

UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ  
DEPARTAMENTUL DE MECATRONICĂ

Ing. Valentin CIUPE

Contribuții la Optimizarea  
Constructivă și Funcțională a  
Sistemelor de Frânare Asistată tip ABS

Teză de doctorat

Conducător științific:

Prof. Dr. Ing. Octavian GLIGOR

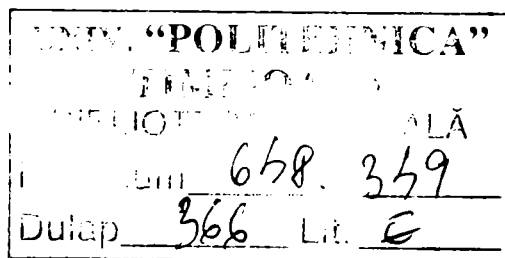
2005

Teză de doctorat

# Contribuții la Optimizarea Constructivă și Funcțională a Sistemelor de Frânare Asistată tip ABS

Elaborată de:  
Ing. Valentin CIUPE

Conducător științific:  
Prof. Dr. Ing. Octavian GLIGOR



2005

# CUPRINS

<b>I</b>	<b>Considerații asupra sistemelor de frânare ale automobilelor</b>	<b>1</b>
1.1	Introducere în sistemele de frânare ale automobilelor	1
1.2	Sisteme de frânare asistată. ABS	2
<b>II</b>	<b>Stadiul actual și perspective în utilizarea sistemelor de frânare asistată pentru automobile</b>	<b>3</b>
2.1	Evoluția sistemelor ABS	3
2.2	Stadiul actual de utilizare al sistemelor de frânare asistată	7
2.3	Perspective în utilizarea sistemelor de frânare asistată	10
2.4	Extinderea sistemelor de frânare asistată	18
2.5	Aspecte legate de timpul și distanța de oprire	20
2.6	Concluzii preliminare	22
<b>III</b>	<b>Analiza procesului de frânare al autovehiculelor</b>	<b>26</b>
3.1	Procesul de frânare al autovehiculelor	26
3.1.1	Cinematica roții frânate	26
3.1.2	Ecuțiile de mișcare ale roții frânate	28
3.1.3	Caracteristica de rulare a roții frânate	31
3.1.4	Procesul de blocare a roții frânate	36
3.2	Determinarea parametrilor capacității de frânare	39
3.2.1	Determinarea decelerației	39
3.2.2	Determinarea spațiului de frânare	40
3.2.3	Determinarea timpului de frânare	41
3.3	Calculul frânelor utilizate la autoturisme	43
3.3.1	Calculul frânei cu disc	43
3.3.2	Calculul frânelor cu tamburi și saboți interiori	45
3.4	Stabilirea momentelor de frânare la punțile automobilului	48
3.5	Calculul transmisiei hidraulice	49
<b>IV</b>	<b>Sisteme de frânare asistată. Construcție și funcționare</b>	<b>53</b>
4.1	Construcția ABS	53
4.1.1	Traductoarele de viteză unghiulară	54
4.1.2	Grupul de electrovalve (modulatorul hidraulic)	57
4.1.3	Electropompa de înaltă presiune	61
4.1.4	Acumulatorul hidraulic	64
4.1.5	Blocul de control electronic	68
4.2	Funcționarea ABS	73

<b>V</b>	<b>Metodica de cercetare</b>	<b>78</b>
5.1	Analiza comportamentului la frânarea cu dispozitive antiblocare	78
5.1.1	Condițiile impuse dispozitivelor antiblocare	78
5.1.2	Aderența dintre pneu și cale	
5.1.3	Comportarea unei roți frânate fără dispozitiv antiblocare	81
5.1.4	Comportarea unei roți frânate cu dispozitiv antiblocare	82
5.1.5	Amplasarea dispozitivelor antiblocare la autovehicule	85
5.2	Influența aspectului căii de rulare asupra procesului de frânare	87
5.3	Conceptul A-ABS și structura sistemului	93
5.4	Soluție propusă pentru reglarea continuă a momentului de frecare	94
5.4.1	Definirea sistemului de control adaptiv, A-ABS	94
5.4.2	Algoritmul de funcționare al sistemului A-ABS	95
5.4.3	Posibilități practice de reglare continuă a presiunii de frânare	100
<b>VI</b>	<b>Standuri de încercare a sistemelor de frânare asistată</b>	<b>104</b>
6.1	Stand la scară redusă pentru încercări preliminare	105
6.2	Construcția și funcționarea standului de încercare	105
6.3	Descrierea variantei alese	106
6.4	Componenta software a standului	112
6.5	Încercarea în mediu real a sistemului de frânare clasic	118
6.6	Implementarea conceptului A-ABS pentru un sistem de frânare real	120
6.6.1	Cerințele impuse unui sistem A-ABS	120
6.7	Realizarea și încercarea în mediu real a unui prototip A-ABS	123
6.7.1	Componenta mecanică și hidraulică	123
6.7.2	Componenta electronică	126
6.7.3	Componenta software	131
6.7.4	Concluzii preliminare	136
<b>VII</b>	<b>Concluzii finale și contribuții originale</b>	<b>137</b>
7.1	Concluzii finale	137
7.2	Contribuții originale	140
7.2.1	Contribuții teoretice	140
7.2.2	Contribuții practice	140
<b>VIII</b>	<b>Bibliografie</b>	<b>139</b>
<b>IX</b>	<b>Anexe</b>	<b>141</b>
9.1	Secvențe din programul pentru citirea traductoarelor de viteză	146
9.2	Secvențe din programul pentru standul de încercări	149
9.3	Schema electrică a sistemului ABS Teves MK II	154
9.4	Arhitectura microcontrolerului Atmel ATMega16	155

## **I. CONSIDERAȚII ASUPRA SISTEMELOR DE FRÂNARE ALE AUTOMOBILELOR**

### **1.1. Introducere în sistemele de frânare ale automobilelor**

Sistemul de frânare al unui autovehicul este unul dintre cele mai importante componente structurale, îndeosebi în condițiile actuale de trafic. Acestui sistem i se acordă o deosebită atenție atât în ceea ce privește întreținerea și menținerea la parametri optimi de funcționare, cât și la proiectarea, construcția și testarea sa.

În principal, sistemul (instalația) de frânare servește pentru reducerea vitezei de circulație a autovehiculului, prin disiparea energiei cinetice a acestuia, după dorința conducătorului vehiculului, sau pentru oprirea lui, precum și pentru imobilizarea autovehiculului când acesta trebuie să staționeze.

Totul a început atunci când oamenii (inginerii acelor vremuri) au constatat că trăsura o ia la vale iar caii nu sunt cea mai potrivită metodă de a o opri. Și au descoperit că dacă apasă cu o bucată de lemn (sabot) pe suprafața de rulare a roții (tambur) aceasta își reduce viteza iar într-un final se oprește. Au mai observat că timpul de oprire este cu atât mai scurt cu cât forța de apăsare este mai mare și au atașat sabotul la un mecanism cu pârghii pentru a amplifica forța. Astfel a luat naștere primul sistem de frânare cu tambur exterior și acționare mecanică. Acest sistem de frânare se mai găsește și în zilele noastre, la vehiculele feroviare, cu diferența că saboții (câte doi pe fiecare roată) sunt construiți dintr-un material cu proprietăți tribologice mult îmbunătățite iar acționarea este pneumatică.

Odată cu apariția trăsorii fără cai, automobilul, îmbunătățirea sistemelor de frânare a devenit imperioasă. Primele tipuri de frâne erau concepute tot în jurul ansamblului tambur-sabot acționat mecanic, cu diferența că sabotul fusese înlocuit de o bandă de piele. În timp sistemul a evoluat, diametrul a scăzut prin mutarea saboților în interiorul tamburilor, rezultatul fiind posibilitatea amplasării elementelor acționate ale frânei pe capetele arborilor roților, în contact direct cu jențile automobilului.

Datorită faptului că viteza vehiculelor a început să crească s-a observat necesitatea creșterii forței de apăsare, respectiv îmbunătățirea mecanismelor de acționare. Astfel a apărut acționarea hidraulică și pneumatică a frânelor.

În cadrul procesului de evoluție al sistemului de frânare a apărut la un moment dat un nou concept: frâna cu disc. Această nouă „modă” a prins rădăcini îndeosebi în segmentul autoturismelor datorită performanțelor la viteze ridicate, gabaritului axial, condițiilor mult mai favorabile de răcire și greutatea redusă. Multă vreme cele două sisteme (frâna cu tambur și frâna cu disc) au coabitat în paralel, puntea față având

frâne disc iar puntea spate frâne cu tambur. La ora actuală toate autoturismele sunt dotate cu frâne disc pe toate patru roțile. Procesul evolutiv continuă, bineînțeles, căutându-se noi direcții de dezvoltare atât în ceea ce privește materialele cât și tipul de acționare sau principiul de frânare în sine.

În mod curent, la automobile se întâlnesc mai multe instalații de frânare și anume:

- *frâna de exploatare* (frâna de serviciu), care asigură reducerea vitezei de circulație sau oprirea sigură și rapidă a automobilului, la orice sarcină, la orice viteză și pe orice pantă pe care automobilul poate fi utilizat;
- *frâna de ajutor* (denumită în mod curent frâna de mână) trebuie să permită reducerea vitezei autovehiculului cu o anumită decelerație, precum și oprirea lui, atunci când frâna de serviciu se defectează și este astfel scoasă parțial sau total din funcțiune;
- *frâna de parcare* servește la imobilizarea autovehiculului chiar în absența conducătorului acestuia și chiar când automobilul este oprit pe o pantă. La automobilele mici și mijlocii (cu excepția celor dotate cu cutii automate de viteză), frâna de ajutor și frâna de parcare reprezintă în general o singură instalație (frâna de mână), care asigură atât frânarea în cazul defectării frânei de exploatare, cât și imobilizarea automobilului oprit pe o pantă.

## **1.2. Sisteme de frânare asistată, ABS**

De multe ori în cercurile de specialitate a fost făcută următoarea afirmație: un automobil este controlat de forțe care acționează în doar patru suprafețe mici, fiecare de mărimea palmei unui om, acolo unde apare contactul între pneu și șosea.

Astfel se poate spune că dispozitivul anti-blocare ABS este un mecanism de siguranță conceput să prevină patinarea și să ajute conducătorul auto să mențină controlul asupra direcției de deplasare în cazul unei frânări de urgență în care poate apare blocarea roților.

Scopul ABS este acela de a realiza o decelerare sau o oprire controlată prin menținerea contactului forțat, cu frecare la valoare maximă între roată și calea de rulare, prin acest fapt realizându-se controlul direcției de deplasare în timpul frânării. Prin contrast, instalațiile de frânare convenționale nu asigură controlul virării în această situație datorită blocării uneia sau mai multor roți ale automobilului.

## II. STADIUL ACTUAL ȘI PERSPECTIVE ÎN UTILIZAREA SISTEMELOR DE FRÂNARE ASISTATĂ PENTRU AUTOMOBILE

### 2.1. Evoluția sistemelor ABS

Sistemele de frânare asistată au fost introduse pentru prima dată la începutul secolului trecut, la vehiculele de cale ferată. Motivația originală a fost aceea de a evita aplatizarea bandajelor roților. Foarte repede s-a ajuns la concluzia că distanța de oprire se scurta datorită ABS-ului. În anul 1936 Bosch înregistrează un patent pentru un „mecanism de prevenire a blocării roților unui vehicul cu motor”. În 1948 în SUA, o aeronavă Boeing B-47 a fost echipată cu ABS pentru a evita explozia pneurilor la aterizarea pe piste de beton precum și pierderea controlului pe piste acoperite cu gheață.[S2] Pentru prima dată în industria automobilului un sistem ABS a fost disponibil tot în SUA în 1966 pentru un model de lux: Jensen Interceptor FF, care a utilizat un dispozitiv anti-blocare Dunlop Maxaret, dezvoltat original pentru avioanele de vânătoare care aterizau pe port-avioane. În Europa, în 1964, Teldix o filială a firmei Bosch a început lucrările la un dispozitiv ABS iar în 1970 a reușit să dezvolte un sistem controlat în totalitate electronic (fig. 2.1) [B3].

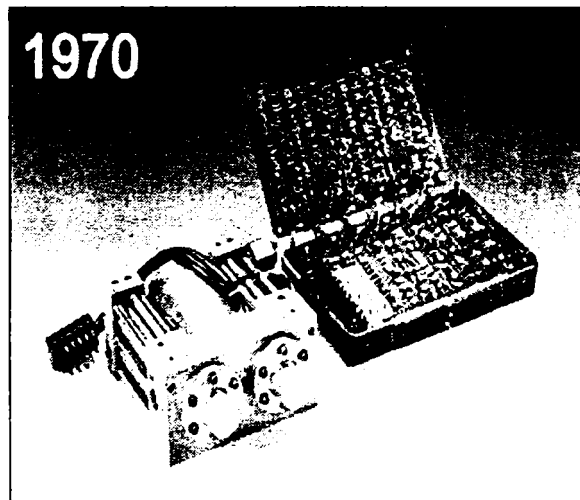


Fig. 2.1. Prima generație, ABS 1 (Bosch).

Structura de bază a acestui design, denumit ABS 1, se regăsește și acum în aproape toate sistemele ABS. În schimb fiabilitatea și durabilitatea unității electronice de control – cu cele aproape 1000 de componente analogice – nu au fost suficiente pentru producția de serie. Avântul tehnologiei și controlul cu circuite integrate au permis reducerea numărului componentelor la 140.

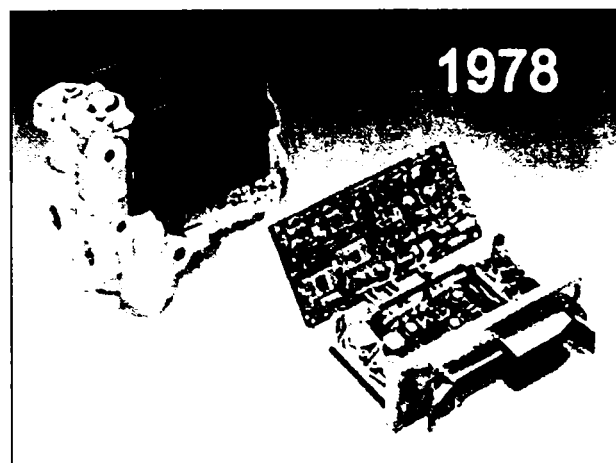


Fig. 2.2. A doua generație, ABS 2 (Bosch).

După 14 ani lungi de cercetări, toate și-au găsit rezolvarea în 1978: sisteme din a doua generație, ABS 2 (fig. 2.2), au început să fie montate ca echipament opțional, la început pe automobile Mercedes clasa S și la scurt timp pe automobile BMW seria 7.

Bazat pe primul ABS, generația următoare 2S introdusă în 1983 a devenit mult mai compactă și mai eficientă. Cu toate acestea doar 0,3 procente din producția mondială de automobile erau dotate cu dispozitive ABS. În 1987 Bosch produce primul sistem de control al tracțiunii TCS, pentru automobilele de pasageri.

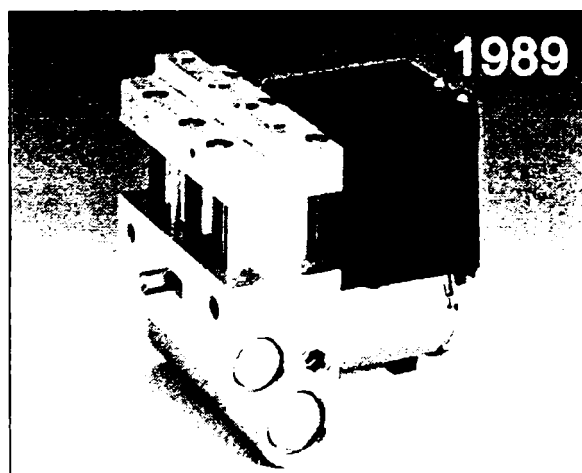


Fig. 2.3. ABS 2E, tehnologie hibridă (Bosch).

În 1989 a fost demarată producția de serie pentru ABS 2E. Pentru prima dată inginerii au reușit integrarea unității de control ECU, fabricată în tehnologie hibridă. În 1993 apare generația ABS 5, având greutate redusă și o sporire a numărului de funcții ale ECU.



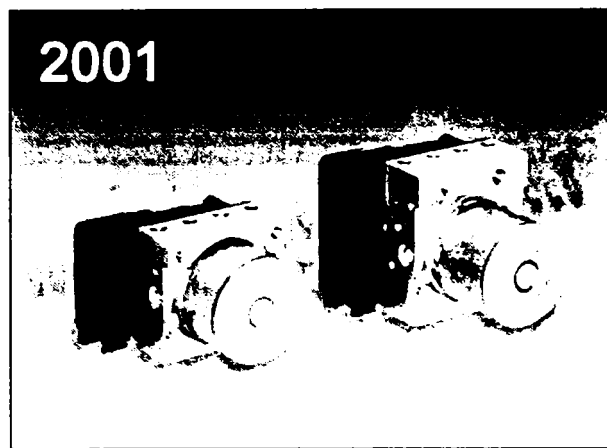


Fig. 2.4. ABS 8, încorporează TCS și ESP (Bosch).

Generația curentă, ABS 8 a apărut în anul 2001. Utilizează un design modular, care permite diferitelor grade de complexitate ale sistemului de control al frânării – ABS, TCS controlul tracțiunii și ESP controlul stabilității în viraje – să fie fabricate în moduri foarte asemănătoare.

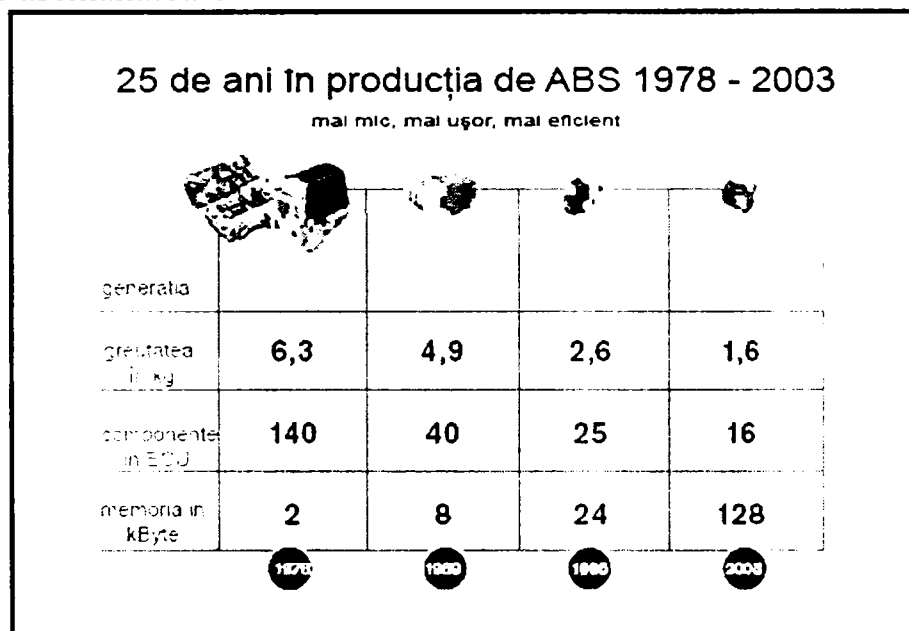


Fig. 2.5. 25 de ani de evoluție a ABS (Bosch).

În 2003 Bosch a împlinit 25 de ani de producție de serie a sistemelor anti-blocare. În acest răstimp masa blocului electro-hidraulic a scăzut de la 6,3 la 1,6 kg, numărul componentelor electronice în ECU a scăzut la de la 140 la 16 iar memoria program a crescut de la 2 la 128 kB (fig. 2.5) [B3].

Un alt producător important de sisteme de frânare pentru automobile, Teves, care acum face parte din concernul Continental, dezvoltă la rândul său dispozitive anti-blocare, cu precădere pentru automobilele de producție nord-americană [C12, C13].

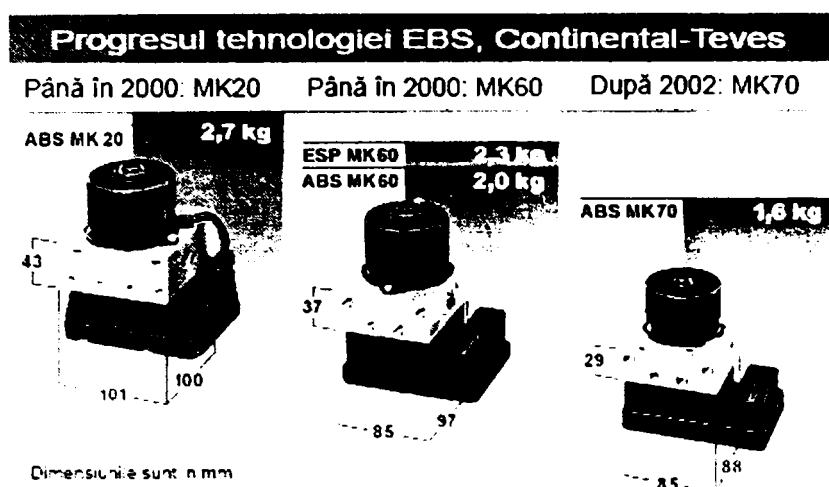


Fig. 2.6. Evoluția sistemelor ABS (Continental-Teves).

Familia de produse din spectrul sistemelor de frânare poartă denumirea de EBS – electronic brake system (sistem de frânare electronic) – și înglobează în ultimele versiuni, funcții pentru TCS<sup>1</sup> și ESP<sup>2</sup> (figura 2.6).

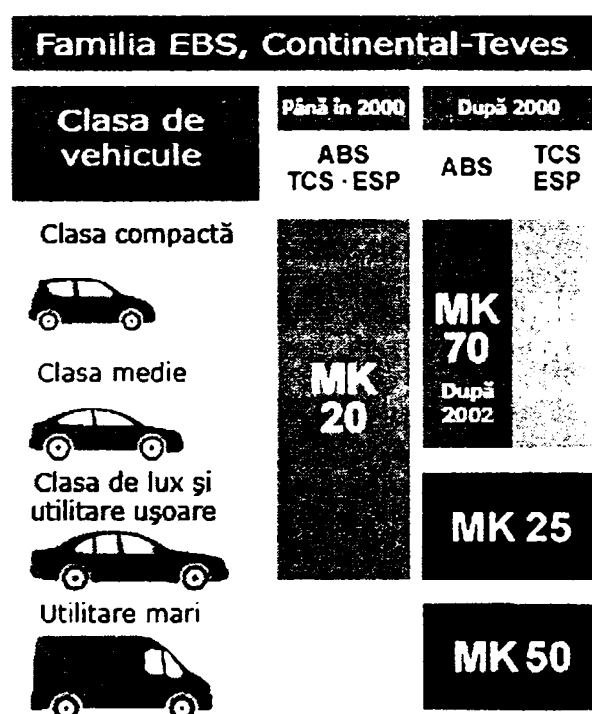


Fig. 2.7. Familia de produse EBS (Continental-Teves).

<sup>1</sup> TCS – Traction Control System, Sistem de control al tracțiunii, are rolul de a menține aderența la plecarea de pe loc sau la accelerări bruște.

<sup>2</sup> ESP – Electronic Stability Program, Controlul stabilității în curbe, în cazul supravirării/subvirării și a apariției derapajului.

Evoluția sistemului de frânare asistată Continental-Teves și modificările de natură constructivă apărute de-a lungul timpului pot fi ușor urmărite în figura 2.7. Dintre funcțiile speciale ale ultimei generații se pot enumera: detectarea dezumflării pneului, asistare la pornirea din rampă, suport pentru frânarea pe carosabil umed, detectarea scăderii eficacității frânelor, asistarea la frânarea de urgență (de panică) etc.

## 2.2. Stadiul actual de utilizare al sistemelor de frânare asistată

Urmărind firul logic al desfășurării procesului de frânare se constată destul de ușor că forța de apăsare a plăcuțelor/saboților pe discuri/tamburi este relativ mare, ceea ce conduce la concluzia că roțile autovehiculului pot fi ușor blocate, fără ca respectivul autovehicul să se fi oprit complet. Acest fenomen apare în cazul frânării sub acțiunea panicii (iminent accident) sau în cazul condițiilor adverse de trafic (carosabil umed, polei, noroi, îngheț). Blocarea roților conduce implicit la pierderea aderenței și implicit a controlului autovehiculului, combinat cu mărirea substanțială a distanței de frânare. Evident că acest lucru nu este de dorit și prin urmare s-au conceput sisteme care să împiedice blocarea roților în timpul procesului de frânare. Acesta este sistemul de frânare asistată, cunoscut sub denumirea generică de *ABS (Antilocking Brake System – Sistem Antiblocare a Frânelor)*.

La ora actuală frânarea asistată a devenit standard (chiar obligatorie pentru autocare, autocamioane de mare tonaj și aeronave). În cazul autovehiculelor mici și mijlocii de generație nouă, aflate în producție curentă, mai mult de 80% dintre acestea sunt echipate cu sisteme de frânare asistată.

O instalație ABS reprezintă, din punct de vedere constructiv, o completare adusă instalației clasice de frânare, cu deosebirea că față de aceasta apar în plus o sumă de subsisteme cum ar fi: pompa ABS, grupul de electrovalve, senzorii de viteză ai roților și controllerul electronic (modulul de comandă al pompei ABS).

Există mai multe tipuri de sisteme ABS, în funcție de numărul de roți pe care le monitorizează. Astfel se cunosc (pentru autoturisme): ABS pe două căi (fie doar pe roțile din față, fie doar pe roțile din spate), ABS pe trei căi (roțile din față controlate independent, roțile din spate având cale de control comună, cu sistem diferențial), ABS pe patru căi (fiecare roată controlată separat).

În cazul vehiculelor cu mai mult de două osii se monitorizează în special acele roți asupra cărora acționează încărcarea maximă și care realizează cea mai mare capacitate de frânare.

O problemă deosebită apare la vehiculele care se deplasează pe două roți. Aici problema este mult mai stringentă datorită instabilității acestora. Motocicletele din producția curentă ating viteze de peste 250 km/h, sunt dotate cu frâne extrem de

eficace, iar blocarea unei roți în cazul unei frânări de urgență conduce automat la pierderea controlului și a stabilității, urmările putând conduce la accidente extrem de grave. De aceea dotarea acestor motociclete cu instalații ABS este problemă studiată cu mult interes.

În cazul autocarelor utilizarea ABS-ului este obligatorie: în ultimii ani un autocar nu poate fi omologat pentru circulația pe drumurile publice dacă nu este dotat cu o astfel de instalație. Aceleași condiții se impun și trenurilor de mare viteză (TGV).

Un alt caz similar îl reprezintă aeronavele la care dotarea cu sisteme de frânare asistată este standard, atât pentru faptul că pierderea controlului la aterizare (de ex. pe o pistă înghețată) ar produce o catastrofă de proporții (și cazurile nu sunt puține), cât și pentru faptul că integrarea este facilă datorită nivelului tehnologic ridicat al echipamentelor de acționare și control (frânele sunt controlate de computer fără intervenția pilotului).

În figura 2.8 este prezentată schema de principiu a sistemului ABS pe 4 căi iar în figura 2.9 este prezentată instalația de frânare a unui automobil dotat cu ABS [C3].

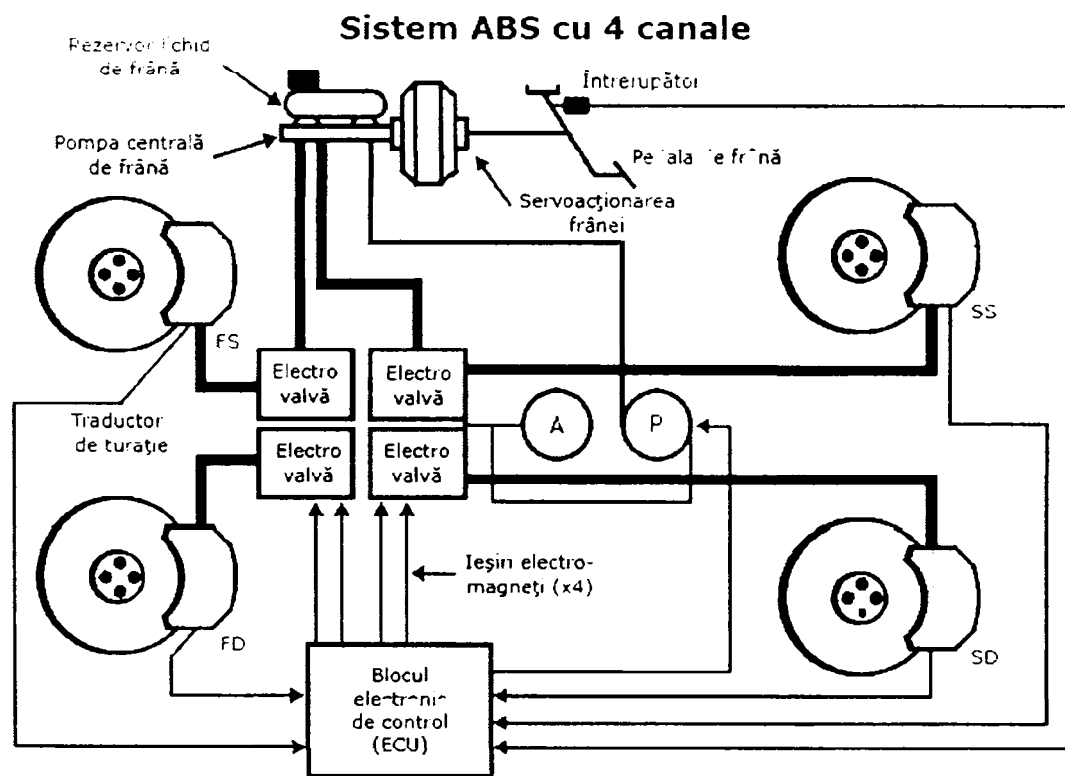


Fig. 2.8. Schema sistemului ABS cu 4 canale.

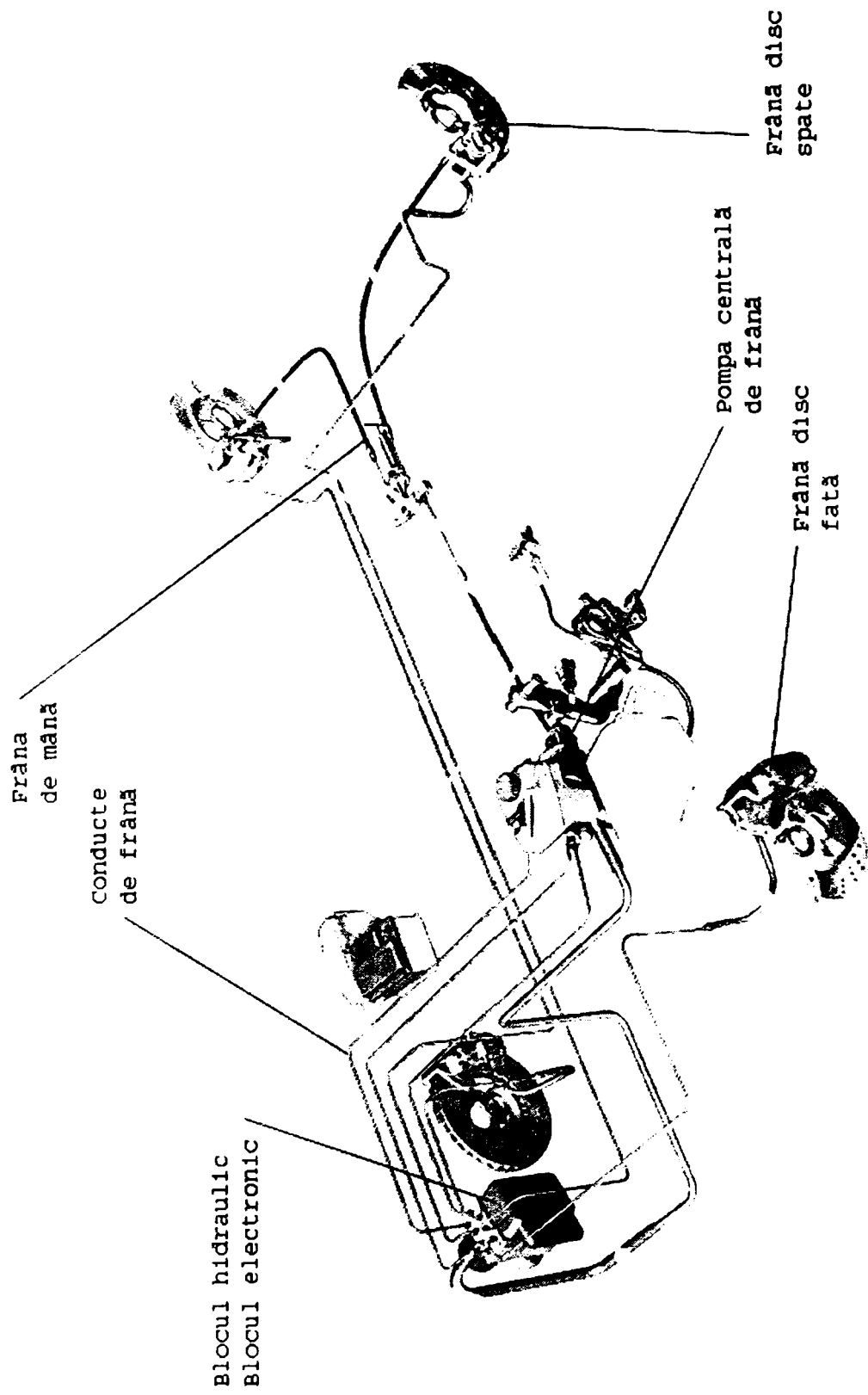


Fig. 2.9. Autoturism dotat cu ABS [C4].

### 2.3. Perspective în utilizarea sistemelor de frânare asistată

În paralel cu direcțiile de cercetare bine cunoscute în vederea optimizării instalațiilor clasice de frânare, au apărut idei noi, metode noi orientate pe direcții diferite dar cu șanse mari de reușită și posibilitatea de a se impune în viitorul apropiat.

Aceste tipuri de comandă a frânelor au apărut în ultima vreme atât datorită posibilităților tehnice avansate (ultraintegrarea electronică – disponibilă cu costuri reduse, precizia sporită de execuție a reperelor și apariția unor noi metode de simulare și testare), cât și tendinței de sporire a siguranței autovehiculelor.

Astfel, se studiază posibilitatea înlocuirii acționării hidraulice sau pneumatice a frânelor cu acționarea electrică (fig. 2.10). Aceasta prezintă avantajul unor viteze mari de reacție, histereză scăzută a sistemului și integrare facilă în ceea ce privește atât comanda cât și controlul acționării.

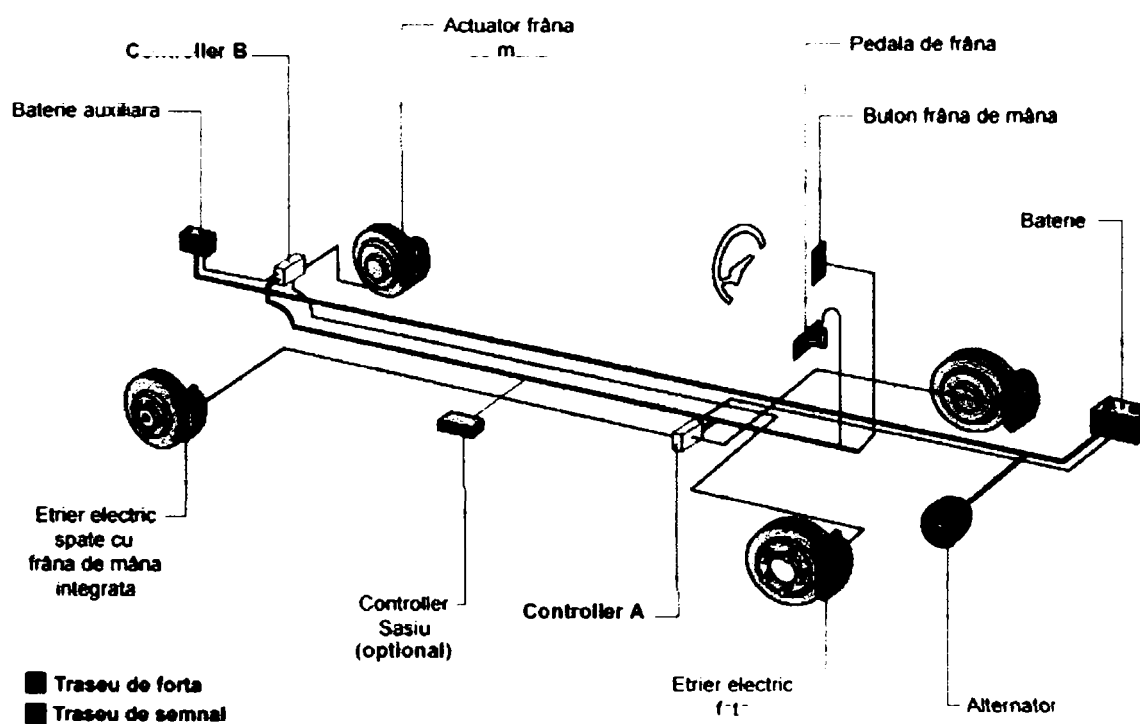


Fig. 2.10 Acționarea electrică a frânelor.

În acest domeniu au obținut rezultate foarte bune în urma testărilor efectuate firmele Bosch și Siemens pe partea de inteligență artificială (ECU de ultimă generație dotat cu microcontrollere performante și electronică de putere de eficiență ridicată); Bosch și General Motors (în strânsă colaborare cu Bendix [B2]) pe partea de acționare (motoare sincrone de curent continuu, combinate cu mecanisme planetare compacte și mecanisme șurub-piuliță, vezi fig. 2.11).

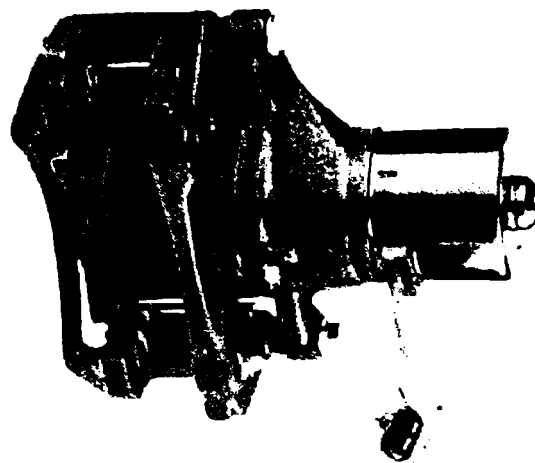


Fig. 2.11 Etrier cu acționare electrică.  
Se observă grupul moto-reductor.

O altă zonă în care apar inovații este cea legată de interacțiunea conducătorului auto cu sistemul de frânare. Astfel, se urmărește suprimarea legăturii mecanice dintre pedala de frână și pompa centrală de frână și înlocuirea acesteia cu un sistem „brake by wire”<sup>3</sup>, care reprezintă în fapt un sistem master-slave. Acesta presupune amplasarea pe axul pedalei de frână a unui traductor de poziție (potențiomtric) și al unui actuator de simulare a reacției în pedală. Informația culeasă de pe potențiomtru este prelucrată de controllerul sistemului de frânare și transmisă motorului de acționare a pompei centrale de frână, servovalvei pneumatice proporționale sau motorașelor electrice de acționare a plăcuțelor de frână. Funcție de accelerația și poziția pedalei de frână în timpul acționării acesteia, controllerul determină în timp real valoarea tensiunii și a curentului ce trebuie aplicate actuatorului de reacție. Acesta este necesar și nu poate fi înlocuit cu un simplu arc, deoarece modul de apăsare al pedalei de frână este în strânsă dependență cu senzația pe care o simte conducătorul auto în momentul frânării, exprimată prin „rigiditatea” pedalei. Avantajul acestui sistem este acela că elimină vibrațiile produse în pedală (de ex. cele produse de ABS), controlul frânării se poate face mai precis (așa cum și-ar dori conducătorul ca mașina să frâneze) și se elimină sau se corectează frânările nepotrivite.

O altă soluție uzuală hibridă (integrată) o reprezintă *frâna electro-hidraulică*, cunoscută sub acronimul *EHB (electro-hydraulic brakes)*.

Și la acest tip de comandă cilindrul principal de frână este separat de restul instalației hidraulice prin intermediul unor supape pilotate, acestea decuplându-se în

<sup>3</sup> ... by wire – reprezintă suprimarea legăturilor mecanice dintre comandă și acționare și înlocuirea acesteia cu senzori, actuatori și legături electrice.

cazul apariției unei avarii la instalația electrică a autovehiculului sau dacă partea de comandă electrică a frânelor funcționează defectuos.

Procesul de frânare se realizează astfel: conducătorul apasă pedala de frână care acționează asupra unui traductor de deplasare. Semnalul furnizat de acest traductor este prelucrat de controlerul de frână, rezultând valoarea decelerației pe care conducătorul dorește să o imprime autovehiculului. Cunoscând această valoare, controlerul prescrie valoarea presiunii ce trebuie aplicată pistonășelor de frână. Această valoare este transformată în semnal electric de comandă a unor servovalve de distribuție a lichidului de frână (câte una pentru fiecare etrier). Presiunea necesară frânării este furnizată de un grup format dintr-o pompă (acționată de un motor electric) și un acumulator hidraulic. Astfel, servovalvele furnizează presiune în instalație de așa natură încât momentul de frânare să reflecte valoarea decelerației cerute.

Schema de principiu a unei instalații de frânare electro-hidraulică utilizată pe autoturismele Mercedes 500SL 2dr Sport Coupé este prezentată în figura 2.12. Trebuie precizat că aceasta este prima instalație de tip brake-by-wire introdusă pe un autovehicul aflat în producția de serie [C14].

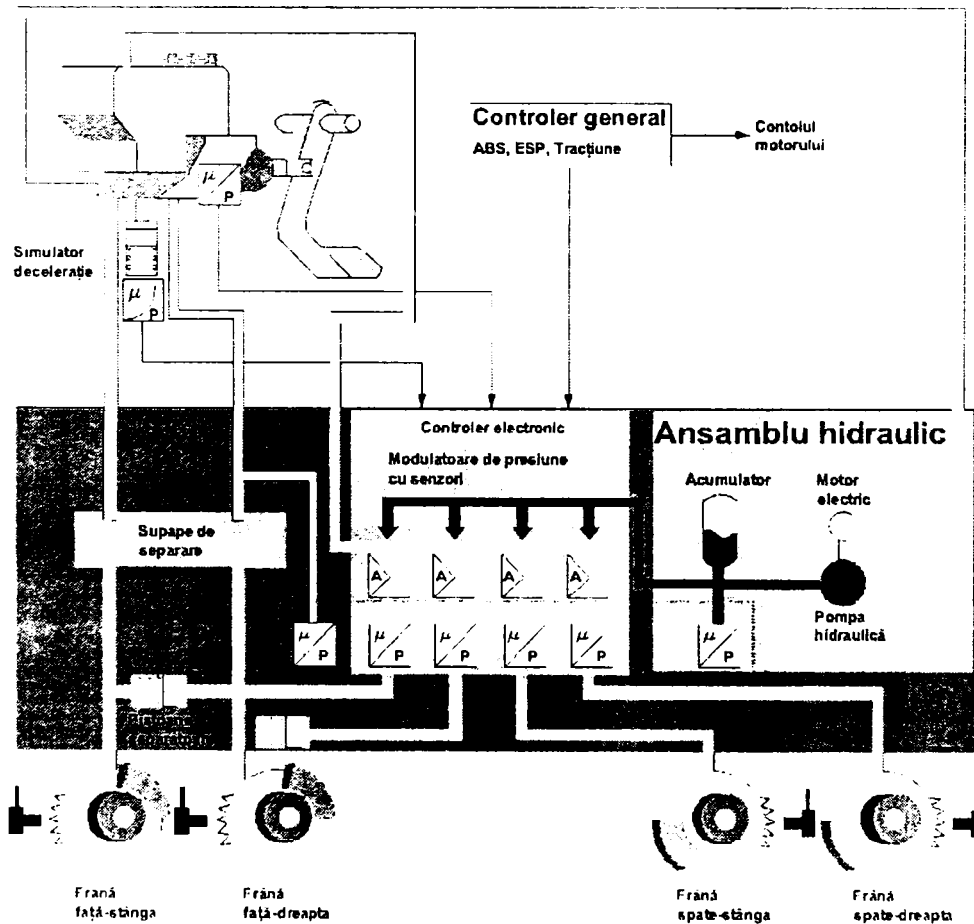


Fig. 2.12 Instalație de frânare electro-hidraulică – Mercedes.



La acest tip de frână pedala rămâne cuplată fizic la cilindrul principal de frână iar senzația de forță de frânare este dată de un arc de cauciuc special conceput (fig. 2.13). Pentru ca deformația arcului să producă o senzație cât mai apropiată de sistemele de frânare hidraulice clasice, forma acestuia se determină prin metoda elementului finit, proiectarea finală realizându-se cu software specializat (fig. 2.14). [S1]

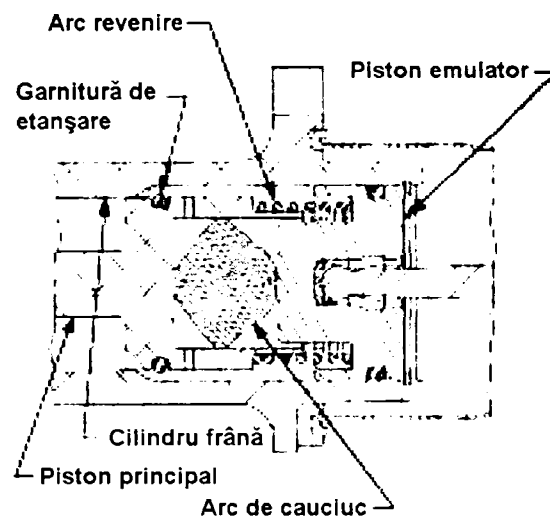
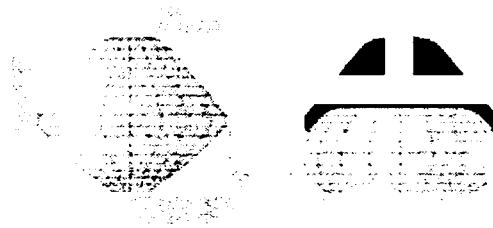
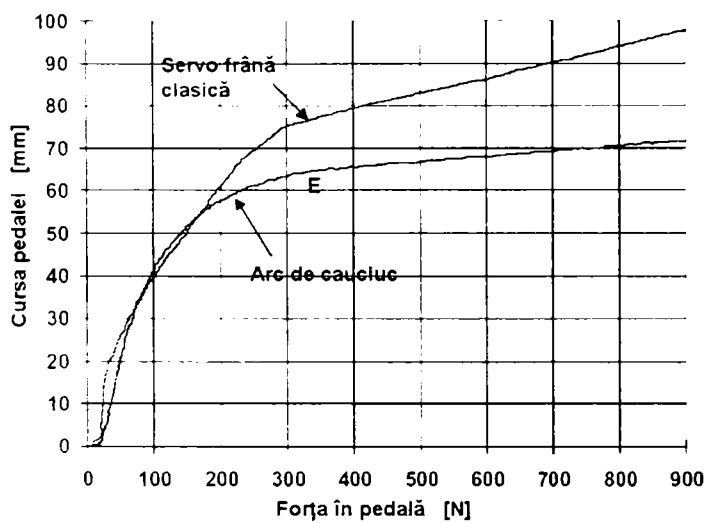


Fig. 2.13. Arc de cauciuc pentru simularea reacției în pedala de frână.



a)

b)

Fig. 2.14. a) Comparație între servo-frâna clasică și arcul de cauciuc  
b) Proiectarea prin metoda elementului finit.

Ca răspuns la introducerea noului sistem de frânare al firmei Mercedes, reacțiile celorlalți producători de autovehicule nu au întârziat să apară. Astfel, firma Delphi din Statele Unite a anunțat introducerea "*frânării hibride*", care "aduce industria cu un pas mai aproape de frânarea by-wire".

Frânarea hibridă utilizează, pentru puntea spate, etriere electrice "inteligente" cu funcție de control integral al frânei pentru controlul forței de frânare la roțile din spate (fig. 2.15). La roțile din față, frânele hidraulice convenționale și modulatorul ABS sunt combinate. Când șoferul frânează, intenția sa este măsurată de un set de senzori, convertită în comandă electrică și comunicată etrierelor electrice. Balansul frânei față-spate este controlat prin software și poate fi optimizat pentru o distribuție a forței de frânare mult mai eficientă (fig. 2.16).

Frânarea hibridă include deasemenea frână de mână electrică integrată care elimină din componente și eliberează spațiu în compartimentul pasagerilor prin dispariția levierului de comandă al frânei de mână.

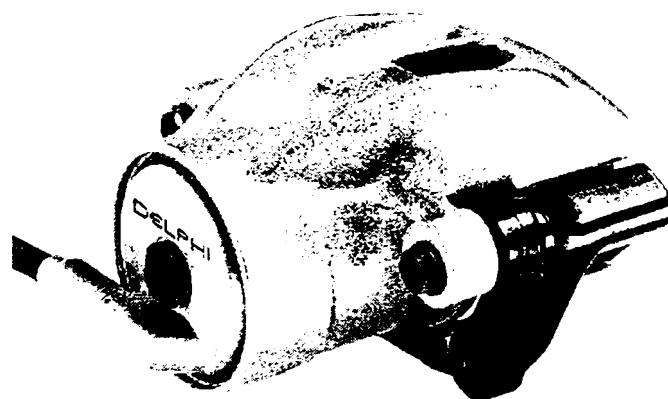


Fig. 2.15. Etrier electric inteligent – Delphi [D4], [D5].

Între avantajele frânării hibride se numără:

- îmbunătățirea sistemului de frânare – îmbunătățirea răspunsului frânei de bază (etrierele reacționează mai rapid), reacție mai bună în pedală, uzură mai redusă a plăcuțelor de frână, posibilitatea de a controla independent etrierele spate.
- îmbunătățirea vehiculului – o reducere a masei totale, construcție simplificată a discurilor din spate la anumite vehicule, utilizarea unui singur sistem pentru frâna de mână la modele diferite.

- îmbunătățirea procesului de asamblare – eliminarea conductelor din spate, a mecanismului frânei de mână, timp redus de golire și umplere a instalației cu lichid de frână.

De asemenea, frânarea hibridă aduce noi funcționalități:

- frână de mână la buton;
- funcție ABS pentru frâna de mână, proiectat să prevină blocarea roților din spate dacă este acționată când vehiculul se află în mișcare;
- detectarea uzurii plăcuțelor de frână prin utilizarea unui senzor integrat în etrierul electric;
- funcție pentru ajutorul pornirii în rampă – în cazul vehiculelor echipate cu transmisie manuală. [D4]

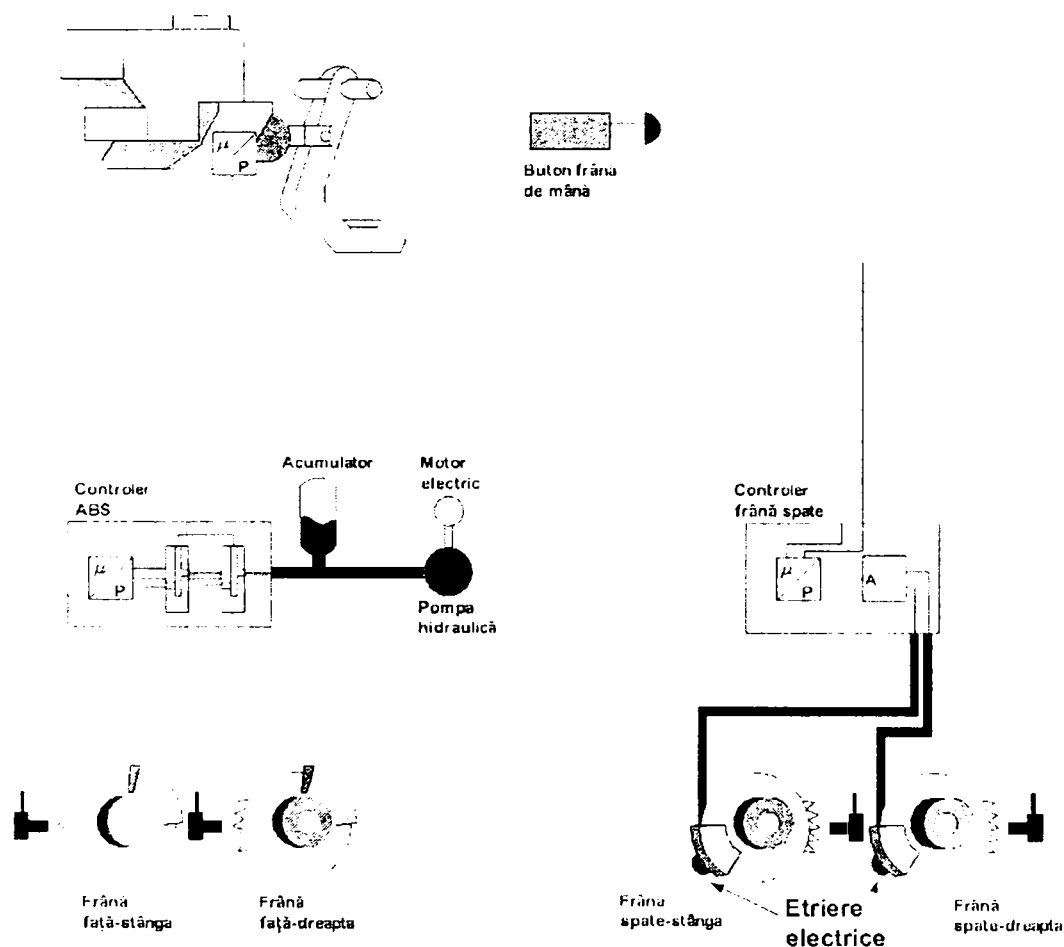


Fig. 2.16. Sistemul de frânare hibridă – Delphi.

Conform celor de la Delphi, "frânarea hibridă reprezintă o diferență pe piață" și că "(...) din punct de vedere al actuatorului, frânarea hibridă este următorul pas logic spre un sistem pur brake-by-wire. În plus frânarea hibridă este o alternativă la EHB, cu un cost mai redus și introduce producătorul auto și consumatorul în sistemul by-wire prin cele două etriere electrice din spate." [Mark DePoyster, inginer șef la Delphi Dynamics Center – conferință de presă, 26 iunie 2002]

Continental este o altă companie care și-a orientat atenția asupra frânării electro-hidraulice în principal din punctul de vedere al economiei de carburant și al siguranței traficului.

Astfel, se susține că există o mai bună utilizare a energiei cinetice a unei mașini în mișcare. Mai degrabă decât transformarea acelei energii în căldură, ISAD<sup>4</sup> o convertește în energie electrică prin ajustarea funcției de alternator relativ la gradul de încărcare al motorului termic. Principiul funcțional este acela că nu doar instalația de frânare încetinește mașina. În schimb ISAD preia cea mai mare parte a decelerației în anumite faze. Electronica de putere mărește tensiunea de încărcare și astfel produce un moment de frânare al roților, prin intermediul transmisiei, rezultând o formă particulară a frânei de motor. Frâna electro-hidraulică este acționată doar atât cât este necesar pentru ca vehiculul să se adapteze la condițiile de frecare de la suprafața de rulare (de exemplu în cazul controlului ABS). Când este necesară intervenția instalației ABS, ISAD predă controlul sistemului de frânare electro-hidraulică pentru a corecta patinarea roților.

Sistemul ISAD este o metodă de frânare regenerativă disponibil pentru decelerații până la 0,3 g (suficient, pentru că în peste 80% din cazuri decelerația cerută nu depășește această valoare), funcție de starea de încărcare a bateriei. Dacă ISAD a atins cuplul de frânare maxim și conducătorul auto solicită o decelerație mai mare, frâna electro-hidraulică este acționată și compensează lipsa de decelerație (fig. 2.17).

---

<sup>4</sup> ISAD (Integrated Starter Alternator Damper) rom: Demaror-Alternator-Volant Integrat – este un sistem alcătuit dintr-o mașină electrică, constând într-un rotor în locul roții volante, cuplat cu arborele cotit, între motor și transmisie și o parte electronică de putere inteligentă, care face posibilă funcționarea atât în regim de demaror cât și ca alternator. Aceasta din urmă controlează ISAD funcție de necesarul de curent din instalația electrică a autovehiculului și de starea de încărcare a bateriei.

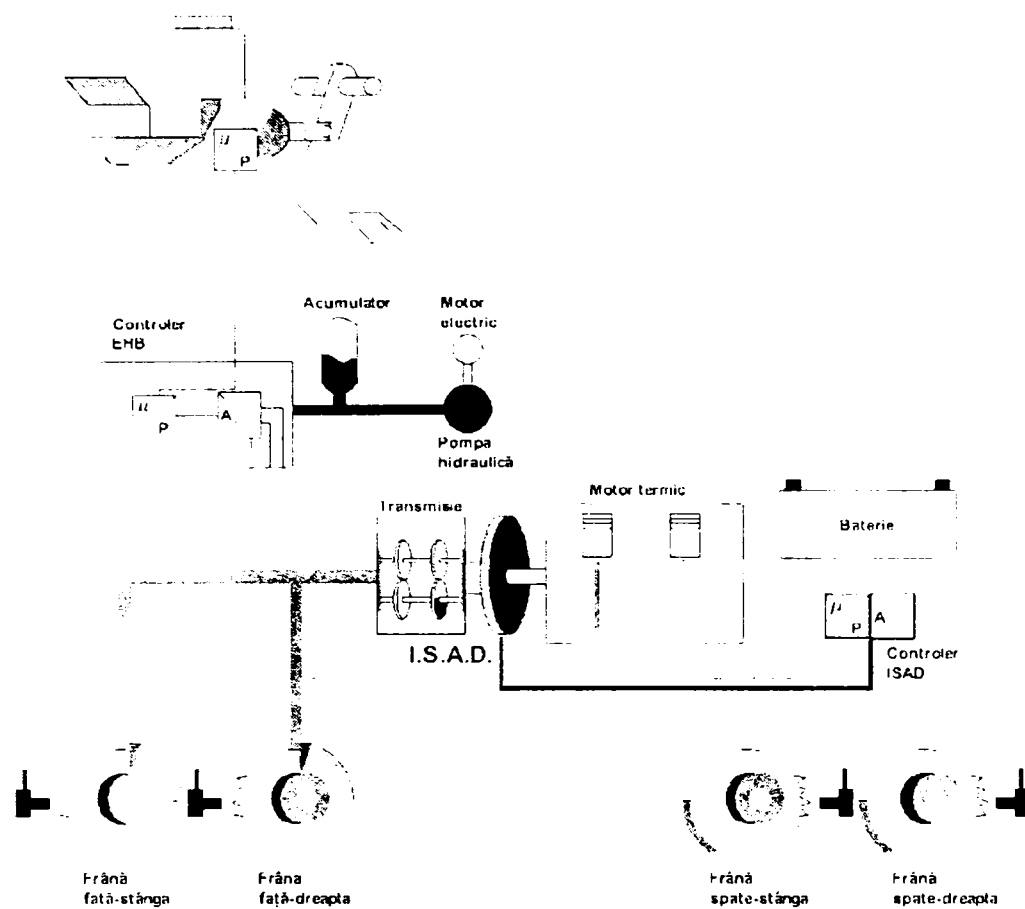
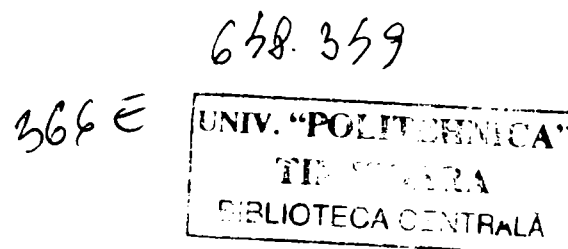


Fig. 2.17. Metoda integrată de frânare regenerativă – Continental.

Sistemul de frânare trebuie să fie de tip brake-by-wire pentru a menține siguranța și confortul la nivel optim. ISAD împreună cu frâna electro-hidraulică (EHB) iar în viitor frâna electro-mecanică (EMB) reprezintă parteneri ideali pentru funcția de frânare regenerativă. Astfel, când conducătorul auto apasă pedala de frână (a sistemului EHB) controlerul de frână calculează decelerația cerută și recepționează de la sistemul ISAD cuplul de frânare pe care acesta îl poate converti în curent electric pentru încărcarea bateriei. Sistemul EHB completează cuplul de frânare prin aplicarea presiunii optime asupra fiecărei roți, relativ la condițiile de rulare. Acest fenomen asigură stabilitatea vehiculului în orice condiții de frânare.

Schema bloc a ISAD din punct de vedere energetic este prezentată în figura 2.18.



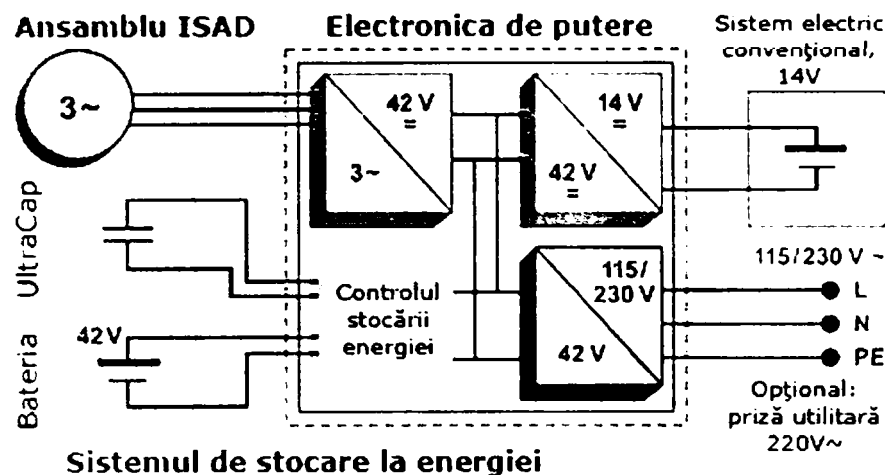


Fig. 2.18. Schema energetică a ISAD.

În ceea ce privește consumul, prin folosirea metodei de frânare regenerativă în modul descris se realizează o economie de combustibil de 7.8%. [Dirk Nebelung, director comunicații la Continental Automotive System – conferință de presă, Frankfurt/Geneva, 17 martie 2002] [C10].

#### 2.4. Extinderea sistemelor de frânare asistată

Un alt aspect legat de perspectivele dezvoltării frânelor este este acela al apariției sistemelor de control al tracțiunii (cunoscut sub acronimul TCS). Acesta este, ca principiu de funcționare, opusul ABS-ului. Un astfel de sistem acționează după cum urmează: la plecarea de pe loc, dacă roțile motoare se rotesc mai repede decât celelalte (adică pierd aderența) se aplică o frânare ușoară în paralel cu limitarea cuplului motor de antrenare a acestora. Avantajul este constituit de integrarea extrem de simplă a sistemului datorită existenței infrastructurii (traductoare de viteză, modulator hidraulic de presiune, controller electronic), singurul lucru ce trebuie făcut fiind implementarea algoritmilor de decizie și calcul în microcontroller.

Datorită faptului că sistemele de frânare actuale dispun de unități electronice de control cu posibilități de implementare a unor algoritmi complicați, s-a optat pentru extinderea funcționalității acestor sisteme, iar acest lucru s-a materializat prin apariția *Programului de Control al Stabilității – ESP (Electronic Stability Program)*.

Sistemul ESP are rolul de a menține traiectoria dorită de conducătorul auto în cazul virajelor abordate necorespunzător [D5].

Există două cazuri de apariție a derapajelor în timpul virării la viteze ridicate (sau condiții de aderență scăzută):

- *subvirarea* – autovehiculul are tendința de a se înscrie pe o curbă mai largă decât cea prescrisă și are ca și consecință intrarea pe banda rezervată circulației în sens opus (posibilitate de coliziune frontală cu alt participant la trafic);

- *supravirarea* – autovehiculul are tendința de a se înscrie pe o curbă mai strânsă decât cea prescrisă și conduce la rotirea necontrolată a acestuia (cu posibilitate de a părăsi suprafața carosabilă).

Funcționarea *ESP* este următoarea (fig. 2.19): controlerul electronic este informat continuu despre starea automobilului prin două traductoare; un traductor unghiular amplasat pe coloana de direcție care indică valoarea unghiului cu care a fost rotit volanul și un traductor de accelerație bidirecțional plasat în podea, la jumătatea distanței dintre cele două punți [C12]. Combinarea semnalului furnizat de cele două traductoare va indica dacă și în care din cele două cazuri se află automobilul.

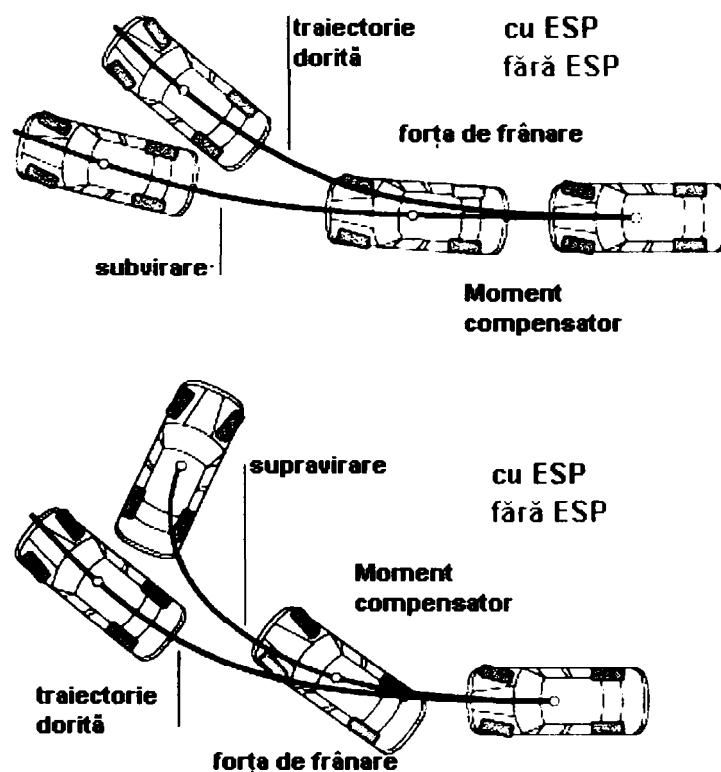


Fig. 2.19. Funcționarea sistemului ESP.

După prelucrarea informației, ESP va produce un moment de compensare a rotirii vehiculului prin frânarea unei roți, astfel: dacă este subvirare va fi frânată roata spate aflată spre interiorul curbei (momentul compensator readuce automobilul pe traiectoria dorită); dacă este supravirare, se va frâna roata față aflată spre exteriorul curbei (momentul compensator readuce automobilul pe traiectoria dorită).

Valoarea presiunii aplicate roții frânate este prescrisă de către controler funcție de viteza automobilului, semnalul furnizat de cele două traductoare și condițiile de aderență. În momentul redresării vehiculului, acțiunea ESP încetează.

## 2.5. Aspecte legate de timpul și distanța de oprire

Distanța de oprire este poate cel mai important factor (pe lângă stabilitate) în cazul frânărilor de panică. Se știe că timpul (și distanța, implicit) de oprire al unui vehicul este compus din mai multe etape și anume: timpul de percepție – din momentul în care apare pericolul și până când conducătorul auto sesizează acest lucru, timpul de procesare mentală – timp de decizie (vehiculul încetinește, piciorul este ridicat de pe pedala de accelerație), timpul de mișcare al piciorului – deplasarea din dreptul pedalei de accelerație până la atingerea pedalei de frână și *timpul de acționare a frânei* – apăsarea propriu-zisă a pedalei de frână și apariția momentului de frânare la roți (fig. 2.20).

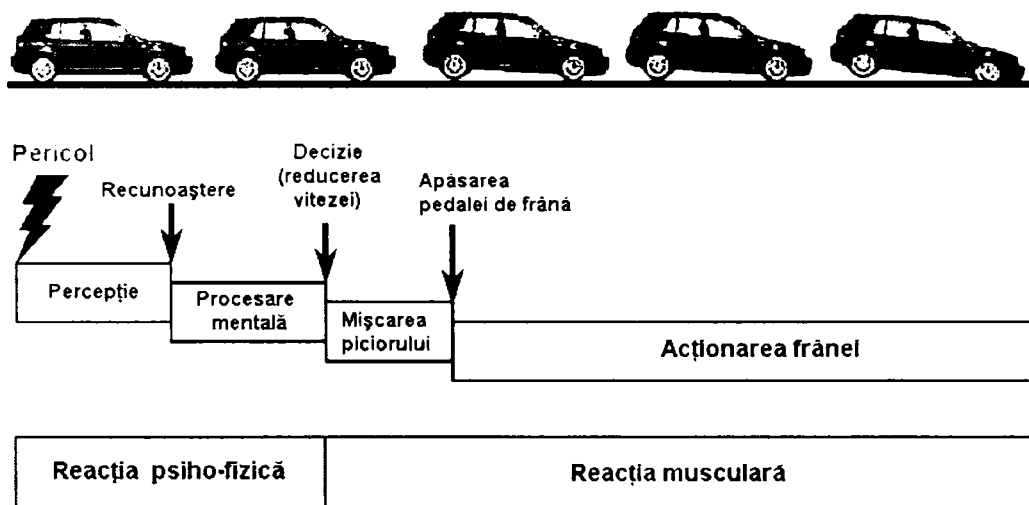


Fig. 2.20. Timpul de frânare (distanța de oprire).

Dacă acceptăm că timpul scurs de la apariția pericolului și până la apăsarea pedalei de frână este constant indiferent de tipul instalației de frânare, problema se schimbă pentru perioada de frânare propriu-zisă (acționarea frânei).

Astfel, în cazul instalației de frânare hidraulică, clasică, cursa pedalei este mai mare decât la sistemul EHB sau EMB (chiar și în cazul servo-frânei) – vezi figura 2.14.a. De asemenea timpul de creștere a presiunii în instalație este cu mult mai mare la sistemul clasic datorită lipsei acumulatorului care eliberează fluid la presiunea nominală de frânare aproape instantaneu (fig. 2.21).



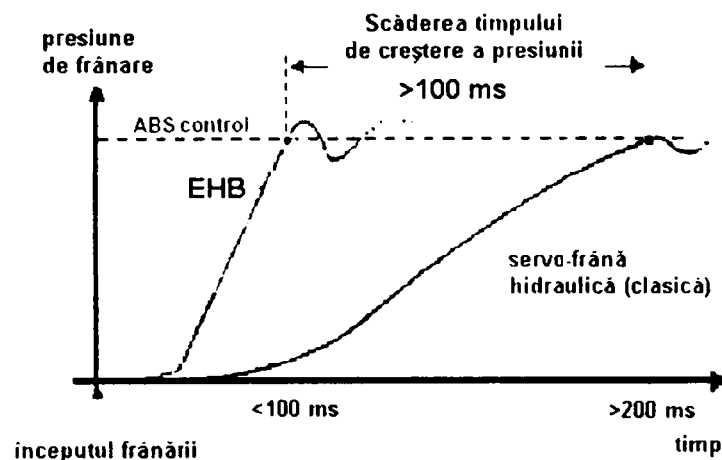


Fig. 2.21. Timpul de creștere al presiunii în instalația de frânare.

Compania Continental-Teves [C8] a realizat un sistem EHB pe care l-a implementat pe un automobil care "se oprește în 30 de metri" (fig. 2.22).

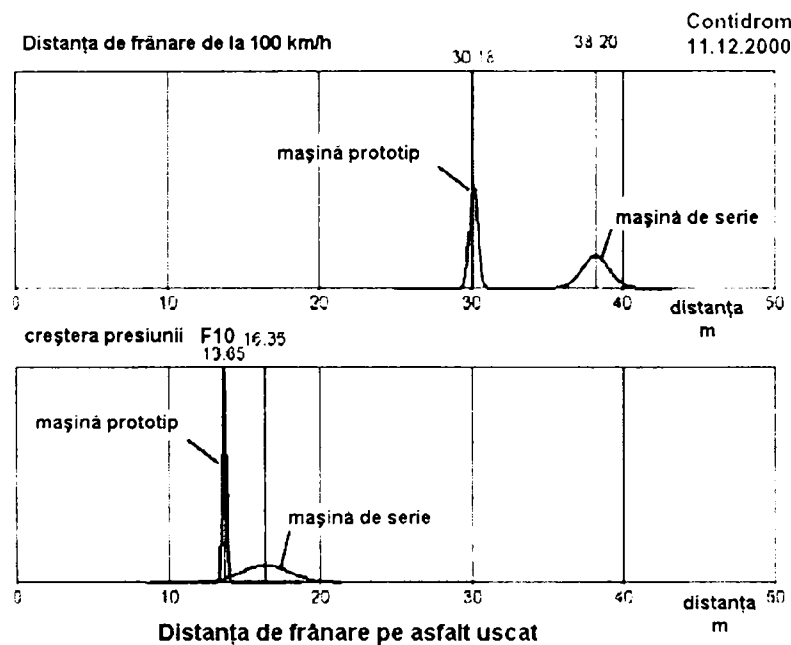


Fig. 2.22. Rezultatele testelor pentru determinarea distanței de frânare.

Se observă din figură că pentru un automobil (VW Golf 3) echipat cu instalație de frânare prototip distanța de oprire completă de la 100 km/h este de 30 de metri, iar pentru o mașină de serie (discuri mai mici, conducte mai subțiri) distanța este mai mică de 40m, aceasta fiind o valoare excelentă dată fiind viteza de la care s-a început frânarea [C9].

Eficiența sistemului EHB se face simțită mai cu seamă dacă urmărim cel de-al doilea grafic din figura 2.22, care reprezintă distanța (timpul) în care se realizează creșterea presiunii la valoarea nominală de frânare și care prezintă o diferență mai mică de 3 metri între instalația prototip și cea de serie.

## 2.6. Concluzii preliminare

Sistemele de frânare neconvenționale/hibride se preconizează că vor înlocui în scurt timp sistemele clasice, datorită comportării lor superioare în orice condiții de trafic, în special sistemul EHB care deși este cu puțin mai lent decât EMB conferă o fiabilitate și o siguranță sporită în exploatare.

În figurile 2.23, 2.24 și 2.25 sunt prezentate comparativ trei sisteme de frânare neconvenționale (EHB, EMB și frânarea hibridă) [C8] relativ la soluția de frânare clasică, servo-hidraulică (la ora actuală, cea mai răspândită pentru autovehiculele de capacitate mică și medie). Direcțiile actuale de cercetare conduc cu siguranță la realizarea unor sisteme de frânare performante care să funcționeze ireproșabil la viteze mari de circulație și în cazul unor condiții de carosabil adverse. Acest lucru este binevenit pentru conducătorii auto prognozând scăderea numărului de accidente. Cu toate acestea se impune o conduită preventivă, deoarece nici un sistem nu este complet infailibil iar condițiile de trafic sunt atât de diverse încât cu greu s-ar putea garanta parametrii critici ai frânării (de ex. distanța de oprire).

De multe ori s-a pus la îndoială eficiența ABS-ului, scepticii susținând că ar trebui eliminat complet deoarece mai mult încurcă. S-a dovedit însă că nu ABS-ul era de vină ci conducătorul auto, de multe ori acesta neștiind că autovehiculul pe care îl conduce este echipat cu o astfel de instalație, și comportându-se în acționarea frânei ca în cazul unei instalații clasice, adică, de cele mai multe ori realizând pompajul frânelor (apăsarea și eliberarea succesivă a pedalei de frână). Acest lucru însă, degenerază în funcționarea incorectă a ABS-ului, pentru că, în cazul unui autovehicul dotat cu o astfel de instalație apăsarea pedalei de frână trebuie făcută progresiv și, chiar dacă este fermă și teoretic ar trebui să se producă blocarea roților, acest fenomen nu se întâmplă deoarece intră instalația ABS în funcțiune.

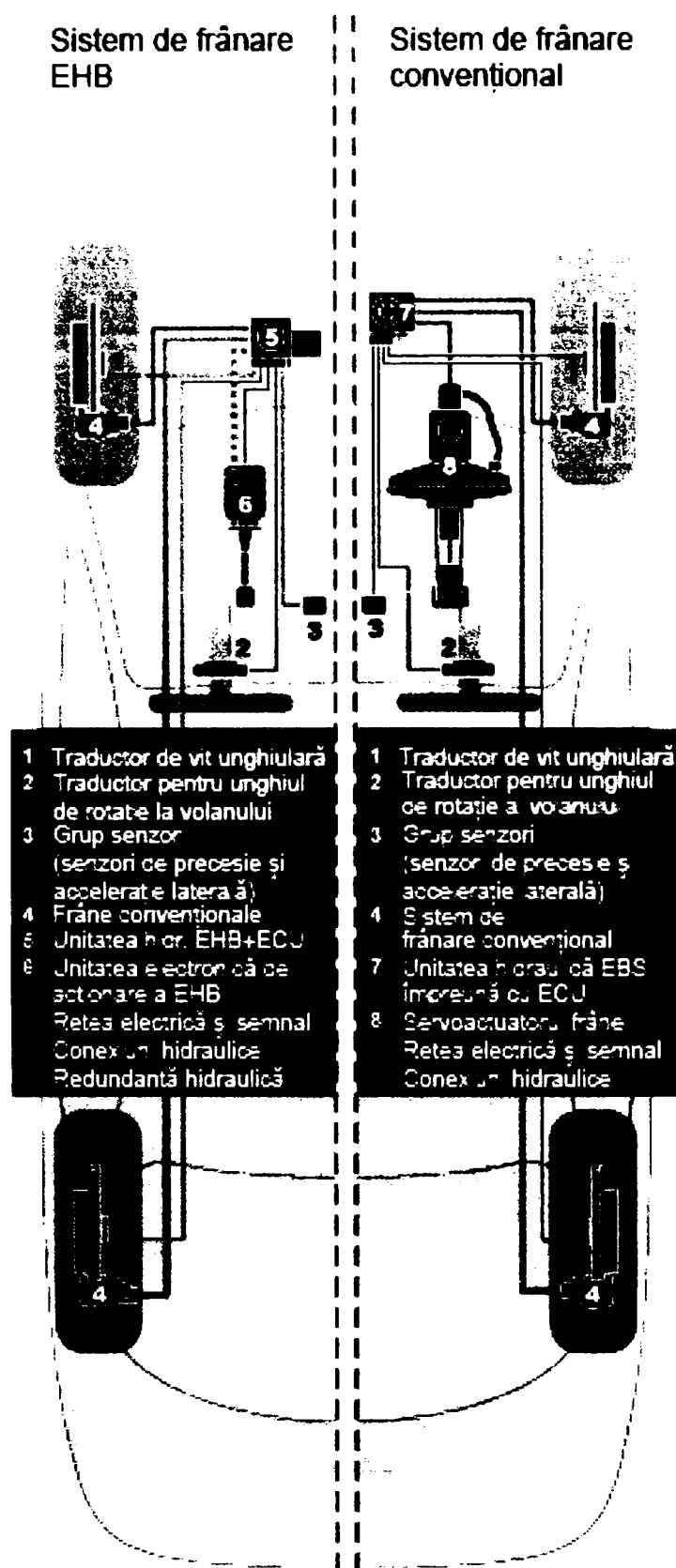


Fig. 2.23. Prezentare comparativă între sistemul de frânare convențional și sistemul de frânare electro-hidraulic.

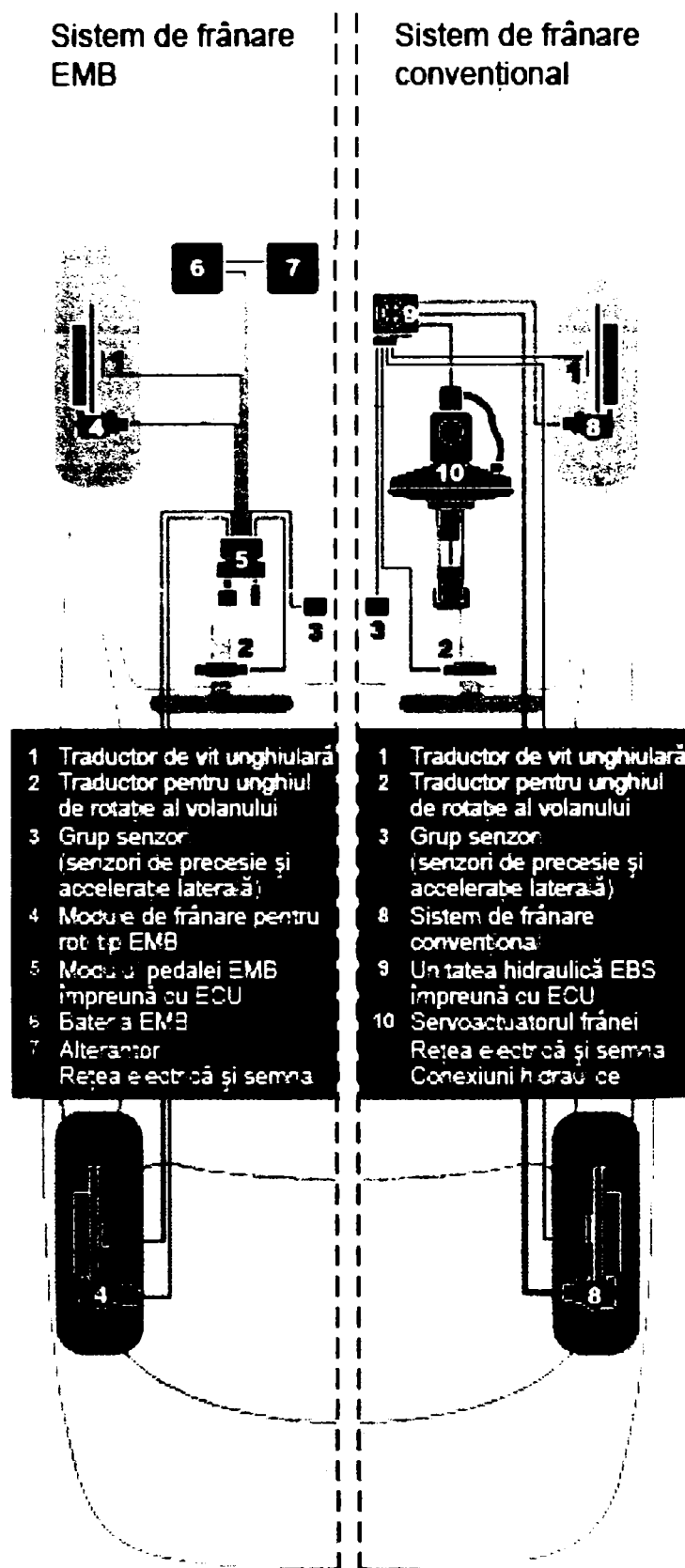


Fig. 2.24. Prezentare comparativă între sistemul de frânare convențional și sistemul de frânare electro-mecanic.

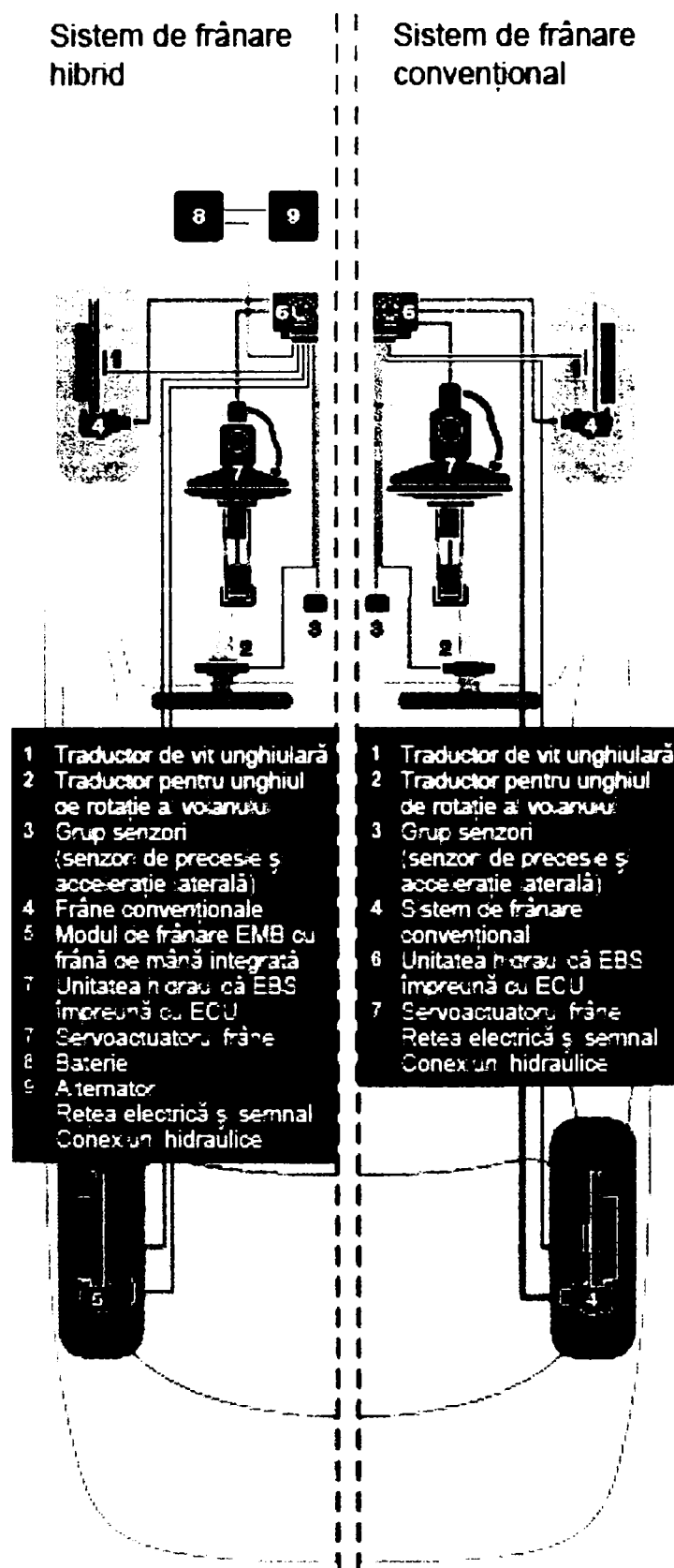


Fig. 2.25. Prezentare comparativă între sistemul de frânare convențional și sistemul de frânare hibrid.

### III. ANALIZA PROCESULUI DE FRÂNARE AL AUTOVEHICULELOR

#### 3.1. Procesul de frânare al autovehiculelor

În funcție de forțele și momentele care acționează asupra roților unui autovehicul, acestea pot fi [F4]:

- roți motoare, aflate sub acțiunea unui moment motor, având același sens cu viteza unghiulară a roții;
- roți conduse, aflate sub acțiunea numai a unor forțe care pot avea același sens cu sensul vitezei de deplasare (forțe de împingere sau tragere) sau de sens opus acesteia (forțe de reținere);
- roți frânate, aflate sub acțiunea unui moment de frânare, al cărui sens este opus celui de mișcare a roții.

##### 3.1.1. Cinematica roții frânate

Roata frânată poate rula fără alunecare (fig. 3.1, *a*) sau cu alunecare (fig. 3.1, *b*). În cazul când roata rulează fără alunecare viteza absolută a punctului  $A$  este nulă, acesta fiind și centrul instantaneu de rotație CIR. Între viteza unghiulară a roții  $\omega_r$ , viteza centrului acesteia  $v$  și raza roții  $r$  există relația:

$$v = \omega_r r \quad (3.1)$$

În cazul când  $v_A \neq 0$ , roata alunecă pe cale. La roata frânată, prin aplicarea unui moment de frânare mare, punctul  $A$  va avea o viteză de alunecare de același sens cu  $v$  iar centrul instantaneu de rotație se va găsi în afara segmentului  $O_r A$ . La rularea cu alunecare se poate scrie o relație similară cu (3.1) de forma:

$$v = \omega_r r_r, \quad (3.2)$$

unde  $r_r$  este raza de rulare a roții.

Din figura 3.1, *b* reiese că raza de rulare poziționează centrul instantaneu de rotație și constituie o mărime de calcul.

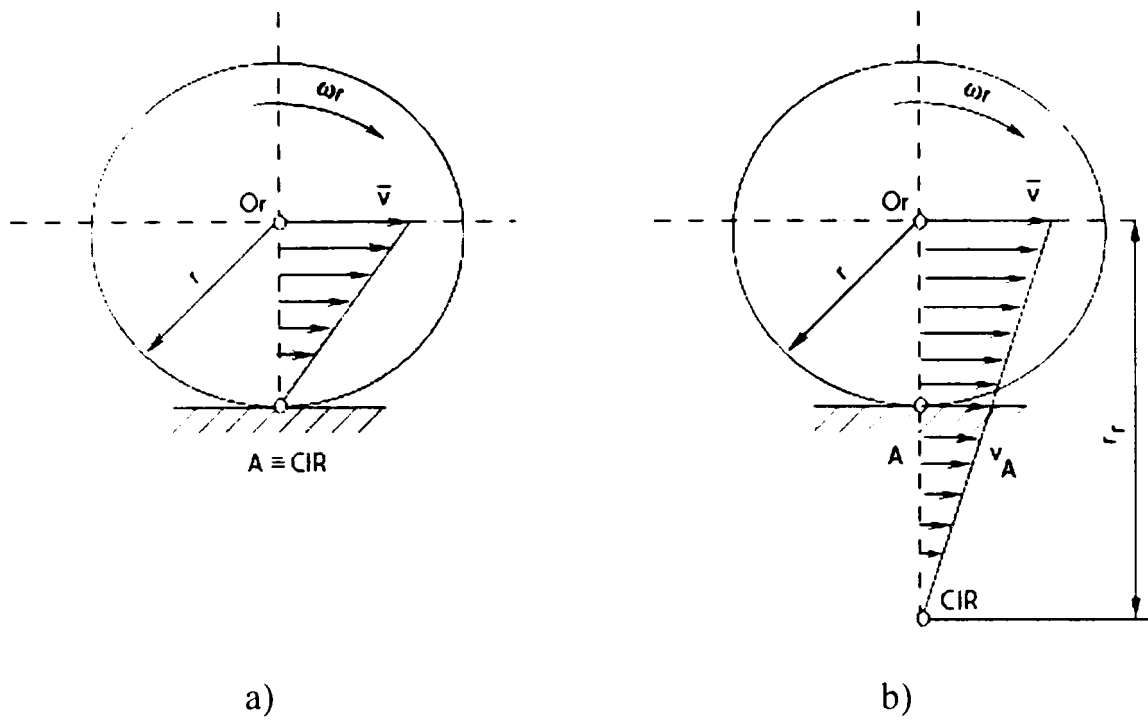


Fig. 3.1. Cazurile de rulare a roții frânate.

Rezultă că valoarea razei de rulare nu este o mărime constructivă dată, ci depinde de condițiile de rulare ale roții. La rularea fără alunecare aceasta coincide cu raza roții  $r$ . Pentru aprecierea alunecării se folosește noțiunea de alunecare relativă la frânare  $a_{rf}$  definită de raportul:

$$a_{rf} = \frac{v_A}{v} \quad (3.3)$$

Viteza de alunecare a punctului  $A$  poate fi exprimată cu relația:

$$v_A = v - r\omega_r, \quad (3.4)$$

iar (3.3) devine

$$a_{rf} = 1 - \frac{r\omega_r}{v} = 1 - \frac{r}{r_r}. \quad (3.5)$$

La rularea roții frânate fără alunecare  $a_{rf} = 0$ .

În cazul rulării cu alunecare  $v_A > 0$  iar  $r_r > r$ , astfel că  $a_{rf} > 0$ , iar la roata frânată blocată  $v_A = v$  și  $a_{rf} = 1$ .

### 3.1.2. Ecuațiile de mișcare ale roții frânate

În figura 3.2 sunt prezentate forțele și momentele ce acționează asupra unei roți frânate la rularea pe o cale rigidă în regim de mișcare decelerată. S-au folosit următoarele notații:  $G_r$  — sarcina normală pe roată;  $Z_r$  — reacțiunea normală, deplasată în sensul de mers cu  $a$  datorită faptului că distribuția de presiuni în pata de contact este nesimetrică față de normala  $O_r C_p$ ;  $F_r$  — reacțiunea longitudinală din lagărul roții (forță de împingere având același sens cu viteza  $v$  de deplasare);  $F_{ir} = m_r \cdot \frac{dv}{dt}$  — forța de inerție a roții (având masa  $m_r$ ) de sens opus decelerației  $\frac{dv}{dt} = a_r$ ;  $M_{fr}$  — momentul de frânare, de sens opus sensului de rotație și care este produs de frecarea între tambur sau disc și garniturile de fricțiune ale saboților sau plăcuțelor;  $X_f$  — reacțiunea tangențială a căii care se opune alunecării roții și care are sensul opus vitezei de deplasare  $v$  și crește o dată cu creșterea momentului  $M_{fr}$  până la valoarea aderenței;  $M_i = I_r \frac{d\omega_r}{dt}$  — momentul forțelor de inerție, de sens opus decelerației unghiulare ( $I_r$  fiind momentul de inerție al roții în raport cu axa de rotație iar  $\omega_r$  este viteza unghiulară a roții).

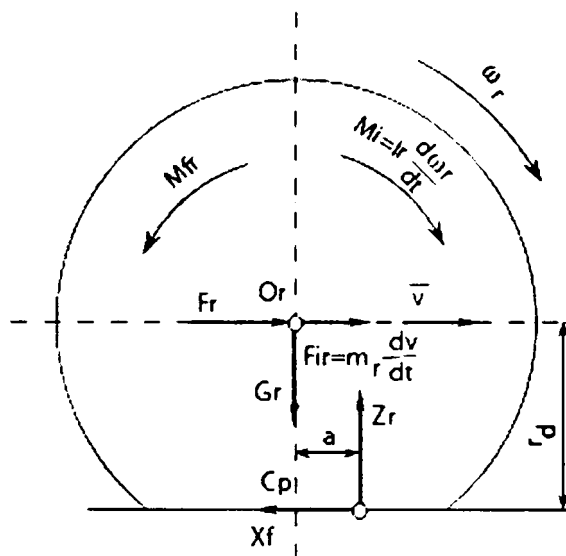


Fig. 3.2. Forțele și momentele care acționează asupra roții frânate.

S-au neglijat frecările din lagărul roții și rezistența aerului asupra mișcării roții datorită valorilor reduse pe care le au în raport cu celelalte forțe.

Ecuațiile de echilibru ale roții frânate în regim de mișcare decelerată sunt:

$$F_r + m_r \frac{dv}{dt} - X_f = 0; \quad (3.6)$$



$$Z_r - G_r = 0; \quad (3.7)$$

$$M_{jr} + Z_r a - X_f r_d - I_r \frac{d\omega_r}{dt} = 0. \quad (3.8)$$

Din relația (1.8) rezultă pentru reacțiunea tangențială  $X_f$  expresia:

$$X_f = \frac{M_{jr}}{r_d} + Z_r \frac{a}{r_d} - \frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt}. \quad (3.9)$$

Dacă se ține seama că  $a/r_d = f$  este coeficientul de rezistență la rulare, iar  $Z_r f = R_r$  reprezintă rezistența la rulare și dacă se notează  $M_{jr}/r_d = F_{fr}$  (forța de frânare la roată) expresia reacțiunii tangențiale devine:

$$X_f = F_{fr} + R_r - \frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt}, \quad (3.10)$$

$$\text{sau } X_f = F_{fr} + R_r - X_i. \quad (3.10')$$

Deci reacțiunea tangențială la roata frânată este dată de forța de frânare și rezistența la rulare din care se scade reacțiunea corespunzătoare momentului de inerție al roții:

$$X_i = \frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt}. \quad (3.11)$$

Dacă se are în vedere  $\omega_r = v/r_r$  și că  $r_r$  nu se modifică mult la variația vitezei, atunci rezultă:

$$\frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt} = \frac{I_r}{r_r r_d} \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (3.12)$$

Din relația (3.6), ținând seama și de (3.10), rezultă pentru forța de împingere din lagărul roții care se transmite efectiv autovehiculului expresia:

$$F_r = F_{fr} + R_r - \left( m_r + \frac{I_r}{r_r r_d} \right) \cdot \frac{dv}{dt}. \quad (3.13)$$

Din analiza relației (3.13) rezultă că forța efectivă care se transmite autovehiculului în lagărul roții, în regim de mișcare decelerată, este diminuată de forțele de inerție ale roții în mișcare de translație și în mișcare de rotație.

Având în vedere că limita superioară a valorii reacțiunii tangențiale este forța de aderență sau aderența  $X_{max} = \varphi Z_r$  (unde  $\varphi = X_{max}/Z_r$  reprezintă coeficientul de aderență), pentru a nu se produce blocarea roții, trebuie ca  $X_f \leq X_{max}$  deci:

$$F_{fr} + R_r - \frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt} \leq \varphi Z_r. \quad (3.14)$$

Deci limitele de variație ale forței de frânare la roată  $F_{fr}$  și cele ale momentului de frânare  $M_{fr}$  în cazul unei roți frânate sunt:

$$0 \leq F_{fr} \leq (\varphi - f)Z_r - \frac{I_r}{r_d} \cdot \frac{d\omega_r}{dt}; \quad (3.15)$$

$$0 \leq M_{fr} \leq (\varphi - f)Z_r r_d - I_r \frac{d\omega_r}{dt}. \quad (3.16)$$

În cazul în care  $|d\omega_r/dt|$  este mic, atunci condițiile de rulare a roții frânate sunt:

$$0 \leq F_{fr} \leq (\varphi - f)Z_r; \quad (3.17)$$

$$0 \leq M_{fr} \leq (\varphi - f)Z_r r_d. \quad (3.18)$$

În tabelul 1.1 se dau valorile medii ale coeficientului de rezistență la rulare iar în tabelul 1.2 valorile coeficientului de aderență în funcție de natura și starea căii.

*Tabelul 1.1* Valorile medii ale coeficientului de rezistență la rulare pentru automobile cu roți cu pneuri [F4].

Natura căii	Starea căii	Coeficientul de rezistență la rulare $f$
Șosea asfaltată sau din beton	Bună	0,012 – 0,018
	Satisfăcătoare	0,018 – 0,022
Șosea pietruită	Bună	0,021 – 0,025
	Satisfăcătoare	0,031 – 0,041
Șosea pavată	Bună	0,025 – 0,031
	Cu denivelări	0,035 – 0,051
Drum de pământ	Uscată-bătătorită	0,025 – 0,051
	După ploaie	0,051 – 0,150
	Desfundată	0,100 – 0,250
Drum nisipos	Uscată	0,100 – 0,300
	Umedă	0,080 – 0,150
Teren argilo-nisipos sau nisipos	Uscată	0,040 – 0,060
	În stare plastică	0,100 – 0,200
	În stare de curgere	0,200 – 0,300
Drum cu zăpadă	Bătătorită	0,025 – 0,030
	Nebătătorită	0,070 – 0,100
Drum cu gheață sau gheață	–	0,015 – 0,030

Tabelul 1.2 Valorile medii ale coeficientului de aderență în funcție de natura și starea căii [F4].

Natura căii	Starea căii	Coeficientul de aderență pentru pneuri de:		
		presiune înaltă	presiune joasă	capacitate mare de trecere
Beton	Uscată	0,60 – 0,70	0,70 – 0,80	0,70 – 0,80
	Umedă	0,35 – 0,45	0,45 – 0,55	0,50 – 0,60
Asfalt	Uscată	0,50 – 0,70	0,70 – 0,80	0,70 – 0,80
	Umedă	0,35 – 0,45	0,45 – 0,55	0,50 – 0,60
	Cu mazăgă	0,25 – 0,45	0,25 – 0,40	0,25 – 0,40
Pavaj de piatră	Uscată	0,40 – 0,50	0,50 – 0,55	0,60 – 0,70
	Umedă	0,30 – 0,40	0,40 – 0,50	0,45 – 0,55
Piatră spartă	Uscată	0,50 – 0,60	0,60 – 0,70	0,60 – 0,70
	Umedă	0,30 – 0,40	0,40 – 0,50	0,40 – 0,55
Calupuri de lemn	Uscată	0,50 – 0,70	0,60 – 0,75	0,50 – 0,60
	Umedă	0,30 – 0,40	0,40 – 0,50	0,50 – 0,60
Drum de pământ	Uscată	0,40 – 0,50	0,50 – 0,60	0,50 – 0,60
	După ploaie	0,20 – 0,40	0,30 – 0,45	0,35 – 0,50
	Desfundată	0,15 – 0,25	0,15 – 0,25	0,20 – 0,30
Drum nisipos	Uscată	0,20 – 0,30	0,22 – 0,40	0,20 – 0,30
	Umedă	0,35 – 0,40	0,40 – 0,50	0,40 – 0,50
Argilă nisipoasă	În stare plastică	0,20 – 0,40	0,25 – 0,40	0,30 – 0,45
	În stare de curgere	0,15 – 0,20	0,15 – 0,25	0,15 – 0,25
Drum cu zăpadă	Afânată	0,20 – 0,30	0,20 – 0,40	0,20 – 0,40
	Bătătorită	0,15 – 0,20	0,20 – 0,25	0,30 – 0,50
Drum cu gheață	–	0,08 – 0,15	0,10 – 0,20	0,05 – 0,10

### 3.1.3. Caracteristica de rulare a roții frânate

Dependența forței tangențiale specifice de frânare  $\xi_f$  față de alunecarea relativă  $a_{rf}$  reprezintă caracteristica de rulare a roții frânate. Forța tangențială specifică de frânare este definită de raportul:

$$\xi_f = \frac{X_f}{Z_r}, \quad (3.19)$$

unde  $X_f$  reprezintă reacțiunea tangențială de frânare.

În fig. 3.3 sunt prezentate deformațiile și tensiunile tangențiale în cazul roții frânate. Deformația tangențială  $u$  este proporțională cu distanța de la vârful petei de contact  $x$  și se calculează cu relația:

$$u = \frac{a_{rf} x}{1 - a_{rf}}, \quad (3.20)$$

de unde rezultă alunecarea relativă la frânare:

$$a_{r1} = \frac{u}{x + u}. \quad (3.21)$$

Datorită deformațiilor elastice ale pneului apare alunecarea relativă, chiar dacă nu există puncte din pata de contact cu alunecare față de cale. Alunecarea relativă este inevitabilă, aceasta însoțind întotdeauna transmiterea de forță de frânare sau de tracțiune.

Alunecarea relativă a roții datorită deformațiilor elastice ale pneului, în absența punctelor din pata de contact cu alunecare față de cale, se numește alunecare elastică sau pseudoalunecare. Datorită deformațiilor tangențiale se produc tensiuni tangențiale  $\tau_x$  date de relația:

$$\tau_x = c_\tau u, \quad (3.22)$$

unde  $c_\tau$  este un coeficient de proporționalitate similar unei rigidități.

Dacă se ține seama de relația (3.20), relația (3.22) devine:

$$\tau_x = \frac{c_\tau x a_{r1}}{1 - a_{r1}}. \quad (3.23)$$

Din relația (3.23) rezultă că eforturile unitare tangențiale în pata de contact au o distribuție liniară, acestea crescând spre partea posterioară.

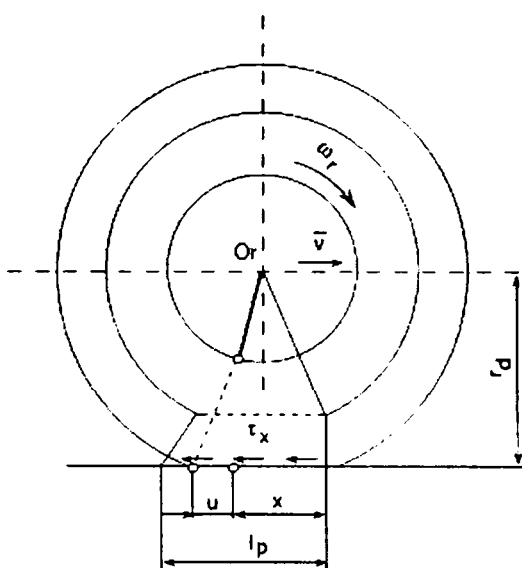


Fig. 3.3. Deformațiile și tensiunile tangențiale în cazul roții frânate.

Relația (3.23) este valabilă în condițiile în care nu se produce alunecarea punctelor față de cale, deci dacă:

$$|\tau_x(x, y)| \leq \mu p(x, y), \quad (3.24)$$

unde  $\mu$  reprezintă coeficientul de frecare static dintre pneu și cale, iar  $p$  presiunea normală din pata de contact.

În cazul în care inegalitatea (3.24) nu este satisfăcută, se produce alunecarea punctelor din partea posterioară a petei de contact, iar tensiunea tangențială va fi:

$$|\tau_x(x, y)| \leq \mu_a p(x, y), \quad (3.25)$$

unde  $\mu_a$  reprezintă coeficientul de frecare de alunecare.

Coeficientul de frecare de alunecare scade la creșterea vitezei de alunecare  $v_a$  practic liniar:

$$\mu_a = \mu - k_v v_a, \quad (3.26)$$

unde  $k_v$  este un coeficient.

Reacțiunea tangențială de frânare  $X_f$  se poate exprima cu relațiile:

$$X_f = \frac{b_p l_p^2 c_\tau}{2} \cdot \frac{a_{rf}}{1 - a_{rf}}, \text{ pentru } a_{rf} \leq (a_{rf})_a \quad (3.27)$$

și

$$X_f = \frac{b_p \mu p^2}{c_\tau} \cdot \frac{k_v k_{af} v a_{rf} - \mu}{2} \cdot \frac{1 - a_{rf}}{a_{rf}} \cdot b_p l_p p (\mu - k_v k_{af} v a_{rf}), \text{ pentru } a_{rf} > (a_{rf})_a, \quad (3.28)$$

în care:  $A_p$  este aria petei de contact;  $b_p$  — lățimea petei de contact;  $l_p$  — lungimea petei de contact;  $k_{af}$  — coeficient de mediere;  $v$  — viteza centrului roții;  $(a_{rf})_a$  — alunecarea relativă corespunzătoare începutului patinării.

Reacțiunea normală a căii:

$$Z_r = b_p l_p p. \quad (3.29)$$

Având în vedere relația (3.19) de definire a forței tangențiale specifice de frânare și relația (3.29), pentru forța tangențială specifică de frânare  $\xi_f$  plecând de la (3.27) și (3.28), rezultă:

$$\xi_f = \frac{1}{2} \cdot \frac{l_p c_z}{p} \cdot \frac{a_{rt}}{1 - a_{rt}}, \quad \text{pentru } a_{rt} \leq (a_{rt})_a; \quad (3.30)$$

$$\xi_f = \frac{\mu p}{l_p c_z} \left( k_v k_{a'} v a_{rt} - \frac{\mu}{2} \right) \frac{1 - a_{rt}}{a_{rt}} + \mu - k_v k_{a'} a_{rt} v, \quad \text{pentru } a_{rt} > (a_{rt})_a. \quad (3.30')$$

Alunecarea relativă corespunzătoare începutului patinării se calculează cu relația:

$$(a_{rt})_a = \frac{\mu p}{l_p c_z + \mu p}. \quad (3.31)$$

Cu ajutorul relațiilor (3.30) și (3.31) se poate construi curba de variație a forței tangențiale specifice de frânare în funcție de alunecarea relativă, respectiv caracteristica de rulare a roții frânate (fig. 3.4).

În figura 3.5 sunt prezentate caracteristici de rulare a roților frânate obținute pe cale experimentală. Se constată o bună concordanță între caracteristica de rulare obținută prin calcul și cele obținute prin experimentări, mai ales în privința alurei curbelor de variație.

Din analiza caracteristicilor de rulare se constată că forța tangențială specifică de frânare crește proporțional cu alunecarea relativă, până la o anumită valoare a alunecării, după care creșterea este mai redusă până ce atinge valoarea maximă. Maximul se realizează pentru valori ale alunecării relative de 15—25%. Prin urmare, există alunecări relative optime la care eficacitatea frânării este maximă. Ținând seama de (3.19), valoarea maximă a forței tangențiale specifice de frânare:

$$\xi_{f \max} = \frac{X_{f \max}}{Z_r} = \varphi. \quad (3.32)$$

Deci valoarea maximă a forței tangențiale specifice de frânare este egală cu coeficientul de aderență  $\varphi$ .

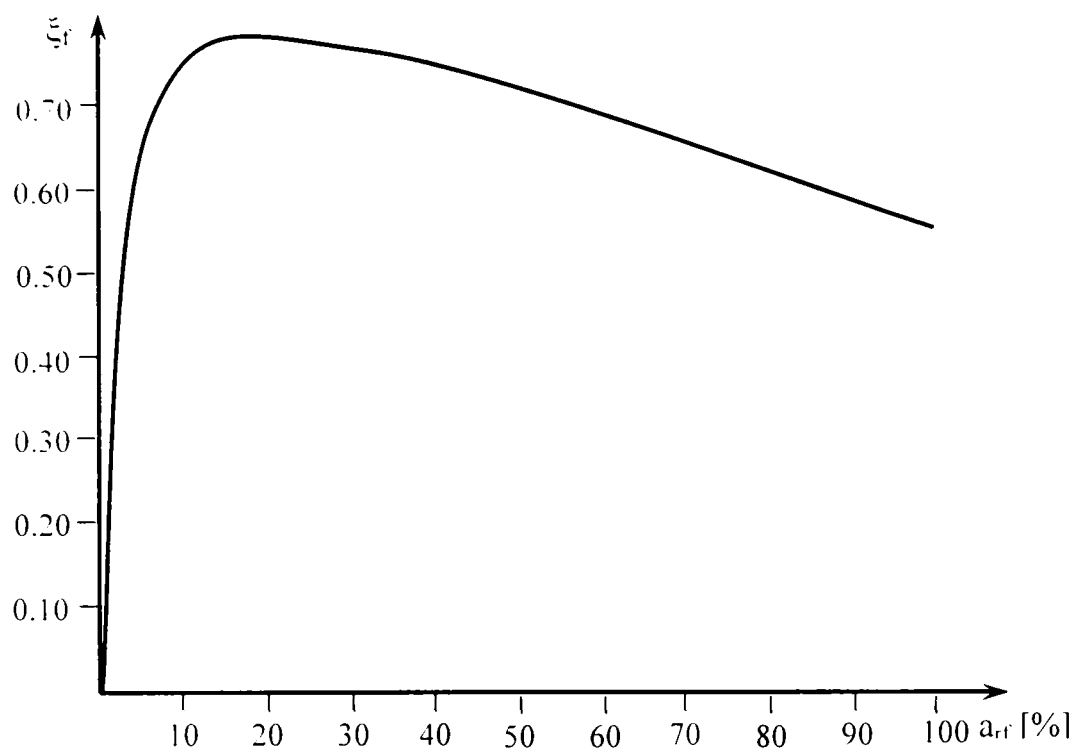


Fig. 3.4. Caracteristica de rulare a roții frânate. Caz general.

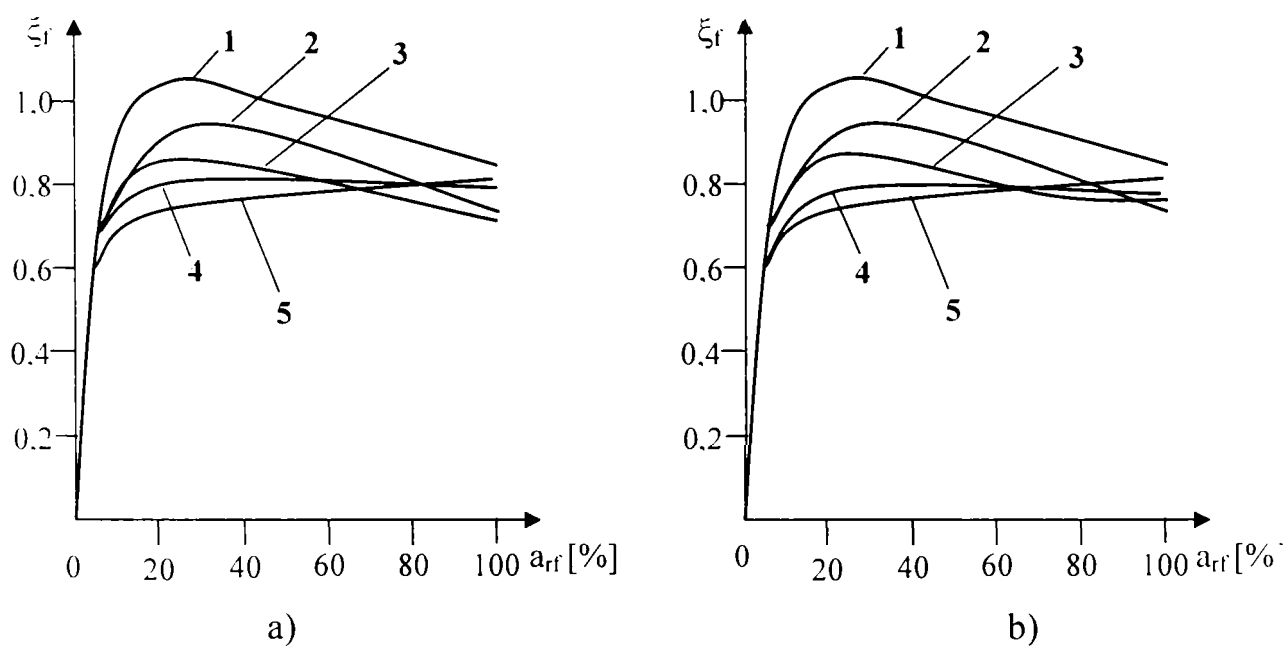


Fig. 3.5. Caracteristica de rulare a roții frânate determinată pe cale experimentală pentru pneul 175/65-R14:

$a$  - asfalt uscat;  $b$  - beton uscat;  $p_a = 1,8$  bar;

1-pentru  $V=8$  km/h; 2- $V=16$  km/h; 3- $V=32$  km/h;

4- $V=64$  km/h; 5- $V=96$  km/h.

Dacă alunecarea relativă crește în continuare, forța tangențială specifică de frânare scade, iar la blocarea roții (când  $a_{rf} = 1$ ) devine egală cu coeficientul de aderență la alunecare  $\varphi_a$ .

Din analiza caracteristicii de rulare a roții frânate rezultă că  $\xi_{f\max}$  nu coincide cu coeficientul de frecare. Deci, coeficientul de aderență nu se confundă cu coeficientul de frecare, nici chiar pe drumuri cu acoperiri tari. Întotdeauna coeficientul static de frecare este mai mare decât coeficientul de aderență.

Caracteristica de rulare a roții frânate poate fi împărțită în două zone. Zona din dreapta maximumului lui  $\xi_f$ , numită și *zonă de instabilitate*, pentru  $a_{rf} > (a_{rf})_a$ , unde se produc și alunecări ale punctelor din pata de contact. În stânga punctului de maxim se află *zona de stabilitate*, unde au loc numai deformații elastice ale pneului.

Caracteristica de rulare este dependentă de o serie de factori, cum sunt: caracteristicile pneului, viteza de deplasare a autovehiculului, caracteristicile căii de rulare etc.

#### 3.1.4. Procesul de blocare a roții frânate

Datorită efectelor defavorabile pe care blocarea roților le are asupra eficacității frânării, stabilității și maniabilității autovehiculului, precum și asupra uzurii pneurilor, s-au făcut numeroase cercetări pentru găsirea unor soluții care să evite acest fenomen.

În cazul frânării, momentul  $M_{fr}$  (fig. 3.6) ce acționează asupra roții are valori mari mult mai frecvent în comparație cu regimul de tracțiune. Datorită acestui fapt, roata poate fi adusă la limita de blocare chiar pe drumuri cu aderență bună. Ecuația de momente în raport cu centrul roții  $O_r$ , la o frânare puternică ( $M_{rul} \approx 0$ ), este:

$$I_r \frac{d\omega_r}{dt} - M_{fr} + X_f r_d = 0, \quad (3.33)$$

sau, prin împărțirea cu  $Z_r r_d$ , se obține:

$$\frac{I_r}{r_d Z_r} \cdot \frac{d\omega_r}{dt} - \frac{M_{fr}}{Z_r r_d} + \xi_f = 0. \quad (3.34)$$



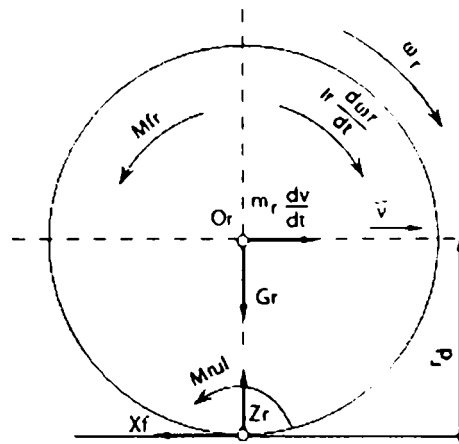


Fig. 3.6. Forțele și momentele ce acționează asupra unei roți în procesul frânării.

Din relația (3.34) rezultă că în cazul aplicării la roată a unui moment de frânare  $M_{fr}$  (fig. 3.7), o parte din acesta ( $\Delta M_{fr}$ ) va echilibra momentul de inerție, astfel că punctul de funcționare pe caracteristica de rulare va fi  $a_1$  în loc de  $a$ . În felul acesta, la creșterea forței de frânare, curba corespunzătoare a momentului de frânare va fi situată deasupra celei a caracteristicii de rulare. Pe măsură ce momentul de frânare crește, se produce și creșterea alunecării relative, astfel pentru realizarea alunecării relative  $a_{r,m}$  momentul de frânare aplicat roții va trebui să aibă valoarea  $M_{fr,m}$ , din care  $\Delta M_{fr,m}$  este necesar pentru realizarea decelerației unghiulare  $d\omega_r/dt$ . Dacă momentul  $M_{fr}$  crește în continuare peste valoarea  $M_{fr,m}$ , se produce creșterea alunecării relative chiar dacă momentul de frânare rămâne constant la un moment dat, rezultând blocarea roții.

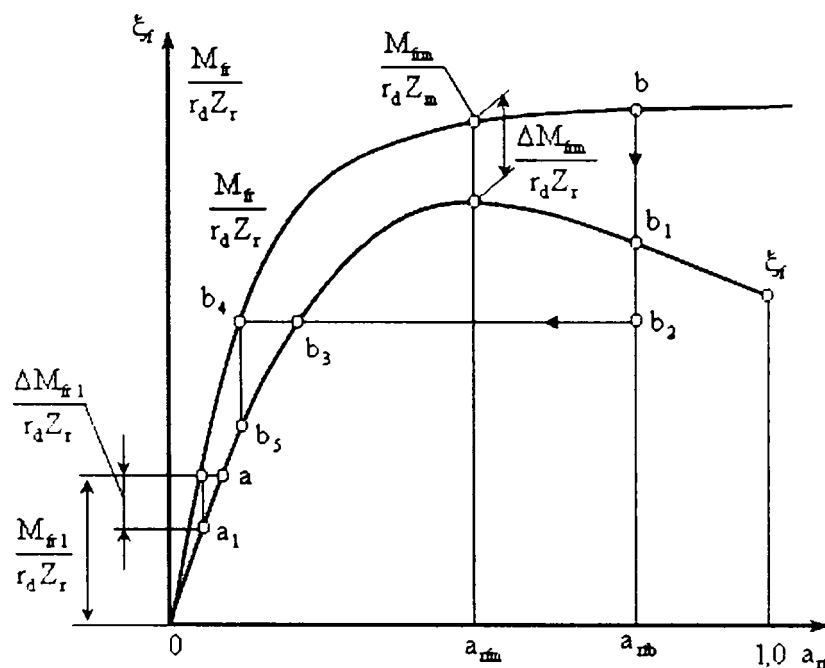


Fig. 3.7. Momentul de frânare ce acționează asupra roții și producerea alunecării relative.

În cazul în care la alunecarea relativă  $a_{r/h}$ , ce are loc sub acțiunea momentului de frânare corespunzător punctului  $b$ , acesta se micșorează, roata se va găsi în următoarele situații: în punctul  $b_1$  decelerația unghiulară se anulează ( $\dot{\omega}_r = 0$ ); în punctul  $b_2$ , dacă  $M_{fr}$  rămâne constant, începe să fie accelerată, iar alunecarea relativă se micșorează: în punctul  $b_3$ ,  $\dot{\omega}_r = 0$ , ca apoi să înceapă decelerația, ajungându-se la regimul stabil din  $b_5$  de pe caracteristica de rulare. La creșterea în continuare a momentului de frânare după legea precedentă fenomenul se repetă.

Datorită momentului de frânare  $M_{fr}$  aplicat roții apare reacțiunea tangențială  $X_{fr}$ , care, indiferent de variația momentului, urmărește caracteristica de rulare. În figura 3.8,  $a$  se prezintă variația forței tangențiale de frânare pentru cazul în care nu se folosește un dispozitiv antiblocare. În punctul  $M$ , după trecerea timpului  $t_m$ , se atinge limita de aderență  $X_{fr} = \varphi Z_r$ , după care  $X_{fr}$  scade, iar roata se blochează rapid în punctul  $a$ , după timpul  $t_a$ , când  $X_{fr} = \varphi_a Z_r$ . În continuare, dat fiind că viteza se micșorează, are loc o ușoară creștere a lui  $X_{fr}$ .

După cum s-a mai arătat, performanțele frânării sunt maxime dacă momentul de frânare aplicat roții corespunde alunecării optime, respectiv după trecerea timpului  $t_m$  ideal ar fi ca  $X_{fr}$  să rămână constant (linia întreruptă  $MM'$  din figura 3.8,  $b$ ). În realitate, la sistemele uzuale de frânare acest lucru nu se poate realiza, fiindcă conducătorul nu poate să regleze astfel forța la pedală, mai ales dacă se ține seama că și  $\varphi$  variază în limite foarte largi.

Pentru a menține reacțiunea tangențială de frânare în jurul maximului caracteristicii de rulare se folosesc dispozitivele antiblocare, care împiedică blocarea roților indiferent de momentul de frânare aplicat și de coeficientul de aderență. Prin modularea presiunii fluidului de lucru din cilindrii receptori, reacțiunea tangențială de frânare variază cum arată linia continuă din fig. 3.8,  $b$ . Cu cât regimurile de funcționare se situează mai aproape de maximul caracteristicii de rulare, cu atât valoarea medie a reacțiunii tangențiale de frânare este mai mare (fig. 3.8,  $c$ ).

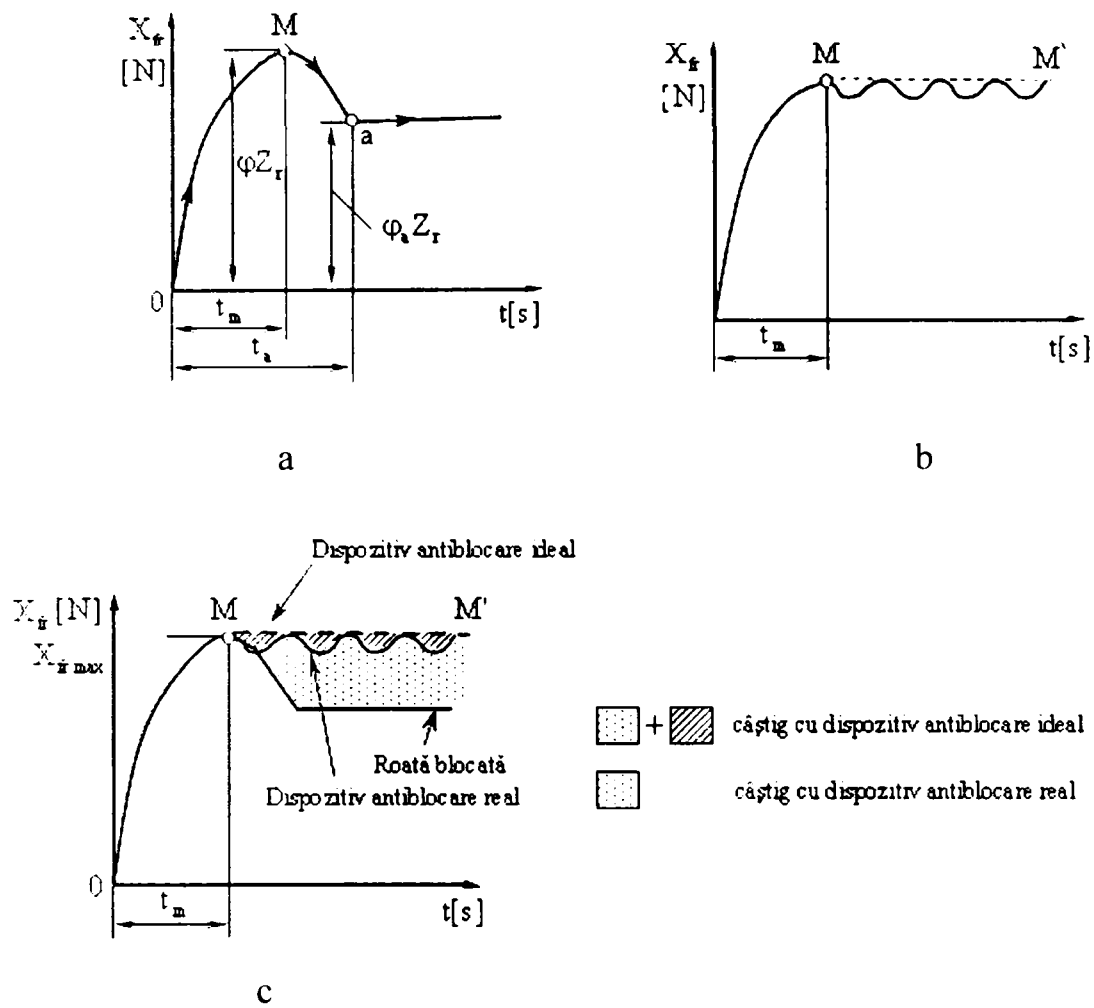


Fig. 3.8. Variația forței tangențiale de frânare: *a* — fără dispozitiv antiblocare; *b* — cu dispozitiv antiblocare; *c*—comparații între cazurile posibile.

### 3.2. Determinarea parametrilor capacității de frânare

Parametrii ce caracterizează frânarea unui autovehicul sunt: decelerația, spațiul și timpul de frânare. Pentru aprecierea capacității de frânare, respectiv a posibilităților maxime, se folosesc decelerația maximă și spațiul minim de frânare.

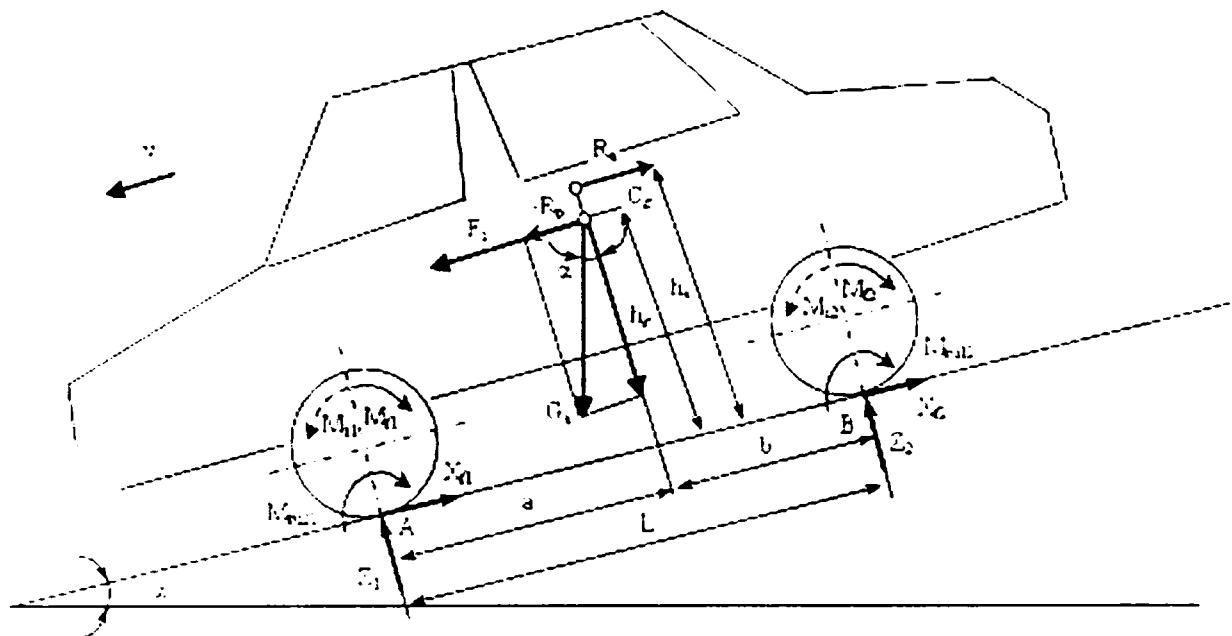


Fig. 3.9. Schema forțelor, momentelor și reacțiilor ce acționează asupra unui autoturism frânat.

#### 3.2.1. Determinarea decelerației

Daccelerația maximă, în cazul unui autovehicul la care se frânează roțile ambelor punți, se obține atunci când toate roțile ajung simultan la limita de aderență. Decelerația obținută în aceste condiții poartă denumirea de *daccelerație maximă posibilă* sau *daccelerație maximă ideală*. În acest caz reacțiunile tangențiale vor fi

$$X_{1\varphi} = \varphi Z_{1\varphi}, \quad X_{2\varphi} = \varphi Z_{2\varphi}, \quad (3.35)$$

unde  $Z_{1\varphi}$  și  $Z_{2\varphi}$  sunt reacțiunile normale limitate de aderență.

Din ecuația de proiecție a forțelor pe normala la cale (fig. 3.9) rezultă

$$Z_1 + Z_2 = G_u \cos \alpha, \quad (3.36)$$

astfel că se obține

$$(X_{r1} + X_{r2})_{\max} = \varphi(Z_{1\varphi} + Z_{2\varphi}) = \varphi \cdot G_a \cos \alpha. \quad (3.37)$$

Ținând seama de (3.37) rezultă pentru decelerația maximă posibilă:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max \text{ pos}} = g \left( \varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha + \frac{kA}{13G_a} V^2 \right) [m/s^2] \quad (3.38)$$

unde:  $\alpha$  reprezintă unghiul de înclinare a căii de rulare (dacă autovehiculul se deplasează pe drum drept,  $\alpha = 0$ ),  $g$  este accelerația gravitațională,  $\varphi$  coeficientul de frecare de rostogolire dintre pneu și calea de rulare iar termenul  $\frac{kA}{13G_a} V^2$  exprimă

rezistența la înaintare datorată frecării cu aerul ( $k$  – coeficient aerodinamic,  $A$  – secțiunea maximă transversală a autovehiculului,  $G_a$  – greutatea autovehiculului,  $V$  – viteza automobilului). În cazul în care frânarea se face pe un drum orizontal, la viteze mai mici de 100 km/h (rezistența aerului se poate neglija) decelerația maximă posibilă se poate exprima cu relația:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max \text{ pos}} = g\varphi [m/s^2] \quad (3.39)$$

### 3.2.2. Determinarea spațiului de frânare

Parametrul care reflectă cel mai direct performanțele sistemului de frânare, relativ la siguranța circulației, este reprezentat de spațiul de frânare.

La frânarea ambelor punți spațiul minim de frânare se obține atunci când toate roțile ajung simultan la limita de aderență. Spațiul de frânare obținut în aceste condiții se numește spațiu minim posibil de frânare și se poate exprima astfel:

$$S_{f \text{ min pos}} = \frac{1}{2g} \cdot \frac{G_a}{kA} \ln \left( 1 + \frac{kA}{13G_a (\varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha)} V^2 \right) [m] \quad (3.40)$$

La viteze care nu depășesc 100 km/h, efectul rezistenței aerului se poate neglija iar relația devine:

$$S_{f \text{ min pos}} = \frac{V^2}{26g(\varphi \cos \mp \sin \alpha)} [m] \quad (3.41)$$

Dacă frânarea se face pe un drum orizontal ( $V < 100$  km/h) relația spațiului de frânare devine:

$$S_{t_{\min pos}} = \frac{V^2}{26g\varphi} [m] \quad (3.42)$$

Din relațiile spațiului minim de frânare rezultă că acesta este proporțional cu pătratul vitezei inițiale. În cazul în care viteza inițială crește cu 22.5%, spațiul minim de frânare sporește cu 50%. De asemenea, asupra spațiului minim de frânare o influență mare o are și coeficientul de aderență. Astfel, pentru un drum orizontal, scăderea coeficientului de aderență cu 30% determină sporirea spațiului minim de frânare cu 43%.

### 3.2.3. Determinarea timpului de frânare

Timpul de frânare prezintă importanță mai ales în analiza proceselor de lucru ale dispozitivelor de frânare. Expresia matematică a acestui parametru, atunci când se frânează roțile ambelor punți este:

$$t_{f_{\min pos}} = \frac{1}{g} \sqrt{\frac{G_a}{(\varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha)kA}} \cdot a \tan \left( \sqrt{\frac{kA}{13(\varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha)G_a}} V \right) [s] \quad (3.43)$$

În cazul când se neglijează rezistența aerului, relația devine:

$$t_{f_{\min pos}} = \frac{1}{3.6g} \cdot \frac{V}{\varphi \cos \alpha \mp \sin \alpha} [s] \quad (3.44)$$

La frânarea pe un drum orizontal până la oprirea autovehiculului se obține pentru timpul minim posibil de frânare relația:

$$t_{f_{\min pos}} = \frac{V}{3.6g\varphi} [s]. \quad (3.45)$$

### 3.3. Calculul frânelor utilizate la autoturisme

#### 3.3.1. Calculul frânei cu disc

*Momentul de frânare.* În figura 3.10 se prezintă schema de calcul pentru determinarea momentului de frânare.

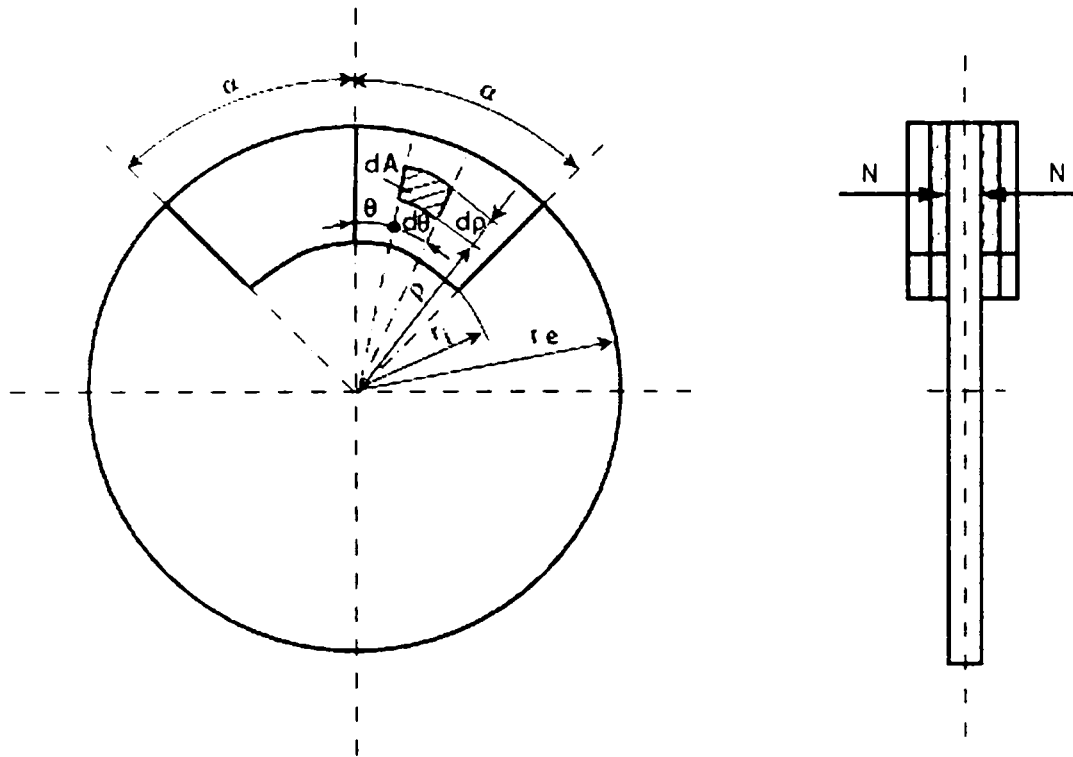


Figura 3.10. Schema de calcul pentru frâna cu disc.

Forța normală pe elementul de arie  $dA = \rho \cdot d\rho \cdot d\theta$  este  $dN = p \cdot dA$ , iar forța de frecare  $dF_f = \mu dN$ . Momentul forței de frânare elementare în raport cu centrul  $O$  va fi  $dM_f = \rho dF_f$ , iar momentul total de frecare (respectiv momentul de frânare) pentru  $n_f$  perechi de suprafețe de frecare, în cazul distribuției uniforme a presiunii, se determină cu relația:

$$M_f = \mu \cdot p \cdot n_f \iint \rho^2 d\rho \cdot d\theta = \mu \cdot p \cdot n_f \int_{-\alpha}^{+\alpha} d\theta \cdot \int_{r_i}^{r_e} \rho^2 d\rho = \frac{2}{3} \mu \cdot p \cdot \alpha (r_e^3 - r_i^3) n_f, \quad (3.46)$$

Dacă se înlocuiește presiunea  $p$  cu relația  $p = \frac{N}{A} = \frac{N}{\alpha(r_e^3 - r_i^3)}$ , ( $A$  fiind aria porțiunii de coroană circulară), expresia momentului de frânare devine:

$$M_f = \frac{2}{3} \mu N n_f \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} = \mu N r_m n_f, \quad (3.47)$$

în rare s-a notat  $r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2}$ ,

În practică, pentru calculul razei medii se utilizează o relație mai simplă  $r_m = (r_e + r_i)/2$ . Eroarea de calcul ce rezultă prin folosirea acestei relații este de 1–4%.

Pentru construcțiile uzuale de frâne cu disc de tip deschis se recomandă  $r_e/r_i = 0.6 \dots 0.75$  și  $2\alpha = 45 \dots 50^\circ$ .

Forța normală  $N$  se determină din condiția de echilibru a garniturii de fricțiune în funcție de valoarea forței de acționare  $S$  a pistonului. În figura 3.11 sunt prezentate forțele care acționează asupra garniturilor de fricțiune pentru tipurile caracteristice de frâne cu disc.

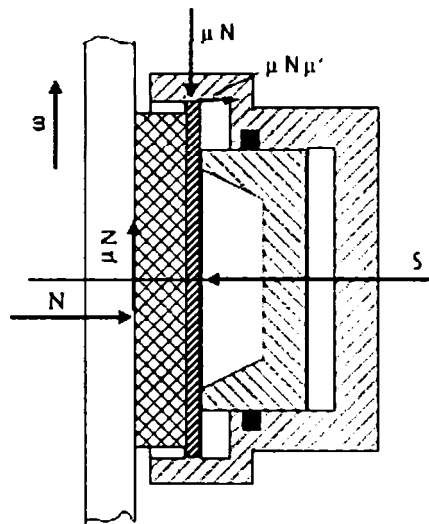


Figura 3.11. Forțele care acționează asupra garniturilor de fricțiune.

În cazul frânei din figura 3.11, din condiția de echilibru a garniturii de fricțiune (proiecția forțelor după axa cilindrului),

$$S - N - \mu' \mu N = 0, \quad (3.48)$$

rezultă:

$$N = \frac{S}{1 + \mu \cdot \mu'}, \quad (3.49)$$



unde  $\mu$  reprezintă coeficientul de frecare dintre disc și garnitură iar  $\mu'$  – coeficientul de frecare dintre bac (placa suport a garniturii) și corpul cilindrului de acționare ( $\mu' \approx 0.05 \dots 0.1$ ).

*Coeficientul de eficacitate.* La frânele cu disc, pentru o dimensiune dată de jantă, raza exterioară a discului  $r_e$  este aproximativ egală cu raza unui tambur. Datorită acestui fapt, coeficientul de eficacitate la frânele cu disc este definit de relația

$$E = \frac{M_f}{S r_e}, \quad (3.50)$$

Particularizând relația pentru frâna cu disc fără efect servo, la care  $S = N - \mu N \mu'$ , rezultă:

$$E = \frac{\mu N r_m n_f}{N(1 + \mu \mu') r_e} = \frac{\mu r_m n_f}{(1 + \mu \mu') r_e}, \quad (3.51)$$

Notând  $r_m / r_e = \varepsilon$  și considerând  $n_f = 2$ , relația devine:

$$E = \frac{2\mu\varepsilon}{1 + \mu\mu'}. \quad (3.52)$$

În cazul frânei cu disc din figura 3.11 înlocuind pe  $S$  din relația coeficientului de eficacitate, rezultă:

$$E = \frac{2\mu\varepsilon(1 + \mu' \operatorname{tg} \beta)}{1 + \mu\mu' + (\mu' - \mu) \operatorname{tg} \beta}. \quad (3.53)$$

### 3.3.2. Calculul frânelor cu tamburi și saboți interiori

Frânele cu tambur și saboți interiori se folosesc la autovehiculele actuale în mod preponderent ca frâne de serviciu (și uneori și ca frâne de staționare) și se utilizează aproape în exclusivitate pentru puntea spate.

Există mai multe variante constructive, cea mai des utilizată fiind frâna simplex cu saboți articulați sau flotanți. Acestea sunt preferate frânelor duplex sau servo deoarece au stabilitate bună, eficacitatea este identică pentru ambele sensuri de rotație și nu prezintă tendința de autoblocare a saboților. Dezavantajele acestui tip sunt

eficacitatea redusă și uzarea diferită a garniturilor de fricțiune (în cazul forțelor de acționare egale).

Parametrii constructivi care influențează momentul de frânare al frânelor cu tambur sunt raza tamburului  $r_t$ , lungimea sabotului (garniturii de frânare)  $a$ ,  $c$ ,  $\beta$ , forța de acționare a saboților,  $S$ .

În figura 3.12. sunt prezentate forțele care acționează asupra unei frâne cu saboți simetrici. Pentru simplificare se înlocuiesc forțele normale elementare, considerate repartizate uniform pe lungimea garniturii sabotului, prin rezultanta lor  $N$  ce acționează pe axa de simetrie a garniturii. De asemenea, forța de frecare  $F_f$ , datorită forței normale  $N$ , se consideră că acționează tot pe axa de simetrie.

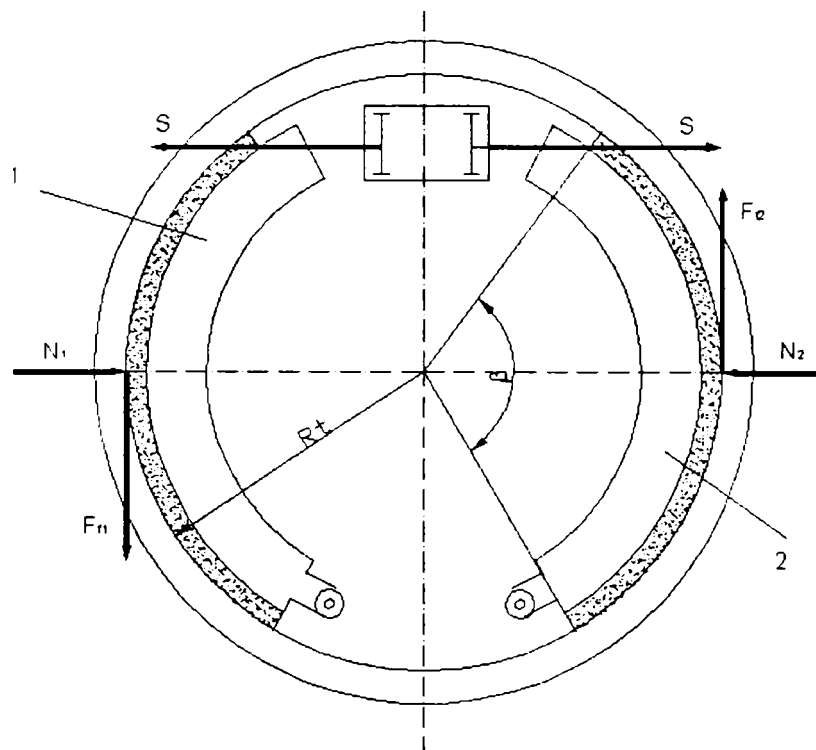


Fig. 3.12. Frână simplex cu doi saboți.

Sabotul 1 va da naștere la un moment de frânare  $M_{f1}$  dat de relația

$$M_{f1} = F_{f1} \cdot r_t = \mu N_1 r_t, \quad (3.54)$$

în care  $\mu$  este coeficientul de frecare dintre garnitura de fricțiune a sabotului și tambur.

Pentru a determina valoarea forței normale  $N_1$  se scrie ecuația de echilibru a sabotului în raport cu punctul de articulație  $O_1$ . Pentru a ține seama de lungimea garniturii de fricțiune a sabotului (unghiul de înfășurare  $\beta$ ) se introduce un coeficient  $k_0$  la forța normală  $N_1$ . În acest caz ecuația de echilibru a sabotului va fi:

$$S(a+c) + F_{r1}e - N_1 k_0 c = 0, \quad (3.55)$$

de unde,

$$N_1 = \frac{S(a+c)}{k_0 c - \mu e} \quad (3.56)$$

Înlocuind în relația momentului forța normală  $N_1$ , rezultă:

$$M_{f1} = \frac{S\mu r_1 (a+c)}{k_0 c - \mu e} \quad (3.57)$$

În mod similar, rezultă pentru sabotul 2:

$$N_2 = \frac{S(a+c)}{k_0 c + \mu e} \quad (3.58)$$

$$M_{f2} = \mu N_2 r_1 = \frac{S\mu r_1 (a+c)}{k_0 c + \mu e} \quad (3.59)$$

Coeficientul  $k_0$  se determină cu ajutorul graficului prezentat în figura 3.13.. pentru  $\beta=115^\circ$  (valoare uzuală)  $k_0=0.865$ .

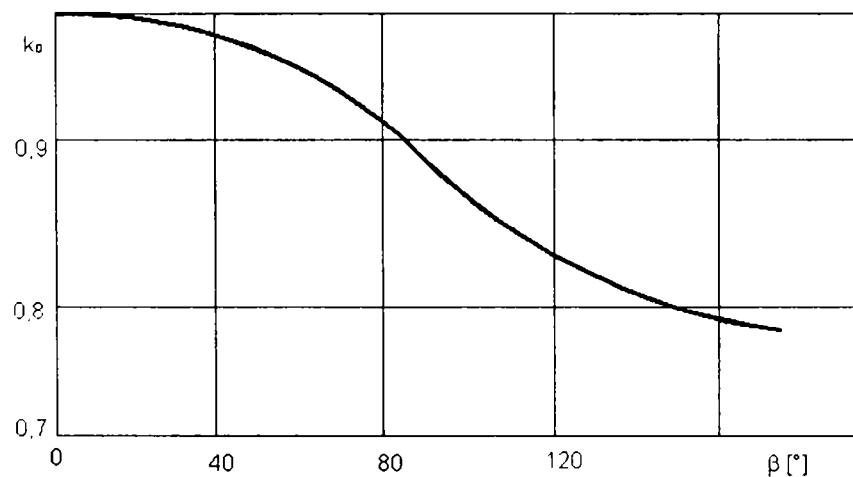


Fig. 3.13. Valorile coeficientului ce ține seama de lungimea garniturii de fricțiune

Sabotul 1 poartă denumirea de sabot primar iar sabotul 2 de sabot secundar. Noțiunea de sabot primar și sabot secundar este relativă și depinde de sensul de rotație al tamburului și de sensul forței de acționare,  $S$ . În cazul sabotului primar cele două sensuri sunt identice, iar la sabotul secundar sensurile sunt opuse.

La sabotul primar, frecarea cu tamburul are tendința de a-l deschide, făcându-l să apese pe tambur mai mult decât apăsarea datorită forței  $S$ . Sabotul 1 capătă deci un efect de autofrânare, mărind astfel efectul de frânare corespunzător forței  $S$ . În cazul sabotului secundar, frecarea cu tamburul are tendința de a închide sabotul, reducând apăsarea acestuia pe tambur datorită forței  $S$ .

Datorită apăsării mai mari asupra tamburului, sabotul primar 1 se va uza mai mult decât sabotul secundar 2. Dacă se schimbă sensul de rotație al tamburului, fenomenul se petrece invers. Pentru a obține o egalare a gradului de uzură a garniturilor de fricțiune a ambilor saboți, se pot lua următoarele măsuri: mărirea lungimii garniturii sabotului primar în comparație cu cea a sabotului secundar; mărirea lungimii lățimii garniturii sabotului primar; utilizarea transmisiei hidraulice care asigură  $S_2 > S_1$  (cilindru de acționare în trepte).

### 3.4. Stabilirea momentelor de frânare la punțile automobilului

La stabilirea momentelor de frânare la punți se pornește fie de la premisa că roțile ambelor punți ajung simultan la limita de aderență, fie de la condiția ca automobilul să realizeze o anumită decelerație maximă.

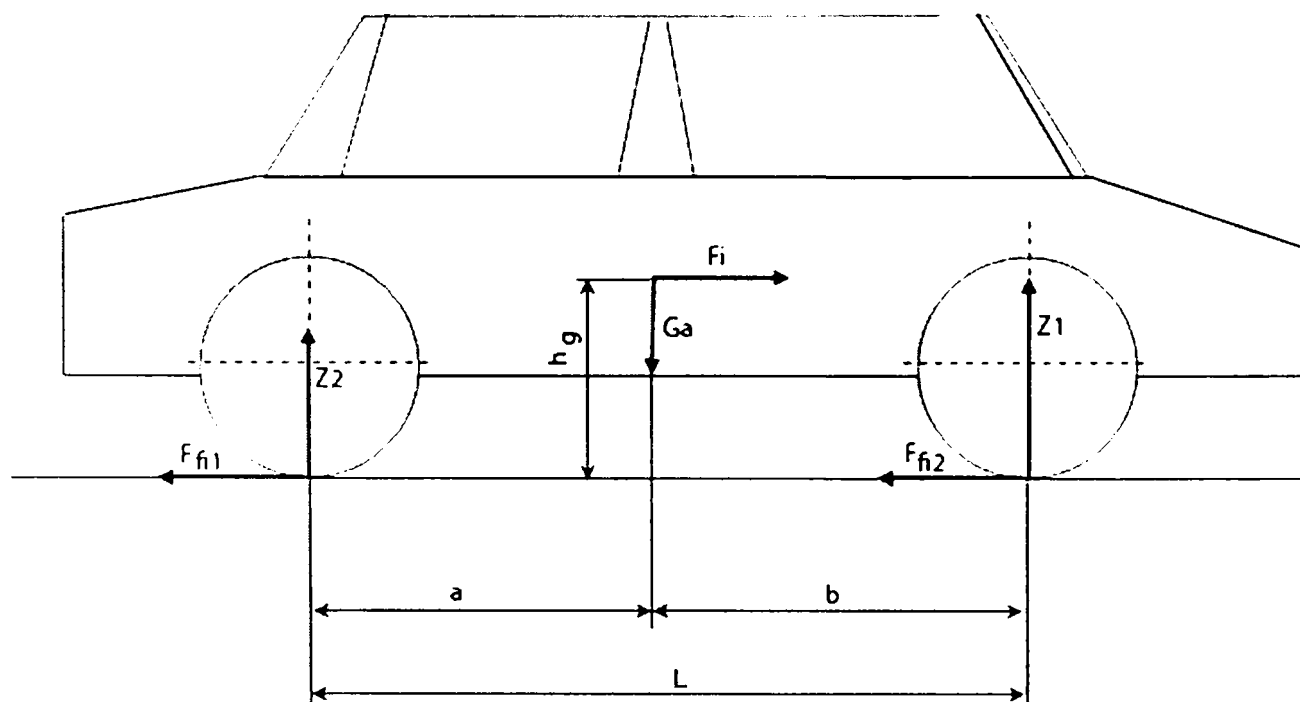


Fig. 3.14. Reacțiunile dinamice la punți.

Din figura 3.14. rezultă pentru reacțiunile normale dinamice la punți, relațiile:

$$Z_1 = \frac{G_a b + F_f h_g}{L} \quad Z_2 = \frac{G_a a - F_f h_g}{L} \quad (3.60)$$

Considerând că frânarea are loc până la limita de aderență ( $F_f = \varphi_0 G_a = F_{f1} + F_{f2}$ ), iar repartiția statică a greutății automobilului pe punți este  $G_1 = \alpha_1 G_a$  și  $G_2 = \alpha_2 G_a$ , rezultă pentru reacțiunile normale dinamice:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \alpha_1 G_a + \varphi_0 G_a \chi \\ Z_2 &= \alpha_2 G_a - \varphi_0 G_a \chi, \end{aligned} \quad (3.61)$$

$$\text{unde } \chi = \frac{h_g}{L}, \alpha_1 = \frac{b}{L}, \alpha_2 = \frac{a}{L} \quad (3.62)$$

Înălțimea  $h_g$  a centrului de masă variază între limitele: autoturisme încărcate, 0.55 – 0.80 m; autoturisme neîncărcate, 0.50 – 0.75 m.

Raportul dintre forțele de frânare la punți pentru care la  $\varphi_0$  are loc frânarea ideală se calculează cu relația:

$$\lambda = \frac{F_{f1}}{F_{f2}} = \frac{\alpha_1 + \varphi_0 \chi}{\alpha_2 - \varphi_0 \chi} \quad (3.63)$$

Repartiția forțelor de frânare se alege în general prin raportul  $\lambda = 1.3 \dots 1.6$ , ceea ce este o distribuție suficient de bună atât pentru drumurile alunecoase cât și pentru drumurile uscate. Pentru  $\lambda = 1.6$ , frânarea ideală are loc dacă  $\varphi_0 = 0.5$ . În cazul deplasării pe drumuri cu  $\varphi < \varphi_0$ , la frânare, primele se vor bloca roțile punții din față, ceea ce conduce la o stabilitate mai bună decât în cazul în care primele s-ar bloca roțile punții spate ( $\lambda < 1.6$ ).

### 3.5. Calculul transmisiei hidraulice

Calculul se face pornind de la forțele necesare pentru acționarea saboților sau plăcuțelor în cazul frânelor cu disc.

*Diametrul cilindrului de lucru* (de acționare)  $d_c$  se determină, după ce, în prealabil, a fost adoptată presiunea lichidului  $p$ , cu relația:

$$d_c = \sqrt{\frac{4S}{\pi p}} \quad (3.64)$$

în care:  $S$  este forța de acționare a saboților (bacurilor);  $p$  - presiunea lichidului (se admite  $p_{max}=5...8 \text{ N/mm}^2$ ; la calcule  $p=3,5...4,5 \text{ N/mm}^2$ ).

Cu cât presiunea  $p$  are o valoare mai ridicată, cu atât cerințele impuse conductelor de legătură sunt mai severe, dar în schimb elementele componente ale dispozitivului de frânare vor fi mai compacte.

Forța la pedală  $F_p$ , care realizează cu ajutorul cilindrului principal presiunea  $p$  din circuitul hidraulic, se determină cu relația:

$$F_p = \frac{S}{i_p i_h} \cdot \frac{1}{\eta_h} \quad (3.65)$$

în care:  $i_p=b/a$  este raportul de transmitere al pedalei (uzual  $i_p=3,5...6$ );  $i_h=(d_c/d_p)^2$  — raportul de transmitere hidraulic;  $d_p$  — diametrul cilindrului principal;  $\eta_h$  — randamentul transmisiei hidraulice dependent de presiunea lichidului de lucru: pentru calcule  $\eta_h=0,90...0,95$ .

*Cursa pedalei* este limitată de considerente de comoditate a acționării. În cazul autoturismelor, cursa maximă este limitată la 150 mm. În cazul unei frâne reglate corespunzător, cursa pedalei până la frânarea completă reprezintă 50—60% din cursa maximă.

La determinarea cursei pedalei se ține seama de volumele de lichid corespunzătoare curselor de lucru ale pistoanelor cilindrilor de lucru și de volumul de lichid consumat pentru preluarea jocurilor. În cazul unui automobil cu două punți, cu frâne la toate roțile, cursa totală a pedalei de frână, neglijând deformațiile conductelor, se determină cu relația:

$$S_p = i_p \left[ 4s_1 \left( \frac{d_{c1}}{d_p} \right)^2 + 4s_2 \left( \frac{d_{c2}}{d_p} \right)^2 + j_p + \delta \right] \quad (3.66)$$

în care:  $d_{c1}$  și  $d_{c2}$  sunt diametrele cilindrilor de lucru ai frânelor anterioare și respectiv posterioare;  $s_1$  și  $s_2$  — cursele pistoanelor cilindrilor de lucru;  $d_p$  — diametrul cilindrului principal;  $j_p$  — jocul dintre pistonul cilindrului principal și tija de acționare (pentru calcul  $j_p=0,5 \dots 1,0 \text{ mm}$ );  $\delta$  — distanța dintre buza

garniturii primare a pistonului cilindrului principal și marginea opusă a orificiului de compensare ( $\delta \approx 1.5$  mm).

În cazul în care se ține seama și de deformarea conductelor de legătură (și a furtunurilor de cauciuc), rezultă următoarea relație pentru cursa totală a pedalei de frână:

$$S_p = i_p \left( \sum s_i \frac{d_{ci}^2}{d_p^2} + \frac{\Delta V}{A_p} + j_p + \delta \right) \quad (3.67)$$

în care:  $s_i$  și  $d_{ci}$  sunt cursele, respectiv diametrele pistoanelor cilindrului de lucru;  $A_p$  — suprafața cilindrului principal;  $\Delta V$  — volumul de lichid corespunzător dilatărilor conductelor elastice ( $\Delta V = 5$  cm<sup>3</sup> pentru fiecare metru de lungime de furtun, dacă presiunea lichidului nu este mai mare de 10 N/mm<sup>2</sup>).

Cursa pistonului cilindrului de lucru, se poate determina cu relația:

$$s = \left( j + u + \delta_g + \frac{\delta_t}{2} \right) \frac{a + c}{c} \quad (3.68)$$

în care:  $j$  este jocul radial mediu dintre sabot și tambur ( $j = 0,2 \dots 0,7$  mm, când garnitura de fricțiune este nouă);  $u$  — uzura radială a garniturii de fricțiune admisibilă în exploatare între reglajele de întreținere (în cazul în care jocul dintre plăcuță și disc se reglează automat, se consideră  $u \approx 0$ );  $\delta_g$  — deformarea garniturii de fricțiune ( $\delta_g \approx 0,3 \dots 0,6$  mm);  $\delta_t$  — creșterea diametrului discului datorită încălzirii în timpul frânării ( $\delta_t = 0,5$  mm).

Cunoscând cursa  $s$  a ambelor pistoane (sau a unui piston în cazul cilindrului cu un singur piston), volumul de lichid care intră în cilindru se determină cu relația:

$$V_c = \frac{\pi d_c^2 s}{4} \quad (3.69)$$

Dacă se adoptă cursa pistonului cilindrului principal  $s_p = (0,8 \dots 1,2) d_p$ , se poate determina diametrul cilindrului principal cu relația:

$$d_p = \sqrt{\frac{1,28 V_c n_c \eta_v}{0,8 \dots 1,2}} \quad (3.70)$$

în care:  $n_c$  este numărul cilindrilor de lucru  $\eta_v$ — coeficientul de mărire a volumului sistemului ca urmare a deformării conductelor ( $\eta_v=1,05\dots 1,1$ ).

Forța la pedală are o valoare  $F_p \approx 120$  N (la o frânare bruscă se admite  $F_p = 200$  N).

*Cursa totală a pedalei* se determină cu relația:

$$S_p = (s_p + j_p) \cdot i_p = \frac{4n_c V_c \eta_c}{\pi d_p^2 + j_p} i_p \quad (3.71)$$

în care:  $j_p$  este jocul dintre tijă și pistonul cilindrului principal ( $j_p = 1,5\dots 2,5$  mm);  
 $s_p$  — cursa pistonului cilindrului principal.



## IV. SISTEME DE FRÂNARE ASISTATĂ. CONSTRUCȚIE ȘI FUNCȚIONARE

### 4.1 Construcția ABS

Din punct de vedere constructiv, sistemul de frânare asistată reprezintă o extensie a sistemului clasic de frânare. Prin acest lucru înțelegem că se păstrează toate componentele existente, la care se adaugă partea de control hidraulic, partea de control electronic și senzorică și interfațarea cu utilizatorul, prezența acestor componente neavând influență asupra procesului de frânare în cazul în care nu este necesară intervenția ABS.

Instalațiile de frânare asistată se pot împărți în două categorii, funcție de construcția și amplasamentul blocului electro-hidraulic în sisteme ABS *integrale* și sisteme ABS *neintegrale*.

În cazul sistemelor integrale blocul electro-hidraulic face corp comun cu pompa centrală de frână și în majoritatea cazurilor realizează și funcția de servoacționare hidraulică a frânei. Sunt sisteme de generație mai veche, principalul dezavantaj fiind lipsa de modularitate a sistemului, fapt care conduce la îngreunarea depanărilor și la imposibilitatea de a oferi sistemul ABS ca și componentă opțională pentru un autoturism dat.

În cazul sistemelor neintegrale blocul electro-hidraulic face corp comun cu unitatea de calcul și electronica de putere, fiind interpus pe traseul hidraulic al instalației clasice de frânare, care își păstrează structura cu două circuite de frână independente. În acest caz servoacționarea se face clasic, cu dispozitiv vacuumatic cu membrană iar asupra pompei centrale de frână nu se intervine cu modificări.

Principalul avantaj al acestui sistem îl constituie modularitatea sa care oferă posibilitatea înlocuirii blocului electro-hidraulic în totalitate în cazul defectării acestuia, fără a mai fi nevoie ca un atelier care execută operația să fie dotat cu aparatură sofisticată de diagnoză a ABS și cu personal instruit suplimentar în această privință. Trebuie menționat faptul că atât blocul hidraulic cât și blocul electronic sunt capsulate iar reparațiile acestora se rezumă la înlocuirea unuia dintre blocuri sau a sistemului în întregime. Aceste măsuri au fost adoptate de constructor datorită nivelului de siguranță pe care ABS trebuie să îl ofere și pentru a elimina posibilitatea intervențiilor neautorizate. Un alt avantaj important îl constituie posibilitatea producerii unui automobil neechipat cu ABS, dar căruia i se poate monta ulterior la cererea clientului sau poate fi oferit ca și reper în lista de componente opționale, la fel ca și instalația de climatizare sau sistemul de navigare GPS. Tendința ultimilor ani este

ca sistemele ABS să devină echipament standard, odată cu extinderea capacității de control și în domeniile ce țin de controlul tracțiunii (ESP, ASR, TCS).

În cele ce urmează vor fi tratate doar sisteme de frânare asistată neintegrale [A4], [A1], [G2], [L1]. . Astfel, în figura 4.1 sunt prezentate elementele constitutive ale unei instalații ABS neintegrale, pe patru canale, împreună cu amplasarea acestora pe un autoturism. Aceasta se compune din: ansamblul servofrână, blocul electro-hidraulic ABS, ansamblul frână față (disc, etrier, traductor de viteză unghiulară), ansamblul frână spate (tambur, saboți, traductor), conducte și furtune hidraulice, trasee electrice, interfața utilizator (martor de funcționare corectă și coduri de eroare, buton pentru cuplarea-decuplarea sistemului ABS).

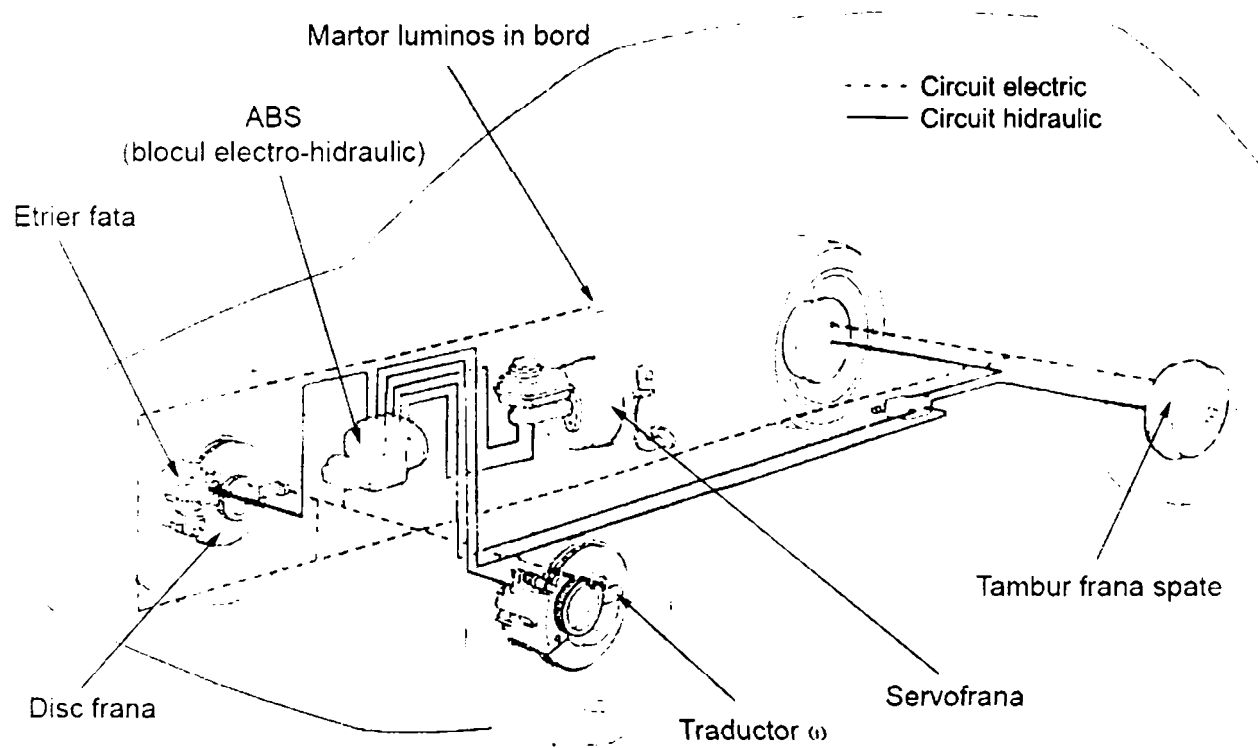


Fig. 4.1. Schema de amplasare a instalației ABS pe patru canale.

Pentru o mai bună înțelegere a funcționării sistemului de frânare asistată, în cele ce urmează se va analiza în detaliu construcția elementelor de comandă și control ale instalației ABS.

#### 4.1.1 Traductoarele de viteză unghiulară

Acestea au rolul de a monitoriza viteza unghiulară a roților [C3]. În esență reprezintă un senzor magneto-inductiv, montat pe un element fix al trenului de rulare (un locaș special realizat în portfuzetă sau în apărătoarea de tablă a discului sau

tamburului de frână) prin fața căruia defilează fantele unui disc perforat sau proeminențele unui inel dințat (fig. 4.2).

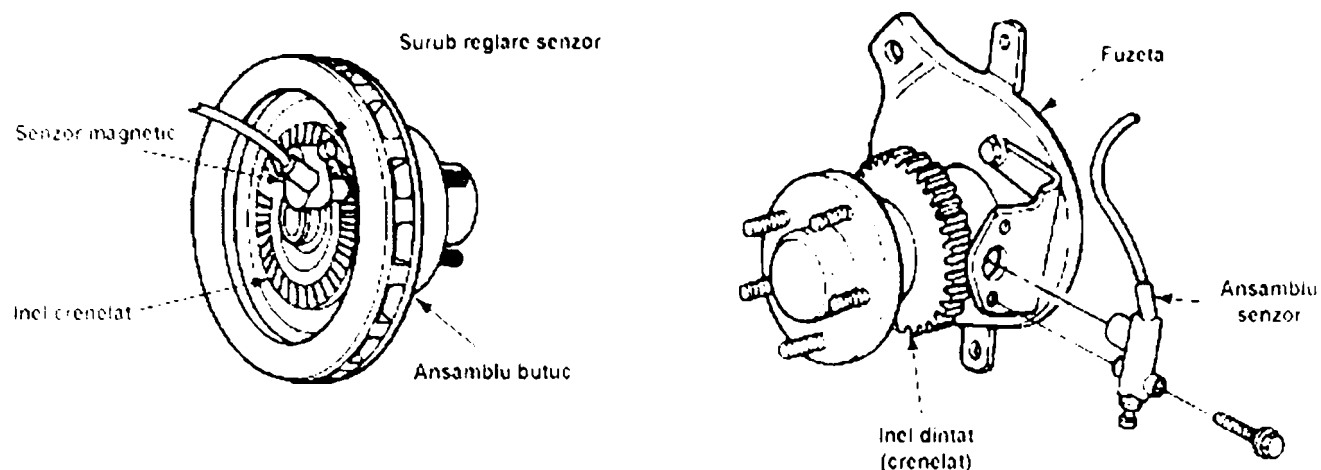


Fig. 4.2. Variante constructive ale traductorului de viteză unghiulară.

Din punct de vedere constructiv, senzorul inductiv este realizat dintr-o bobină cu rezistența de  $1k\Omega$  și un miez magnetic, introduse împreună într-o capsulă protectoare (fig. 4.3).

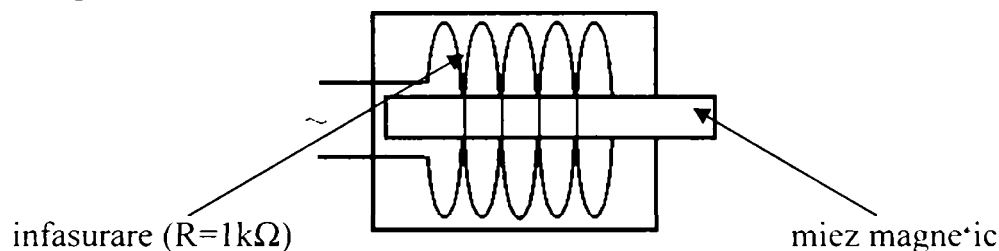


Fig. 4.3. Construcția senzorului inductiv.

Trecerea unui dinte sau a unei fante prin dreptul miezului magnetic produce o variație a fluxului magnetic prin bobină și apariția unei tensiuni induse în spirele acesteia. Forma de undă a tensiunii induse la diferite viteze ale roții este arătată în figura 4.4.

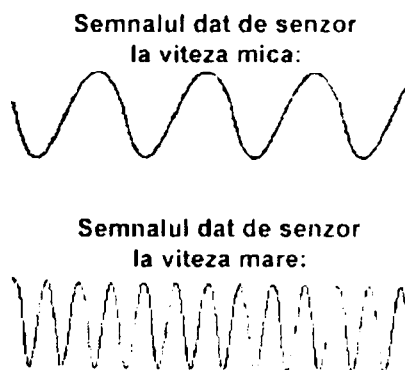


Fig. 4.4. Formele de undă ale tensiunii induse.

De remarcat că distanța dintre miezul magnetic și inelul dințat trebuie să se încadreze între anumite valori (care reprezintă un parametru constructiv și se situează între 0.5 și 1.2 mm) ce trebuie respectate în cazul schimbării senzorului pentru a asigura buna funcționare a traductorului (fig. 4.5).

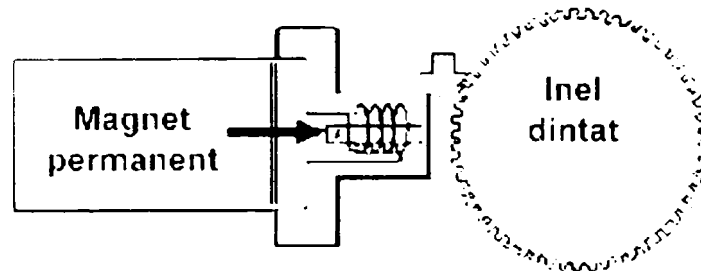


Fig. 4.5. Amplasarea corectă a senzorului inductiv.

În figurile 4.6 și 4.7 sunt reprezentate cele două componente care alcătuiesc traductorul de viteză unghiulară a unui autoturism: discul cu fante respectiv senzorul magneto-inductiv. În acest caz discul cu fante se montează pe partea interioară a discului de frână cu ajutorul a 3 șuruburi iar senzorul este presat într-un orificiu practicat în portfuzetă și asigurat împotriva desprinderii prin intermediul unui șurub.

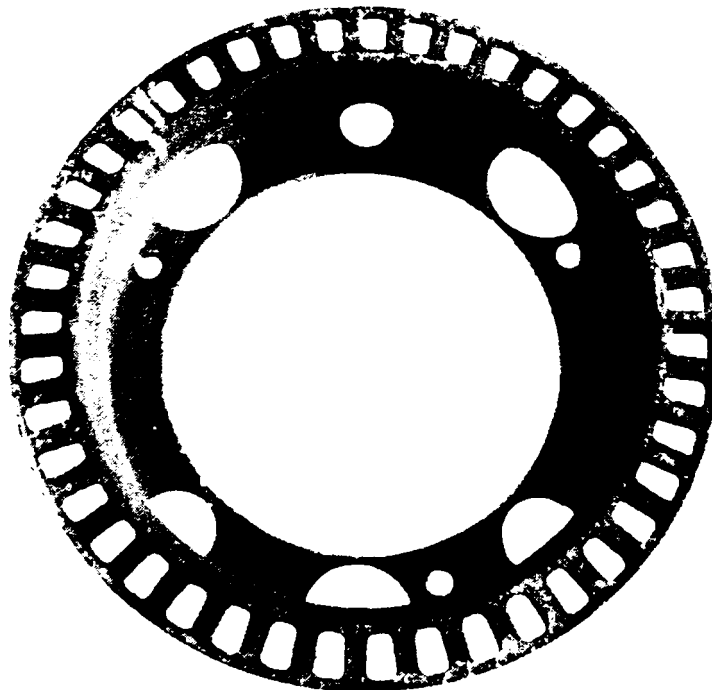


Fig. 4.6. Disc cu fante ATE-Teves MK II.

Discul are diametrul maxim de 134mm, diametrul de fixare de 94mm iar înălțimea fantelor este de 8mm. Deasemenea are practicat un număr de 45 de fante egale ca lățime între ele și echidistante. Numărul de impulsuri ce pot fi citite la o rotație completă a discului este de 90. Acest lucru este posibil datorită faptului că în bobina senzorului apare o variație a fluxului atât la apariția fantei (frontul căzător, terminarea materialului discului) cât și la dispariția acesteia (frontul crescător, terminarea fantei și apariția materialului discului).

Corpul senzorului care conține înfășurarea bobinei este protejat de o manta din tablă iar porțiunea miezului magnetic care depășește înălțimea bobinei este protejat de un căpăcel din material plastic. Distanța de montaj este de 0.5 ... 0.7 mm față de discul cu fante. Cablul de semnal este astfel construit încât să asigure o flexibilitate maximă fără a periclita calitatea semnalului transmis. Astfel, cele două fire care conectează bobina și amplificatorul de semnal sunt torsadate și înconjurate de o tresă metalică, legată la masă, iar învelișul exterior este realizat dintr-un material plastic special. Nivelul tensiunii pe care acest senzor îl poate genera în condiții normale de funcționare este cuprins între 0V și 3V, având o creștere liniară cu turația discului.



Fig. 4.7. Senzor magneto-inductiv tip ATE N3 1011.

#### **4.1.2 Grupul de electrovalve (modulatorul hidraulic)**

Are rolul de a realiza sau întrerupe comunicarea hidraulică între etriere și pompa centrală de frână sau între etriere și electropompă, precum și de a izola etrierele față de restul instalației.

Acesta are în componență un grup de electrovalve a căror sertărașe ocupă diferite poziții în funcție de canalul de comunicare hidraulică ce trebuie realizat sau întrerupt.

În figura 4.8 este prezentat un modulator hidraulic pe 3 canale [C3] (roțile din față sunt comandate independent iar cele din spate sunt comandate împreună).

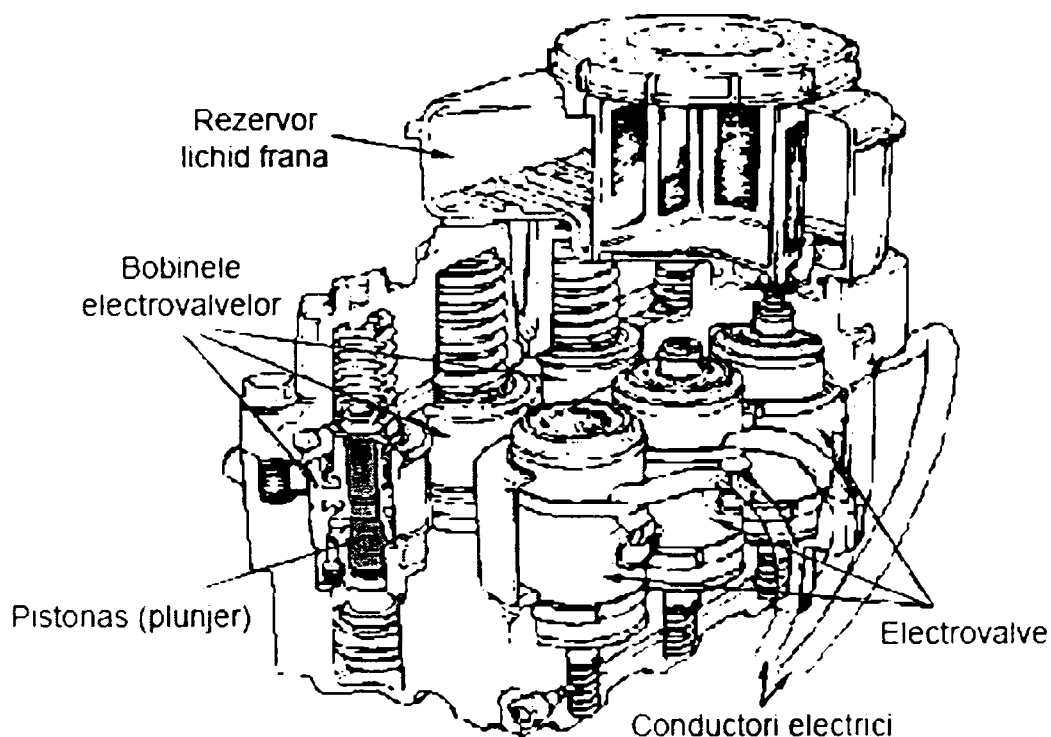


Fig. 4.8. Grupul de electrovalve (modulatorul hidraulic).

Din figură se observă că există 6 electrovalve, câte 2 pentru fiecare canal hidraulic comandat. Una dintre cele două electrovalve se numește *electrovalvă de izolare* iar cealaltă *electrovalvă de refulare*.

Constructiv, o electrovalvă este compusă din sertăraș sau plunjer, care culisează într-un cilindru prevăzut cu orificii, un electromagnet a cărui armătură mobilă este solidară cu sertărașul și un arc de revenire.

Există unele cazuri când cele două electrovalve care comandă un canal hidraulic sunt înlocuite de una singură dar care are în schimb trei poziții de lucru. O asemenea electrovalvă este reprezentată schematic în figura 4.9, împreună cu pozițiile posibile ale sertărașului în timpul funcționării instalației ABS.

Comanda unei astfel de electrovalve se realizează prin modificarea curentului ce trece prin bobina sa în felul următor: în stare de repaus, plunjerul se găsește în poziția *admisie*, fiind presat pe scunul său de arcul de revenire. Dacă bobinei i se

livrează jumătate din curentul nominal de acționare, plunjerul va ocupa poziția intermediară, cea de *izolare*, arcul de revenire fiind în acest caz parțial comprimat. Dacă bobinei i se furnizează curentul nominal, plunjerul va ocupa cea de-a treia poziție, cea de *refulare* iar arcul de revenire va fi complet comprimat.

Deși această soluție oferă avantaje de ordin economic, de gabarit precum și relativ la complexitatea sistemului nu este foarte răspândită datorită faptului că plunjerul poate să oscileze în poziția de izolare sau chiar să nu ocupe de fiecare dată această poziție, ceea ce conduce la o funcționare defectuoasă a sistemului.

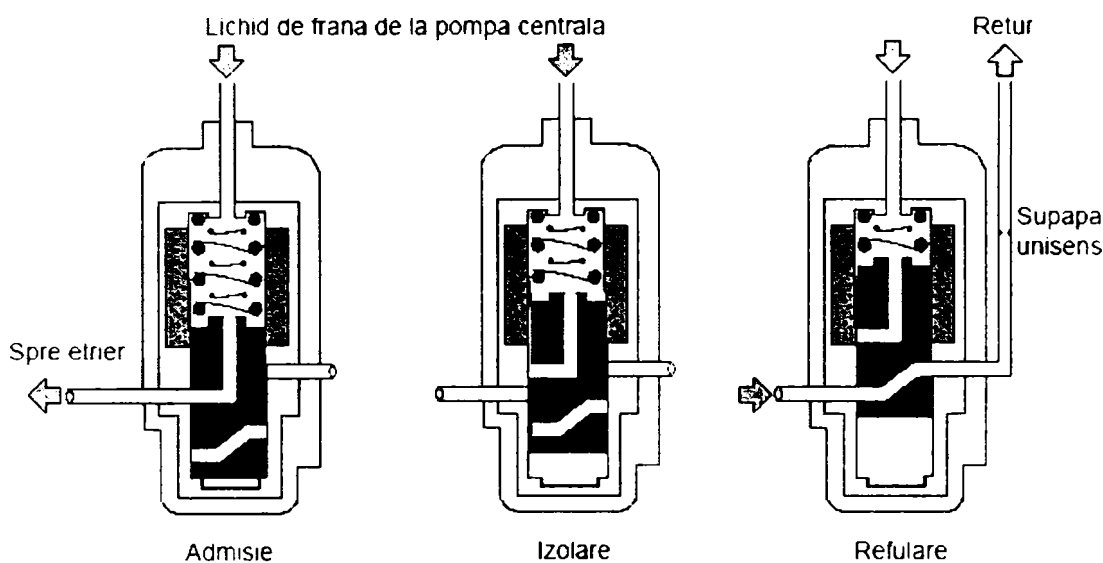


Fig. 4.9. Pozițiile sertărașului la electrovalvele cu 3 poziții.

La sistemele ABS de generație nouă tendința este de a folosi electrovalve cu două poziții, capsulate în corpul de aluminiu al blocului hidraulic. Acest fapt le conferă protecție împotriva eventualelor impurități și se asigură alinierea corectă în interiorul cilindrilor. Astfel, plunjerile pot avea dimensiuni mai mici și pot fi prelucrate la cote de precizie ridicate, etanșarea realizându-se cu ajutorul unor canale pe suprafața acestora. În acest mod se obțin niște plunjere ușoare care circulă în interiorul cilindrilor respectivi cu frecare foarte mică. Astfel de electrovalve se găsesc în blocul hidraulic al sistemului ABS tip Bosch 5.3 (generație 2001). În figura 4.10 se observă amplasarea celor 8 electrovalve (câte două pentru fiecare roată). Plunjerile sunt protejate de manșoane din oțel și sunt fixate nedemontabil în blocul hidraulic.

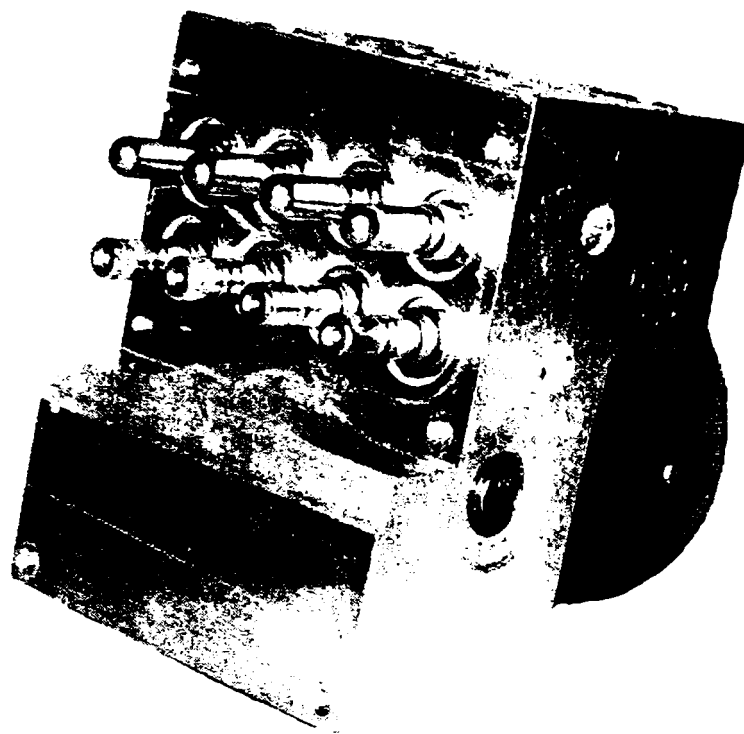


Fig. 4.10. Amplasarea electrovalvelor în cazul ABS tip Bosch 5.3.

Rezultatul este acela că bobinele electrovalvelor scad atât în dimensiuni cât și ca putere consumată, curentul mediu de acționare al unei electrovalve fiind acum de doar 1A față de 5-6A la generațiile mai vechi. Ca urmare a acestui fapt, bobinele pot face corp comun cu controlerul, după cum se observă și în figura 4.11.

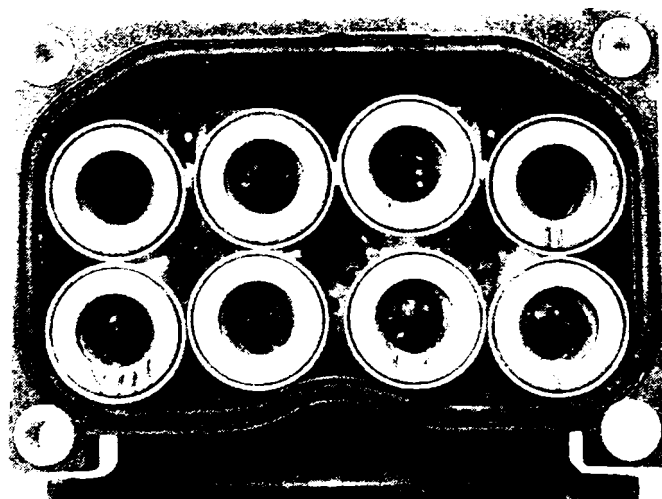


Fig. 4.11. Bobinele electrovalvelor fac corp comun cu controlerul electronic.



În figura 4.12. sunt arătate cele două electrovalve (de izolare și de refulare) a canalului hidraulic corespunzător roții față-stânga.

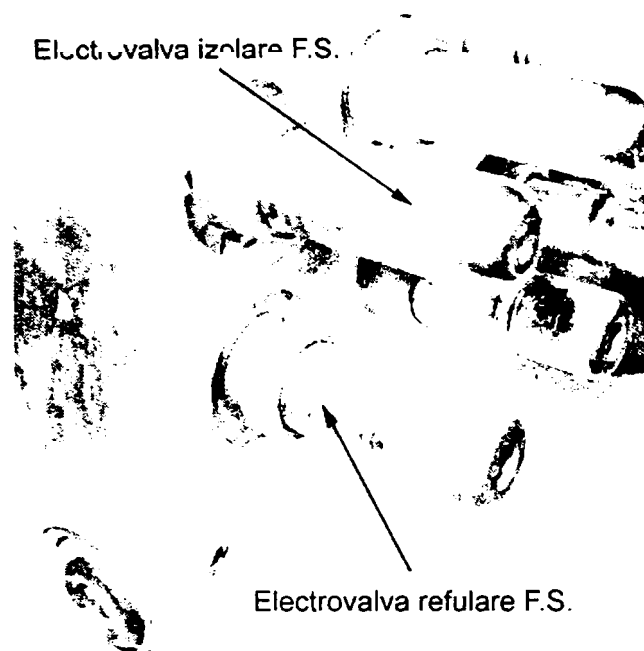


Fig. 4.12. Electrovalvele de izolare și refulare pentru roata față-stânga.

Se observă că cele două electrovalve diferă puțin, acest lucru observându-se și în cazul bobinelor (bobina electrovalvei de refulare consumând cu 30% mai mult curent decât cea a electrovalvei de izolare). Acest lucru se datorează în principal faptului că electrovalva de izolare nu are arc de revenire, acest lucru realizându-se cu ajutorul presiunii reziduale rămasă în sistem după funcționarea electropompei.

#### 4.1.3 Electropompa de înaltă presiune

Are rolul de a produce presiunea necesară reaplicării momentului de frânare, în faza de admisie și este de tip pompă cu piston și excentric. La sistemele ABS de generație mai veche se foloseau pompe centrifugale cu role datorită necesității sporite de lichid pentru realizarea funcției de servoacționare a frânei (la sistemele integrale). Trebuie menționat că în cazul sistemelor ABS neintegrale electropompa funcționează doar la pornirea autoturismului pentru amorsare și producerea presiunii necesare menținerii deschise a supapelor de izolare și în timpul funcționării efective în regim ABS, în restul timpului fiind oprită.

În componența acesteia intră două ansambluri piston-cilindru (câte unul pentru fiecare circuit de frânare), un motor de curent continuu și mecanismul cu excentric.

În figura 4.13 este prezentat asamblat sistemul ABS de tip Bosch 5.3. observându-se în prim-plan motorul de acționare al pompei. Puterea consumată de electromotor la funcționarea în sarcină este de max. 12A, debitul realizat este de aproximativ  $3.5 \text{ cm}^3/\text{s}$ . iar presiunea realizată se situează în jurul valorii de 10MPa.

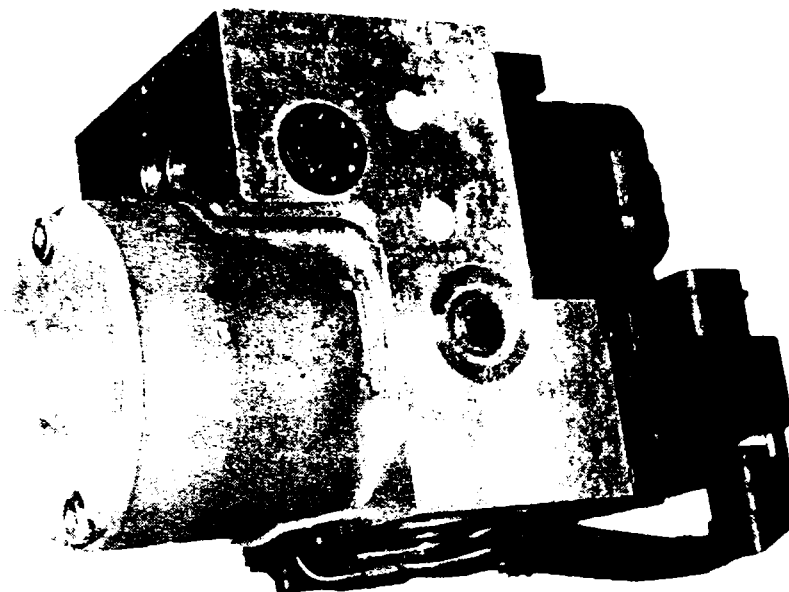


Fig. 4.13. Sistem ABS tip Bosch 5.3. Se observă motorul de antrenare al pompei.

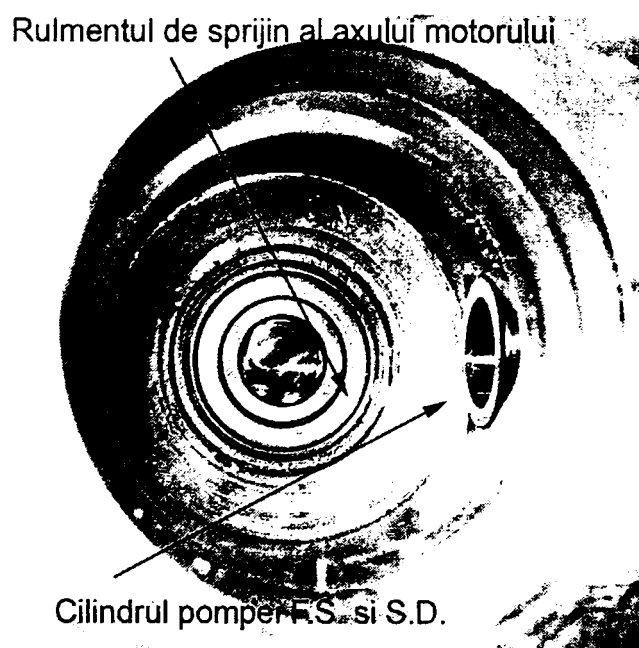


Fig. 4.14. Corpul pompei. Se observă cei doi cilindri diametral opuși și rulmentul de sprijin al axului motoului de antrenare.

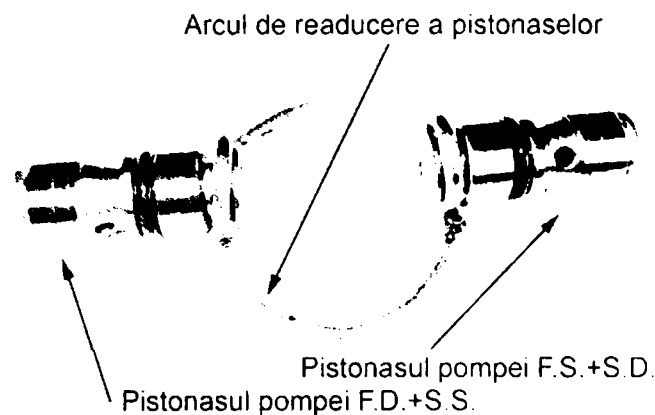


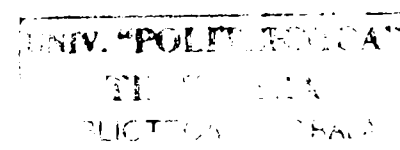
Fig. 4.15. Ansamblul celor două pistonase ale pompei și arcul de menținere pe suprafața excentricului.

În figura 4.14. este prezentat interiorul corpului pompei, în care se găsesc cei doi cilindri amplasați diametral opus, precum și un rulment pentru sprijinirea axului motorului de antrenare.

În figura 4.15. se observă ansamblul format de cele două pistonase ale pompei împreună cu un arc ce are rolul de a menține pistonasele pe suprafața excentricului, cu scopul de a realiza cursa acestora. În corpul celor două pistonase se găsește câte o supapă de sens pentru a realiza obturarea admisiei în faza de refulare (împingere) a lichidului de frână.

În figura 4.16 este prezentat mecanismul excentric, montat fizic pe axul motorului de antrenare. Acesta dispune de o suprafață conică ce ajută la asamblarea pompei (are rolul de a depărta pistonasele și a le poziționa pe suprafața de lucru) și de un lagăr radial de alunecare prevăzut cu o bușă de bronz. Suprafața acestei bușe calcă pe coada pistonaselor, realizând împingerea acestora.

În figura 4.17 se arată ansamblul pompei cu pistonasele montate în cilindri. Spre deosebire de restul blocului unde ungerea se asigurată cu lichid de frână, pompa dispune de vaselină proprie, etanșarea făcându-se cu inele O pe coada pistonaselor.



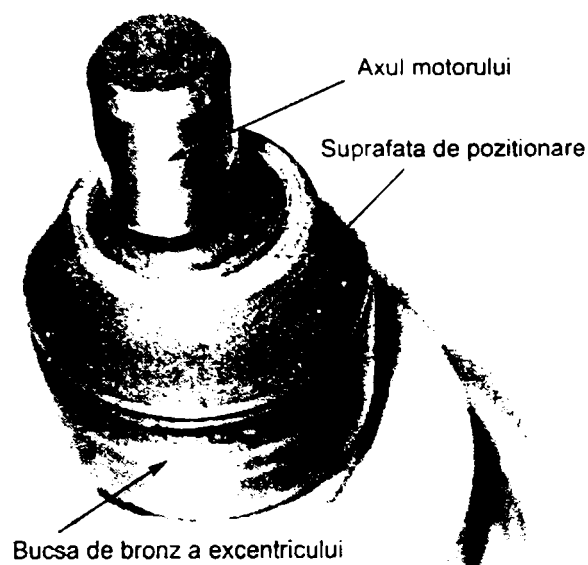


Fig. 4.16. Mecanismul excentric, montat pe axul motorului.

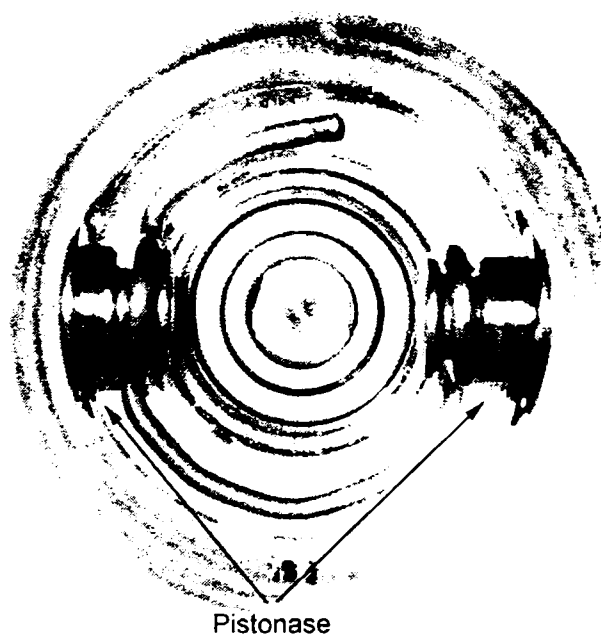


Fig. 4.17. Ansamblul pompei de înaltă presiune.

#### 4.1.4 Acumulatorul hidraulic

Această componentă a fost introdusă în sistem cu scopul de a amortiza șocurile de presiune ce apar la modificarea poziției sertărașelor în faza de izolare-refulare a lichidului de frână din etriere.

Este de tipul amortizor cu gaz sub presiune (la modelele mai vechi) cu o capacitate de aprox. 0.25 litri de lichid de frână pe care-l poate menține la o presiune maximă de 20MPa (este necesar un volum mare de lichid pentru a asigura servoacționarea frânei în cazul defectării sistemului ABS). La generațiile noi

amortizorul este constituit dintr-un cilindru în interiorul căruia se deplasează un piston, menținut în poziție de un arc puternic. Capacitatea sa este mult mai mică, aprox. 2.5ml, suficient pentru eliberarea surplusului de lichid din două etriere iar presiunea maximă pe care o poate prelua este de 3.5MPa, înainte de a ajunge la capăt de cursă.

Se montează câte unul pentru fiecare circuit independent de frânare (pentru fiecare piston al pompei de înaltă presiune).

În figura 4.18 este prezentată amplasarea acestor acumulateoare în partea inferioară a blocului hidraulic. Diametrul pistoanelor este de 24mm iar cursa acestora de maxim 6mm. Pistoanele sunt menținute în poziție cu ajutorul arcurilor (două arcuri concentrice pentru fiecare piston) și a capacelor de reținere fixate în blocul hidraulic cu câte un inel de siguranță interior.

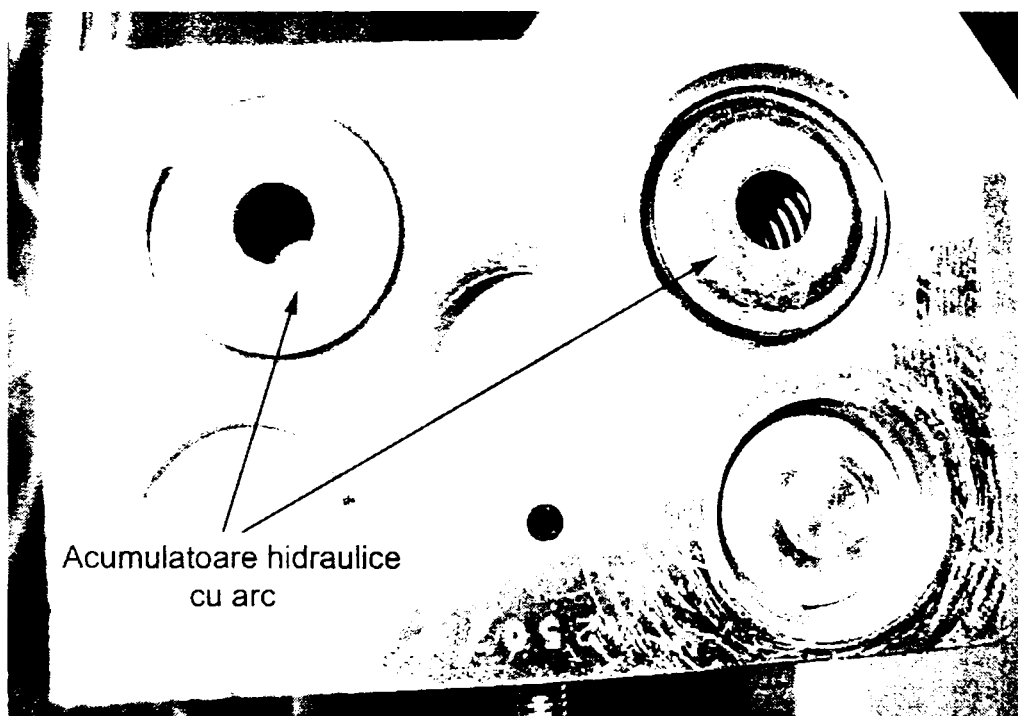


Fig. 4.18. Acumulateoarele pentru preluarea șocurilor.

În figura 4.19. este prezentată schema hidraulică a sistemelor ABS tip Bosch 5.3. și Continental-Teves Mark MK60, precum și legăturile hidraulice la etriere și la pompa centrală de frână.

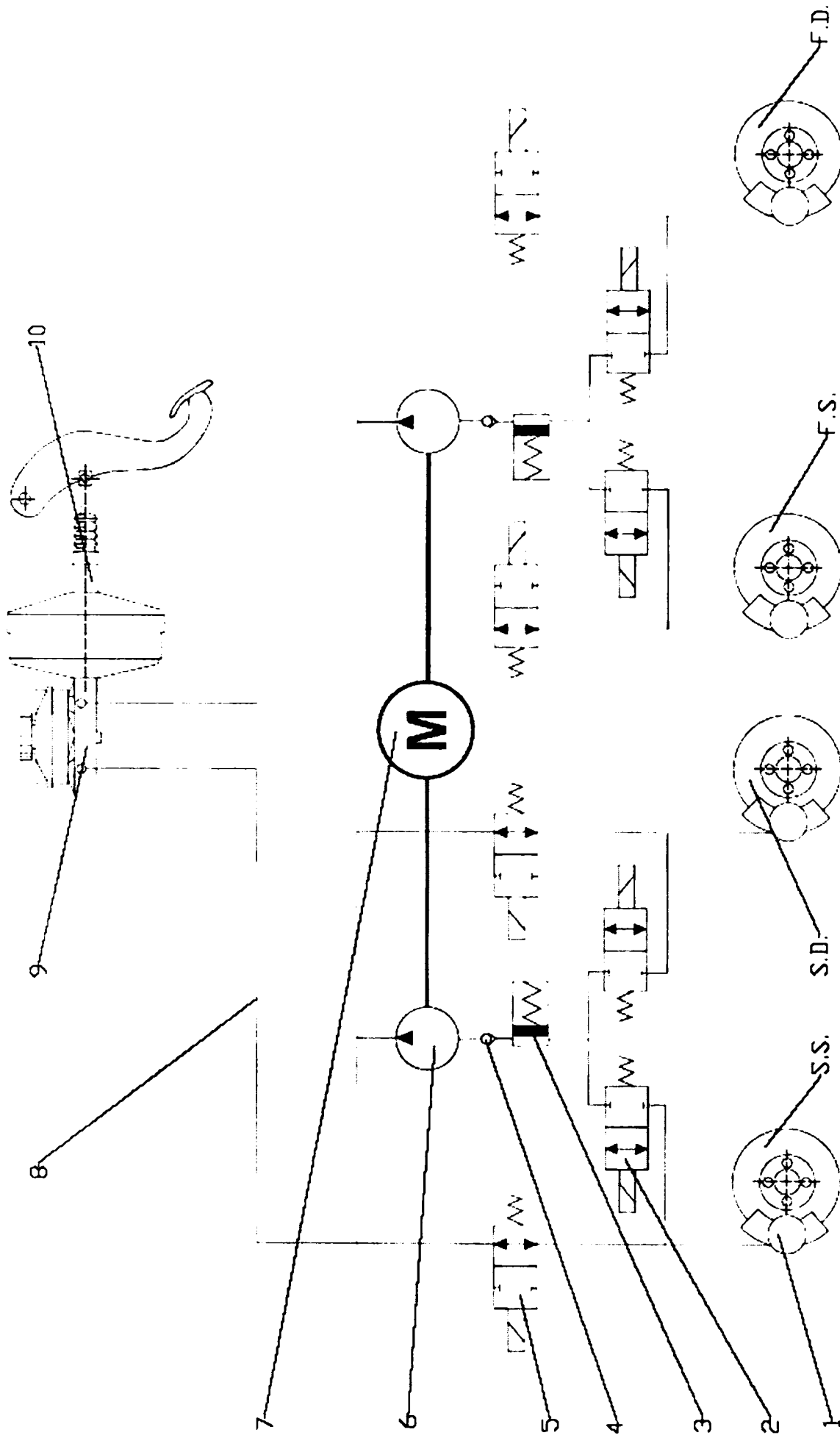


Fig. 4.19. Schema hidraulică a ABS tip Bosch 5.3 și Teves MK60 [R2].

Simbolizarea elementelor din figura 4.19 este următoarea:

- 1 – Etriere (4, câte unul pentru fiecare disc de frână, respectiv roată);
  - 2 – Electrovalve de refulare (câte una pentru fiecare roată);
  - 3 – Acumulator hidraulic cu arc pentru preluarea șocurilor;
  - 4 – Supapă de sens unic;
  - 5 – Electrovalve de izolare (câte una pentru fiecare roată);
  - 6 – Pompa cu piston a circuitului de frânare F.S.+S.D.;
  - 7 – Motorul electric de antrenare;
  - 8 – Circuite de frână (circuitul primar și circuitul secundar);
  - 9 – Pompa centrală de frână, cu rezervorul de lichid;
  - 10 – Dispozitivul de servoacționare vacuumatică împreună cu pedala de frână:
- F.S. – Discul de frână al roții Față-Stânga;  
F.D. – Discul de frână al roții Față-Dreapta;  
S.S. – Discul de frână al roții Spate-Stânga;  
S.D. – Discul de frână al roții Spate-Dreapta.

Schema prezintă starea normală de funcționare a instalației de frânare, cu sistemul ABS ne-acționat. Se observă că electrovalvele de izolare sunt menținute în poziția normal deschis (de către presiunea reziduală din sistem – simbolizată în schemă sub formă de arc) iar electrovalvele de refulare sunt menținute în poziția normal-închis (de către arcuri).

#### 4.1.5 Blocul de control electronic

Reprezintă partea de inteligență artificială a instalației ABS. Are rolul de a prelua și prelucra informațiile de la traductoarele de viteză, de a efectua calcule (determinarea decelerației roților), de a lua decizii (stabilirea momentului critic, al blocării iminente a roților) și de a comanda electrovalvele și motorul electropompei.

În figura 4.20 este prezentată o vedere a controlerului, în figura 4.21. schema de interconectare pentru ECU, iar în figura 4.22 schema bloc de funcționare a acestuia.

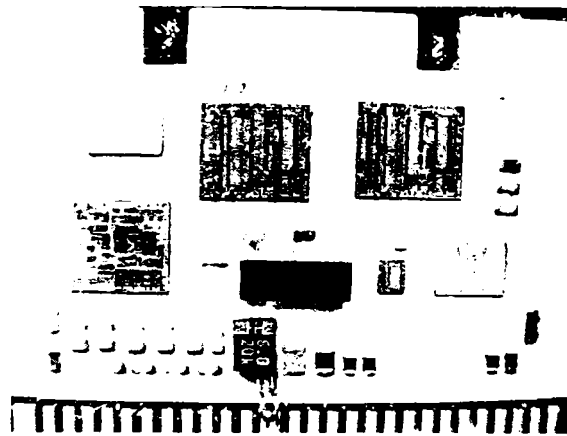


Fig. 4.20. Blocul de control electronic Bosch 5.3 (34x21 mm).

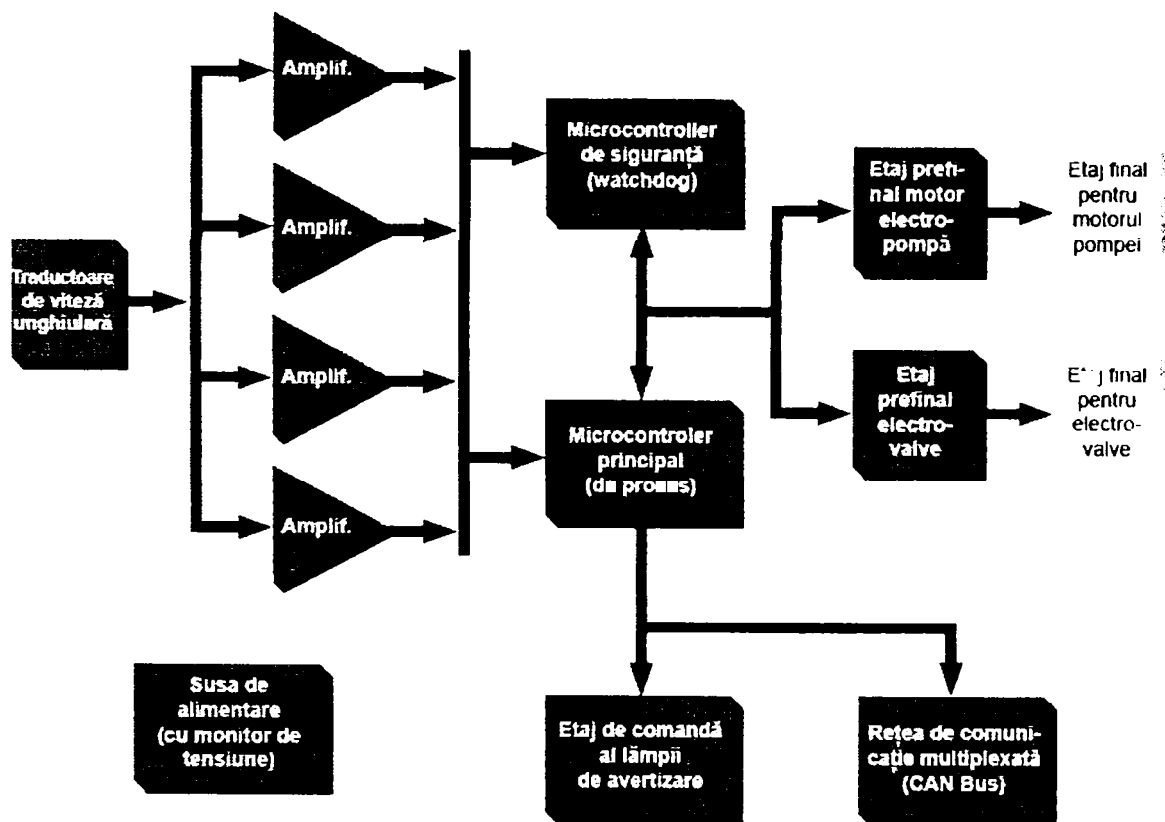


Fig. 4.21. Schema de interconectare a blocurilor în ECU.



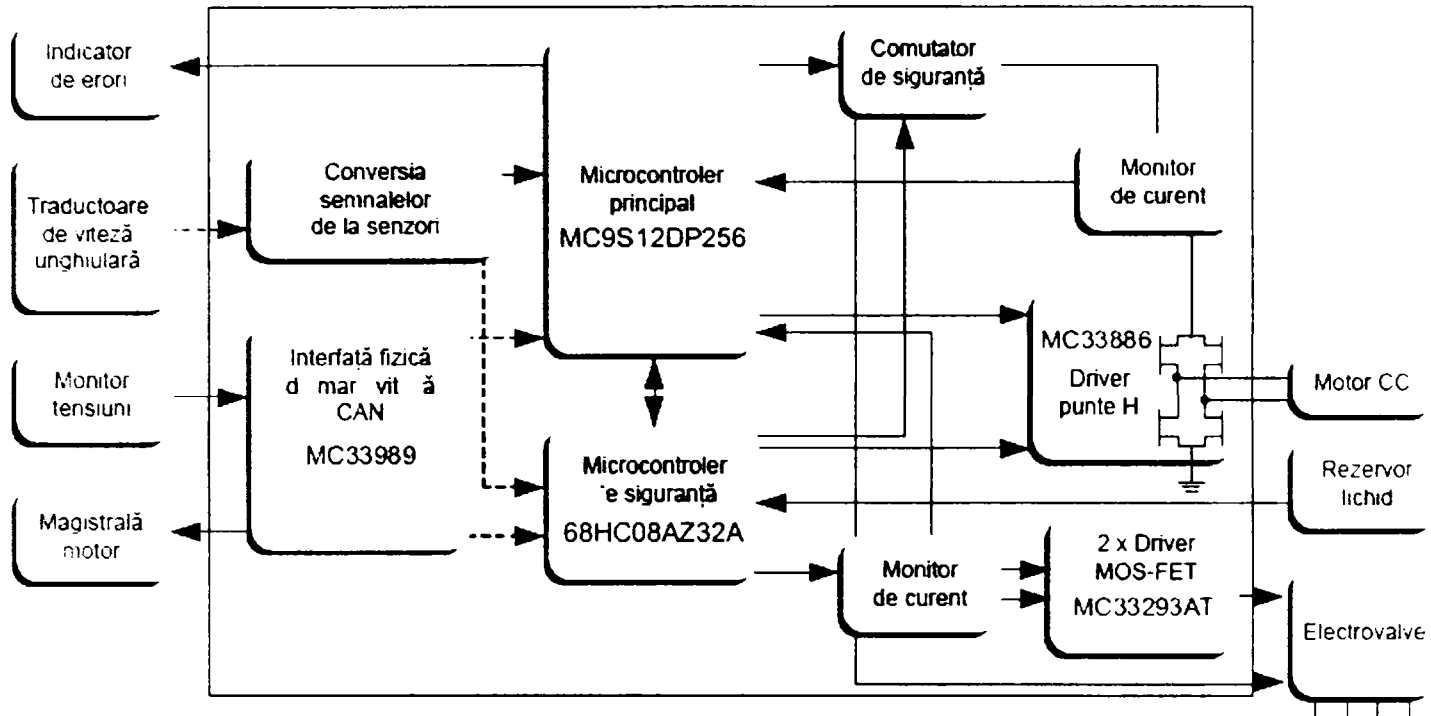


Fig. 4.22. Arhitectura blocului de control (Freescale Semiconductor) [F5].

În figura 4.23 este reprezentată topologia controlerului ABS. Sistemul de frânare asistată se reprezintă prin relații tip legătură directă. Astfel, după cum se poate observa, controlerul are două procesoare pentru efectuarea calculelor necesare și luarea deciziilor: ambele comunică între ele și cu celelalte aplicații din sistem cu ajutorul unui sistem de operare.

Subsistemele sunt împărțite pe nivele (straturi) în topologia sistemului pentru a reprezenta abstractizarea acestuia. Gradul de abstractizare crește de la nivelele inferioare spre cele superioare. Astfel, fiecare nivel este construit pe stuctura celui inferior lui iar relația de comunicare este unidirecțională. Acest lucru înseamnă că un nivel cunoaște ce se întâmplă doar cu subsistemele inferioare lui. Această structură organizată pe nivele este conformă unei arhitecturi închise, portabilitatea și modularitatea fiind avantajele unei astfel de arhitecturi.

Pentru un nivel dat, subsistemele sunt împărțite în partiții independente care răspund de efectuarea anumitor servicii specifice.

Lampa de avertizare						
Frână F.S.+S.D.			Conversia semnalelor de intrare	Frână F.D.+S.S.		
Monitor de erori	Monitor de tensiune	Logica de control		Logica de control	Monitor de tensiune	Monitor de erori
Sistemul de operare						
CPU 1			CPU 2			
Circuit de intrare $\omega$	ROM	Cache (coduri de eroare)	Cache (valori stocate)	Interfața CAN	MOS-FET electrovalve	Relev pompa

Fig. 4.23. Topologia controlerului ABS (caz general) [S7].

Nivelul inferior reprezintă interfața hardware și este partiționat după cum urmează: circuitul de intrare care primește semnal de la pedala de frână și de la traductoarele de viteză unghiulară. Semnalul sinusoidal alternativ preluat de la traductoare este transformat în semnal de ieșire dreptunghiular cu amplitudine fixă (nivel TTL sau CMOS) și frecvență variabilă. O altă partiție este reprezentată de zona de memorie cache care conține tabela cu codurile de eroare generate de controler. Stocarea acestor coduri se face conform principiului primul intrat – primul ieșit. O altă zonă de memorie cache conține valorile anterior calculate pentru decelerație și viteză. Partiția ROM conține tabela de corelare a valorilor vitezei cu decelerația medie și rata de alunecare, utilizate pentru detectarea blocării roților. Interfața CAN realizează comunicarea dintre controler și celelalte echipamente ale automobilului (calculatorul de injecție–aprindere, calculatorul central, sonda de diagnoză, etc.). Ultimele două partiții ale acestui nivel se ocupă de comanda electrovalvelor și monitorizarea integrității electrice a acestora și de comanda releului electropompei.

Nivelul imediat superior este reprezentat de cele două unități centrale de procesare, CPU. La majoritatea sistemelor ABS actuale un procesor se ocupă de un circuit de frânare (F.S.+S.D.) iar al doilea procesor se ocupă de celălalt circuit (F.D.+S.S). În acest fel se pot efectua corecțiile în cele două circuite simultan iar procesoarele se pot monitoriza reciproc.

Imediat deasupra nivelului procesoarelor se găsește nivelul sistemului de operare. ABS are un sistem de operare distribuit, necesar pentru a facilita ambele procesoare. Sistemul de operare distribuit suportă procesarea paralelă pentru a îmbunătăți viteza și responsivitatea aplicației.

Nivelul superior îl reprezintă aplicațiile de sistem. Acestea sunt partiționate în trei aplicații: cele două circuite de frânare și subsistemul de conversie a semnalelor de intrare. Cele două circuite de frânare sunt constituite din trei aplicații: monitorul de erori, monitorul de tensiune și logica de control. Monitorul de erori testează datele vehiculate pentru a se asigura ca sistemul funcționează corespunzător. De exemplu, valori de test identice sunt trimise celor două procesoare iar rezultatele calculate sunt apoi comparate. Dacă apar diferențe se generează un cod de eroare care este trimis monitorului de tensiune care comandă oprirea întregului sistem ABS și trimite mai departe codul de eroare spre memoria cache pentru evaluare ulterioară. Monitorul de tensiune monitorizează deasemenea nivelele tensiunilor componentelor ABS și produce un cod de eroare în cazul unor deviații mari. De fiecare dată când monitorul de tensiune generează un cod de eroare sistemul este oprit iar lampa de avarie din bord este aprinsă. Aplicația logică de control calculează variabilele controlate, decelerația și vitezele roților bazate pe cuântul (secvență de date cu lungimea de 16 biți) digital procesat de către aplicația de conversie a semnalelor de intrare. Aceste valori sunt utilizate pentru a determina comenzile pentru poziționarea corespunzătoare a electrovalvelor. Dacă, pe baza acestor valori, este detectată o potențială blocare a roților, logica de control va comanda electrovalvele pentru eliberarea presiunii.

Ambele procesoare au acces la aplicația de conversie a datelor de intrare care are rolul de a prelua semnalele cu formă de undă dreptunghiulară produse de circuitul de intrare și de a le converti în cuvinte digitale pentru logica de control.

Nivelul superior în topologia ABS îl reprezintă interfața cu utilizatorul. Aceasta este un indicator luminos (un martor de bord) care avertizează conducătorul auto de apariția unei erori și indică faptul că sistemul ABS este inoperativ. Funcționarea corespunzătoare a ABS este semnalizată în timpul rulării autoturismului de vitezometru care primește semnalul prin medierea vitezelor roților, prin rețea CAN. În cazul frânării cu intervenția ABS funcționarea corectă este indicată de pulsațiile pedalei de frână rezultate în urma variațiilor de presiune din sistem.

Blocul de control al ABS dispune de trei locații de depozitare a datelor vehiculate în sistem. Prima locație o reprezintă tabela ROM care conține specificațiile frânării ideale. Deasemenea există o corelație între condițiile de frânare și viteza vehiculului, definită de coeficientul de aderență și decelerația maximă. Viteza automobilului generează o decelerație medie de frânare, timpul total și distanța de frânare. Tabela ROM constituie referința pentru compararea valorilor curente calculate cu scopul de a determina dacă blocarea roții este sau nu iminentă.

A doua zonă de memorie cache menține valorile calculate anterior pentru viteză și decelerație. Aceasta înglobează un algoritm de înlocuire de tip primul intrat – primul

ieșit (FIFO) valorile mai vechi sunt utilizate pentru un singur calcul, după folosirea lor inițială.

A treia și ultima zonă de stocare este tot o memorie de tip cache. Aceasta stochează codurile de eroare generate de către monitorul de tensiune. Fiecare cod are asociat timpul de producere pentru a determina care dintre coduri necesită evaluarea de către un tehnician service. Și pentru această zonă este utilizat algoritmul de înlocuire FIFO.

Electroventilele și pompa de înaltă presiune sunt comandate indirect, prin intermediul unei interfețe de adaptare și a unor tranzistoare sau rele. În figura 4.24 este prezentat un ansamblu format dintr-un circuit integrat cu rol de comandă și monitorizare și tranzistoarele MOS-FET de putere [T1]. Integratul are posibilitatea de a prelua datele de la procesor atât pe magistrală paralelă cu o lățime de 5 biți cât și pe magistrală serială de tip I<sup>2</sup>C (bidirecțională). Deasemenea conține un monitor de tensiune independent care comandă releul de siguranță și de un raportor de erori (sunt monitorizate legăturile la electrovalveși integritatea tranzistoarelor). Releul electropompei poate fi comandat fie de la una din porțile integratului rămase neutilizate, fie direct de la procesor cu ajutorul unui tranzistor de semnal mic și al unei diode de protecție.

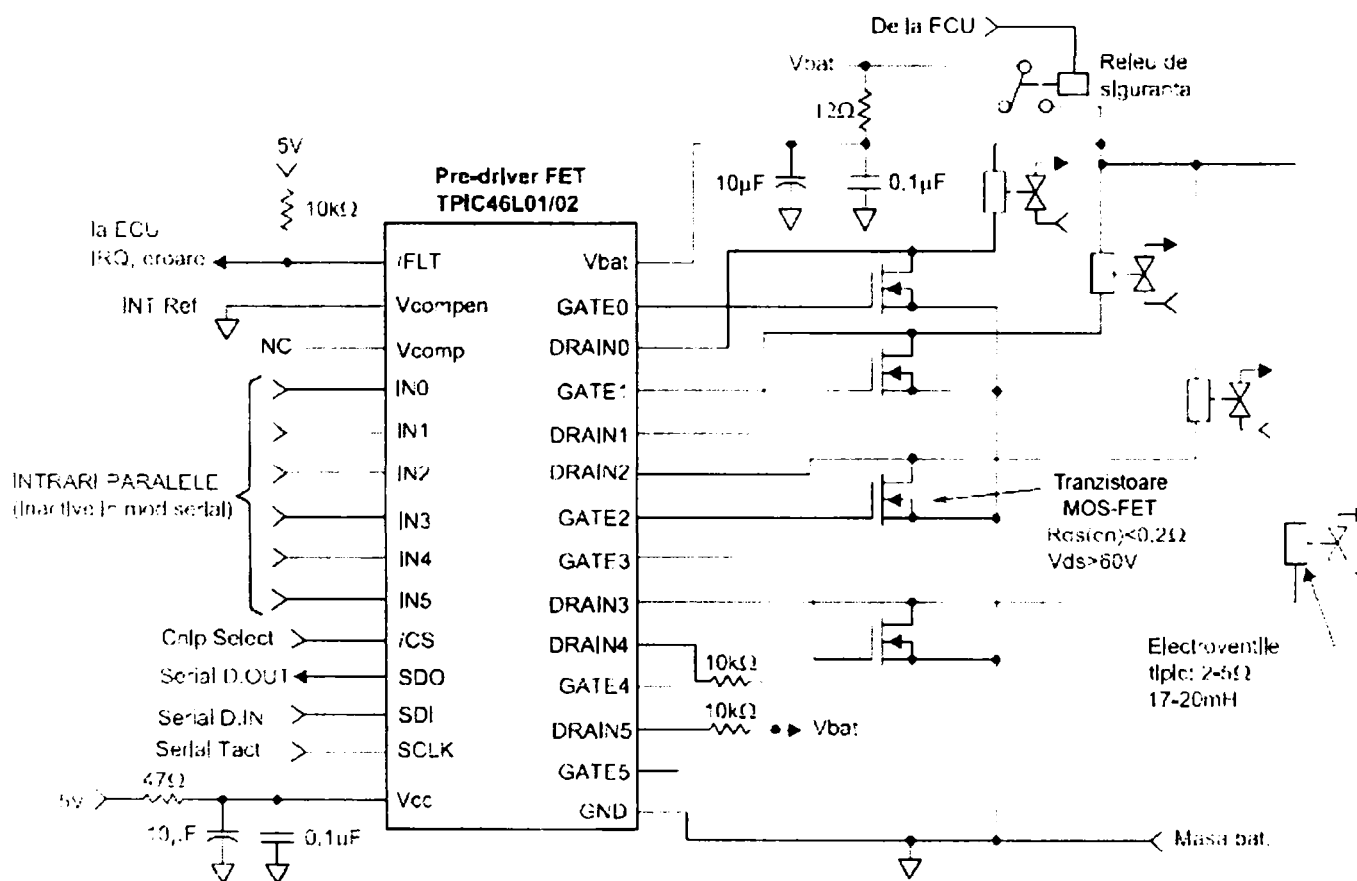


Fig. 4.24. Electronica de putere și comanda acesteia (Texas Instruments) [T2].

## 4.2. Funcționarea ABS

În ceea ce privește funcționarea unui ABS aceasta reprezintă o sumă de procese complexe de acționare și control electro-hidraulic și se realizează astfel: în momentul acționării pedalei de frână, procesul se desfășoară clasic, adică pompa centrală împinge lichidul de frână prin conducte spre pistonășele etrierelor, care acționează asupra plăcuțelor apăsându-le pe discul de frână (figura 4.25). În momentul în care forța de frecare dintre plăcuțe și disc devine mai mare decât aderența dintre pneu și suprafața de rulare apare fenomenul de blocare a roții și transformarea mișcării de rostogolire a acesteia în mișcare de alunecare. Acest fenomen conduce la pierderea stabilității autovehiculului în cazul blocării roților posterioare sau la pierderea controlului asupra direcției de deplasare în cazul blocării roților anterioare. La sesizarea blocării uneia sau mai multor roți, controllerul electronic comandă intrarea în funcțiune a sistemului antiblocare. Acesta din urmă va realiza izolarea etrierelor față de pompa centrală și va începe producerea pulsațiilor de presiune în cilindrii de frână. Apariția acestei presiuni variabile conduce la scăderea pe perioade scurte a momentului de frânare sub valoarea limitei de aderență a pneului și deci, se va produce rotirea roții. La creșterea presiunii, roata se va bloca din nou pentru o scurtă perioadă de timp în care aderența se va pierde din nou. În medie însă, se urmărește ca roata controlată să-și mențină mișcarea de rostogolire cât mai mult timp pe parcursul întregului proces de frânare, acesta realizându-se cu eficiență maximă, la limita aderenței.

În cele ce urmează sunt detaliate fazele de funcționare cu precizarea elementelor de comandă acționate și prezentând variația presiunii în cilindrul de lucru analizat.

Prima fază a funcționării sistemului ABS este faza de izolare (figura 4.26: palierul următor poziției „A” în figura 4.29). În această fază este acționată electrovalva de izolare care întrerupe legătura hidraulică dintre pompa centrală de frână și etrier cu scopul de a menține constantă presiunea în etrier. Decelerația roții este în continuare monitorizată și dacă se constată că și acum roata încetinește prea repede și începe să se blocheze se trece la aplicarea următoarei faze de control.

A doua fază o constituie faza de refulare (figura 4.27; panta până în punctul „B” în figura 4.29). În această fază se acționează cea de-a doua electrovalvă (cea de izolare) cu scopul de a permite evacuarea surplusului de presiune din etrier. Lichidul în exces se descarcă în acumulator de unde va fi preluat de către pompa de înaltă presiune. Pe parcursul acestei faze roata, ne mai fiind frânată, începe să se accelereze viteza sa unghiulară crescând (punctul „C” în figura 4.29). Acesta este momentul în care se aplică următoarea fază de control.

A treia fază o reprezintă perioada de reaplicare a presiunii (figura 4.28; porțiunea „C-A” din figura 4.29). Odată cu atingerea punctului „C” roata se rostogolește aproape liber, momentul de frânare fiind nesemnificativ. Astfel rezultă necesitatea de a crește momentul de frânare, lucru ce se realizează prin decuplarea celor două electrovalve. Legătura hidraulică este restabilită între pompa centrală de frână și etrier, fapt ce produce creșterea (relativ lentă) a presiunii în etrier. Creșterea suplimentară a presiunii este produsă de electropompă, care preia lichidul din acumulator și îl livrează în circuit. Acest fapt are ca urmare și „saltul” pedalei de frână deoarece o parte din lichidul de frână are tendința de a se întoarce în pompa centrală-rezervor.

Acest ciclu de izolare-refulare-aplicare se repetă în modul descris mai sus atât timp cât pedala de frână este apăsată și automobilul se deplasează.

În figura 4.30 este prezentată traiectoria unui automobil în cazul frânării cu blocarea roților și al frânării cu deblocarea acestora, respectiv sub acțiunea ABS.

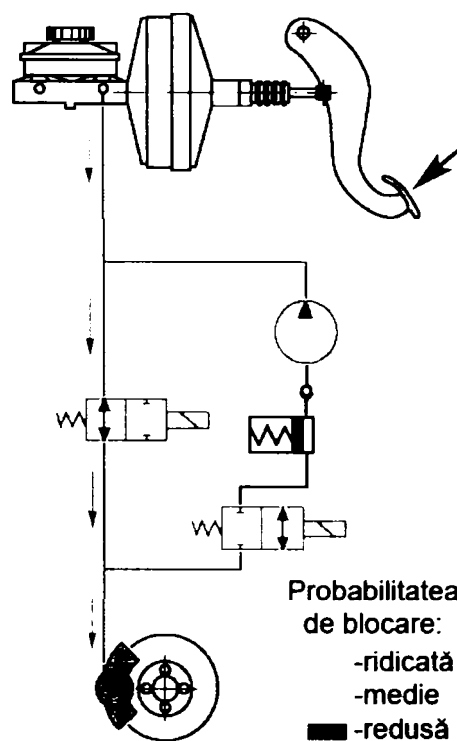


Fig. 4.25. Faza 0 – Frânare normală, creșterea presiunii în etrier, nici un element nu este comandat.

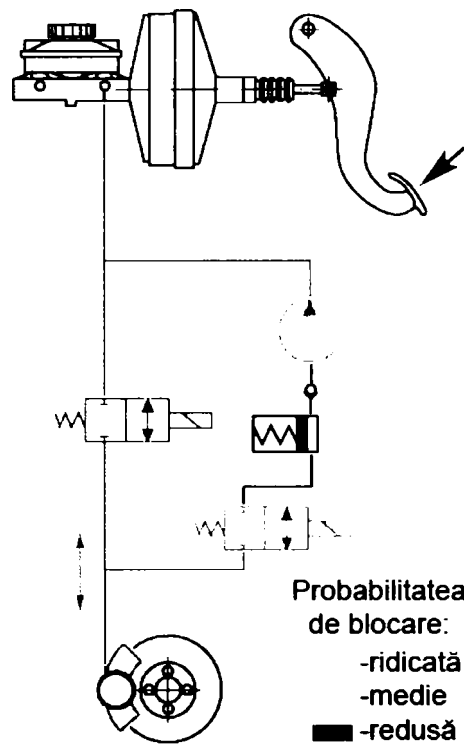


Fig. 4.26. Faza I – Faza de izolare, electrovalva de izolare este acționată, presiunea în etrier este constantă.

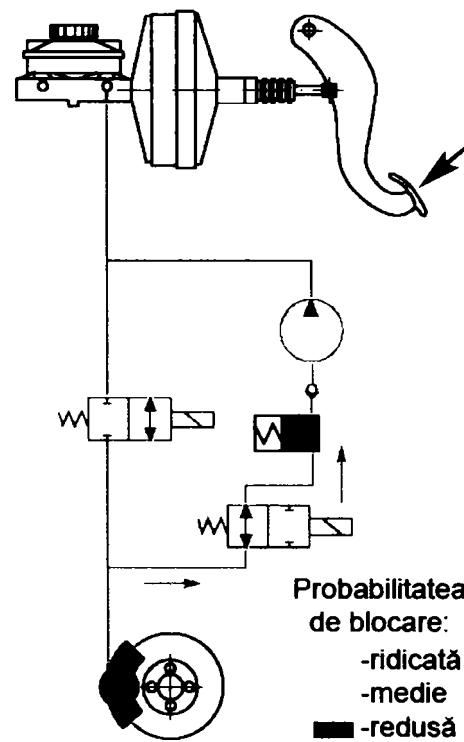


Fig. 4.27. Faza II – Faza de refulare, se acționează și electrovalva de refulare, surplusul de presiune trece în acumulator.

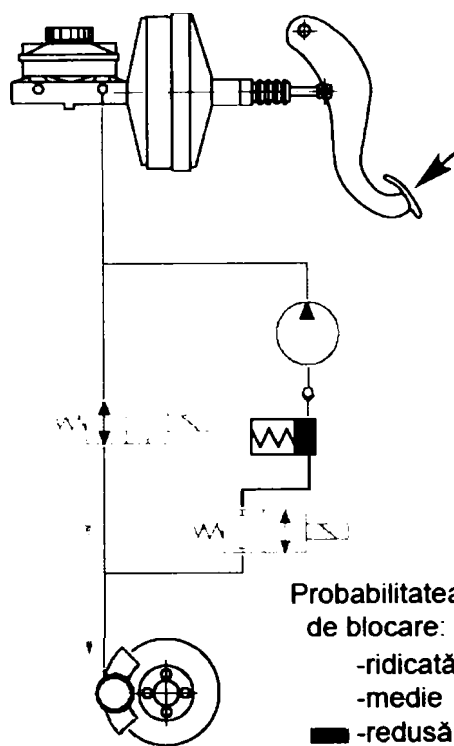


Fig. 4.28. Faza III – Faza de reaplicare, lichidul este reintrodus în etrier cu ajutorul electropompei.

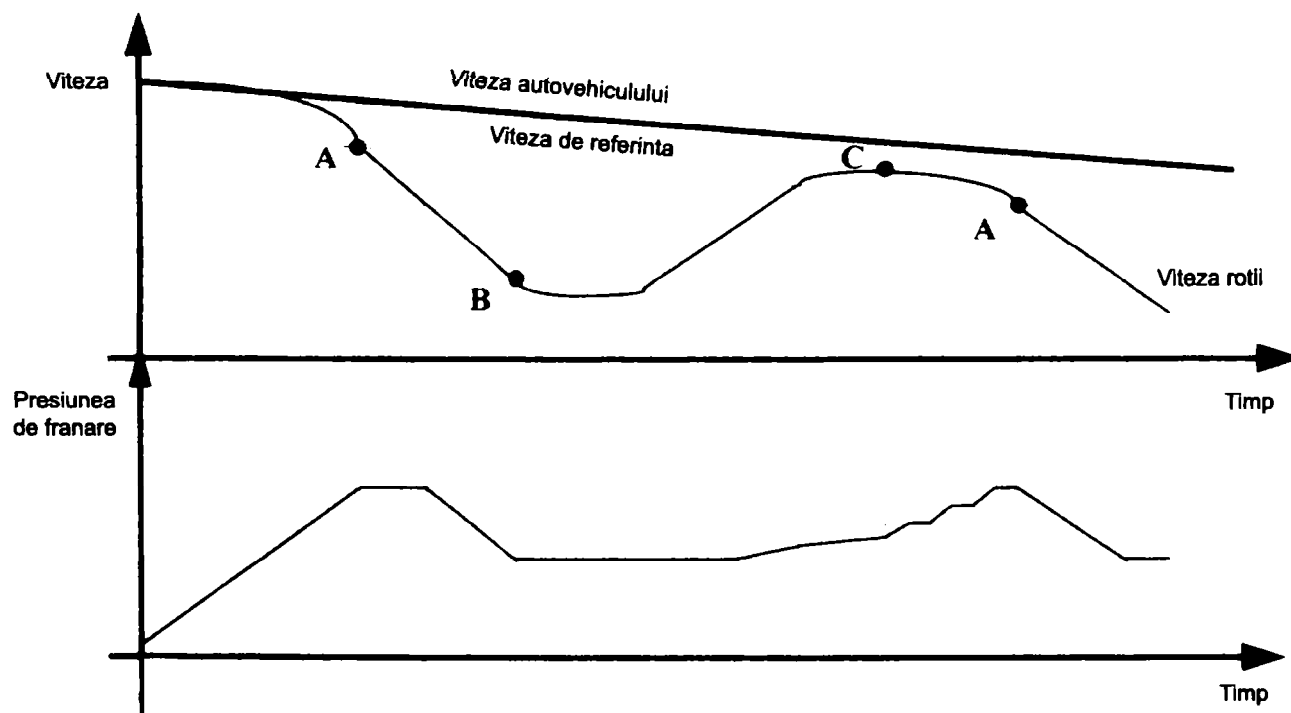


Fig. 4.29. Variația presiunii de frânare și a vitezelor la funcționarea în regim ABS [R2].



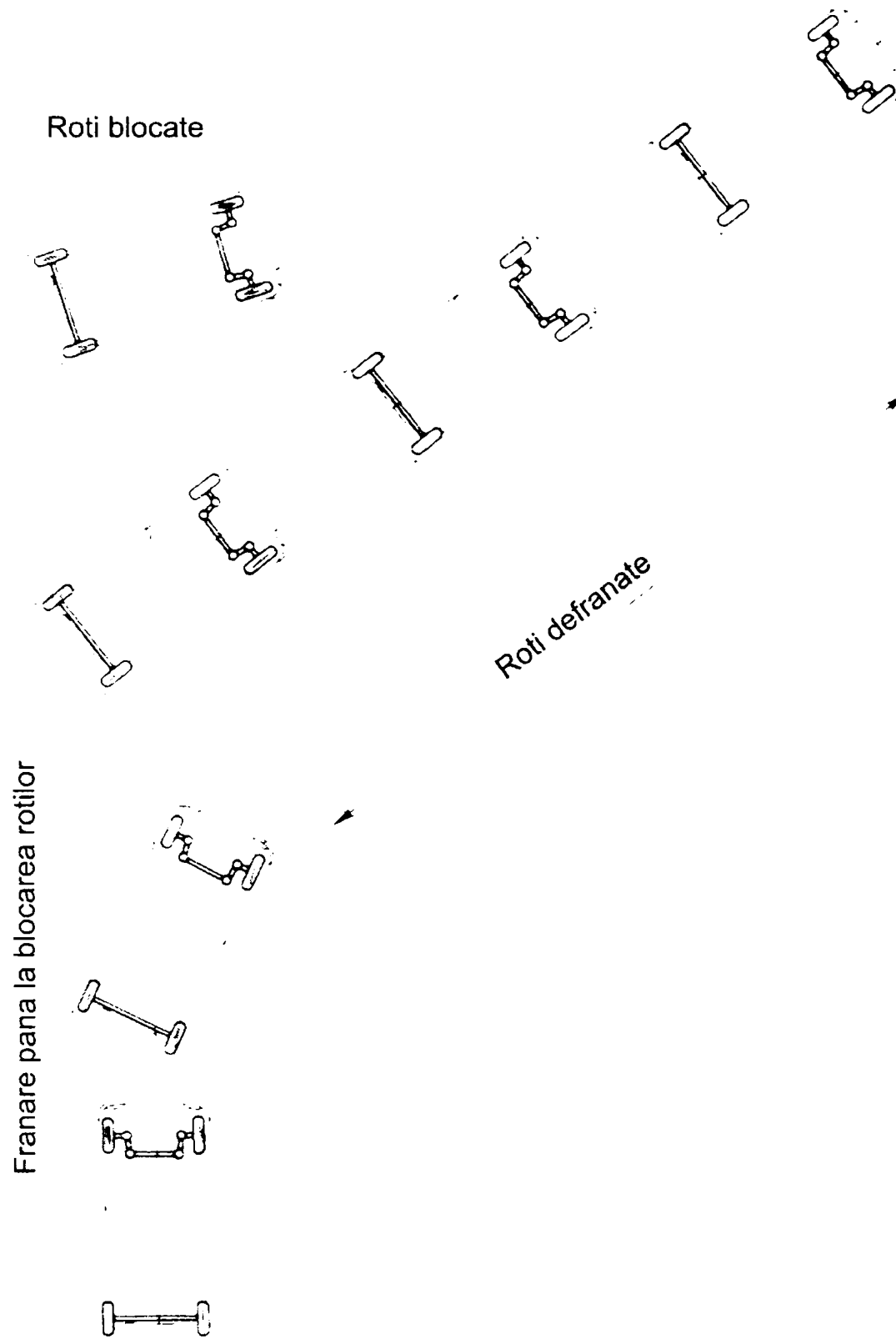


Fig. 4.30. Efectul blocării roților la frânare [R2].

## V. METODICA DE CERCETARE

### 5.1. Analiza comportamentului la frânarea cu dispozitive antiblocare

În cazul blocării roților la frânarea autovehiculului pot să apară următoarele neajunsuri: pierderea stabilității automobilului la blocarea roților punții din spate; pierderea controlului direcției când se blochează roțile punții din față; creșterea spațiului de frânare indiferent de roțile care se blochează, deoarece coeficientul de aderență după blocare este mai redus decât coeficientul de aderență înainte de blocare.

Pentru a mări eficacitatea frânării (reducerea spațiului de frânare, respectiv creșterea decelerației) și a îmbunătăți stabilitatea și maniabilitatea autovehiculelor se folosesc dispozitive antiblocare, care evită blocarea roților indiferent de momentul de frânare aplicat și de coeficientul de aderență. Prin dispozitiv antiblocare se înțelege un element al unui dispozitiv de frânare de serviciu care reglează în mod automat gradul de alunecare în sensul rotirii roții, pe una sau mai multe roți ale autovehiculului, în timpul frânării [F4], [A3], [B1], [C1], [C5], [D1], [F3], [J1], [S8], [U2], [Y3].

#### 5.1.1. Condițiile impuse dispozitivelor antiblocare

Principalele condiții impuse dispozitivelor antiblocare sunt: să asigure, în timpul frânării, stabilitatea și maniabilitatea automobilului, atât la mersul rectiliniu, cât și în viraj; reglarea frânării să se adapteze rapid la schimbările de aderență ale căii de rulare; să nu fie perturbat în funcționare de interferențele produse de câmpuri magnetice exterioare; să nu provoace vibrații în punți, suspensie etc.; creșterea momentului destabilizator să fie lentă, astfel încât să poată fi compensată prin manevre de volan; costul să fie cât mai redus pentru a putea fi montat pe autovehiculele de serie; fiabilitate ridicată etc.

#### 5.1.2. Aderența dintre pneu și cale

La caracteristica de rulare a roții frânate s-a arătat că există o forță tangențială maximă care poate fi realizată de roată. Valoarea maximă a forței tangențiale  $X_{max}$  se numește *aderență longitudinală* (întrucât forța este pe direcția longitudinală) sau forța de aderență longitudinală  $\Phi$ .

Aderența longitudinală  $X_{max}$  este utilizată atât pentru frânare, cât și pentru tracțiune.

Raportul dintre aderența longitudinală  $X_{max}$  și reacțiunea normală  $Z_r$  se numește *coeficient de aderență longitudinală*  $\varphi_l$  ( $\varphi_l = X_{max}/Z_r$ ).

Coeficientul de aderență  $\varphi_l$  dintre pneu și cale este influențat de numeroși factori, dintre care cei mai importanți sunt: alunecarea roții, natura și starea căii (v. tabelul 1.

1. cap.1). viteza autovehiculului, caracteristicile pneului (profilul benzii de rulare, starea de uzură, presiunea aerului).

În fig. 5.1 se prezintă variația coeficientului de aderență longitudinală  $\varphi_l$  în funcție de alunecarea relativă la frânare  $a_{rf}$  pentru diferite căi de rulare.

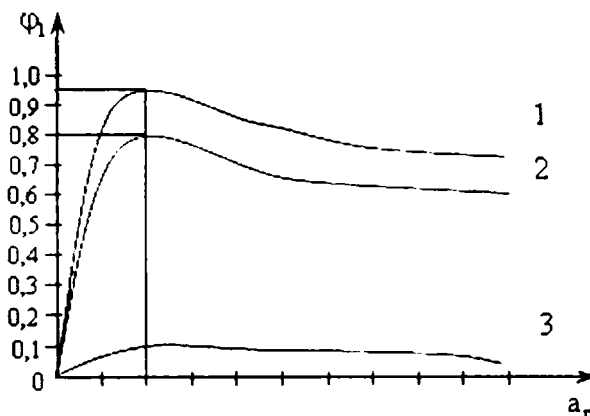


Fig. 5.1. Variația coeficientului de aderență longitudinală în funcție de alunecarea relativă la frânare pentru diferite căi de rulare: 1 — cale cu aderență bună; 2 — pietriș; 3 — drum cu polei.

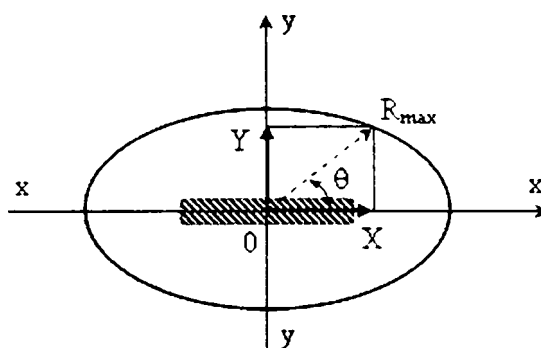


Fig. 5.2. Elipsa de aderență.

Din analiza figurii se constată că  $\varphi_l$  crește cu alunecarea relativă până la o anumită valoare a acesteia, după care creșterea este mai redusă, până ce atinge valoarea maximă  $\varphi_{lmax}$ . Maximul se realizează pentru valori ale alunecării relative de 0.15—0.25.

*Aderența transversală* sau forța de aderență transversală a unei roți reprezintă valoarea maximă a forței transversale  $Y_{max}$  ce o poate transmite pneul.

Se definește *coeficientul de aderență transversală*  $\varphi_t$  ca raportul dintre aderența transversală și reacțiunea normală  $Z_r$ , ( $\varphi_t = Y_{max}/Z_r$ ).

În general, aderența longitudinală nu are aceeași valoare cu aderența transversală datorită structurii anizotropice a pneului și lipsei de simetrie în

desfășurarea proceselor în raport cu centrul petei de contact. Din aceste motive, coeficienții de aderență  $\varphi_l$  și  $\varphi_t$  nu sunt egali. Pot exista situații când  $\varphi_l > \varphi_t$  sau  $\varphi_l < \varphi_t$ .

Coeficientul de aderență transversală depinde, în esență, de aceiași factori ca și coeficientul de aderență longitudinală.

În general, asupra pneului acționează atât forța tangențială, fie de frânare, fie de tracțiune, cât și forța transversală. Pentru o forță tangențială dată există o forță laterală maximă care poate fi transmisă de roată și invers. Dacă una dintre forțe se mărește, apare alunecarea roții frânate sau motoare, sau deraparea.

Dependența dintre cele două forțe la limita de aderență considerând atât tracțiunea, cât și frânarea, precum și forțele laterale de o parte și de alta a roții, este dată de curba din fig. 6.2, care poate fi asimilată cu o elipsă, ce poartă denumirea de *elipsă de aderență*.

Pentru a nu se produce alunecarea longitudinală sau transversală rezultanta forței tangențiale  $X$  și a forței laterale  $Y$  trebuie să fie situată în interiorul elipsei de aderență. Valoarea maximă a rezultantei  $R_{\max} = \sqrt{X^2 + Y^2}$  nu poate fi mai mare decât aderența roții  $\varphi Z_r$  pe direcția unghiului  $\theta$  ( $\varphi$  – coeficientul de aderență pe direcția  $\theta$ ).

Vârful vectorului  $R_{\max}$  descrie o elipsă având ecuația

$$\frac{X^2}{\varphi_l^2 Z_r^2} + \frac{Y^2}{\varphi_t^2 Z_r^2} = 1, \quad (5.1)$$

din care rezultă valoarea maximă a forței tangențiale pe care o poate prelua roata fără să alunece, când aceasta transmite forța laterală  $Y$ :

$$X = \varphi_l Z_r \sqrt{1 - \frac{Y^2}{\varphi_t^2 Z_r^2}} \quad (5.2)$$

Aplicarea la roată a unui moment mai mare decât cel corespunzător lui  $X$  dat de relația 5.2 conduce fie la blocarea roții, fie la patinarea acesteia, ceea ce limitează capacitatea de învingere a rezistențelor la înaintare, o dată cu producerea și a derapării.

Cu cât forța laterală  $Y$  este mai mică, cu atât forța tangențială  $X$  este mai mare. Atunci când  $Y = 0$ , roata poate prelua o forță tangențială maximă egală chiar cu aderența longitudinală  $X = \varphi_l Z_r$ . În schimb, dacă forța laterală are valoarea aderenței transversale  $\varphi_t Z_r$ , atunci  $X = 0$ .

Rezultă deci că roata care este la limita de blocare sau patinare nu mai poate prelua forțe laterale, aderența transversală fiind anulată. În acest caz, o forță laterală oricât de mică (forța centrifugă la mersul în viraj, componenta transversală a greutateii

pe o cale ușor înclinată, componenta transversală a vântului lateral etc.) va produce deraparea roții, deci pierderea stabilității.

În fig. 5.3. se prezintă variația coeficienților de aderență longitudinală  $\varphi_l$  și transversală  $\varphi_t$  în funcție de alunecarea relativă la frânare  $a_{rf}$ .

Curba coeficientului de aderență longitudinală  $\varphi_l$  poate fi împărțită în două zone. Zona din stânga maximului, numită și zona de stabilitate, unde  $\varphi_l$  crește cu alunecarea relativă. În această zonă, o dată cu creșterea momentului de frânare, aderența crește cu alunecarea relativă. În dreapta punctului de maxim se află zona de instabilitate, unde  $\varphi_l$  scade cu creșterea alunecării. Aderența diminuându-se, roata se va bloca rapid. Pentru a evita blocarea roților și pentru a obține spații minime de frânare se utilizează dispozitive antiblocare. Un dispozitiv antiblocare ideal trebuie să regleze momentul de frânare aplicat roții în așa fel încât alunecarea relativă să fie menținută la valoarea  $a_{rfm}$  pentru care aderența longitudinală are valoarea maximă. De fapt dispozitivele antiblocare utilizate pe automobile mențin alunecarea relativă într-o plajă de valori în jurul lui  $a_{rfm}$ .

Coeficientul de aderență transversală, respectiv aderența transversală, în intervalul de valori admisibile pentru alunecarea relativă, are valori mari.

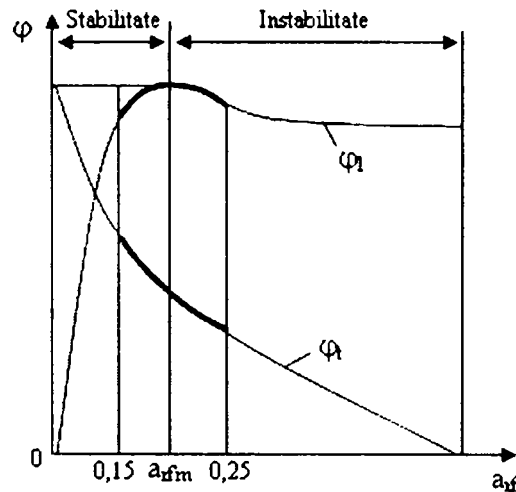


Fig. 5.3. Variația coeficienților de aderență longitudinală  $\varphi_l$  și transversală  $\varphi_t$  în funcție de alunecarea relativă la frânare.

Așa se explică stabilitatea mărită și maniabilitatea mai bună a automobilelor echipate cu dispozitive antiblocare.

Rezultă deci că dispozitivele antiblocare prin modularea presiunii fluidului de lucru din cilindrii receptori limitează valorile alunecărilor relative de frânare astfel încât să se utilizeze maximul aderenței longitudinale, menținând în același timp o valoare a aderenței transversale mult superioară celei corespunzătoare roții blocate.

### 5.1.3. Comportarea unei roți frânate fără dispozitiv antiblocare

Ecuția de mișcare a roții frânate poate fi scrisă sub forma

$$\gamma - \nu + \varphi_l = 0, \quad (5.3)$$

unde:  $\gamma = \frac{I_r}{r_d Z_r} \cdot \frac{d\omega_r}{dt}$  este un coeficient adimensional proporțional cu decelerația

unghiulară a roții:  $\nu = \frac{M_{fr}}{r_d Z_r}$  — coeficient adimensional proporțional cu momentul de

frânare aplicat pentru o sarcină constantă pe roată;  $\varphi_l$  — coeficientul de aderență longitudinală dintre pneu și cale.

În figura 5.4 se prezintă variația coeficienților de aderență longitudinală  $\varphi_l$ , de frânare  $\nu$  și de decelerație  $\gamma$  în funcție de alunecarea relativă la o frânare fără blocarea roții, precum și la o frânare cu blocarea roții.

În cazul în care roata nu se blochează, coeficientul de frânare  $\nu$  variază până la o valoare maximă inferioară maximului coeficientului de aderență  $\varphi_l$ , frânarea fiind în acest caz stabilă.

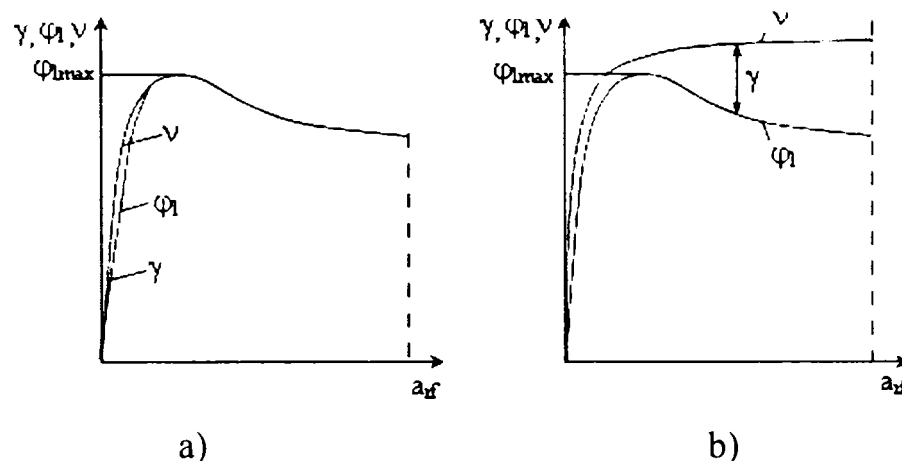


Fig. 5.4. Variația coeficienților de aderență, longitudinală  $\varphi_l$ , de frânare  $\nu$  și de decelerație  $\gamma$  în funcție de alunecarea relativă în cazul roții frânate fără dispozitiv antiblocare: a — fără blocarea roții; b — cu blocarea roții.

La frânarea cu blocarea roții, coeficientul de frânare depășește coeficientul de aderență  $\varphi_l$ ; decelerația unghiulară a roții este din ce în ce mai mare după depășirea valorii maxime a lui  $\varphi_l$ . Fără reducerea rapidă a coeficientului de frânare roata se blochează.

### 5.1.4 Comportarea unei roți frânate cu dispozitiv antiblocare

În fig. 5.5 se prezintă variația coeficienților  $\varphi_l$  și  $\nu$  în funcție de alunecarea relativă la frânare în cazul roții frânate cu dispozitiv antiblocare.

În cazul roții frânate fără dispozitiv antiblocare, coeficientul de frânare  $v$  variază după curba  $OXX'$ . Cu ajutorul dispozitivului antiblocare se detectează punctul  $X$  de la care, dacă frânarea se continuă în același mod, roata se blochează. Începând din punctul  $X$ , cu ajutorul unor electrovalve plasate în circuitul de frânare, se reduce rapid presiunea din cilindrii de acționare până la obținerea unei reaccelerări a roții. În această situație coeficientul de frânare  $v$  variază după curba  $XY$ , iar coeficientul de decelerație  $\gamma$  pe porțiunea  $MY$  devine pozitiv. Aceasta este *faza de descărcare* (destindere). Datorită faptului că roata este accelerată este inutil ca presiunea de frânare să se reducă în continuare. Aceasta este menținută constantă până în punctul  $Z$  când s-a ajuns într-un domeniu stabil de frânare, adică în zona stabilă a coeficientului  $\varphi_1$ . Aceasta este *faza de izolare*. Dacă presiunea de frânare ar fi menținută la valoarea corespunzătoare punctului  $Z$ , nu s-ar beneficia de maximum de eficacitate al frânării (s-ar ajunge la un echilibru de frânare corespunzător punctului  $Z$ ). Rezultă deci că în acest punct trebuie reaplicată presiunea de frânare. Aceasta este *faza de admisie*, în timpul căreia coeficientul de frânare  $v$  descrie curba  $ZNX$ . În punctul  $X$ , dacă natura căii nu s-a modificat și dacă conducătorul autovehiculului a menținut o presiune de frânare, care să dea o valoare lui  $v$  superioară coeficientului de aderență  $\varphi_1$ , apare din nou pericolul de blocare a roții, marcând începutul unui nou ciclu.

Dispozitivul antiblocare modulează presiunea de frânare de așa manieră încât aderența utilizată să fie menținută în vecinătatea maximumului acesteia. În fig. 6.6 se prezintă evoluția în timp a vitezei periferice a roții  $v_r$ , vitezei autovehiculului  $v_a$ , presiunii de frânare  $p$ , decelerației (acelerației) roții ( $a_f$ ,  $a$ ) și coeficientului de aderență longitudinală, în cazul unei frânări bruște, ce conduce la blocarea roților și în cazul în care dispozitivul de frânare este controlat de un dispozitiv antiblocare. Evoluția parametrilor ce conduc la blocarea roții este reprezentată cu linie întreruptă.

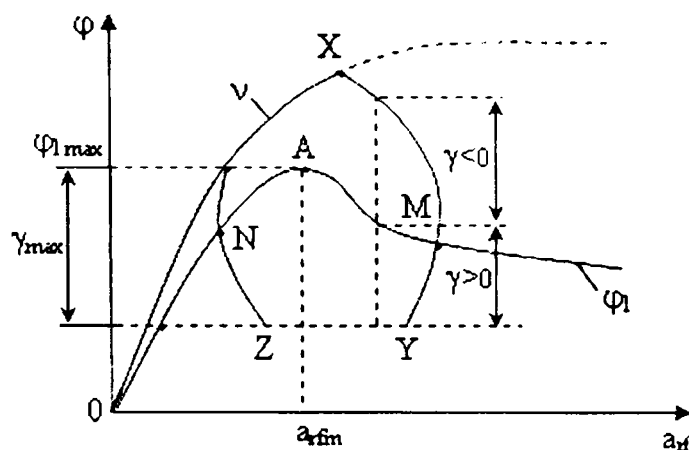


Fig. 5.5. Variația coeficienților  $\varphi_1$ ,  $v$ ,  $\gamma$  în funcție de alunecarea relativă. În cazul roții frânate cu dispozitiv antiblocare.

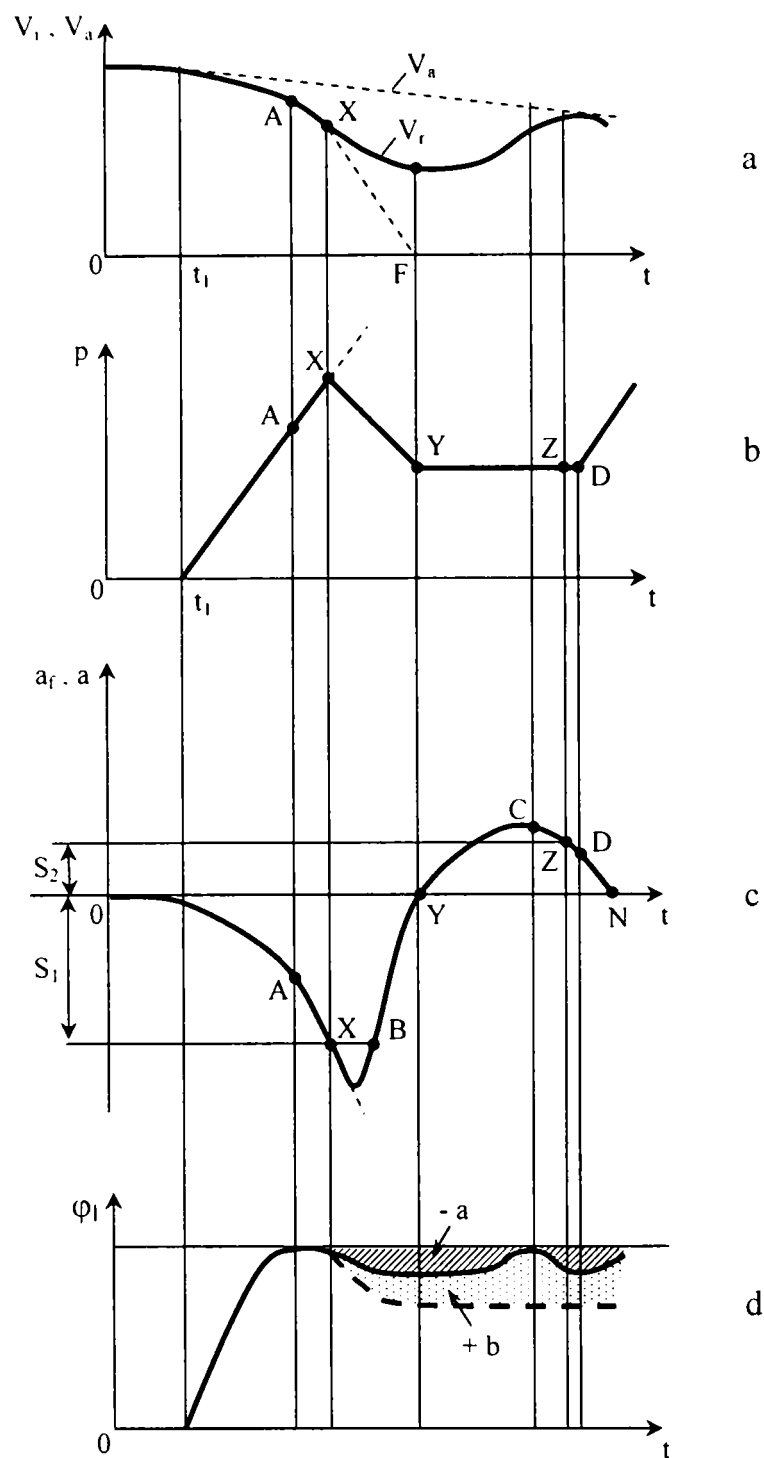


Fig. 5.6. Evoluția în timp a vitezei roții, presiunii de frânare, decelerației (acelerației) roții și aderenței utilizate cu și fără dispozitiv antiblocare.

Dacă în momentul  $t_1$  se aplică în circuitul de frână presiunea crescătoare  $p$ , asupra roților va acționa un moment de frânare proporțional cu această presiune. Pe măsură ce  $p$  crește, decelerația roții crește și la fel și aderența utilizată. O dată cu creșterea alunecării relative la frânare, viteza periferică a roții scade. În punctul A



aderența are valoarea maximă. Dacă presiunea de frânare continuă să crească, va crește și decelerația unghiulară a roții și alunecarea relativă iar în punctul  $F$  va apărea blocarea roții.

Pentru a evita blocarea roții și a obține eficacitate maximă la frânare alunecarea relativă ar trebui menținută la valoarea  $a_{rfm}$  corespunzătoare maximului aderenței (punctul  $A$ ). În practică acest lucru este greu de realizat și de aceea alunecarea relativă este menținută în vecinătatea lui  $a_{rfm}$ .

În cazul utilizării dispozitivului antiblocare trebuie determinate punctele corespunzătoare începutului fiecărei faze a ciclului de funcționare prezentat în fig. 5.5. Decelerația roții este mărimea fizică care comandă dispozitivul antiblocare. Valorile sale în punctele caracteristice  $XYZ$  comandă modificările presiunii de frânare.

Până în vecinătatea punctului  $A$ , toată aderența disponibilă este utilizată, iar creșterea momentului de frânare este echilibrată de o creștere a cuplului de inerție datorită decelerației unghiulare a roții. După depășirea punctului  $A$ , decelerația roții crește foarte rapid datorită dezechilibrului dintre momentul de frânare și cuplul de aderență. Această variație a decelerației permite definirea unui prag  $S_1$  care va comanda scăderea de presiune în punctul  $X$  (unde blocajul roții este amorțat), la foarte scurt timp după trecerea prin punctul  $A$ .

În punctul  $Y$  roata este reaccelerată, blocajul fiind oprit, iar presiunea este menținută constantă. Pentru a se compensa întârzierile pe circuit este necesar de a se anticipa fenomenul care se produce în punctul  $Y$ . Experimental s-a constatat că se poate utiliza cea de-a doua trecere a decelerației de pragul  $S_1$  (punctul  $B$ ) pentru a se obține rezultatul dorit.

Valoarea reaccelerării roții este maximă în punctul  $C$ . Acest punct este greu de determinat din necesitatea de a se calcula o derivată. Din acest motiv se definește un prag  $S_2$  al accelerației, care acționează în punctul  $Z$ , creșterea presiunii de frânare fiind efectivă în punctul  $D$ . Începând din punctul  $N$  roata este decelerată din nou, când primul ciclu de funcționare al dispozitivului antiblocare s-a terminat.

Eficacitatea frânării este proporțională cu suprafața delimitată de curba  $\varphi_l$  și de axa timpului. Un dispozitiv antiblocare ideal menține coeficientul  $\varphi_l$  la valoarea maximă. Dispozitivul antiblocare descris reduce puțin eficacitatea frânării proporțional cu suprafața hașurată și notată cu  $(- a)$ . În schimb față de o frânare cu blocarea roților, eficacitatea se mărește proporțional cu suprafața notată cu  $(+ b)$ .

### 5.1.5. Amplasarea dispozitivelor antiblocare la autovehicule

În figura 5.7. se prezintă diverse scheme de amplasare a dispozitivelor antiblocare la autoturisme.

În cazul reglării independente a fiecărei roți (fig. 5.7. a) rezultă o schemă complicată, cu un cost ridicat. Soluția prezintă o eficacitate ridicată, aderența disponibilă fiind utilizată foarte bine pentru fiecare roată. La deplasarea pe porțiuni de drum cu aderență diferită pentru cele două roți din față, în timpul frânării, apare un cuplu destabilizator, ce poate surprinde conducătorul și care trebuie compensat acționând asupra volanului. De asemenea, apare o tendință de destabilizare a autovehiculului la mersul în viraj, prin introducerea a două reacțiuni tangențiale diferite pe roțile din față ca urmare a descărcării părții automobilului dinspre interiorul virajului.

La schema din figura 5.7, b, roțile din față au o reglare independentă, în timp ce pentru puntea spate se utilizează o reglare comună a roților. Cele două roți din spate sunt reglate după roata cu aderența cea mai redusă. Un modulator reglează presiunea la cele două frâne ale punții. În acest caz, schema este mai simplă iar eficacitatea frânării se menține ridicată (în special pentru autovehiculele cu tracțiunea în spate), în schimb nu dispare riscul destabilizării.

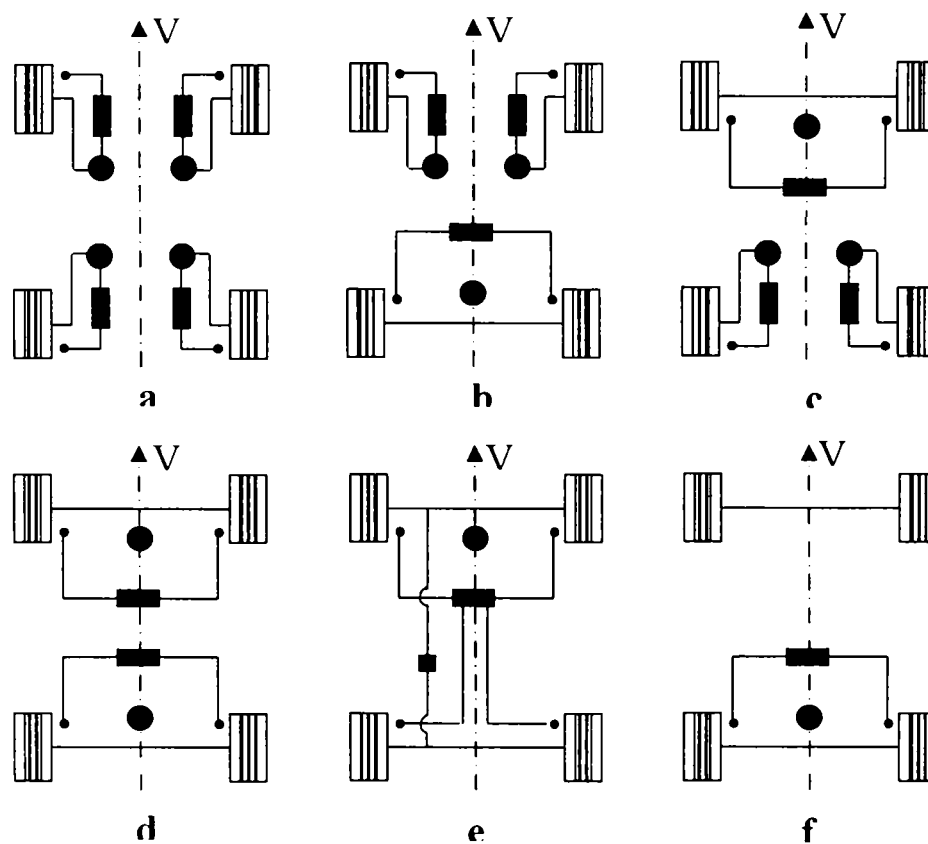


Fig. 5.7. Scheme de amplasare a dispozitivelor antiblocare la autoturisme.

Schema cu reglarea comună a roților punții din față și independentă a roților din spate (fig. 5.7, c) prezintă un compromis între eficacitate și maniabilitatea. Cele două roți din față sunt reglate după roata cu aderența cea mai scăzută, iar pericolul destabilizării este înlăturat.

Reglarea comună a punților din față și din spate (fig. 5.7, d) asigură o manibilitate corespunzătoare dacă reglarea punții din față este făcută după roata cu aderența cea mai scăzută. Pentru roțile din spate, în general, se adoptă sistemul de reglare ca și în cazul roților din față (după roata cu cea mai scăzută aderență). Eficacitatea este bună la frânarea pe drumurile cu aceeași aderență pentru roțile din ambele părți. Datorită faptului că reacțiunile tangențiale sunt egale, maniabilitatea în viraj este foarte bună.

Reglarea celor patru roți prin intermediul punții din față (fig. 5.7, e) impune, din motive de maniabilitate, ca aceasta să fie făcută după roata cu aderența cea mai scăzută. Presiunea modulată este aplicată și frânelor din spate, prin intermediul unui compensator care o corectează. Schema conține și două traductoare pentru roțile din spate, care sesizează blocul de comandă atunci când roțile din spate ajung la blocare înaintea roților din față. Acest caz se produce foarte rar, deoarece compensatorul de frânare are drept scop împiedicarea blocării mai întâi a roților din spate.

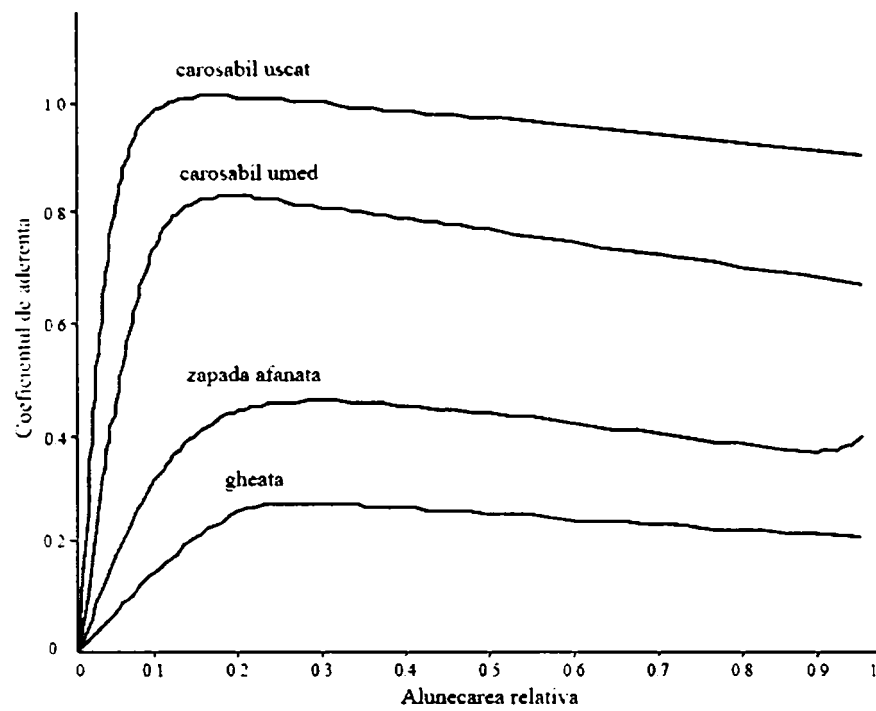
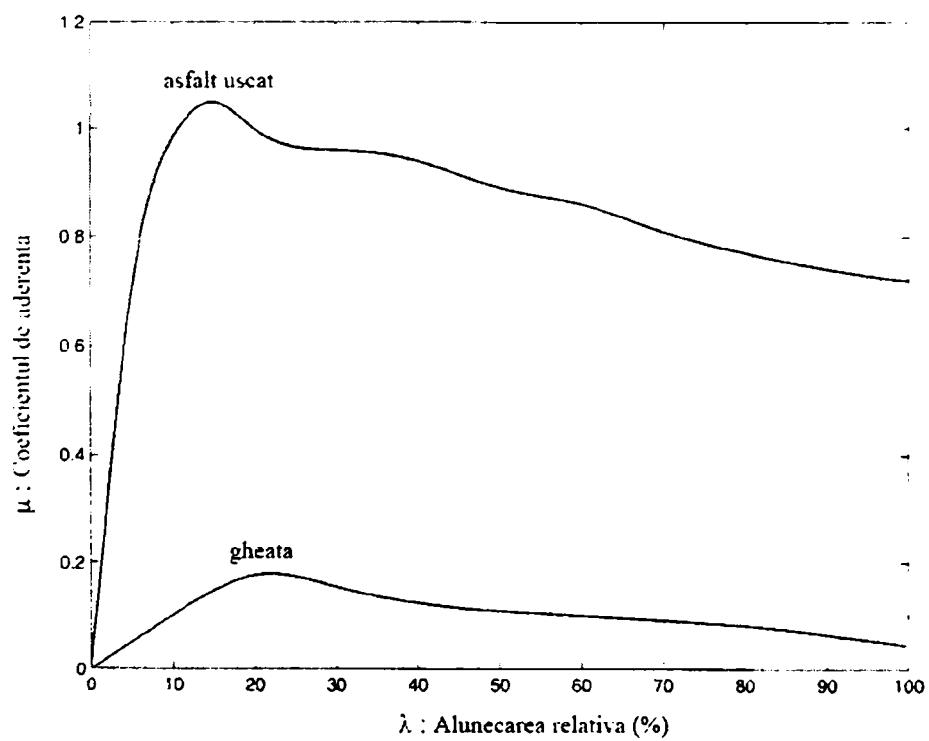
Reglarea comună numai a roților punții din spate (fig. 5.7, f) elimină blocarea acestora, indiferent de drum și de sarcină, menținând stabilitatea autovehiculului frânat. Soluția este simplă, reprezentând de fapt un compensator de frânare electronic.

## 5.2. Influența aspectului căii de rulare asupra procesului de frânare

În capitolul anterior s-a discutat construcția și funcționarea sistemului ABS iar în subcapitolul precedent a fost analizat comportamentul acestuia. După cum s-a mai precizat scopul unui astfel de sistem este de a maximiza aderența între pneu și calea de rulare.

În urma numeroaselor încercări experimentale efectuate de terți s-a determinat variația coeficientului de aderență în funcție de starea carosabilului și de alunecarea relativă. Aceste încercări prezintă o importanță deosebită pentru analiza și optimizarea funcțională și constructivă a sistemelor de frânare asistată de tip ABS.

În figurile 5.8.–5.11. sunt prezentate rezultatele acestor încercări sub forma unor curbe  $\mu-\lambda$ .

Fig. 5.8. Curbe experimentale  $\mu$ - $\lambda$ .Fig. 5.9. Curbe experimentale  $\mu$ - $\lambda$ .

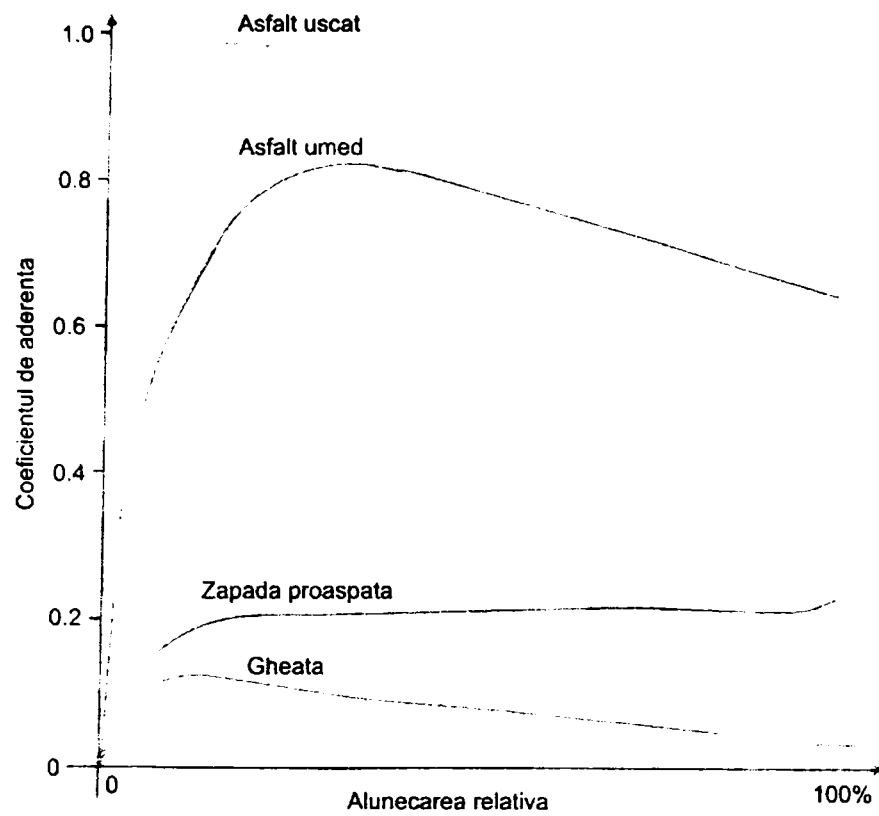


Fig. 5.10.a) Curbe experimentale  $\mu$ - $\lambda$ .

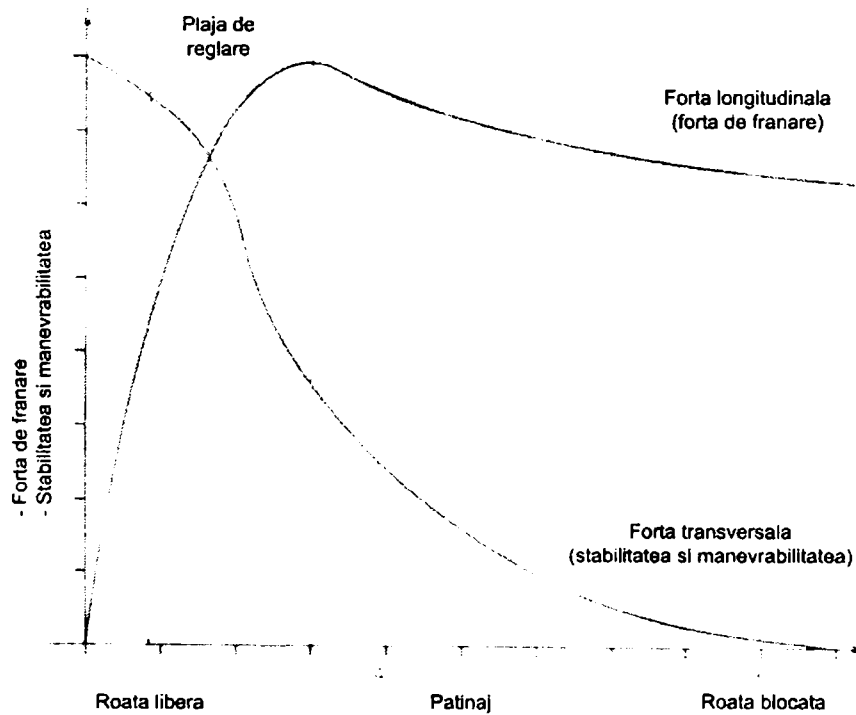
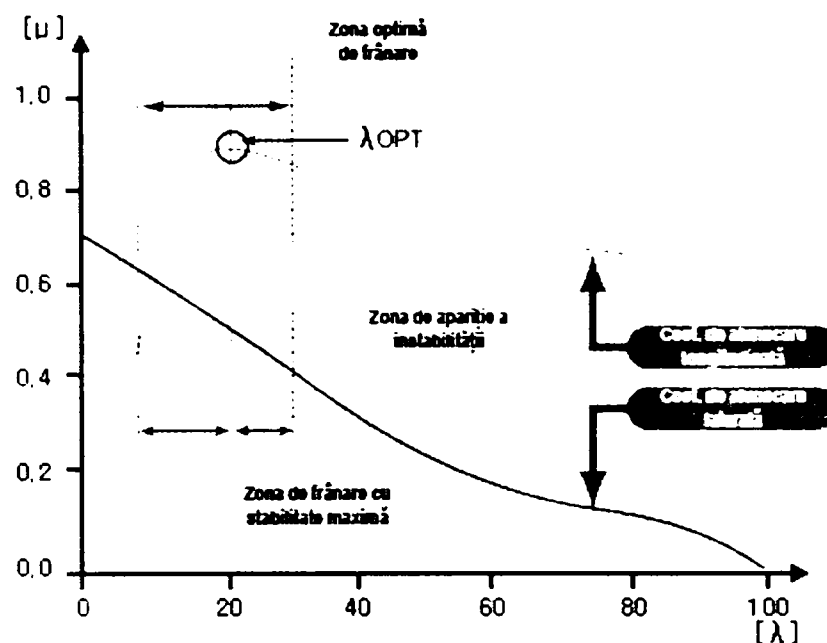


Fig. 5.10.b) Curbe experimentale  $\mu$ - $\lambda$ .

Fig. 5.11. Curbe experimentale  $\mu$ - $\lambda$ .

Din analiza graficelor de mai sus se constată următoarele:

- în cazul carosabilului *uscăt* valoarea maximă a lui  $\mu$  se află în zona 10-20 % $\lambda$ , funcție de tipul pneului și de încărcare. În zona 20-30 % $\lambda$  scăderea lui  $\mu$  este de aproximativ 10%. Calculând (aplicând relația 3.42) spațiul minim de frânare rezultă pentru o viteză de 90 km/h  $x_{\min} = 28,87$  m la un  $\mu_{\max} = 1.1$  corespunzător alunecării relative de 20% și  $x_1 = 37,36$  m la  $\mu = 0.85$  corespunzător unei alunecări de 25%. Pentru o viteză de 50 km/h rezultă următoarele valori ale distanței de oprire:  $x_{\min} = 8,91$  m ( $\mu_{\max} = 1.1$ ) și  $x_1 = 11,53$  m ( $\mu = 0.85$ ).
- în cazul carosabilului *umed* rezultatele variază puțin, funcție și de grosimea peliculei de apă (poate apare și acvaplanarea). Valoarea maximă a lui  $\mu$  se situează în regiunea cu 20% alunecare relativă. Distanțele de oprire cresc simțitor în acest caz, pentru o viteză de 90 km/h rezultă  $x_{\min} = 52,93$  m ( $\mu_{\max} = 0.6$ ) și  $x_1 = 90,74$  m la alunecare relativă de 50% ( $\mu = 0.35$ ). Pentru o viteză de 50 km/h,  $x_{\min} = 16,33$  m ( $\mu_{\max} = 0.6$ ) și  $x_1 = 28,01$  m ( $\mu = 0.35$ ).
- în cazul carosabilului acoperit cu *zăpadă afânată*  $\mu$  are valori foarte mici cu valoarea maximă în zona cu 20% alunecare relativă. Coeficientul de aderență crește foarte repede spre  $\lambda = 1$  (100% alunecare relativă = roata blocată). Acest fenomen se poate explica prin aceea că în fața roții blocate se acumulează un zid de zăpadă care opune rezistență mare la înaintare. Deoarece în cazul circulației pe un drum public acest fenomen este rar întâlnit se va analiza distanța de oprire pentru  $\lambda = 20\%$ . Astfel pentru o viteză

de 90 km/h  $x_{\min} = 105,86$  m ( $\mu_{\max} = 0.30$ ) și  $x_1 = 127,03$  m ( $\mu = 0.25$ ) iar pentru o viteză de 50 km/h  $x_{\min} = 32,67$  m ( $\mu_{\max} = 0.30$ ) și  $x_1 = 39,21$  m ( $\mu = 0.25$ ).

- în cazul carosabilului acoperit cu *gheață* se obțin cele mai mici valori ale lui  $\mu$ , cu maxim în zona de 20 alunecare relativă. Este cazul cel mai periculos, frecvent întâlnit în serile și diminețile de iarnă. Distanțele de oprire sunt după cum urmează: pentru o viteză de 90 km/h  $x_{\min} = 158,79$  m ( $\mu_{\max} = 0.20$ ) și  $x_1 = 317,58$  m ( $\mu = 0.10$ ) iar pentru o viteză de 50 km/h  $x_{\min} = 49,01$  m ( $\mu_{\max} = 0.20$ ) și  $x_1 = 98,02$  m ( $\mu = 0.10$ ).

Trebuie precizat că acestea sunt distanțele minime teoretice de oprire și că în general coeficientul de siguranță ce se adoptă pentru promovarea acestor distanțe în mediu real poate fi de 50-100%, incluzând și reacția umană și distanța parcursă pentru intrarea în funcțiune a instalației de frânare (creșterea presiunii, etc).

De asemenea în tabelul 5.1 sunt prezentate sintetic valorile distanțelor de oprire *în siguranță*, funcție de viteză și de starea suprafețelor de rulare.

În urma analizelor graficelor  $\mu$ - $\lambda$  și a distanțelor de oprire estimate rezultă că este necesară menținerea alunecării relative în zona coeficientului de aderență maximă, adică 20%  $\pm$ 5%.

În cazul sistemului ABS clasic acest lucru nu se poate realiza efectiv, ci ca o medie, datorită frânării și accelerării repetate a roții (trecându-se prin punctul de maxim). Astfel analizând graficul de funcționare din figura 4.29 se observă că se trece de la un palier cu  $\lambda \geq 50\%$  la un palier cu  $\lambda \leq 10\%$ , deci frânarea roții nu se produce în condiții apropiate de cele ideale ( $\lambda \cong 20\%$ ). Evident, acest lucru conduce la un spațiu de frânare mai ridicat dar cu menținerea maniabilității și a stabilității automobilului în limite acceptabile.

Din cele prezentate mai sus se desprinde concluzia că este necesară optimizarea funcțională și constructivă a sistemului ABS actual pentru a satisface următoarele cerințe:

- menținerea alunecării relative a roții în zona cu aderență maximă, în orice condiții de carosabil (aproximativ 20% alunecare relativă);
- structura sistemului de frânare hidraulică de bază să rămână neschimbată, componenta sistemului de frânare asistată constituind echipament suplimentar;
- controlul în timp real al presiunii în etriere pentru compensarea schimbărilor locale a stării carosabilului;
- transparentă în funcționare pentru utilizator (eliminarea vibrațiilor produse în pedala de frână).

Pentru realizarea dezideratelor de mai sus în această lucrare se propune o abordare nouă a sistemului de frânare asistată, atât din punct de vedere funcțional cât și constructiv și constă în eliminarea pompei de înaltă presiune, a acumulatorilor hidraulice și păstrarea unei singure electrovalve pe canal. Pentru realizarea controlului în timp real al presiunii de frânare se va utiliza un actuator electrohidraulic pentru a extrage sau a împinge lichidul de frână din/în etrier. De asemenea pentru funcționarea corectă a unui astfel de sistem este necesară izolarea pompei de frână de etrierul controlat prin intermediul unei singure electrovalve.

Tabelul 5.1.

Distanțe de oprire în siguranță (în metri)									
		Zăpadă		Ploaie		Asfalt uscat		Asfalt aderent	
f	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$z(m/s^2)$	0,98	1,81	2,65	3,48	4,31	5,15	5,98	6,81	7,64
$g'$	0,1	0,18	0,27	0,35	0,44	0,52	0,61	0,69	0,77
<b>km/h</b>									
<b>20</b>	22	14	10	9	8	7	6	6	6
<b>30</b>	48	28	21	17	15	13	12	11	10
<b>40</b>	82	48	35	28	24	21	19	18	16
<b>50</b>	126	72	52	42	35	31	28	25	23
<b>60</b>	180	102	73	58	49	42	38	34	32
<b>70</b>	243	137	97	77	64	56	50	45	41
<b>80</b>	316	177	125	99	82	71	63	57	52
<b>90</b>	398	222	157	123	102	88	78	70	64
<b>100</b>	489	272	192	150	124	107	94	85	77
<b>110</b>	590	327	230	179	148	127	112	101	92
<b>120</b>	700	388	272	212	175	150	132	118	107
<b>130</b>	820	453	317	247	203	174	153	137	124
<b>140</b>	949	524	366	284	234	200	175	157	142

unde: f – coeficientul de aderență;  
 z – decelerația maximă obținută;  
 $g'$  – raportul între z și accelerația gravitațională.



### 5.3. Conceptul A-ABS și structura sistemului

Datorită modului de control al presiunii în etriere, care urmărește alunecarea relativă a roților controlate, acest tip de frânare asistată va fi denumit în continuare *ABS Adaptiv* sau *A-ABS* [C5], [G1].

Funcționarea sistemului ABS adaptiv se bazează pe următorul fenomen: pentru a menține o alunecare relativă dorită (în cazul nostru 20%) roata frânată trebuie să aibă viteza unui punct aflat în contact cu calea de rulare cu 20% mai mică decât viteza reală a autoturismului, pe tot parcursul procesului de frânare. Rezultă deci că, spre deosebire de sistemul ABS clasic, în acest caz viteza autoturismului trebuie cunoscută pe tot parcursul frânării. Pentru a afla viteza autoturismului se poate apela la traductoarele de viteză unghiulară montate pe roți. Informația dată de acestea este valabilă doar în cazul în care roțile nu au tendința de blocare și deoarece acest lucru se poate întâmpla oricărei roți sau chiar tuturor roților simultan trebuie găsită o alternativă pentru estimarea vitezei autoturismului. Astfel, ținând cont de faptul că procesul de frânare presupune încetinirea automobilului, aceasta însemnând apariția unei decelerații rezultă că cea mai simplă și robustă metodă o constituie folosirea unui accelerometru pentru determinarea decelerației longitudinale a vehiculului respectiv.

Viteza momentană a automobilului se obține din integrarea accelerației într-un interval de timp  $t_{i-1} - t_i$ .

$$v = \int_{t_{i-1}}^{t_i} a \cdot dt \quad (5.4)$$

Timpul inițial,  $t_0=0$  (pentru  $i=1$ ) este considerat momentul când se apasă pedala de frână (identificat prin închiderea contactului electric corespunzător) iar viteza automobilului la momentul  $t_0$  este culeasă de la traductoarele de viteză unghiulară ale roților. În acest moment roțile rulează liber (sau sub acțiunea motorului), lichidul de frână ne fiind încă pompat spre etriere, deci viteza calculată astfel va fi viteză reală  $v_0$ .

Pentru intrarea în funcție a sistemului, controlerul trebuie să calculeze consecutiv viteza automobilului, viteza fiecărei roți și diferențele între vitezele roților și viteza vehiculului. În cazul în care una dintre roți depășește un anumit prag (de ex.  $\lambda \geq 30\%$ ), va fi luată decizia de izolare și control al presiunii în roata respectivă.

Considerând că a fost depistată tendința de blocare a uneia dintre roți se apelează rutina de control în timp real a presiunii de frânare. Acest lucru presupune calcularea în continuare a vitezelor roții și a vehiculului, izolarea conductei de frână (a etrierului) de pompa centrală și acționarea actuatorului electrohidraulic în sensul reducerii presiunii în etrier.

Controlul efectiv se face în ciclu repetitiv în modul următor:

- în momentul izolării etrierului, actuatorul se află în poziție mediană (la jumătatea cursei și primește comanda de a se retrage cu 10% (din totalul cursei));
- se re-măsoară și re-calculează cele două viteze (automobil și roată); dacă viteza roții este în continuare mai mică decât 80% din viteza automobilului, se comandă din nou retragerea actuatorului cu încă 10% din cursă; această secvență se repetă până când alunecarea relativă a roții este în limitele dorite ( $20\% \pm 5\%$ );
- în cazul în care viteza roții este în regiunea prescrisă actuatorul va fi menținut în poziția respectivă, fie până la oprirea autoturismului, fie până la încetarea frânării;
- în cazul în care roata se accelerează (trecerea la o suprafață cu un coeficient de aderență mai ridicat) se comandă avansul cursei actuatorului cu 10%.
- în cazul în care procesul de frânare s-a încheiat, fie automobilul a fost oprit fie pedala de frână a fost eliberată, se comandă deschiderea electrovalvei de izolare și aducerea actuatorului în poziția mediană a cursei sale.

#### **5.4. Soluție propusă pentru reglarea continuă a momentului de frecare**

După cum a fost prezentat în paragraful anterior singura metodă viabilă de control și reglare continuă a momentului de frânare o constituie intervenția asupra presiunii aplicate roții monitorizate. Prin urmare apare evident necesară găsirea unei metode pentru realizarea acestui deziderat. În cele ce urmează este prezentată o soluție constructivă de reglare în timp real a presiunii în etrier.

##### **5.4.1 Definirea sistemului de control adaptiv, A-ABS**

Pentru menținerea alunecării relative a roții la valoarea dorită, trebuie realizată reglarea presiunii în etrier în timp real, urmărind valoarea alunecării. Acest fenomen determină transformarea sistemului de frânare asistată clasic într-un sistem de frânare asistată de tip adaptiv. Datorită acestui fapt în cele ce urmează soluția propusă va purta denumirea de *ABS Adaptiv* sau *A-ABS*.

A-ABS rămâne în continuare un sistem de frânare asistată neintegral, fără a afecta funcționarea normală a instalației clasice de frânare, fiind declanșat de tendința de blocare a uneia sau mai multor roți ale automobilului pe care se află montat.

Concretizarea soluției tehnice rezultă analizând metoda propusă de reglare a presiunii. Astfel se observă relativ ușor necesitatea de a obține exclusivitate asupra etrierului controlat, respectiv a lichidului de frână conținut de acesta. Acest lucru se

realizează prin interpunerea pe conducta de frână a etrierului respectiv a unei electrovalve de izolare normal deschisă. De asemenea mai este necesară existența unui actuator care să poată realiza eficient modularea continuă a presiunii în etrier. Amplasarea acestuia trebuie să se facă după electrovalva de izolare, spre etrier. Pentru închiderea buclei de reacție mai sunt necesare prezența sensorului de apăsare a pedalei de frână, a traductorului de viteză unghiulară a roții și a accelerometrului pentru estimarea vitezei autovehiculului. Bineînțeles structura blocului electronic de control trebuie să fie elaborată de așa manieră încât să permită prelucrarea informațiilor de la senzori și traductoare precum și comanda electrovalvelor și a actualelor de reglare a presiunii cu eficiență maximă.

#### 5.4.2 Algoritm de funcționare al sistemului A-ABS

În cele ce urmează va fi expus algoritmul de funcționare al sistemului propus considerând că toate componentele funcționează la parametrii specificați, blocul de control ne fiind nevoit să urmărească apariția unor posibile erori în timpul exploatarei.

Astfel există cinci faze distincte în funcționarea sistemului de frânare asistată A-ABS și anume:

- *inițializarea sistemului*, rutină ce se execută la pornirea automobilului și constă în parcurgerea următoarelor etape: verificare tensiunii furnizate de către sistemul de alimentare cu energie electrică a automobilului, testarea memoriei de date și încărcarea parametrilor stocați în ROM, verificarea nivelului lichidului de frână în rezervorul pompei centrale, verificarea integrității/continuității sensorului pedalei de frână, verificarea integrității traductoarelor de viteză unghiulară, verificarea integrității electrice a supapelor de izolare, verificarea integrității electrice a actualelor de modulare a presiunii, interogarea/inițializarea accelerometrului, testarea continuității martorului de bord. La finele fazei de inițializare, în memoria cache a controlerului se scrie fie un cod care confirmă funcționarea corectă a tuturor subansamblelor, fie unul sau mai multe coduri de eroare corespunzătoare componentelor care nu au trecut testele de inițializare. Aceste coduri (de eroare) rămân la dispoziția personalului de service și al calculatorului de diagnoză chiar și după decuplarea sistemului A-ABS de la sursa de energie electrică de pe automobil, fiind depuse într-o memorie nevolatilă, de tip EPROM. Figura 5.12 prezintă organigrama rutinei de inițializare.

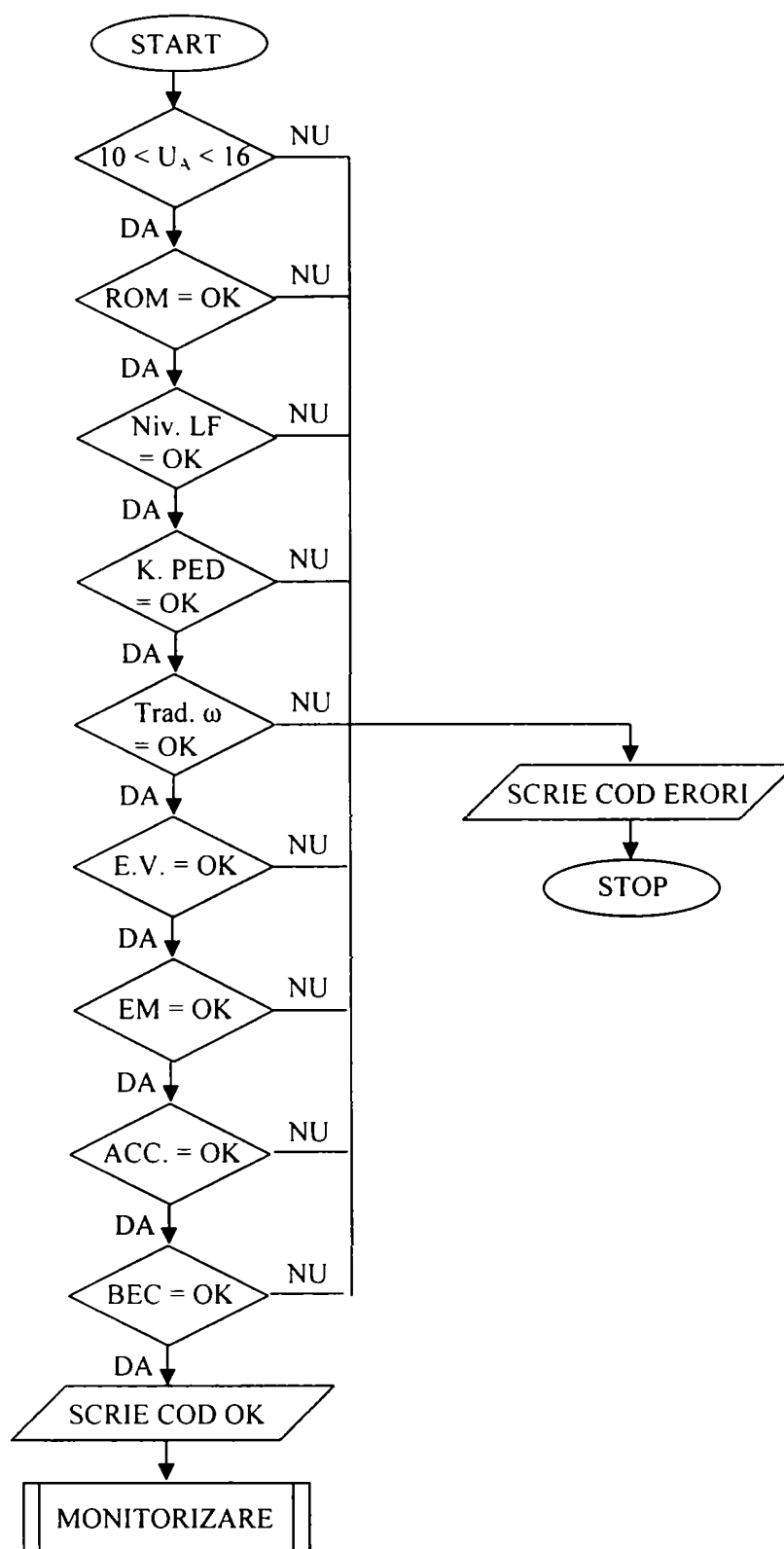


Fig. 5.12. Organigrama rutinei de inițializare a A-ABS.

funcționarea sistemului în regim de monitorizare. Această rutină se desfășoară atât timp cât autoturismul este pornit (în mișcare) iar pedala de frână nu este apăsată. Rolul său este acela de a calcula și furniza viteza de deplasare a automobilului bazată pe citirea și medierea valorilor culese de la

trunctoarele roților (sau chiar numai a unei singure roți, considerată reprezentativă, de ex. față stânga). Figura 5.13 afișează organigrama rutinei de monitorizare.

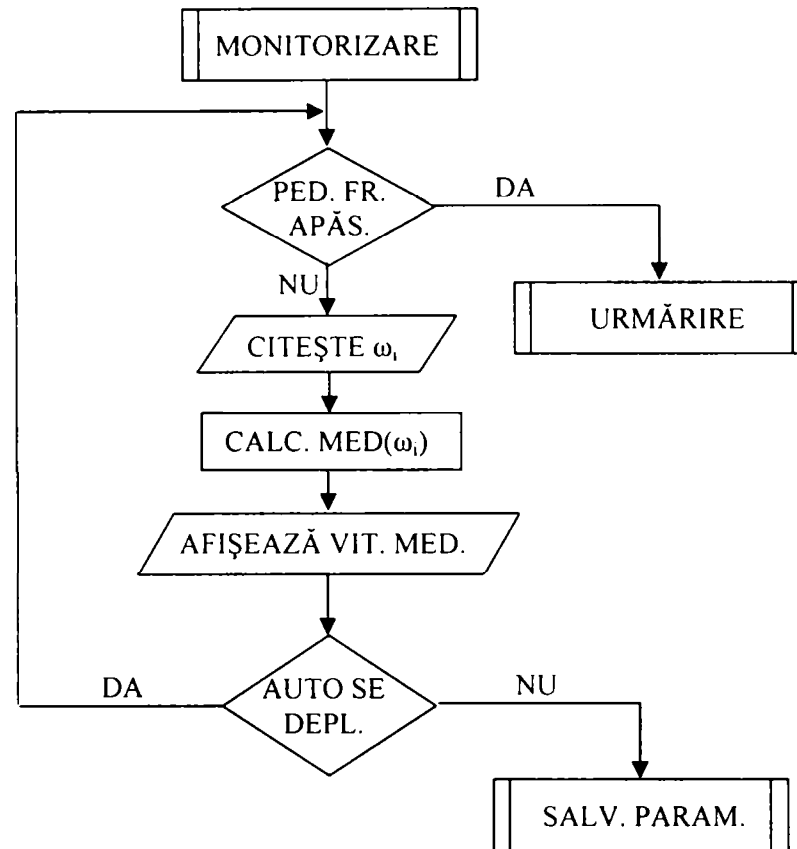


Fig. 5.13. Organigrama rutinei de monitorizare.

intrarea în funcție a rutinei de control adaptiv. Această rutină se apelează la apăsarea pedalei de frână prin generarea unei întreruperi cu prioritate maximă și realizează comutarea controlerului din stadiul de monitorizare în stadiul de urmărire. În momentul imediat următor basculării sensorului pedalei de frână viteza momentană a automobilului este depusă într-o variabilă și constituie valoare de referință pentru calcularea și estimarea vitezei de deplasare a autoturismului, bazată pe semnalele generate de accelerometru. În continuare viteza momentană a automobilului este comparată cu vitezele roților (transformate din viteze unghiulare în viteze liniare în punctul de contact cu calea de rulare). Dacă viteza uneia dintre roți scade cu mai mult de 30% față de viteza automobilului (20% valoare optimă de alunecare +10% marjă de eroare la intrarea în funcțiune) se ia decizia de izolare a roții și se predă controlul rutinei de comandă și reglare a presiunii

în etrier. Acest algoritm se aplică pentru oricare dintre roți în cazul în care  $\lambda \geq 30\%$ . În figura 5.14 este reprezentată organigrama rutinei de urmărire.

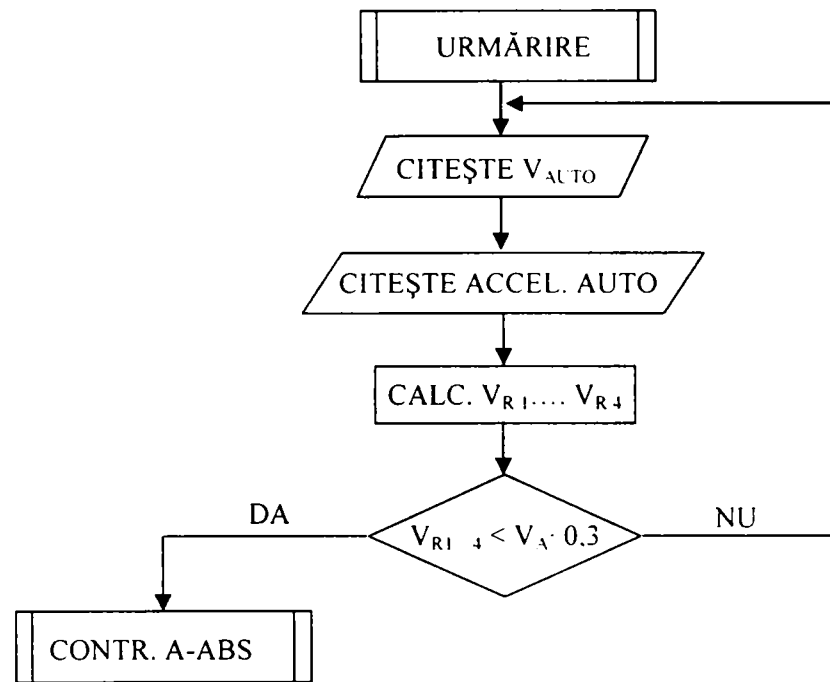


Fig. 5.14. Organigrama rutinei de urmărire (intrare în funcție).

*controlul adaptiv.* Această rutină implementează partea de reglare efectivă a presiunii în etrier, iar desfășurarea sa este următoarea: Ca urmare a faptului că a fost luată decizia de izolare a roții se trece la acționarea electrovalvei de izolare, realizând astfel separarea circuitului hidraulic pentru etrierul respectiv. De asemenea este comandată retragerea actuatorului cu 10% din cursă pentru a aduce alunecarea relativă a roții cât mai aproape de valoarea optimă (20%). Se măsoară, calculează și compară din nou vitezele automobilului și a roții respective pentru a se determina valoarea lui  $\lambda$ . Dacă aceasta este în continuare în afara intervalului de stabilitate ( $20\% \pm 5\%$ ) se comandă fie retragerea în continuarea actuatorului ( $\lambda > 25\%$ ), fie avansul acestuia ( $\lambda < 15\%$ ). Acest ciclu se repetă atât timp cât alunecarea relativă este în afara intervalului de stabilitate și automobilul se deplasează și pedala de frână este apăsată. Ieșirea din această rutină presupune reintrarea în modul de urmărire. În figura 5.15 se reprezintă organigrama de funcționare a rutinei de control adaptiv.

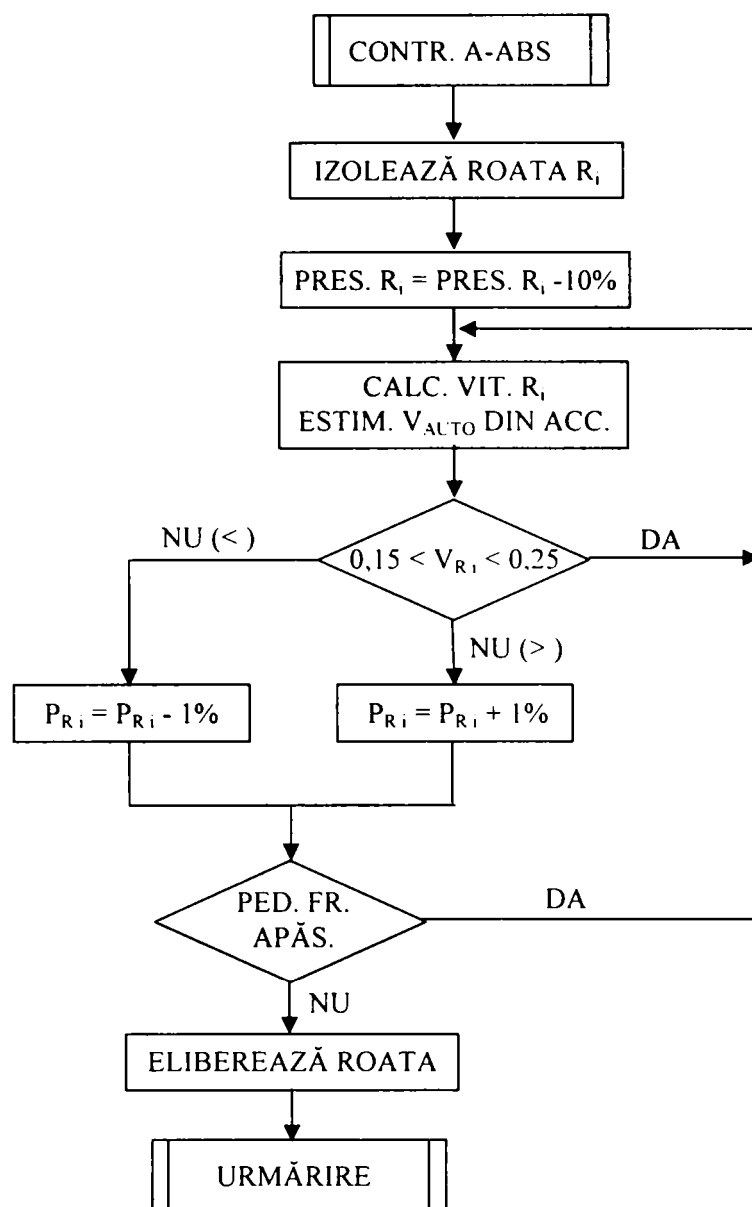


Fig. 5.15. Organigrama rutinei de control adaptiv.

ieșirea din funcție a sistemului A-ABS se realizează la oprirea autoturismului. Controlul este predat unei rutine de salvare (în EPROM) a parametrilor și rezultatelor acestei frânări cu scopul analizei de service/diagnoză. Aceste date vor fi șterse automat (suprascrise) la sfârșitul următoarei frânări. În figura 5.16 este expusă organigrama de funcționare a rutinei de ieșire din funcție a A-ABS.

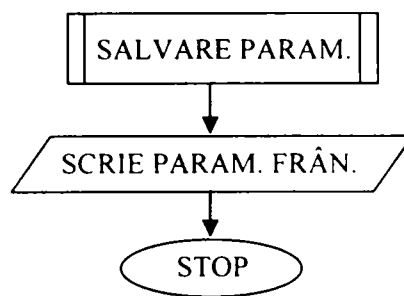


Fig. 5.16. Organigrama rutinei de ieșire din funcție a A-ABS.

### 5.4.3 Posibilități practice de reglare continuă a presiunii de frânare

Pentru a se putea executa cu succes rutinele prezentate mai sus, în mod deosebit rutina de control adaptiv, este necesară găsirea unei soluții practice de realizare a actuatorului de reglare a presiunii. Este evident faptul că acest actuator este de tipul electrohidraulic, prezent sub forma unui subansamblu electro-mecanic de generare a unei mișcări de translație și a unui cilindru hidraulic funcționând în regim de pompă hidraulică. Cele două subansamble trebuie să fie cuplate mecanic printr-o legătură rigidă și lipsită de jocuri (axiale). În continuare sunt prezentate trei soluții constructive pentru subansamblul electro-mecanic și sunt analizate din punct de vedere al parametrilor cinematici și al raportului avantaje/dezavantaje [G2], [I3], [L1], [M2], [M5], [M7], [M8], .

*Soluția 1:* Subansamblu format din electromotor de curent continuu care acționează un mecanism șurub-piuliță (sau șurub cu bile), șurubul fiind elementul conducător montat în prelungirea axului motorului iar piulița elementul condus, cuplată mecanic cu tija pistonului-pompă și asigurată cu ghidaj împotriva rotirii (figura 5.17). Între avantajele acestei soluții se pot enumera:

- cuplu de acționare mare deci posibilitatea utilizării unui motor relativ mic;
- caracteristică de deplasare liniară pe toată lungimea cursei;
- posibilitatea asigurării blocării în poziție prin construcție (mai puțin în cazul șurubului cu bile);
- se pot evita jocurile între piuliță și tija pistonului-pompă.

Principalele dezavantaje sunt:

- viteză mică de acționare prin construcție (=> supradimensionarea motorului);
- pierderi mari prin frecare în șurub (mai puțin la șurubul cu bile);



- latență mare la schimbarea sensului de rotație datorită inerției (rotorului motorului în special);
- necesitatea compensării jocurilor în piuliță;
- necesitatea asigurării ungerii mecanismului;
- uzare mare a periilor și colectorului electromotorului datorită schimbărilor dese ale sensului de rotație.

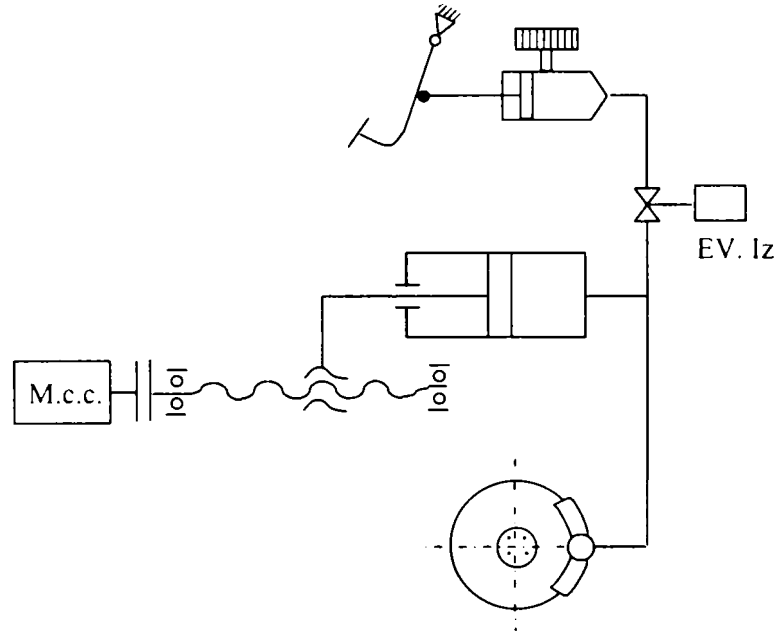


Fig. 5.17. Soluție constructivă cu motor de c.c. și mecanism șurub-piuliță.

*Soluția 2:* Subansamblu format din electromotor de curent continuu care acționează un reductor de turație (melcat sau cu tren ordinar) și un mecanism cu excentric sau bielă-manivelă a cărei patină respectiv bielă este articulată cu tija pistonului-pompă (figura 5.18). Principalele avantaje le constituie:

- randament mecanic mai bun decât la șurub-piuliță;
- autoblocare (cu condiția folosirii reductorului melcat);
- viteză de acționare mai mare decât la șurub-piuliță (depinde de motor și de tipul de reductor);
- întreținere relativ facilă a mecanismului.

Dezavantajele soluției sunt:

- jocuri mari în articulații și eventual în angrenaje;
- latență mare la schimbarea sensului de rotație datorită inerției (rotorului motorului în special);
- necesitatea asigurării ungerii foarte bune a mecanismului;

- uzare mare a periilor și colectorului electromotorului datorită schimbărilor dese ale sensului de rotație;
- caracteristică neliniară (trigonometrică) a cursei pistonului.

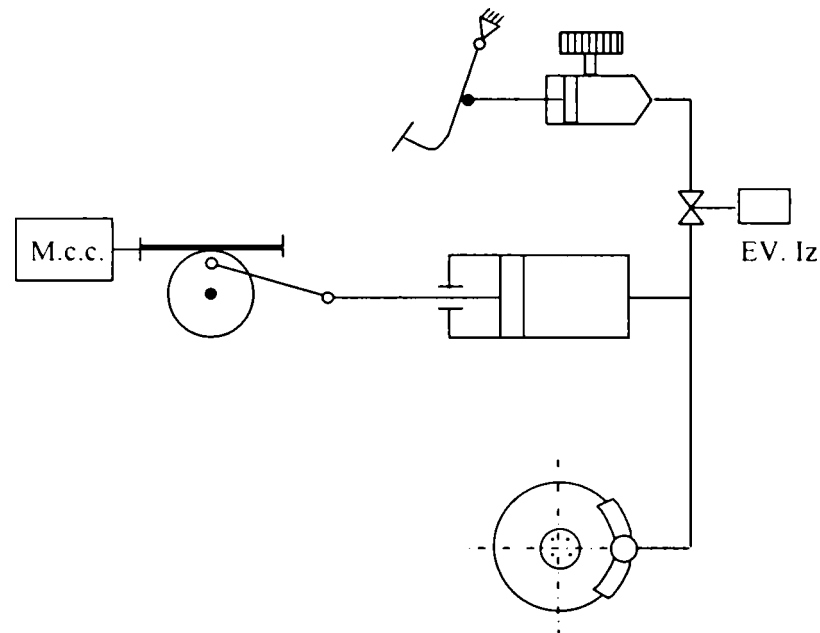


Fig. 5.18. Soluție constructivă cu motor de c.c. și mecanism bielă-manivelă.

*Soluția 3:* Subansablu format din electromagnet de tracțiune cu tija cuplată rigid la tija pistonului-pompă. Electromagnetul este de tip oală, cursa armăturii fiind mică pentru asigurarea unor forțe mari de acționare iar tija pistonului se înfiletează direct în coada armăturii mobile a electromagnetului (figura 5.19). Avantajele majore ale acestei soluții sunt:

- posibilitatea realizării unor forțe mari într-un gabarit restrâns;
- frecări reduse în mecanism;
- viteză foarte mare de reacție (armătura mult mai ușoară în comparație cu rotorul motorului de c.c.);
- viteză mare de schimbare a sensului (de ordinul zecilor de Hz);
- lipsa totală a jocurilor din ansamblu;
- simplitate constructivă și grad de compactitate ridicat;
- modul de comandă și electronica de putere sunt mult mai simple;
- nu necesită ungere sau alte operații de întreținere periodică;
- silențiozitate (considerând că armătura nu lovește în oală la capătul cursei);
- poate fi supraîncărcat pentru scurt timp fără efecte negative majore;

Dezavantajele acestei soluții sunt:

- imposibilitatea autoblocării (fie se compensează din soft – complicat, necesită traductor de presiune, fie se utilizează încă o electrovalvă de blocare – mult mai simplu);
- caracteristică neliniară (exponențială) a forței de acționare;
- necesită asigurarea unei bune răcirii la funcționare îndelungată.

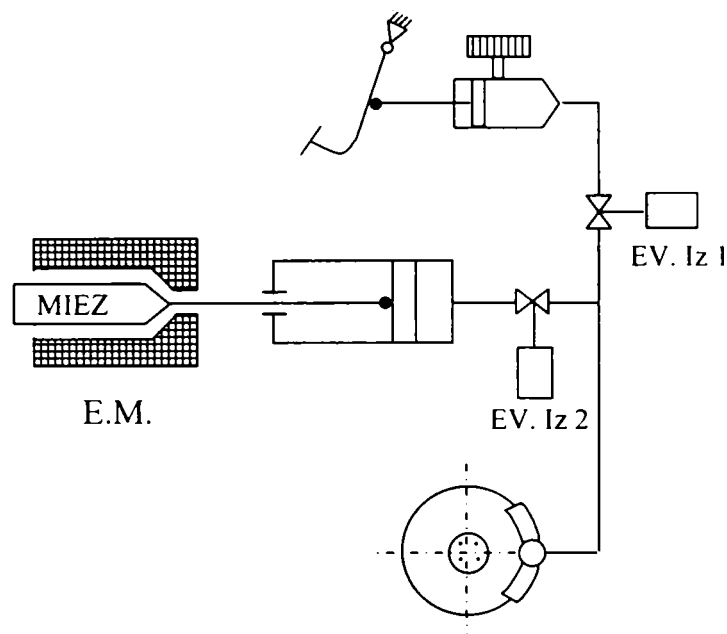


Fig. 5.19. Soluție constructivă cu electromagnet de tracțiune.

După efectuarea unei analize atente asupra soluțiilor propuse anterior s-a concluzionat că varianta optimă din punct de vedere al vitezei de reacție (cel mai important factor), al gabariturii și al simplității constructive o reprezintă *soluția 3*, respectiv acționarea pistonului de reglare a presiunii din etrier cu un electromagnet de tracțiune. Această soluție va fi detaliată în capitolul următor, constituind baza unei soluții practice propuse pentru reglarea continuă a momentului de frânare.

## VI. STANDURI DE ÎNCERCARE A SISTEMELOR DE FRÂNARE ASISTATĂ

Deoarece metoda de estimare teoretică a comportamentului sistemului A-ABS comparativ cu sistemul ABS clasic nu este suficientă pentru validarea soluției propuse apare necesitatea realizarea unor modele și prototipuri pentru realizarea încercărilor. În figurile 6.1 – 6.2 sunt prezentate câteva standuri de încercare a sistemelor de frânare asistată existente în lume la ora actuală.

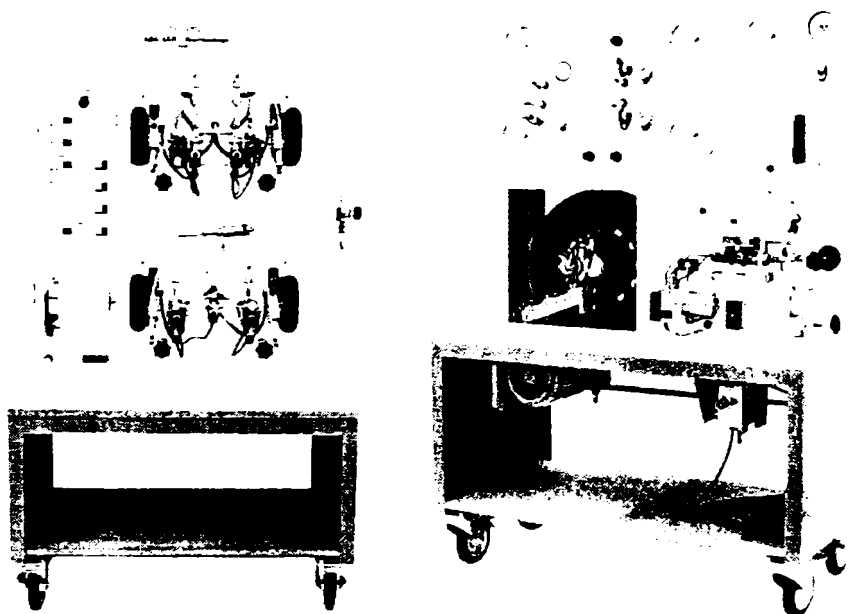


Fig. 6.1. Standuri de încercare a sistemelor ABS la scară redusă [T3].



Fig. 6.2. Standuri de încercare a sistemelor ABS la scară reală.

Pentru atingerea scopului acestei teze a fost realizat un stand de încercări la scară redusă care permite modificarea parametrilor de frânare în limite largi și oferă flexibilitate sporită în ceea ce privește modul de control al frânării și un prototip pentru

încercări la scară reală, necesar confirmării soluțiilor testate într-un mod cât mai apropiat de mediul real de funcționare. În continuare sunt prezentate în detaliu cele două soluții constructive.

### **6.1. Stand la scară redusă pentru încercări preliminare**

Standul de încercare a instalațiilor ABS trebuie să simuleze condițiile de rulare a unui automobil pe o suprafață oarecare (asfalt, beton, suprafețe acoperite cu polei, gheață, apă etc.) ținând cont de dinamica automobilului respectiv, și în principal de forța de apăsare a roții pe calea de rulare (masa automobilului), energia cinetică din timpul frânării (inerția) și coeficientul de aderență (natura și aspectul căii de rulare).

Pentru ca măsurătorile să fie cât mai precise este necesar ca fiecare dintre parametrii expuși mai sus să poată fi modificați. Trebuie precizat că este suficientă testarea unei singure roți (din cele patru) pentru a determina parametrii funcționali ai echipamentului, celelalte trei comportându-se similar.

De asemenea este de preferat existența unui stand de încercări de dimensiuni reduse atât din motive de spațiu cât și datorită faptului că un stand la scară reală prezintă pericol (mase inerțiale considerabile, aflate în rotație) generează vibrații și șocuri care pot afecta aparatura de laborator.

Ținând cont de acestea s-au pus bazele construirii unui stand de încercări la scară redusă, acesta fiind analizat în amănunt în cele ce urmează.

### **6.2. Construcția și funcționarea standului de încercare**

Pornind de la faptul că în condiții de laborator nu se poate realiza practic o pistă de rulare aceasta ia forma unui tambur de formă cilindrică având lățimea cel puțin egală cu cea a pneului roții testate. Acest tambur trebuie să aibă suprafața cât mai apropiată ca și compoziție cu cea a asfaltului iar viteza sa periferică trebuie să fie similară (la scară) cu cea a unui automobil care se deplasează în condiții de siguranță (50-90 km/h). De asemenea momentul de inerție al tamburului trebuie să fie echivalent (la scară) cu inerția unei părți a automobilului simulat.

Considerând rezolvată problema căii de rulare (a tamburului) trebuie să se țină cont de următoarele: forța de apăsare a roții pe calea de rulare să fie echivalentă cu o pătrime din greutatea automobilului (scalată corespunzător) și legătura dintre roată și tambur (respectiv partea fixă a standului) se emuleze componenta elastică a suspensiei. Astfel, o soluție viabilă este prezentată în figura 6.3.

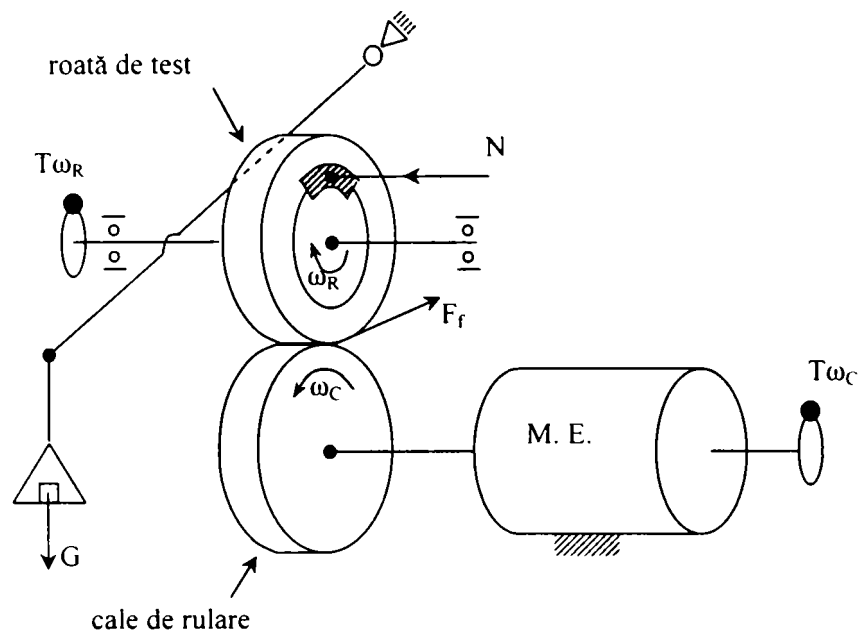


Fig. 6.3. Schema unui stand la scară redusă de încercare a ABS.

### 6.3. Descrierea variantei alese

Standul de încercare este prezentat în figurile 6.4 și 6.5 și este compus dintr-o masă suport (1) care are rolul de a susține celelalte componente (picioarele suportului au fost astfel poziționate încât să elimine posibilitatea transmiterii vibrațiilor), calea de rulare (2) care echivalează și masa inerțială necesară și este antrenată de motorul electric (3), roata de test (4) având textura și forma asemănătoare cu cele ale unei roți reale de autoturism. Roata este montată în consolă prin intermediul elementelor de fixare (5) care la rândul lor sunt fixate pe placa suport (7). Etrierul (6) este montat pe suportul său de așa natura încât să i se permită culisarea în lungul axului roții de test, cu scopul de a realiza apăsarea corectă a plăcuțelor asupra discului de frână.

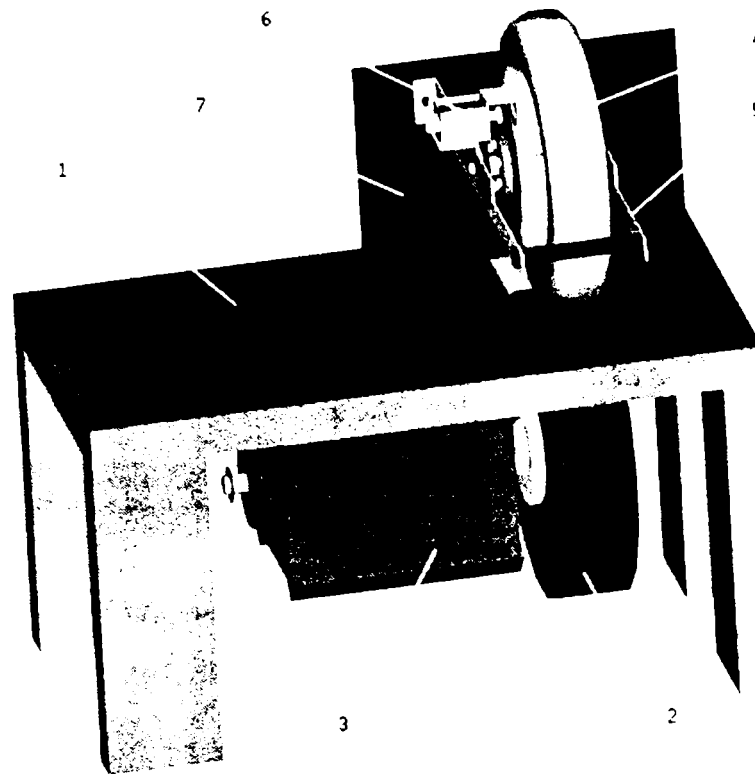


Fig. 6.4 Modelul 3D al standului (vedere generală).

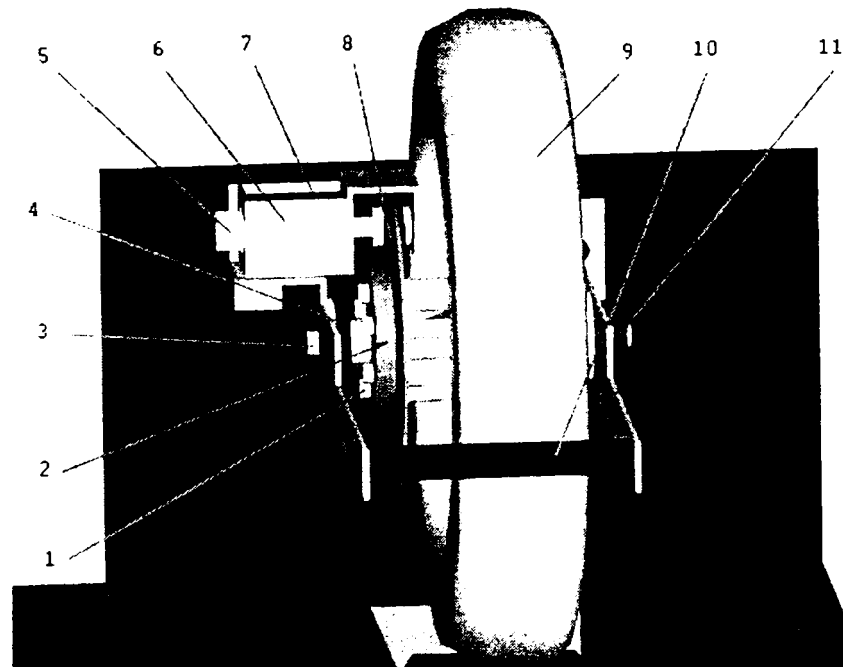


Fig. 6.5 Modelul 3D al standului (vedere de aproape a roții de test).

Din punct de vedere funcțional standul este alcătuit astfel: Motorul electric antrenează direct calea de rulare a cărei suprafață se află în contact cu suprafața roții de test (9) (figura 6.5, extrema inferioară) pe care o antrenează la rândul său. De butucul roții de test este fixat discul de frână (2) prin intermediul a 6 șuruburi (1). Ansamblul format din roată, disc și axul roții (3) este montat în consolă cu ajutorul a

doi rulmenți (4). Asupra discului de frână apasă două plăcuțe (8), acționate de un etrier electromagnetic. Acesta este constituit din suportul culisant (6) care susține bobina (7) și ghidează miezul feromagnetic (5) ce apasă asupra plăcuțelor de frână. Tija de distanțare (10) are rolul de a rigidiza construcția ansamblului și de a constitui în același timp suport pentru diferitele mase suplimentare care realizează forța de apăsare normală asupra roții de test iar traductorul optoelectronic (11) are rolul de a furniza calculatorului de proces viteza unghiulară a roții. Trebuie precizat că mai există un traductor identic montat pe arborele motorului de antrenare (observabil în figura 6.4).

Parametrii constructivi și funcționali ai standului sunt următorii:

- tipul motorului electric: curent continuu, cu colector
- turația nominală a motorului electric: 1000 rot/min
- tensiunea nominală a motorului electric: 24V
- diametrul căii de rulare: 132mm
- diametrul roții de test: 132mm
- forța de apăsare a roții: reglabilă, prin adăugare/scădere de masă
- masa inerțială (în mișcare de rotație): 1,75kg
- tipul discului de frână:  $\Phi 57 \times 2$ mm, oțel
- tipul plăcuțelor de frână:  $\alpha = 50^\circ$ , ferodo
- tipul etrierului: electromagnetic (miez atras), culisant
- tensiunea nominală a electromagnetului: 24V
- curentul maxim absorbit de electromagnet: 1,35A
- tipul traductoarelor de viteză: opto-electronice (mouse)
- număr de impulsuri pe rotație: 90 (fără detectarea direcției)
- moduri de test: rulare liberă, frânare cu blocare, ABS, A-ABS
- tipul de comandă electrică: motor-releu, etrier-tranzistor MOS-FET
- calculator de proces: compatibil PC-AT(X), via portul paralel

Pentru o înțelegere mai bună figurile 6.6 – 6.11. prezintă detalii constructiv-funcționale ale standului iar figura 6.12 conține schema electrică a standului.

Din punct de vedere al controlului acționărilor standului s-a preferat varianta de comandă prin portul paralel al PC datorită faptului că implementarea algoritmului de monitorizare și comandă se face într-un limbaj de nivel înalt, sub sistemul de operare MS Windows, oferind o interfață grafică prietenoasă iar comanda efectivă a portului paralel se face prin apelarea unor funcții predefinite care au ca parametri doar valorile biților de intrare sau ieșire.



Urmărind schema din figura 6.12 [Y1], [N1], [M4], [C7], [P1] se observă că bitul D0 al portului 378 comandă (prin intermediul unui tranzistor bipolar) releul motorului de antrenare iar bitul D1 comandă, prin intermediul unui tranzistor MOS-FET electromagnetul (pistonașul) etrierului. D2 și D3 sunt utilizați pentru alimentarea cu curent a fotodiodelor emițătoare ale traductoarelor de viteză unghiulară. Citirea valorilor furnizate de fototranzistoarele acestora se face prin portul de stare 379, respectiv biții S4 și S5.

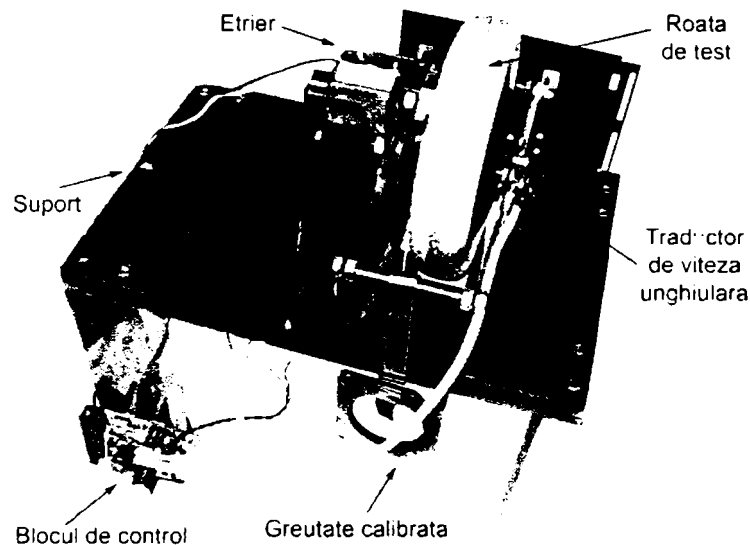


Fig. 6.6. Standul de încercări la scară redusă. Vedere de sus.

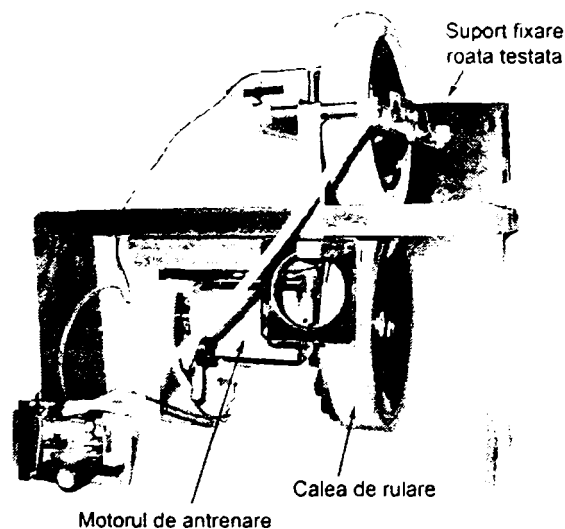


Fig. 6.7. Standul de încercări la scară redusă. Vedere frontală.

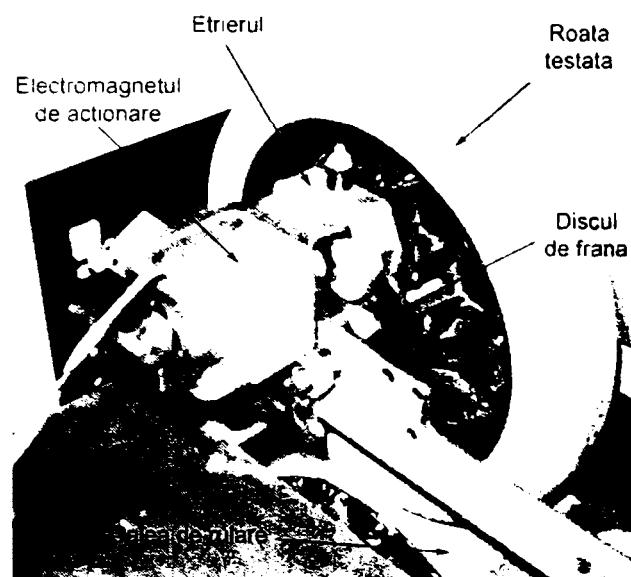


Fig. 6.8. Ansamblu roată de test – disc de frână – etrier.

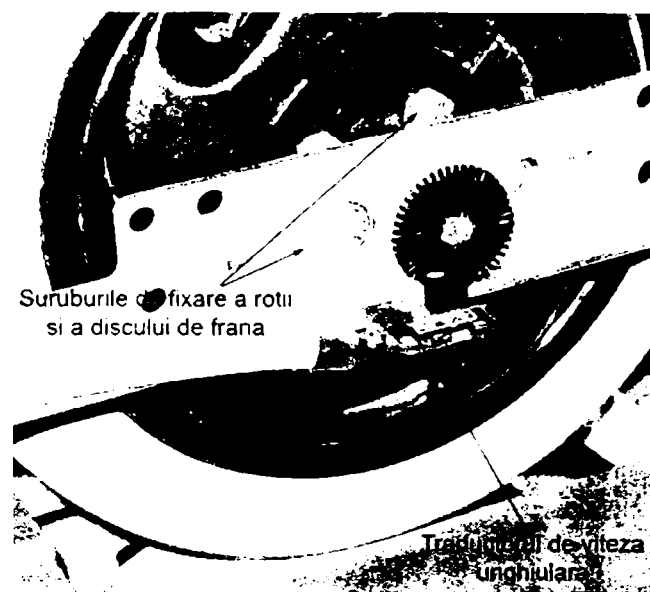


Fig. 6.9. Amplasamentul traductorului de viteză unghiulară.

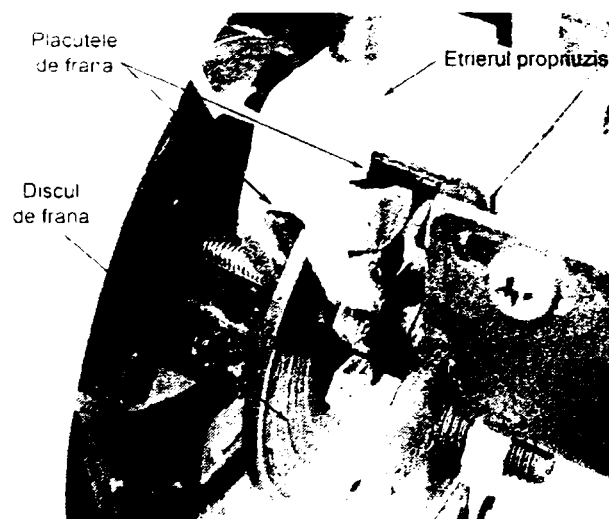


Fig. 6.10. Construcția ansamblului etrier – disc de frână.

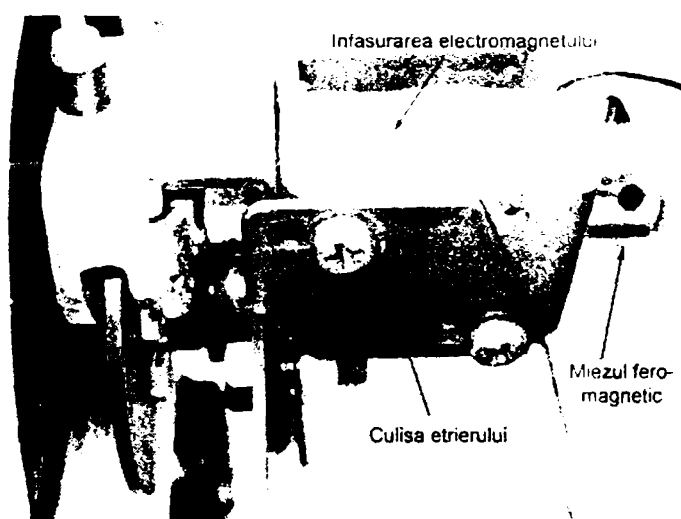


Fig. 6.11. Ansamblul etrier.  
Se observă miezul feromagnetic (pistonașul) și modul de culisare a etrierului.

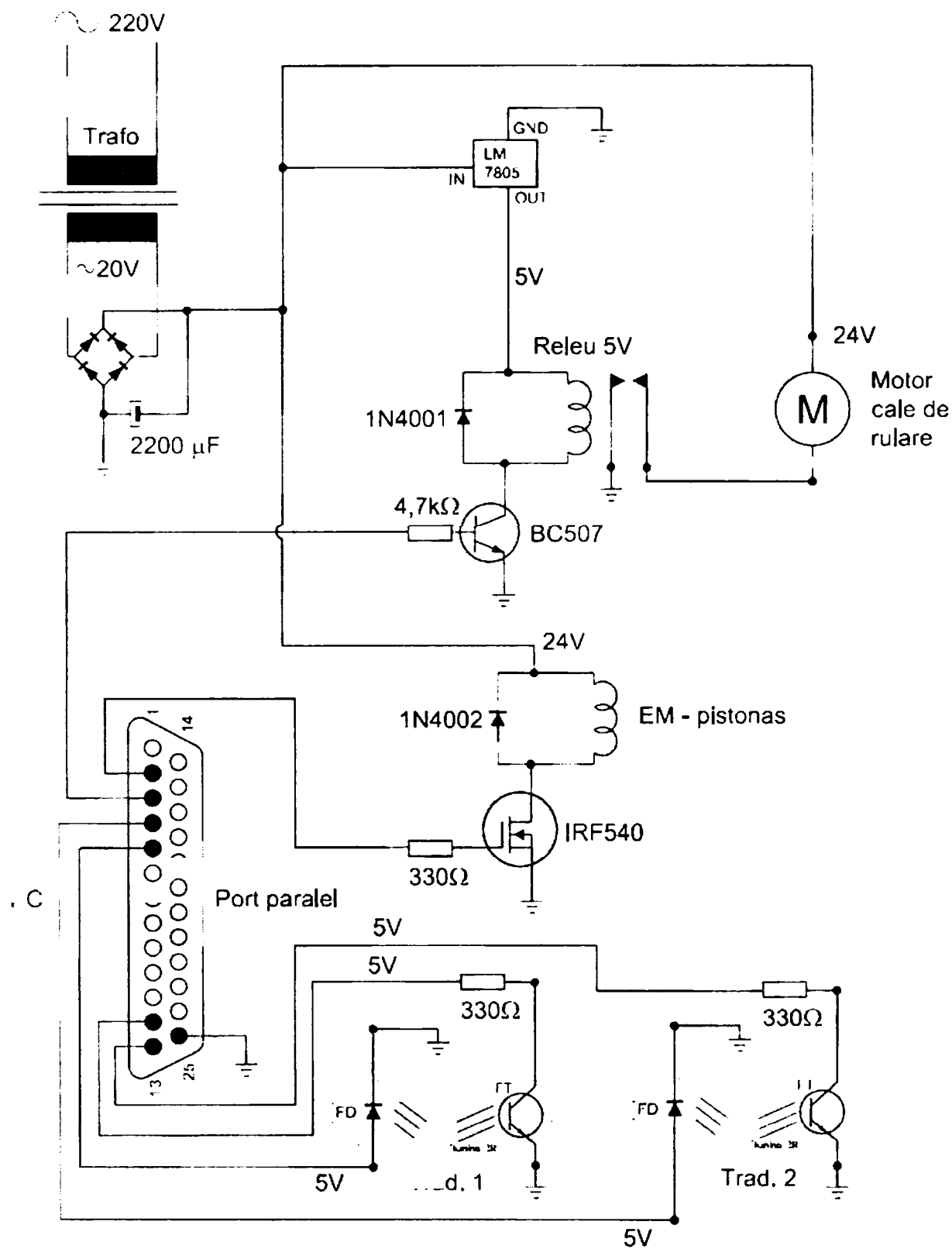


Fig. 6.12. Schema electrică a standului de încercări la scară redusă.

#### 6.4. Componenta software a standului

Pentru comanda standului la scară redusă a fost realizat un program în limbajul Visual Basic iar accesul la portul paralel (din VB) a fost obținut cu ajutorul unui driver special, *io.dll*. Datele furnizate de acest program sunt salvate într-un fișier text pentru o prelucrare ulterioară [B5], [B6], [C5], [M5], [M3], [M6], [V2].

Funcționarea programului este următoarea: la pornire se efectuează alegerea timpului de prelevare a impulsurilor (bazei de timp), timpului de accelerare, timpilor de pulsare a etrierului în regim ABS, diferenței de viteză între roată și cale în regim A-ABS.

La apăsarea butonului „*Oprire Inerțială*” programul pune bitul 0 al portului 378 în „1” logic, deschizând în acest fel tranzistorul de comandă al releului motorului de antrenare. Se activează temporizarea iar calea de rulare va fi rotită până la expirarea temporizării, realizând astfel accelerarea standului (timpul minim de 5 secunde este suficient pentru aducerea căii de rulare la turația maximă). La finalul procesului de accelerare, se oprește motorul, și se citește periodic numărul de impulsuri generat de roată, respectiv de cale, concomitent cu calcularea vitezelor și afișarea acestora pe cele două grafice. Citirea impulsurilor se termină odată cu oprirea completă a căii de rulare ( $v_i \leq v_{i-1}$ ;  $v_{i-1} \leq 0.1$  mm/s).

La apăsare butonului „*Frânare cu Blocare*” se realizează accelerarea în modul descris mai sus, după care se acționează electromagnetul etrierului. Acesta este menținut în stare acționată până la oprirea completă a căii de rulare. De asemenea, impulsurile citite sunt transformate în viteze și afișate (figurile 6.15 și 6.16). În figura 6.16 se observă și apariția fenomenului de stick-slip între roată și calea de rulare, datorat sporirii forței normale de apăsare pe roată.

În cazul frânării în *regim ABS* (butonul cu același nume), după accelerarea roții se frânează roata cu intenția de blocare. La sesizarea depășirii unui anumit prag de alunecare, se intră în regim ABS, electromagnetul (bitul 1 al portului 378, respectiv tranzistorul MOS-FET de comandă) fiind pulsant cu o frecvență prestabilită (între 5 și 10 Hz). Rezultatul blocării și eliberării succesive a roții va apare pe graficul inferior (figurile 6.17 și 6.18). De precizat că timpul (și implicit distanța) de oprire în cazul frânării cu ABS este în general mai mare decât în cazul frânării cu blocarea roților.

Frânarea în *regim A-ABS* (butonul echivalent) conduce la activarea unei rutine de urmărire a diferenței de viteză între calea de rulare și roata de test, cu scopul de a menține o alunecare relativă maximă (setabilă în program, de obicei 20%). Astfel, electromagnetul este comandat în regim PWM (coeficient de umplere 10...90%) pentru ca alunecarea relativă să se încadreze între limitele dorite și anume  $20 \pm 5\%$  (figurile

6.19 și 6.20). În figurile 6.13 și 6.14 sunt prezentate capturi ale programului, la finele unei încercări în regim ABS, respectiv în regim A-ABS.

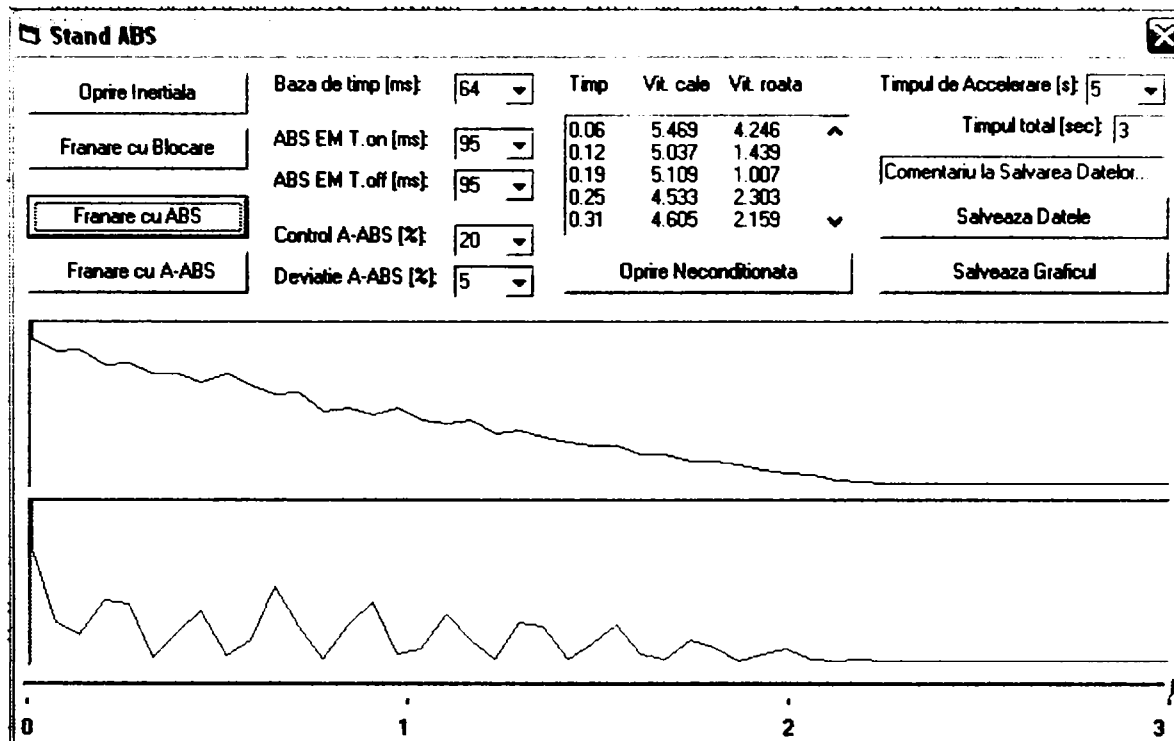


Fig. 6.13. Captură program, frânare cu ABS.

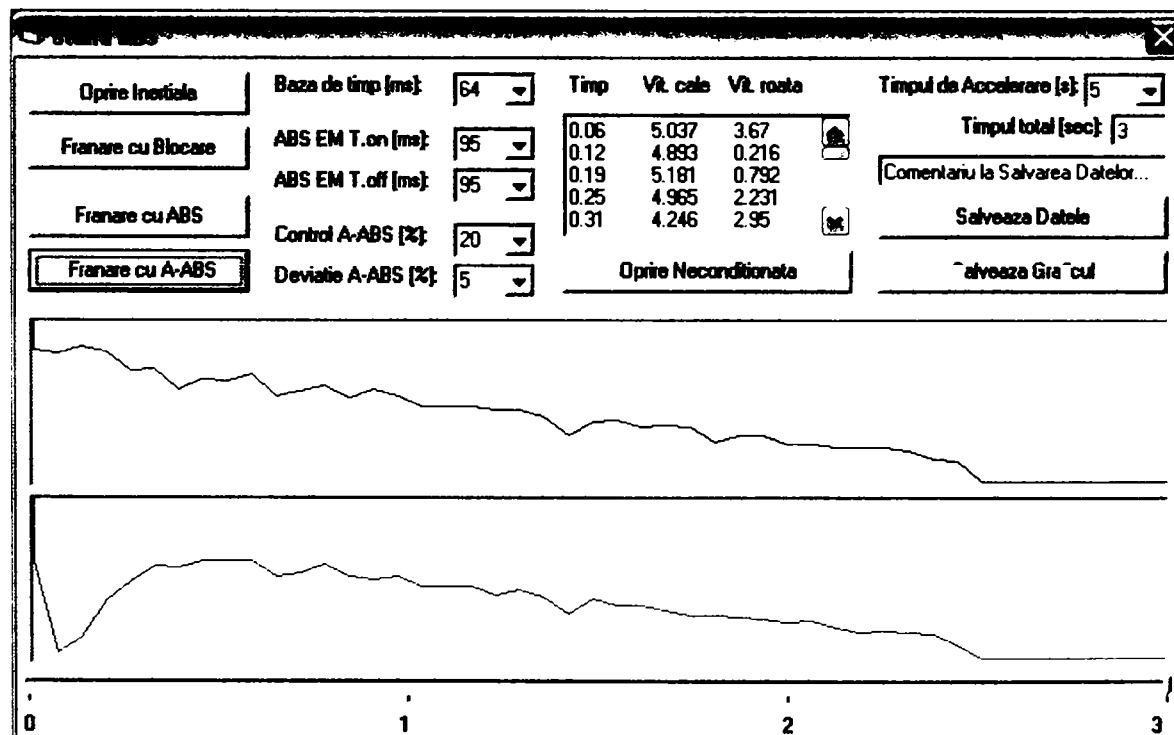


Fig. 6.14. Captură program, frânare cu A-ABS.

În imaginile de mai sus graficul superior (albastru) reprezintă viteza periferică a căii de rulare iar cel inferior (roșu) viteza periferică a roții de test.

Determinarea vitezelor periferice a căii de rulare și a roții de test se determină ținând cont de următorii parametri:

- raza căii de rulare în punctul de contact este de 66mm;
- raza roții de test în punctul de contact este de 65mm;
- numărul de impulsuri pe rotație: 90 atât pentru cale cât și pentru roata de test;
- prelevarea impulsurilor se face timp de 32, 48, 64 sau 96 ms;
- intervalul total de timp pentru o încercare este de maxim 3 secunde.

Din cele expuse anterior rezultă vitezele periferice astfel:

$$v_R = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_R \cdot N_{IR}}{N \cdot t_p} \text{ [mm/s]}$$

$$v_C = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_C \cdot N_{IC}}{N \cdot t_p} \text{ [mm/s]}$$
(6.1)

unde:  $v_R$  – viteza roții de test;  $v_C$  – viteza căii de rulare;  $R_R$  – raza roții de test;  $R_C$  – raza căii de rulare;  $N_{IR}$  – numărul de impulsuri furnizate de roată în timpul  $t_p$ ;  $N_{IC}$  – numărul de impulsuri furnizate de calea de rulare în timpul  $t_p$ ;  $N$  – numărul de impulsuri pe rotație. Valorile pentru timpul de prelevare a impulsurilor au fost alese în concordanță cu ceasul intern al unui calculator PC și cu rezoluția controlului *Timer* al mediului de programare VB.

Din analiza graficelor rezultate în urma încercărilor se pot desprinde următoarele: blocarea roții (în cazul frânării cu blocare) se realizează aproape instantaneu (aproximativ 0,2s); timpul de frânare crește în cazul frânării cu ABS față de frânarea cu blocare a roții. Acest fenomen se poate înțelege ușor dacă se urmăresc graficele, observându-se ca timpul suplimentar la frânarea cu ABS este generat de perioadele în care roata este eliberată (câștigă viteză); în cazul frânării în regim A-ABS timpul de frânare se reduce, concomitent cu menținerea alunecării relative dorite (aprox. 20%).

Utilizarea unui astfel de stand la scară redusă prezintă avantajul posibilității de a efectua teste experimentale în număr mare și cu costuri minime, dând totodată libertate în modificarea parametrilor funcționali și de mediu, rezultatele fiind interpretabile și prelucrabile imediat. Rezultatul unor încercări efectuate pe un astfel de stand trebuie confirmat de un număr mult mai redus de teste pe autovehiculul de test, dând posibilitatea de a găsi parametri optimi de funcționare ai unei instalații ABS montate pe un anumit model de autoturism.

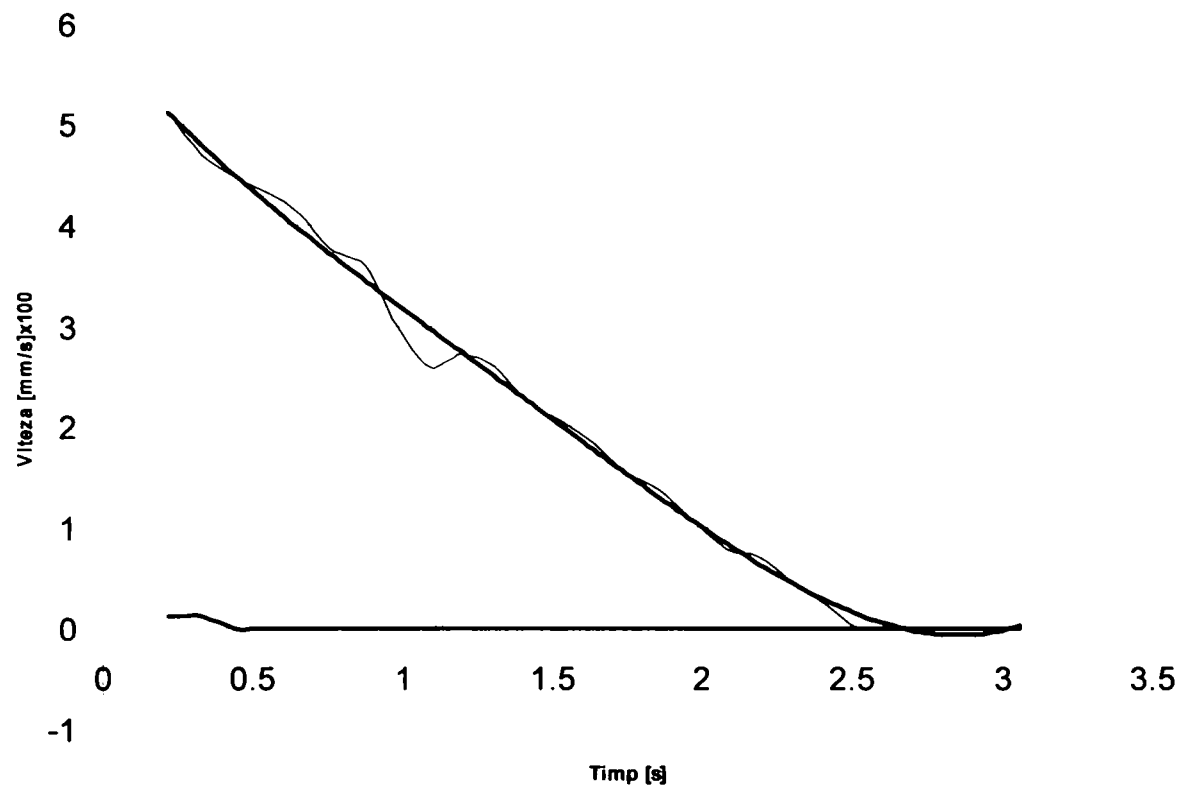


Fig. 6.15. Frânare cu blocarea roții, oprire în 2,52s.

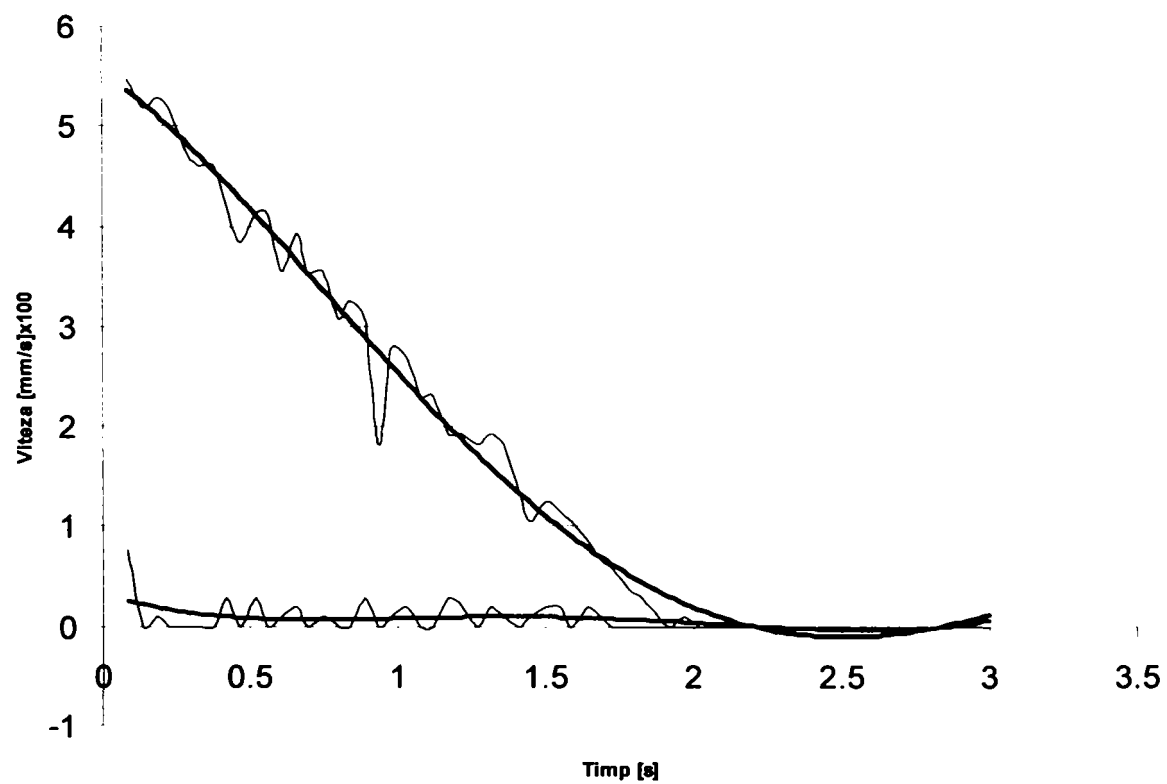


Fig. 6.16. Frânare cu blocarea roții, oprire în 2,02s, baza de timp 48ms.

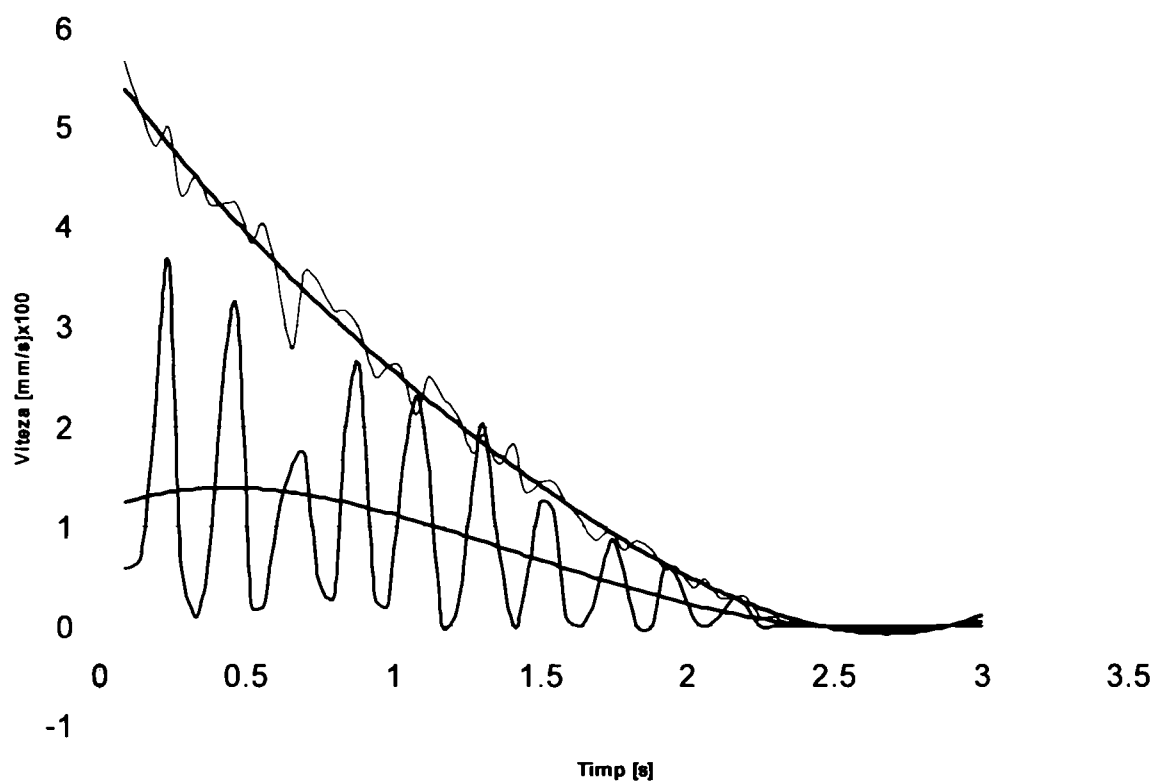


Fig. 6.17. Frânare cu ABS, oprire în 2,52s, baza de timp 48ms.

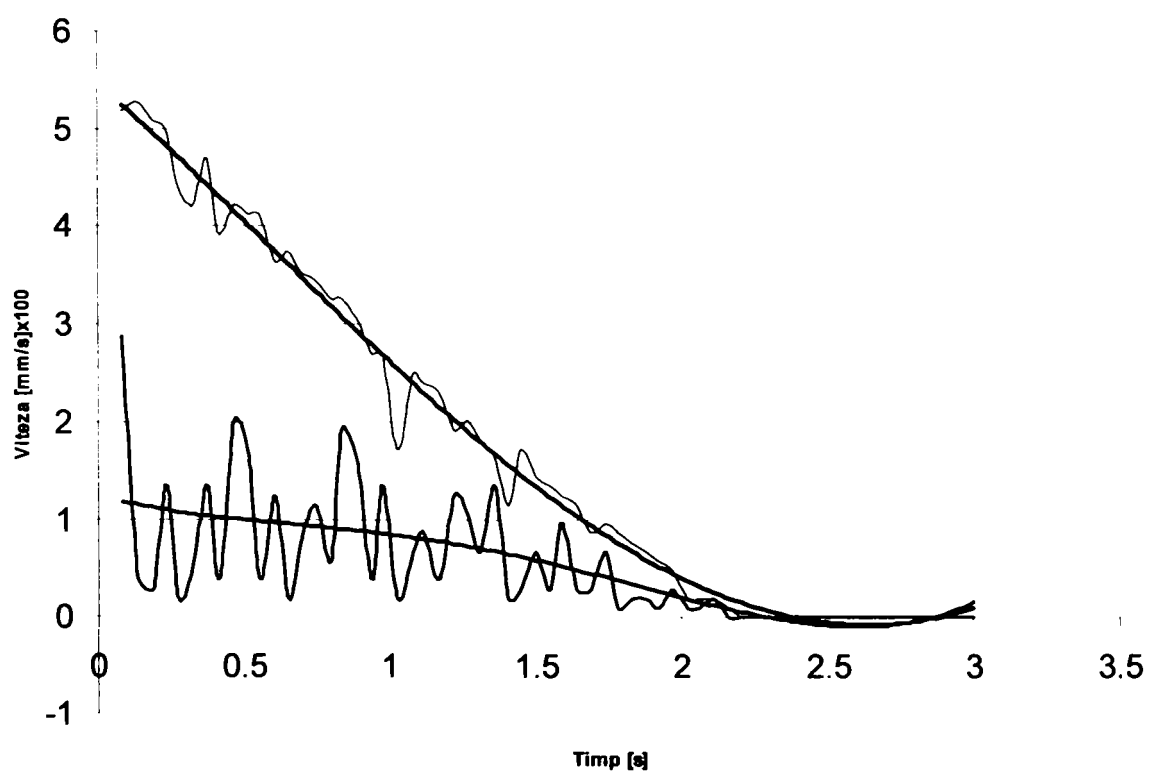


Fig. 6.18. Frânare cu ABS, oprire în 2,24s, baza de timp 32ms.



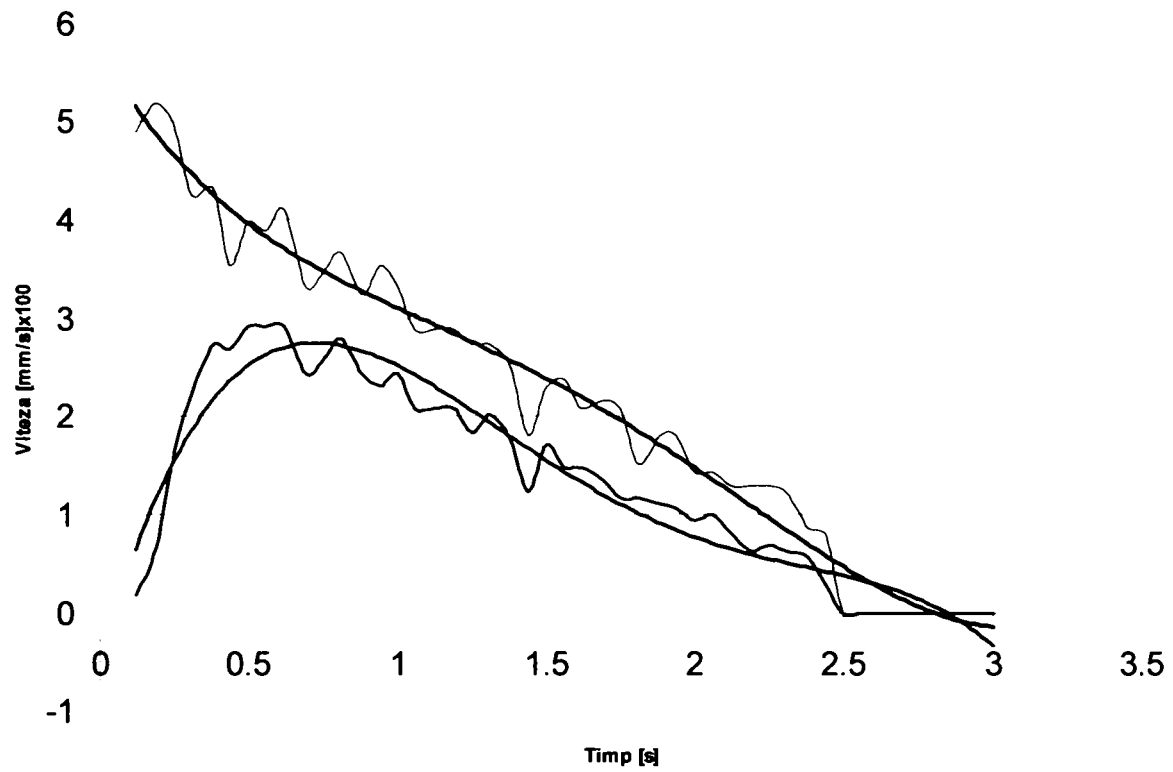


Fig. 6.19. Frânare cu A-ABS, oprire în 2,44s, baza de timp 48ms.

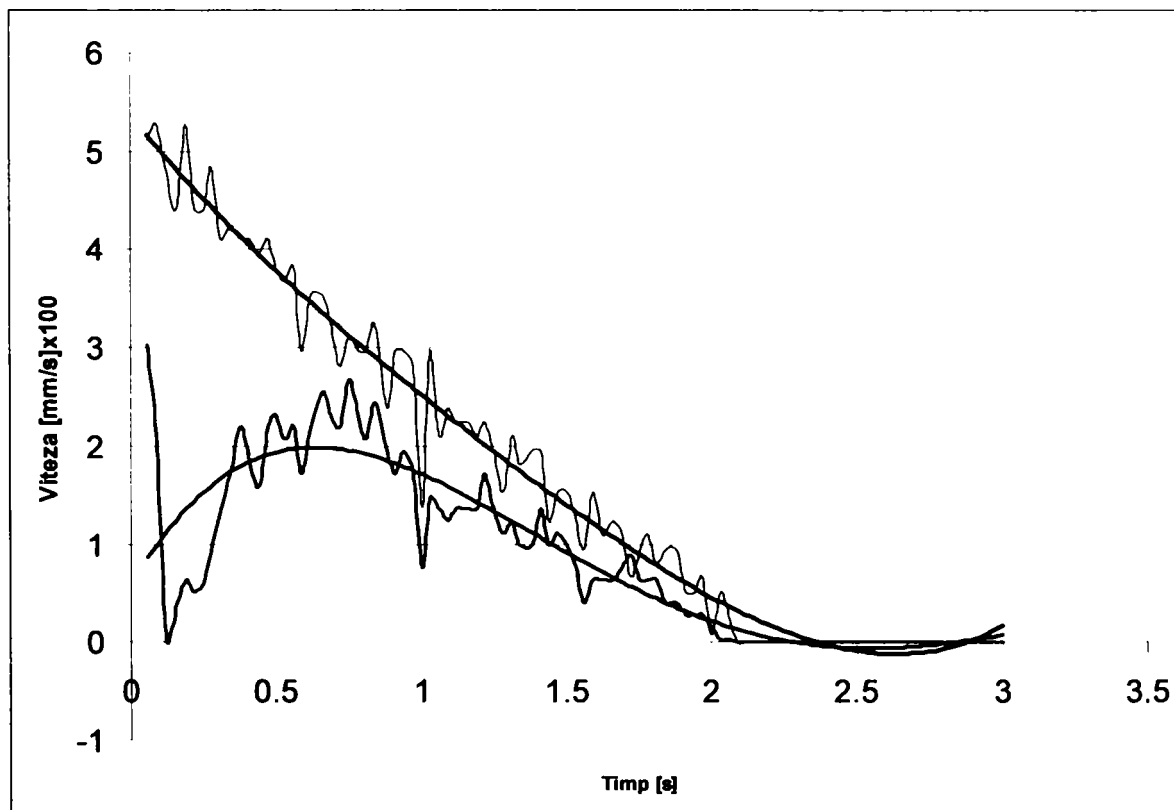


Fig. 6.20. Frânare cu A-ABS, oprire în 2.06s, baza de timp 32ms.

### 6.5. Încercarea în mediu real a sistemului de frânare clasic

Încercările pentru estimarea comportamentului unui automobil la frânarea de panică în condiții de iarnă au fost efectuate cu un autoturism Renault Megane dotat cu ABS tip Bosch 5.3+Tachy, cu ajutorul unui software de diagnoză specializat, accesul la magistrala de comunicații și diagnoză a autovehiculului făcându-se prin intermediul unei interfețe CAN-USB proprietară Renault. Condițiile atmosferice în timpul încercărilor au fost: ploaie/carosabil umed la temperatura deasupra limitei de îngheț, în condiții de zăpadă proaspătă și zăpadă bătătorită precum și în condiții de gheață la temperatura de aproximativ  $-10^{\circ}\text{C}$ .

Vitezele de rulare au fost maxim 90 km/h pe ploaie și zăpadă afânată și maxim 50 km/h pe gheață și zăpadă bătătorită.

În toate cazurile s-a simulat frânarea de panică, cu blocarea roților. Datele rezultate au fost preluate cu ajutorul calculatorului de diagnoză iar timpul de eșantionare a fost de 1 minut și 30 secunde pentru fiecare încercare cu o bază de timp de 880ms la citirea succesivă a traductoarelor roților..

Graficele (figurile 6.21 – 6.23) prezintă vitezele individuale ale celor patru roți, viteza (mediată) a autoturismului precum și poziția pedalei de frână.

Din analiza graficelor se observă blocarea diferită a roților, fapt ce a condus la pierderea stabilității autoturismului în majoritatea cazurilor.

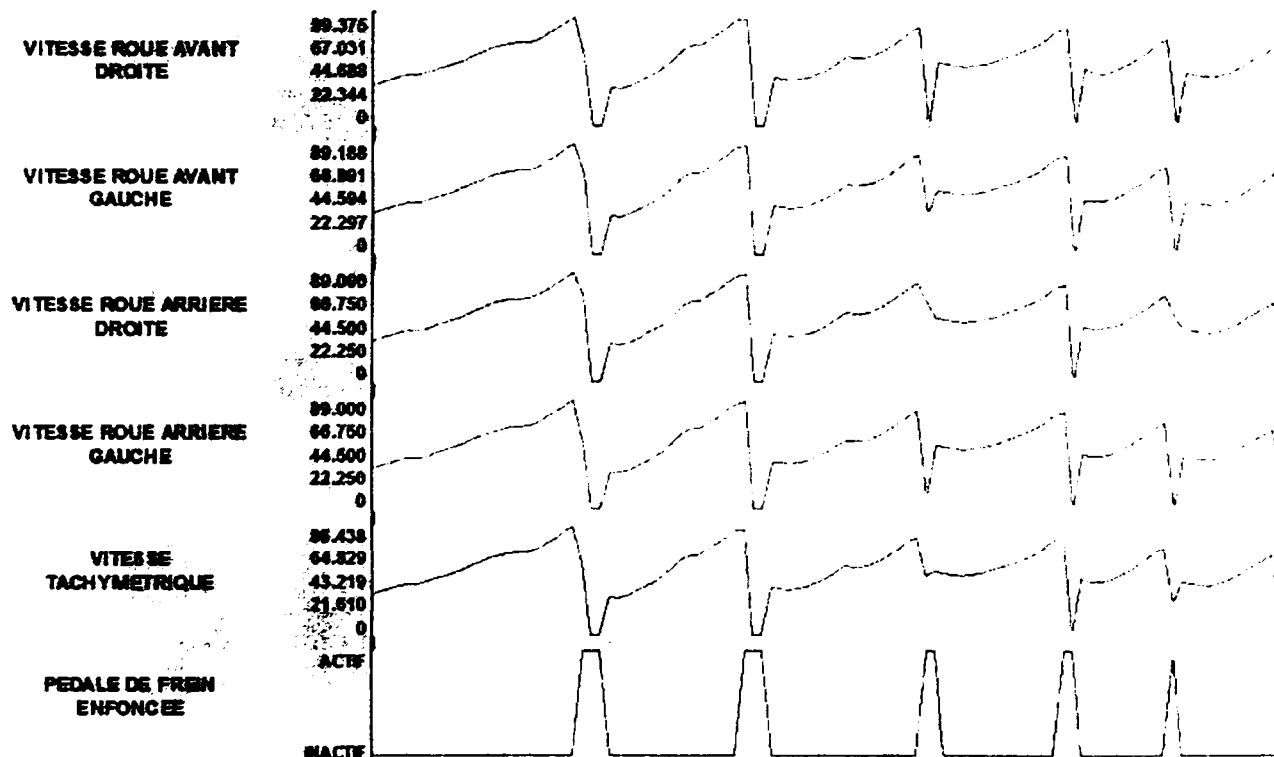
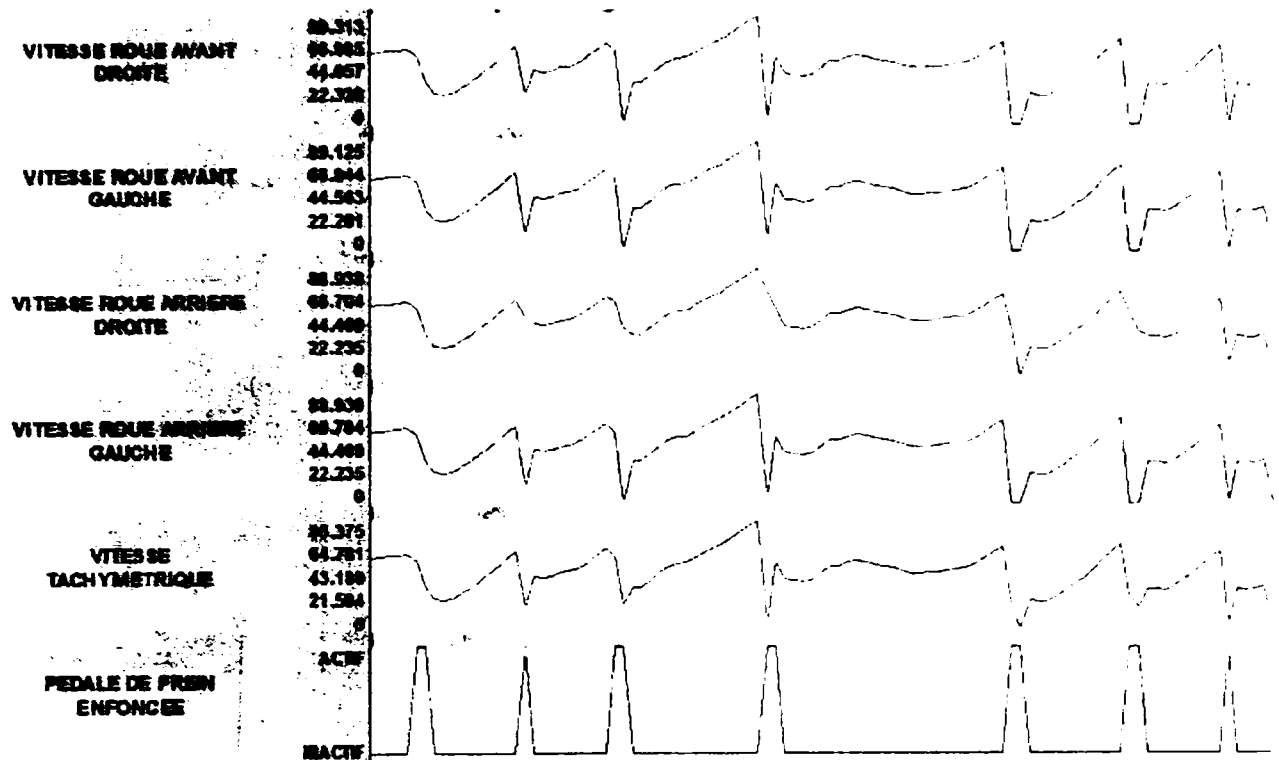
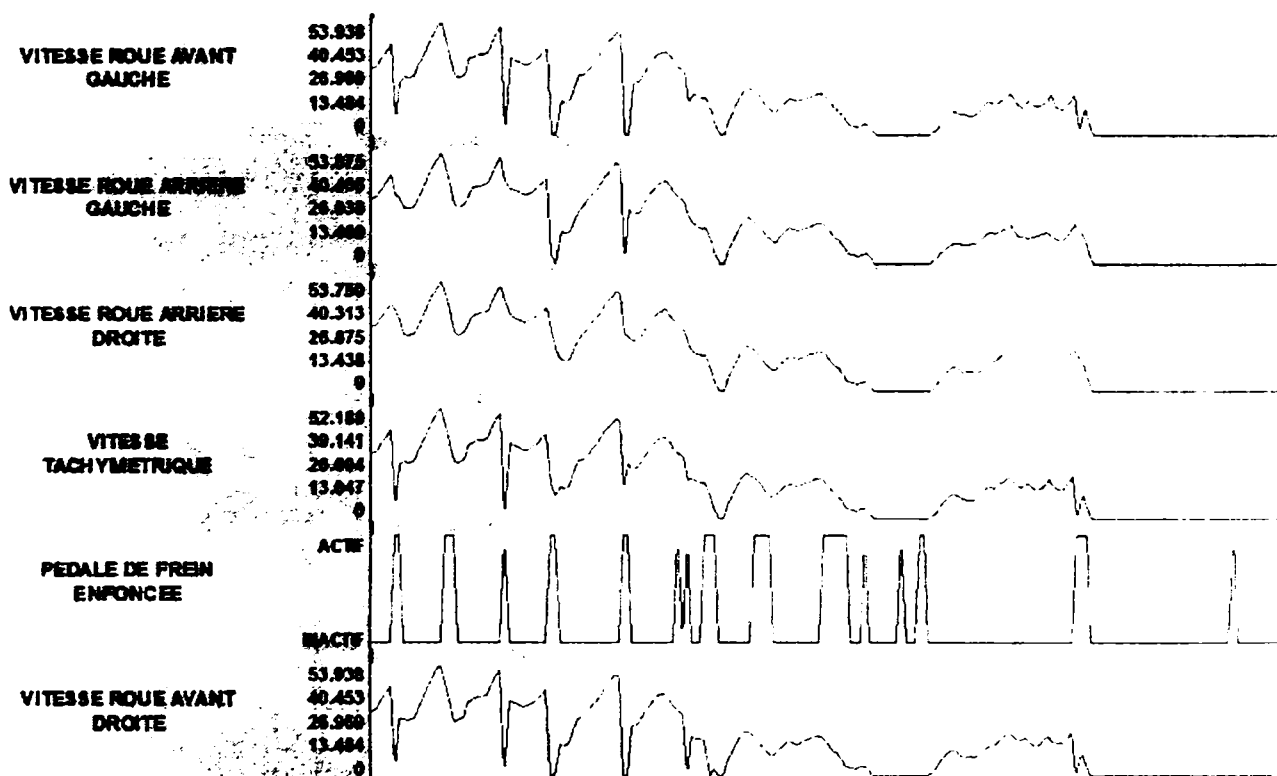


Fig. 6.23.a). Frânare de panică pe carosabil umed,  $T=+4^{\circ}\text{C}$ .

Fig. 6.23.b). Frânare de panică pe zăpadă proaspătă,  $T=0^{\circ}\text{C}$ .Fig. 6.23.c). Frânare de panică pe zăpadă bătătorită și pe gheață  $T=-10^{\circ}\text{C}$ .

Frânarea în regim ABS nu a fost posibilă deoarece blocul de control electronic comută în modul „diagnoză” atât timp cât este interogată de software-ul extern, fără a monitoriza activ vitezele roților ci doar efectuând calculele și transmițând mai departe valorile. Reactivarea regimului de funcționare ABS s-a realizat imediat ce a fost eliberat din modul diagnoză. Simularea frânării de panică în acest caz a avut ca și rezultat menținerea direcției dorite de deplasare (păstrarea stabilității pe carosabil).

## 6.6 Implementarea conceptului A-ABS pentru un sistem de frânare real

În capitolul precedent au fost expuse avantajele și modul teoretic de funcționare al unui sistem de control adaptiv al momentului de frânare, în funcție de alunecarea relativă dorită. La începutul acestui capitol a fost prezentată o modalitate implementare la scară redusă a unui sistem de frânare tip A-ABS. Se pune astfel problema analizării posibilității implementării unui astfel de sistem la scară reală, pe un autoturism.

### 6.6.1. Cerințele impuse unui sistem A-ABS

În primul rând, pentru ca sistemul să funcționeze corect trebuie să cunoască viteza momentană reală de deplasare a automobilului precum și vitezele momentane ale fiecărei roți. Problema intervine atunci când roțile încep să se blocheze (în timpul frânării) iar viteza automobilului nu mai poate fi calculată corect. Rezolvarea vine prin utilizarea unui accelerometru digital ce are rolul de a furniza rezultanta (bi- sau tri-axială) accelerației momentane a automobilului, care prin integrare va genera viteza momentană *estimată* a autoturismului. Un astfel de accelerometru se prezintă sub forma circuitului integrat ADXL202E [A2] al firmei Analog Devices (figura 6.24) care are o rezoluție de 2mg la maxim 60Hz și furnizează informația sub forma duty cycle (coeficient de umplere), ceea ce îl recomandă pentru o asemenea aplicație.

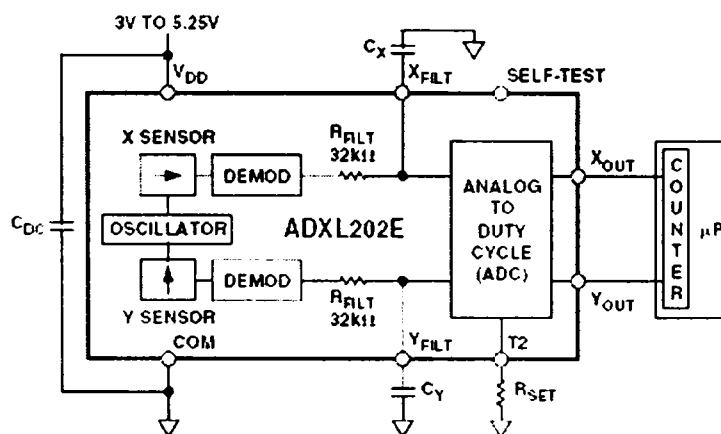


Fig. 6.24. ADXL 202E. Schema bloc și schema electrică de conectare în circuit.

Vitezele roților pot fi preluate în continuare de traductoarele inductive clasice sau de traductoare cu efect Hall [P3].

Comanda de putere se realizează cu tranzistoare MOS-FET individuale sau în matrice (sub forma unui C.I.) datorită avantajelor pe care acestea le prezintă: timpi foarte buni de comutație, curenți foarte mari (datorită rezistenței interne mici) pe joncțiunea S-D, disipare termică redusă (deci radiatoare mai mici), preabilitate pentru comanda sarcinilor inductive (majoritatea dispun de o diodă de protecție la tensiuni auto induse).

Funcționarea tranzistoarelor și monitorizarea integrității sarcinilor acestora (înfășurări ale electromagneților) este recomandabil a se face de către un circuit integrat specializat, care are atât rolul de a adapta semnalul de la nivelul microcontrolerului cât și de a raporta erorile apărute. Un astfel de circuit este TPIC46L01, construit de Texas Instruments [T1]. Schema de interconectare a acestuia a fost expusă în secțiune 4.1.5. a capitolului 4.

Componenta cea mai importantă a unui ECU pentru A-ABS o reprezintă microcontrolerul de proces. Acesta trebuie să dispună de intrări și ieșiri digitale de uz general, convertoare analog-numerice și comparatoare analogice pentru eventualele traductoare de presiune și pentru monitorizarea integrității traductoarelor inductive, module hardware de numărare și temporizare (preferabil cu ceas separat) pentru calcularea vitezelor, module PWM pentru comanda electromagneților de tracțiune, cel puțin o magistrală de comunicație serială ( $I^2C$ , SPI, USART, CAN, etc), memorie RAM pentru stocarea valorilor variabilelor, memorie EEPROM pentru stocarea codurilor de eroare (accesibilă printr-o interfață de diagnoză) și memorie FLASH pentru stocarea programului, cu posibilitatea de up-date de firmware și debug in-system.

Un astfel de microcontroler este ATMega16 [A6] produs de firma Atmel. Este preferabilă utilizarea a două microcontrolere funcționând fie în paralel cu monitorizare reciprocă, fie în regim master-slave.

Configurația generală a porturilor acestui microcontroler este prezentată în figura 6.25, iar arhitectura internă se găsește în anexa 9.4.

RESET	1	40	PA0 (ADC0)
INT0 (ICP1)	2	39	PA1 (ADC1)
INT1 (ICP2)	3	38	PA2 (ADC2)
INT2 (ICP3)	4	37	PA3 (ADC3)
INT3 (ICP4)	5	36	PA4 (ADC4)
INT4 (ICP5)	6	35	PA5 (ADC5)
INT5 (ICP6)	7	34	PA6 (ADC6)
INT6 (ICP7)	8	33	PA7 (ADC7)
RESET	9	32	AREF
VCC	10	31	GND
GND	11	30	AVCC
XTAL0	12	29	PC7 (TOSC0)
XTAL1	13	28	PC6 (TOSC1)
TXD0 (PC0)	14	27	PC5 (TD0)
TXD1 (PC1)	15	26	PC4 (TD1)
INT0 (PC2)	16	25	PC3 (TMS)
INT1 (PC3)	17	24	PC2 (TCK)
INT2 (PC4)	18	23	PC1 (SCA)
INT3 (PC5)	19	22	PC0 (SCL)
INT4 (PC6)	20	21	PC7 (SCD)

### 6.25. Microcontrolerul ATMega16. Configurația pinilor (porturilor).

Un alt grup de cerințe pentru sistemul A-ABS se referă la componentele de acționare, respectiv:

- electrovalvele de izolare, care își pot păstra structura actuală (secțiunea 4.1.2.), ținând cont de faptul că acestea nu mai sunt nevoite să își schimbe poziția decât o singură dată, la intrarea în funcție a sistemului A-ABS (câte două pentru fiecare roată).
- pistonășul pentru controlul volumului de lichid de frână din etriere, care poate păstra aspectul acumulatorilor actuale (secțiunea 4.1.4.) de preluare a șocurilor de presiune ce apare la eliberarea fluidului din etriere (câte unul pentru fiecare roată);
- electromagneții de tracțiune (actuatoarele liniare) necesari poziționării pistonășelor, aceștia înlocuind electropompa de la sistemul ABS clasic (câte unul pentru fiecare roată). Principala cerință a acestora este de gabarit, fiind necesar ca să dezvolte o forță de tracțiune la capăt de cursă (când distanța între miez și stator este cea mai mare) mai mare decât forța pe care o exercită presiunea lichidului de frână pe fața opusă a pistonășului. Este de preferat ca cursa miezului (și a pistonășului implicit) să nu depășească 1mm.

După cum se observă din cele de mai sus, diferențierea constructivă principală față de sistemul ABS clasic apare în eliminarea pompei și înlocuirea acesteia cu actuatoarele electrohidraulice liniare, fapt care din punct de vedere economic reprezintă o alternativă viabilă iar din punct de vedere al fiabilității sistemului, aceasta prezintă o ușoară creștere prin dispariția elementelor cu uzură ridicată și probabilitate mai mare de defectare (motorul electric, pistonășele pompei și supapele acestora).

## 6.7. Realizarea și încercarea în mediu real a unui prototip A-ABS

Pentru a putea valida rezultatele obținute pe standul de încercări la scară redusă la funcționarea în regim A-ABS este necesară realizarea unui prototip și testarea în mediu real, în mod comparativ cu un sistem ABS clasic [H1].

### 6.7.1. Componenta mecanică și hidraulică

Acest deziderat a fost atins prin utilizarea blocului hidraulic al unui sistem ABS Bosch 5.3 (figura 6.26) de la care au fost utilizate cele două electrovalve ale roții față stânga și acumulatorul hidraulic (cu arc) pe post de pistonăș de control (secțiunea 4.1.4, fig. 4.18). Menținerea pistonășului în poziție sau avansul acestuia este realizat prin fixarea unui electromagnet de tracțiune a cărui miez este prevăzut cu o tijă care pătrunde în interiorul acumulatorului, sprijinindu-se pe suprafața pistonășului .

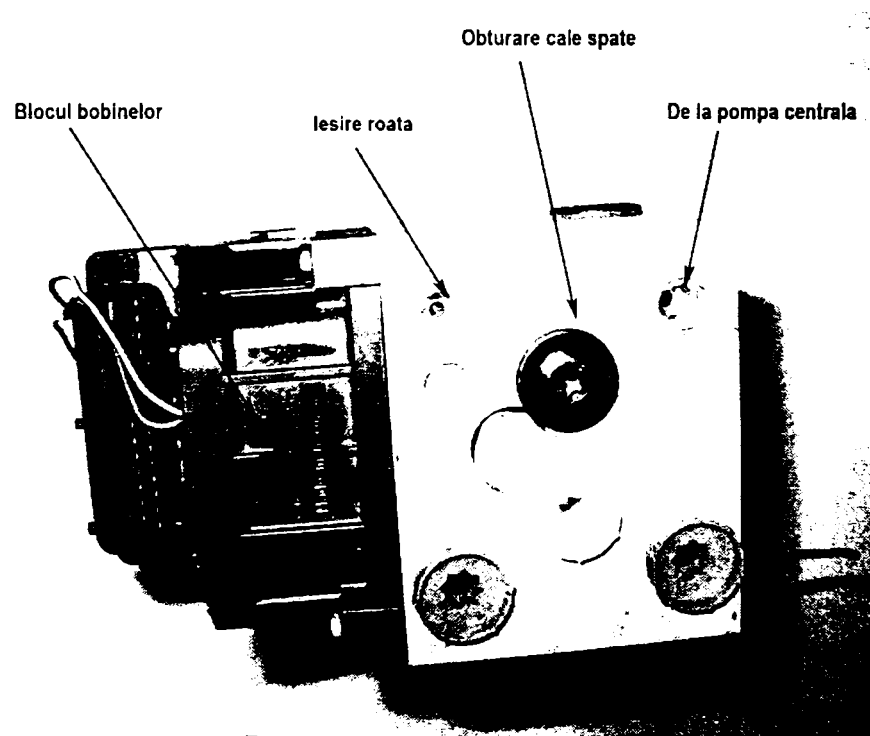


Fig. 6.26. Blocul hidraulic Bosch 5.3, adaptat pentru funcționarea în regim A-ABS.

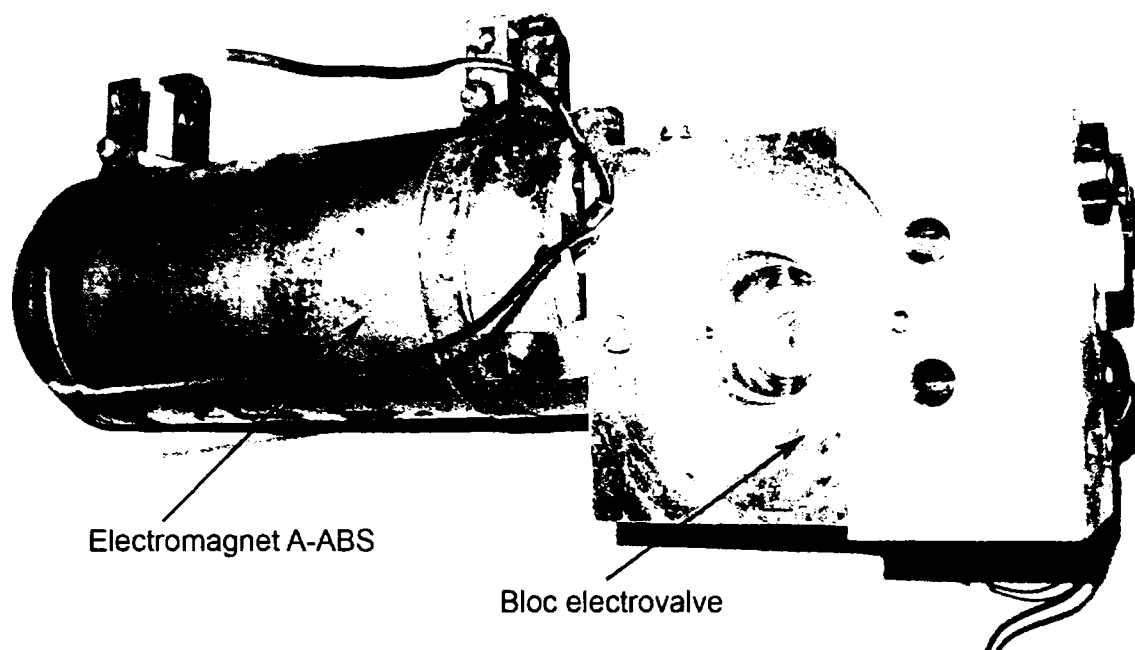


Fig. 6.27. Electromagnetul de tracțiune, fixat în partea inferioară a blocului hidraulic.

Pentru a ușura modulul a fost înlăturat motorul electropompei iar mișcarea axială a pistonșelor a fost împiedicată pentru a preveni pierderea de lichid de frână sau expulzarea lui prin alte orificii (figura 6.28). De asemenea a fost obturată calea spate dreapta pentru a preveni scăparea lichidului sub presiune (figura 6.26).

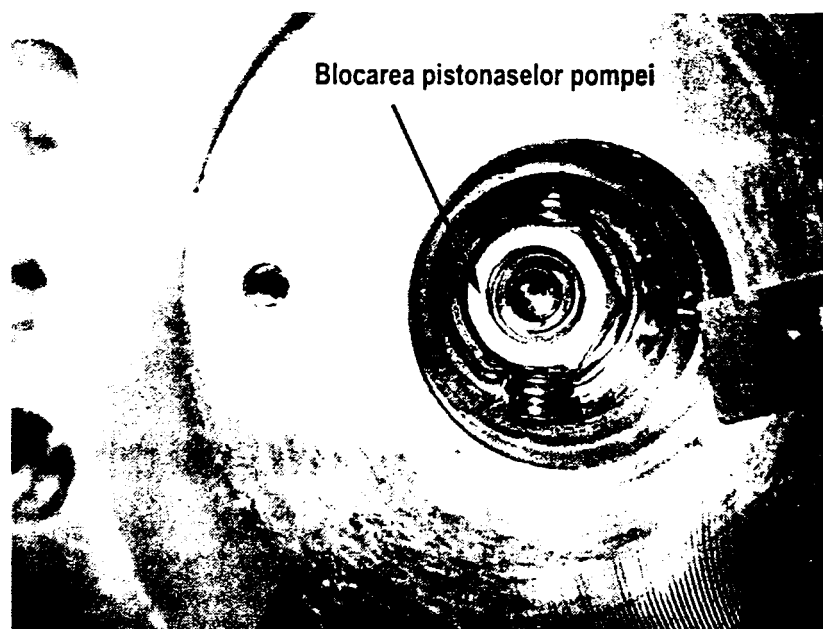


Fig. 6.28. Blocarea pistonșelor pompei, cu ajutorul unei piulițe.



Blocul electro-hidraulic astfel obținut a fost montat în portbagaj, având legăturile hidraulice la roata spate stânga (figura 6.29) trecute prin grila de aerisire a portbagajului.

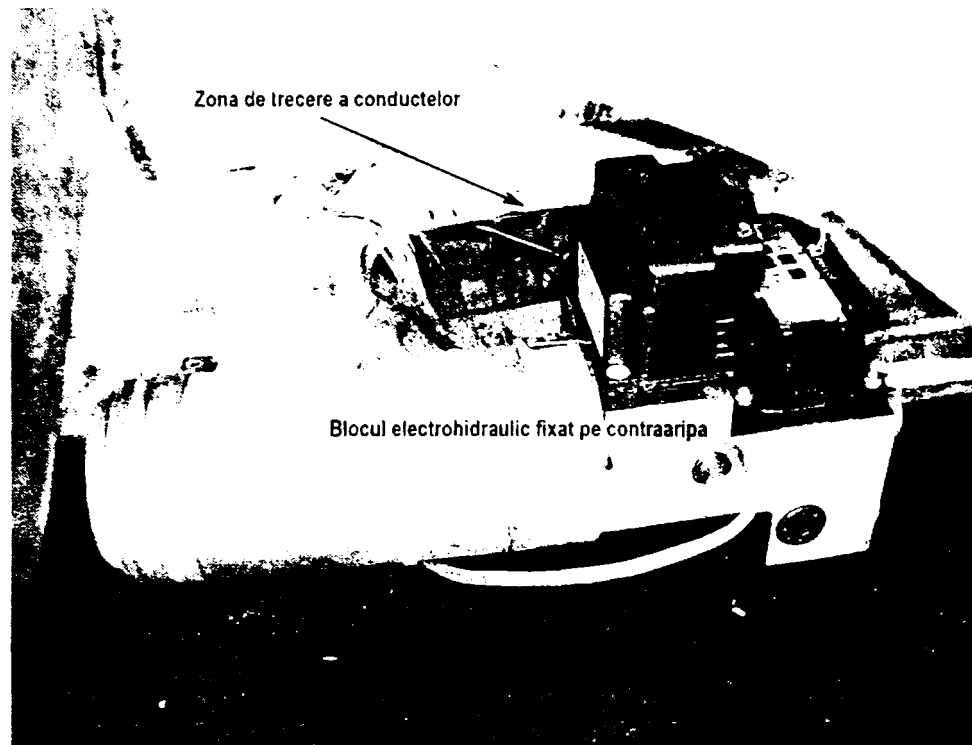


Fig. 6.29. Amplasarea blocului electrohidraulic A-ABS.

În figura 6.30. este prezentat autoturismul de test, Ford Sierra 2.0i GL, dotat cu sistem ABS ATE-Teves Mark II integral, tip 2+1 și pneuri Sava Efecta+ 175/65-R14 (fig. 5.7.b).



Fig. 6.30. Automobilul de test.

În figura 6.31. este reprezentat ansamblul de acționare al ABS integral. Se observă că blocul de electrovalve face corp comun cu pompa centrală de frână și cu electropompa de înaltă presiune. Aceasta din urmă mai are un rol important și anume acela de a asigura servoacționarea frânei de serviciu, acționând cu lichid de frână asupra unui piston cuplat mecanic cu tija pompei centrale.

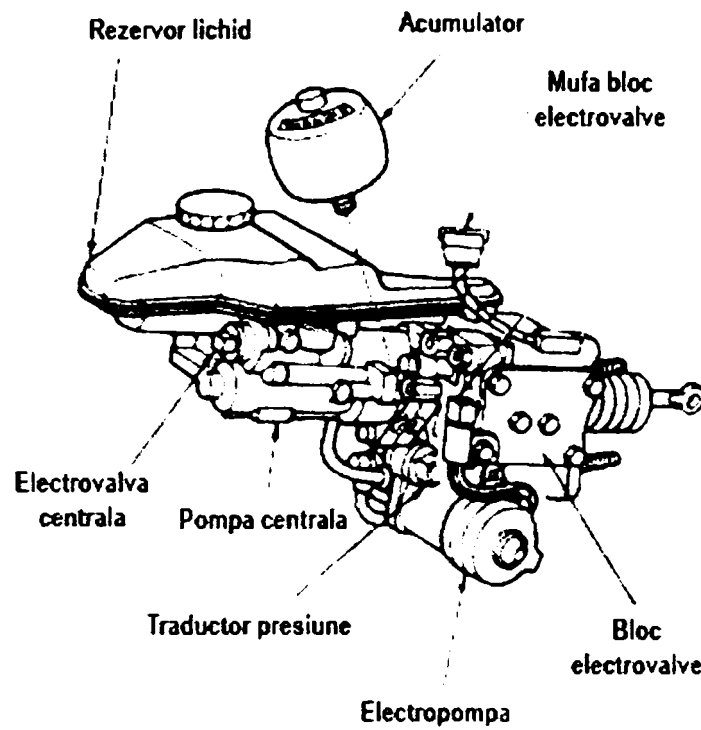


Fig. 6.31. Ansamblu acționare ABS Teves Mark II.

### 6.7.2. Componenta electronică

Pentru a putea estima comportamentul sistemului de frânare este necesară preluarea semnalelor generate de traductoarele de viteză și afișarea și salvarea acestora [H2]. Deoarece domeniul de variație al tensiunii generate de traductoare nu a fost cunoscut, s-a elaborat un stand de măsurare a tensiunii respective (figura 6.32). Standul constă în esență în montarea unui disc cu fante (aparținând unui sistem ABS identic) pe axul unui motor de curent continuu iar deasupra discului este montat în consolă senzorul inductiv, la distanța normală de funcționare (0,5 – 1,5mm). Senzorul este legat la un numărător electronic (pentru determinarea turației motorului) iar motorul la un autotransformator (cu redresare). Cunoscând turația motorului se determină viteza periferică a unei roți alese anterior (175/65 R14) și se măsoară tensiunea generată de senzor. În figura 6.33. este reprezentată tensiunea funcție de viteza automobilului.

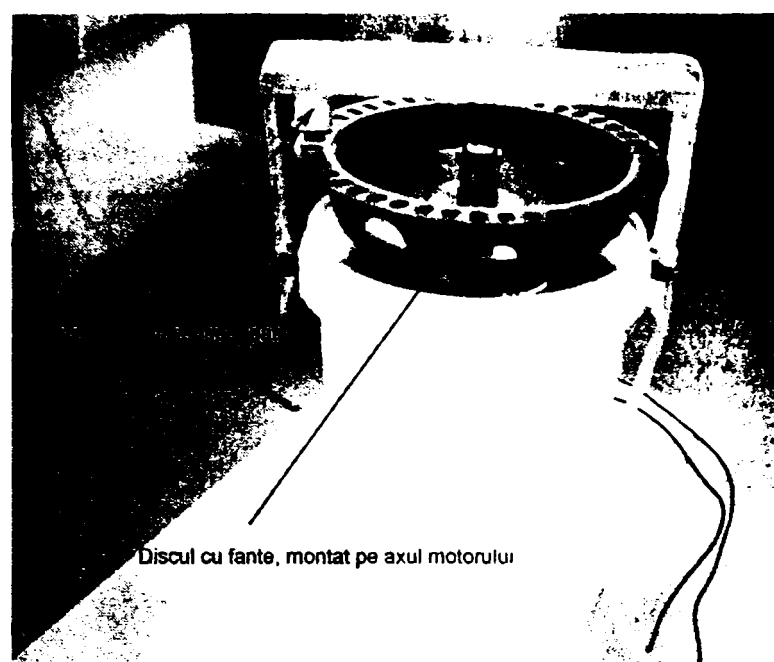


Fig. 6.32. Stand de măsurare a tensiunii senzorului inductiv.

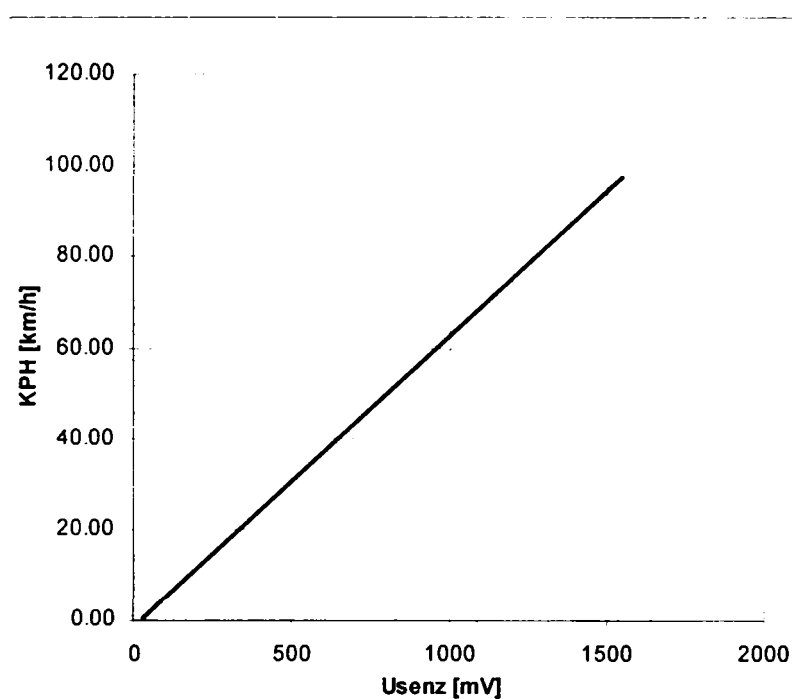


Fig. 6.33. Reprezentarea grafică a tensiunii funcție de viteză.

După cum era de așteptat tensiunea este proporțională cu viteza de trecere a fantelor prin fața senzorului iar variația este liniară. S-a observat ca tensiunea generată ia valori între 0 și 1,5V pentru viteze în limitele normale de circulație.

Acestea fiind cunoscute s-a optat pentru preluarea informației furnizate de traductoare în calculator prin intermediul portului paralel. Modul de interfațare între

traductoare (FS, FD, SS, SD) și PC este arătat în figura 6.34, conectarea la ECU făcându-se prin intermediul mufei ABS, după înlăturarea protecției antipraf, prin contact direct între clemele cablului montajului și clemele senzorilor (figura 6.37). Montajul reprezintă 4 triggere Schmitt, este realizat cu ajutorul amplificatorului operațional LM324, și are următoarele caracteristici: tensiunea de alimentare: 5V; tensiunea de basculare în „1” logic: 20mV, tensiunea de basculare în „0” logic: 12mV (viteza minimă percepută fiind de aproximativ 5 km/h). Apariția zgomotelor pe traseu este evitată prin folosirea cablurilor torsadate și ecranate.

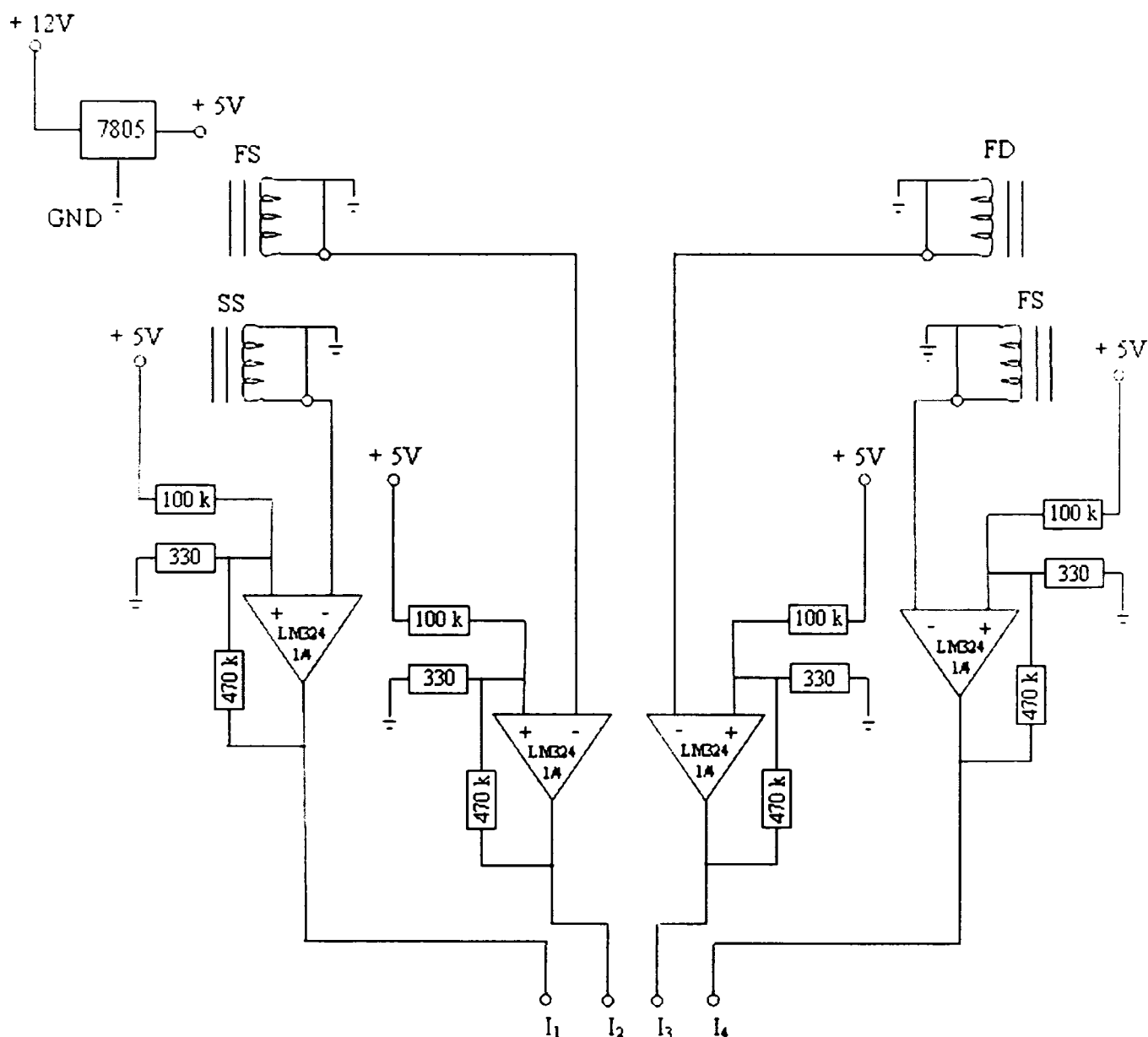


Fig. 6.34. Schema montajului pentru citirea senzorilor.

Preluarea informației se face prin primii 4 biți (S4-/S7) ai portului de stare al LPT, 379. Cel de-al 5-lea bit este utilizat pentru preluarea informației de pe traseul

becurilor de frână și indică faptul că pedala de frână a fost apăsată (figura 6.35.a) Tensiunea prezentă pe bec în timpul frânării comandă un relee care trage la masă pinul 15 (S3) al portului paralel. În figura 6.35.b) sunt marcați pinii portului paralel rezervați pentru operațiile de I/O a sistemului de frânare. Pentru calcularea vitezelor roților se aplică relația 6.1.a cu precizarea că raza reală a roții în punctul de contact este de 270mm, numărul de impulsuri pe rotație este 90 iar baza de timp este, în majoritatea cazurilor 126ms.

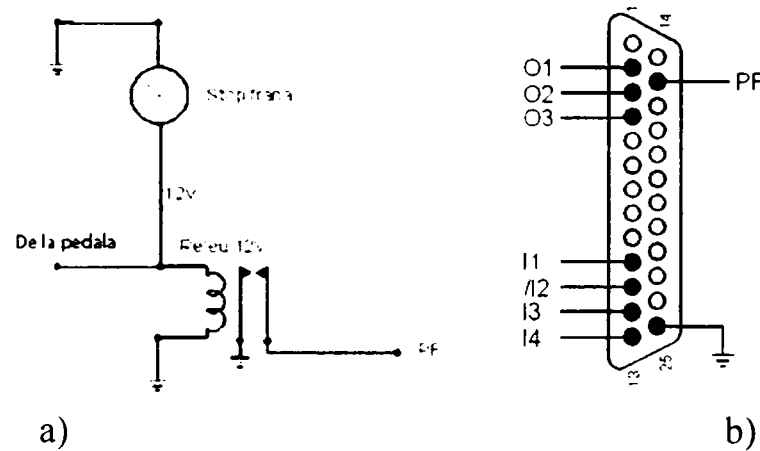


Fig.6.35.a) culegerea semnalului de la pedala de frână  
b) Repartizarea pinilor I/O pentru controlul ABS/A-ABS

În figura 6.36. este reprezentată schema de acționare a electrovalvelor de izolare și a electromagnetului A-ABS. Comanda tranzistoarelor se face din portul 378, prin biții de date D0-D2. Tranzistoarele sunt montate pe un radiator comun, cu folie izolatoare. De precizat că temperatura electromagnetului A-ABS rămâne în limite normale chiar și după efectuarea mai multor încercări succesive.

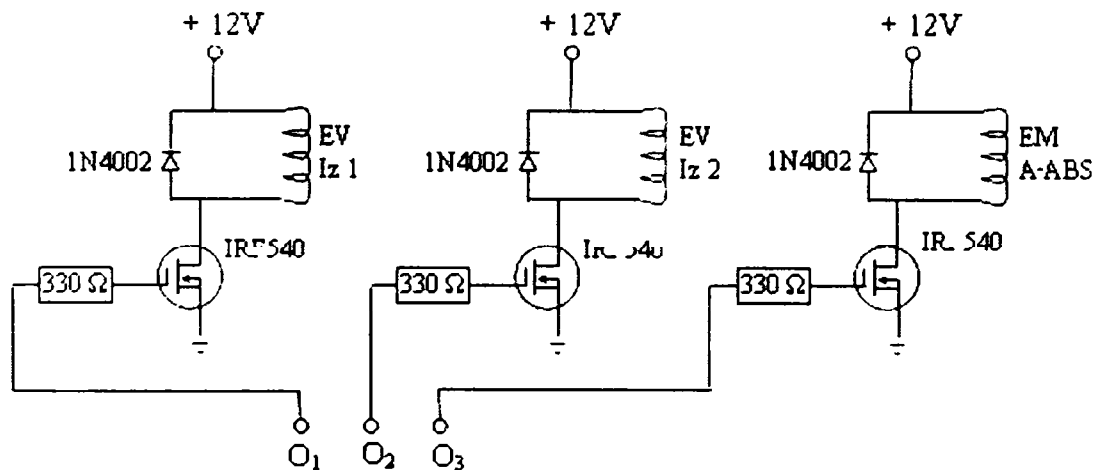


Fig. 6.36. Schema electrică a acționării electrovalvelor și a electromagnetului.

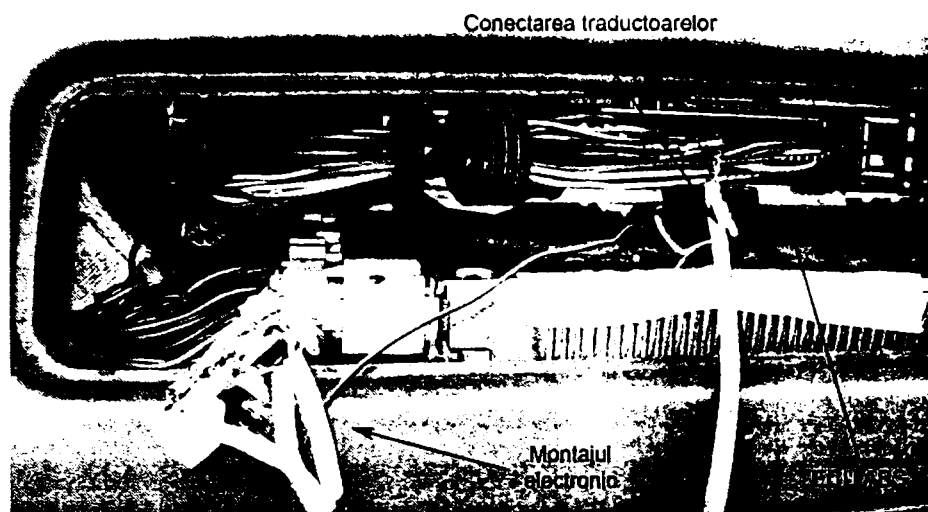


Fig. 6.37. Conectarea montajului electronic la ECU ABS.

Pentru teste s-a utilizat un calculator portabil Toshiba Portege 7020CT, având un procesor de 366MHz, 64MB RAM și care rulează MS Windows 98. Accesul la portul paralel a fost realizat tot cu driverul *io.dll* ca și în cazul standului pentru efectuarea încercărilor la scară. În figura 6.38. este prezentat un instantaneu din timpul încercărilor preliminare care au avut ca scop determinarea funcționării corecte a montajelor electronice și testarea preliminară a programului. Montajul electronic a fost montat de așa natură încât să poată rămâne în compartimentul calculatoarelor autoturismului (urmărind schema din anexa 9.3), permițând și montarea capacului ornamental, dar oferind acces la mufa DB25-F pentru legătura cu computerul portabil.

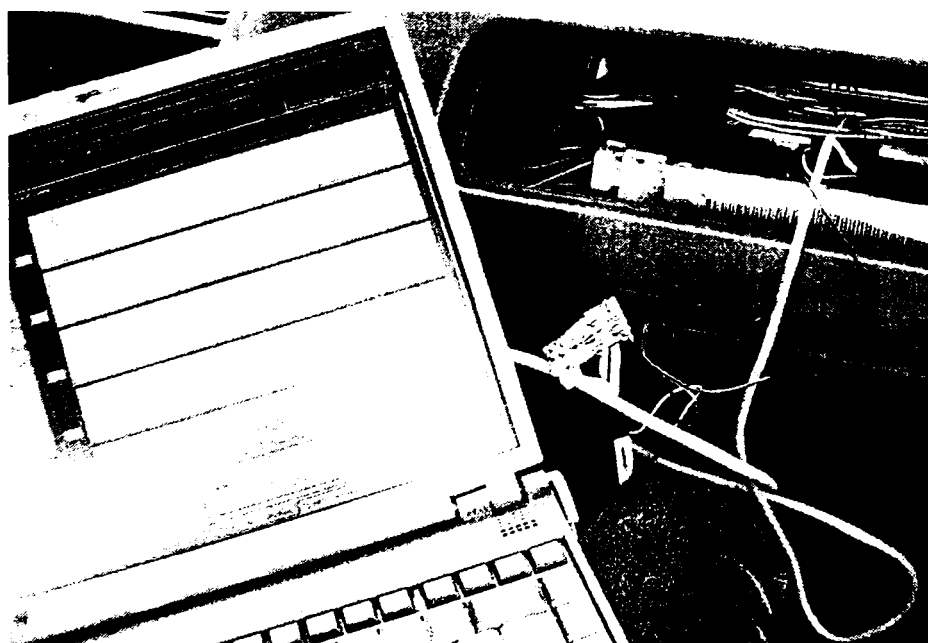


Fig. 6.38. Primele teste, pentru verificarea funcționării corecte a montajelor.

### 6.7.3. Componenta software

Programul pentru realizarea încercărilor pe autoturism a fost realizat tot în limbajul Visual Basic ca și în cazul standului de încercare la scară redusă, urmărind pe cât posibil algoritmul acestuia.

Funcționarea programului este următoarea: prin apăsarea butonului „Start Înregistrare” se începe monitorizarea vitezelor roților și afișarea acestor pe o perioadă de 10 secunde.

La expirarea acestui timp datele obținute se pot salva sub formă de date numerice sau direct sub formă de grafice, prin apăsarea unuia din cele două butoane destinate acestui scop.

Oprirea înainte de trecerea celor 10 secunde se poate face prin apăsarea butonului „Stop Înregistrare”.

Parametrii ce pot fi modificați înaintea începerii unei încercări sunt raza reală a roții care are valoarea implicită setată la 270mm, numărul de impulsuri pe rotație, cu valoare implicită 90 și baza de timp care are implicit valoarea de 126ms.

În cazul în care se dorește intervenția asupra modului de frânare se apasă butonul „Activare A-Abs” și se pornește o nouă înregistrare. De această dată, din momentul apăsării pedalei de frână viteza roții spate-stânga va fi comparată cu media celorlalte 3 roți (a fost aleasă această soluție datorită lipsei unui accelerometru pentru estimarea vitezei autoturismului).

În momentul sesizării decelerării bruște a roții SS se vor acționa cele două electrovalve de izolare în sensul blocării circuitului hidraulic spre pompa centrală și deschiderii circuitului spre pistonul A-abs. În același moment este acționat și EM de tracțiune în sensul contracarării creșterii bruște a presiunii în fața pistonului. În perioada imediat următoare coeficientul de umplere al semnalului de comandă al EM este redus la 70% și se realizează o nouă comparație a vitezei roții SS cu media celorlalte trei. Dacă aceasta nu se încadrează în domeniul prestabilit (alunecare relativă prea mare sau prea mică) coeficientul de umplere al semnalului de comandă este modificat corespunzător cu 10%.

Procesul se repetă atât timp cât automobilul se află în mișcare iar pedala de frână este apăsată.

Trebuie precizat că funcționarea normală a sistemului ABS clasic al autovehiculului nu este perturbată deoarece roțile spate sunt legate pe un traseu hidraulic comun din punctul de vedere al ABS iar reglarea se face după roata cu aderența cea mai slabă.

În figurile 6.39. și 6.40. sunt prezentate două procese de frânare. În primul caz sistemul ABS este dezactivat (mufa scoasă din ECU) iar A-abs este inactiv.

observându-se blocarea aproape simultană a tuturor celor patru roți. În cel de-al doilea caz este activ atât sistemul ABS clasic (pe roțile FD, FS și SD) cât și sistemul A-ABS. Din figură se observă rularea diferită a celor două roți spate, dovadă a faptului că A-ABS este activ și funcționează.

În figurile 6.41.A-D. este prezentat un alt caz de frânare combinată ABS+A-ABS. Se observă rularea diferită a celor două roți spate.

Trebuie precizat că încercările au fost efectuate pe drumuri uscate dar cu coeficienți de aderență scăzuți (drumuri pietruite și cu nisip, drumuri de țară din pământ bătătorit și praf).



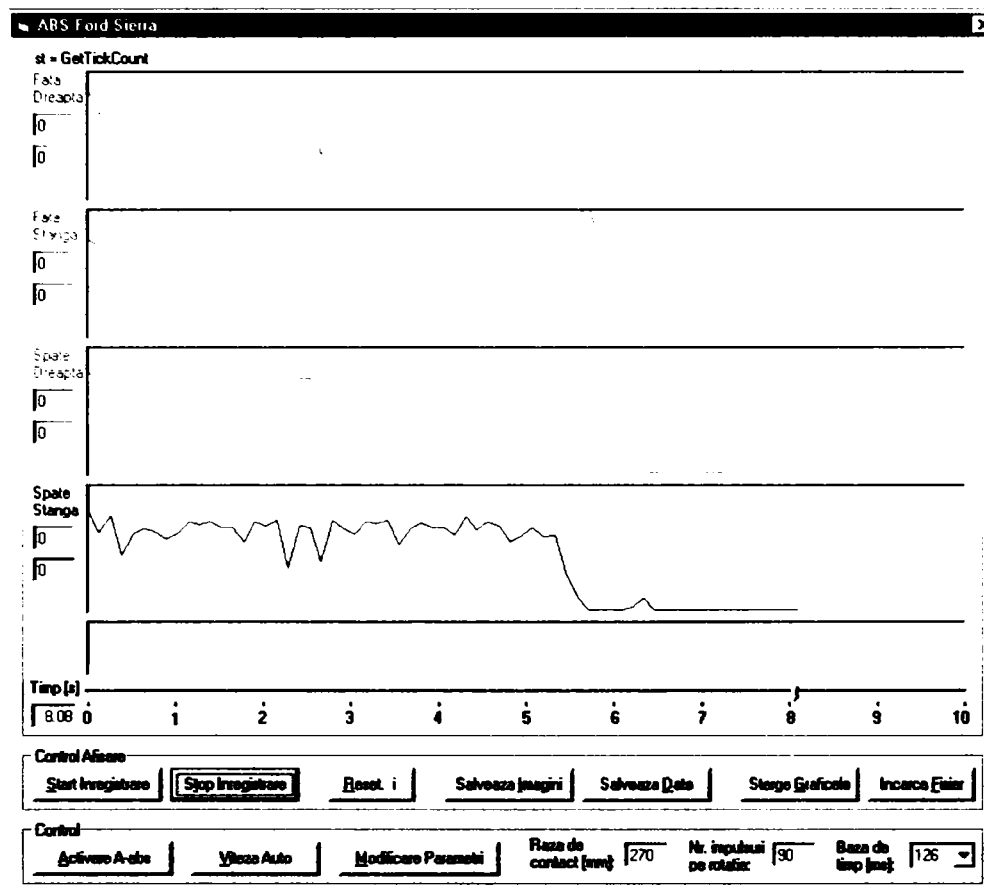


Fig. 6.39. Frânare cu blocarea roților, baza de timp 126ms.

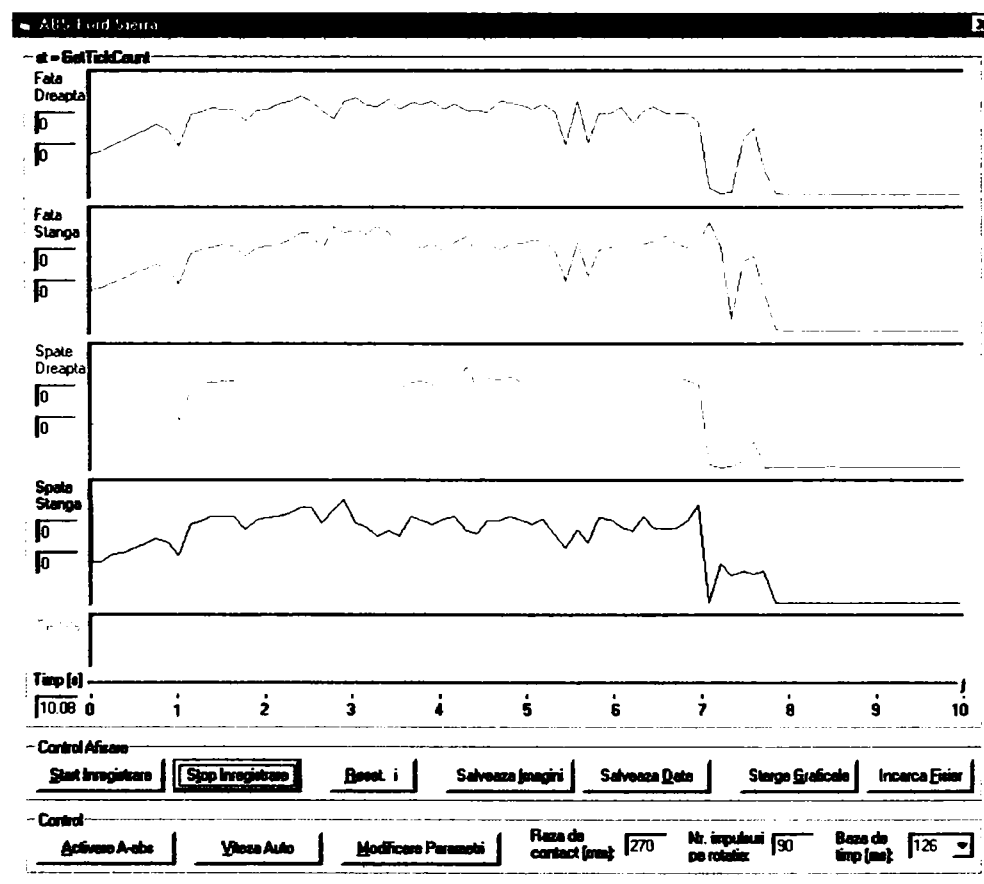


Fig. 6.40. Frânare cu A-ABS activ (stânga-spate), baza de timp 126ms.

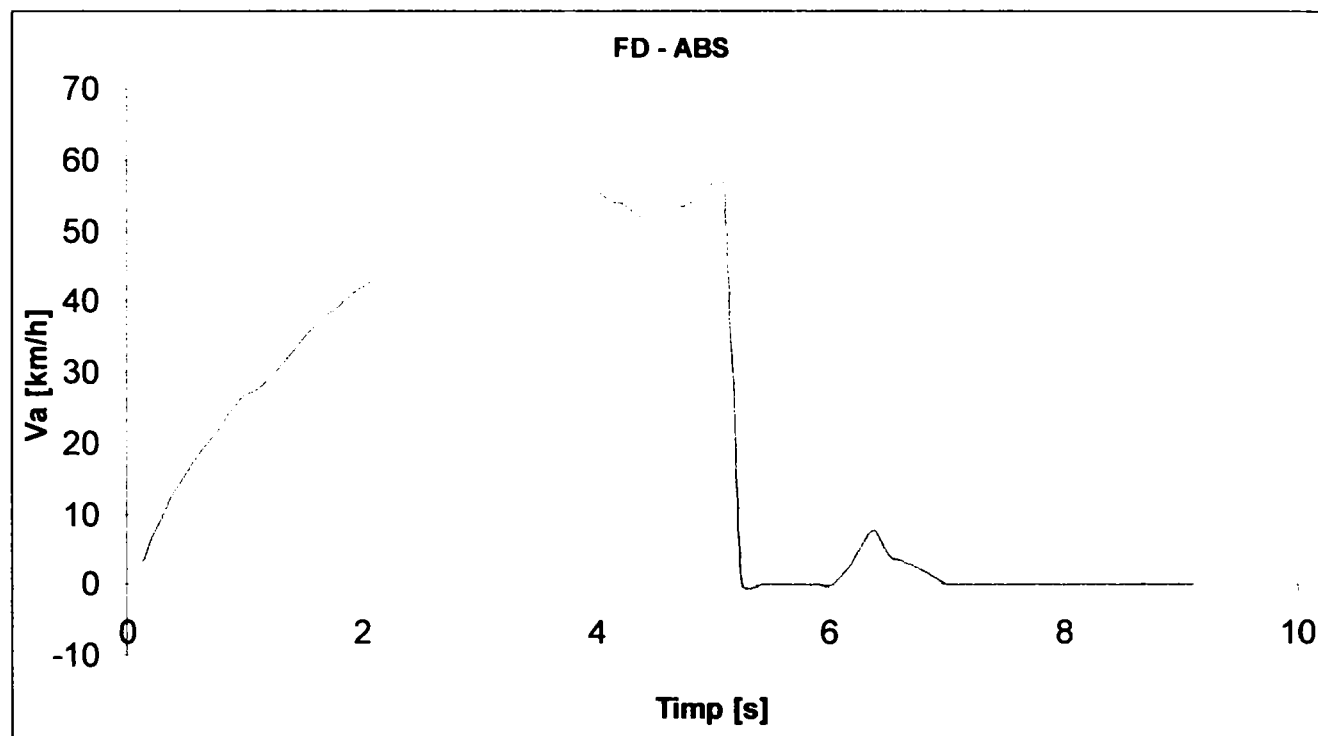


Fig. 6.41.A. Frânare cu ABS de la 60 km/h. Roata față-dreapta.

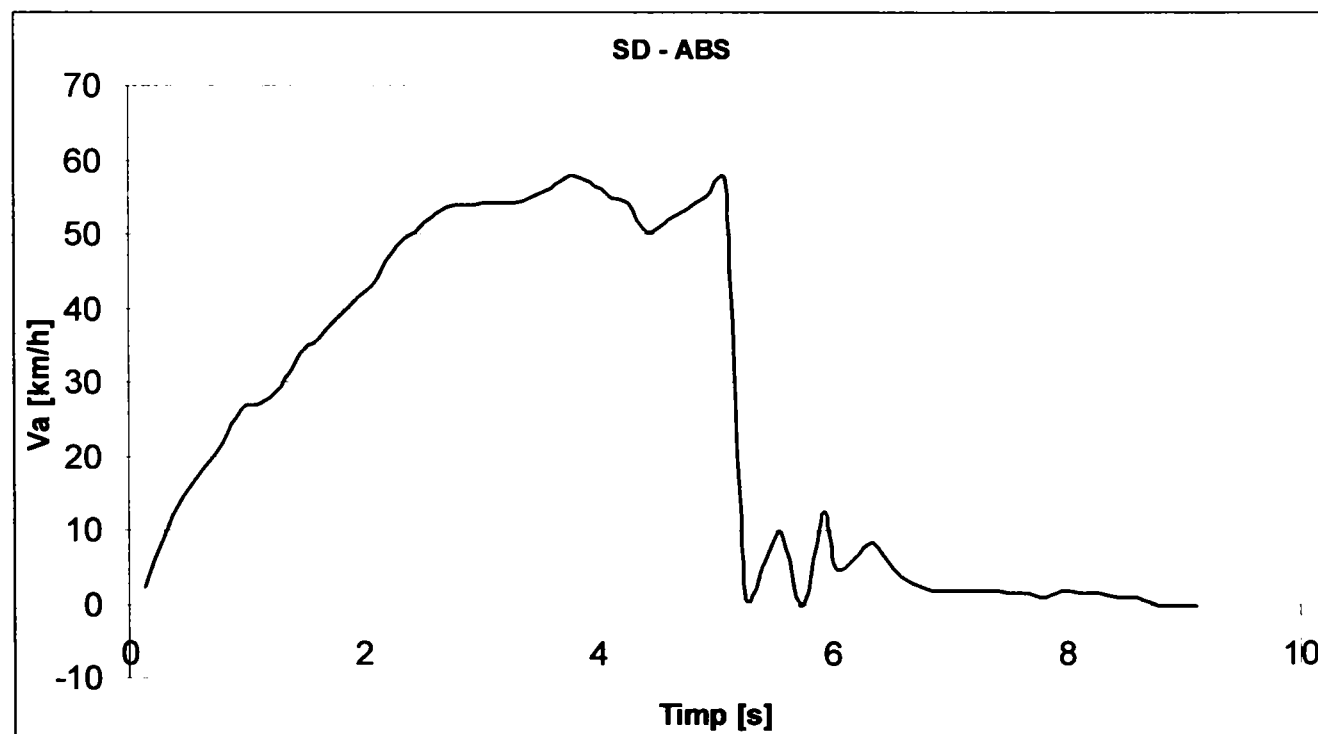


Fig. 6.41.B. Frânare cu ABS de la 60 km/h. Roata spate-dreapta.

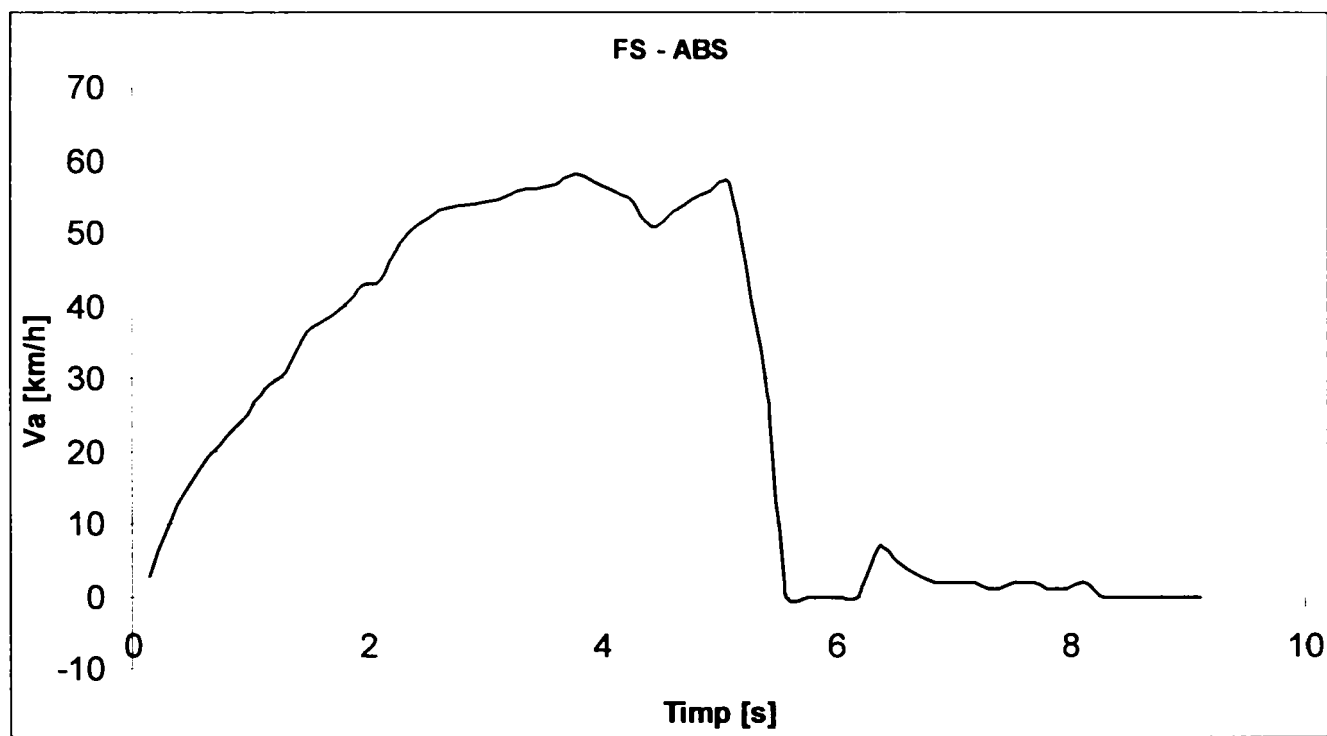


Fig. 6.41.C. Frânare cu ABS de la 60 km/h. Roata față-stânga.

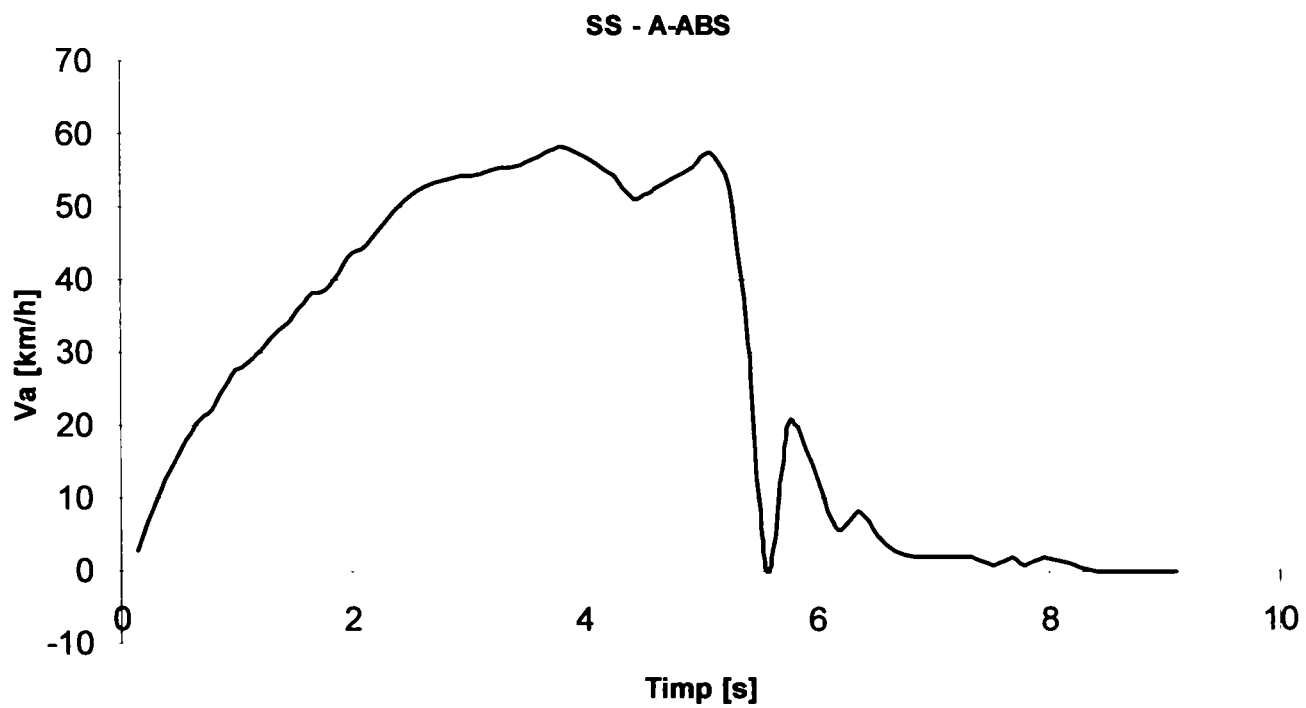


Fig. 6.41.D. Frânare cu A-ABS de la 60 km/h. Roata spate-stânga.

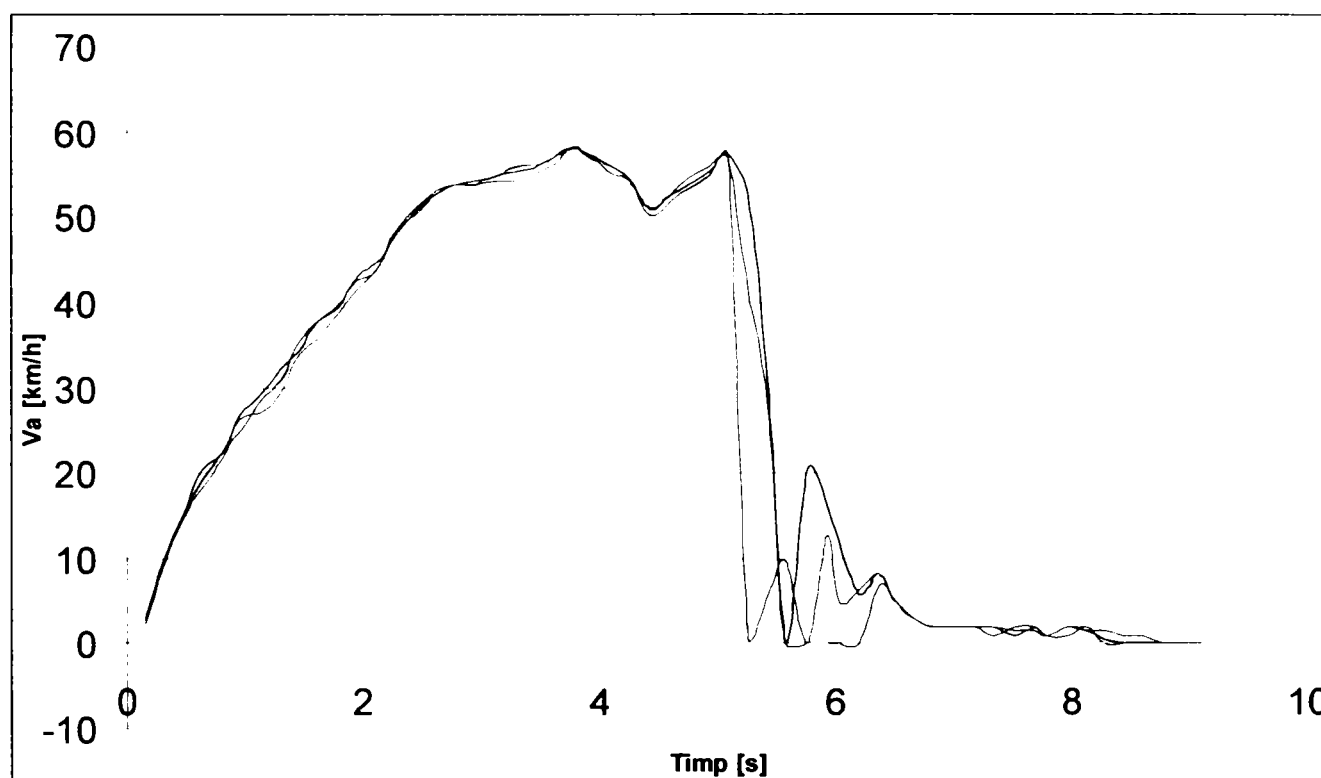


Fig. 6.42. Vitezele roților suprapuse. Culoarele sunt conforme cu fig. 6.41.A-D.

În figura 6.42 sunt reprezentate suprapus vitezele roților din cazul prezentat în figura 6.41.A-D. Se observă comportamentul similar la rulare și la frânare al roților față-stânga/spate-stânga și față-dreapta/spate-dreapta. Acest comportament se diferențiază în momentul intrării în funcție a ABS și a A-ABS.

#### 6.7.4. Concluzii preliminare

În urma încercărilor efectuate în mediu real se constată că sistemul de control adaptiv este viabil din punct de vedere tehnic, reușind reglarea aproximativă (din cauza utilizării celorlalte roți ca referință) a presiunii în etrier.

Datorită aspectelor de ordin tehnic, legal și al siguranței rutiere nu se poate circula pe drumurile publice cu un autoturism având în dotare un sistem de frânare cărui s-au adus modificări fără a fi omologat. Din cauza acestor aspecte se preferă efectuarea testelor comprehensive în condiții de laborator, fie pe standul de test la scară redusă (variantă care prezintă avantajul principal al posibilității simulării unor condiții de mediu foarte variate), fie pe un automobil dotat cu un sistem A-ABS construit sub supraveghere și omologat pentru probe.

## VII. CONCLUZII FINALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

### 7.1. Concluzii finale

Prin realizarea unei sinteze a aspectelor teoretice și practice prezentate în capitolele anterioare se poate desprinde o sumă de concluzii cu privire la posibilitățile de optimizare constructivă și funcțională a sistemelor de frânare asistată de tip ABS după cum urmează:

Sistemul de frânare prezintă o importanță majoră pentru toate vehiculele, acestuia trebuind să i se acorde o importanță deosebită începând din faza de concepție, trecând prin procesele de fabricație, asamblare și testare și terminând cu întreținerea corespunzătoare din partea utilizatorilor. Sistemele de frânare ale automobilelor de categorie mică și mijlocie (autoturisme în special) sunt de tipul cu acționară hidraulică, ridicând probleme de etanșări, controlul evacuării căldurii, preciziilor de prelucrare și utilizării lichidelor corespunzătoare.

Sistemul de frânare asistată de tip ABS reprezintă un pas înainte în sporirea siguranței circulației autovehiculelor, în esență prin prevenirea blocării roților în cazul frânării și pierderea stabilității și maniabilității automobilului respectiv. La ora actuală sistemele de frânare asistată sunt în marea lor majoritate electrohidraulice funcționând pe principiul urmării vitezelor roților și pulsării controlate a garniturilor de fricțiune ale frânelor în cazul apariției tendinței de blocare la una sau mai multe roți.

Din punct de vedere constructiv sistemele ABS urmează un tipic fiind formate (pe lângă sistemul clasic de frânare) din: blocul hidraulic care conține electrovalvele de refulare și izolare, supape de sens și de presiune, electropompa de înaltă presiune și acumulatorii pentru preluarea șocurilor hidraulice; traductoarele de viteză unghiulară care sunt compuse dintr-un inel dințat sau disc cu fante montat în butucul roților și un senzor inductiv care produce o tensiune alternativă la trecerea prin fața sa a fantelor sau proeminențelor discului respectiv inelului dințat; blocul electronic de control care are rolul de a calcula vitezele roților, de a lua decizii de comandă a blocului hidraulic și de a monitoriza și informa asupra bunei funcționări a sistemului sau asupra erorilor apărute.

Perspectivile utilizării sistemelor de frânare asistată prevăd o extindere atât cantitativă cât și ca arie de acoperire (referitor la clasele de vehicule) a lor datorită avantajelor pe care le prezintă, în special în situații de frânare extreme. Din punct de vedere tehnologic se urmărește migrarea spre comanda „by wire” prin suprimarea legăturilor mecanice dintre pedala de frână și pompa centrală; spre utilizarea sistemelor de frânare electrohidraulice (EHB) și electromecanice (EMB) datorită potențialelor avantaje în performanță pe care le prezintă. Deocamdată aceste sisteme

trebuie să își dovedească fiabilitatea care să fie cel puțin egală cu cea a sistemelor clasice, urmând ca, dacă acest pas va fi făcut să fie implementate în producții de serie.

Aspectele teoretice ale sistemelor de frânare asistată trebuie analizate având în vedere interdisciplinaritatea unei asemenea abordări, cunoașterea atât a aspectelor de ordin mecanic-tribologic cât și a celor de natură hidraulică și electrică, electronică și software fiind imperios necesară pentru a avea o privire corectă asupra ansamblului reprezentat de sistemul ABS.

Cunoașterea amănunțită a soluțiilor constructive și a modurilor de funcționare atât a elementelor individuale cât și a sistemelor ABS per ansamblu poate conduce la optimizări de natură constructivă și funcțională, prin imaginarea de soluții noi sau dezvoltarea respectiv modificarea celor existente.

Prin studierea în amănunt a soluțiilor existente la ora actuală pe plan mondial și a soluțiilor propuse de terți, precum și prin analiza comportamentului automobilelor în diferite condiții, rularea și frânarea pe suprafețe având natură și aspect variat, analiza comportamentului cu și fără dispozitive antiblocare, în cadrul acestei teze a fost emisă și analizată o idee privind posibilitatea teoretică de menținere a unei roți frânate în zona cu aderență maximă, prin reglarea continuă a momentului de frânare aplicat, respectiv a presiunii din etriere. Această idee s-a materializat în conceperea unei metode de reglare continuă, stabilirea unui algoritm de funcționare și căutarea unei posibilități de implementare practică, pe un sistem real, primind astfel denumirea de ABS Adaptiv sau A-ABS.

Prin compararea mai multor soluții tehnice posibile s-a decis în favoarea soluției de reglare a presiunii din etrier cu ajutorul unui pistonaj hidraulic acționat la rândul său de un electromagnet de tracțiune. Această soluție s-a impus datorită vitezei de acționare, gabariturii redus, comenzii electrice facile și a uzurilor reduse din sistem, în comparație cu celelalte soluții analizate.

S-a ales o metodă de determinare (estimare) a vitezei automobilului bazată pe prelucrarea semnalului generat de un accelerometru digital și compararea acestuia cu semnalul generat de traductoarele de viteză unghiulară ale roților. Reglarea presiunii de frânare se face în buclă închisă, de așa manieră încât alunecarea relativă a unei roți controlate în acest mod să fie întotdeauna în intervalul cu aderență maximă (15–30%), indiferent de natura și starea căii de rulare, a pneurilor sau a vitezei de deplasare.

Pentru confirmarea prezumțiilor teoretice a fost necesară construirea unui stand de încercări la scară redusă care prezintă o sumă de avantaje pentru încercări de laborator cu scopul definitivării soluției constructive.

În urma efectuării încercărilor pe stand s-a observat că soluția de reglare propusă este viabilă din punct de vedere practic și, mai mult decât atât, funcționarea în

regim A-ABS a standului aduce după sine scăderea timpului (și implicit a distanței) de oprire, fără a permite roții de test să se blocheze.

Încercările au fost efectuate în regim comparativ cu sistemul de frânare clasic și cu sistemul de frânare asistată tip ABS, cu scopul determinării diferențelor de comportament.

Confirmarea definitivă a soluției propuse a trebuit să fie făcută prin încercări ale sistemului în mediu real, pe un autoturism. Datorită imposibilității realizării practice a unui sistem complet pentru reglarea continuă a presiunii pe toate cele patru roți s-a optat pentru controlul uneia singure și analiza comparativă a comportamentului în timpul frânării.

În urma analizării datelor experimentale s-a concluzionat că se poate realiza reglarea continuă a presiunii în etrier în mediu real de funcționare, obținându-se păstrarea alunecării roții în limitele dorite. Datorită faptului că o singură roată a funcționat în regim A-ABS nu s-au putut trage concluzii asupra îmbunătățirii distanței de oprire față de sistemul ABS clasic.

Soluția propusă (A-ABS) are un potențial ridicat de utilizare nu doar ca sistem de frânare asistată ci și ca sistem de control al tracțiunii (prin conectarea cu ECU Motor), ca sistem de control al stabilității la viraje (prin adăugarea unui traductor de poziție al volanului), ca sistem de asistare la frânarea de urgență și ca sistem de asistare la plecarea din rampă (cu adăugarea rutinelor software corespunzătoare).

## 7.2. Contribuții originale

### 7.2.1. Contribuții teoretice

- analiza teoretică a sistemelor de frânare asistată tip ABS;
- prezentarea stadiului actual pe plan mondial în domeniul frânării asistate;
- expunerea posibilităților și perspectivelor sistemelor de frânare tip ABS;
- analiza comparativă a mai multor direcții posibile pentru dezvoltarea sistemelor ABS;
- sinteza construcției și funcționării sistemelor de frânare asistată din perspectiva posibilităților de optimizare.
- emiterea conceptului de ABS Adaptiv prin reglarea continuă a presiunii din etriere cu ajutorul unui electromagnet de tracțiune ce acționează asupra unui piston hidraulic;
- conceperea unui algoritm de funcționare pentru sistemul A-ABS;
- analiza soluțiilor constructive pretabile pentru acționarea A-ABS;
- expunerea posibilităților de realizare și extindere a funcționalității A-ABS;
- analiza rezultatelor încercărilor efectuate pe stand și în mediu real și emiterea concluziilor în ce privește modul de funcționare al A-ABS.

### 7.2.2. Contribuții practice

- prezentarea sintetică a istoriei și evoluției sistemelor ABS;
- proiectarea și construirea unui stand de încercare la scară redusă a sistemelor de frânare asistată;
- proiectarea și construirea blocului electronic de control și interfațare a standului cu un calculator PC;
- proiectarea și realizarea unui program pentru comanda standului de încercări la scară redusă;
- realizarea de încercări experimentale comparative a diferitelor moduri de frânare în regim asistat, utilizând standul de încercări;
- realizarea unui prototip A-ABS pentru controlul unei singure roți cu scopul efectuării încercărilor în mediu real, pe un autoturism;
- proiectarea și realizarea blocului electronic de control și interfațare a prototipului și a traductoarelor existente pe automobil cu un calculator PC;
- efectuarea de încercări experimental comparative a diferitelor moduri de frânare asistată în mediu real.



## VIII. BIBLIOGRAFIE

- [A1] AC Delco *AC Delco Product Line*; <http://www.ocwamerican.com>
- [A2] Analog Devices *ADXL202E Low-Cost 2g Dual Axis Accelerometer, Technical Datasheet*; <http://www.analog.com>
- [A3] Anwar Sohel, Visteon Corporation *Brake-Based Vehicle Traction Control Via Generalized Predictive Algorithm*; 2003 SAE World Congress Detroit, Michigan March 3-6, 2003, Paper Series 2003-01-0323
- [A4] ATE Brakes *ATE Brakes Product Line*; <http://www.ate-brakes.com>
- [A5] Atech Company *Atech Delco-Bosch Abs/Tcs System*; <http://www.atechtraining.com>
- [A6] Atmel Corporation *ATMega16 AVR Microcontroller, Technical Datasheet*; <http://www.atmel.com>
- [A7] Autodiagnos Company *Trouble-Shooting – ABS Teves MK II*; <http://www.autodiagnos.com>
- [B1] Bakker, E., Pacejka H. B., Lidner L. (1989) *A New Tire Model With Application In Vehicle Dynamics Studies*; SAE Paper No. 890087
- [B2] Bendix Automotive *Bendix Brakes Product Line*; <http://www.bendix.com>
- [B3] Bosch Automotive *Bosch Anti-Lock Brake System, History and Technical Informations*; <http://www.bosch.com/products>
- [B4] Buckholtz Kenneth R., Delphi Automotive Systems *Reference Input Wheel Slip Tracking Using Sliding Mode Control*; SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan March 4-7, 2002
- [B5] Bulback Fred *parmon, Parallel port monitor for Windows*; <http://www.geekhideout.com>
- [B6] Bulback Fred *io.dll, Parallel port driver for Windows*; <http://www.geekhideout.com>
- [C1] Canudas-De-Wit Carlos, E.A *Dynamic Friction Models For Road/Tire Interaction*; Vehicle System Dynamics, Draft Article, Laboratoire d'Automatique De Grenoble, 2002
- [C2] Canudas-De-Wit Carlos, E.A *Dynamic Friction Models For Road/Tire Longitudinal Interaction*; Vehicle System Dynamics Draft Article October 14, 2002
- [C3] Carley Software *Automotive ABS Software*; <http://www.carleysoftware.com>
- [C4] Carlist Company *Anti-Lock Brakes Information*; <http://www.carlist.com/mbzsl.html>
- [C5] Ciupe Valentin, Gligor Octavian *A Different Approach In The Control Methods For Automotive Anti Lock Brake Systems*; The 2nd International Conference on Robotics Timisoara & Resita 2004
- [C6] Ciupe Valentin, Maniu Inocentiu, Diaconu Aurel *Method of enhancing the control capabilities of an obsolete hydraulic robot used in didactical activities*; Revista Internationala Robotica & Management V10-2, iunie 2005 ISSN 1453-2609
- [C7] Ciupe Valentin, Maniu Inocentiu, Grigorescu Sanda *Internet based visualisation and control of a flexible modular production system*; 14th International Workshop on Robotics in Alpe-Adria-Danube Region Bucharest, 2005
- [C8] Continental Automotive Systems *Active Driving Safety – Hydraulic And Electronic Brake And Chassis Systems*; <http://www.contiteves.com>

- [C9] Continental Teves *Reduced Stopping Distance By Integration Of Vehicle Systems, Environmental Sensors And Driver Monitoring*; Advanced Engineering SAE International
- [C10] Continental Teves *Press News 1*; <http://www.conti-online.com>
- [C11] Continental Teves *Press News 2*; <http://www.conti-online.com>
- [C12] Continental Teves *Electronic Stability Program*; <http://www.conti-online.com/products>
- [C13] Continental Teves *Antilock Brake Systems*; <http://www.conti-online.com/products>
- [C14] Continental-Teves *Electronic Braking System*; <http://www.conti-online.com>
- [D1] d'Andra-Novel Brigitte, Pengov Marco *An Optimal Control Strategy For A Vehicule To Brake Stably Around A Corner*; IEEE Intelligent Vehicle Symposium June 17th 2002 – Versailles FRANCE
- [D2] Delanne Y., Schaefer G., E.A. *Vehicle Dynamics And Tyre Road Friction Performance Models*; 2nd International Colloquium On Vehicle Tyre Road Interaction Florence , February 23rd 2001
- [D3] Delphi Corporation *Press News 1*; <http://www.delphi.com/news>
- [D4] Delphi Corporation *Press News 2*; <http://www.delphi.com/news>
- [D5] Disc Brakes Australia *DBA Product Line*; <http://www.dba.com.au/tech>
- [E1] Edgar Julian *25 Years Of Automotive ABS*; Silicon Chip Online
- [E2] Eectch98 *Technical Notes On The EEC-IV Mcu*; <http://eectch98-intro.fm>
- [E3] Elm Electronics *Elm320 Obd (Pwm) To Rs232 Interpreter*; <http://www.elmelectronics.com>
- [E4] Eriksson Mikael *Friction And Contact Phenomena Of Disc Brakes Related To Squeal*; Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala 2000
- [F1] Faisal Al-Ghathian, Tarawneh M. M., Muafag S. *MOSFET H-Bridge Schematic & Theory Of Operation*; American Journal Of Applied Sciences 2 (3): 626-632, 2005 ISSN 1546-9239
- [F2] Forkenbrock Garrick, Flick Mark, E.A. *A Comprehensive Light Vehicle Antilock Brake System Test Track Performance Evaluation*; SAE Paper 1999-01-1287
- [F3] Frank Péter *Slip Control At Small Slip Values For Road Vehicle Brake Systems*; Periodica Polytechnica Ser. Mech. Eng. Vol. 44, No. 1, PP. 23–30 (2000)
- [F4] Frățilă Gheorghe, Mărculescu Gheorghe *Sistemele De Frânare Ale Autovehiculelor*; Ed. Tehnică, București, 1986
- [F5] Freescale Semiconductors *Control Design With Freescale*; <http://www.freescale.com>
- [G1] Ghiuruțan Traian Dan *Sistem De Frânare Cu Patru Circuite Cu Alunecarea Controlată A Roșilor*; OSIM, Brevet De Invenție Nr. 116720B
- [G2] Gligor Octavian *Structuri Mecatronice*; Ed. Politehnica, Timișoara, 2004
- [H1] Haynes Manuals *Ford Sierra Braking System*; Haynes Service Manual; <http://www.haynes.com>
- [H2] Haynes Manuals *Ford Sierra Wiring Diagram*; Haynes Service Manual; <http://www.haynes.com>

- [H3] **Hoseinnezhad Reza, Bab-Hadiashar Alireza, Harding Peter** *Fusion Of Brake Pedal Sensors In By-Wire Cars: A Fuzzy Logic Approach*; School Of Eng. And Science, Swinburne Univ. Of Technology, Victoria, Australia
- [H4] **How Stuff Works** *The Anti-Lock Brake System*; <http://www.howstuffworks.com>
- [H5] **Hydraulic Pump Repair** <http://www.bimmerwerkz.com/forum>
- [H6] **Hyperphysics** *Inductance of a Solenoid*; <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu>
- [H7] **Hyperphysics** *The Hysteresis Comparator*; <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu>
- [I1] **Intel MCU Developer Resources** *Fuzzy Logic in ABS Control*; <http://www.intel.com/developers/automotive/design/fuzzytech.html>
- [I2] **InterfaceBus Company** *Controller Area Network ISO 11898/11519*; <http://www.interfacebus.com>
- [I3] **IPTVT, Catedrele OMM, UEE** *Optimizarea Dimensionarii Electromagnetice a Cuplajelor si Franelor*; Contract Nr. 4731/1971 Lito IPTVT
- [J1] **Jacobsson Helena** *High Speed Disc Brake Judder - The Influence Of Passing Through Critical Speed*; Machine And Vehicle Design Chalmers University Of Technology
- [J2] **Jacobsson Helena** *Wheel Suspension Related Disc Brake Judder*; Proceedings Of DETC'97 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences, September 14-17, 1997, Sacramento, California
- [J3] **Jaime Martin, Nilesh Humbad, Steve Kansa** *Anti-Lock Brake System*; System Design Document; 1999
- [J4] **Johansen Tor A., Kalkkuhl Jens, E.A** *Hybrid Control Strategies In ABS*; Daimlerchrysler AG, Research And Technology
- [J5] **Johansen Tor A., Petersen Idar, E.A.** *Gain-Scheduled Wheel Slip Control In Automotive Brake Systems*; SINTEF Electronics And Cybernetics
- [J6] **Joines J.A., Barton R.R. E.A.** *Tire Model For Simulations Of Vehicle Motion On High And Low Friction Road Surfaces*; U.S. Army Engineer Research And Development Center, Proceedings Of The 2000 Winter Simulation Conference
- [K1] **Kragelski A.** *Friction, Wear, Lubrication*; Mir Publishers, Moskow 1981.
- [L1] **Lahue, Kalton C** *Automotive Brakes And Antilock Braking Systems*; West's Automotive Publications ISBN 0314028382, 1995
- [L2] **Lee Kwangjin, Delphi Automotive Systems** *Numerical Prediction Of Brake Fluid Temperature Rise During Braking And Heat Soaking*; International Congress And Exposition Detroit, Michigan March 1-4, 1999. Paper Series 1999-01-0483
- [L3] **Lee Yonggon, Zak Stanislaw H.** *Designing A Genetic Neural Fuzzy Antilock-Brake-System Controller*; IEEE Transactions On Evolutionary Computation, Vol. 6, No. 2, April 2002
- [L4] **Lennon William K., Passino Kevin M.** *Intelligent Control For Brake Systems*; IEEE Transactions On Control Systems Technology, Vol. 7, No. 2, March 1999
- [L5] **Liu Chia-Shang, Peng Huei** *Road Friction Coefficient Estimation For Vehicle Path Prediction*; Vehicle System Dynamics, Vol.25 Suppl., 1996, Pp.413-425

- [M1] **Maciuca Dragos B., Hedrick Karl** *Advanced Nonlinear Brake System Control For Vehicle Platooning*; Mechanical Engineering Department, University Of California At Berkeley
- [M2] **Maniu I., Dolga V.** *Sisteme De Acționare*; Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara, 2003
- [M3] **Maniu Inocentiu, Ciupe Valentin** *Program de simulare interactiva a functionarii echipamentelor hidraulice de comanda*; A 7-a Conferinta Internationala de Mecatronica si Mecanica Fina Bucuresti, COMEFIM 2004
- [M4] **Maslen Eric H., Knospe Carl L.** *Design of Thrust Actuators*; University of Virginia, <http://www.virginia.edu>
- [M5] **Mathworks, Simulink Examples** *Simulink ABS Model*; <http://www.mathworks.com/model/eedesign/abs-model.html>
- [M6] **Microsoft Developer Network** *Visual Basic Programming*; [http://www.microsoft.com/msdn/visual\\_basic/programming.html](http://www.microsoft.com/msdn/visual_basic/programming.html)
- [M7] **Moog Inc. Industrial Controls Division** *Electrohydraulic Valves... A Tehnical Look*; <http://www.servovalve.com>
- [M8] **Motion Control, Inc.** *Motion Control Product Line*; <http://www.motion-control.com>
- [M9] **Motorola Microcontrollers** *Automotive Applications With 16 Bit, 20mhz Microcontrollers*; <http://www.motorola.com>
- [N1] **National Semiconductor** *LM317 Adjustable Regulator, Technical Datasheet*; <http://www.national.com>
- [N2] **National Semiconductor** *LM324 LowPower Quad Operational Amplifier, Technical Datasheet*; <http://www.national.com>
- [N3] **Negoită C. Ș.A.** *Automobilul*; Ed. Tehnică, București, 1968.
- [N4] **Nosro Homepage** *ABS FAQs*; <http://www.geocities.com/nosro>
- [O1] **O'Dea Kevin, Delphi Corporation** *Anti-Lock Braking Performance And Hydraulic Brake Pressure Estimation*; 2005 SAE World Congress Detroit, Michigan April 11-14, 2005
- [P1] **Peacock Craig** *Interfacing The Standard Parallel Port*; <http://www.senet.com.au/cpeacock>
- [P2] **Petersen Idar, Johansen Tor A.** *Wheel Slip Control Using Gain-Scheduled Approach*; Analysis And Experimental Results
- [P3] **PNI Corporation** *Pni Magneto-Inductive Sensor*; <http://www.pnicorp.com>
- [P4] **Popa Mircea** *Sisteme Cu Microcontrolere Orientate Pe Aplicații*; Ed. Politehnica, Timișoara, 2003
- [R1] **Raza H., Xu Z., E.A.** *Modeling And Control Design For A Computer Controlled Brake System*; UCB-ITS-PRR-95-37 California PATH Research Report
- [R2] **Renault – Manual Service** *Formation Electromecanique*; Paris, 2001
- [R3] **Roschke Thomas** *Design of Electromagnetic Actuators*; Dresden University of Technology Institute of Precision Engineering

- [S1] **SAE Technical Paper** *Variable Rate Feel Pedal Emulator*  
1999-01-0481
- [S2] **Sayers Michael W.,  
Dongsuk Han** *A Generic Multibody Vehicle Model For Simulating Handling And Braking*; Journal Vehicle System Dynamics, 1996
- [S3] **ScanTool Company** *OBD-II J1850 PWM To RS-232 Interface*; <http://www.scantool.net>
- [S4] **Semmler S. E.A.** *Estimation Of Vehicle Velocity using brake-by-wire actuators*; IFAC 2002, 15th Triennial World Congress, Barcelona, Spain
- [S5] **SGS Thomson** *IRF540 STRipFET II Power Mosfet, Technical Datasheet*; <http://www.st.com>
- [S6] **Sikand Shiv, Fox  
John, Hirsch Rich** *Debugging The Milano/75 ABS System*;  
<http://www.geocities.com/motorcity/downs/3837/absdebug.html>
- [S7] **Solyom Stefan** *Synthesis Of A ModelBased Tire Slip Controller*; Licentiate Thesis, Department Of Automatic Control, Lund Institute Of Technology, 2002 ISRN LUTFD2TFRT3228SE
- [S8] **Solyom Stefan,  
Rantzer Anders,  
Kalkkuhl Jens** *A Benchmark For Control Of Antilock Braking Systems*; Department Of Automatic Control, Lund Institute Of Technology, 2001
- [T1] **Texas Instruments  
Semiconductors** *Tpic46102, 6-Channel Serial And Parallel Low-Side Pre-Fet Driver*; <http://www.ti.com>
- [T2] **Texas Instruments  
Technical Notes** *Automotive Anti-Lock Brake System Control Using Power Control Devices*;  
<http://www.ti.com>
- [T3] **Thepra Air Systems** *Thepra Air Systems Product Line*; <http://www.thepra-airsystems.com>
- [U1] **Ulsoy, A.G., Peng, H.** *Vehicle Control Systems*; ME568-8.1 Lecture Notes, 1997
- [U2] **Umeno Takaji** *Estimation Of Tire-Road Friction By Tire Rotational Vibration Model*; R&D Review Of Toyota CRDL Vol. 37 No. 3
- [U3] **URSU Ioan, URSU  
Felicia** *A Fuzzy Logic Control Synthesis For An Airplane Antilock-Braking System*; Proceedings Of The Romanian Academy, Series A, Of The Romanian Academy Vol. 5, No. 2/2004
- [V1] **Vehicle Brakes  
Information** <http://www.automotiveforums.com/vbulletin>
- [V2] **Visual Basic  
Resources** <http://www.vb-online.com/programming.html>
- [V3] **Volpe National  
Transportation  
Systems Center** *Evaluation Of The Intelligent Cruise Control System Volume I – Study Results*; The National Technical Information Service, Springfield-Virginia, Final Report, October 1999
- [Y1] **Yaskawa Electric** *Minertia Motor, Type J02 Specifications*; <http://www.yaskawa.co.jp>
- [Y2] **Yi Jingang, Alvarez  
Luis** *Adaptive Emergency Braking Control With Observer-Based Dynamic Tire/Road Friction Model And Underestimation Of Friction Coefficient*; Department Of Mechanical Engineering, University Of California, Berkeley
- [Y3] **Yi Jingang, Alvarez  
Luis, Horowitz  
Roberto** *Adaptive Emergency Braking Control With Underestimation Of Friction Coefficient*; IEEE Transactions On Control Systems Technology, Vol. 10, No. 3, May 2002 381

## IX. ANEXE

### 9.1. Secvențe din programul pentru citirea traductoarelor de viteză

```
Dim imp_fs, imp_fd, imp_ss, imp_sd, imp_rot, raz_rot, b_tmp, i, p_fr As Integer
Dim vr_fs(1002), vr_fd(1002), vr_ss(1002), vr_sd(1002), va(1002), st As Double
Dim gata As Boolean
Dim fname, pn_fs, pn_fd, pn_ss, pn_sd, pn_fr, f_inc As String
```

```
Private Sub Command1_Click()
Timer1.Enabled = True
```

```
Do
i = 0
```

```
For k = 0 To 3
Picture1(k).Cls
Next
```

```
Picture2.Cls
For m = 0 To 3
Picture1(m).CurrentX = 0
Picture1(m).CurrentY = 0
```

```
Next m
Picture2.CurrentX = 0
Picture2.CurrentY = 0
Slider1.Value = 0
```

```
gata = False
PortOut 888, 0
PortOut 889, 127
PortOut 890, 236
```

```
st = GetTickCount
Do
DoEvents
```

```
If GetPortBit(888, 0) = False And fs = True Then
fs = False
imp_fs = imp_fs + 1
End If
If GetPortBit(888, 0) = True And fs = False Then
fs = True
imp_fs = imp_fs + 1
End If
```

```
If GetPortBit(888, 1) = False And fd = True Then
fd = False
imp_fd = imp_fd + 1
End If
If GetPortBit(888, 1) = True And fd = False Then
fd = True
imp_fd = imp_fd + 1
End If
```

```
If GetPortBit(888, 2) = False And ss = True Then
ss = False
imp_ss = imp_ss + 1
```

```

End If
If GetPortBit(888, 2) = True And ss = False Then
    ss = True
    imp_ss = imp_ss + 1
End If

If GetPortBit(888, 3) = False And sd = True Then
    sd = False
    imp_sd = imp_sd + 1
End If
If GetPortBit(888, 3) = True And sd = False Then
    sd = True
    imp_sd = imp_sd + 1
End If

Text1.Text = imp_fs
Text2.Text = imp_fd
Text3.Text = imp_ss
Text4.Text = imp_sd

If GetPortBit(889, 4) = True Then
    p_fr = 1
Else
    p_fr = 0
End If

If i >= (10000 / (Timer1.Interval + 14)) Then
    Exit Do
End If

Loop While (gata = False) Or (i <= (10000 / (Timer1.Interval + 14)))

'Timer1.Enabled = False
PortOut 890, 204
PortOut 889, 127
PortOut 888, 0

Loop While gata = False

End Sub

Private Sub Command2_Click()
    gata = True
    Timer1.Enabled = False
End Sub

Private Sub Command3_Click()
    pn_fs = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & "_fs.bmp"
    pn_fd = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & "_fd.bmp"
    pn_ss = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & "_ss.bmp"
    pn_sd = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & "_sd.bmp"
    pn_fr = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & "_fr.bmp"

    SavePicture Picture1(0).Image, pn_fs
    SavePicture Picture1(1).Image, pn_fd
    SavePicture Picture1(2).Image, pn_ss
    SavePicture Picture1(3).Image, pn_sd

```

```
SavePicture Picture2.Image, pn_fr
```

```
MsgBox "Graficele au fost salvate in fisierele" & vbCrLf & pn_fs & vbCrLf & pn_fd & vbCrLf & pn_ss & vbCrLf & pn_sd & vbCrLf & pn_fr, vbInformation, "Salvare grafice"
End Sub
```

```
Private Sub Command4_Click()
fname = "c:\\" & Format(Date, "ddmmyy") & "_" & Format(Time, "hhnnss") & ".txt"
```

```
Open fname For Output As #1
For k = 0 To i
Print #1, Round(i * b_tmp / 1000, 2), Round(vr_fs(i), 3), Round(vr_fd(i), 3), Round(vr_ss(i), 3), Round(vr_sd(i), 3), Round(va(i), 3), p_fr
Next
Close #1
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Command5_Click()
For k = 0 To 3
Picture1(k).Cls
Next
Picture2.Cls
Slider1.Value = 0
End Sub
```

```
Private Sub Command9_Click()
imp_rot = Val(Text5.Text)
raz_rot = 270
Timer1.Interval = Val(Combo1.Text - 15)
b_tmp = (Val(Combo1.Text)) / 1000
Timer1.Enabled = False
End Sub
```

```
Private Sub Form_Load()
raz_rot = 270
imp_rot = Val(Text5.Text)
Timer1.Interval = Val(Combo1.Text - 15)
b_tmp = (Val(Combo1.Text)) / 1000
Timer1.Enabled = False
End Sub
```

```
Private Sub Form_Unload(Cancel As Integer)
End
End Sub
```

```
Private Sub Timer1_Timer()
If i <= 10000 / (Timer1.Interval + 14) Then
```

```
vr_fs(i) = (2 * 3.14 * raz_rot * imp_fs * 3.6) / (1000 * imp_rot * b_tmp)
vr_fd(i) = (2 * 3.14 * raz_rot * imp_fd * 3.6) / (1000 * imp_rot * b_tmp)
vr_ss(i) = (2 * 3.14 * raz_rot * imp_ss * 3.6) / (1000 * imp_rot * b_tmp)
vr_sd(i) = (2 * 3.14 * raz_rot * imp_sd * 3.6) / (1000 * imp_rot * b_tmp)
va(i) = (vr_fs(i) + vr_fd(i) + vr_ss(i) + vr_sd(i)) / 4
```

```
Text8.Text = vr_fs(i)
Text9.Text = vr_fd(i)
Text10.Text = vr_ss(i)
```



```

Text11.Text = vr_sd(i)

Picture1(0).Line -(1000 * i * b_tmp, 1400 - vr_fs(i) * 20), &HFF&
Picture1(1).Line -(1000 * i * b_tmp, 1400 - vr_fd(i) * 20), &HFFFF00
Picture1(2).Line -(1000 * i * b_tmp, 1400 - vr_ss(i) * 20), &HFF00FF
Picture1(3).Line -(1000 * i * b_tmp, 1400 - vr_sd(i) * 20), &HFF0000
Picture2.Line -(1000 * i * b_tmp, 600 - (p_fr * 300 + 150)), &H80FF&
Form4.Label1.Caption = Round(va(i), 3)

If i > 0 Then Slider1.Value = Slider1.Value + b_tmp * 1000

imp_fs = 0
imp_fd = 0
imp_ss = 0
imp_sd = 0

i = i - 1
Text7.Text = Round((GetTickCount - st) / 1000, 2)
Else
Timer1.Enabled = False
End If
End Sub

```

## 9.2. Secvențe din programul pentru standul de încercări

```

Dim irq_pwm, irq_abs, irq_wdt, gata, ss, rt, start As Boolean
Dim imp_r, imp_c, b_tmp, i As Integer
Dim vit_r(3000), vit_c(3000), tmp_t(3000), st, arel(3000) As Double
Dim ident, coment As String

```

```

Private Sub abs_off_Timer()
SetPortBit 888, 1
abs_off.Enabled = False
abs_on.Enabled = True
End Sub

```

```

Private Sub abs_on_Timer()
ClrPortBit 888, 1
abs_off.Enabled = True
abs_on.Enabled = False
End Sub

```

```

Private Sub Command1_Click()
'OPRIRE INERTIALA

```

```

ident = "Oprire Inertiala"
Text2.Text = ""
Picture1(0).CurrentX = 0
Picture1(0).CurrentY = 0
Picture1(0).Cls
Picture1(1).CurrentX = 0
Picture1(1).CurrentY = 0
Picture1(1).Cls

```

```

Slider1.Value = 0

```

```
start = False
Label9.Visible = True
SetPortBit 888, 2
Timer2.Interval = Val(Combo6.Text) * 1000
Timer2.Enabled = True
Do
DoEvents
Loop While start = False
Label9.Visible = False

i = 0
Timer1.Enabled = True
SetPortBit 888, 3
ClrPortBit 888, 2
gata = False

st = GetTickCount
Do
DoEvents
If GetPortBit(889, 4) = False And rt = True Then
    rt = False
    imp_r = imp_r + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If
If GetPortBit(889, 4) = True And rt = False Then
    rt = True
    imp_r = imp_r + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If

If GetPortBit(889, 5) = False And ss = True Then
    ss = False
    imp_c = imp_c + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If
If GetPortBit(889, 5) = True And ss = False Then
    ss = True
    imp_c = imp_c + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If

Text1.Text = imp_r
Text3.Text = imp_c
SetPortBit 888, 3
ClrPortBit 888, 2

If i >= (3000 / (b_tmp + 14)) Then
    Exit Do
End If

Loop While (gata = False) Or (i <= 3000 / (b_tmp + 14))

PortOut 888, 0
End Sub
```

```
Private Sub Command2_Click()
'FRANARE CU BLOCARE

ident = "Franare cu Blocare"
Text2.Text = ""
Picture1(0).CurrentX = 0
Picture1(0).CurrentY = 0
Picture1(0).Cls
Picture1(1).CurrentX = 0
Picture1(1).CurrentY = 0
Picture1(1).Cls

Slider1.Value = 0

start = False
Label9.Visible = True
SetPortBit 888, 2
Timer2.Interval = Val(Combo6.Text) * 1000
Timer2.Enabled = True
Do
DoEvents
Loop While start = False
Label9.Visible = False

i = 0
Timer1.Enabled = True
SetPortBit 888, 3
ClrPortBit 888, 2
gata = False

st = GetTickCount

'FRANA!
SetPortBit 888, 1

Do
DoEvents
If GetPortBit(889, 4) = False And rt = True Then
    rt = False
    imp_r = imp_r + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If
If GetPortBit(889, 4) = True And rt = False Then
    rt = True
    imp_r = imp_r + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If

If GetPortBit(889, 5) = False And ss = True Then
    ss = False
    imp_c = imp_c + 1
    SetPortBit 888, 3
    ClrPortBit 888, 2
End If
If GetPortBit(889, 5) = True And ss = False Then
```

```

        ss = True
        imp_c = imp_c + 1
        SetPortBit 888, 3
        ClrPortBit 888, 2
    End If

    Text1.Text = imp_r
    Text3.Text = imp_c
    ClrPortBit 888, 2

    If i >= (3000 / (b_tmp + 14)) Then
        Exit Do
    End If

    Loop While (gata = False) Or (i <= 3000 / (b_tmp + 14))

    PortOut 888, 0

End Sub

Private Sub Form_Load()
    PortOut 888, 0
    b_tmp = Val(Combo1.Text)
    Timer1.Interval = b_tmp - 15
    Timer2.Interval = Val(Combo6.Text) * 1000
    Timer1.Enabled = False
    Timer2.Enabled = False
    abs_on.Enabled = False
    abs_off.Enabled = False
    Sleep 200
    PortOut 888, 0
End Sub

Private Sub Text5_Change()
    coment = Text5.Text
End Sub

Private Sub Text5_Click()
    Text5.Text = ""
    Text5.SetFocus
End Sub

Private Sub Timer1_Timer()
    If i <= 3000 / (Timer1.Interval + 14) Then

        ClrPortBit 888, 2

        vit_r(i) = (2 * 3.14 * 66 * imp_r) / (90 * b_tmp)
        vit_c(i) = (2 * 3.14 * 66 * imp_c) / (90 * b_tmp)

        Picture1(0).Line -(b_tmp * i * 3.33, 1400 - vit_c(i) * 230), &HFF0000
        Picture1(1).Line -(b_tmp * i * 3.33, 1400 - vit_r(i) * 230), &HFF&

        If i > 0 Then Slider1.Value = Slider1.Value + b_tmp * 3.33

        Text4.Text = Round((GetTickCount - st) / 1000, 2)
        tmp_t(i) = Val(Text4.Text)
    End If
End Sub

```

```
'arel(i) = ((vit_c(i) - vit_r(i)) / (vit_c(i) + 0.001)) * 100
```

```
Text2.Text = Text2.Text & tmp_t(i) & vbTab & Round(vit_c(i), 3) & vbTab & Round(vit_r(i), 3) & vbCrLf  
'vbTab & Round(arel(i) + 0.01, 2) & vbCrLf
```

```
'ABS
```

```
If irq_abs = True Then  
  If vit_r(i) < vit_c(i) * 0.5 Then  
    Text6.Text = "ABS"  
    ClrPortBit 888, 1  
    abs_off.Enabled = True  
    irq_abs = False  
  End If  
End If
```

```
'A-ABS
```

```
If irq_pwm = True Then  
  If (vit_r(i) <= vit_c(i) * 0.1) And (irq_wdt = True) Then  
    ClrPortBit 888, 1  
    pwm_on.Interval = 1  
    pwm_off.Interval = 9  
    pwm_off.Enabled = True  
  
    irq_wdt = False  
  End If
```

```
Else  
  Timer1.Enabled = False  
  gata = True  
End If
```

```
End Sub
```

```
Private Sub Form_Unload(Cancel As Integer)  
End  
End Sub
```

```
Private Sub Timer2_Timer()  
Timer2.Enabled = False  
ClrPortBit 888, 2  
start = True  
End Sub
```



### 9.4. Arhitectura microcontrolerului Atmel ATmega16 [A6]

