

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA”
TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing.GOLUMBINA DAN

CONTRIBUTII LA OPTIMIZAREA GEOMETRIEI
APARATULUI DE RULARE LA LOCOMOTIVELE
DIESEL - ELECTRICE DE MARE PUTERE CU
REFERIRE LA LOCOMOTIVA C.F.R.
060-DA - 2100 CP

- Teză de doctorat -

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC,
Prof. emerit ing. IOAN ZĂGĂNESCU

- TIMIȘOARA 1980 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA
BIBLIOTECA
Volumul Nr. 391
Dulap 204

C U P R I N S

	<u>pag</u>
Introducere	1
Cap.I. Boghiul modern ca rezultat al cercetării științifice	3
Cap.II. Oscilațiile laterale ale locomotivelor	3
2.1. Considerații generale asupra oscilațiilor laterale	8
2.2. Stabilirea modelului mecanic al locomotivei	11
2.2.1. Ipoteze de calcul pentru modelul matematic	12
2.2.2. Lista parametrilor	15
Cap.III. Forțe și momente ce acționează asupra locomotivelor în cazul oscilațiilor laterale	18
3.1. Forțe și momente în zona de contact roată-șină	18
3.1.1. Calculul coeficienților de creep	23
3.2. Forțele din elementele elastice	31
3.2.1. Suspensia primară	
3.2.2. Suspensia secundară	
3.2.3. Legătura transversală între boghiuri	36
Cap.IV. Stabilirea oscilațiilor laterale ale locomotivei	42
4.1. Considerații asupra modelului matematic	42
4.2. Ecuațiile de mișcare ale locomotivelor	47
Cap.V. Studiul amortizării mișcării șerpuitoare a locomotivelor	53
5.1. Soluțiile sistemului de ecuații ce descriu oscilațiile locomotivelor	58
5.2. Oscilațiile proprii ale locomotivelor diesel electrice	58
5.3. Influența parametrilor geometriei aparatului de rulare al locomotivei IDE 060 DA asupra mersului șerpuitor	62
Cap.VI. Influența unor parametrii constructivi tehnologici asupra oscilațiilor laterale ale boghiurilor	73

6.1.	Factori perturbatori generați de construcția și tehnologia de fabricație	73
6.2.	Stabilirea sistemului de ecuații.	74
6.3.	Rezolvarea sistemului de ecuații.	79
6.4.	Analiza influenței parametrilor constructivi-tehnologici.	82
6.5.	Concluzii asupra analizei inexactității constructiv-tehnologice ale boghiurilor.	100
Cap.VII.	Incercări experimentale	102
7.1.	Prezentarea generală a măsurătorilor.	102
7.2.	Aparatura utilizată pentru înregistrarea semnalelor măsurate.	103
7.2.1.	Deplasările relative dintre ramele boghiurilor și cutia locomotivei	103
7.2.2.	Măsurarea accelerațiilor locomotivei	105
7.3.	Aparate utilizate pentru analiza semnalelor înregistrate.	107
7.4.	Analiza rezultatelor experimentale	111
7.4.1.	Evaluarea rezultatelor obținute la înregistrarea deplasărilor relative boghiuri-cutie.	112
7.4.2.	Evaluarea rezultatelor obținute la înregistrarea accelerațiilor locomotivei.	116.
7.5.	Verificări experimentale ale influenței parametrilor constructivi-tehnologici	125
7.5.1.	Considerații asupra verificărilor.	125
7.5.2.	Urmărirea comportării locomotivelor în exploatare.	155
Cap.VIII.	Concluzii, Contribuții personale.	160
	BIBLIOGRAFIE.	164
	A n e x e l e , I, II și III.	

I N T R O D U C E R E

Dezvoltările actuale în exploatarea feroviară, determinate de creșterea volumului de transport pe căile ferate, arată clar tendința de sporire a vitezelor comerciale atât în transportul de călători cât și în cel de mărfuri, iar pe de altă parte mărirea tonajului remorcat.

Satisfacerea acestor cerințe ridică probleme noi, astfel încât este necesar să se acorde o atenție mai mare comportamentului la rulare a vehiculului precum și forțelor ce apar în timpul rulării.

Un comportament neliniștit micșorează confortul călătorilor, reduce fiabilitatea vehiculelor și șinelor concomitent cu o micșorare a siguranței de circulație.

În timpul mersului, vehiculele efectuează mișcări oscilatorii. Oscilațiile verticale sînt produse de neregularitățile verticale de-a lungul căii, precum și de cele laterale și de elasticitatea variabilă a șinelor, amplitudinile lor cresc aproape pătratic cu viteza de mers. /48/.

Neregularitățile și elasticitatea variabilă a căii, factori generatori de oscilații sînt distribuite aleator de-a lungul căii, nu se supun nici unei legi. Ele nu se pot elimina nici prin cea mai precisă întreținere a căii.

În cazul oscilațiilor laterale se suprapun două fenomene: oscilațiile libere, care apar și pe o cale ideală și oscilațiile forțate care apar datorită poziției căii. Considerațiile teoretice și experiențele practice au arătat că prin anumite măsuri constructive se poate obține ameliorarea proprietăților de rulare.

Una din aceste măsuri este montarea fără joc a cutiei de unsoare în cadrul ramei boghiului, dar prin aceasta, osiei montate individuale îi lipsește posibilitatea așezării centrice față de axa căii și există pericolul atingerii unilaterale a

șinei de către buzele bandajelor. Acest fenomen nu numai că pune sub semnul întrebării întreaga teorie a stabilității de mers, dar poate duce la uzuri pronunțate ale bandajelor și șinelor.

În lucrare este arătată influența diferitelor inexactități din geometria boghiului asupra pericolului apariției atingerii unilaterale a buzelor bandajelor.

Deoarece excitațiile laterale ca și cele verticale sînt distribuite după o lege de probabilitate care are proprietăți date, mărimea mișcărilor forțate se poate influența - în anumite limite - prin proiectarea judicioasă a vehiculului. Datorită proprietăților uniforme ale căii, valabile în special la calea ferată, în construcția vehiculelor pe șine ar fi posibilă proiectarea acestora astfel, ca ulterior în exploatare să prezinte proprietăți dinamice optime.

Acest deziderat presupune în primul rînd optimizarea geometriei aparatului de rulare.

Scopul urmărit de această lucrare este tocmai această optimizare prin găsirea mijloacelor de îmbunătățire a mersului locomotivelor diesel - electrice.

Pentru rezultatele obținute, autorul își exprimă prețuirea și recunoștința față de tov.prof.emerit Ing.Ioan Zăgănescu, conducătorul științific care cu multă generozitate și competență m-a îndrumat și sprijinit continuu pe toată perioada elaborării lucrării de față.

Mulțumesc de asemenea tov.profesor dr.Octav Gheorghiu pentru aprecierile, precizările și verificările făcute asupra problemelor legate de sistemele de ecuații utilizate și metodele de rezolvare.

Doresc să aduc de asemenea sincere și călduroase mulțumiri tov.dr.ing.Tăran Traian cercetător științific principal pentru sprijinul acordat în efectuarea experimentărilor.

În încheiere mai aduc mulțumiri cadrelor didactice de la Catedra Material Rulant a Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara și tuturor aceluia care au sprijinit întocmirea acestei lucrări.

C A P I T O L U L I

1. BOGHIUL MODERN, CA REZULTAT AL

CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE

Aparatul de rulare al vehiculelor pe șine este ansamblul cel mai solicitat al acestora și de aceea i se acordă o mare atenție la construcția vehiculului și cea mai mare grijă în exploatare.

Funcțiile ce le îndeplinește aparatul de rulare în condiții dificile sînt: în mers suportă greutatea vehiculului și sarcinile utile variabile, ghidează vehiculul pe calea elastică și neuniformă, efectuează transmisia forțelor longitudinale de tracțiune și frînare.

Aparatul de rulare în interacțiunea cu calea și cu mecanismul de tracțiune determină caracteristicile de rulare ale vehiculului siguranța de mers, confortul pentru călători, caracteristicile de tracțiune și de frînare, efectele statice și dinamice ale vehiculului asupra căii.

Proiectarea de boghiuri a fost pînă nu demult rezultatul muncii proiectanților, care se bazau în primul rînd pe cunoștințele lor generale tehnice, pe experiențe și pe simțul lor de proiectare.

Cu toate realizările înregistrate, procedeul descris mai sus nu mai corespunde proiectării boghiurilor moderne.

Dezvoltarea puternică a transportului feroviar, condiționează pe de o parte de pretențiile crescînde asupra eficienței și calității, iar pe de altă parte prin trecerea la sistemele noi de tracțiune, au crescut foarte mult condițiile impuse vehiculelor în ceea ce privește viteza, siguranța și confortul mersului și întreținerea lor.

Proiectanții și tehnologii care construiesc boghiurile noi, trebuie să aibă mai mult decît cunoștințe teoretice care se obțin în școli specializate și din literatura de specialitate,

trebuie să știe să interpreteze rezultatele celor mai noi cercetări din domeniul lor.

Dezvoltarea unor domenii de științe fundamentale și a altor derivate ca fizica, electronica, tensometria, au deschis o cale spre analiza fenomenelor dinamice care au loc în timpul mersului în subansamblele aparatului de rulare, în interacțiunea dintre vehicul și cale.

Cercetările în acest domeniu au fost aprofundate și datorită mijloacelor moderne de prelucrare automată a datelor numerice și analogice. Aportul acestora este deosebit, ele permițând analiza fenomenelor dinamice ale sistemelor complexe, deschizând accesul în domeniul proceselor neliniare și nestaționare, care sînt inaccesibile calculului clasic, ele permițând găsirea relativ ușoară a soluțiilor extreme și optime ale problemelor, prin care se simplifică și ieftinesc soluțiile constructive.

Se va analiza unele probleme concrete ale cercetării asupra boghiurilor moderne, referindu-se la principalele subansamble ale acestora.

Osiile montate, constituie un ansamblu al boghiurilor ce determină siguranța și corectitudinea mersului vehiculului.

Cu toate că este partea cea mai complet definită din întreg vehicul, prin norme și prescripțiile sub raportul dimensiunilor, materialului, calculului și procesului de fabricație, ea este în continuare în continuă evoluție.

Ansamblul constituit din vehiculul pe șină și șina pe care se deplasează cu imperfecțiunile ce apar, constituie un sistem în care iau naștere eforturi dinamice ce cresc cu viteză. Aceste eforturi se adaugă forței de contact determinată de sarcina statică pe osie și trebuie micșorate atât prin îmbunătățiri aduse căii cît și vehiculului, în special osiilor.

Micșorarea masei nesuspendate constituie calea cea mai importantă de reducere a eforturilor ce iau naștere în șină, dar aceasta trebuie să fie substanțială. Masa osiei trebuie redusă la un ordin similar cu masa echivalentă a căii.

O altă problemă legată de osiile montate este cea a

uzurii buzei bandajelor și a suprafețelor de rulare. Se apreciază totuși că ungerea buzei bandajului este un paliativ și nu o soluție pentru eliminarea uzurii bandajelor. De aceea se studiază noi materiale pentru bandaje și șine precum și îmbunătățirea rulării osiei prin modificarea geometriei aparatului de rulare, fapt ce îl vom analiza în această lucrare pentru boghiurile cu trei osii.

O importanță deosebită materializată în eforturi de cercetare și experimentare se acordă ghidării cutiilor de unsoare în cadrul boghiului. Așa după cum este cunoscut din studiile efectuate (Klingel, Heumann, Cain, Borçeaud, Sperling, Müller) această legătură care transmite forța transversală și longitudinală de la osia montată la rama boghiului, are o mare influență asupra deplasărilor transversale, asupra uzurii buzelor bandajelor și a șinelor. De asemenea prin încercări de lungă durată, care urmăresc uzura buzelor bandajelor și în general a aparatului de rulare, se cercetează influența unor parametri constructivi ca rigidități ale ghidării osiilor în sens longitudinal și transversal, diferite legături care mențin paralelismul osiilor și influența diferitelor materiale utilizate pentru mecanismele ce ghidează cutiile de unsoare (cauciuc, oțel-mangan, materiale plastice).

Problema ghidării osiilor nu este complet rezolvată, contribuții la această problemă aducând și lucrarea de față prin determinarea unor coreșpondențe între rigiditățile longitudinale și transversale ale ghidajelor osiilor, precum și prin analiza unor parametri constructivi tehnologici legați de așezarea osiilor în ramele boghiurilor.

Multe dintre condițiile impuse vehiculelor moderne ca: siguranța ridicată contra deraierii, mărimea mișcărilor oscilatorii în toate direcțiile, caracteristicile de aderență, uzura mică la buza bandajului și șină sînt dependente de sistemul de suspensie ale vehiculului. O consecință a acestor cerințe este aceea că boghiurile vehiculelor trebuie să aibe un mers stabil după un parcurs cît mai mare, cu profilul de roată utilizat. Nu sînt deci întîmplătoare preocupările de îmbunătățire ale suspensiei care ocupă un loc central în obiectivele de cercetare

ale administrațiilor de cale ferată din întreaga lume. Prototipurile boghiurilor se supun la încercări de rulare, unde se înregistrează la parcurhuri cu diferite viteze, deformațiile elementelor elastice și se urmăresc alurile oscilațiilor maselor suspendate și nesuspendate.

În cercetarea teoretică se studiază caracteristicile sistemelor de suspensie cu ajutorul calculatoarelor analogice și numerice.

Dacă în prezent se poate considera că problema suspensiei verticale a fost rezolvată sub aspectul cercetării și experimentării, într-o astfel de măsură încât la boghiurile moderne se realizează un mers satisfăcător în direcția verticală, nu se poate afirma același lucru și despre suspensia laterală. Există aici însă o serie de probleme nerezolvate, care sînt mai complexe decît la suspensia verticală. Suspensia laterală are un număr mai mare de grade de libertate și este supusă unor mișcări perturbatoare mai variate decît în direcția verticală. În direcția laterală se cere o calitate de mers mai bună decît în direcția verticală, deoarece organismul uman este mai sensibil la mișcări transversale decît la mișcări verticale.

Proiectarea noilor tipuri de vehicule de cale ferată trebuie să aibă la bază o analiză completă a dinamicii lor laterale cu referiri la stabilitatea dinamică, ghidare și răspuns la neregularitățile căii.

Limitarea majoră a realizării vehiculelor feroviare moderne de mare viteză a fost dată de oscilațiile laterale. Această limitare datorită instabilității laterale dată de oscilațiile numite "hunting" este o consecință a ghidării osiei de către profilul bandaajului.

Vehiculele feroviare moderne trebuie să exploateze întreg potențialul acestei ghidări, astfel încît pentru deplasări mici, ghidarea osiei să se realizeze prin conicitatea și acțiunea forțelor de creep (pseudocalunecare).

Această formă de ghidare, o problemă de bază în dinamica laterală a vehiculelor feroviare, constă în rezolvarea "conflictului" de bază dintre ghidare și stabilitate, astfel încît răspunsul dinamic la geometria realizabilă economic a căii, să fie

satisfăcător.

Legătura dintre cutie și boghiu, mai precis valoarea și alura momentului rezistent ce se produce în această legătură la rotirea boghiurilor în jurul axei de rotație verticală, influențează lungimea de undă și amortizarea mișcărilor serpuitoare în aliniament. Acest moment de rotație influențează direct și valoarea forței de conducere la trecerea vehiculului prin curbe de care depinde siguranța contra deraierii, uzura buzelor bandajelor și rezistența la mers.

Pentru micșorarea forței de conducere la circulația locomotivelor cu boghiuri în curbe, s-a realizat o legătură transversală între boghiuri care are drept scop influențarea caracteristicilor momentului de rotire al boghiurilor.

Prin utilizarea arcurilor elicoidale de lungime mare (mai mari de 400 mm) în suspensia secundară și dimensionate corespunzător se poate utiliza caracteristica elastică transversală a acestor arcuri în locul cuplajului transversal.

Cu toate progresele înregistrate în legătură cu mersul vehiculului în aliniament și în curbă, în acest domeniu au mai rămas probleme nerezolvate, uzura excesivă a buzelor bandajelor și mișcările serpuitoare nesatisfăcătoare la unele vehicule sînt o dovadă a acestei situații.

Ultimul element mecanic al boghiurilor, nu înșă ca și importanță, ce se va prezenta este rama boghiului. Avînd funcția de element portant și de legătură, problemele ce se pun la acest subansamblu sînt legate de rezistența și tehnologia ramelor.

În țara noastră și în Europa ramele boghiurilor se execută în construcție sudată apărînd probleme legate de eliminarea tensiunilor interne în sudurile materialelor cu rezistență mecanică mare, la forma legăturii colțurilor grinzilor cu longeroanele ramelor. Calculul de rezistență este de asemenea dificil, rama fiind o construcție static nedeterminată sollicitată de forțe dinamice mari. Încercările tensiometrice pe modelele și pe prototipuri permit verificarea tensiunilor din calcul cu cele din exploatare.

Din cele prezentate au rezultat cîteva din direcțiile și rezultatele obținute în proiectarea și cercetarea boghiurilor

moderne. Aceste cercetări și experimentări au ca scop să furnizeze date asupra comportării boghiurilor și vehiculului în exploatare asupra caracteristicilor de mers, de rezistență și tracțiune, asupra interacțiunii vehicul - cale. Ele se concretizează în principii directoare pentru concepția și construcția lor, pentru fabricație, exploatare și întreținerea vehiculelor feroviare.

Această prezentare generală a problematicii cercetării în domeniul feroviar ne permite să înțelegem vastul domeniu de studiu al materialului rulant, domeniu care odată cu aprofundarea lui se lărgeste din tendința naturală a cercetărilor de perfecționare continuă.

În lucrarea de față s-au analizat parametrii principali ai aparatului de rulare influența lor asupra mersului vehiculului pe cale, precum și factorii ce trebuie avuți în vedere la proiectarea boghiurilor pentru optimizarea rulării, pentru locomotivele cu boghiuri cu trei osii. De asemenea se studiază influența unor inexactități introduse în procesul de fabricație asupra mersului serpuitor al boghiurilor cu trei osii, stabilindu-se limite pentru evitarea uzurii neuniforme ale buzelor bandajelor.

Măsurătorile efectuate la locomotive în exploatare ce prezentau abateri constructive și comparativ la locomotivele cu boghiuri executate în noile toleranțe recomandate prin calcul, au demonstrat justetea teoriei prezentate.

C A P I T O L U L II

OSCILAȚIILE LATERALE ALE LOCOMOTIVELOR

2.1. Considerații generale asupra oscilațiilor laterale

Proiectarea vehiculelor feroviare moderne, care să răspundă cererii de mai repede și mai confortabil, trebuie să aibă la bază o analiză realistă și cuprinzătoare a dinamicii vehiculelor cu referiri în special la problemele stabilității dinamice

la ghidării și răspun^{su}surilor la neregularitățile căii.

Vehiculul feroviar circulând pe șine, constituie un sistem dinamic în care se produc mișcări oscilatorii. Studiul acestor mișcări se împarte în două mari grupe:

- oscilații ce au loc în planul vertical al vehiculelor al căror studiu face obiectul "dinamicii verticale"
- oscilații ce au loc în planul orizontal, al căror studiu constituie "dinamica laterală" a vehiculelor.

Odată cu creșterea vitezelor de circulație a trenurilor dinamica laterală a materialului rulant câștigă în importanță fiind unul din factorii ce limitează viteza maximă.

În cadrul dinamicii laterale fenomenul de "hunting" este cel mai important a fi cunoscut.

Prin "hunting" se înțelege cuplarea oscilațiilor laterale cu cele de șerpuire ale subansamblelor vehiculului feroviar.

Oscilațiile de hunting cresc odată cu viteza pînă cînd se pierde stabilitatea vehiculului.

Viteza la care apare acest fenomen poartă denumirea de viteză critică. Ea poate fi mărită prin alegerea corespunzătoare a parametrilor de proiectare, cum ar fi: conicitatea bandajelor, caracteristicile elementelor suspensiei, ampatamentul boghiului și vehiculului.

S-au observat /27 ; 86/ două moduri diferite de hunting și anume: hunting primar sau al cutiei și hunting secundar sau al boghiurilor.

Huntingul cutiei este asemănător fenomenului de rezonanță apărînd cînd una din frecvențele oscilațiilor boghiurilor este egală cu una din frecvențele proprii ale cutiei. Fenomenul apare la viteze mici de circulație (40 - 80 km/h) și poate fi limitat sau eliminat printr-o amortizare corespunzătoare în suspensia boghiului.

Huntingul secundar constă în cuplarea oscilațiilor laterale și de șerpuire ale osiilor montate și ale ramelor boghiurilor,

cu mișcări mici din partea cutiei.

Depășirea vitezei critice va duce la oscilații violente ale osiilor limitate doar de contactul buzelor cu calea, cu consecințe negative pentru roți și șine și cu nivel înalt de frecvențe indus în cutia vehiculului.

Teoretic, cu roți cu profil cilindric al suprafeței de rulare, se poate elimina huntingul secundar, însă profilul cilindric prezintă dezavantaje ca: uzura rapidă a buzei bandajului, lipsa autoghidării, creșterea forțelor dintre roată și șină la circulația în curbe, ceea ce face să nu poată fi aplicat în exploatare.

După cum este arătat în /83/ un studiu riguros al fenomenelor descrise mai sus este dificil, deoarece sistemul mecanic al vehiculelor feroviare prezintă un număr mare de grade de libertate și mai ales multe neliniarități din care cele mai importante provind din contactul roată - șină și din amortizările din suspensie.

Este însă posibil, admițând mici deplasări ale osiilor pe cale, să se treacă la un studiu liniarizat al sistemului mecanic al vehiculului și să se studieze influența diferiților parametri ai acestuia, asupra stabilității proprii a vehiculului considerat.

Trebuie menționat că asemenea studii, chiar simplificate, sînt posibile numai prin utilizarea calculatoarelor numerice sau analogice.

Problema care se pune este de a găsi parametrii de proiectare a unui vehicul ghidat, pentru un mers stabil, care să aibă o amortizare optimă, în așa fel ca răspunsul la neregularitățile căii să fie satisfăcător pînă la viteze mari.

În lucrarea de față s-au studiat influența parametrilor geometrici ai aparatului de rulare asupra amortizării mersului șerpuitor al locomotivei L.D.E.060 DA de 2100 C.P. stabilindu-se astfel aportul acestora asupra stabilității vehiculului.

Studiul răspunsului sistemului analizat la neregularitățile căii este necesar spre a determina calitățile dinamice ale unei locomotive.

Avînd în vedere că pentru un sistem cu un număr mare de

de grade de libertate ca cel studiat în lucrarea de față considerarea forțelor perturbatoare complică mult rezolvarea ecuațiilor de mișcare spre a studia calitățile dinamice complete ale locomotivei, s-au efectuat încercări pe linia București - Giurgiu (vezi cap.7) unde s-au determinat experimental densitățile spectrale ale accelerațiilor pentru locomotiva L.D.E.060 DA.

Rezultatele unor astfel de studii trebuie să permită realizarea unor vehicule feroviare stabile la viteze mari, astfel ca ghidarea să fie asigurată prin forțele de creep, evitând în timpul rulării contactul buzelor bandajelor cu șina.

2.2. Stabilirea modelului mecanic al locomotivei

Problema modelării sistemului mecanic al locomotivelor care să redea cât mai fidel dinamica laterală a locomotivei constă în alegerea unui model matematic ce să permită studierea mișcării laterale ale acesteia.

Utilizarea unor modele simple cu un număr mic de grade de libertate poate duce la rezultate eronate din cauza simplificării sistemului, iar utilizarea unor modele prea complicate necesită un volum mare de calcule laborioase ce nu pot constitui un instrument util proiectării.

După cum este precizat în /88/ pentru o înțelegere corectă a bazelor fizice a mecanismului oscilațiilor fără de care aplicațiile practice devin dificile, este necesar a se face o analiză cât se poate de simplă fără a exclude veridicitatea rezultatelor.

Modelul matematic al locomotivei fig. 2 - 1, constă dintr-o cutie așezată pe două boghiuri și reprezintă comportarea la oscilațiile laterale ale vehiculului.

Cutia este rigidă și are trei grade de libertate: deplasare laterală, rotație de șerpuire și legănare.

Rama boghiurilor are aceleași grade de libertate ca și cutia, iar osiile montate au posibilități de mișcare laterală și de șerpuire.

Suspensiile primare și secundare sînt reprezentate prin elemente elastice cu caracteristice liniare.

2.2.1. Ipoteze de calcul pentru modelul matematic

Mișcarea fiecărei părți a locomotivei este descrisă printr-un sistem de coordonate propriu ce se mișcă cu viteza V a vehiculului de-a lungul căii.

Sistemele de coordonate sînt paralele cu axa geometrică ideală a căii avînd următoarele direcții pentru axe :

X - în direcția de mers

Y - paralela cu planul șinelor, transversal și la dreapta sensului de mers.

Z - îndreptat în sus, perpendicular pe planul șinelor.

Mișcările subansamblelor ~~în diferite~~ se fac în direcții paralele cu cele ale sistemului principal.

Calculul mișcărilor oscilatorii ale părților locomotivei se face față de un sistem de axe raportat la cale, care se mișcă cu viteza V constantă.

In analiza modelului matematic am admis următoarele ipoteze de calcul:

- rama boghiului și cutia locomotivei se consideră absolut rigide și flexibilitatea lor poate fi introdusă în elementele suspensiei.

- osiilor se rotesc liber în lagărele cutiei de unsoare fără frecare.

- toate deplasările sînt considerate mici,

- toate arcurile au caracteristică liniară,

- locomotiva se consideră simetrică față de planul transversal vertical ce trece prin centrul de greutate al locomotivei. Aceasta înseamnă că centrele de greutate ale osiilor, boghiurilor și cutiei se găsesc în același plan cu axa căii.

Accastă simetrie permite decuplarea mișcărilor în plan orizon-

DEFECTA DE MISCARE

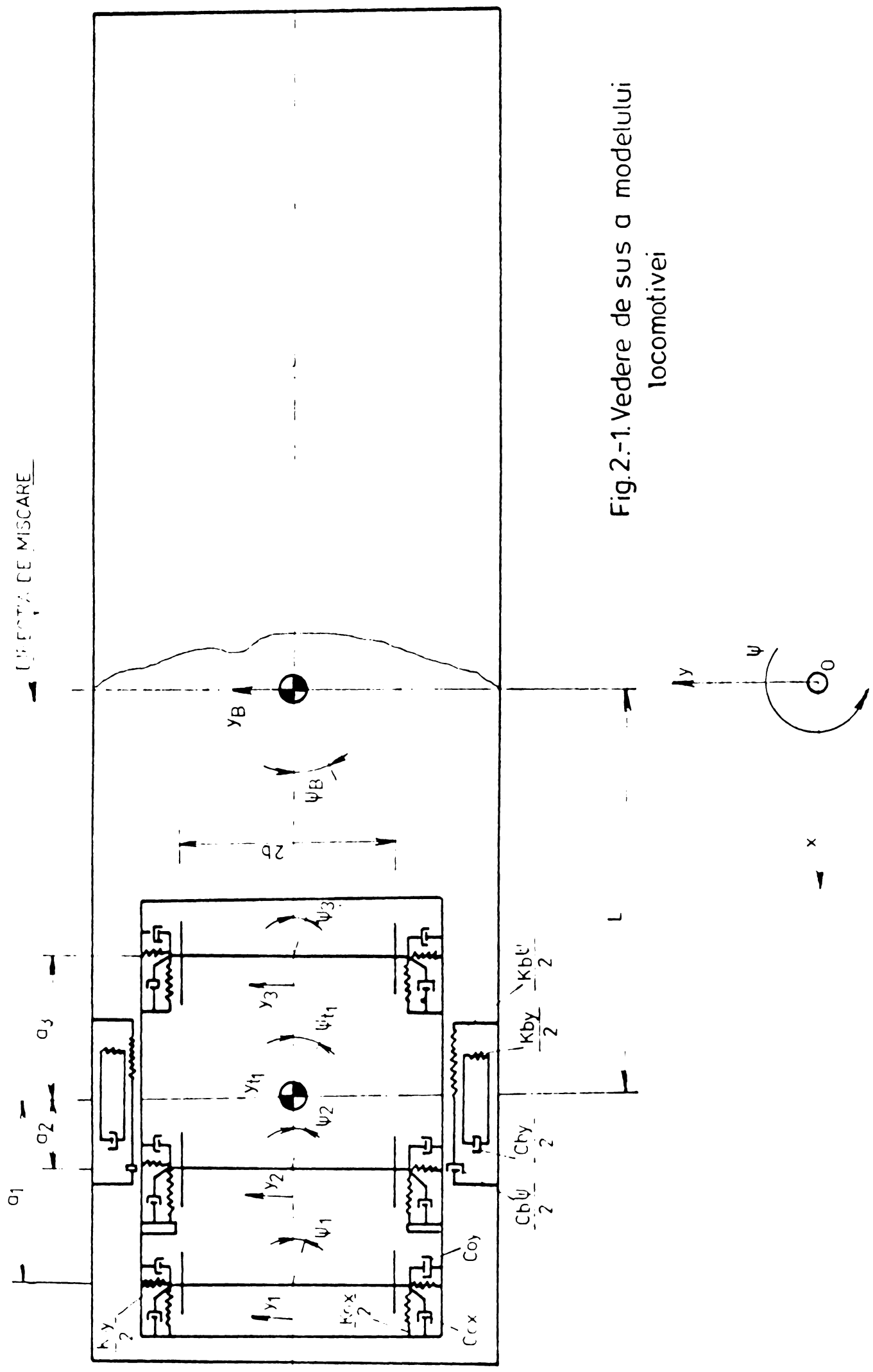


Fig.2.-1. Vedere de sus a modelului locomotivei

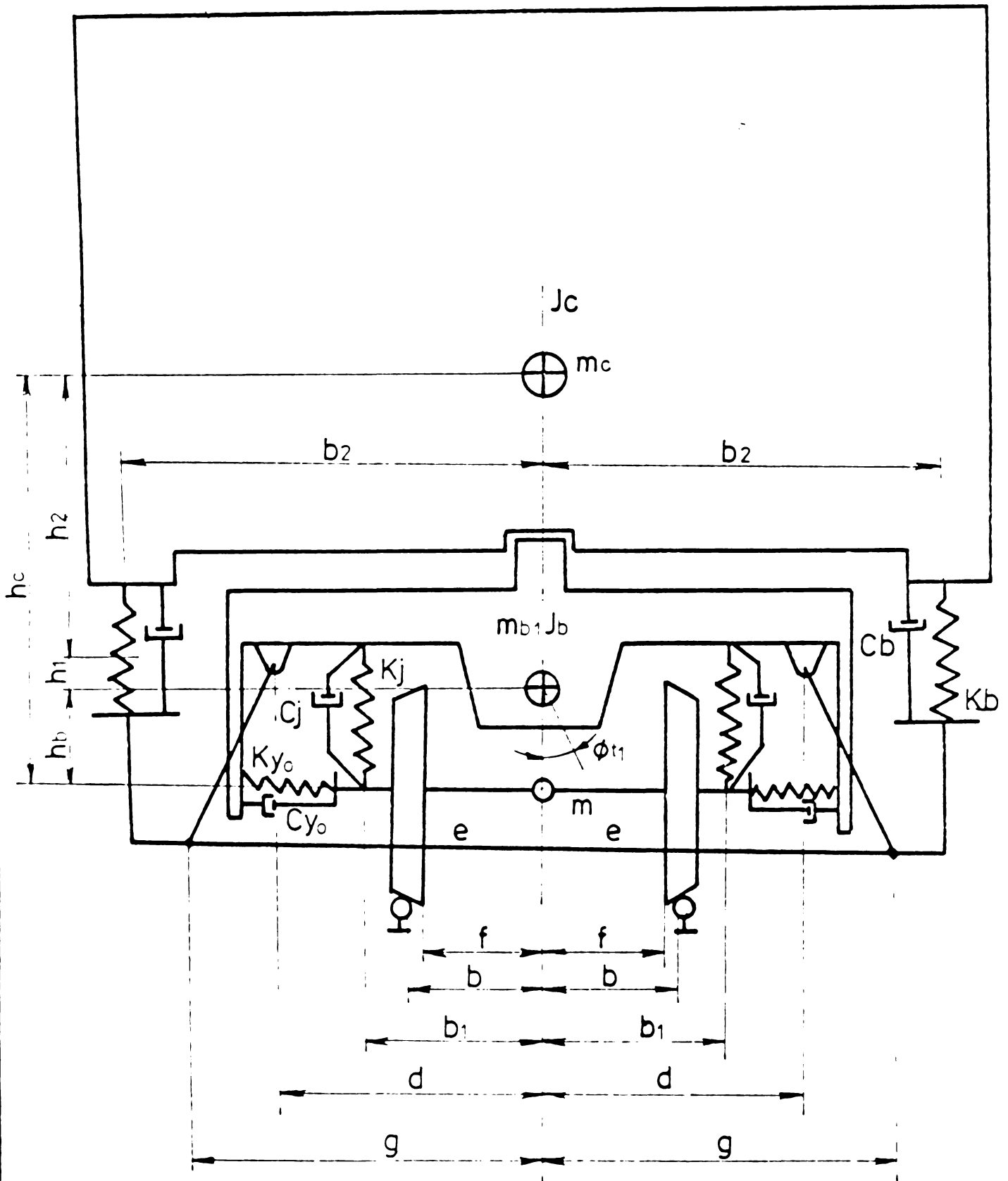


Fig. 2-2

tal și vertical,

- neliniaritățile apar datorită prezenței limitărilor în sistemul de suspensie, contactul buzei bandajului cu șina, frecarea uscată din elementele suspensiei, limitele aderenței roții cu șina nu sînt luate în considerare,

- calea este perfect dreaptă, orizontală, iar șinele sînt considerate rigide,

- jocul transversal între osii și rama boghiului este neglijabil,

- viteza de deplasare a locomotivei este constantă.

2.2.2. Lista parametrilor

m_o - masa osiei montate

m_b - masa suspendată a boghiului

m_c - masa cutiei locomotivei

I_b - momentul de inerție al maselor suspendate ale boghiului la șerpuire

I_c - momentul de inerție al cutiei la șerpuire

$I_{b\theta}$ - momentul de inerție al boghiului la legănare

$I_{c\theta}$ - momentul de inerție al cutiei la legănare

K_{oy} - rigiditatea laterală a suspensiei primare pentru o osie

K_{ox} - rigiditatea longitudinală a suspensiei primare pentru o osie montată.

$K_{o\psi} = b_1^2 K_{ox}$ - rigiditatea unghiulară a suspensiei primare la șerpuire pentru o singură osie montată.

K_g - rigiditatea gravitațională transversală pentru o singură osie montată.

C_g - rigiditatea unghiulară, (față de axa verticală) gravitațională pe o singură osie montată,

K_{by} - rigiditatea transversală a suspensiei secundare pe un boghiu.

$K_{b\psi}$ - rigiditatea la șerpuire a suspensiei secundare pe un boghiu.

$K_{b\theta} = 2K_b \cdot b_2^2$ - rigiditatea la legănare a suspensiei secundare pe boghiu.

$K_{o\theta} = 2K_y b_1^2$ - rigiditatea la legănare a suspensiei primare pe un boghiu.

K_y - rigiditatea verticală a suspensiei primare pe boghiu.

K_b - rigiditatea verticală a suspensiei secundare pe boghiu

C_{oy} - coeficientul de amortizare transversal în suspensie primară pe o osie montată,

C_{ox} - coeficientul de amortizare longitudinală în suspensie primară pe o singură osie montată.

$C_{o\psi} = b_1^2 C_{ox}$ - coeficientul de amortizare la șerpuire în suspensia primară pe o singură osie montată.

C_{by} - coeficientul de amortizare transversală în suspensie secundară pe un boghiu.

$C_{b\psi}$ - coeficientul de amortizare la șerpuire în suspensie secundară pe un boghiu,

$C_{b\theta} = 2C_b b_2^2$ - coeficientul de amortizare la legănare în suspensie secundară pe un boghiu.

$C_{o\theta} = 2C_y b_1^2$ - coeficientul de amortizare la legănare în suspensie primară pe un boghiu.

C_y - coeficientul de amortizare vertical în suspensie primară pe o parte a boghiului.

C_b - coeficientul de amortizare vertical în suspensie secundară pe boghiu.

2 a - ampatamentul boghiului

2 b - ecartamentul boghiului

2 L - ampatamentul locomotivei

a_1 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și prima osie.

a_2 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și osia a doua

a_3 - distanța orizontală dintre centrul de greutate al boghiului și osia a treia.

$2b_1$ - distanța dintre axele suspensiei primare ale aceleiași osii montate.

$2b_2$ - distanța dintre axele suspensiei secundare ale aceleiași boghiu.

392933
306 E

- h_1 - distanța pe verticală dintre centrul de greutate al ramei boghiului pînă la suspensia secundară.
- h_2 - distanța pe verticală dintre centrul de greutate al cutiei pînă la suspensia secundară.
- h_b - înălțimea de dispunere a centrului de greutate al ramei boghiului, de la planul centrului de greutate al osiilor.
- h_c - înălțimea de amplasare a centrului de greutate al cutiei față de cel al osiilor
- K_t - rigiditatea laterală a resortului cuplajului transversal dintre boghiuri.
- C_t - coeficientul de amortizare în direcție transversală a cuplajului transversal.
- $K_{t\psi} = K_t \cdot L^2$ - rigiditatea la șerpuire a resortului cuplajului transversal.
- $C_{t\psi} = C_t \cdot L^2$ - coeficientul de amortizare la șerpuire al cuplajului transversal.
- f_L, f_T - coeficienții de creep longitudinal și transversal.
- r - raza roții pe cercul de rulare
- V - viteza locomotivei
- W - sarcina pe osie
- $\zeta, \delta, \varepsilon$ - parametrii caracteristici geometriei contactului roții cu șina.
- α - conicitatea efectivă a roții pe cercul de rulare.
- Y_i - deplasarea transversală a osiei montate
($i = 1, 2, 3, 4, 5$ și 6)
- ψ_i - deplasarea relativă la șerpuire între osia montată și boghiu ($i = 1, 2, \dots, 6$)
- Y_{by} - deplasarea relativă în direcția transversală între cutie și boghiu ($y = 1, 2$)
- ψ_{by} - deplasare relativă la șerpuirea dintre cutie și boghiu
($y = 1, 2$)
- ϑ_{ty} - deplasarea relativă de legănare dintre cutie și boghiu
($y = 1, 2$).
- Y_c - deplasarea transversală a cutiei
- ψ_c - deplasarea la șerpuire a cutiei
- ϑ_c - deplasarea la legănare a cutiei

C A P I T O L U L III

FORTE SI MOMENTE CE ACTIONEAZA ASUPRA LOCOMOTIVELOR IN CAZUL OSCILATIILOR LATERALE

In timpul circulației pe cale vehiculele sînt excitate de o serie de mărimi perturbatoare. Răspunsul subansamblelor vehiculului va fi determinat de parametrii vehiculului.

In cazul oscilațiilor laterale, se suprapun două fenomene: oscilații independente de cale și oscilații forțate care apar datorită poziției căii /1/.

Datorită acestor mișcări oscilatorii și interacțiunii vehiculului cu calea de rulare, asupra subansamblelor locomotivei acționează forțe și momente ca:

- forțele din elementele elastice
- forțele din elementele amortizoare
- forțele normale în zona de contact roată-șină,
- forțele de frecare în zona de contact roată-șină.

Analiza acestor mărimi se face în următoarele ipoteze:

- se consideră că în cazul forțelor din elementele elastice acestea depind numai de deformația părții respective,
- forța unei părți amortizate depinde numai de viteza de deformare,
- mărimea și direcția forțelor normale și de frecare în zona de contact roată - șină este determinată de profilul roții și a șinei și de poziția reciprocă a roții față de șină.

In cele ce urmează vom analiza cîteva din aceste forțe:

3.1. Forțele de frecare în zona de contact roată - șină

Fenomenele ce au loc în zona de contact a roților cu șinele au o importanță fundamentală în studiul dinamicii laterale ale vehiculelor feroviare.

Bazele studiului acestui fenomen au fost puse de Carter /14/ care pe baza teoriei elasticității a studiat modul de transmitere a forțelor între doi cilindri în contact.

Spre a deduce expresia acestor forțe vom analiza geometria roată-șină.

Dacă osia ocupă o poziție centrală față de axa căii ($y = \psi = 0$), razele cercurilor de rulare sînt egale cu cele nominale r_0 .

În momentul cînd osia este deplasată lateral, razele cercurilor de rulare cresc sau descreșc devenind r_1 și r_2 (fig.3-1.)

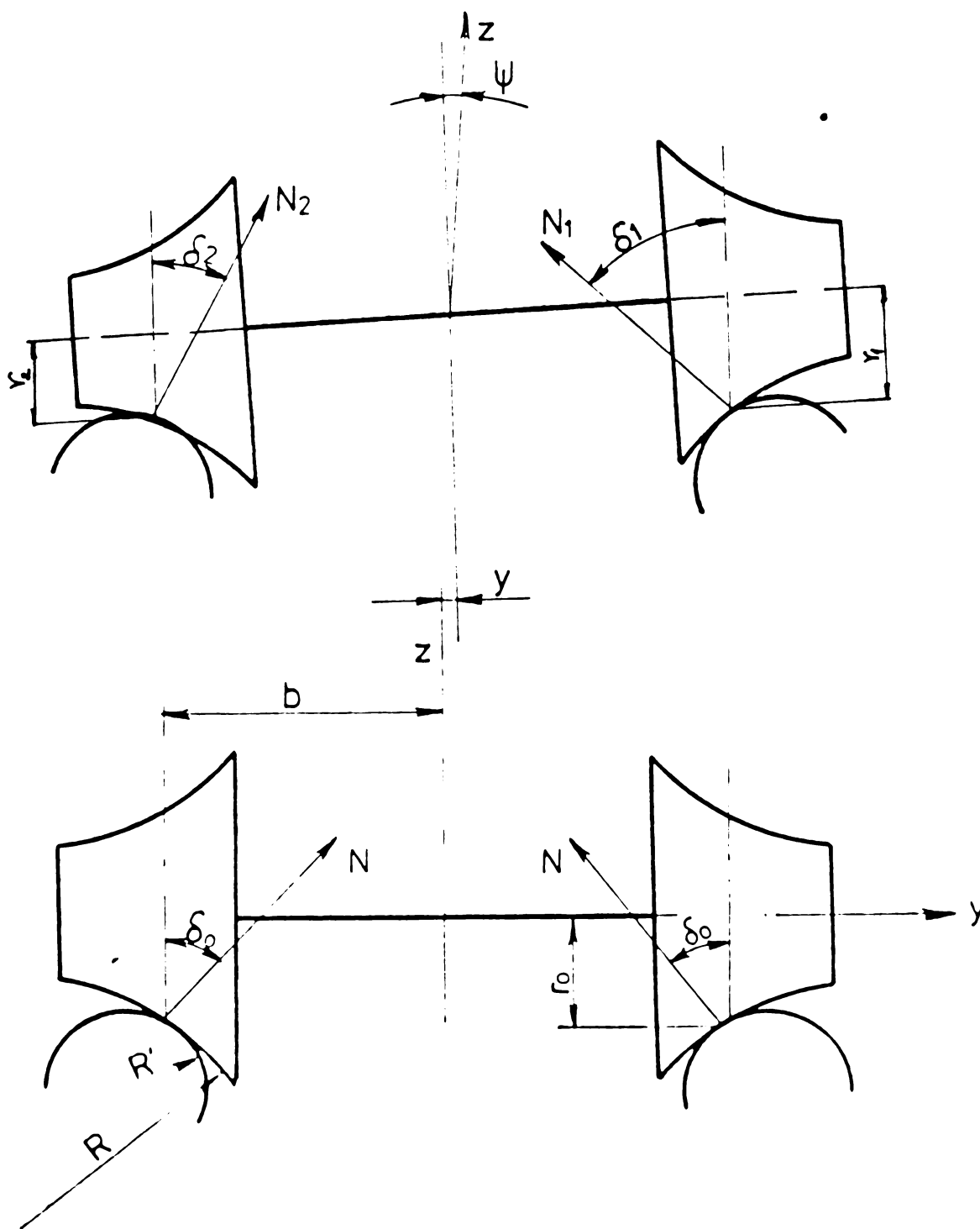


Fig. 3-1

Unghiurile formate de planul tangent în punctele de contact roată-șină, cu orizontala au fost notate cu δ_1 și δ_2 după [57].

Se poate scrie:

$$\delta_1 = \delta_0 + \frac{\varepsilon \cdot y}{b} \quad \text{pentru roata din dreapta} \quad (3-1)$$

$$\delta_2 = \delta_0 - \frac{\varepsilon \cdot y}{b} \quad \text{pentru roata din stînga} \quad (3-2)$$

unde:
$$\varepsilon = \frac{b}{R - R'} \quad (3-3)$$

Similar distanța dintre axa de simetrie a osiei și punctele de contact este $b \pm \zeta y$, iar razele cercurilor de rulare:

$$r_1 = r_0 + \lambda y \quad \text{pentru roata din dreapta} \quad (3-4)$$

$$r_2 = r_0 - \lambda y \quad \text{pentru roata din stînga} \quad (3-5)$$

unde:
$$\lambda = \frac{R \cdot \delta_0}{R - R'}, \quad \zeta = \frac{\lambda}{\delta_0} \quad (3-6)$$

Pentru roți montate cu profilul bandajului conic de conicitate λ și unghiul la vîrf al conului δ_0 , parametrii definiți mai sus devin $\varepsilon = \delta_0$, $\zeta = 1$ și $\lambda = \delta_0$.

Notînd cu N_1 și N_2 forțele de reacțiune normale în punctele de contact a roții cu șina, rezultanta acestor forțe este:

$$N_2 \delta_2 - N_1 \delta_1 = -Q \cdot \varepsilon \cdot y / b \quad (3-7)$$

reprezentînd forța de readucere proporțională cu deplasarea laterală ce este denumită "rigiditate gravitațională".

Similar se poate arăta că există un cuplu de rotație corespunzător egal cu

$$C_s = Q \cdot b \cdot \varepsilon \cdot \psi \quad (3-8)$$

producând o "rigiditate gravitațională" la rotiri ale osiei în jurul axei verticale.

Relațiile ce definesc mărimile geometrice ale contactului roată - șină sînt necesare pentru scrierea ecuațiilor creepului funcție de coordonatele y și z ale osiilor montate, iar definirea acestuia, o vom face în cele ce urmează:

Considerînd două corpuri elastice, care rulează în contact, presate cu o forță N , ca urmare corpurile vin în contact de-a lungul unei zone eliptice, în conformitate cu teoria lui Hertz/36/.

După aplicarea forței normale N , corpurile se rotesc în jurul axelor lor rostogolindu-se unul peste celălalt. Din cauza frecării se pot transmite forțe tangențiale zonei de contact. Dacă se aplică un cuplu M unuia din corpuri și celuilalt un cuplu rezistent, atunci se poate observa că vitezele periferice ale celor două corpuri nu mai sînt egale, fără a exista alunecări mari. Acest fenomen se numește creepul corpurilor în rulare. Dacă de asemenea și rotațiile lor în jurul unei axe perpendiculare pe zona de contact sînt diferite, atunci fenomenul se numește spin.

Problema ce se pune este de a găsi relația între creep, pe de o parte și forțele și momentele transmise, pe de altă parte.

Forțele de creep, ce acționează în zona de contact a roții cu șina sînt proporționale cu diferența dintre viteza de înaintare și cea de rostogolire a roții ce se poate exprima astfel:

$$F = -f \cdot \frac{\text{Viteza de înaintare a roții} - \text{viteza de rostogolire}}{\text{Viteza medie de înaintare a roții}} \quad (3-9)$$

unde f este denumit coeficientul de creep longitudinal, iar celălalt factor este denumit alunecare redusă.

Similar pot fi definite forțele de creep transversale considerînd deplasările în această direcție și notam cu f_L și respectiv f_{\perp} forțele și coeficientul de creep după această direcție. Valorile coeficienților f și f_L au fost stabilite te-

teorie de Kalker și experimental de Johnson și Vermuelen.

Carter /14/ consideră o lege de variație liniară între forța tangențială F și raportul dintre vitezele relative de înaintare a roții astfel:

$$F = - f \cdot v$$

$$F \leq \mu \cdot |Q|$$

unde: μ - coeficient de frecare coulumbiană

Q - încărcarea normală.

Grafic în această teorie este reprezentată în fig.3-2, iar în fig.3-3 este reprezentată variația creepului dată de relațiile stabilite de Kalker /41/.

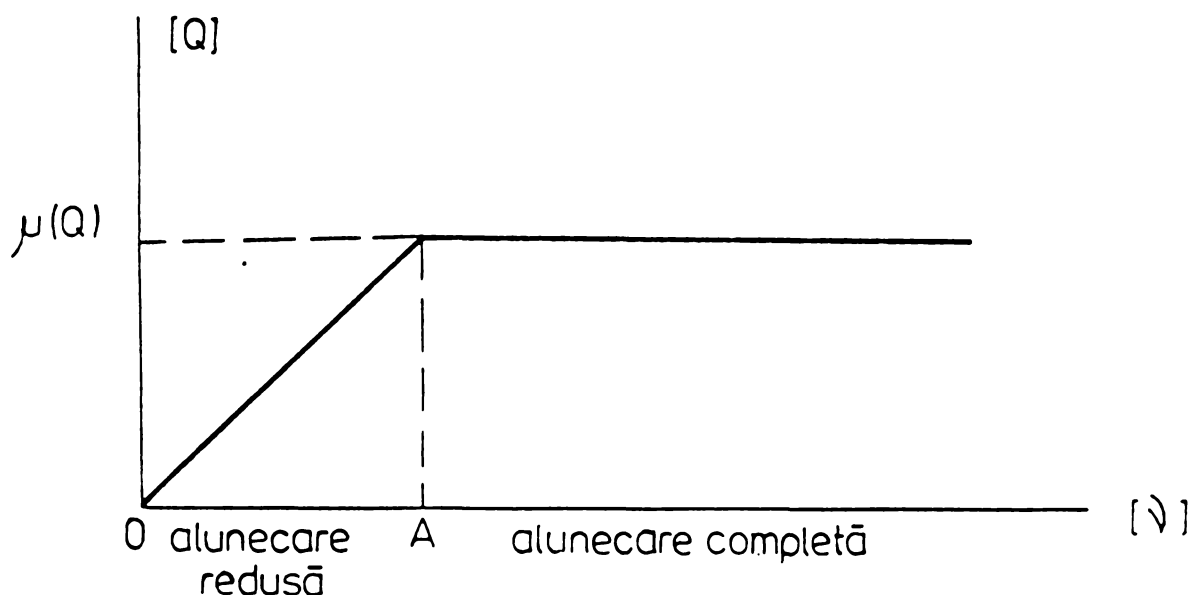


Fig.3-2

Coeficienții de creep după Johnson și Vermeulen au expresiile:

$$f_T = G \cdot \pi \cdot ab/\phi \quad (3-11)$$

$$f_L = G \cdot \pi \cdot ab/\psi$$

unde:

G - modulul de elasticitate

$2a$ - lungimea axei petei de contact în direcția de rulare,

$2b$ - lățimea axei petei de contact în direcția transversală pe șină.

ϕ și ψ - funcții ce depind de raportul a/b și de coeficientul lui Poisson's date tabelar în [Hobbs]/36/.

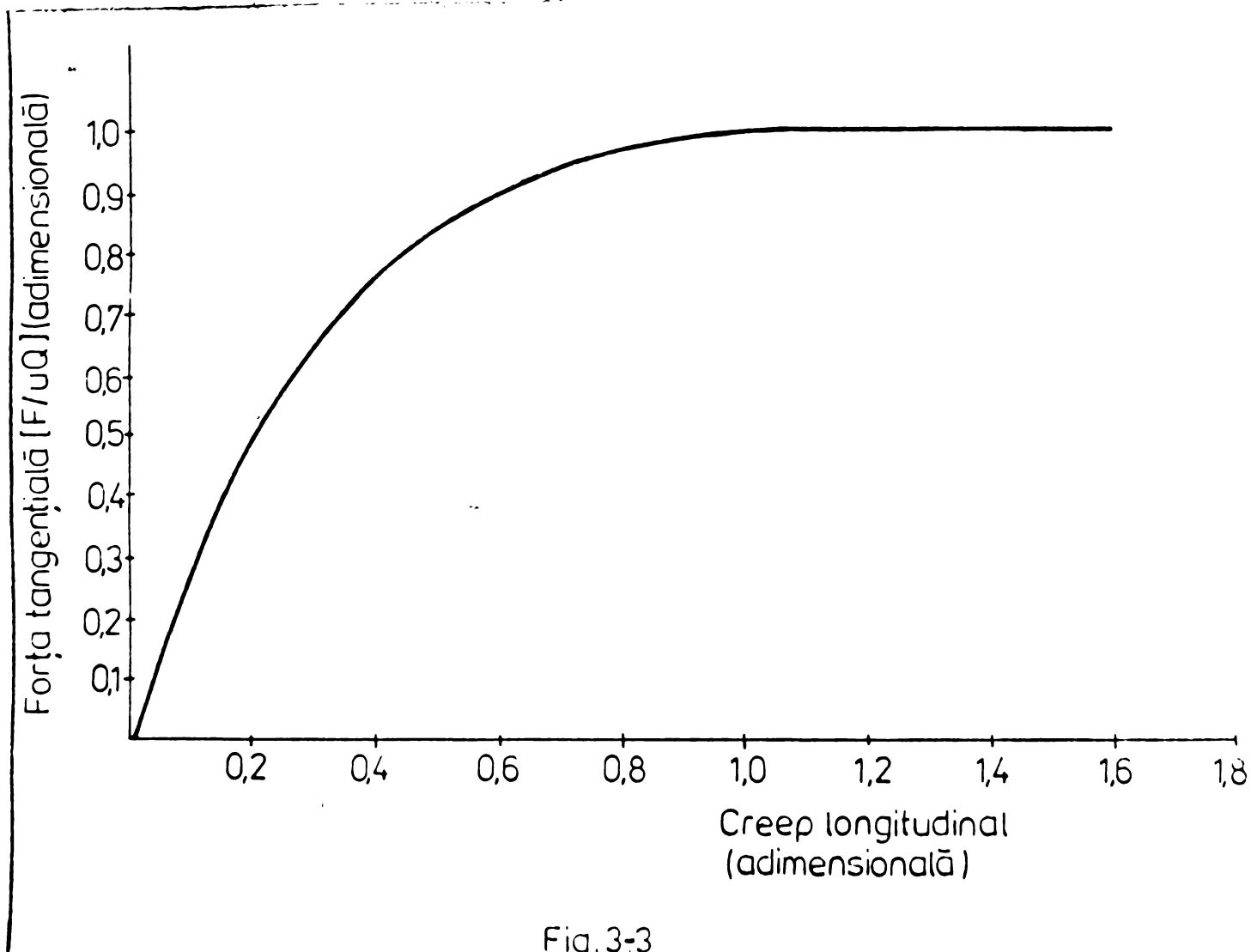


Fig. 3-3

Dimensiunile axiei de contact se obțin din relațiile lui Hertz fiind funcții de curbura relativă a roții și din ν , precum și de reacțiunea normală N . Din /41/

$$\left(\frac{a}{m}\right)^3 = \left(\frac{b}{n}\right)^3 = \frac{3(1-\nu)N^2}{2\left(\frac{1}{R} + \frac{1}{R'} + \frac{1}{r_0}\right) G_0} \quad (3-12)$$

unde:

m, n - constante dependente de curbură (se dau tabelar în /41/.

ν - coeficientul lui Poisson.

R, R' - razele de curbură ale roții și a roții dințate.

r_0 - raza de curbură a suprafeței de contact.

in ceea ce priveste valoarea coeficientului de creep.

definită de Kalker ca fiind egală cu pivotarea împărțită prin modulul vitezei medii de rulare a două corpuri în contact.V.

Relația de definiție a spinului este:

$$\phi = \frac{\omega_n}{v} \quad (3-13)$$

avînd dimensiune inversă unei lungimi.

Similar ca în cazul forțelor de creep longitudinale și transversale s-au trasat curbe de variație a spinului. Cea trasată de Kalker este redată în fig.3-4 .

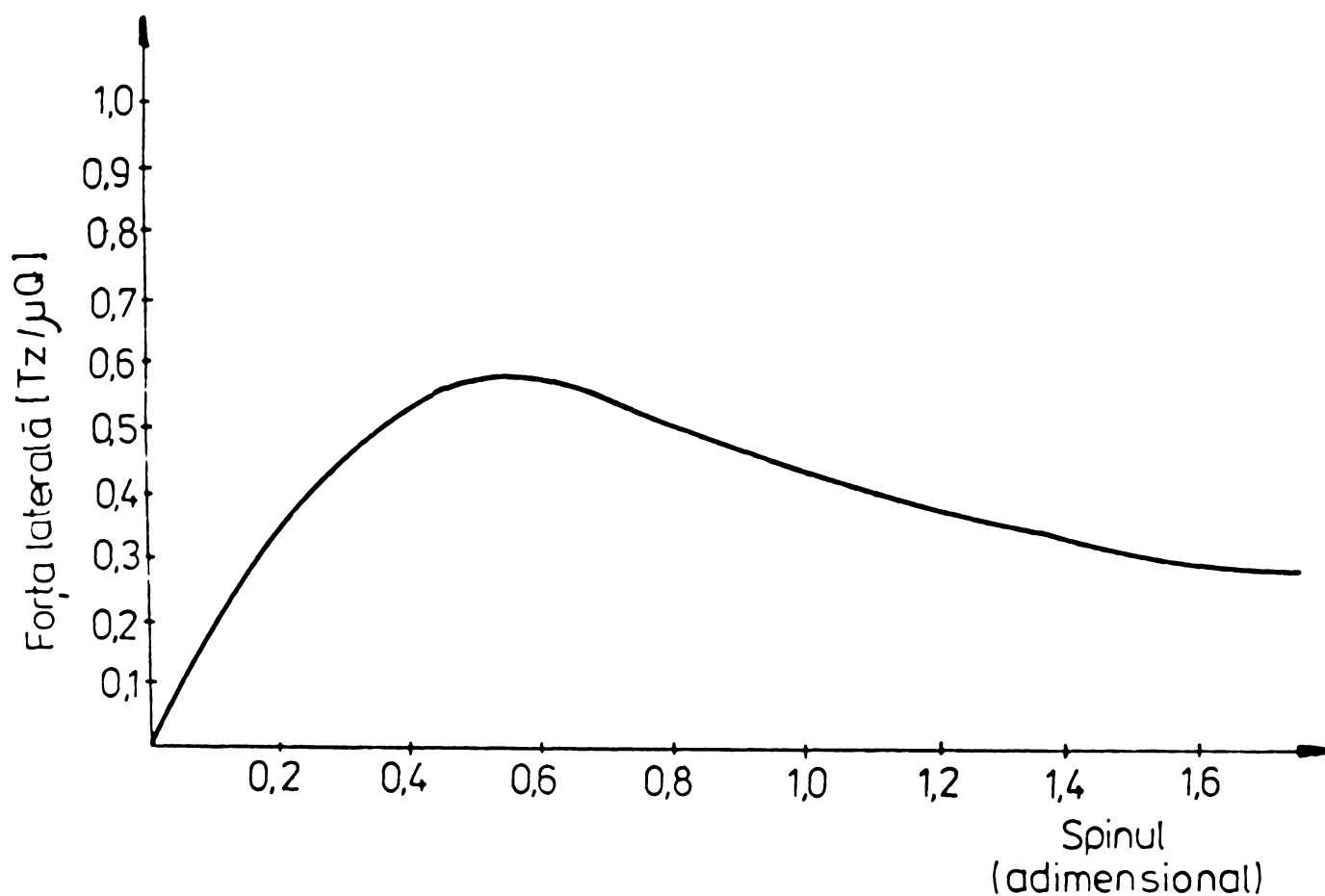


Fig.3-4.

Spre a determina expresia forțelor de creep longitudinale și transversale considerăm o osie montată ce rulează pe cale ocupînd o poziție ca cea redată în fig.3-5. Intr-un interval de

timp mic Δt , mișcarea roții rezultă din următoarele deplasări în aria de contact în direcția longitudinală respectiv transversală.

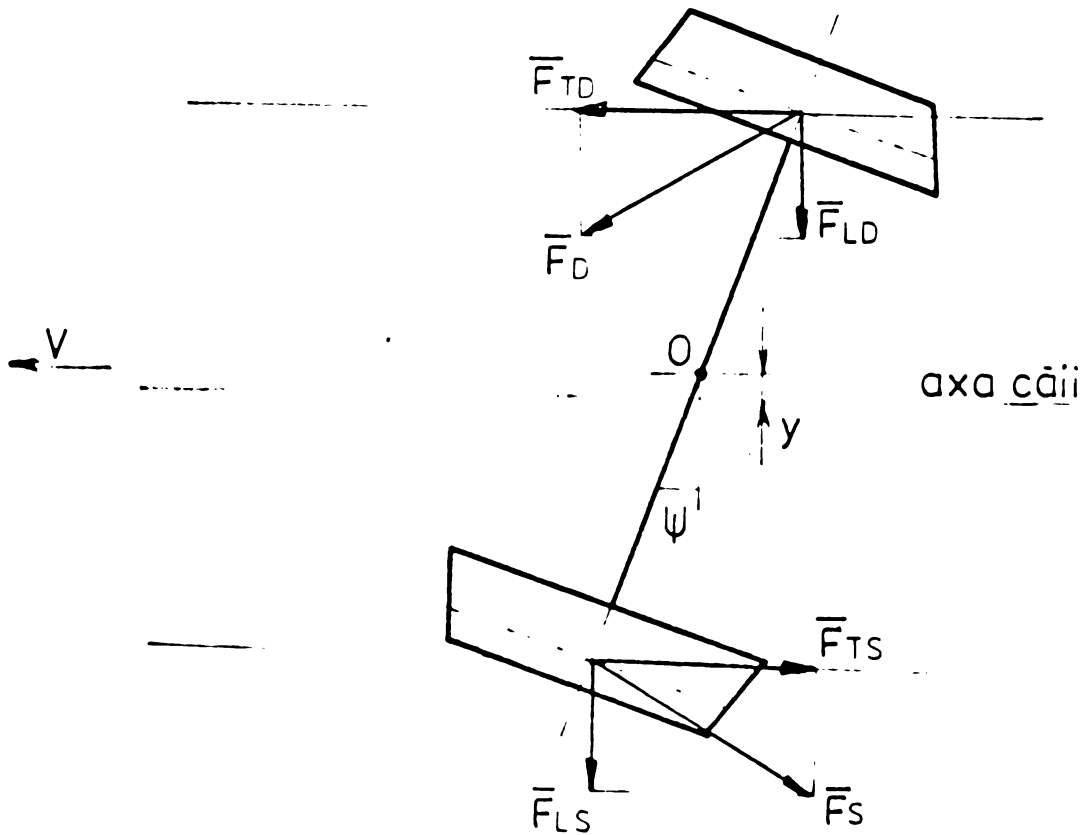


Fig.3-5

- pentru roata A din dreapta:

$$V \Delta t - b \Delta \psi \quad , \quad \Delta y \quad (3-14)$$

- pentru roata B din stînga

$$V \Delta t + b \Delta \psi \quad , \quad \Delta y \quad (3-15)$$

Componentele mișcării corespunzătoare la rulare pură

- pentru roata A

$$(r_0 + \lambda y) V \Delta t / r_0 \quad , \quad \psi V \Delta t \quad (3-16)$$

- pentru roata B

$$(r_0 - \lambda y) V \Delta t / r_0 \quad , \quad \psi V \Delta t \quad (3-17)$$

Alunecarea redusă conform relației de definiție (3-9)

va fi:

$$f_L = \bar{r} \left(\frac{\lambda}{r_0} y + \frac{b}{v} \dot{\psi} \right) \quad (3-18)$$

$$f_T = \frac{\dot{y}}{v} - \psi \quad (3-19)$$

Forțele acționând în suprafața de contact pentru o osie montată:

$$F = - \frac{2f_L \dot{y}}{v} + 2 f_L \psi - Q \varepsilon \frac{y}{b} \quad (3-20)$$

$$M = - \frac{2 f_T b^2 \dot{\psi}}{v} - \frac{2 f_T d \cdot b}{r_0} a_1 + Q \cdot \delta_0 \cdot b \quad (3-21)$$

O interpretare fizică a fenomenului de creep a fost dată de Kalker și verificată experimental cu ajutorul fenomenului fotoelastic de Haines și Ollerton.

Se consideră că suprafața de contact dintre roată și șină poate fi delimitată în două /40/.

- o zonă a ariei de alunecare E_g situată în partea în care toate punctele alunecă în raport cu șina, în așa fel încît în această zonă, fiecare punct al solidului transmite celuilalt o forță laterală limită, dată de legea lui Coulomb la frecarea de alunecare, forță limită ce depinde de coeficientul de frecare μ și de încărcarea normală Z ce se aplică în punctul considerat.

Pentru punctele aparținînd acestei zone, se poate deci considera:

$$T \in E_g \implies F_{(T)} = \mu \cdot Z(M) \quad (3-22)$$

- o zonă a ariei de aderență E_h constituită din toate punctele unde alunecarea este nulă și deci eforturile elementare transmise între roată și șină sînt inferioare eforturilor limită date de legea lui Coulomb.

$$T \in E_h \implies F_{(T)} < \mu \cdot Z(M) \quad (3-23)$$

- Eforturile normale $Z_{(T)}$ sînt date în toate punctele T ale suprafeței de contact prin teoria lui Hertz în funcție de : coordonatele x, y ale acestui punct T, de încărcarea normală N și de dimensiunile elipsei de contact:

$$Z = \left[\frac{3N}{2\pi a_1 b_1} \left(1 - \frac{x^2}{a_1^2} - \frac{y^2}{b_1^2} \right) \right]^{1/2} \quad (3.24)$$

Se constată că datorită împărțirii suprafeței de contact într-o arie de alunecare și una de aderență apare o asimetrie a eforturilor tangențiale, rezultanta lor ne trecînd prin centrul elipsei de contact. Rezultă că momentul forțelor ce acționează în zona de contact a roții cu șina raportat la centrul elipsei nu este nul.

Reprezentarea grafică a zonei de contact și a vectorilor ce reprezintă forțele de creep laterale este dată în fig.3-6.

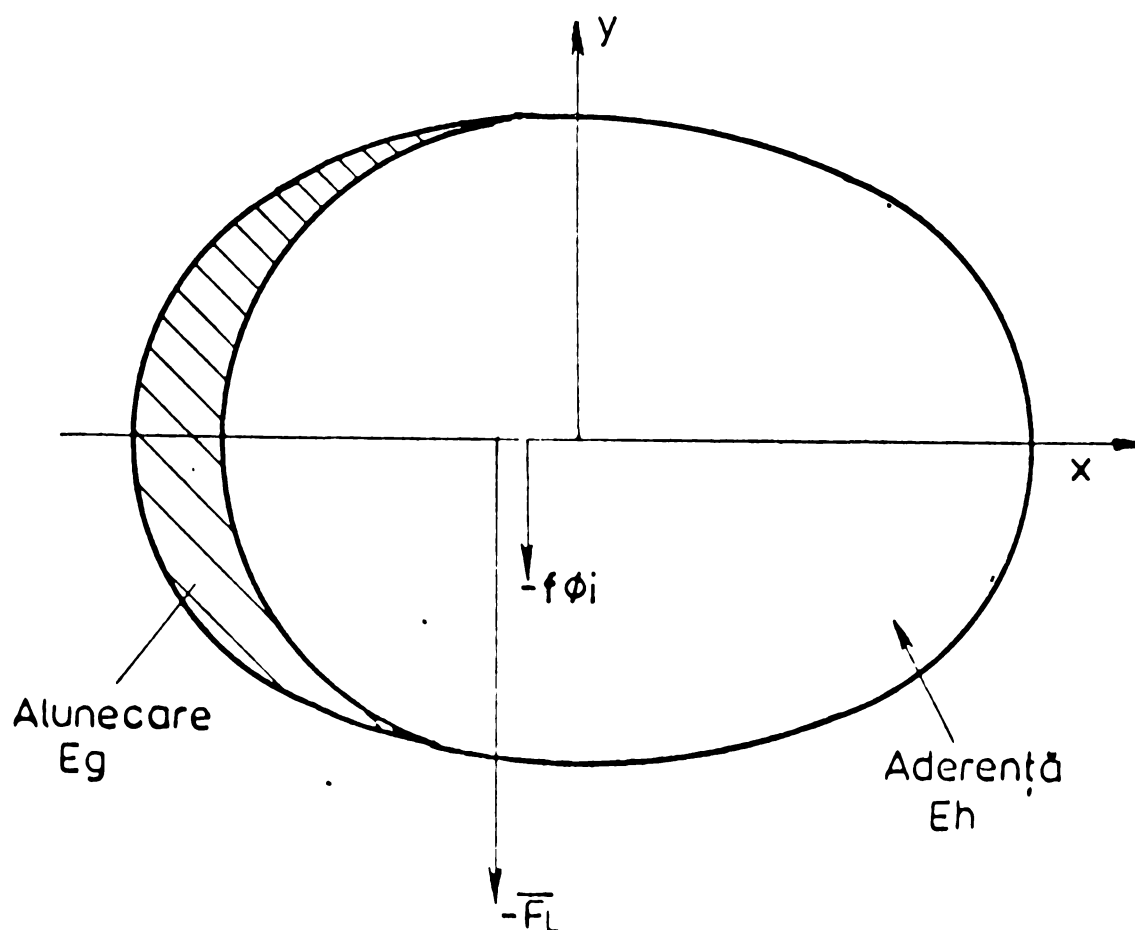


Fig.3-6

Interpretarea fizică a fenomenului de creep ne facilitează înțelegerea ghidării vehiculului prin acțiune forțe, stabilitatea

acestui fiind determinată de echilibrul dintre forțele exterioare și cele care au naștere în cele două zone ale elipsei de contact.

Pentru valori mici ale creepului și pivotării există o relație liniară între aceste cantități și forța tangențială este determinată de o suprafață de aderență mai mare decât cea de alunecare.

Pe măsură ce creepul și pivotarea cresc, se produce o abatere de la liniaritate, determinată de scăderea ariei de aderență și creșterea celei de alunecare care pînă la urmă ocupă întreaga elipsă a zonei de contact, producîndu-se o alunecare grosieră a roților pe șină. În acest moment ghidarea vehiculului se face numai prin buzele bandajelor. /71/

3.1.1. Calculul coeficienților de creep

După cum s-a arătat în relațiile (3-11) pentru a determina coeficientul de creep este necesar cunoașterea semiaxelor elipsei de contact dintre roată și șină.

În calcul, la cercetarea deformațiilor de contact se poate neglija conicitatea bandajelor /66/ considerînd contactul roată - șină ca un contact a doi cilindri cu axe perpendiculare.

Datorită deformației roții și șinei contactul între acestea se face pe o suprafață eliptică. Axa mare a acestei elipse de contact $2a$ se află pe generatoarea cilindrului mic (a șinei) iar axa mică $2b$ pe generatoarea cilindrului mare (a roții).

Semiaxele elipsei de contact după S. Timoshenko /74/ sînt date de relațiile:

$$a = \sqrt[3]{\frac{Nm}{n}} ; \quad b = \sqrt[3]{\frac{Nm}{n}} \quad (3-25)$$

unde:

N - este încărcarea normală; parametri m și n sînt dați de relațiile:

$$m = \frac{4}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} + \frac{1}{r_4}} ; n = \frac{4 E}{3(1 - \mu^2)} \quad (3-26)$$

în care:

$\frac{1}{r_1}, \frac{1}{r_2}$ - curburile roții în punctul de contact.

$\frac{1}{r_3}, \frac{1}{r_4}$ - curburile șinei în punctul de contact

E - modulul de elasticitate longitudinal

μ - coeficientul lui Poisson

α și β - se iau din fig. 23 din /74/.

Unghiul θ dintre planurile normale conținând curburile r_2 și r_3 în punctul de contact se calculează din:

$$\cos \theta = \frac{B}{A} \quad (3-27)$$

unde:

$$A = \frac{2}{E} \quad (3-26)$$

$$B = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_3} - \frac{1}{r_4}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right)\left(\frac{1}{r_3} - \frac{1}{r_4}\right)\cos 2\theta}$$

Pentru contactul roților unei locomotive diesel - electrice de 2100 C.P. cu o cale de tip 49 vom calcula valorile parametrilor de mai sus.

Sarcina normală ce se transmite de la roată la șină este:

$$N = \frac{2Q}{2} = \frac{19.500}{2} = 9.750 \text{ daN}$$

Curburile principale ale roții sînt:

$$K_1 = \frac{1}{r_1} = \frac{2}{D} = \frac{2}{100} = 0,0188 \text{ 1/cm}$$

$$K_2 = \frac{1}{r_2} = \frac{1}{\infty} = 0$$

Curburile principale ale șinei sînt:

$$K_3 = \frac{1}{r_3} = \frac{1}{r} = \frac{1}{30} = 0,0333 \text{ 1/cm}$$

$$K_4 = \frac{1}{r_4} = \frac{1}{\infty} = 0$$

Cu aceste date numerice vom obține:

$$m = \frac{4}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_3}} = \frac{4}{\frac{2}{D} + \frac{1}{r_2}} = 76,6265$$

$$n = \frac{4 \cdot 2 \cdot 10^6}{3 \cdot 1 - (0,3)^2} = 2,93 \cdot 10^6$$

deci rezultă:

$$A = 0,0261 ; \quad B = 0,00723$$

$$\cos \theta = \frac{B}{A} = 2,7701 \implies \theta = 73,918$$

Din /74/ figura 23 se obține:

$$\alpha = 1,2 \quad \text{și} \quad \beta = 0,84$$

Cu aceste date din relațiile (3-25) obținem

$$a = 0,121 \sqrt[3]{\frac{9750 \cdot 76,626}{2,93 \cdot 10^6}} = 0,767 \text{ cm.}$$

$$b = 0,85 \sqrt[3]{\frac{9750 \cdot 76,626}{2,93 \cdot 10^6}} = 0,533 \text{ cm}$$

Raportul semiaxelor fiind $\frac{b}{a} = 0,7014$, din /74/ fig.22

rezultă factorii de formă:

$$\phi = 0,55 \quad \text{și} \quad \psi = 0,64$$

Din (3-11) rezultă următoarele valori pentru coeficienții de creep longitudinal și transversal:

$$f_T = 19,09 \cdot 10^6 \text{ daN}$$

$$f_L = 16,4 \cdot 10^6 \text{ daN}$$

3.2. Forțele din elementele elastice

Elementele elastice ce le vom analiza alcătuiesc suspensia locomotivelor precum și legătura dintre boghiuri.

3.2.1. Suspensia primară

Elementul elastic cel mai răspândit este arcul elicoïdal ceea ce asigură vehiculelor un mers liniștit, necesitînd însă montarea în paralel a elementelor amortizoare.

Se mai utilizează în paralel cu acestea sau separat elemente elastice din cauciuc.

Locomotivele diesel-electrice de puteri mari fabricate în țara noastră au suspensia primară alcătuită din arcuri elicoïdale, iar ghidarea cutiilor de unsoare se face prin intermediul unor elemente elastice de tip metal - cauciuc numite blocuri amortizoare.

Lucrarea tratînd probleme legate de dinamica laterală s-au luat în calcul, pentru suspensia primară rigiditatea acestor elemente, deoarece cutiile de unsoare suferă deplasări laterale față de ramă numai în limitele permise de blocurile amortizoare.

Forța ce ia naștere în aceste elemente, a fost dedusă din măsurători efectuate în laboratorul de încercări mecanice din I.C.M. Reșița pe un număr de douăzeci de astfel de subansamble. (V. cap.6).

3.2.2. Suspensia secundară

În problema dinamicii laterale un rol important îl are legătura dintre cutie și boghiuri, mai precis alura și valoarea forțelor și momentelor care se produc în această legătură.

Aceste forțe și momente influențează lungimea de undă, amortizarea, respectiv menținerea la valoarea constantă a mișcărilor șerpuitoare ale boghiurilor în aliniament. Pe de altă parte au influență directă asupra valorii forțelor directoare

la trecerea vehiculului prin curbe, de care depinde siguranța contra deraierei, uzura buzelor de bandaje și valoarea rezistențelor la mers.

Suspensia secundară se prezintă, funcție de condițiile ce trebuie să le satisfacă, în diverse variante, începînd de la arcuri foi pînă la suspensia pneumatică. Din aceste motive vom analiza în cele ce urmează variantele utilizate la locomotivele diesel de mare putere ce se fabrică în țara noastră.

Suspensia secundară a locomotivei diesel - electrică de 2100 CP este alcătuită din patru arcuri cu foi; cîte două pe fiecare boghiu, acestea fiind legate transversal prin traverse ce sînt legate de ramă prin intermediul a două furci de suspensie.

Cutia se sprijină pe cele 4 arcuri prin intermediul unui subansamblu alcătuit din segmenti superiori, mijlocii și inferiori, care permite rotații ale cutiei în jurul axei verticale.

Furcile de suspensie sînt în poziția de echilibru înclinate cu $13,2^\circ$ față de verticală.

Prin acest sistem de suspensie se creiază posibilitatea deplasărilor laterale ale cutiei față de boghiuri, realizînd și forța de readucere la deplasarea laterală a locomotivei.

După /47/ pentru bare înclinate utilizate în suspensii, ce au ca rezultat oscilarea centrului de greutate a cutiei în jurul unui cerc de rază r , amplitudinea maximă a acestei mărimi se determină conform relației (3-28);

$$r = \frac{a(a_1 - 2bh)^2}{l^2f^2 - 2bl(f^2 + a^2) - 4ab^2h} \quad (\text{cm}) \quad (3-28)$$

unde mărimile de calcul sînt redete în figura 3-7.

Se observă din relația de mai sus că valorile lui r , care determină frecvența proprie de oscilație a sistemului, depind de întreaga geometrie a dispunerii furcilor de suspensie precum și de înălțimea h , a centrului de greutate.

În calcul s-a considerat sistemul format dintr-o singură legătură transversală așezată în centrele arcurilor cu foi de pe un boghiu.

Considerînd o deplasare transversală a leagănelui din

poziția de echilibru, greutatea cutiei, ce se sprijină pe acesta se va descompune în două componente (V.fig.3-7).

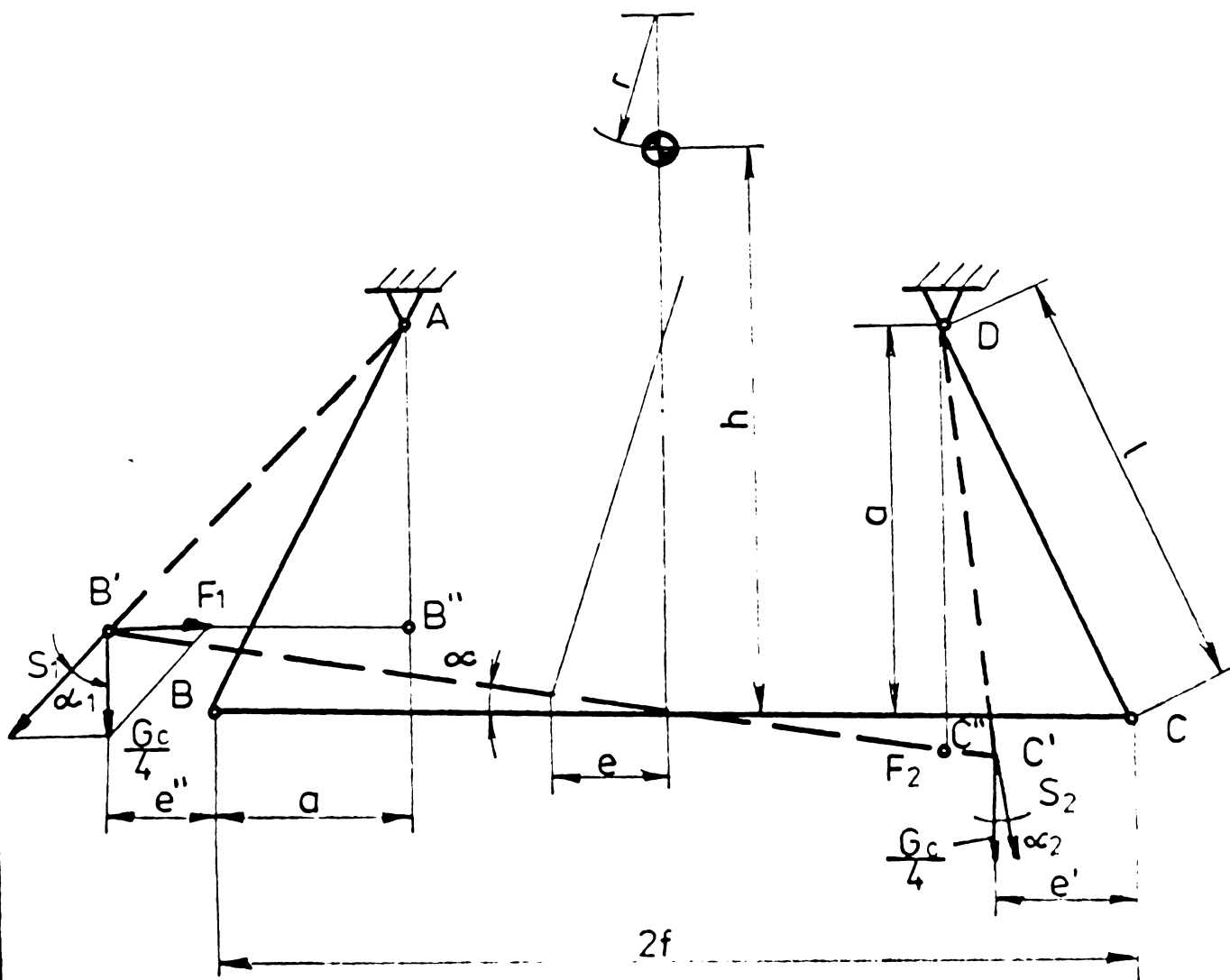


Fig.3-7

Forța de readucere /83/ va fi dată de diferența componentelor transversale.

$$F_r = F_1 - F_2 = \frac{Q_0}{4} \cdot (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) \quad (3-29)$$

Din considerente geometrice

$$F_r = \frac{Q_0}{4} \left[\frac{a+e}{\sqrt{l^2 - (a+e)^2}} - \frac{a-e}{\sqrt{l^2 - (a-e)^2}} \right] \quad (3-30)$$

Pentru stabilirea unghiului de rotire al cutiei la deplasarea leagănului, în mod similar ca la determinarea forței de readucere rezultă:

$$\lambda_0 = \frac{DC'' - AB''}{2f} = \frac{\sqrt{l^2 - (a - e)^2} - \sqrt{l^2 - (a + e)^2}}{2f} \quad (3-31)$$

Ca un dezavantaj important al sistemului descris îl constituie existența frecărilor mari în punctele de suspensie a sistemului pe boghiu, cît și între cutie și arcurile foi. Acest lucru după cum se va arăta în capitolul următor (cap.6), poate determina un moment numit "de rest" al frecării care după o curbă sau în timpul mersului în aliniament face ca poziția boghiurilor să nu fie centrică ducînd la uzuri ale buzelor bandajelor.

Un alt sistem de suspensie secundară utilizat la locomotivele diesel electrice de 3000 CP, 3500 CP și 4000 CP este cel ce folosește arcuri elicoidale de lungime mare, numite Flexicoil.

Arcurile elicoidale se sprijină direct pe ramă și pe cutia locomotivei, datorită flexibilității laterale permițînd deplasări relative între cutie și boghiuri.

La vehiculăle moderne, arcurile elicoidale îndeplinesc nu numai funcție de element de suspensie, ci și funcția dispozitivului de readucere. Se utilizează deci și proprietățile arcului de a prelua sarcini transversale și de a se deforma elastic sub acțiunea acestora.

La proiectarea reazemelor laterale ale cutiei pe boghiuri în varianta numai cu arcuri elicoidale ce îndeplinesc și funcția dispozitivului de readucere se pune problema stabilirii mărimii forțelor de readucere creată de aceste arcuri la deplasarea laterală a cutiei față de boghiuri. Forța de readucere trebuie să crească odată cu mărimea deplasării laterale a cutiei și trebuie să aibe o astfel de valoare încît să readucă cutia în poziția medie la încetarea cauzei ce a provocat deplasarea.

Săgeata transversală a unui arc elicoidal de rigiditate transversală R_t este : /32; 66/ ;

$$f_t = \frac{T}{R_t} \quad (3-32)$$

unde:

T este forța laterală,

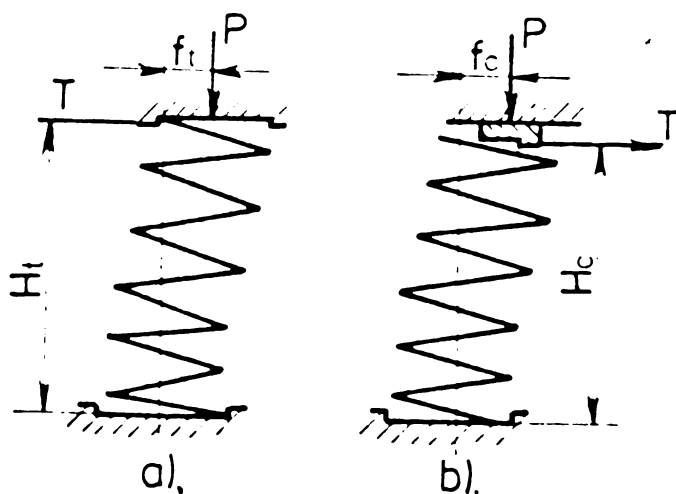


Fig.3-8

Dacă $f_t \leq e_{\max}$, unde e_{\max} reprezintă deplasarea laterală maximă a cutiei în raport cu boghiul, forța de readucere dezvoltată de arcurile din reazemele laterale este

$$F_{r1} = 2n_a T \quad (3-33)$$

n_a - reprezintă numărul arcurilor din suspensia locomotivei, iar dacă

$f_t > e_{\max}$, forța de readucere este:

$$F_{r2} = (R_{t1} + R_{t2}) \cdot n_a \cdot e_{\max} \quad (3-34)$$

în care $R_{t1} \neq R_{t2}$ reprezintă rigiditatea transversală a arcurilor de pe o parte a boghiului și respectiv de pe cealaltă parte, întrucât sarcina verticală care solicită arcurile pe cele două părți, are valori diferite.

În cazul în care F_2 este mai mică decât forța de readucere necesară F_{nec} , atunci forța ($F_{nec} - F_2$) trebuie creată fie în reazomul central, fie de un dispozitiv de readucere suplimentar.

Această suspensie secundară înlătură dezavantajul celei descrise anterior, avînd în vedere mărimea mică a histerezei și

caracteristica liniară a arcurilor elicoidale, deci forțe de frecare mici,

Acest lucru face ca funcția de dispozitiv de readucere să fie îndeplinită cu un prag de sensibilitate sporit față de alte dispozitive.

Pe de altă parte este simplă și de greutate mai mică decât cea cu leagăne.

Un dezavantaj este acela că necesită montarea de amortizoare atât în plan vertical cât și în plan orizontal.

De asemenea această soluție cere din partea proiectanților stăpînirea metodologiei de corelare a caracteristicilor arcurilor cu cele necesare forței de readucere și cum vom arăta cu momentul de readucere a boghiului la trecerea prin curbe.

3.2.3. Legătura transversală între boghiuri

Scopul acestei legături transversale, numit și cuplaj transversal este reducerea uzurii buzelor bandajelor și a forțelor de ghidare /6/, la circulația boghiurilor în curbe.

Spre a explica modul de funcționare al acestuia considerăm cele două boghiuri în pozițiile reprezentate în fig.3-9.

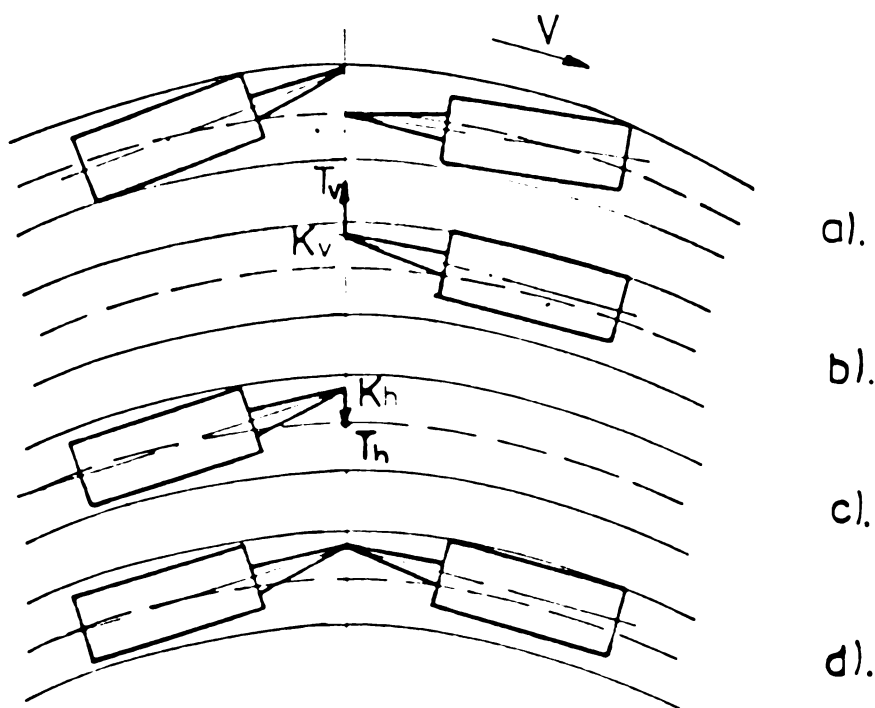


Fig.3-9

Imaginea din (a) redă așezarea boghiurilor pe cale, fără influența unor forțe exterioare, prima osie atacă fûsul exterior al căii, iar ultima se așează aproximativ radial. Dacă în punctul de cuplare transversală K_v al boghiului din față acționează o forță T_v spre exterior, partea din spate a boghiului va fi "trasă" spre exterior, astfel ca aceasta să ajungă în poziția redată în imaginea (b). Această reșezare a boghiului are ca urmare o micșorare a unghiului de atac al osiei conducătoare și o reducere a forței de ghidare a primei osii.

În mod similar se poate considera și pentru boghiul al doilea o forță T_h în punctul de cuplare care este însă îndreptată spre interiorul curbei. În acest caz prima osie a acestui boghiu va fi descărcată, iar pentru o valoare corespunzătoare a lui T_h , osia nu mai îndeplinește funcția de ghidare, așa cum este redat în imaginea (c).

Legînd cele două puncte K_v și K_h se realizează cuplajul transversal al boghiurilor.

Aceasta are ca efect, așa cum am arătat, o reducere a forței de ghidare, a unghiului de atac și totodată a valorii produsului acestor două mărimi numit "coeficient de uzură" a bandajelor osiilor conducătoare.

Forma constructivă a cuplei transversale din boghiuri diferă de la un tip de locomotivă la altul funcție de spațiu disponibil dintre cutie și boghiuri, precum și funcție de elementele elastice ce se utilizează. Din această cauză vom analiza cuplajul transversal ce se folosește la locomotivele diesel-electrice din țară, ele fiind similare cu multe astfel de dispozitive folosite și la alte locomotive din alte țări.

Cupla transversală a locomotivei IDE 060 DA este așezată

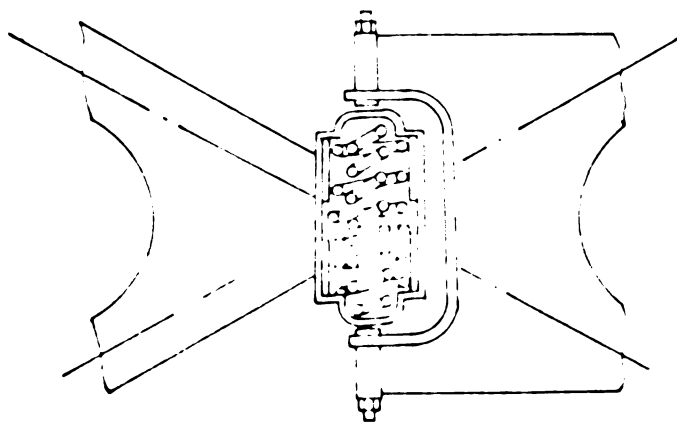


Fig 3-9.a

(fig.3-9a) simetric față de cele două boghiuri. Legătura dintre cupla propriu-zisă și cele două boghiuri se face prin câte două bare numite, după forma ansamblului, "triunghiuri" de legătură.

Elementul elastic este format din două arcuri elicoidale montate paralel și pretensionat în interiorul unui dispozitiv cilindric numit ghidajul cuplei. Acest ghidaj este fixat de triunghiul de legătură al boghiului unu și prezintă un joc de $y_0 = 1 \pm 1$ mm în plan orizontal față de triunghiul de legătură al boghiului doi. Acest joc se reglează cu ajutorul a două șuruburi de reglaj, boghiurile fiind aliniat față de axa căii.

Acest joc în cuplă, la circulația în aliniament, permite șerpuirea liberă a boghiurilor până la consumarea lui. În cazul când amplitudinea mișcării depășește jocul la nivelul cuplei, datorită pretensionării arcurilor cu o forță de 2970 kg, boghiurile vor circula cuplate rigid.

Caracteristicile elastice ale cuplei transversale ale acestei locomotive sînt trasate în fig.3-10. Se observă că acestea sînt neliniare, fapt ce determină neliniaritatea și în scrierea ecuațiilor diferențiale ale sistemului.

Spre a liniariza caracteristica am utilizat metoda "liniarizării directe" metodă redată în /63/ pentru sisteme neliniare.

Forța din cuplă transversală definită pe porțiuni are expresia:

$$F_t(y) = \begin{cases} -F_0 + K(y + y_0) & \text{pentru } y < -y_0 \\ 0 & \text{pentru } -y \leq y \leq y_0 \\ F_0 + K(y - y_0) & \text{pentru } y > y_0 \end{cases} \quad (3-35) \quad (a)$$

Accastă forță se poate liniariza sub forma

$$K_t(y) = K_{ech} \cdot y \quad (3-36)$$

unde: K_{ech} este rigiditatea echivalentă dată după metoda amintită, de relația:

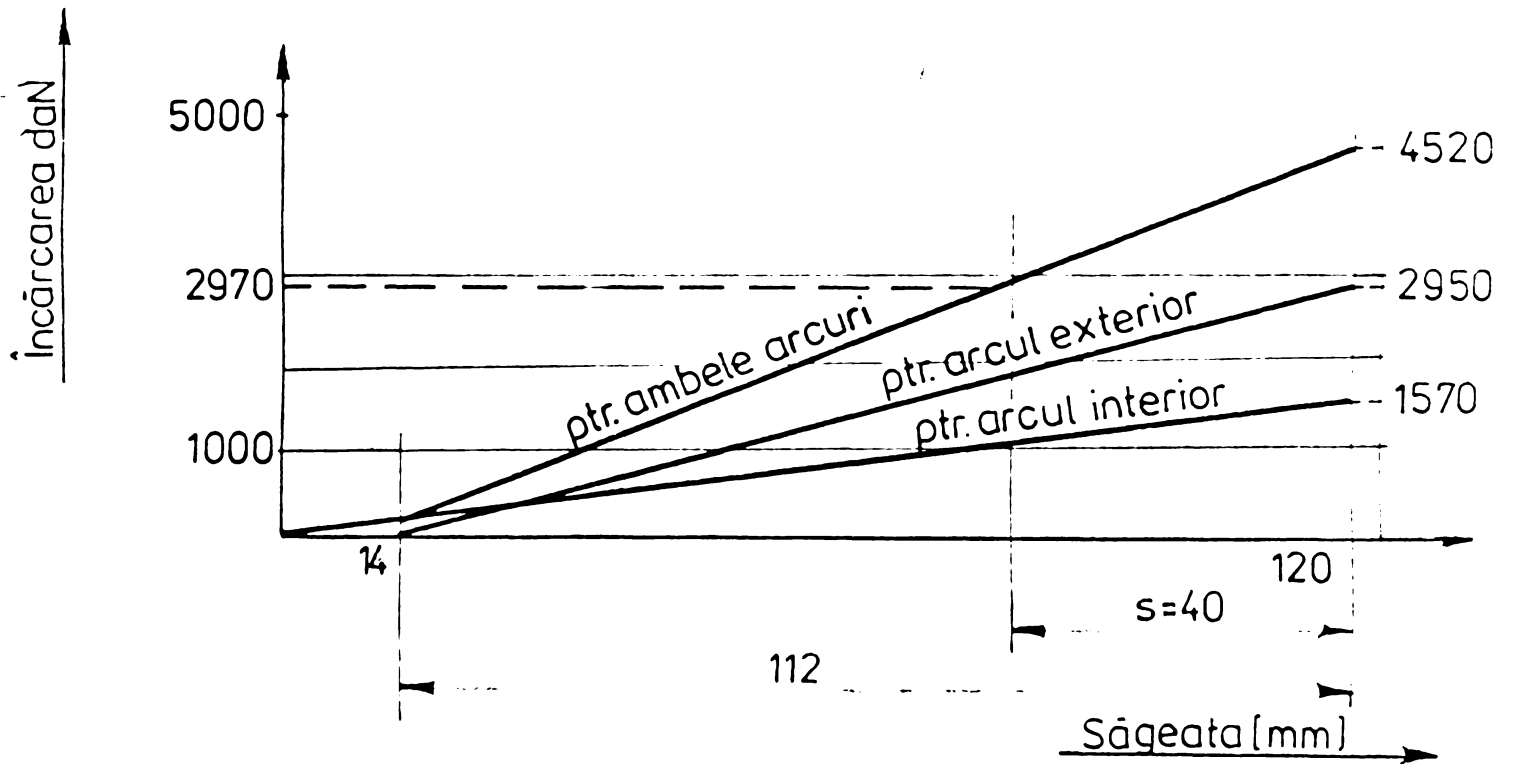


Fig. 3-10

$$K_{\text{ech}} = \frac{5}{2 a^5} \int_0^a M_t(y) y^3 dy \quad (b) \quad (3-37)$$

cu care amplitudinea de rotație este egală cu cea a punzătoare unei curbe cu raza de 200 m și s-a luat din schema însoțită în curbă a axelor locomotive.

Prin înlocuirea expresiei lui $M_t(y)$ din (a) în (b) rezultă:

$$K_{\text{ech}} = \frac{5}{a^5} \left[\frac{F_0}{4} (a^4 - y_0^4) + \frac{K}{20} (5y_0^5 + 4a^5 - 5y_0 a^4) \right] \quad (3-38)$$

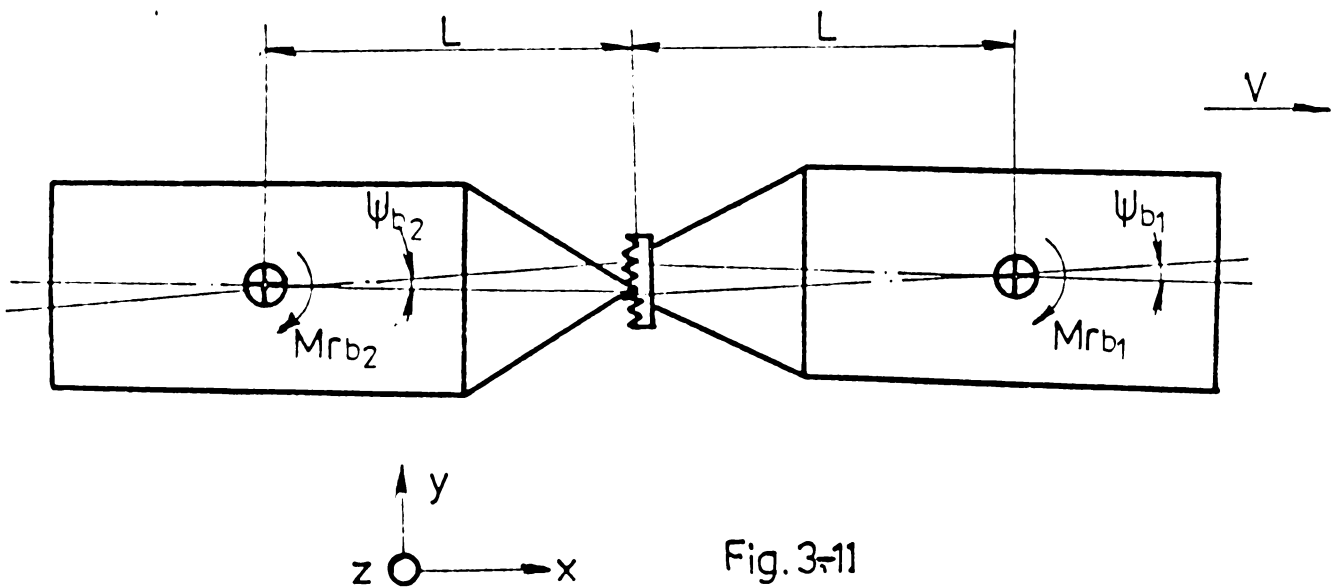
Inlocuind valorile numerice: $a = 0,2 \text{ m}$; $y_0 = 0,002 \text{ m}$, $F_0 = 29 \text{ kN}$ și $K = 379,6 \text{ kNm}^{-1}$.

rezultă:

$$K_{\text{ech}} \approx 558,7 \text{ km}^{-1}$$

Cupla transversală dintre boghiuri transmite numai forțe

laterale. Să se a poată determina expresiile forțelor și momentelor ce se produc în timpul șerpuirii boghiurilor considerăm două boghiuri cuplate prin intermediul unui cuplaș elastic simetric ca în fig.3-11.



Forța elastică ce ia naștere prin deplasarea în direcția "y" a boghiurilor este:

$$F_t = K_t (y_{b_1} - y_{b_2}) \quad (3-39)$$

căreia îi corespunde o forță de amortizare:

$$F_c = C_t (\dot{y}_{b_1} - \dot{y}_{b_2}) \quad (3-40)$$

Energia potențială și ^{funcția} disipativă va avea expresia:

$$E_{pt} = \frac{1}{2} K_t (y_{b_1} - y_{b_2})^2 \quad (3-41)$$

$$R_t = \frac{1}{2} C_t (\dot{y}_{b_1} - \dot{y}_{b_2})^2 \quad (3-42)$$

Considerând rotațiile boghiurilor în jurul pivotilor cu unghiurile ψ_{b_1} și ψ_{b_2} atunci vor lua naștere cuplurile elastice:

$$M_{tb_1} = K_{t\psi} \cdot \psi b_1 \quad (3-43)$$

$$M_{tb_2} = K_{t\psi} \cdot \psi b_2 \quad (3-44)$$

unde:

$K_{t\psi} = K_t \cdot L^2$ - reprezintă caracteristica elastică la serpuire a cuplei.

Cuplurile de amortizare pentru cele două boghiuri vor fi:

$$M_{ctb_1} = C_{t\psi} \cdot \dot{\psi} b_1 \quad (3-45)$$

$$M_{ctb_2} = C_{t\psi} \cdot \dot{\psi} b_2 \quad (3-46)$$

unde:

$C_{t\psi} = C_t \cdot L^2$ - reprezintă coeficientul de amortizare la serpuire.

Si în acest caz expresiile energiei potențiale și a funcției disipative vor fi :

$$E_{t\psi} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 K_{t\psi} \cdot \psi^2 b_j \quad (3-47)$$

$$R_{t\psi} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 C_{t\psi} \cdot \dot{\psi}^2 b_j \quad (3-48)$$

Caracteristicile elastice și jocul în cuplele transversale se stabilesc din condițiile înscrierii în curbă ale locomotivei.

C A P I T O L U L . I V

STABILIREA ECUATIILOR OSCILATIILOR

LATERALE ALE LOCOMOTIVELOR

4.1. Considerații asupra modelului matematic

În capitolul 2 au fost stabilite ipotezele admise la scrierea ecuațiilor diferențiale ale oscilațiilor laterale ale locomotivei și modelul mecanic pentru o locomotivă cu șase osii având 23 de grade de libertate.

Pentru scrierea ecuațiilor de mișcare se vor folosi ecuațiile lui Lagrange de speța II.a [26]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_1} + \frac{\partial E_p}{\partial q_1} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_1} = Q_1 \quad (4-1)$$

unde:

- E_c - energia cinetică a întregului sistem
- E_p - energia potențială a întregului sistem
- D - funcția de disipare a energiei întregului sistem
- q_1 - coordonatele generalizate
- \dot{q}_1 - vitezele generalizate
- Q_1 - forțe generalizate (acestea nu mai includ forțe conservative și forțe de amortizare vîscoase).

Notațiile utilizate au fost prezentate în capitolul 2.2.3.

Energia cinetică a sistemului pentru mișcările de deplasare laterală, șerpuire și legănare este:

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\sum_{i=1}^6 m_{0y} \dot{y}_i^2}^{\text{osii montate}} + \overbrace{\sum_{i=1}^6 I_{0\psi} \dot{\psi}_i^2}^{\text{boghiari}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 m_{0y} \dot{y}_{b_j}^2}^{\text{osii montate}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 I_{0\psi} \dot{\psi}_{t_j}^2}^{\text{boghiari}} + \\
 & + \overbrace{\sum_{j=1}^2 I_{0\phi} \dot{\phi}_{b_j}^2}^{\text{osii montate}} + \overbrace{\frac{1}{2} m_c \dot{y}_c^2 + \frac{1}{2} I_{c\psi} \dot{\psi}_c^2 + \frac{1}{2} I_{c\phi} \dot{\phi}_c^2}^{\text{cutie loc.}} \quad (4-2)
 \end{aligned}$$

Energia potențială a sistemului:

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\sum_{i=1}^6 K_{0y} u_i^2}^{\text{Suspensia primară}} + \overbrace{\sum_{i=1}^6 K_{0\psi} \omega_i^2}^{\text{Suspensia secundară}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 K_{0y} u_{b_j}^2}^{\text{Suspensia primară}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 K_{0\psi} \omega_{t_j}^2}^{\text{Suspensia secundară}} + \\
 & + \overbrace{\sum_{j=1}^2 K_{0\phi} \phi_{b_j}^2}^{\text{osii montate}} + \overbrace{\frac{1}{2} K_t (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2})^2}^{\text{cupla transversală}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 K_{t\psi} \psi_{t_j}^2}^{\text{cupla transversală}} \quad (4-3)
 \end{aligned}$$

Funcția de disipare a energiei întregului sistem este dată de relația:

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\sum_{i=1}^6 C_{0y} \dot{u}_i^2}^{\text{suspensia primară}} + \overbrace{\sum_{i=1}^6 C_{0\phi} \dot{\omega}_i^2}^{\text{suspensia secundară}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 C_{0y} \dot{u}_{t_j}^2}^{\text{suspensia primară}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 C_{0\psi} \dot{\omega}_{t_j}^2}^{\text{suspensia secundară}} + \\
 & + \overbrace{\sum_{j=1}^2 C_{0\phi} \dot{\phi}_{t_j}^2}^{\text{osii montate}} + \overbrace{\frac{1}{2} C_t (\dot{y}_{b1} + \dot{y}_{b2})^2}^{\text{cupla transversală}} + \overbrace{\sum_{j=1}^2 C_{t\psi} \dot{\psi}_{t_j}^2}^{\text{cupla transversală}} \quad (4-4)
 \end{aligned}$$

Pentru a scrie expresiile (4-3) și (4-4) a fost necesar să se cunoască deplasările relative dintre subansamblurile locomotivei (fig. 4-1 și 4-2).

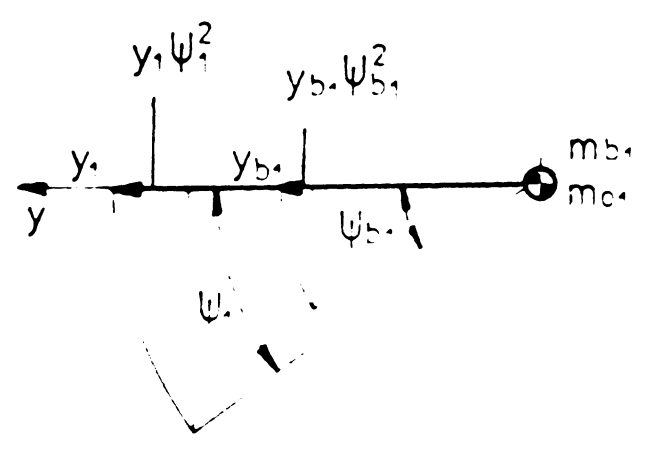
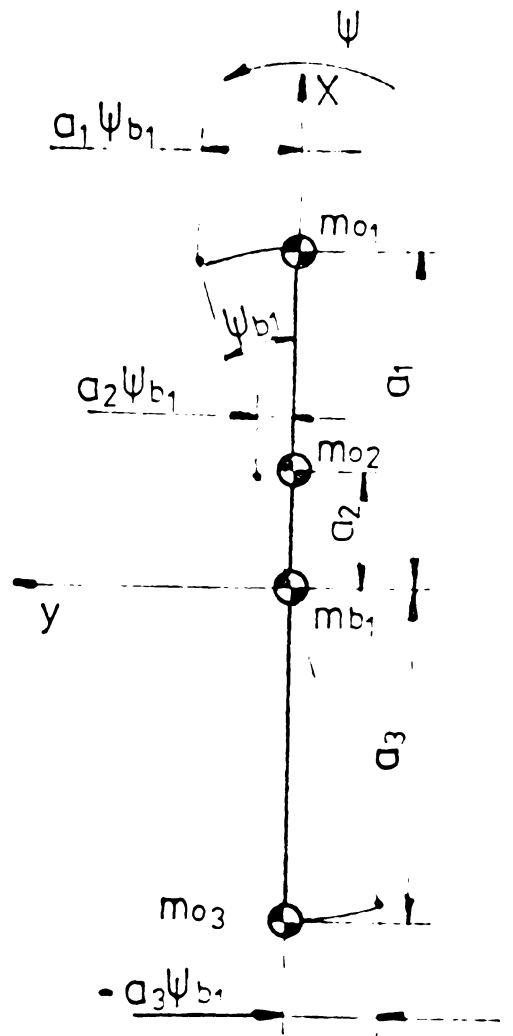
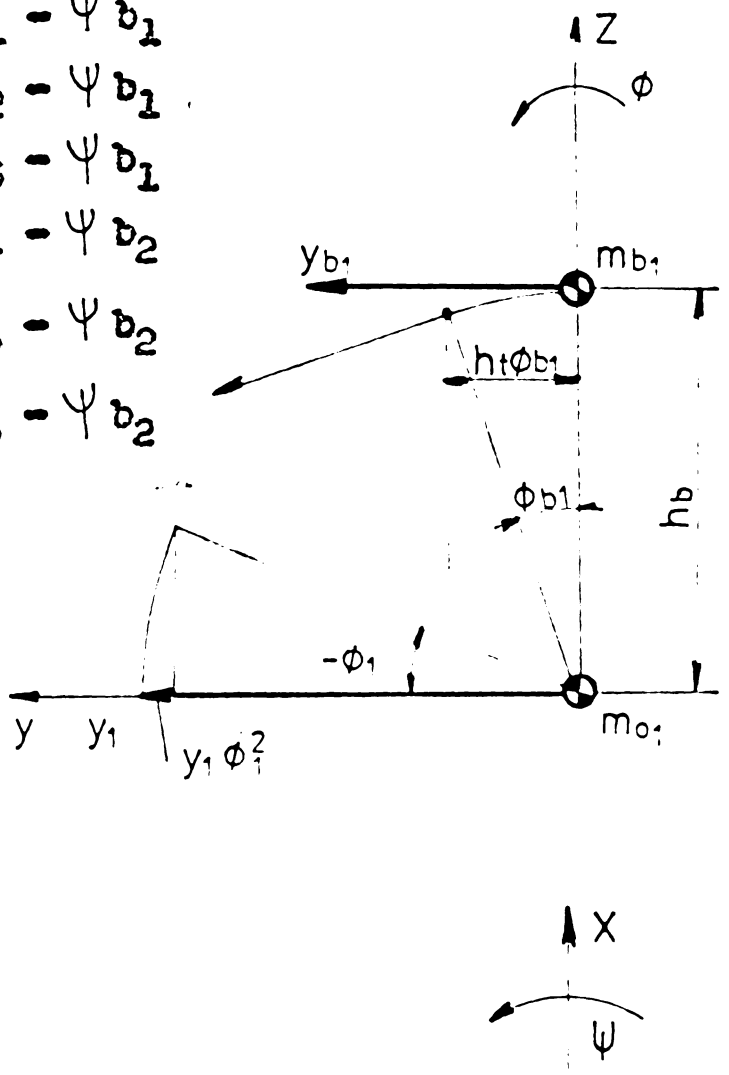
Deplasările relative laterale și unghiulare (f și $\dot{\phi}$ de axa oz) între osiile montate și raza boghiului:

$$u_i = y_i - (y_{b1} + a_1 \psi_{b1} + a_2 \cdot \dot{\phi}_{b1})$$

$$\begin{aligned}
 u_2 &= y_2 - (y_{b1} + a_1 \psi_{b1} + h_b \phi_{b1}) \\
 u_3 &= y_3 - (y_{b1} + a_2 \psi_{b1} + h_b \phi_{b1}) \\
 u_4 &= y_4 - (y_{b2} + a_3 \psi_{b2} + h_b \phi_{b2}) \\
 u_5 &= y_5 - (y_{b2} + a_2 \psi_{b2} + h_b \phi_{b2}) \\
 u_6 &= y_6 - (y_{b2} + a_1 \psi_{b2} + h_b \phi_{b2})
 \end{aligned}$$

(4-5)

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= \psi_1 - \psi_{b1} \\
 \omega_2 &= \psi_2 - \psi_{b1} \\
 \omega_3 &= \psi_3 - \psi_{b1} \\
 \omega_4 &= \psi_4 - \psi_{b2} \\
 \omega_5 &= \psi_5 - \psi_{b2} \\
 \omega_6 &= \psi_6 - \psi_{b2}
 \end{aligned}$$



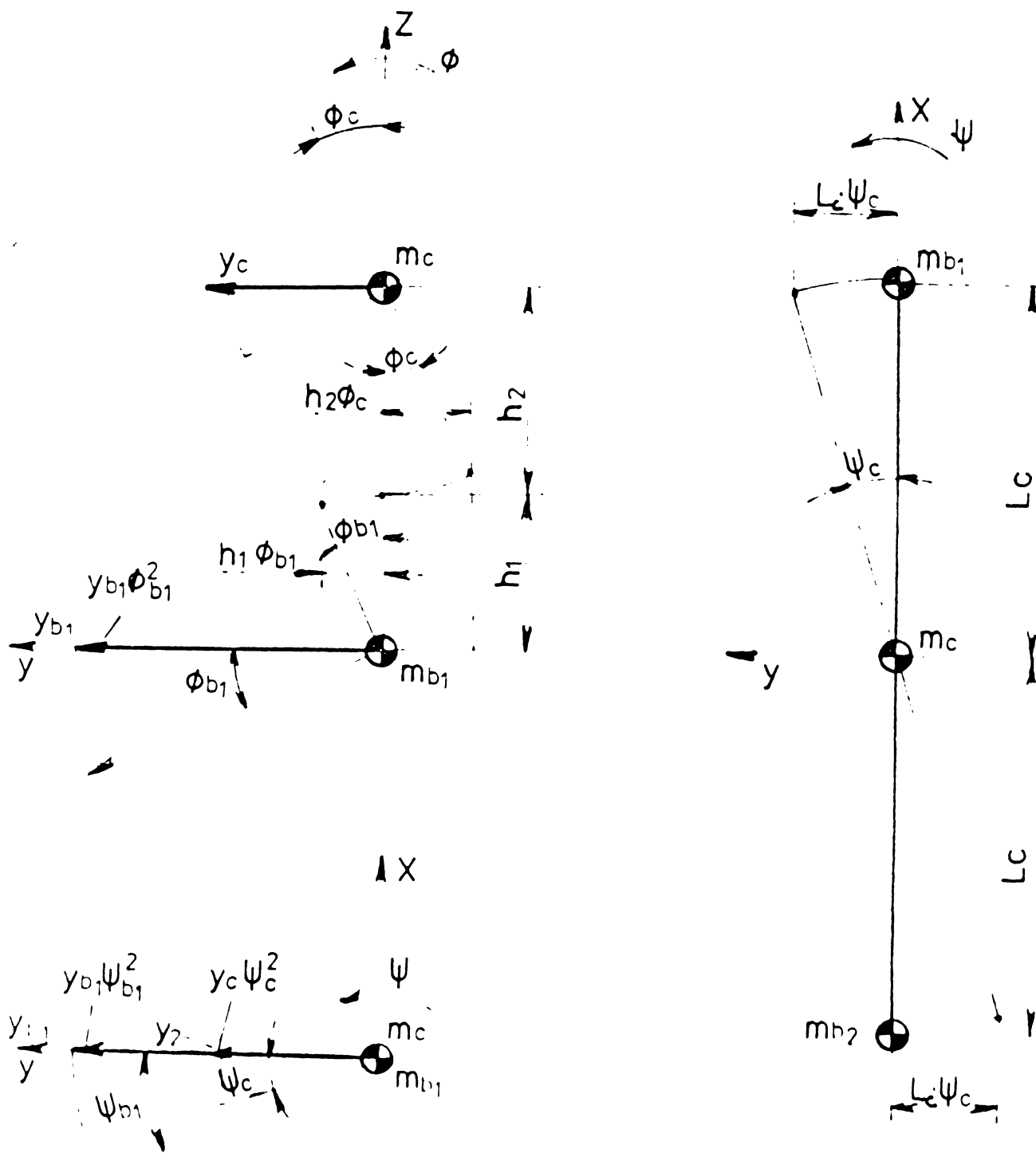


Fig. 4-2

Doplasările relative laterale și unghiulare (față de axa oz și oy) între ontie și cele două boghiuri vor fi:

$$\begin{aligned}
 y_{b1} &= y_{b1} - (y_0 + L_c \psi_0) \\
 y_{b2} &= y_{b2} - (y_0 - L_c \psi_0) \\
 \omega_{b1} &= \psi_{b1} - \psi_0 \\
 \omega_{b2} &= \psi_{b2} - \psi_0
 \end{aligned}
 \tag{4-4}$$

$$\omega_{b1} = \delta_{b1} - \delta_0$$

$$\omega_{b2} = \delta_{b2} - \delta_0$$

Forțele generalizate Q_1 , cuprind forțele laterale de creep și momentele date de aceste forțe. Expresiile lor au fost stabilite pentru o osie montată în capitolul 3, relațiile 3-20 și 3-21.

Ecuatiile forțelor de creep pentru cele șase osii montate ale locomotivei vor fi:

$$\begin{aligned} F_1 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_1}{v} - \psi_1 \right) \\ F_2 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_2}{v} - \psi_2 \right) \\ F_3 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_3}{v} - \psi_3 \right) \\ F_4 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_4}{v} - \psi_4 \right) \\ F_5 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_5}{v} - \psi_5 \right) \\ F_6 &= -2f_L \left(\frac{\dot{y}_6}{v} - \psi_6 \right) \end{aligned} \quad (4-7)$$

Momentele dezvoltate de forțele de creep sînt:

$$\begin{aligned} M_1 &= -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_1 + \frac{b^2}{v} \cdot \psi_1 \right) \\ M_2 &= -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_2 + \frac{b^2}{v} \cdot \psi_2 \right) \\ M_3 &= -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_3 + \frac{b^2}{v} \cdot \psi_3 \right) \\ M_4 &= -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_4 + \frac{b^2}{v} \cdot \psi_4 \right) \end{aligned} \quad (4-8)$$

$$M_5 = -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_5 + \frac{b^2}{v} \cdot \dot{\psi}_5 \right)$$

$$M_6 = -2f_T \left(\frac{\alpha \cdot b}{r} y_6 + \frac{b^2}{v} \cdot \dot{\psi}_6 \right)$$

4.2. Ecuatiile de mișcare ale locomotivei

Modelului mecanic reprezentat în fig.2-1 îi corespunde un sistem de 23 de ecuații de mișcare. Acestea se obțin prin scrierea relațiilor (4-2); (4-3); (4-4), pentru fiecare coordonată ce descrie posibilitățile de mișcare ale sistemului și substituirea valorilor obținute în ecuația (4-1).

Notînd cu "S" operatorul de derivare în raport cu timpul /2 ; 71/ ecuațiile de mișcare vor fi:

Primul boghiu

Mișcările laterale ale osiilor

$$\begin{aligned} & (m_0 s^2 + \frac{2f_L s}{v} + c_{oy} s + k_{oy}) y_1 - 2f_L \cdot \psi_1 - (c_{oy} s + k_{oy}) y_{b1} - \\ & - (c_{oy} \cdot a_1 s + a_1 k_{oy}) \cdot \psi_{b1} - (c_{oy} h_b s + h_b k_{oy}) \cdot \phi_{b1} = 0 \quad (4-9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (m_0 s^2 + \frac{2f_L s}{v} + c_{oy} s + k_{oy}) y_2 - 2f_L \cdot \psi_2 - (c_{oy} s + k_{oy}) y_{b1} - \\ & - (c_{oy} a_2 s + a_2 k_{oy}) \cdot \psi_{b1} - (c_{oy} h_b s + h_b k_{oy}) \phi_{b1} = 0 \quad (4-10) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & (m_0 s^2 + \frac{2f_L s}{v} + c_{oy} s + k_{oy}) y_3 - 2f_L \cdot \psi_3 - (c_{oy} s + k_{oy}) y_{b1} + \\ & + (c_{oy} a_3 s + a_3 k_{oy}) \cdot \psi_{b1} - (c_{oy} h_b s + h_b k_{oy}) \phi_{b1} = 0 \quad (4-11) \end{aligned}$$

Mișcările șerpuitoare ale osiilor:

$$\frac{2f_T \alpha b}{r} y_1 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_1 - (C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_{b1} = 0$$

(4-12)

$$\frac{2f_T \alpha b}{r} y_2 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_2 - (C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_{b1} = 0$$

(4-13)

$$\frac{2f_T \alpha b}{r} y_3 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_3 - (C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_{b1} = 0$$

(4-14)

Mișcarea laterală a boghiului:

$$\begin{aligned} & -(C_{Oy} s + K_{Oy}) y_1 - (C_{Oy} s + K_{Oy}) y_2 - (C_{Oy} s + K_{Oy}) y_3 + (m_b s^2 + \\ & + 3C_{Oy} s + C_{by} s + C_t s + 3K_{Oy} + K_{by} + K_t) y_{b1} + [a_1 C_{Oy} s + a_2 C_{Oy} s - \\ & - a_3 C_{Oy} s + (a_1 + a_2 - a_3) K_{Oy}] \cdot \psi_{b1} + (3h_b C_{Oy} s + 3h_b K_{Oy}) \psi_{b1} - \\ & -(C_t s + K_t) y_{b2} - (C_{by} s + K_{Oy}) y_c - I(C_{by} s + K_{by}) \cdot \psi_c = 0 \end{aligned}$$

(4-15)

Mișcarea de șerpuire a boghiului : (ec.8)

$$\begin{aligned} & -(C_{Oy} a_1 s + K_{Oy} a_1) y_1 - (C_{Oy} a_2 s + K_{Oy} a_2) y_2 + (C_{Oy} a_3 s + K_{Oy} a_3) y_3 - \\ & -(C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_1 - (C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_2 - (C_{O\psi} s + K_{O\psi}) \cdot \psi_3 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + [C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)S + K_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)] \cdot y_{b1} + [3C_{o\psi} S + \\
 & + (C_{t\psi} S + K_t) + I_b S^2 + 3K_{o\psi} + C_{b\psi} S + K_{b\psi} + (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)C_{oy} S + \\
 & + K_{\psi a} + (a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)K_{oy}] \psi_{b1} + [h_b(a_1 + a_2 - a_3)C_{oy} S + \\
 & + h_b(a_1 + a_2 - a_3)K_{oy}] \delta_{b1} - (C_{o\psi} S + K_{b\psi}) \cdot \psi_c - K_{\psi a} \cdot \psi_{a1} = 0
 \end{aligned}$$

(4-16)

Mișcarea de legănare a boghiului:

$$\begin{aligned}
 & -(h_b C_{oy} S + h_b K_{oy}) y_1 - (h_b C_{oy} S + h_b K_{oy}) y_2 - (h_b C_{oy} S + h_b K_{oy}) y_3 + \\
 & + (h_1 C_{by} S + 3h_b C_{oy} S + h_1 K_{by} + 3h_b K_{oy}) y_{b1} + (I_{b\beta} S^2 + C_{b\beta} S + \\
 & + 3h_b^2 C_{oy} S + 3h_b^2 K_{oy} + K_{b\beta}) \delta_{b1} + [(a_1 + a_2 - a_3)h_b C_{oy} + (a_1 + a_2 - a_3) \cdot \\
 & \cdot h_b K_{oy}] \psi_{b1} - (h_1 C_{by} S + h_1 K_{by}) y_c - I(h_1 C_{by} S + h_1 K_{by}) \psi_c - \\
 & - (C_{b\beta} S + K_{b\beta}) \delta_c = 0.
 \end{aligned}$$

(4-17)

Cutie locomotivei

Mișcarea laterală:

$$- (C_{by} S + K_{by}) y_{b1} + (m_c \ddot{S}^2 + 2C_{by} \dot{S} + 2K_{by}) \dot{y}_c =$$

$$- (C_{by} S + K_{by}) y_{b2} = 0.$$

(4-18)

Mișcarea de șerpuire (ec.11)

$$\begin{aligned}
 & -(C_{b\psi} S + K_{b\psi}) \cdot \Psi_{b1} - (C_{by} L S + K_{by} L) y_{b1} + (I_c S^2 + 2C_{b\psi} S + \\
 & + 2C_{by} S L^2 + 2C_{\psi a} S + 2K_{b\psi} + 2K_{by} L^2) \cdot \Psi_c - (C_{b\psi} S + K_{b\psi}) \cdot \Psi_{b2} - \\
 & - C_{\psi a} S \Psi_{a1} - C_{\psi a} S \cdot \Psi_{a2} + (C_{by} L S + K_{by} L) y_{b2} = 0 \dots \quad (4-19)
 \end{aligned}$$

Mișcarea de legănare:

$$\begin{aligned}
 & h_2(C_{by} S + K_{by}) y_{b1} - (C_{b\theta} S + K_{b\theta}) \theta_{b1} - (2C_{by} S h_2 - 2K_{yb} h_2) y_c + \\
 & + (I_{c\theta} S^2 + 2C_{b\theta} S + 2K_{b\theta} - m_c g h) \theta_c + h_2(C_{by} S + K_{by}) y_{b2} - \\
 & - (C_{b\theta} S + K_{b\theta}) \theta_{b2} = 0. \quad (4-20)
 \end{aligned}$$

Boghiul doi:

Mișcările laterale ale osiilor:

$$\begin{aligned}
 & (m_o S^2 + \frac{2f_L S}{v} + C_{oy} S + K_{oy}) y_4 - 2f_L \Psi_4 - (C_{oy} + K_{oy}) y_{b2} - \\
 & - (C_{y_0 a_2} S + a_2 K_{oy}) \Psi_{b2} - (C_{y_0 h_b} S + h_b K_{oy}) \theta_{b2} = 0 \quad (4-21)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (m_o S^2 + \frac{2f_L S}{v} + C_{oy} S + K_{oy}) y_1 - 2f_L \Psi_4 - (C_{oy} + K_{oy}) y_{b2} + \\
 & + (C_{oy a_2} S + a_2 K_{oy}) \Psi_{b2} - (C_{oy h_b} S + K_{oy} h_b) \theta_{b2} = 0 \quad (4-22)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & (m_o S^2 + \frac{e2f_L S}{v} + C_{oy} S + K_{oy}) y_6 - 2f_L \Psi_4 - (C_{oy} + K_{oy}) y_{b2} + \\
 & + (C_{oy a_1} S + a_1 K_{oy}) \Psi_{b2} - (C_{oy h_b} S + K_{oy} h_b) \theta_{b2} = 0 \quad (4-23)
 \end{aligned}$$

Mișcările șerpuitoare ale osiilor

$$\begin{aligned}
 & - \frac{2f_T \cdot \alpha \cdot b}{r} y_4 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_4 - \\
 & - \left(C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_{b2} = 0
 \end{aligned} \tag{4-24}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{2f_T \cdot \alpha \cdot b}{r} y_5 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_5 - \\
 & - \left(C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_{b2} = 0
 \end{aligned} \tag{4-25}$$

$$\begin{aligned}
 & \frac{2f_T \cdot \alpha \cdot b}{r} y_6 + \left(I_0 s^2 + \frac{2f_T b^2 s}{V} + C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_6 - \\
 & - \left(C_{O\psi} s + K_{O\psi} \right) \cdot \psi_{b2} = 0
 \end{aligned} \tag{4-26}$$

Mișcarea laterală a boghiului:

$$\begin{aligned}
 & + (C_{Oy} s + K_{Oy}) y_4 - (C_{Oy} s + K_{Oy}) y_5 - (C_{Oy} s + K_{Oy}) y_6 + \\
 & + (m_b s^2 + 3C_{Oy} s + C_{by} s + C_t s + 3K_{Oy} + K_{by} + K_t) y_{b2} - \\
 & - [(a_1 + a_2 - a_3) C_{Oy} s + (a_1 + a_2 - a_3) K_{Oy}] \cdot \psi_{b2} + \\
 & + (3h_b C_{Oy} s + 3h_b K_{Oy}) \psi_{b2} - (C_t s + K_t) y_{b1} - (C_{by} s + K_{by}) y_c - \\
 & + 1(C_{by} s + K_{by}) \cdot \psi_c = 0
 \end{aligned} \tag{4-27}$$

Mișcarea de șerpuire a boghiului:

$$\begin{aligned}
 & - (C_{oy}a_3S + K_{oy}a_3)y_4 + (C_{oy}a_2S + K_{oy}a_2)y_5 + (C_{oy}a_1S + K_{oy}a_1)y_6 - \\
 & - (C_{o\psi}S + K_{o\psi})\psi_4 - (C_{o\psi}S + K_{o\psi})\psi_5 - (C_{o\psi}S + K_{o\psi})\psi_6 - \\
 & - [C_{oy}(a_3 - a_2 + a_1)S + K_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)]y_{b2} + []_b S^2 + 3C_{o\psi}S + \\
 & + 3K_{o\psi} + C_{b\psi}S + K_{b\psi} + C_{oy}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2)S + K_{oy}(a_1^2 + a_2^2 + a_3^2) + \\
 & + C_{t\psi}S + K_{\psi d} + K_{t\psi}] \psi_{b2} - [h_n C_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)S + h_b K_{oy}(a_1 + a_2 - a_3)] \cdot \\
 & \cdot \psi_{b2} - (C_{b\psi}S + K_{b\psi})\psi_c - K_{\psi d}\psi_{d2} = 0 \quad (4-28)
 \end{aligned}$$

Mișcarea de legănare a boghiului:

$$\begin{aligned}
 & - (h_b C_{oy}S + h_b K_{oy})y_4 - (h_b C_{oy}S + h_b K_{oy})y_5 - (h_b C_{oy}S + \\
 & + h_b K_{oy})y_6 + (h_1 C_{by}S + h_1 K_{by} + 3h_b C_{oy}S + 3h_b K_{oy})y_{b2} + \\
 & + ([]_b S^2 + K_{b\phi} + C_{b\phi}S + 3h_b^2 C_{oy}S + 3h_b^2 K_{oy})\psi_{b2} - \\
 & - [(a_1 + a_2 - a_3)h_b C_{oy}S + (a_1 + a_2 - a_3)h_b K_{oy}] \psi_{b2} - \\
 & - (h_1 C_{by}S + h_1 K_{by})y_c - (C_{b\phi}S + K_{b\phi})\psi_c + (h_1 C_{by}S + h_1 K_{by})\psi_c = 0 \quad (4-29)
 \end{aligned}$$

Ecuatiile pentru amortizoarele de șerpuire ale celor două boghiuri :

$$- K_{\psi_d} \cdot \psi_{b_1} - C_{\psi_d} s \cdot \psi_c + (I_{\psi_d} s^2 + C_{\psi_d} s + K_{\psi_d}) \cdot \psi_{a_1} = 0 \quad (4-30)$$

$$- C_{\psi_d} s \cdot \psi_c - K_{\psi_d} \psi_{b_2} + (I_{\psi_d} s^2 + C_{\psi_d} s + K_{\psi_d}) \cdot \psi_{a_2} = 0 \quad (4-31)$$

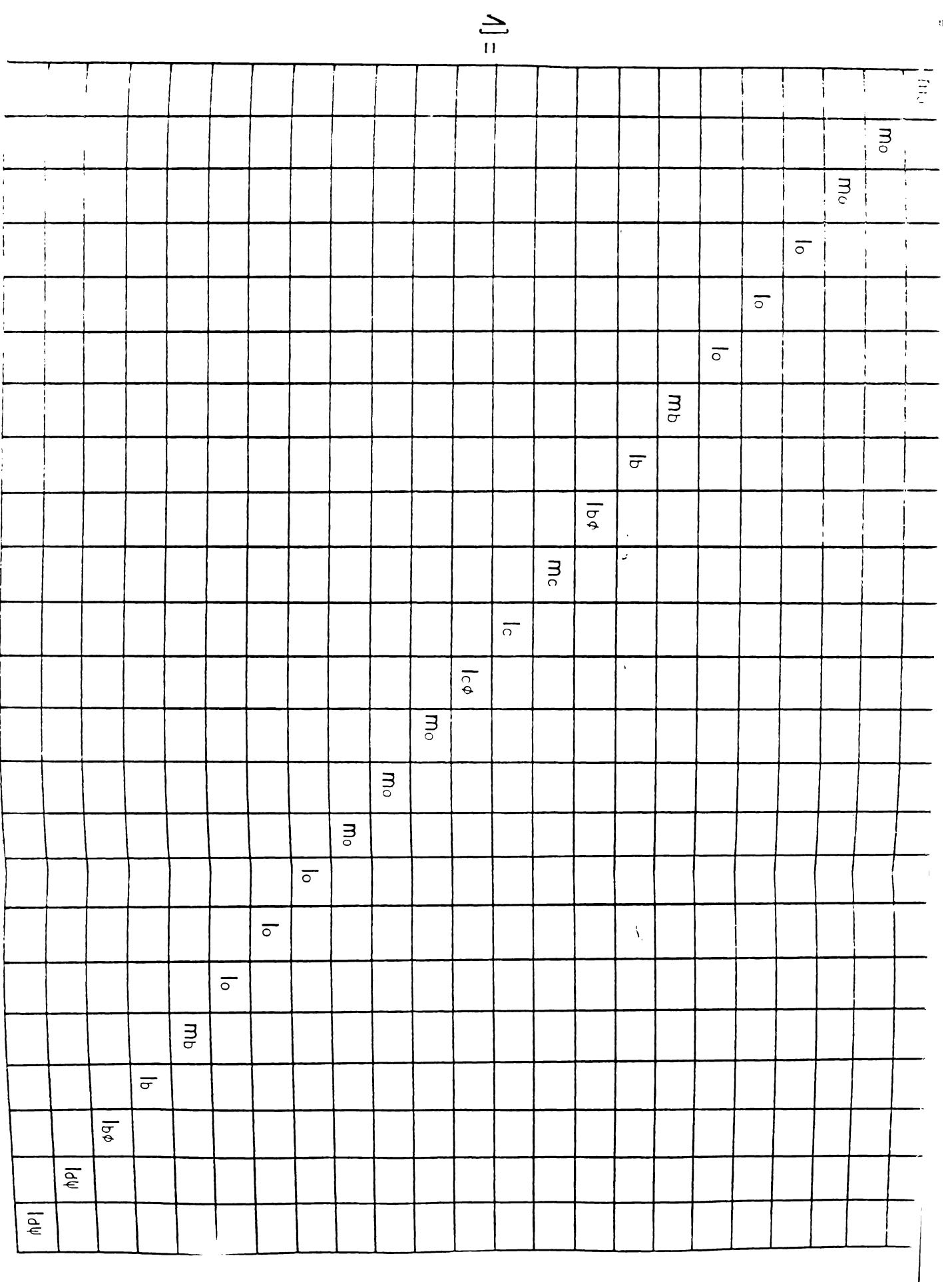
Ecuatiile (4-9) la (4-31) reprezintă un sistem de 23 de ecuații diferențiale de ordinul II, care sub formă matricială se poate scrie:

$$[M] [\ddot{\mathbf{X}}] + [D] [\dot{\mathbf{X}}] + [K] [\mathbf{X}] = [0] \quad (4-32)$$

unde:

- [M] - matricea maselor, prezentată în fig.4-3,
 - [D] - matricea amortizării, prezentată în fig.4-4,
 - [K] - matricea rigidității, prezentată în fig.4-5,
 - [$\ddot{\mathbf{X}}$] - vectorul accelerațiilor
 - [$\dot{\mathbf{X}}$] - vectorul vitezelor
 - [\mathbf{X}] - vectorul deplasărilor
 - [0] - vectorul nul
- } prezențați în
figura 4-6

Sistemul de ecuații (4-32) reprezintă un model matematic pentru locomotivele diesel a căror osii montate sînt așezate în ramă prin intermediul fuselor de ghidare. O astfel de soluție constructivă o prezintă toate locomotivele diesel electrice ce se fabrică la noi în țară.



$\lambda =$

Fig 4-3

$[\ddot{X}] =$	\ddot{y}_1	$[\dot{X}] =$	\dot{y}_1	$[X] =$	y_1	Deplasare laterală osia 1
	\ddot{y}_2		\dot{y}_2		y_2	Deplasare laterală osia 2
	\ddot{y}_3		\dot{y}_3		y_3	Deplasare laterală osia 3
	$\ddot{\psi}_1$		$\dot{\psi}_1$		ψ_1	Deplasare la șerpuire osia 1
	$\ddot{\psi}_2$		$\dot{\psi}_2$		ψ_2	Deplasare la șerpuire osia 2
	$\ddot{\psi}_3$		$\dot{\psi}_3$		ψ_3	Deplasare la șerpuire osia 3
	\ddot{y}_{b1}		\dot{y}_{b1}		y_{b1}	Deplasare laterală a boghiului 1
	$\ddot{\psi}_{b1}$		$\dot{\psi}_{b1}$		ψ_{b1}	Deplasare la șerpuire a boghiului 1
	$\ddot{\phi}_{b1}$		$\dot{\phi}_{b1}$		ϕ_{b1}	Deplasare la legănare a boghiului 1
	\ddot{y}_c		\dot{y}_c		y_c	Deplasare de clătinare a cutiei
	$\ddot{\psi}_c$		$\dot{\psi}_c$		ψ_c	Deplasare șerpuire cutie
	$\ddot{\phi}_c$		$\dot{\phi}_c$		ϕ_c	Deplasare legănare cutie
	\ddot{y}_4		\dot{y}_4		y_4	Deplasare laterală osia 4
	\ddot{y}_5		\dot{y}_5		y_5	Deplasare laterală osia 5
	\ddot{y}_6		\dot{y}_6		y_6	Deplasare laterală osia 6
	$\ddot{\psi}_4$		$\dot{\psi}_4$		ψ_4	Deplasare la șerpuire osia 4
	$\ddot{\psi}_5$		$\dot{\psi}_5$		ψ_5	Deplasare la șerpuire osia 5
	$\ddot{\psi}_6$		$\dot{\psi}_6$		ψ_6	Deplasare la șerpuire osia 6
	\ddot{y}_{b2}		\dot{y}_{b2}		y_{b2}	Deplasare la clătinare a boghiului 2
	$\ddot{\psi}_{b2}$		$\dot{\psi}_{b2}$		ψ_{b2}	Deplasare la șerpuire a boghiului 2
$\ddot{\phi}_{b2}$	$\dot{\phi}_{b2}$	ϕ_{b2}	Deplasare la legănare a boghiului 2			
$\ddot{\psi}_{d1}$	$\dot{\psi}_{d1}$	ψ_{d1}	Cordon ptr. amortiz. de șerpuire boghiu I			
$\ddot{\psi}_{d2}$	$\dot{\psi}_{d2}$	ψ_{d2}	Cordon ptr. amortiz. de șerpuire boghiu II			

Fig. 4.6

C A P I T O L U L V

STUDIUL AMORTIZĂRII MISCĂRILOR SERPUIŢOARE ALE LOCOMOTIVELOR

5.1. Soluțiile sistemului de ecuații ce descriu oscilațiile locomotivelor

Cunoașterea performanțelor dinamice ale suspensiei unui vehicul nu este posibilă, fără estimarea detaliată a unor mărimi și caracteristici, care să facă posibilă compararea acestora cu calitățile dinamice ale altor vehicule.

Dintr-o astfel de analiză se pot determina oscilațiile proprii ale sistemului de suspensie precum și răspunsul sistemului la forțe perturbatoare sau oscilațiile întreținute.

Oscilațiile proprii se determină considerând vehiculul izolat de acțiuni exterioare, oscilațiile apărând numai datorită unei acțiuni discrete, exterioare. Acțiunea exterioară determină condițiile inițiale, iar acestea determină în mod univoc procesul oscilator al sistemului. Structura modelului mecanic determină în cazul oscilațiilor proprii, pulsațiile λ_i și decrementele logaritmice δ_i .

Oscilațiile întreținute sînt determinate atât de structura fizică a sistemului cît și de forma funcției perturbatoare.

Deoarece dinamica laterală a locomotivelor diesel - electrice este "procesul" principal care se urmărește a se optimiza, studiul oscilațiilor proprii este legat de stabilitatea mișcării.

În cele ce urmează se va analiza stabilitatea locomotivelor diesel - electrice.

5.2. Oscilațiile proprii ale locomotivelor diesel - electrice

Ecuațiile diferențiale ale oscilațiilor libere amortizate pentru modelul mecanic considerat se obțin din ecuațiile (4-32).

$$[M] [\ddot{X}] + [D] [\dot{X}] + [K] [X] = [0] \quad (5-1)$$

Ecuatia matricială (5-1) reprezintă un sistem de 23 de ecuații omogene de ordinul doi cu coeficienți constanți.

Soluțiile ecuației de mai sus vor avea forma:

$$[Z_r] = [Z] e^{\lambda_r t} \quad r = 1, 2, \dots, 46. \quad (5-2)$$

unde:

$[Z] = [Z(t)]$ - vectorul soluțiilor temporale, exprimat prin vectorul constant Z_r numit "vector propriu" care dă informații asupra tipului oscilațiilor.

λ_r - număr complex denumit "valoare proprie" (valoare caracteristică) ce caracterizează frecvența și coeficientul de amortizare al oscilațiilor.

Soluția sistemului de ecuații (5-1) este o combinație liniară de forma:

$$[Z(t)] = \sum_{i=1}^{46} C_i (Z_i) e^{\lambda_i t} \quad (5-3)$$

în care constantele C_i se determină din condițiile inițiale.

În cadrul oscilațiilor laterale prezintă interes determinarea vitezei critice a huntingului secundar de care depind performanțele locomotivelor mai ales în domeniul vitezelor maxime de circulație. Determinarea vitezei critice și influența diferiților parametri asupra valorii ei se determină prin studiul stabilității sistemului.

Stabilitatea sistemului este legată de valorile proprii:

$$\lambda_r = \alpha_r + j \beta_r \quad (5-4)$$

unde:

$j = \sqrt{-1}$, unitatea imaginară.

Valorii proprii λ_r îi corespund oscilații de forma:

$$e^{\lambda_r t} = e^{\alpha_r t} (\cos \beta_r t + \gamma \sin \beta_r t) \quad (5-5)$$

Oscilațiile armonice rezultate din (5-5) au amplitudini ce se amortizează, dar cu condiția;

$$\alpha_r < 0; \quad r = 1, 2, \dots, 46 \quad (5-6)$$

Studiul stabilității dinamicii locomotivei necesită cunoașterea valorilor proprii corespunzătoare ecuației (5-1).

Transformând ecuația (5-1) obținem :

$$[M] [\ddot{X}] = - [K] [X] - [D] [\dot{X}] \quad (5-7)$$

Inmulțim ecuația (5-7) cu $[M]^{-1}$ avem:

$$[\ddot{X}] = - [M]^{-1} [K] [X] - [M]^{-1} [D] [\dot{X}] \quad (5-8)$$

ce poate fi transformată astfel:

$$[\ddot{X}] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1} [K] & -[M]^{-1} [D] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [X] \\ [\dot{X}] \end{bmatrix} \quad (5-9)$$

identitatea $[X] = [X]$ poate fi notată:

$$[\dot{X}] = \begin{bmatrix} [0] & [1] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [X] \\ [\dot{X}] \end{bmatrix} \quad (5-10)$$

în care $[0]$ și $[1]$ matricea nulă și matricea unitate.

Din (5-10) și (5-11) se poate scrie:

$$\begin{bmatrix} [\dot{X}] \\ [\ddot{X}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & [1] \\ -[K]^{-1} [D] & -[K]^{-1} [D] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [X] \\ [\dot{X}] \end{bmatrix} \quad (5-11)$$

Notînd:

$$[Y] = \begin{bmatrix} [X] \\ [\dot{X}] \end{bmatrix} \quad \text{și} \quad [A] = \begin{bmatrix} [0] & [1] \\ -[K]^{-1} [D] & -[K]^{-1} [D] \end{bmatrix}$$

Ecuația (5-11) devine:

$$[\dot{Y}] = [A] [Y] \quad (5-12)$$

care reprezintă un sistem echivalent cu cel inițial conținând ecuații diferențiale numai de ordinul întâi.

Admițând că rădăcinile ecuației (5-12) sînt de forma:

$$[Y] = [Y_r] e^{\lambda_r t} \quad r = 1, 2 \dots 46 \quad (5-13)$$

Prin înlocuirea relației (5-13) în (5-12) obținem :

$$[Y_r] e^{\lambda_r t} \cdot \lambda_r = [A] [Y_r] e^{\lambda_r t} \quad (5-14)$$

relație din care prin împărțire cu $e^{\lambda_r t}$ și înmulțire cu $[Y_r]^{-1}$ se obține:

$$[A] - \lambda_r [1] = [0] \quad (5-15)$$

Ecuația (5-15) reprezintă forma algebrică a relației pentru determinarea valorilor proprii ale sistemului, fiind cunoscută sub denumirea de ecuație caracteristică sau ecuația pulsațiilor /34/. Prin dezvoltare, aceasta reprezintă un polinom de gradul "n" denumit polinom caracteristic /22/ al matricii [A]. Gradul acestui polinom este egal cu numărul gradelor de libertate ale sistemului /24/.

Cele "n" rădăcini ale polinomului caracteristic sînt cunoscute sub denumirea de valori normale, valori caracteristice sau valori proprii.

Din punct de vedere fizic ^{partea imaginară a} valorilor proprii reprezintă frecvențele naturale în formă adimensională ale sistemului /24/ pentru cele "n" moduri posibile de vibrații.

Valorile proprii pot fi numere reale de orice semn, sau complexe conjugate, cu părțile reale de orice semn. Numai valorile proprii reprezentate de numere negative și de numere complexe conjugate cu partea reală negativă reprezintă mișcări amortizate. Mișcările locomotivei sînt stabile atîta timp cît valorile proprii sînt reale și negative sau complexe conjugate cu partea reală negativă.

Viteza critică va corespunde acelei valori ale vitezei de circulație a locomotivei pentru care valorile proprii devin reale și pozitive sau complexe conjugate cu partea reală pozitivă.

Amplitudinile mișcărilor instabile crescînd după o lege exponențială, mărirea vitezei peste cea critică determină o înrăutățire rapidă a stabilității.

Avînd în vedere acest comportament al locomotivelor, prin proiectare se urmărește ca această viteză critică a oscilațiilor laterale să aibă o valoare cît mai mare, lucru ce se realizează prin modificarea unor parametrii constructivi.

Rezolvarea problemei stabilității pentru un sistem cu un număr mare de grade de libertate este posibilă numai cu ajutorul calculatoarelor electronice.

Din această cauză așa cum este indicat în /34/ s-a utilizat exprimarea matricială care este cea mai convenabilă pentru studiul sistemelor oscilante cu mai multe grade de libertate

5.3. Influența parametrilor geometriei aparatului de rulare al locomotivei MDE 060 DA asupra mersului serpuitor

Determinarea valorilor proprii pentru un sistem complex ca cel reprezentat de o locomotivă prezintă dificultăți din următoarele cauze:

- a) numărul gradelor de libertate necesar pentru descrierea mișcărilor vehiculului poate fi foarte mare;
- b) parametri reali ai vehiculelor variază între limite relativ mari și este dificil de a-i determina exact.

Aceste dificultăți implică utilizarea calculatoarelor electrice, dar eficiența acestui calcul depinde de programul de calcul utilizat, precum și de interpretarea datelor obținute.

Din punct de vedere teoretic, determinarea valorilor proprii implică două probleme:

- extragerea polinomului caracteristic în urma dezvoltării determinantului matricii $[[A] - \lambda [I]]$;
- aflarea rădăcinilor acestui polinom.

Deoarece coeficienții polinomului caracteristic trebuiesc calculați cu mare precizie /24/ utilizarea directă a matricii $[A]$ introduce erori.

Din această cauză pentru calculul rădăcinilor polinomului caracteristic se utilizează valorile proprii ale unei matrici asociate matricii inițiale $[A]$, utilizând transformări de similaritate. Aceste transformări conduc în final la o matrice similară cu $[A]$ dar de o formă mult mai simplă.

Având în vedere aceste considerente și posibilitățile bibliotecii matematice a calculatorului Felix C-256 am testat două metode pentru calculul valorilor proprii: metoda pasului simplu LR și metoda pasului dublu QR /95/.

Schema structurală a programelor este prezentată în fig.5-1.

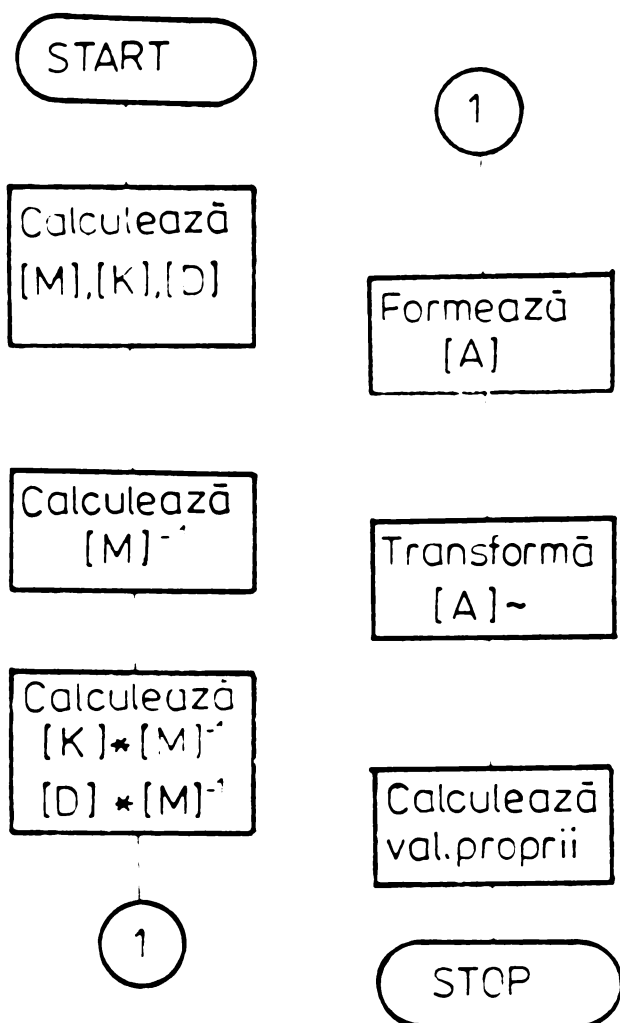


Fig.5-1

Pentru metoda LR s-a utilizat subrutina din biblioteca matematică M Q T P R O. Programul principal este dat în anexa I.

Pentru metoda pasului dublu QR, ce prezintă o precizie sporită față de metoda anterioară, deoarece biblioteca matematică a calculatoarelor Felix C-256 nu cuprinde o astfel de subrutină a fost necesară scrierea unui astfel de program.

Programul principal VACPR conține șase subrutine. Subrutina MATA calculează elementele matricii $[A]$ și formează această matrice.

Transformările de similaritate și determinarea valorilor și vectorilor proprii sînt executate prin subrutina EIGENP ce conține patru subrutine.

Subrutina SCALE se scalează și normalizează matricea [A]

Subrutina SESQR transformă matricea [A] prin metoda Householder într-o matrice superioară Hessenberg. Apoi prin metoda pașului dublu QR calculează valorile proprii reale și complexe.

Tabloul(5-1)

Parametrii dimensionalai ai locomotivei
L.D.A. 2100 CP

Notația	Denunțată	Valoarea	UM
1	2	3	4
m_c	Masa cutiei	70.400	Kg
m_b	Masa suspendată pentru un boghiu	12.800	Kg
m_o	Masa osiei	3.500	Kg.
I_c	Momentul de inerție al cutiei raportat la axa OZ.	$1,1 \cdot 10^6$	$Kg \cdot m^2$
$I_{c\emptyset}$	Momentul de inerție al cutiei raportat la axa OX	58.000	$Kg \cdot m^2$
I_b	Momentul de inerție al boghiului în raport cu axa OZ	37.000	$Kg \cdot m^2$
$I_{b\emptyset}$	Momentul de inerție al boghiului în raport cu axa OX	9.500	$Kg \cdot m^2$
I_o	Momentul de inerție al osiei montate în raport cu axa OZ	1.500	$Kg \cdot m^2$
$I_{o\emptyset}$	Momentul de inerție al osiei montate în raport cu axa OX	1.500	$Kg \cdot m^2$
q_1	Distanța între prima osie și centrul de greutate al boghiului.	1,99	m
q_2	Distanța între a doua osie și centrul de greutate al boghiului	+0,4	m
q_3	Distanța între a treia osie și centrul de greutate al boghiului.	2,11	m

1	2	3	4
b	Jumătatea distanței între punctele de contact ale roților unei osii montate	0,75	m
b ₁	Jumătatea distanței transversale în elementele suspensiei primare.	1,005	m
b ₂	Jumătatea distanței transversală între elementele suspensiei secundare	1,35	m
h ₁	Inălțimea centrelor arcurilor suspensiei secundare față de centrul de greutate al boghiului	-0,02	m
h ₂	Inălțimea centrului de greutate al cutiei față de centrele arcurilor suspensiei secundare-	1,53	m
h ₀	Inălțimea centrului de greutate al ramei boghiului deasupra planului determinat de axele osiilor montate	0,14	m
h _c	Inălțimea centrului de greutate al cutiei deasupra planului axelor osiilor montate	1,65	m
r	Raza roții pe diametrul de rulare	0,55	m
L	Jumătatea distanței între pivota	4,21	m
K _{oy}	Rigiditatea după direcția oy a suspensiei primare pentru o singură osie	1,952.10 ⁸	N/m
K _{oψ}	Rigiditatea la șerpuire a suspensiei primare pentru o osie.	1,744.10 ³	Nm/rod
K _{by}	Rigiditatea transversală a suspensiei secundare pe un boghiu.	1,285.10 ⁶	N/m
K _{bψ}	Rigiditatea la șerpuire a suspensiei secundare pe un boghiu.	1,72.10 ⁵	Nm/rod.
K _{bβ}	Rigiditatea la rulu a suspensiei secundare pe un boghiu.	7,571.10 ⁶	Nm/rod
K _t	Rigiditatea laterală a cartelor cuplei transversale	358.000	N/m

1	2	3	4
$K_{t\psi}$	Rigiditatea la șerpuire a resoartelor cuplelor	$6,257 \cdot 10^6$	Nm/rod
$K_{d\psi}$	Rigiditatea la șerpuire a resoartelor dispozitivului de amortizare pe boghiu	14.000.000	Nm/rod.
$C_{o\emptyset}$	Coefficientul de amortizare la ruliu al osiei montate	5.600	Nm/rod
C_{by}	Coefficientul de amortizare laterală a suspensiei secundare pe boghiu	240.00	N.S/m
$C_{b\psi}$	Coefficientul de amortizare la șerpuire a suspensiei secundare pe boghiu.	170.000	NmS/rod.
$C_{b\emptyset}$	Coefficientul de amortizare la ruliu al suspensiei secundare pe boghiu	400.000	NmS/rod
$C_{d\psi}$	Coefficientul de amortizare la șerpuire al amortizoarelor de pe boghiu.	645.000	NmS/rod.
$f_L=f_T$	Coefficientul de creep longitudinal și transversal	$15,1 \cdot 10^6$	N
2Q	Sarcina pe osie	195.000	N
α	Conicitatea bandajelor	0,05	-

Subrutinele REALVE și COMPVE calculează vectorii proprii, reali și respectiv complexi corespunzători valorilor proprii calculate anterior.

Valorile numerice sînt cele prezentate în tabelul 5-1. Cu aceste valori numerice s-a calculat și trasat curba din fig.5-2, reprezentînd variația factorului de amortizare funcție de viteză.

S-au calculat 12 variante pentru valorile proprii ale oscilațiilor pentru LDE 2100 CP. Pentru viteze de 30 ; 120 și 160 Km/h s-au ales ca parametri de studiu rigiditatea suspensiei secundare în plan lateral K_{by} , conicitatea bandajelor, distanța între osii și diametrul de rulare al roților.

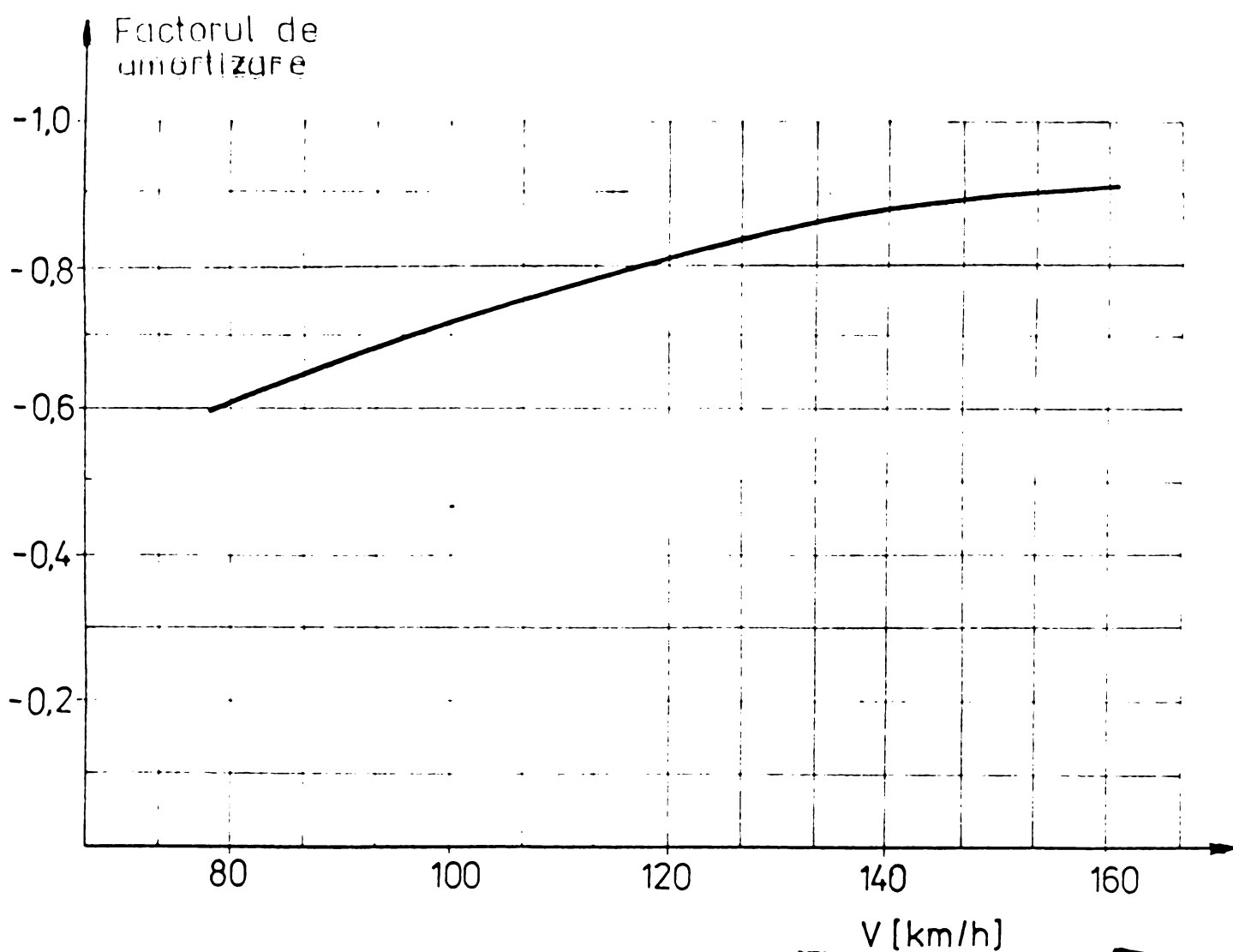
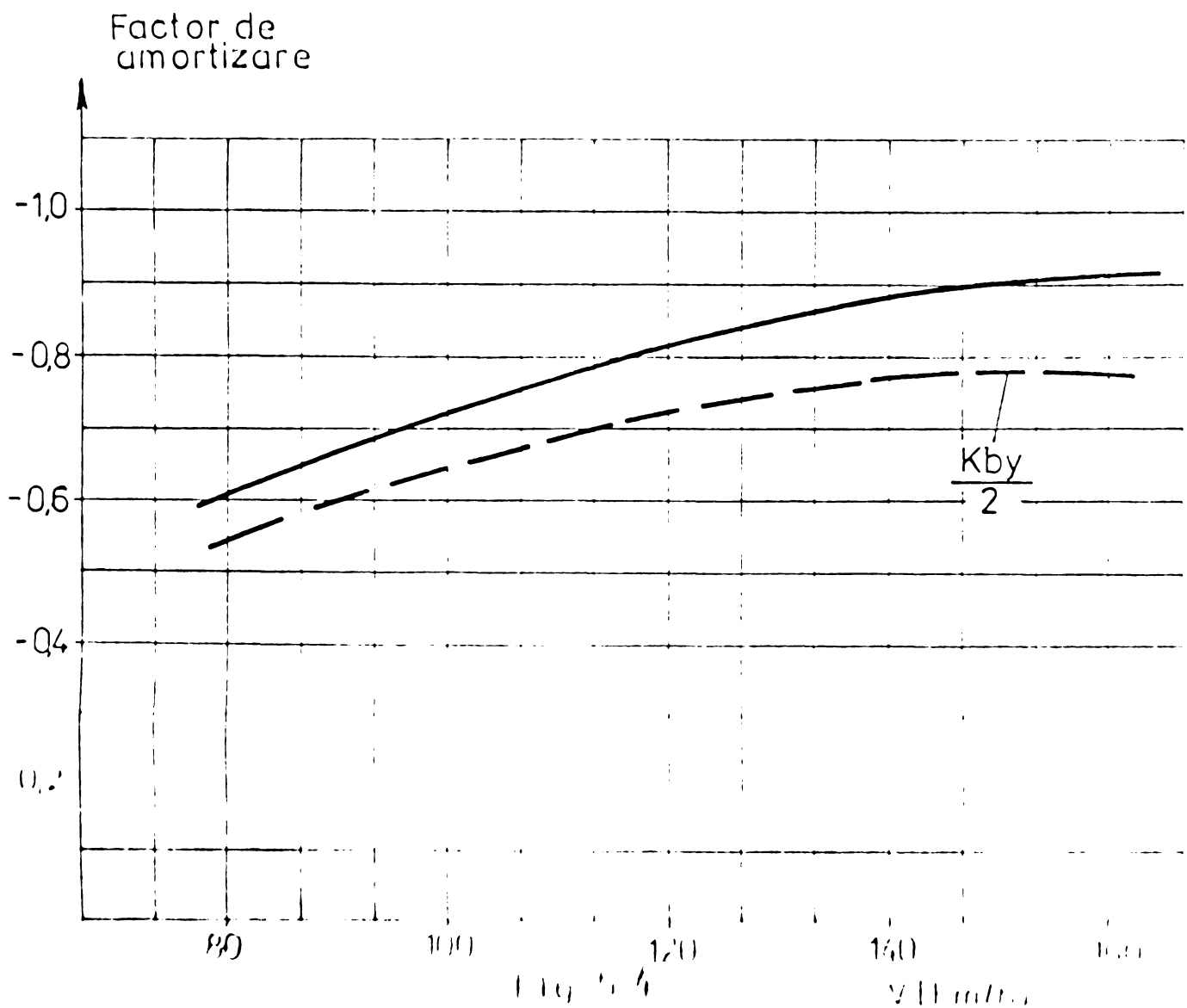
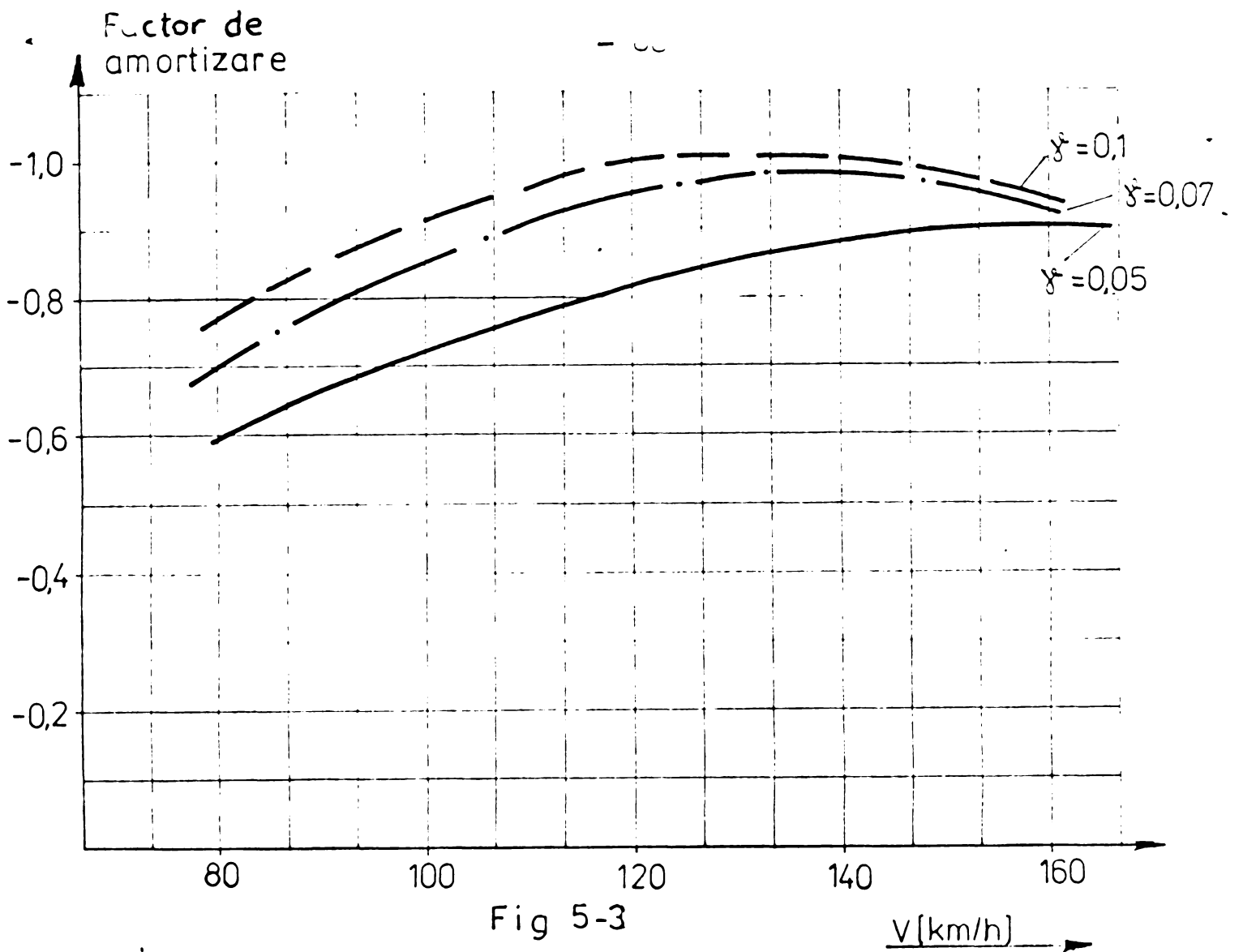


Fig.5-2

Din figura 5-3 se observă că pentru domeniul studiat mărirea conicității de la 0,05 la 0,1 are un efect stabilizat care scade însă cu creșterea vitezei. Se observă că peste 160 Km/h conicitatea bandajelor de 1/20, va avea un efect stabilizant, panta curbei fiind mai mică decât a celorlalte două curbe.



Scăderea rigidității laterale a suspensiei secundare, ca și scăderea rezistenței la rulare, sunt efecte care apar în timpul dinamicii laterale a locomotivei, efect ce crește cu viteza.

Ca parametri pentru studiu influenței geometriei aparatului de rulare am mai considerat distanța dintre osi a_1 , a_2 , a_3 și raza roților osiei montate. Față de valorile nominale (tabelul 5-1) s-au considerat variații de $\pm 20\%$. Cu linie discontinuă sînt prezentate variația mărimilor majorate cu 20% față de cea nominală, iar cu linie și puncte sînt reprezentate variația aceluiași mărimi micșorate cu 20% .

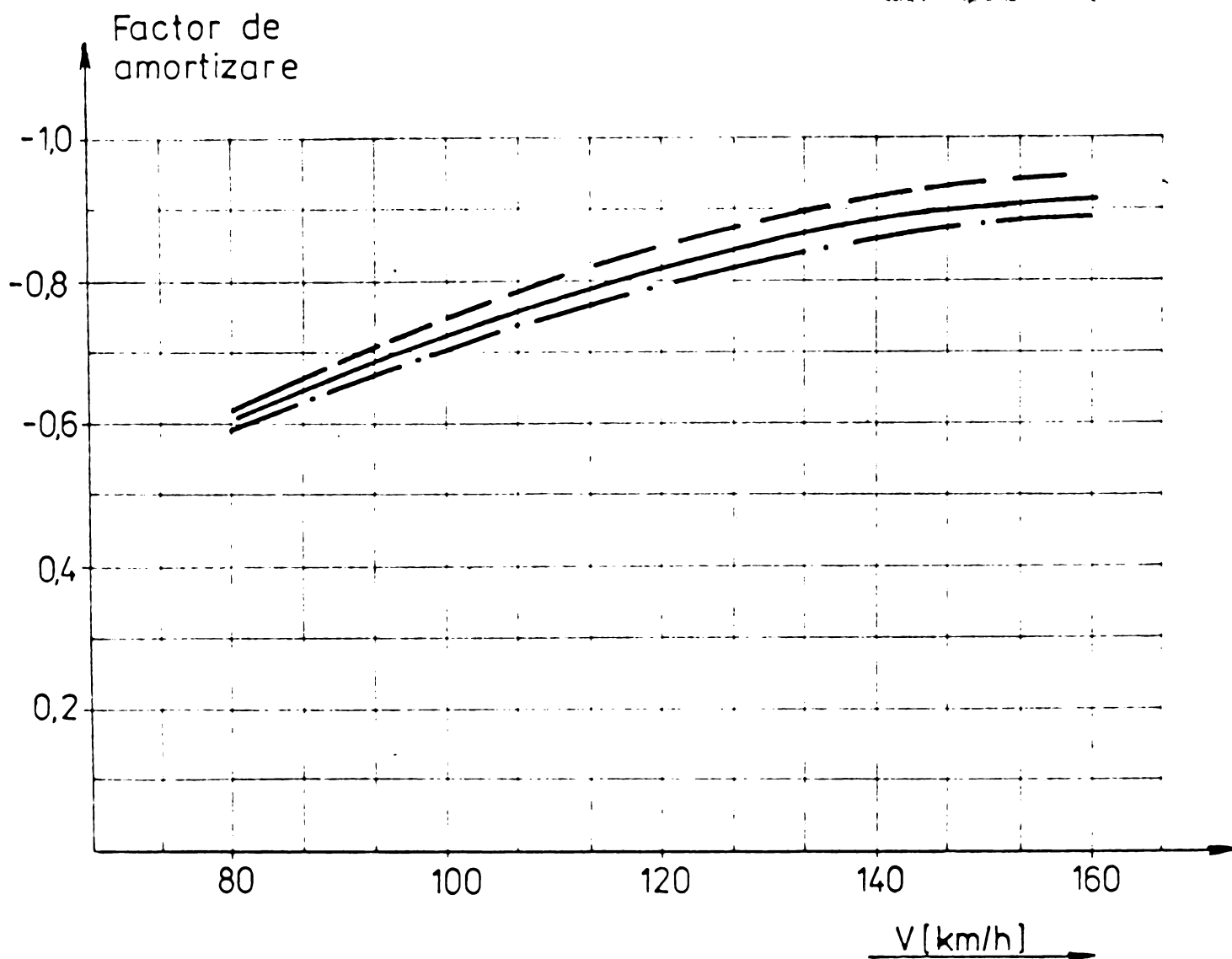


Fig.5-5

În figurile 5-5, 5-6 și 5-7, este reprezentată influența distanței dintre osia $L_{1,2}$ și respectiv L_3 față de centrul de greutate al boghiului notate cu a_1 , a_2 și a_3 în lucrarea de față

asupra amortizării mersului șerpuitor al locomotivei.

Se observă că majorarea distanței a_1 are un efect stabilizant asupra mișcărilor șerpuitoare ale locomotivei, efect ce crește cu viteza.

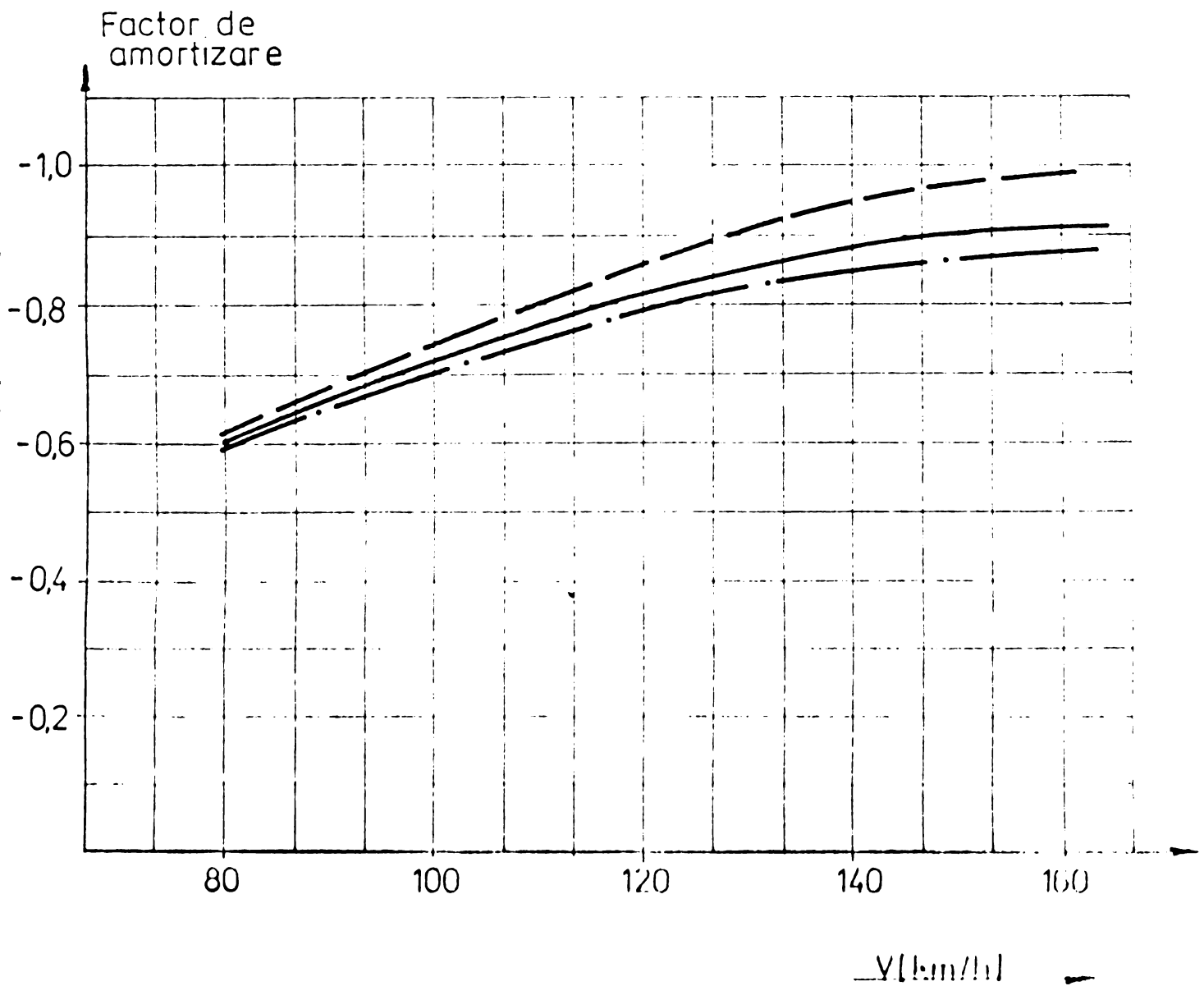


Fig. 5:6

Parametrii a_2 și a_3 prin majorare au același efect asupra mersului șerpuitor al locomotivei.

Amortizările a_2 și a_3 sunt efectuate prin modificarea distanțelor a_2 și a_3 dintre elementele de amortizare. Astfel, pentru o anumită viteză, se poate realiza un efect stabilizant asupra mersului șerpuitor al locomotivei.

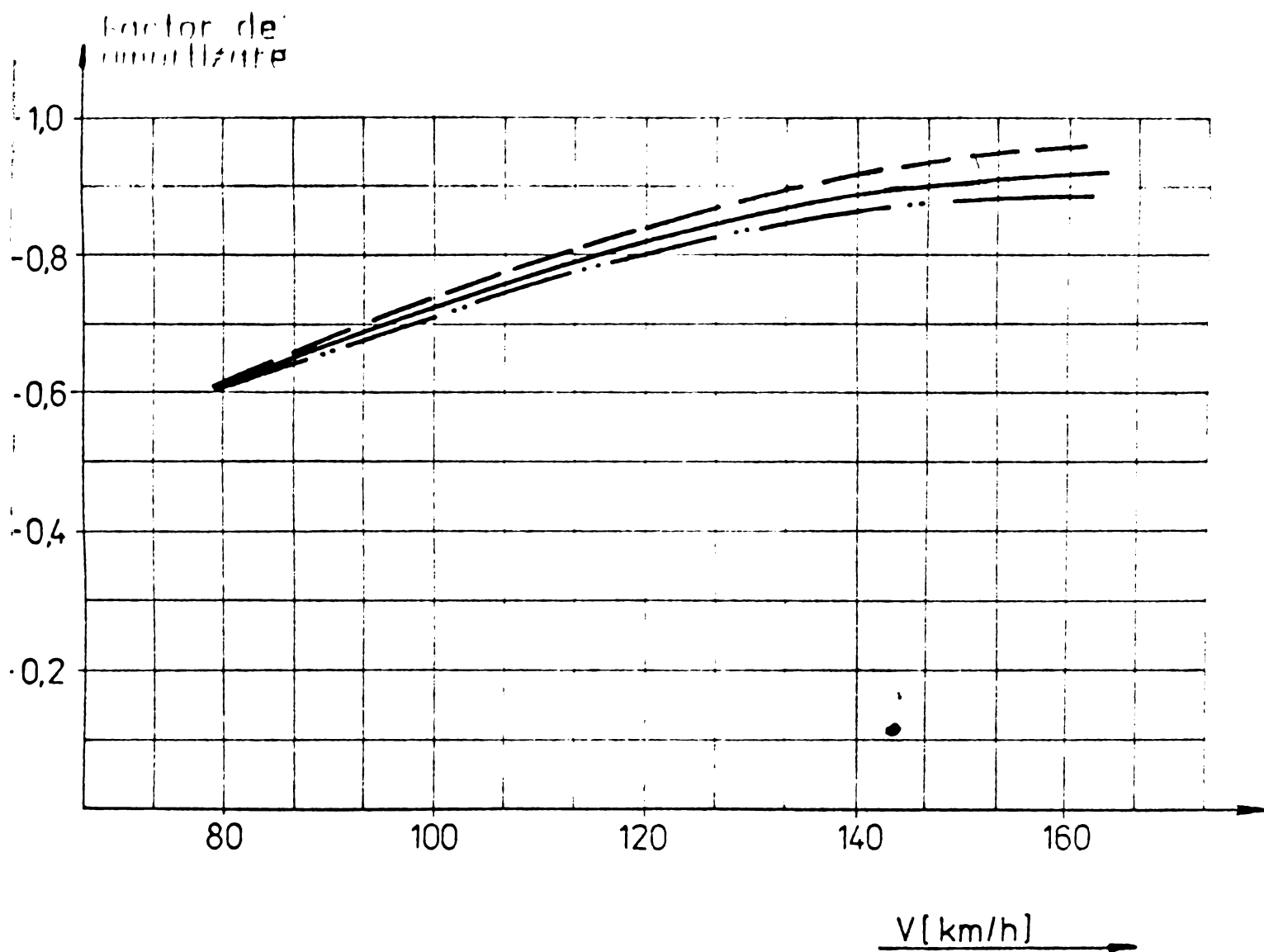


Fig. 5-7

Având în vedere stabilitatea mișcărilor șerpuitoare este preferabil să se proiecteze vehicule cu boghiuri de ampatament mare.

Trebuie avut însă în vedere că acest parametru este limitat de raza minimă a curbilor căii pe care va circula vehiculul, optimul fiind stabilit din corelarea acestor două cerințe; ampatament mare și înscriere în curbe ușoară.

Diametrele de rulare mari vor avea efect favorabil asupra dinamicii laterale pentru viteze ce depășesc 160 km/h. Pentru viteze în domeniul analizat diametrele de rulare mai mici au efect favorabil asupra mersului șerpuitor al vehiculului.

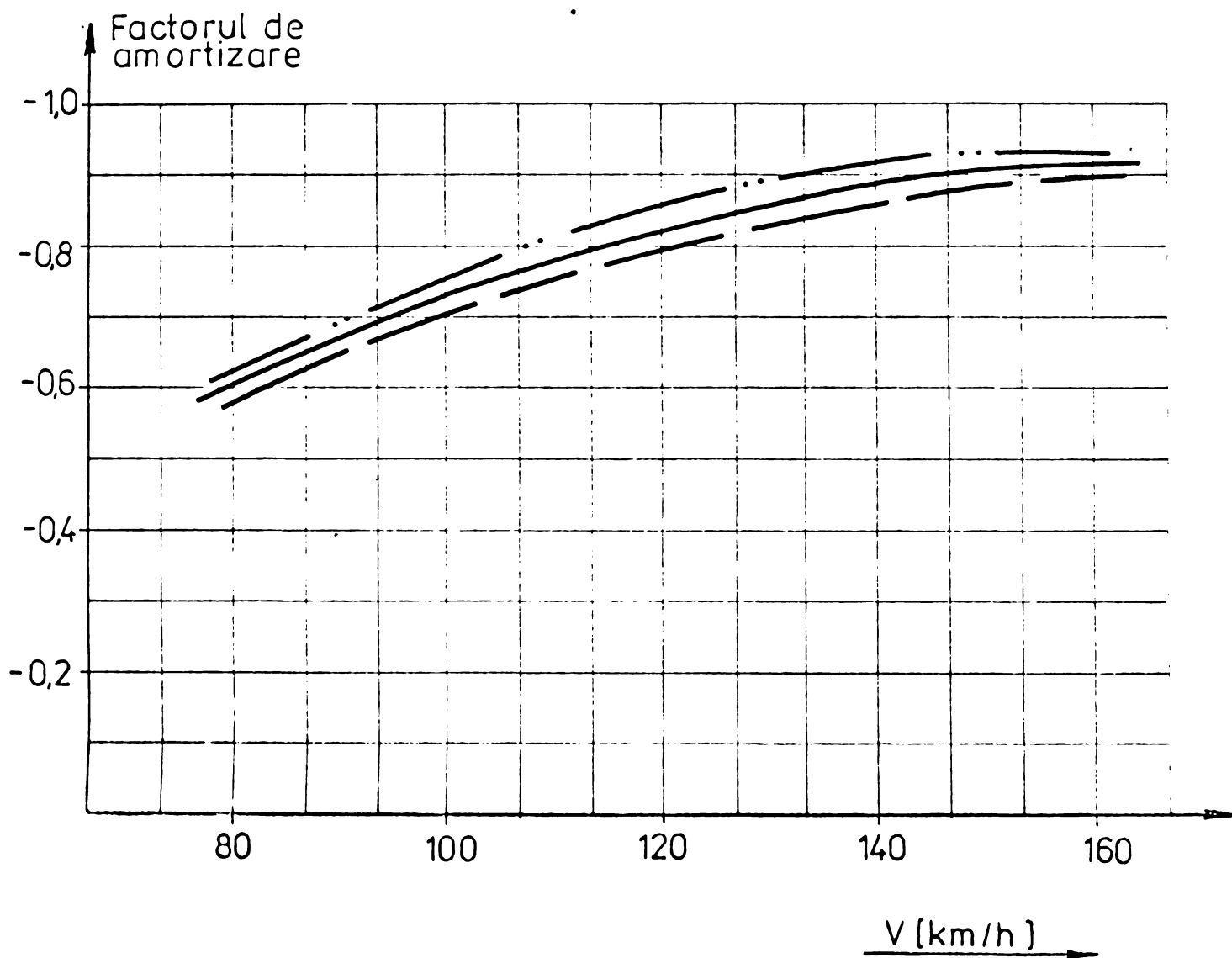


Fig. 5-8

Rezultatele obținute sînt în deplină concordanță cu cercetările efectuate pe cale /87/ și cu studiile efectuate asupra boghiurilor cu două osii /15/, iar proiectarea unui boghiu modern trebuie să aibă în vedere influențele acestor parametri geometrici, precum și o combinație judicioasă a acestor influențe simultan avantajoase a mai mulți parametri (anplamentul, diametrul de rulare, conicitate, rigidități, amortizări).

Prin modificări mici cumulate a parametrilor geometrici ai aparatului de rulare se poate obține o rulare stabilă a vehiculelor feroviare în tot domeniul vitezelor de circulație /87/.

C A P I T O L U L V I

INFLUENȚA UNOR PARAMETRI CONSTRUCTIVI + TEHNOLOGICI ASUPRA OSCILAȚIILOR LATERALE ALE BOGHIURIILOR

6.1. Factori perturbatori generați de construcția și tehnologia de fabricație

În cazul circulației în aliniament al locomotivelor în absența neregularităților căii și la o construcție perfectă a locomotivei, boghiurile ar trebui să ocupe poziția liberă pe cale, adică buzele bandajelor să nu atingă șina.

Acest lucru nu este posibil în condiții de exploatare deoarece calea nu poate fi perfectă și nici locomotiva nu poate fi construită perfect.

În analizele anterioare s-a admis o astfel de construcție perfectă (diametrele de rulare exact egale, osiile montate așezate în ramele boghiurilor perfect paralele).

Se știe însă că precizia de prelucrare a unei locomotive nu permite această premiză.

Ca urmare boghiurile locomotivei vor avea un mers șerpuitor care provoacă uzura bandajelor și șinelor. Inexactitățile din geometria aparatului de rulare pot perturba acest mers șerpuitor prin tendința de mers dezaxat sau rotit a boghiurilor ce are ca urmare o uzură prematură și neuniformă a buzelor bandajelor ^{osiilor} montate.

Vom analiza în continuare abaterile constructive ce pot apărea la boghiuri, precum și influența lor asupra mersului șerpuitor al locomotivei.

Acest studiu l-am făcut asupra boghiurilor cu trei osii, în literatura de specialitate neexistând un asemenea studiu.

Pentru boghiurile cu două osii un studiu de acest fel este redat în /44/.

Aparatul de rulare poate prezenta din condiții constructive următoarele abateri sau inexactități:

- a) Razele roților unei osii montate, pe diametrul de rulare au o diferență Δ_r .
- b) Osile montate sînt așezate în rama boghiului cu o deplasare laterală una față de alta. (Dezaxate față de axa căii).
- c) Distanța între osiile unui boghiu, măsurată în partea dreaptă și în stînga, prezintă o diferență Δ_a . Cele două osii montate formează un unghi $\Delta_{a/a}$. (Osii montate, așezate neperalel în ramă).
- d) Asupra boghiurilor acționează un moment constant M , deoarece mecanismul de readucere nu le-a deplasat în poziția mijlocie pe cale.

6.2. Stabilirea sistemului de ecuații

Pentru studiul influenței, inexactitățile arătate anterior, asupra mersului șerpuitor s-a considerat un boghiu cu trei osii, așezate în ramă prin intermediul cutiilor de ungere fără joc reprezentat în fig. 6-1.

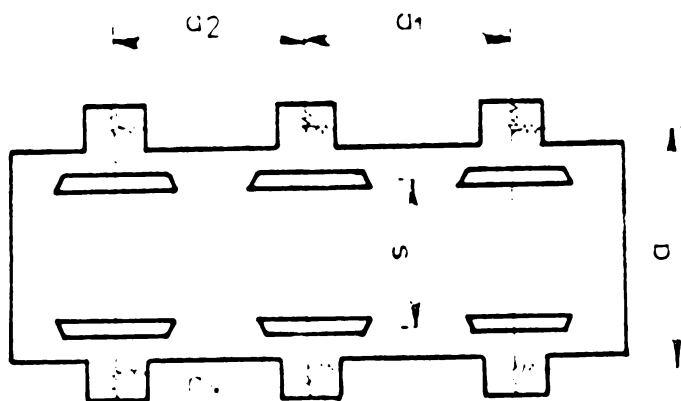


Fig. 6-1

Într-un anumit caz, se presupune că lamele de ungere sunt elastice cu o caracteristică longitudinală C_x și transversală C_y .

Deoarece, după cum este arătat și în /44/, forțele de ungere

ție ale maselor au o importanță hotărâtoare numai în cazul vitezelor mari, masele au fost neglijate în acest studiu.

În poziția de echilibru a legăturii forțele și momentele dintre roată și șină (stabilite în subcapitolul 3-1) vor fi în echilibru cu forțele și momentele elastice din ghidajele curviline de ungere, (Fig.6-2).

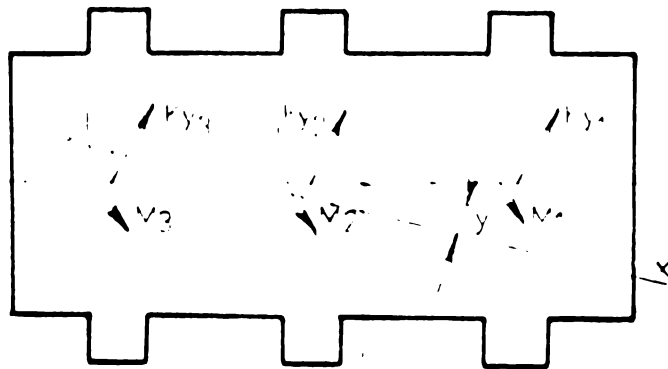


Fig.6-2

Ecuațiile acestora sînt:

$$K y_1 = - 2F_0 \left(\frac{1}{v} \dot{y}_1 - \alpha_1 \right) = 2C y (y_1 - y - a_1 \alpha)$$

$$K y_2 = - 2F_0 \left(\frac{1}{v} \dot{y}_2 - \alpha_2 \right) = 2C y (y_2 - y)$$

$$K y_3 = - 2F_0 \left(\frac{1}{v} \dot{y}_3 - \alpha_3 \right) = 2C y (y_3 - y + a_2 \alpha) \quad (6-1)$$

$$M_1 = - \frac{F_0 S^2}{2} \left(\frac{2f}{r_0 S} y_1 + \frac{1}{v} \dot{\alpha}_1 \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} (\alpha_1 - \alpha)$$

$$M_2 = - \frac{F_0 S^2}{2} \left(\frac{2f}{r_0 S} y_2 + \frac{1}{v} \dot{\alpha}_2 \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} (\alpha_2 - \alpha)$$

$$M_3 = - \frac{F_0 S^2}{2} \left(\frac{2f}{r_0 S} y_3 + \frac{1}{v} \dot{\alpha}_3 \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} (\alpha_3 - \alpha)$$

Pentru echilibrul boghiului se poate scrie:

$$Ky_1 + Ky_2 + Ky_3 = 0 \quad (6-2)$$

$$M_1 + M_2 + M_3 + a_1Ky_1 - a_2Ky_3 = C_\alpha \cdot \alpha$$

S-a obținut un sistem de 14 ecuații cu 14 necunoscute $Ky_1, Ky_2, Ky_3, M_1, M_2, M_3, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha, y_1, y_2, y_3, y$.

Deoarece se analizează numai poziția de echilibru static, anulând derivatele și înlocuind:

$$\frac{\omega_0^2}{v^2} = \frac{2f}{r_0 \cdot s} \quad (6-3)$$

unde:

ω_0 - pulsația proprie a mersului șerpuitor,

s - jumătatea ecartamentului.

Se obține următorul sistem de ecuații:

$$Ky_1 = 2F_0 \alpha_1 = 2Cy(y_1 - y - a_1 \alpha)$$

$$Ky_2 = 2F_0 \alpha_2 = 2Cy(y_2 - y)$$

$$Ky_3 = 2F_0 \alpha_3 = 2Cy(y_3 - y - a_2 \alpha) \quad (6-4)$$

$$M_1 = -\frac{F_0 \cdot s^2}{2} \cdot \frac{\omega_0^2}{v^2} \left(y_1 + \frac{\Delta r_1}{2f} \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} \left(\alpha_1 + \frac{\Delta a_1}{2a} - \alpha \right)$$

$$M_2 = -\frac{F_0 \cdot s^2}{2} \cdot \frac{\omega_0^2}{v^2} \left(y_2 + \frac{\Delta r_2}{2f} \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} (\alpha_2 - \alpha)$$

$$M_3 = -\frac{F_0 \cdot s^2}{2} \cdot \frac{\omega_0^2}{v^2} \left(y_3 + \frac{\Delta r_3}{2f} \right) = \frac{a_0^2 \cdot C_x}{2} \left(\alpha_3 - \frac{\Delta a_2}{2a} - \alpha \right)$$

$$Ky_1 + Ky_2 + Ky_3 = 0$$

$$M_1 + M_2 + M_3 - C_\alpha \cdot \alpha - \Pi + a_1Ky_1 - a_2Ky_3 = 0$$

Pentru constantele elastice ale arcurilor vom introduce următoarele expresii adimensionale :

$$P = \frac{a_0^2 \cdot C_x \cdot L_0}{F_0 \cdot S^2 \cdot 2\pi} \quad (6-5) \quad - \text{ pentru ghidajul cutiei de unsoare în sens longitudinal}$$

$$R = \frac{(a_1^2 + a_2^2) \cdot C_y \cdot L_0}{F_0 \cdot S^2 \cdot 2\pi} \quad - \text{ pentru ghidajul cutiei de unsoare în sens transversal}$$

$$T = \frac{C_\alpha \cdot L_0}{F_0 \cdot S^2 \cdot 2\pi} \quad - \text{ pentru constanta elastică la șeruire a boghiului}$$

În relațiile (6-4) prin C_α s-a notat constanta elastică a dispozitivului de limitare a amplitudinilor mișcării de șeruire, α fiind unghiul de șeruire; M - moment dat de forța de amortizare viscoasă din suspensia secundară.

Din sistemul de ecuații (6-4) cu notațiile (6-5) după efectuarea calculului se obțin următoarele ecuații:

$$\left[1 + \frac{2S^2(3P + 4R + 2T) - 4(2a_1 + a_2) \left(R \frac{a_1 \cdot S^2}{a_1^2 + a_2^2} + \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \cdot P.R. \right] y_1 -$$

$$- \left[\frac{S^2(3P + 4R + 2T) - 4(a_1 - a_2) \left(R \frac{a_1 \cdot S^2}{a_1^2 + a_2^2} + \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \cdot P.R. \right] y_2 -$$

$$- \left[\frac{S^2(3P + 4R + 2T) - 4(a_1 + 2a_2) \left(R \frac{a_1 \cdot S^2}{a_1^2 + a_2^2} + \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \cdot P.R. \right] y_3 +$$

$$+ \frac{\Delta r_1}{2\delta} + P \frac{V}{\omega} \cdot \frac{\Delta a_1}{2a} + P^2 \frac{V}{\omega} \frac{R \frac{a_1 \cdot S^2}{a_1^2 + a_2^2}}{3P + 4R + 2T} \cdot \frac{2\pi}{F_0 \cdot S^2} = 0 \quad (6-6)$$

$$\begin{aligned}
 & - \left[\frac{s^2(3P + 4R + 2T) + 4(2a_1 + a_2) \frac{V}{\omega}}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_1 + \\
 & + \left[1 + \frac{2s^2(3P + 4R + 2T) + 4(a_1 - a_2) \frac{V}{\omega}}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_2 - \\
 & - \left[\frac{s^2(3P + 4R + 2T) - 4(a_1 + 2a_2) \frac{V}{\omega}}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_3 + \frac{\Delta r_2}{2} + \\
 & + \frac{P \frac{V^2}{\omega^2}}{3P + 4R + 2T} \cdot \frac{2M}{F_0 \cdot s^2} = 0 \quad (6-7)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \left[\frac{s^2(3P + 4R + 2T) - 4(2a_1 + a_2) \left(R \frac{a_2 \cdot s^2}{a_1^2 + a_2^2} - \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_1 - \\
 & - \left[\frac{s^2(3P + 4R + 2T) + 4(a_1 - a_2) \left(R \frac{a_2 \cdot s^2}{a_1^2 + a_2^2} - \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_2 + \\
 & + \left[1 + \frac{2s^2(3P + 4R + 2T) - 4(a_1 + 2a_2) \left(R \frac{a_2 \cdot s^2}{a_1^2 + a_2^2} - \frac{V}{\omega} \right)}{3(a_1^2 + a_2^2)(3P + 4R + 2T)} \text{P.R.} \right] y_3 + \\
 & + \frac{\Delta r_3}{2} - P \frac{V}{\omega} \frac{\Delta a_2}{2a} - P^2 \frac{V}{\omega} \frac{R \frac{a_2 \cdot s^2}{a_1^2 + a_2^2} - \frac{V}{\omega}}{3P + 4R + 2T} \cdot \frac{2M}{F_0 \cdot s^2} = 0 \quad (6-8)
 \end{aligned}$$

Ecuațiile (6-5); (6-7) și (6-8) formează un sistem de 3 ecuații avînd ca necunoscute y_1 , y_2 , și y_3 ce reprezintă

deplasările osiilor montate față de axa longitudinală a căii.

Din analiză relațiilor de mai sus se observă că acestea conțin inexactitățile amintite în subcapitolul 6-1, iar acestea sînt independente, ca atare pot fi analizate separat.

6.3. Rezolvarea sistemului de ecuații

Rezolvarea sistemului de ecuații se poate face fie prin metoda eliminării obținînd expresii de forma:

$$y_i = A_{1i} \frac{\Delta r_1}{2\gamma} + A_{2i} \frac{\Delta r_2}{2\gamma} + A_{3i} \frac{\Delta r_3}{2\gamma} + A_{4i} \frac{\Delta a}{a} + A_{5i} \frac{H}{F_0 \cdot S^2}$$

unde:

$$i = 1, 2, 3.$$

$A_{1i}, A_{2i}, A_{3i}, A_{4i}, A_{5i}$ - constante funcție de caracteristicile introduse prin parametri. adimensionali P, R, T (relațiile 6-5)

Datorită asimetriei așezării osiilor în rama boghiului ($a_1 \neq a_2$) expresiile (6-8) sînt alcătuite dintr-un număr mare de termeni ce îngreunează analiza propusă.

Avînd în vedere numărul mare al variantelor posibile de apariție a "inexactităților" în sistem s-a recurs la utilizarea calculatorului electronic pentru rezolvarea sistemului de ecuații. Pentru aceasta s-a utilizat metoda eliminării totale sau Gauss-Jordan apelată prin subrutina RESOL. (Anexa III).

S-au calculat 14 variante pentru abaterile din sistem pe care le vom analiza pe larg în continuare.

După cum este cunoscut /44; 79/ rigiditățile ghidajelor osiilor montate în rama boghiului au o importanță însemnată în mersul șerpuitor al vehiculelor feroviare. Spre a studia acest aspect legat de dinamica laterală, de uzura bandajelor și căii, pentru constantele adimensionale P, R, T definite anterior s-au considerat valori pentru fiecare variantă astfel:

R : 0; 1; 2; 3; . . . 10; 20; 40; 50.

P : 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 5; 7; 10; 20; 25. (6-9)

T : 0; 1,5.

Pentru determinarea valorilor acestor mărimi pentru locomotiva LDE 060 DA a fost necesară cunoașterea rigidității elementului elastic ce se află montat între cutia de unsoare și fusele de ghidare numit "bloc de amortizare". Acesta este format din doi cilindri metalici separați prin intermediul unei mase de cauciuc.

Inițial blocurile amortizoare se fabricau prin injectarea cauciului între armăturile metalice. Caracteristicile elastice ale acestora erau mai slabe și prezentau o dispersie a valorilor, mare. De asemenea în exploatare prezentau dezlipiri ale cauciului de pe armături.

Spre a înlătura aceste deficiențe s-au utilizat blocuri amortizoare în variantă presată a cauciului, între armăturile metalice. Acestea datorită pretensionării controlate a cauciucului, prezintă o caracteristică elastică mai rigidă și o dispersie a valorilor acesteia mai redusă.

Pentru a putea determina constanta elastică a acestor elemente elastice s-au încercat în Laboratorul de încercări mecanice din I.C.M. Reșița, 20 de astfel de elemente elastice din ambele variante constructive.

În tabelul 6-1 se redau rezultatele măsurărilor pentru 8 blocuri, din care I, V, VI, VIII, sînt cele executate în variantă presată.

S-a luat ca o medie a valorilor pentru blocuri de amortizare executată în variantă presată $C_x = C_y = 0,75 \cdot 10^8$ N/m, iar pentru cele în variantă injectată $C_x = C_y = 0,438 \cdot 10^8$ N/m. Cu aceste valori conform relațiilor (6-5) s-au obținut $R = 57,39$; $P = 25,006$; $T = 1,5$ respectiv $R = 41,86$; $P = 20,075$; $T = 1,5$.

Aceste valori au fost incluse în șirul celor considerate pentru studiu (6-9).

Pentru diferențe de raze ale roților osiilor montate și diferențe de paralelism ale acestora s-au considerat 12 variante posibile, ce vor fi analizate în continuare.

Table 1 G-1

Incubation Days	I	Kg cm	Incubation Days														
			II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1	50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	250	9,0	27777	25,0	10000	15	16666	27,5	9090	6,0	41666	8,0	31283	7,5	33333	13,5	18518
3	500	18	27777	44	11363	28	17857	44,5	11231	15	33333	13,5	37037	18	27777	23	21739
4	750	25	30000	55	13636	38	19736	57,5	13157	22	34090	19,5	38461	27	27777	32	23437
5	1000	31	32258	67	14925	47	21276	69	14422	29,5	33098	26,5	37735	37,5	26666	39	25641
6	1250	36,5	34246	77	16233	55,5	22522	79	15822	36	34722	33,5	37313	47	26995	45	27777
7	1500	43	34883	85	17647	63	23809	90	16666	43	34883	40	37500	55,5	27027	51	29411
8	1750	48,5	36082	92,5	18918	70	25000	100	17500	49,5	35353	46,5	37634	63	27777	56	31250
9	2000	54	37037	100	20000	77	25974	109	18343	56	35714	53	37735	70	28571	62	32258
10	2250	59	38135	106,5	21226	83	27108	118	19067	62	36290	60,5	37190	77,5	29032	67	33582
11	2500	64	39062	113,5	22026	89	28039	126	19841	68	36764	67	37313	85	29411	72	34722
12	2750	69	39855	120	22916	95	28947	134	20522	72,5	37031	73,5	37414	95,5	29411	76	36184
13	3000	74	40540	127	23622	100,5	29850	143	20979	79,5	37735	79,5	37735	10,2	29411	79,5	37735
14	3250	79	41139	133	24436	106	30660	151,5	215231	85	38235	85	38235	110,5	29411	83,5	33922
15	3500	85	41176	140,5	25000	125	33026	161,5	21739	91	38461	92	38043	120	29166	87	40229

Pentru fiecare variantă, sistemul de ecuații (6-6 - 6-8) a fost rezolvat luând în calcul parametrii adimensionali ai suspensiei din expresiile (6-9). Rezolvarea a fost programată tot pe calculatorul electronic Felix C-256.

Programul principal este anexat lucrării (Anexa III) .

Soluțiile sistemului de ecuații, reprezentând variația deplasării osiilor montate față de axa căii funcție de rigiditatea ghidajului cutiei de unsoare și rigiditatea la șocuri a boghiului au fost reprezentate grafic în fig.6-3 la 6-15).

Curbele trasate cu linie continuă reprezintă cazul în care rotația boghiului față de cutie este liberă ($T = 0$), iar cele punctate cazul în care între boghiu și cutie există un dispozitiv pentru limitarea acestor rotații a cărei constantă elastică este proporțională cu parametrul adimensional $T = 1,5$.

6.4. Analiza influenței parametrilor constructiv- tehnologici

În ipotezele prezentate anterior și pentru valori ale elasticității suspensiei osiei montate considerate (6-9) vom analiza următoarele cazuri de abateri posibile în construcția boghiurilor.

6.4.1. Diametrele de rulare ale osiilor montate cu o diferență $2\Delta r_i$

Pentru această situație posibilă se pot întâlni două cazuri:

- a) Roata cu diametrul mai mare se află la toate osiile montate pe aceeași parte a boghiului (de exemplu în partea stîngă).
- b) Roțile cu diametrele mai mari sînt dispuse în părți opuse.

În primul caz (a) deoarece $\Delta r_1 = \Delta r_2 = \Delta r_3 = \Delta r$ rezultă:

$$y_1 = y_2 = y_3 = \frac{\Delta r}{2\delta} \quad (6-10)$$

rezultat evident, avînd în vedere că osiile montate așezate fără joc în ramă au aceeași deplasare transversală pe cale neinfluențându-se reciproc.

În cazul (b) pentru boghiurile cu trei osi montate putem avea mai multe situații de dispunere a roților cu diametre mai mari.

b.1 Roțile cu diametrele mai mari se află la prima și a treia osie montată (așezate pe părți opuse).

$$\frac{\Delta r_1}{2\delta} = - \frac{\Delta r_3}{2\delta} \quad \text{și} \quad \frac{\Delta r_2}{2\delta} = 0 \quad (6-11)$$

Devierea osiilor 1 și 3 sînt egale și sînt reprezentate în fig.6-3, funcție de R pentru valori ale lui P între 1 și 25.

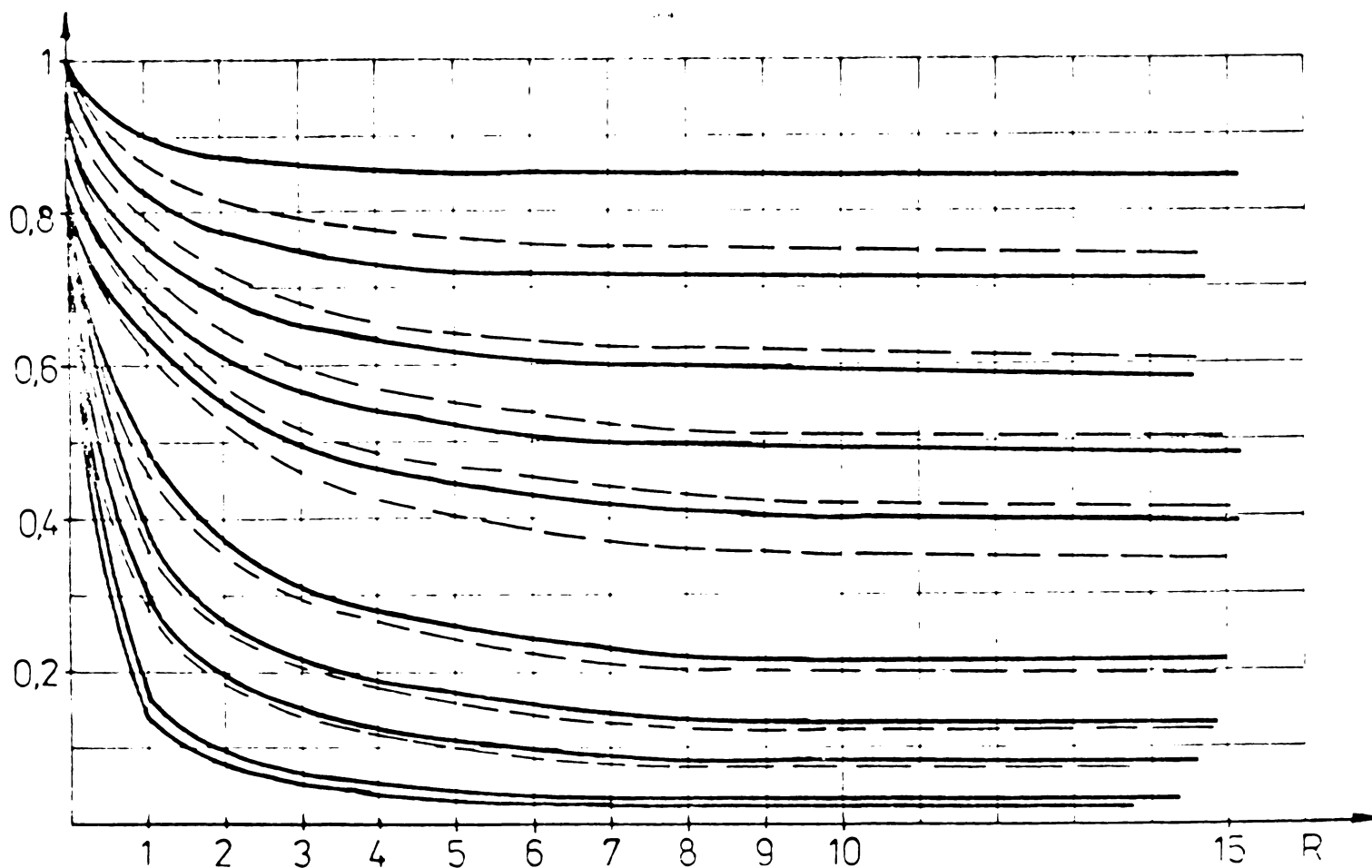


Fig.6.3

Influența parametrului R, proporțional cu rigiditatea ghidajului cutiei de unsoare în sens transversal, exceptând valorile mici ale acestuia, nu este mare.

Deplasările osiilor montate sînt mai mici decît ale osiei montate ce rulează liber.

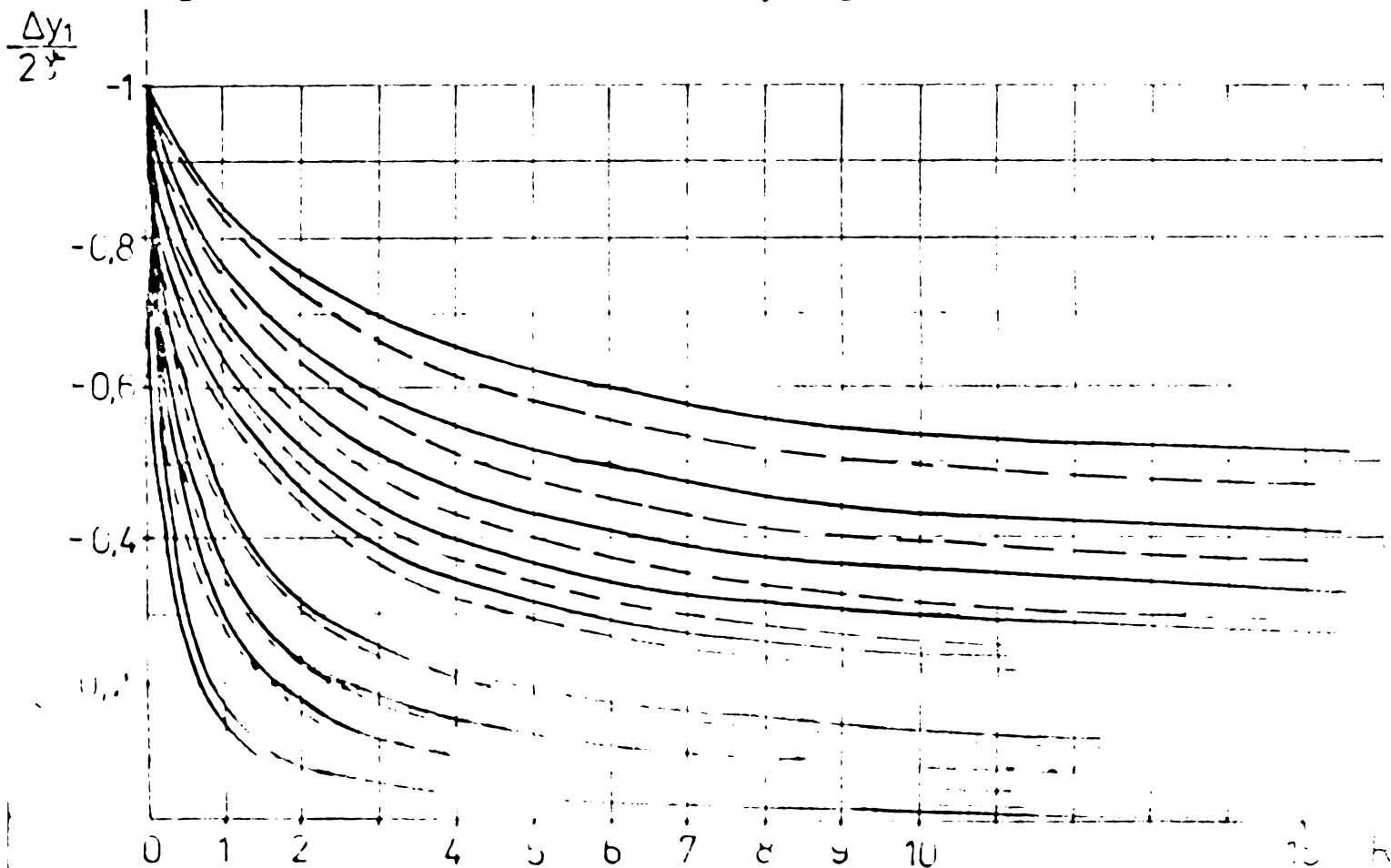
Odată cu creșterea rigidității ghidajului cutiei de unsoare în sens longitudinal, P de valoare mare, scade și deplasarea osiei în sens transversal ca atare se micșorează posibilitatea uzurii buzelor bandajelor.

Considerînd și constanta elastică pentru rotire s boghiului T se observă o micșorare a deplăsarilor, mai pronunțată la valori mici ale lui P.

b.2. Roțile cu diametrul mai mari sînt la prima și a doua osie montată, așezate pe părți opuse:

$$\frac{\Delta r_1}{2\delta} = - \frac{\Delta r_2}{2\delta} \quad \text{și} \quad \frac{\Delta r_3}{2\delta} = 0 \quad (6-12)$$

Deplasarea maximă și deci pericoul uzurii bușei bandajelor este mai mare la osia 1, fig.6-4.



Deplasările relative ale osiilor sînt mai mici decît la

b.3. Identic cu cazul anterior pentru roțile osiilor montate doi și trei.

$$\frac{\Delta r_2}{2\delta} = -\frac{\Delta r_3}{2\delta} \quad \text{și} \quad \frac{\Delta r_1}{2\delta} = 0 \quad (6-13)$$

Oșia trei are deplasarea maximă, situație normală avînd în vedere faptul că acest caz este similar celui anterior.

Deplasările oșiei trei sînt reprezentate grafic funcție de P, R și T în fig.6-5.

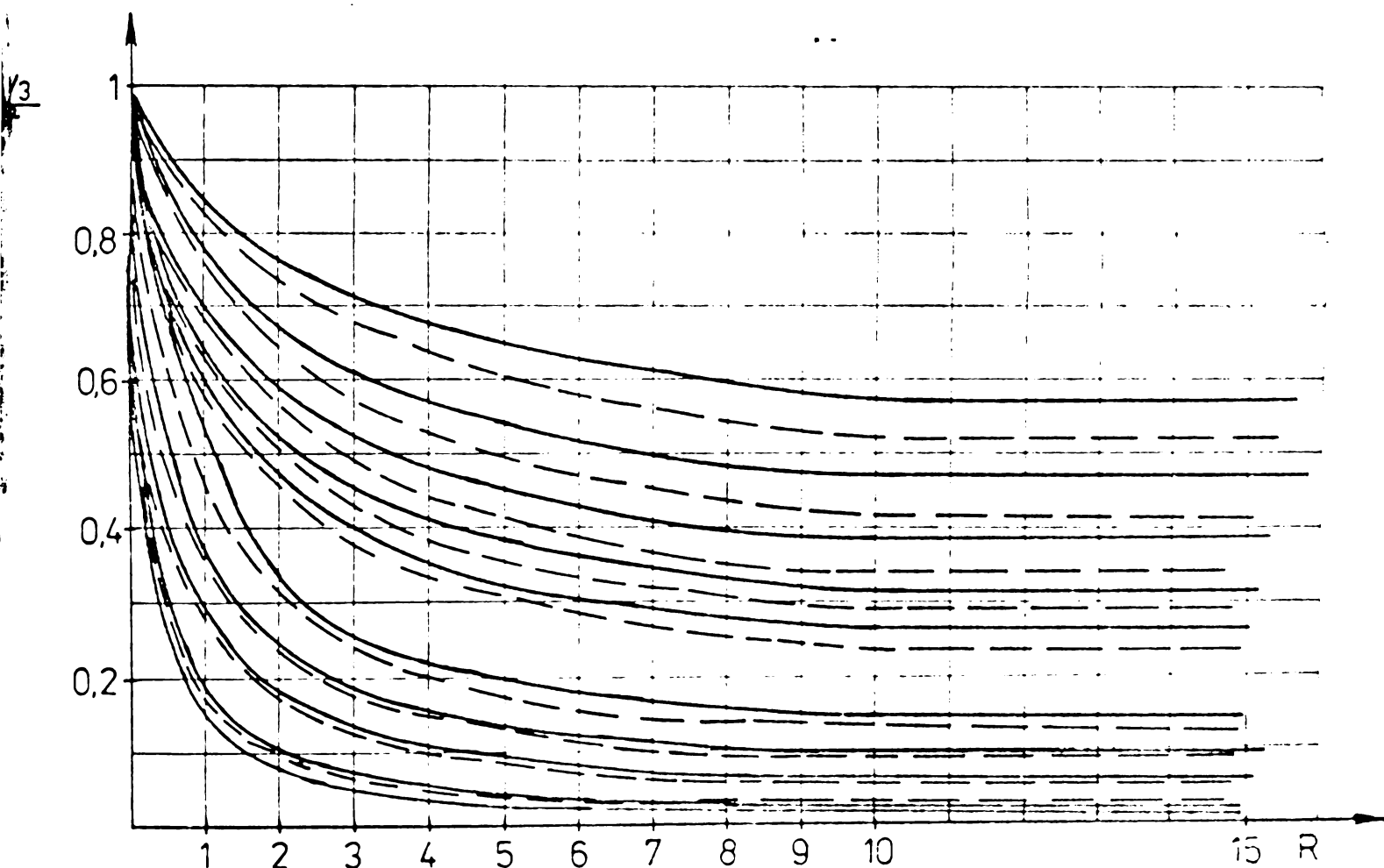


Fig.6.5

b.4 . Roțile osiilor montate unu și trei pe o parte a boghiului și roata oșiei doi pe cealaltă parte a boghiului au diametre de rulare mai mari:

$$\frac{\Delta r_1}{2\delta} = -\frac{\Delta r_2}{2\delta} = \frac{\Delta r_3}{2\delta} \quad (6-14)$$

Osia unu, prezintă deplasarea maximă pe cale. Pentru valori mici ale lui P aceste deplasări sînt mai mari decît ale osiei rulînd liber. Reprezentarea grafică este redată în fig.6-6.

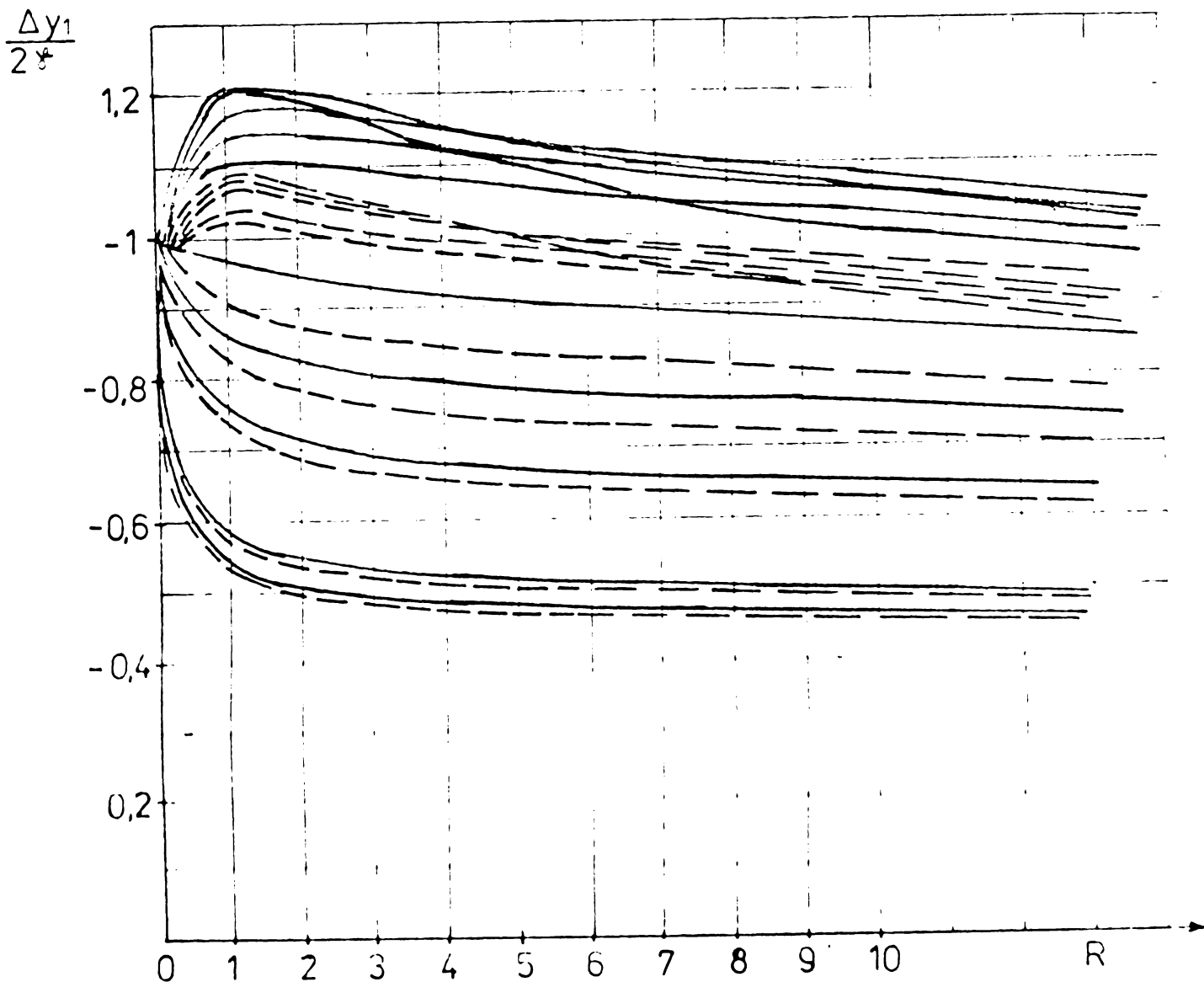


Fig.6-6

De observă că în acest caz și pentru valori mici ale lui P deplasările osiilor montate sînt mai mari decît în cazurile anterioare.

De asemenea, se observă că pentru valori mici ale lui P, deplasările osiilor montate sînt mai mari decît în cazurile anterioare.

Pentru valori ale rigidității longitudinale mici, deplasa-

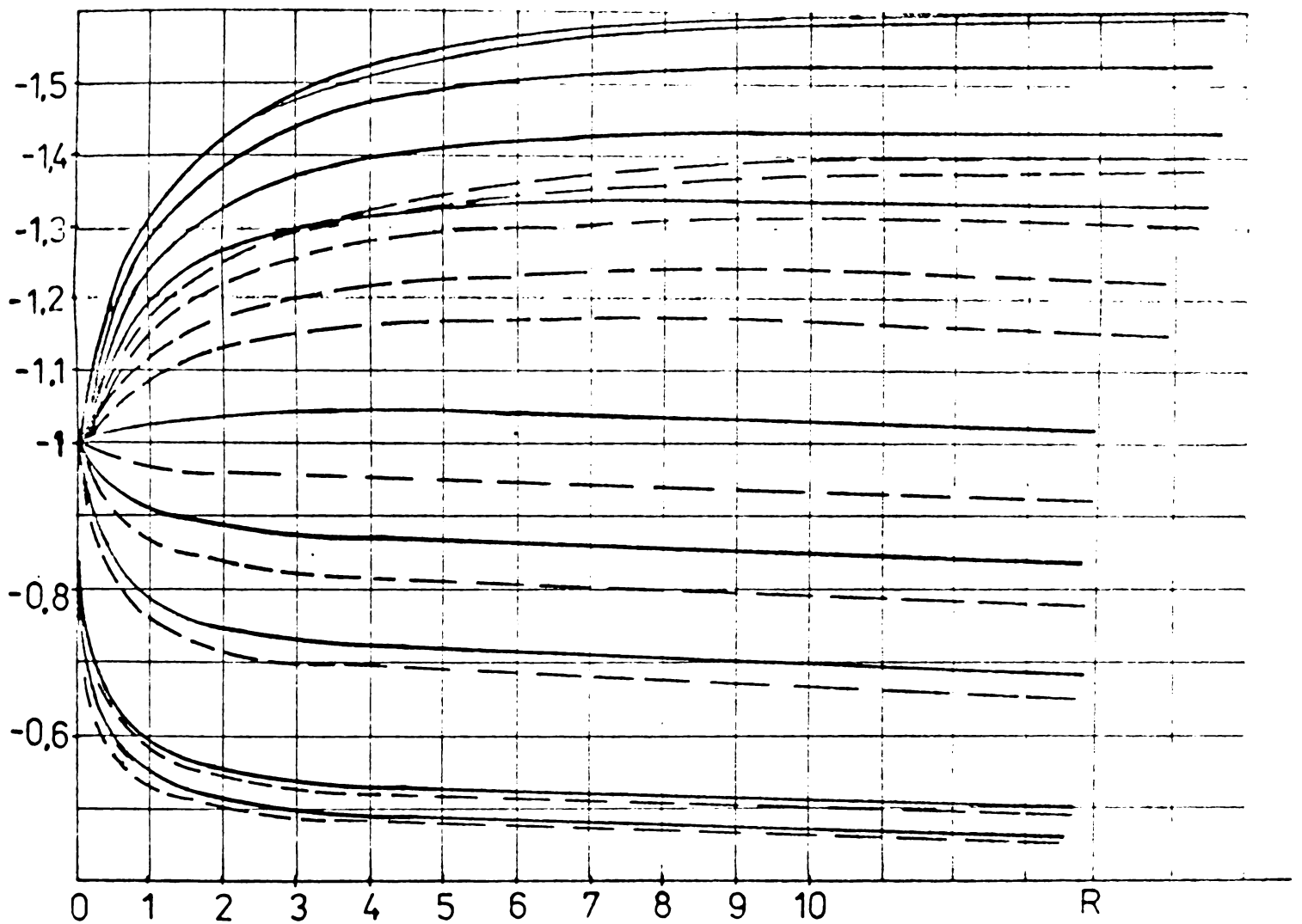


Fig.6-7

b.6. Identic cu cazul anterior pentru roțile osiilor unu, doi pe o parte a boghiului și trei pe cealaltă parte:

$$-\frac{\Delta r_1}{2\gamma} = -\frac{\Delta r_2}{2\gamma} = \frac{\Delta r_3}{2\gamma} \quad (6.16)$$

Deplasarea maximă este și în acest caz la osia unu și este reprezentată grafic în fig.6-3.

Cazul este identic cu cel anterior, deplasarea fiind încă în sens contrar, față de axa longitudinală a căii.

b.7 și b.8. Roțile osiilor montate unu și respectiv doi și trei sînt așezate de o parte și de alta a boghiului:

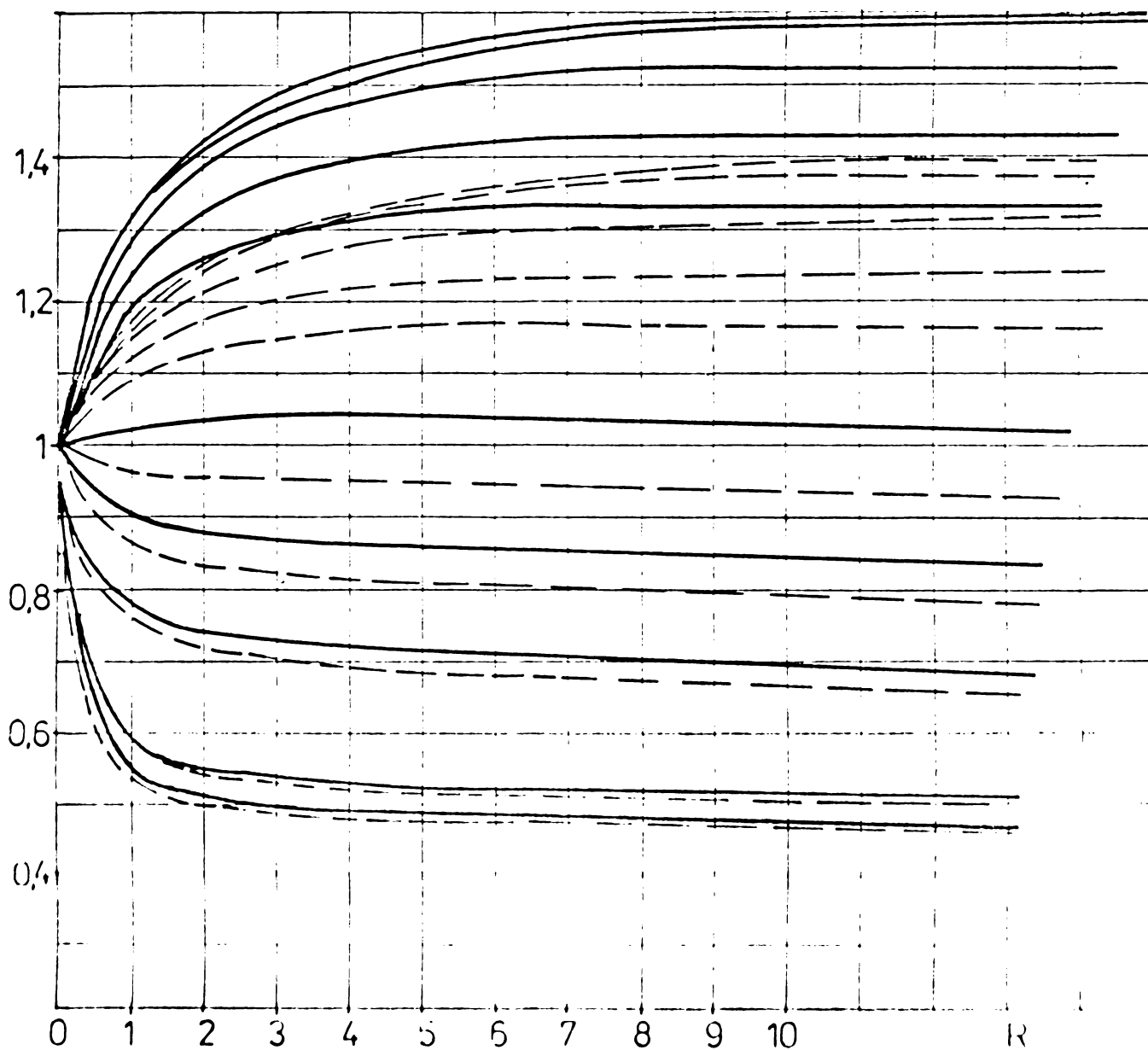


Fig 6-8

$$-\frac{\Delta x_1}{2\delta} = \frac{\Delta x_2}{2\delta} = \frac{\Delta x_3}{2\delta} \quad (9)$$

$$\frac{\Delta x_1}{2\delta} = -\frac{\Delta x_2}{2\delta} = -\frac{\Delta x_3}{2\delta} \quad (10)$$

Deplasarea maximă apare la osia din mijloc, însă ea va fi mai mică decât deplasările obținute pentru cazul b.c., după cum se observă din fig. 6-9.

Uzurile buzelor bandajelor pentru acest caz sînt puțin influențate de variația parametrului P_1 , pentru valori ale lui R mai mari de 6 curbile de variație sînt cuprinse în domeniul $\pm 0,25$, $\pm 0,25$.

Din analiza celor opt moduri posibile de dispunere a roților osiilor montate ce prezintă o diferență de diametru

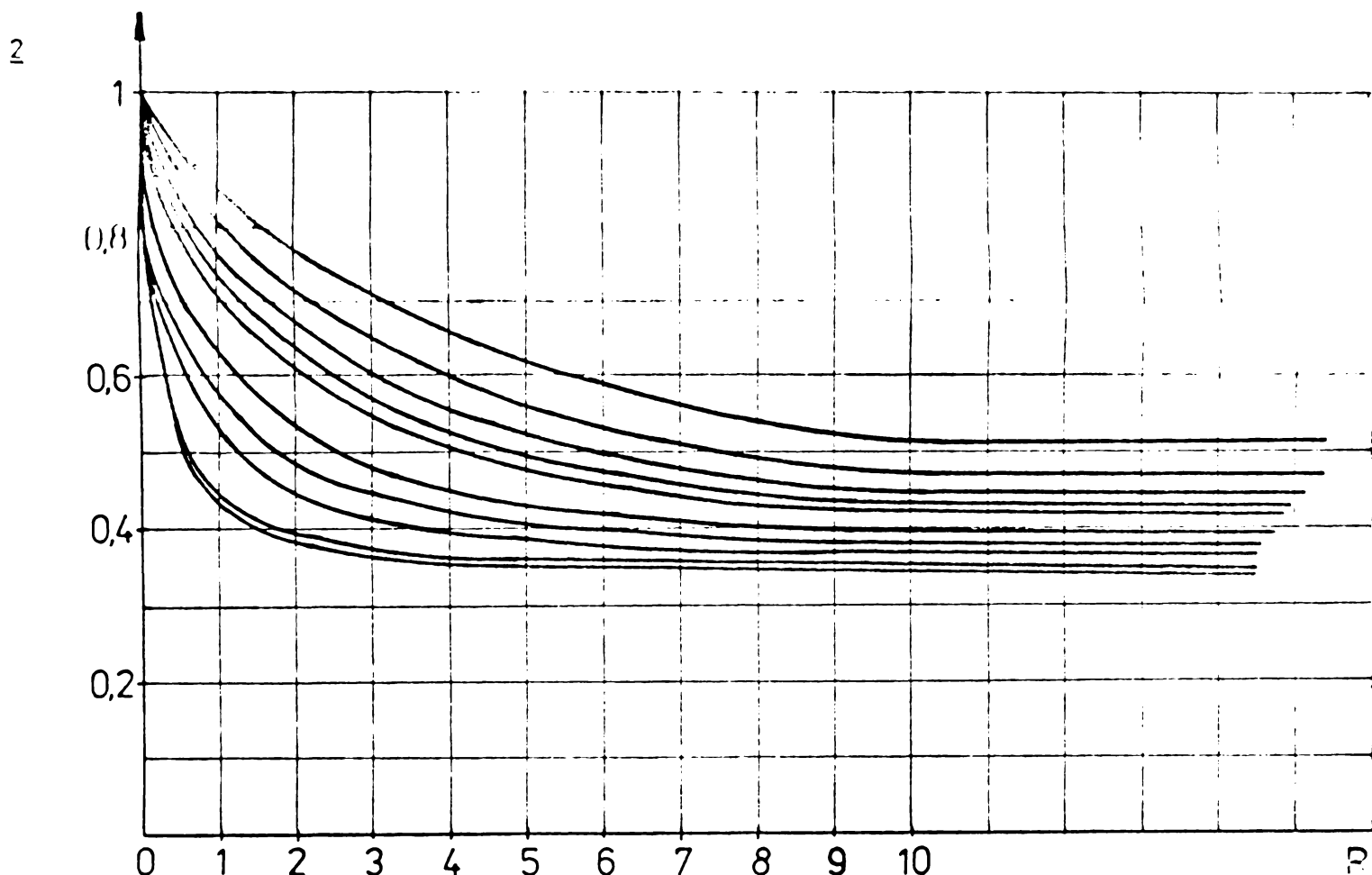


Fig.6.9

2. Δr_i rezultă că osia montată din față poate avea cea mai mare deviere (cazul b.6 și b.7).

Deoarece probabilitatea unei uzuri inegale a buzilor bandajelor pentru osia montată din față este în general mai rare, fenomen observat și în exploatare, deplasarea osii și unu poate fi considerată ca hotărâtoare pentru aprecierea uzurii bandajelor unui vehicul feroviar.

Influența rigidității transversale a lagărului osiei, proporțională cu parametrul R, cu excepția valorilor mici ale acestuia, nu este mare.

Deplasările laterale ale osiilor montate scad odată cu creșterea rigidității longitudinale, proporționale cu parametrul P.

Până la o anumită valoare a lui P deplasările transversale ale osiei montate sînt tot mai mari, însă întotdeauna mai mici decît cele ale osiei montate ce rulează liber ($y = \Delta r/2$). Din

fig.6-8 rezultă că pentru un boghiu cu trei osi această valoare a lui $P = 5$. Deoarece expresia parametrului P (rel.6-5) este:

$$P = \frac{a_0^2 \cdot C_x \cdot L_0}{F_0 \cdot S^2 \cdot 2\pi}$$

pentru $P = 5$ rezultă o rigiditate longitudinală minimă a ghidajului lagărului osiei,

$$K_{ox.min} = 1,4639 \cdot 10^7 \text{ N/m}$$

Introducerea unui dispozitiv pentru limitarea rotirii boghiurilor față de cutie cu o rigiditate proporțională cu $T = 1,5$ are ca efect, pentru valori mici ale lui P , o micșorare a deplasărilor osiei montate și deci o micșorare a uzurii buzelor bandajelor.

6.4.2. Osiile montate sînt așezate în rama boghiurilor cu o deplasare laterală una față de cealaltă

Dacă osiile montate sînt dispuse în boghiu cu o deplasare laterală relativă Δy_i , acest caz se poate deduce din cel anterior, avînd în vedere că o diferență de diametru de rulare duce la deplasarea laterală a osiei pînă la egalizarea diametrelor de rulare.

Deplasările osiilor montate față de axul căii nu sînt mari în acest caz, iar precizia de fabricație a boghiurilor este în mod normal satisfăcătoare pentru a evita introducerea unor astfel de inexactități. Abaterile laterale ale osiilor, se controlează măsurînd diagonalele dintre fusele de ghidare ale cutiilor de unsoare de la osiile alăturate pentru boghiurile ce echipază locomotivele diesel-electrice sau diagonalele măsurate la nivelul bandajelor pentru boghiurile locomotivelor electrice, fabricate în țară.

6.4.3. Osiile montate așezate neparalel în rama boghiurilor

Abaterile de așezare neparalelă a osiilor în rama boghiu-

rilor prezintă o importanță deosebită, deplasările laterale ale osiilor montate fiind mari în cazul unor astfel de inexactități de execuție, de valori relativ mici.

Notînd cu Δ a diferența distanței dintre două osii alăturate măsurate pe o parte și pe cealaltă a boghiului, deplasarea transversală a osiei montate din față poate să ajungă la o valoare multiplă a lui Δ așa cum se vede în fig. 6-10.

S-au considerat spre analiză următoarele posibilități de apariție a acestei inexactități:

c.1. Osiile montate unu și doi sînt așezate neperalele în rama boghiului cu o diferență a distanței măsurată de o parte și de alta a boghiului Δa_1 .

În acest caz deplasarea maximă apare la osia unu, variația acesteia funcție de parametrii adimensionali P, R și T este redată în fig. 6-10.

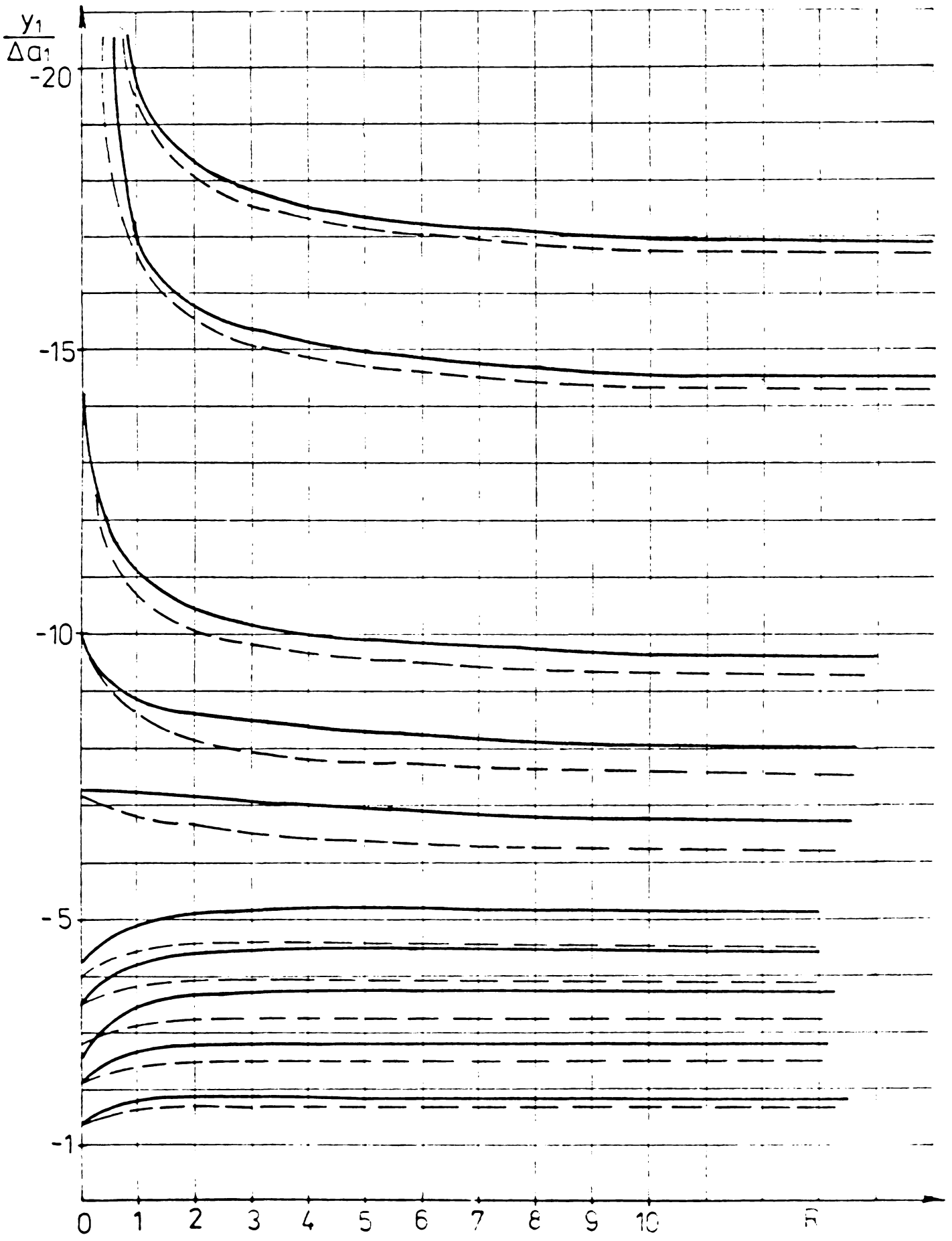


Fig. 8-10

Deplasări transversale mari pe cale, apar atunci când rigiditatea longitudinală a ghidajului cutiei de unsoare în direcția longitudinală, P , este mare, iar în direcție transversală, R , este mică.

Dacă ghidajele cutiilor de unsoare în direcție transversală au joc sau sînt foarte elastice valori ale lui $P > 5$ sînt foarte dezavantajoase. Pentru $P = 5$ deplasarea osiei unu pe cale are o vîlcare de 7 ori mai mare decît abaterea de la paralelism Δa_1 .

Pentru un boghiu cu două osii în lucrările /44/ și /98/ se recomandă ca abaterea de la paralelism (Δa_2) să nu depășească 0,5 mm.

Această limitare conform /44/ produce o abatere laterală a osiei de $0,5 \cdot 4,5 = 2,25$ mm.

În această relație 4,5 reprezintă factorul de multiplicare a abaterii paralelismului pentru boghiu cu două osii considerat, la o rigiditate longitudinală proporțională cu $P = 10$.

Pentru boghiurile locomotivei LDE 2100 CP pentru care a fost trasată curba de variație a deplasării laterale în fig.6-10 la $P = 25$ rezultă un factor de multiplicare de aproximativ 17. Rezultă pentru acest boghiu o limitare a abaterii de la paralelism a osiilor $2,25 : 17 = 0,132$ mm.

Această toleranță pentru paralelism a fost verificată în practică la montarea osiilor pentru boghiurile locomotivelor diesel de 2100 CP.

Pentru toleranța paralelismului de 0,5 mm, apăreau uzuri premature ale buzelor bandajelor osiilor 1 și 6. După restrîngerea toleranței la 0,1 mm, uzurile au devenit mult mai mici fiind uniforme la toate bandajele.

Asupra acestui aspect se va reveni în capitolul 7 cu măsurători efective asupra unor locomotive din exploatare.

c.2. Osile montate doi și trei sînt așezate neparalel în rama boghiului cu o diferență de paralelism Δa_2 .

Deplasarea maximă apare tot la osia 1, de valori mai mici decît în cazul anterior (fig.11).

În acest caz rigiditatea transversală mică are un efect favorabil micșorînd deplasările transversale ale osiilor. Acest caz este mai dezavantajos decît cel anterior și cu excepția valorilor mici ale lui R , se observă aceleași variații ale deplasării osiilor funcție de parametrii studiați.

Pentru această situație a așezării osiilor s-a trasat și variațiile deplasărilor osiei a treia în fig. 6-12.

Deplasările acestei osii sînt mai mici decît ale osiei unu cu aproximativ 50 %, această diferență crescînd odată cu mărimea lui P . De asemenea se remarcă creșterea deplasărilor în cazul considerării elasticității pentru rotire T . Această creștere însă face ca aceste deplasări și deci uzura buzelor bandajelor să rămîină mai mici decît cele ale osiei unu.

c.3. Osile montate unu, doi și trei sînt așezate ne-paralel, pe o parte a boghiului, cu o diferență $\Delta a_1 = \Delta a_2$.

În acest caz osile unu și trei prezintă cea mai mare deplasare transversală pe cale. Variația deplasării osiei trei este prezentată în fig. 6 - 13.

Se observă că pentru valori mici ale lui R se obțin deplasări deosebit de mari și în cazul în care P are valoare mare. Deci nu este recomandat ghidaje ale cutiilor de unsoare cu rigiditate laterală mică și longitudinală mare.

Pentru valori ale lui R mai mari decît 3 pînă la valori ale lui $P = 10$ se observă deplasări ale boghiurilor, datorită neașezării paralele a osiilor, mai mari decît în cazul anterior (c.2). Pentru rigidități longitudinale mari ($P > 10$), deplasările transversale pe cale în acest caz sînt mai mici decît cele analizate la c.2.

$$\frac{\Delta y_1}{\sigma_{PA}}$$

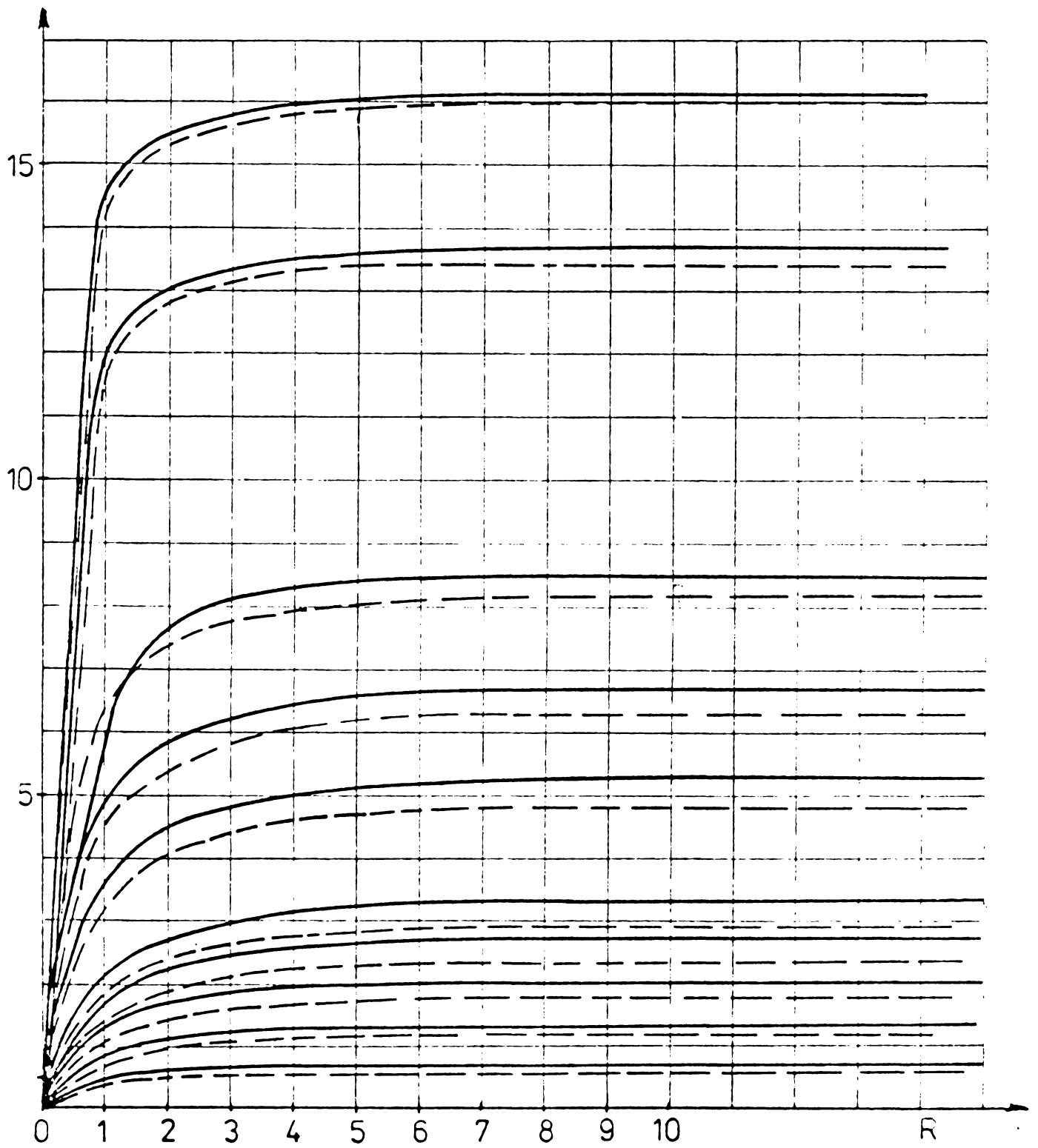
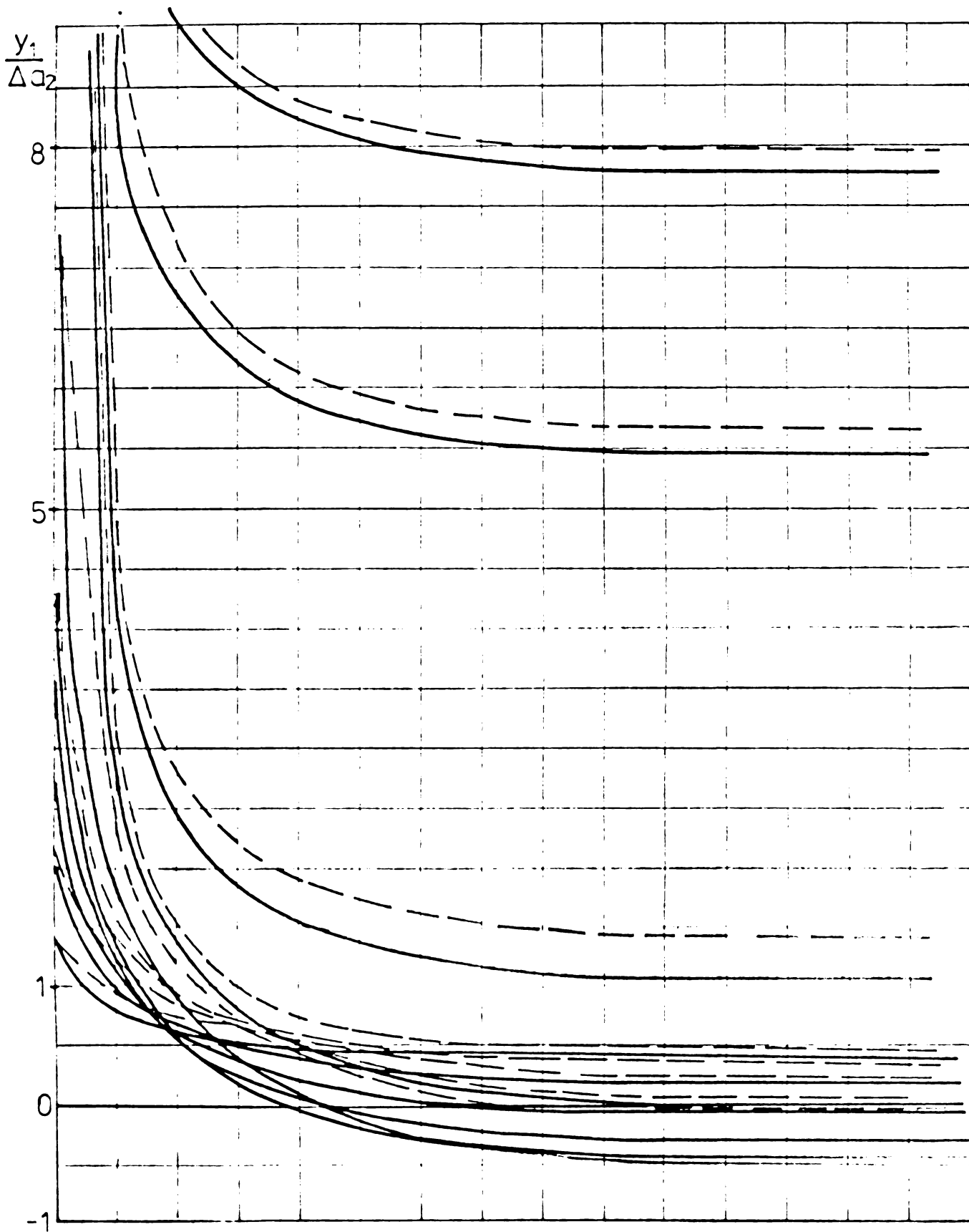


Fig. 6-11



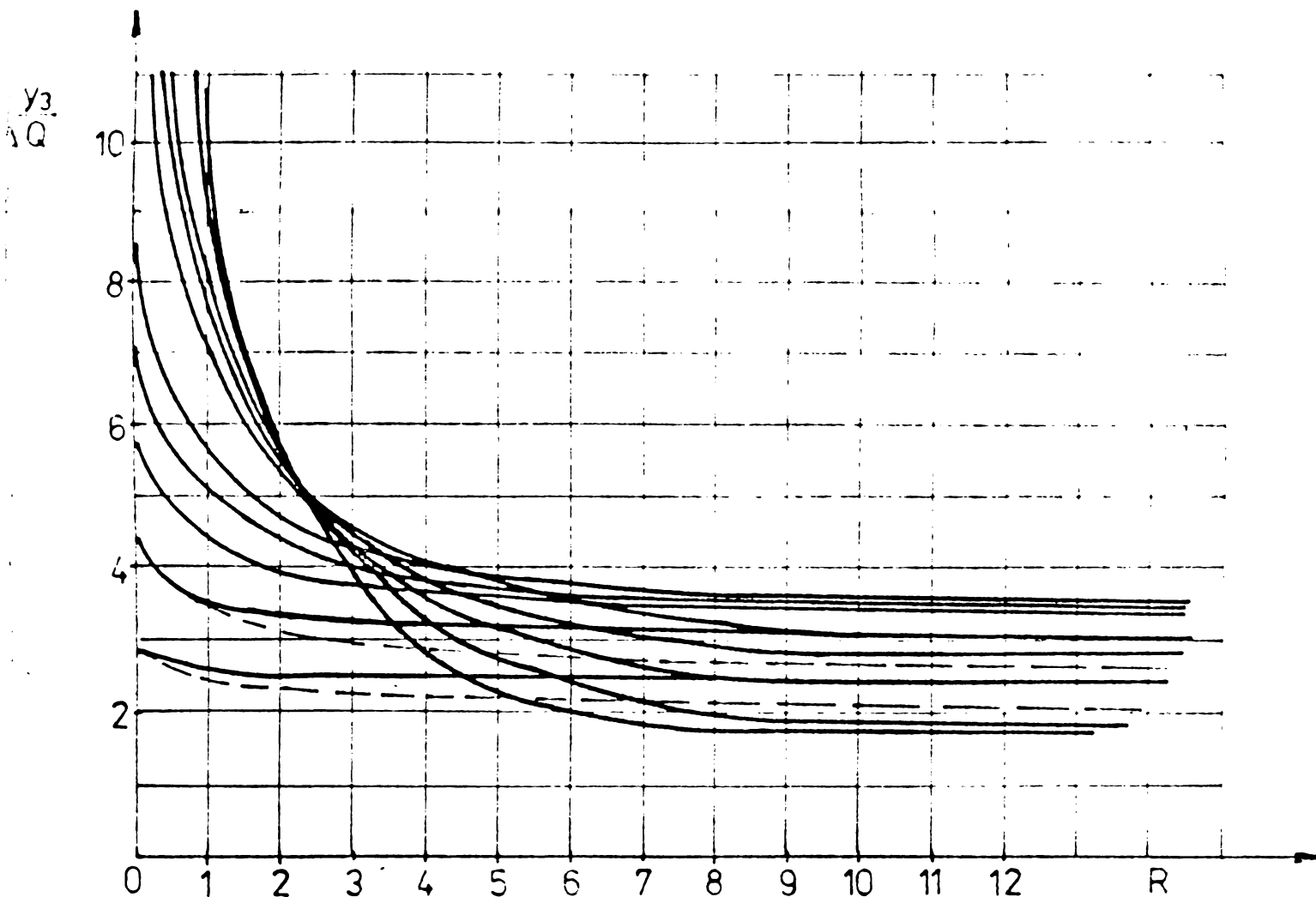


Fig.6-13

Se recomandă deci pentru acest caz de inexactitate a montării osiilor, rigidități longitudinale și transversale mari spre a micșora pericolul uzurii inegale a buzei bandajelor osiei unu și trei.

c.4. Osiile montate uni, doi pe o parte a boghiului, iar doi și trei pe cealaltă parte a boghiului sînt așezate neperpendicular cu o diferență $\Delta a_1 = -\Delta a_2$.

Valorile numerice calculate sînt reprezentate grafic în fig.6-14.

Deplasările transversale pe cale ale boghiului sînt cele mai mari în acest caz.

Pentru valori mici ale rigidității longitudinale și transversale deplasările sînt direct proporționale cu acestea.

Pentru valori mari ale lui P deplasarea transversală este puțin influențată de rigiditatea laterală a lagărului osiei.

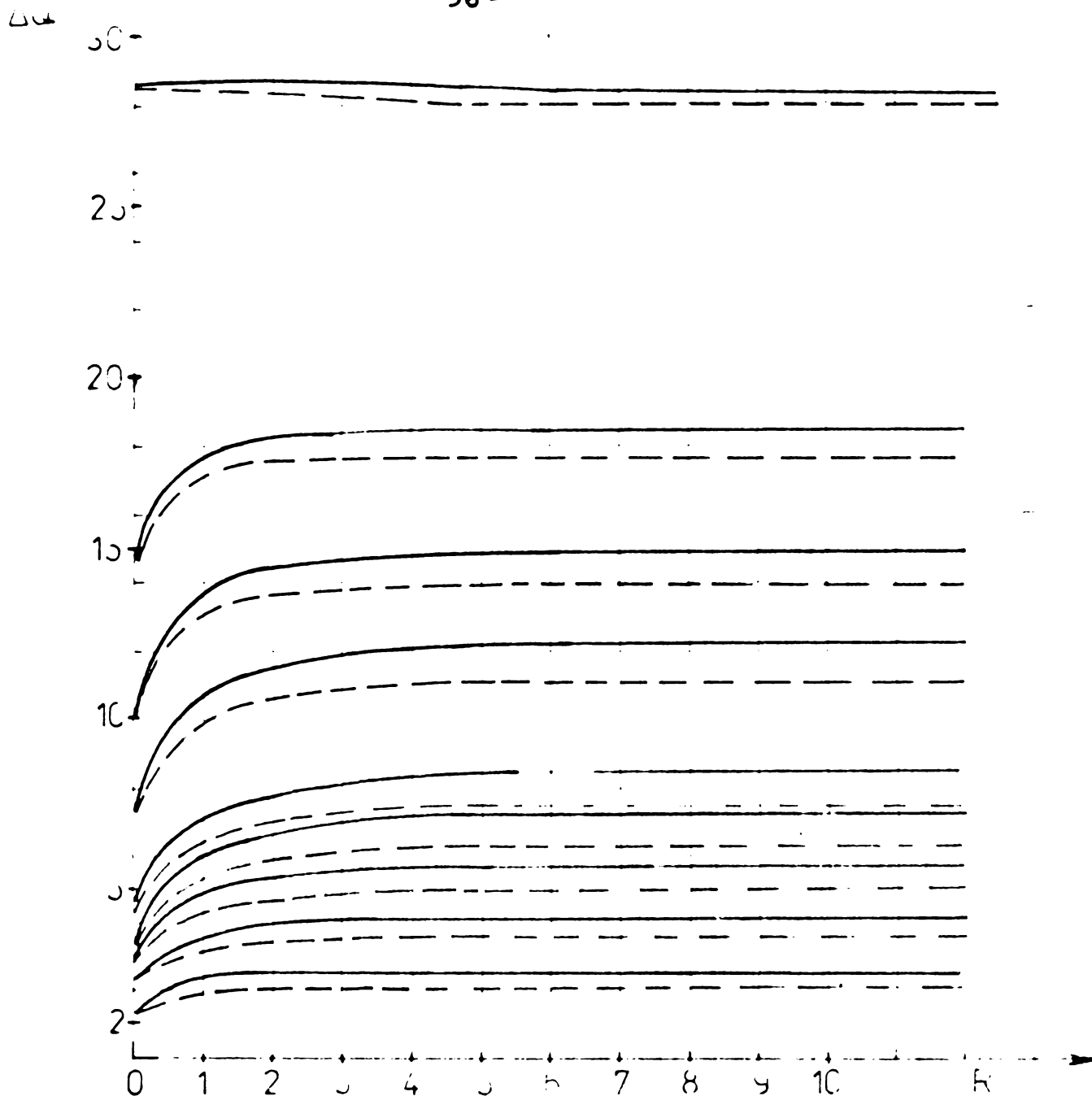


Fig.6-14

Pentru inexactități de acest gen este favorabil utilizarea - ghidajelor cutiilor de unsoare de rigiditate mică longitudinală și transversală.

Din analiza cazurilor posibile de așezare a ghidajelor paralele în ramle boghiurilor rezultă că acest caz de inexactitate al aparatului de rulare este, deosebit de important, trebuind să i se acorde o atenție deosebită spre a evita uzuri neuniforme ale buzilor bandajelor.

Alegerea corespunzătoare a rigidității longitudinale și transversale a ghidajelor lagărului osiei are o importanță deosebită în evitarea uzurilor bandajelor.

În practica fabricației și reparației materialului rulant trebuie să se acorde o deosebită atenție tehnologiei de montaj și preciziei de măsurare spre a realiza un paralelism cât mai bun al osiilor.

În practică, paralelismul osiilor se verifică, pentru boghiurile destinate locomotivelor diesel - electrice (fabricate-

în țară) cu ajutorul unor bare etalonate, avînd micromotru montat la unul din capete și celălalt capăt este ghidat de fusele de ghidare ale lagărului osiei.

Această tehnologie de măsurare și control a înlocuit o tehnologie mai veche în care alinierea fuselor de ghidare și realizarea deci a paralelismului osiilor se făcea cu liniare lungi și echere cu talpă.

Noua tehnologie de măsură asigură un paralelism al osiilor superior celui prescrise de 0,1 mm.

6.4.4. Asupra boghiurilor acționează un moment M ce împiedică boghiurile să ocupe poziția mijlocie pe cale

Acest moment poate proveni din frecările din sistemul de suspensie, ce pot fi mai mari decît forțele dispozitivului de rapel pentru valori mici ale amplitudinii mișcării de șorpuire ale boghiurilor.

Mărimea acestui moment are o importanță deosebită. O valoare mare a acestuia va putea determina^{ca} după o curbă mișcările normale ale boghiurilor să nu mai fie suficiente pentru a readuce sistemul în poziția inițială. Astfel asupra boghiurilor mai continuă să acționeze acest moment suplimentar apărînd pericolul uzurii neuniforme a buzelor bandajelor.

Dacă valoarea acestui moment "M" este prea mică, efectul amortizării mișcărilor șerpuitoare ale boghiurilor se va exercita numai la amplitudini mici ale acestor mișcări.

Vom considera acest moment proporțional cu unghiul de rotație al boghiurilor față de axa longitudinală a căii α_b :

$$M_T = C_{\alpha} \cdot \alpha_b \quad (6-19)$$

Din sistemul de ecuații (6-1) și (6-2) se poate scrie:

$$- 2F_0 \left[\frac{1}{V} (\dot{y}_1 + \dot{y}_2 + \dot{y}_3) - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \right] = 0 \quad (6-20)$$

Admițînd $P \approx \infty$ (ghidajele cutiilor de unsoare rigide în direcția de mers) și avînd în vedere ipoteza deplasărilor mici;

$$\alpha_b = \frac{1}{v} \dot{y} \quad (5-21)$$

Valoarea maximă pentru α_b , considerînd o mișcare șerpuitoare cu frecvența ω și amplitudinea y_0

$$\alpha_b = \frac{1}{v} \cdot \omega \cdot y_0 = \frac{2\pi}{L_0} \cdot \lambda \cdot y_0 \quad (6-22)$$

sau

$$y_0 = \frac{L_0}{2} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \alpha_b = \frac{L_0}{2\pi} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{M_r}{c_b}$$

Aceasta este amplitudinea maximă a mișcării pentru care momentul "M" este încă elastic.

Pentru un joc în ecarterent de 2 x 5 mm, o valoare recomandată pentru amplitudinea limită este de 4 mm /44/.

Considerînd:

$$M_r = 1000 \text{ daNm}$$

$$\lambda = 0,4$$

$$L_0 = 18,047 \text{ (pentru LDE 2100 CP)}$$

atunci cu ajutorul relației (6-22) se poate calcula:

$$c_\alpha = \frac{L_0}{2\pi} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \frac{M_r}{y_0} = 1,795 \cdot 10^6 \text{ daNm/roată} \quad (6-23)$$

Această valoare orientativă, constituie o limită inferioară pentru rigiditatea elementelor elastice ce se opun rotației boghiurilor la mersul șerpuitor.

Considerînd valorile numerice corespunzătoare locomotivei LDE 2100:

- conicitate efectivă : 1/20

- ampatamentul boghiului : 4,1 m

- moment de frecare : 1000 daNm

- coeficient de creep : $1,51 \cdot 10^6$ daN

- elasticitatea la răsucire: $T = 1,5$

S-au trasat în fig.6-15 deplasările osilor montate, unu
și doi.

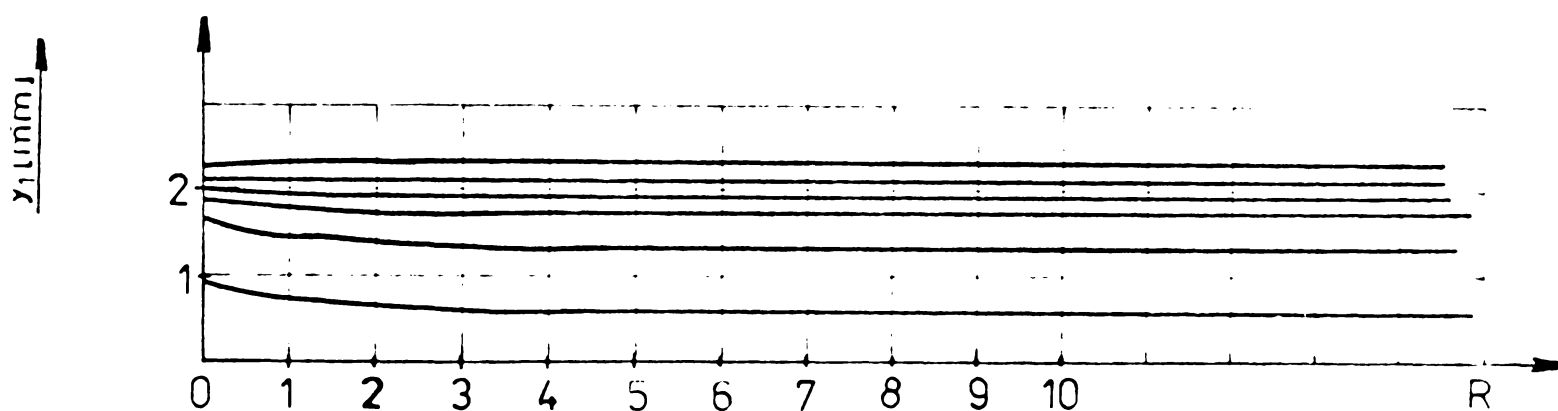


Fig.6-15

Se observă că boghiul va circula dezaxat și deplasarea transversală pe cale are un ordin de mărime de câțiva milimetri.

Deoarece, după cum se observă din (6-23) deplasarea transversală este proporțională cu momentul de frecare, nu este recomandat mărirea momentului de frecare, în comparație cu ceea ce s-a admis în cazul analizat.

Apariția acestui moment de frecare suplimentar poate duce la uzuri neuniforme ale buzei bandajelor însă nu atât de importante ca cele analizate anterior (cap.6.4.3). Astfel dacă în aliniament apare contactul buzei bandajelor cu șina, neregularitățile laterale din cale, existente întotdeauna vor determina o rotație mică a boghiului, anulând astfel parțial sau

total efectul momentului de frecare amintit.

6.5. Concluzii asupra analizei inexactităților constructiv - tehnologice ale boghiurilor

Realizarea boghiurilor moderne impune pe lângă cerințele arătate în capitolul 1 și stabilirea unor limite constructive corespunzătoare ce să asigure un mers șerpuitor normal și deci o uzură cât mai redusă și uniformă a buzelor bandajelor.

Execuția unui aparat de rulare perfect este imposibilă și deci a fost necesar a se studia cum influențează inexactitățile din sistem rularea normală a boghiurilor când axa longitudinală a acestuia va șerpi în jurul axei longitudinale a căii. În acest caz uzura buzei bandajelor va fi uniformă la toate osiile montate.

Pericolul apariției uzurilor neuniforme poate apărea din cauza inexactităților analizate anterior care au ca efect dezaxarea mersului șerpuitor al boghiurilor.

Dintre aceste inexactități așezarea neparalelă a osiilor este cea mai importantă.

Un defect de paralelism al osiilor poate cauza deplasări transversale mari ale osiilor montate și deci mărește pericolul contactului neuniform al buzelor bandajelor cu calea ce produce uzura neuniformă a acestora.

Deosebit de mare devine pericolul uzurilor neuniforme în cazul în care ghidajul lagărului osiei este foarte rigid în direcție longitudinală iar în direcție transversală are o rigiditate mică sau joc (vezi C.3).

Limitarea abaterii de paralelism la 0,5 mm pentru boghiurile cu două osii, măsurat în dreptul lagărului osiilor, nu a dat satisfacții în cazul boghiurilor cu trei osii. Cu această abatere de paralelism deplasarea transversală a osiei unei boghiuri cu două osii este /44/ 2,25 mm. Considerând această valoare ca limită și pentru boghiurile cu trei osii a rezultat o abatere a paralelismului osiei de 0,1 mm, valoare verificată și în practică cu rezultate net superioare

în ceea ce privește uniformizarea uzurii buzelor bandajelor.

În studiu s-a considerat numai înclinare a suprafeței de rulare $\xi = 1/20$. În timpul funcționării, pentru bandaje noi conicitatea efectivă a suprafeței de rulare crește rapid, în această perioadă uzura buzelor bandajelor este mare. Deci spre a avea o uzură cât mai uniformă se recomandă ca inițial conicitatea bandajelor să fie mai mică de $1/20$.

Utilizarea profilelor de uzură pentru bandaje va avea deci și un efect pozitiv în evoluția uzurilor buzelor bandajelor /97/.

Cu toate că analiza a fost efectuată cu unele ipoteze simplificatoare considerând ecuații de mișcare liniare -au putut determina posibilități de îmbunătățire a mersului șerpuitor al boghiurilor prin evitarea uzurii premature și neuniforme a buzelor bandajelor, prin stabilirea unor rigidități corespunzătoare pentru ghidajele cutiilor de unsoare și a unor limite constructive ce să permită realizarea unor performanțe acceptabile în exploatare.

Această prelungire a duratei de exploatare a aparatului de rulare printr-o proiectare judicioasă și o fabricație corespunzătoare va reduce în mod substanțial cheltuielile de reconstrucție a bandajelor și de rebandajare a roților osiilor montate și de întreținere a căii.

C A P I T O L U L VII

INCERCARI EXPERIMENTALE

7.1. Prezentarea generală a măsurătorilor

Locomotivele, ca sisteme oscilante, prezintă un număr mare de grade de libertate, iar forțele perturbatoare care acționează asupra sistemului au un caracter aleator. De aceea măsurătorile experimentale dau informațiile cele mai importante asupra comportamentului dinamic al vehiculelor feroviare.

Măsurarea oscilațiilor materialului rulant prezintă o importanță deosebită atât în stadiul de experimentare a noilor soluții constructive ale boghiurilor moderne, cât și ulterior în exploatare spre a determina eficiența unor modificări aduse prototipurilor, caracteristicile dinamice ale vehiculelor, fiabilitate, confort și solicitări la sarcini dinamice.

Un sistem dinamic ca cel constituit de locomotivă, circulând pe calea ce prezintă neregularități, transformă aceste neregularități într-o funcție perturbatoare aleatoare dependentă de timp, la care sistemul răspunde prin oscilații, de asemenea aleatoare.

Astfel de sisteme nu pot fi descrise prin funcții analitice, iar semnalele vibratorii ce iau naștere nu se pot caracteriza prin aceleași mărimi ca celea utilizate în cazul semnalelor periodice.

Unul din procedeele cu care se poate face o analiză a sistemelor dinamice excitate de mărimi de intrare aleatoare se bazează pe folosirea funcțiilor de corelație și densitatea spectrală de putere, ce permite și o exprimare analitică a mărimilor aleatoare.

Tehnica modernă de măsurare permite determinarea acestor funcții, prin înregistrarea și prelucrarea semnalelor aleatoare, în condițiile de exploatare ale sistemelor dinamice. O astfel de metodologie este folosită și în această lucrare sistemul dinamic studiat fiind locomotiva diesel-electrică 660 DA de 2100 C.P.

Măsurătorile în mers au fost efectuate cu locomotiva numărul 1118 pe ruta București-Progresul - Giurgiu.

Locomotiva remorca un tren compus din 10 vagoane de călători și vagonul dinamometric cu un tonaj total de 538 tone.

S-au înregistrat date pentru ambele sensuri de circulație ale locomotivei la viteze cuprinse între 40 și 100 km/h, limita maximă fiind impusă de cale.

Viteza a fost controlată atât cu vitezometrul locomotivei cât și cu vitezometrul electronic cu care este dotat vagonul dinamometric spre a evita diferențele ce pot apărea la măsurarea vitezei pe locomotivă datorită diametrelor de rulare diferite sau eventuale patinări.

Măsurătorile s-au efectuat pe porțiuni de cale situate în aliniament și palier.

Starea suprafețelor șinelor a fost bună (șine uscate), în timpul efectuării experiențelor vremea a fost bună, fără precipitații. Calitatea căii, pe ruta pe care au fost efectuate experiențele este bună, fiind de curând modernizată.

7.2. Aparatura utilizată pentru înregistrarea semnalelor măsurate.

7.2.1. Deplasările relative dintre ramele boghiurilor și cutia locomotivei

Deplasările s-au măsurat cu traductoare inductive diferențiale Hottinger Baldwin Messtechik tip W 50, care au caracteristica liniară a semnalului în domeniul de lucru (± 50 mm).

Pentru fixarea traductorului s-au utilizat dispozitive speciale de prindere (fig.7-1) ce s-au sudat de cutia locomotivei.

Traductoarele pentru deplasări au fost amplasate la extremitățile ramelor (fig.7-1 și 7-2) pentru boghiul 1 în dreapta, iar pentru boghiul doi în partea stângă a locomotivei.

Pentru un parcurs accelerometrul osiei unu a măsurat deplasările laterale ale osiei.



Fig 7-1



Fig 7-2

Inregistrarea semnalelor ce reprezintă variația deplasărilor relative rame boghiuri-cutia locomotivei s-a făcut pe hîrtie specială sensibilă la radiații ultraviolete, cu ajutorul oscilografului fotoînregistrator tip 12 IS - 1 (Fig.7-3).

În afara deplasărilor au fost înregistrate, viteza de deplasare a trenului precum și baza de timp (coroiajul vorticii).

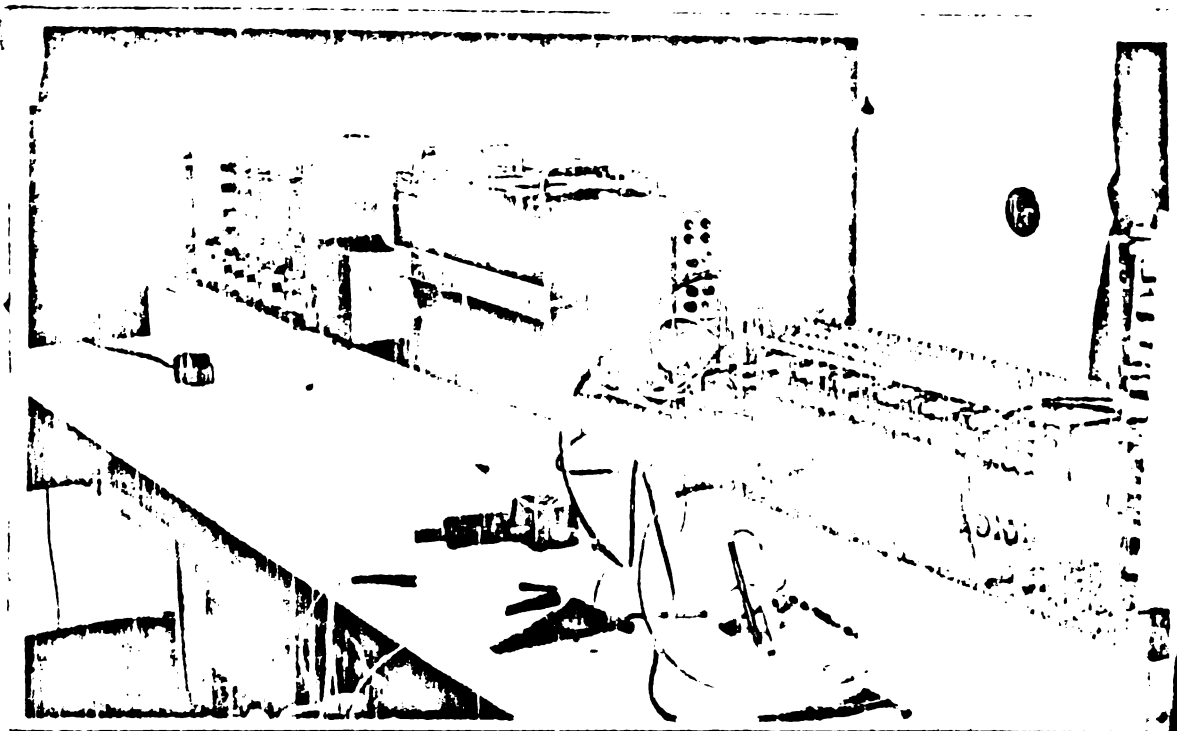


Fig 7-3

7.2.2. Măsurarea accelerațiilor locomotivei

Pentru măsurarea accelerațiilor au fost utilizate accelera-
rante piezoelectrice Brüel și Kjaer tip 4370. Spre a nu influen-
ța curba de răspuns a accelerațiilor acestea s-au montat
prin prindere cu șurub, așa cum este arătat în fig.7-4.

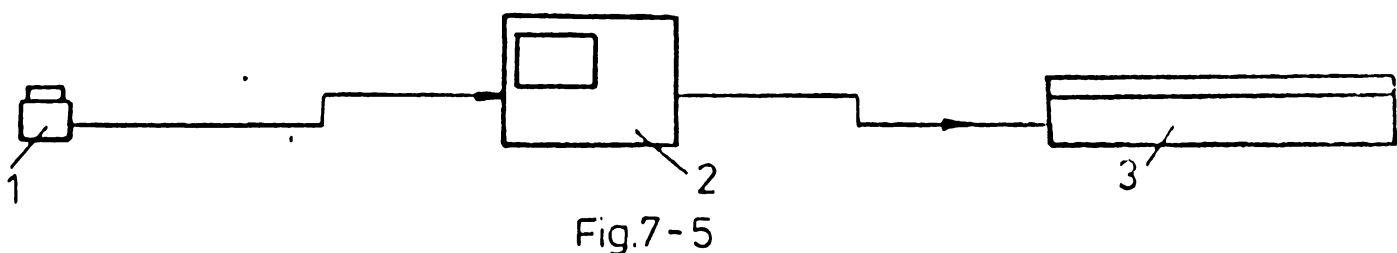


Fig 7-4

Accelerometrele au fost montate pe cutia de unsoare osia 1, pe rama boghiului în dreptul osiei 1 și 3 (fig.7-2 și 7-4) și pe cutia locomotivei la nivelul tamponelor.

Cu aceeași amplasare traductoarele au fost montate și pe boghiul doi.

Lanțul de măsură utilizat este reprezentat schematic în fig.7-5.



unde:

- 1 - accelometrul 4370
- 2 - vibrometru 2511
- 3 - înregistrator pe bandă magnetică 7003

Vibrometrul 2511 este un instrument de măsură cu scală logaritmică avînd posibilitatea citirii R.M.S. Domeniul de frecvență al aparatului este 10 - 10.000 Hz, pentru viteza vibrațiilor.

Aparatul permite și măsurarea accelerațiilor sau deplasărilor, aceste posibilități fiind folosite la măsurătorile ce le-am efectuat.

Pentru fiecare traductor, a fost utilizat un vibrometru (fig.7-6).

Inregistrarea semnalelor produse de accelometru s-a făcut cu ajutorul unui înregistrator cu bandă magnetică Brüel și Kjaer tip 7003. Aparatul poate înregistra semnale pe patru canale simultane opțional pe unul din canale are posibilitatea înregistrării comentariului asupra măsurătorilor cu ajutorul microfonului. Domeniul frecvențelor ce se pot înregistra de la 0 la 10.000 Hz.



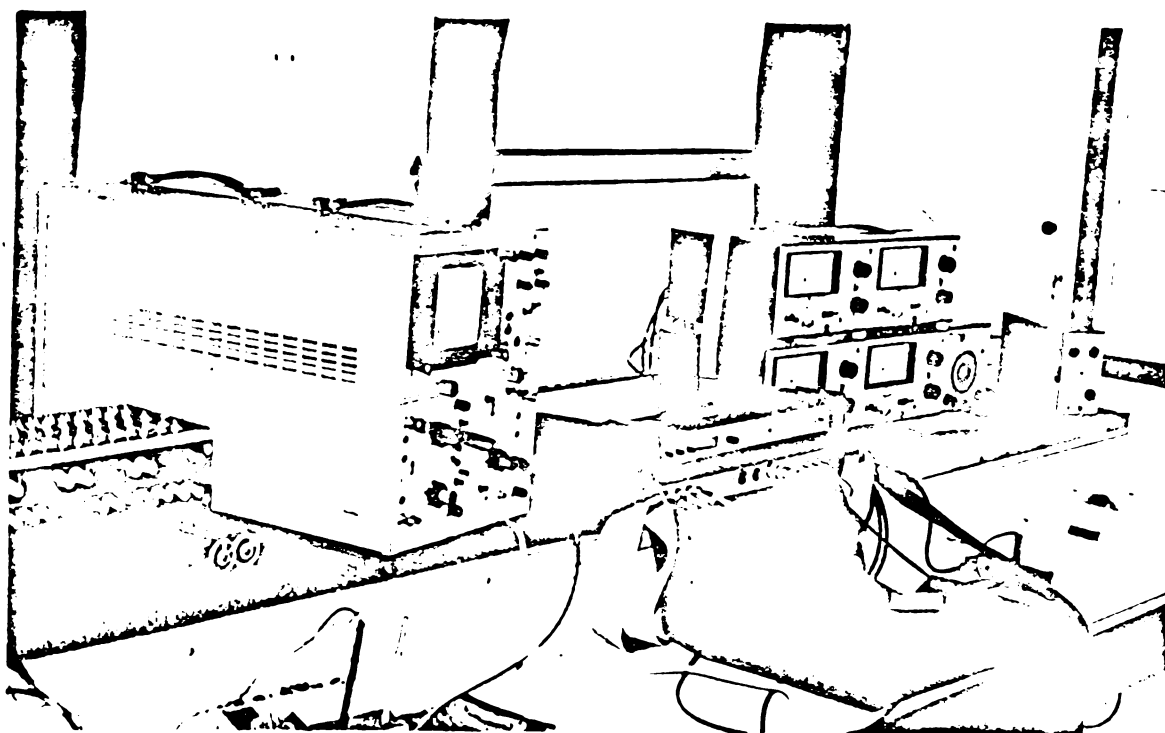


Fig 7-6

7.3. Aparate utilizate pentru analiza semnalelor înregistrate.

Avînd în vedere caracterul aleator al semnalelor înregistrate în vederea analizei accelerațiilor laterale ale locomotivei s-a utilizat pentru prelucrarea semnalului analizorul de frecvență Brüel și Kjaer tip 3348 ce asigură prelucrare statistică a informației înregistrate.

Analiza de frecvență (analiza spectrală) constituie o tehnică de măsurare ce poate fi considerată ca piatră fundamentală a studiilor bazate pe măsurarea vibrațiilor 79/.

În cazul vibrațiilor aleatoare staționare, analiza spectrală a semnalelor indică fie mărimea relativă a componentelor armonice și frecvența acestora fie distribuția în frecvență a densității spectrale de putere. Această informație este utilă pentru a stabili posibilitatea excitării diferitelor moduri de vibrații ale vehiculului în cazul în care spectrul excitațiilor căii are componente ce coincid cu frecvențele proprii ale vehiculului.

Aparatul tip 3348 este un analizor de frecvență în timp real de bandă îngustă fiind un sistem de măsurare hibrid.

El produce spectre de benzi la 400 filtre în 45 ms.

Acest spectru este afișat pe un ecran de 12" cu unde poate fi citit sub formă analogică.

Echipamentul folosit la prelucrarea semnalului este redat în fig.(7-6), iar schema bloc în fig.(7-7).

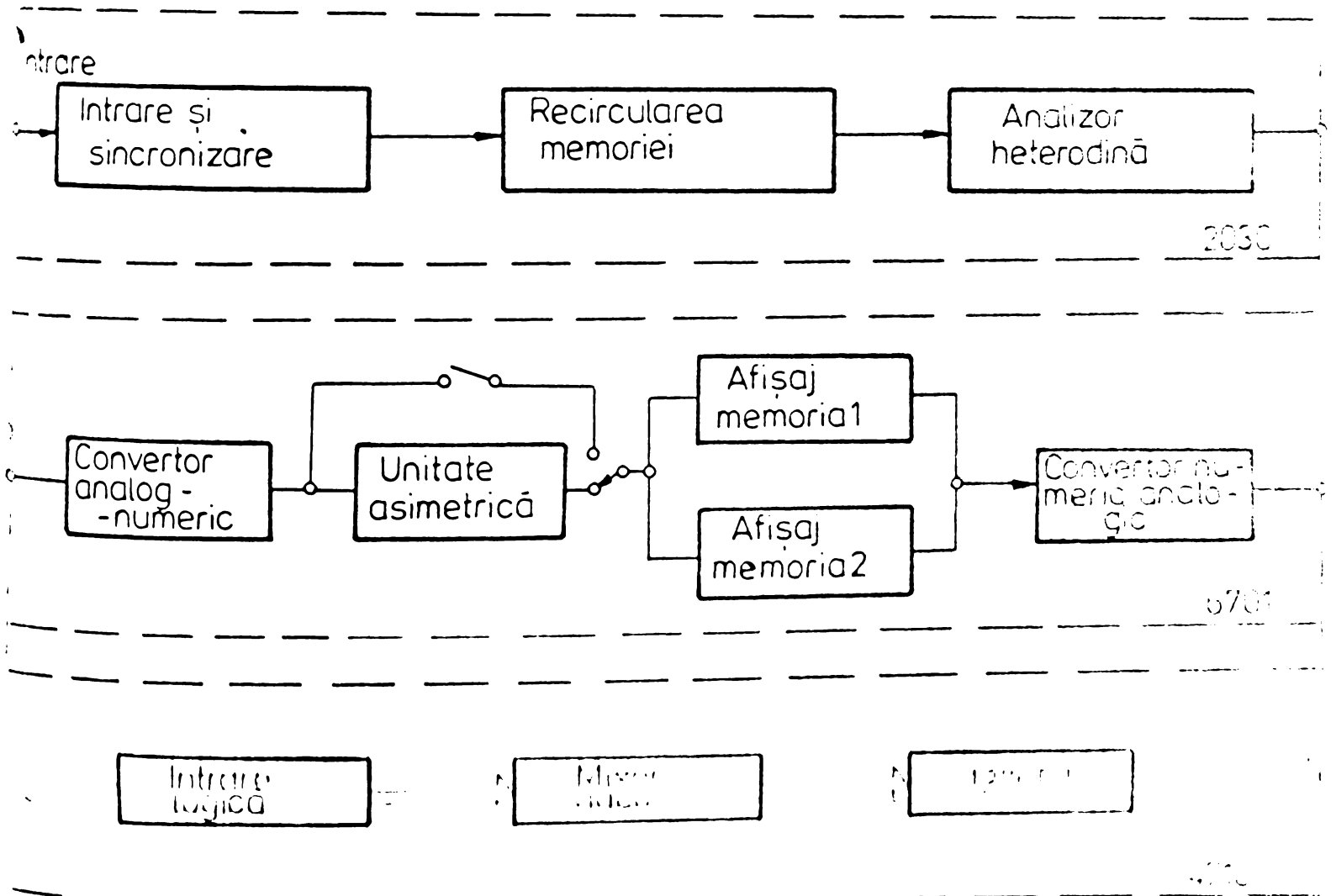
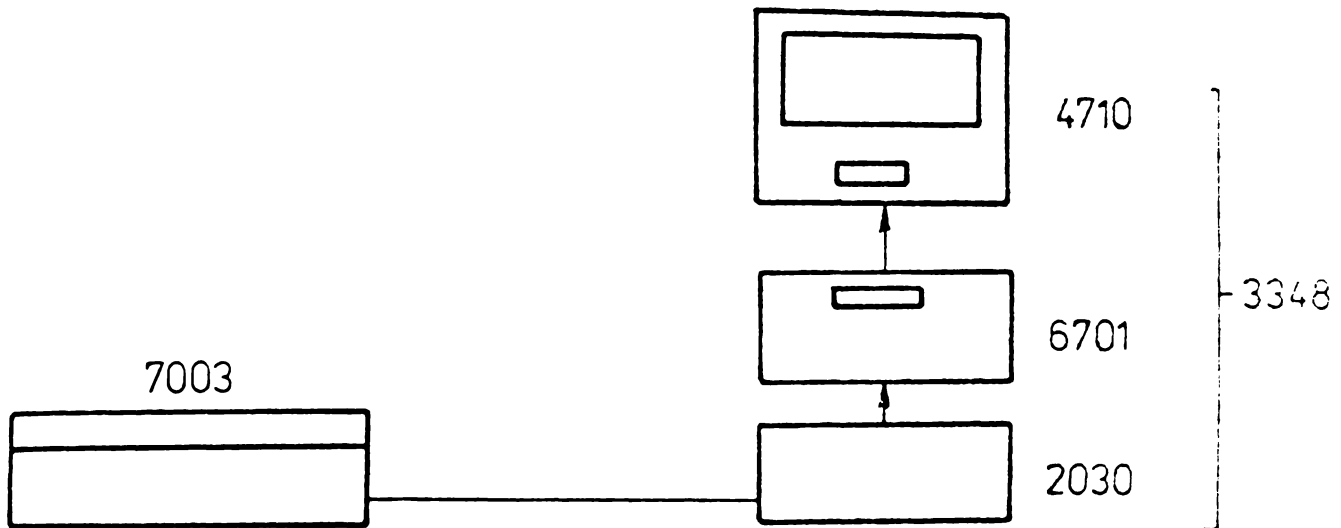


Fig.7-7

În timpul analizei semnalului pentru înregistratorul magnetic tip 7003 s-a menținut aceeași viteză a benzii ca și la înregistrare $v = 1,5''/s$.

Sensibilitatea s-a păstrat și s-au efectuat calibrări pe analizor, la frecvența de 79,6 Hz cu accelerometrul etalon, 4291 ce dă la ieșire o accelerație constantă de 1 g.

Analizorului de frecvență 3348 i s-a fixat domeniul de lucru 0 - 50 Hz pentru care timpul de mediere este 8 s/71,7 s.

Semnatul de pe înregistratorul magnetic 7003 intră în analizorul 2030 printr-un atenuator de intrare. Două becuri indică dacă semnalul introdus este corect, dacă nu e supradodulat sau are un nivel prea scăzut.

Apoi semnalul trece prin filtru anti-aliasing a cărei frecvență de tăiere este corelată cu frecvența de eșantionare, în dispozitivul de eșantionare.

În blocul de compresie a timpului, semnalul analogic este convertit în impulsuri binare și aplicat unei memorii de recirculare cu care se realizează factorul de compresie în timp k , de valori mari (400.000 în cazul analizorului 3348). Acest factor de compresie reprezintă raportul dintre viteza de ieșire și de intrare a cuvintelor în memoria analizorului. Constanta de ciclare a memoriei este $T_M = 100 \mu s$.

După umplerea memoriei, primul "cuvânt" înmagazinat este descărcat într-un convertor numeric analogic, locul lui fiind ocupat de un nou cuvânt.

La ieșirea de pe convertorul numeric - analogic, semnalul este refăcut și alimentează în continuare analizorul heterodină unde este modulată în amplitudine de o undă purtătoare sinusoidală. Se obține în final o detaliere mai bună a porțiunilor de frecvențe înalte a spectrului.

Cu un singur filtru variind frecvența undei purtătoare se poate explora întregul domeniu de frecvențe al spectrului.

Semnatul este filtrat, detectat și aplicat etajului de ridicare la pătrat obținându-se pătratul sau semnalul mediat la ieșirea blocului 2030.

Procesul este repetat de 400 de ori în 40 ms. Semnalul este aplicat în continuare aparatului pentru măsurarea mediei și compararea spectrelor tip 6701. Acesta are patru posibilități de operare;

- 1) ieșire fără mediere, a spectrului pentru afișare,
- 2) efectuează media liniară la un număr fixat anterior de spectre, statistic independente și rezultatul poate fi afișat,
- 3) efectuează media exponențială, cu fixarea timpului efectiv de mediere, din spectrul existent la intrare și la ieșire, rezultatul poate fi afișat.
- 4) înmagazinează nivelul maxim care a fost găsit în fiecare canal și scoate spectrul constând în aceste maxime la afișaj.

Am folosit posibilitățile oferite de aparat de la punctul 2 și 4 obținând astfel în final valori ale spectrelor de frecvență în timp real, respectiv în valori maxime.

La obținerea datelor mediei liniare un bloc de calcul adună succesiv spectrele statistic independente, rezultatul fiind oprit în blocul de acumulare.

Media spectrelor se obține apoi prin împărțirea rezultatului din blocul de acumulare cu numărul spectrelor ce au fost mediate.

Rezultatul este stocat în blocul de afișaj al memoriei. Aparatul dispune de două memorii de afișare ceea ce permite compararea a două spectre, sau a unui spectru oarecare cu unul de referință. De asemenea în timpul prelucrării semnalelor una din memorii poate extrage date pentru afișare fără o influență pe cealaltă.

Unitatea tip 6701 are un afișaj digital cu 4 numere ce indică frecvența la alegerea manuală a canalelor.

Unitatea de afișaj 4710 în afară de afișarea amplitudinii permite afișarea spectrului de frecvență pe un ecran de 12 inci, afișând în timp real trei octave.

Limita maximă a gamelor poate fi selectată pe ecranul C.R.T. în 10,25, 50 dB.

În gama de 50 dB valoarea liniei de bază a afișajului poate varia de la 0 la 40 dB.

Scala este reprodusă direct, electronic pe ecran, permițând o citire directă și schimbarea automată a formei de afișare.

Intensitatea scării poate fi reglată separat de intensitatea spectrului afișat.

Sub ecranul de afișare a spectrului se afișează în 4 cifre nivelul semnalului în dB, din canalul selectat prin butonul selector de pe 6701. Simultan o linie reprezentând acest canal apare mai intens pe ecran (vezi fig.7-12).

Spectrul complet este afișat în a 22 parte dintr-o secundă. Timpul pentru a converti informația analogă de pe un canal, în dB, este de 50 μ s. Citirea spectrului complet necesită minim 21,5 ms.

Spectrele de frecvență afișate au fost fotografiate prin alegerea formelor caracteristice și compararea acestora spre a evita erorile ce pot fi introduse de comutări sau regimuri tranzitorii.

7.4. Analiza rezultatelor experimentale

Locomotivele constituie sistemele dinamice complexe excitate de forțe perturbatoare aleatoare.

Studiul oscilațiilor acestor sisteme necesită tehnici de calcul complicate /9/. Pentru a aprecia efectul oscilațiilor asupra structurilor mecanice și oamenilor, este necesar a face analiza de frecvență a oscilațiilor.

Accastă informație este utilă pentru a stabili posibilitatea excitării diferitelor moduri de vibrații ale unei structuri în cazul în care spectrul sursei excitatoare are componente ce coincid cu frecvențele proprii ale structurii sau pentru a aprecia gradul de confort al structurilor, vehiculelor destinate transportului de călători.

Funcția densitate spectrală de putere ce reflectă distribuția puterii semnalului funcție de frecvență este definită astfel:

$$W(f) = \lim_{B \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{B \cdot T} \int_{-T/2}^{T/2} x_B^2(f, t) dt = \lim_{B \rightarrow 0} \frac{\overline{x_B^2(f)}}{B} \quad (7-1)$$

relație ce stă la baza procedeeilor de determinare a densității spectrale cu ajutorul filtrării semnalelor.

Cunoscînd spectrele de putere se poate determina media pătratică prin planimetrarea ariei de sub curba $W(f)$. Pentru o bandă de frecvență f_c se poate scrie:

$$\overline{x^2(t)} = W(f) \cdot f_c \quad (7-2)$$

iar pentru întreaga bandă analizată

$$\overline{x^2(t)} = \sum_{i=1}^n \Delta x_i^2(t) \quad (7-3)$$

Folosind analizorul 3348 s-au prelucrat semnalele înregistrate pe banda magnetică și am obținut densități spectrale de putere ale accelerațiilor laterale pentru locomotiva diesel-electrică, 060 DA.

7.4.1. Evaluarea rezultatelor obținute la înregistrarea

Prin sistemul de măsură utilizat s-au putut determina deplasările relative ramă boghiuri - cutie înregistrate pe o bandă ce am determinat-o "A" și deplasări relative osio-ramă și ramă cutie pe banda B (fig. 74- 8 la 7 - 11).

Am făcut acente determinări cu scopul de a vizualiza forma de undă a semnalului și a obține informații cantitative despre acesta.

S-a făcut o "măsurare liniară" în sensul că nu s-au folosit filtre în vederea analizării semnalelor, deci toate componentele armonice ale semnalului de intrare sînt prelucrate la fel /13/.

Se consideră că dacă semnalul conține fundamentală și

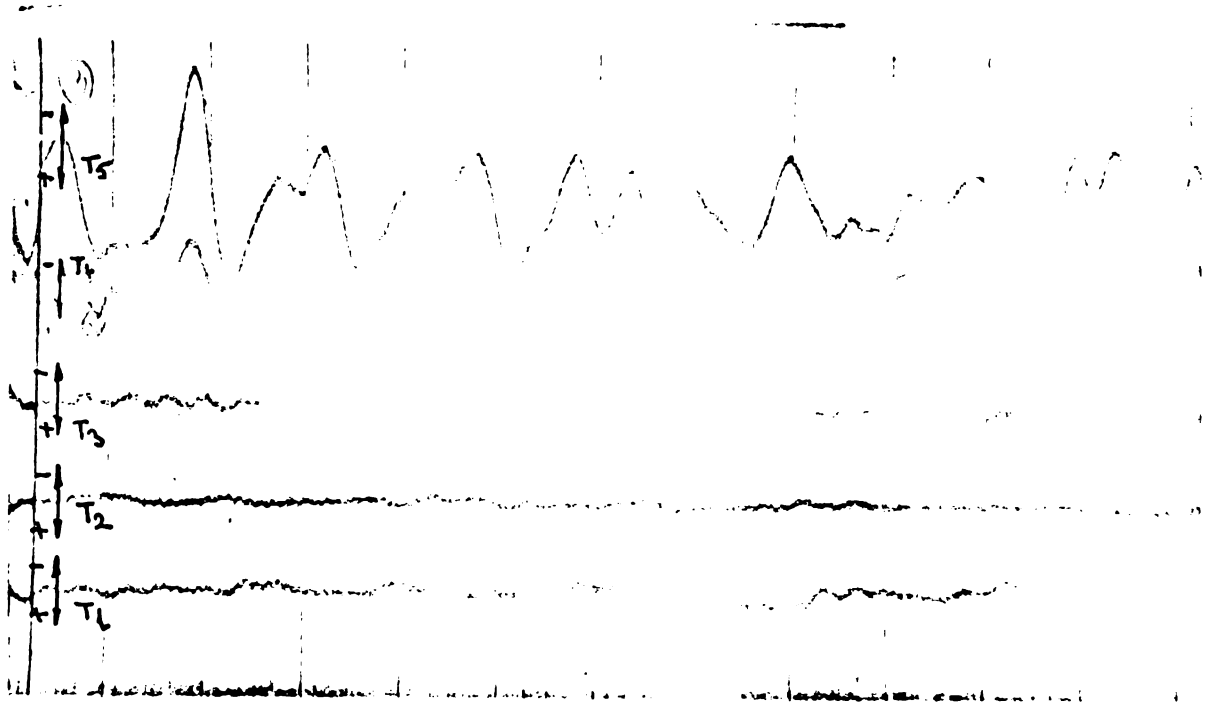


Fig 7-8

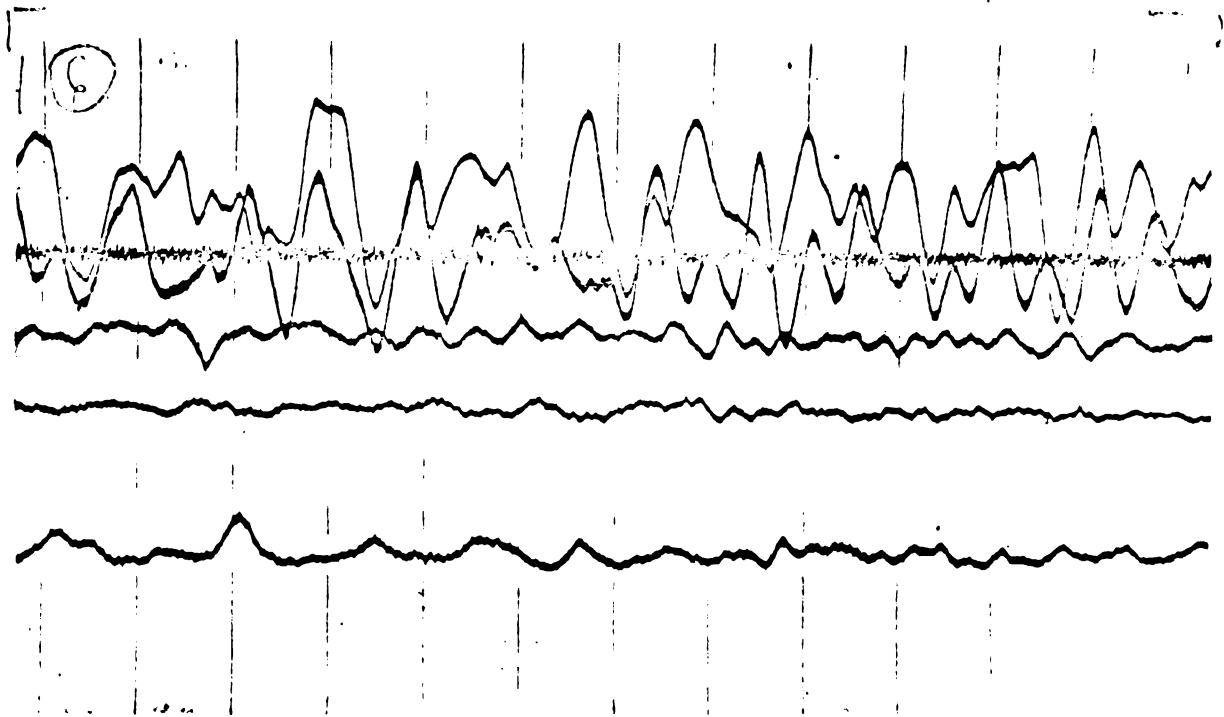


Fig 7-9

și mai mult de cinci armonici, analiza în domeniul timpului pe baza unei vibrograme devine dificilă, informațiile obținute avînd un caracter calitativ.

Pentru măsurători prospective, în scopul determinării

ordinului de mărime a vibrațiilor s-a făcut înregistrarea semnalelor sub forma vibrogramelor, apoi s-a efectuat analiza semnalelor în domeniul frecvențelor cum s-a prezentat anterior, metodă ce se utilizează frecvent în măsurarea vibrațiilor aleatoare.

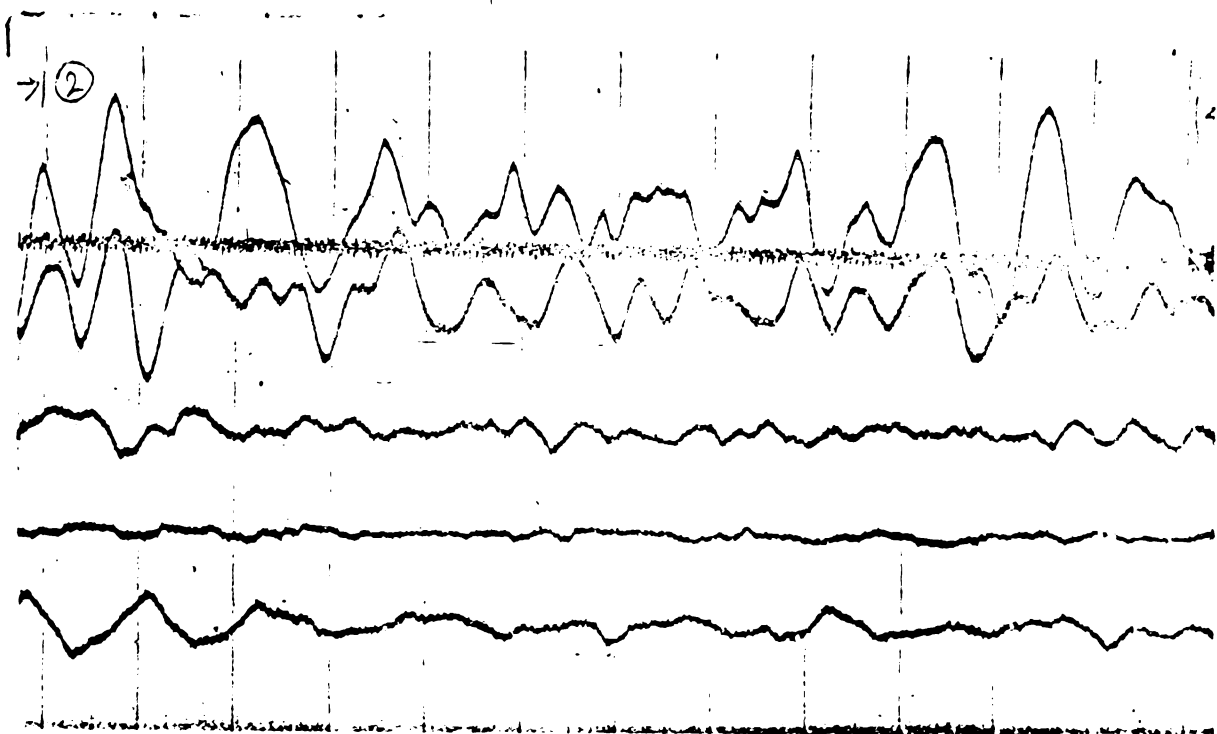


Fig 7-10

7-10

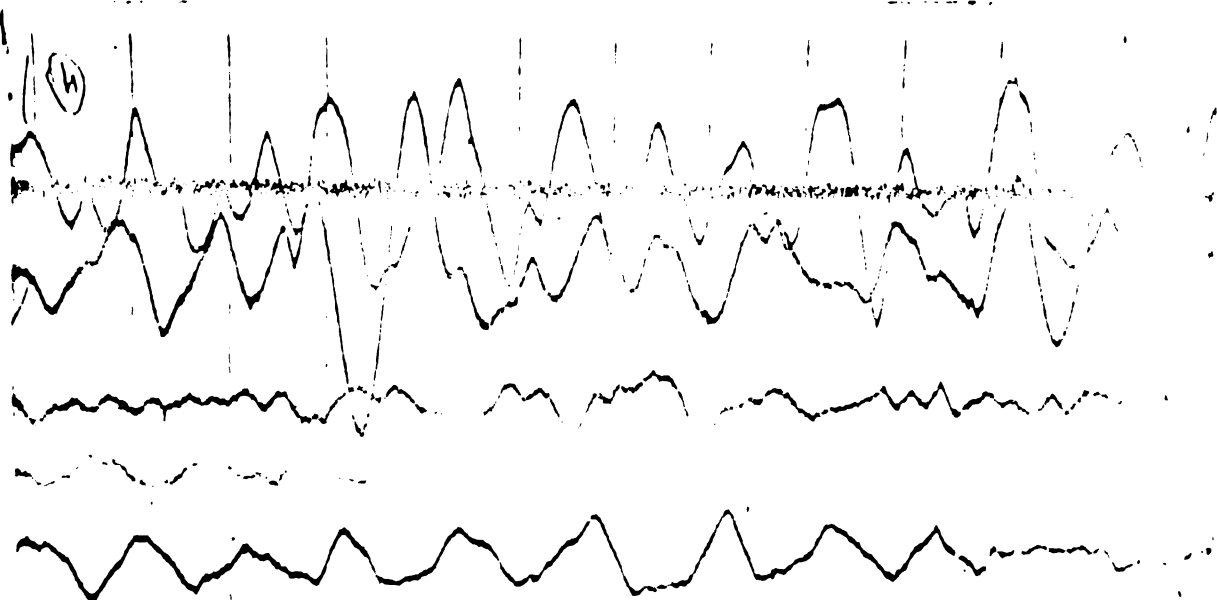


Fig 7-11

7-11

Determinarea scărilor de măsură

Cu traductorii legați prin cabluri de înregistratoare, față de poziția de echilibru a captatorului și a instrumentului de pe înregistrator, s-au simulat deplasări axiale de valoare precisă și rezultatul înregistrat pe hîrtia înregistratorului. De asemenea s-a determinat sensul de variație al deplasărilor, acestea fiind trecute în fig.7-8.

Pentru acceleramentele utilizate ca traductoare de deplasare s-a procedat similar transmitînd acestora o accelerație 1 g și accelerometrul 2511 fiind comutat pe domeniul "deplasări"

S-au obținut următoarele scări pentru:

- 1) timp : 1 interval = 0,1 s (baza de timp)
- 2) viteză: 1 mm bandă = 1 Km/h
- 3) deplasări: - 1 mm bandă = 2 mm realizate cu traductori inductivi prin acceleramente 15,33 mm bandă = 0,5" real.

- Interpretarea vibrogramelor

Frecvența a putut fi măsurată pe vibrogramă, înregistrîndu-se baza de timp.

Amplitudinea a fost determinată cu relația dată în /13/;

$$x_0 = \frac{x'_0}{d'} d \quad (7-4)$$

unde:

- x_0 - amplitudinea mișcării măsurate
- $2 x'_0$ - dublul amplitudinii deplasării măsurate, (măsurată pe vibrogramă)
- d - deplasarea cunoscută măsurată
- d' - deplasarea înregistrată corespunzătoare lui d .

Rezultatele obținute sînt controlizate în tabelul (7-1). Prin (A) s-au notat analizele făcute pe baza vibrogramelor înregistrate pe banda "A" ce nu sînt reproduse în lucrare.

Datele trecute în tabelul 7-1 reprezintă o medie a valorilor înregistrate pe porțiuni mai mari decât cele prezentate în figurile 7-8 la 7-11.

Traductoarele 1 și 5 au înregistrat deplasările relative dintre rama boghiului 1 și cutia locomotivei în dreptul osiei 1 și 3.

Traductoarele 2 și 3 au înregistrat variația aceleiași mărimi pentru boghiul 2 în dreptul osiei 4 și respectiv 6.

Traductorul 4 a înregistrat deplasarea relativă a osiei 1.

Traductoarele 4 și 5 sînt accelerometre piezoelectrice care în timpul experiențelor au înregistrat deplasări.

Din analiza vibrogramelor se remarcă în primul rînd caracterul aleator al semnalelor.

Se remarcă o creștere a amplitudinilor mișcărilor odată cu viteza.

De asemenea amplitudinea mișcării în dreptul osiei 1 și 6 este mai mare.

Comparînd înregistrările amplitudinilor deplasărilor osiei și ale boghiului 1 se remarcă diferențe mici, acestea datorită rigidității relativ mari a ghidaajelor lagărelor cutiei de unsoare.

Amplitudinile mai mari ale osiei 1 și 6 arată așa cum s-a arătat în capitolul 6 posibilitatea apariției uzurii mai pronunțate la buzele bandajelor acestor osii.

7.4.2. Evaluarea rezultatelor obținute la înregistrarea accelerațiilor locomotivei

Semnalele înregistrate pe bandă magnetică le-am prelucrat, utilizînd analizorul 3348.

Utilizînd posibilitățile de memorare ale lanțului de analiză, s-au comparat mai multe eșantioane

Tabel 7-1

Traductor 1 - ramă boghiu 1 (în dreptul osiei 1) - cutie
 Traductor 2 - ramă boghiu 2 (în dreptul osiei 4) - cutie
 Traductor 3 - ramă boghiu 2 (în dreptul osiei 6) - cutie
 Traductor 4 - pe cutia de unsoare osia 1
 Traductor 5 - ramă boghiu 1 (în dreptul osiei 3) - cutie

Nr. crt.	Mr. Vibrogram	V (km/h)	Traductor 1		Traductor 2		Traductor 3		Traductor 4		Traductor 5	
			Frecvența (Hz)	Amplitudino (mm)	Frecvența (Hz)	Amplitudino (mm)	Frecvența (Hz)	Amplitudino (mm)	Frecvența (Hz)	Amplitudino (mm)	Frecvența (Hz)	Amplitudino (mm)
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	3	50	9	4	8	3	12	4	10	4,142	9	4,2
2.	5	50	8	4	8	2	12	5	8	3,312	10	4,86
3.	1	60	12	4	12	2	12	5	9	3,76	12	4,12
4.	6	68	10	6	11	3	15	5	12	5,27	10	7,45
5.	2	70	10	7	8	3	12	7	12	4,37	12	6,2
6.	4	75	10	10	8	4	8,5	6	10	6,62	10	8,4
7.	10(A)	70	9	8	9	5	9	6	-	-	-	-
8.	9(A)	80	8,5	12	8	9	8	10	-	-	-	-
9.	8(A)	98	12	9	8,3	12	9	10	-	-	-	-

de semnal reținându-se și fotografiind 106 aspecte de frecvență.

Acestea reprezintă 104 densități spectrale de putere a accelerațiilor pentru viteze de circulație a locomotivei variind între 40 și 100 Km/h precum și două diagrame ale densității spectrale de putere a deplasărilor la viteza de 75 Km/h.

Pentru 56 de spectre de frecvență, analiza s-a făcut în timp real, iar pentru 50 analiza de valori maxime.

Domeniul de frecvență al analizorului a fost ales 0 la 50 Hz ceea ce corespunde unui semnal analizat pe o perioadă de 8 secunde, în timp real.

Scala vizualizată pe fotografiile redă mărimile reprezentate în decibeli.

- Determinarea scării de măsură

Deoarece în timpul înregistrărilor s-au utilizat sensibilități diferite pe cele patru canale ale benzii magnetice, iar amplitudinile semnalelor vizualizate sînt reprezentate în decibeli a fost necesară stabilirea scării de măsură.

Pe baza următoarelor aspecte de evaluare, s-a obținut următoarele valori:

- pentru sensibilitatea la intrare $s = 1$ g amplitudinea semnalului pe osciloscop 118 dB (dat în fig.7-12);
- pentru sensibilitatea $s = 10$ g, amplitudinea semnalului pe osciloscop a fost 98 dB ;
- pentru deplasările măsurate cu ajutorul accelera-metrelor la o sensibilitate de 0,01 inci s-a obținut o amplitudine de 62 dB (redată în fig.7-13).

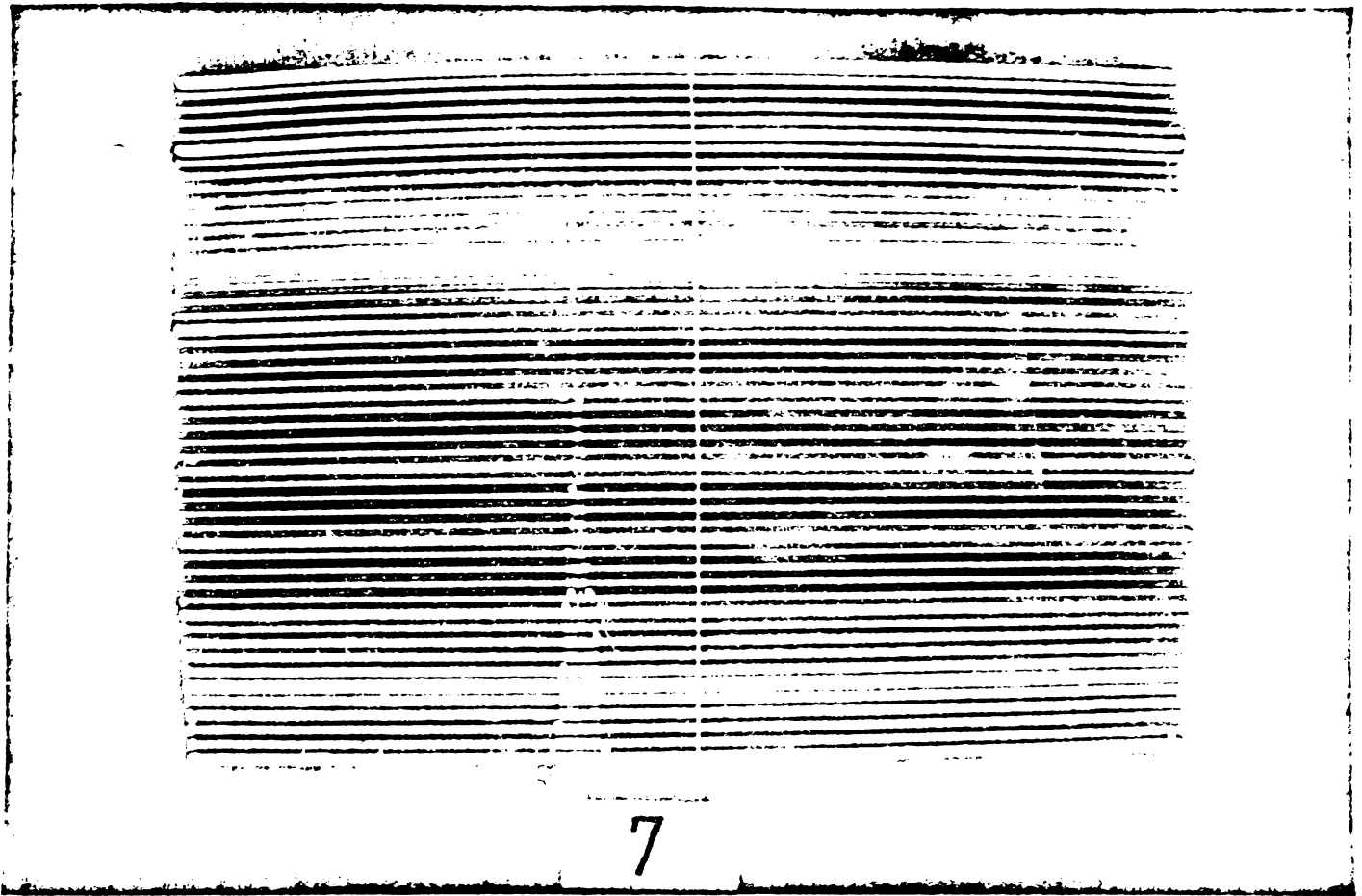


Fig 7-12

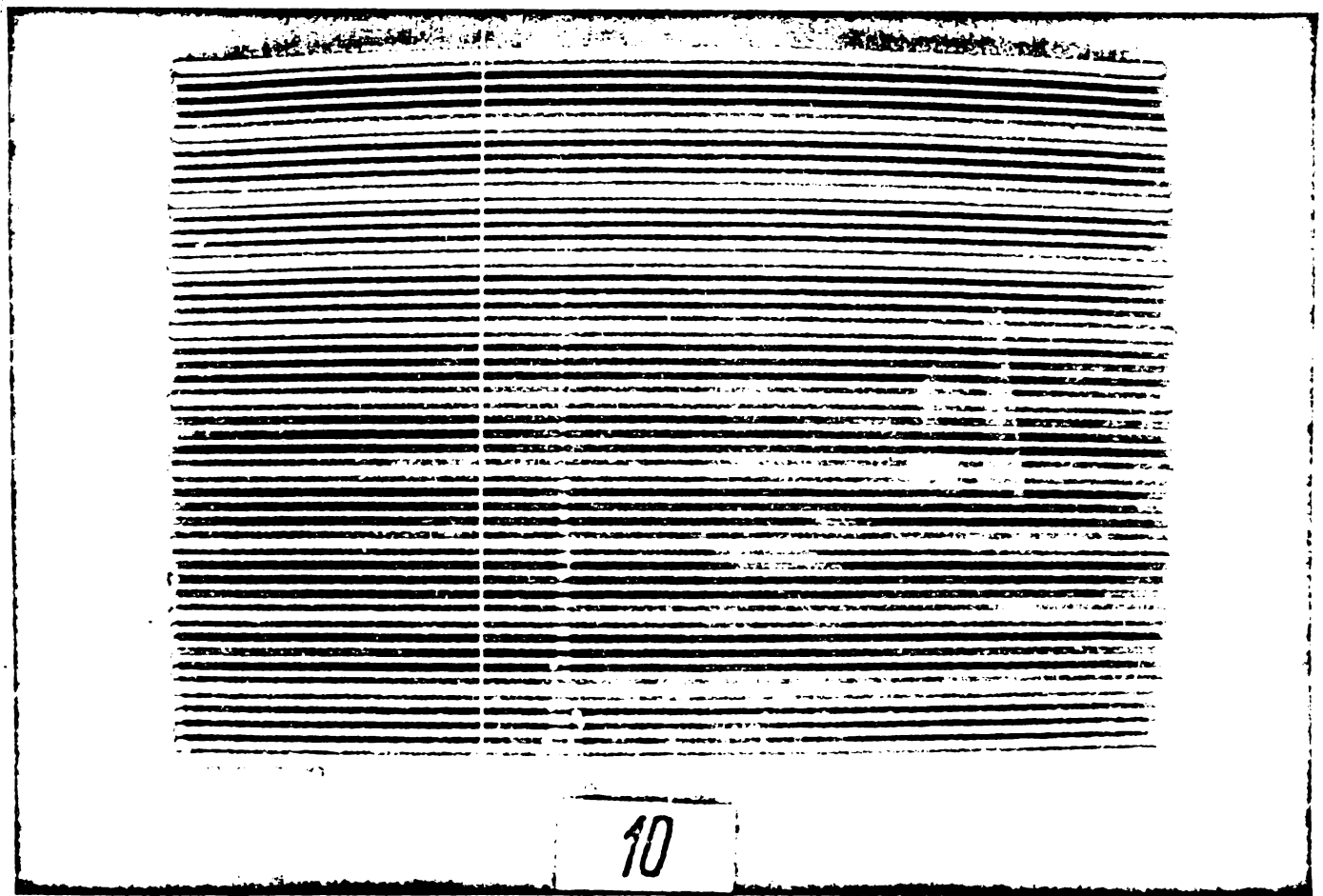


Fig 7-13

Pe baza comentariului înregistrat pe bandă s-au identificat semnalele ce au fost analizate. Pentru identificarea spectrelor de putere ale accelerațiilor la fotografiere s-au așezat cifre de la 1 la 50 în stînga, la mijlocul sau în dreapta ecranului.

Deoarece numărul spectrelor ce le-am analizat este mare (106) am prezentat în continuare cinci dintre acestea.

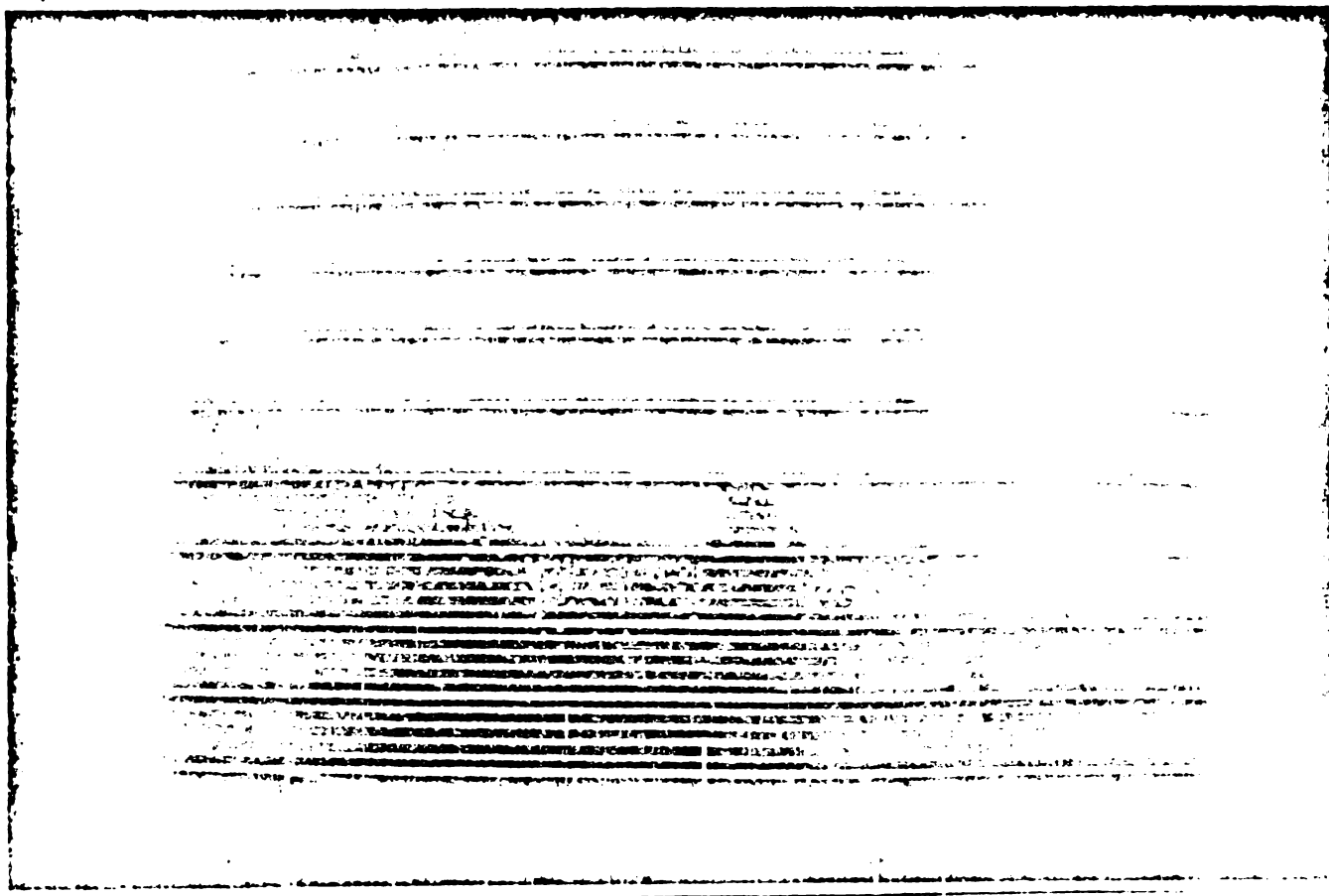


Fig 7-14

În fig. 7-14 (respectiv 7 stînga) este prezentat spectrul de putere al deplasărilor, obținut prin înregistrarea semnalelor de pe lagărul osiei 1 la viteza 75 Km/h. Spectrul s-a obținut pentru valori maxime ale deplasărilor.

Spectrul de putere al accelerațiilor reprezentat în figura 7 - 15 reprezintă analiza semnalelor înregistrate, pentru viteza de 60 Km/h ale accelerațiilor transversale ale cutiei locomotivei.

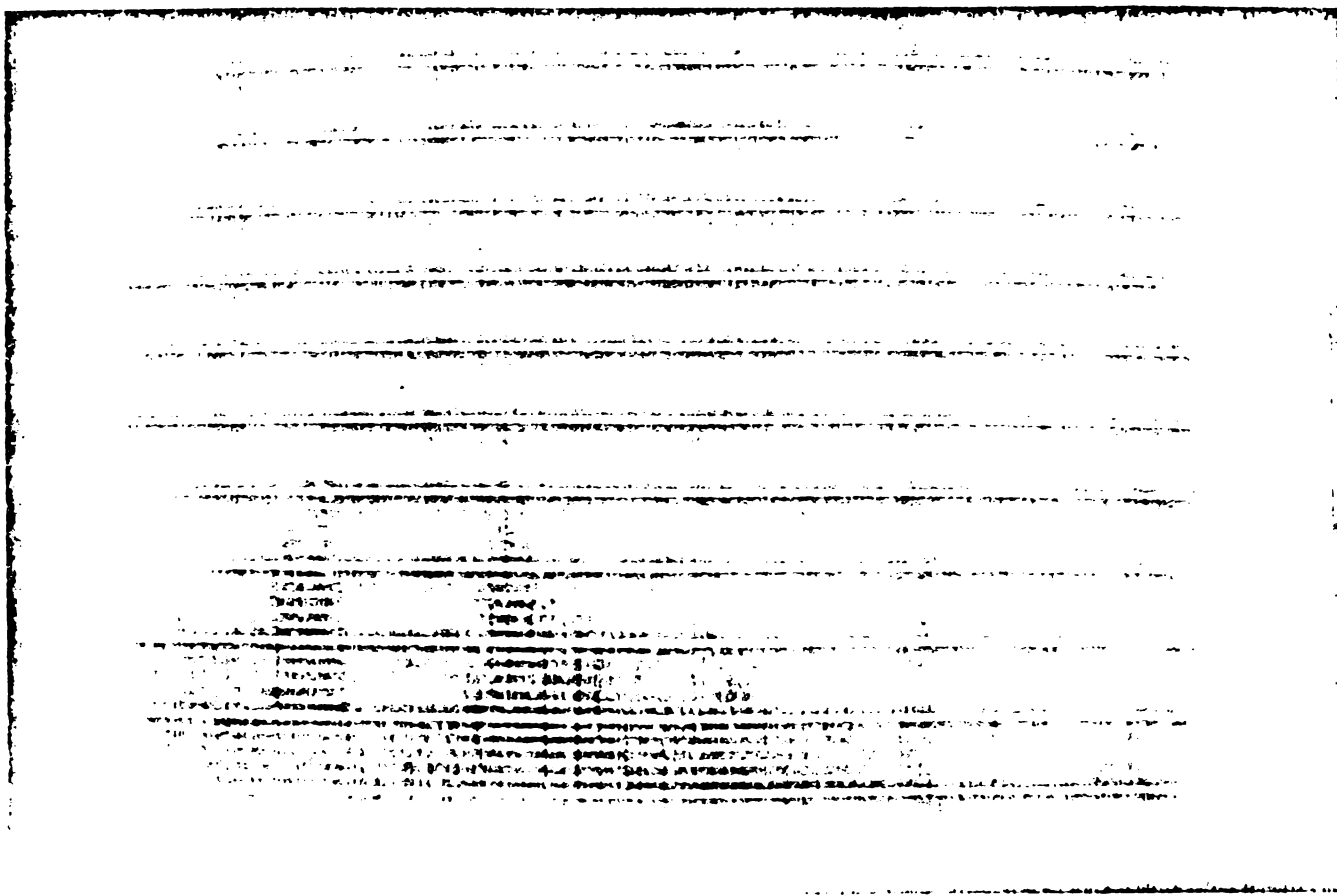


Fig 7-15

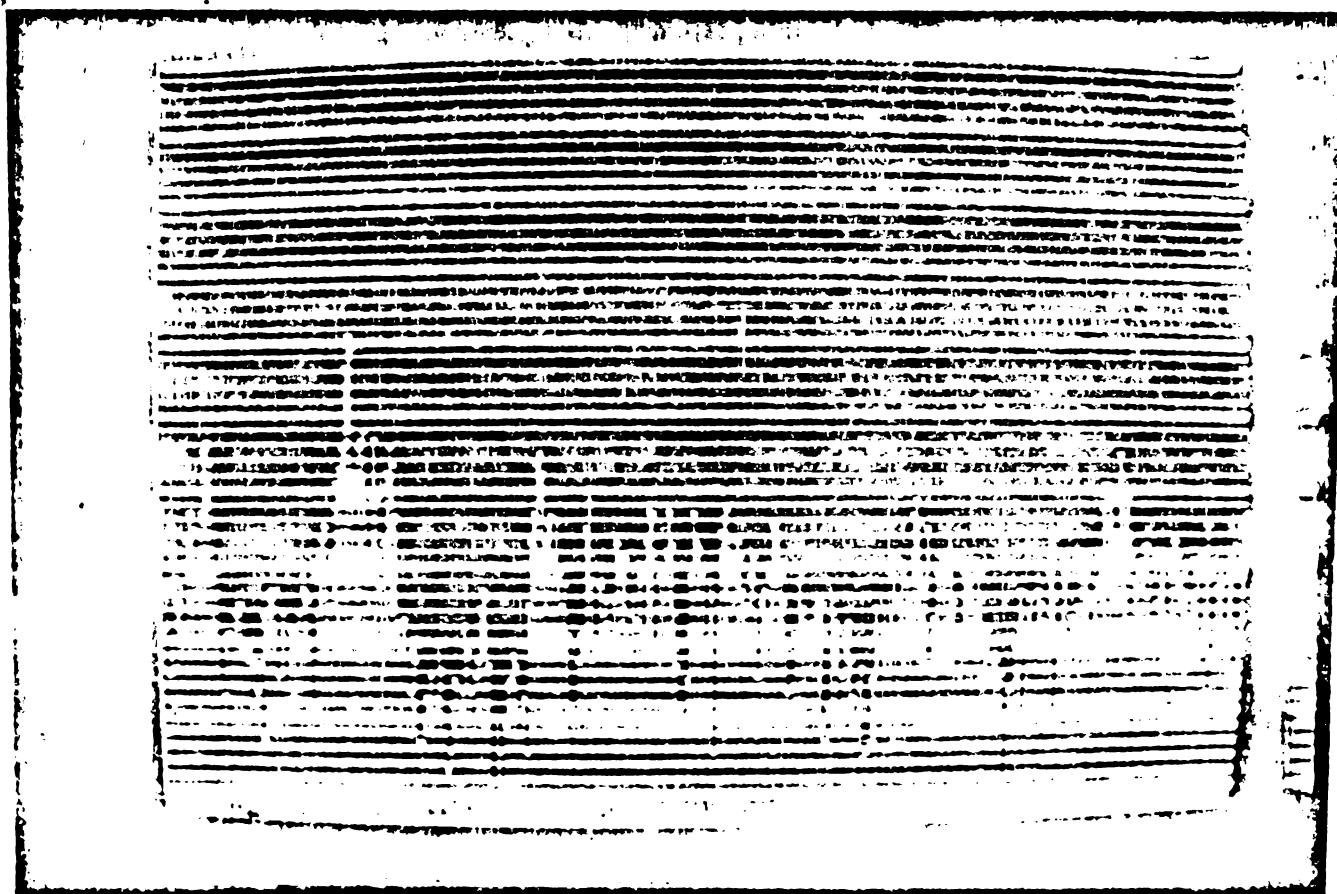
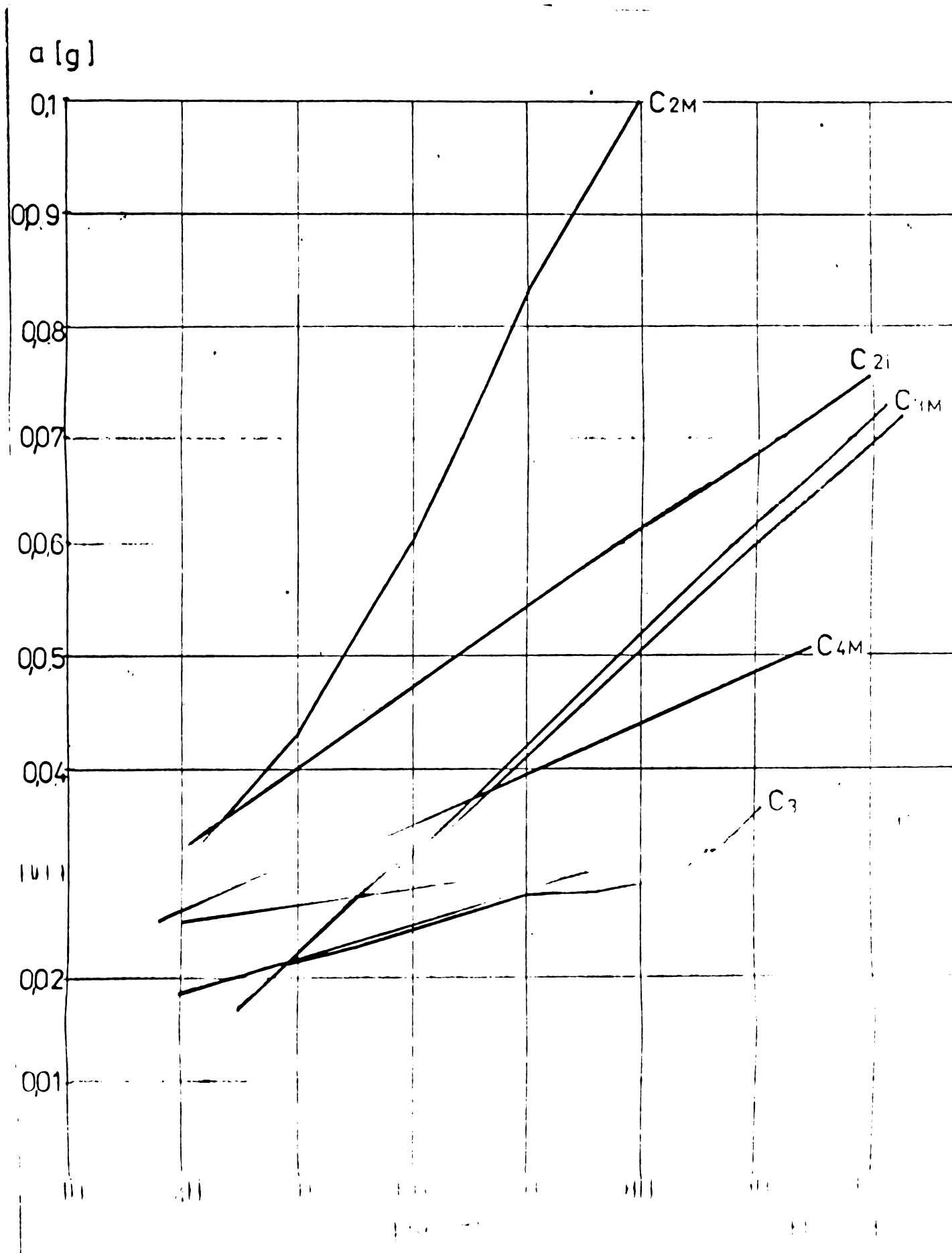


Fig 7-16

Figura de mai sus (7-16) rodă densitatea spectrală de putere a accelerațiilor transversale ale ramei boghiului în dreptul osiei 1 la viteza de 60 Km/h.



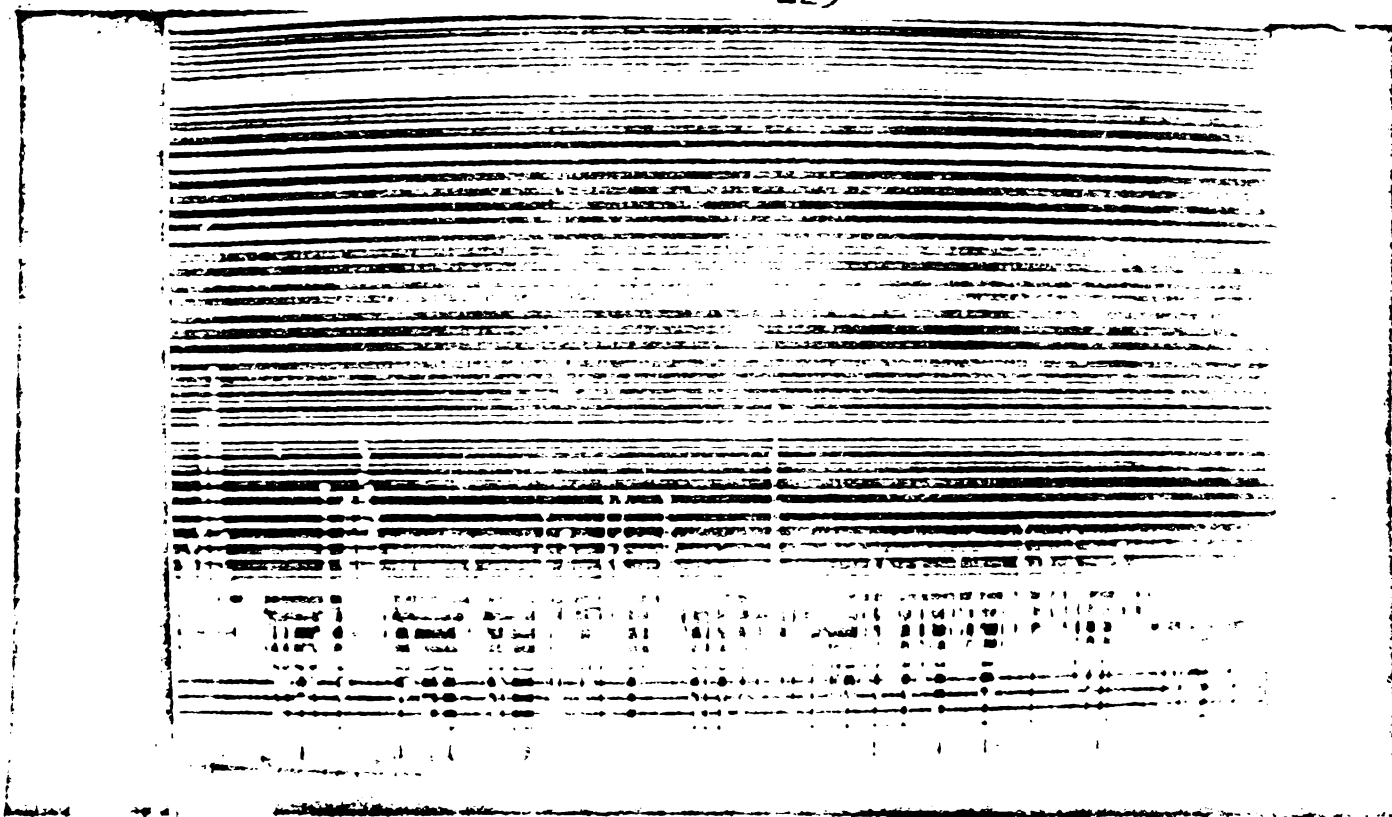


Fig 7-17

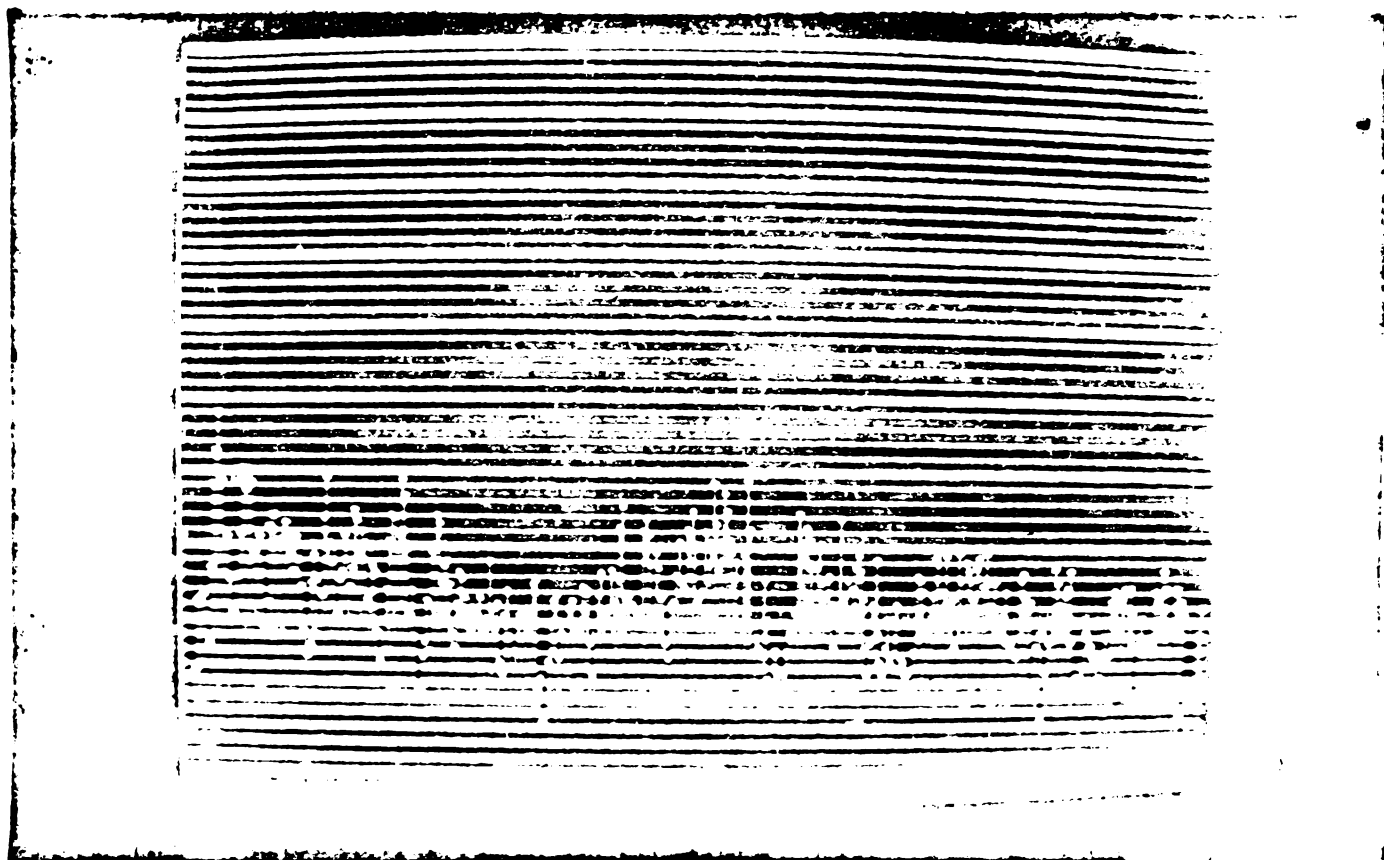


Fig 7-18

Densitățile spectrale de putere ale accelerațiilor rodate în figurile 7-17 și 7-18 corespund accelerațiilor transversale ale osiei 1 la viteza de 70 Km/h și respectiv 90 Km/h. Se remarcă o creștere a suprafeței ce reprezintă variația densității spectrale de putere, deci cum era de așteptat o mărire a energiei oscilațiilor cu creșterea vitezei.

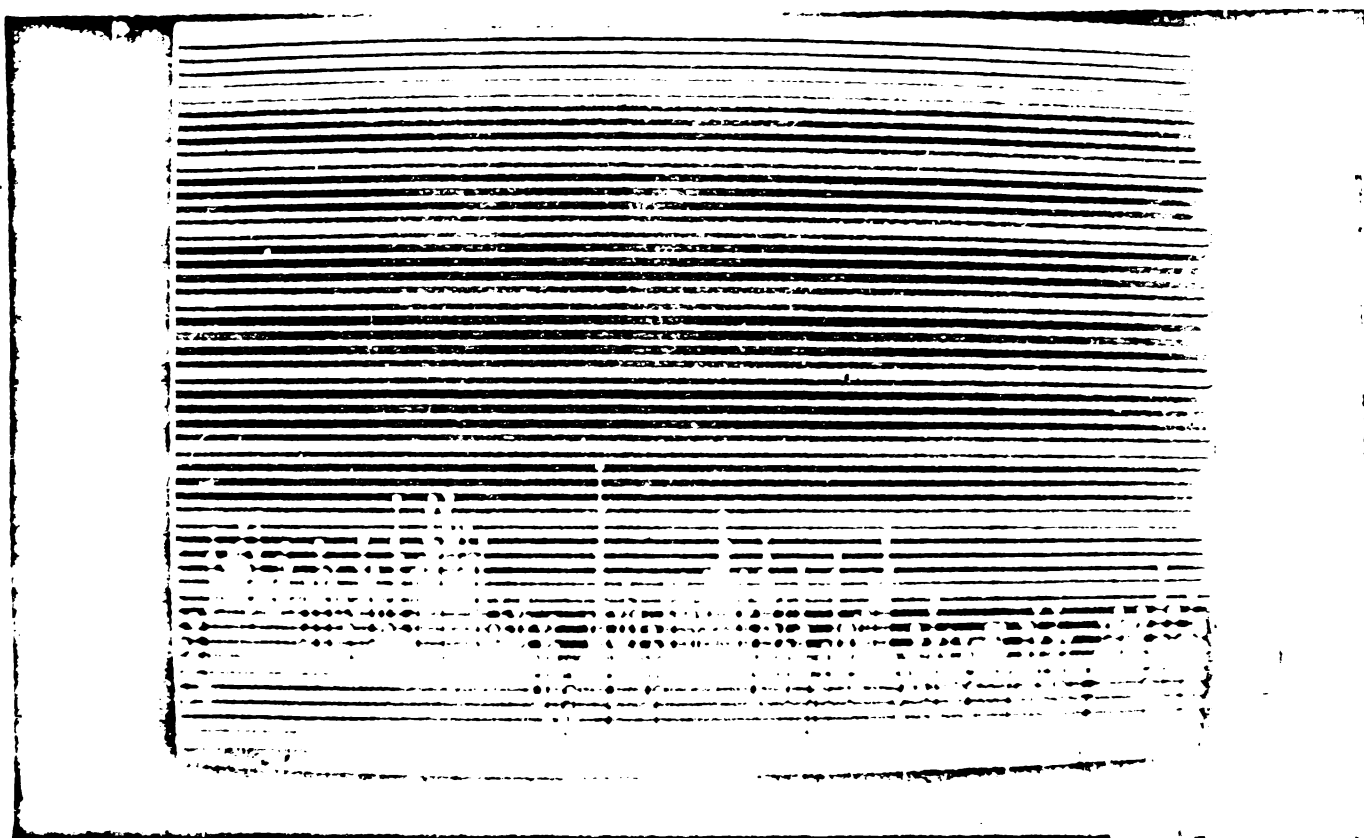


Fig 7-19

Figura 7-19 redă aspectul de putere al accelerațiilor transvermale ale panii boghtului 1 în dreptul osiei 3 pentru viteza de 90 Km/h.

Valorile amplitudinilor accelerațiilor ce depășesc nivelul de 0,01 g au fost citite din spectrele de frecvență fotografiate în corelație cu frecvențele corespunzătoare și centralizate în tabelele 7-2; 7-3 și 7-4.

Pe baza tabelelor s-a trasat în fig.7-20 variația accelerațiilor funcție de viteză. Valorile accelerațiilor s-au luat din spectrele de frecvență pentru valori maxime, deci reprezintă limite maxime ce pot apărea în exploatare.

Diagramele obținute (fig.7-20) sînt apropiate valoric de cele redată în lucrarea /78/.

Utilizînd relațiile 7-2 și 7-3, considerînd o bandă de frecvență de 2,5 Hz s-au obținut valorile mediilor pătratică ale accelerațiilor pentru 20 de spectre de putere ale accelerațiilor pentru viteze de circulație de 60 pînă la 100 Km/h. Rezultatele sînt centralizate în tabelul 7-5.

Utilizînd relația dată de Sperling:

$$W_z = 0,896 \left[\frac{a^3}{f} F(f) \right]^{0,1} \quad (7-5)$$

unde:

W_z - indice de rulare ce reflectă eficiența suspensiei asupra confortului călătorilor,

a - amplitudinea accelerațiilor cutiei în (cm/s^2)

f - frecvența oscilațiilor în (Hz)

$F(f)$ - factor de corecție

Valorile obținute sînt trecute în tabelul 7-5.

Indicile de rulare pentru oscilațiile laterale este bun, valoarea de 1,5 fiind considerată aproape foarte bună.

7.5. Verificări experimentale ale influenței parametrilor constructivi-tehnologici

7.5.1. Considerații asupra verificărilor

Studiul influențelor unor parametri constructivi-tehnologici a fost prezentat în capitolul 6.

După cum este prezentat și în /44/ există puține posibilități de verificare a acestor analize teoretice prin intermediul unor încercări practice. Astfel de încercări se realizează cu dificultate și sînt deosebit de scumpe, deoarece introducerea unor erori intenționate în cadrul sistemului dinamic reprezentat de aparatul de rulare al locomotivelor și apoi urmărirea evoluției uzurilor buzelor bandajelor, provocate de aceste inexactități constituie un lucru dificil.

Cu toate acestea atunci cînd în exploatare apar uzuri inegale ale buzelor bandajelor trebuie să analizăm principalele cauze care pot duce la acest fenomen. După descoperirea cauzei ce poate proveni din procesul de fabricație sau la reparații aceasta trebuie înlăturată și apoi urmărit în exploatare cum evoluează uzurile bandajelor osiilor montate.

O astfel de verificare impusă de necesități practice s-a făcut pentru boghiurile locomotivei diesel-electrică de 2100 C.P.

Tabelul 7-2

ANALIZA OSCILAȚIILOR LA TEREAIE

Programul 2 : canal 1 - accelerații transversale cutie LDE
 canal 2 - accelerații - ramă boghiu osia 1
 canal 3 - accelerații - cutie osie 1
 canal 4 - accelerație - ramă boghiu osia 3

A - CANAL 1 - VALORI INSTANTANEE

Nr. crt.	Nr. analiza	v Km/h	linia de bază	Domeniu de frecvență Hz	Sensibilitate lanțului de măsură g	Tara-Te dB	Frecvență Hz	Mărimă accel. dB				Mărimă accel. g	Obs.
								7	8	9	6-8		
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.	17	40	50	50	1	118	1	68,5	49,5	95	0,010		
							5	78,5	39,5				
							26	72	46				
							32	70	48				
							39	67	51				
2.	26	50	50	50	1	118	3	65,5	52,5				
							6	71,5	46,5				
							7,5	73	45				
							27	67,5	50,5				
							41	58	60				
3.	9	60	50	50	1	118	3	69	49				
							7	73	45				
							9	71,5	46,5	90	0,010		
							24	67	51				
							43	79	39				

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.	5 d	70	50	50	50	1	118	37 15 24 43	71 63 65 68 60	47 50 53 50 58			
5.	39 B	80	50	50	50	1	118	2,5 7 12 16 32,5 44	71,5 70 69 73 71 79	46,5 48 49 45 47 39	90	0,010	
6.	47 B	90	50	50	50	1	118	1 4 6 11 23 44	75,5 72 63 65,5 71,7 64,5	42,5 46 50 52,5 46,5 53,5			
<u>B - CANALI 2 - VALORI INSERIBILI</u>													
7.	18 B	40	50	50	50	10	98	7,5 14 20 27,5 38	70,5 69 68 66,5 68	27,5 29 30 31,5 30	24	0,040 0,030 0,030 0,025 0,030	
8.	25 B	50	50	50	50	10	93	2 7 12 22 27 44	68 71 66 68,5 68 64	30 27 32 29,5 30 34	32	0,030 0,040 0,025 0,030 0,030 0,020	

127

0	1	2	3	4	5	8	7	8	9	10	11	12
9.	10 B	60	50	50	10	98	2 8 10 20 25 40	70,5 76,5 78 70 66 68,5	27,5 21,5 20 28 32 29,5	24 12 10 26 40 30	0,040 0,080 0,1 0,040 0,025 0,030	
10.	14 B	60	50	50	10	98	2 8 18 21 30 37	73,5 79 70 71 67 69,5	24,5 19 28 27 31 31,5	17 8,92 26 23 36 38	0,060 0,110 0,040 0,040 0,030 0,025	
11.	33 B	60	50	50	10	98	1,5 8 18 29 35 46	75 79 69 67,5 66 67,5	23 19 29 30,5 32 30,5	14 8,92 29 34 40 34	0,070 0,110 0,030 0,030 0,025 0,030	
12.	7 B	70	50	50	10	98	2 5 10 22 25 43	75 63 71 77 73 71	23 30 27 21 25 27	14 32 23 12 18 23	0,070 0,030 0,040 0,030 0,055 0,040	
13.	41 B	80	50	50	10	98	1,5 6 13 25 27,5 37,5 48	75 69 77,5 73 74 70 71	23 29 20,5 20 24 28 27	14 29 11 10 16 26 23	0,070 0,030 0,090 0,1 0,060 0,040 0,040	

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
14.	49 B	90	50	50	10	98	1,5 6 12,5 26 30 50	69 65 65,5 63 58	29 33 32,5 35 40	29 45 43 57 100	0,020 0,020 0,020 0,017 0,01	
<u>C - CAPITAL 3 - WILFORD TRUST COMPANY</u>												
15.	24 B	50	50	50	10	98	2 3 15 20 27 33 43	66,5 59 62,5 64,5 65 65 65,5	31,5 39 35,5 33,5 33 33 32,5	33 20 60 43 45 45 43	0,025 0,010 0,015 0,020 0,020 0,020 0,020	
16.	11 B	60	60	50	10	98	2 9 19 25 32 39	93 89 89 86 82 86	5 9 9 14 16 12	1,78 2,82 2,82 5,02 6,31 3,99	0,0550 0,0355 0,0355 0,0200 0,0160 0,0250	
17.	15 B	60	60	50	10	98	2 9 17 35 38 45	89 87,5 86,5 82 83 80	9 10,5 11,5 16 15 18	2,82 3,35 3,76 6,31 5,63 7,95	0,0355 0,0280 0,0265 0,0160 0,0180 0,0125	
18.	35.B	60	50	50	10	98	1,5 8 17 27,5 42	71,5 69,5 65 70 61	26,5 28,5 33 28 37	21 27 45 26 71	0,050 0,040 0,020 0,040 0,015	

129

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
							2	63	30	32	0,030	
							164	64	34	51	0,020	
							17	66	32	40	0,025	
19.	10 d	70	50	50	10	98	22	70	28	26	0,040	
							27,5	67,5	30,5	34	0,030	
							38	65	33	45	0,020	
							2	64,5	33,5	43	0,020	
							11	70	28	26	0,040	
							23	71,5	26,5	21	0,050	
20.	43 B	80	50	50	10	98	31	64,5	33,5	48	0,020	
							38	67,5	30,5	34	0,030	
							49	60	33	52	0,010	
							2,5	72,5	24,5	17	0,060	
							5	71	27	23	0,040	
							8	67	31	36	0,030	
21.	1 d	90	50	50	10	98	20	61	37	71	0,015	
							26	70	28	26	0,040	
							42	67	31	36	0,030	

D - CANTAL 4 - VALORI INDICATIVE

22	19 B	40	50	50	10	98	7	65	33	45	0,020	
							13	64	34	51	0,020	
							16	61	37	71	0,015	
							27	69	29	29	0,035	
							47	58	40	100	0,01	
23.	23 B	50	50	50	10	98	2	63,5	34,5	54	0,018	
							7	65,5	32,5	43	0,020	
							15	63	35	57	0,020	
							20	65	33	45	0,025	
							39	61	37	71	0,015	
							47	59	39	90	0,010	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
24.	12 B	60	50	50	10	98	2 7 18 21 30 48	63,5 69 63,5 62 61,5	29,5 29 29,5 30 36 36,5	30 29 30 32 64 67	0,035 0,035 0,039 0,030 0,015 0,015	
25.	16 B	60	50	50	10	98	2 8 19 20 27 41	66,5 68 69,5 69 70 57	31,5 30 28,5 29 28 41	33 32 27 29 25	0,025 0,030 0,040 0,040 0,040	
26.	37 B	60	50	50	10	93	2 9 9 17 28 35 42	68,5 69 66 64,5 62 60	29,5 29 32 32,5 36 38	30 29 40 43 64 80	0,035 0,040 0,025 0,020 0,015 0,010	
27.	11 a	70	50	50	10	98	1 3 3 11 22 28 49	67,5 64 67,5 70 69 61	30,5 34 30,5 28 29 37	34 51 34 26 29 71	0,030 0,020 0,030 0,040 0,040 0,015	
28.	45 B	80	50	50	10	98	4 4 11 24 33 43 50	64 70 69 59,5 53,5 56	34 28 29 38,5 39,5 42	51 26 29 35 95	0,020 0,040 0,040 0,010 0,010	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
29.	3 d	90	50	50	10	98	3 12 21 27 34 48	65 68 67 63 63 62	33 30 31 35 35 36	45 32 36 57 57 64	0,020 0,030 0,030 0,020 0,020 0,015	

E - CAMEL 1 - VALORI MASSIME

30.	20 B	40	50	50	1	118	2 7 12 19 27 32 40	71 81 66 67,5 71 70 69	47 37 52 50,5 47 48 49	71 71 71	0,015	
-----	------	----	----	----	---	-----	--------------------------------------	--	--	----------------	-------	--

31.	27 B	50	50	50	1	118	2 6 13 20 29 41	66 71,5 64 71 64,5 60	52 46,5 54 47 53,5 58			
-----	------	----	----	----	---	-----	--------------------------------	--------------------------------------	--------------------------------------	--	--	--

32.	13 B	60	50	50	1	118	1,5 9 21 37 43	77 73,5 69 70 79	41 44,5 49 43 39	90	0,010	
-----	------	----	----	----	---	-----	----------------------------	------------------------------	------------------------------	----	-------	--

33.	32 B	60	50	50	1	118	2,5 9 14 23 42	78 74 71 71 72	49 44 47 47 46	100	0,01	
-----	------	----	----	----	---	-----	----------------------------	----------------------------	----------------------------	-----	------	--

RECEIVED
 2002
 11/15/02

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

34.	6 d	70	50	50	1	118	4	71	47	10	11	12
							8	70	43			
							15	64	54			
							21	69	49			
							24	68	50			
							43	61	57			

35.	40 B	80	50	50	1	118	2	78	40	100	0,01
							6	68	50		
							12	69	49		
							32	71	47		
							37	73,5	44,5		
							44	80	33	80	0,015

36.	48 B	90	50	50	1	118	2	75	43		
							8	66	52		
							21	70	48		
							23	71,5	46,5		
							28	69	49		
							44	64	54		

F - CANAL 2 - VALORI MAXIME

37.	21 B	40	50	50	10	98	2	63	35	56	0,0178
							5	67	31	35,2	0,028
							11	68	30	31,8	0,0314
							25	70	28	25	0,04
							27	67,5	30,5	33,6	0,0293
							40	66	32	40	0,025

38.	28 B	50	50	50	10	98	2	70,5	27,5	24	0,0417
							7	71	27	23	0,043
							17	67,5	30,5	33,6	0,0293
							22	68,5	29,5	30	0,0333
							27	70,5	27,5	24	0,0417
							36	67	31	35,2	0,023

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
							2	73	25	18	0,0555	
							8	80,5	17,5	7,5	0,133	
39.	34 B	60	50	50	10	98	13	72	26	20	0,05	
							27	69	29	31	0,032	
							36	69,5	28,5	27	0,037	
							45	72,5	25,5	19	0,0526	
							2	76,5	21,5	12	0,0833	
							10	72	26	20	0,05	
							22	78	20	10	0,1	
40	8 d	70	50	50	10	98	28	75,5	22,5	13,3	0,075	
							34	71	27	23	0,043	
							50	72	26	20	0,05	
							2	74,5	23,5	15	0,0667	
							7	69	29	31	0,032	
							12	78	20	10	0,1	
41.	42 B	80	50	50	10	98	23	75,5	22,5	13,3	0,075	
							34	71	27	23	0,043	
							50	72	26	20	0,05	
							2	81	17	7,08	0,141	
							13	78	20	10	0,1	
							26	76,5	21,5	12	0,0833	
42.	50 B	90	60	50	10	98	31	76	23	14	0,071	
							40	71	27	23	0,043	
							50	68,5	29,5	30	0,033	

G - CANAL 3 - VALORI MAXIME

							2	74	24	16	0,062	
							7	70	28	25	0,04	
							12	69,5	28,5	27	0,037	
							22	68	30	32	0,031	
							28	69,5	28,5	27	0,037	
							31	67	31	35,2	0,023	
							43	63,5	34,5	55	0,0139	
43.	2 d	90	50	50	1	93						

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
44.	44 B	80	50	50	50	10	98	2 11 23 29 31 43	71 71 72 70 67 66	27 27 26 28 31 32	23 23 20 25 35,2 40	0,043 0,043 0,05 0,04 0,028 0,025	
45.	9 B	70	50	50	50	10	98	2 16 22 27 33 43	69,5 67 69 66,5 67,5 63,5	28,5 31 29 31,5 30,5 34,5	27 35,2 31 37,7 33,6 52	0,037 0,023 0,032 0,0265 0,0293 0,0139	
46.	36 B	60	50	50	50	10	98	2 9 20 27 33 48	71 69 66 71 64 59	27 29 32 27 34 39	23 31 40 23 50 89	0,045 0,032 0,025 0,045 0,02 0,0112	
47.	29 B	50	50	50	50	10	98	2,5 8 17 27 40	65 62 67 69 61,5	33 36 31 29 32,5	45 63 35,2 31 67	0,022 0,016 0,023 0,032 0,0149	
<u>H - CANAL 4 - VAIORE MAXIME</u>													
48.	22 B	40	50	50	50	10	98	2 7 13 17 27 33	63 63 66 64 63 60	35 35 32 34 35 38	56 56 40 50 56 79,4	0,0179 0,0179 0,025 0,02 0,0178 0,0126	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
							2	63,5	34,5	50	0,0189	
							7	66	32	40	0,025	
							17	61	37	71	0,014	
49.	30 B	50	50	50	10	98	27	68	30	31,6	0,0316	
							40	58	40	10	0,1	
							46	59,5	38,5	84	0,012	
							2	68	30	32	0,031	
							9	73	25	18	0,055	
50.	38 B	60	50	50	10	98	17	66,5	31,5	37,7	0,0265	
							27	63	35	56	0,0178	
							34	62	36	63	0,016	
							42	61	37	71	0,014	
							3	67	31	35,2	0,028	
							11	63,5	29,5	30	0,0333	
							21	71	27	23	0,043	
51.	46 B	80	50	50	10	98	27	70,5	27,5	24	0,0417	
							47	61,5	36,5	67	0,0149	
							3	70	28	25	0,004	
							7	67	31	35,2	0,028	
							11	71	27	23	0,043	
							24	71,5	26,5	21	0,043	
52.	46 B	80	50	50	10	98	42	62,5	35,5	59,5	0,0168	
							48	61	37	71	0,014	
							5	65	33	45	0,022	
							13	67	31	35,2	0,028	
							20	69	29	31	0,032	
							27	65	33	45	0,022	
							34	64	34	50	0,02	
53.	4 d	90	50	50	10	98	47	62	36	63	0,016	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<u>A - CANAL 1 - VAIORI INSUBRIANHE</u>												
							2,5	77,5	40,5			
							8	73	45			
							18	67	51			
2 bls	31 B	60	50	50	1	118	23	65	53			
							41	71,5	46,5			
							50	59	59			

ANALIZA DEPLASARI

Programul 1:

- canal 1 - cutie IDU - sens. 1 g
- canal 2 - cadru boghiu osia 1 - 10 g
- canal 3 - cutie osie, osia 1 - 1"
- canal 4 - cadru boghiu osia 3 - 10 g

A- CANAL - 1, 2, 3, 4

Nr. Anali- ort. za	V	Linia Domeniul Sensib. de frec- lanțu- bază ventă , lul de măsură	Tara- re	Frec- ventă deplas.	dB	dB			dB	Mărimea deplas.	observații
						6	7	8			
Nr	Km/h	dB	Hz	dB	Hz	dB	6-8	x	g		
0	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	18	70	50	1	0,3"	2	93,5	33,5	84	25,2	mm
				4	60	4	96,5	36,5	67	20,1	mm
				10		10	92	32	40	12	mm
				15		15	85	25	18	5,4	mm
				18,5		18,5	86	26	20	6	mm
				27		27	82	22	13	3,9	mm
				37		37	80	20	10	3	mm
2.	28	80	50	10	98	2	75	23	14	0,0114	
						8	72	26	20	0,05	
						9	76	22	13	0,077	
						11	80	18	7,94	0,126	
						28	77	21	11	0,091	
						37	73	25	18	0,055	
						50	69	29	31	0,028	

1/6 se înlocu
te cu x
cutie osie
(0.2)
instantanee

instantanee
cadru boghi
osia 1
(0.2)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0.												
3.	30	80	50	50	10	93	5,3 5 7	70,5 63,5 64	27,5 29,5 34	24 30 50	0,042 0,033 0,02	cadru boghlu osla 3
							12,5 20 27	71 68 70,5	27 30 27,5	23 32 24	0,043 0,031 0,0417	(C.4) Instantaneo
4.	40	80	50	50	1	118	1 3 6,5 20,5 24 40	71 75,5 67 67 62	47 42,5 51 51 51 56	80 80	0,0125	cutle IDE cutle IDE (C.1) Instantaneo
5.	50	80	50	50	1	118	2 7 17 31 36 41 48	80 72,5 82 71 75 77 71	38 45,5 36 47 43 41 47	80 63	0,016	cutle IDE (C.1) maxime
6.	60	80	50	50	10	93	3 12 25 29 37 46	77,5 84 80 75 73 73,5	20,5 14 18 23 25 24,5	10,6 5,01 7,94 14 18 17	0,094 0,2 0,126 0,071 0,055 0,059	cadru boghlu osla 1 (C.2) maxime
7.	70	75	70	50	1"	60 dB	2 11 20 27 38 48	100 92,5 87 92 89 84	40 32,5 27 32 29 24	100 42 22,3 40 23 16	30 mm 12,6 mm 6,69 mm 12 mm 8,4 mm 4,8 mm	cutle osla 1 (C.3) maxime $\frac{1}{x}$ se inlocuie to cu $\frac{x}{0,3''}$

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
8.	8	80	50	50	10	98	3	71,5	26,5	21,2	0,047	cadru boghiu
							7	71	27,5	22,3	0,045	osia 3
							11	70,5	31	23,8	0,042	(C.4)
							20	67	32	35,2	0,028	maxime
							25	66	36	40	0,025	
							40	62	38	63	0,016	
							47	60		79	0,0127	

MASURATORI ACCELERATII

Program 3 și 4: - Canal 1 - cutie IDE pe tampon spate S = 1 g
 - Canal 2 - ramă boghiu osia 6 S = 10 g
 - Canal 3 - cutie osie 6 S = 10 g
 - Canal 4 - ramă boghiu osia 4 S = 10 g

Nr. crt.	Nr. liză	Viteza Km/h	Linia de bază dB	Domeniul de sură Hz	Sensibilitate E	Tara re dB	Frecvență Hz	Valoare măsură dB	Diferență dB	Mărimă deplas. x	Observații	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

A - CANAL - VALORI INSTANTANEE

1.	3 m	50	50	50	10	96	2	58	40	100	0,01	Lansat
							7	65,5	32,5	42	0,0238	
							13	63,5	34,5	53	0,0189	ramă boghiu
							20	62,5	35,5	59,5	0,0168	osia 3
							27	65,5	32,5	42	0,0238	program 4
							35	62	36	63	0,0159	
2.	21 d	60	50	50	1	118	3	76	42			Nelansat
							10	75	43			
							27	77	41			
							30	75	43			
							44	70	48			
3.	13 d	70	50	50	1	118	2	79	39	89	0,0112	
							9	71	47			
							21	73	45			Nelansat
							27	77,5	40,5			
							38	68,5	49,5			
							47	59	52			

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.	37 d	60	50	50	1	118	3	75 76 72,5 76,5 70	43 42 45,5 41,5 48			Iensat
5.	1 m	80	50	50	1	118	2 4 12 27 43	75 76 80,5 77,5 70,5	43 42 37,5 40,5 47,5	75	0,0133	
6.	35 d	100	60	50	1	118	3 12 15 24 30 37	83,5 76,5 80 78 77 74	34,5 41,5 38 40 41 44	53	0,0189	

7. B.-CANALUL 2 - VALORI INSTANTANEE

7.	4 m	50	50	50	10	98	2 8 14 26 37 45	77,5 77 71 68,5 65 64	20,5 21 27 29,5 33 34	10,4 11 23 30 45 50	0,096 0,091 0,0435 0,0333 0,0222 0,02	Ramă boghiu osio 1 program 4.
8.	23 d	60	50	50	10	98	2 8 20 28 41	71,5 70 70 67,5 65	26,5 28 27 30,5 33	21 25 23 33,6 45	0,0476 0,04 0,0435 0,0298 0,0222	
9.	15 d	70	50	50	10	98	2 8 18 28 38 43	73 70 74 75 72,5 74	25 28 24 23 25,5 24	17,8 25 16 14 19 16	0,056 0,04 0,0625 0,0714 0,0526 0,0625	

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
10.	39 d	70	60	50	10	98	11 20 32,5 45	72 76,5 76 72 69	26 21,5 22 26 29	20 12 13 20 31	0,05 0,0833 0,077 0,05 0,032	
11.	49 d	80	50	50	10	98	2 8 13 24 33 46	78 74,5 74,5 76 70,5 72	20 23,5 23,5 22 27,5 26	10 15 15 13 24 20	0,1 0,0667 0,0667 0,077 0,0417 0,05	
12.	33 d	100	60	50	10	98	4 7 17 29 33 47	77,5 78,5 77,5 78 75 73	20,5 19,5 20,5 20 23 25	10,4 9,94 10,4 10 14 18	0,096 0,1 0,096 0,1 0,0714 0,055	
<u>C - CAVAL 3 - VALORI INSTANTANEE</u>												
13.	5 m	50	50	50	10	98	2 7 20 24 28 43	73,5 64 66 64 63,5 59	24,5 34 32 34 34,5 39	23,8 50 40 50 53 89	0,042 0,02 0,025 0,02 0,0189 0,011	Ramă boghlu osia 6 program 4
14.	25 d	60	50	50	10	98	2 10 18 28 44	71 63 68 69 65	27 35 30 29 33	23 56 32 31 45	0,0435 0,0178 0,031 0,0322 0,0222	

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
15.	17 d	70	50	50	10	98	2	9	65	33	45	0,0222	
							9	14	63,5	34,5	53	0,0189	
							21	21	71	27	23	0,0435	
							28	23	70	23	25	0,04	
							41	40,5	57,5	40,5	14	0,0714	
16.	41 d	70	60	50	10	98	3	7	63,5	34,5	53	0,0189	
							7	7	65	33	45	0,0222	
							21	21	69,5	28,5	27	0,037	
							25	27,5	71	27,5	23	0,0435	
							35	32,5	65,5	32,5	42	0,0233	
							40	33,5	64,5	33,5	47	0,0213	
17.	47 d	80	50	50	10	98	2	16	69	29	31	0,0322	
							16	16	66	32	40	0,025	
							28	28	70	28	25	0,04	
							34	30	68	30	31,6	0,0316	
							38	29	69	29	31	0,0322	
							42	32	66	32	40	0,025	
18.	31 d	100	50	50	10	98	2	8	68	30	31,6	0,0316	
							8	8	67	31	35,2	0,023	
							15	15	66	32	40	0,025	
							21	21	68	30	31,6	0,0316	
							28	22,5	75,5	22,5	13,3	0,075	
							48	29,5	68,5	29,5	30	0,0333	
D - CANAL 4 - VALORI INDEPENDENTE													
19.	5 m	50	50	50	10	98	2	7	64,5	33,5	47	0,0213	
							7	7	63	35	56	0,0179	Rund boghin
							19	19	65	33	45	0,0222	osta 4
							27	31	67	31	35,2	0,023	program 4
							30	32,5	65,5	32,5	42	0,0233	
							46	37,5	60,5	37,5	75	0,0133	

1 1

o	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
20.	27 d	60	50	20	10	98	2 7 9 14 18	67,5 61 64 64,5 62	30,5 37 34 33,5 36	33,6 71 50 47 63	0,0298 0,0141 0,02 0,0213 0,0159	
21.	19 d	70	50	50	10	93	2 7 14 21 68	60 64,5 62 66 69	38 33,5 36 32 29	79,4 47,2 63 40 31	0,0126 0,0213 0,0159 0,025 0,0322	
22.	43 d	70	60	50	10	98	3 8 12 21 28 42	63 66 69 67 67,5 64	35 32 29 21 30,5 34	56 40 31 35,2 33,6 50	0,0179 0,025 0,0322 0,028 0,0298 0,02	
23.	45 d	80	50	50	10	93	2 5 13 21 28 43	64 63 64 68 63 59	34 35 34 30 35 39	50 56 50 32 56 89	0,02 0,0179 0,02 0,0312 0,0179 0,0112	
24.	29 d	100	50	50	10	98	2 8 21 28 42 50	67,5 69,5 66,5 72,5 62 63	30,5 28,5 31,5 25,5 36 35	33,6 27 37,8 19 63 56	0,0298 0,037 0,0264 0,0526 0,0159 0,0179	

0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12

II - CANAL 1 - VALUABLE LINES

25.	22 d	60	50	50	1 g	118	3	73	40	100	0,01
							9	73	45		
							19	70	48		
							27	79	39	89	0,0112
							30	73,5	44,5		
							40	71	47		

26.	14 d	70	50	50	1 g	118	3	78	40	100	0,01
							9	76	42		
							21	73	45		
							27	77	41		
							35	69	49		
							43	66,5	51,5		

27.	33 d	70	60	50	1 g	118	4	76	42		
							11	77	41		
							21	76,5	41,5		
							27	77,5	40,5		
							36	71	47		
							44	70	48		

28.	2 III	80	50	50	1 g	118	3	76,5	41,5	94	0,01
							4	78,5	39,5		
							12	84	34	50	0,02
							27	78	40	100	0,01
							44	72	46		

29.	36 d	100	60	50	1 g	118	2	82	36	63	0,0158
							12	85	33	45	0,022
							25	89	39	89	0,0112
							32	80,5	37,5	75	0,0133
							37	93,5	24,5	17	0,0538
							44	90	28	25	0,04

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<u>F - CASH 2 - VALORI LAXIE</u>												
30.	24 d	60	50	50	10	98	2	73	25	19	0,0526	
							9	75,5	22,5	13,3	0,0751	
							14	71	27	23	0,0434	
							20	72,5	25,5	19	0,0526	
							27	70	28	25	0,04	
							42	65,5	32,5	42	0,023	
31.	16 d	70	50	50	10	98	3	75	23	14	0,0714	
							8	74	24	16	0,0625	
							19	75	23	14	0,0714	
							28	74	24	16	0,0625	
							39	72	26	20	0,05	
							43	73	25	17,8	0,0562	
32.	40 d	70	60	50	10	98	4	72,5	25,5	19	0,0526	
							11	75	23	14	0,0714	
							22	78	20	10	0,1	
							33	71,5	26,5	21	0,0476	
							43	71	27	23	0,0435	
33.	50 d	80	50	50	10	98	2	79,5	18,5	8,41	0,119	
							8	75	23	14	0,0714	
							13	78	20	10	0,1	
							24	75	23	14	0,0714	
							38	71	27	23	0,0435	
							47	73	25	17,8	0,0562	
34.	34 d	100	60	50	10	98	3	87	11	3,55	0,282	
							5	86,5	11,5	3,76	0,266	
							8	86	12	3,93	0,251	
							12	84	14	5,01	0,2	
							17	81,5	16,5	6,68	0,15	
							31	73	20	10	0,1	

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----

G - CAPITAL 3 - VARIOUS PAYMENTS

35.	26 d	60	50	50	10	98	2	72,5	25,5	19	0,0526	
							9	68	30	32	0,0312	
							18	72	26	20	0,05	
							29	72	26	20	0,05	
							45	67	31	35,2	0,023	

36.	18 d	70	50	50	10	98	2	67,5	30,5	32,6	0,0293	
							9	69	29	31	0,0322	
							21	66	32	40	0,025	
							28	71	27	23	0,0435	
							35	61	37	71	0,014	

37.	42 d	70	50	50	10	98	2	67	31	35,2	0,023	
							24	72	26	20	0,05	
							26	71	27	23	0,0435	
							35	69	29	31	0,0322	
							39	67	31	35,2	0,023	

38.	48 d	80	50	50	10	98	2	70	28	25	0,04	
							7	67,5	30,5	33,6	0,0293	
							16	65	33	45	0,0222	
							28	73	25	17,8	0,0562	
							42	68	30	31,6	0,0316	

39.	32 d	100	50	50	10	98	4	66,5	31,5	37,7	0,0265	
							14	69	29	31	0,0322	
							20	72,5	25,5	19	0,0526	
							36	73,5	24,5	16,8	0,0596	
							46	70	28	25	0,04	

1748

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<u>H - CANAL 4 - VALORI MASSIME</u>												
40.	28 d	60	50	50	10	98	4	66	32	40	0,025	
							17	62	36	63	0,0159	
							22	65	33	45	0,0222	
							34	64	34	50	0,02	
							46	65	33	45	0,0222	
41.	20 d	70	50	50	10	98	2	62,5	35,5	59,5	0,0168	
							7	69	29	31	0,0322	
							10	66	32	40	0,025	
							21	66	32	40	0,025	
							38	69	29	31	0,0322	
42.	44 d	70	50	50	10	98	2	61	37	71	0,014	
							10	68	30	32	0,031	
							21	69	29	31	0,0322	
							28	69,5	28,5	26,8	0,0374	
							42	62	36	63	0,0159	
43.	46 d	80	50	50	10	98	3	61	37	71	0,014	
							12	65	33	45	0,0222	
							21	68	30	32	0,031	
							38	63	35	56	0,0179	
							43	61,5	36,5	67	0,0149	
44.	30 d	100	50	50	10	98	2	78	20	10	0,1	
							5	75	22	13	0,077	
							27	72	26	20	0,05	
							39	70	28	25	0,04	
							45	66	32	40	0,025	

Tabel 7-5

Nr. crt. anal. zol.	Viteza Km/h	Valoare frecvență (Hz)																										
		0	2,5	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30														
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15													
1	328	60	70	48	78	40	63	55	71	47	74	44	63	50	70	48	63	55	71	47	61	57						
2	6 d	70	0,004	0,01	0,0073	0,0044	0,0044	0,0063	0,0017	0,0044	0,0039	0,0017	0,0039	0,0022	0,0044	0,0022	0,0039	0,0017	0,0039	0,0022	0,0044	0,0014						
3	40 B	80	0,002	0,0045	0,0013	0,0025	0,002	0,0008	0,002	0,0008	0,0008	0,0014	0,0008	0,0014	0,0008	0,0014	0,0008	0,0014	0,0008	0,0014	0,0013	0,0010						
4	48 B	90	84	54	73	45	65	53	66	52	57	61	62	56	65	53	67	51	59	72	46	67	51	69	49	62	56	
5	36 d	100	0,0019	0,0056	0,0022	0,0025	0,0025	0,0089	0,0015	0,0022	0,0022	0,0022	0,0028	0,0011	0,0028	0,0011	0,0028	0,0050	0,0028	0,0011	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028
6	34 B	60	61	73	53	63	74	59	62	72	56	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68	68
7	8 d	70	0,014	0,056	0,0056	0,017	0,063	0,011	0,016	0,05	0,003	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
8	42 B	80	62																									
9	50 B	90	0,016	0,063	0,017	0,035	0,016	0,1	0,01	0,02	0,035	0,012	0,071	0,04	0,016													
10	31 d	100	0,071	0,141	0,0355	0,032	0,071	0,1	0,063	0,0355	0,025	0,056	0,089	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079	0,079

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
11	50-98	60	62	68	56	64	73	62	60	76	56	59	56	63	54
	30 B		0,016	0,032	0,008	0,02	0,056	0,016	0,013	0,079	0,008	0,011	0,008	0,017	0,0068
12	50-98	70	68	64	60	56	64	54	56	60	65	61	59	69	59
	11 d1		0,032	0,02	0,013	0,008	0,02	0,0053	0,008	0,013	0,022	0,014	0,011	0,0355	0,011
13	50-98	80	61	65	60	62	60	71	62	55	61	55	71	63	56
	46 B		0,014	0,022	0,013	0,016	0,013	0,045	0,016	0,007	0,014	0,007	0,045	0,017	0,008
14	50-98	90	63	65	63	63	64	67	63	59	66	61	58	61	60
	4 d		0,017	0,022	0,017	0,017	0,02	0,028	0,017	0,011	0,025	0,014	0,01	0,014	0,013
15	50-98	10	74	73	75	72	68	65	62	69	67	67	61	65	67
	30d		0,053	0,1	0,071	0,05	0,032	0,022	0,016	0,0355	0,028	0,028	0,014	0,022	0,028
16	50-98	60	60	74	57	66	60	54	58	65	65	60	59	70	56
	36 B		0,013	0,063	0,009	0,025	0,013	0,0063	0,01	0,022	0,022	0,013	0,011	0,04	0,008
17	50-98	70	63	65	63	67	72	54	54	82	76	61	67	60	63
	9 B		0,032	0,022	0,017	0,028	0,050	0,0063	0,0063	0,153	0,079	0,014	0,028	0,013	0,017
18	50-98	80	64	71	64	65	59	68	60	60	67	64	60	70	59
	44 B		0,02	0,045	0,02	0,022	0,011	0,032	0,013	0,013	0,028	0,02	0,013	0,04	0,011
19	50-98	90	66	74	67	70	60	67	64	63	62	67	70	57	65
	2d		0,025	0,063	0,028	0,04	0,013	0,028	0,02	0,017	0,016	0,028	0,04	0,009	0,022
20	50-98	100	69	65	51	66	65	60	68	70	70	68	66	70	66
	32 d		0,0355	0,022	0,014	0,025	0,022	0,013	0,032	0,04	0,04	0,032	0,025	0,04	0,025

Nr. Vite-
cruc anali-za
zei Km/h

Valoare frecventă (Hz)

$\frac{a_1}{2}$

$+(a_2 + \dots + a_{50})$
 $\frac{50}{2}$

$\overline{x^2(t)}$

$\overline{x^2 t}$

W zq obs

$\sigma^2 (m/s^2)^2$

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15									
1	32 B	60	59	59	53	60	63	55	72	46	57	61	55	63	62	56	61	57	0,028	0,07	0,6867	0,8844		
2	6 d	70	0,0011	0,0009	0,0006	0,0003	0,0003	0,0005	0,0006	0,0008	0,0006	0,0006	0,0008	0,0003	0,0003	0,0006	0,0006	0,0006	0,0514	0,1235	1,2618	1,063	Pent	
3	40 B	80	0,002	0,0013	0,0022	0,0009	0,005	0,0013	0,0016	0,0013	0,0013	0,0016	0,0013	0,0016	0,0013	0,0016	0,0013	0,0013	0,04044	0,101	0,9917	0,9875	cuti	
4	48 B	90	61	57	55	63	54	64	51	57	64	54	60	53	59	59	60	58	0,0656	0,164	1,603	1,1413	100	
5	36 d	100	0,0045	0,0056	0,0501	0,0063	0,0355	0,0032	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,0028	0,2026	0,506	4,968	1,6014	tin	
6	34 B	60	58	69	68	68	52	64	72	62	65	65	65	62	62	65	65	65	0,5216	1,304	12,792		Pent	
7	8 d	70	0,02	0,016	0,014	0,025	0,063	0,016	0,023	0,023	0,025	0,025	0,025	0,023	0,023	0,025	0,025	0,025	0,5805	1,451	14,237		boe	
8	42 B	80	0,0355	0,025	0,045	0,016	0,0355	0,016	0,01	0,05	0,05	0,05	0,05	0,01	0,05	0,05	0,05	0,05	0,651	1,627	15,966		ul	
9	50 B	90																					un	
10	34 d	100	73	76	69	74	72	75	63	72	63	72	63	72	63	72	63	72	1,0255	2,563	25,1504			
																				1,7375	4,343	42,612		

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11 50-90	54	54	54	56	54	61	52	58	54	58				
38 B	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,0063	0,014	0,005	0,01	0,0053	0,01	0,2545	0,636	6,243	Pentru boghlu
12 50-93	58	52	52	54	56	54	57	57	54	54	0,2933	0,733	7,193	doi
11d ₁	0,01	0,005	0,005	0,008	0,008	0,0063	0,009	0,009	0,0053	0,0063				
13 50-98	60	60	62	62	62	54	62	60	56	56				
46 B	0,011	0,013	0,013	0,016	0,016	0,0663	0,016	0,013	0,003	0,003	0,3173	0,793	7,782	
14 50-98	90	62	55	57	57	54	59	58	60	57				
4 d	0,016	0,007	0,007	0,009	0,009	0,0053	0,011	0,01	0,013	0,009	0,3432	0,853	8,417	
15 50-98	100	64	64	64	60	65	62	65	62	62				
30 d	0,02	0,02	0,02	0,013	0,013	0,022	0,016	0,022	0,016	0,016	0,615	1,537	15,033	
16 50-90	60	61	58	58	59	62	62	57	59	57				
25 B	0,014	0,01	0,01	0,011	0,011	0,015	0,016	0,009	0,011	0,009	0,3403	0,85	8,346	Pentru osia monte unu.
17 50-93	70	54	54	54	71	60	79	55	55	70				
9 B	0,0063	0,0063	0,0063	0,045	0,013	0,013	0,112	0,007	0,007	0,04	0,422	1,055	10,32	
18 50-93	80	67	63	63	64	64	65	64	60	56				
44 B	0,023	0,017	0,017	0,02	0,02	0,02	0,022	0,02	0,013	0,003	0,4715	1,1737	11,563	
19 50-93	90	60	65	64	64	64	62	63	64	61				
2 d	0,013	0,022	0,022	0,02	0,02	0,02	0,016	0,017	0,02	0,014	0,6712	1,678	16,461	
20 50-93	100	70	74	74	72	67	69	68	70	57				
32 d	0,04	0,053	0,053	0,050	0,023	0,023	0,0355	0,032	0,04	0,028	0,650	1,625	15,941	

S-a observat în exploatarea acestor locomotive că buzele bandajelor osiei 1 și 6 se uzau prematur și neuniform.

Aprecierea cantitativă a acestor uzuri s-a făcut cu ajutorul șublerelor speciale pentru măsurarea grosimii buzelor bandajelor ce se utilizează în cadrul depourilor.

În vederea rezolvării acestei probleme s-au efectuat verificări amănunțite ale procesului tehnologic de fabricație la boghiuri și la cutia locomotivei.

În urma verificării s-a constatat o abatere în ceea ce privește modul de așezare a cutiei pe boghiuri determinată de raza de curbură necorespunzătoare a segmentilor mijlocii ce determină apariția unui moment de frecare suplimentar. Determinată acestui moment de "rest" de frecare boghiurile aveau tendința de a circula dezaxate spre stînga.

În urma înlăturării acestei inexactități s-a remarcat o îmbunătățire a mersului șerpuitor al boghiurilor. Aprecierea calitativă a acestuia s-a făcut prin vizualizarea contactului roată-șină cu ajutorul unei camere de luat vederi și a unui monitor de televiziune (televiziune în circuit închis).

Verificările au fost continuate deoarece uzurile buzelor bandajelor rămîneau în continuare mari. Astfel s-a constatat o așezare necorespunzătoare a fuselor de ghidare pe ramă. Aceasta conducea la o așezare neparalelă a osiilor.

S-a introdus în fabricație metoda de verificare a diagonalelor între fusele de ghidare și a distanței măsurată pe aceeași parte între fuse cu ajutorul unui dispozitiv prevăzut cu micrometru, ca instrument de măsură comparativ.

Prin aceasta s-a căutat să se restrîngă toleranța diferenței diagonalelor și distanțelor dintre fusuri de la 0,5 inițial la maxim 0,1 mm.

Prin aceste măsuri constructiv-tehnologice s-a observat, în primul rînd, cu ajutorul camerei de luat vederi un mers șerpuitor normal apreciat prin numărul egal de atingeri ale buzelor bandajelor cu cele două șine.

7.5.2. Urmărirea comportării locomotivelor în exploatare

În urma verificării tehnologiei de montaj a putut fi determinat faptul că osiile montate erau așezate în boghiuri cu o dezaxare de pînă la 1,4 mm. Dezaxarea se transmitea de la osia 2 și la osia 3.

În urma acestei constatări s-a modificat tehnologia de montaj, așezarea fuselor în ramă făcîndu-se paralel cu o abatere maximă de 0,1 mm între diagonale măsurate între fusele de ghidare ale osiei cît și față de fusele de ghidare ale osiei alăturate.

Spre a verifica influența acestei modificări s-a urmărit în exploatare modul cum evoluează uzurile buzilor bandajelor la locomotive cu boghiuri executate cu toleranțe restrînse ale paralelismului osiilor și la boghiuri executate după vechea tehnologie. De asemenea aspectarea contactului buzii bandajului cu șina la aceste boghiuri a arătat îmbunătățirea mersului șerpuitor al boghiurilor, ca o apreciere calitativă.

În figura 7-21 s-a prezentat grafic uzura buzilor bandajelor pentru locomotiva ce avea boghiuri cu osii așezate ne paralel în rame.

Cu linie continuă este reprezentată uzura la roata stîngă, iar cu linie punctată uzura la roata din dreapta a aceleiași osii montate.

Boghiurile au fost urmărite pe parcurs de 76.000 Km, respectiv 106.000 Km (tabelul 7-6 și 7-7).

S-a considerat că între două intervale de măsurare uzura evoluează liniar.

S-a trasat numai evoluția uzurilor la osiile 1, 3 respectiv 4 și 6, osia 2 și 5 avînd buzele "subțiate" din fabricație. Ca urmare uzura prezentată de buzele bandajelor acestor osii a fost mică și nu s-a mai prezentat în lucrare.

Se observă din figurile 7-22 și 7-21 că osia 1 și 6 se uzează cel mai mult.

Tabel 7-6

Nr. crt.	Parcurs (Km)	Osia 1		Osia 3		Osia 4		Osia 6	
		Stg	Dr	Stg	Dr	Stg	Dr	Stg	Dr
o	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	0	32,8	32,3	32,7	32,8	31,5	33,2	33,2	32,4
2.	19665	30,7	30,2	30,1	30,7	30,7	31,1	30,2	30,1
3.	30333	30,3	29,8	30,1	30,0	30,0	30,6	30,0	29,5
4.	40705	29,8	29,0	29,5	30,0	29,0	30,0	28,5	29,0
5.	53387	29,0	28,3	28,4	29,4	29,0	29,5	27,8	28,0
6.	60595	29,0	28	28,3	29,0	29,0	29,5	27,7	27,8
7.	87906	28,3	28,0	28,1	28,5	28,3	28,5	26,5	27,8
8.	75830	28,5	27,5	28,1	28,3	28,8	28,5	26,5	27,8

Tabel 7-7

Nr. crt.	Parcurs (Km)	Osia 1		Osia 3		Osia 4		Osia 6	
		Stg	Dr	Stg	Dr	Stg	Dr	Stg	Dr
o	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	0	31,7	31,5	31,5	31,7	32,0	31,5	32,0	32,0
2.	11204	30,9	30,7	31,5	31,3	31,3	31,5	31,3	31,3
3.	33234	30,1	30,3	31,2	31,0	31,0	31,3	31,3	31,0
4.	54403	30,0	30,3	31,2	31,0	31,0	31,3	31,0	31,5
5.	62417	30,0	30,3	31,2	30,8	30,9	31,2	31,0	30,5
6.	82515	29,2	30,3	31,2	30,5	30,5	30,5	30,7	29,6
7.	94693	29,2	29,9	31,0	30,5	30,5	30,5	30,1	29,5
8.	102528	28,0	29,9	31,0	30,0	30,3	30,5	30,1	29,4
9.	106478	27,7	29,5	31,0	30,0	30,1	30,5	29,6	28,9

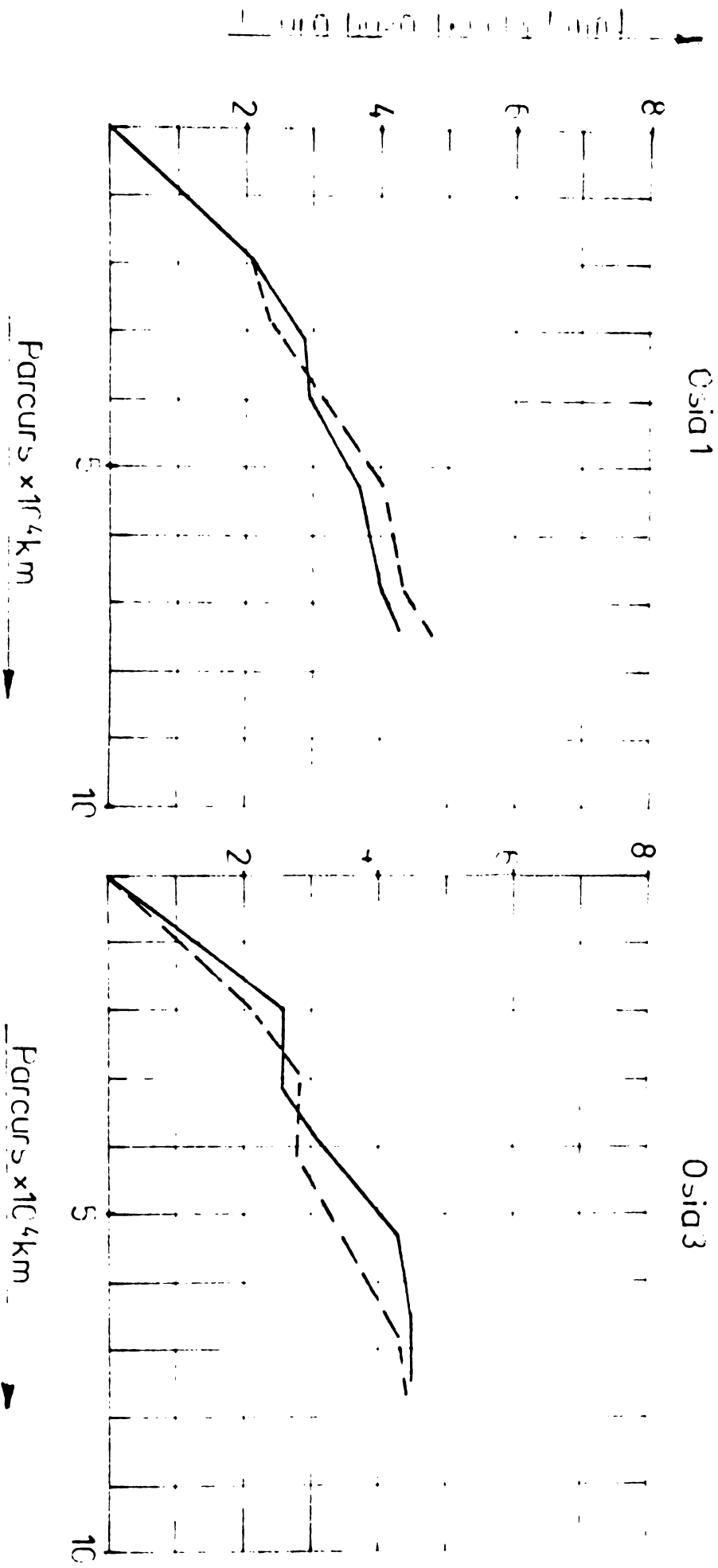


Fig.7-21

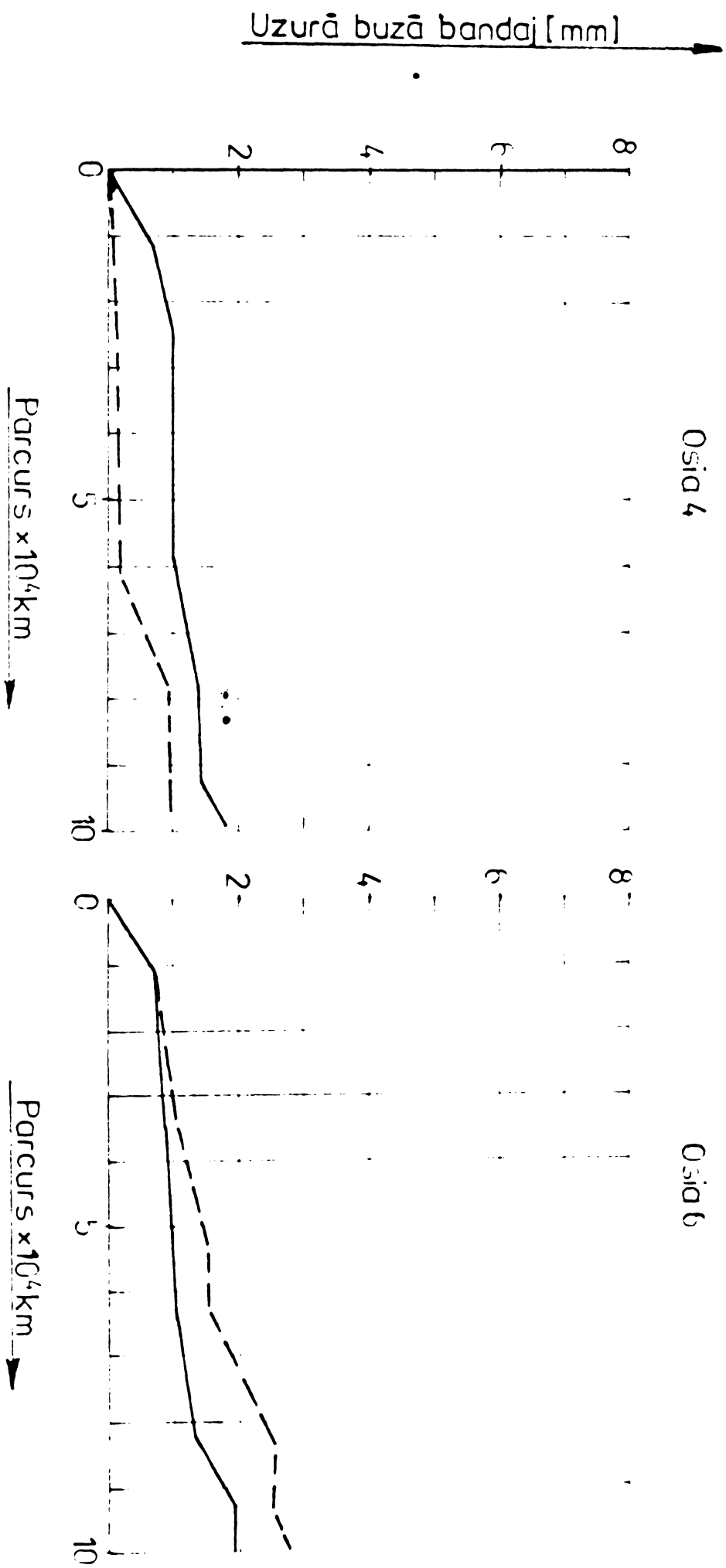


Fig. 7-22-b

În timp ce uzurile sînt mari în cazul boghiurilor cu osiile neparalele (fig.7-24), pentru boghiurile cu osii așezate paralel uzura buzelor bandajelor evoluiază mai lent. Acest fapt face ca restrînjirea bandajelor la osiile montate ale locomotivei a cărei uzuri sînt reprezentate în fig.7-22 să se facă după un parcurs mult mai mare (aproximativ 300.000 Km).

Astfel la prima locomotivă după un parcurs de 70.000 Km uzurile buzei bandajului osiei 6 stînga sînt de 6,7 mm față de grosimea inițială iar la locomotiva cu osii așezate paralel la același număr de kilometri uzura este doar de 1 mm. Această locomotivă a atins o uzură la buza bandajului osiei 6 stînga de 3,2 mm după 165.400 Km.

Astfel de măsurători sistematice au fost făcute pe un număr de 20 locomotive ajungîndu-se la concluzia că restrîngerea toleranțelor de așezare paralelă a osiilor în ramă are o influență deosebită în micșorarea uzurii buzelor bandajelor.

Prin micșorarea uzurii buzelor bandajelor se prelungeste perioada de exploatare a roților montate, restrînjirile pentru reprofilarea bandajelor făcîndu-se mai rar. În același timp se micșorează perioadele de staționare ale locomotivelor pentru restrînjire sau înlocuirea bandajelor, efectele economice fiind importante.

Comparînd rezultatele obținute în capitolul 6, privind valoarea toleranței de paralelism a osiilor cu rezultatele practice obținute în exploatare se constată că valoarea obținută din calcul de 0,16 mm necesară boghiurilor cu trei osii, satisface condițiile de parcurs a bandajelor între două restrînjiri succesive.

De asemenea realizarea practică a acestei toleranțe în procesul de montaj al fuselor de ghidare pe ramă este pe deplin realizabilă.

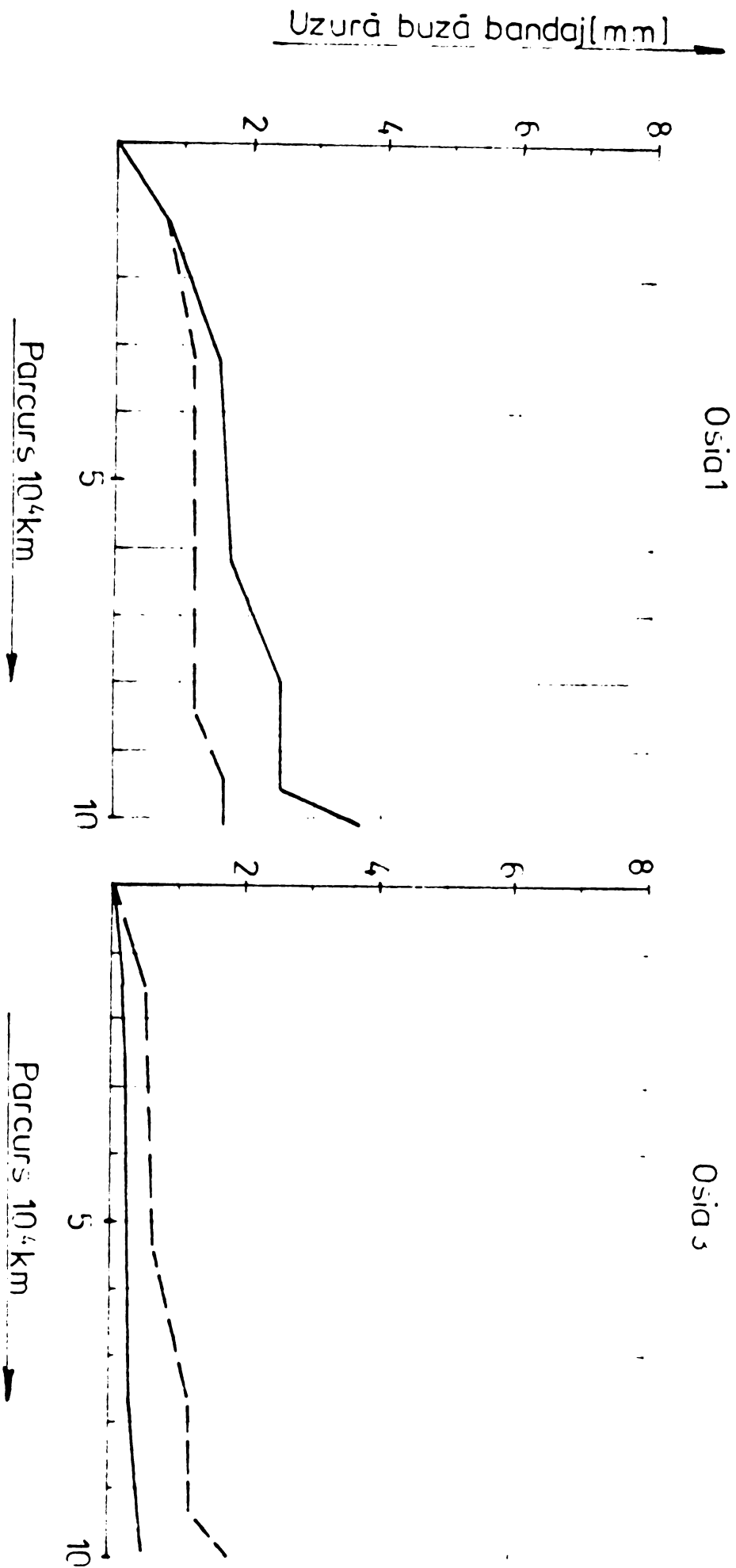
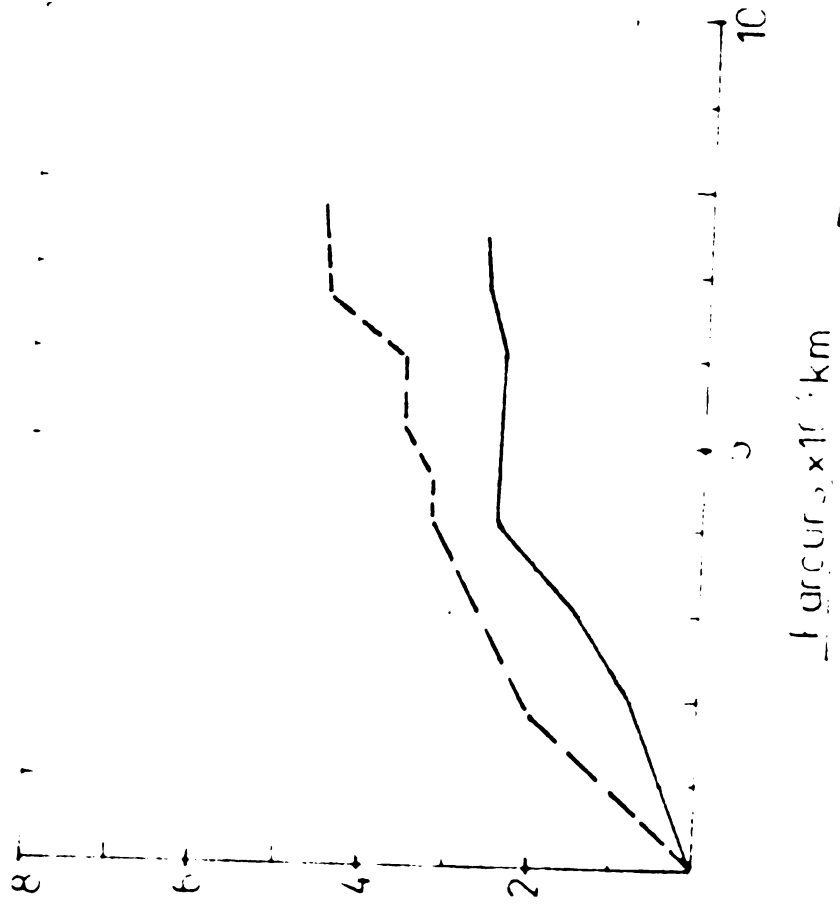


Fig.7-22

Uzura buza bandajlml

Osiad 4



Osiad 5

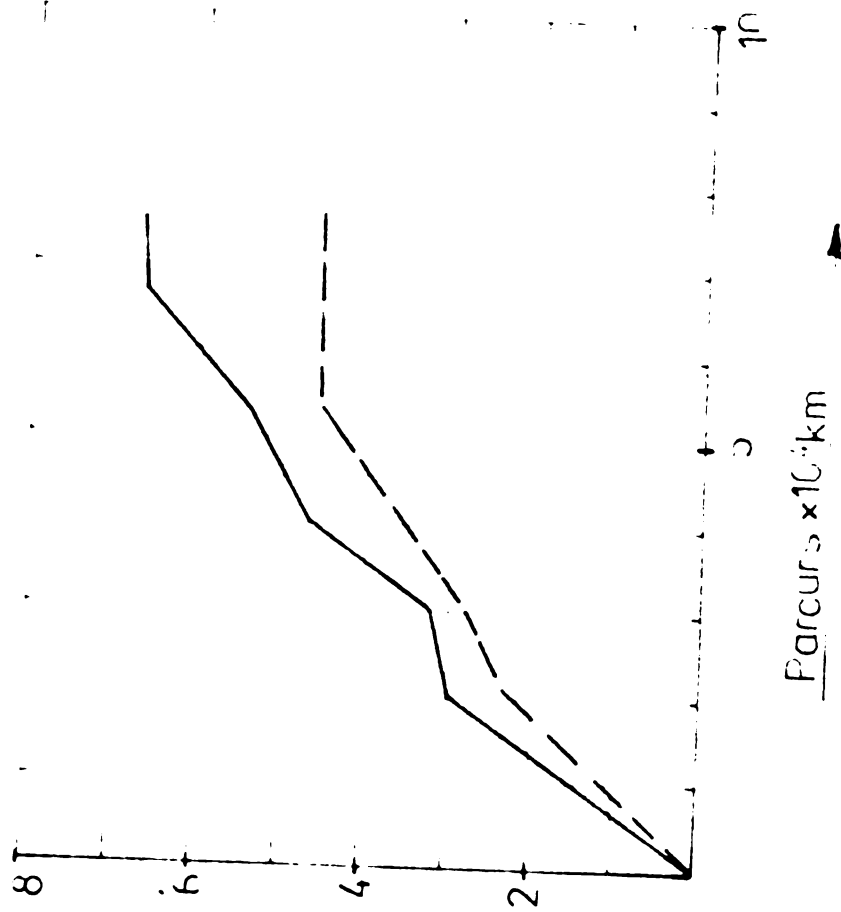


Fig.7-21-b

C A P I T O L U L VIII

CONCLUZII - CONTRIBUTII PERSONALE

Din studiul teoretic și experimental făcut de mine asupra optimizării geometriei aparatului de rulare la locomotivele diesel - electrice de mare putere au rezultat următoarele concluzii:

1. Inexactitățile ce pot apărea în tehnologia de fabricație a aparatului de rulare sînt : (pag.74).

- a) - razele roților unei osii montate, pe diametrul de rulare au o diferență r ;
- b) - osiile montate sînt așezate în rama boghiului cu o deplasare laterală una față de alta;
- c) - osiile montate așezate neperalele în rama boghiului;
- d) - asupra boghiurilor acționează un moment constant M , deoarece mecanismul de readucere nu le-a deplasat în poziția mijlocie pe cale.

2. Aceste inexactități, dacă depășesc o anumită limită, produc uzuri importante ale bandajelor osiilor montate. În aceste cazuri apare necesitatea reprofilărilor dese ale bandajelor, înlocuirea prematură a acestora, rezultînd pierderi importante în material scump, manoperă și timp de staționare al locomotivelor.

3. În vederea studiului teoretic s-a stabilit un model mecanic original pentru locomotivele cu 6 osii, pe baza căruia se poate studia dinamica laterală a acestora. Modelul mecanic are 23 grade de libertate putîndu-se ușor adapta pentru locomotivele cu boghiuri, în vederea unor studii similare prin particularizării. Pe baza modelului mecanic s-a scris sistemul de ecuații diferențiale (rel.5-1) ce descrie oscilațiile laterale ale

unei locomotive cu șase osii.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații ce cuprinde 23 de ecuații diferențiale liniare, omogene de ordinul II, s-au întocrit două programe de calcul în limbaj Fortran. Programele sînt generale putîndu-se aplica și unor modele extinse, dacă este cazul.

Consider că sistemul de 23 de ecuații diferențiale aproximează cu suficientă precizie comportamentul dinamicii laterale a locomotivelor cu două boghiuri.

Integrarea unor astfel de sisteme de ecuații mari necesită timpi de calcul apreciabili, utilizînd calculatoare electronice.

4. S-au stabilit parametrii optimi ai geometriei aparatului de rulare (pag.62-72) pentru locomotive, în general cu exemplificări pentru L.D.E.2100 C.P.

5. S-au stabilit influențele rigidității ghidajelor cutiilor de unsoare și a inexactităților ce pot apărea în geometria aparatului de rulare asupra calităților de rulare și uzurii accetua (pag.73-101).

6. La măsurătorilor experimentale efectuate s-a utilizat o aparatură modernă (pag.103-112), utilizîndu-se posibilitățile acesteia după o schemă proprie, iar rezultatele obținute sînt exacte.

7. S-au efectuat experiențe originale pentru evaluarea influențelor inexactităților ce apar în procesul de fabricație a aparatului de rulare asupra uzurii buzelor bandajelor (pag.154-160).

8. Modelul mecanic și ecuațiile stabilite se pot aplica la orice locomotivă cu boghiuri cu cîte trei osii ceea ce nu s-a făcut pînă în prezent în nici o lucrare cunoscută.

Contribuțiile principale ale autorului privind calculul și încercările experimentale în domeniul geometriei aparatului de rulare sînt:

- stabilirea unui model mecanic și al unui sistem de ecuații diferențiale cu un grad mare de generalizare pentru locomotivele cu boghiuri legate prin cuplaj transversal;
- metodele de calcul stabilite se pot aplica cu ușurință și eficiență în cercetare și mai ales în proiectarea boghiurilor moderne.
- am stabilit modelul de calcul pentru studiul influenței inexactităților ce pot apărea în geometria aparatului de rulare pentru boghiul cu trei osii. Prin aceasta se pun bazele determinării prin calcul a toleranțelor optime pentru fabricația boghiurilor.
- am determinat pe cale experimentală în laboratorul de încercări mecanice din I.C.M. Reșița, caracteristicile elastice ale blocurilor de amortizare existente în exploatare. Aceste caracteristici au fost determinate pentru prima dată pentru aceste elemente elastice.
- am determinat limitări ale inexactităților ce apar în sistem (pag.92-97) ce se aplică în producție la I.C.M. Reșița și I.C.M. Caransebeș la fabricarea boghiurilor,
- am prezentat un mod practic de determinare a forțelor de readucere pentru suspensii secundare de tip flexi-coil.

Autorul lucrării a participat la proiectarea acestui tip de suspensie secundară pentru locomotivele diesel - electrice ce se fabrică la noi în țară (LDE 3000 CP, LDE 3500 CP și LDE 4000 CP) în cadrul contractelor de proiectare a acestor

locomotive.

Rezultatele bune obținute au fost confirmate și de testările făcute de căile ferate britanice (British Railway) prin institutul de cercetări de la Darby pentru locomotivele IDE 3500 CP fabricate în țară și exportate în Anglia.

- întocmirea de programe de calcul în limbaj Fortran și rezolvarea acestora pe calculatorul Felix - C- 256 pune la îndemâna specialiștilor metode rapide și practice de studiu, permițând optimizări ale dinamicii laterale ale locomotivelor.

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

B I B L I O G R A F I E

- /1/. Andersson E., - Simulation von Spurräften und Laufeigenschaften für Schienenfahrzeuge ZEV - Glas. Ann. 101, Nr. 8/9, 1977.
- /2/. Angot A., - Elemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică și din telecomunicații, Editura tehnică, 1965.
- /3/. Bäseler D.W., - Kann momentaner Parallelitätsfehler den Achsen eines Drehgestells einen Abdrehsfehler ausgleichen? Glas. Ann, sept. 1961.
- /4/. Boocock D., - Steady state Motion of Railway Vehicles on Curved Tracks Journal of Mechanical Engineering Science Vol. II, Nr. 6, 1969.
- /5/. Borgeaud G., - Die Wirkung der Querkupplung bei den Drehgestell - Lokomotiven mit zwei oder drei Triebgestellen "Österreichische Ingenieur - Zeitschrift Heft 11, November, 1969.
- /6/. Borgeaud G., - Die Wirkung der Querkupplung bei den Drehgestell - Lokomotiven mit zwei oder drei Triebgestellen Schweizerische Lokomotiv - und Maschinenfabrik - Winterthur.
- /7/. Brach J.T., - The Application of the Brüel and Kjaer Measuring Systems to Mechanical Vibration and Shock Measurements. Brüel and Kjaer - Danmark.
- /8/. x x x - Oscillograful fotoînregistrator cu 12 canale 12 IS - 1. VEB Messgerätekombi Zwick - R.D.G.
- /9/. x.x x - Vibration Measurements Using Piezo-electric Accelerometers. Brüel and Kjaer - Danmark, mai, 1975.

- /10/. x x x - The Real Time Narrow Band Analyzer Type 3348. Brüel and Kjaer Danmark 1975.
- /11/. Buzdugan Gh., - Vibrațiile Sistemelor mecanice, Editu-
ș.a. ra Academiei R.S.R. 1975.
- /12/. Buzdugan Gh., - Vibrații mecanice,
Fetcu I.,
Radeș M., Editura didactică și Pedagogică,
1979.
- /13/. Buzdugan Gh,ș.a. - Măsurarea vibrațiilor mecanice,
Editura Academiei R.S.R., 1979.
- /14/. Carter F.W., - Railway Electric Traction - Edward
Arnold London 1922.
- /15/. Clark J.W. și - Investigation of the Truck Hunting
Law E.H. Instability. Problem of High - Speed
Traian, A.S.M.E. paper Nr.67, august
1967.
- /16/. Clayton G.A., - Development of a Flexicoil Suspension
and Pivotless Centre, Report P4,
Darby.
- /17/. Constantinescu I.,
Bolog C., - Mecanică, Editura didactică și
Pedagogică, 1978.
- /18/. Cooperrider N.K. - High Speed Dynamics of Conventional
Railway Truck. Departament of Mechan-
ical. Engineering, Stanford University,
May 1968.
- /19/. Cooperrider N.K., - The Hunting Behavior of Conventional
Railway Trucks, A.S.M.E. Paper nr.70
WA/RR - 2, 1970
- /20/. Covaciu A., - Sisteme de frână moderne în concepție
Golumbina D., proprie folosite la echipamentul de
rulare proiectat de I.C.P.E.H. Reșița,
la sesiunea de comunicări științifice
I.C.P.E.H. Reșița, 1975.

- /21/. Covaciu A.,
Golumbină D.,
- Cercetarea teoretică și practică a eforturilor ce solicită structura de rezistență a boghiului LDE 1500 CP; Sesiunea de comunicări științifice I.S.Reșița, 1976.
- /22/. Dancea I.,
- Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic.
Editura Dacia, 1973.
- /23/. Dincă F. și
Teodorescu C.,
- Vibrații neliniare și aleatoare,
Editura Academiei R.S.R., 1969.
- /24/. Dodescu Gh.,
Toma M.,
- Metode de calcul numeric,
Editura didactică și Pedagogică, 1979.
- /25/. Drăghici I.,
Ivan M., ș.a.
- Suspensii și amortizare,
Editura Tehnic, 1970.
- /26/. Ellis J.R.,
- An Introduction on the Dynamic Properties of Vehicle Suspension,
Proc.Instr.Mech.Engrs.Nr.3, 1964-65.
- /27/. Garg V.K,
Mels K.D.,
- Lateral stability of a six - axle locomotive. A.S.M.E. Paper 1975, Nr. RT-7.
- /28/. Golumbină D.,
- Studiul amortizării mișcării șerpuitoare a boghiurilor cu trei osii. Referat pregătire doctorat.
- /29/. Golumbină D.,
- Studiul oscilațiilor verticale ale locomotivelor. Referat pregătire doctorat.
- /30/. Golumbină D.,
- Studiul oscilațiilor laterale ale locomotivelor. Referat pregătire doctorat.
- /31/. Golumbină D.,
- Stabilitatea laterală a locomotivelor cu două trepte de suspensie. Sesiune de comunicări științifice, I.S.Reșița, 1979.

- /32/. Golumbină D,
David I.,
- Posibilitatea de utilizare a arcu-
rilor elicoidale la încărcări axiale
și transversale. Sesiunea de comuni-
cări științifice I.S. Reșița, 1979.
- /33/. Hales F.D.
- A Theoretical Analysis of the Lateral
Properties of Suspension Systems.
In: Proc. Instn. Mech. Engrs, 1964-65,
Vol. 179.
- /34/. Harris C.M. și
Crede Ch.E.,
- Socuri și vibrații, Vol. I, II.
Editura tehnică, 1968.
- /35/. Hedrick J.K.,
- Analysis, Design and Optimisation of
High Speed Vehicle Suspensions Using
State Variable Techniques, In: ASME -
Paper 74 - Aut + K . . .
- /36/. Hobbs A.E.W.,
- A Survey of Creep - DYN 52
B.R. Research Department, Derby 1967.
- /37/. Ixaru Gr.,
- Metode numerice pentru ecuații dife-
rențiale cu aplicații, Editura Aca-
demiei R.S.R., 1979.
- /38/. Jaeger J.C.,
Newstead G.H.,
- Introducerea în teoria transformării
Laplace cu aplicații în tehnică,
Editura tehnică, 1971.
- /39/. Jenkins M.M.,
Stephenson J.E.
și alții.
- Incidences des paramètres caractéris-
tiques de la voie et des véhicules sur
les efforts dynamiques verticaux qui
se développent entre rail et roue.
- /40/. Joly R.,
- Etude de la stabilité transversale
d'un véhicule ferroviaire circulant
à grande vitesse. Rail International,
Dec. 1971.
- /41/. Kalker J.J.
- Rolling with slip and spin in the presence
of dry frictions. Laboratory of Technical
Mechanics, Delft, Aprilie 1965.

- /42/. Karamehandani K.C. - "Friction - creep and wear studies for steel wheel and rail": Department of Mechanics and Mechanical and Aerospace Engineering, Illinois Institute of Technology, May 1975.
- /43/. Katz. și De Pater A.D., - Stability of Lateral Oscillations of a Railway Vehicle. In: Appl. Sci. Res., Section A, Vol.7.
- /44/. Keizer C.P., - Achsführung und Gleislauf der Schienenfahrzeuge. Glas. Ann. 90 (1966), Nr. 7 und 8.
- /45/. Koffman J.L., - "The riding properties of bogie vehicles", Railway Gazette, Nov. 1959.
- /46/. Koffman J.L. - Friction Damping, Railway Gazette, Nov. 1959.
- /47/. Koffman J.L., - Lateral oscillation of bogie bolster, The railway gazette, febr. 1960.
- /48/. Krettek O., - Ein Berechnungsverfahren des Schwingungsverhaltens von Schienenfahrzeu- gen bei regelloser Erregung. Glas. Ann. 99 (1975). Nr. 1 și 2.
- /49/. Krettek O., - Die Registrierung und Analyse von Gleisunregelmäßigkeiten. Glas. Ann. 99 (1975) Nr. 11.
- /50/. Law E.H., - Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Railway Vehicle Wheelset; în teză de doctorat, The University of Connecticut, U.S.A., 1971.
- /51/. Law E.H. și Brad R.S., - Analysis of the Nonlinear Dynamics of a Railway Vehicle Wheelset, A.S.M.E. - Paper, Nr. 73, Aut-F.
- /52/. Law E.H. și Cooperrider N.K., - Literature Survey of Railway Vehicle Dynamics Research, A.S.M.E. Winter Meeting, 1973.

- /53/. Mangeron D. și Irimiciuc N., - Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, Editura tehnică, 1978.
- /54/. Matsu M.S., - Etude sur la déraillement d'un wagon à deux essieux sous l'effet d'une interaction entre la voie et le véhicule, Quarterly Reports, Railway Technical Research Institute, 1973, Vol.14, Nr.4, J.N.R.
- /55/. Matsudaira T., - Hunting Problem of High - Speed Railway Vehicles with Special Reference to Bogie Design for the New Tokaido Line, Prov. Instr. Mech. Engrs. 1965-66, Vol.130; Pt.3F.
- /56/. Mihai C., - Metode numerice în algebra liniară, Editura tehnică, 1977.
- /57/. Mocanu D.R. ș.a. - Calcule de rezistență, probleme specifice din domeniul feroviar. București, Centrul de documentare și publicații tehnice M.T., 1971.
- /58/. Müller C.Th. - Das Schlingerproblem in der Sicht von Vergangenheit und Gegenwart ZEV Glas. Ann.93 (1969), Nr.11.
- /59/. x x x - Manualul Inginerului, Vol.1, Editura Tehnică, București, 1965.
- /60/. Newland D.E. și Cassidy R.J., - Suspension and Structure: Some Fundamental Design Considerations for Railway Vehicles REJ, March, 1975.
- /61/. Niculescu S., - Inițiere în FORTRAN, Editura tehnică, 1972.
- /62/. x x x - Equation du mouvement d'un véhicule ferroviaire, Rapport CRE'C 116/RF4, octobre 1974.
- /63/. Panovko Ya., - Elements of the applied theory of elastic vibration, Mir Publishers - Moscow, 1971.

- /64/. Pelant I., - Boghiu modern ca rezultat al cercetării științifice, Doprava nr.5/1964.
- /65/. Pflanz K., - Zur Frage des Sicherheitsgrades im Schnellverkehr, Glas. Ann.88(1964) Nr.5, Mai.
- /66/. Ponomarion S.D., - Calculul de rezistență în construcția ș.a. de mașini, Vol.II, Editura tehnică, 1963.
- /67/. Rădeș M., - Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., 1979.
- /68/. Rădoi M.ș,a, - Elemente de vibrații mecanice, Editura tehnică.
- /69/. Rădoi M., - Mecanica, Editura Didactică și Deciu E., Pedagogică, 1968.
- /70/. Rumsiski L.Z., - Prelucrarea matematică a datelor experimentale, Editura Tehnică, 1974.
- /71/. Sabac Gh., - Matematici Speciale, Vol.I, II, Editura Didactică și Pedagogică, 1965.
- /72/. Sarma G.N. și Kozin F., - An Active Suspension System Design for the Lateral Dynamics A.S.M.E. Paper Nr.71 - WA/Aut.8.
- /73/. Scheffel H., - Stabilisation du mouvement de galop et facilité d'inscription des véhicules ferroviaires dans les courbes, Rail International, Mars 1974.
- /74/. Sciamarella C.A., - Study of Friction and Creep between ș.a. Steel Wheels and Rail, Illinois Institut of Technology, Chicago, March 1976.
- /75/. Sharp R.S. și Goodall J.R., - A Mathematical Model for the Simulation of Vehicle Motion, Journal of Engineering Mathematics, Vol.3 nr.3, July 1969.
- /76/. SilaJ Gh., - Mecanică. Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică, 1968.

- /77/. Silaj Gh.ș.a., - Culegere de probleme de vibrații mecanice, Vol.I, și II. Editura tehnică, 1977.
- /78/. Smith B.L. - Theoretical Study of the Vehicle Dynamics on the Class 87 a.c. Electric Locomotive Technical Report P.21, Derby.
- /79/. Spehr E., - Wellenlänge und Dämpfung des Sinuslaufes dreiachsiger Gestelle, Glas. Ann. 93 (1969), nr.4.
- /80/. Sperlinge E., - Die Auswertung von Versuchs- und Betriebserfahrungen über die Abfederung Wartungsfreier und Überkritisch laufender Drehgestelle einschließlich hydraulischer Dämpfer und Stabilisatoren. In: Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge, Heft 4, Juli/August 1968.
- /81/. Tiron M., - Prelucrarea statistică și informațională a datelor de măsură, Editura Tehnică, 1977.
- /82/. Toma M., Dagescu I.O., - Metode numerice și subrutine, Editura Tehnică, 1980.
- /83/. Ursu O., - Dinamica materialului rulant de cale ferată. Litografia Institutului Politehnic Timișoara, 1969.
- /84/. Vasiliu Gh. Ghiulai C., - Dinamica autovehiculelor, Editura Didactică și Pedagogică, 1975.
- /85/. Vîlcovici V., Bălan St., Voinea R., - Mecanică teoretică, Editura Tehnică, 1959.
- /86/. Wickens A.H. - Progrès récents dans l'étude de la dynamique transversale des véhicules circulant à grande vitesse. A.I.C.C.F.-U.I.C., ianuarie 1968.
- /87/. Wickens A.H. - The Dynamic Stability of Railway Vehicle Wheelsets and Bogies Having Profiled Wheels. International Journal of Solids Structures, Vol.I, 1965.

- /88/. Wickens A.H. - The Dynamic of Railway Vehicles on Straight Track: fundamental consideration of lateral stability. Proc. Inst.Mech.Engs.1965.
- /89/. Vickers A.H. - Aspect of the Lateral Dynamics of Railway Vehicles, Journal of Engineering for Industry nr.8, august 1969.
- /90/. Vickers A.H. - Practical Research into Vehicle Dynamics.In: The Railway Gazette, June 16, 1967.
- /91/. Marinescu Gh.ş.a - Probleme de analiză numerică. Ed.Didactică și Pedagogică,1978.
- /92/. Popa Al - Locomotive și automotoare cu motoare termice. Ed.Didactică și Pedagogică 1978.
- /93/. Sebeșan St. - Profile de uzură pentru vehicule de cale ferată - Tribotehnița 80, Hunedoara, vol. III (941).
- /94/. Zăgănescu I., - Locomotive și automotoare cu motoare termice. Editura Didactică și Pedagogică, 1972.
- /95/. Zăgănescu I. - Vehicule pe perină de aer sau pe sine.- Expunere Fac.de Mecanică, noiembrie 1979 Timișoara.
- /96/. Zăgănescu I, Ursu G.ş.a. -!Asupra înscrierii dinamice în curbe a locomotivelor Diesel electrice de tip 060 DA, Buletinul Științific și tehnic al I.P.Timișoara, Tob.12(28), fasc.1, ianuarie - iunie 1969.
- /97/. Zăgănescu I.și Hoancă V. - Utilizarea greutateii de aderență la locomotivele Diesel electrice cu referire specială la locomotivele CFE 060 DA, Protocol I.P.Timișoara și I.C.M.Eștița.
- /98/. Zahonyi L., - Development Problems of Bogies for High - Power Six-Axle Diesel.Electric and Electric Locomotives, GANZ - MAVT-Budapest.

/99/. Wolfgang Bäseler, - Kann momentaner Parallelitätsfehler
der Achsen eines Drehgestells einen
Abdrehfehler ausgleichen ?
Glasers. Ann. September 1961.

oo O oo