

Electronică pentru Automobile

Prelegerea nr. 7 CONTROLUL FRÂNĂRII



INTRODUCERE

În acest capitol se descrie frânarea vehiculelor, examinând la început elementele fundamentale ale frânării ce includ interfața anvelopă-drum, dinamica vehiculului, componentele sistemului convențional de frânare, dezvoltarea spre obiectivele sistemelor antiblocare, componente, considerații de siguranță, logica de control și testare.

Sunt analizate funcționarea diferitelor părți ale sistemului și se fac referiri concrete la soluții și la rezultatele unor teste.

Pentru simplitate și datorită aplicabilității la majoritatea automobilelor, vor fi discutate în exclusivitate sistemele de frânare hidraulice așa cum sunt folosite pe vehicule cu două axe.

Acest tip de sistem de frânare se folosește la autoturisme, vehicule comerciale ușoare și în America de Nord pe camioane medii.



ELEMENTE FUNDAMENTALE ALE FRÂNĂRII VEHICULELOR

Pentru a înțelege tehnologia asociată cu frânele automobilelor moderne este esențială cunoașterea interfeței anvelopă-drum, dinamica vehiculului în timpul frânării și componentele unui sistem de frânare. Acest capitol discută aceste sisteme la nivel de principiu.



Interfața anvelopă-drum

Forța de frânare generată la fiecare roată a unui vehicul pe timpul unei manevre de frânare este o funcție de forța normală pe roată și de coeficientul de frânare între anvelopă și drum.

Relația simplificată între greutatea pe o roată și forța de frecare (frânare) rezultantă este prezentată în ecuația (7.1):

$$F_x = \mu G_{roata} \quad (7.1)$$

unde:

- F_x – forța de frecare după direcția x ;
- μ – coeficientul de frecare anvelopă-drum;
- G_{roata} – greutatea dinamică și statică pe roată.

Coeficientul de frecare anvelopă-drum nu este constant, ci este o funcție de mai mulți factori, cei mai importanți fiind tipul de suprafață a drumului și alunecarea longitudinală relativă între anvelopă și drum.



În figura 7.1 se prezintă curbe generale care fac legătura între coeficientul de frânare și alunecarea roții pe diferite suprafețe. Din această figură și din ecuația (7.1) sunt evidente următoarele observații:

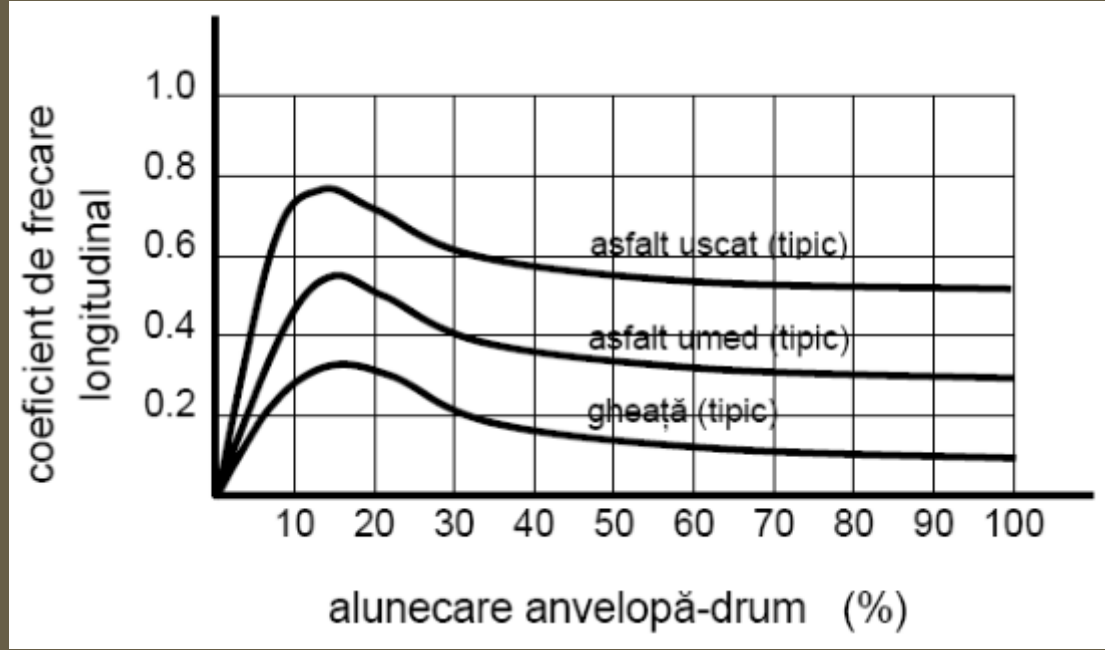
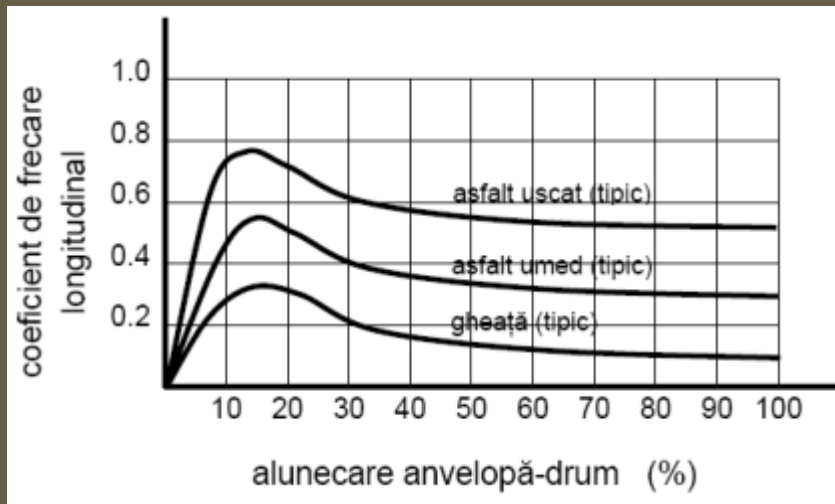


Figura 7.1

Generarea forțelor de frecare depinde de alunecarea roților.

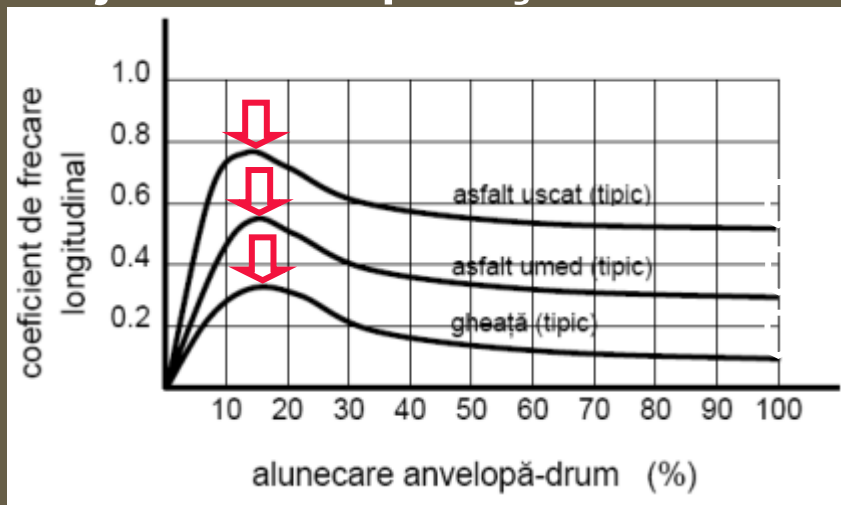
Dacă o anvelopă se rotește cu aceeași viteză tangențială ca și suprafața drumului, nu există nici o forță longitudinală (frânare). Această relație este fundamentală în înțelegerea frânării și nu este ușor de observat.



Alunecarea roții, în afară de cea în jurul lui 100% (roată fără viteză de rotație), este dificil de a fi observată fără a se folosi instrumentație.

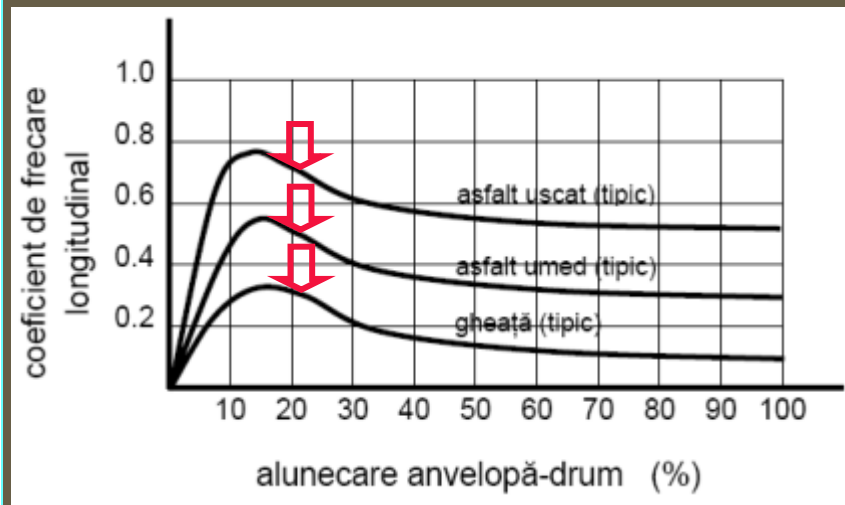
Forța de frecare de vârf (frânare) are loc în condițiile unei alunecări relativ mici.

Aceasta arată că o aplicare violentă a frânelor ce va determina o alunecare tipică de 100% nu va produce cea mai mare forță de frânare în timp ce o forță de frânare controlată, modulată regulat, aplicată de un conducător priceput sau de un control antiblocare va avea tendința de a produce opriri mai scurte pe majoritatea suprafețelor.



Forța de frecare (frânare) generată variază mult cu starea și tipul suprafeței drumului.

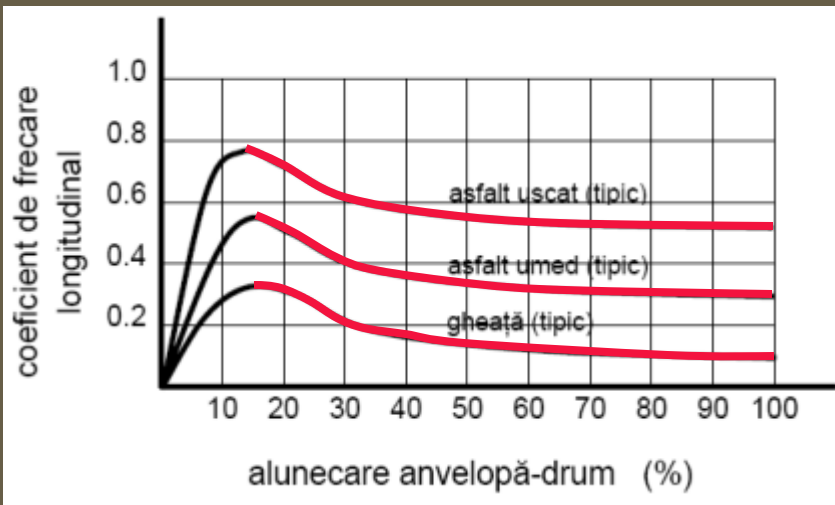
Rezultatul acestei dependențe este evident atât pentru conducători cât și pentru pasageri, în termenii distanței de oprire și decelerare dacă se compară asfaltul uscat cu gheața.



În mod tipic, dincolo de vârful coeficientului de frânare ce se poate obține pe o suprafață de drum dată, panta curbei devine negativă.

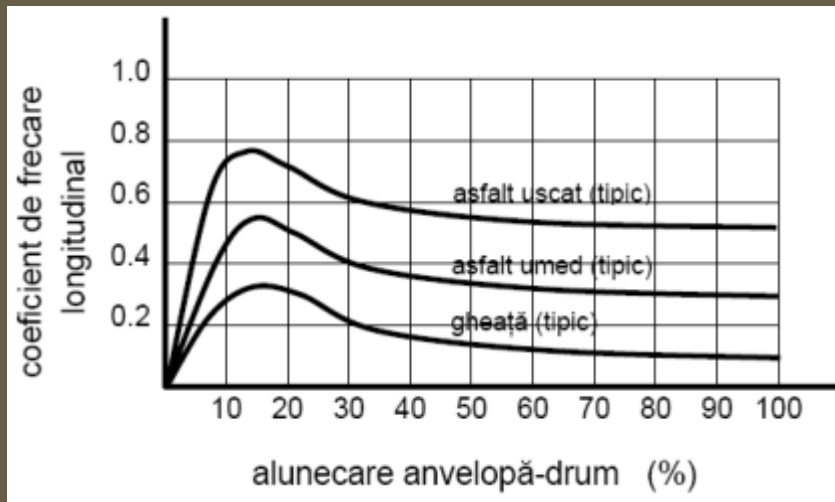
Acest fenomen (care în esență arată că, după alunecarea rezultată într-o forță de frecare de vârf, mai multă forță la pedală are ca efect o frânare mai redusă) explică de ce un conducător

priceput poate atinge distanțe de frânare semnificativ mai reduse decât ceea ce poate obține un conducător mai puțin experimentat și de ce un sistem electronic de control al frânării vehiculului este atât de complicat.



În mod tipic, dincolo de vârful coeficientului de frânare ce se poate obține pe o suprafață de drum dată, panta curbei devine negativă.

De asemenea cantitatea de “vârf” din curbele coeficienților de frecare variază în gamă largă funcție de suprafața drumului.



Un beneficiu mai mare al forței de frânare poate fi obținut prin controlul alunecării pe suprafețe cum ar fi de exemplu pe gheață și mai puțin pe asfalt uscat.

O altă caracteristică a anvelopelor pentru automobile cu importanță în frânare este forța laterală ce se opune alunecării. Forța laterală este forța care protejează o anvelopă împotriva alunecării într-o direcție normală la direcția de deplasare a vehiculului. Ecuația forței laterale este următoarea:

$$F_y = \mu_{lateral} G_{roata}$$

unde:

- F_y – forța de frecare după direcția y ;
- $\mu_{lateral}$ – coeficientul de frecare lateral, anvelopă-drum;
- G_{roata} – greutatea dinamică și statică pe roată.

Coeficientul de frecare lateral scade rapid odată ce o roată începe să alunece longitudinal, așa cum se poate întâmpla în timpul frânării.

O alunecare excesivă a roților din spate ale unui vehicul și pierderea forței de frecare laterale rezultate va contribui la instabilitate, întrucât spatele vehiculului are tendința să alunece într-o parte (oblic) cu forțe laterale pe vehicul relativ mai mici.

Alunecarea excesivă a roții și rezultatul – pierderea forței de frecare laterală pe roțile din față ale unui vehicul – va contribui la pierderea controlului direcției.

Acest fenomen de pierdere a controlului direcției este tipică în timpul frânării în situații de panică pe o suprafață cum ar fi gheața sau când o aplicare violentă a frânelor pune anvelopele în situația de alunecare 100%.



Dinamica vehiculului în timpul frânării

O ecuație de evaluare a performanțelor frânării se poate obține din legea a doua a lui Newton: suma forțelor exterioare acționând asupra unui corp într-o direcție dată este egală cu produsul dintre masa sa și accelerația în acea direcție.

Aplicând această lege la frânarea vehiculului în linie dreaptă, factorii semnificativi sunt precizați în ecuația (7.2), iar suma forțelor ce acționează asupra vehiculului se prezintă în figura 7.2.



$$\sum F = Ma_x = \frac{+G}{g} D_x = +F_{xf} + F_{xs} + D_A + G \sin \theta + f_r G \cos \theta \quad (7.2)$$

unde:

- M – masa vehiculului;
- a_x – accelerația liniară în direcția x ;
- G – greutatea vehiculului;
- g – accelerația gravitațională;
- $D_x = -a_x$ – decelerația liniară;
- F_{xf} – forța de frânare pe axa din față;
- F_{xs} – forța de frânare pe axa din spate;
- D_A – frânarea aerodinamică (considerată ca acționând într-un punct);
- θ – unghiul drumului;
- f_r – coeficientul de rezistență la rostogolire = $(R_{xf} + R_{xs})/G \cos \theta$.



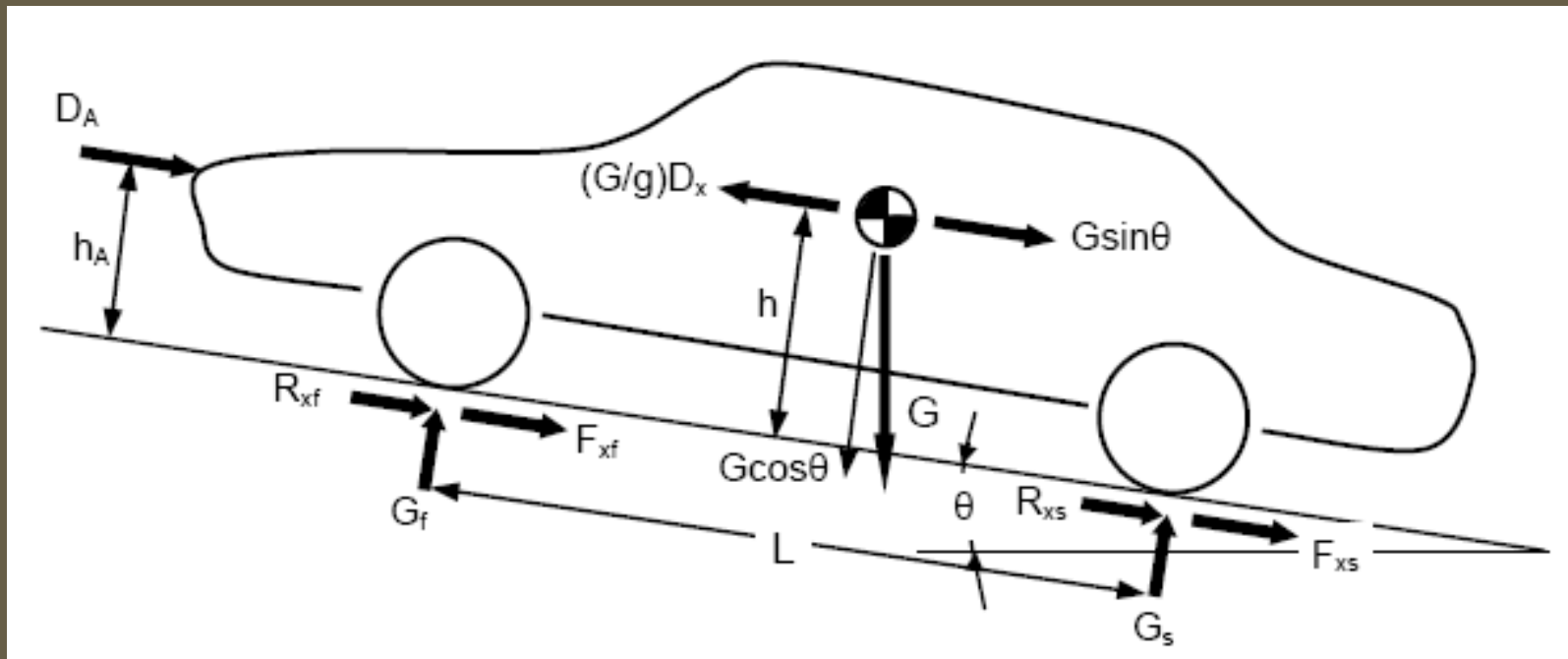
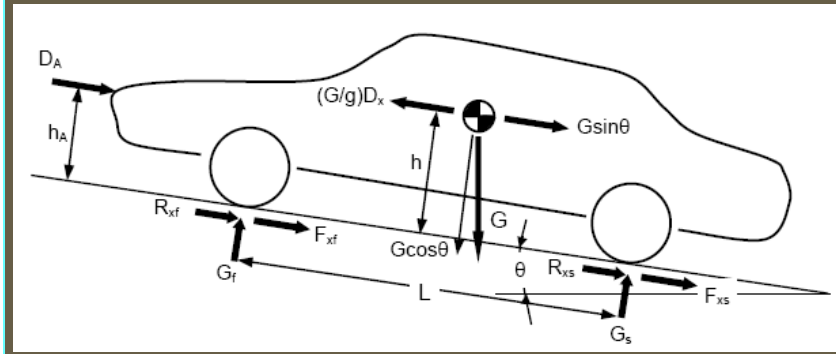


Figura 7.2

Dacă forțele de frânare sunt menținute constante și efectele vitezei vehiculului asupra frânării aerodinamice și rezistenței la rostogolire sunt neglijate, din a doua lege a lui Newton se pot deduce de asemenea timpul necesar pentru modificarea vitezei vehiculului, ecuația (7.3), și distanța parcursă pe timpul unei modificări de viteză, ecuația (7.4).

$$\sum F = Ma_x = \frac{+G}{g} D_x = +F_{xf} + F_{xs} + D_A + G \sin \theta + f_r G \cos \theta \quad (7.2)$$

$$t = \frac{M}{F_{xt}} (V_o - V_f) \quad (7.3) \quad \text{unde:}$$



- F_{xt} – totalul forțelor longitudinale de decelerare ce acționează asupra vehiculului;
- t – timpul;
- V_o – viteza inițială;
- V_f – viteza finală;

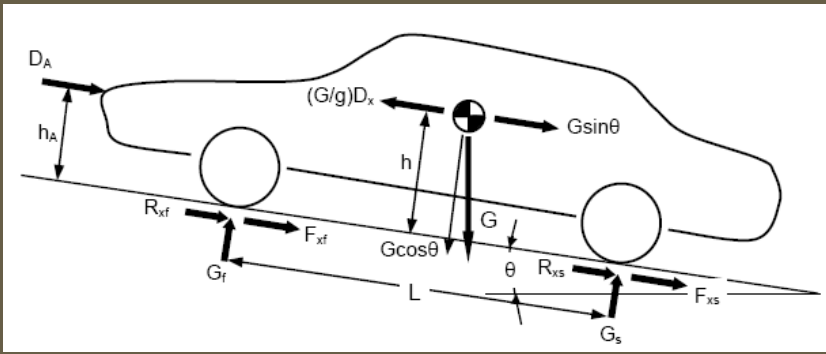
$$t = \frac{M}{F_{xt}} (V_o - V_f) \quad (7.3)$$

$$x = \frac{M}{F_{xt}} \left(\frac{V_o^2}{2} - \frac{V_f^2}{2} \right) \quad (7.4)$$

unde:

- x – *distanța în direcția înainte.*

Aceste aproximări arată că timpul de oprire este proporțional cu viteza vehiculului, iar distanța de oprire este proporțională cu pătratul vitezei vehiculului.



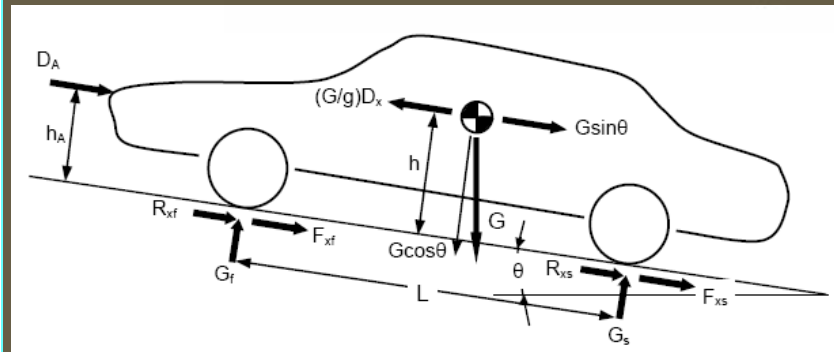
În timpul frânării, transferul sarcinii dinamice care are loc este o funcție de înălțimea centrului de greutate, greutatea vehiculului, ampatament (distanța dintre axe) și valoarea decelerării.

Ecuția (7.5) descrie acest transfer al sarcinii dinamice:

$$G_d = \left(\frac{h}{L}\right)\left(\frac{G}{g}\right)D_x - \frac{h_A}{L}D_A \quad (7.5)$$

unde:

- G_d – greutatea dinamică;
- h – înălțimea centrului de greutate;
- L – distanța între axe;
- G – greutatea statică a vehiculului
- g – accelerația gravitațională;
- D_x – decelerarea în direcția înainte;



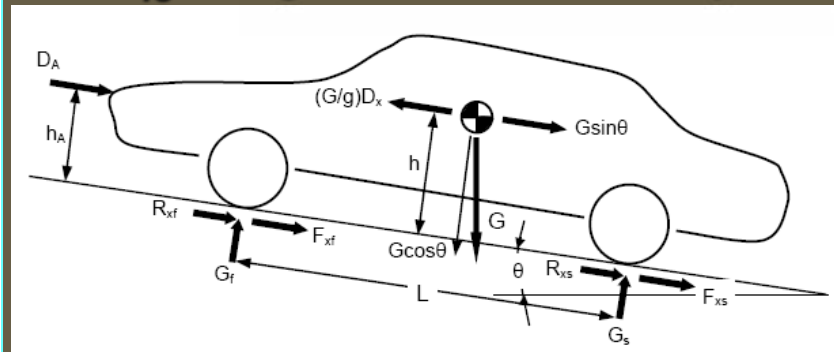
- h_A – înălțimea de aplicare a forței de rezistență aerodinamică.

Considerând vehicule cu două axe, în timpul frânării acest transfer de sarcină este aditiv pe roțile din față și substractiv pe roțile din spate, așa cum se arată în ecuația (7.6) și respectiv (7.7).

$$F_{xmf} = \mu_v \left(G_{fs} + \frac{hGD_x}{Lg} - \frac{h_A}{L} D_A \right) \quad (7.6)$$

unde:

- F_{xmf} – forța de frecare maximă în direcție longitudinală pe roțile din față;
- μ_v – valoarea de vârf a coeficientului de frecare;
- G_{fs} – greutatea statică pe roțile din față;



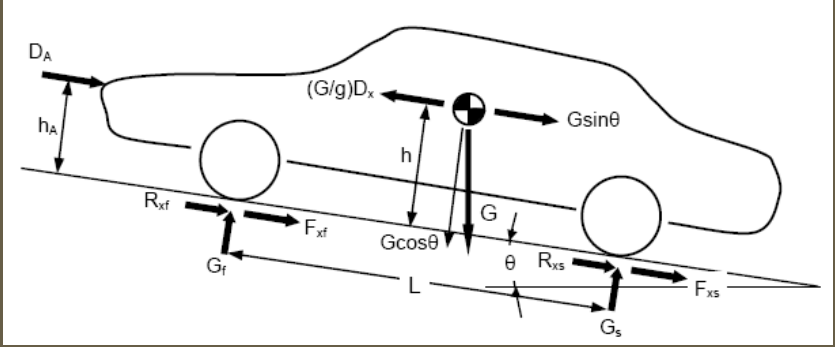
$$F_{xms} = \mu_v \left(G_{ss} - \frac{hGD_x}{Lg} + \frac{h_A}{L} D_A \right) \quad (7.7)$$

unde:

- F_{xms} – forța de frecare maximă în direcție longitudinală pe roțile din spate;
- G_{ss} – greutatea statică pe roțile din spate;

Simplificând ecuația (7.2) pentru cazul $\theta = 0^\circ$ și neglijând rezistența aerodinamică și rezistența la rostogolire se obține următoarea relație:

$$\sum F = Ma_x = \frac{+G}{g} D_x = +F_{xf} + F_{xs} + \cancel{D_A} + \cancel{G \sin \theta} + \cancel{f_r G \cos \theta} \quad (7.2)$$



$$\sum F = \frac{G}{g} D_x = +F_{xf} + F_{xs}$$

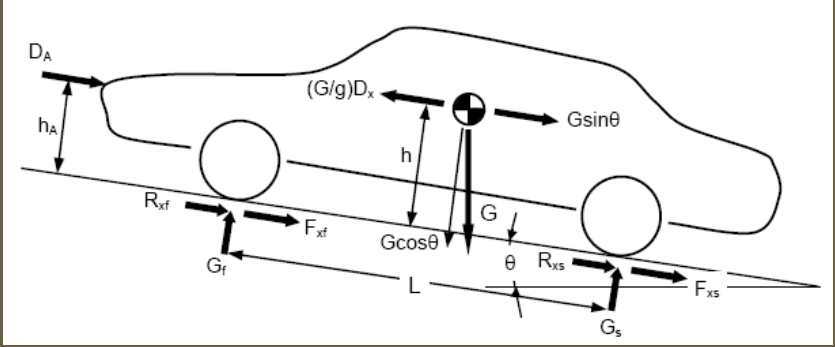


$$\sum F = \frac{G}{g} D_x = +F_{xf} + F_{xs}$$

Rezolvând după D_x și înlocuind în ecuațiile simplificate (7.6) și (7.7) se ajunge la ecuațiile (7.8) și respectiv (7.9):

$$F_{xmf} = \frac{\left(G_{fs} + \frac{h F_{xms}}{L} \right)}{1 - \mu_v \frac{h}{L}} \quad (7.8)$$

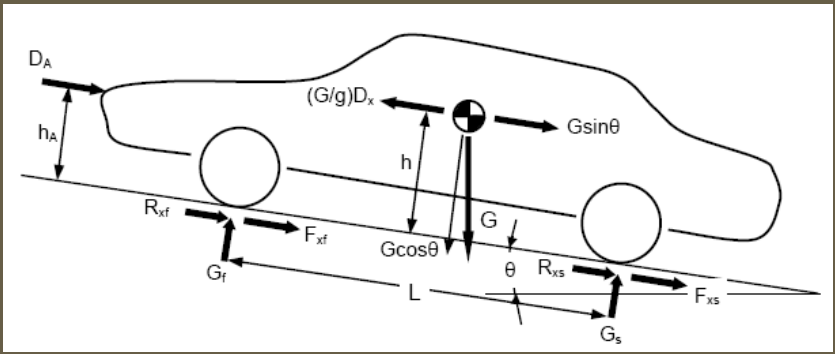
$$F_{xms} = \frac{\left(G_{ss} - \frac{h F_{xmf}}{L} \right)}{1 - \mu_v \frac{h}{L}} \quad (7.9)$$



$$F_{xmf} = \frac{\left(G_{fs} + \frac{h F_{xms}}{L} \right)}{1 - \mu_v \frac{h}{L}} \quad (7.8)$$

$$F_{xms} = \frac{\left(G_{ss} - \frac{h F_{xmf}}{L} \right)}{1 - \mu_v \frac{h}{L}} \quad (7.9)$$

Aceste relații indică faptul că forța de frânare maximă pe roțile din față depinde de forța de frânare de pe roțile din spate din cauza decelerării și transferului de sarcină spre față și, în mod similar, forța de frânare pe roțile din spate depinde de forța de frânare pe roțile din față.



Prin aplicarea ecuațiilor precedente, proiectanții sistemelor de frânare pot determina forța totală de frânare pentru a atinge decelerația dorită și componentele sistemului de frânare se pot dimensiona în mod corespunzător.

Siguranța și cerințele legale impun ca proiectanții de sistem să considere decelerația pe vehicule încărcate sau neîncărcate, precum și în condițiile unui sistem de frânare parțial defect (fie defecte pe jumătăți ale sistemului, fie prin pierderea amplificării frânării pe întregul sistem).

Datorită acestor considerațiuni și ale altor numeroase, cum ar fi efortul la pedală dorit de client și dependențele scontate forță la pedală / decelerare, dimensionarea sistemului de frânare este o activitate inginerescă complicată, îndeplinită în mod obișnuit cu ajutorul unui program de simulare pe computer a vehiculului.



Componentele sistemului de frânare

Frâne disc. Figura 7.3 prezintă schema de principiu a unei frâne disc. La acest tip de frână, forța este aplicată în mod egal pe ambele fețe ale unui rotor și acțiunea de frânare se obține prin acțiunea frecării cu rotorul a plăcuțelor de frână de pe fața internă și de pe fața externă.

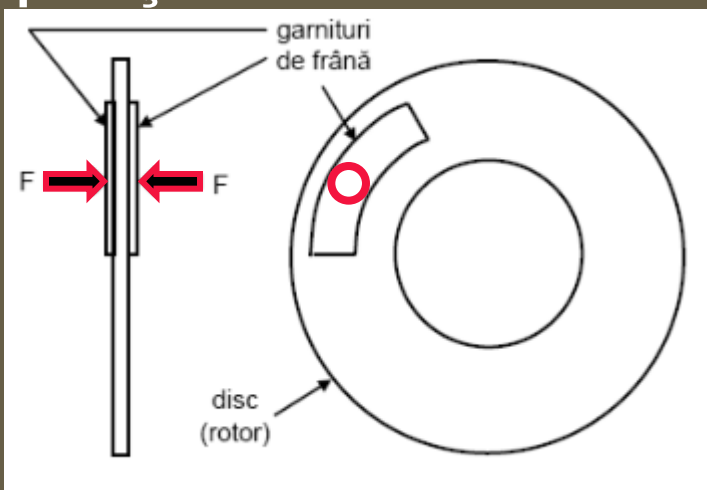


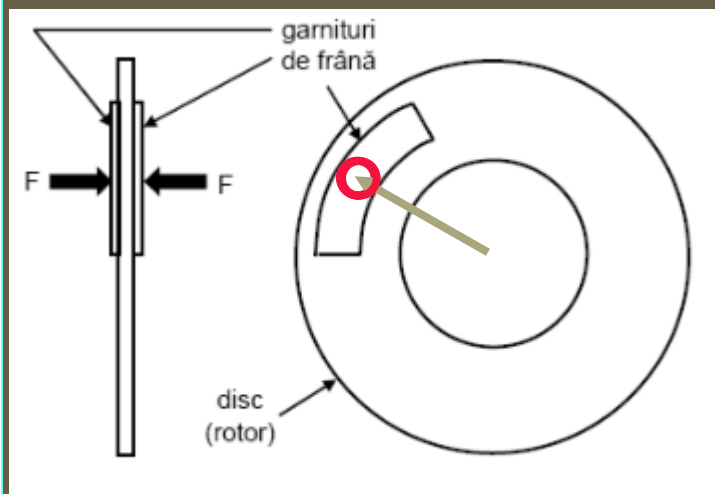
Figura 7.3

Plăcuțele sunt susținute de un etrier (nereprezentat), la fel ca și pistonul de acționare. Deși nu este un tip de frână cu câștig mare, frânele disc au avantajul de a asigura frânare relativ liniară cu o sensibilitate scăzută la fading (repetare) față de frânele tambur.

Forța aplicată rotorului de către plăcuțe este o funcție de presiunea hidraulică în sistemul de frânare și de aria pistonășului (sau pistonășelor, dacă așa dictează proiectarea). Cuplul static de frânare poate fi calculat folosind următoarea ecuație:

$$C = P \cdot A \cdot E \cdot R \quad (7.10)$$

unde:

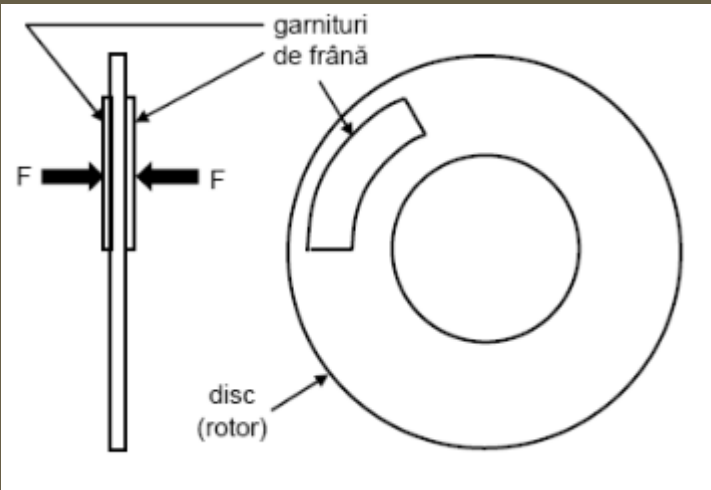


- *C* – *cuplul de frânare;*
- *P* – *presiunea aplicată;*
- *A* – *aria pistonășului;*
- *E* – *factor de eficiență: raportul între suprafața de frecare și forța de intrare pe suportul plăcuțelor;*
- *R* – *raza frânei.*

Forța statică de frânare poate fi calculată cu următoarea relație:

$$F_{fr} = \frac{C}{r} = \frac{P \cdot A \cdot E \cdot R}{r} = P \cdot A \cdot E \cdot \frac{R}{r}$$

unde:



- F_{fr} – forța de frânare;
- r – raza de rostogolire a anvelopei.

Frâne tambur. Figura 7.4 descrie o schemă de principiu a unei frâne tambur.

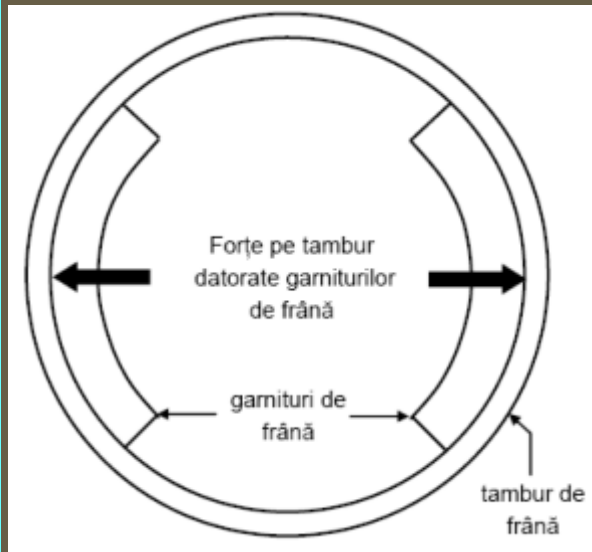
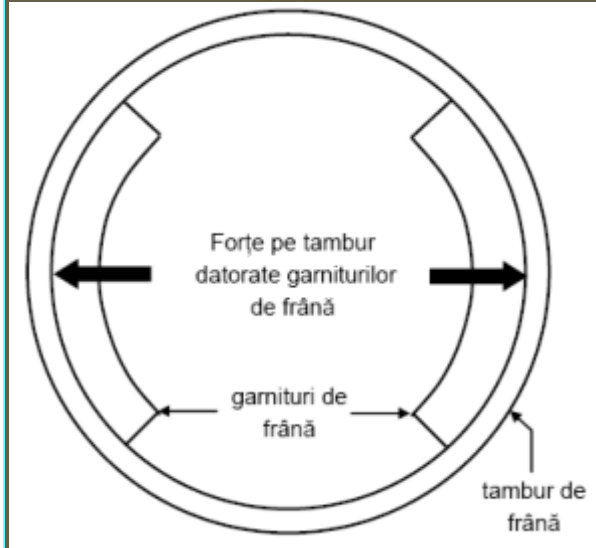


Figura 7.4

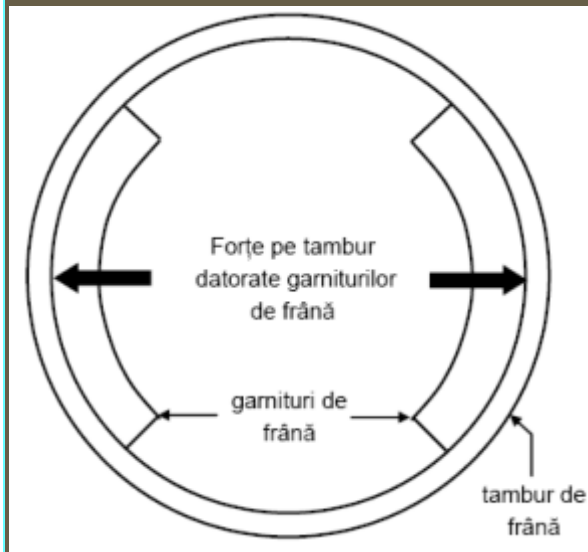
La frânele tambur, forța este aplicată unei perechi de saboți, într-o diversitate de configurații.

Frânele tambur sunt caracterizate de câștiguri mari față de frânele disc, dar anumite configurații tind să fie mult mai neliniare și sensibile la fading și la alte modificări ale coeficienților de frecare a garniturilor de frână.

Ecuția cuplului static de frânare (7.10) prezentat anterior pentru frâne disc este de asemenea aplicabilă la frânele tambur, cu modificările specifice proiectării pentru raza de frânare și a factorului de eficiență. Prin proiectare, raza de frânare pentru o frână tambur este jumătate din diametrul tamburului.



Factorul de eficiență reprezintă marea deosebire funcțională între frânele tambur și disc; geometria frânelor tambur poate permite producerea unui moment de către forța de frecare pe sabot în așa fel încât îl rotește spre tambur și crește forța de frecare dezvoltată.



Această acțiune poate produce un avantaj mecanic care mărește în mod semnificativ câștigul frânei și factorul de eficiență în comparație cu frânele disc.

Calculul forțelor dinamice de frânare pentru frânele tambur și disc este mult mai complex întrucât coeficientul de frecare a garniturilor de frână este o funcție de temperatură; cum garniturile de frână se încălzesc pe timpul unei manevre de frânare, coeficientul de frecare efectiv crește și pentru a menține un cuplu de frânare constant este necesară o presiune mai mică.

O altă problemă este creată de fenomenul de fading. La acționări dese și prelungite ale fânelor, datorită frecării se degajă cantități mari de căldură ce provoacă creșterea temperaturii garniturilor de frână. Deși la temperaturi mai mari coeficientul de frecare crește, totuși se constată o scădere a eficienței frânelor.



Fenomenul se explică prin aceea că la temperaturi ridicate se manifestă o anumită reacție de descompunere a unor substanțe din compoziția garniturilor, ceea ce duce la degajarea de gaze.

Gazele se acumulează într-o anumită măsură între garniturile de frână și suprafața discului sau tamburului, formând o structură de tip "pernă de aer" ce facilitează alunecarea și deci reduce eficiența frânelor.

Pentru a înlătura acest neajuns, la o serie de automobile, în special la cele din categoria supersport, discurile de frână sunt prevăzute cu orificii sau canale care permit înlăturarea gazelor apărute la temperaturi ridicate de funcționare ale garniturilor de frână.



Amplificatorul și pompa centrală. Figura 7.5 prezintă schema unei frâne cu pedală, amplificator cu vacuum și pompă centrală.

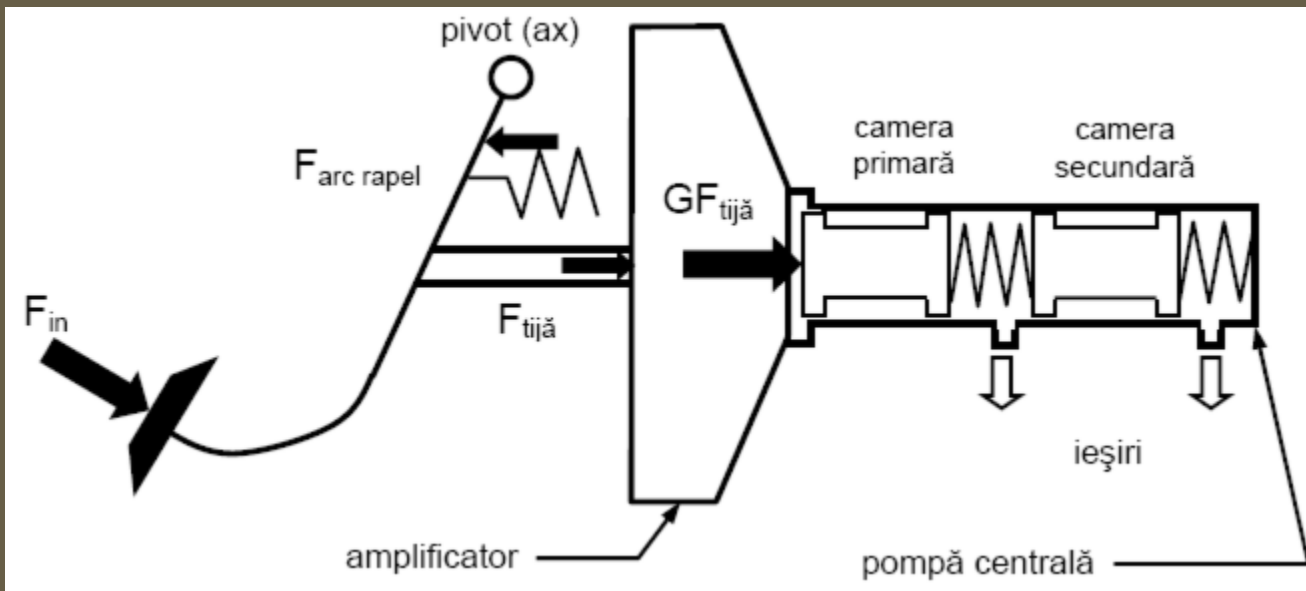
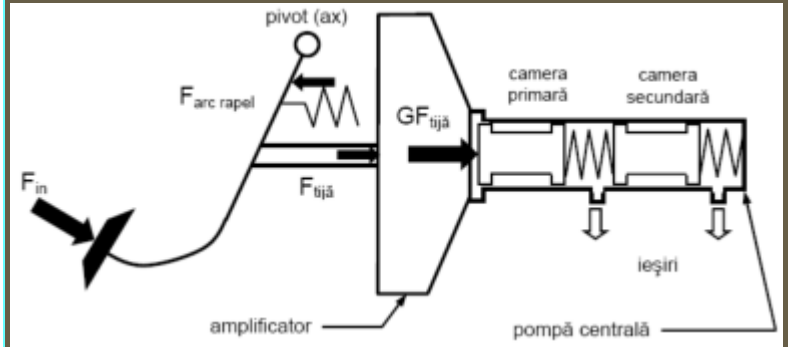


Figura 7.5

În practica actuală, la autoturisme și vehicule comerciale ușoare, câștigul de forță mecanică datorat geometriei pedalei este în mod uzual de la 3 la 4, iar câștigul amplificatorului cu vacuum este tipic de la 5 la 9. Ca urmare, forța aplicată de către operator în mod tipic va fi multiplicată cu un factor de la 12 la 36 la pompa centrală, cu scopul de asigura presiunea necesară pentru frânare.

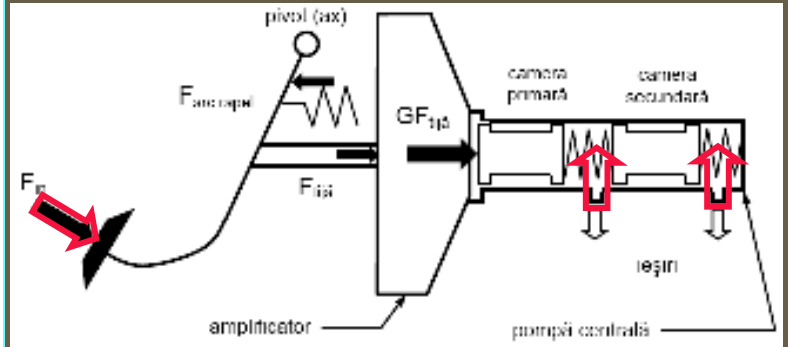


Expresia presiunii ce se obține în pompa centrală rezultă după cum urmează:

$$P_{PC} = \eta \frac{(F_{in} G_{mec} G_{ampl} - F_{arc})}{A_{piston}}$$

unde:

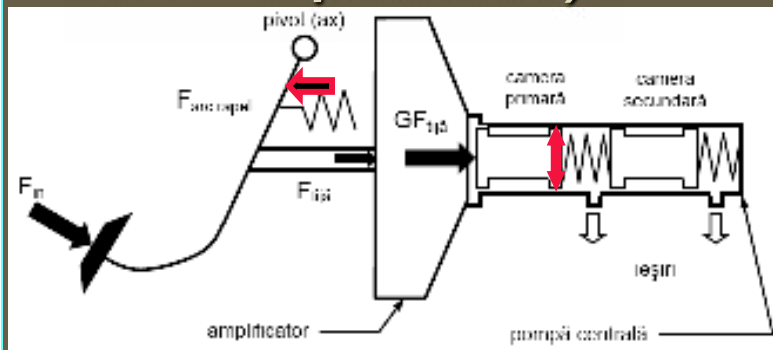
- η – randamentul mecanic;
- P_{PC} – presiunea în pompa centrală;
- F_{in} – forța de apăsare a pedalei de frână de către operator;



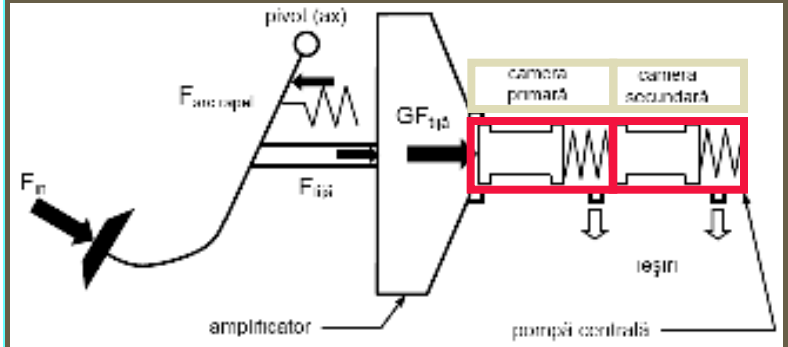
- G_{mec} – câștigul mecanic, raportat în primul rând la geometria ansamblului pedală de frână și forța instantanee a arcului de rapel;

$$P_{PC} = \eta \frac{(F_{in} G_{mec} G_{ampl} - F_{arc})}{A_{piston}}$$

- G_{ampl} – câștigul amplificatorului frânei, ca o funcție cu neliniarități de forța de frângere de necesară pentru a iniția amplificarea și de un fenomen de uzură ce are ca rezultat o reducere a câștigului după ce se aplică o forță de intrare dată;
- $F_{arc\ rapel}$ – forța arcului de rapel;
- A_{piston} – aria pompei centrale în care acționează forța (aria camerei pistonului).



Pompele centrale sunt separate în camere primare și secundare pentru a îmbunătăți siguranța prin evitarea pierderii totale a funcționării sistemului de frânare în cazul unei defecțiuni într-o porțiune a sistemului. Cea mai comună configurație este arătată în figura 7.5 cu două camere într-un singur canal.



Valva de proporționare (repartitorul). Datorită deplasării dinamice a greutateii, așa cum se arată în ecuația (7.5), presiunile care sunt corespunzătoare pentru frânări cu decelerări mari pe roțile din față sunt în mod obișnuit prea mari pentru roțile din spate; rezultatul ar fi că roțile din spate au tendința de a se bloca pe timpul frânării.

Această problemă poate fi diminuată în mod semnificativ prin utilizarea unei valve de proporționare (repartitor).

În mod standard, aceste valve permit presiuni de frânare egale pe față și pe spate pe timpul presiunilor de intrare scăzute (ce corespund la valori scăzute ale decelerării și la deplasări mici ale sarcinii dinamice), dar reduc câștigul prin valvă la mai puțin de 1 când se atinge o presiune de intrare fixată (presiunea de frângere).



În anumite aplicații, când este necesar, se folosesc valve sensibile la sarcină mult mai sofisticate, cum ar fi atunci când sarcina dinamică se deplasează și modificările în încărcarea vehiculului sunt suficient de largi pentru a face insuficientă o valvă de proporționare cu valoare fixă pentru frânare corespunzătoare în toate condițiile.

Valvele sensibile la sarcină sunt caracterizate de existența unui mijloc de măsurare a greutateii pe roțile din spate și de posibilitatea de a ajusta în mod corespunzător câștigul prin valvă.

În figura 7.6 se prezintă schematizat două din cele mai comune sisteme de frânare pentru autoturisme și vehicule comerciale ușoare, incluzând și repartitoare.



Sistemul de frânare cu separare verticală este folosit în mod tipic pe vehiculele cu tracțiune pe spate, iar sistemul cu separare diagonală este în mod tipic folosit la vehiculele cu tracțiune pe față.

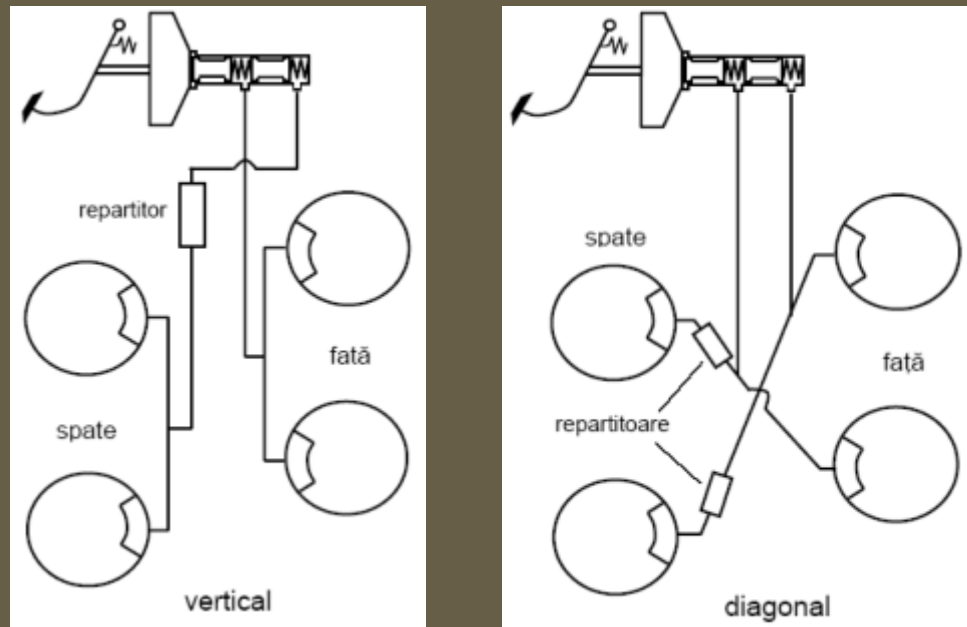
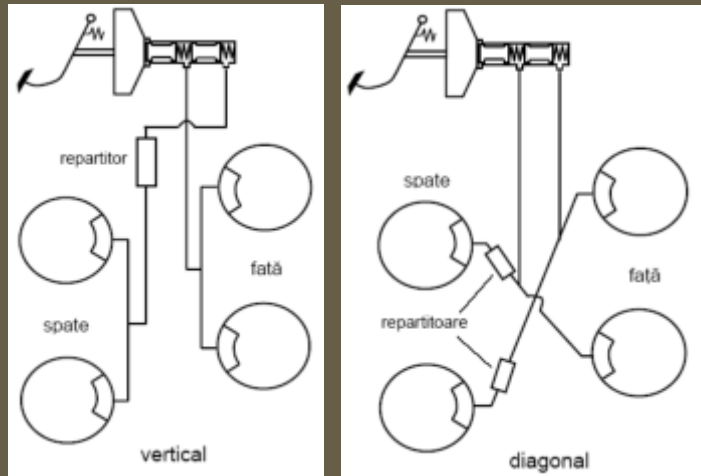


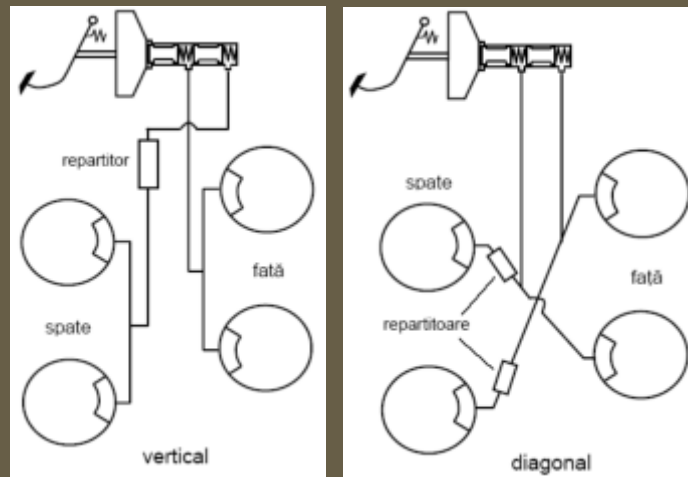
Figura 7.6

Marea răspândire a sistemelor cu separare diagonală este un rezultat direct al popularității vehiculelor cu tracțiune pe față. Cerințele legilor curente impun posibilitatea de oprire eficientă în caz de defect a unei jumătăți din sistemul hidraulic, ceea ce este dificil de îndeplinit dacă jumătatea de sistem se referă la frânele de pe spate (într-un sistem cu separare verticală) și greutatea vehiculului este semnificativ deplasată spre față, cum este cazul vehiculelor cu tracțiune pe față.



Sistemele cu separare diagonală au mijloacele necesare pentru utilizarea unei frâne pe față, indiferent de jumătatea de sistem defectă și ca urmare vehiculele cu tracțiune pe față pot fi făcute să treacă reglementările legale, în ciuda diferenței mari tipice între greutatea pe roțile din față și din spate.

Totuși, sistemele cu separare diagonală necesită două valve de proporționare (repartitoare) și folosesc țevărie hidraulică mult mai complexă decât impun sistemele cu separare verticală.



SISTEMUL DE FRÂNARE ANTIDERAPAJ (ABS)

În situații de pericol, dacă conducătorul auto acționează violent frâna, roțile se blochează. Apar următoarele consecințe:

- *stabilitatea în conducere este pierdută, vehiculul derapează;*
- *vehiculul nu mai poate fi dirijat;*
- *dacă este tractată o remorcă, aceasta devine extrem de periculoasă;*
- *distanța de frânare crește;*
- *pneurile pot exploda;*
- *riscul de accident este foarte mare.*

În situația acționării violente a frânei într-o situație de pericol, sistemul ABS controlează presiunea de frânare a fiecărui cilindru de frână, ca o funcție de accelerația sau decelerația roții.



În anul 1961 Stirling Moss câștiga premiul de formula 1 de la Oulton Park pe o mașină Ferguson «99» cu patru roți motrice și ABS Dunlop Maxaret. În 1966 producătorul britanic Jensen a prezentat gradturismul «FF», care pentru prima oară în lume oferea ABS de serie (de tip Maxaret, care nu era electronic) și tracțiune integrală. În 1978 Mercedes a propus ABS (cu control electronic) pe o mașină de serie, din prestigioasa clasă «S».



Deși conceptul antiblocare era cunoscut de mai multe zeci de ani, răspândirea sistemelor antiblocare (numite **antilock**, **antiskid** și **ABS**) a început în anii '80 odată cu utilizarea sistemelor digitale bazate pe microprocesoare / microcontrolere, ce au înlocuit unitățile analogice anterioare.

Un sistem antiblocare constă dintr-un modulator hidraulic și sursă de putere hidraulică care poate fi sau nu integrată împreună cu cilindrul pompei centrale de frână și amplificatorul forței de frânare (booster), sensori de viteză a roții și o unitate electronică de control.

Funcția fundamentală a unui sistem antiblocare este de a nu permite blocarea roții, prin sesizarea iminenței blocării și prin acțiunea modulatorului hidraulic. În acest mod se reduce presiunea de frânare a roții la un nivel suficient pentru a readuce viteza roții la nivelul alunecării necesare pentru performanțe de frânare apropiate de optim.



Sistemul ABS de înaltă performanță nu poate fi implementat decât prin utilizarea circuitelor integrate pe scară foarte largă. Denumirea **ABS** provine din **A**ntiskid **B**rake **S**ystem (sistem de frânare antiderapaj).

Prin utilizarea sistemului de frânare ABS se obțin următoarele avantaje:

- *stabilitatea în conducere este menținută;*
- *vehiculul poate fi înscris în viraje;*
- *se evită pierderea controlului remorcilor;*
- *distanța de frânare se reduce la o valoare absolut minimă;*
- *se previn accidentele datorate derapajului.*



Obiective

Obiectivele sistemelor antiblocare sunt trei: să reducă distanțele de oprire, să îmbunătățească stabilitatea și să îmbunătățească controlul direcției pe durata frânării.

Distanța de frânare. Așa cum se arată în ecuația (7.4), distanța până la oprire ($V_f = 0$) este o funcție de viteza inițială, masa vehiculului și de forța de frânare. Din această ecuație se poate vedea că prin maximizarea forței de frânare distanța de oprire se minimizează, toți ceilalți factori rămânând constanți. Din figura 7.1 este evident că pe toate tipurile de suprafețe, într-o măsură mai mare sau mai mică, există un vârf al forței de frecare.

$$x = \frac{M}{F_{xt}} \left(\frac{V_o^2}{2} - \frac{V_f^2}{2} \right) \quad (7.4)$$



Rezultă că prin menținerea tuturor roților lângă acest vârf, un sistem antiblocare poate atinge forța de frecare maximă și ca urmare, valoarea minimă a distanței de frânare. Acesta este un obiectiv primordial al sistemelor antiblocare.

Totuși, minimizarea distanței de frânare nu este unicul criteriu, el fiind afectat de necesitatea păstrării stabilității și a controlului direcției vehiculului.



Stabilitatea. Deși decelerarea și oprirea vehiculelor constituie un scop fundamental al sistemelor de frânare, forțele de frânare maxime pot să nu fie de dorit în toate situațiile. Luăm drept exemplu un vehicul care se găsește pe o suprafață cu coeficienți de frânare diferiți, (de exemplu asfalt și gheață). În acest caz forța de frânare maximă semnificativă este obținută mai mult pe o parte a vehiculului decât pe cealaltă și aplicând forța de frânare maximă pe ambele părți va rezulta un moment de răsucire.

Acesta va avea tendința să tragă vehiculul spre partea cu coeficient de frecare mai mare, ceea ce contribuie la instabilitatea vehiculului. În mod tipic, la vehiculele cu ampatament scurt se folosește o strategie de control a presiunii pe ambele roți din spate pentru a îmbunătăți stabilitatea.



În mod similar, se folosește o strategie pentru roțile din față ce limitează diferența de presiune inițială între laturi (stânga-dreapta), astfel încât să nu se inducă schimbări excesive de moment în volan, care ar forța conducătorul auto să efectueze corecții excesive ale direcției pentru a contracara momentul de răsucire.

Dacă un sistem antiblocare poate menține roțile vehiculului în preajma domeniului de vârf al forței de frânare, atunci forța laterală este rezonabil de mare, deși nu este maximizată. Aceasta contribuie la stabilitate și este un obiectiv important al sistemelor antiblocare.



Controlul direcției. Controlul direcției depinde de forța laterală mare. Un control bun al vârfului forței de frecare este necesar pentru a realiza forță laterală satisfăcătoare și prin urmare, un control al direcției satisfăcător.

Controlul direcției pe timpul frânării este important nu numai pentru corecții minore de curs, ci și pentru posibilitatea evitării (ocolirii) unui obstacol. Sistemele antiblocare asigură această caracteristică prin intermediul controlului forței de frânare care să fie plasată în domeniul de vârf.



Componentele sistemului antiblocare

Componentele unui sistem antiblocare sunt sensorii de viteză a roților, modulatorul hidraulic, sursa de putere hidraulică (în mod uzual un motor electric / pompă) și unitatea electronică de control.

Sensorii de viteză a roților. Datorită simplității și fiabilității dovedite, în sistemele antiblocare se folosesc în mod tipic senzori de viteză a roții (turație) cu reluctanță variabilă. Folosite împreună cu inele de excitare, acest tip de sensor produce un semnal de ieșire sinusoidal, a cărui frecvență și amplitudine sunt direct proporționale cu viteza unghiulară a roții supravegheate.

Funcție de proiectarea sensorului, a inelului de excitare și de întrefierul dintre ei, amplitudinea semnalului de ieșire din sensor poate fi scăzută, cum ar fi 100 mV la viteze foarte mici ale vehiculului și depăși 100 V la viteze ridicate.

Se folosesc senzori cu reluctanță variabilă atât unipolari cât și bipolar, funcție de aplicație: senzorii unipolari tind să aibă nivele mai înalte ale semnalului de ieșire, iar cei bipolar o imunitate mai bună la anumite tipuri de zgomote.

O limitare a acestei tehnologii este aceea că la viteze foarte mici, semnalul de ieșire are tendința să fie prea mic pentru a fi corect sesizat de către unitatea electronică de control, dat fiind mediul cu zgomot electric tipic vehiculelor.



Aceasta poate avea ca rezultat erori sub 1-5 km/h și erori cumulative, dacă acest sensor este folosit și cu funcția de contor de parcurs (kilometraj). În mod normal, funcția antiblocare este inhibată la viteze foarte mici.

Pentru recepționarea semnalelor de viteză a roților se folosesc atât intrări asimetrice (*single-ended*) cât și simetrice (*balanced*). O varietate de tehnologii de sensori activi, incluzând efectul Hall și magnetorezistiv, se pot utiliza în aplicații care impun sesizarea vitezelor foarte mici și în aplicații în care un nivel de semnal corespunzător nu poate fi asigurat cu sensori convenționali cu reluctanță variabilă.



Modulatoare hidraulice. Modulatoarele hidraulice se găsesc sub două forme în producția sistemelor antiblocare: electroventile și motoare electrice.

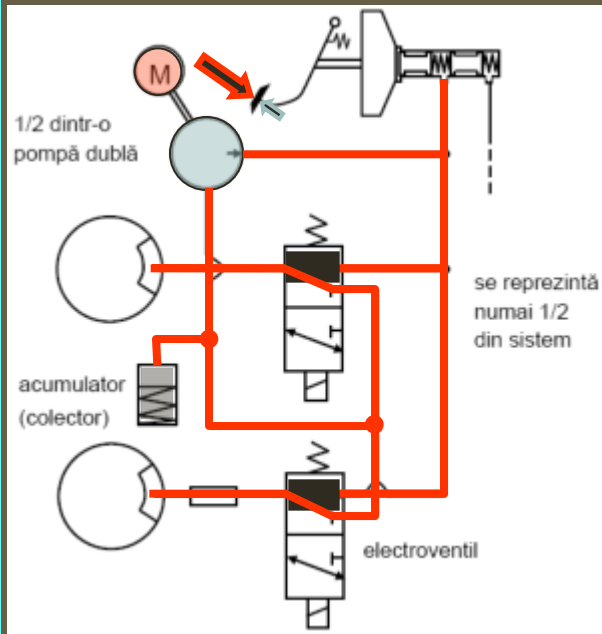


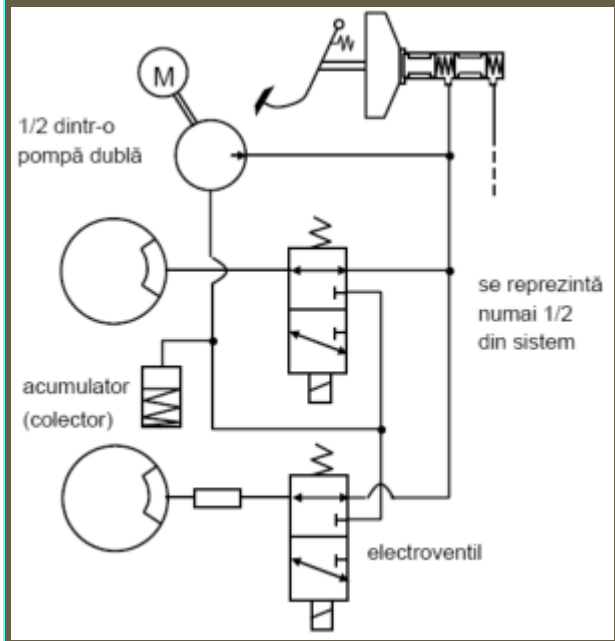
Figura 7.7

Schema simplificată pentru un sistem cu electroventile este prezentată în figura 7.7.

În acest sistem, dacă electroventilele nu sunt alimentate, lichidul de frână circulă liber între cilindrul pompei centrale și frâne.

Dacă presiunea de frânare este prea mare și blocarea roții este iminentă, sistemul antiblocare va acționa electroventilul și va activa pompa hidraulică.

Acționarea unui electroventil permite reducerea presiunii de la frână, transferând lichidul de frână prin ventil la un acumulator de joasă presiune / colector.



Lichidul de frână este stocat temporar în colector înainte de a fi pompat înapoi în sistem de către pompa hidraulică. Prin cicluri repetitive de activare / dezactivare, presiunea medie pentru o anumită roată poate fi reglată la nivelul necesar pentru a realiza forța de frânare dorită.

Motor electric/pompă. Deși la câteva sisteme antiblocare se folosesc mai multe motoare electrice ce controlează pistoane pentru a asigura reducerea și refacerea presiunii în sistem multi-canal, în mod obișnuit pentru reducerea și refacerea presiunii de la o frână individuală sau un canal de frânare se folosește o pompă acționată de un motor electric și un sistem de electroventile.

Adesea, pentru a menține separarea hidraulică completă a celor două canale ale sistemului de frânare, se folosește o pompă dublă. Aceasta măsură este necesară pentru a fi siguri că un defect al sistemului de frânare pe un canal nu va afecta funcționarea celuilalt canal.



Unitatea electronică de control. Controlul modulatorului hidraulic și a motorului electric/ pompă este asigurat de către unitatea electronică de control. Pretențiile consumatorului modern, cuplate cu costurile descrescătoare ale microcontrolerelor, au făcut din unitățile electronice de control bazate pe microcontrolere o normă aproape fără excepție.

Deși unitățile de control pot fi montate fie în compartimentul motorului sau al pasagerilor, costurile de cablare reduse favorizează prima soluție. De asemenea, pentru a crește fiabilitatea, unitățile electronice de control pot fi sau atașate sau integrate modulatorului hidraulic.



Sensorii de viteză a roților funcționează în impulsuri și se montează la roți sau pe diferențial. Inelele dințate ce dermină apariția impulsurilor sunt montate pe partea aflată în mișcare de rotație. Principiul de funcționare al sensorilor este prezentat în figura 7.8.

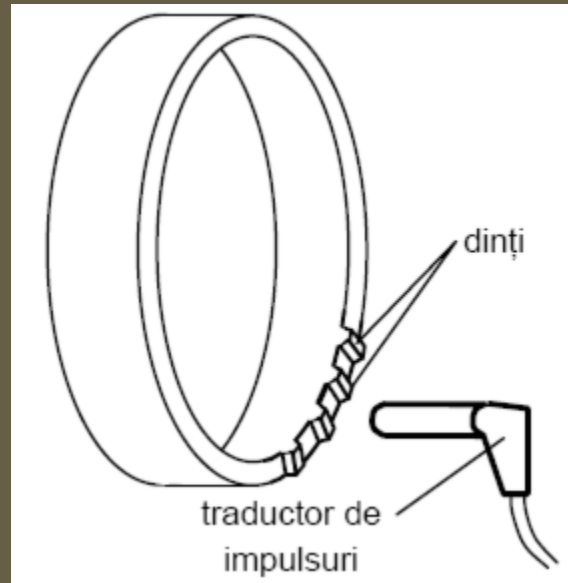


Figura 7.8

Schema bloc a sistemului ABS în buclă închisă este prezentată în figura 7.9.

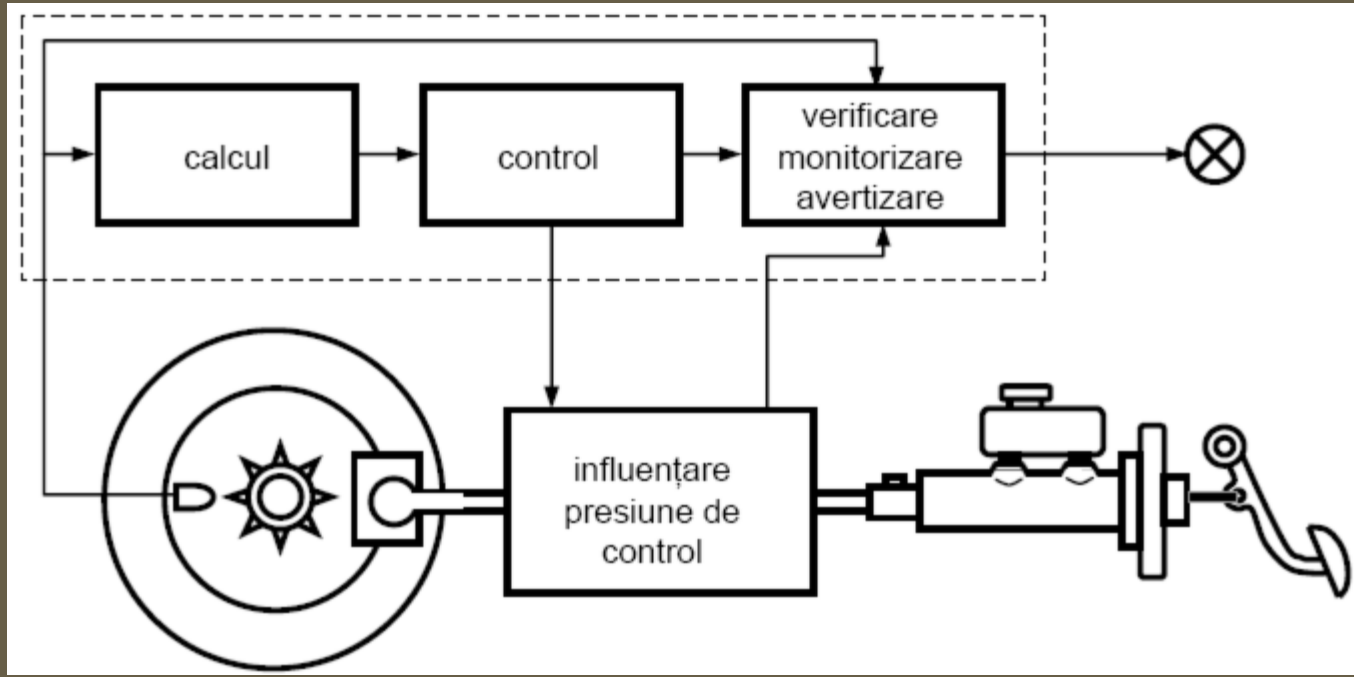
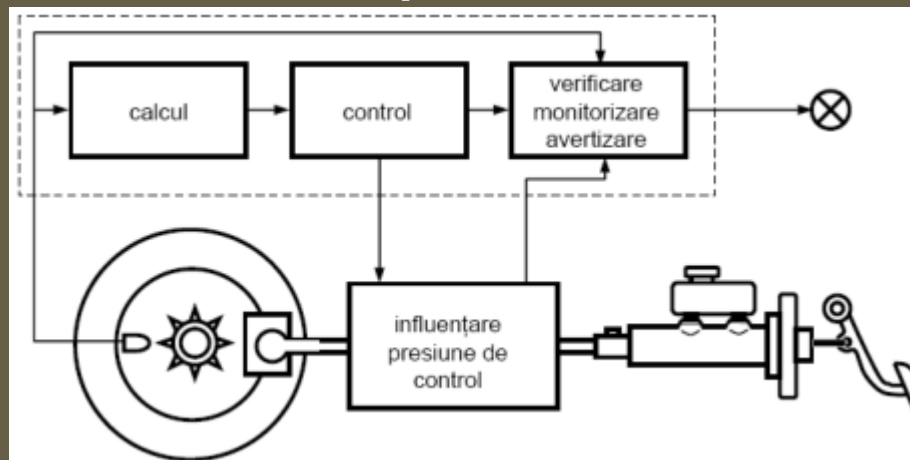


Figura 7.9

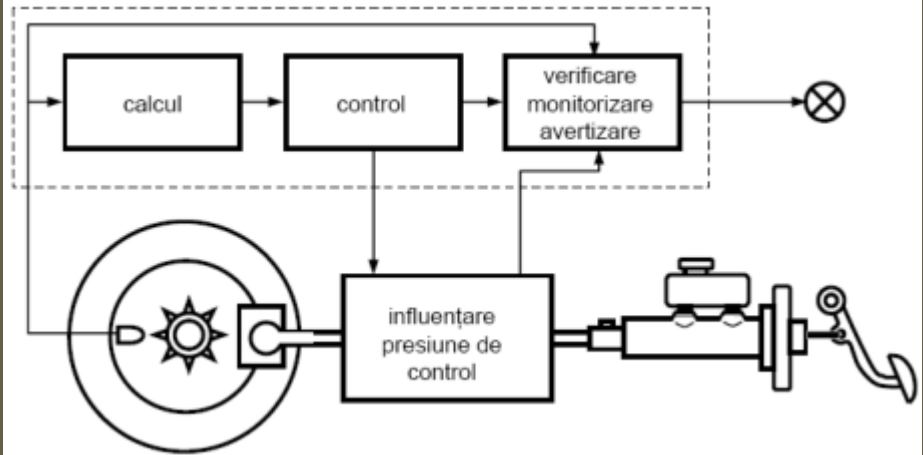
Controlerul electronic evaluează semnalele furnizate de senzorii de viteză a roților și calculează alunecarea posibilă a roții pentru o frânare optimă.

Folosind niște electrovalve el controlează presiunea de frânare necesară în cilindrii de frână a roților.

Controlerul testează sistemul folosind un program fix și monitorizează sistemul în timpul conducerii.

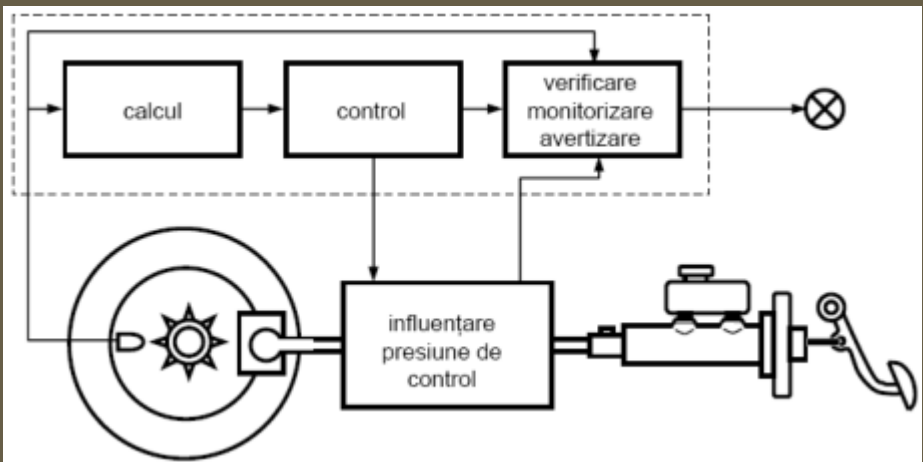


Modulatorul hidraulic constă din electrovalve, o cameră – acumulator pentru fiecare circuit de frânare și pompa de retur. Electrovalvele sunt comandate de către controlerul sistemului. Funcție de starea de comutare, electrovalvele conectează cilindrii de frână a roților fie la circuitul corespunzător al cilindrului de frână principal, fie la pompa de retur, fie decuplează cilindrul de frână al roții atât de la cilindrul principal cât și de la pompa de retur.



Când presiunea se reduce, pompa de retur transmite lichidul de frână din cilindrul de frână a roții înapoi în circuitul corespunzător al cilindrului principal al pompei de frână, prin intermediul acumulatorului.

Funcția acumulatorului este de a stoca surplusul de lichid de frână care se produce brusc, ca urmare a unei scăderi de presiune.



Controlerul. Controlerul electronic constă din amplificatorul de intrare, unitatea de procesare (computerul), etajul de putere și circuitul de monitorizare.

Funcționare. Controlerul electronic este o unitate centrală de control, așa cum se precizează în schema bloc din figura 7.10.



Un vehicul necesită un singur controler. Pentru structura prezentată, controlerul este realizat pe baza tehnologiei circuitelor digitale și poate fi descompus în patru blocuri funcționale, folosind șapte circuite integrate:

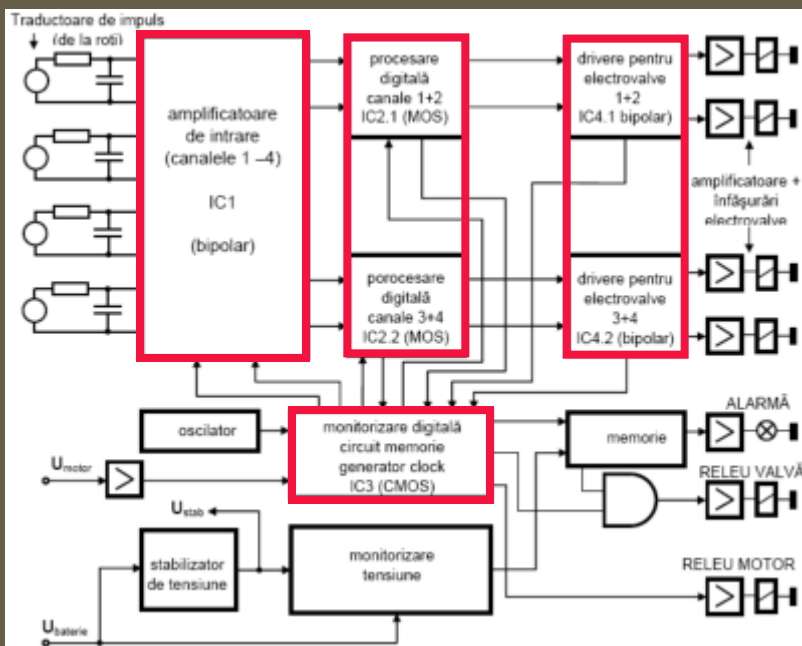
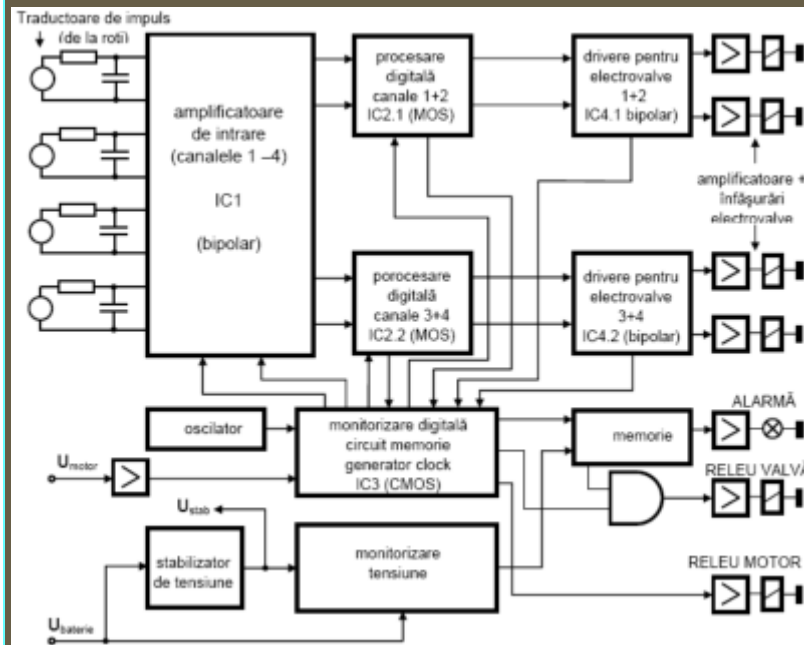


Figura 7.10

- *amplificator de intrare (IC1) pentru prelucrarea semnalelor de viteză a roților;*
- *computerul (IC2.1, IC2.2), pentru prelucrarea semnalelor de control;*
- *etajul de putere (IC4.1, IC4.2), pentru controlul înfășurărilor de la electrovalve;*
- *circuitul de monitorizare, pentru detectarea erorilor de funcționare ale sistemului ABS (IC3).*

Semnalele generate de traductoarele de impuls pentru vitezele roților sunt filtrate și prelucrate de amplificatoarele de intrare și apoi furnizate computerului. Microcomputerul (de tipul unui microcontroler), conține module de prelucrare specializate.



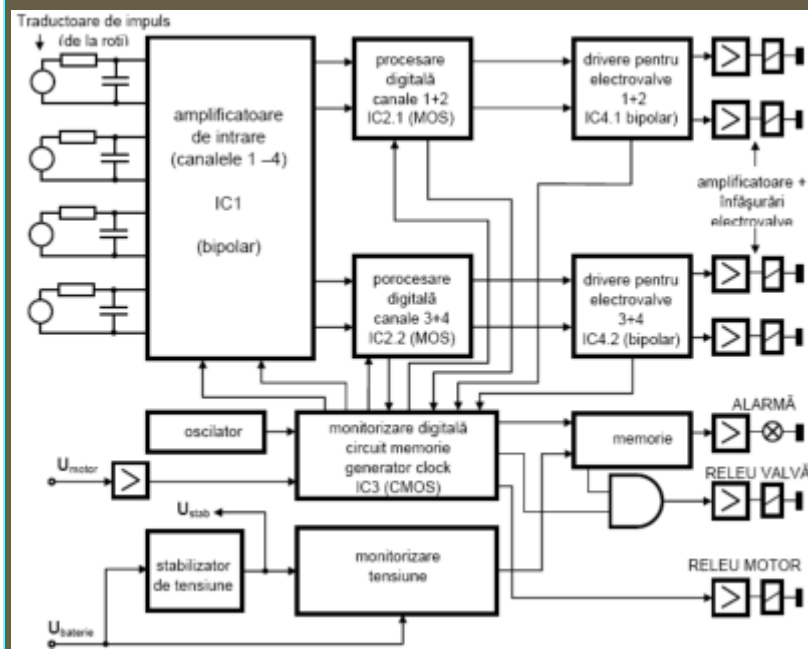
El este adaptat pentru taskurile cerute, în special în ceea ce privește viteza de lucru și acuratețea.

De la roțile opuse în diagonală se determină o viteză de referință. Pentru fiecare roată se calculează viteza, accelerația și alunecarea.

Semnalele pentru înfășurările electrovalvelor din modulatorul hidraulic sunt generate în unitatea de control folosind un regulator de curent și etaje de putere de ieșire.

Semnalele de control pentru înfășurările electrovalvelor pentru axa cardanică sunt prelucrate astfel încât să nu producă un moment de torsiune excesiv și astfel vehiculul să rămână sub control, chiar în condiții grele de drum.

Momentul de torsiune cauzează o mișcare laterală a vehiculului, sub acțiunea unui cuplu în jurul axei verticale a vehiculului.



Secvența de control

Când frânele unui autovehicul controlat cu sistem ABS sunt utilizate într-un caz de pericol, presiunea este ajustată în mod automat pentru a preveni blocarea roților, chiar dacă forța de apăsare a pedalei de frână rămâne constantă (și de valoare mare).

Principiul de funcționare al ABS a rămas practic neschimbat din anii 1960 până astăzi: să dea și să ia rapid din presiunea frânelor pentru a evita blocarea roților și să exploateze la maximum aderența fiecărui pneu.

În graficul din figura 7.11 este descris ciclul de reglare (subdivizat în 6 părți):



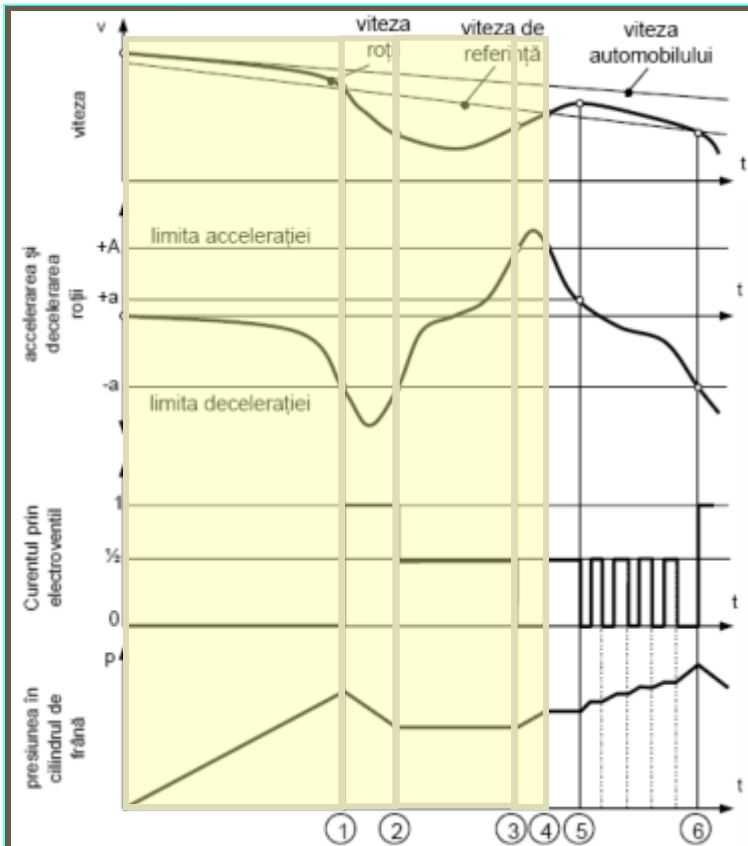


Figura 7.11

- 1) Când decelerarea unei roți depășește o valoare prestabilită (până la momentul ①)
- 2) Electroventilul din modulatorul hidraulic reduce presiunea în circuitul de frânare (între momentele ① și ②)
- 3) Roata își reduce decelerarea la o valoare acceptabilă și electroventilul stabilizează presiunea în circuitul de frânare (între momentele ② și ③).
- 4) În acest punct roata alunecă puțin și unitatea centrală poate restabili presiunea de frânare inițială (între momentele ③ și ④).

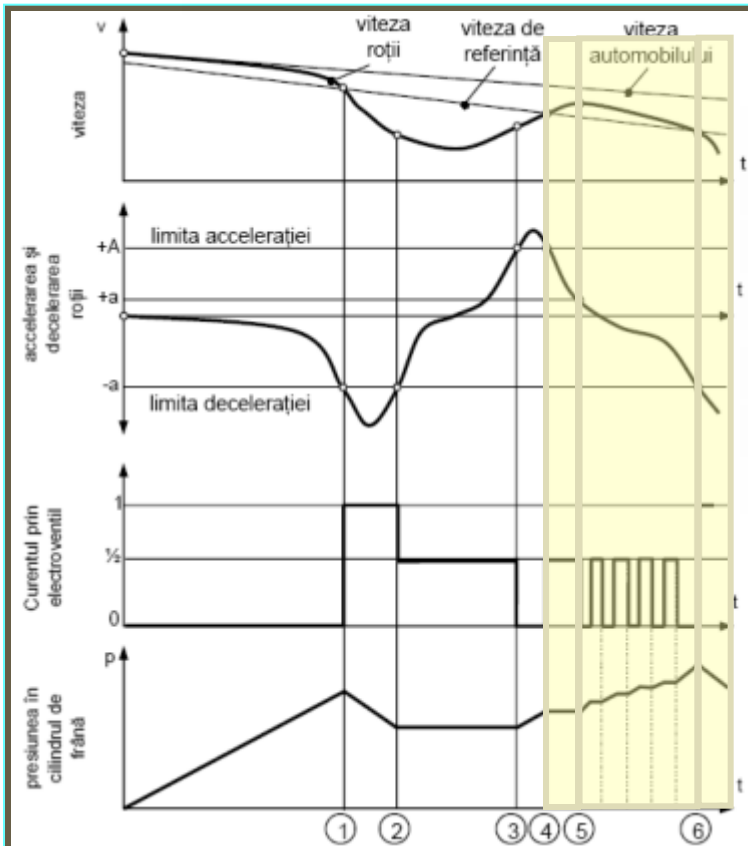


Figura 7.11

5) Roata își reia decelerarea (între momentele ④ și ⑤).

6) Presiunea este modificată cu o serie foarte rapidă de intervenții ale reglajului (între ⑤ și ⑥).

7) Dacă roata are din nou tendința de a se bloca, ABS reia ciclul ca la punctul 1 și așa mai departe (după momentul ⑥).

Modul specific în care acționează modulatorul hidraulic este prezentat în figurile 7.12, 7.13, 7.14. Din aceste figuri rezultă mai explicit și structura reală a modulatorului hidraulic.

În figura 7.12, pistonul distribuitor al electroventilului din modulatorul hidraulic este poziționat astfel încât lichidul de frână, la nivelul de presiune asigurat de pompa centrală, acționează direct asupra plăcuțelor de frână, exact ca în sistemul clasic, fără sistem ABS).

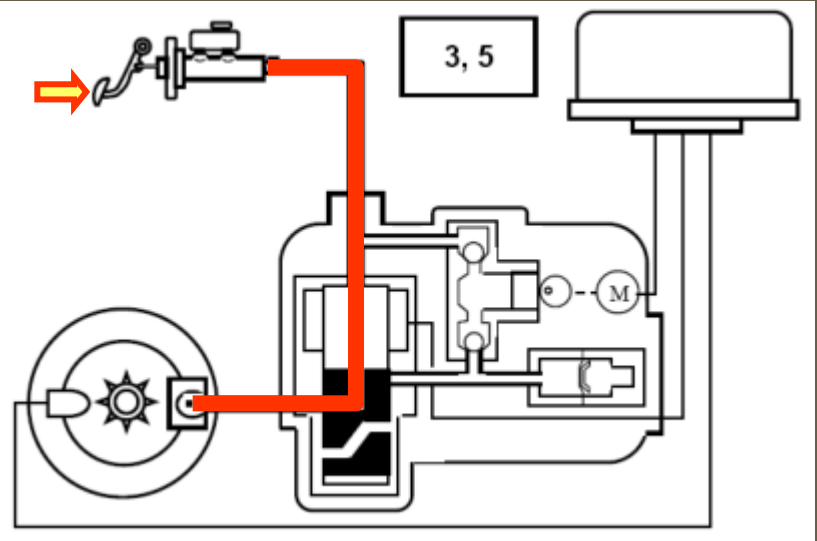
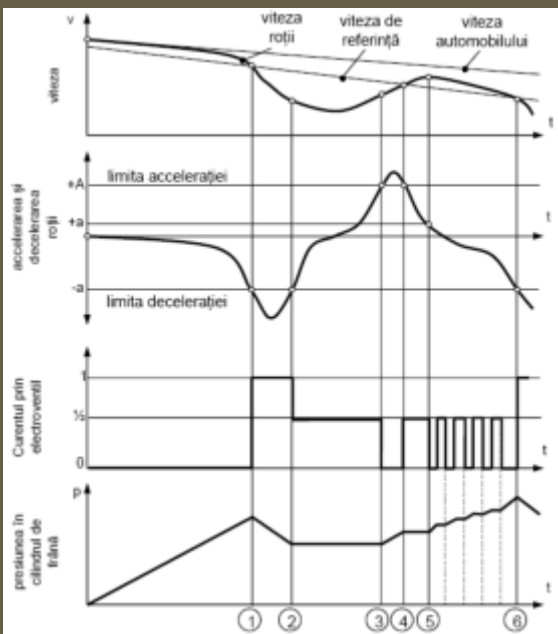


Figura 7.12

Pe diagrama din figura 7.12, această situație corespunde valorii zero a curentului prin electroventil, cum ar fi de exemplu din originea sistemului de axe până la momentul ①, între momentele ③ și ④, de la momentul ⑤ etc.

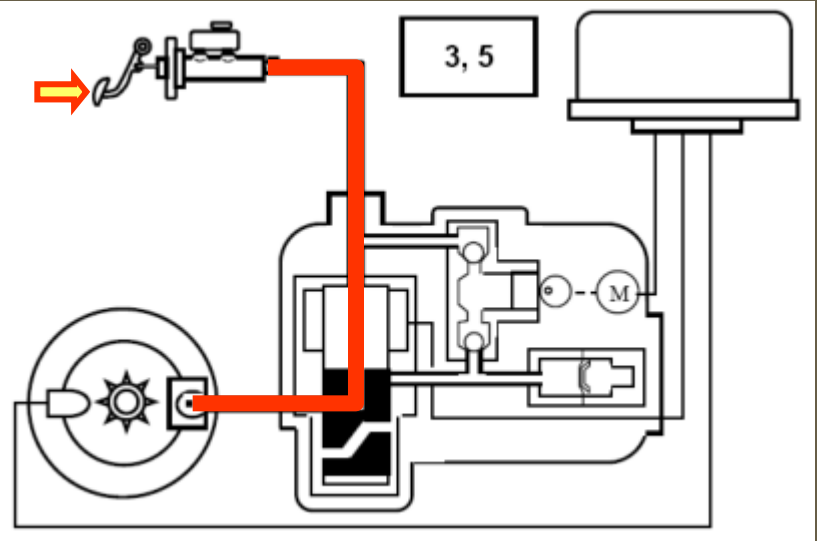
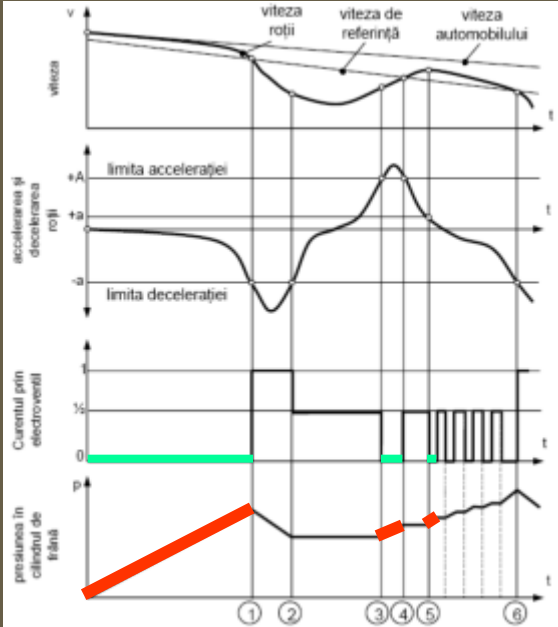


Figura 7.12

Momentele de început ale acestei stări conform figurii 7.11 sunt precizate în figura 7.12 prin valorile 3, 5. Aceasta este poziția modulatorului hidraulic ce permite creșterea presiunii din circuitul de frânare și prin aceasta o scădere pronunțată a turației roții.

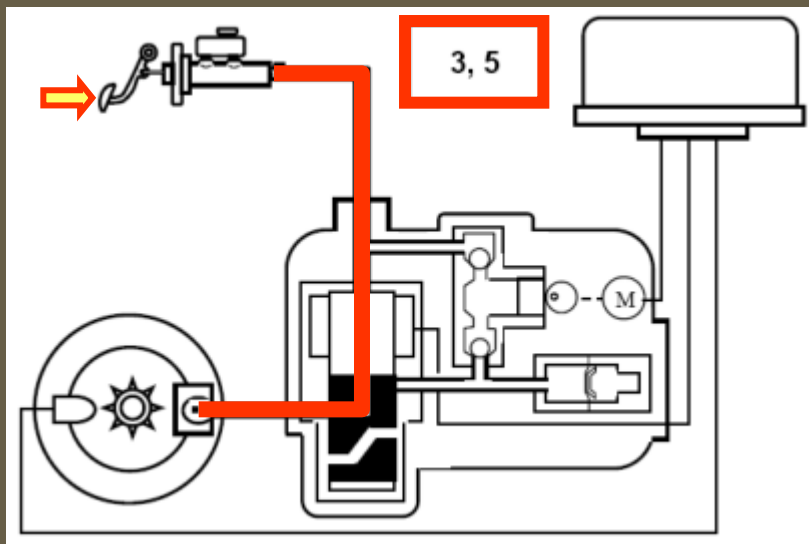
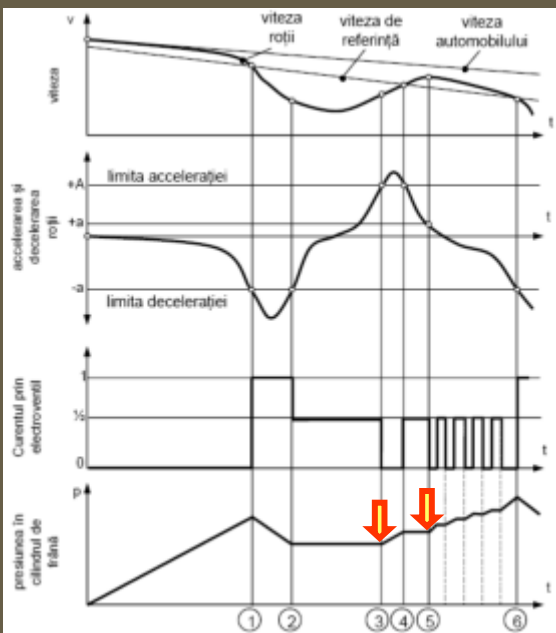


Figura 7.12

În figura 7.13, semnalul de la sensorul de viteză de rotație a roții este evaluat de unitatea electronică de control care decide să nu mai permită creșterea în continuare a presiunii din circuitul de frânare, întrucât ar apărea riscul blocării roții.

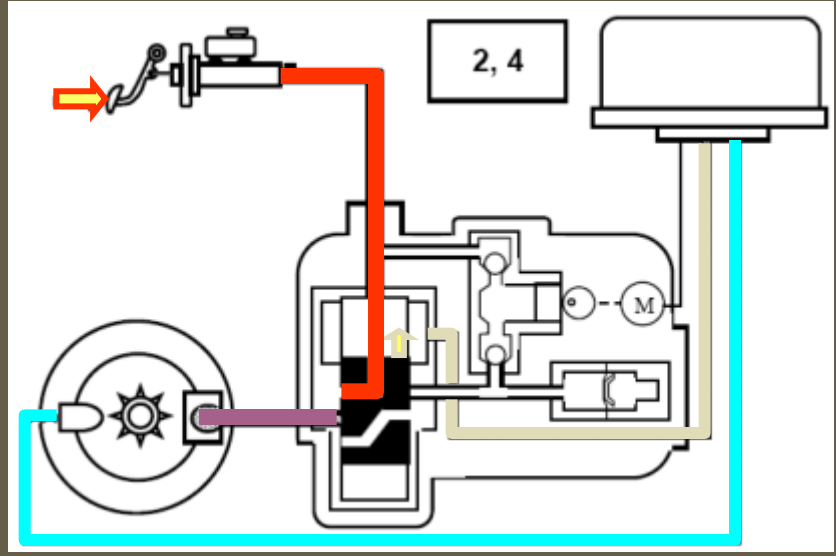
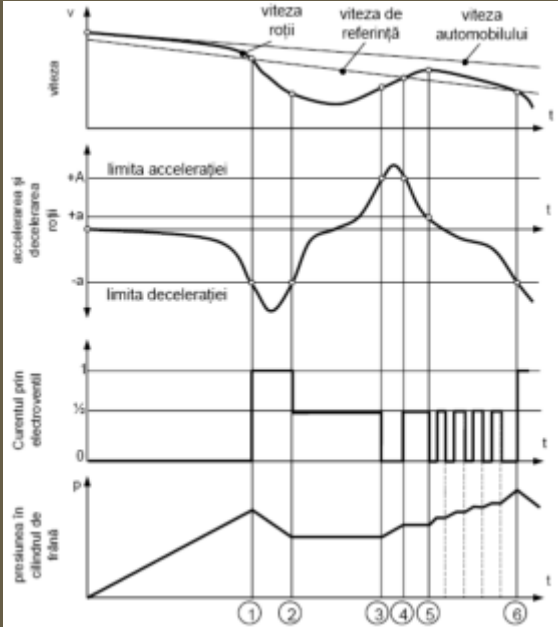


Figura 7.13

Ca urmare, înfășurarea electroventilului este alimentată la o valoare a curentului notată $\frac{1}{2}$ în figura 7.11, valoare ce permite poziționarea pistonului distribuitor astfel încât se separă circuitul pompei centrale de circuitul etrierului cu plăcuțele de frână.

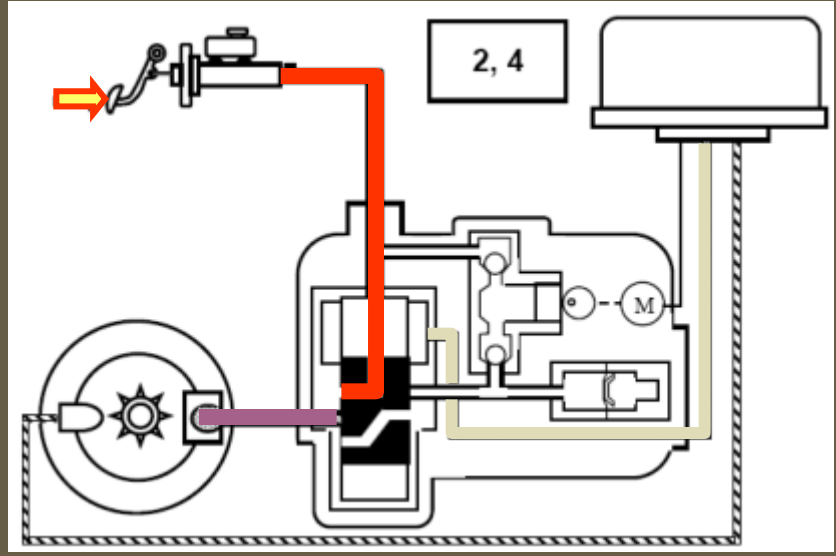
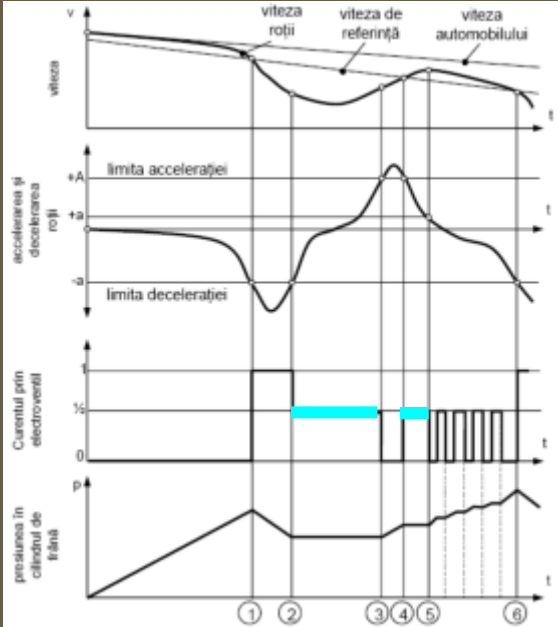


Figura 7.13

Presiunea din etrier se menține constantă, la valoarea din momentul acționării electroventilului. Această situație se întâlnește între momentele ② și ③, ④ și ⑤, etc. precizate în figura 7.11.

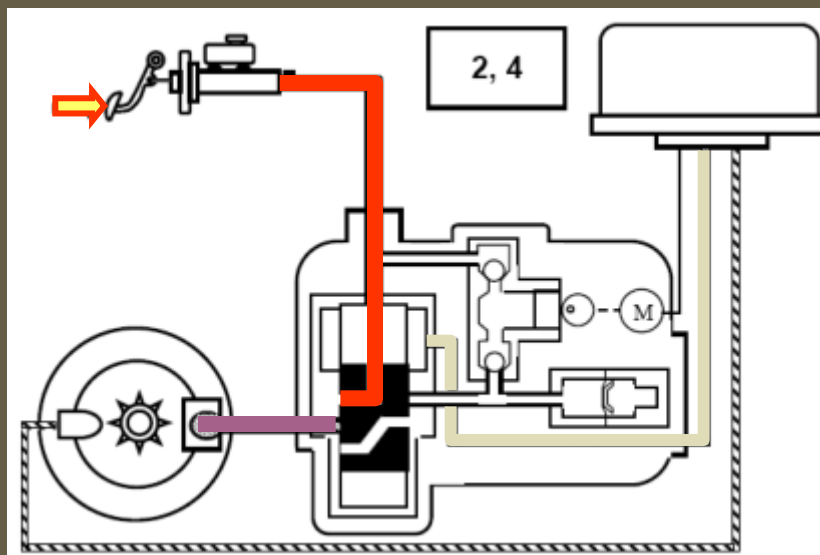
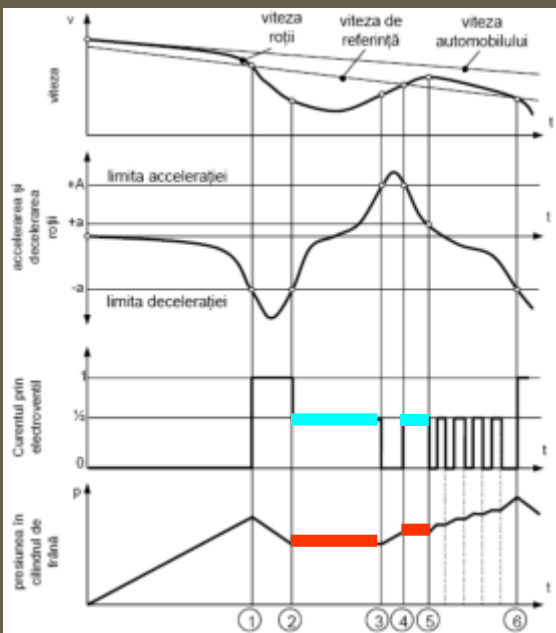


Figura 7.13

În figura 7.13 se precizează momentele de început, respectiv valorile 2, 4 și se sugerează grafic citirea informației de la sensorul de viteză a roții și alimentarea înfășurării ventilului electromagnet.

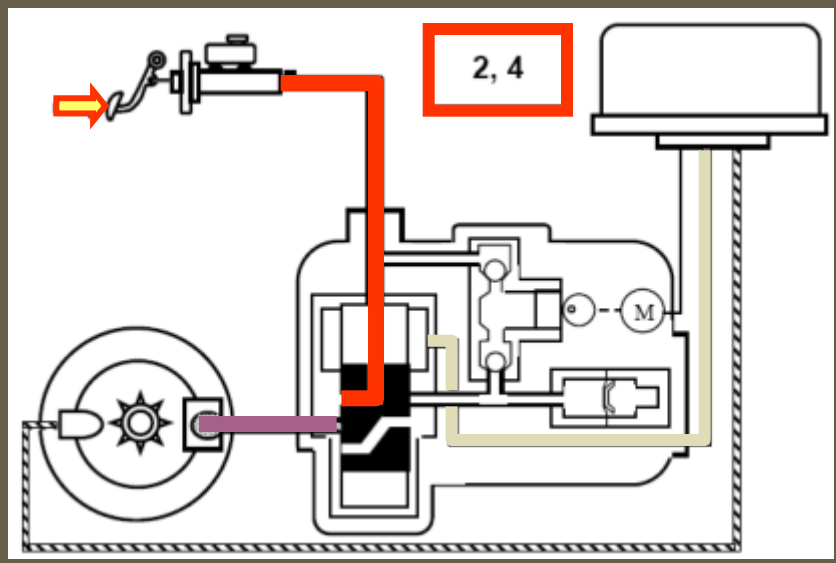
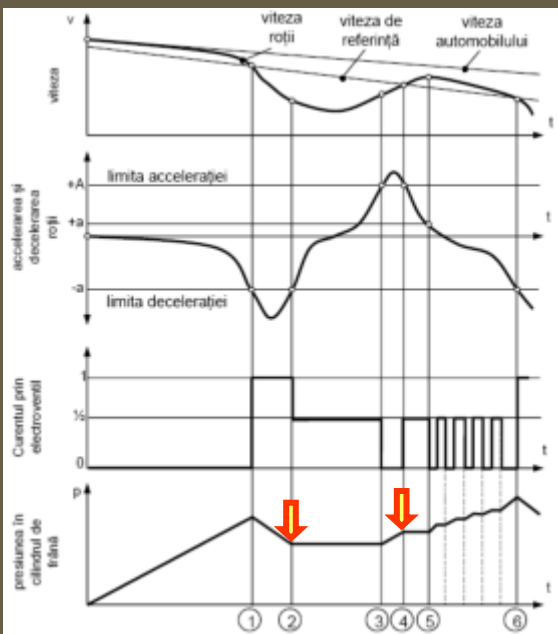


Figura 7.13

În figura 7.14, semnalul de la sensorul de viteză de rotație a roții este evaluat de unitatea electronică de control care constată riscul blocării din cauza unei decelerări prea mari, respectiv că se depășește limita decelerării.

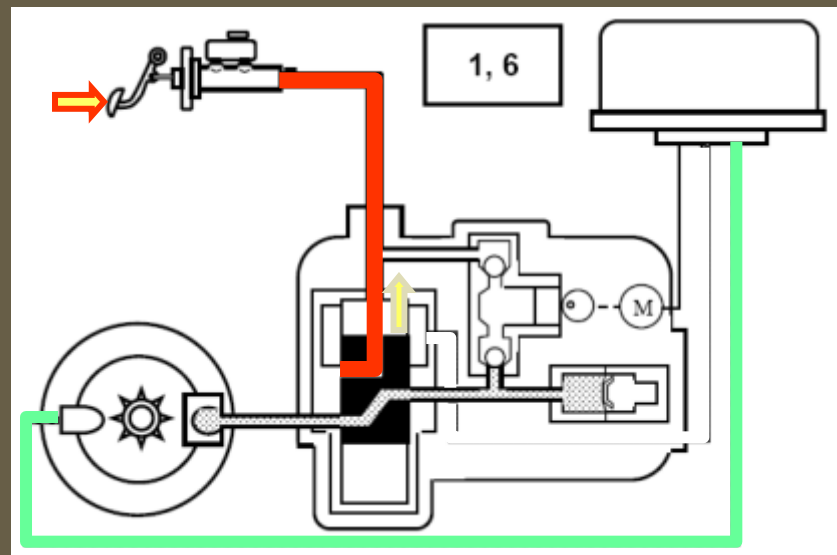
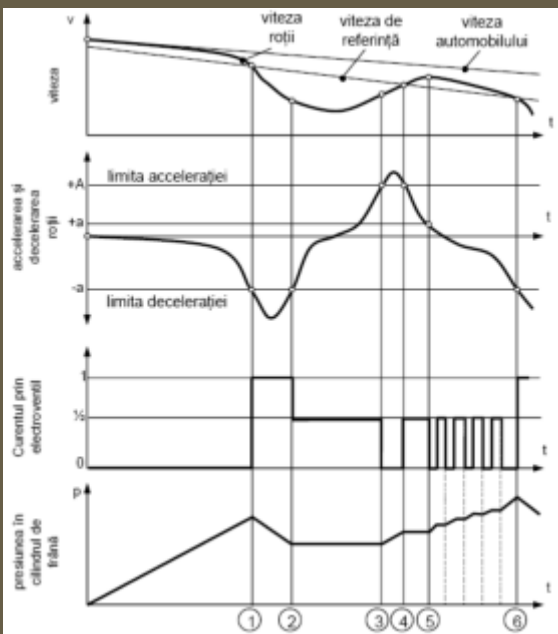


Figura 7.14

Ca urmare, înfășurarea electroventilului este alimentată la o valoare a curentului notată 1 în figura 7.11, valoare ce permite poziționarea pistonului distribuitor astfel încât se separă circuitul pompei centrale de circuitul etrierului cu plăcuțele de frână, iar circuitul etrierului se conectează la acumulator, unde lichidul de frână în surplus este stocat temporar.

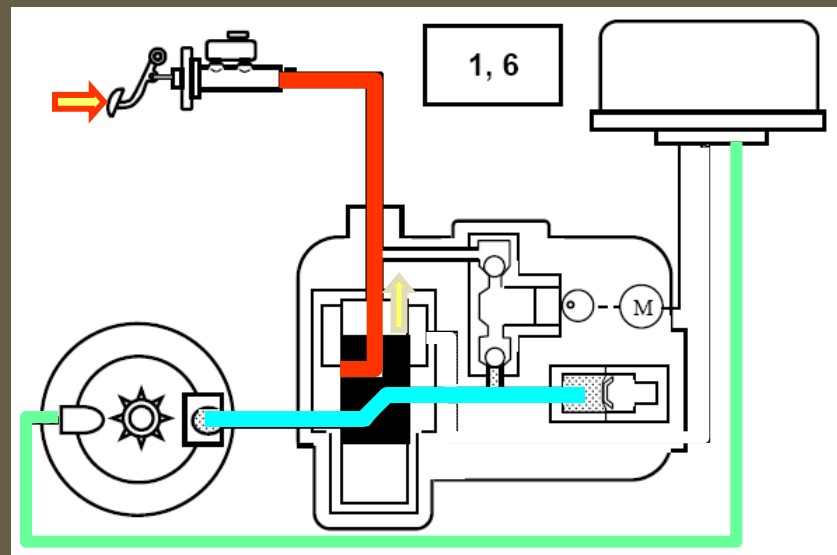
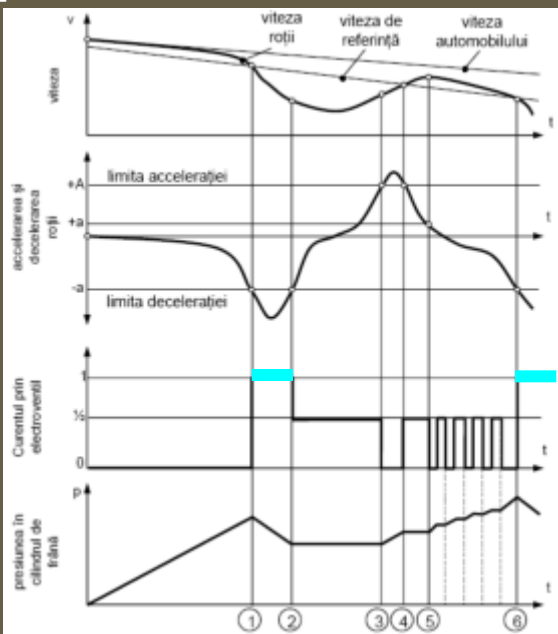


Figura 7.14

Presiunea din etrier se reduce și ca urmare turația roții crește. Această situație se întâlnește între momentele ① și ②, după ⑥ etc. precizate în figura 7.11.

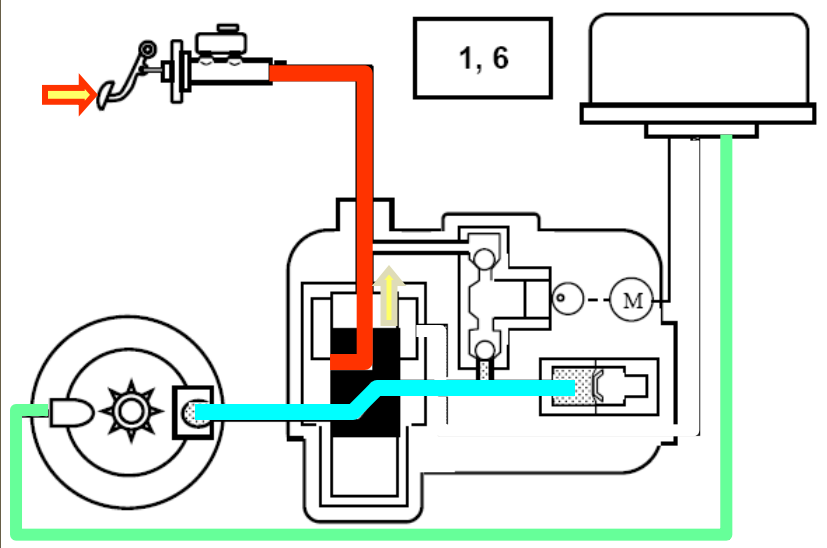
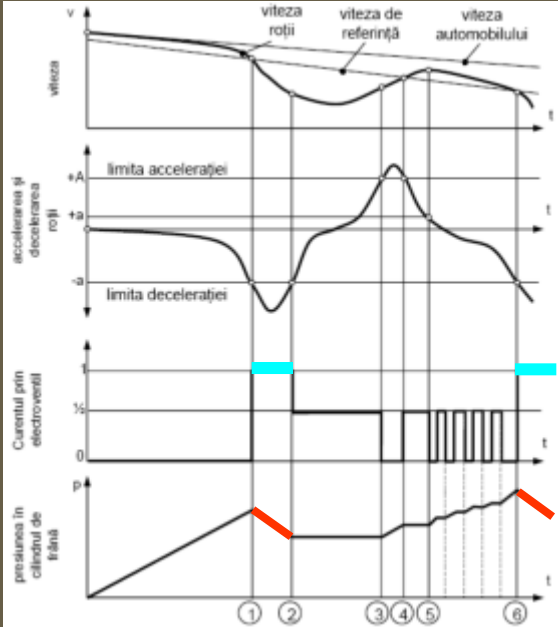


Figura 7.14

În figura 7.14 se precizează momentele de început, respectiv valorile 1 și 6 și se sugerează grafic citirea informației de la sensorul de viteză a roții și alimentarea înfășurării ventilului electromagnet la valoarea cea mai mare a curentului.

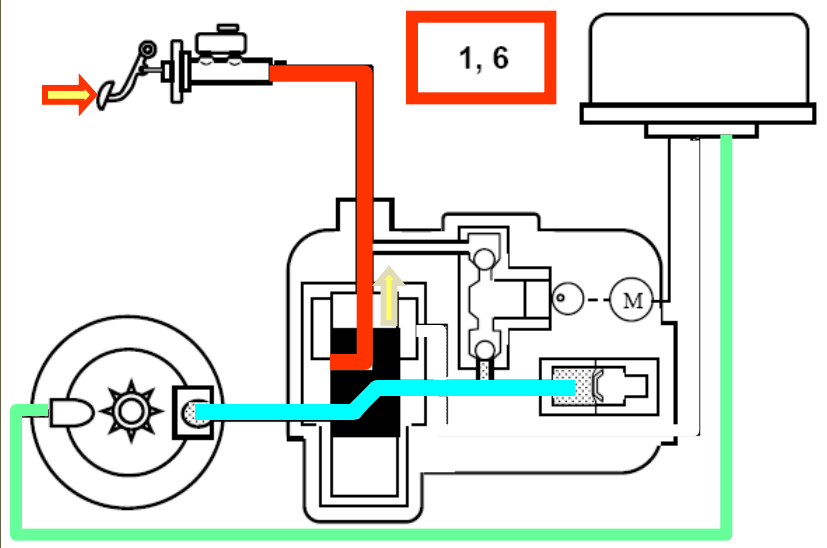
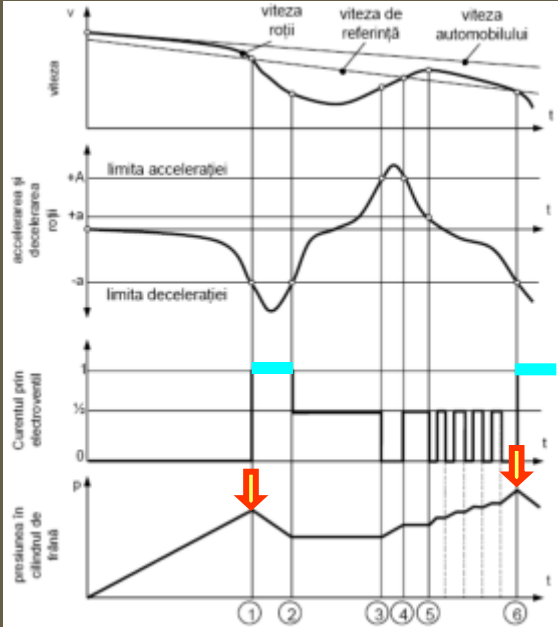
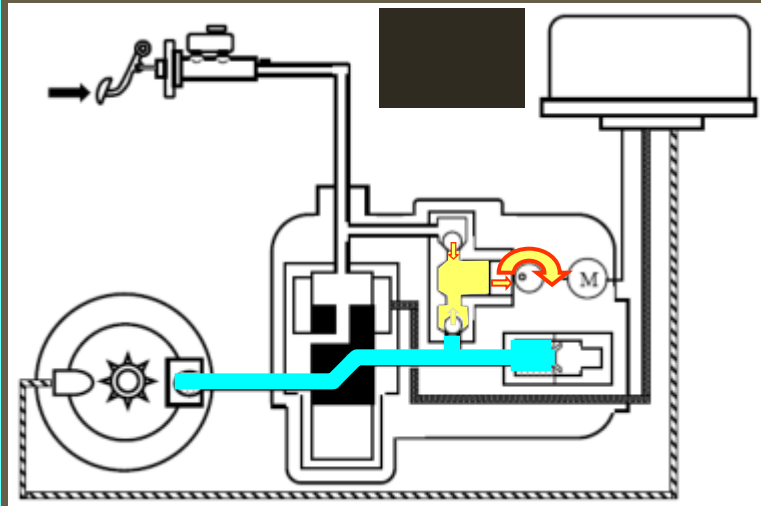


Figura 7.14

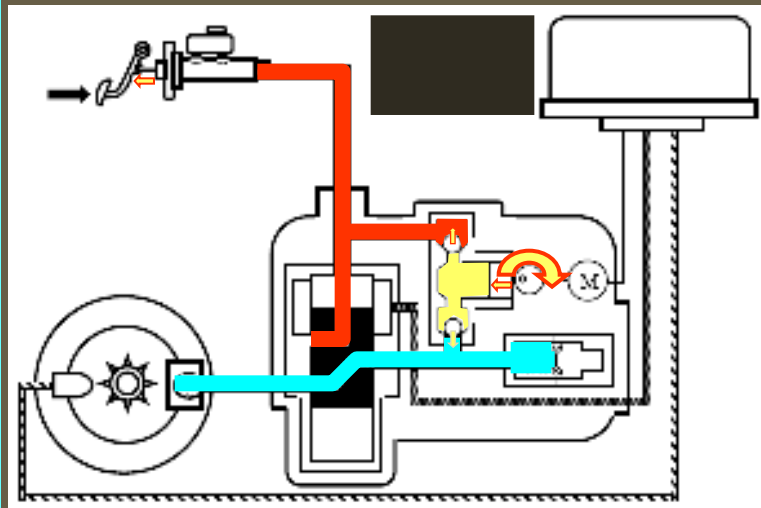
În final, lichidul de frână stocat în acumulator este recirculat și ajunge în circuitul hidraulic al pompei centrale prin acțiunea pompei acționată de motorul M ce rotește un excentric, care, la rândul său antrenează un piston. Se poate ușor observa modul de lucru al pompei. Când pistonul se deplasează spre dreapta, diafragma pretensionată a acumulatorului împinge lichidul de frână din acumulator și bila inferioară deschide supapa corespunzătoare.



Lichidul de frână este absorbit în spatele pistonului, depresiunea ce apare ducând la închiderea supapei cu bilă din partea superioară.

Când pistonul pompei se deplasează spre stânga, se crează o presiune ce închide supapa cu bilă din partea inferioară și deschide supapa cu bilă din partea superioară.

Lichidul de frână este pompat în circuitul pompei centrale. Acțiunea pompei de recirculare a lichidului de frână este perceput de conducătorul auto prin șocuri ce se simt la pedala de frână.



Așa cum evidențiază graficul din figura 7.15, în cazul frânării pe asfalt uscat (curba A), decelerarea maximă se obține cu o alunecare mică (mai puțin de 20%) a roții și nu cu blocare (100% alunecare).

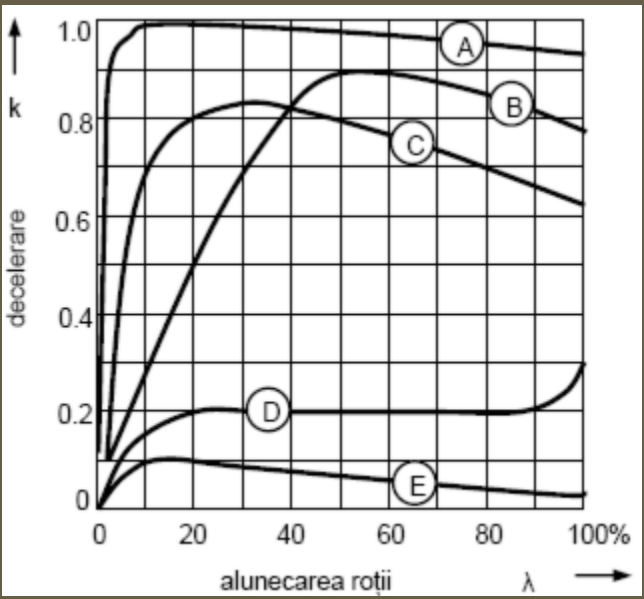


Figura 7.15

Conform principiului de funcționare expus, se analizează rezultatul unui test cu un automobil din clasa compactă.

În figura 7.15 se prezintă situația pentru asfalt uscat în linie dreaptă (A) și în curbă (B), pentru gheață umedă (cu cauciucuri de iarnă, respectiv curba C și E). Se prezintă și frânarea pe zăpadă proaspătă (D), unde, odată blocată, roata mai întâi sapă o brazdă și se oprește.

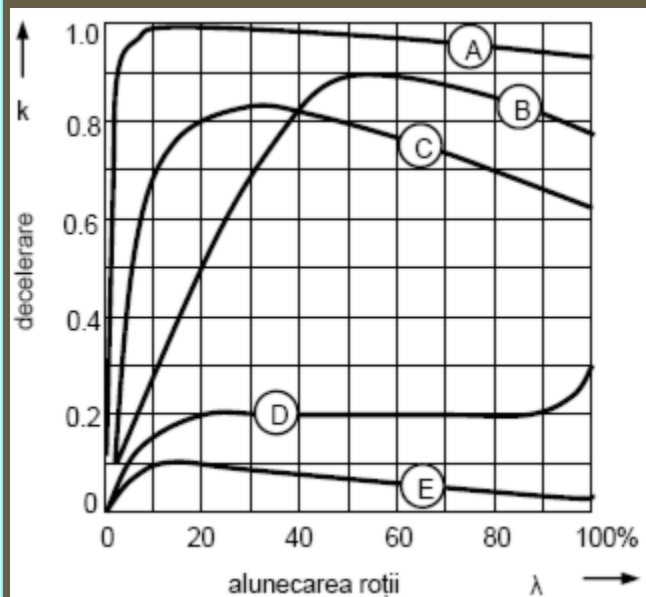


Figura 7.15

În figura 7.16 se prezintă rezultatele testului din punctul de vedere al distanțelor de oprire. Analizând spațiile de oprire s-ar părea că în trei cazuri ABS mărește aceste spații. Trebuie de aceea să considerăm mai întâi modul în care mașina se oprește fără ABS: cu două roți pe zăpadă și două pe asfalt ud, automobilul s-a răsucit 180° (tête-à-queue).

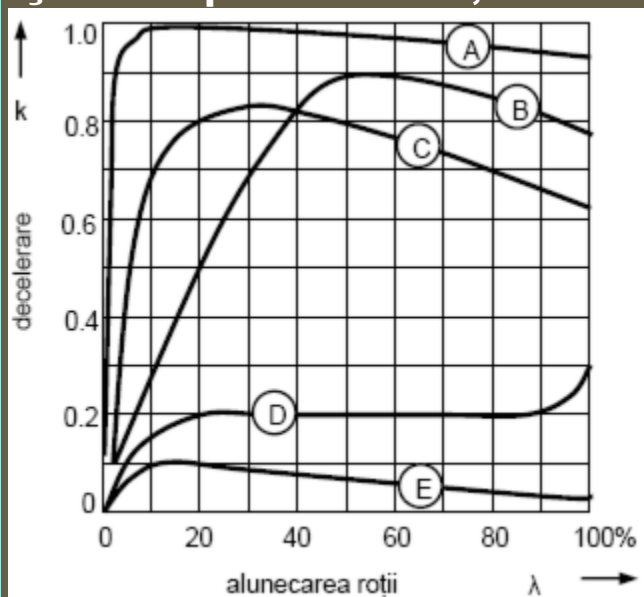


Figura 7.15

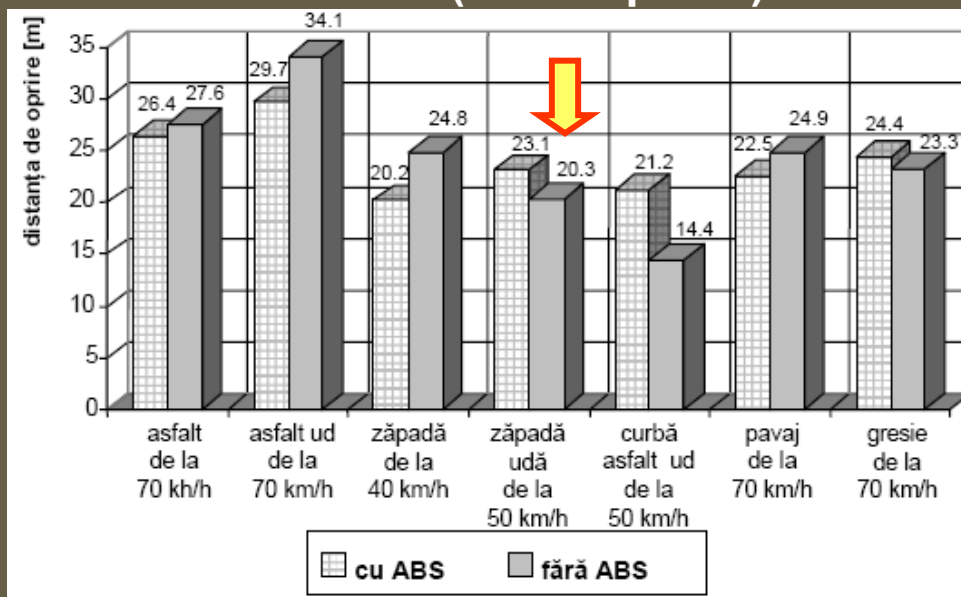


Figura 7.16

În curbă, pe asfalt ud, automobilul s-a deplasat în linie dreaptă, părăsind traiectoria impusă. În ambele cazuri sunt evidente consecințele grave ale pierderii controlului asupra vehiculului.

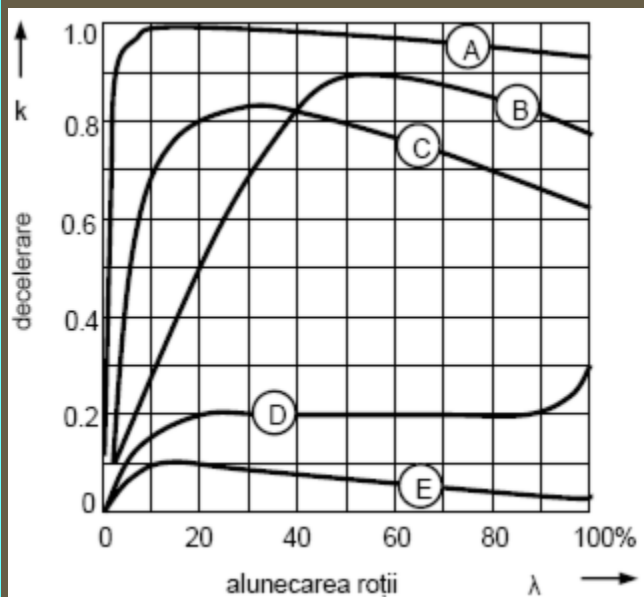


Figura 7.15

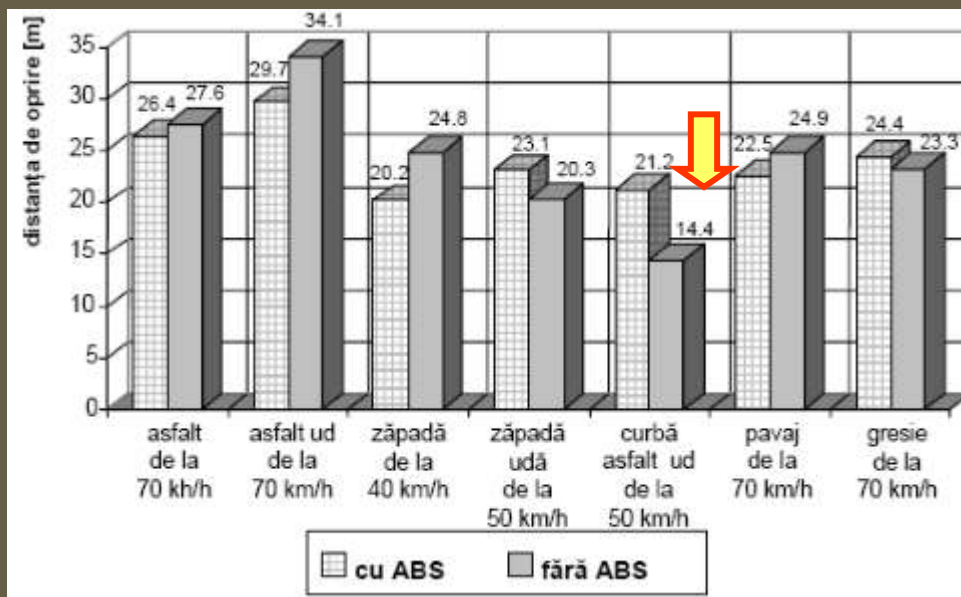


Figura 7.16



Pe gresie, fără ABS apar semne de derapare. Comportamentul cu ABS este superior, calitatea crescând cu cât viteza de răspuns a sistemului este mai mare. Putem deci trage concluzia că *ABS realizează o distanță minimă de frânare, în condițiile păstrării stabilității și a controlului direcției automobilului.*

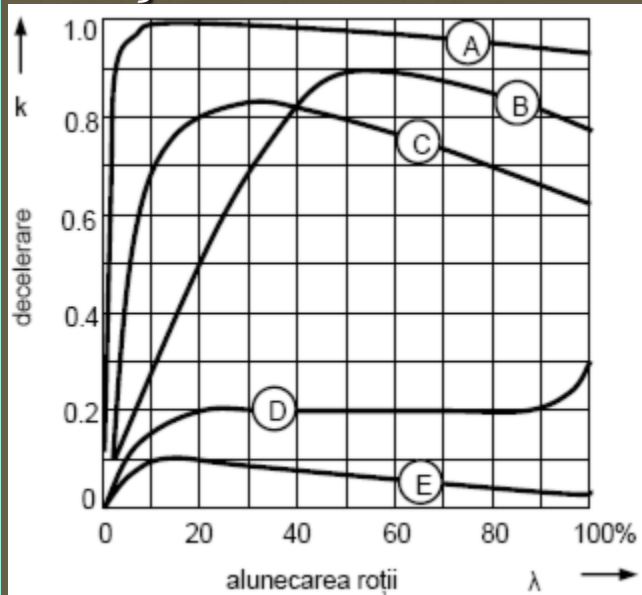


Figura 7.15

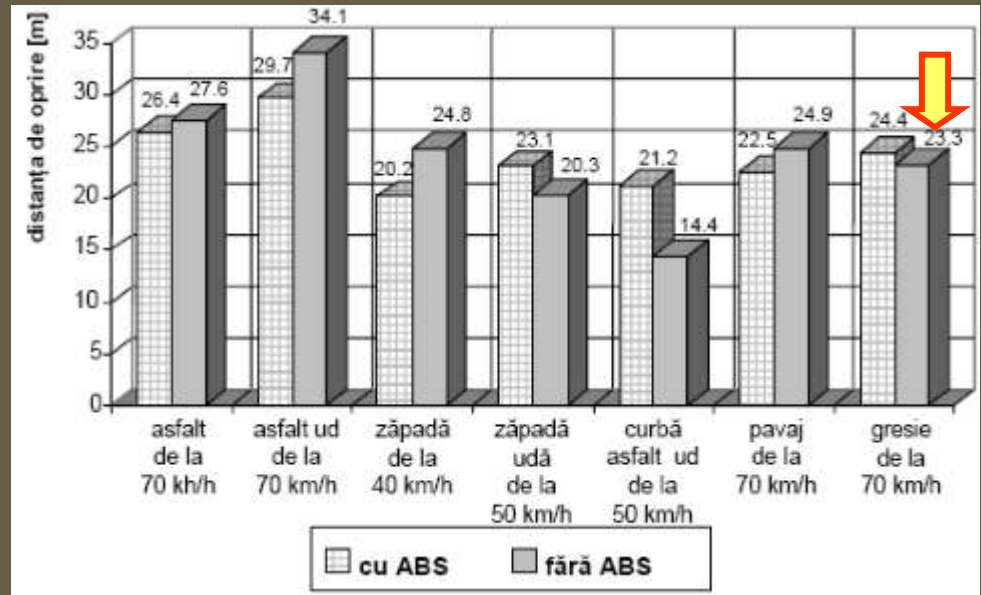


Figura 7.16

BAZELE LOGICE ALE CONTROLULUI ANTIBLOCARE

Structura simplificată a unității electronice de control pentru sistemul ABS este prezentată în figura 7.17.

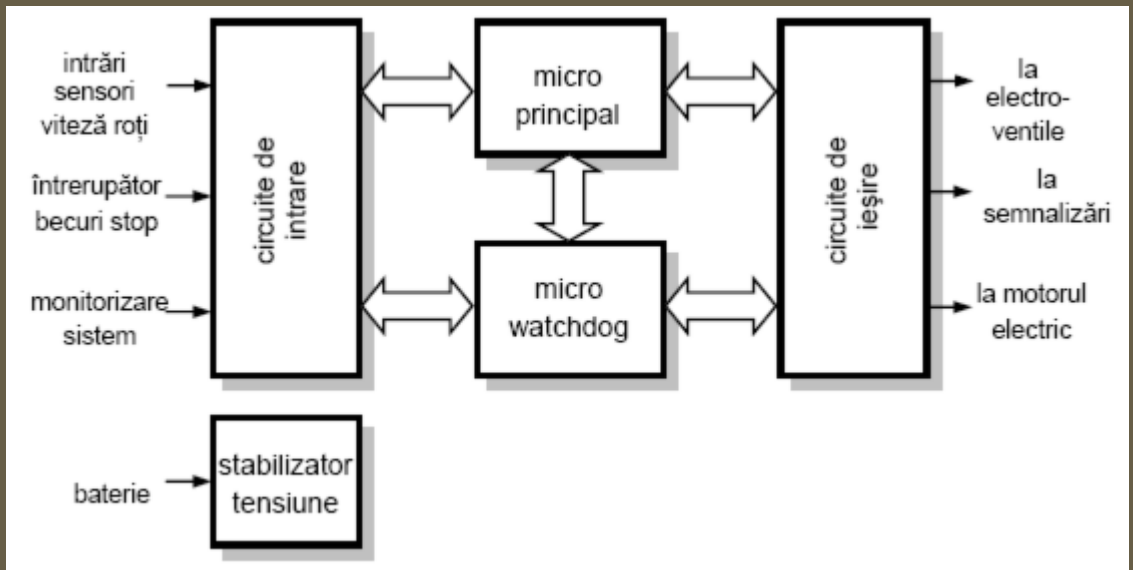
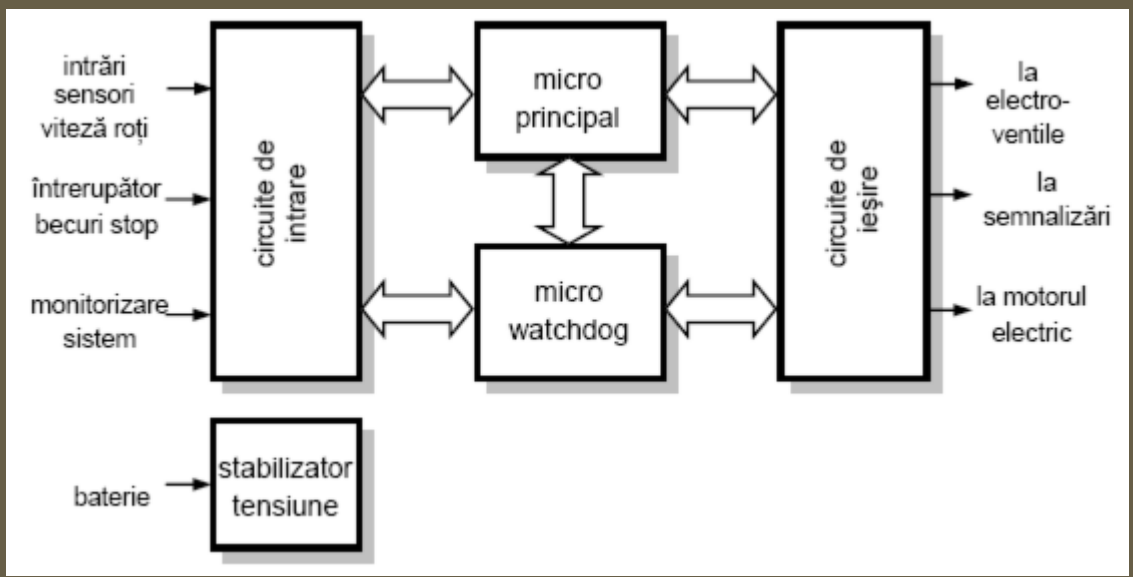


Figura 7.17

Datorită complexității frânării cu sistem antiblocare și a cerințelor privind stabilitatea și păstrarea controlului asupra direcției precum și o valoare bună a distanței de frânare, algoritmul de control al frânării este reprezentat mai simplu ca o diagramă în spațiul stărilor decât ca o schemă de control clasic proporțional-integrator-derivativ (PID).



O diagramă de stare simplificată pentru un canal din sistemul antiblocare este prezentată în figura 7.18.

În această diagramă, un vehicul care nu frânează sau decelerează va fi în starea **FRÂNARE NORMALĂ**. Dacă acțiunea antiblocare este garantată, aceasta se datorează faptului că presiunea de frânare pe un anumit canal a provocat începerea blocării unei roți.

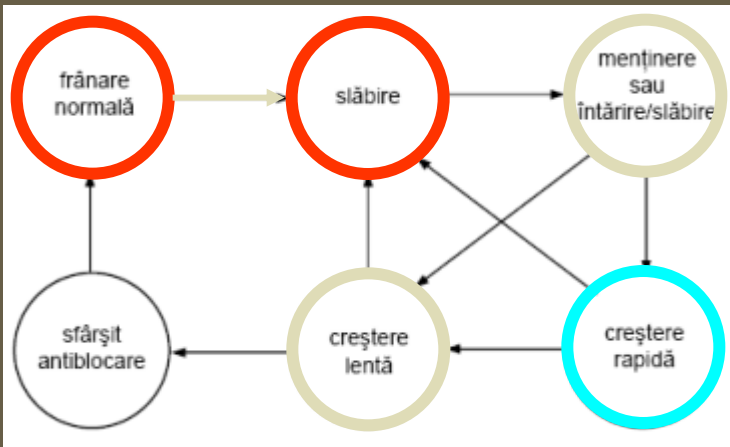


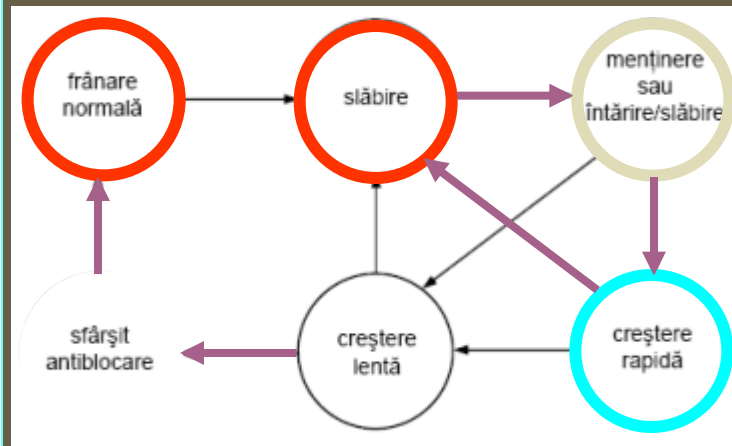
Figura 7.18

Prima acțiune va trebui să descrească presiunea de frânare (starea **SLĂBIRE**), într-un efort de a permite roții să se reaccelereze.

Controlul fin al presiunii de frânare este indicat prin stările cu etichetele **MENȚINERE SAU ÎNTĂRIRE / SLĂBIRE** și **CREȘTERE LENTĂ** și controlul cursului este indicat de starea **CREȘTERE RAPIDĂ**.

Controlul cursului este folosit în mod tipic pe durata schimbărilor rapide ale stării suprafeței de rulare, cum ar fi tranziții gheață - asfalt.

Pe durata ciclului antiblocare starea se va schimba, funcție de necesități, pentru a asigura tipul de presiune de frânare și a modifica viteza roții, așa cum s-a văzut în figura 7.11. Odată ce necesitatea acțiunii antiblocare s-a sfârșit, se atinge starea **SFÂRȘIT ANTIBLOCARE**.



Cum această abordare în spațiul stărilor se integrează într-un microcontroler tipic, organigrama este prezentată în figura 7.19.

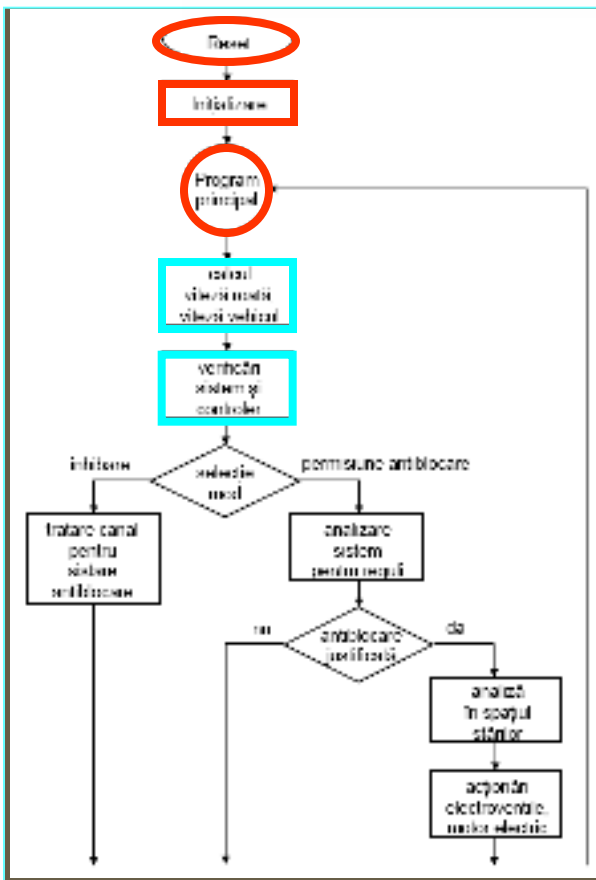


Figura 7.19

După RESET și INIȚIALIZARE, microcontrolerul intră într-o buclă de program PRINCIPAL care include verificări extinse ale sistemului și unității electronice de control, precum și calcule ale vitezelor roților, predicția vitezei vehiculului, analiza condițiilor de garantare a acțiunii antiblocare / lege de control în spațiul stărilor și acționările electroventilului și a motorului pompei.

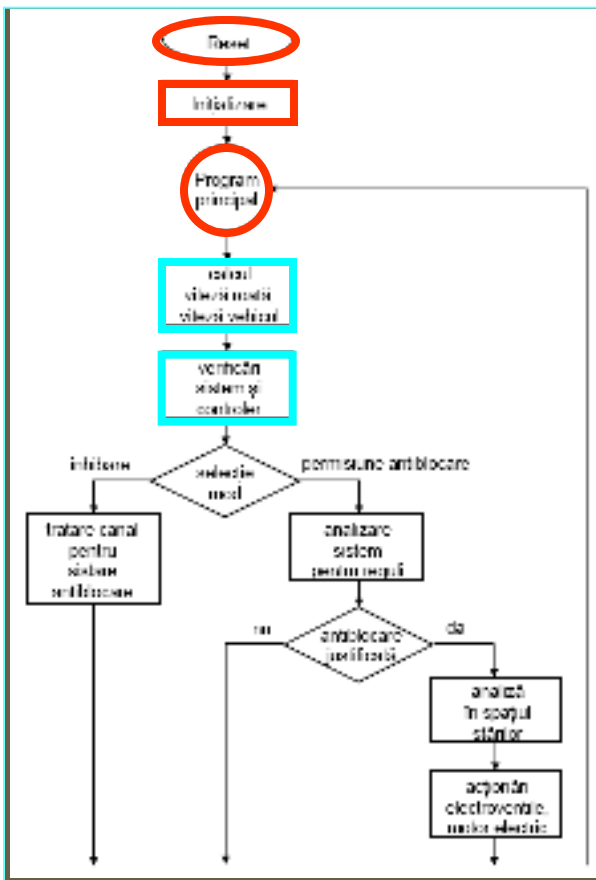


Figura 7.19

Calcularea vitezelor roților constă în scalarea informațiilor de la senzorii de viteză a roților pentru a căpăta o formă mai ușor de utilizat și poate necesita filtrarea zgomotului datorat oscilațiilor axei, scârțâitului frânelor, influenței altor sisteme electrice. O considerație importantă este aceea că lățimea benzii de accelerare și decelerare a roții este largă, putându-se atinge și o valoare de 50 g.

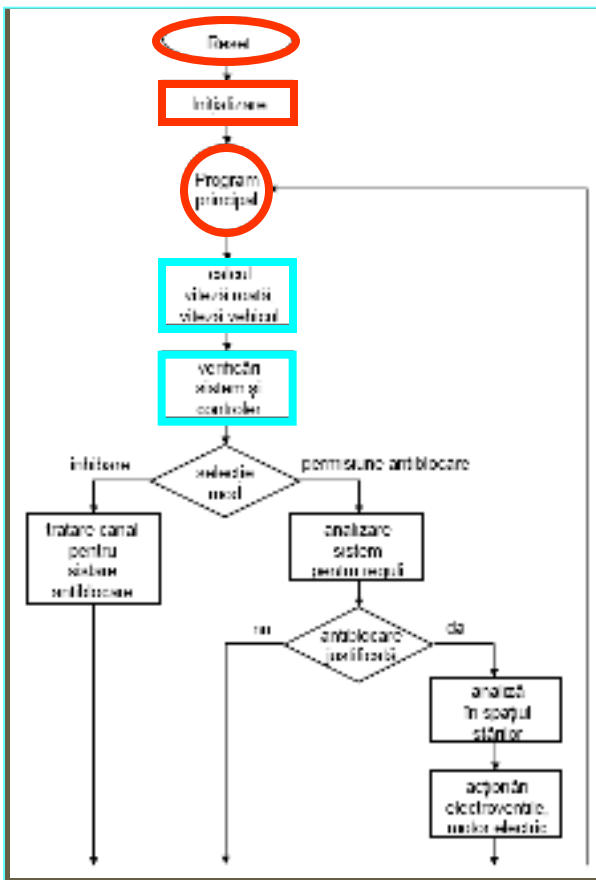


Figura 7.19

Predicția vitezei vehiculului este critică pentru multe scheme de control, întrucât turația roții raportată la viteza vehiculului, precum și alunecarea roții, pot fi utilizate pentru a determina acțiunea corespunzătoare a electroventilului. Predicția vitezei vehiculului devine dificilă odată ce roțile încep să se blocheze, întrucât sensorii nu mai sunt indicatori corecți ai vitezei vehiculului.

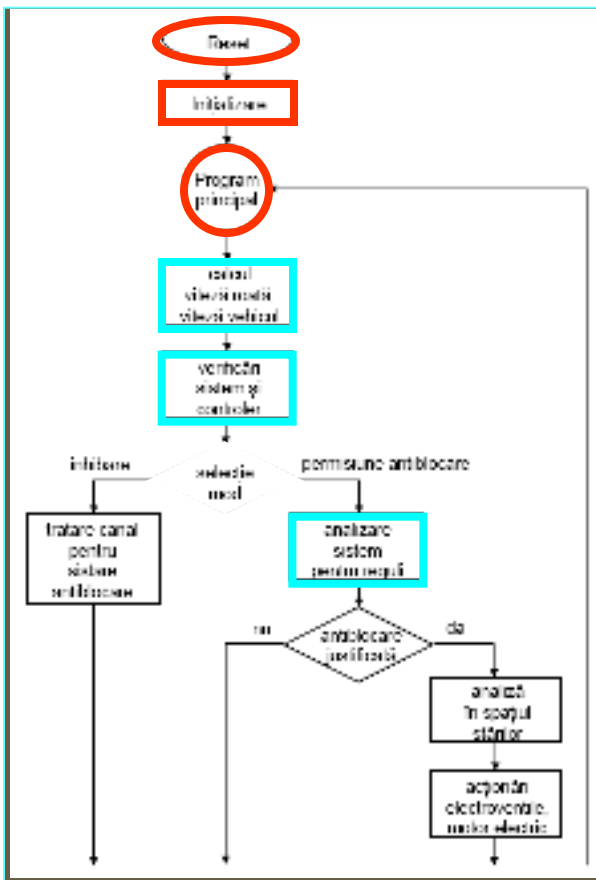


Figura 7.19

Metodele folosite pentru a prezice viteza vehiculului odată ce roțile au început să se blocheze constau dintr-un set de reguli ce au fost dezvoltate de producătorii de sisteme antiblocare de-a lungul anilor de experiență pentru a asigura un înalt grad de acuratețe raportată la viteza reală a vehiculului.

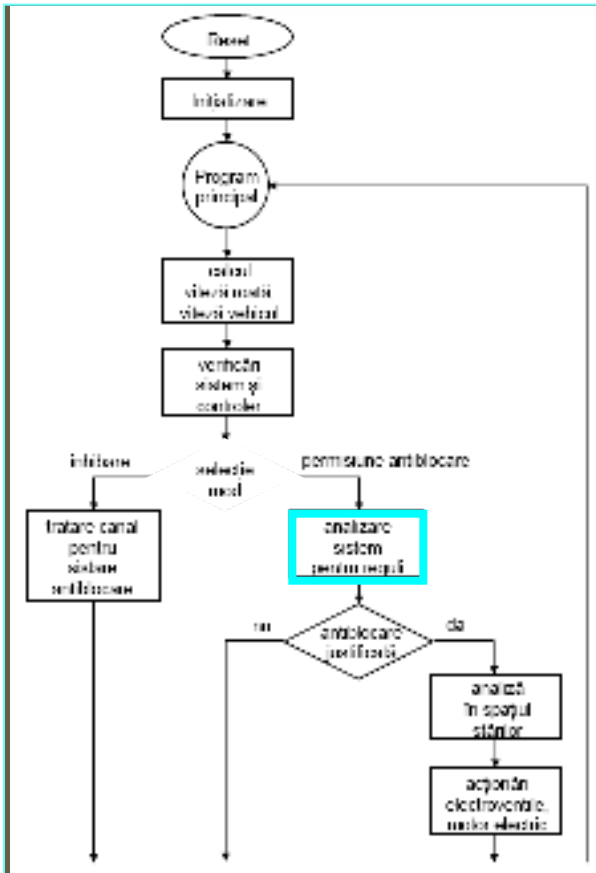


Figura 7.19

Odată ce s-a determinat că starea permite utilizarea în siguranță a acțiunii antiblocare, se analizează condițiile privind turația roților pentru a se stabili starea corectă a canalului. Indicatorii primari pentru majoritatea schemelor de control antiblocare sunt alunecarea roții și decelerarea roții. Un alt factor considerat este efectul asupra stabilității vehiculului atunci când se comandă o anumită stare.

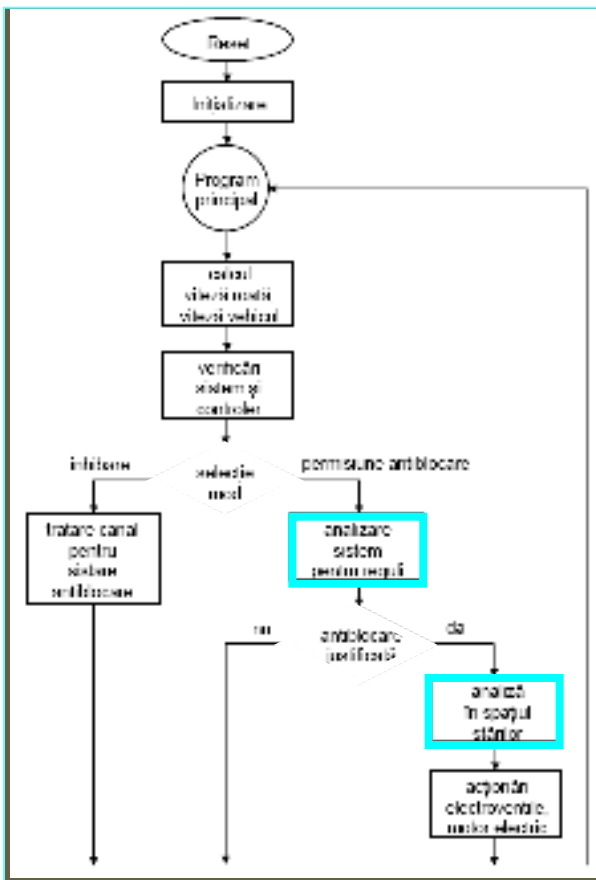


Figura 7.19

Odată ce s-a determinat că starea permite utilizarea în siguranță a acțiunii antiblocare, se analizează condițiile privind turația roților pentru a se stabili starea corectă a canalului. Indicatorii primari pentru majoritatea schemelor de control antiblocare sunt alunecarea roții și decelerarea roții. Un alt factor considerat este efectul asupra stabilității vehiculului atunci când se comandă o anumită stare.

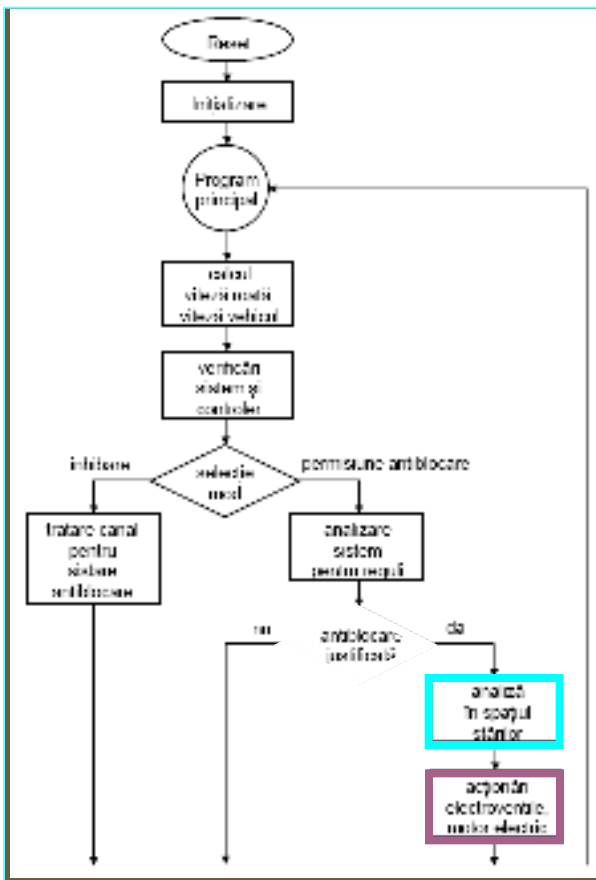


Figura 7.19

Acționarea electroventilelor sau a motorului electric al pompei este un rezultat direct al deciziei luate de logica de analiză în spațiul stărilor. Dispozitivele de acționare vor rămâne în mod normal în starea comandată până ce microcontrolerul reface bucla de program (în mod normal câteva milisecunde).

Testarea sistemelor antiblocare a evoluat în decursul timpului. Se includ cele mai comune teste cu automobilul, după cum urmează:

- Oprire în linie dreaptă;
- Frânare în viraj;
- Coeficienți de frecare diferiți asociați cu criterii de stabilitate;
- Testări pe suprafețe cu tranziții, incluzând piatră cubică și suprafețe cu coeficienți de frecare scăzut / ridicat și ridicat / scăzut;
- Manevră de schimbare bandă de circulație.

Toate aceste teste trebuie realizate pe suprafețe diverse, la o mare diversitate a vitezelor și cu vehicule încărcate ușor sau greu.



CÂTEVA ASPECTE ECONOMICE

Prețul ABS depinde în mod substanțial de numărul de bucăți produse și explozia vânzărilor are deci ca efect reducerea costurilor.

Într-adevăr, proiectarea, dezvoltarea software-ului și experimentarea pe un nou model (sau pentru adaptarea unui nou tip de instalație pe o mașină deja în producție) necesită circa un an de muncă.

Un producător cum este Continental efectuează 84 de tipuri de încercări diverse înainte de a delibera asupra unei instalații ABS, pentru a garanta funcționalitatea și fiabilitatea în toate condițiile.

Acestea sunt costuri fixe, care în mod logic vor avea o incidență mai mică asupra prețului final dacă vor fi repartizate pe un milion de exemplare produse, decât pe 100.000. De asemenea și scăderea prețurilor pentru partea electronică a avut o influență importantă. Integrarea progresivă a diferitelor componente a redus timpii și complicațiile de asamblare. Pe de altă parte, având mai puține piese, rezultă economie în procesul de fabricație și o fiabilitate mai ridicată.

Eficiența unui sistem antiblocare nu se evaluează numai prin reducerea spațiilor de oprire. Aceste spații nu sunt întotdeauna inferioare cu ABS față de situația frânării cu roți blocate (dar în cele mai multe cazuri sunt), așa cum evidențiază și probele menționate anterior cu automobilul din clasa compactă. Mai important este însă faptul că sistemul antiblocare permite controlul ușor al automobilului, urmărind traiectoria dorită.



Acesta se traduce prin reducerea derapajelor și a pătrunderilor pe contrasens, sau prin posibilitatea de a nu ieși de pe carosabil și de a modifica direcția pentru a evita un eventual obstacol.

Cu roata blocată, dimpotrivă, traiectoria este necontrolabilă. Acesta este un pericol grav, chiar mai serios decât cel reprezentat de spațiile de oprire mai lungi cu care se frânează folosind ABS pe unele suprafețe particulare, cum ar fi pe zăpadă proaspătă sau pe un strat de gheață.



Din punct de vedere economic, banii cheltuiți suplimentar pentru dotarea automobilului cu ABS se pot regăsi într-o investiție optimă, din moment ce sistemul reduce probabilitatea de tamponare (sau reduce consecințele unei eventuale ciocniri). Valoarea economisită într-o astfel de situație nedorită poate fi semnificativă, dacă luăm în considerare actualele prețuri la reparații.

Pe de altă parte, la vitezele de pe autostradă, o singură frânare cu roțile blocate (de exemplu de la 140 km/h), ce ar putea fi impusă pentru a evita un pericol, provoacă uzura pronunțată a celor patru pneuri.

Uzura astfel apărută poate produce vibrații atât de mari încât să facă necesară înlocuirea lor. Numai atât și prețul este comparabil cu un ABS opțional.

