

# Prelegerea nr. 7

## CONTROLUL ELECTRONIC AL MERSULUI ÎN GOL

### Probleme generale

Modificarea temperaturii motorului provoacă schimbarea regimurilor de frecare care, împreună cu un anumit grad de uzură a motorului, conduc la modificarea turației de mers în gol dacă secțiunea de curgere a aerului se menține constantă.

Soluția problemelor este utilizarea unui sistem care controlează secțiunea de curgere a aerului cu ajutorul unui dispozitiv electromecanic, pe baza informației obținute prin măsurarea turației de mers în gol.

Principalele avantaje ale soluției sunt:

- **se asigură emisii poluante reduse în mod constant și mers în gol economic, în cele mai variate condiții de funcționare;**
- **se poate scădea în mod substanțial turația de mers în gol, ceea ce permite economisirea benzinei;**
- **se elimină scăderile bruște ale turației de mers în gol când se conectează anumite sarcini, cum ar fi: faruri, instalație de climatizare, punerea în funcțiune a transmisiei automate.**

Sistemul poate fi utilizat numai în corelație cu un sistem de injecție a benzinei.

Părțile componente ale sistemului sunt:

- **dispozitivul aerului suplimentar;**
- **întrerupătorul clapetei de accelerație;**
- **sensorul de temperatură;**
- **unitatea de control în buclă închisă;**
- **comutatorul mersului în gol (opțional pentru aplicații specifice).**

Dispozitivul de control al aerului suplimentar (de tip electromecanic rotativ sau liniar) este montat într-o conductă by-pass peste clapeta de accelerație. Dispozitivul controlează prin intermediul poziției părții sale mobile secțiunea efectiv deschisă pentru circulația aerului și, prin aceasta, valoarea turației de mers în gol.

Debitmetrul de aer utilizat în sistemul de injecție măsoară și aerul suplimentar prin acest circuit, modificând în mod corespunzător cantitatea de benzină injectată.

Când motorul este rece, comportarea sa este mult mai bună dacă turația de mers în gol este mai ridicată. Semnalul necesar evaluării acestei situații se obține cu ajutorul unui sensor de temperatură montat în circuitul lichidului de răcire. Pe măsură ce temperatura crește, turația de mers în gol se reduce până la valoarea corespunzătoare motorului cald, în mod gradat sau prin salt.

Dacă se acționează pedala de accelerație în sensul deschiderii clapetei, turația motorului crește. Unitatea electronică de control tinde să comande sistemul înapoi spre valoarea fixată

pentru mers în gol. În acest fel, dispozitivul de mers în gol ar fi acționat în direcția "închis", până când se oprește la capăt.

Totuși această situație trebuie prevenită, deoarece, dacă clapeta de accelerație se deschide simultan cu cuplarea unor sarcini suplimentare (transmisie automată, aer condiționat, servodirecție), turația poate scădea drastic pentru o scurtă perioadă de timp. Din acest motiv, pentru a crește secțiunea de curgere a aerului din dispozitivul de aer suplimentar, se va folosi un semnal preluat de la întrerupătorul clapetei de accelerație. În acest fel se evită scăderea valorii turației.

Pentru anumite aplicații apare în sistem și un comutator al mersului în gol. Astfel, pentru a fi posibil să se asigure suficientă putere pentru funcționarea sistemului de aer condiționat, apare necesară o creștere a turației de mers în gol.

De asemenea, adesea este necesar să se reducă turația de mers în gol atunci când se cuplează transmisia automată a vehiculului. Creșterea sau scăderea turației de mers în gol se realizează folosind informația de la un comutator pentru mers în gol.

## Funcționarea unității de control al mersului în gol în buclă închisă

Turația fixată este menținută constantă cu ajutorul unei unități de control în buclă închisă, conform unei structuri de tipul prezentat în figura 6.1.

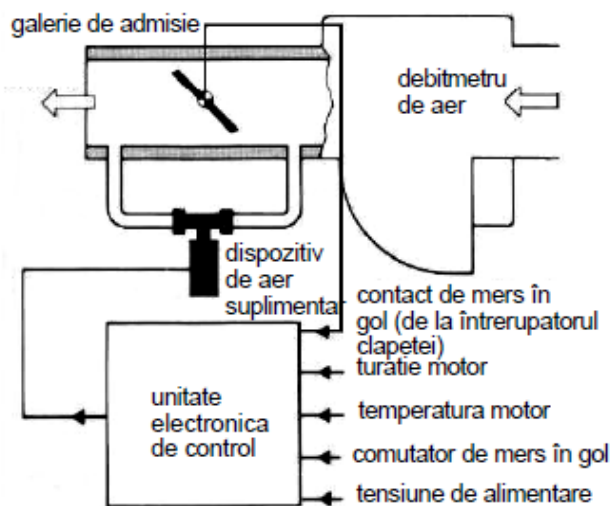


Figura 6.1

Informația necesară privind turația instantanee curentă a motorului este furnizată unității de control de sistemul de aprindere. Impulsurile corespunzătoare turației sunt convertite într-o tensiune. Această tensiune este comparată cu o tensiune corespunzătoare turației fixate. Din diferența celor două semnale, unitatea de control generează un semnal sub forma unui tren de impulsuri modulate în durată. Semnalul respectiv este furnizat dispozitivului de aer suplimentar. Pentru o bună stabilitate a reglajului, un etaj cu prag reduce câștigul controlului în jurul valorii prescrise a turației de mers în gol. Controlerul acționează după o caracteristică de tip proporțional-integrator. Unitatea de control este proiectată astfel încât, ținând cont de tipul motorului,

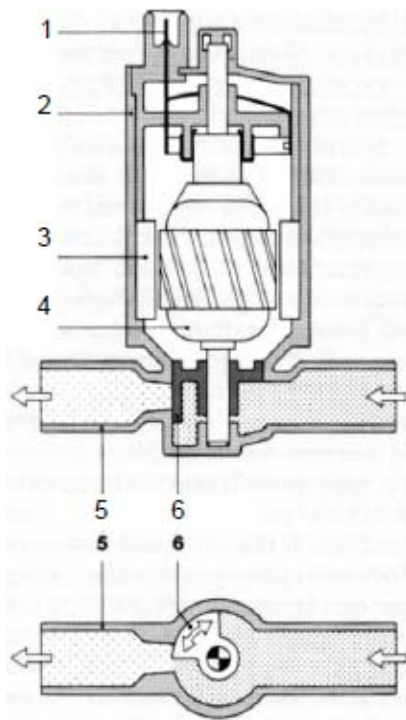
secțiunea minimă de deschidere a dispozitivului aerului suplimentar să fie restricționată în așa fel încât, în general, aceasta să nu fie închisă complet.

Intrările de semnal adiționale în unitatea de control, cum ar fi cele de la sensorul de temperatură și de la întrerupătorul clapetei de accelerație, sunt prevăzute pentru a evita acțiuni nedorite ale sistemului de control, de exemplu la temperaturi scăzute, pe durata schimbării treptei de viteză etc.

Principiul de funcționare a dispozitivului de aer suplimentar, indiferent că este de tip rotativ sau liniar, este cel al poziționării electromagnetice a unei armături mobile, funcție de valoarea medie a tensiunii de alimentare a unei înfășurări. Pentru aceasta, forța electromagnetică va fi echilibrată de un resort de o formă constructivă adecvată.

Realizând o dependență de tip direct proporțional între tensiunea de alimentare a înfășurării și poziția armăturii mobile, rezultă o modalitate foarte atractivă utilizarea semnalului sub formă de impulsuri modulate în durată. Această modalitate de lucru este foarte ușor de folosit în sisteme de control în buclă închisă. Singurile cerințe impuse semnalului de acționare se referă la putere și la frecvență. Frecvența se stabilește din criteriul de evitare a rezonanței mecanice.

O exemplificare a modului de lucru în cazul unui dispozitiv rotativ este prezentată în figura 6.2.



1 - conexiune electrică

2 - carcasă

3 - magnet permanent

4 - rotor

5 - by-pass peste clapeta de accelerație

6 - lamă rotativă

**Figura 6.2**

Se poate observa ușor cum, prin modificarea poziției unghiulare a lamei rotative, secțiunea efectivă de curgere a aerului este la rândul ei modificată.

Circuitul regulator din unitatea de control primește informația despre turația de mers în gol reală, compară această valoare cu valoarea prescrisă și, prin intermediul dispozitivului rotativ, reglează debitul de aer până când valorile celor două turații coincid.

Unele sisteme de control folosesc o construcție a dispozitivului aerului suplimentar în care acționarea este asigurată de un motor pas cu pas. Acest motor poziționează o piesă conică în secțiunea circulară a canalului prin care circulă aerul suplimentar. În acest mod se modifică secțiunea efectivă a circuitului de aer și prin aceasta valoarea debitului de aer suplimentar.

## Controlul electronic al mersului în gol cu acționarea obturatorului

La unele sisteme de injecție electronică, cum ar fi Mono-Jetronic (Bosch), controlul turației de mers în gol (în buclă închisă) utilizează un sistem de acționare electrică a clapetei de accelerație pentru a stabili turația de mers în gol și a menține un mers în gol consistent, pe toată durata de serviciu a vehiculului. Sistemul Mono-Jetronic este de tip fără întreținere, deoarece nu sunt necesare reglaje ale turației și amestecului de mers în gol.

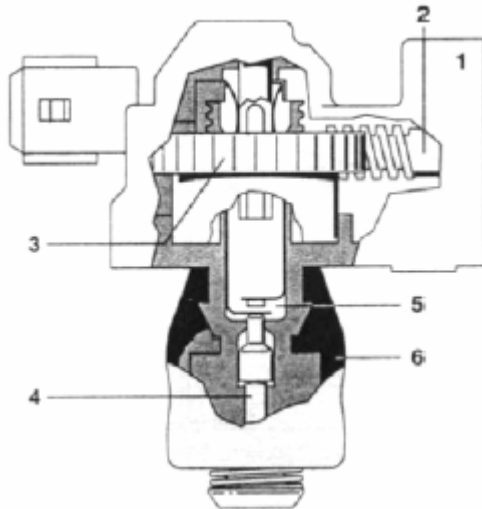
În acest tip de control al turației de mers în gol, dispozitivul de acționare al clapetei de accelerație, care deschide clapeta de accelerație cu ajutorul unui levier, este controlat astfel încât turația de mers în gol este menținută cu exactitate în toate condițiile de funcționare.

Aceasta se produce indiferent dacă sistemul electric al vehiculului este puternic încărcat, sistemul de aer condiționat este cuplat, cutia de viteze automată este în "drive", sau servodirecția este complet aservită etc. De asemenea temperatura motorului nu are nici un efect, la fel nici altitudinea mare, atunci când sunt necesare unghiuri mai mari de deschidere ale clapetei de accelerație pentru a compensa presiunea atmosferică mai mică.

Controlul turației de mers în gol adaptează turația de mers în gol la condițiile de funcționare ale motorului. În majoritatea cazurilor turația de mers în gol se reduce, ceea ce este o contribuție decisivă pentru a reduce consumul de benzină și noxele din gazele de evacuare.

#### Dispozitivul de acționare a clapetei de accelerație

Dispozitivul de acționare a clapetei de accelerație (figura 6.4), prin intermediul axului său de control, poate ajusta levierul clapetei de accelerație și astfel să influențeze cantitatea de aer disponibilă pentru motor.



1 – corp cu motor electric

2 – melc

3 – roată melcată

4 – ax de poziționare

5 – contact mers în gol

6 – burduf de cauciuc

**Figura 6.4**

Dispozitivul de acționare este antrenat cu un motor de curent continuu care acționează axul de reglare printr-un angrenaj cu melc - roată melcată.

Funcție de direcția de rotație a motorului (care la rândul său depinde de polaritatea tensiunii aplicate), axul de reglare fie se extinde și deschide clapeta de accelerație, fie se retrage și reduce unghiul clapetei de accelerație.

Axul de control încorporează un contact de comutator care se închide atunci când axul apasă levierul clapetei de accelerație și furnizează unității electronice de control semnalul de mers în gol.

Pătrunderea prafului și a umezelii este prevenită de un dispozitiv cu burduf din cauciuc plasat între axul de control și corpul dispozitivului de acționare a clapetei de accelerație.

## 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):

$$F_x = \mu G_{\text{roata}}$$

unde:

- $F_x$  – forța de frecare după direcția  $x$ ;
- $\mu$  – coeficientul de frecare anvelopă-drum;
- $G_{\text{roata}}$  – 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.

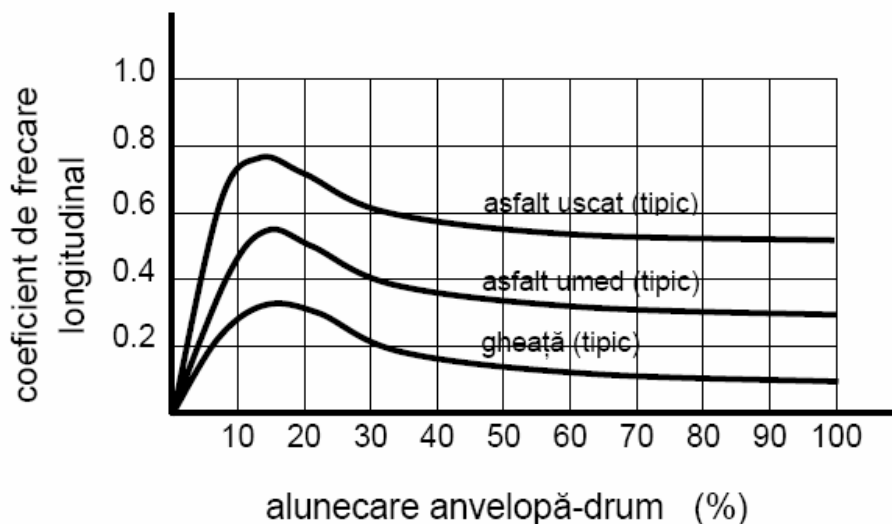


Figura 7.1

Din această figură și din ecuația (7.1) sunt evidente următoarele observații:

#### **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.

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. 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:

$$F_y = \mu_{\text{lateral}} G_{\text{roata}} \quad (7.1)$$

unde:

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

Coeficientul de frecare lateral scade rapid odată ce o roată începe să lunece 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);
- $\theta$  – unghiul drumului;
- $f_r$  – coeficientul de rezistență la rostogolire =  $(R_{xf} + R_{xs})/G \cos \theta$ .

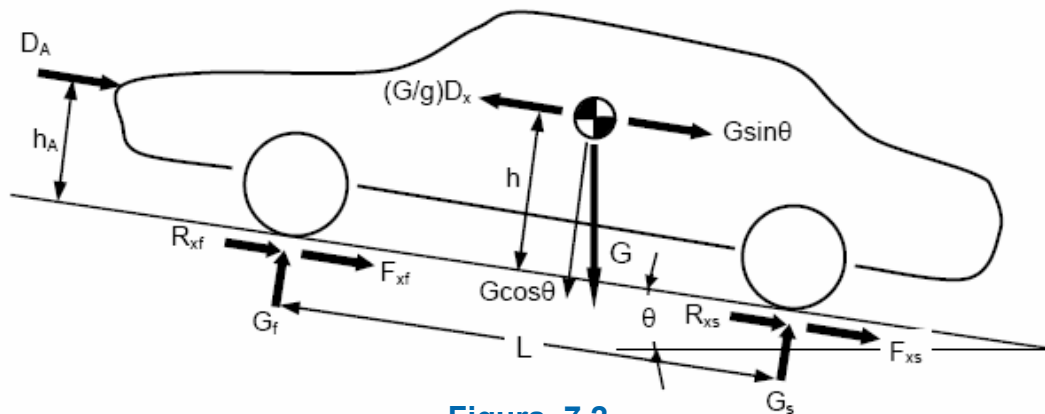


Figura 7.2

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).

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

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

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

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. Ecuația (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;
- $\mu_v$  – 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:

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

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

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

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.

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 pistonului (sau pistonșelor, dacă așa dictează proiectarea). Cuplul static de frânare poate fi calculat folosind următoarea ecuație:

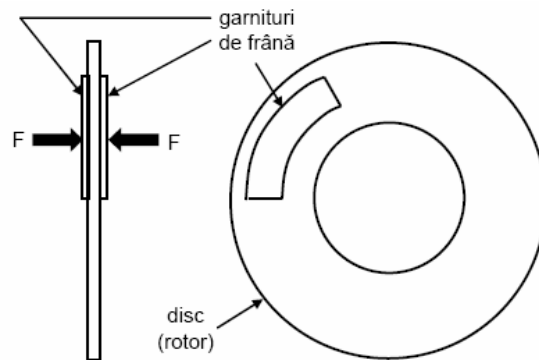


Figura 7.3

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

unde:

- $C$  – cuplul de frânare;
- $P$  – presiunea aplicată;
- $A$  – aria pistonului;
- $E$  – 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.

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.

Ecuația 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.

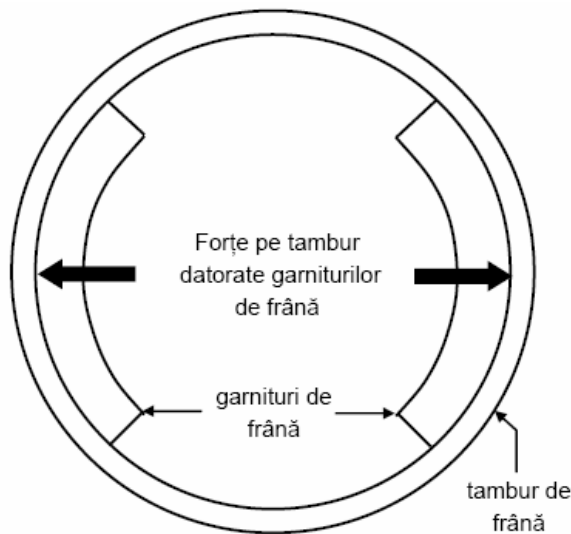


Figura 7.4

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 frânelor, 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.

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 a asigura presiunea necesară pentru frânare.

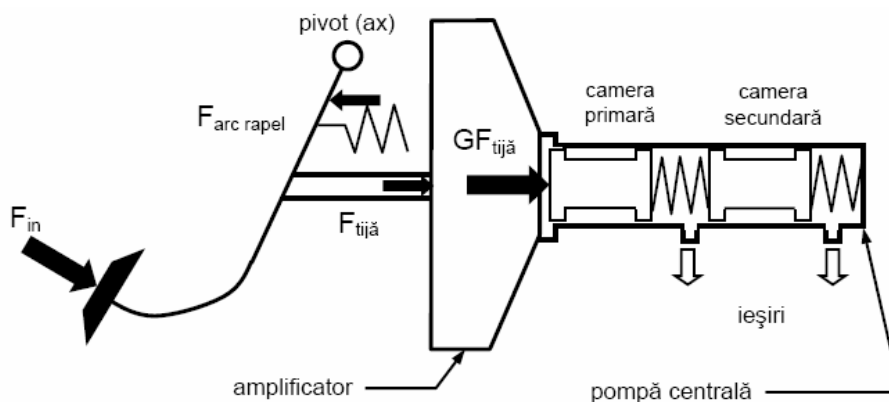


Figura 7.5

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:

- $\eta$  – 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;
- $G_{ampl}$  – 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; 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
- $A_{piston}$  – 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 greutății, așa cum se arată în ecuația (7.5), presiunile care sunt corespunzătoare pentru 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 greutății 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

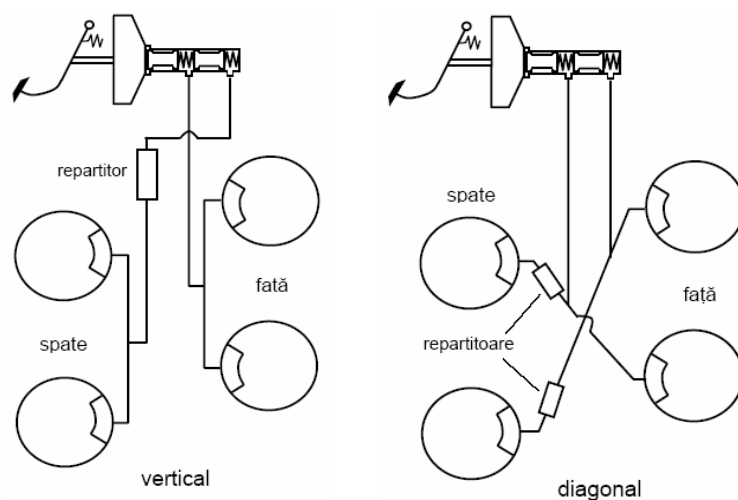


Figura 7.6

folosit la vehiculele cu tracțiune pe față.

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 expoda;**
- **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.

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 senzorii de viteză a roților, modulatorul hidraulic, sursa de putere hidraulică (în mod uzual un motor electric / pompă) și unitatea electronică de control.

**Senzorii 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



căruia 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.

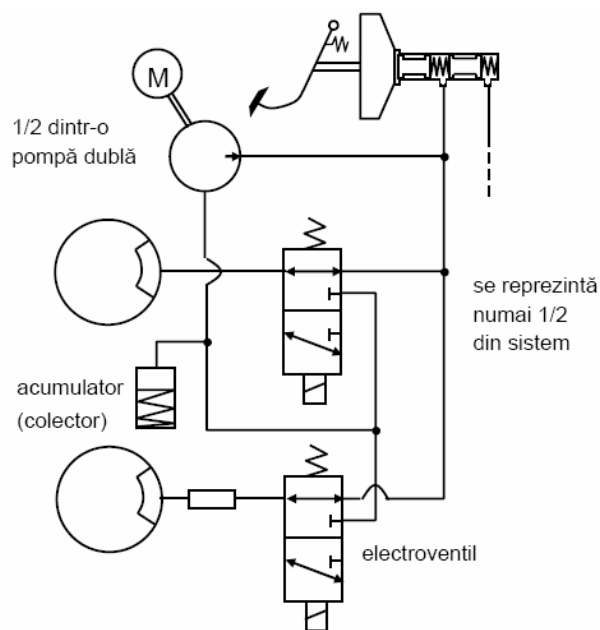
Se folosesc senzori cu reluctanță variabilă atât unipolari cât și bipolari, funcție de aplicație: senzorii unipolari tind să aibă nivele mai înalte ale semnalului de ieșire, iar cei bipolari o imunitate mai bună la anumite tipuri de zgomote. O limitare a acestei tehnologii este aceea că la viteze foarte 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 senzori 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 senzori convenționali cu reluctanță variabilă.

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

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.

Figura 7.7

**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 celuiilalt 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.

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

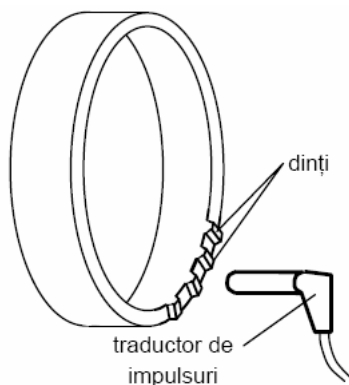


Figura 7.8

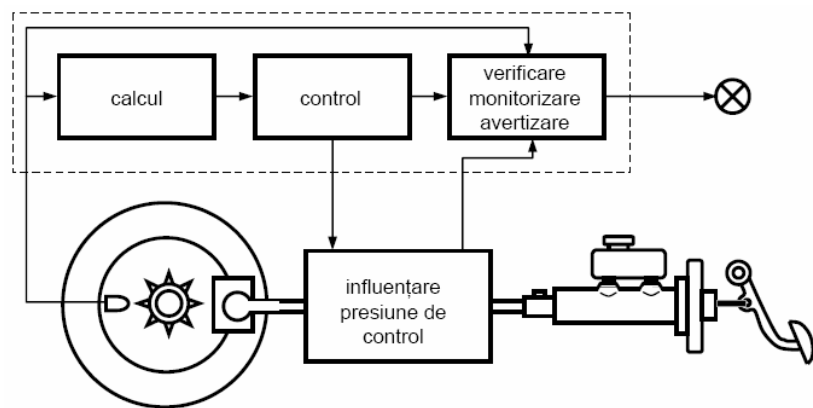


Figura 7.9

Controlerul electronic evaluează semnalele furnizate de sensorii 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:

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.



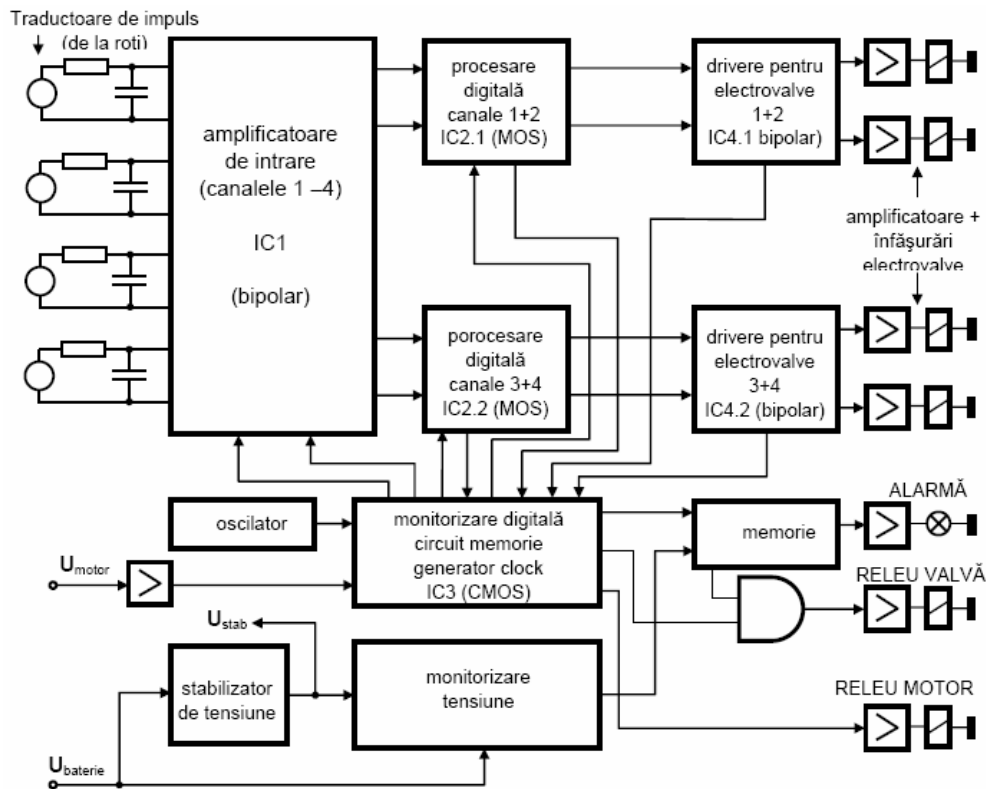


Figura 7.10

- *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 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.