

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ" TIMISOARA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**  
**CATEDRA DE MASINI HIDRAULICE**

Ing. PAL MURVAY

**CERCETĂRI PRIVIND COMPORTAREA TRANSMISIILOR  
HIDROSTATICE PENTRU SISTEME DE PROPULSIE ÎN  
REGIMUL DE FRÂNARE**

- TEZĂ DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC  
Prof. Dr. Ing. MIRCEA BĂRGLĂZAN

-1998 -

## **CUPRINS:**

1. Introducere.....	pag. 1
2. Necesitatea preocupărilor în domeniu.....	pag. 4
3. Consideratii privind frânarea autovehiculelor	
3.1.Echilibrul rotii motoare.....	pag. 9
3.2.Echilibrul rotii frânate .....	pag. 13
3.2.1.Cinematica rotii frânate.....	pag. 13
3.2.2.Ecuatiile de miscare ale rotii frânate .....	pag. 14
3.3.Limitarea de către aderență a momentelor si a fortelor care încarcă roata de autovehicul .....	pag. 18
3.3.1.Carcteristica de rulare a rotii frânate .....	pag. 21
3.3.2.Procesul de blocare a rotii frânate.....	pag. 25
3.4.Destinatia sistemului de frânare.....	pag. 29
3.5.Părți componente si clasificarea sistemelor de frânare.....	pag. 31
3.6.Conditii functionale.....	pag. 33
3.7.Normative privitoare la eficacitatea frânării.....	pag. 37
3.8.Dinamica frânării autovehiculului .....	pag. 37
3.8.1.Ecuatia de miscare a autovehiculului frânat.....	pag. 37
3.8.2.Parametri capacității de frânare.....	pag. 39
3.8.2.1.Determinarea deceleratiei.....	pag. 39
3.8.2.2.Determinarea spatiului de frânare .....	pag. 42
3.8.2.3.Determinarea timpului de frânare .....	pag. 45
3.8.3.Frânarea cu motorul nedecuplat.....	pag. 46
3.8.4.Frânarea cu blocarea rotilor .....	pag. 49
3.8.5.Diagrama frânării autovehiculului .....	pag. 53
3.8.6.Determinarea spatiului total de frânare .....	pag. 56
4. .Aspecte specifice frânării vehiculelor cu propulsie hidromecanică	
4.1.Propulsia hidrodinamică.....	pag. 62
4.2.Efectul de frânare al transmisiilor hidrodinamice. Frâne hidrodinamice.....	pag. 64
4.3.Propulsia hidrostatică .....	pag. 66



7. Compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice.....	pag. 193
8. Concluzii .....	pag. 200
Bibliografie .....	pag. 202



## **PREFATĂ**

Doresc să atasez aceste rânduri în fata unei lucrări, care reprezintă o parte din viața mea.

Pagina de față încearcă să schiteze starea mea psihică în retrospectiva timpului acordat unei activități științifice, căutând răspuns la întrebările:

Oare a meritat efortul depus ?

As putea să mai încerc încă odată ?

Sentimentul de satisfacție și în același timp de nemulțumire, ameliorate de o ușoară oboseală intelectuală, m-au împiedicat să găsesc răspunsul dorit.

Lucrarea s-a cristalizat în timpul activității mele la U.P.T, Facultatea de Mecanică, Catedra de Masini hidraulice și s-a finalizat în anii următori.

Mulumesc Domnului Profesor Dr. Ing. Mircea Bărglăzan pentru coordonarea exemplară, îndemnul și susținerea morală acordată pentru finalizarea lucrării.

Mulumesc deasemenea Domnului Profesor Dr. Ing. Victor Bălăsoiu pentru observațiile critice, și propunerile legate de lucrare.

Sunt recunoscător întregului colectiv al Catedrei de Masini hidraulice pentru observațiile și indicațiile primite.

Mulumesc tuturor colaboratorilor care m-au susținut și m-au ajutat la finalizarea lucrării, îndeosebi Domnului Director General Ing. Alexandru Buzzi managerul U.M.T. pentru asigurarea condițiilor de încercare, matem. Eugen Laszló pentru înregistrarea măsurătorilor și interpretarea rezultatelor acestora, D-lui Ing. Victor Dejeu pentru asigurarea cadrului tehnic și D-nelor Stefania Pâslaru și Ildiko Bolog pentru ajutorul acordat la redactarea lucrării.

În fine dar nu în ultimul rând mulțumesc soției și copiilor mei pentru răbdarea de care au dat dovadă timp de cinci ani de zile.

Timisoara

1998

Pal Murvay

## NOTATII:

$\ddot{x}$	– accelerația ștergarului	$m/s^2$
$\bar{r}$	– rază normală	—
$\ddot{\omega}$	– accelerație unghiulară	$rad/s^2$
$\phi$	– coeficient de aderență	—
$\alpha$	– unghiul pantei	°
$\zeta$	– forța tangențială specifică de frânare	—
$\mu$	– coeficientul de frecare static dintre pneu și cale	—
$\psi$	– coeficientul de rezistență a drumului	—
$\nu$	– vâscozitate cinematică	—
$\tau$	– constantă de timp	—
$\eta$	– vâscozitate dinamică	—
$\omega$	– pulsația	$1/s$
$\Theta$	– coeficient operational de distribuire a perturbațiilor	—
$\gamma$	– margine de fază	—
$\sigma$	– coeficient de suprareglare	—
$\rho$	– densitatea	$Kg/m^3$
$\nabla$	– operator Laplace	—
$\delta$	– coeficient de atenuare	—
$\varepsilon$	– coeficient de fază	—
$\delta'$	– coeficientul de influență a maselor în mișcarea de rotație cu motorul decuplat	—
$\mu_a$	– coeficientul de frecare de alunecare	—
$\phi_a$	– coeficientul de aderență la alunecare	—
$\varphi_a$	– coeficient de aderență local	—
$(a_r)_a$	– alunecarea relativă corespunzătoare începutului patinării	—
$\kappa_a$	– factor de corectie	—
$\gamma_f$	– forța de frânare specifică	—
$\eta_f$	– randamentul frânării	%
$\zeta_i$	– coeficient de amortizare	—
$l_i$	– funcții Bessel	—
$\gamma_M$	– unghiul motorului	—

$\tau_o$	– tensiune tangentială (tensor)	—
$\alpha_p$	– unghiul de înclinare al blocului pistoanelor	°
$\omega_R$	– viteza unghiulară a rotii	ras/s
$\varepsilon_{st}$	– eroare staționară	—
$\eta_t$	– randamentul transmisiei de la roți până la dispozitivul de frânare	%
$\Theta_u$	– temperatura uleiului	°C
$a$	– dezaxarea reacțiunii	mm
$A$	– amplitudine	
$A_i$	– coeficienți	
$A_p$	– aria petei de contact	
$a_r$	– accelerația relativă	m/s <sup>2</sup>
$a_{rf}$	– alunecarea relativă la frânare	
$b_p$	– lățimea petei de contact	mm
$C_D$	– coeficient de debit	
$c_f$	– coeficient de frecare uscată	
ch	– funcția hiperbolică cosinus	
$C_i$	– constante	
$C_o$	– viteza sunetului	m/s
$d_o$	– orificiu calibrat	mm
$D_p$	– diametrul de așezare a pistoanelor	mm
$d_r$	– decelerația relativă	m/s <sup>2</sup>
$E$	– energie	⌚
$E_u$	– modul de elasticitate al uleiului	N/mm <sup>2</sup>
$e$	– excentricitatea	mm
exp (x)	– funcție de variație a secțiunii droselului	—
$f$	– coeficient de rezistență la rulare	—
$F'_{ht}; F''_{ht}$	– forțe hidrodinamice tranzitorii	N
$F_c$	– forța de comandă	N
$F_e$	– forța elastică	N
$F_f$	– forța de frânare	N
$F_{f2}$	– forța de frânare pe roata din spate	N
$F_{fm}$	– forța de frânare datorită motorului	N

$F_v$	– forta de frecare vâscoasă	N
$F_h$	– forta hidrodinamică în regim stationar	N
$F_i$	– forta de inerție	N
$f_i$	– functii	—
$F_{iR}$	– forta de inerție a rotii	N
$F_{oe}$	– forta elastică de referință	N
$F_p$	– forta de apăsare la pedala de frână	N
$F_R$	– forta la roată	N
$F_{Rmax}$	– forta maximă la roată	N
$F_t$	– forta de tractiune	N
$F_y$	– forta transversală	N
$g$	– accelerația gravitațională	m/s <sup>2</sup>
$G_a$	– greutatea autovehiculului	N
$G_{ad}$	– greutatea aderentă	N
$G_R$	– forta de încărcare pe roată	N
$i$	– raport de transmitere	—
$l_m$	– partea imaginară a unui număr complex	—
$l_R$	– momentul de inerție al rotii	
$l_{r1}$	– momentul de inerție al unei roti nemotoare	
$l_{RR}$	– momentul de inerție al rotii în raport cu axa de rotație	
$i_t$	– raportul de transmitere de la dispozitivul de frânare până la roți	—
$j$	– variabila imaginară	—
$j_v$	– coeficient de viteză	—
$k$	– coeficient aerodinamic	—
$K_2$	– coeficient de proportionalitate	—
$k_{arf}$	– coeficient de mediere	—
$k_f$	– coeficient de eficacitate a frânării	—
$k_i$	– coeficienti de proportionalitate	—
$k_n$	– gradient de turatie	—
$k_Q$	– gradient de debit	—
$L$	– lungime de amortizare	mm
$l$	– lungimea umerilor sertarului	mm
$l_p$	– lungimea petei de contact	mm

$M$	– masa	Kg
$m_e$	– masa echivalentă	Kg
$M_{efr2}$	– momentul de frânare transmis la puntea motoare	Nm
$M_f$	– momentul de frânare	Nm
$M_{fmax.}$	– momentul de frânare maxim	Nm
$M_{fr}$	– momentul de frânare la roată	Nm
$M_{fr2}$	– momentul de frânare pe puntea spate	Nm
$M_i$	– momentul corespunzător inerției pieselor din transmisie	Nm
$M_{JR}$	– momentul forței de inerție	Nm
$m_k$	– margine de amplitudine	
$M_R$	– momentul la roată	Nm
$m_R$	– masa rotii	Kg
$M_{Rmax.}$	– momentul motor maxim	Nm
$M_{Rmin.}$	– momentul maxim la roată	Nm
$M_{rul}$	– momentul de rulare	Nm
$n$	– turatie	rot/min.
$P$	– putere	Kw
$p$	– presiune	N/mm <sup>2</sup>
$p_v$	– presiunea vaporilor saturanți ai uleiului	N/mm <sup>2</sup>
$Q$	– debit	l/min.
$r$	– raza rotii	mm
$R_\psi$	– rezistența de înaintare a drumului	N
$R_a$	– rezistența aerului aplicată în centrul de presiune frontal	N
$r_d$	– raza dinamică	mm
$R_e$	– partea reală a unui număr complex	—
$R_h$	– rezistență hidraulică	—
$R_p$	– rezistența la pantă (la coborâre)	N
$R_r$	– rezistența la rulare	N
$r_r$	– raza de rulare a rotii	mm
$s$	– alunecare	—
$S_f$	– spațiul de frânare	mm
$S_{fmin.p}$	– spațiul minim posibil de frânare	mm
$sh$	– funcția hiperbolică sinus	—
$T$	– temperatura absolută	°

$t_f$	– timpul de frânare	s
$t_{fmin.p}$	– timpul minim posibil de frânare	s
$T_i$	– constantă de timp	—
$t_{tr}$	– durata regimului tranzitoriu	s
$u$	– deformatia tangentială	mm
$V$	– viteza de deplasare	m/s
$V_A$	– viteza de alunecare	m/s
$W$	– functie de transfer	—
$x$	– deplasarea sertarului	mm
$X_f$	– reactiunea tangentială de frânare	N
$X_{f2}$	– reactiunea tangentială	N
$X_{i1}$	– reactiunea tangentială corespunzătoare inertiei rotilor de directie	N
$X_{i2}$	– reactiunea tangentială corespunzătoare inertiei pieselor din transmisie avand miscarea de rotatie	N
$X_{max.}$	– aderența	N
$Y$	– reactiunea transversală	N
$Z_E$	– operatorul de undă al rezistentei	—
$Z_{i\phi}$	– reactiuni normale limitate de aderență	N
$Z_L$	– impedanta conductei	
$z_p$	– numărul de pistoane	—
$Z_R$	– reactiunea căii de rulare	N

## 1. Introducere

Sistemul de frânare al oricărui utilaj mobil reprezintă elementul primordial în asigurarea securității circulației acestuia, mai ales în condițiile creșterii continue a calităților dinamice proprii și a cerințelor privind productivitatea.

Având în vedere utilizarea pe scară largă a acționărilor hidrostactice la mașini de construcții și mai ales la mașini de terasamente, se impune studiul posibilităților de frânare ale acestora.

În acest context lucrarea de față își propune studiul comportării dinamice ale transmisiilor hidrostactice de propulsie cu care sunt echipate utilaje mobile, având mase inerciale mari și viteze de deplasare medii și mici.

În prima parte a lucrării sunt prezentate problemele de bază ale dinamicii frânării în general, precum și influența diversilor factori asupra parametrilor capacității de frânare și stabilității vehiculului frânat.

Elementele prezentate în această parte au caracter general, dar prezentarea lor s-a considerat necesară pentru fixarea noțiunilor propuse a fi dezvoltate, respectiv pentru completarea cadrului privind dinamica sistemelor de frânare specifice.

În continuare se tratează comportarea dinamică a diverselor transmisiilor hidrostactice în regimul de decelerare (frânare).

Analiza întreprinsă în această parte a lucrării se bazează pe cunoștințele teoretice din domeniul hidraulicii utilajelor mobile, utilizând elemente de calcul din teoria sistemelor automate, asistate de calculator prin limbaje de simulare continuă.

Ultima parte a lucrării este rezervată cercetărilor experimentale, întreprinse în vederea confirmării rezultatelor teoretice, respectiv verificării eficacității transmisiilor hidrostactice de propulsie în circuit închis, ca frâne de serviciu.

Regimul de accelerare al transmisiilor hidrostactice a fost studiat în numeroase lucrări atât cu caracter teoretic cât și experimental.

Orice pornire este urmată de funcționare și apoi de oprire. Încetarea mișcării se precede în mod obișnuit de o reducere a vitezei, opririle instantanee fiind deosebit de rare, însoțite de fenomene dinamice necontrolabile.

Energia cinetică acumulată în fazele anterioare încetării va trebui consumată într-un fel sau altul, eventual acumulată pentru noi folosințe.

Frânarea mecanismelor cu mase concentrate mari, și implicit inercii apreciabile, acționate hidrostatic, presupune efectuarea unor investigații la nivelul transmisiei.

Lucrarea de fata se limitează la studiul fenomenelor care apar in transmisiile hidrostatice de propulsie ale utilajelor de lucru, caracterizate prin mase inertiiale mari si viteze medii si mici de deplasare.

Funcție de tipul mecanismului de directie al utilajului în cauză, transmisiile hidrostatice de tractiune sunt concepute în diferite solutii constructive.

Utilajele mobile pe roti cu sisteme clasice de directie sunt propulsate cu transmisiile hidrostatice în circuit închis, schimbarea vitezei făcându-se continuu prin reglaj volumic primar, secundar sau dublu.

Transmisia hidraulică astfel realizată poate tine si locul frânei de serviciu, tinând cont de efectul propriu de frânare al acesteia.

Normele europene (474-1:1994) permit utilizarea transmisiilor hidrostatice în locul frânelor de serviciu în conditiile satisfacerii exigentelor de performanță si securitate ale unei astfel de frâne.

Masiniile senilate din cauza sistemelor de directie prin derapare. sunt propulsate prin transmisiile hidrostatice în circuit deschis.

Pentru frânarea acestora prin intermediul transmisiilor hidrostatice este necesară înglobarea unor dispozitive speciale în circuitul hidraulic.

Lucrarea își propune prezentarea detaliată a ambelor sisteme si studiul fenomenelor dinamice care apar in transmisie la instaurarea regimului de frânare.

Studiul teoretic apeleaza la modelele matematice ale sistemelor, realizându-se simulări cu ajutorul tehnicii de calcul prin utilizarea unor limbaje formale de simulare a sistemelor continue.

Se va acorda o importantă deosebită dispozitivului de frânare, ca element de actionare cu functionare proportională. Calitățile dinamice ale acestui dispozitiv puse în evidenta prin metode numerice si frecventiale au stat la baza aprecierii eficacității lor.

Conductele de legătură în cazul transmisiilor în circuit închis se vor considera ca modele cu parametrii distribuiti. Se va arăta importanta dimensionării lor corecte în privinta functionării transmisiilor ca frana de serviciu.

Se vor analiza atât modelele reale, neliniare cât si cele liniarizate, evidențiind elementele cu comportare neliniară, respectiv fenomenele care introduc neliniarități în functionarea sistemului.

În fine, dar nu în ultimul rând, partea teoretică a investigatiilor cuprinde si studiul stabilității sistemelor analizate, cu stabilirea rezervelor de stabilitate.



Pentru validarea rezultatelor obtinute în urma cercetărilor teoretice se impune verificarea prin experiment, în conditii reale de functionare.

Explorarea variatiei parametrilor caracteristici în regim dinamic presupune existenta unui sistem de achizitie de date, tinând cont de frecventa de variatie a mărimilor de măsurat.

Achizitia si prelucrarea computerizată a datelor a permis inregistrarea a mai multor regimuri de lucru, în vederea stabilirii regimului optim de functionare.

Rezultatele obtinute s-au comparat cu cele teoretice, comentând suprapunerile sau diferentele. La evaluarea diferentelor s-a tinut cont de perturbatiile exterioare, care influenteaza functionarea sistemului real.

În urma cercetarilor intreprinse s-au putut stabili limitele de functionare ale transmisiilor analizate, în regimul de frânare. Restrictiile care se impun sunt in strânsă corelatie cu masa(inertia) utilajului, viteza de deplasare a acestuia si de rezistentele mecanice ale elementelor de legătură si transmisie din lantul cinematic intermediar.

Studiile intreprinse sunt deosebit de utile si vor sta la îndemâna proiectantului sistemelor hidrostatice de tractiune pentru utilaje mobile.

Asimilarea în tară a unor astfel de utilaje este o necesitate obiectivă si este demarată în câteva intreprinderi.

Tendintele mondiale, privind utilizarea transmisiilor ca frâne de serviciu, cu eliminarea frânelor mecanice bazate pe disiparea energiei prin frecare vor fi agreate în conditiile unei necesități privind cresterea economică.

Compatibilitatea economiei de piată numai cu produse competitive, respectiv satisfacerea nemijlocită a utilizatorilor, în ceea ce priveste confortul locului de muncă, impun aplicarea rezultatelor cercetărilor în domeniul abordat.

## **2. Necesitatea preocupărilor în domeniu**

Cercetările comportării în general, și a fenomenelor dinamice care au loc, în particular, întreprinse pentru identificarea sistemelor de propulsie hidrostatice, au rezultat în urma preocupărilor din sfera utilajelor mobile autopropulsate, actionate hidrostatic [14], [18], [23], [50].

Pe piața românească au apărut primele utilaje mobile moderne, propulsate hidrostatic în anii 1990 - 1991.

Accesul la aceste mașini fiind limitat, datorită eforturilor financiare considerabile, necesare achiziționării lor, s-a reținut ideea valorificării tendințelor de dezvoltare concretizate în acest domeniu.

Capacitățile de producție interne erau mai mult ca suficiente, pentru trecerea la producția unei generații noi de utilaje propulsate hidrostatic.

Majoritatea sistemelor hidrostatice de tracțiune înglobate în structurile utilajelor de lucru, au fost realizate în circuit închis din motive de strategie, care tin de construcția utilajelor mobile în general (greutăți și volume transportate cât mai reduse).

Această structură a circuitelor hidraulice a permis totodată și materializarea unor facilități rezultate din funcționarea transmisiilor.

Variația continuă și în limite largi a rezistențelor la deplasare ale mașinilor de lucru în timpul operării, necesită schimbarea vitezelor pentru a se asigura permanent momentul motor necesar învingerii rezistențelor.

În același timp se cere utilizarea întregii puteri instalate în vederea creșterii productivității mașinii, precum și obținerea unui consum specific de combustibil redus.

Pentru realizarea acestor cerințe, sistemul de acționare ar trebui să realizeze reglarea automată și fără trepte a vitezelor de deplasare a mașinii, funcție de rezistențele de deplasare, cu un randament total ridicat pe întregul domeniu de reglaj, iar motorul Diesel - sursă de energie primară a mașinii - să funcționeze permanent la regimul optim.

Aceste sisteme de acționare perfecționate trebuie să se caracterizeze și printr-o fiabilitate ridicată și un pret competitiv.

Caracteristica de tracțiune ideală, care asigură utilizarea puterii nominale a motorului mașinii pe întreg domeniul de reglare a vitezei de deplasare este o hiperbolă, cu mențiunea că forța de tracțiune maximă este limitată de condiția de aderență a trenului de rulare la cale [20]

O astfel de transmisie este greu de realizat, având în vedere și domeniul de viteze foarte larg al masinilor de lucru.

Urmărind evoluția utilajelor de lucru, se constată că de la mecanismul de deplasare cu transmisie mecanică s-a trecut la mecanisme cu transmisie hidraulică.

În prezent marea majoritate a masinilor de lucru au mecanisme de deplasare hidromecanice (cu convertizor hidraulic de cuplu și cutie de viteză cu schimbarea vitezelor în sarcină) sau transmisii hidrostactice.

Sistemul de acționare hidrostactică cu pompă reglabilă, regulator de putere și motor hidraulic reglabil asigură schimbarea automată a vitezei în funcție de rezistența la deplasare pentru un domeniu larg de viteze și are o caracteristică de tracțiune apropiată de hiperbolă.

Alături de aceste avantaje oferite de sistemele de propulsie hidrostactice, ele asigură o comportare foarte bună și în regimurile de frânare, drept pentru care sunt utilizate, ca frâne de serviciu.

Sistemele hidrostactice de acționare utilizate la propulsarea utilajelor mobile pot fi realizate în circuit deschis sau închis, funcție de posibilitățile de dirijare ale mașinii.

În ultima perioadă câștigă teren sistemele în circuit închis, chiar și la mașini senilate, existând pe piață generații noi de elemente de acționare, permițând realizarea diverselor combinații cerute de funcționalitatea utilajului.

Frâna de serviciu ce echipază un utilaj mobil este element de siguranță pentru acesta din urmă și se impune funcționarea ei ireproșabilă, garantată de fiabilitatea componentelor circuitului, structura circuitului, tipul elementelor de acționare, tipul, mărimea și amplasamentul elementelor hidraulice de legătură (conducte, furtune, canale etc.) și mediul de lucru utilizat.

Firmele Liebherr, Caterpillar, Vögele, Linde etc. utilizează cu succes transmisiile hidrostactice ca frâne de serviciu, menținând însă totdeauna rigurozitatea amplasamentelor, legăturilor hidraulice și a reglajelor inițiale, fără motivarea științifică a soluției tehnice prezentate.

În acest sens, dacă se dorește echiparea utilajelor mobile cu transmisii hidrostactice de propulsie, ținând seama și de tendințele actuale de creștere a vitezelor de lucru și protecția operatorului uman, este necesară dezvoltarea unei metodologii de proiectare în vederea dimensionării optime a transmisiei.

Caracteristicile de tractiune ale transmisiei trebuiesc completate cu cele de frânare, acestea din urmă rezultând din functionarea sistemului în cadranul III sau IV, dacă ne referim la regimurile de decelerare.

Funcțiile frânelor de serviciu asigurate de transmisiile hidrostatice ar putea fi dublate oricând de frâne de serviciu mecanice. La utilajele de lucru însă, numărul relativ mare de comenzi ar solicita suplimentar atentia și îndemânarea operatorului, conducând la oboseală și deci diminuarea capacității de lucru.

În acest sens eliminarea frânelor de serviciu mecanice, funcțiile lor fiind preluate complet de functionarea transmisiei ca frână de serviciu, crează conditii pentru cresterea productivității și implicit a costurilor la diferite nivele.

Un alt aspect important este delimitarea domeniului de viteze la care transmisiile hidrostatice de propulsie pot functiona optim ca frâne de serviciu. Implicatiile măririi vitezelor de deplasare, asupra functionării sistemelor hidrostatice se regăsesc în aparitia unor fenomene fizice întâlnite în domeniul hidraulicii în general și în sfera actionărilor hidrostatice în particular.

Analiza transmisiilor hidrostatice din punct de vedere dinamic permite accesul la unele informatii privind evolutia fenomenelor mentionate.

Este vorba aici de aparitia socurilor hidraulice, a oscilatiilor la nivelul circuitelor de forță și de comandă, a încălzirii mediului de lucru, a fenomenului de cavitate și a altor aspecte specifice.

Pentru asigurarea unor efecte garantate se impune controlul riguros al fenomenelor care au loc, în sensul obtinerii unei stabilități în functionare, prin reducerea duratei regimurilor tranzitorii.

În general se urmărește stabilitatea unor calități dinamice optime, realizabile la un pret de cost accesibil.

În contextul celor prezentate, necesitatea investigatiilor în acest domeniu apare evidentă. În vederea scurtării perioadei de asimilare a rezultatelor cercetărilor, se impune în mod obligatoriu verificarea studiilor teoretice prin experiment, efectuat prin modele reale sau care respectă o similitudine totală.

Interpretarea rezultatelor va tine cont inclusiv de existenta perturbatiilor, care apar la experimentarea modelelor reale.

În conditiile dezvoltării unei productii de utilaje moderne, compatibile cu solicitările pietii se impune respectarea strictă a unei proceduri de asimilare gândită în contextul unei redresări economice accelerate.

Cercetările fundamentale nefiind caracteristice unei astfel de strategii, trebuie să existe resurse materiale, științifice, tehnice, umane etc., care să stea la baza unei asimilări rapide.

Cercetările aplicative [14], [23], [38], efectuate până în prezent în domeniul transmisiilor hidrostactice functionând în regimul de frânare, au atins aspectele de bază ale tematicii, prin prezentarea unor solutii concrete, fără o analiză amănunțită a fenomenelor caracteristice.

Aprofundarea și concentrarea pachetului de informații, odată cu prezentarea unor măsuri concrete de optimizare a performanțelor functionale, nu putea întârzia.

În perspectiva imediată a acestor supozitii, preocupările care fac obiectul lucrării de față sunt de actualitate neconditionată și se încadrează în ciclul de asimilare a unor masini solicitate atât de piața internă cât și de cea externă.

Informațiile prezentate aici s-au îmbogățit cu caracter permanent pe parcursul elaborării, dar nici în aceste conditii nu pot fi considerate limitative, ele perfectionându-se odată cu asimilările noi sau modernizările impuse de evoluția tehnicii.

În perioada redactării finale rezultatele prezentate sunt cele care satisfac stadiul actual și privesc și perspectivele unor asimilări noi.

În ceea ce privește structura preocupărilor, s-a considerat necesară prezentarea aspectelor generale legate de fenomenul de frânare pentru a crea bazele investigațiilor, specifice sistemelor speciale abordate. Cazurile analizate și metodele de studiu aplicate acoperă un domeniu mai larg de aplicații posibile, cu particularități specifice fiecărui caz în parte.

Experimentul descris în ultima parte a lucrării împreună cu comparațiile prezentate, demonstrează eficiența utilizării sistemelor care fac obiectul lucrării și oferă un pachet de informații utilizabile în mod direct la construcții noi și modernizări.

În fine, dar nu în ultimul rând prin dezvoltarea temei s-a căutat să se ofere argumente în favoarea sistemelor de propulsie hidrostactice, functionând atât în regimul principal de tractiune, cât și în cel de frânare, înlocuind cu succes frânele de serviciu mecanice. Limitele aplicabilității nu sunt riguros delimitate. Domeniile propuse au rezultat în urma unor optimizări între funcționalitate și pret de cost.

### **3. Aspecte generale privind frânarea autovehiculelor**

Autovehiculul este un vehicul rutier, autopropulsat, care se poate deplasa pe un drum sau pe un teren neamenajat, fiind echipat cu roți, cu senile, cu patine sau cu pernă de aer.

Pentru propulsarea autovehiculului trebuie, ca puterea dezvoltată de motor să fie transmisă la roțile motoare ale acestuia. Transmiterea mișcării de la motor până la roțile motoare se face prin intermediul organelor transmisiei, care consumă o parte din puterea efectivă a motorului pentru învingerea rezistențelor de frecare ce apar în aceste organe.

La trasiunile mecanice, pierderile de putere cele mai mari se înregistrează în subansamblele prevăzute cu roți dintate cum sunt: cutia de viteză, cutia de distribuție și transmisia principală.

Trasiunile hidrodinamice și cele hidrostactice elimină o mare parte a pierderilor sus amintite, în schimb introduc pierderi în convertizoarele hidraulice și în instalațiile hidrostactice.

În cazul trasiunilor electrice, transformarea energiei mecanice în energie electrică și apoi din nou în energie mecanică face ca randamentul acestora față de cele mecanice să fie mai scăzut.

Funcție de tipul autovehiculului (al utilajului autopropulsat) se apelează pentru una din trasiunile amintite sau se adoptă o combinație dintre două sau mai multe (trasiunii hidromecanice, electromecanice, electrohidrodinamice). Rularea roților poate avea loc datorită acțiunii momentului la roata  $M_R$ , datorită unor forțe de împingere sau de tragere  $F$  și sub acțiunea unui moment de frânare  $M_f$ .

În funcție de forțele și momentele care acționează asupra roților de autovehicul, acestea pot fi: roți motoare sau antrenate, când asupra lor se aplică un moment motor  $M_R$ , care are același sens cu viteza unghiulară a rotii  $\omega_R$ , roți conduse sau neantrenate, când se aplică forța de împingere sau de tragere  $F$  (cu același sens cu sensul de deplasare) sau de reținere (de sens opus deplasării autovehiculului) și roți frânate, când asupra lor se aplică un moment de frânare  $M_f$ , ce are sensul invers vitezei unghiulare a rotii  $\omega_R$ .

### 3.1. Echilibrul rotii motoare

Pentru studiul echilibrului rotii motoare se aplică metoda izolării corpurilor.

Se consideră date momentul la roată  $M_R$  și forța de încărcare pe roată  $G_R$  având punctul de aplicare în centrul rotii și direcția perpendiculară pe calea de rulare. Sub acțiunea acestora - separând roata de ax - în articulație apar două forțe perpendiculare, una din ele fiind forța de încărcare pe roata  $G_R$  și a doua forța de tracțiune  $F_t$  paralelă cu calea de rulare.

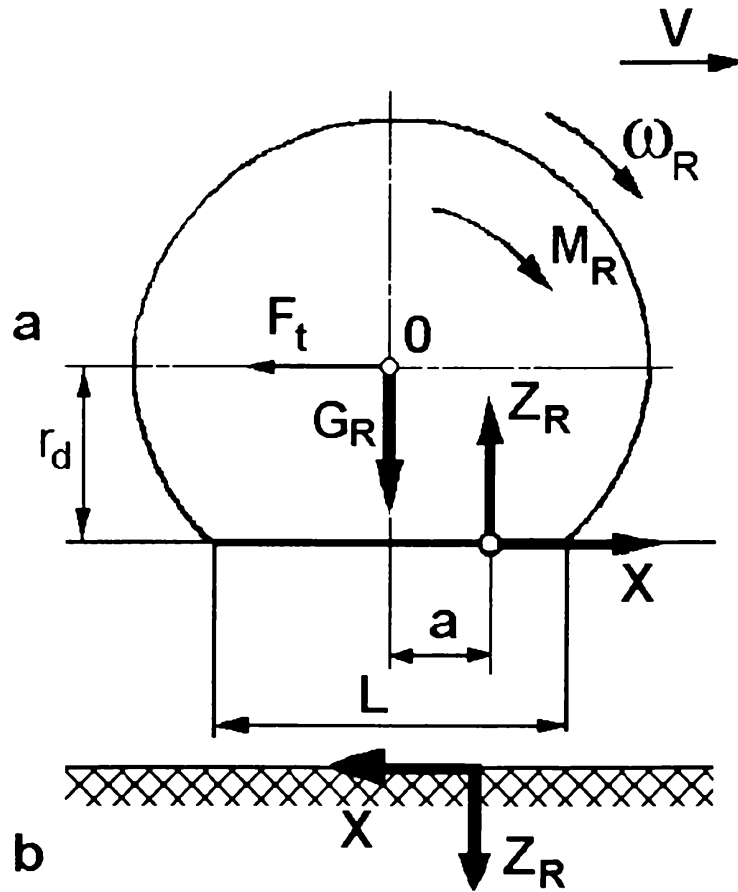


Fig. 3.1 Echilibrul rotii motoare

Forța de tracțiune  $F_t$  reprezintă forța de împingere exercitată de către roata motoare asupra osiei pe care este montată. În figura 3.1.a forța de tracțiune  $F_t$  este desenată ca fiind reacțiunea osiei asupra rotii, deoarece se efectuează echilibrul rotii. Separând roata de cale se aplică asupra rotii reacțiunea normală a căii de rulare  $Z_R$  și forța de frecare  $X$ . În figura 3.1.b s-au reprezentat forțele de acțiune  $Z_R$  și  $X$  ale rotii asupra căii de rulare.

Contactul dintre roată și calea de rulare are loc pe zona de lungime  $L$ , prin urmare forța

de contact  $Z_R$  este rezultanta unor forte de presiune dintre pneu si cale.

Datorită asimetriei repartitiei fortelor de presiune pe lungimea  $L$  față de axa verticală  $OZ$  forța rezultantă  $Z_R$  nu trece prin centrul rotii  $O$  si este deplasată în sensul vitezei de deplasare  $V$  cu distanța  $a$ .

Cauzele fizice ale acestei deplasări vor fi studiate în alt paragraf.

Ecuatiile de echilibru ale rotii motoare la deplasarea cu viteza uniformă a autovehiculului, în raport cu sistemul de axe  $XOZ$ , sunt:

$$X - F_t = 0 \quad (3.1)$$

$$Z_R - G_R = 0 \quad (3.2)$$

$$X \cdot r_d + Z_R \cdot a - M_R = 0 \quad (3.3)$$

se deduce:

$$X = \frac{M_R}{r_d} - Z_R \cdot \frac{a}{r_d} \quad (3.4)$$

– în care  $r_d$  este raza dinamică a rotii motoare, celelalte mărimi au fost prezentate mai înainte. Se definește în mod conventional forța la roata  $F_R$  forța rezultantă a eforturilor de frecare care, aplicată în suprafața de contact cu calea, ar produce acelasi moment motor la roată  $M_R$ , adică:

$$F_R = \frac{M_R}{r_d} \quad (3.5)$$

Raportul  $\frac{a}{r_d}$  este denumit coeficient de rezistentă la rulare si se notează cu  $f$ . Cu aceste precizări se poate scrie:

$$F_t = F_R - f \cdot G_R = F_R - R_r \quad (3.6)$$

unde s-a notat  $R_r = f \cdot G_R$  având dimensiunea unei forte denumită rezistența la rulare.

Relatia (3.6) arată că forța de tractiune se poate exprima, prin diferența dintre forța la roată si rezistența la rulare. Forța de tractiune  $F_t$  este o forța care se manifestă în axul rotii si produce împingerea autovehiculului. Cele prezentate până acum s-au referit la rotile elastice. În cazul rotilor rigide unde contactul cu calea de rulare nedeformabilă este punctiform, deci  $L = 0$ ;  $a = 0$ , reacțiunea tangentială  $X$  va fi dată de relatia:

$$X = \frac{M_R}{r_d} = F_R = F_t \quad (3.7)$$

În acest caz - netinând seama de alunecările dintre roată si calea de rulare - întreaga putere transmisă la rotile motoare  $P_R$  se utilizează la împingerea autovehiculului cu forța  $F_t = F_R$ .



Cum în realitate roțile de autovehicul sunt elastice, forța care produce împingerea autovehiculului  $F_t$  este mai mică decât forța la roata  $F_R$ . Diferența dintre acestea reprezintă partea din forța la roată  $R_r$ , care se consumă la învingerea rezistențelor opuse la deformarea pneului și a frecărilor dintre pneu și drum, numită rezistența la rulare și care se va studia în alt capitol.

Forța de tracțiune a autovehiculului este suma forțelor de tracțiune obținute de fiecare roată motoare.

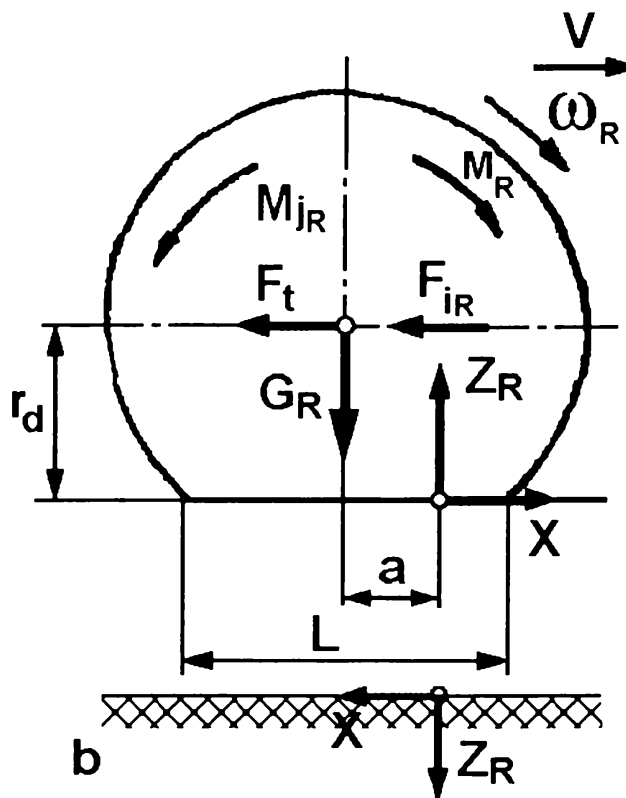


Fig. 3.2 Roata motoare accelerată

În cazul deplasării autovehiculului cu viteza variabilă (Fig. 3.2), ecuațiile de echilibru ale rotii motoare sunt:

$$X - F_t - m_R \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (3.8)$$

$$Z_R - G_R = 0 \quad (3.9)$$

$$X \cdot r_d + Z_R \cdot a - M_R - I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} = 0 \quad (3.10)$$

unde:

$m_R \cdot dv / dt = F_{iR}$  este forța de inerție a rotii care se opune mărimii vitezei de

translatie a rotii;

$$I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} = M_{JR} - \text{momentul fortei de inertie a rotii care se opune accelerării}$$

rostogolirii rotii;

$m_R$  - masa rotii;

$I_R$  - momentul de inertie al rotii în raport cu axa de rotatie;

$\omega_R$  - Viteza unghiulară a rotii;

In acest caz, reactiunea tangentială X este:

$$X = \frac{M_R}{r_d} - Z_R \cdot \frac{a}{r_d} - \frac{I_R}{r_d} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (3.11)$$

Dacă se are în vedere că  $\omega_R = \frac{v}{r_r}$  și

$$\frac{d\omega_R}{dt} = \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r_r} \quad (3.12)$$

atunci din sistemul de ecuatii (3.11) și (3.12) forta de tractiune

$$F_t = \frac{M_R}{r_d} - Z_R \frac{a}{r_d} - \frac{dv}{dt} \cdot \left( m_R + \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right) \quad (3.13)$$

și dacă se înlocuieste  $\frac{M_R}{r_d} = F_R$  și  $Z_R \cdot \frac{a}{r_d} = R_r$ , rezultă:

$$F_t = F_R - R_r - \frac{dv}{dt} \cdot \left( m_R + \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right) \quad (3.14)$$

în care  $r_r$  este raza de rulare a rotii, iar expresia:

$$\frac{dv}{dt} \cdot \left( m_R + \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right)$$

reprezintă fortele de inertie care se opun mișcării rotii în mișcarea de rotatie  $\left( \frac{dv}{dt} \cdot \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right)$

și în mișcarea de translatie  $\left( m_R \cdot \frac{dv}{dt} \right)$ .

Deci, la deplasarea rotii motoare în regim de viteză variabilă, forta de tractiune este diminuată față de regimul de mișcare uniformă cu valoarea forțelor de inertie care intervin la accelerare.

## 3.2 Echilibrul rotii frânate

### 3.2.1 Cinematica rotii frânate

Roata frânată poate rula fără alunecare sau cu alunecare. În cazul când roata rulează fără alunecare, viteza absolută a punctului A este nulă, acesta fiind și centrul instantaneu de rotație CIR (Fig. 3.3 a).

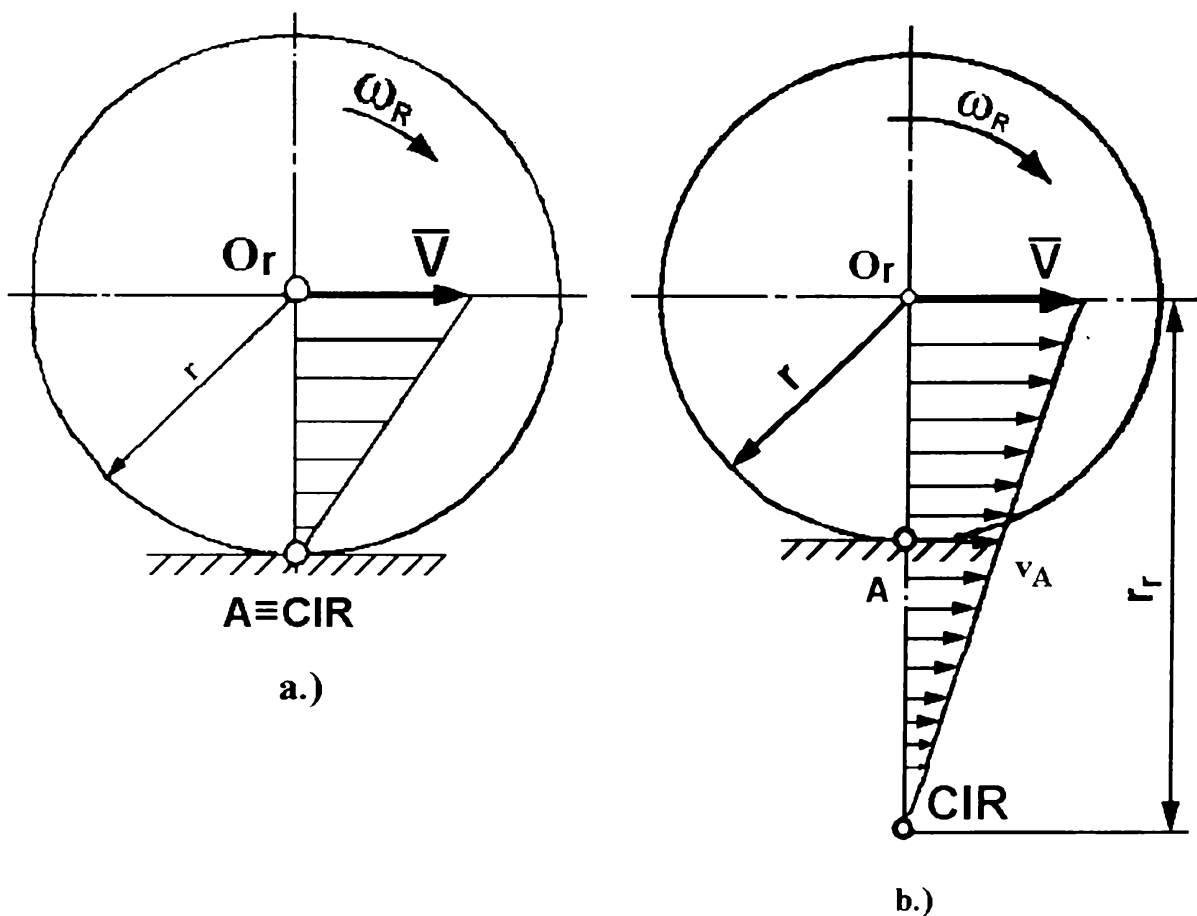


Fig. 3.3 Cinematica rotii frânate

Între viteza unghiulară a rotii  $\omega_r$ , viteza centrului acesteia  $v$  și raza rotii  $r$  există relația  $v = \omega_r \cdot r$ .

În cazul când  $v_A \neq 0$ , roata alunecă pe cale.

La roata frânată, prin aplicarea unui moment de frânare mare, punctul A va avea o viteză de alunecare de același sens cu  $v$  iar centrul instantaneu de rotație se va găsi în afara segmentului  $O_r A$ . La rularea cu alunecare se poate scrie o relație de forma:  $v = \omega_r \cdot r_r$ , unde  $r_r$  este raza de rulare a rotii.

Din fig. 3.3 b reiese că raza de rulare poziționează centrul instantaneu de rotație și constituie o mărime de calcul. Rezultă că valoarea razei de rulare nu este o mărime

costructivă dată, ci depinde de condițiile de rulare ale rotii.

La rularea fără alunecare acesta coincide cu raza rotii  $r$ . Pentru aprecierea alunecării se folosește notiunea de alunecare relativă la frânare  $a_{rf}$  definită de raportul:

$$a_{rf} = \frac{v_A}{v} \quad (3.15)$$

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

$$v_A = v - r \cdot \omega_R \quad (3.16)$$

$$a_{rf} = 1 - r \cdot \frac{\omega_R}{v} = 1 - \frac{r}{r_r} \quad (3.15')$$

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

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

### 3.2.2. Ecuațiile de mișcare ale rotii frânate

În cazul rotii frânate, roata este acționată de un moment de frânare  $M_f$ , opus vitezei unghiulare  $\omega_R$  și care este produs de frecarea între tambur și elementele de fricțiune ale sabotilor. În axul rotii acționează încărcarea pe roată  $G_R$  și forța de frânare  $F_f$  paralelă cu calea de rulare, reprezentând reacțiunea autovehiculului asupra rotii frânate.

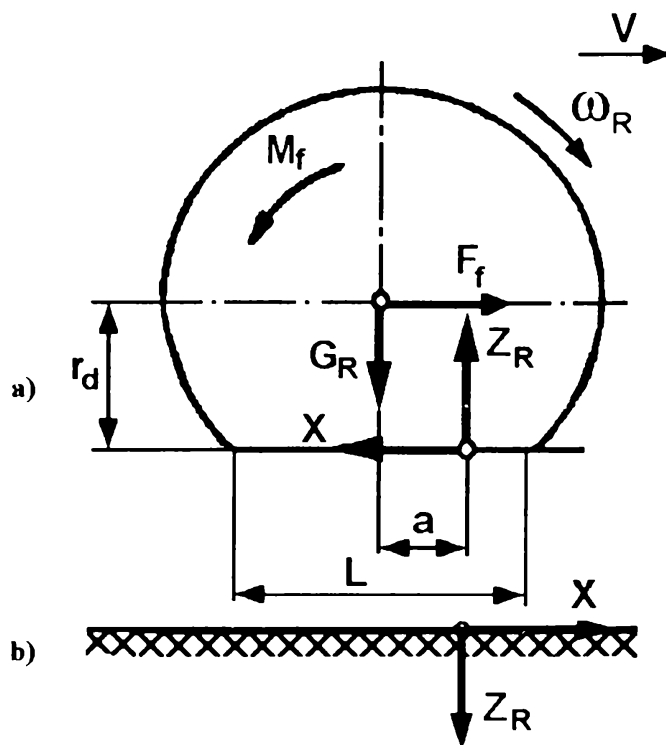


Fig. 3.4 Echilibrul rotii frânate

La separarea rotii de cale se introduce reacțiunea normală a căii  $Z_R$  și reacțiunea tangențială a căii  $X$  paralelă cu calea care acționează asupra rotii în sens opus vitezei de deplasare  $v$ .

Ecuatiile de echilibru ale rotii frânate în regim de mișcare uniformă sunt:

$$Z_R - G_R = 0 \quad (3.17)$$

$$F_f - X = 0 \quad (3.17')$$

$$M_f + Z_R \cdot a - X \cdot r_d = 0 \quad (3.17'')$$

Prin împărțirea ecuației de momente cu  $r_d$ , se obține:

$$X = \frac{M_f}{r_d} + Z_R \cdot \frac{a}{r_d} \quad (3.18)$$

și ținând seama de ecuațiile (3.17) și (3.17'), precum și de expresia coeficientului de rezistență  $f = \frac{a}{r_d}$ , se poate scrie:

$$F_f = \frac{M_f}{r_d} + f \cdot Z_R \quad (3.19)$$

Forța de frânare  $F_f$  orientată în acest caz în sensul opus deplasării se manifestă în axul rotii și reprezintă forța cu care roata frânată acționează asupra autovehiculului producând decelerarea acestuia. Pentru roata frânată, în regim de mișcare decelerată, ecuațiile de echilibru sunt:

$$Z_R - G_R = 0 \quad (3.20)$$

$$F_f - X + m_R \cdot \frac{dv}{dt} = 0 \quad (3.21)$$

$$M_f + Z_R \cdot a - X \cdot r_d - I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} = 0 \quad (3.22)$$

În acest caz, expresia reacțiunii tangențiale este

$$X = \frac{M_f}{r_d} + Z_R \cdot \frac{a}{r_d} - \frac{I_R}{r_d} \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \frac{1}{r_r} \quad (3.23)$$

și a forței de frânare

$$F_f = \frac{M_f}{r_d} + Z_R \cdot \frac{a}{r_d} - \frac{dv}{dt} \cdot \left( m_R + \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right) \quad (3.24)$$

$$F_f = F_{fr} + R_r - \frac{dv}{dt} \cdot \left( m_R + \frac{I_R}{r_d \cdot r_r} \right) \quad (3.25)$$

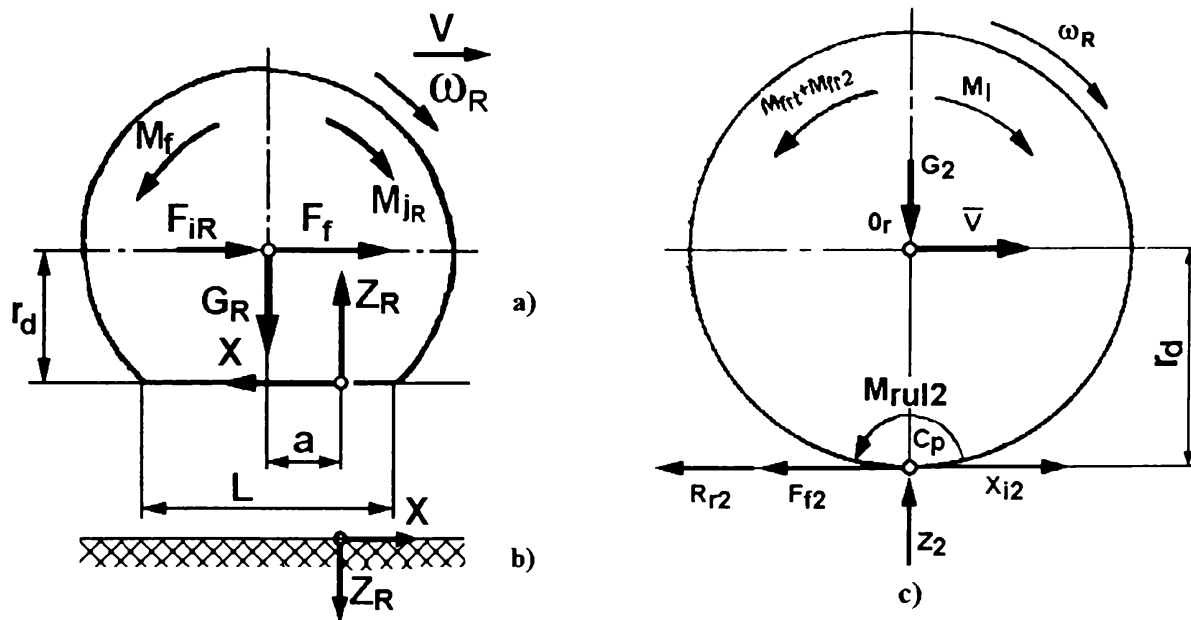


Fig. 3.5 Roata frânată

Analizând relația de mai sus, rezultă că în regim de mișcare decelerată, forța de frânare este diminuată de forțele de inerție ale rotii în mișcare de translație și mișcare de rotație.

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

$$F_{fr} + R_r - \frac{I_R}{r_d} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \leq \varphi \cdot Z_R \quad (3.26)$$

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

$$0 \leq F_{fr} \leq (\varphi - f) \cdot Z_R - \frac{I_R}{r_d} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (3.27)$$

$$0 \leq M_{fr} \leq (\varphi - f) \cdot Z_R \cdot r_d - \frac{I_R}{r_d} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} \quad (3.28)$$

În cazul în care  $\left| \frac{d\omega_R}{dt} \right|$  este mic, atunci condițiile de rulare a rotii frânate sunt:

$$0 \leq F_{fr} \leq (\varphi - f) \cdot Z_R \quad (3.29)$$

$$0 \leq M_{fr} \leq (\varphi - f) \cdot Z_R \cdot r_d \quad (3.30)$$

În cazul în care automobilul este prevăzut cu un dispozitiv de frânare dispus pe transmisie, ce realizează momentul de frânare  $M_{fr}$ , la roțile motoare se va transmite momentul  $M_{frt}$ .

Cunoscând momentul  $M_{fr}$  și ținând seama că fluxul de putere este de la roți către dispozitivul ce realizează frânarea, momentul  $M_{frt}$  va fi dat de relația:

$$M_{frt} = M_{fr} \cdot i_t \cdot \eta_t^{-1} \quad (3.31)$$

în care  $i_t$  este raportul de transmitere de la dispozitivul de frânare până la roți, iar  $\eta_t$  este randamentul transmisiei de la roți până la dispozitivul de frânare.

Dacă este cuplat și motorul, datorită inerției, momentul efectiv care acționează roțile punții motoare din spate la frânarea cu frână pe transmisie va fi:

$$M'_{efr2} = M_{frt} - M_i \quad (3.32)$$

unde  $M_i$  este momentul corespunzător inerției pieselor din transmisie în mișcare de rotație și inerției roților motoare și se determină cu relația:

$$M_i = \left[ (\delta - 1) \cdot \frac{G_a}{g} - \frac{2 \cdot I_{R1}}{r_r^2} \right] \cdot \frac{dv}{dt} \cdot r_d \quad (3.33)$$

în care:

- $\delta$  este coeficientul de calcul al influenței maselor în mișcare de rotație;
- $G_a$  este greutatea autovehiculului;
- $I_{R1}$  este momentul de inerție al unei roți nemotoare.

Dacă simultan sunt acționate și frânele de la roți, momentul efectiv transmis la roțile punții motoare va fi:

$$M_{efr2} = M_{frt} + M_{fr2} - M_i \quad (3.34)$$

sau

$$M_{efr2} = M_{frt} + M_{fr2} - \left[ (\delta - 1) \cdot \frac{G_a}{g} - \frac{2 \cdot I_{R1}}{r_r^2} \right] \cdot \frac{dv}{dt} \cdot r_d \quad (3.34')$$

unde  $M_{fr2}$  este momentul dezvoltat de frânele roților punții din spate.

Din punct de vedere practic se poate considera relația:

$$M_{fr2} = k_2 \cdot F_p \quad (3.34'')$$

unde  $F_p$  este forța de apăsare la pedala de frână, iar  $k_2$  coeficientul de proportionalitate.

În figura 3.5.c sunt reprezentate forțele și momentele ce acționează asupra roților punții din spate în timpul frânării fără decuplarea motorului, când sunt acționate frânele acestora și când se frânează și cu frâna pe transmisie.

Reacțiunea tangentială

$$X_{r2} = F_{r2} + R_{r2} - X_{i2} \quad (3.35)$$

unde

$$F_{r2} = \frac{(M_{fr} + M_{fr2})}{r_d} \quad (3.36)$$

este forța de frânare, iar

$$X_{i2} = \left[ (\delta - 1) \cdot \frac{G_a}{g} - \frac{2 \cdot I_{R1}}{r_r^2} \right] \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.37)$$

reacțiunea tangentială corespunzătoare inerției pieselor din transmisie cu mișcare de rotație și inerția roților motoare.

Forța de frânare  $F_{r2}$ , ținând seama de relațiile (3.31) și (3.34"), devine:

$$F_{fr} = \frac{M_{fr} \cdot i_t \cdot \eta_t^{-1} + k_2 \cdot F_p}{r_d} \quad (3.38)$$

### **3.3. Limitarea de către aderență a momentelor și forțelor care încarcă roata de autovehicul**

Atât în cazul roții motoare cât și în cazul roții frânate s-a notat cu  $X$  reacțiunea longitudinală (tangentială) a căii de rulare asupra roții. Reacțiunea  $X$  paralelă cu calea de rulare se numește forța de aderență.

La rulare pe drumuri cu suprafețe tari, nedeformabile, forța de aderență se datorește în principal frecării dintre pneu și calea de rulare și este de natură unei forțe de frecare.

În cazul rulării pe drumuri cu suprafețe deformabile, forța de aderență este condiționată de rezistența materialului drumului la rupere și de adâncimea de pătrundere a pneului în straturile deformabile. Prin analogie cu forța de frecare, mărimea forței  $X$  este dependentă de forța normală de contact  $Z_R$  și de natura suprafețelor în frecare.

În condiții precizate de încărcare  $Z_R$ , tip de anvelopă, presiune de umflare, starea de uzură a benzii de rulare și pe o anumită categorie de drum precizat prin material și stare uscată sau umedă, forța de aderență  $X$  nu poate să treacă de o valoare limită.

Se definește ca aderență valoarea maximă -  $X_{max}$  - a forței de aderență  $X$ .

Raportul dintre valoarea maximă posibilă  $X_{max}$  a forței de aderență în condiții date și încărcarea normală pe roată  $Z_R$  se numește coeficient de aderență.



$$\varphi = \frac{X_{\max}}{Z_R} \quad (3.39)$$

Din ecuațiile de echilibru ale rotii motoare se poate deduce relația:

$$M_R = r_d \cdot (X + f \cdot Z_R) \quad (3.40)$$

care reprezintă o expresie a momentului motor  $M_R$  aplicat rotii în funcție de forța de aderență  $X$  și rezistența la rulare.

Deoarece forța de aderență  $X$  este limitată de valoarea ei maximă

$$X_{\max} = \varphi \cdot Z_R \quad (3.41)$$

rezultă că și momentul motor aplicat rotii trebuie să fie limitat pentru a se evita patinarea rotii.

Cu ajutorul relațiilor de mai sus se poate deduce expresia momentului motor la roată maxim limitată de aderență:

$$M_{R\max} = r_d \cdot (\varphi + f) \cdot Z_R \quad (3.42)$$

Dacă împărțim relația de mai sus cu  $r_d$ , se obține forța maximă la roata limitată de aderență:

$$F_{R\max} = (\varphi + f) \cdot Z_R \quad (3.43)$$

Aderența, momentul maxim la roată și forța maximă la roată calculate cu relațiile (3.41), (3.42) și (3.43) se referă la o singură roată motoare. Pentru întregul vehicul, aderența se calculează cu relația:

$$X_{\max} = \varphi \cdot G_{ad} \quad (3.44)$$

unde  $G_{ad}$  este greutatea aderență și reprezintă partea din greutatea totală a autovehiculului care revine roților motoare.

Pentru autovehiculele cu toate roțile motoare, aderența se calculează:

$$X_{\max} = \varphi \cdot G_a \quad (3.45)$$

iar dacă autovehiculul se deplasează pe o pantă cu înclinarea  $\alpha$ , aderența este:

$$X_{\max} = \varphi \cdot G_a \cdot \cos(\alpha) \quad (3.46)$$

În mod corespunzător se modifică și momentul maxim la roată și forța maximă la roată:

$$M_{R\max} = r_d \cdot (\varphi + f) \cdot G_a \cos(\alpha) \quad (3.47)$$

$$F_{R\max} = (\varphi + f) \cdot G_a \cdot \cos(\alpha) \quad (3.48)$$

În cazul lipsei forței de aderență,  $X = 0$ , conform relației (3.40) este necesar un moment motor minim pentru a învinge momentul rezistent la rulare.

$$M_{R\min} = r_d \cdot f \cdot Z_R \quad (3.49)$$

Prin urmare, momentul motor  $M_R$  aplicat unei roti poate varia între limitele:

$$r_d \cdot f \cdot Z_R < M_R \leq r_d \cdot (\varphi + f) \cdot Z_R \quad (3.50)$$

În concluzie, se poate afirma că momentul motor aplicat rotii poate varia între o valoare minimă determinată de condiția de rulare a rotii și o valoare maximă de la care începe patinarea rotii.

Dacă momentul la roată  $M_R$  depășește valoarea maximă  $M_{R \max}$  dată de expresia (3.42), atunci se produce alunecarea (patinarea), care constă în apariția unei viteze relative de frecare între pneu și cale în zona de contact.

Alunecarea are o puternică influență asupra coeficientului de aderență, așa cum se va vedea în continuare.

Domeniul de variație al momentului de frânare  $M_f$  poate fi dedus din ecuațiile de echilibru ale rotii frânate sub forma:

$$M_f = X \cdot r_d - Z_R \cdot a \quad (3.51)$$

Pentru  $X = X_{\max}$ , dând factor comun pe  $Z_R \cdot r_d$  și ținând seama de relația coeficientului de aderență  $\varphi = \frac{X_{\max}}{Z_R}$ , se obține expresia momentului de frânare maxim:

$$M_{f \max} = Z_R \cdot r_d \cdot (\varphi - f) \quad (3.52)$$

pe care îl poate prelua roata în absența forțelor laterale.

Limitele de variație ale momentului de frânare sunt:

$$0 \leq M_f \leq Z_R \cdot r_d \cdot (\varphi - f) \quad (3.53)$$

Dacă asupra rotii motoare încărcată cu un moment  $M_R$ , care produce forța de aderență  $X$  mai acționează și o forță transversală  $F_y$ , atunci reacțiunea căii asupra rotii va avea și o componentă de aderență transversală  $Y$  (reacțiunea transversală), evident  $Y = F_y$ .

Rezultanta forțelor de aderență  $X$  și  $Y$  nu va putea depăși ca valoare forța de aderență permisă de cale și de încărcare pe roată  $Z_R$ :

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq \varphi \cdot Z_R \quad (3.54)$$

Oricare ar fi raportul dintre  $X$  și  $Y$ , rezultanta lor va fi raza cercului

$$X^2 + Y^2 = \varphi^2 \cdot Z_R^2 \quad (3.55)$$

Se observă că pe măsură ce momentul la roată crește și forța de aderență  $X$  va fi mai mare, componenta  $Y$  disponibilă a aderenței se va micșora. La limită, când  $X = X_{\max} = \varphi \cdot Z_R$  rezultă  $Y = 0$ , adică roata nu mai poate să preia forțe laterale fără să alunece lateral (derapeze).

Componenta transversală  $Y$  a aderenței se numește forța de ghidare laterală și menține autovehiculul pe traiectorie curbilinie în viraj sau se opune deplasării laterale cauzate de vânt sau de înclinarea drumului.

Cercul de rază  $\varphi \cdot Z_R$  se numește cercul aderenței și reprezintă limita ghidării prin aderență.

Pe baza raționamentelor de mai sus se poate deduce că în cazul roților încărcate cu un cuplu fie motor, fie de frânare, posibilitățile de ghidare ale autovehiculului scad. Acest lucru explică derapajul autovehiculului la frânări sau accelerări puternice în curbe. Trebuie subliniat, că în analiza precedentă s-a admis că forța de aderență are aceeași valoare pe orice direcție în pata de contact.

În realitate, din cauza proprietăților anizotropice ale anvelopei, aderența este diferită de la o direcție la alta. În particular, aderența longitudinală este diferită de cea transversală.

Ca urmare, în cazul real, în locul cercului de aderență trebuie considerată elipsa de aderență [20], [50].

### 3.3.1. Caracteristica de rulare a roții frânate

Dependenta forței tangențiale specifice de frânare  $\xi_f$  față de alunecarea relativă  $a_{rf}$  reprezintă caracteristica de rulare a roții frânate.

Forța tangențială specifică de frânare este definită de raportul:

$$\xi_f = \frac{X}{Z_R} \quad (3.56)$$

unde  $X$  reprezintă reacțiunea tangențială de frânare.

În figura 3.6 sunt prezentate deformările și tensiunile tangențiale în cazul roții frânate. Deformația tangențială  $u$  este proporțională cu distanța de la vârful petei de contact  $x$  și se calculează cu relația:

$$u = a_{rf} \cdot \frac{x}{1 - a_{rf}} \quad (3.57)$$

de unde rezultă alunecarea relativă la frânare

$$a_{rf} = \frac{u}{x + u} \quad (3.58)$$

Datorită deformărilor elastice ale pneului apare alunecarea relativă, chiar dacă nu există puncte din pata de contact cu alunecare. Alunecarea relativă este inevitabilă, acesta

însotind întotdeauna transmiterea de forță de frânare sau de tractiune. Alunecarea relativă a rotii datorită deformațiilor elastice ale pneului, în absența punctelor din pata de contact cu alunecare față de cale, se numește alunecare elastică sau pseudo-alunecare.

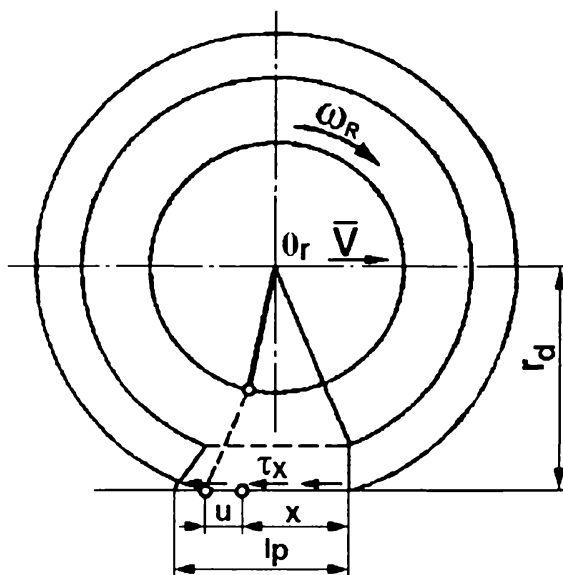


Fig. 3.6 Tensiuni și deformații ale pneului la frânare

Datorită deformațiilor tangențiale se produc tensiuni tangențiale  $\tau_x$  date de relația:

$$\tau_x = c_t \cdot x \cdot \frac{a_{rf}}{1 - a_{rf}} \quad (3.59)$$

Din această relație rezultă că eforturile unitare tangențiale în pata de contact au o distribuție liniară, acestea crescând spre partea posterioară.

Relația de mai sus este valabilă în condițiile în care nu se produce alunecarea față de cale, adică:

$$|\tau_x(x, y)| \leq \mu \cdot p(x, y) \quad (3.60)$$

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

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

$$|\tau_x(x, y)| = \mu_a \cdot p(x, y) \quad (3.61)$$

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

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

$$\mu_a = \mu - k_v \cdot v_a \quad (3.62)$$

unde  $k_v$  este un coeficient.

Reacțiunea tangentială de frânare  $X_f$  se poate exprima și cu relațiile:

$$X_f = \frac{1}{2} \cdot b_p \cdot l_p^2 \cdot c_t \cdot \frac{a_{rf}}{1 - a_{rf}} \quad (3.63)$$

pentru  $a_{rf} \leq (a_{rf})_a$  și

$$X_f = \left( b_p \cdot \mu \cdot p^2 \cdot \frac{1}{c_t} \right) \cdot \left( k_v \cdot k_{af} \cdot v a_{rf} \cdot \frac{\mu}{2} \right) \cdot \frac{(1 - a_{rf})}{a_{rf}} + b_p l_p \cdot p \cdot (\mu - k_v \cdot k_{af} \cdot v a_{rf}) \quad (3.64)$$

pentru  $a_{rf} > (a_{rf})_a$  în care:

$A_p$  - aria petei de contact

$b_p$  - lățimea petei de contact

$l_p$  - lungimea petei de contact

$k_{af}$  - coeficient de mediere

$v$  - viteza centrului rotii

$(a_{rf})_a$  - alunecarea relativă corespunzătoare începutului patinării [20]

Reacțiunea normală a căii

$$Z_R = b_p \cdot l_p \cdot p \quad (3.65)$$

Având în vedere relația de definiție a forței tangențiale specifice de frânare și relația de mai sus, pentru forța tangențială specifică de frânare  $\xi_f$ , rezultă:

$$\xi_f = \frac{1}{2} \cdot l_p \cdot \frac{c_t}{p} \cdot \frac{a_{rf}}{1 - a_{rf}} \quad (3.66)$$

pentru  $a_{rf} \leq (a_{rf})_a$

$$\xi_f = \frac{\mu \cdot p}{l_p \cdot c_t} \cdot \left( k_v \cdot k_{af} \cdot v a_{rf} - \frac{\mu}{2} \right) \cdot \left( \frac{1 - a_{rf}}{a_{rf}} \right) + \mu - k_v \cdot k_{af} \cdot a_{rf} \cdot v \quad (3.67)$$

pentru  $a_{rf} > (a_{rf})_a$ .

Alunecarea relativă corespunzătoare începutului patinării se calculează cu relația:

$$(a_{rf})_a = \frac{\mu \cdot p}{l_p \cdot c_t + \mu \cdot p} \quad (3.68)$$

S-a construit curba de variație a forței tangențiale specifice de frânare în funcție de alunecarea relativă, respectiv caracteristica de rulare a rotii frânate (Fig. 3.7).

Se prezintă în continuare caracteristica de rulare a roților frânate obținute pe cale experimentală Fig.3.8-3.9. Se constată o bună concordanță între caracteristica de rulare obținută prin calcul și cele obținute prin experimentare, mai ales în privința alurei curbilor de variație [20].

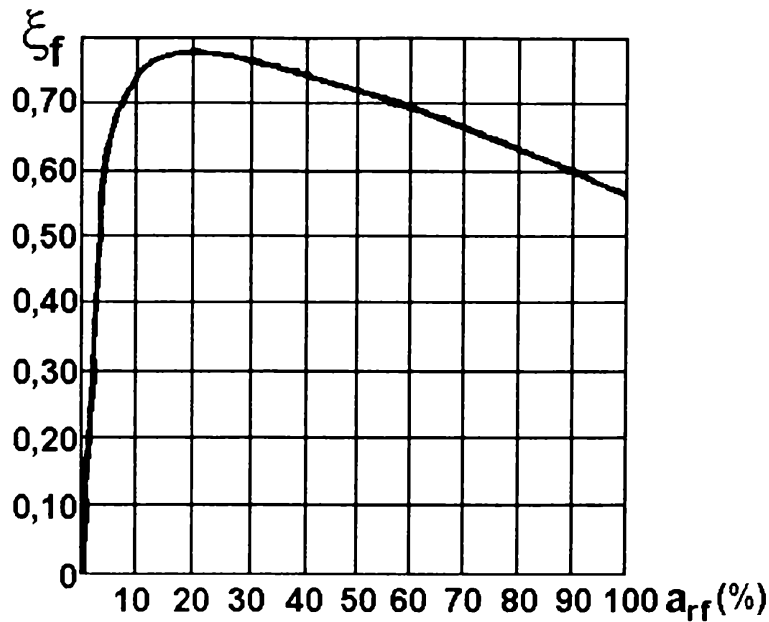


Fig. 3.7 Caracteristica de rulare a rotii frânate

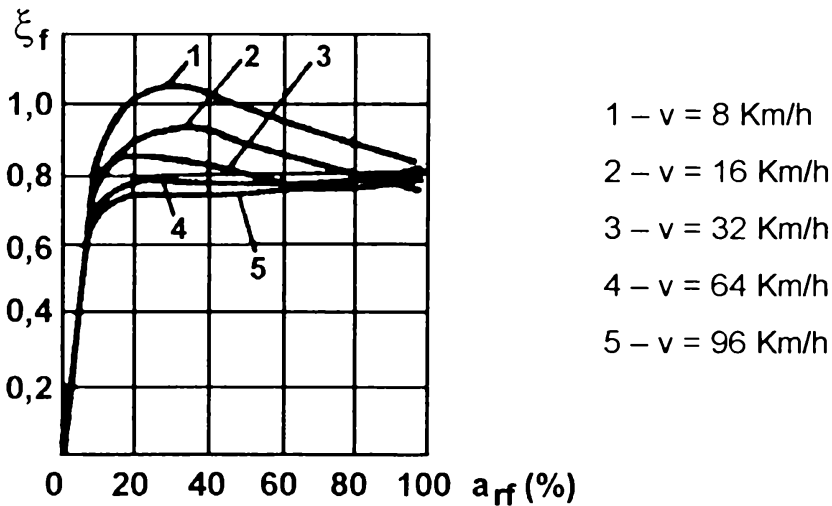


Fig. 3.8 Caracteristicile experimentale ale rotii frânate (beton)

Din analiza caracteristicilor de rulare se constată că forta tangențială specifică de frânare crește proporțional cu alunecarea relativă, până la o anumită valoare a alunecării, după care creșterea este mai redusă până ce atinge valoarea maximă. Maximul se realizează pentru valori ale alunecării relative de 15 -30%. Prin urmare, există alunecări relative optime la care eficacitatea frânării este maximă. Valoarea maximă a forței tangențiale specifice de frânare:

$$\xi_{f \max} = \frac{X_{T \max}}{Z_R} \varphi \quad (3.69)$$

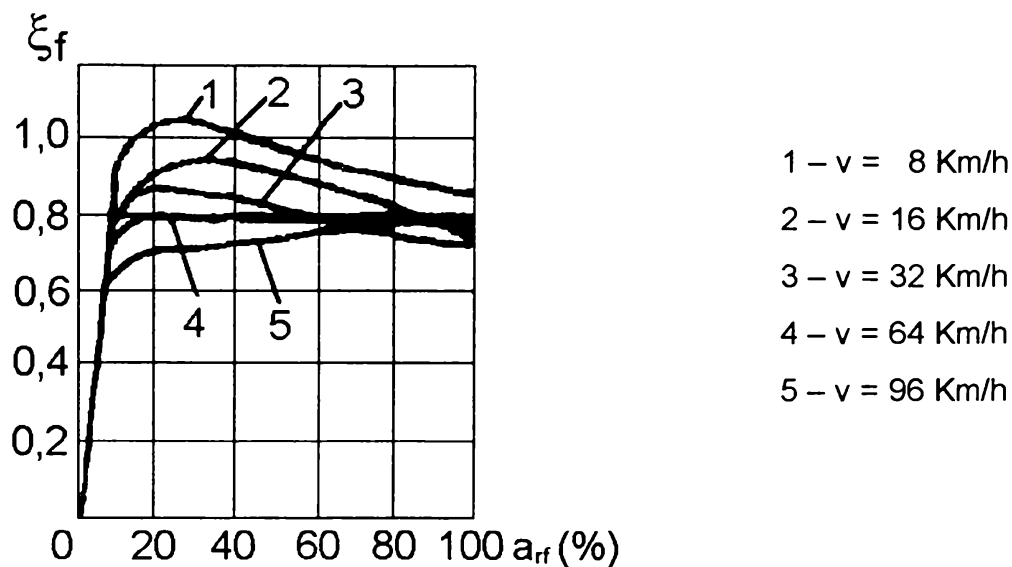


Fig. 3.9 Caracteristicile de rulare experimentale ale rotii frânate (asfalt)

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

Din analiza caracteristicii de rulare a rotii frânate rezultă că  $\xi_{fmax}$  nu coincide cu coeficientul de frecare. Deci, coeficientul de aderență nu se confundă cu coeficientul de frecare, nici chiar pe drumuri cu acoperiri tari.

Întotdeauna coeficientul static de frecare este mai mare decât cel de aderență. Caracteristica de rulare a rotii frânate poate fi împărțită în două zone.

Zona din dreapta maximului lui  $\xi_f$ , numită și zona de instabilitate, pentru  $a_{rf} \geq (a_{rf})_a$ , unde se produc și alunecări ale punctelor din pata de contact.

În stânga punctului de maxim se află zona de stabilitate, unde au loc numai deformări elastice ale pneului.

Caracteristica de rulare este dependentă de o serie de factori, cum sunt:

- caracteristicile pneului
- viteza de deplasare a autovehiculului
- caracteristicile căii de rulare, etc.

### 3.3.2. Procesul de blocare al rotii frânate

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

În cazul frânării, momentul  $M_{fr}$  ce acționează asupra rotii are valori mari mult mai frecvent în comparație cu regimul de tracțiune.

Datorită acestui fapt, roata poate fi adusă la limita de blocare chiar pe drumuri cu aderență bună. Ecuația de momente în raport cu centrul rotii  $O_R$ , la o frânare puternică ( $M_{rul} \approx 0$ ) (Figura 3.10), este:

$$I_R \cdot \frac{d\omega_R}{dt} - M_{fr} + X \cdot r_d = 0 \quad (3.70)$$

sau prin împărțirea cu  $Z_R \cdot r_d$ , se obține:

$$\frac{I_R}{r_d \cdot Z_R} \cdot \frac{d\omega_R}{dt} - \frac{M_{fr}}{Z_R \cdot r_d} + \xi_f = 0 \quad (3.71)$$

Din ultima relație rezultă că în cazul aplicării la roată a unui moment de frânare  $M_{fr1}$ , o parte din aceasta ( $\Delta M_{fr1}$ ) va echilibra momentul de inerție, astfel ca punctul de funcționare pe caracteristica de rulare va fi  $a_1$  în loc de  $a$  (Figura 3.11).

În felul acesta, la creșterea forței de frânare, curba corespunzătoare a momentului de frânare va fi situată deasupra celei a caracteristicii de rulare.

Pe măsură ce momentul de frânare crește, se produce și creșterea alunecării relative, astfel pentru realizarea alunecării relative  $a_{frm}$  momentul de frânare aplicat rotii va trebui să aibă valoarea  $M_{frm}$ , din care  $\Delta M_{frm}$  este necesar pentru realizarea deceleratiei unghiulare  $\frac{d\omega_R}{dt}$ .

Dacă momentul  $M_{fr}$  crește în continuare peste valoarea  $M_{frm}$ , se produce creșterea alunecării relative chiar dacă momentul de frânare rămâne constant la un moment dat, rezultă blocarea rotii.

În cazul în care alunecarea relativă  $a_{rb}$ , ce are loc sub acțiunea momentului de frânare corespunzător punctului  $b$ , acesta se micșorează, roata se va găsi în următoarele situații:

în punctul  $b_1$  deceleratia unghiulară se anulează ( $\omega_R = 0$ ); în punctul  $b_2$ , dacă  $M_{fr}$  rămâne constant, începe să fie accelerată, iar alunecarea relativă se micșorează; în punctul  $b_3$ ,  $\omega_R = 0$ , ca apoi să înceapă deceleratia, ajungându-se la regimul stabil din  $b_5$  de pe caracteristica de rulare.

La creșterea în continuare a momentului de frânare după legea precedentă, fenomenul se repetă.

Pe acest principiu funcționează dispozitivele antiblocare, care modelează presiunea fluidului de lucru din cilindrii receptori.



Datorită momentului de frânare  $M_{fr}$  aplicat rotii, apare reacțiunea tangențială  $X_{fr}$ , care, indiferent de variația momentului, urmărește caracteristica de rulare.

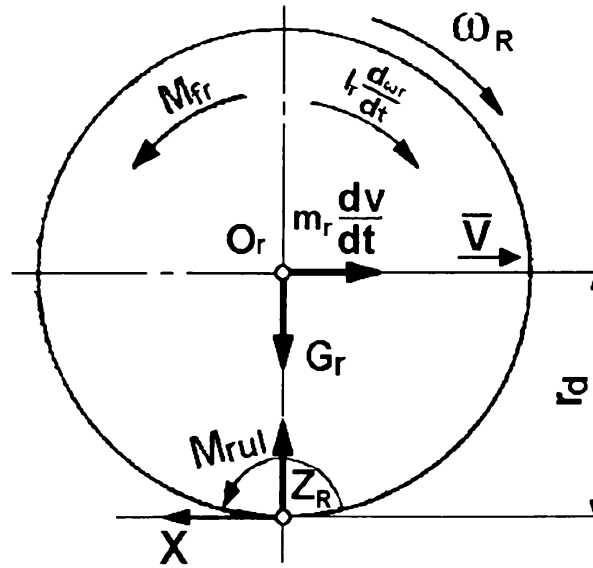


Fig.3.10 Forțele și momentele ce acționează asupra unei roti în procesul frânării

În Figura 3.12 se prezintă variația forței tangențiale de frânare pentru cazul în care nu se folosește un dispozitiv antiblocare. În punctul M, după trecerea timpului  $t_m$ , se atinge limita de aderență  $X_{fr} = \varphi \cdot Z_R$ , după care  $X_{fr}$  scade, iar roțile se blochează rapid în punctul a, după timpul  $t_a$ , când  $X_{fr} = \varphi_a \cdot Z_R$ .

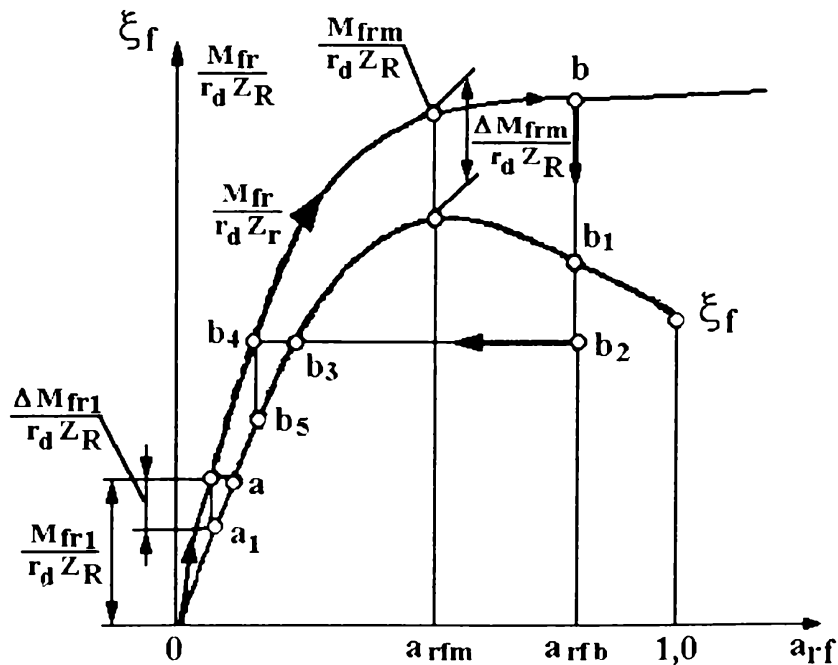


Fig. 3.11 Momentul de frânare ce acționează asupra rotii și producerea alunecării relative

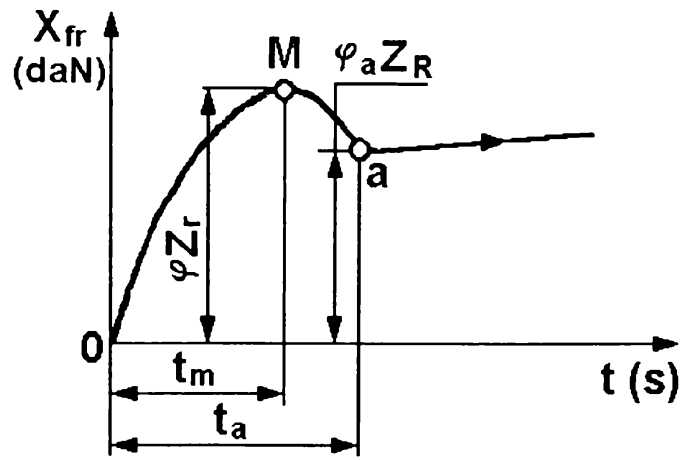


Fig. 3.12 Variatia fortei tangentiale de frânare fără dispozitiv antiblocare

În continuare, dat fiind că viteza se micșorează, are loc o ușoară creștere a lui  $X_{fr}$ .

După cum s-a arătat, performanțele frânării sunt maxime dacă momentul de frânare aplicat rotii corespunde alunecării optime, respectiv după trecerea timpului  $t_m$ ; ideal ar fi  $X_{fr}$  să rămână constant (linia întreruptă  $MM'$  din Figura 3.13).

În realitate, la sistemele uzuale de frânare, acest lucru nu se poate realiza, fiindcă conducătorul nu poate să regleze astfel forța la pedală, mai ales dacă se ține seama că și  $\varphi$  variază în limite foarte largi.

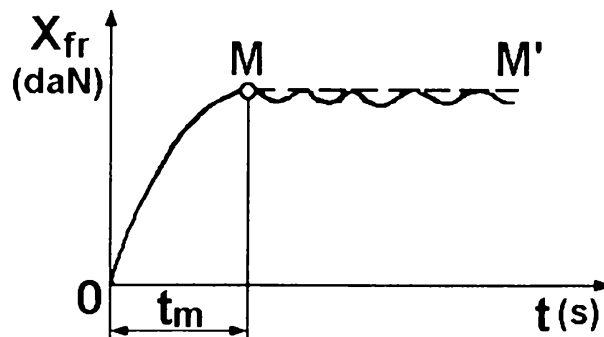


Fig. 3.13 Variatia fortei tangentiale de frânare cu dispozitiv antiblocare

Pentru a menține reacțiunea tangentială de frânare în jurul maximumului caracteristicii de rulare, se folosesc dispozitive antiblocare care împiedică blocarea roților indiferent de momentul de frânare aplicat și de coeficientul de aderență.

Prin modularea presiunii fluidului de lucru din cilindrii receptori, reacțiunea tangentială de frânare variază cum arată linia continuă din Figura 3.13.

Cu cât regimurile de funcționare se situează mai aproape de maximumul caracteristicii de rulare, cu atât valoarea medie a reacțiunii tangentiale de frânare este mai mare (Fig 3.14).

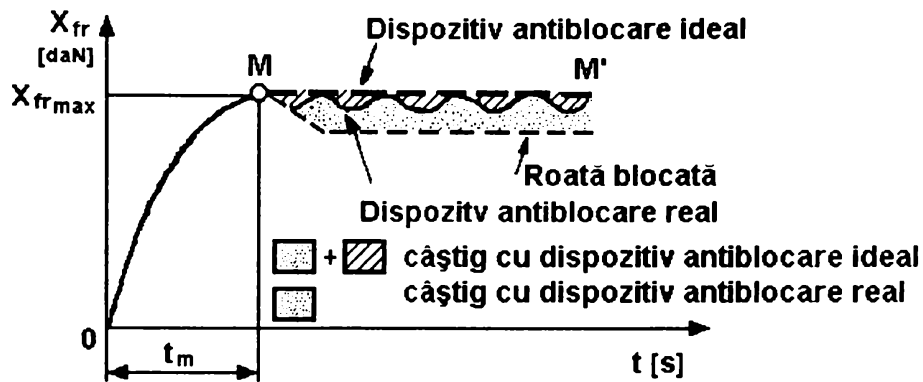


Fig. 3.14 Comparatii între cazurile posibile

### 3.4. Destinația sistemului de frânare

Punerea în valoare a performanțelor de viteză și de accelerație ale autovehiculului în condiții de siguranță depinde într-o măsură hotărâtoare de capacitatea de frânare a acestuia.

Cu cât sistemul de frânare este mai eficient, cu atât vitezele medii de deplasare cresc, iar indicii de exploatare ai autovehiculului au valori mai ridicate.

De asemenea, calitățile bune de frânare asigură evitarea unor accidente care se pot produce chiar în cazul vitezelor relativ mici, provocate de apariția neprevăzută a unui obstacol. Statisticile accidentelor de circulație arată, fără drept de apel, importanța pe care o are un sistem de frânare eficient în eliminarea consecințelor grave ale funcționării nesatisfăcătoare a altor părți componente ale autovehiculului.

Utilizarea mai frecventă a frânelor are loc în condițiile de circulație, precum și în regiuni muntoase sau cu relief accidentat. Astfel, în condițiile de circulație ale unui oraș de mărime medie, 30-40 % din timpul total de mers, autovehiculul este frânat sau rulează liber.

Istoria industriei constructoare de autovehicule și a transporturilor auto ilustrează în mod pregnant faptul că tendința spre mărirea vitezelor de circulație a fost legată strâns de îmbunătățirea performanțelor sistemului de frânare.

Prin implicațiile pe care le are în protejarea "factorului uman" și a încărcăturii ce se transportă, sistemul de frânare reprezintă elementul primordial în asigurarea securității circulației, mai ales în condițiile creșterii continue a calităților dinamice ale autovehiculelor și a traficului rutier.

Pentru reducerea vitezei autovehiculului trebuie create forțe care se opun mișcării.

Deoarece unele rezistente la înaintare au efecte reduse (rezistența la rulare și rezistența aerului), iar rezistența la accelerare, în cazul frânării, devine forta activă, rezultă necesitatea ca autovehiculul să fie prevăzut cu dispozitive care să realizeze forțe de sens opus mișcării.

Aceste forțe se numesc forțe de frânare; ele trebuie să aibă valori suficient de mari și care să poată fi reglate de către conducător în funcție de necesități.

Forțele de frânare sunt create de mecanismele de frânare, incluse în sistemul de frânare al autovehiculului.

În figura 3.15, se prezintă dependența spațiului de frânare a autovehiculului de procedeul de frânare.

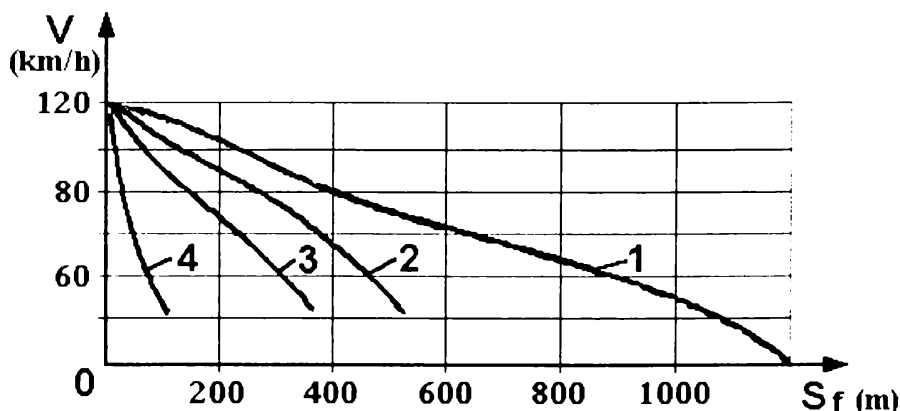


Fig. 3.15 Dependența spațiului de frânare de procedeul de frânare

În cazul în care nu se utilizează frânele autovehiculului, spațiul de oprire (curba 1) este condiționat de rezistența la rulare și rezistența aerului, precum și de pierderile mecanice din transmisie. După cum rezultă, aceste forțe au un efect redus, mai ales la viteze moderate.

Dacă motorul nu se decuplează, se măresc rezistențele la înaintare (pe seama momentului rezistent al motorului), iar spațiul parcurs până la oprirea automobilului se reduce mult (curba 2).

Efectul de frânare crește și mai mult dacă motorul este obligat să funcționeze în regim de compresor, prin obturarea conductei de evacuare esapament (curba 3).

În cazul în care se utilizează frânele automobilului, spațiul de oprire se reduce foarte mult (curba 4).

După cum rezultă din punct de vedere energetic, prin frânare trebuie să se transforme parțial sau aproape total energia cinetică în energie termică (sau de altă formă).

Eforturile care se depun în prezent pe plan mondial în vederea îmbunătățirii performanțelor de frânare ale autovehiculelor, pentru adoptarea unor normative și reglementări internaționale ale diferitelor aspecte legate de sistemul de frânare sunt de stringentă actualitate [20], [39], [50].

Aceste măsuri sunt determinate de rezultatele numeroaselor investigații referitoare la cauzele și gravitatea accidentelor de circulație, care au arătat că cele provenite din cauze tehnice legate de defectarea sau comportarea nesatisfăcătoare a sistemului de frânare, deși relativ puțin numeroase, se caracterizează printr-o gravitate deosebită.

Sistemul de frânare al autovehiculului este destinat:

- micșorării până la o anumită valoare sau anulării progresive a vitezei autovehiculului;
- imobilizării autovehiculului în staționare pe un drum orizontal, precum și pe pantele pe care acesta le poate urca și coborâ.
- stabilizării vitezei autovehiculului la coborârea unei pante lungi

### **3.5. Părți componente și clasificarea sistemelor de frânare**

Sistemul de frânare este compus din dispozitivul de frânare și dispozitivul de încetinire.

Dispozitivul de frânare servește la reducerea vitezei autovehiculului până la o valoare dorită, inclusiv până la oprirea acestuia, cu o decelerație cât mai mare și fără o deviere primejdioasă de la traiectoria de mers și la imobilizarea autovehiculului în staționare pe un drum orizontal, precum și pe pantele pe care acesta le poate urca și coborî.

Dispozitivul de încetinire servește la stabilizarea vitezei autovehiculului la coborârea unor pante lungi, fără ca dispozitivele de frânare de serviciu, de securitate sau de staționare să fie folosite sau să contribuie la această stabilizare. Acest dispozitiv este utilizat în cazul unor automobile cu mase mari sau destinate să fie utilizate în regiuni muntoase sau cu relief accidentat. Prin utilizarea dispozitivelor de încetinire, autovehiculele realizează viteze medii mai ridicate, se reduce oboseala conducătorului, iar uzura garniturilor de fricțiune ale frânelor de serviciu se reduce în medie cu 25 -30 %.

Dispozitivul de frânare este compus din:

- mecanismul de frânare (frânele propriu-zise);

- transmisie;
- elementul de comandă.

Mecanismul de frânare servește la producerea forțelor de frânare ce se opun mișcării sau tendinței de mișcare a autovehiculului.

Transmisia dispozitivului de frânare este compusă din ansamblul de elemente cuprinse între elementul de comandă și frâna propriu-zisă și care sunt legate în mod funcțional.

Elementul de comandă este piesa acționată direct de către conducătorul auto (pedala sau maneta) sau respectiv de către remorcă, pentru a furniza transmisiei energia necesară frânării sau pentru a o controla.

Dispozitivele de frânare se clasifică după utilizare, particularitățile constructive și locul de dispunere al mecanismului de frânare, sursa de energie utilizată pentru acționarea frânelor și după tipul și particularitățile transmisiei.

După utilizare, dispozitivele de frânare se clasifică în:

- dispozitiv de frânare principal;
- dispozitiv de frânare de siguranță;
- dispozitiv de frânare de staționare;
- dispozitiv de frânare auxiliar.

Dispozitivul principal de frânare este întâlnit și sub denumirea de frână principală sau de serviciu. În mod uzual, în exploatare, frâna de serviciu poartă numele de frână de picior, datorită modului de acționare.

Frâna de serviciu trebuie să permită reducerea vitezei autovehiculului până la valoarea dorită, inclusiv până la oprirea acestuia, indiferent de viteză și starea de încărcare. Frâna de serviciu trebuie să acționeze asupra tuturor roților autovehiculului.

Dispozitivul de frânare de siguranță, sau frâna de siguranță, întâlnit și sub denumirea de avarii sau frână de urgență, are rolul de a suplini frâna de serviciu în cazul defectării acesteia.

Frâna de siguranță trebuie să poată fi acționată de conductor fără a lua ambele mâini de pe volan. Securitatea circulației impune existența la autovehicule a frânei de siguranță fără de care nu este acceptat în circulația rutieră.

Dispozitivul de frânare de staționare, sau frâna de staționare are rolul de a menține autovehiculul imobilizat pe un drum orizontal sau pe o pantă, în absența conducătorului pe timp nelimitat.

În mod uzual, frâna de staționare este întâlnită sub denumirea de frână de parcare

sau de ajutor. Datorită acționării manuale, frâna de staționare este întâlnită și sub denumirea de frână de mână.

Frâna de mână trebuie să aibă o comandă proprie, independentă de cea a frânei de serviciu. În foarte multe cazuri, frâna de staționare, preia și rolul frânei de siguranță.

Dispozitivul de frânare auxiliar, sau frâna auxiliară, este o frână suplimentară, având același rol ca și frâna principală, utilizându-se în caz de necesitate, când efectul acesteia se adaugă efectului frânei de serviciu.

Pentru menținerea dispozitivului de frânare în mod permanent în stare de funcționare corespunzătoare, autovehiculele având masa mai mare de 5000 kg sunt prevăzute în general, cu dispozitive de încetinire. Utilizarea dispozitivelor de încetinire contribuie la îmbunătățirea stabilității autovehiculelor în timpul frânării, deoarece momentul de frânare este repartizat uniform la roți, iar blocarea acestora este în general evitată.

Clasificarea dispozitivelor de încetinire se face după principiul de funcționare în:

- mecanice;
- pneumatice;
- aerodinamice;
- hidrodinamice;
- electromagnetice.

### **3.6. Conditii functionale**

Dispozitivele de frânare, ca și cele de încetinire, trebuie să îndeplinească anumite condiții functionale și constructive în scopul asigurării unei capacități de frânare a autovehiculului cât mai bune, pentru a putea pune în valoare performanțele de viteză și de accelerație în condiții de siguranță.

Dispozitivele de frânare trebuie să fie capabile de anumite deceleratii impuse, să asigure stabilitatea autovehiculului în timpul frânării, frânarea să fie progresivă, fără socuri, distribuirea corectă a efortului de frânare la punți să nu necesite din partea conducătorului un efort prea mare pentru acționare; conservarea calităților de frânare ale autovehiculului în toate condițiile de lucru întâlnite în exploatare, să asigure evacuarea căldurii care ia naștere în timpul funcționării; să aibă fiabilitate ridicată; să prezinte siguranță în funcționare în toate condițiile de lucru; reglarea jocului să se facă cât mai rar

si comod sau chiar în mod automat; să intre rapid în funcțiune: frânarea să nu fie influențată de denivelările drumului (datorită deplasării verticale a roților) si de bracărea roților de direcție; să permită imobilizarea autovehiculului în pantă în cazul unei staționări de lungă durată; să nu permită uleiului si impurităților să intre la suprafețele de frecare; forța de frânare să acționeze în ambele sensuri de mișcare ale autovehiculului; frânarea să nu se facă decât la intervenția conducătorului; să fie concepute, construite si montate astfel încât să reziste fenomenelor de coroziune si îmbătrânire la care sunt expuse; să nu fie posibilă acționarea concomitentă a pedalei de frână si a pedalei de accelerație; să aibă funcționare silențioasă; să aibă o construcție simplă si ieftină.

În cazul transmisiilor pneumatice sau pneumo-hidraulice sunt impuse condiții suplimentare de siguranță; astfel, dispozitivul de stocare a energiei să asigure opt frânări cu frâna de serviciu fără reumplerea rezervorului, iar frânarea a noua să asigure încă toate condițiile impuse frânei de staționare; slăbirea arcului acumulatorului frânei de staționare să fie posibilă de trei ori fără intervenția compresorului; etc.

Unul dintre cei mai folosiți parametri pentru aprecierea eficacității dispozitivului de frânare al unui autovehicul este decelerația maximă sau medie care se poate obține în timpul frânării. În unele țări, aprecierea eficacității frânelor se face pe baza spațiului de frânare în care se efectuează oprirea autovehiculului de la o viteză inițială dată [20], [39].

Condițiile de securitate impun condiția ca, la proiectarea automobilului, frâna de serviciu să permită realizarea unei decelerații maxime de  $6 - 6,5 \text{ m/s}^2$  pentru autoturisme si de  $6 \text{ m/s}^2$  pentru autocamioane si autobuze.

Daccelerația recomandată pentru frâna de siguranță trebuie să fie egală cu cel puțin 30% din decelerația frânei de serviciu.

În practică, decelerațiile care se realizează cu frâna de siguranță, sunt egale cu jumătate din valoarea decelerației frânei de serviciu ( $2 - 3 \text{ m/s}^2$ ).

La proiectare, valorile decelerației pentru frânele de siguranță se recomandă să fie cuprinse între 3 si  $3,5 \text{ m/s}^2$  [20], [50].

Stabilitatea autovehiculului la frânare depinde de uniformitatea distribuției forțelor de frânare la roțile din partea dreaptă si din partea stângă, de stabilitatea momentului de frânare în cazul unor variații posibile ale coeficientului de frecare (de obicei între limitele 0,28 - 0,30) si de tendința frânelor spre autoblocare.

Dacă momentul de frânare la roțile din stânga si din dreapta, la variația coeficientului de frecare, nu se abate de la valoarea de calcul cu mai mult de 10-15%, atunci stabilitatea autovehiculului la frânare poate fi menținută ușor cu ajutorul volanului.



Asigurarea stabilității mișcării autovehiculului, mai ales a autovehiculelor articulate și a autotrenurilor în timpul frânării și necesitatea utilizării cu eficiență maximă a forțelor de frânare ce pot fi realizate de frânele unui automobil, impun anumite condiții restrictive privind timpul de răspuns al dispozitivelor de frânare.

Cele mai importante cerințe privind timpul de răspuns al dispozitivelor de frânare sunt: defazajul maxim admisibil între intrarea în funcțiune a frânelor aceleiași punți (să fie cuprins între 0,05 și 0,1 s); întârzierea maximă a intrării în funcțiune a frânelor celei mai defavorizate punți a autovehiculului, din punctul de vedere al distanței frânelor față de elementul de comandă (trebuie să fie de 0,15-0,35 s); întârzierea maximă a intrării în funcțiune a frânelor celei mai defavorizate punți din componenta unui autotren (să nu depășească 0,6 s) [20], [39], [50].

Pentru ca frânarea să nu aibă o influență dăunătoare atât asupra pasagerilor, cât și asupra încărcăturii, trebuie ca forțele de frânare să crească lin, iar între efortul aplicat de conducător pe pedala de frânare și acțiunea de frânare să existe o corelație pe cât posibil liniară. Proprietatea dispozitivului de frânare care face ca între efortul aplicat asupra pedalei și forțele de frânare să existe o legătură fără salturi bruste (dacă se poate liniară) poartă denumirea de progresivitate.

Progresivitatea dispozitivului de frânare se realizează adoptându-se elementele transmisiei cu caracteristici de lucru corespunzătoare.

O atenție deosebită trebuie acordată servomecanismelor incluse în transmisie, deoarece acestea prezintă o caracteristică abruptă.

Repartizarea forțelor de frânare pe punțile autovehiculului are o importanță deosebită, deoarece aceasta determină capacitatea de frânare și comportarea autovehiculului în timpul frânării, pe diferite tipuri de drumuri.

Pentru ca automobilul să aibă în timpul frânării o comportare independentă de gradul de încărcare, este necesară reglarea forțelor de frânare în funcție de sarcina dinamică pe punți.

Având în vedere faptul că dispozitivele care ar satisface aceste cerințe sunt destul de costisitoare, constructorii se rezumă, în general, la o reglare parțială a forțelor de frânare în funcție de sarcina dinamică. Aceste dispozitive întâlnite sub denumirea de reglatoare de frânare, se introduc în majoritatea cazurilor în circuitul frânelor din spate și constau din limitatoare, reductoare sau repartizoare de presiune cu puncte de intrare în acțiune în funcție de sarcina punții din spate sau intensitatea frânării.

Pentru evitarea blocării roților frânate și pierderea stabilității automobilului pe

drumuri cu aderență scăzută, dispozitivele de frânare moderne sunt prevăzute cu dispozitive antiblocare, care contribuie la creșterea securității circulației.

Conservarea calităților de frânare ale autovehiculului se obține dacă forțele de frânare realizate de frânele propriu-zise la un efort dat aplicat elementului de comandă se mențin constante în toate condițiile de lucru întâlnite în exploatare. În cazul frânelor cu fricțiune, conservarea depinde în primul rând de constanta coeficientului de frecare al garniturilor de fricțiune. Trebuie arătat că garniturile de fricțiune actuale (cu deosebirea celor metalo-ceramice) au un coeficient de frecare care variază cu temperatura și cu starea lor.

În cazul transmisiilor hidraulice sau pneumatice este necesar ca fluidul de lucru să-și mențină proprietățile la un nivel corespunzător, indiferent de temperatura mediului ambiant sau de temperaturi mai ridicate existente în anumite zone ale autovehiculului.

La alegerea tipului mecanismului de frânare trebuie ținut seama de aspectele de stabilitate care depind de geometria lor intrinsecă.

În ceea ce privește dispozitivele de încetinire, recomandările CAER prevăd ca dispozitivele de încetinire să permită autovehiculelor coborârea unei pante de 6 % cu o viteză constantă de 40 km/h, fără utilizarea frânei de serviciu [20].

După coborârea unei pante de înclinare și lungime date, cu utilizarea mijloacelor de frânare necesare pentru menținerea unei anumite viteze prescrise, dispozitivul de frânare principal trebuie să permită o anumită eficacitate reziduală. Se consideră că dispozitivul de încetinire este corespunzător automobilului respectiv dacă eficacitatea reziduală a dispozitivului de frânare principal este mai mare cu 75 % decât eficacitatea cu frânele reci.

Dispozitivele de încetinire trebuie să asigure: posibilitatea utilizării numai a dispozitivului de încetinire la frânări cu deceleratii reduse și a frânei de serviciu la valori mai mari de deceleratie (dispozitivul de încetinire este comandat în prima parte a cursei pedalei frânei de serviciu, iar aceasta din urmă intră în acțiune numai la valori mari ale cursei pedalei, respectiv la frânări intensive); evitarea posibilității de accelerare a autovehiculului, când dispozitivul de încetinire este cuplat; posibilitatea realizării frânării cu frânele de serviciu fără o comandă specială de decuplare, respectiv recuplare, a dispozitivului de încetinire, înainte și, respectiv, după încheierea frânării de serviciu.

### **3.7. Normative privitoare la eficacitatea frânării**

Un loc important în reglementările privitoare la acceptarea în circulație a diferitelor tipuri de autovehicule, îl ocupă normativele privitoare la sistemele de frânare.

În diverse țări, cu toate eforturile de uniformizare pe plan internațional, există prescripții diferite pentru sistemele de frânare.

Prevederile acestor normative pot fi împărțite în două categorii: referitoare la compunerea și principalele caracteristici ale sistemului de frânare; referitoare la eficacitatea sistemului de frânare.

În țara noastră, normativele privitoare la sistemele de frânare sunt cuprinse în STAS 11960-84.

Acest standard corespunde cu regulamentul nr.13 al C.E.E. a ONU.

O atenție deosebită se acordă eficacității dispozitivelor de frânare evaluate pe baza spațiului de frânare. Sunt prevăzute prescripții privitoare la caracteristicile constructive ale dispozitivelor de frânare, metode de încercare și eficacitatea frânării pentru fiecare categorie în parte [20].

Codul rutier din Germania stabilește un coeficient de frânare de  $d_r = a_r/g$ . În rest, eficacitatea frânării este stabilită pe baza spațiului de frânare [20], [50].

### **3.8. Dinamica frânării autovehiculului**

#### **3.8.1 Ecuația de mișcare a autovehiculului frânat**

Considerăm cazul general al unui autovehicul frânat care se deplasează pe un drum rectiliniu cu înclinarea  $\alpha$  față de orizontala locului.  $G_a$  este greutatea autovehiculului aplicată în centrul de masă  $C_g$  aflat la înălțimea  $h_g$  față de cale;

$$R_a = \left( k \cdot \frac{A}{13} \right) \cdot v^2 \quad (3.72)$$

unde  $R_a$  este rezistența aerului aplicată în centrul de presiune frontal (metacentrul frontal) aflat la înălțimea  $h_a$  față de cale ( $A$  - suprafața secțiunii transversale a automobilului,  $k$  - coeficient aerodinamic),  $R_p = G_a \cdot \sin(\alpha)$  - rezistența la pantă, care la coborâre (cazul de față) are același sens cu viteza de deplasare, devenind astfel, o forță activă, deci o rezistență negativă (la urcare are sensul opus deplasării);  $M_{rul1}$  și  $M_{rul2}$  - momentele

corespunzătoare rezistentelor la rulare;  $M_{r1}$  și  $M_{r2}$  - momentele de frânare aplicate roților din față, respectiv spate;  $F_i = (G_a/g) \cdot dv/dt$  - forța de inerție a autovehiculului din mișcarea de translație, de sens opus deceleratiei  $dv/dt$ ;  $M_{i1}$  și  $M_{i2}$  - momentele forțelor de inerție (de sens opus deceleratiei unghiulare) ale roților din față, respectiv spate;  $Z_1$  și  $Z_2$  - reacțiunile normale la puntea din față și din spate;  $X_{r1}$  și  $X_{r2}$  - reacțiunile tangențiale ale căii la puntea din față și, respectiv, puntea din spate.

Se va considera autovehiculul ca un rigid fără să se țină seama de mișcările suplimentare care intervin datorită oscilațiilor suspensiei, chiar atunci când calea de rulare este perfect plană, așa cum se admite în cazul de față. Cu luarea în considerare și a forțelor de inerție, se poate aplica principiul lui D'Alembert.

Din condiția de echilibru pe direcția de mișcare, rezultă:

$$F_i - X_{r1} + X_{r2} + R_a \mp R_p \quad (3.73)$$

Dacă se înlocuiește în relația de mai sus  $F_i$ ,  $R_a$  și  $R_p$  cu relațiile cunoscute, se obține:

$$\frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = X_{r1} + X_{r2} + \frac{k \cdot A}{13} \cdot v^2 \mp G_a \cdot \sin(\alpha) \quad (3.74)$$

iar dacă se înlocuiesc și  $X_{r1}$  și  $X_{r2}$  cu relații similare celor din capitolul precedent, se obține:

$$\frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = F_{i1} + F_{i2} + R_{r1} + R_{r2} - X_{i1} - X_{i2} + \frac{k \cdot A}{13} \cdot v^2 \mp G_a \sin(\alpha) \quad (3.75)$$

în care  $X_{i1}$  este reacțiunea tangențială corespunzătoare inerției roților de direcție

$$X_{i1} = \frac{2 \cdot I_{r1}}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt}$$

$X_{i2}$  - reacțiunea tangențială corespunzătoare inerției pieselor din transmisie cu mișcare de rotație (când motorul este cuplat) și inerției roților motoare.

$$X_{i2} = \left[ (\delta - 1) \cdot \frac{G_a}{g} - \frac{2 \cdot I_{r1}}{r_r^2} \right] \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.76)$$

După transformări, ecuația (3.75) devine:

$$\delta \cdot \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = F_i + R_r + R_a \mp R_p \quad (3.77)$$

sau

$$\frac{\delta}{g} \cdot \frac{dv}{dt} = \gamma_1 + \psi + \frac{k \cdot A}{13 \cdot G_a} \cdot v^2 \quad (3.78)$$

unde

$$\gamma_f = \frac{F_{R1} + F_{R2}}{G_a} = \frac{F_f}{G_a} \quad (3.79)$$

este forța de frânare specifică

$$\psi = (R_{r1} + R_{r2} + R_p) \cdot \frac{1}{G_a} = \frac{R_r + R_p}{G_a} \quad (3.80)$$

este rezistența specifică a drumului sau coeficientul de rezistență al drumului.

Ecuatia (3.78) reprezintă ecuația de mișcare a autovehiculului frânat.

Cunoscând forța de frânare specifică  $\gamma_f$ , rezultă că se pot determina parametrii frânării.

În cazul în care se frânează atât cu frâna dispusă pe transmisie, cât și cu frânele pe roți (pentru cazul în care roțile din spate sunt roți motoare), se obține:

$$\gamma_f = \frac{M_{R1} + i_t \cdot \eta_t^{-1}}{r_d \cdot G_a} + \frac{k_1 + k_2}{r_d \cdot G_a} \cdot F_p \quad (3.81)$$

În acest caz, ecuația de mișcare a autovehiculului frânat devine:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta} \cdot \left( \frac{M_{R1} + i_t \cdot \eta_t^{-1}}{r_d \cdot G_a} + \frac{k_1 + k_2}{r_d \cdot G_a} \cdot F_p + \psi + \frac{k \cdot A}{13 \cdot G_a} \cdot v^2 \right) \quad (3.82)$$

La frânarea cu motorul decuplat de transmisie, coeficientul  $\delta$  conține doar influența inerției roților, astfel:  $\delta = \delta' = 1,03 \dots 1,05$ . Atunci când este vorba de accelerații mari, se consideră adesea  $\delta' = 1$  [20].

### 3.8.2. Parametrii capacității de frânare

Parametrii ce caracterizează frânarea autovehiculului sunt: deceleratia, spațiul și timpul de frânare.

Pentru aprecierea capacității de frânare, respectiv a posibilităților maxime, se folosesc deceleratia maximă și spațiul minim de frânare.

#### 3.8.2.1. Determinarea deceleratiei

Dintre parametrii ce caracterizează frânarea autovehiculului, deceleratia se poate determina relativ ușor pe cale experimentală.

- Cazul frânării integrale: deceleratia maximă în cazul unui autovehicul la care se frânează roțile ambelor punți, se poate obține atunci când toate roțile ajung simultan la

limita de aderentă. Deceleratia maximă obținută în aceste condiții poartă denumirea de deceleratie maximă posibilă sau deceleratie maximă ideală.

În acest caz, reacțiunile tangențiale vor fi:

$$X_{f1} = \varphi \cdot Z_{1\varphi}; X_{f2} = \varphi \cdot Z_{2\varphi} \quad (3.83)$$

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

Din ecuația de proiecție a forțelor pe normala la cale, rezultă:

$$Z_1 + Z_2 = G_s \cdot \cos(\alpha) \quad (3.84)$$

astfel că se obține:

$$(X_{f1} + X_{f2})_{\max} = \varphi \cdot (Z_{1\varphi} + Z_{2\varphi}) = \varphi \cdot G_s \cdot \cos(\alpha) \quad (3.85)$$

rezultă că deceleratia maximă posibilă va fi:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot (\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)) + \frac{k \cdot A}{13 \cdot G_s} \cdot v^2 \quad (3.86)$$

La viteze până la 80 km/h rezistența aerului are o influență redusă asupra parametrilor capacității de frânare, astfel că la viteze mai mici se poate neglija, iar relația de mai sus devine:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot (\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)) \quad (3.87)$$

Dacă frânarea se face pe un drum orizontal ( $\alpha=0$ ) și se neglijează rezistența aerului, rezultă:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \varphi \quad (3.88)$$

- Cazul frânării numai a roților punții din față.

Deceleratia maximă posibilă se obține pentru  $X_{f1} = \varphi Z_{1\varphi}$ , iar reacțiunea normală tangențială la roțile din spate va fi:

$$X_{f2} = f \cdot Z_2 - \frac{2 \cdot I_R}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.89)$$

La frânarea doar a punții din față, reacțiunile normale  $Z_{1\varphi}$  și  $Z_{2\varphi}$  sunt date de relațiile:

$$Z_{1\varphi} = \frac{b}{l - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_s \cdot \cos(\alpha) \quad (3.90)$$

$$Z_2 = \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cdot G_s \cdot \cos(\alpha) \quad (3.91)$$

Tinând seama de relatiile (3.77) - (3.80), rezultă:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = \frac{g}{1 + \frac{g}{G_s} \cdot \frac{2I_R}{r_r^2}} \cdot \left( \varphi \cdot \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) + \frac{\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} f + \frac{kA}{13G_s} \cdot v^2 \right) \quad (3.92)$$

Întrucât

$$\left(\frac{g}{G_s}\right) \cdot \left(2 \cdot \frac{I_R}{r_r^2}\right) < 1 \quad (3.93)$$

iar rezistența la rulare este mică față de celelalte forte, relația de sus devine:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \left( \varphi \cdot \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) + \frac{kA}{13 \cdot G_s} \cdot v^2 \right) \quad (3.94)$$

În cazul în care se neglijează și rezistența aerului, rezultă pentru deceleratia maximă:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \left( \varphi \cdot \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) \right) \quad (3.95)$$

sau la frânarea pe un drum orizontal:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \varphi \cdot \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \quad (3.96)$$

- Cazul frânării numai a roților punții de spate.

În mod similar, când se frânează doar roțile punții din spate, deceleratia maximă posibilă este realizată pentru  $X_{r2} = \varphi Z_{2\varphi}$ , iar

$$X_{r1} = f \cdot Z_1 - \frac{2I_R}{r_r^2} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.97)$$

În acest caz,  $Z_1$  și  $Z_{2\varphi}$  au expresiile:

$$Z_1 = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h_g}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} G_s \cdot \cos(\alpha) \quad (3.98)$$

$$Z_{2\varphi} = \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h_g}{L}} G_a \cdot \cos(\alpha) \quad (3.99)$$

Neglijând ( $g / G_a$ ) ( $2I_R / r_r^2$ ), precum și rezistența la rulare și rezistența aerului, se obține:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \left( \varphi \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h_g}{L}} \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) \right) \quad (3.100)$$

sau la frânarea pe drum orizontal:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max p} = g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \frac{h_g}{L}} \quad (3.101)$$

Deceleratiile maxime se obțin pentru frânări fără blocarea roților, deoarece, după blocare, valoarea aderenței și, deci, a forței de frânare dezvoltate se micșorează din cauza coeficientului de aderență după alunecare, a cărei valoare este mai mică decât înainte de alunecare.

Relatiile pentru calculul deceleratiilor maxime au fost obținute în ipoteza că la toate roțile frânate, forța de frânare dezvoltată este egală cu valoarea permisă de aderență dintre fiecare roată și cale.

În cazul frânării numai a roților din față sau din spate, această ipoteză impune ca repartitia forțelor de frânare să fie egală între cele două roți (dreapta și stânga), iar coeficientul de aderență  $j$  să aibă aceeași valoare.

În cazul frânării pe toate roțile, ipoteza admisă cere ca forța de frânare să se repartizeze între punți, în același raport ca încărcările punților.

Trebuie subliniat faptul că deceleratiile maxime posibile conditionate de limita de aderență nu depind de modul cum sunt realizate forțele tangențiale de frânare la roți. Asadar, valorile deceleratiilor sunt aceleași, indiferent că frânarea se face cu sau fără decuplarea motorului sau cu ajutorul dispozitivului de încetinire.

### 3.8.2.2 Determinarea spațiului de frânare

Dintre parametrii capacității de frânare, spațiul de frânare determină în mod cel mai direct calitățile de frânare în strânsă legătură cu siguranța circulației.



Pentru determinarea relatiei de calcul al spatiului de frânare, se porneste de la definitia deceleratiei, care poate fi scrisă sub forma:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS_f} \cdot \frac{dS_f}{dt} = \frac{dv}{dS_f} \cdot v \quad (3.102)$$

de unde rezultă spatiul de frânare elementar  $dS_f$ .

Tinând seama de faptul că viteza variază în timpul frânării de la  $V_1$  la  $V_2$ , rezultă pentru spatiul de frânare:

$$S_f = \frac{1}{13g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{\frac{X_{f1} + X_{f2}}{G_a} \mp \sin(\alpha) + \frac{v^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}} \quad (3.103)$$

unde  $V_1$  este viteza la care începe frânarea, iar  $V_2$  viteza la care se termină frânarea.

Dacă se consideră reacțiunile tangențiale  $X_{f1}$  și  $X_{f2}$  constante, prin integrarea relatiei de mai sus, se obține:

$$S_f = \frac{1}{2g} \cdot \frac{G_a}{kA} \ln \frac{\frac{X_{f1} + X_{f2}}{G_a} \mp \sin(\alpha) + \frac{v_1^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}}{\frac{X_{f1} + X_{f2}}{G_a} \mp \sin(\alpha) + \frac{v_2^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}} \quad (3.104)$$

Dacă se consideră  $\gamma_f = ct$ , prin integrare, se obține:

$$S_f = \frac{\delta}{2g} \cdot \frac{G_a}{kA} \ln \frac{\frac{\gamma_f + \psi + v_1^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}}{\frac{\gamma_f + \psi + v_2^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}} \quad (3.105)$$

La frânarea roților ambelor punți, spatiul minim de frânare se obține atunci când reacțiunile tangențiale ajung simultan la limita de aderentă.

Spatiu minim de frânare obținut în aceste condiții, poartă denumirea de spatiu minim posibil de frânare. Rezultă pentru spatiu minim posibil de frânare:

$$S_{f_{\min p}} = \frac{1}{2g} \cdot \frac{G_a}{kA} \ln \frac{\frac{\varphi \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) + \frac{v_1^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}}{\varphi \cos(\alpha) \mp \cos(\alpha) + \frac{v_2^2}{13G_a} \frac{kA}{kA}} \quad (3.106)$$

iar în cazul frânării până la oprirea autovehiculului ( $v_2 = 0$ ):

$$S_{f_{\min p}} = \frac{1}{2g} \cdot \frac{G_a}{kA} \ln \left[ 1 + \frac{kA}{13G_a (\varphi \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha))} v_1^2 \right] \quad (3.107)$$

La vitezele care nu depășesc 100 km/h, efectul rezistenței aerului (asupra spatiului de frânare) este redus, astfel încât aceasta se poate neglija, iar relația pentru  $S_f$  devine:

$$S_f = \frac{1}{13g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{v dv}{\frac{X_{\Omega} + X_{\Omega}}{G_s} \mp \sin(\alpha)} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{26g \cdot \left[ \frac{X_{\Omega} + X_{\Omega}}{G_s} \mp \sin(\alpha) \right]} \quad (3.108)$$

În acest caz, spatiul minim posibil de frânare se determina cu relatia:

$$S_{f \min p} = \frac{v_1^2}{26g(\varphi \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha))} \quad (3.109)$$

Dacă frânarea se face pe un drum orizontal ( $\alpha=0$ ), atunci:

$$S_{f \min p} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{26g\varphi} \quad (3.110)$$

respectiv

$$S_{f \min p} = \frac{v_1^2}{26g\varphi} \quad (3.111)$$

În figura 3.16 este reprezentat spatiul minim posibil de frânare în functie de viteza autovehiculului si de coeficientul de aderentă cu si fără considerarea rezistentei aerului.

Se constată că rezistenta aerului are o oarecare influenta doar pentru valori mici ale coeficientului de aderentă.

Din relatiile spatiului minim de frânare până la oprirea autovehiculului rezultă că acesta este proportional cu pătratul vitezei initiale. În cazul în care viteza initială creste cu 22,5 %, spatiul minim de frânare sporeste cu 50 %.

De asemenea, asupra spatiului minim de frânare o influență mare o are si coeficientul de aderentă. Astfel, pentru un drum orizontal, scăderea coeficientului de aderentă cu 30 % determină sporirea spatiului minim de frânare cu 43 %.

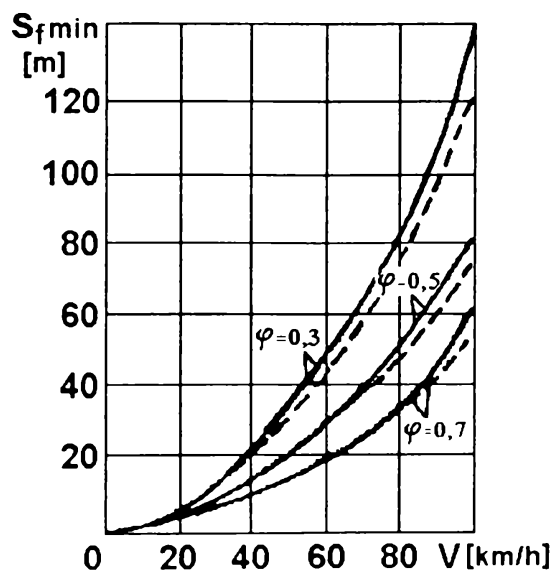


Fig. 3.16 Variatia spatiului minim posibil de frânare

### 3.8.2.3. Determinarea timpului de frânare

Timpul de frânare prezintă importanță mai ales în analiza proceselor de lucru ale dispozitivului de frânare.

Acest parametru este utilizat mai puțin la aprecierea capacității de frânare a autovehiculelor.

La stabilirea relațiilor de calcul pentru timpul de frânare, se pornește de la expresiile ecuației de mișcare a autovehiculului frânat sau de la expresiile deceleratiei.

Dacă se consideră ecuația de mișcare, rezultă pentru timpul de frânare:

$$t_f = \frac{\delta}{3,6 \cdot g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{\gamma_f + \psi + \frac{v^2}{13 \cdot G_s} \cdot \frac{kA}{G_s}} \quad (3.112)$$

În cazul în care se consideră  $\gamma_f = ct$ , relația (3.102) devine:

$$t_f = \frac{\delta}{3,6 \cdot g} \sqrt{\frac{G_s}{(\gamma_f + \psi) \cdot kA}} \cdot \left[ \arctg \left( \sqrt{\frac{kA}{13 \cdot (\gamma_f + \psi) \cdot G_s}} v_1 \right) + \arctg \left( \sqrt{\frac{kA}{13 \cdot (\gamma_f + \psi) \cdot G_s}} v_2 \right) \right] \quad (3.113)$$

Timpul minim posibil de frânare când se frânează roțile ambelor punți, se determină din relația deceleratiei maxime:

$$t_{f_{\min p}} = \frac{l}{g} \sqrt{\frac{G_s}{[\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)] kA}} \left[ \arctg \left( \sqrt{\frac{kA}{13 \cdot [\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)] G_s}} v_1 \right) - \arctg \left( \sqrt{\frac{kA}{13 \cdot [\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)] G_s}} v_2 \right) \right] \quad (3.114)$$

În cazul în care se neglijează rezistența aerului, rezultă:

$$t_{f_{\min p}} = \frac{l}{3,6 \cdot g} \int_{v_2}^{v_1} \frac{dv}{\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)} \quad (3.115)$$

sau după integrare:

$$t_{f_{\min p}} = \frac{l}{3,6 \cdot g} \cdot \frac{v_1 - v_2}{\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)} \quad (3.116)$$

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

$$t_{f \min p} = \frac{v_1}{3,6 \cdot g \cdot \varphi} \quad (3.117)$$

### 3.8.3. Frânare cu motorul nedecuplat

La frânare, atunci când este antrenat de roți, organul său de comandă fiind neactionat, motorul însuși acționează ca o frână, frecările din interiorul său realizând transformarea unei părți din energia autovehiculului în energie termică.

În cazul în care frânarea se face fără decuplarea ambreiajului sau trecerea cutiei de viteză în poziție neutră, deci fără decuplarea motorului de transmisie, rezistențele mecanice ale motorului - frecările dintre pistoane și cilindrii, frecările din lagăre, acțiunea de pompare, etc. - dau naștere unui moment de frânare suplimentar, care se adaugă la momentul dat de frânele propriu-zise ale autovehiculului. În acest proces, inerția volantului motorului poate să anihileze efectul său de frânare datorită rezistențelor mecanice.

Efectul de frânare poate fi mărit, dacă se aduc unele modificări sau completări constructive motorului. De asemenea, efectul de frânare crește dacă cutia de viteze se găsește într-o treaptă inferioară, când se obține o turație ridicată a motorului, respectiv frecările din interiorul său cresc.

În timpul frânării cu motorul nedecuplat, sistemul de aprindere nu trebuie întrerupt, deoarece în caz contrar, vaporii de combustibil din amestecul carburant se condensează în cilindrii și spală pelicula de ulei de pe peretii acestora, intensificând uzura motorului.

Decelerația din perioada de frânare cu motorul nedecuplat este dată de relația:

$$\left( \frac{dv}{dt} \right)_m = \frac{g}{\delta \cdot G_s} \cdot (F_f + F_{fm} + R_\psi + R_a) \quad (3.118)$$

în care:

- $F_f$  este forța de frânare dezvoltată de frânele autovehiculului;
- $F_{fm}$  este forța de frânare datorită motorului, redusă la roțile motoare;
- $R_\psi = R_r \mp R_p$  este rezistența la înaintare din partea drumului;
- $R_a$  este rezistența aerului;
- $\delta$  este coeficientul de calcul al influenței masei în mișcare de rotație;

În cazul frânării cu motorul decuplat, se obține decelerația:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{\delta \cdot G_s} \cdot (F_f + R_r + R_a) \quad (3.119)$$

unde  $\delta'$  este coeficientul de calcul al influenței maselor în rotație cu motorul decuplat.

Frânarea cu motorul nedecuplat este mai eficace decât cea cu motorul decuplat dacă:

$$\left(\frac{dv}{dt}\right)_m > \frac{dv}{dt} \quad (3.120)$$

sau, ținând seama de relațiile precedente. În cazul în care

$$F_{fm} > (F_f + R_\psi + R_a) \frac{\delta - \delta'}{\delta} \quad (3.121)$$

Rezultă, deci, că nu este întotdeauna rational să se frâneze cu motorul nedecuplat, ci de la caz la caz, în funcție de mărimea rezistențelor la înaintare  $R_\psi$  și  $R_a$ , de valoarea relativă a coeficientului  $\delta$  și  $\delta'$  și, ceea ce este mai important, de valoarea forței de frânare  $F_f$ , adică de intensitatea apăsării conducătorului pe pedala de frână și de valoarea aderenței.

În figura 3.17 este reprezentat inegalitatea (3.111) pentru un autoturism având următoarele date:

$$G_a = 1200 \text{ daN}$$

$$k_A = 0,052$$

$$\delta = 1,08$$

$$\delta' = 1,04$$

$$\varphi = 0,6$$

Curba  $F_{fm}$  s-a construit pe baza rezultatelor determinării experimentale pe stand a pierderilor mecanice ale motorului.

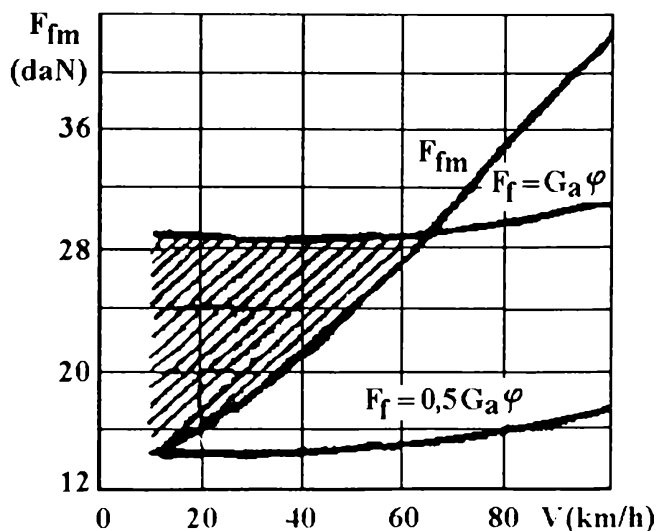


Fig. 3.17 Gama de viteze în care este indicat să se frâneze cu motorul nedecuplat

Zona hasurată corespunde situațiilor în care frânarea fără decuplarea motorului nu este rațională în această zonă, ultima inegalitate nu este satisfăcută. Din figură rezultă că gama de viteze în care este indicat să se frâneze cu motorul nedecuplat este cu atât mai extinsă cu cât forța de frânare  $F_f$  este mai mică.

Astfel, pentru forța de frânare maximă posibilă  $F_f = \varphi G_a$ , frânarea fără decuplarea motorului este indicată numai de la viteze superioare vitezei de 65 km/h, în timp ce pentru o forță de frânare de numai  $0,5 \varphi G_a$  această metodă este rațională pe toată gama de viteze, începând de la circa 10 km/h.

În figura 3.18 este dată influența frânării cu motorul asupra eficacității frânării în funcție de forța la pedala de frână în cazul unui autoturism echipat cu o cutie de viteze cu trei trepte.

Din examinarea figurii rezultă că, la o viteză dată, pentru a obține o eficacitate mai bună la frânarea cu motorul nedecuplat, forța la pedală  $F_p$  nu trebuie să depășească o anumită valoare, care este cu atât mai mare cu cât viteza este mai mare.

Valoarea acestei forte se mărește la trecerea într-o treaptă inferioară.

Unei forte la pedală îi corespunde o viteză minimă peste care frânarea cu motorul nedecuplat este mai eficace.

Din cele prezentate rezultă că la viteze mari, frânarea este mai eficace fără decuplarea motorului, chiar dacă forța la pedală și deceleratia au valori mari.

În cazul vitezelor mai reduse, frânarea cu motorul nedecuplat este mai eficace dacă forța la pedală și deceleratia ce trebuie obținută nu depășește o anumită valoare. Frânarea cu motorul nedecuplat este mai eficace în trepte inferioare, constatând că aceasta se resimte mai accentuat când forțele la pedală au valori reduse.

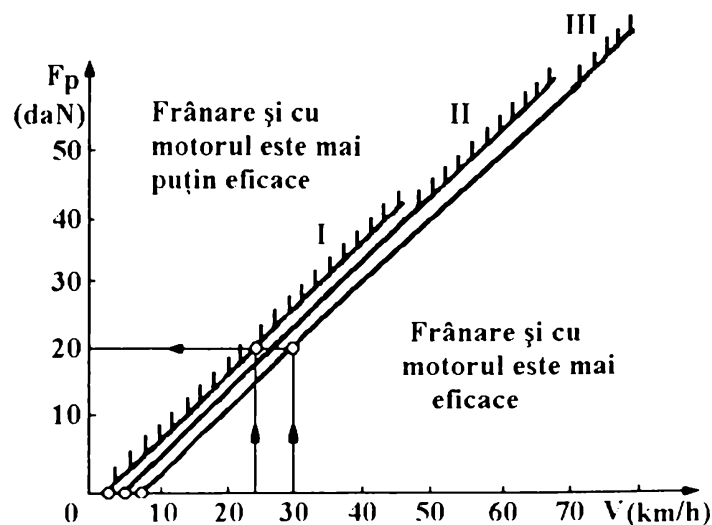


Fig 3 18 Influența frânării cu motorul asupra eficacității frânării

La frânarea cu motorul nedecuplat, sporul de deceleratie în general nu este atât de însemnat ca să fie hotărâtor pentru reducerea spatiului de frânare.

Astfel, la viteza de 40 -50 Km/h, la frânarea numai cu motorul, se obtine o deceleratie de 1,2-2 în treptele inferioare ale cutiei de viteză, iar în priza directă de 0,3-0,6, spre deosebire de rulara liberă, la care deceleratia obtinută este de 0,2 -0,4.

În schimb, la frânare cu motorul nedecuplat, solicitarea frânelor este mai redusă, mai ales la coborârea pantelor sau la frânări repetate nu prea puternice.

La frânarea cu motorul cuplat, tendinta de blocare a rotilor se manifestă prin scăderea accentuată a turatiei motorului. Dacă în această situatie conducătorul micsorează forta la pedală, se evită blocarea rotilor, mentinându-se astfel stabilitatea autovehiculului în cursul procesului de frânare.

În practica conducerii autovehiculelor este indicat să se folosească întotdeauna frânarea cu motorul nedecuplat, deoarece momentul de frânare suplimentar al motorului asigură o repartizare mai uniformă a fortelor de frânare la rotile puntii motoare, conducând astfel la o stabilitate mai bună.

Decuplarea motorului de transmisie urmează să aibă loc în fază frânată a procesului de frânare, când viteza autovehiculului s-a redus foarte mult.

#### **3.8.4. Frânarea cu blocarea rotilor**

Din analiza procesului de frânare rezultă că la un autovehicul echipat cu un sistem uzual de frânare există o singură valoare a coeficientului de aderentă pentru care se poate obtine deceleratia maximă posibilă, când fortele de frânare la punti se repartizează într-un anumit mod.

Pentru celelalte valori ale coeficientului de aderentă, rotile puntilor nu ajung simultan la limita de aderentă, iar deceleratiile maxime care se obtin sunt mai reduse decât deceleratia maximă posibilă.

Se definește randamentul frânării raportul dintre deceleratia maximă și deceleratia maximă posibilă:

$$\eta_f = \frac{\left| \frac{dv}{dt} \right|_{\max}}{\left| \frac{dv}{dt} \right|_{\max p}} = \frac{d_{r \max}}{d_{r \max p}} \quad (3.122)$$

Pentru a determina valoarea maximă a deceleratiei când se blochează rotile uneia

dintre puncte, crescând în același timp forța de frânare la cealaltă punte până se ajunge la limita de aderență, va trebui exprimată deceleratia relativă  $d_r$  în funcție de forțele tangențiale specifice de frânare  $\xi_{f1}$  și  $\xi_{f2}$ .

Reacțiunile normale la puncte  $Z_1$  și  $Z_2$  date de relațiile din paragraful precedent în cazul unui drum orizontal ( $\alpha=0$ ), pot fi scrise sub forma:

$$Z_1 = \frac{G_a}{L}(b + h_g \cdot d_r) \quad Z_2 = \frac{G_a}{L}(a - h_g \cdot d_r) \quad (3.123)$$

iar din

$$\frac{X_{f1}}{G_a} + \frac{X_{f2}}{G_a} = d_r \pm \sin(\alpha) \quad (3.124)$$

pentru deceleratia relativă  $d_r$  (dacă se aproximează  $X_{fi} = F_{fi}$ ) rezultă:

$$d_r = \frac{F_{f1}}{G_a} + \frac{F_{f2}}{G_a} = \gamma_{f1} + \gamma_{f2} \quad (3.125)$$

Un parametru important al sistemului de frânare îl constituie coeficientul de repartitie  $\nu$ , definit de relația:

$$\nu = \frac{F_{f1}}{F_r} = \frac{F_{f1}}{F_{f1} + F_{f2}} \quad (3.126)$$

Tinând seama de relațiile prezentate, expresiile forțelor tangențiale specifice de frânare devin:

$$\xi_{f1} = \frac{X_{f1}}{Z_1} = \frac{\nu \cdot d_r}{\frac{b}{L} + \frac{h_g}{L} \cdot d_r} \quad (3.127)$$

$$\xi_{f2} = \frac{X_{f2}}{Z_2} = \frac{(1 - \nu) \cdot d_r}{\frac{a}{L} - \frac{h_g}{L} \cdot d_r} \quad (3.128)$$

Din relațiile de mai sus, eliminând coeficientul de repartitie  $\nu$ , rezultă expresia deceleratiei relative  $d_r$  în funcție de forțele tangențiale specifice de frânare:

$$d_r = \frac{\frac{b}{L} \xi_{f1} + \frac{a}{L} \xi_{f2}}{1 + (\xi_{f2} - \xi_{f1}) \frac{h_g}{L}} \quad (3.129)$$

Valoarea maximă posibilă a deceleratiei relative  $d_r$  se obține pentru cazul în care forțele tangențiale specifice de frânare sunt egale cu valoarea optimă a coeficientului de aderență.

- Cazul blocării roților uneia dintre puncte.

Odata cu mărirea forței de la pedală cresc forțele de frânare până se atinge limita



de aderentă la una dintre punți. La creșterea în continuare a forței la pedală, roțile punții menționate se blochează, crescând în același timp forța de frânare la cealaltă punte, până se ajunge la limita de aderentă.

În cazul în care se blochează roțile din spate, valoarea maximă a deceleratiei relative în această situație se obține înlocuind în relația de mai sus  $\xi_{r1} = \varphi$  și  $\xi_{r2} = \varphi_a$ , rezultând:

$$d_{r\max} = \frac{\frac{b}{L}\varphi + \frac{a}{L}\varphi_a}{1 + (\varphi_a - \varphi)\frac{h_g}{L}} \quad (3.130)$$

La blocarea roților punții din spate ( $X_{r2} = \varphi Z_2$ ), relația lui  $Z_2$  devine:

$$Z_2 = \frac{a}{L}G_a \cdot \cos(\alpha) - \frac{h_g}{L}X_{r1} - \frac{h_g}{L}\varphi_a Z_2 \quad (3.131)$$

de unde rezultă:

$$Z_2 = \frac{\frac{a}{L}G_a \cdot \cos(\alpha) - \frac{h_g}{L}X_{r1}}{1 + \frac{h_g}{L}\varphi_a} \quad (3.132)$$

În acest caz, relația pentru  $d_r$  devine:

$$d_r = \frac{X_{r1}}{G_a} + \frac{X_{r2}}{G_a} \mp \sin(\alpha) = \frac{X_{r1}}{G_a} + \varphi_a \frac{\frac{a}{L}\cos(\alpha) - \frac{h_g}{L}\frac{X_{r1}}{G_a}}{1 + \frac{h_g}{L}\varphi_a} \mp \sin(\alpha) \quad (3.133)$$

sau

$$d_r = \frac{\varphi_a \frac{a}{L}\cos(\alpha) + \frac{X_{r1}}{G_a}}{1 + \frac{h_g}{L}\varphi_a} \mp \sin(\alpha) \quad (3.134)$$

Relația precedentă dă legătura dintre forța de frânare la puntea cu rezerva de aderentă (în cazul analizat, puntea din față), după blocarea roților de la cealaltă punte, și deceleratia relativă  $d_r$ .

Relația ultimă este valabilă dacă roțile punții din față n-au ajuns la limita de aderentă, adică  $X_{r1} \leq \varphi Z_1$ , iar reacțiunea  $Z_1 = G_a \cdot \cos(\alpha) - Z_2$  sau, dacă se înlocuiește  $Z_2$  cu relația (3.132), rezultă:

$$Z_1 = \frac{\left[ \frac{b}{L} + \frac{h_g}{L} \varphi_a \right] G_a \cdot \cos(\alpha) + \frac{h_g}{L} X_{r1}}{1 + \frac{h_g}{L} \varphi} \quad (3.135)$$

Tinând seama de relatia lui  $Z_1$ , inegalitatea  $X_{r1} \leq \varphi Z_1$ , devine:

$$\frac{X_{r1}}{G_a} \leq \frac{\frac{b}{L} + \frac{h_g}{L} \varphi_a}{1 + \frac{h_g}{L} (\varphi_a - \varphi)} \varphi \cdot \cos(\alpha) \quad (3.136)$$

În cazul când roțile puntii din față se blochează primele, deceleratia relativă se determină cu relatia:

$$d_r = \frac{\varphi_a \frac{b}{L} \cos(\alpha) + \frac{X_{r2}}{G_a} \mp \sin(\alpha)}{1 - \frac{h_g}{L} \varphi_a} \quad (3.137)$$

iar

$$\frac{X_{r2}}{G_a} \leq \frac{\frac{a}{L} - \frac{h_g}{L} \varphi_a}{1 - \frac{h_g}{L} (\varphi_a - \varphi)} \varphi \cdot \cos(\alpha) \quad (3.138)$$

Rezultă, deci, că pentru orice valoare a fortei la pedală  $F_p$ , se poate determina din caracteristica sistemului de frânare  $X_{r1} / G_a$ , respectiv  $X_{r2} / G_a$ , și apoi calcula deceleratia și randamentul frânării.

- Cazul în care toate roțile sunt blocate.

În această situație, forțele tangențiale specifice au valoarea  $\xi_{r1} = \xi_{r2} = \varphi_a$ , iar relația deceleratiei relative devine:

$$d_r = \varphi_a \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha) \quad (3.139)$$

Îmbunătățirea randamentului frânării se poate obține utilizând repartitoare de frânare, care micsorează probabilitatea blocării roților și a reducerii deceleratiei maxime și impun o anumită succesiune a blocării roților, care este mai favorabilă pentru stabilitate.

Trebuie remarcat că și în cazul repartitei ideale a forțelor de frânare, când roțile ambelor punți ajung simultan la limita de aderență, pentru o anumită valoare a fortei la pedală, acestea se blochează, reducându-se astfel deceleratia maximă.

Rezultă, deci, că pentru un autovehicul și un drum dat, pentru a obține spații de frânare cât mai reduse, se cere o bună îndemânare din partea conducătorului. Încât acesta poate aplica o forță la pedală pentru care roțile ajung la limita de aderență sau o forță suficient

de mare care să conducă la blocarea acestora.

Din figura 3.19 rezultă că 50% din conducători realizează spații de frânare cu până la 70% față de spațiul minim.

Pentru a înlătura acest inconvenient, se folosesc dispozitive antiblocare.

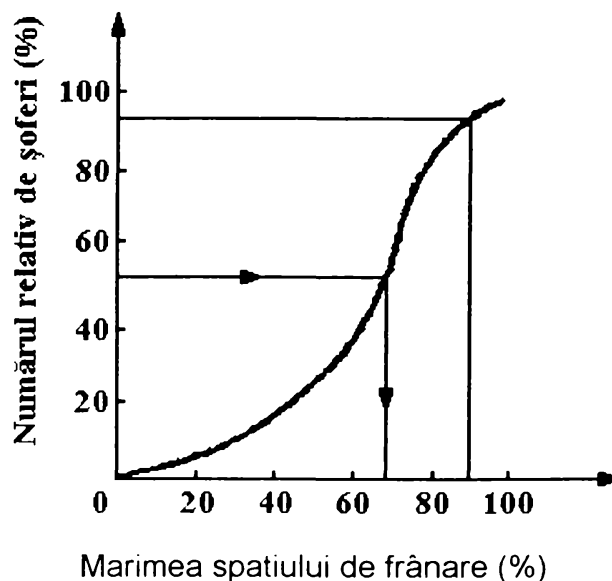


Fig. 3.19 Mărimea spațiului de frânare în raport cu spațiul minim de frânare

Acestea însă, nu permit obținerea efectivă a coeficientului de aderență  $\varphi$ , ci o valoare medie inferioară lui  $\varphi$ , care pe lângă particularitățile dispozitivului depinde și de forța aplicată la pedală. Deci, și în cazul folosirii dispozitivelor antiblocare, spațiul de frânare este influențat de îndemânarea conducătorului autovehiculului, mărimea relativă nu depășește însă 20 % [20].

### 3.8.5. Diagrama frânării autovehiculului

Diagrama frânării autovehiculului reprezintă variația forței la pedală și/sau a forței de frânare, precum și a deceleratiei în funcție de timp.

În figura 3.20 este reprezentată diagrama reală de frânare a unui autovehicul. Din examinarea curbei deceleratiei se constată existența unei valori de vârf  $d_v$ , care în funcție de tipul dispozitivului de frânare, poate fi cu 20-60 % mai mare decât valoarea staționară.

După valoarea de vârf, accelerația rămâne practic constantă, iar ca valoare maximă a acesteia se adoptă valoarea staționară.

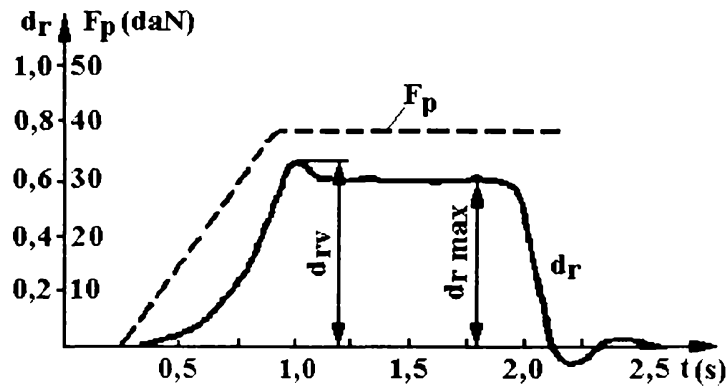


Fig. 3.20 Diagrama reală de frânare a unui autovehicul

După cum rezultă din figură, durata procesului de frânare cuprinde practic intervalele de timp  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  și  $t_4$ .

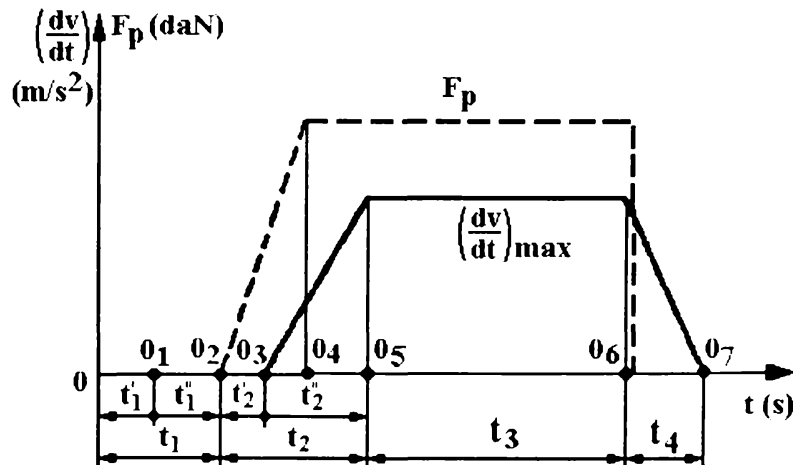


Fig. 3.21 Diagrama schematizată de frânare a unui autovehicul

Din momentul în care apare necesitatea frânării și până la apăsarea pe pedala de frână trece intervalul de timp de reacție al conducătorului.

Intervalul  $t_1$  se compune din timpul  $t_1'$  în care conducătorul percepe apariția obstacolului și ia hotărârea de frânare, și din timpul  $t_1''$  necesar mutării piciorului pe pedala de frână.

În figurile 3.22 și 3.23 se prezintă rezultate experimentale privind timpul de percepere  $t_1'$  și timpul necesar deplasării piciorului pe pedala de frână  $t_1''$ .

Acești timpi depind de însușirile psiho-fiziologice ale conducătorului, de vârstă, starea de oboseală, de folosirea diverselor medicamente sau stimulente și de gradul de antrenament. Timpul  $t_1$  este cuprins între 0,3 - 1,6 s, iar în cazul în care conducătorii au fost preveniți asupra scopului încercărilor  $t_1 = 0,3 - 0,6$  s [20].

În unele lucrări de specialitate se consideră drept timp de reacție al conducătorului numai timpul  $t_1'$ .

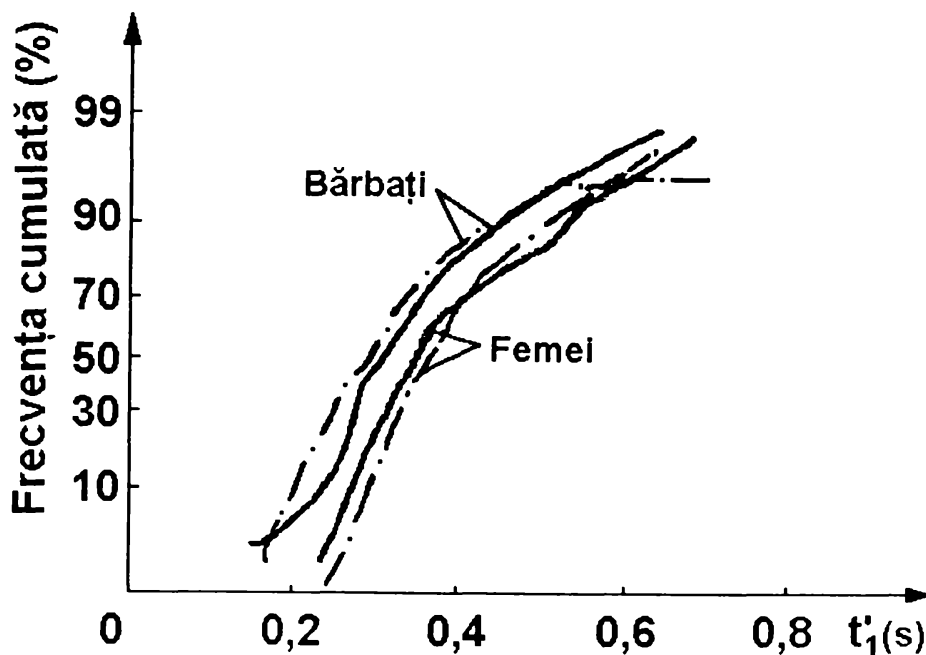


Fig. 3.22 Timpul de percepere a apariției obstacolului

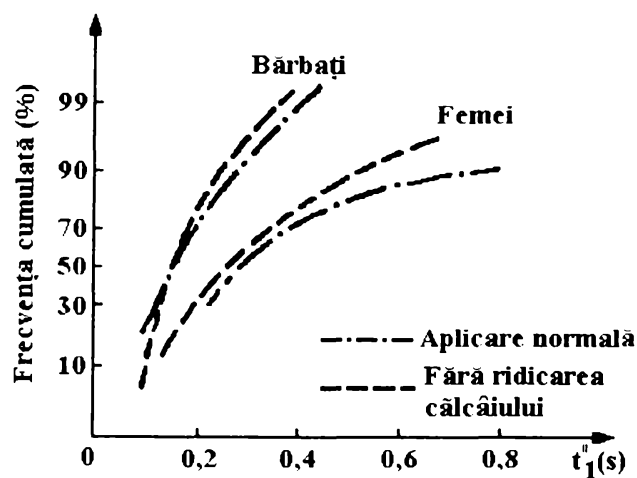


Fig.3.23 Timpul necesar deplasării piciorului pe pedala de frână

Din momentul apăsării pe pedala de frână și până la creșterea deceleratiei la valoarea maximă trece intervalul de timp  $t_2 = t_2' + t_2''$ , care reprezintă timpul de răspuns al dispozitivului de frânare (timpul total de intrare în acțiune a dispozitivului de frânare).

Intervalul  $t_2'$  reprezintă timpul din momentul apăsării pe pedala de frână și până la începerea acțiunii de frânare (creșterea deceleratiei). În acest interval se anulează

jocurile din sistem, transmitându-se acțiunea de la pedală la mecanismele de frânare ce diferă prin rezistențele la scurgere ale fluidului în conducte și deformațiilor elastice ale conductelor.

În cazul transmisiei hidraulice  $t_2' = 0,02-0,05$  s, iar în cazul transmisiei pneumatice  $t_2' = 0,20-0,50$  s.

Intervalul de timp  $t_2''$  este dependent de viteza de creștere a forței la pedală și de tipul transmisiei. La transmisia hidraulică  $t_2'' = 0,1-0,2$  s, iar la cea pneumatică  $t_2'' = 0,5-1$  s.

În cazul trenurilor rutiere cu transmisie pneumatică, din cauza lungimii mari a conductelor, timpul  $t_2''$  poate atinge 1,5 s.

Se pot considera pentru intervalul de timp  $t_2$ , ca valori medii, valorile de 0,2-0,25 s la transmisia hidraulică și de 0,5 - 0,9 s la cea pneumatică. În diverse țări există reglementări în privința timpului de răspuns a dispozitivului de frânare.

Forța la pedală crește până la valoarea maximă într-un anumit interval de timp, care depinde de intensitatea cu care conducătorul apasă pe pedala de frână, având valoarea de 0,1-0,6 s.

Intervalul de timp  $t_3$  corespunde frânării cu o deceleratie corespunzătoare unei anumite forțe la pedala care se menține constantă.

Timpul  $t_3$  este timpul de frânare propriu-zis, valoarea acestuia fiind în funcție de necesități.

Intervalul de timp  $t_4$  corespunde perioadei de defrânare, în care se ridică piciorul de pe pedala de frână, iar deceleratia se anulează. Acest interval de timp este de 0,2-0,3 s la transmisiile hidraulice și de 1,0-2,0 s la cele pneumatice (valorile superioare pentru trenurile rutiere). Se menționează că acest timp nu influențează spațiul de frânare.

### **3.8.6. Determinarea spațiului total de frânare**

Din momentul apariției obstacolului, deci a necesității de frânare, și până la atingerea valorii maxime a deceleratiei, autovehiculul parcurge un spațiu suplimentar, corespunzător timpilor  $t_1$  și  $t_2$ .

Spațiul de frânare  $S_{t1}$ , corespunzător timpului  $t_1$  și spațiul de frânare  $S_{t2}$ , corespunzător timpului  $t_2'$ , în m, se determină cu relațiile:

$$S_{t1} = \frac{v_1 t_1}{3,6}; S_{t2} = \frac{v_1 t_2'}{3,6} \quad (3.140)$$

în care  $v_1$  este viteza "ințială" a autovehiculului, iar spațiul  $S_{t2}$  corespunzător timpului  $t_2''$ ,

se determină prin integrarea ecuației de mișcare a autovehiculului în ipoteza că deceleratia variază liniar de la 0 la  $(dv/dt)_{max}$ .

Din figura 3.24 rezultă legea de variație a deceleratiei în timpul  $t_2''$ :

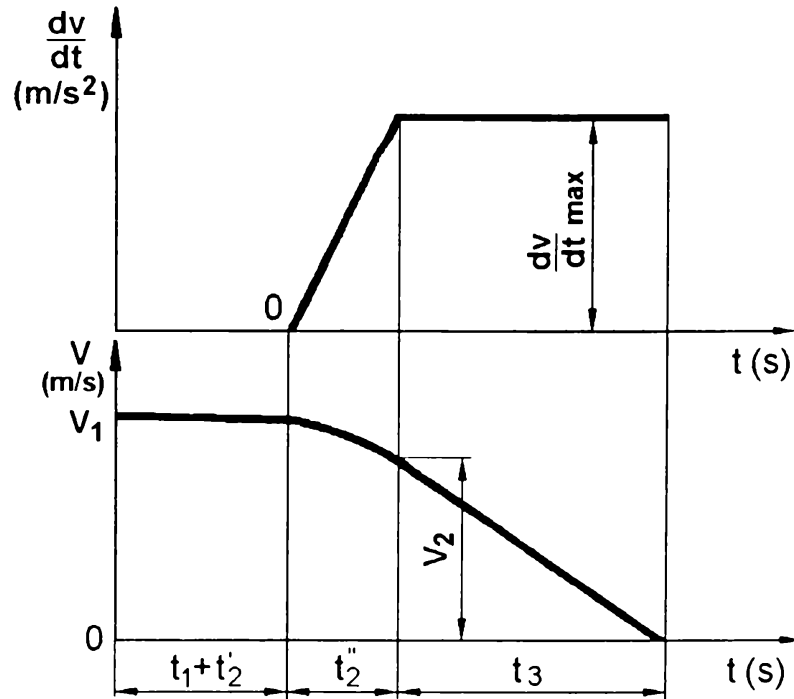


Fig. 3.24 Variația deceleratiei și a vitezei în timpul frânării

$$\frac{dv}{dt} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{max} \frac{t}{t_2''} \quad (3.141)$$

rezultând pentru spațiul de frânare relația:

$$S_{12}'' = \frac{v_1 t_2''}{3,6} - \left( \frac{dv}{dt} \right)_{max} \frac{t_2''^2}{6} \quad (3.142)$$

Spațiul de frânare suplimentar  $S_{fs}$  parcurs în timpul întârzierilor datorate timpului de răspuns a conducătorului și al dispozitivului de frânare se determină cu relația:

$$S_{fs} = \frac{v_1}{3,6} (t_1 + t_2') + \frac{v_1}{3,6} t_2'' - \left( \frac{dv}{dt} \right)_{max} \frac{t_2''^2}{6} \quad (3.143)$$

Spațiul de frânare  $S_{t3}$  corespunzător timpului  $t_3$ , la deceleratie constantă și egală cu  $(dv/dt)_{max}$ , este dat de relația:

$$S_{t3} = \frac{v_2^2}{26 \cdot \left( \frac{dv}{dt} \right)_{max}} \quad (3.144)$$

În timpul parcurgerii spațiului  $S_{12}''$ , viteza  $v_1$  a autovehiculului se reduce astfel încât, după trecerea timpului  $t_2''$ , viteza acestuia devine:

$$v_2 = v_1 - \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{t_2''}{2} \quad (3.145)$$

Incluzând în relația spațiului de frânare Sf3 viteza V2 determinată, rezultă:

$$S_{f3} = \frac{\left[ \frac{v_1}{3,6} - \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{t_2''}{2} \right]^2}{2 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}} = \frac{v_1^2}{26 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}} - \frac{v_1 \cdot t_2''}{2 \cdot 3,6} + \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{t_2''}{8} \quad (3.146)$$

Spațiul total de frânare până la oprirea autovehiculului, se calculează cu relația:

$$S_f = \frac{v_1}{3,6} \left( t_1 + t_2' + \frac{t_2''}{2} \right) + \frac{v_1^2}{26 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}} - \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{t_2''}{24} \quad (3.147)$$

Decelerațiile care se iau în considerare depind de tipul frânării (cu sau fără blocarea roților) și au fost determinate în paragrafele precedente. La calculul spațiului total de frânare, ținând seama de valorile uzuale ale mărimilor care intervin, se poate considera:

$$\frac{v_1}{3,6} \cdot \frac{t_2'}{2} - \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max} \cdot \frac{t_2''}{24} \approx 0 \quad (3.148)$$

rezultând:

$$S_f = \frac{v_1}{3,6} \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{v_1^2}{26 \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}} \quad (3.149)$$

În consecință, spațiul minim posibil de frânare se determină cu relația:

$$S_{f \min p} = \frac{v_1}{3,6} \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{v_1^2}{254 [\varphi \cdot \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)]} \quad (3.150)$$

În figura 3.25 se prezintă variația componentelor spațiului de frânare cu viteza la frânarea intensivă. Graficul este construit pentru cazul în care:

$$t_1 = 0,7 \text{ s}$$

$$t_2 = 0,7 \text{ s}$$

$$\varphi = 0,7$$

$$\alpha = 0$$

Roțile ambelor punți sunt frânate până la limita de aderență când forța de frânare atinge valoarea maximă ( $\gamma_{f \max} = \varphi$ ), iar spațiul minim posibil de frânare se determină cu relația:



$$S_{f \min p} = \frac{v_1}{3,6} \cdot \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{v_1^2}{254 \cdot \varphi} \quad (3.151)$$

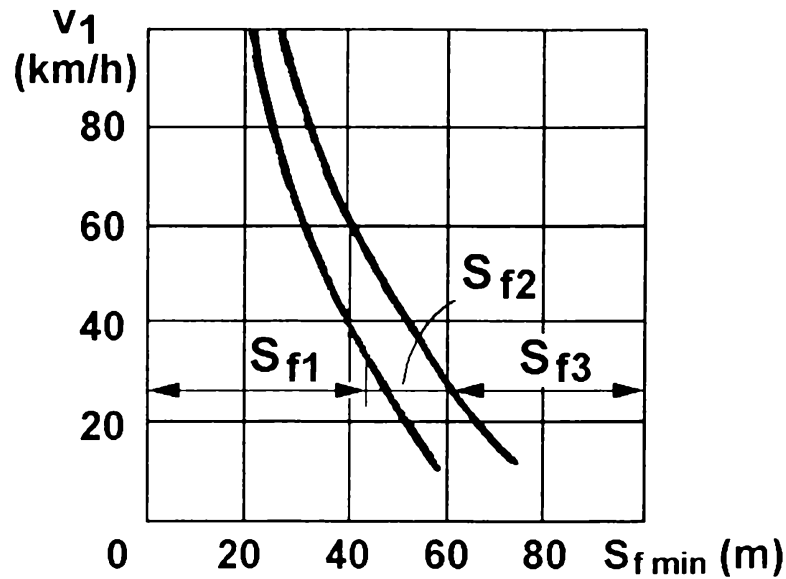


Fig. 3.25 Variatia componentelor spatiului de frânare la frânarea intensivă

Din analiza figurii rezultă următoarele concluzii:

- la viteze mai mari de 40 km/h, până la 2/3 din spatiul total de frânare revine procesului de frânare cu deceleratia maximă ( $S_{f3} > S_{f1} + S_{f2}$ );
- la viteze mai mici de 40 km/h, spatiul suplimentar de frânare  $S_{f1} + S_{f2}$  (parcurs în timpul întârzierilor datorate timpului de răspuns al conducătorului și al dispozitivului de frânare depășește 1/2 din spatiul total de frânare;

În figura 3.26 se prezintă variatia componentelor spatiului de frânare în functie de intensitatea frânării  $\gamma_f$  pentru  $v_1 = 50$  km/h,  $t_1 = 0,7$  s,  $t_2 = 0,25$  s,  $\alpha = 0$ .

Se constată că în cazul frânării moderate, spatiul de frânare  $S_{f3}$ , corespunzător procesului de frânare propriu-zis, este componenta principală, iar spatiul de frânare  $S_{f1}$ , corespunzător timpului de răspuns al conducătorului, este cu atât mai redus, cu cât frânarea este mai lină. Frânările intensive se caracterizează prin deceleratii  $(dv/dt) \geq 4 \text{ m/s}^2$ .

În mod frecvent, frânările sunt moderate, cu valori nu prea mari ale deceleratiei (care nu depășesc  $4 \text{ m/s}^2$ ). Confortul nu este afectat dacă deceleratia nu depășește  $2,6 \text{ m/s}^2$ .

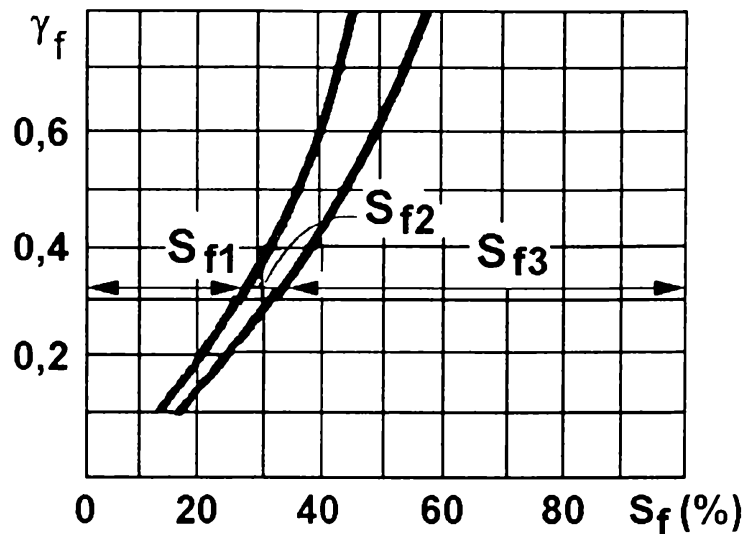


Fig. 3.26 Variația componentelor spațiului de frânare în funcție de intensitatea frânării

În figura 3.27 se prezintă repartitia deceleratiei în cazul unui autobuz la deplasarea în oras.

Se constată o distribuție normală, deceleratiile medii fiind de  $1,3 - 1,43 \text{ m/s}^2$ .

Trebuie arătat că valorile medii ale deceleratiilor depind de condițiile de circulație.

Tinând seama de condițiile deosebite în care se obține deceleratia maximă posibilă, pentru stabilirea spațiului minim de frânare se recomandă formula spațiului minim posibil, corectată:

$$S_{1\text{min}} = \frac{v_1}{3,6} \left( t_1 + \frac{t_2}{2} \right) + \frac{k_f v_1^2}{254 \cdot [\varphi \cos(\alpha) \mp \sin(\alpha)]} \quad (3.152)$$

unde  $k_f$  este un coeficient de eficacitate al frânării, având valorile: 1,3 pentru autoturisme; 1,85 pentru autobuze, autocamioane și autotrenuri.

Pentru aprecierea calităților de frânare în cadrul unor norme recomandate de organizații internaționale, s-au propus o serie de formule. Astfel, spațiul de frânare se determină cu relația generală:

$$S_f = e_f v_1 + \frac{v_1^2}{b_f} \quad (3.153)$$

în care coeficienții  $e_f$  și  $b_f$  se aleg în funcție de tipul autovehiculului și masa lui totală, având valori diferite în funcție de prescripțiile normelor respective [20], [50], [39].

Spațiul de frânare al autovehiculului trebuie să fie mai mic sau cel mult egal cu spațiul de frânare prescris și determinat cu relația de mai sus

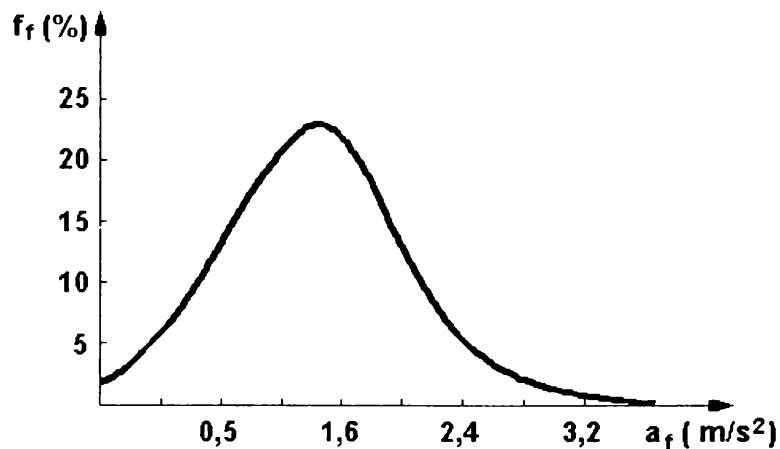


Fig. 3.27 Densitatea de probabilitate a deceleratiei

Prin impunerea spatiului de frânare se impun, în fond, conditii atât pentru timpul de răspuns al dispozitivului, cât si pentru deceleratia maximă.

Pentru siguranta circulatiei, în unele țări se prescriu valorile minime obligatorii pentru eficacitatea frânării exprimate în lungimea maximă a spatiului de frânare si valoarea minimă a deceleratiei, valori care trebuie mentinute în cursul exploatării autovehiculelor.

Prin investigatiile din cadrul acestui capitol s-au scos în evidentă si s-au stabilit criteriile principale, care stau la baza evaluării eficacității frânării cu diverse sisteme de frânare.

Totodată s-a arătat că pentru utilizarea transmisiilor hidrostactice ca frâne de serviciu, criteriile de stabilire a eficientei sunt: deceleratia relativă si spatiul de frânare, acestea fiind in strânsă corespondentă.

Tendintele actuale, pentru viteze mari de deplasare, nu introduc noutăti în ceea ce priveste principiul de functionare a dispozitivelor de frânare, însă are loc o perfectionare continuă în ceea ce priveste siguranta lor în functionare.

Pe baza analizei critice a problematicii frânării autovehiculelor s-a propus de către autorul acestei lucrări, o corelare a criteriilor selectate prin cercetările întreprinse pe plan mondial cu cele propuse de normativele în vigoare.

## **4. Aspecte specifice frânării vehiculelor cu propulsie hidromecanică**

### **4.1. Propulsia hidrodinamică**

Elementele specifice acestei categorii de propulsie sunt cuplajele și convertizoarele hidrodinamice de cuplu. După numărul de turbine din componenta transformatorului acestea pot fi cu una, două sau trei trepte. Cu cât numărul de trepte este mai mare cu atât este mai înalt coeficientul de transformare al agregatului.

Funcție de turatia specifică a turbinelor utilizate, convertizorul capătă diferite proprietăți de transformare. Există câteva clase de transmisii hidrodinamice utilizate pentru tractiune.

Clasa celor cu coeficient de transformare sub 2,5 lucrează împreună cu cutia de viteze mecanică având un număr obișnuit de trepte. Transmisiile blocabile lucrează mai ales ca transmisii mecanice, transformatorul hidraulic cuplându-se numai la necesitate, pentru învingerea suprasarcinilor temporare și având deci rolul de amplificator de moment.

În transmisiile complexe transformatorul hidrodinamic lucrează, la sarcini normale în regim de cuplaj, iar la suprasarcini în regim de convertizor de cuplu.

O altă clasă de transmisii utilizează transformatorul hidrodinamic împreună cu cutia de viteze având un număr redus de trepte. Din acest motiv, convertizorul trebuie să aibă coeficient de transformare ridicat (peste 2,5).

În cadrul claselor de utilizare există câteva tipuri de transmisii, și anume:

-transmisii care se bazează pe folosirea cutiilor în trepte cu mecanisme simple de comutare a vitezelor; acestea necesită ambreiaje pentru deconectarea motorului în timpul comutării vitezei precum și dispozitive de sincronizare a vitezelor;

- transmisii care folosesc cutii de viteze mecanice cu mecanisme de comutare mai **perfectionate**, de felul cuplajelor cu fricțiune și a frânelor, care permit comutarea vitezelor în mers fără deconectarea motorului și deci, fără ambreiaj;

-transmisii care folosesc cutii de viteze cu mecanisme de comutare care înlătură definitiv întreruperea fluxului de putere la comutare, chiar și în cazul sarcinilor mari și a vitezelor de deplasare mici.

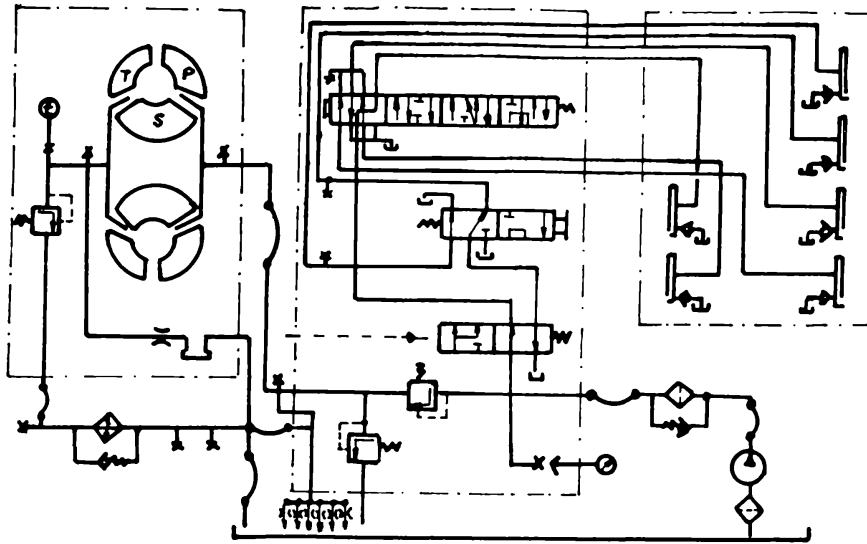


Fig. 4.1 Schema hidraulică a unui convertizor hidrodinamic

În Fig.4.2 sunt reprezentate caracteristicile unui variator hidrodinamic la diferite turatii ale pompei. Momentul de iesire maxim transmisibil  $M_{2max}$  depinde de turatia pompei  $n_1$ .

Puterea maximă instalată  $P_{1max}$  se poate transmite numai într-o zonă limitată a domeniului de turatii  $n_2$ . Efectul de frânare a transmisiei fără măsuri suplimentare este insuficient.

Variatorul hidrodinamic se utilizează în sfera utilajelor mobile pentru îmbunătățirea puterii de exploatare și a randamentului transmisiei (legat de cutia de viteze montată).

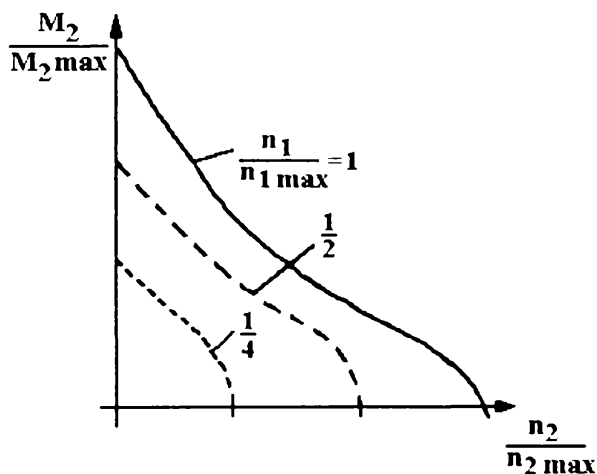


Fig. 4.2 Caracteristicile variatorului hidrodinamic

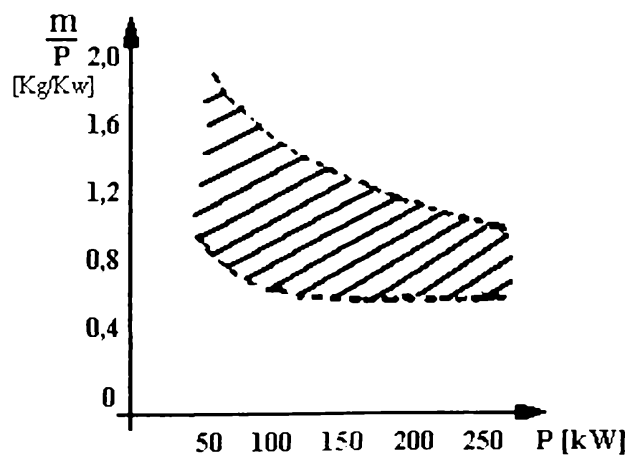


Fig. 4.3 Extinderea utilajelor mobile echipate cu variatoare hidrodinamice

Schema hidraulică a unui convertizor hidrodinamic ce echipează un încărcător de

3,2 m<sup>3</sup>, este prezentată în Fig. 4.1. Este de remarcat faptul că cutiile de viteze ale utilajelor mobile echipate cu variatoare hidrodinamice devin capabile să cuprindă un domeniu mai larg de greutate raportate la unitatea de putere. Acest lucru este evidentiat în Fig. 4.3 [21], [23].

Domeniul hasurat justifică pe deplin utilizarea transmisiilor hidrodinamice, combinate cu cutii de viteze mecanice la utilaje de lucru având putere instalată și greutate mare.

## **4.2. Efectul de frânare al transmisiilor hidrodinamice**

### **Frâne hidrodinamice**

Se cunosc patru regimuri de funcționare ale transformatoarelor hidrodinamice:

- funcționare în regim motor (la tracțiune);
- funcționare în regim de frânare cu recuperare de energie;
- funcționare în regim de frânare prin contracurent;
- funcționare în regim de frânare hidrodinamică.

În cazul funcționării în regim de frânare cu recuperare de energie se inversează rolul rotorilor și este posibilă antrenarea unei mașini electrice în regim de generator.

Funcționarea în regim de contracurent este caracterizată prin faptul că rotorul turbinei se învârteste în sens opus față de pompă. Energia se transformă în căldură. La funcționarea în regim de frânare hidrodinamică, rotorul pompei se blochează, iar cel al turbinei este cuplat la roțile vehiculului.

Regimul de frânare cu recuperare este dificil de realizat. În cazul regimului de frânare în contracurent, se consumă inutil energia motorului termic.

În figurile 4.4a și 4.4b sunt prezentate caracteristicile externe ale unui transformator hidrodinamic la diferite turații ale pompei respectiv la diferite grade de umplere ale transformatorului.

La frânarea hidrodinamică puterea de frânare se transformă în căldură. Capacitatea de frânare este limitată de alunecarea s.

$$\text{La frânarea în contracurent } s = \frac{(n_p + n_t)}{n_p} \quad (4.1)$$

$$\text{În cazul frânării recuperative } s = \frac{(n_p - n_t)}{n_p} \quad (4.2)$$

iar pentru frânarea hidrodinamică alunecarea se calculează cu relația:

$$s = \frac{n_t}{n_p} \quad (4.3)$$

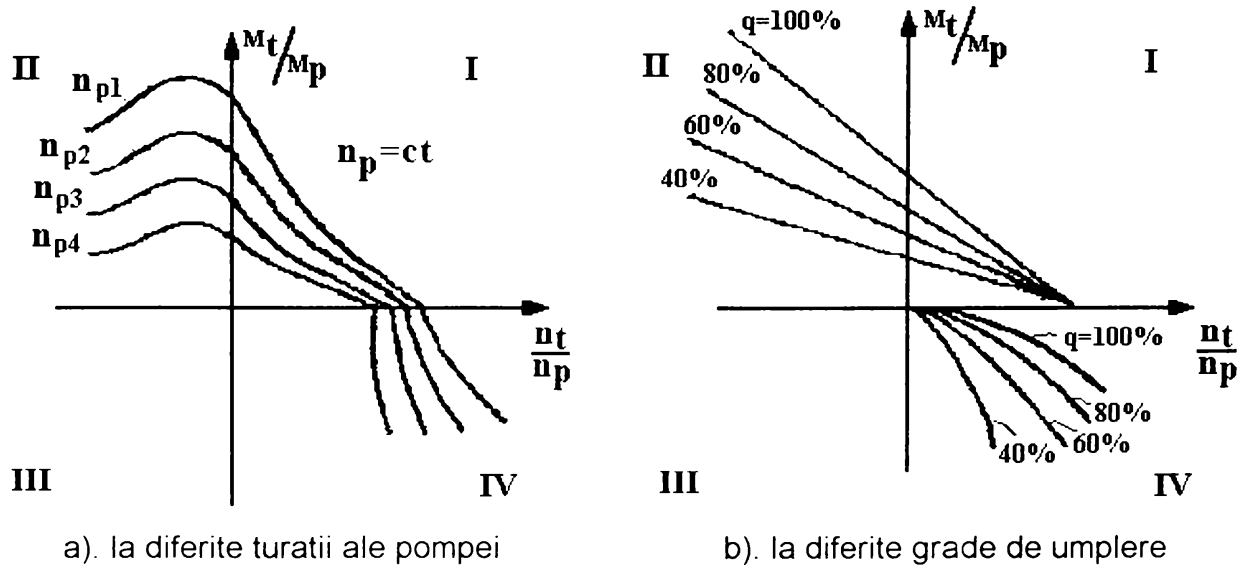


Fig. 4.4 Caracteristicile unui transformator hidrodinamic

aceasta suprapunându-se cu raportul de transmitere al transformatorului.

Puterea care se transformă în căldură pe parcursul procesului de frânare se calculează cu relația

$$D_p = P_p \cdot s \quad (4.4)$$

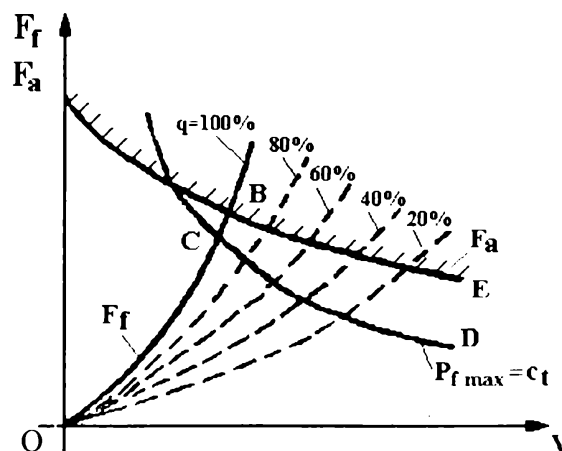


Fig. 4.5 Evoluția forței de frânare hidrodinamică

Forța de frânare hidrodinamică ideală ar trebui să prezinte forma aratăată în Fig.4.5 prin curbele OB și BE.

Portiunea OB este caracteristica fortei de frânare a frânei hidrodinamice la umplerea completă cu lichidul de lucru, iar BE reprezintă forta de aderență  $F_a = f(v)$ .

Pe figura prin hiperbola CD s-a reprezentat forta de frânare dezvoltată de frână, corespunzătoare puterii maxime  $P_{f \max} = ct$  a frânei care este limitată de capacitatea instalatiei de răcire.

Deoarece metoda cea mai utilizată pentru modificarea cuplului de frânare produs de frână, adică a fortei de frânare, este modificarea gradului de umplere cu lichid a cavității frânei, în figură s-au mai reprezentat cu linie întreruptă o serie de caracteristici  $F_f = f(v)$  pentru diferite grade de umplere [19].

Pentru a se putea realiza modificarea fortei de frânare după caracteristica de aderență (BE), făcând abstracție de limitarea acesteia de capacitatea schimbătorului de caldură, este necesar să se cunoască legea de variație a gradului de umplere al frânei  $q$  în funcție de viteza de mers.

La construcțiile actuale, obținerea unor caracteristici care să se apropie fie de curba BE sau CD s-a făcut pe cale experimentală prin modificarea gradului de umplere al cavității frânei, deci cu totul empiric prin faptul că nu există încă o metodă de calcul a caracteristicilor frânei hidrodinamice  $F_f = f(v)$  pentru diferite grade de umplere (metoda pentru calculul corect de frânare hidrodinamică la umpleri parțiale).

O condiție importantă este ca puterea maximă admisă la frânare  $P_{f \max}$ , care în general este atinsă la viteza  $V_r = 0,25V_{\max}$  să nu fie depășită. la viteze superioare acesteia.

Aceasta este necesară deoarece, la frânele realizate până în prezent, disiparea unor puteri de frânare mai mari ca  $P_{f \max}$  este limitată atât de capacitatea schimbătorului de caldură cât și de rezistența mecanică a elementelor mecanice dintre frână și roți.

Caracteristica esențială a frânei hidrodinamice care constituie și un avantaj însemnat este faptul că energia de frânare se transformă în caldură fără uzura unor elemente de frânare mecanice și nu poate provoca blocarea roților.

### **4.3. Propulsia hidrostatică**

Propulsia hidrostatică constă în principiu din transformarea, integrală sau parțială, a energiei mecanice a motorului termic în energie hidrostatică, cu parametrii de bază reglabili continuu, transportarea energiei hidrostatice și retransformarea ei în energie



mecanică, redată axei sau roților tractoare.

În fapt, aceasta constă din intercalarea între motorul termic și axă sau roțile tractoare a unui transformator hidrostatic, format dintr-o pompă volumică și unul, două sau patru hidromotoare.

Încercări de aplicare a tracțiunii hidrostatice s-au făcut la o gamă diversă de vehicule, cele la care reușita a devenit deplină fiind îndeosebi vehiculele cu regim de viteze frecvent variabil și cele la care conducătorul, pe lângă sarcina de a dirija vehiculul, trebuie să manevreze și echipamentele tehnologice, care de fapt justifică însăși existența vehiculului.

Vehiculele care au fost până acum echipate cu tracțiune hidrostatică sunt foarte diferite, ele putând fi grupate principal, în două categorii:

-vehicule la care puterea de antrenare instalată este folosită în principal pentru tracțiune și de aceea sunt reclamate randamentele bune ale transformatorului de moment (autovehicule de persoane sau camioane, tractoare rutiere, locomotive de manevră, locomotive de mină, motostivuitoare, combine agricole, etc.);

-vehicule la care puterea de antrenare instalată este folosită cu frecvență redusă pentru tracțiune (excavatoare, încărcătoare, macarale, nivelatoare, etc).

Necesitatea obiectivă a folosirii unui transformator cu cât mai multe trepte, sau chiar reglabil continuu, a apărut din momentul înlocuirii mașinilor cu abur prin mașini Otto sau Diesel (mai ușoare, cu un randament mai bun și exploatare mai simplă, dar având o caracteristică funcțională care nu permite reglarea decât într-un domeniu relativ mic de turații și mai ales, de momente).

Principalele condiții ce trebuie să îndeplinească un transformator hidrostatic sunt:

- să permită o reglare cât mai continuă, în întregul domeniu de turații și momente;
- să permită menținerea permanentă a contactului forțat dintre motorul termic și roțile tractoare (să nu reclame decuplarea și, deci, întreruperea fluxului energetic la schimbarea vitezelor de mers);
- să realizeze o schimbare fără soc a vitezelor;
- să evite mișcarea înceată la poziția de nul;
- să dezvolte un cuplu de demaraj ridicat și să permită demararea rapidă;
- să asigure o funcționare bună la circulația în pantă sau la staționarea și la activitatea vehiculului în stare înclinată.

Este de remarcat faptul că transmisia hidrostatică permite o zonă largă de viteze,

cu randamente acceptabile, poate asigura autoadaptabilitatea la sarcină, permite economisirea ambreiajului și a diferencialului, precum și reglabilitate continuă în ambele sensuri de mers, schimbarea comodă și fără soc a vitezei.

O clasificare posibilă a transmisiilor hidrostactice folosite pentru propulsie se prezintă în felul următor:

-transmisii hidrostactice folosind transformarea hidrostatică integrală; transportul energiei de la motorul termic la roțile tractoare se face exclusiv prin intermediul transmisiei hidrostactice.

Diagramele de funcționare a acestor transmisii pentru rapoarte de transmitere  $i = 1$  și  $i > 1$  sunt redată în figurile 4.6.a și 4.6.b.

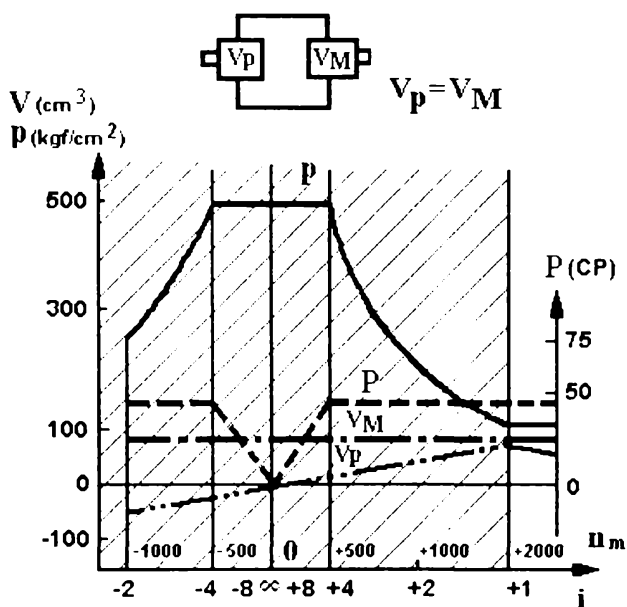


Fig. 4.6.a.) Diagrama de funcționare

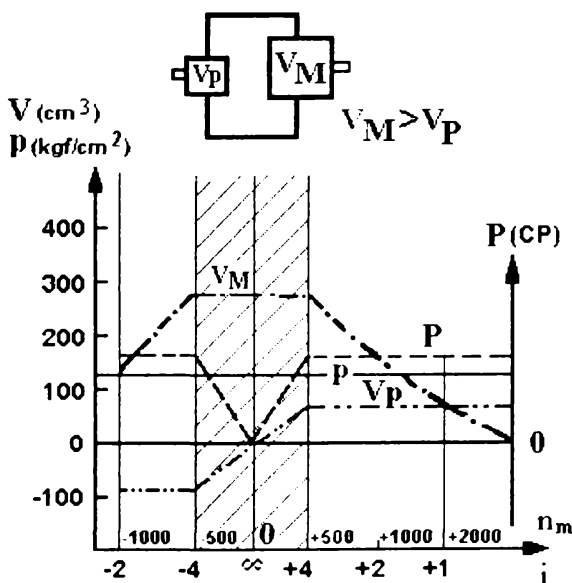


Fig. 4.6.b.) Diagrama de funcționare

-transmisiile hidrostactice folosind transformarea combinată mecano-hidraulică realizează transportul energiei mecanice de la motorul termic la roțile tractoare parțial direct mecanic și parțial, prin intermediul fluidului de lucru.

Acest aranjament poartă denumirea uzuală de transformatoare cu derivarea internă a puterii. Rapoartele de transmitere au fost definite ca fiind teoretice ( $i = V_M/V_p = n_p/n_M$ ).

Diagramele de funcționare ale acestor transformatoare pentru  $i = 1$  și  $i > 1$  sunt redată în figurile 4.6.c și 4.6.d.

Figurile 4.6.a și b, respectiv 4.6.c și d au aceleași deosebiri de principiu și anume: în domeniile uzuale de transformare ( $i = -2 \dots -4$  și  $i = 4 \dots 1$ ) pentru rapoarte  $i = V_M/V_p > 1$

presiunea de lucru poate păstra o valoare relativ constantă la transmiterea integrală a puterii instalate față de situația când  $i = V_M/V_p = 1$  [44]

-trasmisii hidrostatice pentru amplificarea forței de tracțiune mecanice nu sunt de fapt transformatoare, cu ajutorul lor nefiind posibilă reglarea vitezei de mers. Se folosesc în cazul vehiculelor în construcție obișnuită, destinate unor munci grele de tracțiune și constau în simple adăugiri, pe fluxul de tracțiune al fiecărei roți netractoare, a unui hidromotor alimentat de pompa tractorului.

În momentul cuplării hidromotoarelor la roți, se obține o amplificare corespunzătoare a momentului de tracțiune.

Se prezintă în continuare câteva scheme tip de tracțiune hidrostatică cu transformare integrală, și anume:

Schema cu reglare manuală a vitezei, fără limitarea automată a puterii consumate (Fig. 4.7):

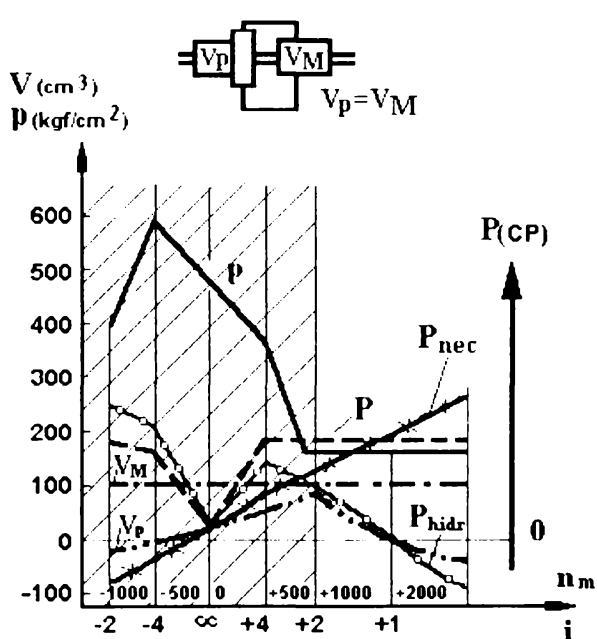


Fig. 4.6.c.) Diagrama de funcționare

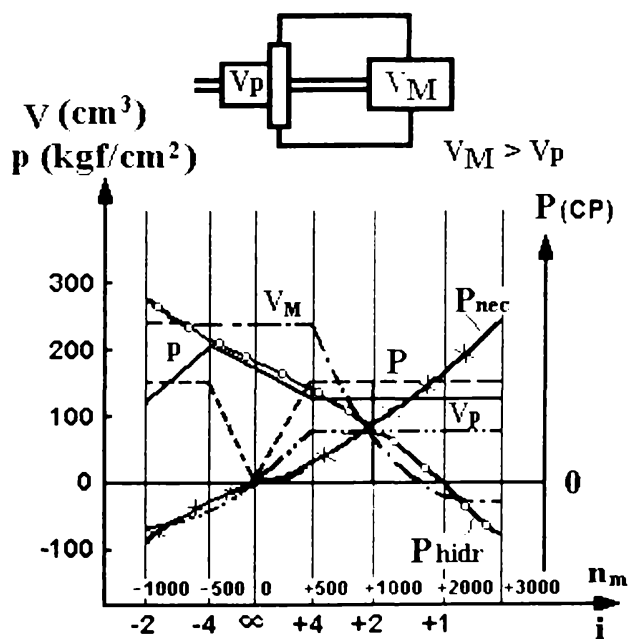


Fig. 4.6.d.) Diagrama de funcționare

Nivelul maxim al puterii consumate nu este supravegheat de sistemul hidraulic, la suprasarcini existând posibilitatea de "calare" a motorului termic.

Schema de reglare manuală a vitezei, cu limitarea automată a puterii consumate prin "alunecarea" sub sarcină a motorului termic (Fig. 4.8).

Schema cu reglarea automată a vitezei și limitarea automată a puterii consumate prin "alunecarea" sub sarcină a motorului termic (Fig. 4.9).

Există o supraveghere a nivelului puterii maxime consumate. La suprasarcini există posibilitatea de a evita "calarea" motorului prin diminuarea presiunii de comanda a pompei.

Schema cu reglarea manuală și limitarea automată a puterii consumate prin dispozitiv de putere (Fig. 4.10).

Schema de reglare manuală a vitezei și limitarea automată a puterii consumate prin supapa de putere, cu comanda mecanică a turatiei motorului termic (Fig. 4.11).

Schema cu reglarea manuală a vitezei și limitarea automată a puterii consumate prin supapa de putere, cu comandă hidraulică a turatiei motorului termic (Fig. 4.12).

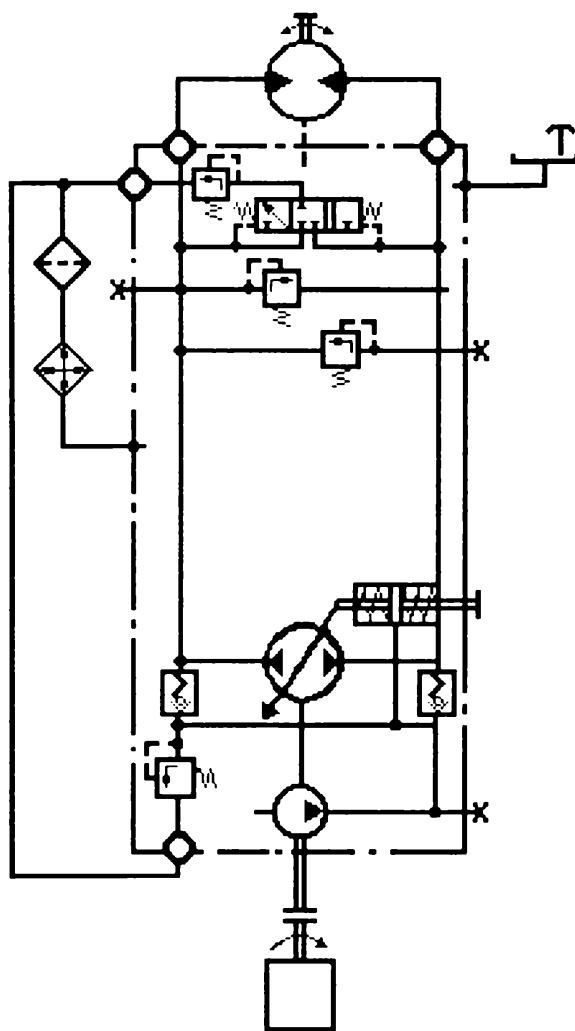


Fig. 4.7 Schema de tractiune cu transformare integrală și reglare manuală a vitezei

Se prezintă în continuare o schemă modernă de tractiune [16] pentru motostivuitoare (Fig. 4.13).

Pompa auxiliară realizează atât înprospătarea, cât și comanda pompei principale.

La calculul elementelor de bază ale transmisiei de tracțiune hidrostatică spre deosebire de sistemele hidrostactice având ca surse de alimentare motoare electrice și la care considerentul energetic de dimensionare reclamă, consumarea în fiecare moment al funcționării a puterii strict necesare, la sistemele antrenate de motoare termice, același considerent reclamă consumarea în permanentă a puterii totale instalate (respectiv disponibilitatea unei viteze de deplasare adaptabilă automat la sarcină și realizând împreună cu aceasta consumul integral al puterii motorului).

Din această cauză, calculul sistemului hidraulic de tracțiune pleacă de la valoarea unei puteri fictive, numită "putere de colt"  $P_c = V_{\max} \cdot F_{\max}$

La nivelul instalației hidraulice  $P_c = Q_{\max} \cdot p_{\max} \cdot \eta_m \cdot \eta_p$

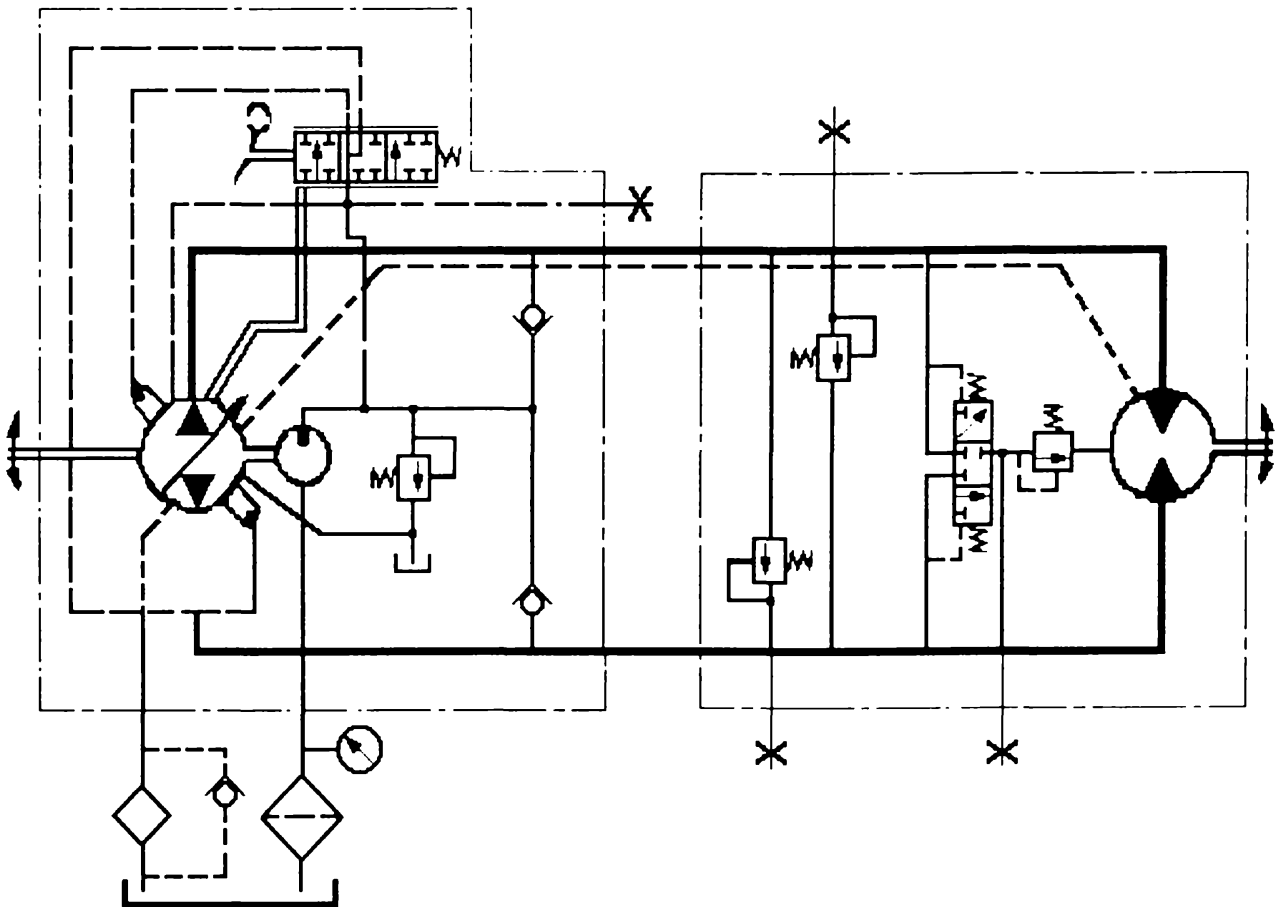


Fig. 4.8 Schema de tracțiune cu reglarea manuală a vitezei și limitarea puterii prin alunecare

Dacă sistemul se proiectează și cu reglaj secundar, atunci "puterea de colt" se diminuează cu raportul de transmisie secundar. Raportul de transmisie  $i$ , realizat de

sistemul hidraulic rezultă din hiperbola de putere. Raportul minim  $i=1$  corespunde puterii de colt. Sub această valoare durata de viață a sistemului scade simțitor.

Raportul maxim în cazul unui reglaj primar și secundar poate ajunge la valoarea de  $i_{max}=8...10$ .

Pentru trsmisiile hidrostatice de tractiune se folosesc în general sisteme de unități cu pistoane axiale.

Alte tipuri constructive sunt folosite rar și numai la masinile la care tractiunea este o funcție auxiliară iar randamentul transmisiei nu are însemnătate.

La trsmisiile necompacte, cea mai utilizată soluție este cea cu motoare hidraulice rapide, însoțite de reductoare mecanice.

Soluția cea mai utilizată este cea în circuit închis, cu folosirea unui rezervor de capacitate mică și a unui răcitor. Reglarea pozițiilor de lucru ale unităților hidrostatice (respectiv schimbarea continuă a vitezei de lucru a vehiculului) se execută în majoritatea cazurilor cu ajutorul unor servocomenzi comandate mecanic, hidraulic, electric sau electronic.

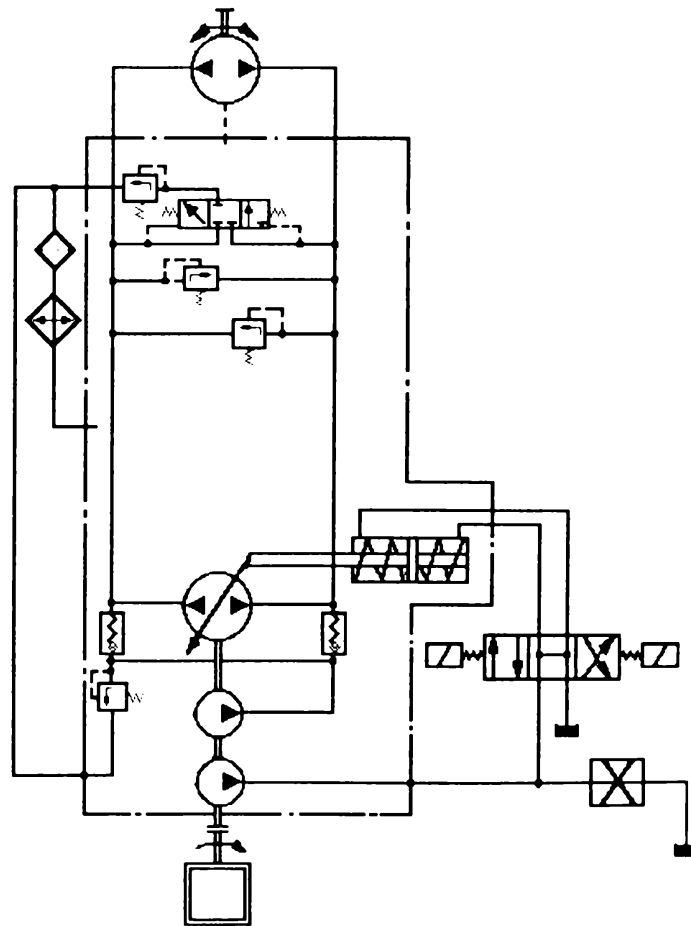


Fig. 4.9 Schema de tractiune cu reglare automată a vitezei și limitarea puterii prin alunecare



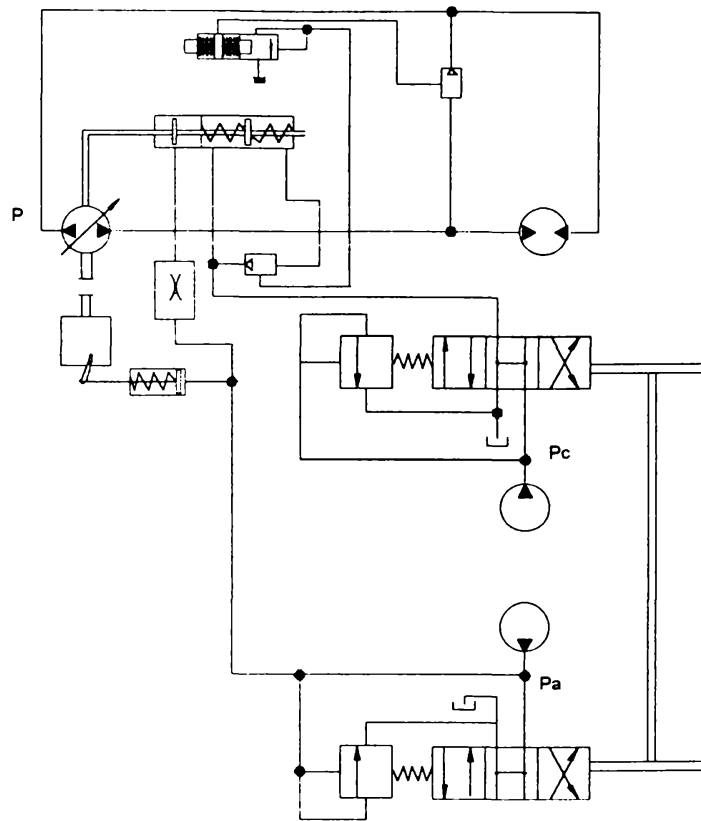


Fig. 4.12 Schema de tractiune cu reglarea manuală a vitezei și limitarea automată a puterii prin supapă și regulator hidraulic de turatie

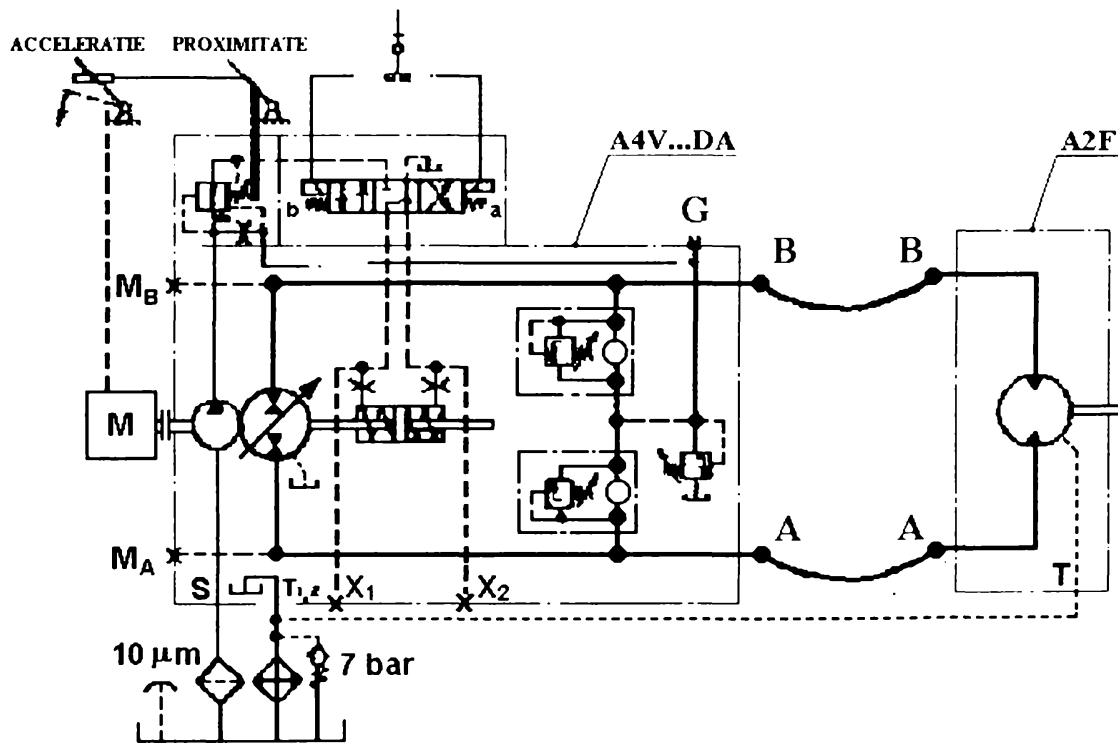


Fig. 4 13 Transmisia hidrostatică a unui motostivuator



#### **4.4 Efectul de frânare al transmisiilor hidrostactice**

Asemenea transmisiilor hidrodinamice și cele hidrostactice pot funcționa atât în regim motor (de propulsie, tractiune) cât și în regim de frânare.

Tractiunea hidrostatică se utilizează cu preponderență la utilajele de lucru datorită avantajelor pe care le prezintă. Aceste tipuri de vehicule, în categoria lor intrând moto și electrostivuitoare, încărcătoare frontale, buldozere, excavatoare, utilaje terasiere, mașini agricole etc, pe lângă funcția de deplasare, efectuează și alte operații. Vitezele lor de deplasare sunt relativ mici (până la 50 km/h) și greutatea proprie mare raportată la unitatea de putere instalată (vezi Fig. 4.14) [21], [23].

În cele ce urmează, fără să se precizeze de fiecare dată, se vor face referiri asupra posibilităților de frânare a acestor tipuri de vehicule.

În majoritatea cazurilor aceste vehicule au un ciclu de lucru foarte complex, în cadrul căruia propulsia ocupă un rol important. Manevrabilitatea utilajelor de lucru se complică cu creșterea numărului de operații simultane pe care acestea trebuie să le efectueze (astfel, pentru o productivitate mărită în timpul deplasării se efectuează și alte manevre).

În cazul utilajelor la care operația principală nu este cea de deplasare, atenția operatorului uman se concentrează asupra unor aspecte esențiale din punct de vedere al specificului activității.

Transmisiile hidrostactice utilizate în sistemul de propulsie a acestor categorii de utilaje vin în ajutorul mecanicilor care le exploatează.

Posibilitatea inversării ușoare și rapide a sensului de deplasare, respectiv posibilitatea cuplării automate a regimului de frânare practic instantaneu, sunt motivele majore care justifică utilizarea transmisiilor hidrostactice pentru autopropulsarea și frânarea acestor vehicule.

Utilizarea transmisiilor hidrostactice ca frâne de serviciu este limitată în unele situații de valoarea puterii de frânare.

Subansamblele mecanice fiind dimensionate la puterea instalată, capacitatea de frânare a transmisiei este limitată la această valoare a puterii și este asigurată de elementele transmisiei.

Analizând evoluția în timp a energiei cinetice a unui vehicul pe parcursul procesului de frânare se constată:

-energia inițială

$$E_0 = \frac{1}{2} \cdot Mv^2 \quad (4.5)$$

- legea de variație a energiei  $E = f(t)$

$$E(t) = E_0 - \sqrt{2 \frac{E_0}{M}} \cdot i \cdot F_r \cdot \mu \cdot t \quad (4.6)$$

unde  $M$  - masa vehiculului

$i$  - raportul de transmitere

$F_r$  - forța de frînare

$\mu$  - coeficientul de frecare

$t$  - intervalul de timp măsurat din momentul începerii procesului de frînare

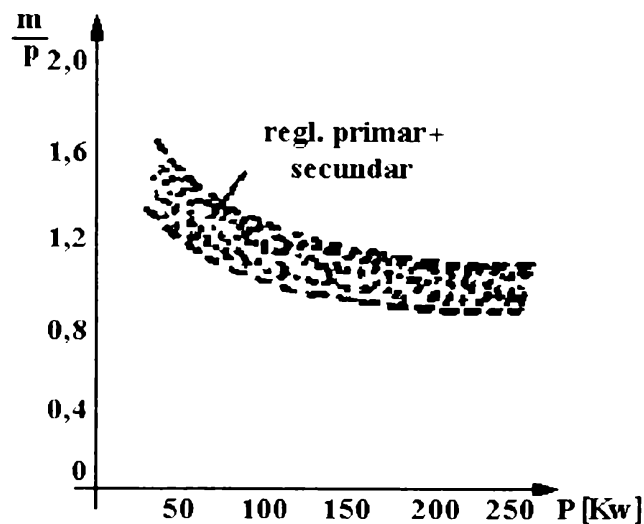


Fig. 4.14 Extinderea utilajelor mobile echipate cu transmisii hidrostactice

Curba de variație teoretică a energiei, potrivit legii de variație a acesteia este reprezentată în figura 4.15.

Analizând în detaliu relația de mai sus se poate concluziona:

-energia inițială este determinată de masa și viteza vehiculului, deci nu este posibilă reducerea acestui termen. Pentru mărirea eficacității frânării prin transmisia hidrostatică se recomandă totuși limitarea superioară a vitezei (20 -25 km/h), pentru un vehicul dat;

-raportul de transmitere al transmisiei este invers proporțional cu timpul de frînare. Creșterea acestuia influențează pozitiv efectul de frînare a transmisiei.

În cazul unei transmisii hidrostactice cu reglaj dublu (primar și secundar) se pot obține rapoarte până la  $i = 8$  sau chiar  $i = 10$ .

-forța de frânare la nivelul rotii depinde de presiunea reglată în cadrul transmisiei de către supapa de siguranță înglobată, este limitată de rezistența elementelor mecanice ale transmisiei.

-coeficientul de frecare influențează pozitiv capacitatea de frânare dar limitarea acestuia la o valoare optimă determinată de randamentul propulsiei și aderență este inevitabilă.

Problema blocării roților la frânare și deci deraparea în cazul frânării hidrostactice este exclusă din aceleași motive ca și la frânarea hidrodinamică, prezentate în cadrul paragrafului precedent.

În cazul intrării în regim de frânare, asupra motorului hidraulic va acționa momentul dat de energia cinetică a vehiculului în momentul începerii procesului de frânare:

$$M_{mh} = \frac{M_r}{i_m} \cdot \eta_m = \frac{P_r}{\omega} \cdot \frac{\eta_m}{i_m} = \frac{E_0}{t\omega} \cdot \frac{\eta_m}{i_m} = \frac{1}{2} \cdot \frac{mv^2}{t\omega} \cdot \frac{\eta_m}{i_m} = \frac{1}{2} \frac{m}{t} \cdot v \cdot r \cdot \frac{\eta_m}{i_m} \quad (4.7)$$

unde:  $m$  - masa vehiculului

$v$  - viteza vehiculului

$t$  - timpul de frânare

$r$  - raza rotii motoare

$\eta_m$  - randamentul transmisiei mecanice

$i_m$  - raportul de transmitere mecanic între transmisie și roata motoare.

Acest moment face ca motorul hidraulic să lucreze în regim de pompă, realizând astfel presiunea

$$p = \frac{2\pi M_{mh}}{V_{mh}} \quad [\text{bar}] \quad (4.8)$$

unde:  $V_{mh}$  - cilindrarea motorului hidraulic

Această presiune menținută prin rezistențe variabile sau supape reglabile asigură momentul de frânare. În eventuala situație a alunecării roților scade sau chiar dispare total momentul  $M_r$  și implicit  $M_{mh}$ . În lipsa momentului  $M_{mh}$  motorul hidraulic revine în starea normală de funcționare (motor) și stăpânește. În acest moment și cuplul de frânare este zero.

La încetarea alunecării forța de frânare crește la valoarea ei anterioară. Avantajul față de frâna hidrodinamică este că în timpul alunecării se poate micșora forța de frecare la valoarea dată de aderență prin trecerea la un regim intermediar.

Decelerația maximă ce se poate obține cu transmisia hidrostactică în regim de

frânare este dată de relația practică [4], [9]:

$$a_r = 9,55 \cdot \frac{P_f}{G \cdot n \cdot r} \cdot i_m \cdot i_h \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.9)$$

unde:  $P_f$  - puterea de frânare [W]  
 $G$  - greutatea vehicolului [N]  
 $r$  - raza rotii [m]  
 $i_m$  - raport de transmitere mecanic  
 $i_h$  - raport de transmitere hidraulic  
 $a_r$  - deceleratia relativă  $a_r = a/g$  [%]  
 $i_h = V_{motor} / V_{pompa}$

$$i_m \cdot i_h = 0,377 \cdot \frac{\omega \cdot r}{v} \quad (4.10)$$

$v$  - viteza vehiculului [km/h]

$$a_r = 3,6 \cdot \frac{P_f}{GV} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.11)$$

Conform acestei relații, se prezintă aici diagrama de frânare pentru două vehicule diferite, pentru al doilea prezentând și diagrama de frânare cu motorul termic nedecuplat (Fig.4.16).

Vehiculul I este echipat cu un motor termic de putere  $P=15$  CP, are masă de 900 kg și viteză maximă de 25 km/h.

Vehiculul II este acționat de către un motor termic cu  $P=70$ CP, are masă de 2800 kg și viteză maximă de 60 km/h.

Linia orizontală reprezintă limita propusă pentru deceleratie prin normative internaționale (PKt 11,79 FKT-Anlage 12 Zu 111/24) [14],[23]

Cercetările efectuate de către specialiști [14] stabilesc informații asupra evoluției timpului de frânare pentru transmisii hidrostactice.

În figurile 4.17 și 4.18 sunt prezentate două posibile frânări complete cu transmisia hidrostatică, de la viteza de 25 km/h. Valoarea medie a deceleratiei este de 35 %, cea maximă fiind de 45 %. Timpul de frânare conform relației  $t = a/v$  (4.12), se ridică doar la 1,6...2 s.

Alura curbelor este dependentă de principiul de frânare utilizat, respectiv de construcția transmisiei hidrostactice.

Prezenta lucrare își propune prin voința autorului, studiul asupra a două metode de frânare utilizate la câte o soluție constructiv funcțională pentru transmisia hidrostatică.

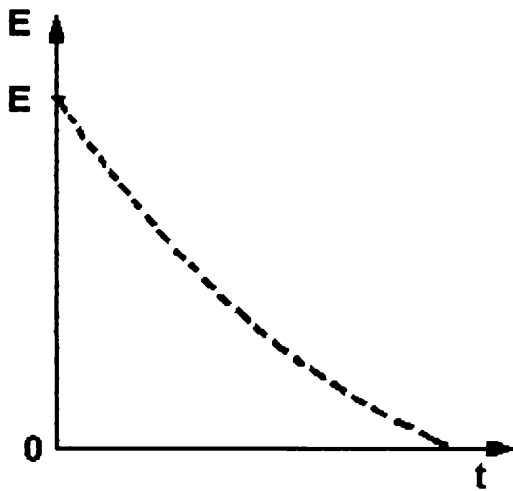


Fig. 4.15 Variatia energiei cinetice

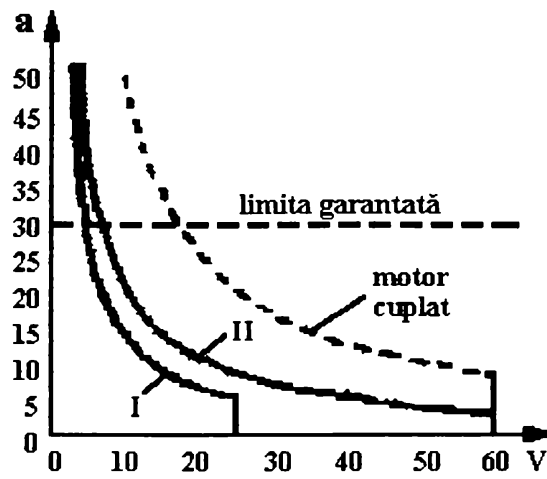


Fig. 4.16 Diagramele de frânare a două vehicule

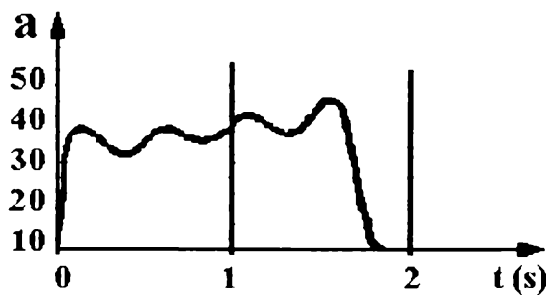


Fig. 4.17 Frânare prin rezistentă (circuit deschis)

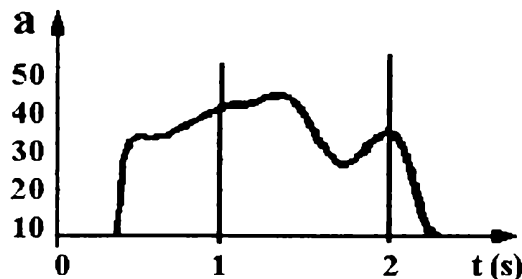


Fig. 1.18 Frânare prin contracurent (circuit închis)

#### 4.4.1 Frânarea prin rezistentă

Se utilizează o transmisie în circuit deschis, model utilizat de autor la utilaje terasiere echipate cu senile.

Solutia în circuit deschis este justificată de necesitatea realizării funcției de dirijare (virare) specifice vehiculelor pe senile. Schema hidraulică a transmisiei este prezentată în Fig. 4.19.

La faza de propulsie, motorul hidraulic este alimentat prin supapa de sens al ventilului de frânare (închidere) iar returul se întoarce la distribuitor prin al doilea ventil deblocat de presiunea de pe circuitul de alimentare.

În momentul frânării, funcție de valoarea deceleratiei dorite se obține o strangulare treptată și astfel frânarea motorului hidraulic.

Caracteristica statică a ventilului de frânare este redată în figura 4.20, pentru diferite deschideri nominale. Curbele au fost obținute pentru trecerea prin drosel la deschiderea maximă a acestuia. Caracteristicile dinamice au fost studiate de autor în lucrarea [30]. S-a constatat posibilitatea optimizării prin modelarea droselului de amortizare din circuitul de comandă al ventilului.

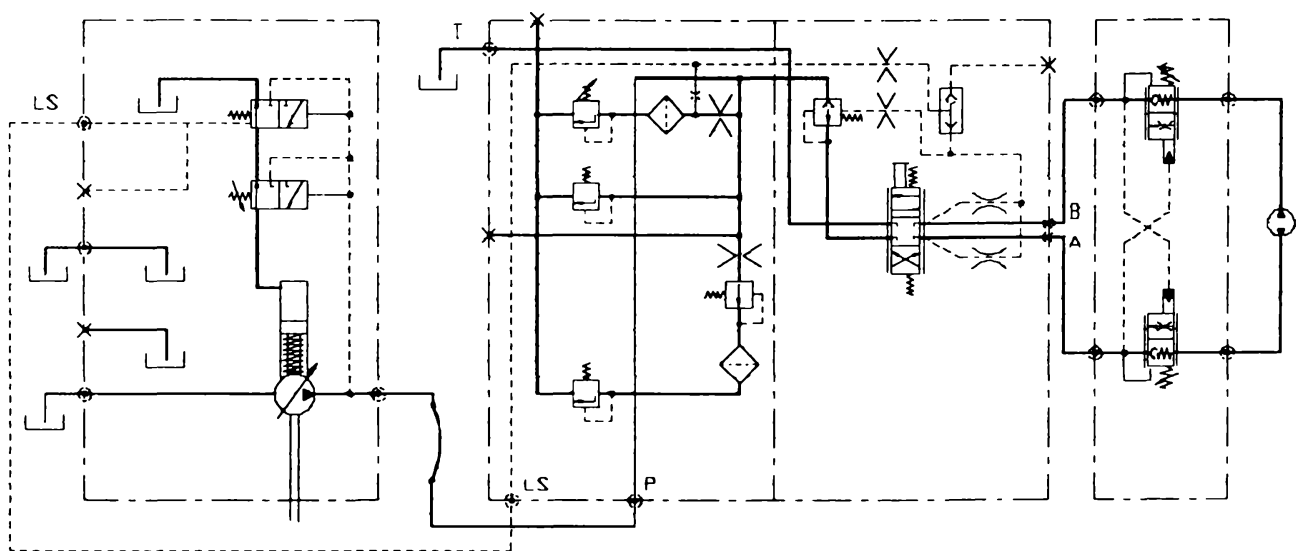


Fig. 4.19 Transmisie în circuit deschis

Aici se va prezenta studiul unui model simplificat staționar conform schemei din Fig. 4.21.

Rezistența hidraulică aici este asigurată ori numai prin rezistența circuitului, ori de asemenea printr-un drosel 6 intercalat în circuit, ca rezistență reglabilă pentru reglarea forței de frânare date.

La frânarea prin rezistență, pompa va debita la rezervor, motorul hidraulic se rotește în continuare și lucrează ca pompă frânată. Este valabilă următoarea ecuație de curgere [24]:

$$q_m \cdot n_m = R_h + p_{\text{st}} + \frac{V}{E} \frac{dp_m}{dt} \quad (4.13)$$

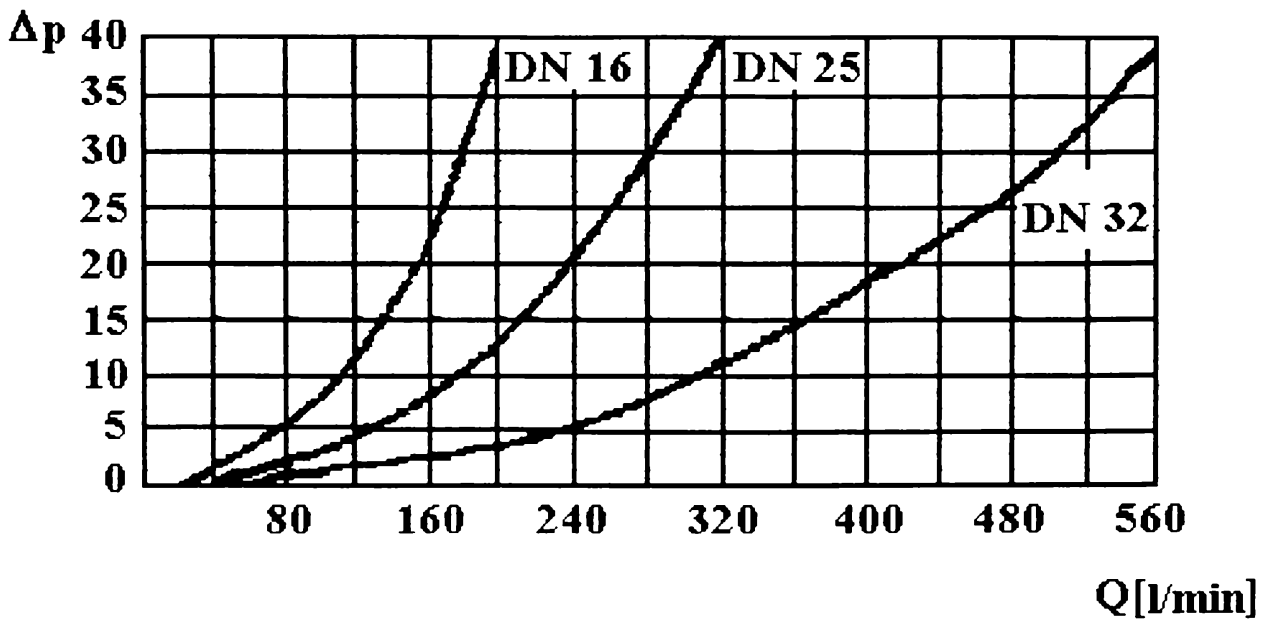


Fig. 4.20 Caracteristica ventilului de frânare

- unde:  $q_m$  - cilindrarea motorului hidraulic  
 $n_m$  - turatia motorului hidraulic  
 $R_h$  - rezistenta hidraulică interioară  
 $p_M$  - căderea de presiune pe motor  
 $V$  - volumul de ulei din circuit  
 $E$  - modulul de elasticitate al uleiului.

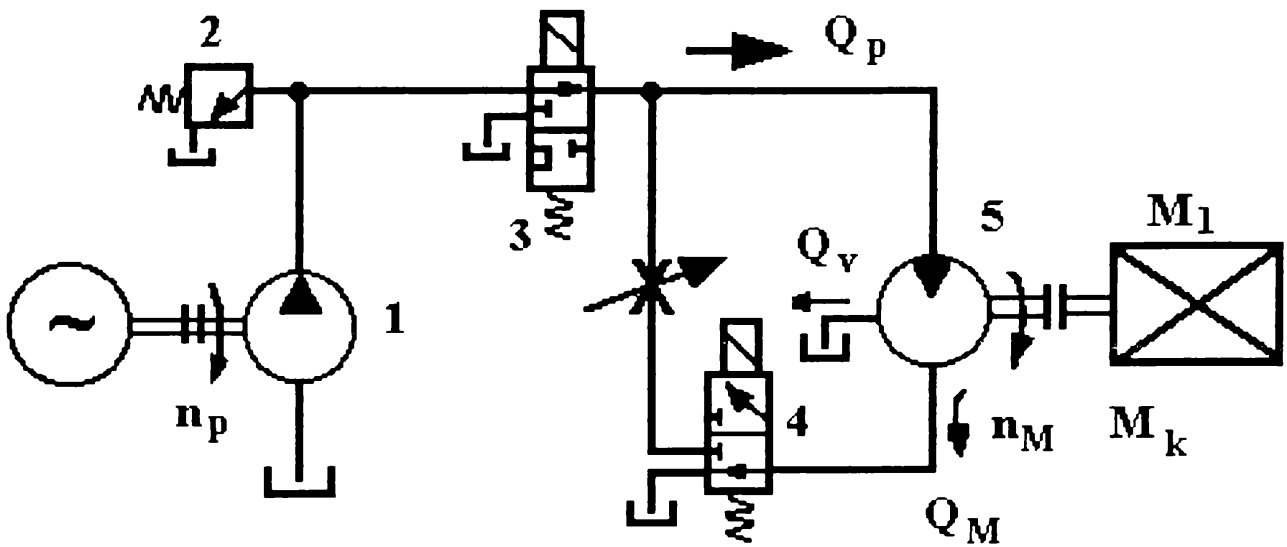


Fig. 4.21 Schema de încercare (model simplificat)

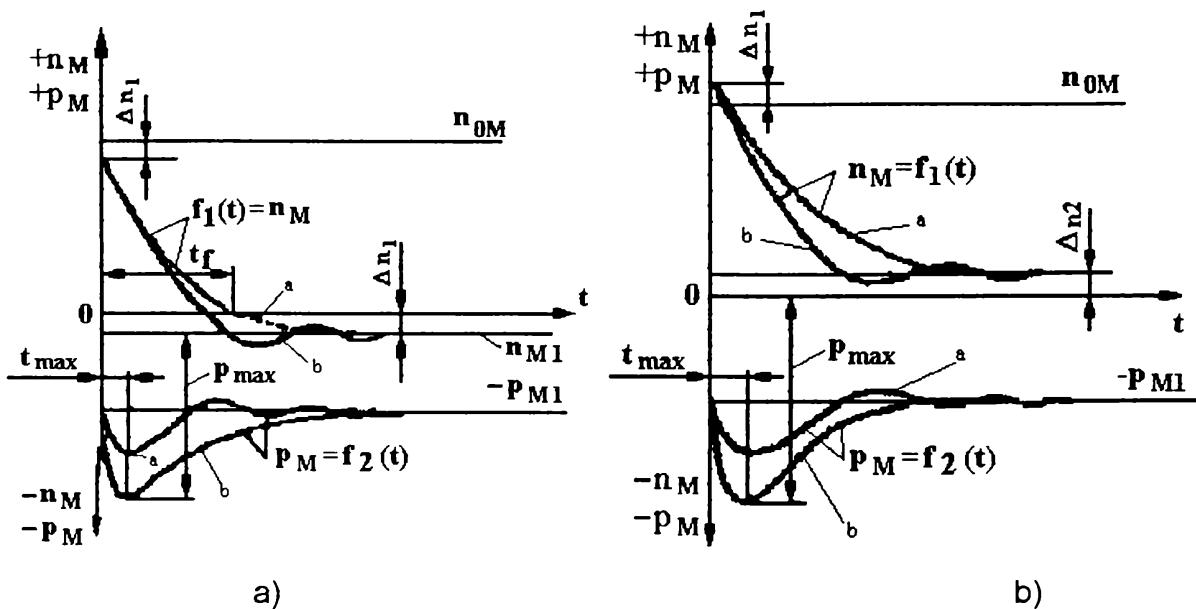


Fig. 4.22. Evoluția parametrilor dinamici. Cazuri posibile

Momentul de reacție al sarcinii (cazul cel mai frecvent):

$$-\frac{1}{2\pi} \cdot q_M \cdot p_M = M_1 + 2\pi I \cdot \frac{dn_M}{dt} \quad (4.14)$$

unde:  $M_1$  - momentul de încărcare

$I$  - momentul de inerție al părților rotitoare

Rezolvarea ecuațiilor de mai sus conduce la următoarea ecuație diferențială a caracteristicii de tranziție pentru frânarea prin rezistență:

$$\tau_M \tau_b \frac{d^2 n_M}{dt^2} + \tau_M \frac{dn_M}{dt} + n_M = -\frac{M_1}{\beta} \quad (4.15)$$

unde:

$$\tau_M = 4\pi^2 \cdot I \cdot \frac{R_{II}}{q_M^2} \quad (4.16)$$

constanta de timp mecanică

$$\tau_b = \frac{V}{ER_h} \quad (4.17)$$

constanta de timp hidraulică

$$\beta = \operatorname{tg}(\alpha) = \frac{q_M^2}{2 \cdot \pi \cdot R_h} \quad (4.18)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{M_1}{\Delta n_M} \quad (4.19)$$

unde:  $M_k$  - momentul efectiv al motorului



Când se soluționează pentru rădăcini reale, se retine numai:

$$n_M = n_{0M} \cdot \frac{1}{T_2 - T_1} \cdot \left[ T_2 \cdot e^{-\frac{t}{T_2}} - T_1 \cdot e^{-\frac{t}{T_1}} \right] - \frac{M_1}{\beta} \quad (4.20)$$

$$-p_M = p_{M1} \frac{\tau_M}{T_2 - T_1} \left[ e^{-\frac{t}{T_2}} - e^{-\frac{t}{T_1}} \right] + p_{M1} \quad (4.21)$$

iar pentru rădăcini complexe:

$$n_M = n_{0M} e^{-\alpha t} \left[ \cos(\gamma t) + \frac{\alpha}{\gamma} \sin(\gamma t) \right] - \frac{M_1}{\beta} \quad (4.22)$$

$$-p_M = p_{M1} \cdot \tau_M \cdot \alpha \cdot e^{-\alpha t} \left[ \frac{\alpha}{\gamma} \sin(\gamma t) + \frac{\gamma}{a} \sin(\gamma t) \right] + p_{M1} \quad (4.23)$$

Prezentarea grafică a ecuațiilor de mai sus este concretizată în Fig. 4.22 a) și 4.22b).

Fată de Figura 4.22 a) există următoarele observații:

- dacă antrenarea până la trecerea motorului prin zero ( $n_M = 0$ ) nu se oprește, aceasta în timpul de frânare  $t_f$  rulează în sens invers sub acțiunea unui moment static dat de sarcină corespunzător turatiei  $\Delta n_1 = M_1 / b$ .

- în continuare putem observa că în cazul frânării hidraulice, sarcina redusă are semnul celui de al doilea termen din partea dreaptă a ecuației (4.20).

Se vor obține în continuare constantele pentru  $t = 0$ :

$$n_M = n_{Minc} = n_{0M} + \frac{M_1}{\beta} = n_{0M} + \Delta n_1$$

(4.24)

și pentru  $t = \infty$

$$n_M = + \frac{M_1}{\beta} = + \Delta n_1 \quad (4.25)$$

ceea ce se observă pe figura 4.22 b).

Abscisa presiunii maxime:  $t_{max}$  stabilit numai pentru prima derivată a ecuațiilor de presiune, egalând cu zero:

$$t_{max} = \frac{T_1 T_2}{T_1 - T_2} \cdot \lg \left( \frac{T_2}{T_1} \right) \quad (4.26)$$

$$t_{max} = \frac{0,787}{\gamma} \quad (4.27)$$

Cu aceste valori se poate deduce presiunea maximă la frânarea prin rezistență:

$$-p_{M_{max}} = p_{M1} \frac{\tau_M \cdot T_2}{T_2 - T_1} \cdot \left( \frac{T_1}{T_2} - T_1 \right) + p_{M1} \quad (4.28)$$

$$-p_{M_{mot}} = p_{M1} \cdot \frac{\tau_M}{\gamma} \cdot 0,908 \cdot e^{0,787 \cdot \frac{\alpha}{\gamma}} \cdot [\gamma^2 + \alpha^2] + p_{M1} \quad (4.29)$$

#### 4.4.2 Frânarea prin contracurent

Frânarea în contracurent este caracteristică sistemelor de propulsie în circuit închis asemănătoare celui din Fig. 4.13. Se propune o schemă modernă de transmisie hidrostatică pentru tractiunea repartizatoarelor de asfalt (Fig. 4.23). [16]. Schema contine elemente de reglaj proportionale asigurând totodată și funcția de frânare.

Principiul de frânare este diferit de cel prezentat, pompa nefiind scoasă din funcțiune în timpul frânării. Notiunea de contracurent coincide cu fenomenul de suprapunere a două debite:

-debitul dat de motorul hidraulic lucrând în regim de pompă din momentul începerii frânării;

-debitul absorbit sau refulat de pompă, functionând ca motor sau pompă.

Se remarcă existența a trei regimuri de functionare a pompei:

a) regimul de motor cu păstrarea sensului de refulare, permitând reglarea volumului geometric de la valoarea maximă la zero. "Contracurentul" se consideră "negativ" și asigură o frânare mai moderată asemănătoare frânei de motor la vehiculele obișnuite.

b) regimul inactiv cu "contracurent nul" (volum geometric zero). Pompa nu debitează, și asigură o frânare bruscă prin închiderea evacuării uleiului debitat de motor provocând totodată intrarea în funcțiune a supapei de siguranță de pe ramura sub presiune.

c) regimul de pompă cu schimbarea sensului de refulare permitând reglarea volumului geometric de la zero la valoarea maximă. "Contracurentul" se consideră "pozitiv" și asigură o frânare violentă ce provoacă apariția unor suprapresiuni controlate de supapele de soc.

Schema circuitului analizat este prezentată în figura 4.23.

Circuitul este de tip închis, fiind posibil reglajul primar și secundar.

Reglajul secundar se instaurează automat în urma epuizării domeniului de reglaj

primar.

Protectia pompei este multiplă, iar reglarea acestuia se realizează prin limitarea presiunii de comandă cu supape proportionale. Protectia motorului în regim de frânare se realizează prin dispozitivul de sigurantă format din distribuitor selector si supapă de sigurantă.

Instalarea regimului de frânare se realizează în urma inversării ordinii reglajelor: secundar + primar.

Zona de reglaj secundar permite deceleratii mai moderate. Frânările bruste necesită trecerea în zona de reglaj primar.

Se prezintă în continuare o schemă utilizată de autor pentru tractiunea utilajelor terasiere echipate cu roti (Fig. 4.24).

Curbele de tractiune teoretice, respectiv caracteristicile statice ale transmisiei sunt prezentate în figurile 4.25 si 4.26.

Transmisia fiind mixtă, reglajul primar continuu iar cel secundar în trepte, curba de tractiune cunoaste 4 portiuni, astfel apropiindu-se de curbele de tractiune a vehiculelor rutiere. Caracteristica statică este o hiperbolă aplatizată, permitând obtinerea deceleratiilor relative admise prin normative (30-40%).

Pompa utilizată este de tipul cu pistoane axiale cu disc înclinat A4V40HW1.0L0081010 iar motorul cu pistonase axiale cu bloc înclinat A6VM80EZ2/60WXPAB02 ambele produse de firma REXROTH din Germania.

Protectia părților mecanice este asigurată prin supapele de sigurantă înglobate în pompă, frânarea realizându-se prin "contracurent negativ" sau "zero".

Studiul modelului de laborator pentru metoda de frânare prezentată, utilizează schema din figura 4.27.

Frânarea se realizează prin schimbarea sensului curentului spre motorul hidraulic în urma comutării distribuitorului 3.

La această metodă de frânare debitul pompei actioneză hidromotorul până la momentul  $n_M=0$  în sens opus, la care starea de presiune contribuie la comprimarea fluidului si la aparitia pierderilor volumice.

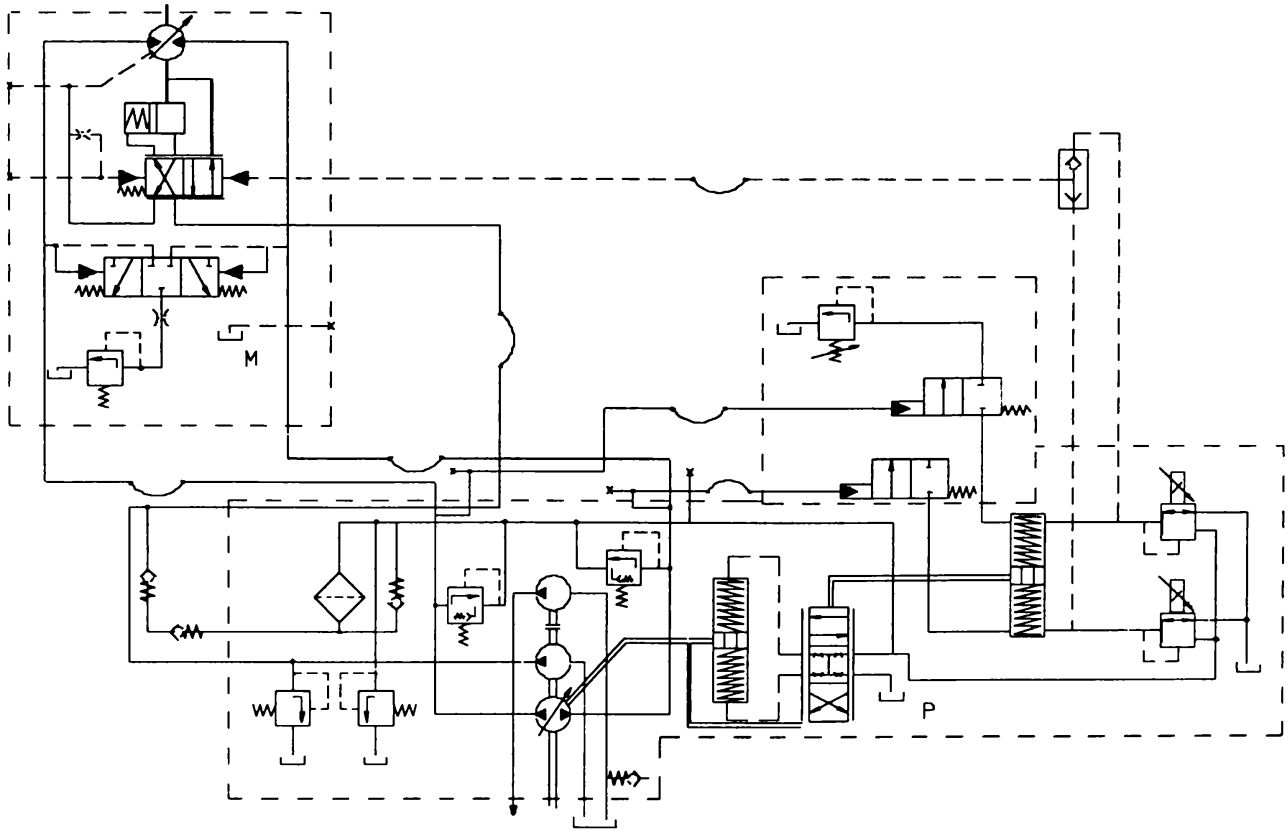


Fig. 4.23 Schema transmisiei LINDE

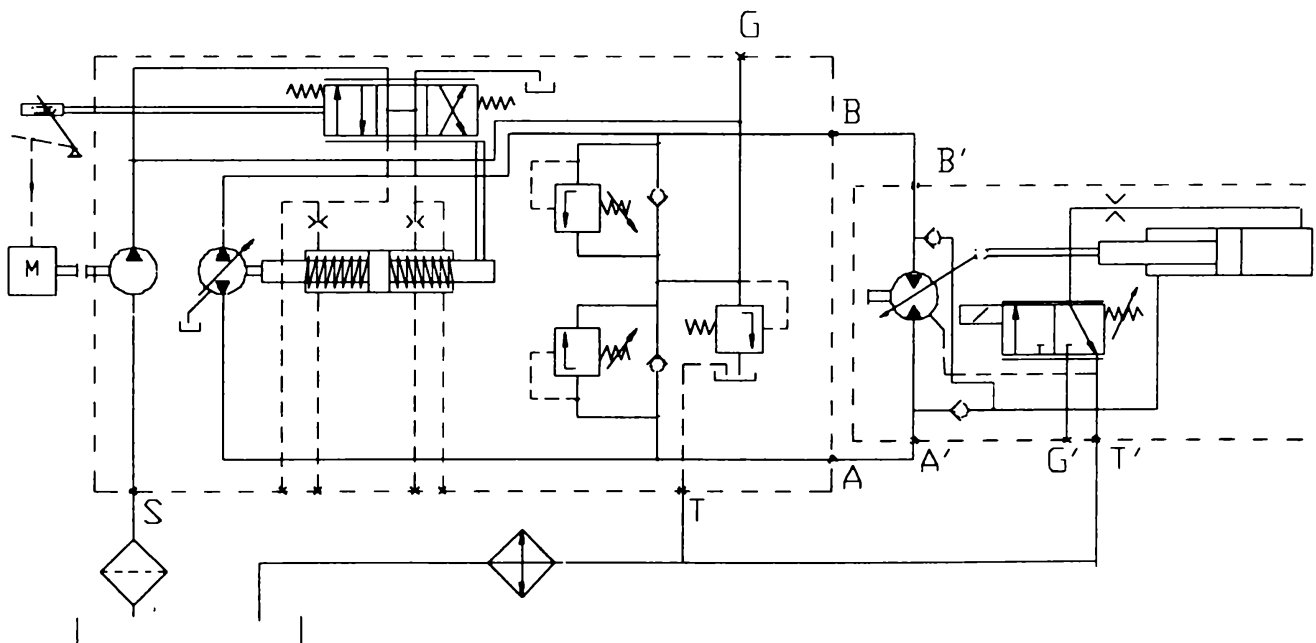


Fig. 4.24 Schema transmisiei repartizatorului RMA 150

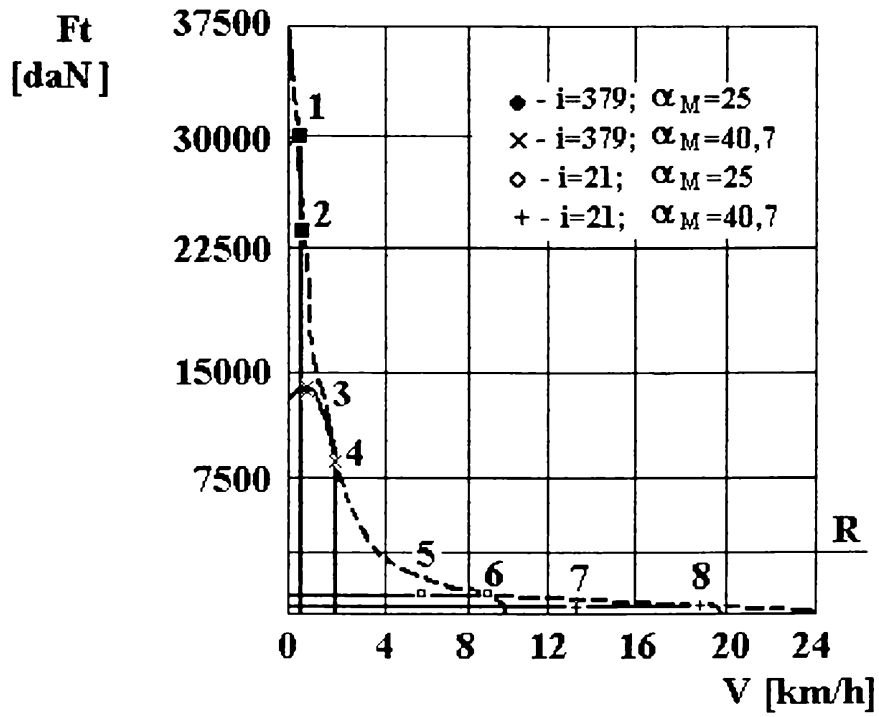


Fig. 4.25 Caracteristici de tractiune

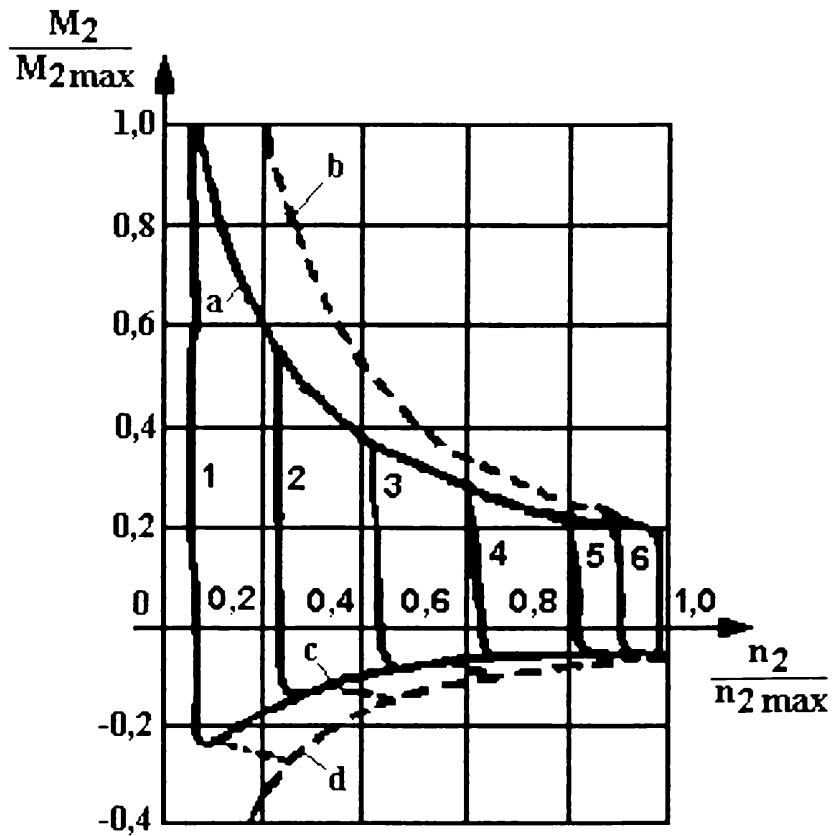


Fig. 4.26 Caracteristicile statice ale transmisiei

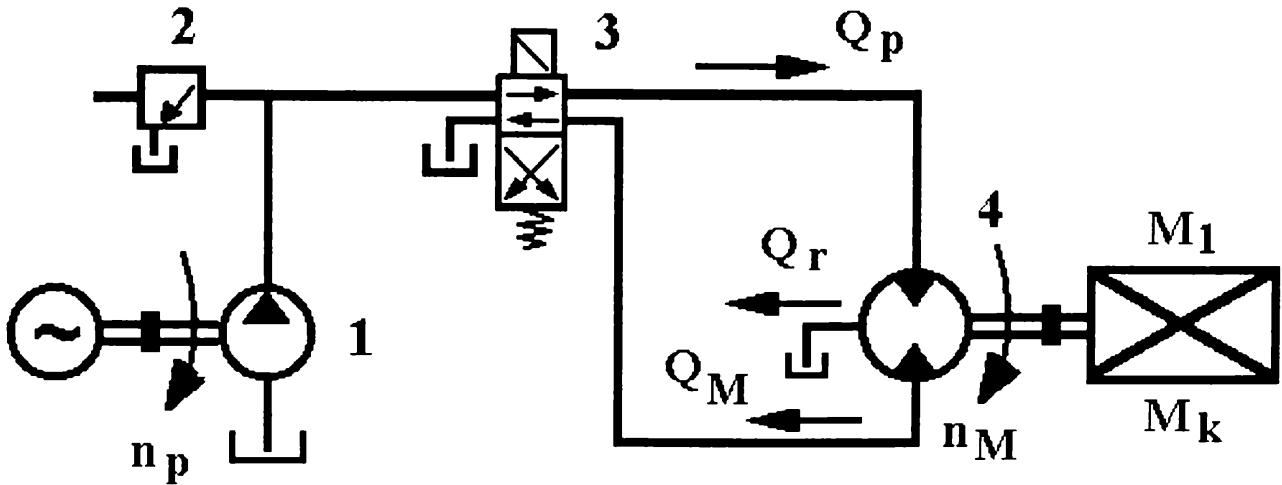


Fig. 4.27 Schema de încercare (model simplificat)

Pentru acest caz ecuația curgerii va fi:

$$q_p \cdot n_p + q_M \cdot n_M = R_h \cdot p_M + \frac{V}{E} \cdot \frac{dp_M}{dt} \quad (4.30)$$

iar ecuația de momente devine:

$$-\frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{q_M} \cdot p_M = M_1 + 2 \cdot \pi \cdot I \cdot \frac{dn_M}{dt} \quad (4.31)$$

Prin soluționarea ecuațiilor de mai sus se obține ecuația diferențială a caracteristicii de tranziție pentru frânarea în contracurent:

$$\tau_M \cdot \tau_h \cdot \frac{dn_M^2}{dt^2} + \tau_M \frac{dn_M}{dt} + n_M = -n_{0M} - \frac{M_1}{\beta} \quad (4.32)$$

Soluția pentru rădăcini reale este:

$$n_M = 2 \cdot \frac{n_{0M}}{T_2 + T_1} \cdot \left[ T_2 \cdot e^{-\frac{t}{T_2}} - T_1 \cdot e^{-\frac{t}{T_1}} \right] - n_{0M} - \frac{M_1}{\beta} \quad (4.33)$$

$$-p_M = p_{M1} \cdot \frac{2 \cdot \tau_M}{T_2 - T_1} \left[ e^{-\frac{t}{T_2}} - e^{-\frac{t}{T_1}} \right] \quad (4.34)$$

iar pentru rădăcini complexe:

$$n_M = 2 \cdot n_{0M} \cdot e^{-\alpha t} \left[ \cos(\gamma t) + \frac{\alpha}{\gamma} \sin(\gamma t) \right] - n_{0M} - \frac{M_1}{\beta} \quad (4.35)$$

Abscisa  $t_{\max}$  corespunzătoare presiunii maxime  $p_{M \max}$  stabilit în mod asemănător cu cazul anterior:

$$t_{\max} = \frac{T_2 \cdot T_1}{T_2 - T_1} \cdot \lg\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (4.36)$$

$$t_{\max} = \frac{0,787}{\gamma} \quad (4.37)$$

Reprezentarea grafică a caracteristicilor de tranziție se arată în figura 4.28.

Evoluția în timp a caracteristicilor presiune, turatie la ambele metode de frânare prezintă zone mai mult sau mai puțin largi de tranziție. Stăpânirea acestor zone și restrângerea lor prezintă un interes deosebit, ori de câte ori se realizează o transmisie hidrostatică capabilă să lucreze și în regim de frânare.

Prezentul capitol a avut ca scop prezentarea teoriei frânării și punerea în evidență a problemelor specifice acestora în general, respectiv studiul sistemelor de propulsie hidrostatice, ca frâne de serviciu în particular.

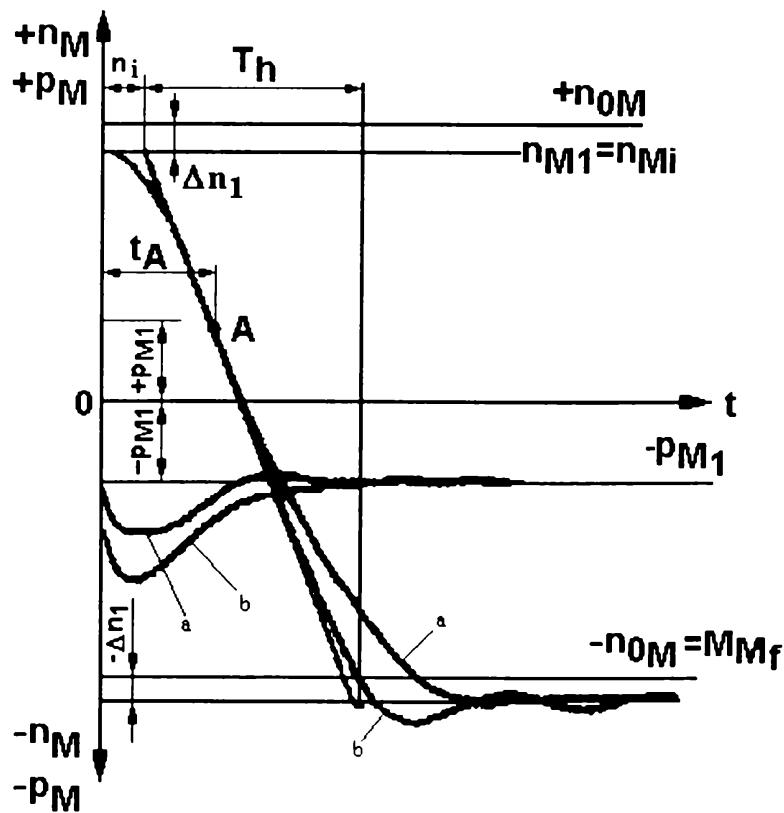


Fig. 4.28 Caracteristicile în regimul tranzitoriu

Studiul amănunțit al fenomenelor tranzitorii ce apar în timpul procesului de frânare cu transmisii hidrostatice, va constitui obiectul următoarelor capitole.

Vitezele medii și mici de deplasare permit utilizarea unor sisteme de frânare diferite de cele folosite la viteze mari.

Astfel s-a arătat aici avantajele oferite de transmisiile hidrostactice functionând în regim de frânare pe baza efectului lor propriu de frânare.

Evoluția schemelor hidraulice de-a lungul anilor, utilizând generații de aparatură hidrostactică perfecționată, a permis la ora actuală atingerea unor performanțe spectaculoase.

Capitolul de față prin analiza acestei evoluții este în măsură să propună o schemă optimizată, creată de autor, schemă care va face obiectul cercetărilor din cadrul capitolelor ce urmează.

În același timp s-au stabilit și parametrii dinamici a căror evoluție în procesul de frânare este hotărâtoare.

Este vorba de parametrul turație  $n(t)$  respectiv presiune  $p(t)$ , acestea fiind considerate la arborele respectiv racordul de alimentare al motorului hidraulic.

Alături de criteriile de eficacitate stabilite în capitolul precedent, parametri dinamici selectați în cadrul acestui capitol vor sta la baza investigațiilor întreprinse în partea experimentală a tezei, în vederea stabilirii performanțelor sistemelor analizate



## **5. Contributii teoretice privind functionarea transmisiilor hidrostactice în regim de frânare**

Frânarea în general se bazează pe disiparea energiei cinetice acumulate la demarare și rulare prin diferite metode, functie de specificul sistemului care este supus analizei.

Sistemele mecanice de frânare funcționează pe principiul transformării energiei cinetice în căldură, prin frecare uscată.

Dispozitivele de încetinire utilizează principiul transmisiilor hidrodinamice, efectul lor de frânare fiind redus din cauza alunecărilor.

Transmisiile hidrostactice pot funcționa în regim de frânare cu eficiența maximă, atunci când se întrerupe alimentarea motorului hidraulic, odată cu obturarea parțială sau completă a ramurii de evacuare.

În timpul procesului de frânare motorul funcționează ca pompă sub efectul puterilor dezvoltate de masele inertiiale, aflate în mișcare.

Puterile de frânare sunt limitate doar de rezistențele mecanice ale elementelor de transmisie intermediare.

Disiparea energiei se realizează prin frecare fluidă, fără uzuri, căldura degajată putând fi disipată prin schimbatoare de căldură. Posibilitatea acumulării energiei cinetice excedentare este posibilă, reutilizarea făcându-se în condiții bune.

În contextul celor relatate se vor analiza posibilitățile disipării energiei cinetice prin frânare cu transmisii hidrostactice.

Se va pune accent pe evaluarea fenomenelor dinamice care apar în interiorul transmisiilor.

Transmisiile care se studiază, fac parte din categoria celor destinate propulsării utilajelor mobile. Transmisiile hidrostactice de tracțiune în circuit deschis asigură efectul de frânare printr-un dispozitiv înglobat în acestea, cu disiparea energiei la nivelul unei rezistențe hidraulice variabile.

Transmisiile hidrostactice de propulsie în circuit închis asigură un efect propriu de frânare bazat pe principiul de funcționare al masinilor volumice.

Investigațiile efectuate sunt în totalitate contribuții personale ale autorului.

Ele demonstrează în mod evident comportarea favorabilă a transmisiilor hidrostactice în regim de frânare.

## 5.1 Transmisii hidrostactice în circuit deschis

Studiul fenomenelor care apar în transmisiile hidrostactice în circuit deschis se va efectua pe un exemplu concret. Transmisia supusa analizei face parte din mecanismul de deplasare al Repartizatorului de mixturi asfaltice, RMA50, proiectat la S.C. PROMPT S.A. Timisoara si realizat la S.C. U.M.T. S.A., pe baza conceptiei avansate de autorul acestei lucrări.

Utilajul este destinat asternerii si finisării straturilor de mixtura asfaltica din componenta îmbracamintilor rutiere.

Masina este autopropulsată, pe senile, având greutatea proprie de 5t si viteza maximă de deplasare 10km/h.

Schema hidraulică de actionare a transmisiei este reprezentată în Fig.5.1.1.

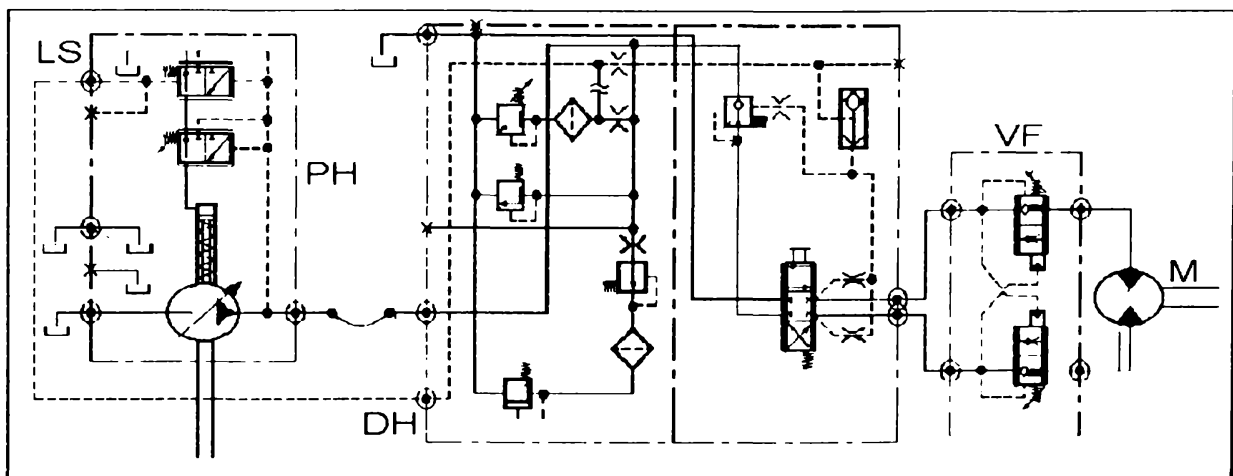


Fig. 5.1.1 Schema hidraulică a repartizatorului RMA 50

Pompa hidraulică PH este unitate cu pistoane axiale cu disc înclinat din productia firmei Rexroth(familia A10VO pentru sisteme în circuit deschis).

Este reglabilă, dotată cu regulator presiune-debit, fiind asigurată posibilitatea cuplării prin legatura LS(sesizor de sarcină).

Pompa debitează în distribuitorul DH tip baterie PVG32 din productia firmei Danfoss.

Distribuitorul este sensibil la variatia sarcinii, asigurând independenta consumatorilor.

Sertarul proportional alimentează ventilele de frânare VF fabricate la U.M.T. S.A. Timisoara. Acestea au comportare proportionala în limitele variatiei presiunii de comandă.

Prin ventile se alimentează motorul hidraulic rotativ M care face parte integrantă din motoreductorul montat la actionarea senilei.

Ventilele de frânare montate în circuitul hidraulic asigură atât frânarea dinamică în timpul deplasării, la faza de încetinire, cât și imobilizarea utilajului în repaos.

Elementul de bază, care asigură funcția de frânare este ventilul VF prin rezistența hidraulică variabilă înglobată în acesta.

Schema funcțională a ventilului de frânare este reprezentată în Fig. 5.1.2.

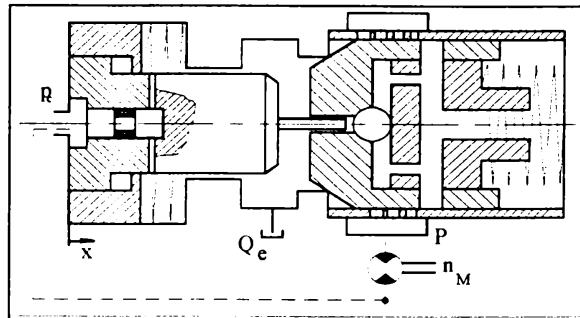


Fig. 5.1.2 Schema funcțională a ventilului de frânare

Ventilul conic este ridicat de pe scaunul lui cu pistonul cilindric acționat de presiunea de comandă. Reasezarea se realizează la diminuarea presiunii de comandă  $p_c$ , realizându-se acoperirea orificiilor din camera cilindrică a ventilului. Diminuarea secțiunii de trecere se realizează după lege logaritmică datorită modului de așezare a orificiilor pe suprafața cilindrică (în spirală).

Efectul de frânare apare în momentul diminuării presiunii de comandă și se bazează pe evacuarea controlată a uleiului din motor prin orificiile practicate în camera ventilului.

Într-o primă aproximație, suficientă pentru scopuri practice, sistemul care descrie comportarea ventilului de frânare este format din ecuația de mișcare a sertarului și din ecuațiile de continuitate, corespunzătoare nodurilor sistemului considerat.

În ecuația de mișcare (5.1) a sertarului:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_c} \cdot (F_c - F_{0c} - F_e - F_h - F_{ht}' - F_{ht}'' - F_{fv}) \quad (5.1)$$

intervin forțele:

$F_c$ -forța de comandă;

$F_{0e}$ -forța elastică de referință;

$F_e$ -forța elastică;

$F_h$ -forța hidrodinamică de regim staționar;

$F_{ht}'$ ,  $F_{ht}''$ -forțele hidrodinamice tranzitorii;

$F_{fv}$ -forța de frecare vâscoasă;

$m_e$  fiind masa echivalentă a elementelor mobile.

S-a neglijat forța de frecare uscată, având valori mult inferioară celorlalte forte.

Expresiile componentelor menționate sunt:

$$F_c = A_c \cdot p_c \quad (5.2)$$

$$F_{0c} = k_e \cdot z_{0e} \quad (5.3)$$

$$F_e = k_e \cdot z \quad (5.4)$$

$$F_h = k_h \cdot z \cdot p \quad (5.5)$$

$$F'_{ht} = k'_{ht} \cdot \dot{x} \cdot p \quad (5.6)$$

$$F''_{ht} = k''_{ht} \cdot \frac{z \cdot \dot{p}}{\sqrt{p}} \quad (5.7)$$

$$F_{fv} = k_{fv} \cdot \dot{x} \quad (5.8)$$

unde:

$$k'_{ht} = \pi \cdot C_{d_s} \cdot L \cdot d \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{2\rho} \quad (5.9)$$

$$k''_{ht} = \pi \cdot C_{d_s} \cdot L \cdot d \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{\rho/2} \quad (5.10)$$

L-lungimea de amortizare;

l-lungimea umerilor sertarului.

În sistemul considerat se disting două volume de ulei supuse variațiilor de presiune:

V<sub>t</sub>-volumul cuprins între motor și ventil;

V<sub>c</sub>-volumul cuprins între motor și camera de comandă a ventilului.

Raportul acestor volume este de ordinul sutelor.

Variația volumului V<sub>c</sub> este hotărâtoare în funcționarea ventilului.

Ecuațiile de continuitate sunt:

$$\dot{p} = \frac{\varepsilon}{V_t} \cdot (Q_{tmm} - Q_{tme} - Q_{1me} - Q_c - Q_v) \quad (5.11)$$

$$\dot{p}_c = \frac{\varepsilon}{V_c} \cdot (Q_c - A_c \dot{x}) \quad (5.12)$$

în care:

Q<sub>tmm</sub>-debitul teoretic mediu al motorului;

Q<sub>tme</sub>-debitul teoretic mediu evacuat;

Q<sub>1me</sub>-debitul scurgerilor din motor și aparate de conducere;

Q<sub>c</sub>-debitul de comandă al ventilului;

Q<sub>v</sub>-debitul ventilului;

ε-modulul de elasticitate echivalent al uleiului.

Datorită faptului că scurgerile se produc în regim laminar, debitele aferente sunt proportionale cu presiunea.

$$Q_{lme} = k_{lme} \cdot p \quad (5.13)$$

Debitul de comandă se poate aprecia ca fiind element al regimului de curgere laminar.

$$Q_c = k_c \cdot (p - p_c) \quad (5.14)$$

$$k_c = (\pi \cdot d_j^3) / (12 \cdot \eta \cdot l) \quad (5.15)$$

Pentru analiza influenței micilor oscilații ale parametrilor funcționali se utilizează un model matematic simplificat (liniarizat):

$$A_c \cdot p_c - k_e \cdot (x + x_{0e}) - k_h \cdot x \cdot p = m_e \cdot \ddot{x} \quad (5.16)$$

sau

$$m_e \ddot{x} + k_e + k_h \cdot p \cdot x = A_c \cdot p_c - F_{oe} \quad (5.17)$$

Se notează:

$$k_{eh} = k_e + k_h \cdot p \quad (5.18)$$

și se aplică transformatele Laplace ecuației diferențiale (5.17):

$$m_e s^2 x + k_{eh} x = A_c p_c - F_{oe} \quad (5.19)$$

Pulsatia naturală a ventilului este:

$$\omega_m = (k_{eh}/m_e) \quad (5.20)$$

Ecuația de continuitate corespunzătoare camerei de comandă a ventilului are forma:

$$Q_c = k_c(p - p_c) = A_c \cdot x + \frac{V_c}{\epsilon} \cdot p_c \quad (5.21)$$

Aplicând transformata Laplace acestei ecuații și explicitând presiunea de comandă, rezultă:

$$p_c = (p - \frac{A_c}{k_c} s \cdot x) / (1 + \frac{s}{\omega_1}) \quad (5.22)$$

$$\omega_1 = k_c / V_c \quad (5.23)$$

$\omega_1$  este pulsatia naturală a sistemului elastic din camera de comandă.

Eliminând presiunile între ecuațiile (5.19) și (5.22) rezultă:

$$x = (F_{oe} + \frac{A_c}{1 + \frac{s}{\omega_1}} \cdot p + \frac{k_c}{s \cdot \omega_1} \cdot x) \cdot (\frac{k_{eh}}{1 + \frac{s^2}{\omega_m^2}}) \quad (5.24)$$

În ecuația de continuitate al nodului de lucru:

$$Q_{umm} - Q_{ume} - Q_c - Q_v = \frac{V_l}{\epsilon} \cdot p \quad (5.25)$$

este necesară liniarizarea expresiei debitului evacuat prin ventil în jurul unui punct de regim staționar:

$$\Delta Q_v = Q_v - Q_{v0} = \left( \frac{Q_v}{x} \right)_{p_0} (x - x_0) + \left( \frac{Q_v}{p} \right)_{x_0} (p - p_0) \quad (5.26)$$

Se notează cu:

$$k_{p0} = \left( \frac{Q_v}{x} \right)_{p_0} = k_v \cdot \sqrt{p_0} \quad (5.27)$$

gradientul de debit și cu:

$$k_{x0} = \left( \frac{Q_v}{p} \right)_{x_0} = \frac{k_v \cdot x_0}{2 \cdot \sqrt{p_0}} \quad (5.28)$$

gradientul presiune-debit al ventilului.

Caracteristica ventilului de frânare va fi:

$$\Delta Q_v = k_{p0} \cdot \Delta x + k_{x0} \cdot \Delta p \quad (5.29)$$

unde:

$$\Delta x = x - x_0 \quad (5.30)$$

și

$$\Delta p = p - p_0 \quad (5.31)$$

În regim staționar:

$$Q_{v0} = k_{p0} \cdot x_0 + k_{x0} \cdot p_0 \quad (5.32)$$

Caracteristica ventilului capătă forma liniară:

$$Q_s = k_{p0} \cdot x + k_{x0} \cdot p \quad (5.33)$$

Ecuația de continuitate devine:

$$Q_{1mm} - Q_{1mc} - k_{ce} \cdot p - k_c (p - p_c) - k_{p0} \cdot x = \frac{V_t}{\varepsilon \cdot p} \quad (5.34)$$

unde:

$$k_{ce} = k_{1mc} + k_{x0} \quad (5.35)$$

Aplicând transformatele Laplace acestei ecuații și utilizând relațiile (5.22) și (5.34)

rezultă:

$$Q_{1mm} - Q_{1mc} - k_{ce} \cdot p - k_c \left( p - \frac{A_c \cdot s \cdot x}{1 + \frac{s}{\omega_1}} \right) - k_{p0} \cdot x = \frac{V_t}{\varepsilon} \cdot S_p \quad (5.36)$$

Tinând seama de relația (5.24), ecuația (5.36) devine:

$$(Q_{1mm} - Q_{1mc}) \cdot \left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right) - k_{p0} \cdot x \left[ 1 + \left( \frac{1}{\omega_1} + \frac{A_c}{k_{p0}} \right) \cdot s \right] = p \cdot k_{ce} \left[ \frac{s^2}{\omega_1 \cdot \omega_3} + \frac{1}{\omega_3} \left( 1 + \frac{\omega_3}{\omega_1} + \frac{V_c}{V_t} \right) \cdot s + 1 \right] \quad (5.37)$$

unde:

$$\omega_3 = \frac{2k_{ce}}{V_t} \quad (5.38)$$

este pulsatiile naturală corespunzătoare volumului de lichid din nodul de presiune.

Admitând ipoteza ventilului de frânare fără drosel de amortizare se ajunge la ecuația caracteristică de ordinul trei:

$$\frac{s^3}{\omega_3 \cdot \omega_n^2} + \frac{s^2}{\omega_m^2} + \left( \frac{A_c^2}{k_{ch} \cdot k_{ce}} + \frac{1}{\omega_3} \right) \cdot s + \frac{k_{p0} \cdot A_c}{k_{ce} \cdot k_{ch}} + 1 = 0 \quad (5.39)$$

Dacă se recurge la analiza stabilității ventilului, criteriul de stabilitate algebric conduce la următoarea condiție de stabilitate:

$$\frac{A_c^2}{k_{ch} \cdot k_{ce}} + \frac{1}{\omega_3} > \frac{1}{\omega_3} \left( \frac{k_{p0} \cdot A_c}{k_{ce} \cdot k_{ch}} + 1 \right) \quad (5.40)$$

$$\frac{V_l}{\varepsilon} < \frac{A_c}{k_{p0}} (k_{lmc} + k_{x0}) \quad (5.41)$$

Stabilitatea ventilului fără drosel de amortizare este condiționată, deci inacceptabilă în practică.

Cu cât rezistența hidraulică a droselului este mai mare, cu atât pulsatiile naturale a ventilului este mai apropiată de cea hidraulică.

$$\omega_h = \sqrt{\frac{R_h}{m_c}} \quad (5.42)$$

$$R_h = \frac{\varepsilon \cdot A_c^2}{V_c} \quad (5.43)$$

$R_h$  fiind rigiditatea hidraulică.

În acest caz funcția de transfer a ventilului de frânare devine:

$$W_p = \frac{p}{F_{oc}} = \frac{k_{p0} \cdot A_c \cdot \left[ 1 + \left( \frac{1}{\omega_1} + \frac{A_c}{k_{p0}} \right) \cdot s \right]}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_2} \right) \cdot \left( 1 + \frac{s}{\omega_2} \right) \cdot \left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right) \cdot \left[ \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2 \left( \frac{\omega_1}{2\omega_n} \right)}{\omega_n} \cdot s + 1 \right]} \quad (5.44)$$

Se poate observa că dinamica ventilului se poate controla prin rezistența droselului care intervine în expresia pulsatiei naturale  $\omega_2$ , la orice valoare a volumului  $V_l$ .

În concluzie, dimensionarea corectă a droselului de amortizare asigură ventilului de frânare o stabilitate necondiționată [5].

Pulsatiile  $\omega_1$  și  $\omega_3$  fiind foarte mari, funcția de transfer poate fi aproximată prin relația simplă:

$$W_p \approx \frac{A_c \cdot A_{p0} / k_{ch} \cdot k_{ce}}{\left(1 + \frac{s}{\omega_2}\right) \cdot \left(1 + \frac{s}{\omega_3}\right)} \quad (5.45)$$

care poate fi direct utilizată în proiectare.

Rezultatele analizei sunt prezentate sintetic în Fig.5.1.3, 5.1.4, 5.1.5, 5.1.6, 5.1.7.

Curbele s-au obtinut prin integrarea numerică a funcțiilor de transfer.

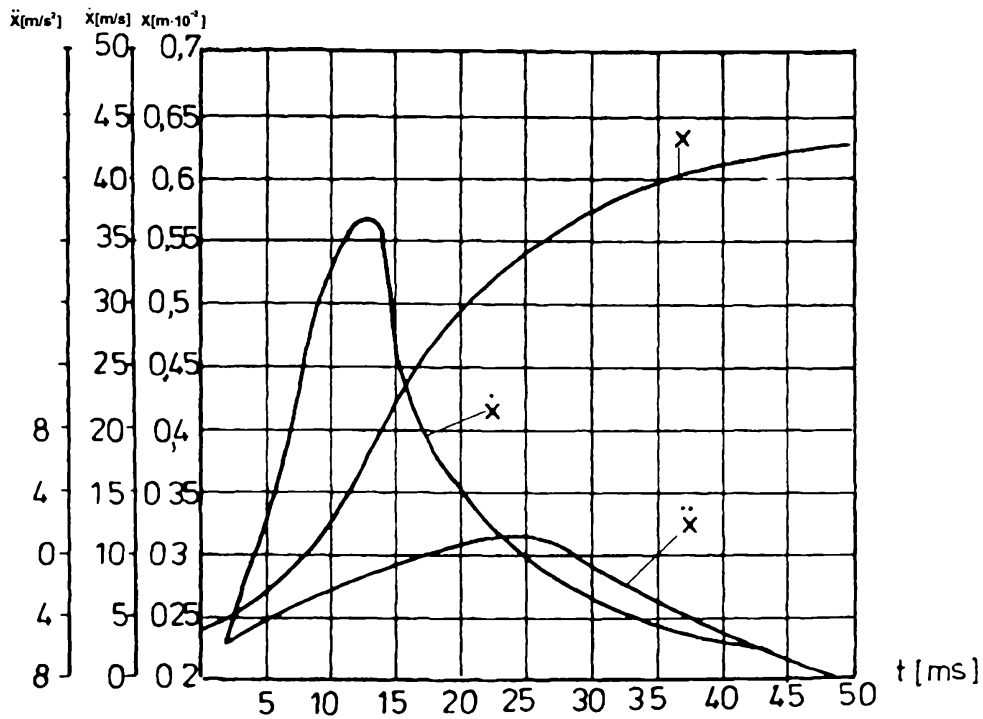


Fig. 5.1.3 Evoluția parametrilor cinematici ai sertonului

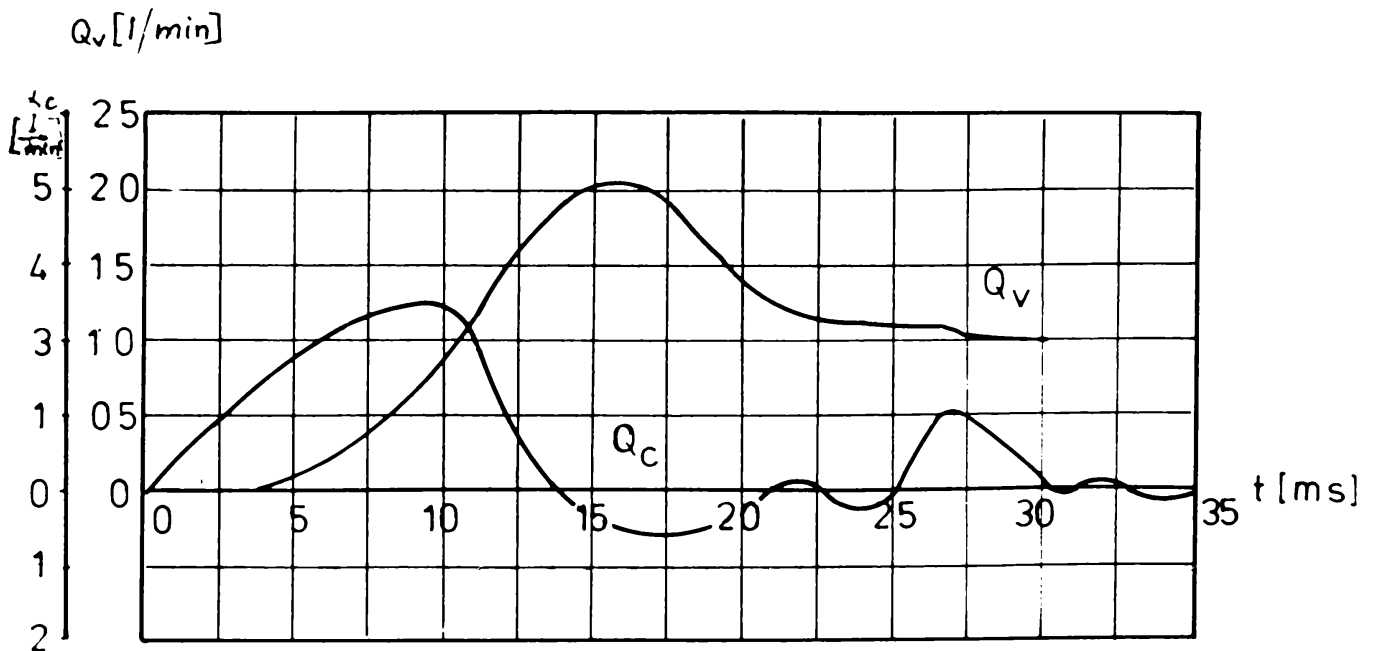


Fig. 5.1.4 Variația debitelor



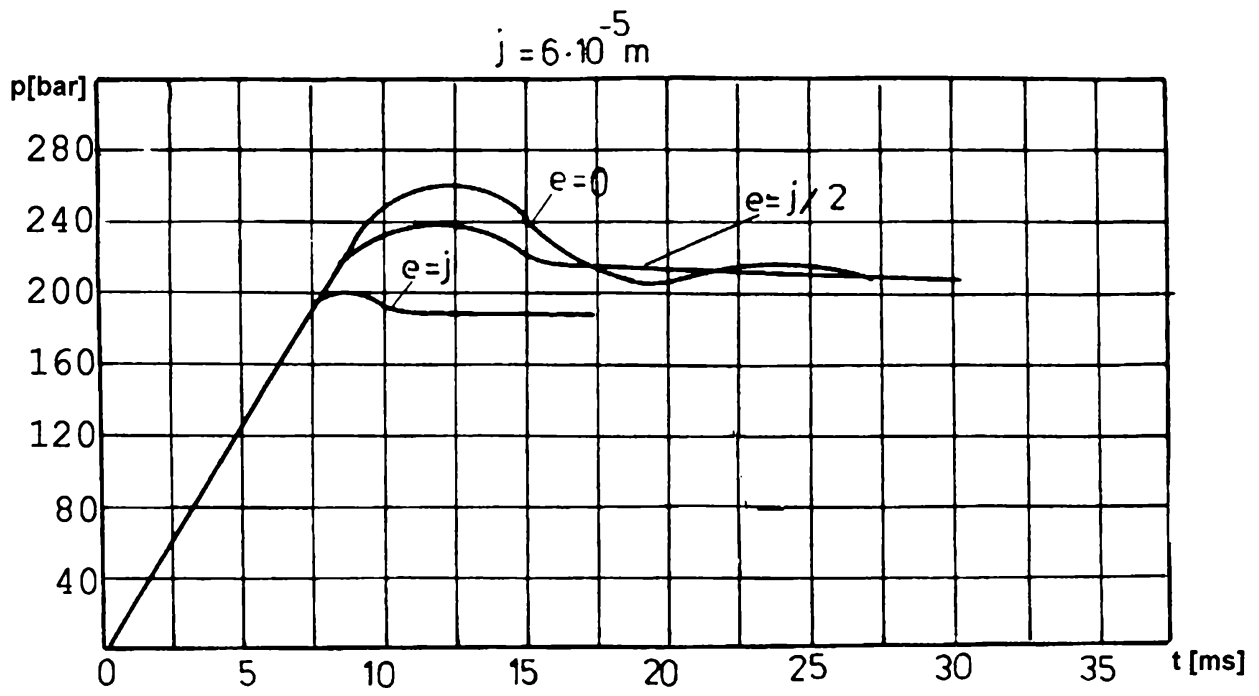


Fig. 5.1.5 Influenta excentricității

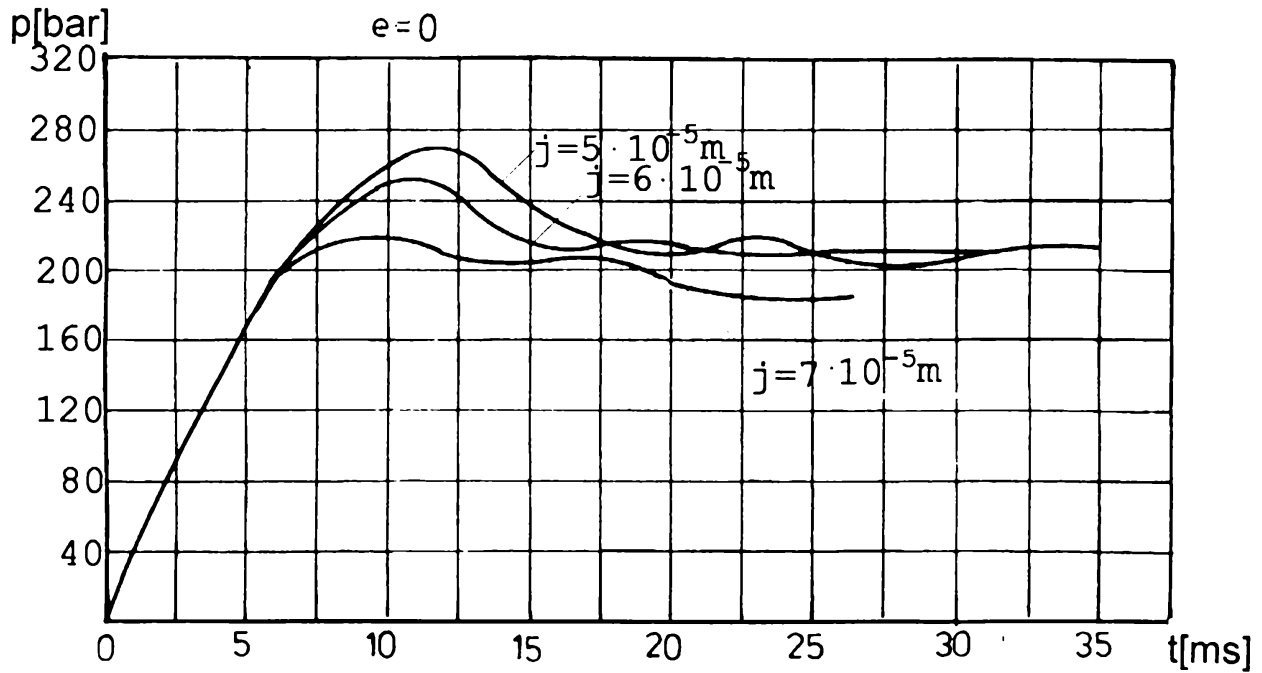


Fig. 5.1.6 Influenta jocului

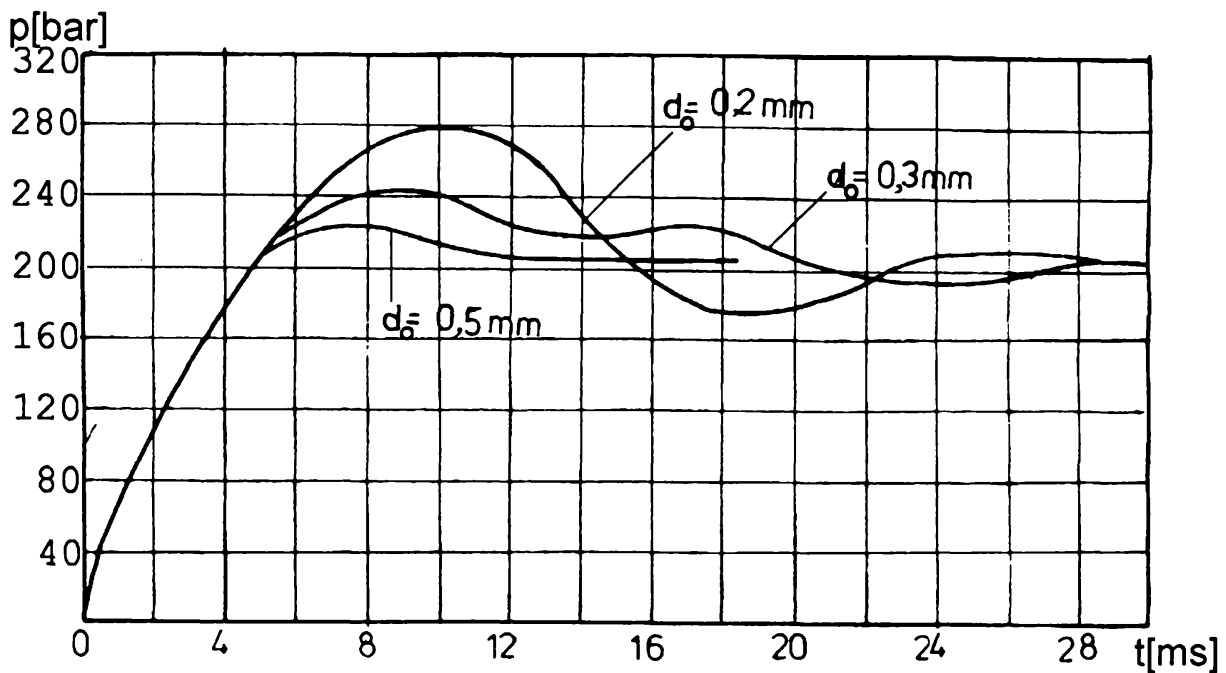


Fig. 5.1.7 Influenta diametrului droselului de amortizare

Curgerea reală în drosel este turbulentă. Aceasta introduce o cădere de presiune apreciabilă, temporizând deschiderea ventilului de frânare în sensul evacuării uleiului din motorul hidraulic.

Pentru ca frânarea să fie eficientă trebuie ca sistemul să prezinte o comportare dinamică favorabilă.

În vederea evidentierii comportării dinamice se recurge la modelarea sistemului, urmată de simularea comportării dinamice.

Comportarea stabilă a sistemului este o cerință indispensabilă, motiv pentru care se va proceda la analiza frecvențială a sistemului, vizând estimarea rezervelor de stabilitate.

### 5.1.1. Modelarea matematică

Modelele matematice se construiesc pe bază ecuațiilor de mișcare și de continuitate.

Pentru pompa cu capacitate reglabilă ecuațiile care descriu modelul matematic neliniar, sunt dezvoltate în ideea accepțiunii sistemice din Fig. 5.1.8.

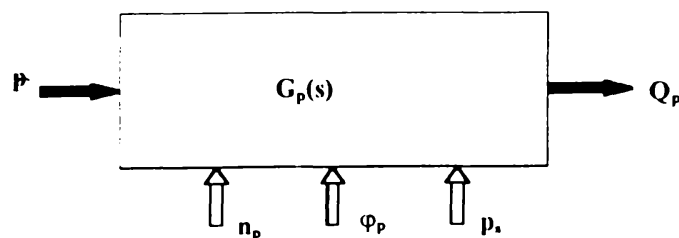


Fig 5.1.8 Schema bloc a pompei

Astfel:

$$Q_p = V_{gp} \cdot n_p - k_Q \cdot p - \frac{V}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (5.46)$$

$$I \frac{d n_p}{dt} + k_n \cdot n_p + V_{gp} \cdot (p_p + \Delta_p - p_{cr}) + c \cdot f \cdot V_{gp} (p_p + \Delta_p - p_{cr}) = M_M \quad (5.47)$$

unde:

$Q_p$ -debitul pompei [m<sup>3</sup>/s];

$V_{gp}$ -capacitatea pompei [cm<sup>3</sup>/rot];

$n_p$ -turatia pompei [rot/min];

$k_Q$ -gradientul liniarizat al pierderilor de debit;

$p$  -presiunea la racordul pompei;

$p_p$ -presiunea instantanee din pompă [N/m<sup>2</sup>];

$E$ -modulul de elasticitate al lichidului [N/m<sup>2</sup>];

$V$ -cantitatea de lichid din spatiile inactive ale pompei [cm<sup>3</sup>];

$I$ -momentul de inertie redus la axul pompei;

$k_n$ -gradientul liniarizat al pierderilor de turatie;

$\Delta_p$ -presiunea legăturii LS [N/m<sup>2</sup>];

$p_{cr}$ -presiunea de comandă a regulatorului pompei [N/m<sup>2</sup>];

$c_f$ -coeficientul de frecare uscată;

$M_M$ -momentul motor.

Modelul distribuitorului cu functionare continuă (proportională) este descris pe baza cvadripolului prezentat în Fig.5.1.9, după cum urmează:

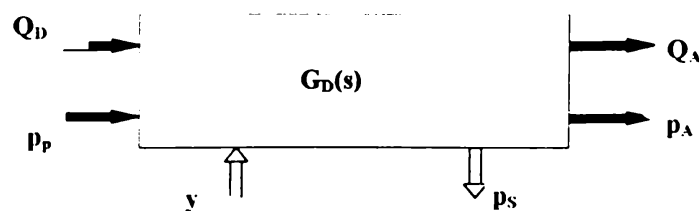


Fig.5.1.9 Schema bloc a distribuitorului

$$Q_D = 2\pi d C_d (y - y_0) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_A + p_E)} \quad (5.48)$$

$$F = m \frac{d^2 y}{dt^2} + h \frac{dy}{dt} + k(y - y_0) + 2C_d \cdot C_v \cdot \pi d (y - y_0) (p_p - p_A + p_E) \cos \varphi \quad (5.49)$$

Supapa din corpul distribuitorului (Fig.5.1.10) se modeleaza prin ecuatiile:

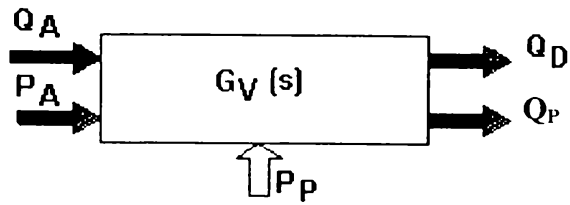


Fig 5.1.10 Schema bloc a supapei

$$Q_D = Q_P - Q_S - Q_{SP} \quad (5.50)$$

$$Q_S = C_{DSP} \cdot \pi \cdot D \cdot X_S \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_P} \quad (5.51)$$

$$Q_{SP} = C_{DS} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_P - p')} \quad (5.52)$$

$$Q_{SP} = A_S \frac{dx_S}{dt} + a_1 \cdot p' + \frac{V'}{E} \cdot \frac{dp'}{dt} \quad (5.53)$$

Modelul matematic al ansamblului format din ventil de frânare și motor hidraulic rotativ se construiește pe baza elementelor constructive prezentate în Fig5.1.2. respectând schema bloc din Fig.5.1.11.

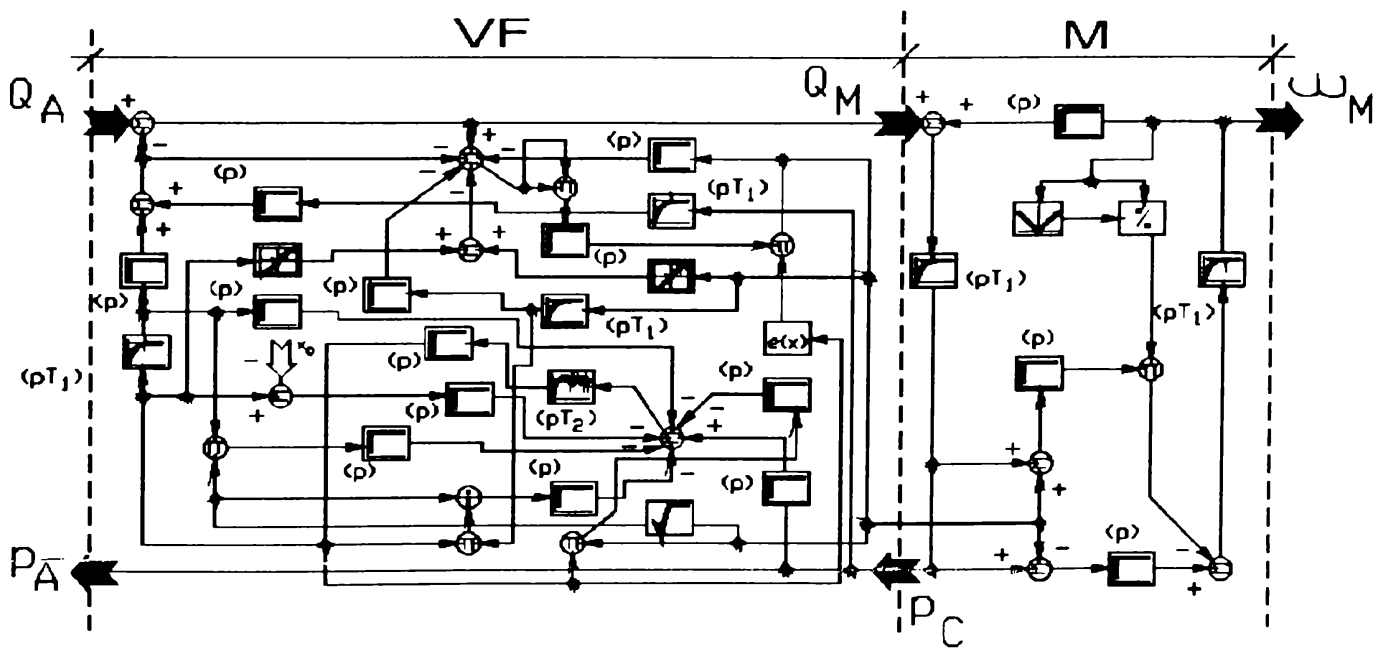


Fig. 5.1.11 Schema bloc a sistemului

Astfel:

$$Q_M = V_{gM} \cdot n_M + k_{QM} \cdot p_M + \frac{V_{gM}}{2E} \cdot \dot{p}_M \quad (5.54)$$

$$I_M \cdot n_M + k_n \cdot n_M + C_{fm} \cdot \frac{V_{gM}}{2\pi} \cdot (p_M - p) + M = \frac{V_{gM}}{2\pi} \cdot (p_M - p) \quad (5.55)$$

$$Q_M = C_D \cdot k_v \cdot \exp(x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot p \quad (5.56)$$

$$m_e \cdot \dot{x} = A_c \cdot p_c - k_e \cdot (x - x_0) - k_h \cdot x \cdot p - k_{h1} \cdot x \cdot \sqrt{p} - k_{h2} \cdot x \cdot p \cdot \frac{I_M}{\sqrt{p}} - k_f \cdot x \quad (5.57)$$

$$\frac{V_t}{E} \cdot \dot{p} = Q_M - Q_V - Q_C - \Delta Q_M - Q_E \quad (5.58)$$

$$\frac{V_c}{E} \cdot \dot{p}_c = Q_c - A_c \cdot \dot{x} \quad (5.59)$$

unde:

- $V_{gM}$ -volumul geometric al motorului hidraulic;
- $k_{QM}$ -gradientul liniarizat al pierderilor de debit;
- $I_M$ -momentul de inerție redus la axa motorului;
- $k_n$ -gradientul liniarizat al pierderilor de turatie;
- $c_m$ -coeficientul frecării uscate în lagare;
- $k_v$ -coeficient de proportionalitate;
- $\exp(x)$ -functia de variatie a sectiunii droselului;
- $m_e$ -masa echivalentă a părților ventilului aflate în miscare;
- $A_c$ -aria suprafetei de comandă;
- $k_c$ -coeficient de elasticitate echivalent a arcurilor din ventil;
- $k_h, k_{h1}, k_{h2}$ -coeficientii frecării vâscoase;
- $k_f$ -coeficientul frecărilor uscate;
- $V_t$ -volumul de ulei comprimat între ventil si motor;
- $V_c$ -volumul de ulei comprimat în cavitatea de comandă [4].

Pe baza modelului matematic prezentat este dezvoltat modelul de simulare pe computer, descris în paragraful următor.

### **5.1.2. Simularea comportării dinamice**

Modelul matematic obtinut descrie comportarea sistemului atât în faza de demarare cât și în cea de frânare. În continuare se prezintă analiza comportării pentru faza de decelerare.

Modelul de simulare este dezvoltat prin aplicarea transformatei Laplace sistemului de ecuatii obtinut.

Ecuațiile caracteristice se obtin în urma aplicării aritmeticii funcțiilor de transfer, după cum urmează:

$$N(s) = \frac{W_2}{1 + W_2 \cdot (W_{31} - M) \left( W_{33} - \frac{N}{W_2} \right) \cdot W_{32} \cdot W_{34} \cdot W_{35} \cdot W_{36}} \quad (5.60)$$

$$W_1(s) = \frac{k_{QA}}{1 + T_D \cdot s} \quad (5.61)$$

$$W_2(s) = \frac{1}{V_{gM}} \quad (5.62)$$

$$W_{31}(s) = \frac{1}{I_M \cdot s^2 + k_{Tp} \cdot s + k_{ss}} \quad (5.63)$$

$$W_{32}(s) = 2\pi \cdot W_2(s) = \frac{2\pi}{V_{gM}} \quad (5.64)$$

$$W_{33}(s) = \frac{1}{k_p} \quad (5.65)$$

$$W_{34}(s) = \frac{1}{k_x} \quad (5.66)$$

$$W_{35}(s) = \frac{A_c}{m_c \cdot s^2 + k_c \cdot s + k_h} \quad (5.67)$$

$$W_{36}(s) = \frac{k_{Qc}}{1 + T_c \cdot s} \quad (5.68)$$

Aceste expresii s-au obtinut prin neglijarea neliniarităților esentiale. Cercetările întreprinse [7] demonstrează validitatea relațiilor în cazul de față. Erorile sunt neesențiale.

Expresia (5.60) oferă două relații pentru mărimea de ieșire, scrise pentru faza de frânare. Se obține funcția de transfer:

$$W_{ny}(s) = \frac{k_{Mn}}{T_{n3} \cdot s^3 + T_{n2} \cdot s^2 + T_{n1} \cdot s + 1} \quad (5.69)$$

respectiv:

$$W_{py}(s) = W_{ny}(s) \cdot W_{pn}(s) \quad (5.70)$$

$$W_{pn}(s) = (W_{31} - M) \cdot W_{32} \quad (5.71)$$

rezultă:

$$W_{py}(s) = \frac{A_2 \cdot s^2 + A_1 \cdot s + A_0}{T_{p5} \cdot s^5 + T_{p4} \cdot s^4 + T_{p3} \cdot s^3 + T_{p2} \cdot s^2 + T_{p1} \cdot s + k_{ss}} \quad (5.72)$$

unde:

$A_i = f$  (caracteristicile motorului)

$T_{pi} = f$  (caracteristicile ventilului și motorului)

$T_{ni} = f$  (caracteristicile ventilului și motorului)

Simularea a fost efectuată pe calculator, aplicând semnalul treaptă de intrare în sensul scăderii debitului de alimentare ( $y = -1$ ) [13].

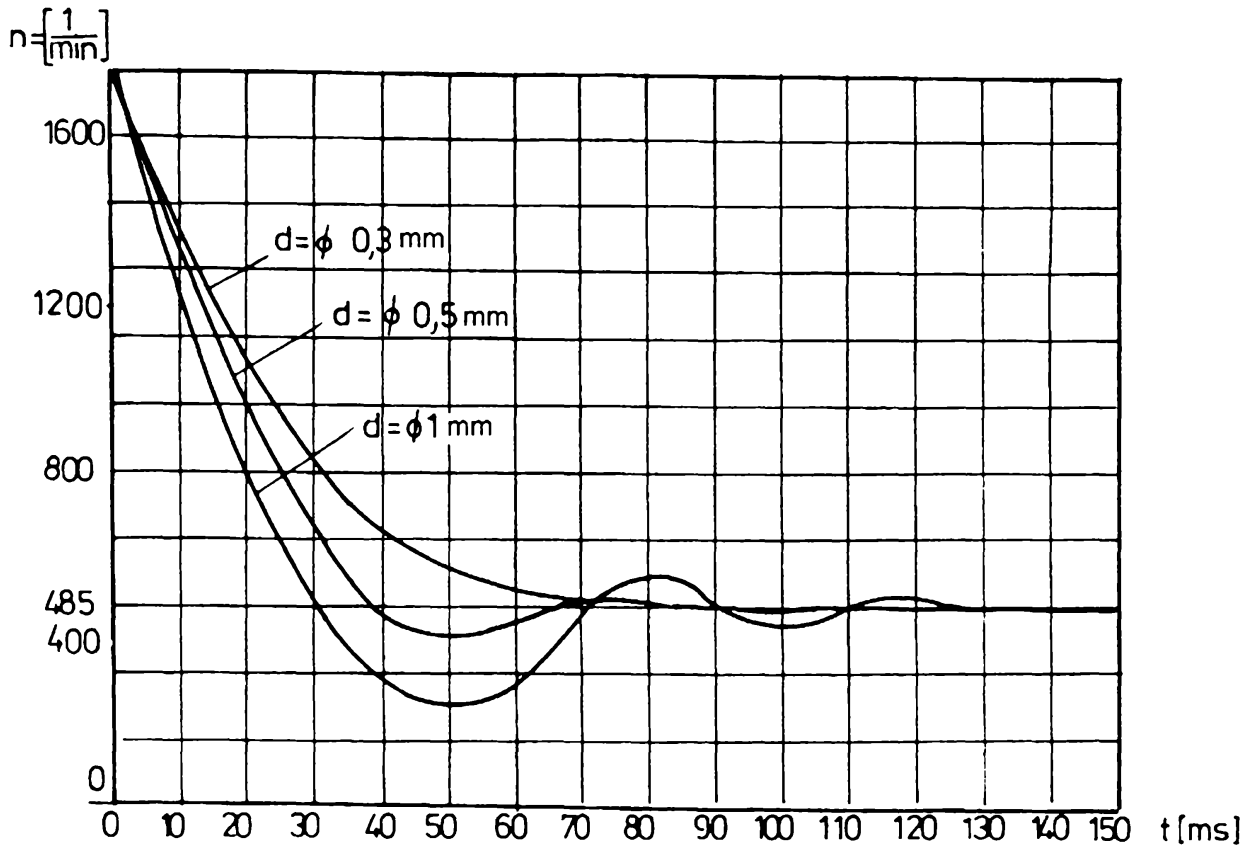


Fig.5.1.12 Variatia turatiei

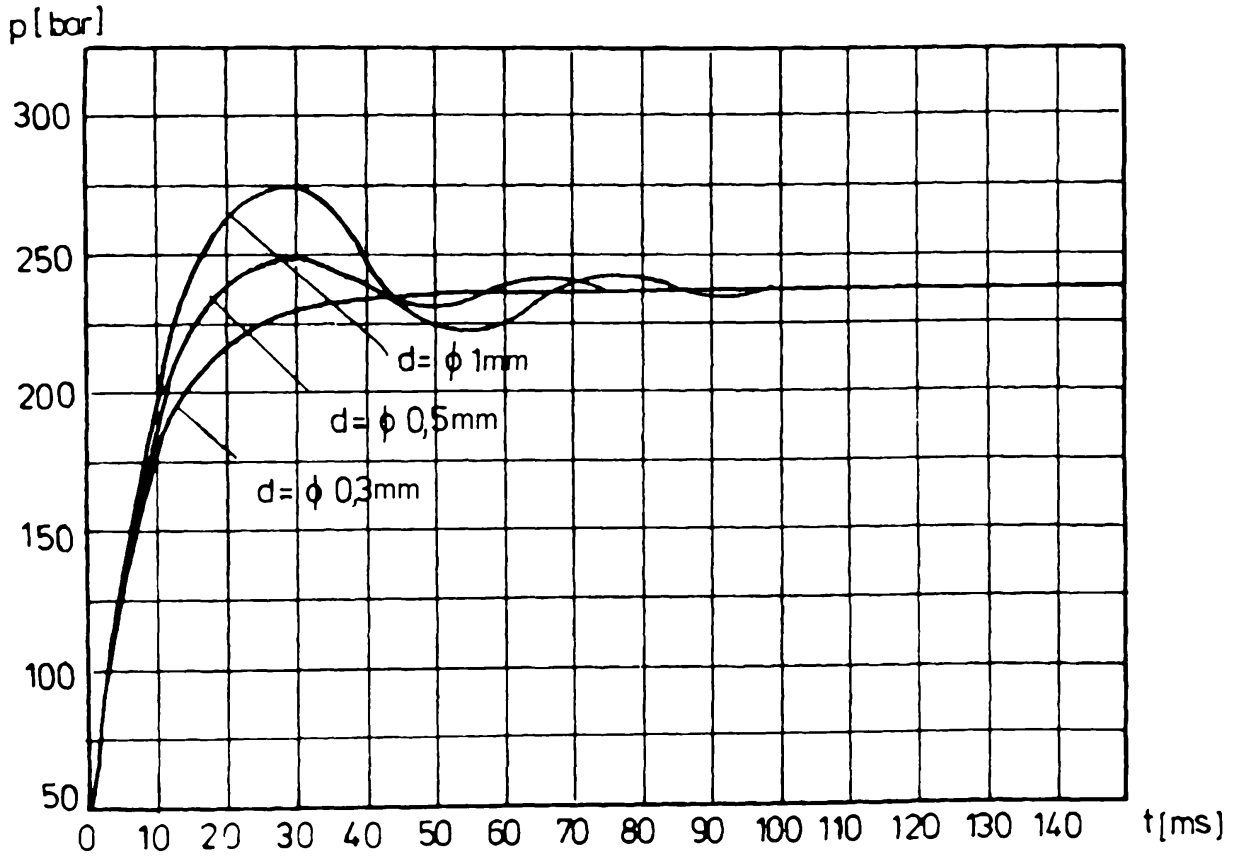


Fig. 5.1.13 Variatia presiunii

Se obtine în final raspunsul la semnal treapta pentru trei valori ale diametrului droselului de amortizare. Rezultatele simulării sunt reprezentate în Fig.5.1.12 și Fig.5.1.13.

Se remarcă o amortizare mai bună pentru valori mai mici ale diametrului droselului de amortizare. Sub valoarea  $\phi$  0,3 amortizarea devine aperiodică, însă pentru o bună funcționare a ventilului, este necesară filtrarea corespunzătoare a uleiului. Totodată execuția droselului la această dimensiune devine dificilă.

De aceea în practică se admite compromisul de a avea amortizare oscilantă care asigură încă performanțe dinamice superioare. S-a efectuat și simularea asistată de calculator pentru procese neliniare. În acest sens rezultatele sunt prezentate în materialul bibliografic [5],[13].

Diferențele sunt ne semnificative deoarece s-au neglijat doar neliniaritățile neesențiale. Pierderea prin efortul suplimentar depus în vederea efectuării simulării continue, nu este justificată.

Rezultatele obținute în urma investigațiilor făcute asupra modelului de simulare liniarizat satisfac în bună măsură cerințele impuse de aplicațiile realizate cu sistemul în cauză.

### **5.1.3. Analiza performanțelor sistemului**

Sistemul dinamic format din ventil de frânare și motor hidraulic este ansamblul care influențează în mod direct calitatea regimului de frânare. Regimul tranzitoriu prezent la instalarea fazei de frânare impune în mod necesar o analiză în vederea identificării acestuia. În acest sens se apelează la metode de analiză frecvențiale.

Din funcția de transfer  $G_{ny}(s)$  exprimată prin ecuația (5.69) se obține funcția de frecvență:

$$W_{ny}(j\omega) = \text{Re}(\omega) + j \cdot \text{Im}(\omega) \quad (5.73)$$

Din care:

$$A(\omega) = \sqrt{\text{Re}^2(\omega) + \text{Im}^2(\omega)} \quad (5.74)$$

$$\Phi(\omega) = -\arctg \frac{\text{Im}(\omega)}{\text{Re}(\omega)} \quad (5.75)$$

$$A_{dB} = 20 \cdot \lg A(\omega) \quad (5.76)$$

Reprezentând diagrama Bode corespunzătoare acestor expresii, se obțin caracteristicile din Fig.5.1.14.

Acestea stau la baza estimării stabilității sistemului prin aplicarea criteriului Bode.

Rezervele de stabilitate sunt determinate pe baza marginii de amplitudine și marginii de fază.



Conform criteriului Bode, urmărind și Fig.5.1.14, sistemul este stabil pentru că  $r_\phi > 0$  și  $r_M(\text{dB}) > 0$ , acestea reprezentând rezervele de stabilitate ( $r_\phi = 180^\circ$ ,  $r_M(\text{dB}) = 32$ ).

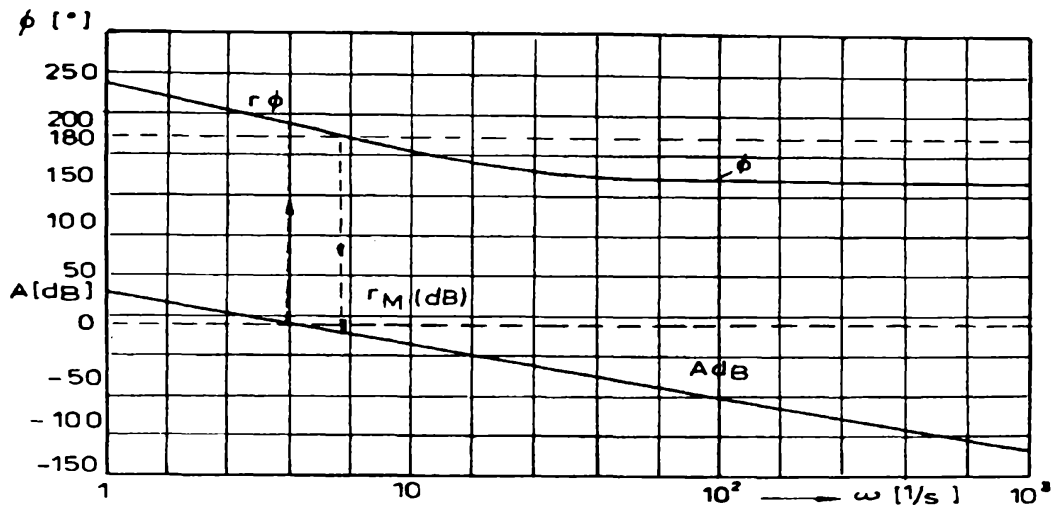


Fig.5.1.14 Diagrama Bode

Diagrama Bode s-a construit pentru diametrul de  $\phi$  0,3 a droselului de amortizare. Rezervele de stabilitate se pot mări prin mărirea orificiului calibrat al droselului, în defavoarea rapidității sistemului.

În final se pot concluziona următoarele:

- modelul liniar de simulare furnizează date corecte privind stabilitatea sistemului;
- din punct de vedere calitativ, sistemul poate fi analizat cu suficientă precizie prin simulare numerică pentru procese neliniare;
- marginea de amplitudine și marginea de fază au valori cuprinse în domeniul admis pentru sisteme dinamice de acest gen ( $r_\phi \in 0^\circ - 300^\circ$ ,  $r_M(\text{dB}) \in 0 - 45$ );
- funcția exponențială pentru variația secțiunii de trecere este compatibilă cu rolul funcțional al ventilului de frânare;
- răspunsul acestuia din urmă este puternic influențat de deschiderea droselului de amortizare;
- ca urmare, erorile probabile de execuție pentru dimensiuni atât de mici și fenomenul de colmatare la un grad avansat de contaminare a uleiului, pot afecta serios stabilitatea.
- reducerea duratei regimului tranzitoriu este condiționată de diametrul droselului de amortizare, de jocul radial al sertarului și excentricitatea acestuia.

Diagramele trasate pentru dependentele dintre performanțe dinamice și caracteristicile constructive facilitează sinteza, permitând o alegere științifică a elementelor constructive în concordanță cu unele performanțe dinamice și pret de cost (Fig.5.1.15)

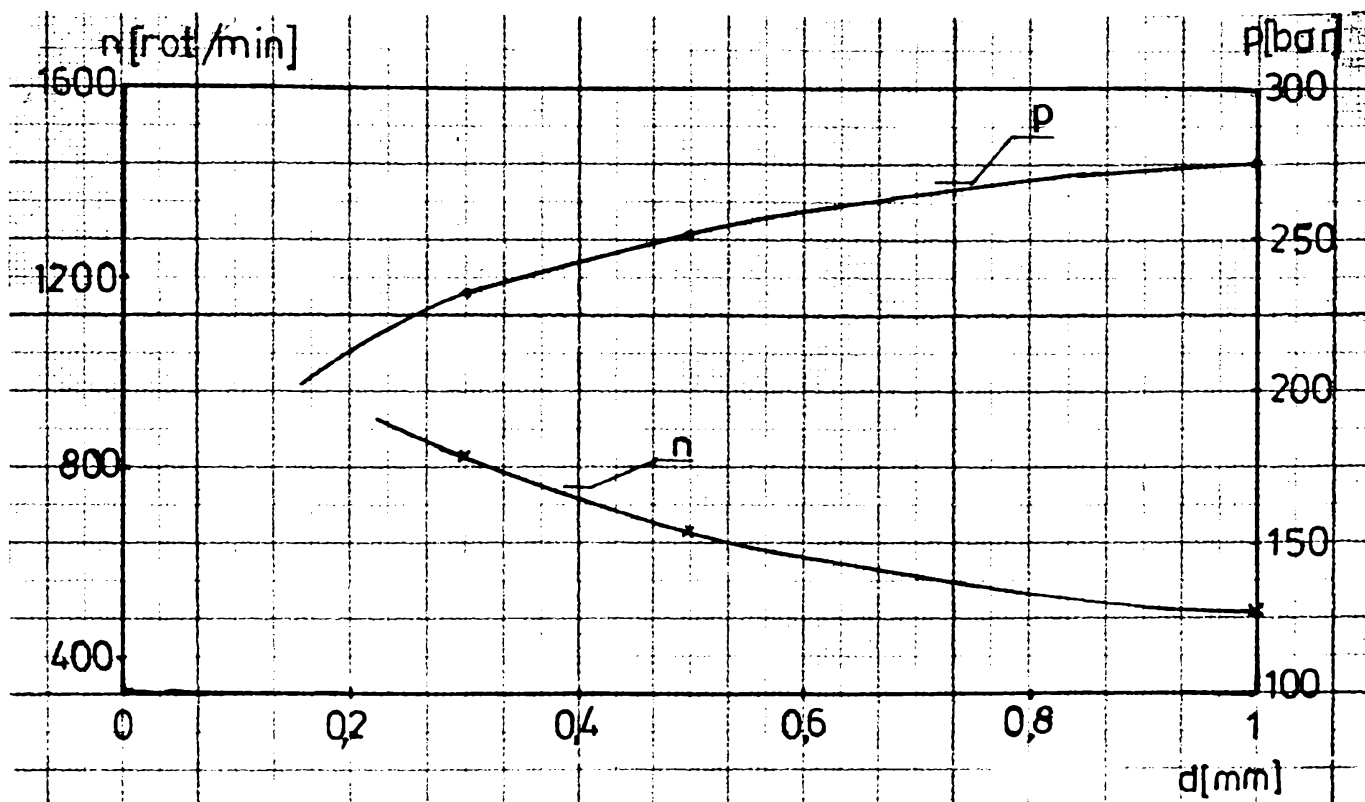


Fig. 5.1.15 Modificarea turatiei si presiunii cu diametrul droselului

## 5.2. Transmisii hidrostactice în circuit închis

Transmisiile hidrostactice în circuit închis fiind mai răspândite în sfera sistemelor de propulsie, studiul lor se va derula pe marginea unor exemple concrete aplicate la propulsarea unor utilaje de constructii.

Principiul de functionare si reglare al acestor transmisii derivă din principiul de functionare al elementelor componente (pompa si motor).

Principiul reglării volumice prezintă o serie de avantaje profitabile, care asigură flexibilitate sporită sistemelor în cauză.

Funcție de tipul elementelor de actionare se pot exemplifica trei sisteme care utilizează pe rând reglaj volumic primar, secundar respectiv dublu.

Schemele sistemelor exemplificate sunt de concepie proprie, functionarea lor fiind verificată în practica, pe prototipurile utilajelor echipate cu acestea.

## 5.2.1. Transmisie cu reglaj volumic primar

Reglajul primar se concretizează la nivelul unității primare din componenta transmisiei hidrostatice. Prin simpla schimbare a volumului geometric al unității primare (pompa), cu păstrarea celorlalti parametrii, se obtin diferite regimuri de lucru.

Pe parcursul reglării au loc fenomene dinamice determinate de constructia transmisiei si de regimul de lucru anterior reglării.

Stapânirea acestor fenomene presupune cunoasterea si evaluarea lor în paralel cu stabilirea corectiilor care se impun.

Se va analiza în continuare comportarea din punct de vedere dinamic a transmisiei hidrostatice concepută si realizată de autor, utilizată la sistemul de propulsie al "Repartizatorului de mixturi asfaltice RMA150", proiectat la S.C. PROMPT S.A. si executat la S.C. U.M.T. S.A. Timisoara.

Schema hidraulică a transmisiei este prezentată în Fig. 5.2.1.

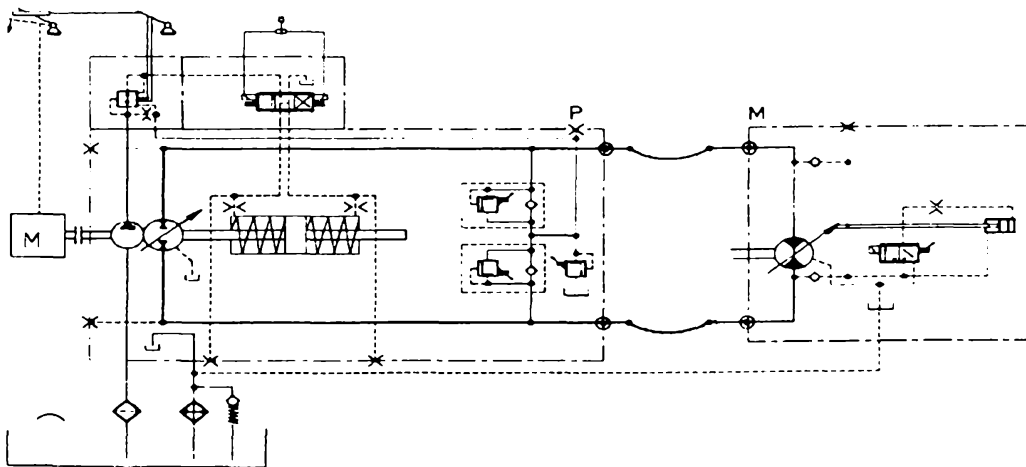


Fig. 5.2.1 Schema hidraulică a transmisiei

Transmisia este echipată cu pompa cu pistoane axiale, cu disc înclinat tip A4VG si motor cu pistoane axiale cu bloc înclinat tip A6V, ambele din productia firmei Rexroth, Germania. Pompa are volumul geometric maxim  $V_{gp}=40\text{cm}^3/\text{rot}$  si este reglabilă continuu prin schimbarea unghiului de înclinare al discului.

Motorul are volumul geometric maxim  $V_{gm}=80\text{cm}^3/\text{rot}$  si este reglabil prin bascularea blocului pistoanelor, avand două pozitii de functionare.

### 5.2.1.1. Descrierea transmisiei

Cilindrul de reglare al pompei principale, în lipsa presiunii de comandă, mentine discul pompei-prin arcurile de reducere-la unghiul zero, astfel încât pompa nu refulează.

În momentul comutării distribuitorului de comandă, cilindrul înclină discul în sensul comandat, determinând o valoare diferită de zero a volumului geometric. Pompa refulează ulei către motor în sensul comandat.

Motorul, în momentul alimentării lui cu presiune, se află la volumul geometric maxim și va porni la turatia corespunzătoare acestuia.

Încetinirea (frânarea) înseamnă reducerea volumului geometric al pompei realizată prin reducerea unghiului de înclinare al discului acesteia.

Datorită inerției mecanismelor motorul devine pompă, dar pompa, datorită volumului ei geometric redus, nu poate aspira debitul cedat de motor și astfel acesta din urmă este frânat.

Fenomenul prezentat este însoțit de aspecte dinamice. Evaluarea acestora se va aborda prin metode teoretice în vederea studiului stabilității sistemului și delimitării regimurilor tranzitorii.

Se propune analiza prin metode frecvențiale datorită simplității modelării matematice.

### 5.2.1.2. Suportul matematic al analizei

Se vor prezenta modelele matematice ale transmisiei în vederea obținerii caracteristicilor de frecvență necesare analizei preconizate.

Pompa este antrenată de motorul termic al utilajului, furnizând debitul volumic:

$$Q_p = n_p \cdot Z_p \cdot S_p \cdot D_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_p \quad (5.77)$$

Motorul utilizează un debit:

$$Q_M = n_M \cdot Z_M \cdot S_M \cdot D_M \cdot \sin \alpha_M \quad (5.78)$$

sau

$$Q_p = n_p \cdot V_{gp} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_p}{\operatorname{tg} \alpha_{p\max}} \quad (5.79)$$

$$Q_M = n_M \cdot V_{gM} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_p}{\operatorname{tg} \alpha_{M\max}} \quad (5.80a)$$

unde:

$n_p, n_M$ -turatia pompei respectiv motorului;

$z_p, z_M$ -numar pistoane pompă respectiv motor;

$S_p, S_M$ -suprafata piston pompă respectiv motor;

$D_p, D_M$ -diametrul de asezare pistoane pompă respectiv motor;

$\alpha_p, \alpha_M$ -unghiul discului (blocului) pompă (motor).

Stabilirea caracteristicilor de frecvență are la bază modelul matematic liniarizat al sistemului. Influența neliniarităților se va analiza în cadrul capitolelor ce urmează.

Liniarizarea se va obține în condițiile unei variații mici ale parametrului de reglare, și ale unor condiții la limită privind vârfurile de presiune la care intră în funcțiune supapele de siguranță.

Astfel se poate scrie:

$$Q_p = k_{q\alpha} \cdot \alpha_p \quad (5.80b)$$

Se presupune că oscilațiile presiunii în conducte nu ating valori la care să se deschide supapele de siguranță. Acest lucru înseamnă că ecuația:

$$\begin{cases} Q_{ss}=0 \rightarrow p_{1p}-p_{2p} \leq (p_{1p}-p_{2p})_0 & (5.80) \\ Q_{ss}=k_{ss}[(p_{1p}-p_{2p}) - (p_{1p}-p_{2p})_0] \rightarrow p_{1p}-p_{2p} > (p_{1p}-p_{2p})_0 & (5.81) \end{cases}$$

se poate exclude din modelul matematic.

Se exclude de asemenea ecuația:

$$\begin{cases} Q_{sc} = k_{sc} \cdot \sqrt{p_{sc} - p_{2p}} \rightarrow p_{2p} < p_{sc} & (5.82) \\ Q_{sc}=0 \rightarrow p_{2p} > p_{sc} & (5.83) \end{cases}$$

ținând cont, că la oscilații, presiunea minimă în sistem este egală cu presiunea  $p_{sc}$  sau mai mare decât această mărime.

În condiții de oscilații putem scrie ecuația liniară:

$$M_1 + M_2 = k_M \cdot \omega_M \quad (5.84)$$

unde:

$M_1$  - momentul forțelor de frecare interioare

$M_2$  - momentul forțelor de frecare din lagăre

$$M_1 = (a\omega_M^2 + b\omega_M + c) \cdot \text{sgn}\omega_M \quad (5.84a)$$

$$M_2 = (M_0 + k \cdot \omega_M^2) \cdot \text{sgn}\omega_M \quad (5.84b)$$

$M_0$  - momentul frecării uscate

iar coeficientul  $k_M$  ține cont de acțiunea forțelor frecării hidrodinamice în motorul hidraulic și forțele de frecare în lagăre.

În urma simplificărilor prezentate se obține modelul liniar.

Transformatele Laplace ale modelului liniar sunt după cum urmează (raportate la racordurile P și M):

$$A \cdot v_{1p}(s) + k_{p1} \cdot \Delta p_p(s) + k_{p2} \cdot p_{1p}(s) = k_{Q\alpha} \cdot \alpha_p(s) \quad (5.85)$$

$$A \cdot v_{2p}(s) + k_{pi} \cdot \Delta p_p(s) - k_{pj} \cdot p_{2p}(s) = k_{Q\alpha} \cdot \alpha_p(s) \quad (5.86)$$

$$A \cdot v_{1M}(s) + k_{Mi} \cdot \Delta p_M(s) - k_{Mj} \cdot p_{1M}(s) = V_{gM} \cdot s \cdot \gamma_M(s) \quad (5.87)$$

$$A \cdot v_{2M}(s) + k_{Mi} \cdot \Delta p_M(s) + k_{Mj} \cdot p_{2M}(s) = V_{gM} \cdot s \cdot \gamma_M(s) \quad (5.88)$$

$$I \cdot s^2 \cdot \gamma_M(s) = p_M(s) \cdot V_{gM} + k_M \cdot s \cdot \gamma_M(s) + k_{p2} \cdot \gamma_M(s) \quad (5.89)$$

Ecuatiile care descriu procesele nestationare în conducte se scriu sub forma:

$$\text{ch}[\theta(s)l] \cdot p_{1p}(s) - \frac{E_u \theta(s)}{s} \text{sh}[\theta(s)l] \cdot v_{1p}(s) = p_{1M}(s) \quad (5.90)$$

$$\frac{s}{E_u \theta(s)} \text{sh}[\theta(s)l] \cdot p_{1p}(s) + \text{ch}[\theta(s)l] \cdot v_{1p}(s) = v_{1M}(s) \quad (5.91)$$

$$\text{ch}[\theta(s)l] \cdot p_{2p}(s) - \frac{E_u \theta(s)}{s} \text{sh}[\theta(s)l] \cdot v_{2p}(s) = p_{2M}(s) \quad (5.92)$$

$$\frac{s}{E_u \theta(s)} \text{sh}[\theta(s)l] \cdot p_{2p}(s) + \text{ch}[\theta(s)l] \cdot v_{2p}(s) = v_{2M}(s) \quad (5.93)$$

Diagrama bloc corespunzătoare sistemului este prezentată în Fig.5.2.2. Modelele matematice s-au prezentat după trecerea lor în Laplace.

Rezultă funcția de transfer a sistemului:

$$w_{\gamma\alpha}(s) = \frac{\gamma_M(s)}{\alpha_p(s)} = \frac{k_{Q\alpha}}{V_{gM} \cdot s \cdot \{X(s)\text{ch}[\theta(s)l] + Y(s)\text{sh}[\theta(s)l]\}} \quad (5.94)$$

unde: 
$$X(s) = 1 + \frac{k_p + k_M}{V_{gM} \cdot s} \cdot \frac{p_M(s)}{\gamma_M(s)} \quad (5.95)$$

$$Y(s) = \frac{2 \cdot E_u \cdot k_p \cdot \theta(s)}{A \cdot s} + \frac{A \cdot p_M(s)}{2 \cdot V_{gM} \cdot E_u \cdot \theta(s)} \cdot \left[ 1 + \frac{4 \cdot k_p \cdot k_M \cdot E_u^2 \cdot \theta^2(s)}{A^2 \cdot s^2} \right] \quad (5.96)$$

$$k_p = k_{pi} + \frac{k_{pj}}{2} \quad k_M = k_{Mi} + \frac{k_{Mj}}{2} \quad (5.97)$$

Înlocuind  $s$  cu  $j\omega$ , obținem funcția de frecvență care permite construirea caracteristicilor de frecvență:

$$w_{\gamma\alpha}(j\omega) = \frac{k_{Q\alpha}}{V_{gM} \cdot j\omega \cdot \{X(j\omega)\text{ch}[\theta(j\omega)l] + Y(j\omega)\text{sh}[\theta(j\omega)l]\}} \quad (5.98)$$

$$A(\omega) = \sqrt{\text{Re}^2(w_{\gamma\alpha}) + \text{Im}^2(w_{\gamma\alpha})} \quad (5.99)$$

$$\Phi(\omega) = \arctg \frac{\text{Im}(w_{\gamma\alpha})}{\text{Re}(w_{\gamma\alpha})} \quad (5.100)$$

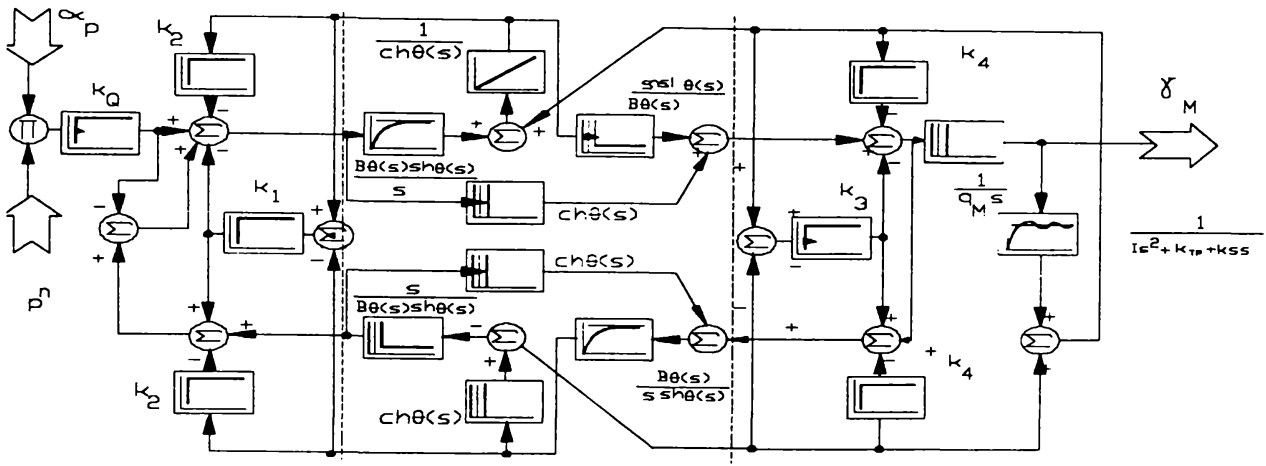


Fig. 5.2.2 Diagrama bloc a sistemului

$$A_{dB}(\omega) = 20 \lg A(\omega) \quad (5.101)$$

Diagrama bloc echivalenta completată cu transformările din unghi în turatie, este prezentată în Fig.5.2.3.



Fig. 5.2.3 Diagrama bloc echivalentă

Diagramele Bode corespunzatoare functiei de transfer sunt prezentate în Fig.5.2.4.a,b, alături de diagrama Black din Fig.5.2.4.c.

### 5.2.1.3. Studiul stabilității și performanțelor sistemului

Analizând caracteristicile de frecvență (diagramele Bode) pentru evaluarea stabilității sistemului studiat, se remarcă lătimea mare a acestora.

Domeniul cuprinde două valori de rezonanță  $n_{r1}=20.78 \text{ rad/s}$  și  $n_{r2}=1992,9 \text{ rad/s}$ , care determină maximele aferente ale amplitudinii.

Facând abstracție de zonele de rezonanță, prin aplicarea criteriului Bode constatăm faptul că sistemul este stabil prezentând rezerva de stabilitate evaluată prin:

-marginea de amplitudine:

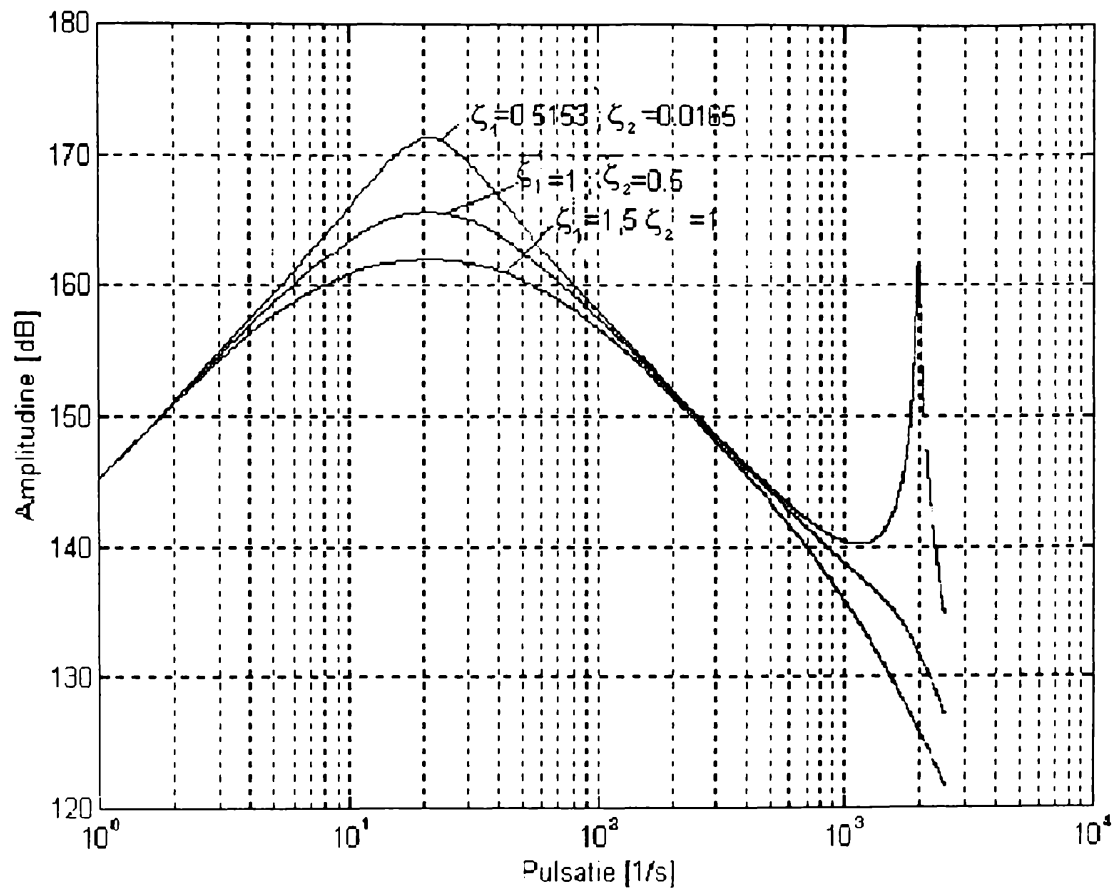


Fig.5.2.4 a Diagrama Bode - Amplitudine

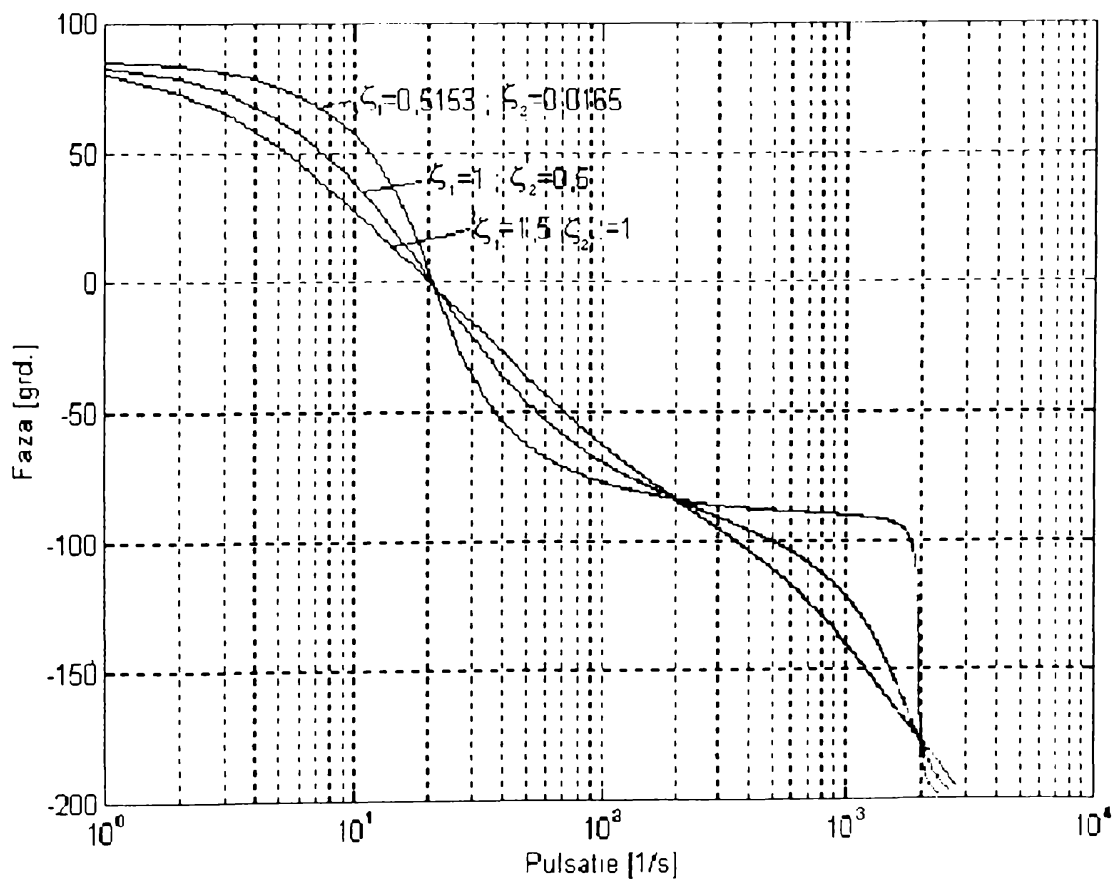


Fig. 5.2.4 b Diagrama Bode - Faza



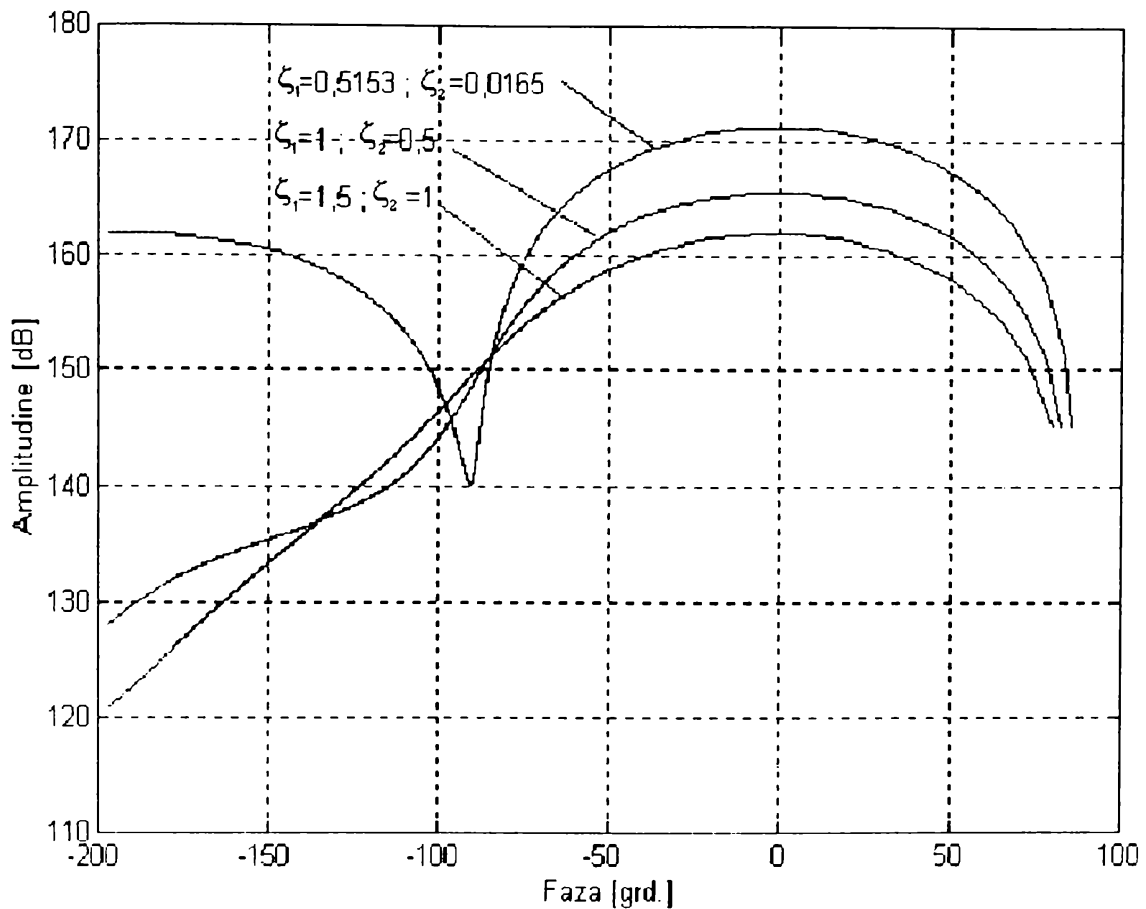


Fig. 5.2.4c Diagrama Black

$$m_1[\text{dB}] = -[H(\omega\pi)][\text{dB}] \approx 8 \text{ dB} \quad (5.102)$$

-marginea de fază:

$$\gamma = 180^\circ + \varphi(\omega_0) \approx 180^\circ + (-170^\circ) \approx 10^\circ \quad (5.103)$$

Valorile reclamă o mai bună amortizare a sistemului, acesta reprezentând o combinație dintre un dispozitiv proportional și unul integrator ( $I_2+P_2$ ).

Banda de trecere este zona  $\omega=0 \dots 3 \cdot 10^3 \text{ rad/s}$ .

În ceea ce privește performanțele sistemului precizăm faptul că, datorită lătimii mari a caracteristicilor de frecvență, durata regimului tranzitoriu este extrem de redusă:

$$t_n = \frac{4 \cdot \pi}{\omega_0} = \frac{4 \cdot \pi}{8000} \approx 1,57 \text{ [ms]} \quad (5.104)$$

Eroarea staționară în cazul răspunsului la semnal treapta unitară se estimează la:

$$\varepsilon_{st} = i - \text{Re}(0) = 0,62^\circ \quad (5.105)$$

Suprareglarea (pentru cazul când  $R_e$  prezintă maxim):

$$\sigma = \frac{1,18 \cdot \text{Re}_{\max} - \text{Re}(0)}{\text{Re}(0)} \cdot 100 = 14,46 \% \quad (5.106)$$

Valorile prezentate sunt pur teoretice. Cele reale se obtin prin corectii impuse de neglijarea neliniarităților cauzate de cavitatie si schimb de căldură cvaziprezente în timpul regimului de frânare.

Utilitatea investigatiilor întreprinse se rezumă la posibilitatea optimizării, încă din faza de proiectare a sistemului analizat.

În acest sens, pentru obtinerea unui efect maxim de frânare, în conditii de stabilitate si siguranță, se impune imbunatatirea amortizării.

Caracteristicile din Fig.5.2.4, trasate pentru coeficienti de amortizare măriti,  $\zeta_1=1; \zeta_2=0,5$ ; respectiv  $\zeta_1=1,5; \zeta_2=1$ ; asigură rezerve de stabilitate mărite la o bandă de trecere sensibil apropiată.

Practic acest deziderat se obtine prin modificarea optimă a traseelor de legatur între pompă si motor (diametru, lungime, elasticitate) cu respectarea conditiilor de performante ridicate.

Efecte similare s-ar putea obtine prin acordarea sistemului cu un dispozitiv derivativ (atasat motorului hidraulic) sau prin acumularea temporară a energiei inertiiale, dar ambele cu implicatii materiale insemnate.

Drept urmare, pentru proiectarea unui sistem de propulsie hidrostatic cu performante bune de frânare, se impune optimizarea conductelor de legatură între elementul primar si cel secundar al transmisiei.

Pentru cazul când motorul se află la volum geometric minim, efectul de frânare este diminuat, amplificarea fiind posibilă prin variatii mai mari ale parametrului de reglare. Studiul acestui caz presupune solutionarea unor modele matematice neliniare sau simularea continuă prin limbaje formale.

#### **5.2.1.4. Influenta curgerii nepermanente în conductele transmisiei**

În cadrul paragrafului 5.2.1.2. s-au prezentat modelele matematice ale transmisiei. Acestea cuprind si descrierea fenomenelor ce au loc în conductele de legătură ale acesteia.

Conductele sunt acceptate ca elemente de legătură sub forma unor volume compacte.

Se presupune ca variatia de presiune interioară se propagă practic instantaneu în acestea, dacă masa fluidului si frecarea se neglijează.

Calculul presiunii se efectuează prin integrarea ecuatiei debitului în timp, pe acest volum de fluid.

La baza simulării curgerii stau modelele matematice ale conductelor, construite cu ajutorul ecuațiilor de mișcare nestationară, respectiv a ecuațiilor de continuitate, în regim nestationar.

Conducta de legătură este considerată ca un sistem cu parametrii distribuiți. Literatura de specialitate abordează această problemă, considerând conducta ca un element cu impedanță [5],[15], sau prin analiza perturbațiilor ce se propagă în interiorul acesteia[14]. Analiza preconizată va face referiri la ambele aspecte.

În ipoteza unui sistem cu parametrii distribuiți, modelele matematice se scriu pentru o particulă de fluid oarecare. Ecuația Navier-Stokes pentru cazul studiat este:

$$\rho \cdot \frac{dv}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \cdot \left[ \nabla^2 v + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot (\nabla \cdot \vec{v}) \right] + \rho \cdot g_x \quad (5.108)$$

Tinând cont și de legea compresibilității, derivata substanțială a presiunii se prezintă sub forma:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = -E_E \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \quad (5.109)$$

unde:

$E_E$ -este modulul de elasticitate echivalent.

În urma dezvoltării modelului fără frecare se ajunge la:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.110)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -E_E \cdot \frac{\partial v}{\partial x} \quad (5.111)$$

Prin eliminarea variabilei  $p$  se obține ecuația undeii a cărei soluții se prezintă sub forma:

$$Q(x, t) = f_1(x - c \cdot t) - f_2(x + c \cdot t) \quad (5.112)$$

$$p(x, t) = Z_{L0} [f_1(x - c \cdot t) + f_2(x + c \cdot t)] \quad (5.113)$$

unde:

$$Z_{L0} = \frac{\sqrt{E_E \cdot \rho}}{A} \quad (5.114)$$

este impedanța caracteristică a conductei.

Modelul cu frecare conduce la ecuația diferențială tip Bessel (în urma trecerii în Laplace):

$$\bar{r}^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \bar{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} + \bar{r}^2 \cdot u = 0 \quad (5.115)$$

unde:

$$\bar{r} = \sqrt{\frac{S}{v}} \cdot r \quad (5.116)$$

este forma normalată a razei.

Soluțiile ecuației (5.115) sunt de forma:

$$u(\bar{r}) = C_1 J_0(\bar{r}) + C_2 Y_0(\bar{r}) \quad (5.117)$$

În final se obține:

$$Q = \frac{\pi}{S} \cdot \frac{R^2}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \left[ \frac{2}{R} \cdot \frac{J_1(\bar{R})}{J_0(\bar{R})} - 1 \right] \quad (5.118)$$

Pentru quadripol sunt valabile ecuațiile:

$$Q(x) = Q_1 \cdot \text{ch}(\Theta \cdot x) - \frac{1}{Z_L \cdot \sqrt{\frac{J_2(\bar{R})}{J_0(\bar{R})}}} \cdot p_1 \cdot \text{sh}(\Theta \cdot x) \quad (5.119)$$

$$p(x) = Z_L \cdot \sqrt{\frac{J_2(\bar{R})}{J_0(\bar{R})}} \cdot Q_1 \cdot \text{sh}(\Theta \cdot x) + p_1 \cdot \text{ch}(\Theta \cdot x) \quad (5.120)$$

sau sub forma matricială:

$$\begin{bmatrix} Q_2 \\ p_2 \end{bmatrix} = G(s) \cdot \begin{bmatrix} Q_1 \\ p_1 \end{bmatrix} \quad (5.121)$$

În relațiile de mai sus

$$Z_L = \frac{\sqrt{E_E \cdot \rho}}{A} \cdot \sqrt{\frac{J_0(\bar{R})}{J_2(\bar{R})}} \quad (5.122)$$

$$\Theta(s) = \pm \frac{S}{C_0} \cdot \sqrt{\frac{J_0(\bar{R})}{J_2(\bar{R})}} \quad (5.123)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{E_E}{\rho}}; \quad \bar{R} = j \cdot \sqrt{\frac{S}{v}} \cdot R \quad (5.124)$$

În scopul apropierei de o situație cât mai reală se va prezenta în continuare descrierea matematică a proceselor nestationare în mediu vâscos compresibil (ulei mineral), închis în conducta elastică (furtun de cauciuc).

Modelul se va dezvolta în coordonate spațiale, admitând următoarele ipoteze:

- conducta are grosimea peretilor constantă;
- curgerea este axial simetrică;
- $\eta = \text{ct.}$

Ecuațiile Navier-Stokes în aceste condiții au forma:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_r \cdot \frac{\partial v_x}{\partial r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) \right] \quad (5.125)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_r \cdot \frac{\partial v_r}{\partial r} + v_x \cdot \frac{\partial v_r}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} + v \left[ \frac{4}{3} \cdot \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{4}{3 \cdot r} \cdot \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{4}{3} \cdot \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] \quad (5.126)$$

Ecuatia de continuitate are forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_r}{\partial r} + \rho \frac{v_r}{r} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_r \frac{\partial \rho}{\partial r} + v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (5.127)$$

Se aleg urmatoarele scări fizice:

-scara liniară: lungimea l a conductei;

-scara vitezelor: viteza medie v;

-scara vitezei de desfășurare a procesului: viteza sunetului

În acest context se poate scrie :

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} \approx \frac{v \cdot C_0}{l}; v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \approx \frac{v^2}{l}; \frac{v_x}{\frac{\partial v_x}{\partial t}} \approx \frac{v}{C_0} \quad (5.128)$$

Daca  $v \ll C_0$  atunci se poate ignora membrul

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x}, \text{ si, } v_r \frac{\partial v_x}{\partial r} \quad (5.129)$$

Se notează  $r/l=k$  si rezultă:

$$\frac{4}{3} \frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} \approx \frac{4}{3} \frac{v}{l^2}; \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} \approx \frac{v}{k^2 l^2}; \frac{1}{r} \frac{\partial v_x}{\partial r} \approx \frac{v}{k^2 l^2} \quad (5.130)$$

$k \ll 1$  rezultă că primul raport este mult mai mic decât celelalte două.

Când  $v_x \gg v_r$  atunci ecuatia a doua se poate neglija, considerând presiuni egale în toate punctele sectiunii transversale.

Din ecuatia de continuitate se omite  $v_r dr/dr$ , iar dacă  $v \ll C_0$  rezultă ca si  $v_x dp/dx$  este mic, comparativ cu ceilalti membrii.

Rezultă ecuatiile:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + v \left[ \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) \right] \quad (5.131)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_r}{\partial r} + \rho \frac{v_r}{r} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (5.132)$$

Inmultind cu  $2\pi r dr$  si integrand intre 0 si  $r_0$  obtinem:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_0^{r_0} 2\pi r v_x dr = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{r_0} 2\pi r p dr + v \int_0^{r_0} 2\pi r \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) dr + \frac{v}{3} \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{r_0} 2\pi r \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) dr \quad (5.133)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_0^{r_0} 2\pi r p dr + \rho \int_0^{r_0} 2\pi r \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) dr + \rho \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{r_0} 2\pi r v_x dr = 0 \quad (5.134)$$

Calculând integralele obtinem.

$$\int_0^{r_0} 2\pi r v_x dr = Q \quad (5.135)$$

$$\int_0^{r_0} 2\pi r p dr = \pi r_0^2 p \quad (5.136)$$

$$\int_0^{r_0} 2\pi r \left( \frac{\partial^2 v_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) dr = 2\pi \int_0^{r_0} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) dr = 2\pi r_0 \left( \frac{\partial v_x}{\partial r} \right)_{r=r_0} \quad (5.137)$$

dar  $\left( \frac{\partial v_x}{\partial r} \right)_{r=0} = 0,$

rezultă:

$$\int_0^{r_0} 2\pi r \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \right) dr = 2\pi \int_0^{r_0} r \frac{\partial v_r}{\partial r} dr + 2\pi \int_0^{r_0} v_r dr = 2\pi \int_0^{r_0} r \frac{\partial v_r}{\partial r} dr + 2\pi v_r r \Big|_0^{r_0} - 2\pi \int_0^{r_0} r \frac{\partial v_r}{\partial r} dr = 2\pi r_0 v_{r_0} \quad (5.137)$$

Aici  $v_r = v_{r_0}$ . când  $r = r_0$  Aplicând legea lui Newton:

$$\tau_{0i} = -\rho \nu \left( \frac{\partial v_x}{\partial r} \right)_{r=r_0} \quad (5.138)$$

rezultă:

$$2\pi r_0 \left( \frac{\partial v_x}{\partial r} \right)_{r=r_0} = -\frac{2\pi r_0 \tau_{0i}}{\rho \nu} \quad (5.139)$$

$V_{r_0}$  se determină din relația:  $V_{r_0} = \frac{\partial r_0}{\partial t} \quad (5.140)$

Ignorând inertia peretelui și socotind deformarea acestuia mică, rezultă:

$$\frac{\partial r_0}{\partial t} = \frac{r_0}{E_p} \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (5.141)$$

$$\frac{\partial \sigma}{\partial t} = \frac{r_0}{\delta} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.142)$$

unde:

$\sigma$ -tensiunea în peretele conductei;

$\delta$ -grosimea peretelui;

$E_p$ -modulul de elasticitate al materialului peretelui.

Obținem:

$$V_{r_0} = \frac{r_0^2}{\delta \cdot E_p} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.143)$$

Din ecuațiile de mai sus rezultă:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x} \left( p - \frac{2\rho v r_0}{3\delta E_p} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \right) - \frac{2\tau_{0i}}{\rho r_0} \quad (5.144)$$

unde:

$$v = \frac{Q}{\pi r_0^2} \quad (5.145)$$

Scara timpului fiind  $l/c_0$ , constatăm că:

$$\frac{2\rho v r_0}{3\delta E_p} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} \approx \frac{2\rho v r_0 c_0 p}{3\delta E_p l} \quad (5.146)$$

$$\text{Dacă: } \frac{2\rho v r_0 c_0}{3\delta E_p l} \ll 1 \quad (5.147)$$

atunci se poate ignora paranteza din relatia (5.144).

Pentru valori reale ale parametrilor această condiție este îndeplinită.

Ecuatia de continuitate devine:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{2\rho r_0}{\delta E_p} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5.148)$$

$$\text{Dacă } \frac{d\rho}{dp} = \frac{\rho}{E} \quad (5.149)$$

va rezulta:

$$\left( \frac{1}{E} + \frac{2r_0}{\delta E_p} \right) \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (5.150)$$

În consecință:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{2\tau_{0i}}{r_0} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.151)$$

$$E_E \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.152)$$

unde:

$$E_E = \frac{E}{1 + \frac{2r_0 E}{\delta E_p}} \quad (5.153)$$

este modulul de elasticitate echivalent al mediului închis în conducta elastică.

Ecuatiile de mai sus contin trei necunoscute. Este necesară obținerea unei ecuații suplimentare:

$$\tau_{0i}(s) = W_{\tau}(s) \cdot v(s) \quad (5.154)$$

Aplicand transformatele Laplace în condiții inițiale nule:

$$\rho_0 s v(s) + \frac{2}{r_0} \tau_{0i}(s) = -\frac{dp(s)}{dx} \quad (5.155)$$

$$E_E \frac{dv(s)}{dx} = -sp(s) \quad (5.156)$$

rezultă:

$$\left[ \rho_0 s + \frac{2W_{\tau v}(s)}{r_0} \right] v(s) = -\frac{dp(s)}{dx} \quad (5.157)$$

$$E_E \frac{dv(s)}{dx} = -sp(s) \quad (5.158)$$

Pentru a trece în planul real se scrie:

$$\tau_{0i}(s) = sh_{\tau}(s)v(s) \quad (5.159)$$

unde: 
$$h_{\tau}(s) = \frac{W_{\tau v}(s)}{s} \quad (5.160)$$

Luând: 
$$v(s) = \frac{1}{s} \quad (5.161)$$

rezultă: 
$$h_{\tau}(s) = \frac{j \cdot \rho \cdot J_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}{\sqrt{\frac{s}{v}} \cdot J_2 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)} \quad (5.162)$$

$\tau_{0i}(t)$  se poate găsi cu ajutorul integralei Duhamel:

$$\tau_{0i}(t) = \frac{\partial}{\partial t} \int h_{\tau}(t-t')v(t')dt' \quad (5.163)$$

Aplicand relațiile de recurență ale funcțiilor Bessel, rezultă:

$$h_{\tau}(s) = \frac{j\rho}{\sqrt{\frac{s}{v}} \frac{J_2 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}{J_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}} = \frac{j\rho \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}{\sqrt{\frac{s}{v}} \left[ 2 - \frac{J_0 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right) \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}{J_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)} \right]} = \frac{\rho r_0}{I_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right) - 2} \quad (5.164)$$

unde:

$$I_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right) = \frac{\left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right) J_0 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)}{J_1 \left( jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \right)} \quad (5.165)$$

Se scrie  $h_n(t)$  sub forma:

$$h_i(t) = a_0 + a_1 f(t) \quad (5.166)$$

unde: 
$$a_0 = \frac{4\rho v}{r_0}; a_1 = \frac{2\rho v}{r_0} \quad (5.167)$$

Funcția  $f(t)$  se determină din [14]:

$$f(t) = e^{-3.2968t} + e^{-8.8562t} + e^{-16.8775t} + e^{-27.3652t} + e^{-40.3193t} \quad (5.168)$$



pentru  $t > 0,16$

$$f(\bar{t}) = 0.797885\bar{t}^{-1/2} - 1.25000 + 0.374008\bar{t}^{-1/2} + 0.117186\bar{t} + 0.017532\bar{t}^{-3/2} - 0.005493\bar{t}^{-2} \quad (5.169)$$

pentru  $t < 0,16$ , în care  $\bar{t} = \frac{8v t}{r_0^2}$  (5.170)

Rezultă:

$$\tau_{0H}(t) = \frac{4\rho_0 v}{r_0} v + \frac{2\rho_0 v}{r_0} \int_0^t \frac{\partial v}{\partial t'} f(t-t') dt' \quad (5.171)$$

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{8\rho_0 v}{r_0^2} v + \frac{4\rho_0 v}{r_0} \int_0^t \frac{\partial v}{\partial t'} f(t-t') dt' = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (5.172)$$

$$E_E \frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial t} \quad (5.173)$$

Al doilea membru, reprezentând rezistența de frecare, depinde de istoria anterioară a procesului.

Ecuatia din planul imaginar se aplică la calculul oscilațiilor și proceselor de tranziție în sisteme liniare și la studiul stabilității unor astfel de sisteme.

La studiul proceselor nestationare în conducte legate în instalație se aplică ecuațiile din planul real.

Pentru calcule aproximative se pot aplica ecuațiile (5.169),(5.170) completate cu ecuațiile simple în  $n_0$ , obținute din funcțiile Bessel.

Descompunerea funcțiilor Bessel în siruri se efectuează după cum urmează:

$$J_k(jz) = j^k \sum_0^{\infty} \frac{1}{n!(n+1)!} \left(\frac{z}{2}\right)^{k+2n} \quad (5.174)$$

Rezultă:

$$J_1\left(jr_0\sqrt{\frac{s}{v}}\right) = \frac{jr_0\sqrt{\frac{s}{v}}}{2} \sum_0^{\infty} \frac{r_0^{2n} s^n}{n!(n+1)! 2^{2n} v^n} \quad (5.175)$$

$$J_2\left(jr_0\sqrt{\frac{s}{v}}\right) = \frac{r_0^2 s}{4v} \sum_0^{\infty} \frac{r_0^{2n} s^n}{n!(n+2)! 2^{2n} v^n} \quad (5.176)$$

Înlocuind aceste siruri în funcția de transfer obținem:

$$W_{0i}(s) = \frac{\tau_{0i}(s)}{v(s)} = \frac{2\rho_0 v \sum_0^{\infty} b_n s^n}{r_0 \sum_0^{\infty} a_n s^n} \quad (5.177)$$

unde:

$$a_n = \frac{r_0^{2n}}{n!(n+2)!2^{2n}v^n}; b_n = \frac{r_0^{2n}}{n!(n+1)!2^{2n}v^n} \quad (5.178)$$

Funcției  $W$  îi corespunde ecuația neomogenă:

$$\dots + \frac{0.082r_0^2}{v} \frac{d\tau_{0i}}{dt} + \tau_{0i} = \frac{4\rho_0 v}{r_0} v + \frac{\rho r_0}{2} \frac{dv}{dt} + \dots \quad (5.179)$$

Funcțiile Bessel pot fi reprezentate prin:

$$J_1(x) = \frac{x}{2} \prod_1^{\infty} \left( 1 - \frac{x^2}{\alpha_{1k}^2} \right) \quad (5.180)$$

$$J_2(x) = \frac{x^2}{8} \prod_1^{\infty} \left( 1 - \frac{x^2}{\alpha_{2k}^2} \right) \quad (5.181)$$

unde  $\alpha_{1k}, \alpha_{2k}$  sunt zerourile funcțiilor  $J_1(x)$  și  $J_2(x)$  când:

$$x = jr_0 \sqrt{\frac{s}{v}} \quad (5.182)$$

Rezultă:

$$W_n(s) = \frac{4\rho_0 v \prod_1^r \left( 1 + \frac{r_0^2 s}{\alpha_{1k}^2 v} \right)}{r_0 \prod_1^r \left( 1 + \frac{r_0^2 s}{\alpha_{2k}^2 v} \right)} \quad (5.183)$$

Punând  $\alpha_{11}=3,832$  și  $\alpha_{21}=5,136$  vor rezulta ecuații diferențiale de ordinul întâi:

$$\frac{0.038r_0^2}{v} \frac{d\tau_{0i}}{dt} + \tau_{0i} = \frac{4\rho_0 v}{r_0} v + 0.272\rho_0 r_0 \frac{dv}{dt} \quad (5.184)$$

Diferențele față de cealaltă ecuație se explică prin diferențele aproximări.

Transmiterea perturbațiilor (variația presiunii sau a vitezei) se face de la o secțiune la alta cu întârziere și cu deformarea dependentelor  $p(t)$  și  $v(t)$ .

Influența mediului și a elasticității peretilor la transmiterea perturbațiilor se apreciază prin coeficientul de distribuție determinat din rezolvarea ecuațiilor ce descriu fenomenele nestationare din conductă.

Din ecuațiile:

$$\left[ \rho_0 s + \frac{2W_{\tau v}(s)}{r_0} \right] v(s) = -\frac{dp(s)}{dx} \quad (5.185)$$

$$E_F \frac{dv(s)}{dx} = -sp(s) \quad (5.186)$$

eliminăm variabila  $v(s)$ .

Rediferențiind prima ecuație și înlocuind  $dv(s)/dx$  din ecuația a doua, rezultă:

$$\frac{d^2 p(s)}{dx^2} - \frac{s}{E_E} \left[ \rho_0 s + \frac{2W_{tv}(s)}{r_0} \right] p(s) = 0 \quad (5.187)$$

Notăm: 
$$\Theta(s) = \pm \sqrt{\frac{s}{E_E} \left[ \rho_0 s + \frac{2W_{tv}(s)}{r_0} \right]} \quad (5.188)$$

si il denumim coeficient operational de distribuire a perturbatiilor. Semnul este pozitiv pentru perturbatii ce se raspândesc în directia pozitivă a axei Ox.

Obtinem:

$$\frac{d^2 p(s)}{dx^2} - \Theta^2(s) \cdot p(s) = 0 \quad (5.189)$$

Solutiile ecuatiei (2.189) sunt:

$$p(s, x) = C_1 e^{\Theta(s)x} + C_2 e^{-\Theta(s)x} \quad (5.190)$$

$C_1$  si  $C_2$  se determină cu ajutorul conditiilor la limită.

Presupunem că pentru  $x=0$  avem  $p_1(s,0)$  si  $v_1(s,0)$ , deci:

$$\frac{dp(s,0)}{dx} = - \frac{\Theta^2(s)E_E}{s} v_1(s,0) \quad (5.191)$$

$$\text{Deci: } p_1(s,0) = C_1 + C_2 \quad (5.192)$$

$$- \frac{\Theta^2(s)E_E}{s} v_1(s,0) = C_1 \Theta(s) - C_2 \Theta(s) \quad (5.193)$$

De aici:

$$C_1 = \frac{P_1(s,0)}{2} - \frac{\Theta(s)E_E}{2s} v_1(s,0) \quad (5.194)$$

$$C_1 = \frac{P_1(s,0)}{2} + \frac{\Theta(s)E_E}{2s} v_1(s,0) \quad (5.195)$$

Rezultă:

$$p(s, x) = \frac{e^{\Theta(s)x} + e^{-\Theta(s)x}}{2} p_1(s,0) - \frac{\Theta(s)E_E (e^{\Theta(s)x} - e^{-\Theta(s)x})}{2s} v_1(s,0) \quad (5.196)$$

Trecând la functii hiperbolice, obtinem:

$$p(s, x) = \text{ch}[\Theta(s)x] p_1(s,0) - \frac{\Theta(s)E_E \text{sh}[\Theta(s)x]}{s} v_1(s,0) \quad (5.197)$$

respectiv

$$v(s, x) = \text{ch}[\Theta(s)x] v_1(s,0) - \frac{s \cdot \text{sh}[\Theta(s)x]}{\Theta(s)E_E} p_1(s,0) \quad (5.198)$$

Se calculează raportul:

$$\frac{p(s, x)}{v(s, x)} = \frac{\text{ch}[\Theta(s)x] p_1(s,0) - \frac{\Theta(s)E_E \text{sh}[\Theta(s)x]}{s} v_1(s,0)}{\text{ch}[\Theta(s)x] v_1(s,0) - \frac{s \cdot \text{sh}[\Theta(s)x]}{\Theta(s)E_E} p_1(s,0)} \quad (5.199)$$

$$\text{Când } \frac{p_1(s,0)}{v_1(s,0)} = \frac{\Theta(s)E_E}{s} \quad (5.200)$$

$$\text{atunci } \frac{p(s,x)}{v(s,x)} = \frac{p_1(s,0)}{v_1(s,0)} \quad (5.201)$$

$$\text{rezultă: } \frac{p(s,x)}{v(s,x)} = \frac{\Theta(s)E_e}{s} \quad (5.202)$$

$$\text{Marimea } Z_E(s) = \frac{p(s,x)}{v(s,x)} \quad (5.203)$$

este operatorul de undă al rezistenței.

Valorile  $p_1(s,0)$  și  $v_1(s,0)$  sunt legate prin:

$$Z_1(s) = \frac{p_1(s,0)}{v_1(s,0)} \quad (5.204)$$

Deci  $Z_E(s) = Z_1(s)$  reprezintă condiția coordonării rezistențelor.

Dacă  $v$  se înlocuiește cu  $Q$ , se obține:

$$Z_E'(s) = \frac{p(s,x)}{Q(s,x)} = \frac{Z_E(s)}{\pi r_0^2} \quad (5.205)$$

$$Z_1' = \frac{p_1(s,x)}{Q_1(s,x)} = \frac{Z_1(s)}{\pi r_0^2} \quad (5.206)$$

Operatorul rezistență se poate exprima cu ajutorul coeficientului de distribuție a perturbațiilor:

$$Z_B(s) = \frac{E_E}{s} \Theta(s) \quad (5.207)$$

$$Z_B'(s) = \frac{E_E}{\pi r_0^2 s} \Theta(s) \quad (5.208)$$

Pentru a da sens fizic coeficientului  $\Theta(s)$  se vor analiza oscilațiile armonice ale mediului din teavă.

În acest scop se înlocuiește  $s=j\omega$ .

$$\text{Se obține: } \Theta(j\omega) = \pm(\delta + j\varepsilon) \quad (5.209)$$

unde:  $\delta$ -coeficient de amortizare (atenuare);

$\varepsilon$ -coeficient de fază.

$$\text{Se poate scrie: } \Theta(j\omega) = \sqrt{b_1 + jb_2} \quad (5.210)$$

$$\text{unde: } b_1 = -\frac{1}{E_E} \left( r_0 \omega^2 + \frac{2b\omega}{r_0} \right) \quad (5.211)$$

$$b_2 = \frac{2a\omega}{r_0 E_E} \quad (5.212)$$

$$\delta^2 - \varepsilon^2 = b_1 \quad (5.213)$$

$$\delta^2 + \varepsilon^2 = \sqrt{b_1^2 + b_2^2} \quad (5.214)$$

rezultă:

$$\delta = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{E_E}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}\right)^2 + \frac{4a^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2} - \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}} - 1 \right]} \quad (5.215)$$

$$\delta = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{E_E}} \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}\right)^2 + \frac{4a^2}{\rho_0^2 \omega^2 r_0^2} + \frac{2b}{\rho_0 \omega r_0}} + 1 \right]} \quad (5.216)$$

$$a = \frac{\rho_0 \omega r_0}{2k_1} \quad (5.217)$$

$$b = \frac{\rho_0 \omega r_0}{2} \left( \frac{k_2}{k_1} - 1 \right) \quad (5.218)$$

$$\kappa_a = \frac{\omega}{k_1} \quad (5.219)$$

$$\kappa_p \beta = \frac{k_2}{k_1}; \quad \beta = 1.33 \quad (5.220)$$

$$\bar{\omega} = \frac{\omega r_0^2}{8v} \quad (5.221)$$

$$\kappa_a = \frac{\bar{\omega} \left( 4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}} \right)}{\left( 2\sqrt{\bar{\omega}-1} \right) \left( 4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}+1} \right)} \quad (5.222)$$

$$\kappa_p \beta = \frac{4\bar{\omega}}{4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}+1}} \quad (5.223)$$

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left( \sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} - 1 \right)} \quad (5.224)$$

$$\delta = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{2k_1} \left( \sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} + 1 \right)} \quad (5.225)$$

$$\varepsilon_0 = \omega \sqrt{\frac{\rho_0}{E_E}} \quad (5.226)$$

$$\sqrt{1 + \frac{1}{k_2^2}} \approx 1 + \frac{1}{2k_2^2} \quad (5.227)$$

Rezultă pentru  $\omega > 10$ :

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{2\sqrt{k_1 k_2}} \quad (5.228)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \quad (5.229)$$

unde  $\kappa_a$  este factor de corectie.

Pentru analiza comportarii dinamice a sistemului care reprezintă conductele de legătură, se construiește schema bloc pe baza modelelor prezentate (Fig.5.2.5).

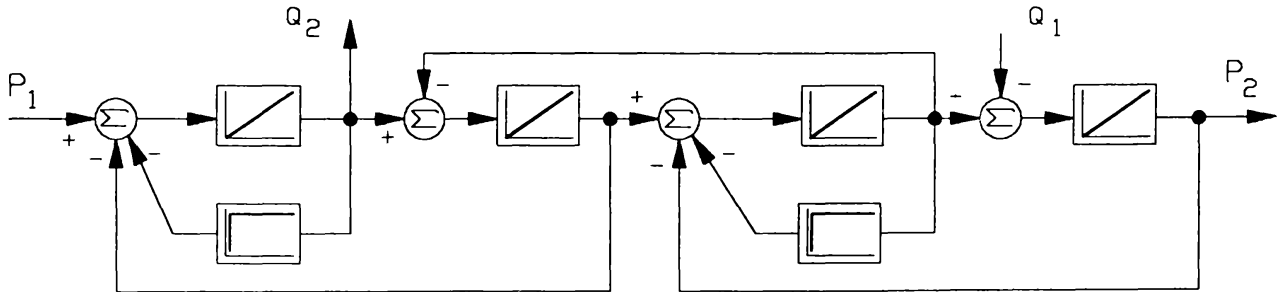


Fig. 5.2.5 Schema bloc a conductelor

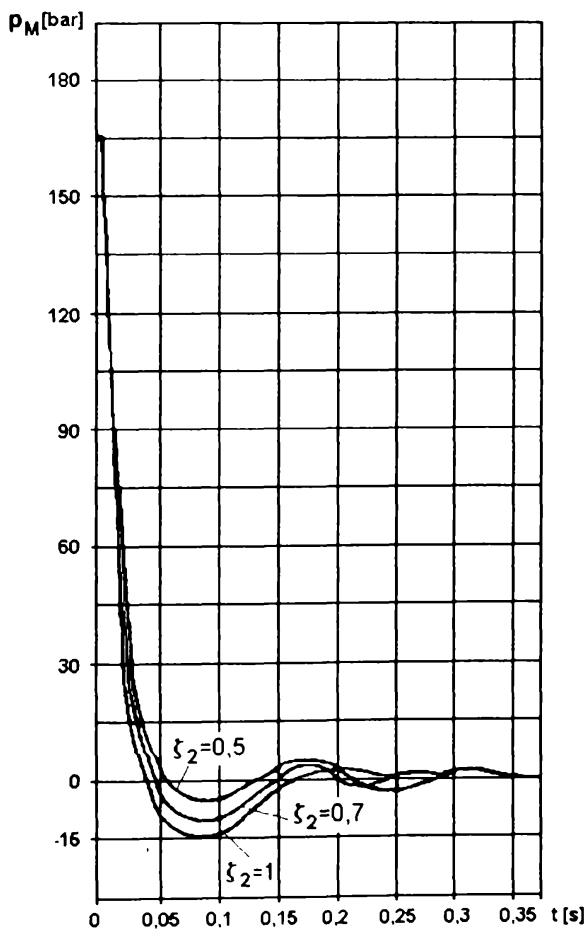


Fig. 5.2.7 Evolutia presiunii

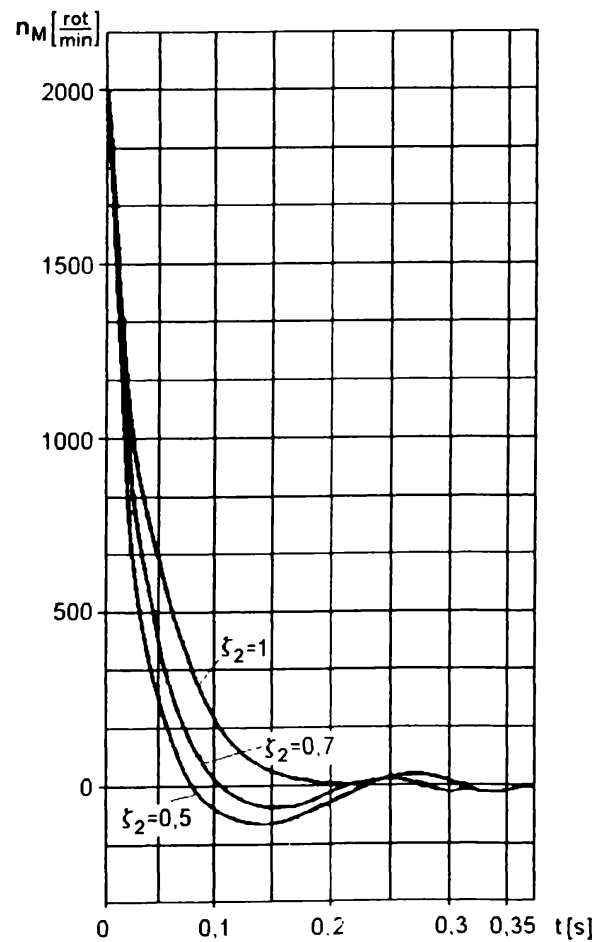


Fig. 5.2.8 Evolutia turatiei

Dacă se consideră circuitul închis și se ține cont și de ramura de retur, schema bloc simplificată cu funcții indiciale va rezulta ca în Fig.5.2.6.

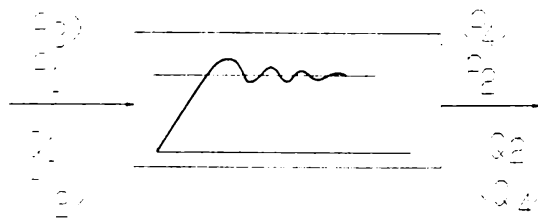


Fig. 5.2.6 Schema bloc simplificată

Rezolvarea modelului prezentat impune utilizarea calculatorului. Simularea prin MATLAB, utilizând procedura SIMULINK furnizează evoluția parametrilor debit și presiune la ieșire pentru diferite lungimi de conducte (Fig.5.2.7), (Fig.5.2.8).

În consecință lungimea conductei de legătură din cadrul transmisiei hidraulice analizate influențează amortizarea sistemului.

Curbele prezentate s-au obținut prin excitarea sistemului prin semnale de intrare treaptă.

Funcțiile de transfer obținute pe baza modelelor prezentate și a schemelor bloc cu funcții indiciale, se prezintă sub forma:

$$W_1(s) = \frac{Q_2(s)}{Q_1(s)} = \frac{V_{gM}}{\pi} \frac{1}{2 \cdot T_p \left( \frac{1}{\omega_1^2} s^2 + \frac{2\zeta_1}{\omega_1} s + 1 \right) \left( \frac{1}{\omega_2^2} s^2 + \frac{2\zeta_2}{\omega_2} s + 1 \right)} \quad (5.230)$$

$$W_2(s) = \frac{P_2(s)}{Q_1(s)} = \frac{I \cdot s + k_{Tp}}{2 \cdot V_{gM} \cdot T_p \left( \frac{1}{\omega_1^2} s^2 + \frac{2\zeta_1}{\omega_1} s + 1 \right) \left( \frac{1}{\omega_2^2} s^2 + \frac{2\zeta_2}{\omega_2} s + 1 \right)} \quad (5.231)$$

În mod practic treapta la intrare se realizează prin bascularea pompei spre volum geometric redus.

Figurile 5.2.7 și 5.2.8 reprezintă efectul cumulativ al parametrilor conductei (lungime, diametru, elasticitate) concretizate prin modificarea gradului de amortizare. Figurile 5.2.9 și 5.2.10 prezintă efectul elasticității conductelor (teavă, furtun cu 2 insertii metalice, furtun cu 4 insertii metalice).

Influenta elasticitatii echivalente este ilustrată prin Fig.5.2.9, Fig.5.2.10.

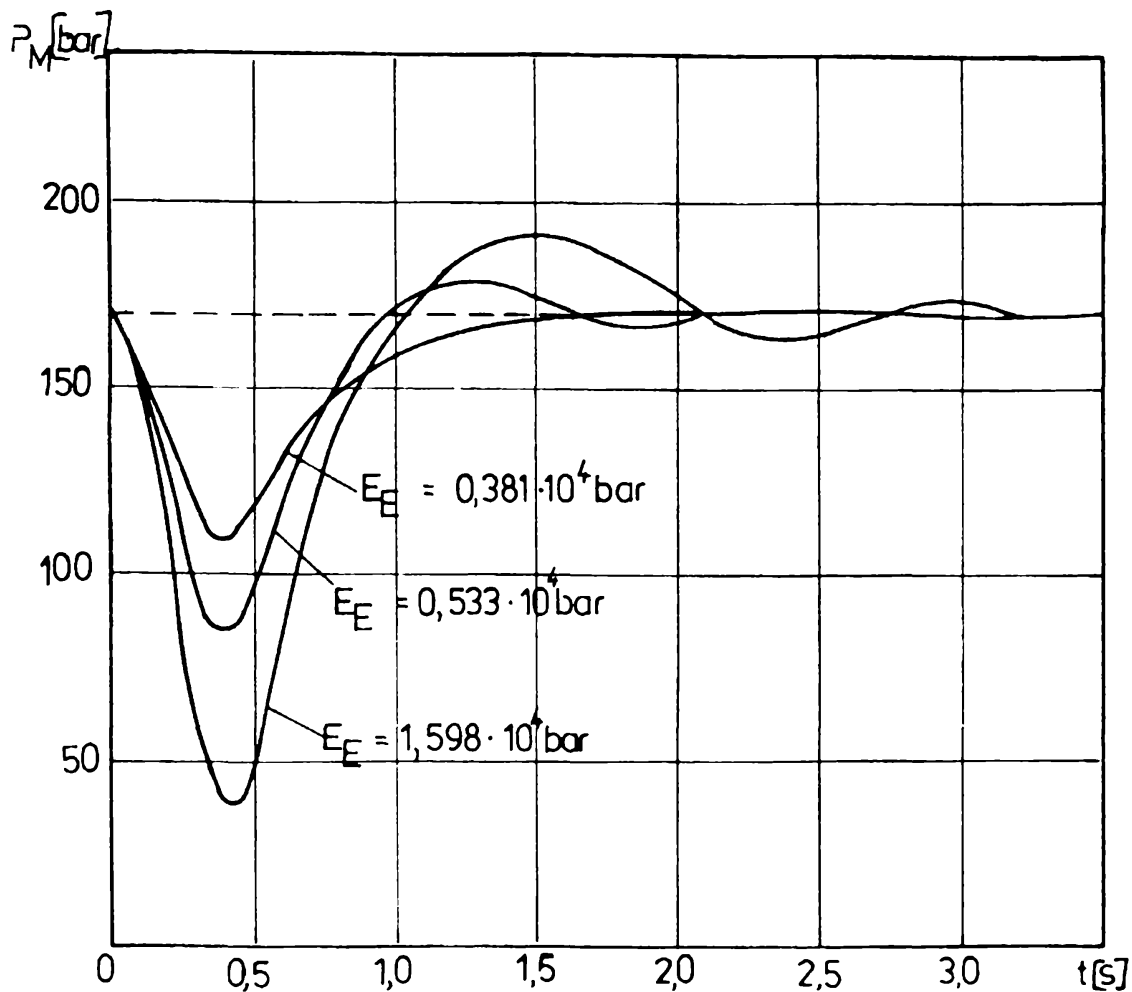


Fig. 5.2.9 Evolutia presiunii

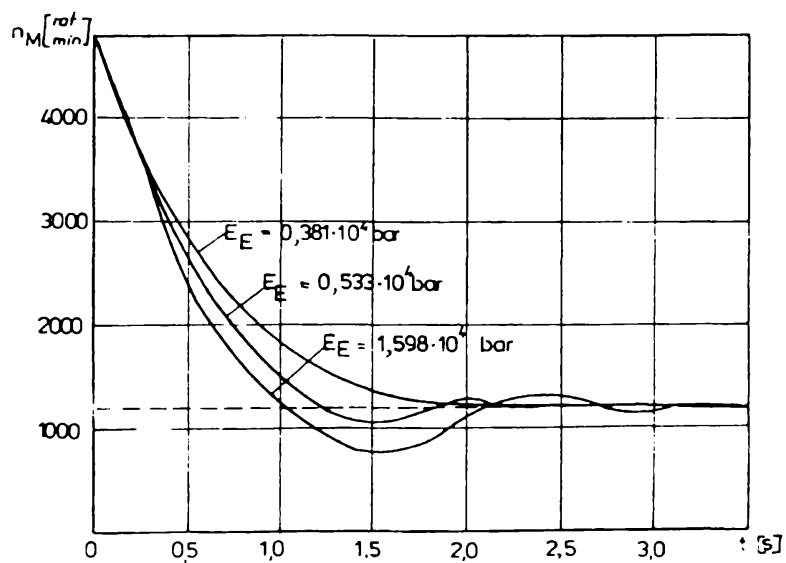


Fig. 5.2.10 Evolutia turatiei



În urma simulării prezentate se constată influența amortizării conductelor de legătură asupra comportării dinamice a sistemului. Valoarea gradului de amortizare corespunzătoare quadripolului definit de conducta de alimentare a motorului se modifică prin elementele caracteristice ale acesteia.

Se remarcă faptul că lungimea conductelor influențează semnificativ stabilitatea sistemului, creșterea acesteia peste valoarea critică dată de  $\xi_2=0,1$ , putând provoca oscilații slab amortizate cu afectarea rapidității sistemului.

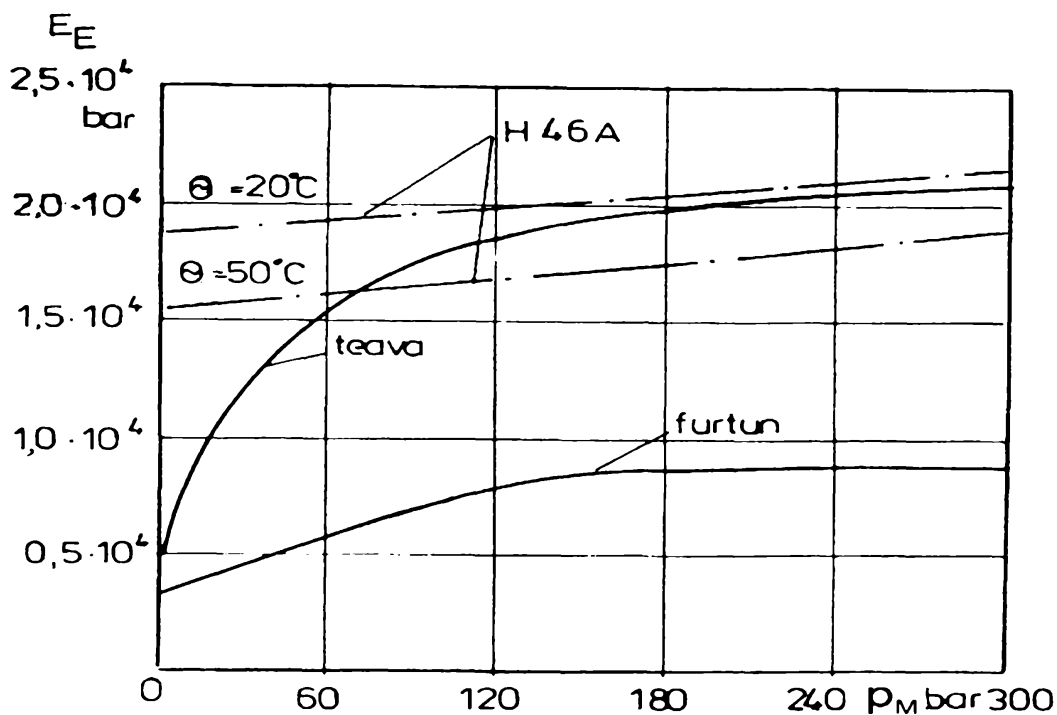


Fig. 5.2.11 Modificarea modulului de elasticitate echivalent

### 5.2.2. Transmisie cu reglaj volumic secundar

Transmisile hidrostatice cu reglare volumică au cunoscut o dezvoltare fără precedent, îndeosebi în sfera instalațiilor mobile.

Avantajele pe care le prezintă justifică pe deplin tendințele de utilizare a acestora și în acționările staționare.

Răspândirea sistemelor de acționare în circuit închis fiind extrem de rapidă, sunt evidente tendințele de modernizare a acestora, mai ales în ceea ce privește posibilitățile de comandă și reglare.

Astfel, reglarea volumică aplicată la nivelul generatorului de energie hidrostatică a devenit oarecum conventională, oferind posibilități limitate de adaptare la diverse situații impuse de mecanismul acționat

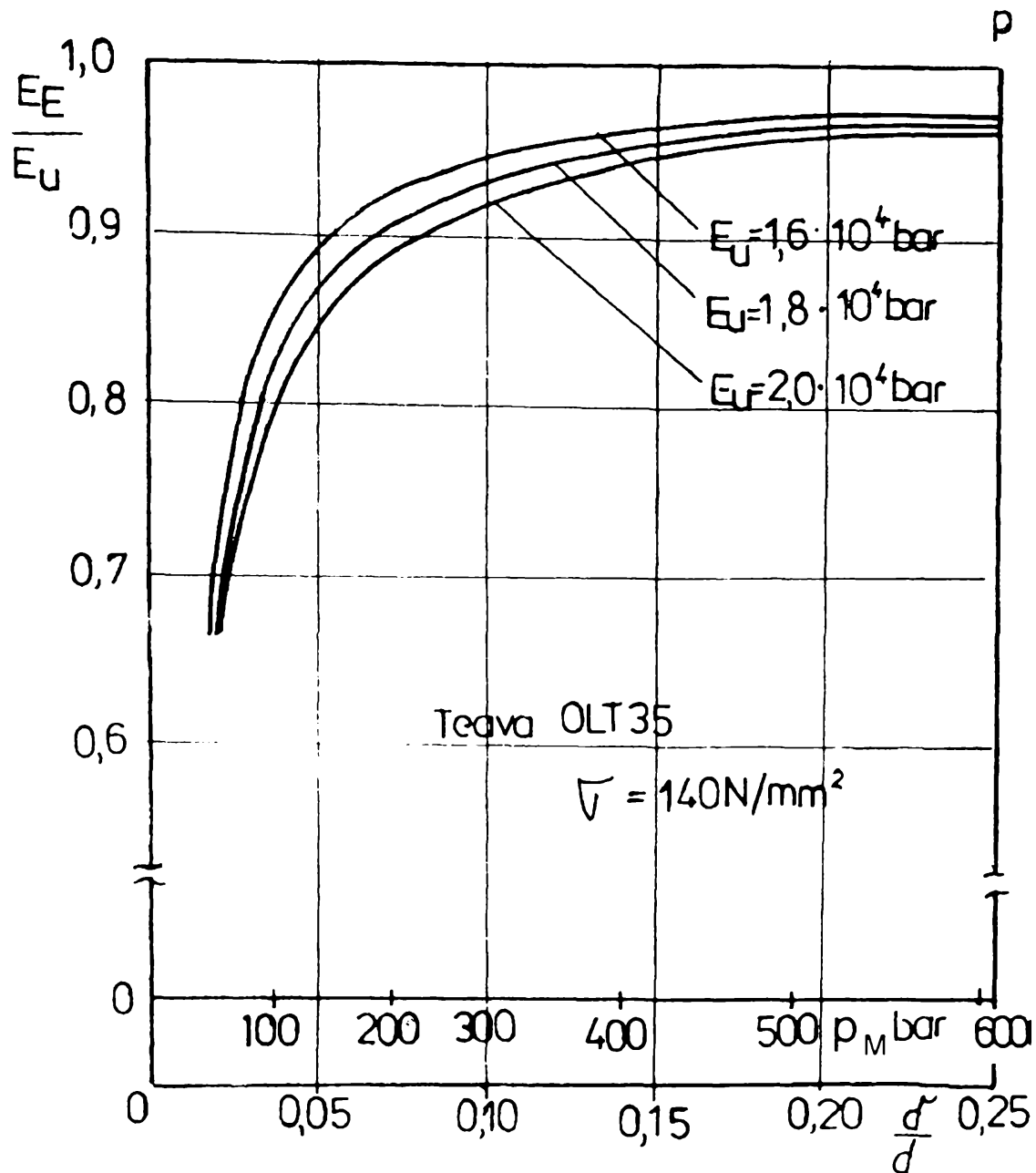


Fig. 5.2.12 Influenta conductei si a presiunii asupra elasticitatii echivalente

Conceptul de actionare hidrostatică cu reglare secundară, cunoscut din anii '80 si dezvoltat în ultimii ani, se poate compara prin analogie electro-hidraulică cu actionările electrice reglabile.

Reglarea secundară devine importantă acolo unde actionarile conventionale nu pot îndeplini solicitările tehnice în raport cu dinamica, precizia reglărilor de turatie si pozitionare, cu posibilitățile de recuperare a enegiei fără transformare.

Reglarea secundară se localizează la nivelul motorului hidraulic rotativ si vizează variatia parametrului presiune. spre deosebire de reglarea primară care se impune prin

modificarea capacității volumice a pompei.

### 5.2.2.1 Principiile de bază ale reglării secundare

Sistemul de actionare conventional funcționează pe baza reglării volumice, ceea ce înseamnă ca unitatea primară (pompa) și cea secundară (motorul) sunt legate între ele prin debitul vehiculat în circuitele de legătură (Fig. 5.2.13).

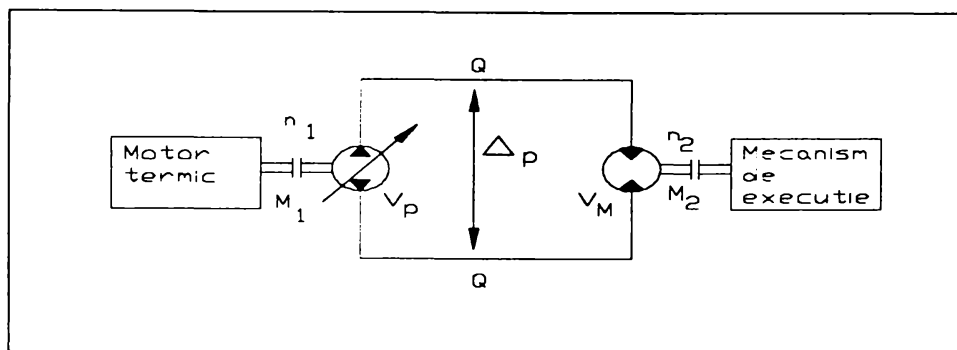


Fig. 5.2.13 Circuit închis cu reglare primară

Turatia  $n_1$  și volumul geometric  $V_p$  stabilite la nivelul pompei asigură alimentarea motorului hidraulic, având volumul geometric constant  $V_M$ , cu debitul  $Q$ , determinându-i funcționarea la turatia  $n_2$ .

La modificarea solicitărilor impusă de mecanismul de executie, sistemul reacționează prin schimbarea căderii de presiune  $\Delta p$ , timp în care coloana de ulei este comprimată și apoi destinsă din nou [7], [11].

Stăpânirea fenomenelor dinamice astfel apărute impune măsuri speciale în vederea asigurării stabilității sistemului. În vederea eliminării dezavantajelor sistemului prezentat, se impune conceperea unei soluții tehnice, care să asigure:

- alimentarea mai multor consumatori, fără influențe reciproce;
- eliminarea rezistențelor hidraulice;
- recuperarea de energie la nivelul unității primare;
- presiune de alimentare constantă, etc.

Dotarea unității secundare (a motorului) cu un dispozitiv mecanic de reglare va permite asigurarea celor menționate. Acest dispozitiv va permite menținerea fermă a mecanismului acționat pe poziție fermă, independent de unghiul de basculare al motorului, fără să fie necesară utilizarea unei frâne. În plus, în funcție de direcția de acțiune a dispozitivului, unitatea secundară poate lucra atât în regim de motor (preponderent), cât și în regim de pompa (la frânare).

Se prezintă în continuare câteva sisteme de reglare a unității secundare pentru ilustrarea mai clară a fenomenului (figurile 5.2.14, 5.2.15, 5.2.16, 5.2.17). Dispozitivele utilizate evoluează de la simplu la complicat, în funcție de pretențiile reglării, purtând denumirea generică de regulator.

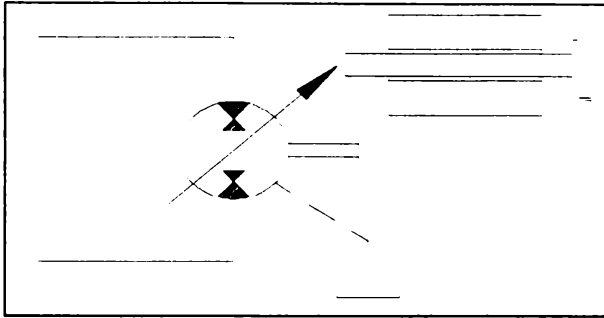


Fig.5.2.14 Reglare manuală

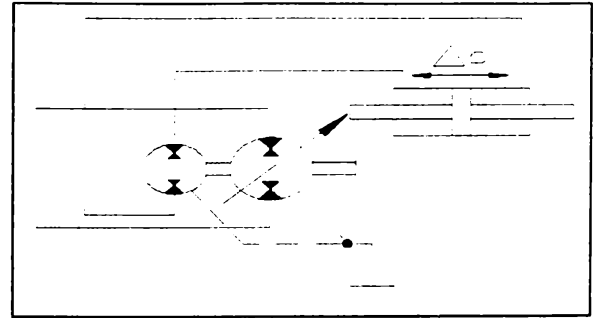


Fig.5.2.15 Dispozitiv tahoregulator hidraulic

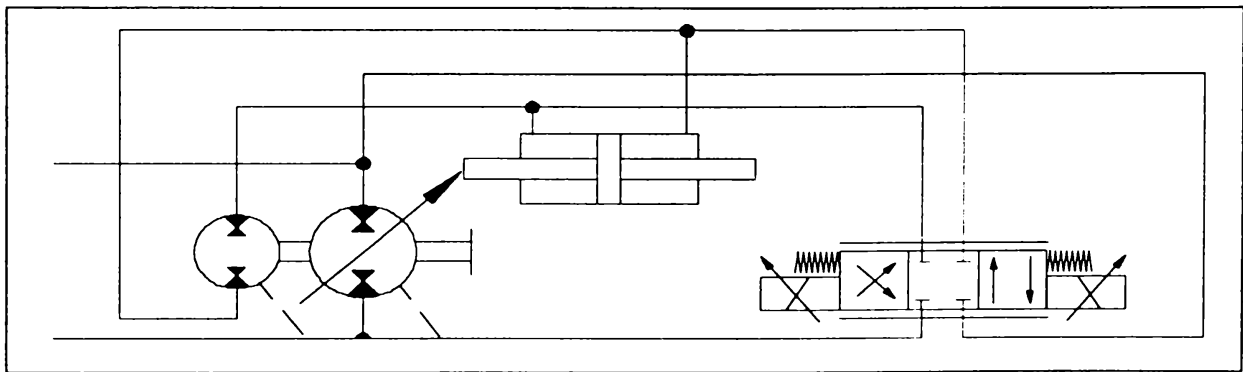


Fig.5.2.16 Reglare electrohidraulică

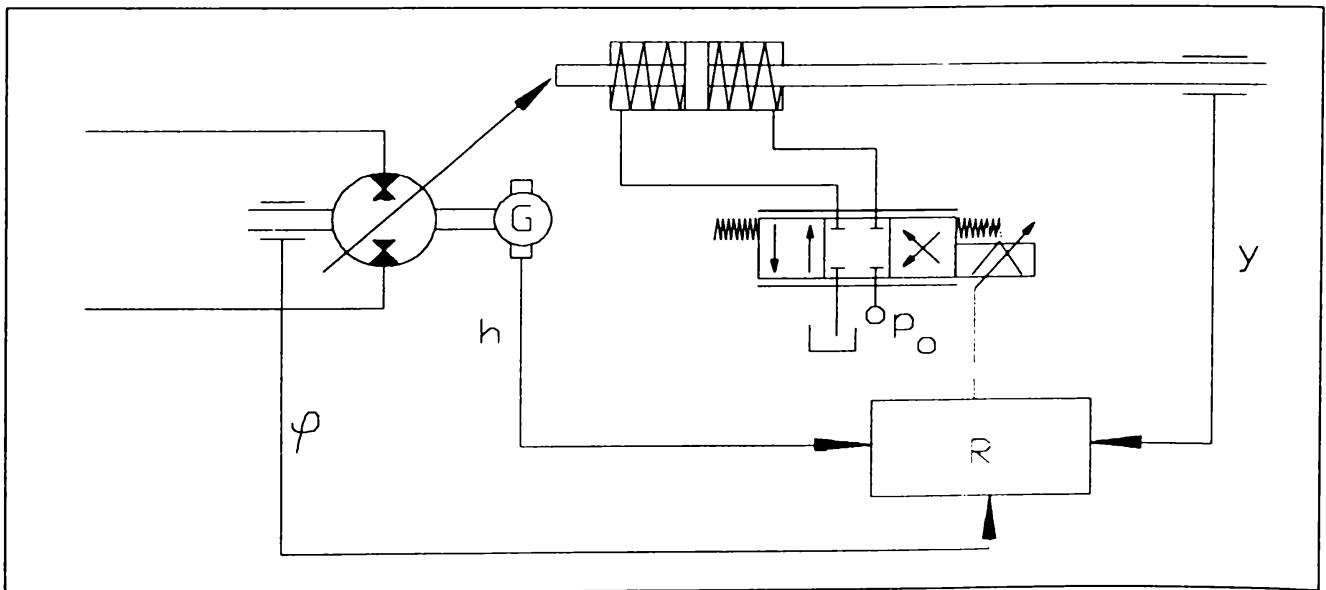


Fig. 5.2.17 Reglare proporțională cu traductor de poziție



### 5.2.2.2. Modelul neliniar

Considerând același sistem de reglare, modelul matematic neliniar se stabilește după cum urmează:

Acceleratia unghiulară la arborele motorului [34]:

$$\dot{\omega} = \frac{1}{I_{ech}} \cdot (M_{kT} - M_L - M_{R_s}) \quad (5.235)$$

unde: 
$$M_{kT} = \sum_{i=1}^{Z_p} M_{k_z} \quad (5.236)$$

$$M_{R_s} = \text{sgn}(\omega) \cdot [(M_{RstH} - M_{Rst\infty}) \cdot e^{kR \cdot \omega} + M_{Rst\infty}] \quad (5.237)$$

$$M_{k_z} = r_{st} \cdot \left[ -\sin \varphi \cdot \sin \alpha + r_{st} \cdot \frac{\mu_G}{V_{rel}} \cdot (-\omega - \sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \text{tg} \alpha \cdot \Omega) \right] \cdot N \quad (5.238)$$

$$V_{rel} = \sqrt{V_{Xrel}^2 + \frac{V_{Yrel}^2}{\cos^2 \alpha}} \quad (5.239)$$

$$V_{Xrel} = -r_{st} \cdot \cos \varphi \cdot \omega \quad (5.240)$$

$$V_{Yrel} = r_{st} \cdot (\sin \varphi \cdot \omega + \cos \varphi \cdot \text{tg} \alpha \cdot \Omega) \quad (5.240a)$$

$$N = \frac{p_z \cdot A_k}{\cos \varphi - \frac{\mu_G}{V_{rel}} \cdot V_{Zrel} - \mu_k \cdot \text{sgn}(\dot{z}_s) \cdot c} \quad (5.241)$$

$$V_{Zrel} = V_{Yrel} \cdot \text{tg} \alpha \quad (5.242)$$

$$c = \frac{l_k + \mu_k \cdot \frac{d_k}{2} \cdot \text{sgn}(\dot{z}_s) + \mu_k \cdot \frac{d_k}{2} \cdot \text{sgn}(\dot{z}_s) + (l_k - s^*)}{s^*} \cdot \sqrt{\left(\frac{\mu_G}{V_{rel}}\right)^2 \cdot (V_{Xrel}^2 + V_{Yrel}^2) + 2 \cdot \frac{\mu_G}{V_{rel}} \cdot V_{Yrel} \cdot \sin \alpha + \sin^2 \alpha} \quad (5.243)$$

$$s^* = l_k - l_T + r_{st} \cdot \cos \varphi \cdot \text{tg} \alpha \quad (5.244)$$

$$\dot{z}_s = r_{st} \cdot \sin \varphi \cdot \text{tg} \alpha \cdot \omega + r_{st} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos^2 \alpha} \cdot \Omega \quad (5.245)$$

Frecarile dintre pistoane și corpul cilindrilor se estimează prin coeficientul de proportionalitate:

$$k_z = \left| \frac{\eta \cdot \dot{z}_s}{r_{st} \cdot \text{tg} \alpha \cdot p_z} \right| \quad (5.246)$$

Viteza de variație a presiunii este descrisă de:

$$\dot{p}_z = \frac{E_u}{V_{zm} + r_{st} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{\max} - \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha) \cdot A_z} \cdot \left[ \operatorname{sgn}(p_A - p_z) \cdot \alpha_{st} \cdot A_{st}(\varphi) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_A - p_z)} - \right. \\ \left. - \frac{\pi \cdot d_z \cdot \Delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot s} \cdot (p_z - p_R) + r_{st} \cdot \left( \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \omega + \frac{\cos \varphi}{\cos^2 \varphi} \cdot \Omega \right) \cdot A_k \right] \quad (5.247)$$

unde coeficientul de debit se aproximează prin

$$\alpha_{st} = 0,69 + \frac{0,31}{1 + |p_A - p_z|} \quad (5.248)$$

Relatiile prezentate, sunt stabilite pe baza Fig. 5.2.19. Acestea legate între ele în conformitate cu schema bloc din Fig. 5.2.20, permit modelarea sistemului analizat, tinând cont de neliniaritățile esențiale.

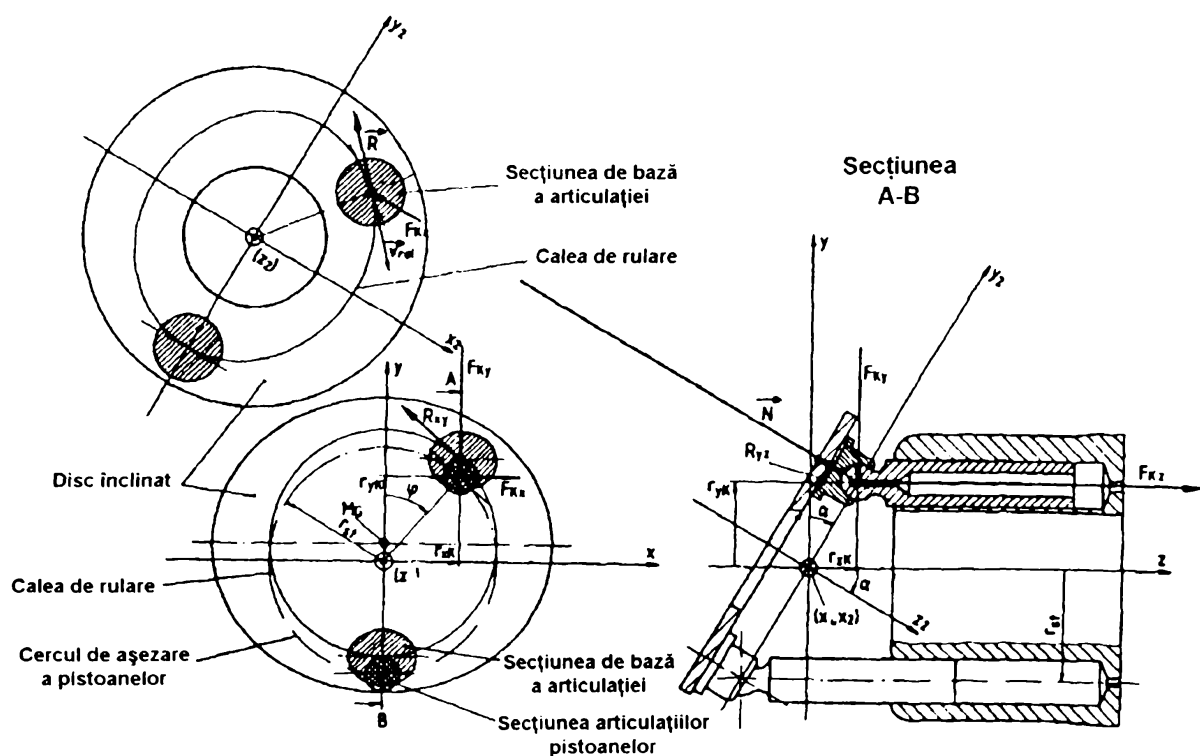


Fig. 5.2.19 Schema principală a pompei

### 5.2.2.3 Analiza modelului de simulare

În vederea valorificării celor relatate până în prezent, se propune prezentarea caracteristicii de tracțiune a unei transmisii hidrostatice de propulsie cu reglare dublă (primară și secundară Fig. 5.2.21).

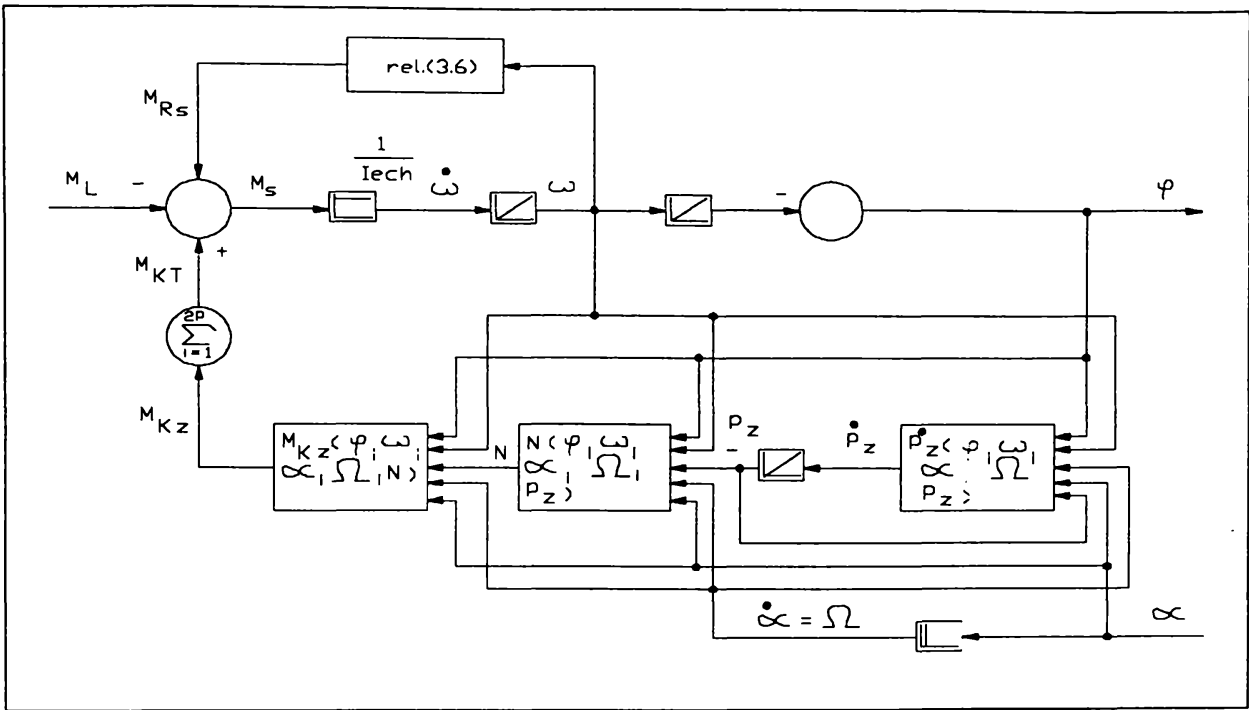


Fig. 5.2.20 Schema bloc

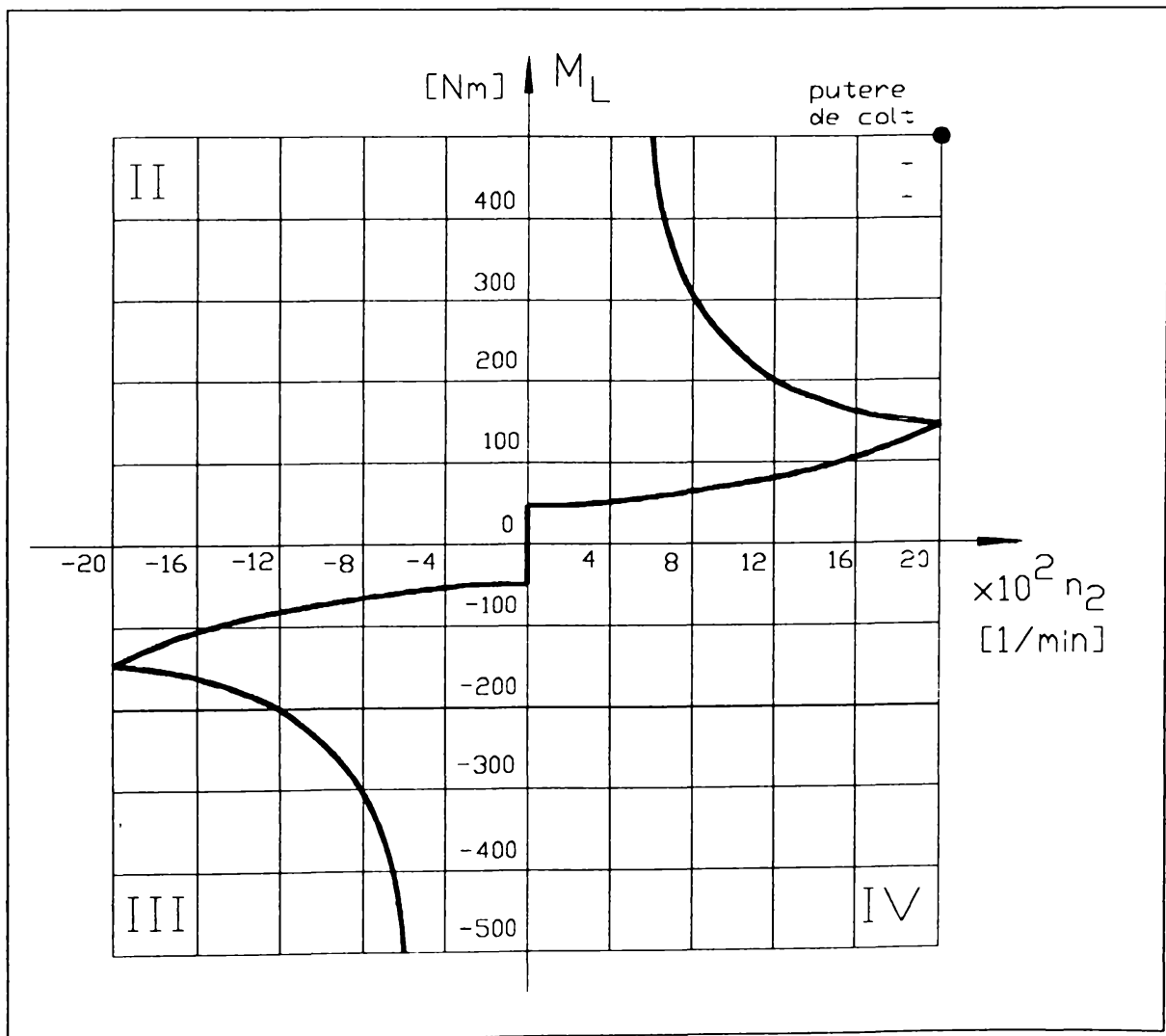


Fig. 5.2.21 Caracteristica moment-turatie



Se menționează faptul că transmisia ține și locul frânei de serviciu (funcționare în cadranul III) [18]. Reglajul secundar îmbunătățește în mod evident randamentul transmisiei pe un domeniu larg de rotații. Cele afirmate sunt justificate de rezultatele simulării aplicate modelului nelinier al motorului echipat cu dispozitiv de reglare. Simularea s-a efectuat continuu în mediul de simulare MATLAB, utilizând instrucția Isim.

În urma prelucrării rezultatelor simulării am obținut curba de moment reglat (Fig. 5.2.22).

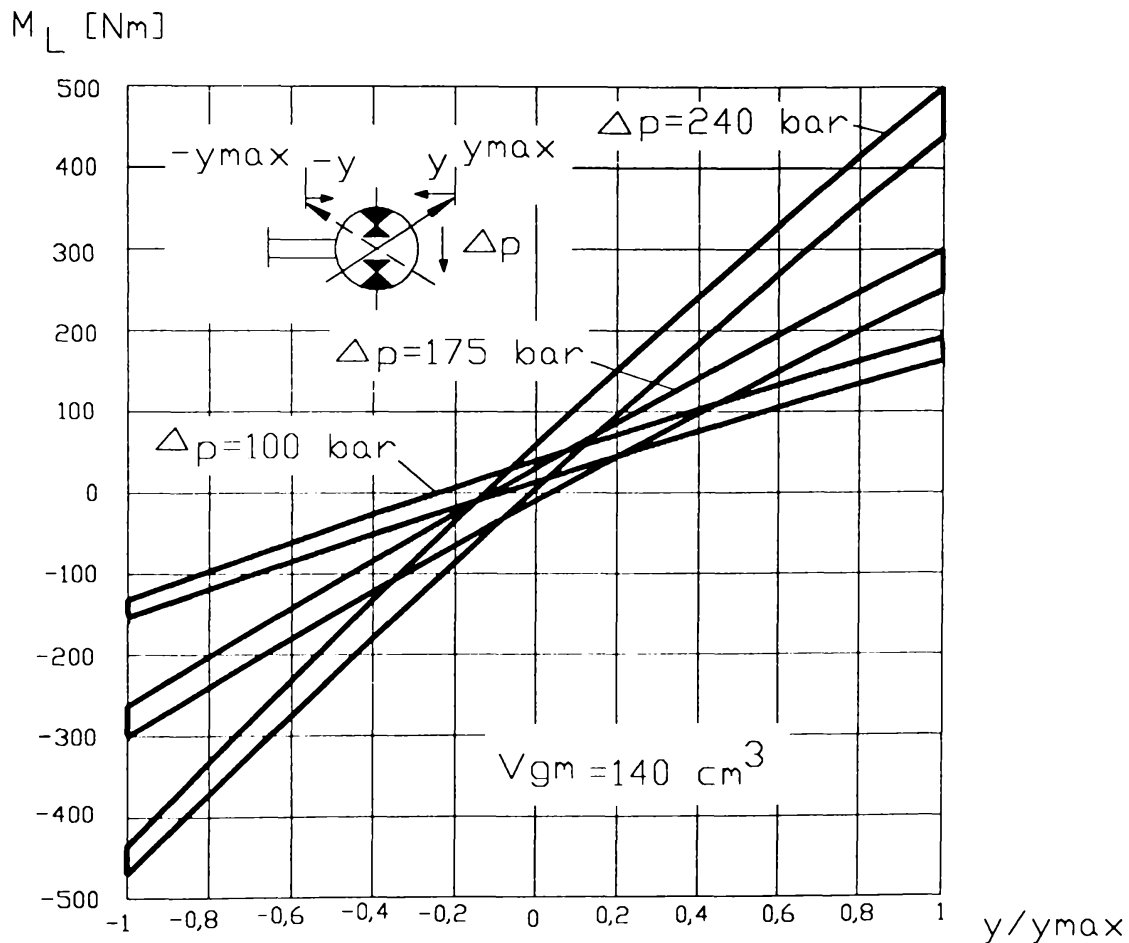


Fig. 5.2.22 Momentul reglat

Histereza crește cu presiunea, cu efecte neglijabile asupra comportării transmisiei hidraulice de tracțiune, atunci când efectul de frânare este utilizat primordial.

Pentru sisteme hidraulice de poziționare, reducerea histerezei este posibilă prin menținerea constantă a rotației, ajustată cu un dispozitiv derivativ.

În comparație cu sistemele de acționare convenționale, unghiul de basculare al unității secundare (motor) nu este definitiv în privința turatiei acesteia din urmă. Momentul de ieșire este mărimea care se controlează, proporțional cu presiunea reglată la nivelul motorului.

Reglarea secundară, prin natura procedurii, corespunde din punct de vedere energetic unor transformări cu pierderi minime (motorul poate deveni pompa la funcționarea în cadranele III și IV).

Funcționarea în patru cadrane este posibilă chiar și în circuit deschis, iar acționarea simultană și independentă a mai multor unități permite atingerea unor randamente globale ridicate.

Pentru transmisii hidraulice de propulsie, circuitele cu reglaj dublu (primar și secundar) sunt deosebit de avantajoase.

În vederea simplificării comenzilor se obișnuiește introducerea succesivă a reglajelor.

La sfârșitul domeniului corespunzător reglajului primar, se cuplează automat dispozitivul de reglare de pe unitatea secundară, obținând caracteristici de tracțiune favorabile în jurul punctului nominal de lucru.

Facilitățile oferite de sistemele cu reglare secundară (programarea unor caracteristici speciale), se impun în concepțiile noi de transmisii hidraulice datorită preciziei și stabilității oferite de acestea.

Cuplarea unor dispozitive de reglare având funcționare P–D, cu microprocesoare programate, permite obținerea unor performanțe superioare în domeniul reglării momentului, turatiei și al poziționării.

### **5.2.3. Transmisie cu reglaj dublu**

Se precizează de la bun început că este vorba de transmisie în circuit închis. Datorită faptului că reglajul se efectuează atât asupra unității primare (pompa) cât și asupra unității secundare (motor), domeniul de rapoarte realizabil este mai extins decât la sisteme convenționale.

Se poate atinge valoarea de  $i=8(10)$ , cu randamente superioare și caracteristici de tracțiune favorabile.

Pentru a păstra avantajul transmisiilor hidrostatice, de a asigura modificarea continuă a raportului de transmitere, se realizează transmisiile hidrostatice în circuit închis cu reglaj succesiv automat.

Prin legătura funcțională a sistemelor de reglare primar și secundar, la sfârșitul domeniului corespunzător reglajului primar, se cuplează automat dispozitivul de reglare de pe unitatea secundară, obținând caracteristici de tracțiune favorabile în jurul punctului nominal de lucru.

Sisteme frecvent utilizate la utilaje mobile, care oferă pe lângă caracteristici de lucru superioare, productivitate sporită a utilajului și confortul operatorului uman, sunt cele similare cu transmisiile oferite de firma LINDE, Germania.

Asa numita comandă "automotivă" prin supapa de "inch" (apropiere) asigură pornirea și oprirea comodă a utilajului prin reglarea presiunii de comandă de la zero la valoarea maximă.

### 5.2.3.1. Descrierea schemei hidraulice

Schema hidraulică a transmisiei utilizează elemente fabricate de LINDE (BPV, BMR) îmbinate într-o concepție originală a autorului.

Descrierea și funcționarea transmisiei se urmărește pe baza Fig. 5.2.23.

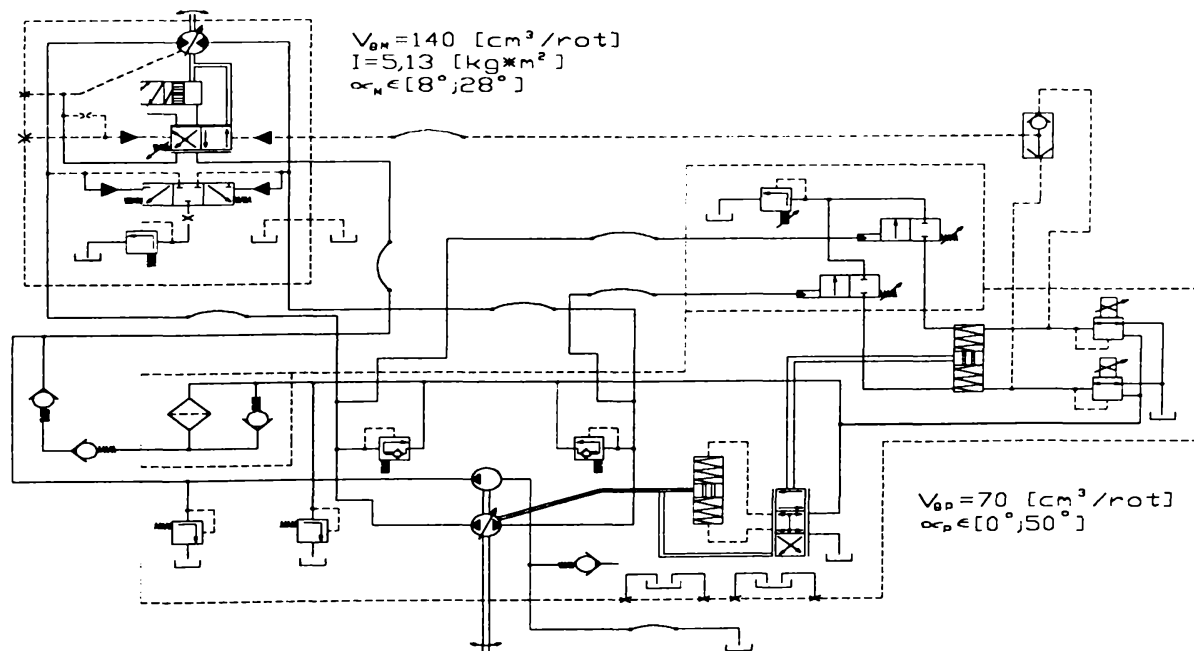


Fig. 5.2.23 Schema transmisiei cu reglaj dublu

Pompa cu pistoane axiale prevăzută cu dispozitiv de reglare format din cilindru hidraulic (servo) alimentat de un sertar proporțional la presiune relativ joasă, debitează în motorul hidraulic variabil echipat cu dispozitiv de reglare similar.

Sertarul pompei este comandat proportional de la grupul de supape înglobat. Presiunea de alimentare se obtine de la pompa auxiliară cu roti dintate.

Pentru selectarea sensului de inclinare a discului pompei sunt prevazute distribuitorile 3/2 comandate electric.

Presiunea de pilotare pentru servocilindru este presiunea dinaintea supapei de apropiere, generată de debitul proportional cu turatia pompei auxiliare ce debitează printr-un orificiu calibrat.

Mărirea sectiunii de trecere a supapei de apropiere ("inch") reduce atât presiunea de pilotare cât si unghiul de inclinare al pompei.

Pentru realizarea unei comenzi ferme în cazul schemei de mai sus, presiunea înaltă furnizată de pompa principală este conectată la cilindrul aditional de comandă.

Arcul de comandă al dispozitivului de reglare al motorului fiind mai "tare", se obtine reglarea continuă a acestuia din urmă de la supapa de apropiere a pompei.

În acest sens presiunea de pilotare de la pompă este adusă si la motor, indiferent de directia de inclinare a pompei.

Astfel din momentul în care pompa a ajuns la volum geometric maxim, este activat si dispozitivul de comandă al motorului. Acesta din urmă basculează blocul motorului în directia unor volume geometrice reduse pentru mărirea turatiei.

În sens invers, atunci când se urmăreste reducerea turatiei, frânarea, se actionează supapa de apropiere spre deschideri mărite. Presiunea de pilotare scade, afectând în prima fază starea dispozitivului de reglare al motorului. Acesta revine la volume geometrice mai mari, reducându-si turatia.

Modificarea bruscă a stării supapei de apropiere reduce rapid presiunea de pilotare, ceea ce conduce la micsorarea volumului geometric al acesteia odată cu o frânare mai violentă.

Motorul cu capacitate fixă utilizat într-un circuit închis la regimul de frânare poate functiona în conditii nefavorabile date de aparitia cavitatiei la deceleratii mari.

Acest dezavantaj este eliminat în cazul utilizării schemei de mai sus, sau cel putin este redus la minim.

Deceleratia este maximă de obicei în prima fază a procesului de frânare, după care scade treptat. Faza de început a frânării este acoperită de modificarea volumului geometric al motorului.

Pentru a putea fi cuplat cu motoare variabile în sensul lărgirii domeniului de lucru, supapa de apropiere din componenta pompei este reglată astfel încat să aibă o portiune

"moartă" a domeniului de acțiune, rezervată pentru mărirea/scăderea presiunii de pilotare. necesară comenzii motorului.

Pentru realizarea efectului maxim de frânare pe porțiunea care acoperă domeniul de reglaj secundar, este necesară alegerea corectă a motorului și realizarea adecvată a legăturilor între acesta și unitatea primară.

Avantajele reglajului secundar relatate în cadrul paragrafului precedent se regăsesc în prezentul model.

Balanta de presiune constituită între dispozitivele de reglare ale elementelor transmisiei (unitatea primară și secundară) asigură o continuitate perfectă, fără trepte a reglajului atât în sensul accelerării cât și a decelerării.

La procesul de frânare motorul devine pompa care își mărește volumul geometric, lucru aparent echivalent cu reducerea volumului geometric al pompei. Modelul fenomenului va fi prezentat în paragraful următor, evidențiind efectele secundare care pot apărea în funcționare.

Se menționează că pe domeniul reglajului secundar (bascularea motorului), efectele traseelor de legătura asupra fenomenelor dinamice care apar, sunt altele decât cele prezentate în capitolele precedente. Acestea vor fi subliniate în cele ce urmează.

### **5.2.3.2. Modelarea matematică**

Modelele matematice vor fi stabilite pe baza celor relatate în cadrul paragrafului 5.2.1.2, ținând cont însă de structura deosebită a sistemului.

Dacă pentru modelul prezentat la cap.5.2.1 s-a luat drept mărime de intrare unghiul de basculare a pompei (pe lângă turatia acesteia), atunci în cazul de față este necesară introducerea celei de a doua mărimi de intrare: unghiul de basculare a motorului.

În situațiile obișnuite (la variații de mică amplitudine a mărimii de intrare), cele două mărimi acționează succesiv, ordinea de acțiune fiind determinată de regimul de funcționare (tracțiune sau frânare).

În cazul unor variații de mare amplitudine a mărimii de intrare, ele pot acționa simultan (datorită inerției unuia sau celeilalte dintre dispozitivele de reglare), cauzând fenomene complexe greu controlabile, însă de scurtă durată.

Răspunsul sistemului în acest caz este rapid și "violent" în ambele sensuri ale reglajului. Uneori este necesară limitarea superioară sau dozarea variației din considerente energetice și inerțiale.

La construirea modelelor matematice se va tine seama de schema de reglare (comanda) prezentată în Fig.5.2.24.



Fig. 2.2.24 Schema de reglare a transmisiei

Se vor construi modelele doar pentru cazul regimului de frânare al transmisiei, modul de lucru fiind asemănător și pentru regimul de tractiune.

$$p_c \in [0, p_{cmax}]$$

Pentru  $p_{c1} < p_c < p_{cmax}$  corespunde reglajul unității secundare, iar pentru  $p_c < p_{c1}$  are loc reglarea unității primare;  $p_{c1} \in [0, p_{cmax}]$

Tinând cont de aspectele relatate, relațiile: (5.77), (5.78), (5.79), (5.80a), (5.80b), (5.80), (5.81), (5.82), (5.83), (5.84) rămân valabile și aici.

În plus pentru  $p_c > p_{c1}$  se stabilește relația:

$$Q_M = k_{Q\alpha} \cdot \alpha_M \quad (5.249)$$

în condițiile unei variații mici ale parametrului de reglare și ale unor condiții la limita privind vârfurile de presiune la care intră în funcțiune supapele de siguranță.

În acest context se pot construi următoarele modele liniare, trecute în Laplace (raportate la racordurile P și M):

$$Q_1(s) + k_{pi} \cdot \Delta p_p(s) + k_{pj} \cdot p_{1p}(s) = V_{gp} \cdot n_p \cdot \frac{1}{s} \quad (5.250)$$

$$Q_2(s) + k_{pi} \cdot \Delta p_p(s) - k_{pj} \cdot p_{2p}(s) = V_{gp} \cdot n_p \cdot \frac{1}{s} \quad (5.251)$$

$$Q_3(s) - k_{Mi} \cdot \Delta p_M(s) - k_{Mj} \cdot p_{1M}(s) = k_{V_{gM}} \cdot \alpha_M(s) \cdot s \cdot \gamma_M(s) \quad (5.252)$$

$$Q_4(s) - k_{Mi} \cdot \Delta p_M(s) + k_{Mj} \cdot p_{2M}(s) = k_{V_{gM}} \cdot \alpha_M(s) \cdot s \cdot \gamma_M(s) \quad (5.253)$$

$$1 \cdot s^2 \cdot \gamma_M(s) = p_M(s) \cdot k_{V_{gM}} \cdot \alpha_M(s) + k_M \cdot s \cdot \gamma_M(s) + k_{poz} \cdot \gamma_M(s) \quad (5.254)$$

Ecuatiile de mai sus se completează cu relațiile care descriu procesele nestationare în conducte. Acestea se obțin din relațiile: (5.90), (5.91), (5.92), (5.93) scrise în debite.

$$\operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] \cdot p_{1p}(s) - \frac{E_f \cdot \Theta(s)}{A_p \cdot s} \operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l] \cdot Q_1(s) = p_{1M}(s) \quad (5.255)$$

$$\frac{s}{E_f \cdot \Theta(s)} \operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l] \cdot p_{1p}(s) + \frac{1}{A_p} \cdot \operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] \cdot Q_1(s) = \frac{1}{A_M} Q_3(s) \quad (5.256)$$

$$\operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] \cdot p_{2p}(s) - \frac{E_f \cdot \Theta(s)}{A_p \cdot s} \operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l] \cdot Q_2(s) = p_{2M}(s) \quad (5.257)$$

$$\frac{s}{E_f \cdot \Theta(s)} \operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l] \cdot p_{2p}(s) + \operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] \cdot \frac{1}{A_p} \cdot Q_2(s) = \frac{1}{A_M} Q_4(s) \quad (5.258)$$

Rezolvarea sistemului conduce la următoarea funcție de transfer:

$$w_{\alpha\gamma}(s) = \frac{\gamma_M(s)}{\alpha_M(s)} = \frac{V_{gp} \cdot n_p}{k_{V_{gM}} \cdot s^2 \cdot \{X(s) \cdot \operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] + Y(s) \operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l]\}} \quad (5.259)$$

Aici

$$X(s) = 1 + \frac{k_p + k_M}{k_{V_{gM}} \cdot s} \cdot \frac{p_M(s)}{\gamma_M(s)} \quad (5.260)$$

$$Y(s) = \frac{2 \cdot E_f \cdot k_p \cdot \Theta(s)}{A \cdot s} + \frac{A \cdot p_M(s)}{2 \cdot V_{gM} \cdot E_f \cdot \Theta(s)} \cdot \left[ 1 + \frac{4 \cdot k_p \cdot k_M \cdot E_f^2 \cdot \Theta^2(s)}{A^2 \cdot s^2} \right] \quad (5.261)$$

$$k_p = k_{pi} + \frac{k_{pj}}{2} \quad k_M = k_{Mi} + \frac{k_{Mj}}{2} \quad (5.262)$$

$$w_{p\gamma}(s) = \frac{p_M(s)}{\gamma_M(s)} = \frac{1 \cdot s^2 + k_M \cdot s + k_{p0\gamma}}{k_{V_{gM}}} \quad (5.263)$$

La oscilațiile armonice ale modelului liniar al transmisiei presiunile în cavitățile motorului se modifică doar ca fază, amplitudinile rămânând egale. Ca urmare  $p_{1M} = -p_{2M}$ .

Din funcția de transfer și relațiile de mai sus obținem:

$$p_{1M}(s) = \frac{w_{\alpha\gamma}(s) \cdot w_{p\alpha}(s)}{2} \cdot \gamma_M(s) \quad (5.264)$$

Pentru găsirea valorilor primelor două frecvențe de rezonanță și aprecierea amplitudinii oscilațiilor la aceste frecvențe, funcția de transfer de mai sus se poate simplifica prin înlocuirea  $\operatorname{ch}[n(s)l]$  și  $\operatorname{sh}[n(s)l]$  cu primii termeni ai descompunerii în serie:

$$\operatorname{ch}[\Theta(s) \cdot l] \approx 1 + \frac{4 \cdot l^2}{\pi^2} \cdot \Theta^2(s) \quad (5.265)$$

$$\operatorname{sh}[\Theta(s) \cdot l] \approx \left[ 1 + \frac{l^2}{\pi^2} \cdot \Theta^2(s) \right] \cdot \Theta(s) \cdot l \quad (5.266)$$

Obținem funcția de transfer sub formă (cu  $k_{p0\alpha}=0$ ):

$$w_{\alpha\gamma}(s) = \frac{\gamma_M(s)}{\alpha_p(s)} = \frac{V_{gp} \cdot n_p}{k_{V_{gM}} \cdot (1 \cdot s^2 + k_M \cdot s) \cdot \left( \frac{1}{\omega_1^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \zeta_1}{\omega_1} \cdot s + 1 \right) \cdot \left( \frac{1}{\omega_2^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \zeta_2}{\omega_2} \cdot s + 1 \right)} \quad (5.267)$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot E_F}{I \cdot A \cdot l} \left[ 2 + \frac{I \cdot A \cdot \pi^2}{4 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot l \cdot x_p \cdot \beta \cdot \rho_0} \pm \sqrt{4 + \frac{I \cdot A \cdot \pi^2}{2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot l \cdot x_p \cdot \beta \cdot \rho_0} + \frac{l^2 \cdot A^2 \cdot \pi^4}{(4 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot l \cdot x_p \cdot \beta \cdot \rho_0)^2}} \right]} \quad (5.268)$$

$$S_1 = \frac{\omega_1}{2} \cdot \left[ \frac{I \cdot (k_p + k_M)}{k_{V_{gM}}^2} + \frac{A \cdot l \cdot k_M}{2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot E_F} \right] \quad (5.269)$$

$$S_2 = \frac{\omega_1^2}{2 \cdot \omega_2} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot \omega_2^2 \cdot l^3 \cdot \rho_0}{\pi^2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot E_F} \cdot \left[ \frac{2 \cdot l \cdot (k_p + k_M)}{I} + \frac{I \cdot f \cdot R_a}{4 \cdot \rho_0 \cdot E_F} + \frac{f \cdot k_M}{4 \cdot E_F} \right] - \frac{I \cdot (k_p + k_M)}{k_{V_{gM}}^2} - \frac{A \cdot l \cdot k_M}{2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot E_F} \right\} \quad (5.270)$$

$$R_a = \frac{8 \cdot x_a \cdot \rho_0 \cdot v}{\Gamma_0^2} \quad (5.271)$$

Pentru aprecierea frecvențelor  $\omega_{1,2}$  este util să calculăm valorile lor limită. Acestea se obțin pentru:

$$\frac{I \cdot A \cdot \pi^2}{4 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot l \cdot x_p \cdot \beta \cdot \rho_0} \rightarrow \infty \quad (5.272)$$

și

$$\frac{I \cdot A \cdot \pi^2}{4 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot l \cdot x_p \cdot \beta \cdot \rho_0} \rightarrow 0 \quad (5.273)$$

Pentru primul caz valorile limită corespunzătoare sunt:

$$\omega_{1\infty} = \sqrt{\frac{2 \cdot k_{V_{gM}}^2 \cdot E_F}{I \cdot A \cdot l}} \quad (5.274)$$

$$\omega_{2\infty} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{E_F}{x_p \cdot \beta \cdot \rho_0}} \quad (5.275)$$

$\omega_{1\infty}$  reprezintă frecvența oscilațiilor axului motorului hidraulic, fără să se țină seama de procesele ondulatorii din conductele transmisiei [45].

$\omega_{2\infty}$  corespunde frecvenței proprii a oscilațiilor lichidului în conducte la frânarea motorului.

Pentru cazul al doilea:

$$\omega_{10} = \frac{\pi}{2 \cdot l} \sqrt{\frac{E_F}{x_p \cdot \beta \cdot \rho_0}} \quad (5.276)$$

$$\omega_{20} \rightarrow \infty \quad (5.277)$$

$\omega_{10}$  este prima frecvență proprie a oscilațiilor lichidului în conducte la mersul în gol.

Valoarea lui  $\omega_{20}$  nu are sens fizic și este datorată descrierii aproximative a proceselor la utilizarea dezvoltărilor în serie a funcțiilor sh și ch.



Pentru analiza comportării sistemului din punct de vedere dinamic, se calculează funcțiile de frecvență, introducând în relația funcției de transfer  $s=j\omega$ .

Rezultă

$$W_{\gamma\alpha}(j\omega) = \frac{V_{gp} \cdot n_p}{k_{V_{gM}} \cdot \left[ 1 + k_{M1} \cdot (j\omega) \right] \cdot \left[ \frac{1}{\omega_1^2} \cdot (j\omega)^2 + \frac{2 \cdot \zeta_1}{\omega_1} \cdot (j\omega) + 1 \right] \cdot \left[ \frac{1}{\omega_2^2} \cdot (j\omega)^2 + \frac{2 \cdot \zeta_2}{\omega_2} \cdot (j\omega) + 1 \right]} \quad (5.278)$$

reprezentând funcția de frecvență pentru modelul reglării secundare.

În situația în care variația parametrului de reglare este de mare amplitudine (depășește rezerva creată pentru reglaj secundar) și viteza de variație este de asemenea considerabilă, are loc reglajul primar și secundar simultan.

Simultaneitatea implică apariția unor fenomene rapid variabile. Analiza lor poate fi făcută în două moduri.

a) Prin considerarea presiunii de comandă ca intrare unică, ținând cont și de modelul dispozitivului de reglare (supapă "inch");

b) Prin considerarea sistemului, ca fiind liniar și continuu multivariabil, având două intrări simultane (unghiurile de basculare ale pompei respectiv motorului).

În continuare se va descrie modelul sistemului prin metoda b).

Această metodă în mod obișnuit presupune existența unui spațiu al stărilor, a unor variabile de stare, care caracterizează complet structura internă a sistemelor dinamice.

În cazul de față fiind vorba de două mărimi de intrare și una de ieșire, sistemul se consideră simplu. Modelarea se tratează după cum urmează:

Ecuatiile (5.250), (5.251) se transcriu în:

$$Q_1(s) + k_{pi} \cdot \Delta p_p(s) + k_{pj} \cdot p_{1p}(s) = k_{Qp} \cdot \alpha_p(s) \quad (5.279)$$

$$Q_2(s) + k_{pi} \cdot \Delta p_p(s) - k_{pj} \cdot p_{2p}(s) = k_{Qp} \cdot \alpha_p(s) \quad (5.280)$$

celelalte rămânând identice.

Această schimbare conduce la următoarea ecuație caracteristică:

$$\gamma_M(s) = \frac{1}{X(s) \cdot \text{ch}[\Theta(s) \cdot 1] + Y(s) \cdot \text{sh}[\Theta(s) \cdot 1]} \cdot \left[ \frac{k_{Qp} \cdot \alpha_p(s)}{V_{gM \max} \cdot s} + \frac{V_{gp \max} \cdot n_p \cdot \alpha_M(s)}{k_{V_{gM}} \cdot s^2} \right] \quad (5.281)$$



a) b)  
Fig. 5.2.25 Schemele bloc ale sistemului

cu aceleasi semnificatii ale notatiilor.

Schema bloc corespunzatoare este reprezentata in Fig.5.2.25, b) alaturi de schema functionala (fig.5.2.25,a).

### **5.2.3.3 Analiza comportării dinamice**

Figurile 5.2.26 si 5.2.27 reproduc variatia parametrilor mentionati pentru diferite valori ale coeficientului de amortizare obtinute prin simulări efectuate cu programele utilizate în cadrul paragrafelor anterioare. Analiza rezultatelor obtinute impune interpretarea curbelor prezentate.

Se remarcă zonele de trecere de la reglajul primar la cel secundar, datorită inertiei dispozitivului de reglare secundar. Eliminarea punctului de inflexiune sau reducerea unghiurilor dintre tangentele la curbe în aceste zone este posibilă prin mărirea coeficientilor de amortizare cu 15 - 22 %. Este evident faptul că un grad de amortizare superior contribuie la mărirea stabilității sistemului, însă poate afecta negativ, la un moment dat, calitățile dinamice ale acestuia. În acest context este de remarcat faptul că în cazul reglajelor duble, o deosebită atenție trebuie acordată legăturilor hidraulice de comandă (pe lângă cele de forță). Transmiterea semnalului de comandă trebuie temporizată astfel încât să se obțină o compensare maximă a inertiei dispozitivului de reglare secundar. Analiza circuitelor de comandă se efectuează în mod similar cu cele descrise în paragrafele precedente, ținând cont caracterele impedanțelor de intrare si iesire în traseele de legătură. Această analiză presupune cunoasterea în detaliu a dispozitivelor de reglare si nu constituie obiectul acestei lucrări. Timpul de trecere la reglaj secundar este în jur de 0,1 - 0,15 s.

Revenind la rezultatele simulării se remarcă eficienta sporită a transmisiei hidrostactice cu reglaj dublu, în ceea ce priveste comportarea acesteia în regim de frânare.

Singurele aspecte negative, neevidentiate prin simulările prezentate, sunt legate de aparitia fenomenului de cavitatie, în special la transmisiile cu reglaj secundar.

Aparitia acestui fenomen nedorit poate compromite performantele de frânare ale transmisiei, reducând totodată si durata de viață a acesteia în cazul utilizării ei în conditii de frânare.

Aspectele legate de această latură a problemei sunt relatate în cadrul paragrafului 5.2.4., unde se dau si câteva solutii tehnice de diminuare a fenomenelor nedorite, cu afectarea minimă a performanțelor de frânare.

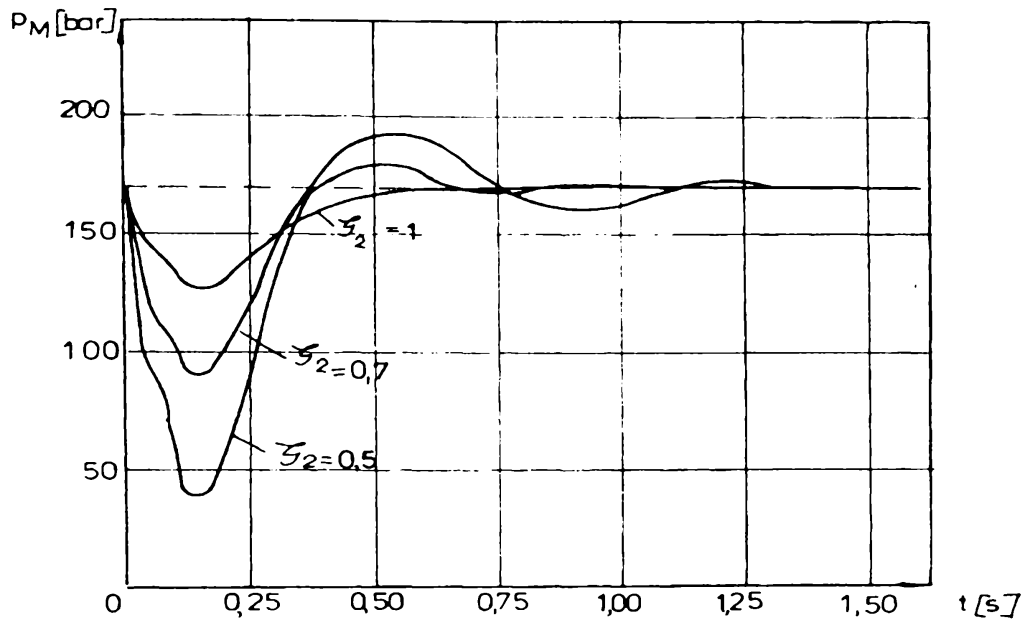


Fig. 5.2.26 Variatia parametrului presiune

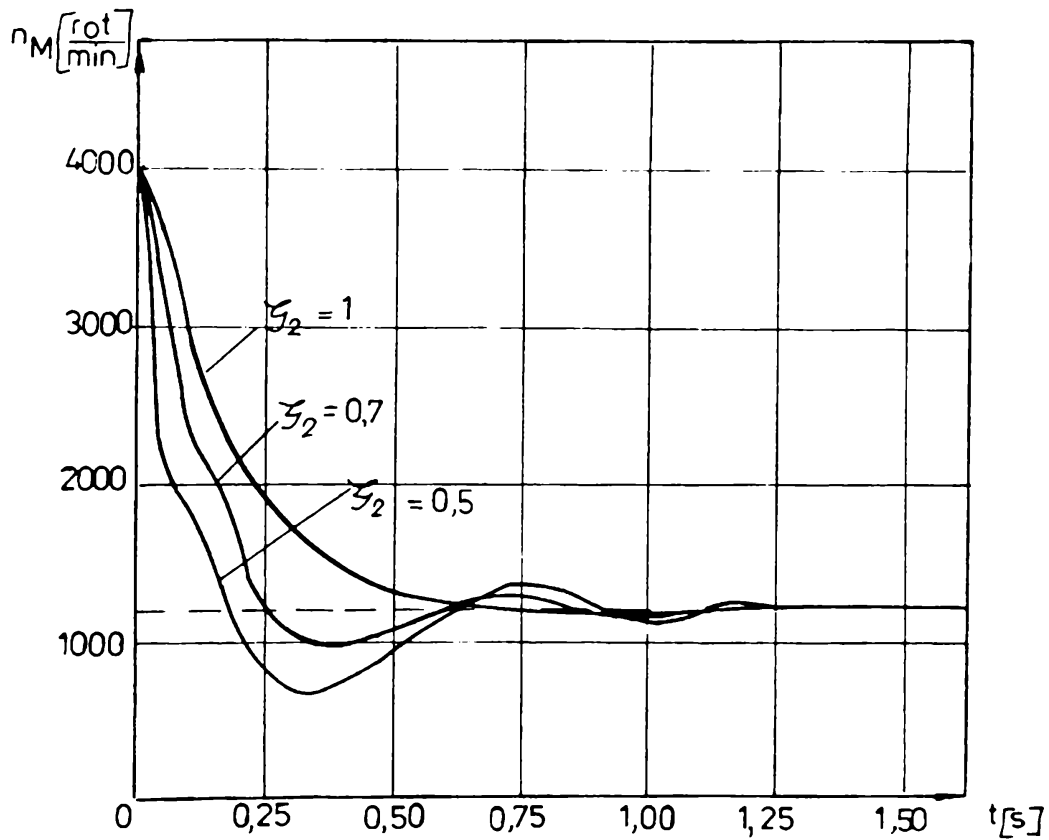


Fig.5.2.27 Variatia parametrului turatie

#### **5.2.4.Aspectele aparitiei fenomenului de cavitate**

În cele ce s-au prezentat, dificultatea majoră a constituit-o rezolvarea neliniarităților introduse de funcționarea anumitor elemente de acționare, respectiv de fenomene fizice care apar în timpul funcționării.

Modelele elementelor cu funcționare neliniară pot fi înlocuite în mod eficient prin modele liniare capabile să simuleze o comportare apropiată de cea reală.

În ceea ce privește fenomenele fizice care se manifestă pe parcursul exploatării sistemului, se va aborda fenomenul frecvent întâlnit în domeniu, CAVITATIA.

Studiile efectuate s-au orientat asupra sistemului hidraulic prezentat prin schema hidraulică din Fig. 5.2.1

În cadrul analizei, o importanță deosebită se va acorda conductelor de legătură, considerându-se curgerea nestationară în interiorul acestora.

Utilajele mobile, cu greutate specifică ridicată, capătă energie cinetică foarte mare la viteza de deplasare maximă.

La pornirea regimului de frânare, debitul pompei este redus, ceea ce în condițiile unei viteze de deplasare considerabile, permite ca motorul să funcționeze în regim de pompă.

Pompa propriuzisă nu este capabilă să asigure debitul cerut de motor. Astfel apare cavitate temporară în acesta din urmă.

În același timp va crește presiunea pe ramura de retur, datorită faptului că pompa nu va putea consuma debitul furnizat de motor. Deschiderea supapei de siguranță de pe această ramură va provoca încălzirea treptată a uleiului.

Se presupune că variația de presiune se propagă practic instantaneu, dacă masa fluidului și frecarea în conductă se neglijează.

Calculul presiunii, necesar evaluării diferitelor stadii cavitationale, se efectuează prin integrarea ecuației debitului.

La baza simulării curgerii vor sta modelele matematice ale conductelor, construite cu ajutorul ecuațiilor de mișcare nestationare, respectiv a ecuațiilor de continuitate.

În ipoteza unui sistem cu parametrii distribuiți, modelele matematice pentru conductele de legătură se scriu pentru o particulă de fluid oarecare.

Ecuația Navier-Stokes pentru cazul studiat este prezentată sub forma rel.(5.108).

Ținând cont și de legea compresibilității, derivata substanțială a presiunii se prezintă sub forma rel.(5.109).

În urma dezvoltării modelului fără frecare se ajunge la rel.(5.110), (5.111)

În continuare relațiile care stau la baza modelării sunt cele prezentate la paragraful 5.2.1.4 prin rel.(5.112),..., (5.120).

Pentru schema hidraulică la care se face referire se pot scrie ecuațiile:

$$Q_1(s) + k_{v1}[p_1(s) - p_3(s)] + k_{11} \cdot p_1(s) = k_Q \cdot \varphi(s) \quad (5.282)$$

$$Q_1(s) + k_{v1}[p_1(s) - p_3(s)] - k_{11} \cdot p_3(s) = k_Q \cdot \varphi(s) \quad (5.283)$$

$$Q_2(s) - k_{21}[p_2(s) - p_4(s)] - k_{21} \cdot p_2(s) = V_{gM} \cdot s \cdot \alpha_M(s) \quad (5.284)$$

$$Q_2(s) - k_{21}[p_2(s) - p_4(s)] + k_{21} \cdot p_4(s) = V_{gM} \cdot s \cdot \alpha_M(s) \quad (5.285)$$

$$Q_2(s) = Q_1(s) \cdot ch[\Theta(s) \cdot l] + \frac{\Theta(s) \cdot C_0}{Z_l \cdot s} \cdot p_1(s) \cdot sh[\Theta(s) \cdot l] \quad (5.286)$$

$$p_2(s) = -Z_l \cdot \frac{s}{\Theta(s) \cdot C_0} \cdot Q_1(s) \cdot sh[\Theta(s) \cdot l] + p_1(s) \cdot ch[\Theta(s) \cdot l] \quad (5.287)$$

$$Q_3(s) = Q_2(s) \cdot ch[\Theta(s) \cdot l] + \frac{\Theta(s) \cdot C_0}{Z_l \cdot s} \cdot p_3(s) \cdot sh[\Theta(s) \cdot l] \quad (5.288)$$

$$p_3(s) = Z_l \cdot \frac{s}{\Theta(s) \cdot C_0} \cdot Q_2(s) \cdot sh[\Theta(s) \cdot l] + p_3(s) \cdot ch[\Theta(s) \cdot l] \quad (5.289)$$

$$p_3(s) - p_2(s) = \frac{I \cdot s^2 + k_{Tp} \cdot s}{V_{gM}} \cdot \alpha_M(s) \quad (5.290)$$

Semnificațiile notațiilor sunt cele definite prin rel.(5.122) și (5.124). Pe baza ecuațiilor prezentate se obține funcția de transfer:

$$W(s) = \frac{p_2(s)}{\varphi(s)} = \frac{I \cdot s + k_{Tp}}{2 \cdot V_{gM} \cdot T_p \cdot \left( \frac{1}{\omega_1^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \zeta_1}{\omega_1} \cdot s + 1 \right) \left( \frac{1}{\omega_2^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \zeta_2}{\omega_2} \cdot s + 1 \right)} \quad (5.291)$$

corespunzătoare schemelor bloc din Fig. 5.2.5 și Fig. 5.2.28

Momentul de inerție I redus la arborele motorului se calculează pe baza relației:

$$I = M \cdot \left( \frac{V}{\Omega} \right)^2 + \sum_1^n J_i \quad (5.292)$$

unde:

M-masa utilajului;

V-viteza utilajului;

$\Omega$ -viteza unghiulară a arborelui motorului;

$J_i$ -momentele de inerție ale părților rotitoare.

Evaluarea deceleratiilor relative posibile se realizează pe baza relatiei:

$$a_r = 3.6 \cdot \frac{P_f}{G \cdot V} \cdot 100 [\%] \quad (5.293)$$

unde:

$P_f$ -puterea de frânare;

$G$ -greutatea utilajului;

$V$ -viteza utilajului.

Posibilitatile aparitiei fenomenului de cavitatie in faza de decelerare se pun in evidenta prin valorile numarului (coeficientului) de cavitatie obtinute pe baza relatiei [3]:

$$\sigma = \frac{p_2 - p_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2} \quad (5.294)$$

unde:

$p_2$ -presiunea redusă din racordul motorului;

$v_2$ -viteza în zona de presiune redusă ;

$p_v$ -presiunea vaporilor saturanti ai uleiului;

$\rho$ -densitatea uleiului.

( $p_v, \rho$ -depind de temperatura lichidului)

$$\rho = \rho_0 \cdot [1 + \beta \cdot (p - p_0) - \alpha \cdot (T - T_0)] \quad (5.295)$$

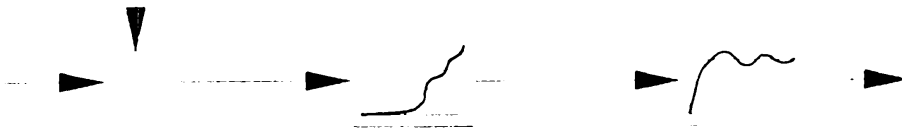


Fig. 5.2.28 Schema bloc indicială

Simularea s-a realizat în domeniul timp continuu, în mediul de simulare MATLAB, utilizând instrucțiunea Isim.

S-au creat semnale de intrare treaptă negative de mare amplitudine, prin bascularea pompei spre volume geometrice reduse, pentru simularea regimurilor de frânare ale transmisiei din care face parte sistemul analizat.

Figura 5.2.29 redă rezultatele simulării pentru diferite valori ale deceleratiei relative (obținute prin unghiuri de basculare corespunzătoare ale pompei). Curbele s-au obținut pentru valorile numerice prezentate în Fig. 5.2.1.

Mediul de simulare a permis parcurgerea a mai multor variante posibile. Pe baza curbelor prezentate în Fig. 5.2.29, respectiv în concordantă cu evoluția parametrilor lichidului de lucru în funcție de temperatura, s-au evaluat coeficienții de cavitație, pentru observarea diferitelor stadii cavitationale, în special a stadiului de incipientă cavitațională (Fig.5.2.30).

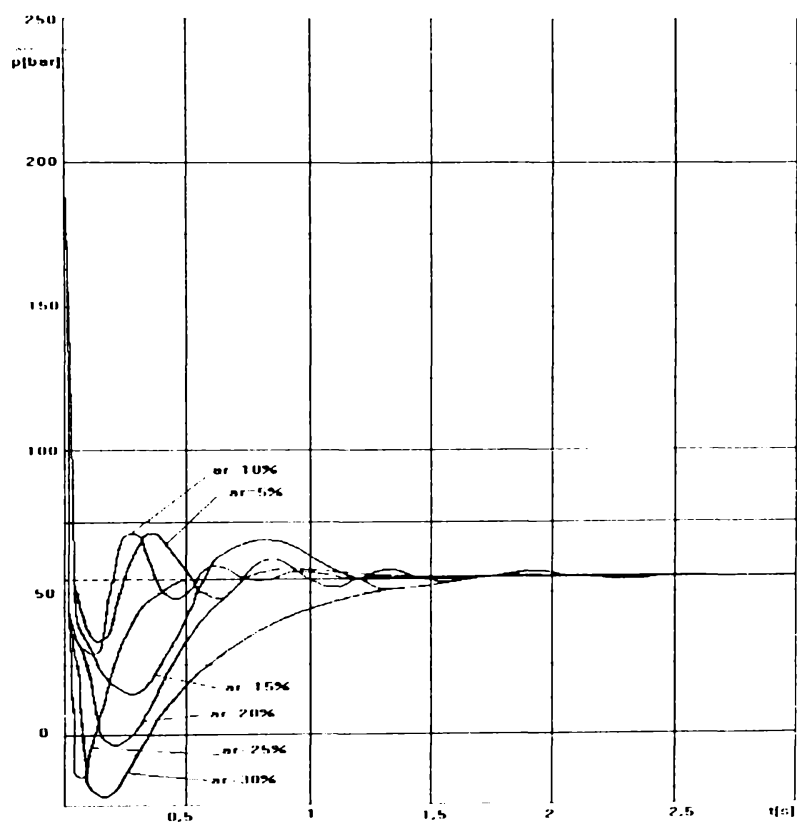


Fig. 5.2.29 Variația presiunii

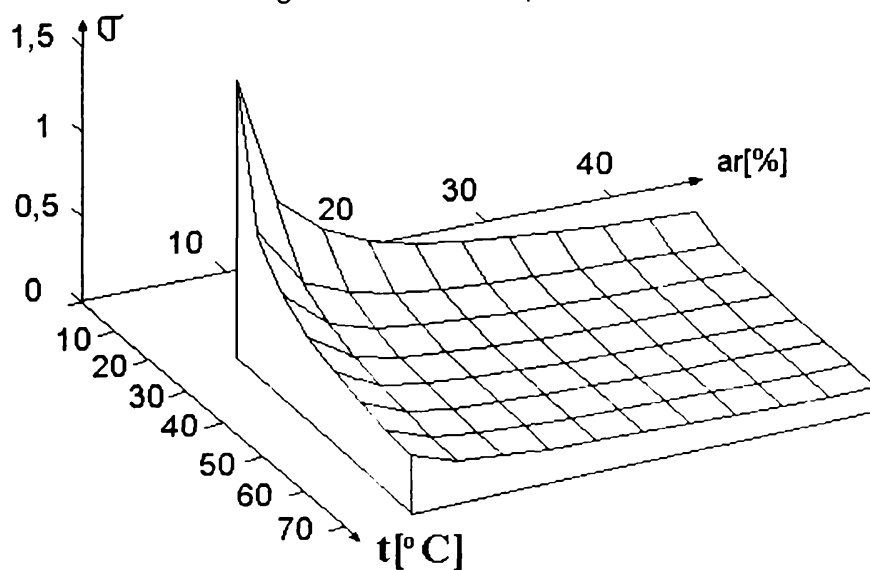


Fig. 5.2.30 Evoluția coeficientului de cavitație

În urma simulării prezentate se constată influența valorii deceleratiei impuse asupra comportării din punct de vedere cavitațional

În mod implicit s-a pus în evidență și influența conductelor de legătură asupra comportării dinamice a sistemului.

Pentru evitarea neliniarităților introduse de cavitație se impune limitarea valorilor deceleratiei, cerută totodată și de pierderea stabilității la frânare. Acest lucru este permis datorită condițiilor de lucru ale utilajelor mobile (viteze de deplasare relativ mici).

În vederea protejării sistemului independent de voința operatorului uman, se necesită echiparea motorului hidraulic cu un dispozitiv derivativ de modulare a presiunii de frânare.

Astfel se îmbunătățește și stabilitatea sistemului, odată cu celelalte calități dinamice ale acestuia.

Un alt aspect evidențiat în mod implicit este influența curgerii nestationare din conductele de legătură asupra variației presiunii.

Se remarcă faptul că lungimea conductei influențează semnificativ stabilitatea sistemului, creșterea acesteia putând provoca oscilații slab amortizate cu afectarea rapidității sistemului.

În sensul celor prezentate, modelele matematice și simularea pot fi un instrument de calcul la îndemâna proiectantului pentru astfel de sisteme. Acestea facilitează activitatea de sinteză permitând alegerea științifică a elementelor constructive conform unor performanțe dinamice ridicate și în ideea evitării fenomenelor nedorite.

În cazul reglărilor duble (primar și secundar), la motoarele reglate prin presiune ridicată apar următoarele fenomene:

a) La deplasarea vehiculelor ușoare cu viteză ridicată, atunci când pompa se găsește la volum geometric maxim și motorul la volum geometric redus, la frânare se obține o deceleratie foarte dură.

Rezultatul va fi un comportament dinamic necontrolat.

b) Utilajele grele, în majoritatea cazurilor dezvoltă o energie cinetică ridicată la viteza de deplasare maximă.

La inițierea fazei de decelerare, debitul pompei se reduce primul.

Se crează treptat presiune de frânare, activând regulatorul, astfel încât acesta din urmă reduce volumul geometric al motorului.

Energia cinetică acumulată, face ca viteza vehiculului să scadă încet, deci și durata motorului descrește lent, astfel încât răspunsul regulatorului comandă o scădere bruscă a



debitului în ramura de retur. În timp ce pompa nu mai este capabilă să asigure suficient ulei pe cealaltă parte

Aceasta cauzează cavitație temporară în motor. Pe retur se va crea treptat presiune dacă debitul mare existent nu va putea fi consumat de pompă.

Se va deschide supapa de siguranță și uleiul se va încălzi relativ rapid.

Aceste vehicule, funcție de situația de frânare, sunt independente de comanda operatorului.

Situația se poate reglementa prin împiedicarea creerii presiunii de frânare la regulatorul de presiune, indiferent de sensul de rotație.

În aceste condiții motorul va dezvolta întregul cuplu numai pentru faza de accelerație, atunci când motorul stă să se treacă la volum geometric minim pentru frânare, astfel încât decelerația este ușor afectată.

Această măsură asigură o decelerație ușoară.

Cu scopul de a avea o gamă de variație completă, și deci cuplul maxim al motorului hidraulic disponibil și când se inversează, presiunea dispozitivului de reglare este corelată cu direcția de deplasare, prin intermediul unei supape de selectare comandată electric.

Motorul cu tăierea presiunii de frânare s-a dovedit a fi cel ideal pentru transmisii hidraulice cu comandă auto și reglaj dublu (primar + secundar) continuu.

Comportarea accelerației și decelerației este progresivă și sarcina regenerativă a vehiculului la începutul mișcării este limitată.

Cavitația motorului hidraulic este evitată.

Comandă de operator în mod sensibil, frânarea dinamică este utilizată alături de frânele mecanice.

Transmisia hidraulică are funcționare susținută conform cu volumul geometric minim selectat al motorului hidraulic.

Motorul rămâne la volum geometric minim, chiar dacă presiunea de frânare depășește cea de la începutul reglării.

Se va frâna cu un cuplu corespunzător volumului geometric minim, conducând la încetinirea treptată a vehiculului.

Cercetările teoretice efectuate în cadrul acestui capitol pe baza modelelor concepute și dezvoltate de autor au stabilit evoluția parametrilor dinamici determinați în cadrul capitolului precedent.

Pentru fiecare tip de transmisie hidrostatică s-au dezvoltat modelele matematice care în final s-au analizat cu metode moderne de calcul asistate de calculator.

Acest lucru a permis cercetarea influenței diversilor factori asupra evoluției parametrilor, îndeosebi pe parcursul regimului tranzitoriu de funcționare.

Stabilitatea la frânare fiind un criteriu primordial în ceea ce privește funcționarea dispozitivelor de frânare, s-a pus accentul pe această latură a investigațiilor și s-au stabilit rezervele de stabilitate ale acestor dispozitive, utilizând diverse criterii de stabilitate, funcție de specificul fiecărui sistem.

S-a stabilit, că influența majoră asupra comportării unei transmisii hidrostactice în regimul de frânare, o are dispozitivul hidraulic (ventil de frânare) în cazul circuitelor deschise, respectiv structura conductelor de legătură în cazul circuitelor închise.

S-a optimizat astfel ventilul de frânare construit de autor și conductele de legătură pentru fiecare transmisie în parte.

## 6. Rezultate experimentale

În vederea verificării ipotezelor de calcul a solicitărilor dinamice în transmisia hidrostatică de propulsie în regim de frânare s-au efectuat măsurători cu un utilaj echipat cu transmisie hidrostatică în circuit închis.

În prima fază s-au efectuat măsurători vizând verificarea eficienței frânării, după care s-a trecut la măsurători privind evoluția parametrilor în regimul dinamic.

În cele ce urmează se vor prezenta rezultatele acestor măsurători efectuate pe un repartizator de mixturi asfaltice tip RMA 150, proiectat la S.C. PROMPT S.A. și executat la S.C. UMT S.A.

Încercările au fost efectuate pe platforma S.C. UMT S.A.

### 6.1. Descrierea utilajului supus măsurătorilor

Repartizatorul de mixturi asfaltice RMA 150 este destinat așternerii, precompactării și finisării straturilor de mixturi asfaltice din componenta îmbrăcămintilor rutiere.

Principalele caracteristici ale mașinii pe care s-au făcut măsurătorile, sunt următoarele:

- masa mașinii:	13.500 Kg.
- puterea motorului:	170 CP la 1800 rot/min.
- viteza maximă de deplasare:	18 Km /h (5 m/s).
- roti motoare:	2 buc. echipate cu pneuri
- pompa hidraulică pentru propulsie:	A 4 V 40 (REXROTH)
- motor hidraulic:	A 6 V 80 (REXROTH)

Schema hidraulică a transmisiei hidrostactice analizate, în acest capitol concepută și proiectată de autorul lucrării este redată în Fig.5.2.1

S-a ales pentru experimentări acest utilaj datorită inerției sale relativ mari (masă mare și viteza relativ ridicată:  $m = 13.500 \text{ Kg}$ ,  $V = 5 \text{ m/s}$ ).

Datorită regimurilor de lucru foarte grele, lanțul cinematic de tracțiune este puternic dimensionat, astfel încât poate prelua și eforturile care apar în condițiile frânării de la viteza maximă cu decelerație de 35 - 40% ( $a_r = a/g [\%]$ ).

Lantul cinetic al transmisiei se compune din transmisia hidrostatică în circuit închis, cutie de viteze în două trepte, diferențial axe planetare și reductoare finale

Pompa hidraulică cu pistoane axiale a transmisiei este montată pe cutia de distribuție antrenată de motorul termic(Fig 6 1)

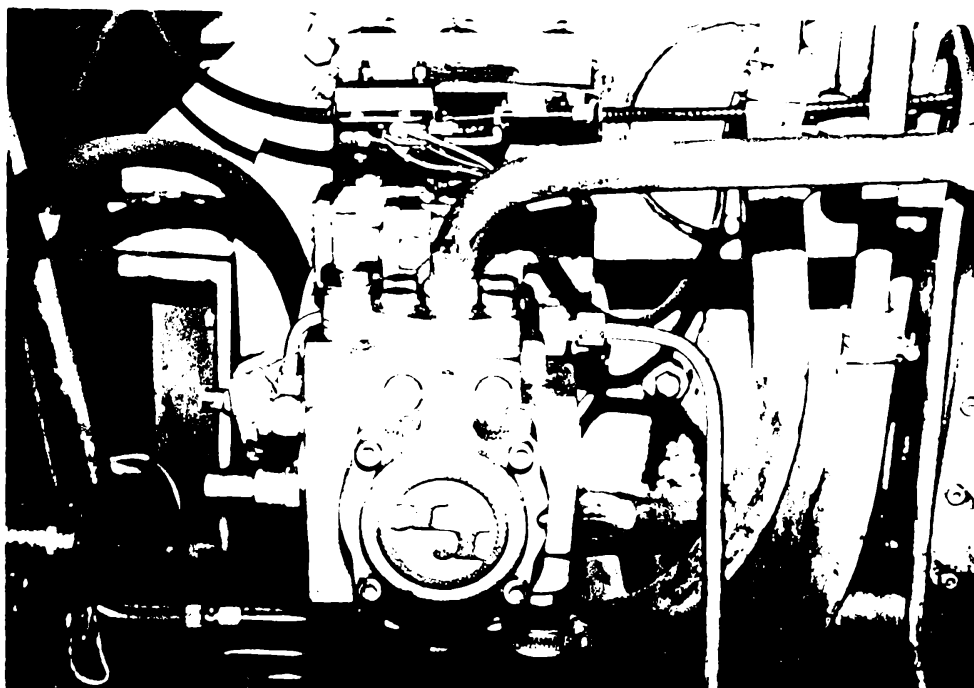


Fig. 6.1 Antrenarea pompei

Motorul hidraulic este montat pe arborele de intrare a cutiei de viteze(Fig 6 2).

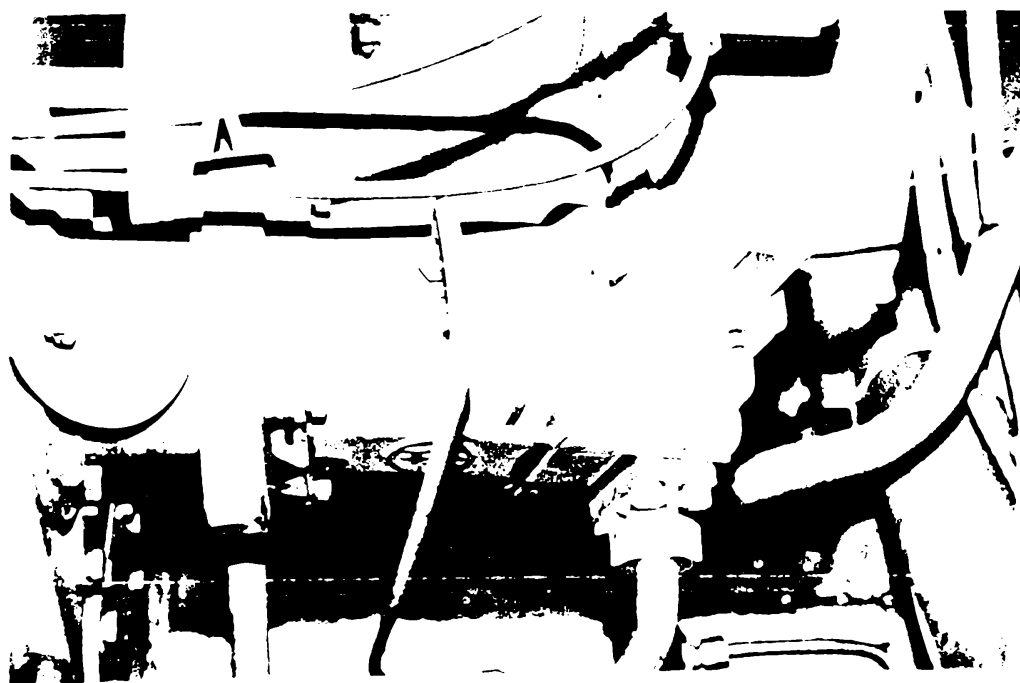


Fig. 6 2 Motorul hidraulic

Diferentialul înglobat în acesta din urmă, antrenează prin intermediul axelor planetare reductoarele finale de tip planetar înglobate în roțile motoare ale mașinii

Astfel momentul de inerție al utilajului redus la axul motorului este amplificat de momentul de inerție al transmisiei mecanice redus la aceeași axă

Comanda propulsiei, la o treaptă de viteză selectată din cutia de viteză, se realizează prin bascularea pompei de la volum geometric 0 spre valori mari ale acestuia pentru demarare și invers pentru frânare (oprire). Valoarea decelerăției este determinată de viteza de basculare a pompei spre volume geometrice reduse.

După cum se observă și din schema indicată, transmisia este cu reglaj dublu.

Viteza maximă de deplasare se obține atunci când pompa se află la volum geometric maxim, iar motorul la cel minim. ( $V_{g_{p_{max}}} = 40 \text{ cm}^3$  ;  $V_{g_{Mmin}} = 5.7 \text{ cm}^3$ )

La readucerea pompei în poziția de zero (cu ajutorul servocomenzii), presiunea de comandă a motorului se reduce, acesta revenind la volum geometric maxim (starea lui inițială), cauzând o decelerare violentă.

## 6.2 Descrierea aparaturii de măsură

Aparatura utilizată la măsurătorile efectuate pentru verificarea eficienței frânării constă din aparate simple de măsură: termometru, cronometru, manometru, ruletă.

Aparatura de achiziție a parametrilor dinamici a fost necesară să fie complexă și performantă în vederea înregistrării cât mai fidele a evoluției parametrilor caracteristici pe parcursul regimului de frânare.

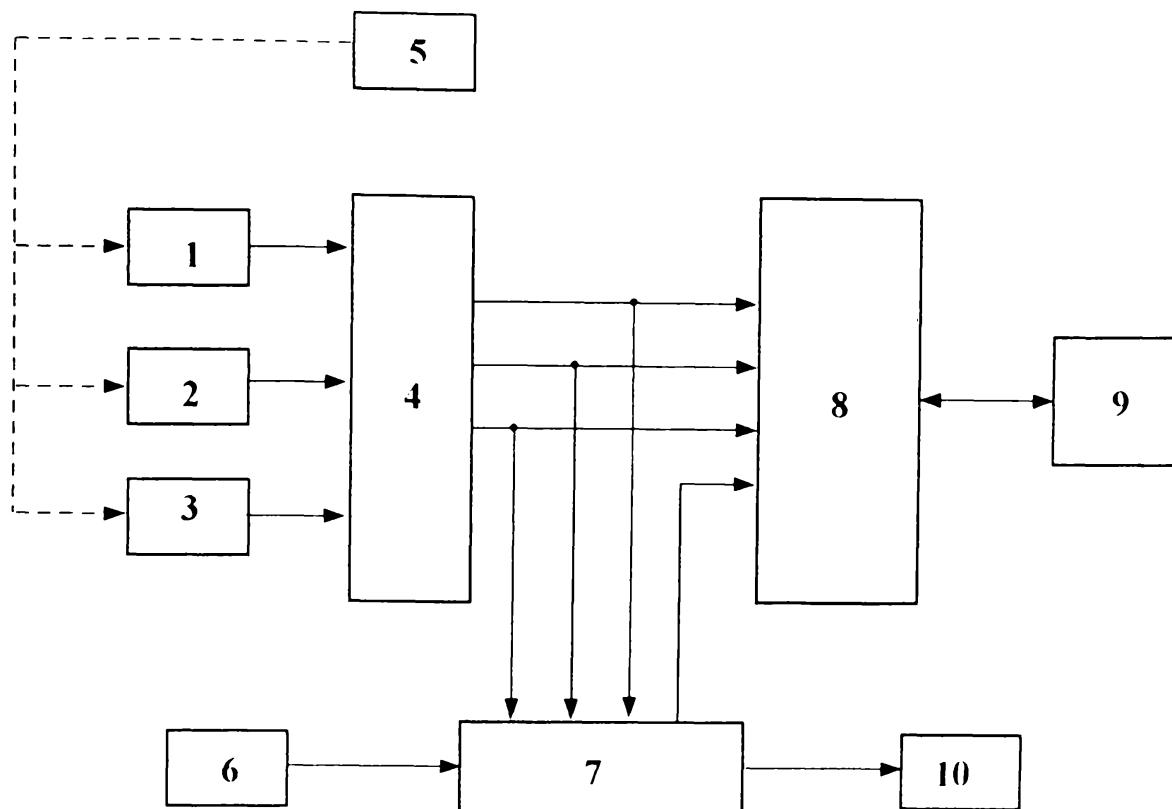
Schema bloc al echipamentului de măsurare este reprezentată pe Fig. 6.3, iar elementele componente sunt următoarele (Fig. 6.4):

### 1. Traductorul de presiune 1

S-a folosit un traductor de presiune absolută de tipul P3M, rezistiv de fabricație Hottinger B.M.

Domeniul de măsurare:	0 – 500 bar
Domeniul de temperatură:	-10 ÷ +80° C
Clasa de precizie:	0,1
Durata minimă a impulsului perceput:	4 ms

Traductorul s-a montat pe priza de presiune a ramurii de alimentare a pompei, (Fig.6.5) și s-a cuplat cu canalul 1 al punții tensiometrice.



- 1 Traductor de presiune 1
- 2 Traductor de presiune 2
- 3 Traductor de presiune 3
- 4 Punte tensometrica cu sase canale tip: N 2314
- 5 Dispozitiv pentru etalonare
- 6 Traductor opto-electric de turatie
- 7 Interfata de multiplexare si afisare pe (6)
- 8 Interfata pentru achizitii de date
- 9 Sistem de calcul cu "PC" (minim 386/40 Mhz)
- 10 Osciloscop de control tip: E 0102

Fig. 6.3 Schema bloc al echipamentului de măsurare și prelucrare



Fig. 6.4 Echipamentul de măsurare

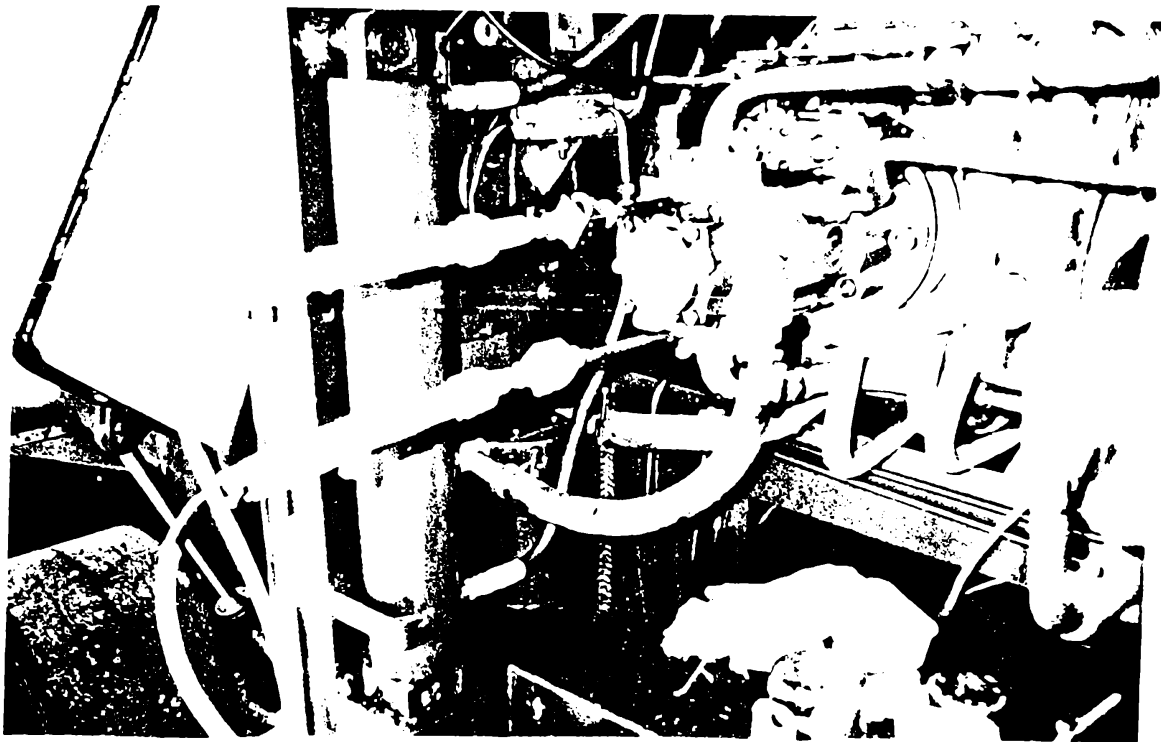


Fig 6 5 Montajul traductoarelor de presiune 1 și 2

## 2. Traductorul de presiune 2

S-a folosit un traductor de presiune absolută de tipul PBM rezistiv de fabricatie Hottinger B M

Domeniul de măsurare	0 – 500 bar
Domeniul de temperatură	-10 +80 C
Clasa de precizie:	0,1
Durata minimă a impulsului perceput:	4 ms

Traductorul s-a montat pe priza de presiune a ramurii de evacuare a pompei, (Fig. 6.5) si s-a cuplat cu canalul 2 al punții tensiometrice.

### 3. Traductorul de presiune 3

S-a folosit un traductor de presiune absolută de tipul P1/200 inductiv de fabricatie Hottinger B M.

Domeniul de măsurare:	0 – 200 bar
Domeniul de temperatură:	-20 ÷ +100° C
Clasa de precizie:	0,1
Durata minimă a impulsului perceput:	2 ms

Traductorul s-a montat pe priza de presiune a ramurii de alimentare a motorului hidraulic, (Fig. 6.6) si s-a cuplat cu canalul 3 al punții tensiometrice.

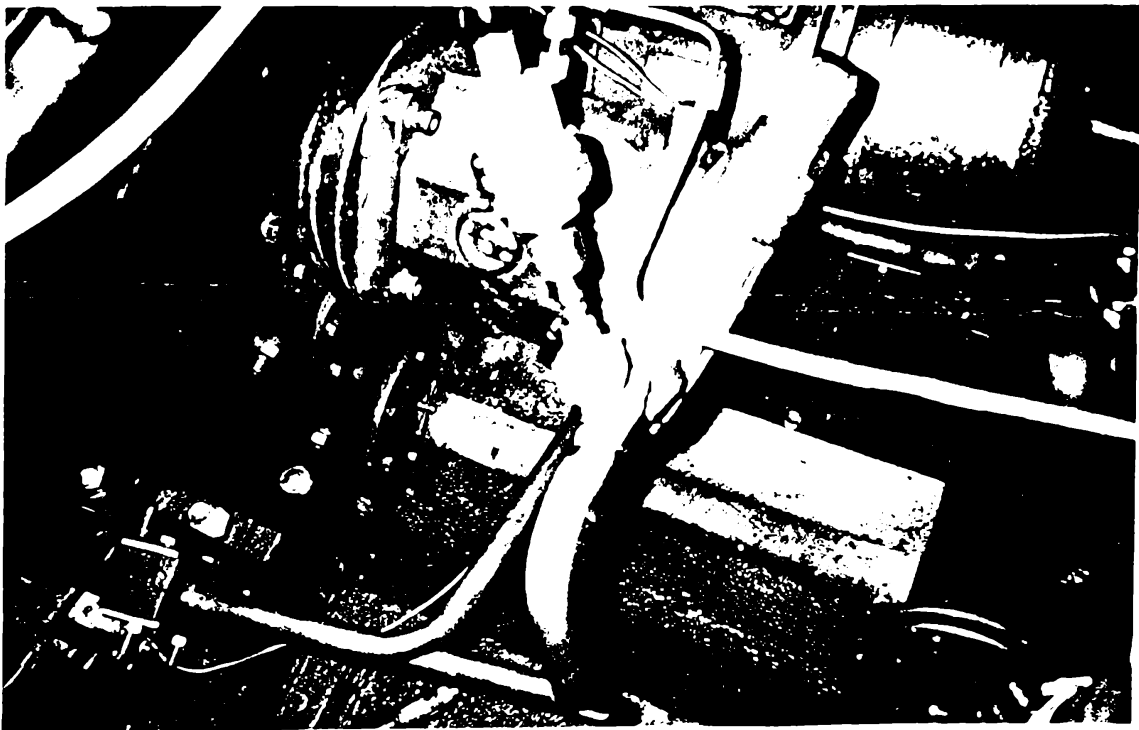


Fig. 6.6 Montajul traductorului de presiune 3

### 4. Punte tensiometrică

Aparatul propriu-zis cu care s-a făcut măsurarea presiunilor în cele trei puncte este o punte tensiometrică cu 6 canale de TYP 2314 produs de I.E.M.I. si la care se folosesc



numai 3 canale(Fig. 6.4).

Parametrii principali:

- Domeniul de măsurare. 0 ÷ +/- 100.000  $\mu\text{m/m}$   
deformatie relativă în 10 trepte
- Sensibilitatea pe ultima treaptă cu traductor rezistiv in punte: 40  $\mu\text{v/v}$
- Semnalul de iesire până la limita liniarității +/- 10 v
- Tensiunea de alimentare a puntii reglabil în treptele: 1, 2, 4, 8 v
- Echilibrarea capacitivă si automată
- Plaja de echilibrare rezistivă: +/- 2, 2%  
inductivă: +/- 11 %
- Domeniul de utilizare in privinta frecventei semnalului: 0 ÷ 1000 Hz
- Raportul semnal/zgomot pe scala cea mai sensibilă sub 1 %
- Modul de conectare în puntea întreagă sau în semipunte (în conexiune de punte întreagă cu două laturi active, în sens opus măreste sensibilitatea si implicit, raportul semnal/zgomot).

## 5. Echipamentul de etalonare

Pentru etalonarea traductoarelor s-a folosit o pompa manuală echipată cu manometru (Fig. 6.7).

Caracteristici:

	$P_n = 500 \text{ bar}$
Precizia momentului:	0,1
Domeniul de măsurare:	0 – 500 bar

S-au cuplat pe rând traductoarele la pompă si s-a efectuat etalonarea respectiv verificarea liniarității acestora.

1. 0 bar – 0 mv (sc. 100)  
100 bar – 19 mv

	200 bar – 38 mv
2	0 bar – 0 mv
	100 bar – 20 mv
	200 bar – 40 mv
3	0 bar – 0 mv
	100 bar – 20 mv
	200 bar – 40 mv

## 6. Traductor de turatie

Este format dintr-un disc metalic, montat pe axul motorului hidraulic si este prevăzut cu perforatii circulare, dispuse pe un cerc concentric cu axul motorului (Fig. 6.8)

Senzorul traductorului de turatie este un opto-cuplor. Perforatiile permit trecerea luminii de infrarosu, de la emitătorul opto-cuplorului către receptorul lui. Perforatiile sunt

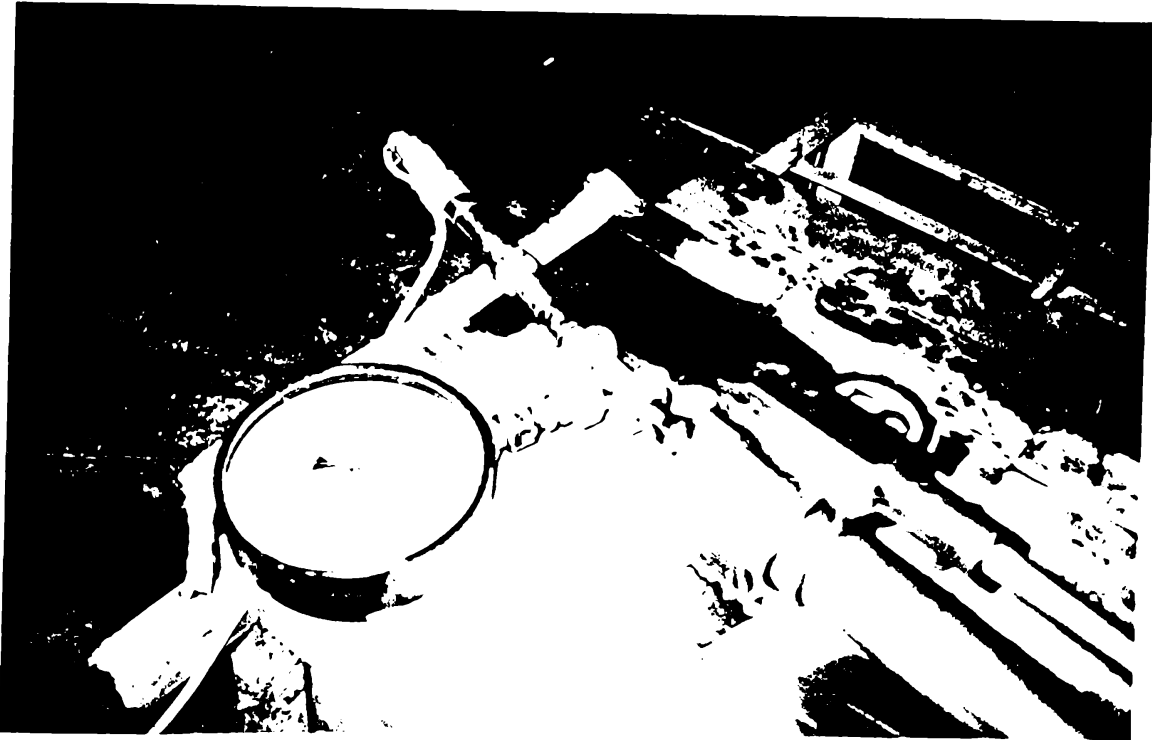


Fig. 6.7 Echipamentul de etalonare

suficient de distantate, încât în intervalul dintre perforatii lumina infrarosie să nu ajungă la receptor.

Următorul element este un formator de semnal, având în vedere că opto-cuplorul este element pasiv.

Cu semnalul format se atacă un divizor binar, care este ultima componentă din montajul electronic, fixat pe motorul hidraulic.

Semnalul electric obținut este un semnal dreptunghiular iar perioada sa este proporțională cu durata motorului hidraulic. Acest semnal trece prin multiplexorul (7) (la care ajung și semnalele electrice, proportionale cu presiunile urmărite), unde adaptează

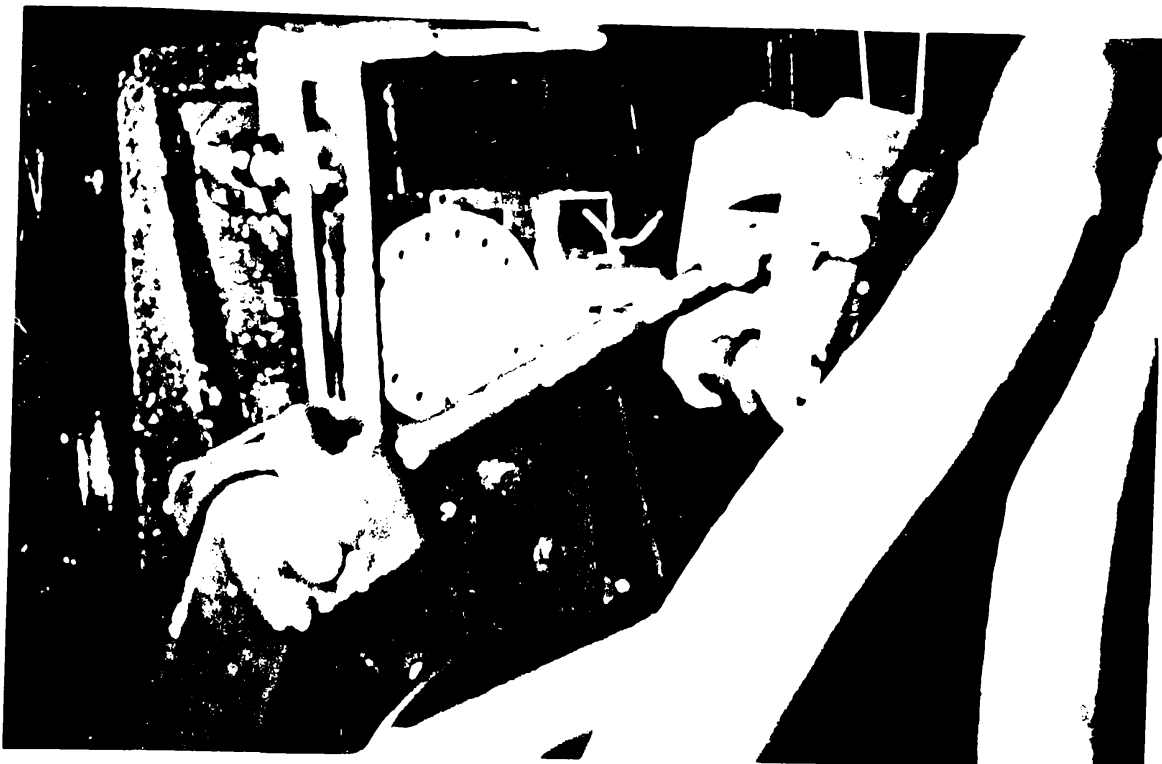


Fig. 6.8 Montajul traductorului de turatie

la nivel TTL (nivel limită admis de interfata de achizitie (8), și tot de la (7) se poate vizualiza la osciloscopul (10) drept, aparat de control.

Se remarcă faptul că discul sus amintit este prevăzut cu (16) perforatii având astfel posibilitatea de a sesiza un unghi de rotație de  $22.5^\circ$ , dar din cauza montajului electronic, care cuprinde și un divizor binar, prestabilit pentru divizare cu 2 (divizarea se poate stabili pentru 12 biti), unghiul minim sesizabil fiind astfel  $45^\circ$ . Toate acestea au ca scop sensibilizarea măsurării turatiei.

## 7. Dispozitiv de multiplexare

Această componentă a aparaturii de măsurare și achiziție s-a construit cu un scop activ și unul pasiv (Fig. 6.4).

În privința scopului activ, în componența lui se găsește alimentatorul stabilizat pentru traductorul de turatie, pentru adaptorul de nivel TTL și pentru multiplexorul propriu-zis.

Scopul pasiv al lui (7), constă în faptul că facilitează urmărirea semnalelor electrice proportionale cu cele trei presiuni ce se măsoară cum și impulsurile de la traductorul de

turatie. Prin urmare pasivitatea este de fapt o posibilitate de control. Multiplexarea este de fapt crearea a 4 trasee pe ecranul osciloscopului

#### 8. Interfata de achizitii date

Acest aparat în principiu simulează softwareul registru de aproximatii succesive. În componenta lui mai intră un multiplexor analogic de 16 canale si care admite la intrare pe fiecare canal o tensiune în intervalul +/- 5v. Si multiplexorul analogic este controlat de calculator. Dialogul se efectuează prin cele 3 porturi paralele, adresabile cu 3bc, 3bd, si 3be, a căror biti se accentuează prin cupla pentru imprimantă (Fig. 6.4).

Prin program se pot stabili canalele care vor fi selectate, de asemenea se stabilesc numărul si viteza cu care se achizitionează datele, chiar si o procesare primară a lor (amplificare sau reducere).

În ce priveste precizia cu care se face achizitia datelor, interfata poate citi datele cu maxim 8 biti. ceea ce înseamnă mai puțin de 0,5 %.

Datele achizitionate se memorează în fisiere binare, care în cazul de față având în vedere că sunt patru mărimi, pot avea o lungime de 4 x 65536 locatii cel mult. În privinta structurii fisierelor, modul automat face ca pe parcursul achizitiei, ordinea de preluare si depunere în fisiere să nu se modifice, fiecare a 4-a locatie contine aceiasi mărime. Deci fisierele sunt de fapt fisiere de terti.

#### 9. Sistem de calcul

În cazul de față s-a folosit un calculator de tip "PC" de 386 stationar, dar se putea utiliza orice tip, chiar era de preferat portabil, cu programele necesare instalate si cu conditia ca tactul să fie cel puțin 40 MHz (Fig. 6.4).

La prelucrare si redarea graficelor sistemul se completează si cu o imprimantă.

#### 10. Osciloscop

Osciloscopul (10) s-a folosit numai pentru controlul vizual la reglarea si adaptarea echipamentului de măsurare. Prin întrebuintarea multiplexorului s-au putut urmări semnalele electrice ale celor patru mărimi, care s-au măsurat si achizitionat. Tipul de osciloscop utilizat a fost E 0102 (Fig. 6.4).

### **6.3 Condițiile în care se efectuează măsurătorile**

În acest sens utilajul este plasat pe pista asfaltată de pe platforma UMT S.A. Lungimea pistei este de 100m.

Masina se manevrează astfel ca în momentul în care ajunge la linia de marcaj de pe pistă să atingă viteza maximă (18 Km/h. = 5 m/s) (Fig. 6 9)

În acest moment transmisia se comută în regim de frânare prin readucerea manetei de servocomandă a pompei în pozitia de zero.

Comutarea va începe în momentul în care roțile motoare se află pe linia de marcaj.

Se va măsura spatiul parcurs de utilaj de la linia de marcaj până la mijlocul roților din pozitia oprită.

Se va repeta operatia pentru diferite viteze de readucere a manetei.

Planul pistei pentru măsurători este reprezentat în Fig. 6.10

Viteza utilajului în momentul atingerii liniei de marcaj se verifică pe indicatorul montat pe bordul acestuia(Fig.6.11).

Readucerea manetei servocomenzii se controlează prin sesizoare electrice montate la extremitățile manetei de servocomandă (Fig. 6.12) conectată la cronometru electronic. Cursa unghiulară a manetei fiind cunoscută, prin cronometrarea timpului se obtine viteza unghiulară medie a manetei.



Fig.6.9.Masina la viteza maximă

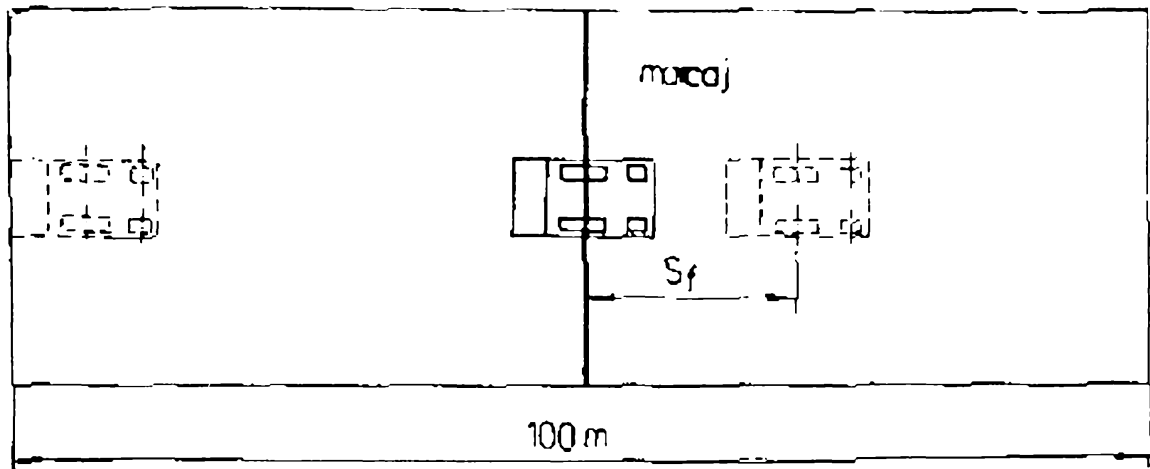


Fig. 6.10 Planul pistei

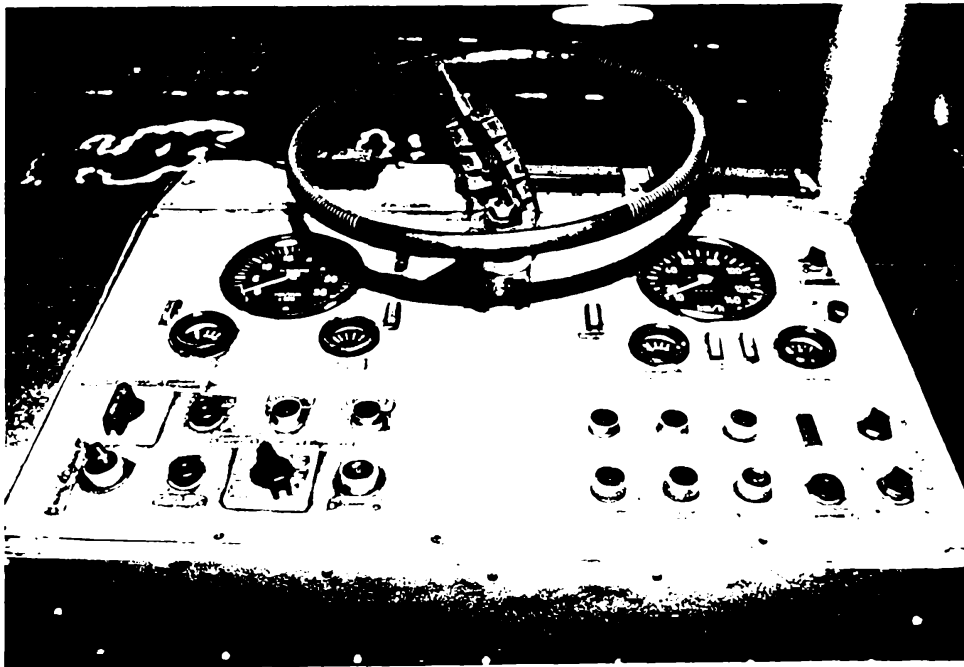


Fig. 6.11 Bordul masinii

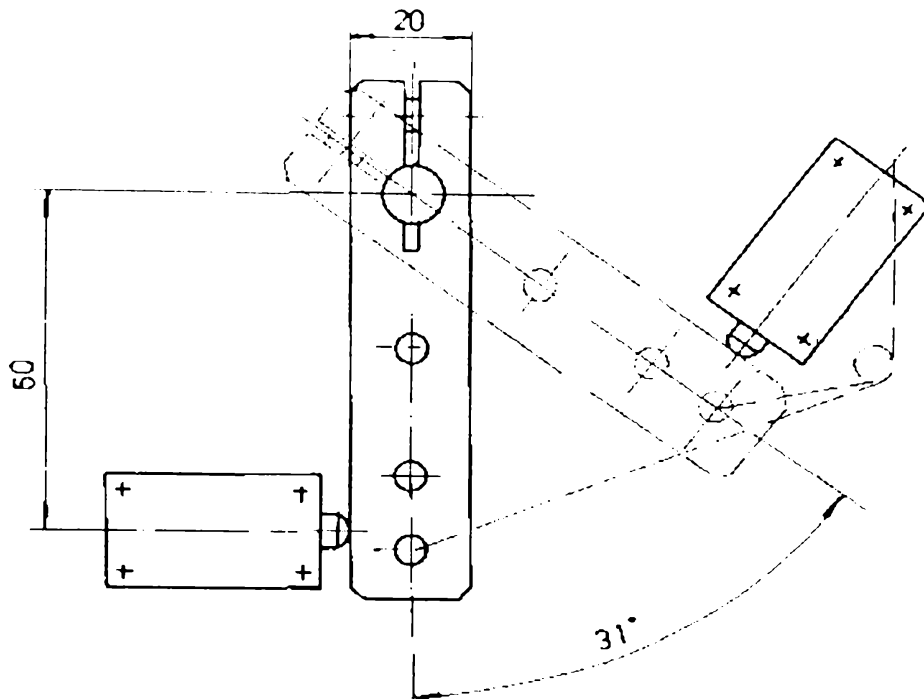


Fig.6.12 Sistemul de comandă

$$\omega = \frac{\alpha}{t} \quad [\text{rad/s}] \quad (6.1)$$

Servocomanda pompei asigură o proportionalitate între unghiul manetei și unghiul de basculare a pompei (Fig. 6.13).

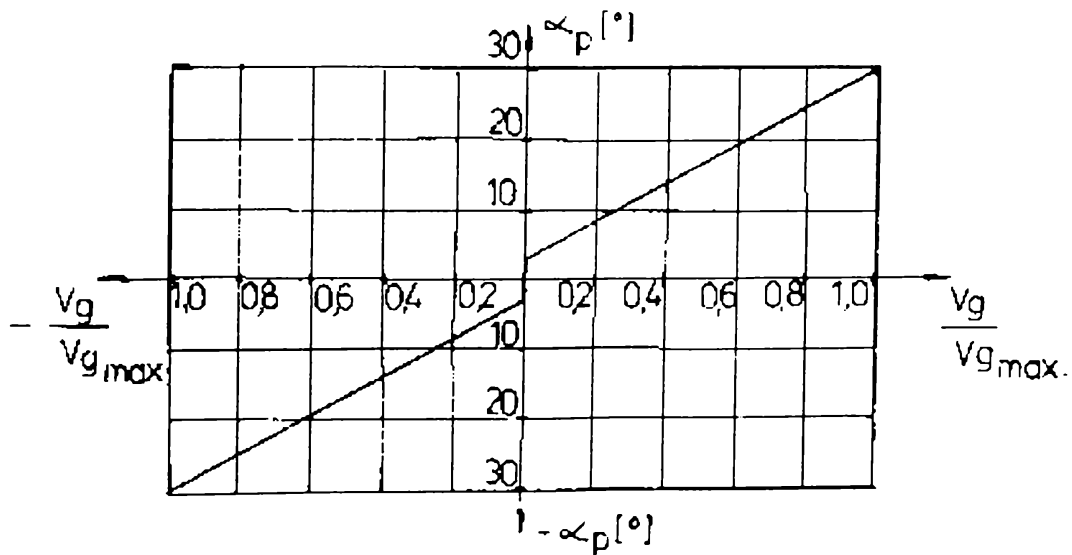


Fig. 6.13 Curba de reglare a pompei

Pentru evitarea efectului frânei de motor termic, în momentul comutării regimului de frânare, turatia motorului termic se păstrează constantă la valoarea cu care utilajul a ajuns la linia de marcaj, până la oprirea completă a acestuia.

Timpul de răspuns al motorului hidraulic este în funcție de presiunea de lucru conform Figurii 6.14

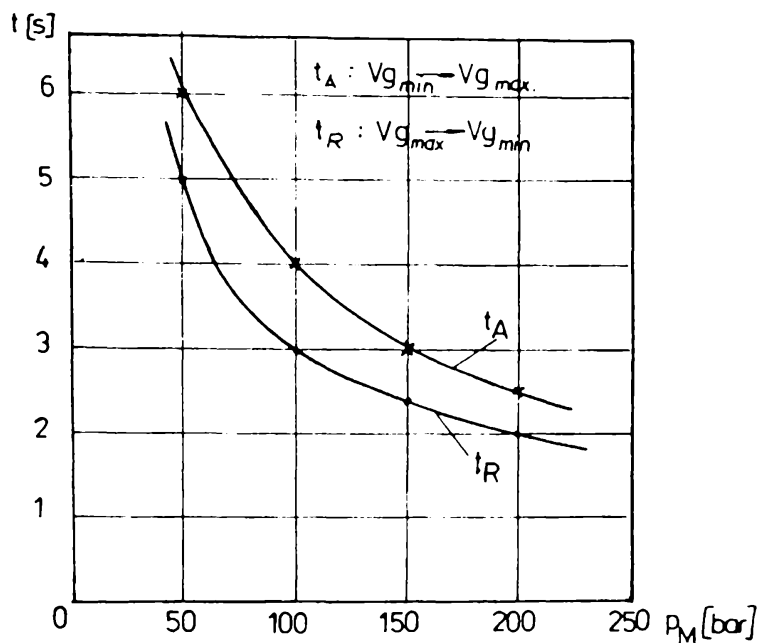


Fig. 6.14 Variația timpului de răspuns

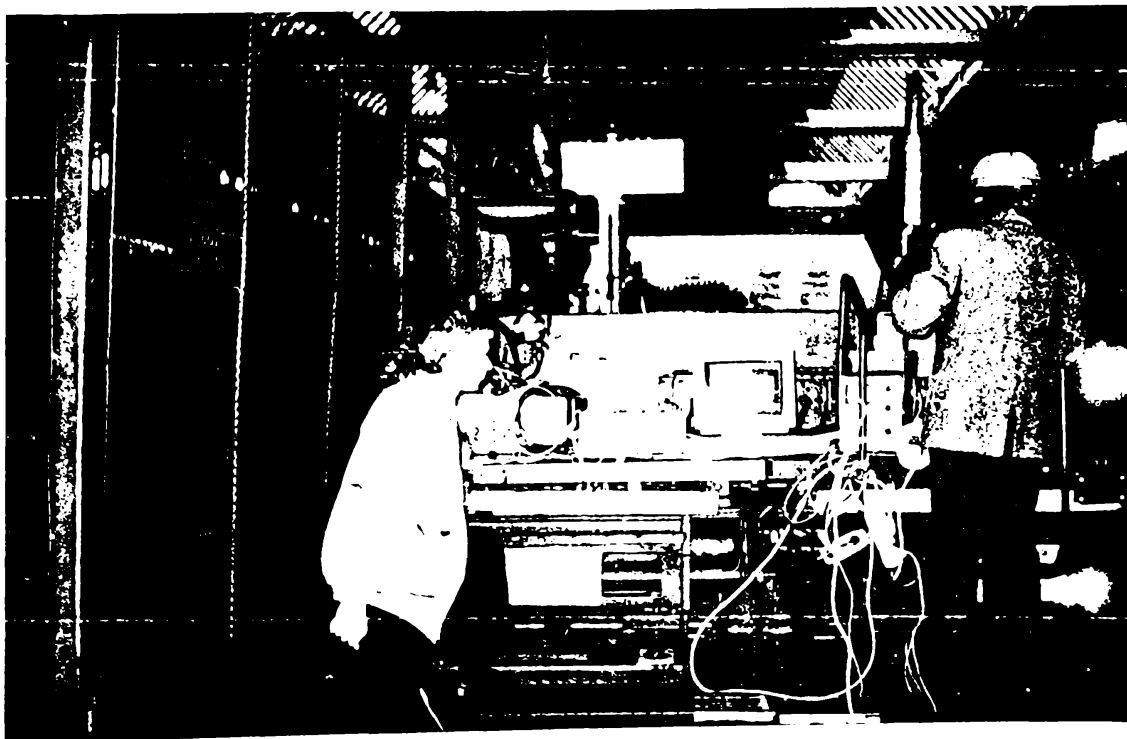


Fig. 6.15 Reglajele echipamentului de măsurare



Măsurătorile în regim dinamic s-au efectuat în aceleași condiții ca și cele pentru verificarea eficienței frânării.

Au fost necesare în prealabil unele reglaje și etalonări ale traductoarelor de presiune (Fig. 6.15).

După montarea traductorului de turatie s-a făcut corectarea poziției astfel încât opto-cuplorul să furnizeze semnal corect.

S-au luat esantioane de la fiecare traductor de presiune, în vederea etalonării, utilizând dispozitivul de etalonare (5), (Fig. 6.7) construind fișierele de etalonare denumite ETALON<sub>y</sub> TR<sub>x</sub> unde (x) indică numărul traductorului de presiune, iar (y) treapta de presiune în sute de bari.

După etalonarea traductoarelor de presiune ele s-au montat pe utilaj. Toate operațiunile au fost urmărite prin osciloscop.

Programul de achiziție s-a lansat după atingerea vitezei maxime a utilajului cu câteva secunde înaintea frânării. Cum programul de achiziție avea în jur de 1 minut, s-au putut înregistra două încercări. S-a refăcut de trei ori execuția programului, pentru a avea suficient de multe încercări și a crește astfel nivelul de încredere al investigațiilor experimentale.

## **6.4 Rezultatele măsurătorilor**

Măsurătorile privind spațiul de frânare se efectuează pentru 10 valori ale vitezei de basculare ale pompei. Creșterea numărului de măsurători ar influența rezultatele obținute, datorită modificării temperaturii uleiului.

În vederea eliminării acestui neajuns și excluderii erorilor la prelucrarea rezultatelor, se va înregistra și temperatura uleiului cu ajutorul sondei termostatului tip MF15 introdusă în rezervorul de ulei, la fiecare regim de frânare.

Măsurătorile se vor repeta în mod identic astfel încât toate regimurile să fie instalate în toate condițiile de temperatură.

Pentru a obține condiții de temperatură cât mai apropiate, lungimea pistei se va parcurge de 10 ori (odată pentru fiecare regim).

Rezultatele măsurătorilor și înregistrărilor se trec în tabelul centralizator.

Tabel 6.1

	Timpul de basculare [s]									
	0.5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2.53	2,73	2,98	3,36	3,93	4,35	5,06	5,88	6,56	7.35
$\Theta_u$ [°C]	18.5	21,3	23,7	26,4	31,9	37,5	43,8	49,5	54,5	58.6
$V_i$ [m/s]	5.10	5,10	5,05	5,03	5,01	5,00	4,91	4,90	4,88	4,87
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	252	247	236	218	205	196	183	175	163	152

Tabel 6.2

	Timpul de basculare [s]									
	0.5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2.76	2,70	2,96	3,28	3,86	4,28	5,01	5,81	6,52	7,28
$\Theta_u$ [°C]	59,2	18,1	22,0	23,9	25,9	32,1	36,8	43,2	48,8	54.9
$V_i$ [m/s]	4.88	5,09	5,08	5,06	5,04	5,02	5,01	4,96	4,93	4,90
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	250	245	237	217	206	194	184	177	165	150

Tabel 6.3

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2,75	2,95	2,92	3,21	3,78	4,25	4,95	5,74	6,47	7,20
$\Theta_u$ [°C]	54,2	58,8	18,8	21,7	23,1	26,2	32,3	37,1	43,4	49,3
$V_i$ [m/s]	4,91	4,89	5,09	5,09	5,07	5,03	5,01	5,00	4,98	4,95
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	250	244	238	219	204	195	185	174	163	153

Tabel 6.4

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2,73	2,95	3,06	3,13	3,71	4,19	4,87	5,69	6,41	7,13
$\Theta_u$ [°C]	48,5	54,4	58,6	18,6	21,8	23,9	25,5	31,6	36,5	43,3
$V_i$ [m/s]	4,92	4,90	4,88	5,10	5,09	5,06	5,04	5,02	5,00	4,95
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	249	245	237	220	205	195	183	176	165	152

Tabel 6.5

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2,73	2,92	3,05	3,62	3,68	4,13	4,80	5,61	6,33	7,06
$\Theta_u$ [°C]	43,9	48,7	54,7	59,1	18,4	22,2	23,5	25,8	31,9	36,9
$V_i$ [m/s]	4,96	4,90	4,87	4,86	5,09	5,09	5,05	5,03	5,01	5,00
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	252	246	235	218	203	193	185	175	165	151

Tabel 6.6

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_r$ [m]	2,72	2,89	3,04	3,58	4,09	4,10	4,73	5,53	6,21	7,01
$\Theta_u$ [°C]	37,5	43,7	49,3	54,1	58,6	18,3	21,1	23,7	26,3	32,0
$V_i$ [m/s]	5,01	4,98	4,91	4,89	4,88	5,08	5,09	5,07	5,04	5,02
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	255	248	236	217	206	194	184	174	164	150

Tabel 6.7

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_f$ [m]	2,72	2,89	3,04	3,52	4,08	4,61	4,68	5,41	6,17	6,86
$\Theta_u$ [°C]	32,5	36,6	43,1	48,8	54,6	58,2	18,7	21,2	23,0	26,5
$V_i$ [m/s]	5,01	5,00	4,96	4,90	4,87	4,87	5,10	5,10	5,06	5,03
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	250	243	238	217	204	196	186	177	165	150

Tabel 6.8

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_f$ [m]	2,69	2,85	3,02	3,46	4,08	4,53	5,31	5,35	6,11	6,72
$\Theta_u$ [°C]	26,00	32,20	37,10	44,00	49,50	54,80	59,00	18,20	21,70	23,2
$V_i$ [m/s]	5,04	5,02	5,01	4,97	4,92	4,90	4,88	5,10	5,09	5,07
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	251	247	235	220	203	195	182	173	163	153

Tabel 6.9

	Timpul de basculare [s]									
	0,5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_f$ [m]	2,67	2,81	3,02	3,42	4,06	4,48	5,23	5,98	6,07	6,65
$\Theta_u$ [°C]	23,80	25,80	31,80	36,70	43,20	48,80	54,30	58,60	18,50	21,5
$V_i$ [m/s]	5,05	5,02	5,00	5,00	4,96	4,91	4,88	4,87	5,09	5,08
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	253	244	238	219	205	194	185	175	163	152

Tabel 6 10

	Timpul de basculare [s]									
	0.5	1	1,5	2	3,5	3	3,5	4	4,5	5
$S_f$ [m]	2.61	2,75	3,01	3,40	3,98	4,41	5,17	5,93	6,61	6.63
$\Theta_u$ [°C]	2 1.90	23,50	26,10	31,60	37,40	43,90	48,60	55,00	59,20	19.0
$V_i$ [m/s]	5.08	5,07	5,03	5,01	5,00	4,98	4,93	4,89	4,88	5.08
$n_p$ [rot/min]	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
$P_M$ [bar]	249	246	236	217	205	195	183	174	164	151

## LEGENDĂ:

$S_f$  [m] - spatiul de frânare;

$\Theta_u$  [°C] - temperatura uleiului;

$V_i$  [m/s] - viteza de deplasare inițială;

$n_p$  [rot/min] - turatia pompei;

$P_M$  [bar] - presiunea la racordul motorului;

Viteza de basculare a pompei este:

$$\alpha_p = \omega_p = \frac{V \alpha_p}{\Omega} = \frac{31^0}{t_b} = \frac{\pi \cdot 31}{180} \cdot \frac{1}{t_b} \quad (6.2)$$

Temperatura medie se calculeaza:

$$\bar{\Theta}_u = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (\Theta_u)_i \quad (6.3)$$

unde n este numarul seturilor de masuratori.

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS_f} \cdot \frac{dS_f}{dt} = \frac{dv}{dS_f} \cdot v \quad (6.4)$$

$$\Rightarrow S_f = \int_0^{v_i} \frac{v}{a} \cdot dv \quad (6.5)$$

$$E_c = E_f + E_{fr} \quad (6.6)$$

$$\frac{1}{2} \cdot mv_i^2 = ma \cdot S_f + mg \cdot \mu \cdot S_f \quad (6.7)$$

$$\Rightarrow a = \frac{1}{2} \cdot \frac{v_i^2}{S_f} - \mu g \quad (6.8)$$

$$\alpha_r = \frac{1}{2g} \cdot \frac{V_f^2}{S_f} - \mu \quad (6.9)$$

$\dot{\alpha}_p$ [rad/s]	1.082	0.541	0.361	0,271	0,216	0,180	0,155	0,135	0,120	0,10
$\theta_u$ [° C]										
18,5	48,36	45,19	41,63	38,70	32,62	29,07	25,22	21,81	18,99	17,2
21,6	46,82	44,67	41,04	37,69	32,34	28,85	24,93	21,55	18,85	17,1
23,5	45,72	44,33	40,75	36,72	31,70	28,41	24,54	21,04	18,65	16,9
26,1	45,36	43,34	40,33	35,92	31,01	27,98	24,16	20,71	18,51	16,5
32,0	44,84	42,70	40,19	35,47	30,42	27,77	23,74	20,39	18,12	16,
37,0	44,84	42,09	40,19	35,25	30,01	27,29	23,43	20,19	17,87	16,0
43,6	44,67	42,09	39,91	34,82	29,38	26,89	23,18	19,93	17,69	15,8
49,0	44,67	41,63	39,91	34,19	29,23	26,44	22,64	19,67	17,54	15,6
54,6	44,33	41,19	39,77	33,59	29,23	26,12	22,36	19,48	17,42	15,5
58,8	44,16	41,19	39,64	33,19	29,15	25,64	21,99	19,30	17,27	15,3

- pentru asfaltul de pe pista de rulare din platforma UMT S.A.:  $\mu = 0,02$

Pentru încărcările în regimul dinamic s-au obtinut rezultatele măsurătorilor stocate în mod direct în fisiere de date.

Organigrama de principiu a culegerii (achizitiei) datelor este prezentată pe Fig. 6.16, iar programele de achizitie si filtrare a semnalelor scrise în limbaj C sunt redade în Fig. 6.17, Fig. 6.18, Fig. 6.19.

Fisierele de date obtinute la etalonare, testare si înregistrare sunt denumite: umt-test dat, etalon 0.tr 1, etalon 1.tr 1, etalon 2.tr 1, etalon 0.tr 2, etalon 1.tr2, etalon 2.tr 2, etalon 0.tr 3, etalon 1.tr3, etalon 2.tr 3, încerc 1. umt, încerc 2. umt, încerc 3. umt.

Din multitudinea de măsurători s-au retinut trei încercări relevante.

## 6.5 Prelucrarea rezultatelor

În vederea aprecierii eficacității frânării, rezultatele măsurătorilor centralizate în Tabelul 6.11 s-au reprezentat grafic în planul  $\alpha_p - a_r$  pentru regimurile de temperatură limită,  $\theta_{umir} = 18,5^\circ\text{C}$  si  $\theta_{umax} = 58,8^\circ\text{C}$ .

Totodată s-a delimitat si domeniul deceleratiilor relative uzuale ( $a_{rmax} = 40\%$ ) (Fig. 6.20).

Limitarea deceleratiei relative în jurul valorii de 40% este atestată si de evolutia curbelor.

Până la valoarea limită a acesteia, curbele sunt puternic ascendente, după care influenta variatiei vitezei de basculare devine din ce în ce mai redusă.

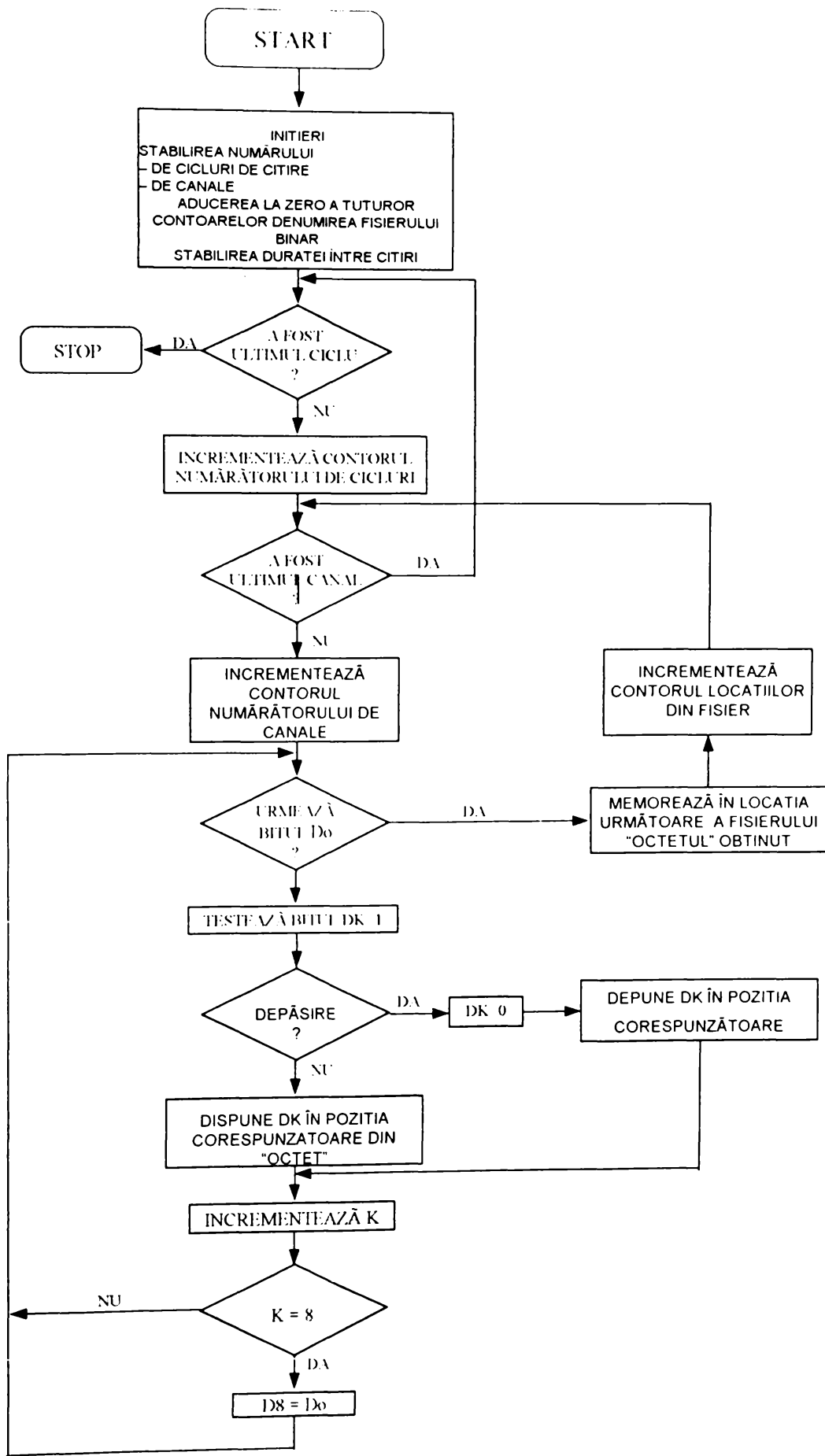


Fig. 6.16 Organigrama principală a culegerii datelor

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <malloc.h>
main()
{
FILE *f1;
unsigned char o,v;
unsigned int c,i,k,s,x,j,l;
clrscr(); printf("\n introduce nr de cicluri l="); scanf("%d",&l);
clrscr(); printf("\n introduce nr de canale k="); scanf("%d",&k);
clrscr(); printf("\n PROGRAMUL DE ACHIZITII 4 CANALE,IN EXECUTIE");
f1=fopen("incerc3.umd","wb+");
for(i=1;i<=l;i++)
{
outputb(0x3bc,4); outputb(0x3bc,22); outputb(0x3bc,4);
for(j=1;j<=k;j++)
{ o=0;
for(v=128; v>=1; v=v/2)
{
outputb(0x3bc,0); outputb(0x3bc,8); for(x=1;x<=l;x++) {}
s=inportb(0x3bd);
if(s>127) {outputb(0x3bc,0); outputb(0x3bc,4); o=o;}
else {o=o+v;outputb(0x3bc,12);}
outputb(0x3bc,5);outputb(0x3bc,4);
}
}
fwrite(&o,1,1,f1);
outputb(0x3bc,6); outputb(0x3bc,4);
}
}
fclose(f1);
printf("EXECUTAREA PROGRAMULUI DE ACHIZITII S-A TERMINAT"); getch();
}

```

Fig. 6.17 Programul de achizitie



```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <alloc.h>
main()
{
FILE *fl;
unsigned char o,v;
unsigned int c,i,k,s,x,j,l;
clrscr(); printf("\n introduce nr de cicluri l="); scanf("%d",&l);
clrscr(); printf("\n introduce nr de canale k="); scanf("%d",&k);
clrscr(); printf("\n PROGRAMUL DE ACHIZITII IN RULARE");
fl=fopen("umt_test.dat","wb+");
for(i=1;i<=l;i++)
{
outputb(0x3bc,4); outputb(0x3bc,22); output(0x3bc,4);
for(j=1;j<=k;j++)
{ o=0;
for(v=128; v>=1; v=v/2)
{
outputb(0x3bc,0); outputb(0x3bc,8); for(x=1;x<=100;x++) {}
s=inportb(0x3bd);
if(s>127) {outputb(0x3bc,0); outputb(0x3bc,4); o=o;}
else {o=o+v;outputb(0x3bc,12);}
outputb(0x3bc,5);outputb(0x3bc,4);
}
}
fwrite(&o,1,1,fl);
outputb(0x3bc,6); outputb(0x3bc,4);
}
}
fclose(fl);
clrscr(); printf("SFARSIT INCERCARE S-AU INREGISTRAT 4 SEMNALE"); getch();
}

```

Fig. 6.18 Programul de înregistrare

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <math.h>
#include <alloc.h>
main()
{
FILE*f1;FILE*f2;
unsigned char m[49152],d[20];
unsigned int a,b,c,e;
unsigned int i,j,k,l,n,p;
unsigned long r,s,t,u;
printf("\n ALEGE FISI.PENTRU FILTRAT :NUMESTE NOUL FISIER");getch();l=0;
f1=fopen("incerc3.umt","rb");fseek(f1,0,0);
f2=fopen("incerc3.cor","wb");fseek(f2,0,0);
bucla: clrscr();printf("\n pentru ciclul urmatot tasta <u> altfel exit");
if(getch()!='u') {fclose(f1);fclose(f2);exit(1);}
clrscr();printf(" n se citesc 49152ko de la %lu",l*49152);
for(k=1;k<=49152;k++) { fread(&m[k],1,1,f1);}
clrscr();printf("\n s-a citit segmentul curent: se executa filtrarea");
for(j=1;j<=49152;j++)
{ for(i=0;i<=19;i++) d[i+1]=m[j+i*8];
a=(d[1]+d[2]+d[3]+d[4]+d[5]+d[6]+d[7]+d[8]+d[9]+d[10])/10;
b=(d[11]+d[12]+d[13]+d[14]+d[15]+d[16]+d[17]+d[18]+d[19]+d[20])/10;
m[j]=(a+b)/2. }
clrscr();printf(" n se construiesc fisierul nou");
for(n=1;n<=49152-76;n++) { fwrite(&m[n],1,1,f2);} l++;
goto bucla;
}

```

Fig. 6.19 Programul de filtrare a perturbatiilor din retea

Curbele s-au trasat printre puncte, prin medierea acestora. Frecvența punctelor de-a lungul curbelor scade cu creșterea vitezei de basculare a pompei.

Situația critică apare atunci când se depășește valoarea limită a deceleratiei. Aici curbele nu mai pot avea alura exactă, datorită lipsei punctelor pe o porțiune considerabilă.

O repartiție mai uniformă s-ar putea obține prin utilizarea scării logaritmice pe abscisă.

Această modificare nu schimbă însă cu nimic evoluția curbelor, și zona care prezintă interes din punct de vedere al analizei este relevantă și în cazul reprezentării în coordonate liniare.

S-au reprezentat pe Fig. 6.21 numai punctele măsurate care asigură deceleratii relative cu valori sub cea limită maximă.

Aprecierea eficacității frânării prin evoluția parametrului deceleratie relativă (coeficient de frânare) este practică de codul rutier din Germania.

Astfel pentru utilaje cu viteză maximă până la 20 Km/h, coeficientul de frânare pentru frâna de serviciu este suficient să ajungă la valoarea de 25%.

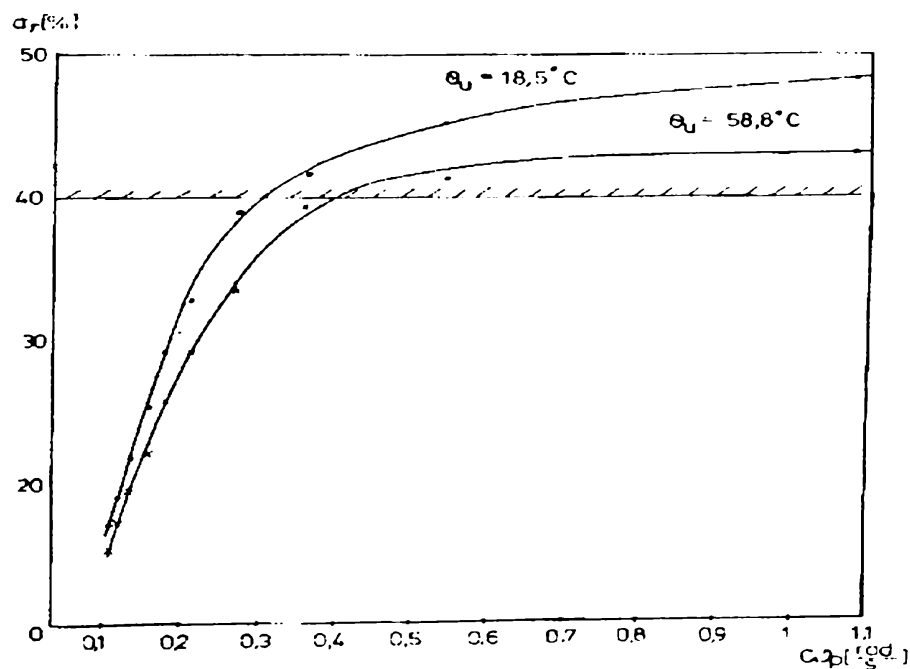


Fig. 6.20 Evoluția deceleratiei

Acest coeficient se poate asigura cu o viteză de basculare a pompei relativ mică, existând rezerve de peste 52% (Fig. 6.21). Până la  $a_r = 25\%$ , variația acesteia cu viteză de basculare este aproape liniară.

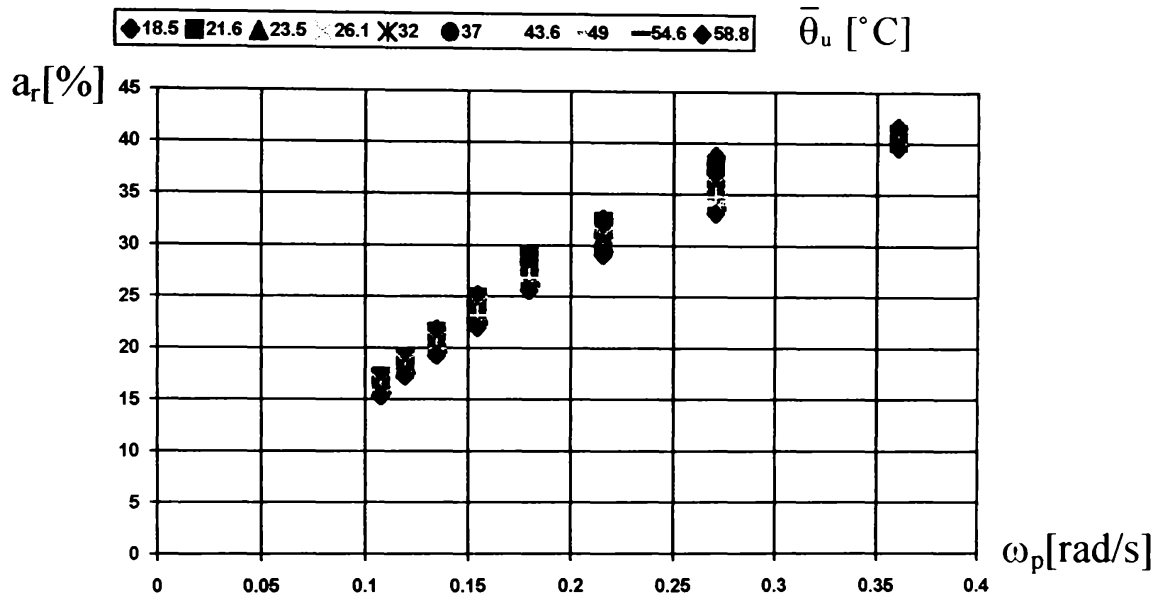


Fig.6.21 Valorile uzuale ale deceleratiei

La depășirea acestei valori frânarea începe să devină violentă, curba de variație pierzându-și liniaritatea (Fig. 6.20).

Se remarcă, în urma reprezentării tuturor regimurilor de încercări, influența încălzirii uleiului asupra parametrului eficacității.

Este evident faptul, că la orice sistem de frânare, energia acumulată la rulare se transformă în căldură pe perioada regimului de frânare.

Acest lucru se întâmplă și în cazul de față, unde uleiul din transmisia hidrostatică se încălzește datorită rulării pe pistă, și în principal datorită regimurilor intense de frânare.

Astfel pe perioada unui ciclu de măsurători creșterea medie de temperatură a uleiului este de  $40,3^\circ\text{C}$ .

Aceasta cauzând modificări (reduceri) ale vâscozității uleiului, influențează eficacitatea frânării cu maxim:

$$\Delta a_r = \frac{2(38,70 - 33,19)}{38,70 + 33,19} \times 100 = 15\%. \quad (6.10)$$

atunci când valoarea medie a coeficientului de frânare depășește 30%.

Variația eficacității cu temperatura în domeniul uzual este doar de:

$$\Delta a_r = \frac{2(25,22 - 21,99)}{25,22 + 21,99} \times 100 = 13,68\% \quad (6.11)$$

si scade cu  $a_r$ .

Având în vedere rezervele de eficacitate ale transmisiei, ca frână de serviciu, influenta temperaturii uleiului nu este semnificativă (Rezervele de peste 52% compensează eventualele diminuări cauzate de încălzirea uleiului).

Se remarcă limita superioară de temperatură relativ ridicată, dar totusi sub nivelul celei maxim admise ( $70^\circ\text{C}$ ).

Deceleratia efectivă care asigură spatiul de frânare realizat este mai mare cu 2% decât cea imprimată de transmisie, datorită rezistentelor la rulare, contabilizate prin coeficientul  $\mu=0.02$ .

Relatia 6.9 exprimă legătura directă între parametrii capacității de frânare, respectiv spatiul de frânare  $s_f$  si coeficientul de frânare  $a_r$ .

Rezultatele directe ale măsurătorilor, respectiv spatiile de frânare, reprezintă parametrul de bază utilizat în România pentru evaluarea eficacității frânării (STAS 11960-84). În acest sens s-a reprezentat variatia acestui parametru cu viteza de aplicare a regimului de frânare (viteza de basculare a pompei) (Fig.6.22).

Se remarcă aceleasi fenomene, rezultând spatii foarte mici de frânare la frânări violente. Influenta variatiei temperaturii este nesemnificativă, existând posibilitatea opririi în conditii de siguranță a utilajului si la temperaturi ridicate ale uleiului.

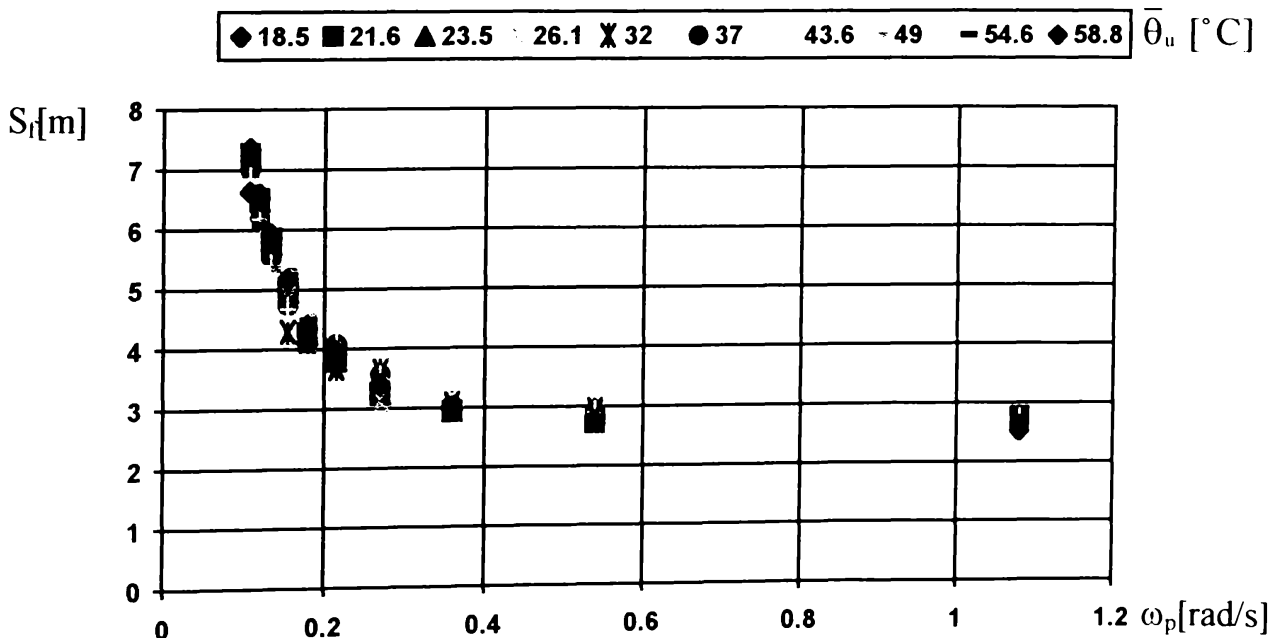


Fig. 6.22 Variatia spatiului de frânare

La transpunerea rezultatelor măsurătorilor în diagrame nu s-a utilizat tehnica eliminării erorilor de măsurare.

Justificarea este evidentă dacă se tine seama de faptul că, numărul de măsurători este suficient de mare și variațiile relative sunt foarte mici raportate la valorile nominale

Astfel, împrăștierea relativ redusă permite delimitarea domeniului de variație cu suficientă precizie pentru scopul urmărit.

S-au înregistrat orientativ și vârfurile de presiune care apar la diferite regimuri de lucru. Precizia înregistrării datorită instrumentului de măsură (manometru cu cadran) este relativ redusă.

De aici și caracterul orientativ al acestora.

Analiza fenomenelor ce apar în interiorul transmisiei se va face cu ocazia efectuării unor măsurători în regim dinamic, cu aparatură adecvată.

Rezultatele înregistrărilor stocate în fișierele de date, create prin asistarea de calculator a achiziției, s-au prelucrat și s-au vizualizat respectiv s-au testat variația parametrilor  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $p_3$ , și  $n$  în timp, reprezentând presiunile la racordurile pompei și motorului, respectiv turatia motorului.

Vizualizarea, respectiv trasarea grafică s-au realizat prin întocmirea unor programe în limbaj C.

Structura acestor programe este prezentată în:

- Fig. 6.23 pentru vizualizare,
- Fig. 6.24 pentru trasare grafică,
- Fig. 6.25 pentru trasare grafică cu comprimarea timpului și
- Fig. 6.26 pentru trasarea grafică a evoluției turatiei.

Aceasta din urmă s-a obținut prin prelucrarea semnalului înregistrat de la traductorul de turatie.

Din cele trei încercări selectate pentru interpretare, s-au preluat cele mai semnificative zone și acestea s-au așezat în sistemele de coordonate adecvate.

Astfel în Fig. 6.27 s-au reprezentat evoluțiile tuturor semnalelor înregistrate de la traductoare. Comprimarea timpului a permis localizarea adecvată a zonei de tranziție.

Acuratetea relativă a curbelor de variație s-a obținut prin aplicarea programului de filtrare a "zgomotului" rețelei semnalelor brute, reprezentate în Fig. 6.28.

Programele de trasare au permis reprezentarea separată a fiecărui parametru dinamic respectiv  $p_1 = f(t)$ ,  $p_2 = f(t)$ ,  $p_3 = f(t)$ , cum se observă în figurile 6.29...6.31.

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <alloc.h>
#include <graphics.h>
#include <io.h>
main()
{
FILE *f1;
int gdriver = DETECT,gmode,errorcode;
int xmax,ymax;
unsigned char o,v,k1,k2,k3,k4;
unsigned int a,b,c,i,k,s,x,y,j,l;
clrscr(); printf(" n MODIFICA! sugestiv numele fisi.-lor binare");
printf("\n pentru REEDITARE! apasa <r> alta tasta continue");
if(getch()!='r') exit(1);
clrscr();
printf("ptr. VIZUALIZARE! apasa <v>");
if(getch()!='v') exit(1);
clrscr();
initgraph(&gdriver,&gmode, "");
errorcode = graphresult();
if(errorcode!=grOk) {printf("Eroare grafica: %s\n",grapherrormsg(errorcode));
printf("apasa tasta pentru oprire :"); getch(); exit(1);}
xmax=getmaxx();ymax=getmaxy();
setviewport(0,0,getmaxx(),getmaxy(),0);
f1=fopen("umt_test.dat","rb");
printf("pentru a trasa GRAFICELE! se apasa <g> altfel final program");
j=0;
while(getch()!='g')
{
setbkcolor(0);clrscr();
cleardevice();
for(i=0;i<=639;i++)
{
fseek(f1,0,1).fread(&k1,1,1,f1);putpixel(i,(108+k1),15);
}
j++; printf(" %d",j);
}
fclose(f1);
closegraph();
}

```

Fig. 6.23 Programul de vizualizare continuă

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <malloc.h>
#include <graphics.h>
#include <io.h>
main()
{
FILE *f1;
int gdriver = DETECT,gmode,errorcode;
int xmax,ymax;
unsigned char o,v,k1,k2,k3,k4;
unsigned int a,b,c,i,k,s,x,y,j,l,c1,c2,c3,c4;
clrscr(); printf(" n MODIFICA! sugestiv numele fisi.-lor binare");
printf("\n MODIFICA CONSTANTELE :c1;c2;c3;c4 ");
printf("\n pentru REEDITARE! apasa <r> alta tasta continue");
if(getch()=='r') exit(1);
clrscr();
printf("ptr.VIZUALIZARE! apasa <v>");
if(getch()!='v') exit(1);
clrscr();
initgraph(&gdriver,&gmode, "");
errorcode=graphresult();
if(errorcode!=grOk) {printf("Eroare grafica: %s\n",grapherrormsg(errorcode));
printf("apasa tasta pentru oprire :"); getch(); exit(1);}
xmax=getmaxx();ymax=getmaxy();
setviewport(0,0,getmaxx(),getmaxy(),0);
f1=fopen("incerc3.umt","rb");
printf("pentru a trasa GRAFICELE! se apasa <g> altfel final program");
j=0;
while(getch()=='g')
{
setbkcolor(8);clrscr();
cleardevice();
for(i=0;i<=639;i++)
{
fseek(f1,0,1):fread(&k1,1,1,f1);putpixel(i,(108+k1),4);
fseek(f1,0,1):fread(&k2,1,1,f1);putpixel(i,(108+k2),1);
fseek(f1,0,1):fread(&k3,1,1,f1);putpixel(i,(108+k3),2);
fseek(f1,0,1):fread(&k4,1,1,f1);putpixel(i,(108+k4),14);
}
j++; printf(" %d" ,j);
}
fclose(f1);
closegraph();
}

```

Fig. 6.24 Programul de trasare



```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <alloc.h>
#include <graphics.h>
#include <io.h>
main()
{
FILE *f1;
int gdriver = DETECT,gmode,errorcode;
int xmax,ymax;
unsigned char o,v,k1,k2,k3,k4;
unsigned int a,b,c,i,k,s,x,y,j,l,c1,c2,c3,c4;
clrscr(); printf("\n MODIFICA! sugestiv numele fisi.-lor binare");
printf("\n MODIFICA CONSTANTELE :c1;c2;c3;c4 ");
printf("\n pentru REEDITARE! apasa <r> alta tasta continue");
if(getch()=='r') exit(1);
clrscr();
printf("ptr. VIZUALIZARE! apasa <v>");
if(getch()!='v') exit(1);
clrscr();
initgraph(&gdriver,&gmode, "");
errorcode=graphresult();
if(errorcode!=grOk) {printf("Eroare grafica: %s\n",grapherrormsg(errorcode));
printf("apasa tasta pentru oprire :"); getch(); exit(1);}
xmax=getmaxx();ymax=getmaxy();
setviewport(0,0,getmaxx(),getmaxy(),0);
f1=fopen("incerc3.cor","rb");
printf("pentru a trasa GRAFICELE! se apasa <g> altfel final program");
j=0;/*comprimat de 5 ori*/
while(getch()=='g')
{
setbkcolor(0);clrscr();
cleardevice();
for(i=0;i<=639;i++)
{
fseek(f1,0,1).fread(&k1,1,1,f1);putpixel(i,(372-k1),4);
fseek(f1,0,1).fread(&k2,1,1,f1);putpixel(i,(108+k2),1);
fseek(f1,0,1).fread(&k3,1,1,f1);putpixel(i,(372-k3),2);
fseek(f1,0,1).fread(&k4,1,1,f1);putpixel(i,(108+k4),14);
fseek(f1,16,1);
}
j++; printf(" %d",j);
}
fclose(f1);
closegraph();
}

```

Fig. 6.25 Programul de trasare cu comprimarea timpului

```

#include <stdio.h>
#include <conio.h>
#include <dos.h>
#include <alloc.h>
#include <graphics.h>
#include <io.h>
main()
{
FILE *f1;
int gdriver = DETECT,gmode,errorcode;
int xmax,ymax;
unsigned char a,b,c,k1,k2,k3,k4;
unsigned int i,j;
unsigned long l;
clrscr(); printf("\n MODIFICA! sugestiv numele fisi.-lor binare");
printf("\n pentru REEDITARE! apasa <r> alta tasta continue");
if(getch()=='r') exit(1);
clrscr();
printf("ptr.VIZUALIZARE! apasa <v>");
if(getch()!='v') exit(1);
clrscr();
initgraph(&gdriver,&gmode, "");
errorcode=graphresult();
if(errorcode!=grOk)
{printf("Eroare grafica: %s\n",grapherrormsg(errorcode));
printf("apasa tasta pentru oprire :"); getch(); exit(1);}
xmax=getmaxx(),ymax=getmaxy();
setviewport(0,0,getmaxx(),getmaxy(),0);
f1=fopen("incerc3.cor","rb");
printf("\n alege curba prin b=0;1;2;3; b= "); scanf("%d",&b); clrscr();
printf("\n alege coef. de compri. c=0;1;2;.. comprim. este de c+1 ori c=");
scanf("%d",&c);
printf("\n tine cont ca durata semnal. de pe ecran este T=0.5*(1+c)");
printf("\n apasa o tasta...pentru continuare"); getch(); clrscr();
printf("\n apasa <g> pentru pagina urmatoare");
j=0; fseek(f1,b,0);
while(getch()=='g')
{
setbkcolor(15);clrscr();
cleardevice();
for(i=0;i<=639;i++)
{
fseek(f1,0,1):fread(&k1,1,1,f1);putpixel(i,(372-k1),4); a=3+4*c;
fseek(f1,a,1);
}
j++; printf(" j=%d b=%d c=%d",j,b,c);
}
fclose(f1);
closegraph();
}

```

Fig. 6.26 Program trasare turatie



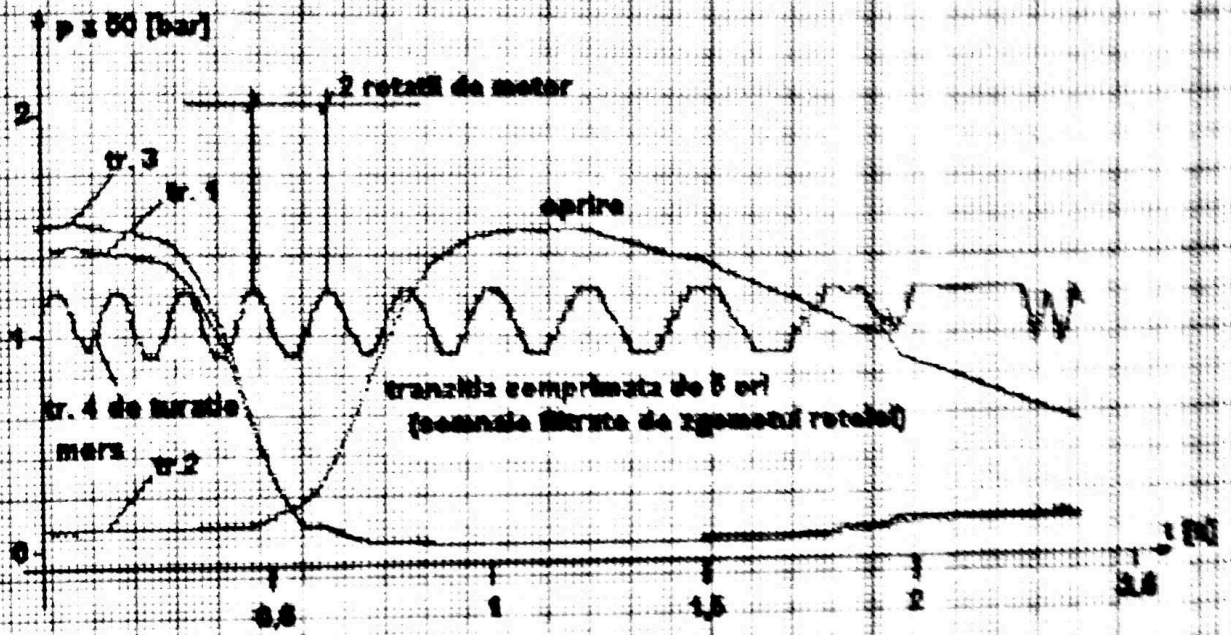


Fig. 6.27 Evoluția parametrilor măsurați

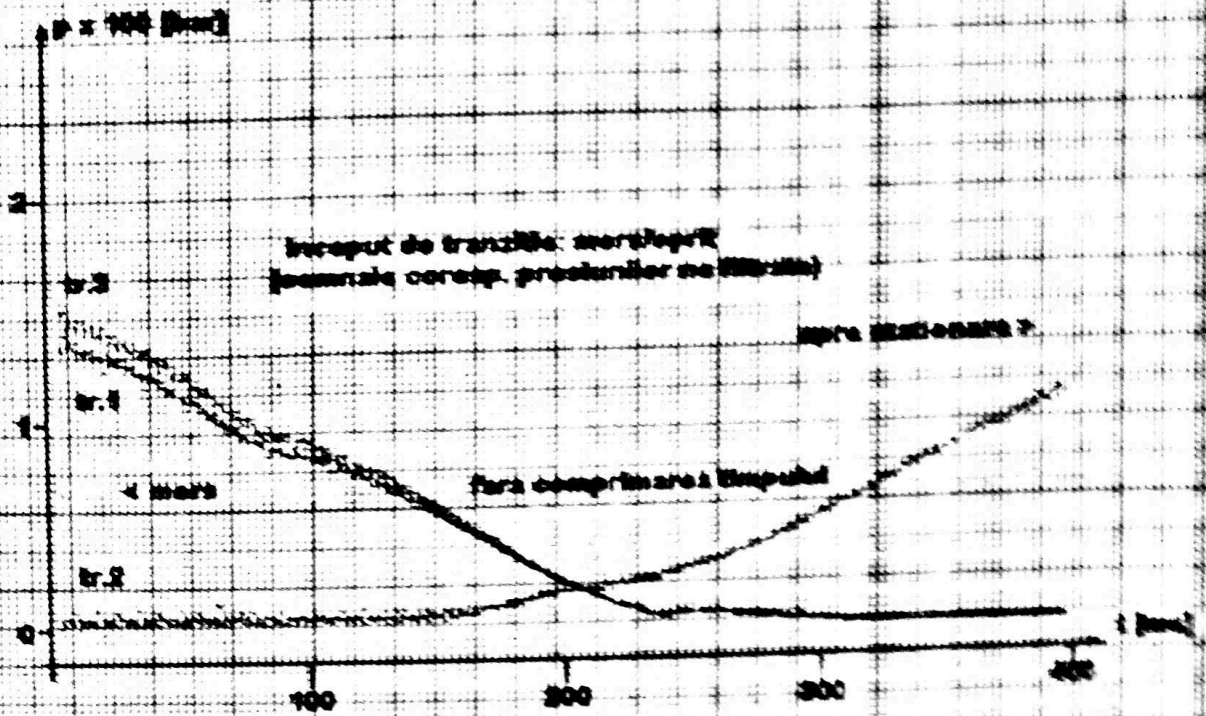


Fig. 6.28 Evoluția presiunilor





Fig. 6.29 Semnalul traductorului de presiune de la racordul de presiune al pompei



Fig. 6.30 Semnalul traductorului de la racordul de aspiratie al pompei



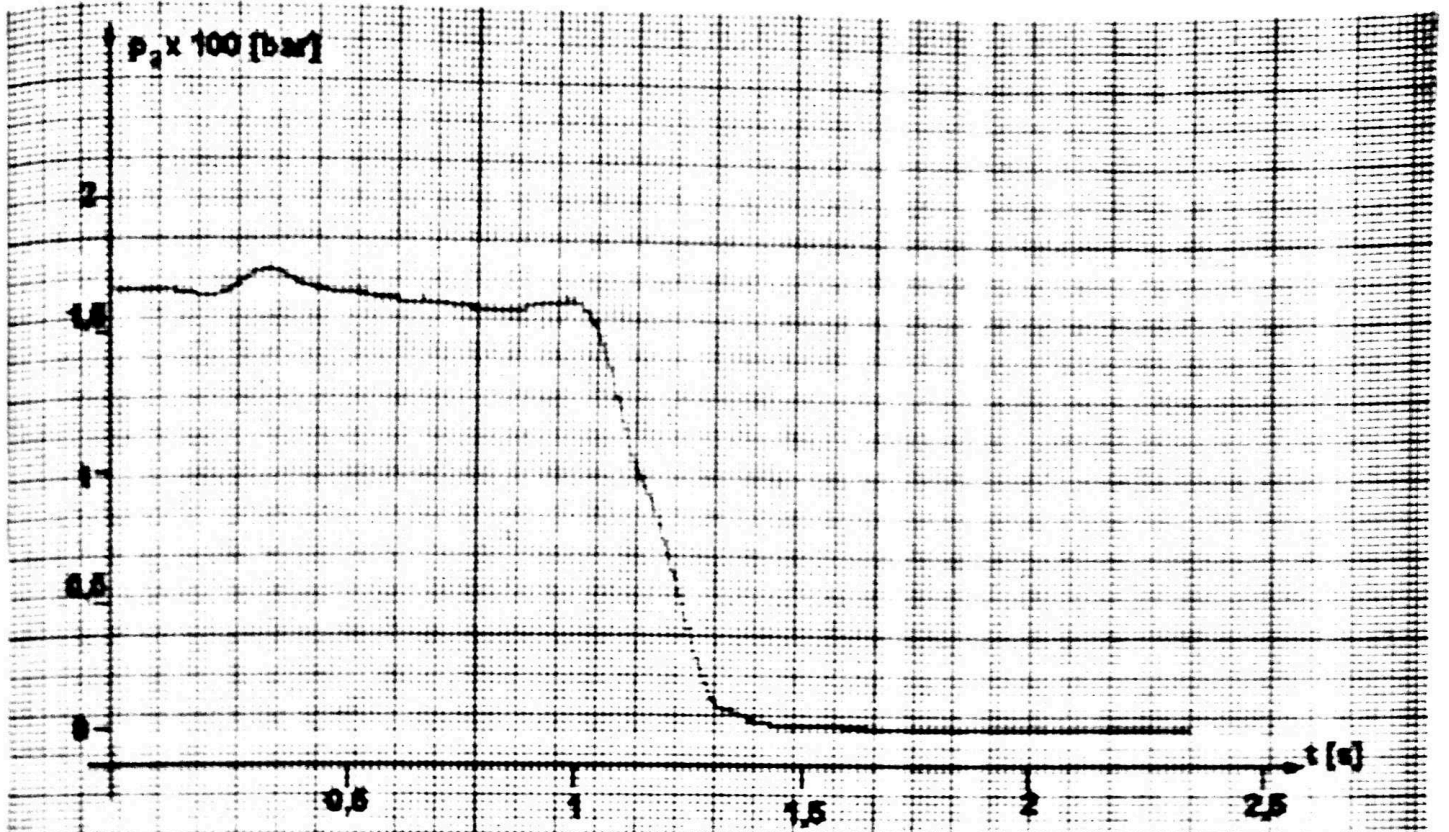


Fig. 6.31 Semnalul tractiunii de la racordul rotorului

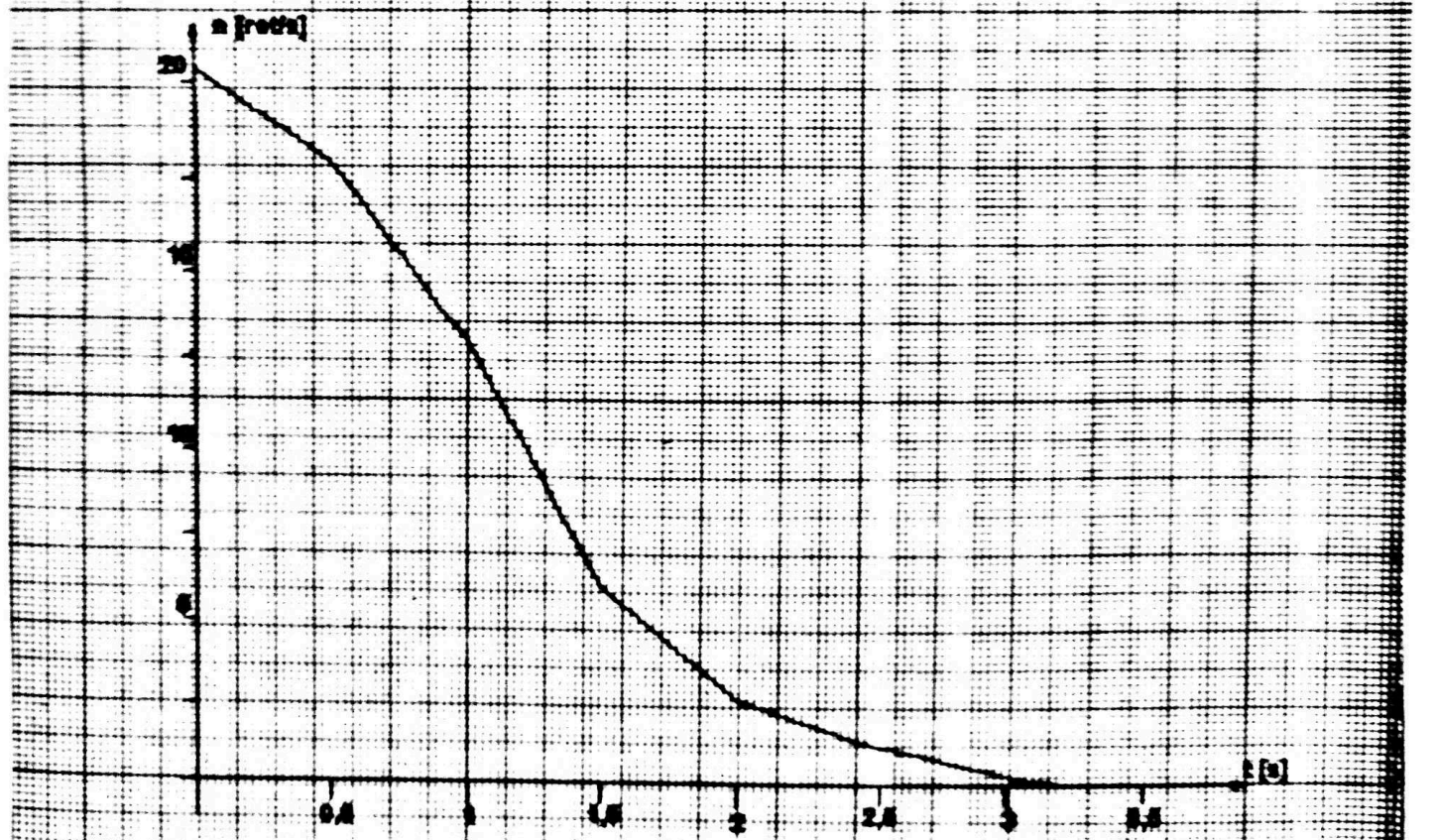


Fig. 6.32 Diagrama de variatie a turatiei



Programul de încercare și trasare a oferit reprezentarea evoluției turatiei motorului  $n = f(t)$  după cum se observă în Fig. 6.32.

Aceste ultime rezultate s-au putut obține doar prin achiziția de date asistată de calculator, datorită caracterului proceselor dinamice existente în sistem (rapid variabile).

Rezultatele sunt bune din punct de vedere al acuratetei, deci sunt interpretabile și comparabile cu cele teoretice.

Trebuie să menționez faptul că filtrarea “zgomotelor” din rețeaua electrică de alimentare s-a făcut abia după ce a existat convingerea că perturbatiile sunt de natură electrică și nu influențează alura graficelor.

Scopul acestui capitol a fost verificarea prin experiment a rezultatelor teoretice obținute prin dezvoltarea capitolelor precedente.

În plus s-a realizat, ca noutate o combinație a criteriilor de eficacitate selectați, a, respectiv  $S_r$ , pentru a da rezultatelor o interpretare universală, independent de normativele care reglementează utilizarea unuia sau altuia dintre ele.

Repetarea experimentelor de mai multe ori au confirmat corectitudinea rezultatelor acestora, iar acestea din urmă suprapunându-se peste cele teoretice le verifică pe acestea.

Metodele utilizate la măsurători au permis explorarea zonelor de tranziție cu suficientă acuratețe. S-a demonstrat și faptul că perturbatiile exterioare nu au influențat evoluția parametrilor mășurați.

Înregistrările continue au facilitat selectarea unor regimuri semnificative, neexistând zone neexplorate.

Optimizările stabilite pe baza rezultatelor obținute în cadrul capitolului 5 au fost materializate pe utilajul supus experimentărilor. Rezultatele confirmă corectitudinea optimizării.

## 7. Compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice

Investigațiile teoretice întreprinse în cadrul capitolelor 3,4 și 5 atestă eficiența frânării cu transmisia hidrostatică atât în general cât și în particular. La parcurgerea diferitelor scheme de calcul s-au impus ipoteze, condiții inițiale, profitând de avantajele oferite de aparatul matematic utilizat.

S-au luat ca bază, pentru determinarea eficienței frânării, doi dintre parametrii de bază, definiți în cadrul capitolului trei: spațiul de frânare și deceleratia relativă; acestea fiind aleși de diferite norme internaționale cu justificările de rigoare.

Având în vedere, că parametrii aleși pentru determinarea capacității de frânare sunt universali și nu depind de structura autovehiculului, mi-a oferit posibilitatea de a alege pentru efectuarea încercărilor un utilaj special.

Acest lucru însă, nu reduce gradul de generalitate al rezultatelor, dimpotrivă le întărește, pentru că utilajul ales este din categoria celor cu inerție ridicată, viteză de deplasare adecvată (nu prea mare) și manevrabilitate relativ ușoară.

Având în vedere faptul, că este vorba de utilaj acționat complet hidrostatic cu transmisie hidrostatică în circuit închis, a fost necesară verificarea influenței vâscozității uleiului asupra eficienței de frânare.

Vâscozitatea agentului de lucru schimbându-se cu temperatura, înregistrările s-au efectuat la diverse faze de încălzire a uleiului hidraulic.

Fată de prezentările teoretice din cadrul capitolului 3, aceste măsurători s-au efectuat în plus pentru a nu scăpa din vedere aspectele ce pot influența funcționarea transmisiilor hidrostactice ca frâne de serviciu.

Rezultatele măsurătorilor prezentate și interpretate în cadrul capitolului 6 atestă eficiența transmisiei ca frână de serviciu. Variația parametrilor capacității de frânare are loc în limitele permise de normele care le definesc.

Din concluziile capitolului 3 se deduce relația:

$$e_M = \frac{A \cdot S_f + B \cdot a_r}{A + B} \quad (7.1)$$

reprezentând criteriul de eficiență universal, pentru sistemele analizate.

Rezultatele obținute s-au comparat cu prezentările teoretice și s-au reținut doar acele valori ale parametrilor, care sunt recomandate în practică, valorile superioare, realizabile prin utilizarea transmisiei hidrostactice în regim de frânare, atestând o rezervă de eficiență deci și de siguranță.

Fiind vorba de vehicul de lucru, cu viteză de deplasare nu prea ridicată, nu se pune problema derapării sau pierderii stabilității la frânare. Astfel pentru aceste tipuri de utilaje (inertă ridicată, viteze de deplasare medii) deceleratia relativă nu este necesar a fi limitată la 40 %, așa cum acest lucru se indică în capitolele 3 și 4.

Rezultatele grafice ale măsurătorilor păstrează forma generală a diagramelor de frânare. Comparatii valorice cu diagrame existente nu este posibilă, datorită caracterului specific al acestora.

Eficiența frânării cu transmisia hidrostatică este influențată de construcția și funcționarea transmisiei.

Cercetările teoretice prezentate în capitolele 4 și 5 au vizat diferite tipuri de transmisii hidrostactice cum ar fi: cele în circuit deschis și în circuit închis cu reglaj primar, secundar sau dublu.

Pentru a atinge un grad de generalitate mai ridicat, am ales transmisia cu circuit închis cu reglaj dublu (primar și secundar), efectuând măsurători în regim dinamic, pentru cercetarea evoluției parametrilor, care definesc funcționarea transmisiei în timpul frânării.

Trebuie menționat faptul, că pentru comparația unor rezultate teoretice cu altele obținute pe cale experimentală, atunci când este vorba de investigarea unor regimuri dinamice, tranzitorii este necesară sublinierea unor aspecte legate de funcționarea modelelor în condiții oferite de realitatea obiectivă.

În Fig.7.1 și Fig. 7.2 sunt prezentate suprapunerile rezultatelor teoretice și experimentale pentru parametrii dinamici cercetați.

În Fig. 7.3 și Fig. 7.4 s-au delimitat numai zonele care descriu evoluția parametrilor în intervalele 1,15 - 1,5 s respectiv 3 - 3,5 s, reprezentând perioadele regimului tranzitoriu.

Trebuie ținut cont de faptul că modelul teoretic, derivat din utilajul fizic, nu a păstrat absolut toate aspectele reale ale funcționării transmisiei.

Acest lucru este absolut normal, pentru că în unele situații complicarea modelelor poate furniza descrieri matematice, nerezolvabile fără adoptarea unor ipoteze simplificatorii sau condiții initiale.

În cele ce urmează, voi semnala aspectele, care deosebesc modelul teoretic cercetat în lucrare de utilajul fizic supus măsurătorilor.

În cadrul subcapitolului 5.2.1 am prezentat schema hidraulică a transmisiei (Fig 5.2.1) și am dezvoltat modelul matematic pentru a face posibilă analiza teoretică a



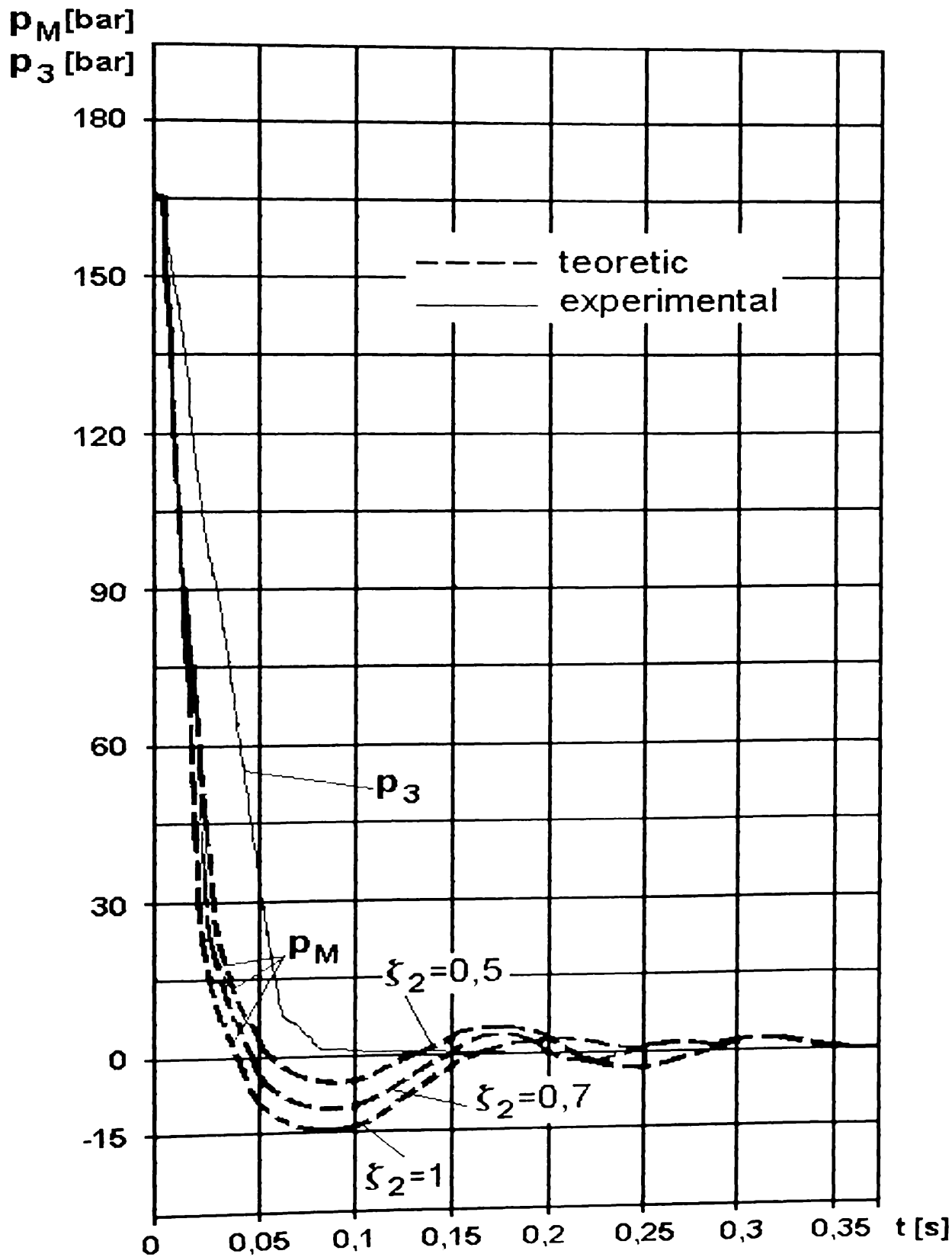


Fig 7 1 Suprapunerea caracteristicilor  $p(t)$

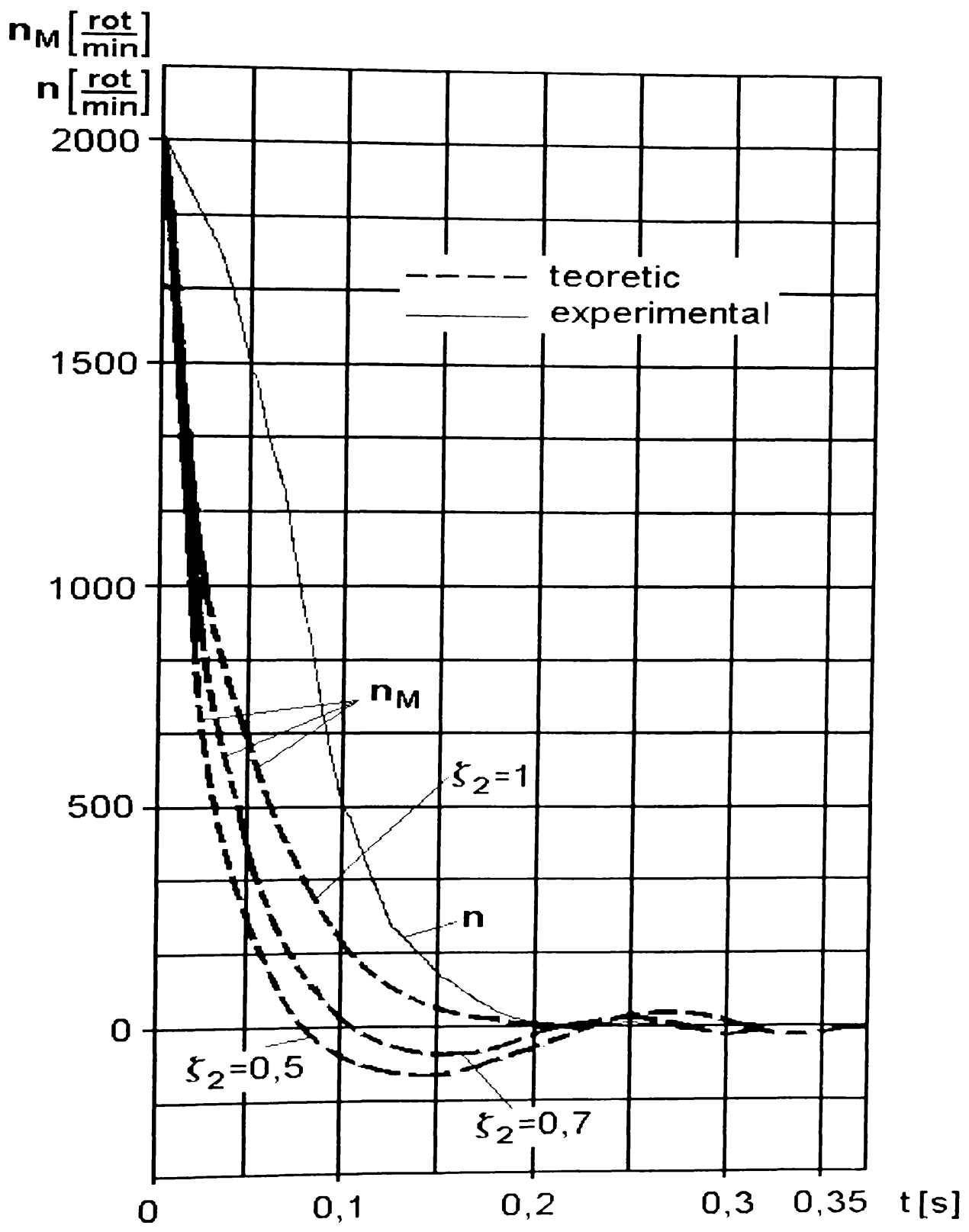


Fig 7.2 Suprapunerea caracteristicilor  $n(t)$

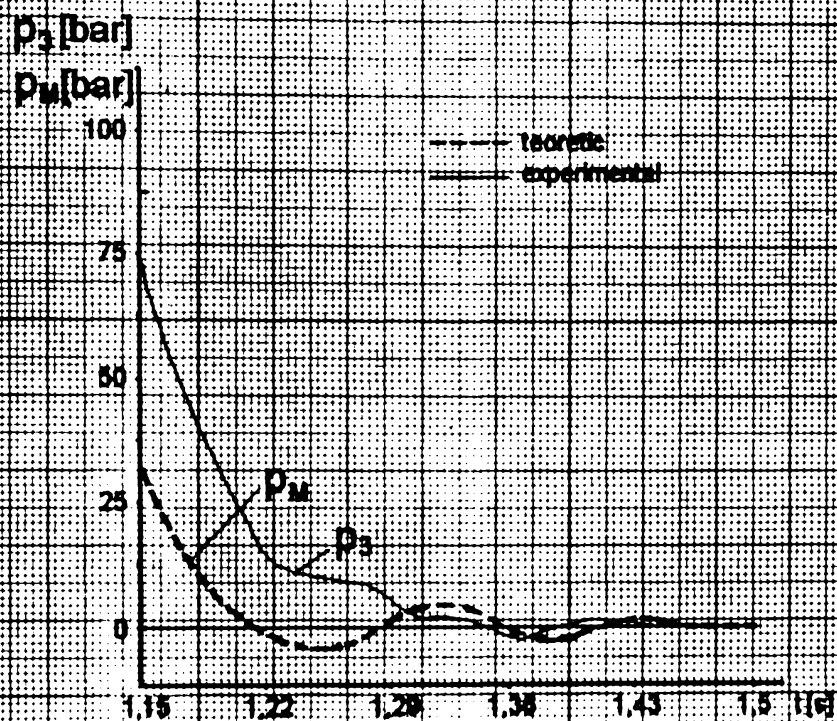


Fig. 7.3 Evoluția presiunilor în zona de tranziție

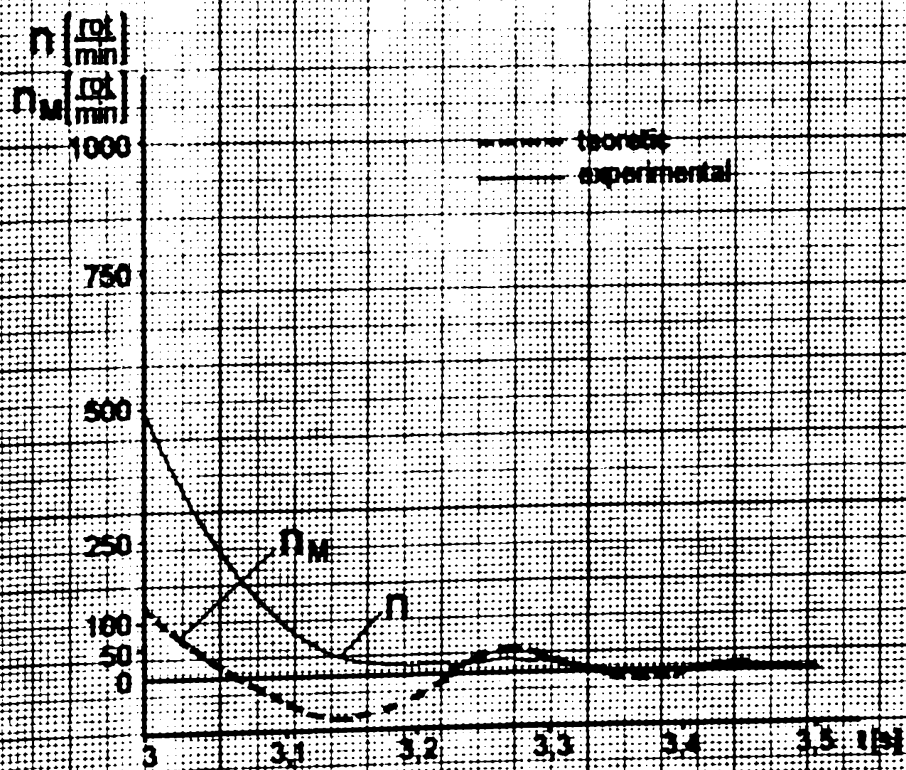


Fig. 7.4 Evoluția unghiurilor în zona de barotropie

functionării acesteia, ținând cont de majoritatea aspectelor, care pot influența comportarea sistemului, și evident pentru a obține un model cât se poate de real.

Investigațiile teoretice întreprinse, descrise detaliat în subcapitolul 5.2.1, au vizat explorarea zonelor de tranziție din functionarea transmisiei. Acestea fiind cele, care determină stabilitatea sistemului în functionare.

În acest sens în paragraful 5.2.13 am studiat stabilitatea sistemului, utilizând metode frecventiale, obținând rezultate care atestă un grad de stabilitate cu rezerve apreciabile în cazul unor amortizări adecvate. În vederea facilitării solutionării modelului matematic s-au neglijat neliniaritățile cauzate de cavitație și schimb de căldură.

Concluziile investigației sunt legate de optimizarea conductelor de legătură între elementul primar (pompa) și cel secundar (motor) al transmisiei.

Am dezvoltat și modelul matematic al legăturilor, analizând curgerea reală (nepermanentă) în conducte, ajungând la rezultate, care au permis descrierea zonelor de tranziție și evidențierea solicitărilor dinamice în racordurile de alimentare al motorului.

Reprezentările grafice prezentate în Fig. 5.2.7 și Fig. 5.2.8 redau rezultatele cercetărilor și contin efectul cumulat al parametrilor conductei (lungime, diametru, elasticitate), concretizat prin modificarea gradului de amortizare.

În figurile 5.2.9 și 5.2.10, am prezentat și efectul elasticității conductelor, cu rezultate similare celor prezentate.

Pentru a ține cont și de neliniaritățile cauzate de eventuala apariție a fenomenului nedorit, dar posibil a fi prezent în timpul regimului de frânare, cavitația. În cadrul subcapitolului 5.2.4 am analizat aspectele legate de apariția acestui fenomen.

Până la decelerații relative apropiate de  $a_r = 20\%$  (Fig. 5.2.29) apariția cavitației nu poate crea probleme în ceea ce privește functionarea sistemului.

La apariția unor valori mai ridicate ale lui  $a_r$ , în mod repetat, poate apărea o ușoară încălzire a uleiului, fără a afecta însă stabilitatea la frânare.

Măsurătorile experimentale atestă valabilitatea rezultatelor teoretice în limitele în care, condițiile de încercare au rămas cele impuse de investigațiile teoretice.

Astfel se verifică stabilitatea sistemului, zona de tranziție fiind extrem de redusă.

Presiunea echivalentă celei studiate în capitolul 5 (cea de la racordul motorului) este  $p_3$ . Evoluția acesteia trasată prin diagrama din Fig. 6.31 este asemănătoare celei din Fig. 5.2.7 sau Fig. 5.2.9, cu mențiunea că zona de tranziție și deci solicitările dinamice sunt mult diminuate față de cele teoretice

Acest lucru atestă o amortizare bună a sistemului. Durata regimului tranzitoriu este de asemenea foarte scăzută, cca. 0,3 s, ceea ce s-a confirmat și în funcționare.

Sistemul fizic real cercetat prin experiment s-a dovedit a fi mai lent decât cel supus investigațiilor teoretice. Acest lucru este justificat atât prin inerțiile ascunse ale utilajului, neevaluate cu precizie superioară cât și datorită întâzierilor de aplicare a semnalului treaptă, întâziere datorată factorului uman așa cum de altfel acest lucru a fost dovedit în cadrul Cap.3.

Zona de tranziție nu poate fi delimitată prin măsurători obișnuite. Viteza de achiziție aleasă s-a dovedit suficient de mare pentru a înregistra valorile critice din zona amintită.

Evoluția turatiei motorului (Fig. 6.32) este aproape identică cu cea obținută pe cale teoretică.

Zona de tranziție practic nu se observă, datorită unei amortizări bune.

Trebuie remarcat faptul, că conductele de legătură existente între motor și pompă au asigurat o amortizare foarte bună, fără să diminueze rapiditatea sistemului.

Nu a apărut fenomenul de cavitație în timpul încercărilor. Decelerația maximă realizată fiind de 16,3 % se confirmă valabilitatea rezultatelor teoretice. Pe modelul real la această valoare a decelerației presiunea la racordul motorului s-a apropiat de valoarea zero, dar nu a atins niciodată valoarea celei de vaporizare a uleiului.

Înregistrările efectuate pe parcursul încercărilor au permis trasarea evoluției parametrilor și la racordurile pompei. Se observă o evoluție așteptată. Cele două presiuni  $p_1$  și  $p_2$  sunt sinfazice (Fig. 6.27), iar presiunile pe aceeași ramură de la racordurile pompei respectiv motorului sunt diferite datorită coloanei de ulei aflată între ele.

Se poate remarca faptul, că filtrarea perturbațiilor introduse de rețeaua electrică nu a influențat alura diagramelor.

Aparatele nu au înregistrat alte perturbații din exterior. Montajul lor a ținut cont de necesitatea izolării zonelor cu vibrație pronunțată, având în vedere faptul că, încercările s-au efectuat pe un utilaj mobil în mers.

În concluzie experimentul atestă veridicitatea investigațiilor teoretice, cu amendamentele subliniate și deviațiile justificate de utilizarea modelelor matematice simplificate.



## 8. Concluzii

În urma studiilor teoretice și experimentale întreprinse în cadrul acestei lucrări se remarcă, în general, eficiența transmisiilor hidrostactice în regim de frânare.

S-au studiat mai multe sisteme de propulsie hidrostactică cu transmisii în circuit închis și deschis, cu reglare primară, secundară și dublă.

Fiecare sistem asigură eficiența maximă din punct de vedere al frânării în anumite condiții, definite în cadrul capitolelor în care se face referire la acestea.

Utilizarea tehnicii de calcul a permis parcurgerea mai multor variante principial diferite.

Analiza teoretică prin modele matematice adecvate a evidențiat avantajele sistemelor în circuit închis, arătând și limitele de eficiență

Ca elemente constructive s-a evidențiat importanța conductelor de legătură ale transmisiei.

Acestea influențează în mare măsură stabilitatea, rapiditatea și precizia sistemului prin lungimea, diametrul și elasticitatea lor.

Pentru o transmisie dată, alegerea adecvată a elementelor de legătură reprezintă principala măsură de siguranță privind funcționarea corectă a frânei de serviciu, acolo unde transmisia are și acest rol.

Pentru păstrarea siguranței la frânare este extrem de important, ca utilizatorul să nu schimbe structura legăturilor hidraulice și calitatea materialelor utilizate pentru conducte. În mod frecvent producătorii principali atrag atenția beneficiarilor asupra acestui aspect.

Efectul propriu de frânare al transmisiilor hidrostactice este benefic doar în aceste condiții.

Transmisiile care tin și locul frânelor de serviciu trebuie echipate, încât să se evite în mod automat posibilitățile de instalare ale unor regimuri de funcționare nedorite (cavitatie, oscilații neamortizate, etc.).

La sisteme pretentioase se recomandă montarea unor dispozitive care să corecteze comportarea transmisiei din punct de vedere dinamic.

O atenție deosebită trebuie acordată sistemelor cu reglaj secundar și dublu, unde apariția fenomenului de cavitatie și a oscilațiilor slab amortizate este favorizată

Analiza experimentală întreprinsă în cadrul lucrării axându-se pe o transmisie reală montată pe un utilaj de lucru, a evidențiat în mod clar eficiența transmisiei ca frână de

serviciu.

Limitările propuse la prelucrarea rezultatelor experimentale vizează evitarea fenomenului de cavitație, care ar putea da peste cap funcționarea sistemului.

În acest sens s-a limitat coeficientul de frânare la valoarea maximă de  $a_r=40\%$ , urmând ca măsurătorile propuse a fi efectuate în regim dinamic să exploreze domeniul  $a_r \in [25,40]\%$ , unde și influența variației temperaturii este mai pronunțată.

În această fază studiile efectuate au demonstrat calitățile extraordinare ale transmisiilor hidrostactice în circuit închis la funcționarea acestora în regim de frânare.

Limitările propuse a fi necesare nu reduc domeniul de interes al acestora, existând cazuri particulare unde este posibilă chiar extinderea utilizării lor.

Aparatura experimentală asistată de calculator a permis achiziția optimă și prelucrarea rapidă a datelor.

Procesele fiind rapid variabile, s-a impus această tehnică cunoscută de altfel.

Programele de achiziție și prelucrare de date se pot reutiliza și pentru alte aplicații.

Cercetările efectuate în cadrul prezentei lucrări s-au impus în primul rând pentru verificarea comportărilor dinamice ale transmisiilor în regimul de frânare.

Sistemele analizate în lucrare sunt din ce în ce mai răspândite. Constructorii și furnizorii nu oferă date tehnice privind performanțele sistemului propriuzis din punct de vedere al comportării la frânare. Nici literatura de specialitate nu oferă în mod concret, explicit și detaliat aspecte legate de funcționarea transmisiilor hidrostactice în regim de frânare.

În acest sens lucrarea o consider utilă pentru că oferă informații detaliate, dezvoltate pentru prima oară, conține soluții tehnice verificate prin experiment și nu se rezumă la un domeniu îngust.

Rezultatele se pot aplica la construcții noi de utilaje echipate cu transmisiile hidrostactice, care funcționează ca și frâne de serviciu.

Sistemul de frânare al oricărui vehicul este un element de siguranță extrem de important. Se impune astfel acordarea unei atenții maxime la proiectarea, construcția, exploatarea și întreținerea acestora.

Într-o altă ordine de idei, metodele de calcul dezvoltate și metodologia cât și structura aparaturii de cercetare experimentală utilizate în cadrul lucrării pot fi reutilizate oricând cu succes pentru alte aplicații teoretice sau experimentale cu adaptările de rigoare.

## Bibliografie:

1. Abels Th., Abbremsen-zweile Hauptfunktion des Hydrostatikgetriebes bei Gabelstaplern; f+h "fördern und heben" Nr. 5/1975.
2. Ancusa, V., Mecanica fluidelor si masini hidraulice, Repro. IPTV Timisoara, 1979.
3. Anton, I., Cavitatia vol. 1 si 2, Editura Academiei, Bucuresti, 1984
4. Axinti, G., Dumitrache, P., Modelarea matematică a procesului dinamic din elementele de comandă hidraulică proportională, Al II-lea Colocviu national tehnic interdisciplinar, Brăila, 13-14 oct. 1995.
5. Backe, W., Helling, Z., Fluidtechnik für mobile Anwendungen, Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, Aachen, 1990.
6. Bălăsoiu, V., s.a., Structuri si etape de proiectare pentru transmisii hidraulice în circuit închis pentru sisteme de tractiune, Conferinta internatională de sisteme hidropneumatice de actionare, Timisoara. 1995.
7. Bălăsoiu, V., Echipamente si sisteme hidropneumatice de actionare vol. 1 si 2, Curs Repro U.T. Timisoara, 1991 - 1992.
8. Bărglăzan M., Reglarea si automatizarea sistemelor hidraulice; curs. I.P.T.V. Timisoara 1979.
9. Bărglăzan, M., Despre modelarea functionării motoarelor hidraulice (volumice), Conferinta internatională de sisteme hidropneumatice. de actionare, Timisoara, 1995.
10. Bărglăzan, M., Măsurări hidraulice si pneumatice, Curs Repro U.T Timisoara, 1992.
11. Basta, T., M., Masinostroitelnaia ghidraulica, Masinostroenie, Moscva, 1971.
12. Blackburn J.F., Reethof G., Shearer J.L., Mecanismes et servomecanismes a fluide sous pression, Tome 1, Dunot, Paris, 1966.
13. Borowka G., Rivalität oder optimales Nebeneinander Hydrostatik und Hydrodynamik im Mobileinsatz; "fluid" zeitschrift für Hydraulik und Pneumatik, Heft10 und 11/75.
14. Borowka G., Wirksame Bremsfunktion hydrostatischer Fahrtriebe: o+p" ölhydraulik und pneumatik" Nr. 6/1976.
15. Buzzi Al., Murvay P., Aspecte si tendinte ale utilizarii sistemelor de actionare hidrostatica la constructia utilajelor de ridicat Conferinta



internationala de sisteme hidropneumatice de actionare,  
Timisoara, 1995.

16. Cataloage de produse ale firmelor: Rexroth, Vickers, Linde, Danfoss
17. Cires I., Murvay P., Consideratii asupra tendintelor in cercetarea si proiectarea sistemelor de actionare hidrostatice pentru utilaje de ridicat si transport uzinal. Conferinta internationala de sisteme hidropneumatice de actionare, Timisoara, 1995.
18. Dedelov L., Hydraulische und pneumatische Bremsanlagen in Fahrzeugen; o+p" ölhydraulik und pneumatik Nr.6/1971.
19. Dungan M., Contributii la studiul frânării hidrodinamice la locomotive Diesel; Teza de doctorat-1978.
20. Frătilă Gh., Mărculescu Gh., Sisteme de frânare ale autovehiculelor. Bucuresti, Ed.Tehnica-1986.
21. Gläser F., Nicolaus H., Auslegung hydrostatischer Fahrtriebe für Arbeits-maschinen; o+p" ölhydraulik und pneumatik" Nr.5/1973
22. Hahmann W., Das dynamische Verhalten hydrostatischer Antriebe mit Servopumpe und ihr Einsatz in Regelkreisen, Dissertation, TH Aachen, 1973.
23. Heller W., Bremswirkung von hydrostatischen Antrieben in Fahrzeugen; o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr.1/1976.
24. Kopáček J., Übergangsvorgänge in hydraulischen Antrieben mit Rotationshydromotoren; o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr.2/1967
25. Korkmaz F., Willumeit, H.P., Benneter, B., Thier, T., Stadtlinienbus mit hydrostatischer Bremsenergie rückgewinnung ("Hydro-Bus"); o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr.4/1978.
26. Megerlin F.E., Hydrostatische Antriebe für moderne Landmaschinen. o+p "öldhydraulik und pneumatik" Nr6/1974.
27. Mihoc, D., Iliescu, S., St., Teoria si elementele sistemelor de reglare automată, Editura didactică si pedagogică, Bucuresti. 1984.
28. Murvay P., About the traction and braking diagram for some hydrostatic propulsioned working equipments, Buletinul Stiintific si Tehnic al Universității Tehnice Timisoara, Tom 40 (54), Timisoara, 1995
29. Murvay P., Aspecte privind aparitia cavitatiei în timpul functionării unei transmisii

- hidrostatice de tractiune în regim de frânare, Conferinta internațională de sisteme hidropneumatice de actionare, Timisoara, 1995.
30. Murvay P., Aspecte privind studiul stabilității sistemului format din motor hidraulic rotativ și ventil de închidere. Delimitarea regimului tranzitoriu, Conferinta de Masini hidraulice și hidrodinamică, vol. 4, pompe, echipamente, acționări și automatizări hidraulice, 1990.
31. Murvay P., Aspects Concerning the Study of Hydrostatic Drives Dynamics in Braking Condition by Resistance, Proceedings of the Fourth Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics, Timisoara, 1994, vol. I., pp. 229 - 235
32. Murvay P., Aspects regarding the propulsion and braking of some mobile equipments, Buletinul Stiintific și Tehnic al Universității Tehnice Timisoara, Tom 40 (54), Timisoara, 1995.
33. Murvay P., Despre simularea curgerii nepermanente în conductele transmisiilor hidraulice, Întâlnirea internațională a specialistilor în domeniul hidropneumaticii, Baia - Mare, 1995.
34. Murvay P., Keri I., Studiul unei transmisii hidrostatice cu reglare secundară, sesiunea aniversară de comunicări științifice, Hunedoara, 1995.
35. Murvay P., Kery I., Analiza frecvențială a unei transmisii hidrostatice de propulsie în regim de frânare, a XIV-a sesiune de comunicări științifice a cadrelor didactice, Constanta 1995.
36. Murvay P., The dynamic behaviour simulation of a braking valve inside the hydraulic traction drive, Proceedings of the IASTED International Conference MODELLING AND SIMULATION held July 26-28, 1995 in Colombo, SriLanka (publicat în Proceedings of the Fifteenth IASTED International Conference MODELLING, IDENTIFICATION AND CONTROL, February 19-21, 1996, Innsbruck, Austria) pag.387-390.
37. Murvay P., Aspecte privind studiul stabilității sistemului format din motor hidraulic rotativ și ventil de închidere. Delimitarea regimului tranzitoriu; Conferinta de Masini hidraulice și hidrodinamică, vol.4, pompe, echipamente, acționări și automatizări hidraulice, pag.253; 1990
38. Murvay, P., Contributii teoretice și experimentale privind regimul de frânare al transmisiilor hidrostatice. referat doctorat. Timisoara. 1996.

39. Murvay, P., Studii si cercetări privind frânarea autovehiculelor, referat doctorat, Timisoara, 1994
40. Murvay, P., The braking efficiency with closed loop hydraulic transmission. Experimental results, Buletinul Stiintific al celui de al treilea colocviu national tehnic interdisciplinar, Brăila, 1997, pag. 192 - 197.
41. Murvay, P., Gruia, G., The continuously simulation of a closed loop hydraulic drive operation in deceleration phase, GEP Nr. 9/1996, Miskolc.
42. Nicolaus H., Hydrostatischer Lenk-und Fahrtrieb für Kettenfahrzeuge; o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr. 9/1974.
43. Nicolaus H., Nutzung, Regelung und Anpassung der Antriebsleistung bei fahrenden Arbeitsmaschinen mit hydrostatischen Getrieben; o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr.5/1978.
44. Oprean A., s.a.: Actionări hidraulice, Bucuresti, Editura tehnică, 1976.
45. Popa, O., Mecanica fluidelor si măsuri hidraulice, Repro. IPTV Timisoara, 1987
46. Popov D.N., Nestationarnie gidromehaniesskie protesii, Moscova, Masinostroenie, 1982.
47. Schmidt H. Funktion und Anwendung der hydrodynamischen Strömungsbremse als verschleib-und Wartungsfreie Bremse in Schwerfahrzeugen; o+p "ölhydraulik und pneumatik" Nr.2/1974
48. Streeter, V., L., Handbook of fluid dynamics, Mc. Graw Hill, New York, 1961.
49. Theissen H., Die Berücksichtigung instationärer Rohrströmung bei der Simulation hydraulischer Anlagen, Dissertation, TH Aachen, 1983
50. Untaru M., s.a., Dinamica autovehiculelor pe roti, Bucuresti, Editura didactică si pedagogică. 1981.
51. Vasiliu, N., Catană, I., Transmisii hidraulice si electrohidraulice. Masini hidraulice volumice, Editura Tehnică, Bucuresti, 1988.
52. Zeus.D., Die steuerung eines stufenlosen hydrostatischen Fahrtriebes unter besonderer Berücksichtigung der Leistungsregelung und des Ausroll-und Bremsverhaltens; Dissertation D83 TU Berlin 1974.
- 53.\*\*\*, Cercetări privind asimilarea unor utilaje destinate dezapezirii drumurilor publice. contract T 5247 - 92, S.C. PROMPT S.A. Timisoara.
- 54.\*\*\*, Cercetări privind asimilarea unei masini pentru întreținerea aeroporturilor si a soselelor de beton, contract T 5330 - 93, S.C. PROMPT S.A. Timisoara

55\*\*\*, Cercetări privind asimilarea unui repartizator de mixturi asfaltice de 50 t/h, contract T 5360 - 93, S.C. PROMPT S.A. Timisoara.

56\*\*\*, Cercetări privind asimilarea unui utilaj modern de tractat de 60 CP pentru manevrarea materialului aeroportuar, contract T 5402 - 94, S.C. PROMPT S.A Timisoara.