

# **CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA COMPORTĂRII ARCURILOR DE TIP FLEXICOIL DE LA LOCOMOTIVA ELECTRICĂ CFR 060-EA DE 5100 kW**

Teză destinată obținerii  
titlului științific de doctor inginer  
la  
Universitatea "Politehnica" din Timișoara  
în domeniul INGINERIE MECANICĂ  
de către

**Ing. Luisa-Izabel Dungan**

Conducător științific:  
Referenți științifici:

prof.univ.dr.ing. Lucian Mădăras  
prof.univ.dr.ing. Spiridon Crețu  
prof.univ.dr.ing. Bocîi Liviu-Sevastian  
prof.univ.dr.ing. Mesaros Anghel Voicu

Ziua susținerii tezei: 25.02.2008

Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- |                        |   |
|------------------------|---|
| 1. Automatică          | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie              | 8. Inginerie Industrială                    |
| 3. Energetică          | 9. Inginerie Mecanică                       |
| 4. Ingineria Chimică   | 10. Știința Calculatoarelor                 |
| 5. Inginerie Civilă    | 11. Știința și Ingineria Materialelor       |
| 6. Inginerie Electrică |   |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2008

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,  
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221  
e-mail: editura@edipol.upt.ro

## Cuvânt înainte

Aflat într-o competiție acerbă, continuă și de lungă durată cu celelalte mijloace de transport, transportul feroviar modern are o pondere importantă în majoritatea țărilor din lume prin tendința în creștere a vitezelor de circulație, a tonajelor remorcate și a costurilor competitive oferite. Simultan, atingerea unor viteze maxime de peste 550 km/h, la vehicule feroviare care circulă pe baza aderenței roată-șină, constituie un argument convingător în ceea ce privește perspectivele transportului feroviar în mileniul trei.

Creșterea puternică a vitezelor de circulație pe calea ferată a impus în mod obligatoriu abordarea specială a problemelor de siguranță a ghidării respectiv a siguranței feroviare în general.

Se impune în mod imperativ realizarea unor studii teoretice în faza de concepție și proiectare a siguranței ghidării osiei pe cale, pe baza unor programe de simulare adecvate, rezultatele acestor studii urmând a fi validate prin determinări experimentale. Rezultatele studiilor și analizelor teoretice pot conduce la concluzii suficiente de edificatoare, permițând aplicarea unor soluții și măsuri ce pot fi adoptate atât pentru vehicul cât și pentru cale în vederea asigurării siguranței ghidării.

Pentru îndrumarea profesională, pentru spiritul de înaltă competență științifică acordat de-a lungul întregii perioade de pregătire la doctorat parcurse, pentru încurajările, aprecierile și căldura sufletească pe care le-am simțit în permanență aduc mulțumirile mele și respectul cuvenit conducătorului științific, profesor doctor inginer Mădăras Lucian.

Călduroase mulțumiri mai adresez membrilor comisiei de doctorat, domnul președinte al comisiei prof.dr.ing. Neguț Nicolae, decanul Facultății de Mecanică din Timișoara, domnilor profesori dr.ing. Crețu Spiridon, dr.ing. Mesaros-Anghel Voicu și dr.ing. Bocîi Liviu, care au răspuns solicitării de a face parte din comisia de analiză a tezei, pentru observațiile făcute și pentru timpul acordat lucrării.

Nu în ultimul rând, doresc să mulțumesc doamnei director de departament prof. habil dr.ing. Ioana Ionel, colegilor din catedra Ingineria Transporturilor și colegilor din Departamentul de Mechatronică precum și membrilor colectivului de Material rulant de la Facultatea de Inginerie a Universității „Aurel Vlaicu” din Arad.

Mulțumesc cu dragoste și respect familiei și mai ales soțului meu pentru atașament, susținere, înțelegere și ajutor.

În speranța că lucrarea reușește să aducă o contribuție în domeniul Inginerie mecanică, încerc sentimentul că experiența acumulată și rezultatele prezentate sunt pe măsura efortului meu, dar mai ales pe măsura sprijinului de care am beneficiat.

Timișoara, februarie 2008

ing. Dungan Luisa Izabel

Familiei mele,

Dungan, Luisa-Izabel

**Contribuții la studiul și cercetarea comportării arcurilor de tip flexicoil de la locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW**

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 20, Editura Politehnica, 2008, 228 pagini, 112 figuri, 41 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-599-1

Cuvinte cheie:

locomotivă electrică, suspensie secundară, arcuri flexicoil, sistem de legătură dintre cutie și boghiuri, siguranța contra deraierii, încercări experimentale

Rezumat:

Un rol important în asigurarea siguranței contra deraierii și stabilității circulației în porțiunile curbe ale căii și nu numai, îl constituie sistemul de legătură dintre cutia locomotivei și boghiurile acesteia. La locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW, aflată în exploatarea feroviară de la noi din țară, sistemul de legătură este constituit din patruleterul articulată (pivotalul fictiv) și suspensia secundară formată din arcuri de tip flexicoil.

Sistemul de legătură îndeplinește mai multe funcțiuni dintre care una esențială o constituie realizarea unui moment de readucere (rapel) a boghiurilor sub locomotivă după ieșirea acesteia din curbe.

Autoarea lucrării de față aduce o serie de contribuții originale privind studiul sistemului de legătură insistând asupra cercetării patruleterului articulată, puțin studiat, și al comportării suspensiei secundare cu arcuri de tip flexicoil.

Valabilitatea rezultatelor teoretice au fost confirmate de rezultatele obținute la încercările experimentale cu locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW.

## CUPRINS

<b>1. STADIUL ACTUAL AL UTILIZĂRII ARCURILOR ELICOIDALE LA SUSPENSIA VEHICULELOR FERROVIARE .....</b>	<b>8</b>
1.1. Noțiuni generale .....	8
1.2. Necesitatea suspensiei și condițiile impuse acesteia.....	9
1.3. Suspensia cu arcuri elicoidale a vehiculelor feroviare .....	11
1.3.1. Suspensia vagoanelor de marfă .....	11
1.3.2. Suspensia vagoanelor de călători .....	15
1.3.3. Suspensia automotoarelor .....	22
1.3.4. Suspensia locomotivelor .....	23
<b>2. PARTICULARITĂȚILE CONSTRUCTIV FUNCȚIONALE ALE ARCURILOR DE TIP FLEXICOIL .....</b>	<b>28</b>
2.1. Clasificarea arcurilor elicoidale .....	28
2.2. Parametrii funcționali ai arcurilor .....	31
2.3. Elementele de calcul și proiectare ale arcurilor elicoidale de compresiune-întindere.....	36
2.4. Suspensia locomotivei electrice .....	46
2.4.1. Caracteristicile constructive-funcționale ale arcurilor elicoidale de tip flexicoil .....	46
2.4.2. Determinarea rigidităților suspensiei locomotivei .....	47
2.4.2.1. Suspensia primară .....	47
2.4.2.2. Suspensia secundară .....	48
2.4.3. Verificarea stării de solicitare a arcurilor de tip flexicoil .....	52
<b>3. STUDIUL CINEMATICII LOCOMOTIVEI .....</b>	<b>55</b>
3.1. Accelerațiile transversale în curbele circulare .....	55
3.2. Variațiile de accelerații pe curbele de racordare .....	60
3.3. Variațiile de accelerații pe o cale cu abateri de la dimensiunile nominale .....	65
3.4. Coeficientul de suplețe al locomotivei .....	69
3.4.1. Metode de determinare a coeficientului de suplețe .....	69
3.4.1.1. Metoda autorului .....	69
3.4.1.2. Metoda ORE .....	72
3.4.2. Calculul coeficientului de suplețe .....	75
3.4.2.1. Calculul după metoda autorului .....	75
3.4.2.2. Calculul după metoda ORE .....	77
3.5. Poziția axei de ruliu cvasistatic .....	81
3.5.1. Considerații generale .....	81
3.5.2. Determinarea coordonatelor centrului de ruliu .....	82
3.6. Calculul insuficienței și excesului de supraînălțare .....	82
3.7. Verificarea înscrierii locomotivei în gabaritul cinematic .....	83
3.7.1. Elementele preliminare pentru calcul .....	85
3.7.2. Determinarea reducerilor cutiei locomotivei .....	87
3.7.3. Determinarea deplasărilor laterale ale cutiei și ramei boghiului .....	92

---

3.7.4. Determinarea reducerilor pantografului .....	92
3.7.5. Concluzii .....	96
<b>4. ANALIZA CU METODA ELEMENTULUI FINIT A COMPORTĂRII ARCURILOR ELICOIDALE DE TIP FLEXICOIL SUB SARCINĂ .....</b>	<b>97</b>
4.1. Metoda elementului finit pentru studierea stării de tensiune și de deformație .....	97
4.1.1. Noțiuni de bază privind metoda elementului finit .....	98
4.1.2. Etapele de aplicare a metodei .....	99
4.1.3. Analiza stării de tensiune și de deformație .....	101
4.1.4. Tipuri de elemente finite utilizate în analiză .....	107
4.1.5. Combinația diferitelor tipuri de elemente .....	108
4.2. Simularea comportării elementelor elastice dintr-un punct de suspensie .....	111
<b>5. STUDIUL SISTEMULUI DE LEGĂTURĂ DINTRE CUTIE ȘI BOGHIURI PRIVIND SIGURANȚA CONTRA DERAIERII .....</b>	<b>118</b>
5.1. Noțiuni generale .....	118
5.2. Descrierea sistemului de legătură dintre cutie și boghiuri la locomotivaelectrică .....	123
5.2.1. Funcțiile sistemelor de legătură .....	123
5.2.2. Clasificarea sistemelor de legătură .....	123
5.2.2.1. Principalele sisteme de legătură cu pivot .....	124
5.2.2.2. Sisteme de legătură cu pivot fictiv .....	125
5.2.2.3. Alegerea sistemului de legătură în funcție de tipul suspensiei boghiului .....	130
5.3. Studiul sistemului de legătură cu pivot fictiv .....	133
5.3.1. Parametrii constructivi ai patruleterului articulată .....	133
5.3.2. Caracteristicile elementelor elastice de tip silentbloc .....	136
5.3.3. Studiul patruleterului articulată .....	138
5.3.3.1. Determinarea coordonatelor punctelor caracteristice ale patruleterului articulată .....	140
5.3.3.2. Determinarea lungimilor brațelor pârghiilor cotite .....	140
5.3.3.3. Determinarea coordonatelor punctelor A1, B1, C1 și D1 .....	141
5.3.3.4. Determinarea coordonatelor punctelor E1, F1, G1, H1, I1, J1, K1, L1 .....	141
5.3.3.5. Determinarea unghiurilor de rotire ale pârghiilor cotite în raport cu axa lor .....	142
5.3.3.6. Determinarea unghiurilor de rotire ale barelor patruleterului articulată .....	145
5.3.3.7. Determinarea unghiurilor dintre brațele pârghiilor cotite și barele patruleterului articulată .....	147
5.3.3.8. Determinarea distanțelor cu care se deplasează baza inferioară a arcurilor .....	151
5.3.3.9. Determinarea unghiurilor de înclinare ale suspensorilor verticali .....	154
5.3.4. Calculul momentului de readucere al boghiului datorită deformațiilor unghiulare ale silentblocurilor .....	161
5.3.5. Calculul momentului de readucere al boghiului datorită înclinării suspensorilor .....	163

---

5.3.6. Calculul momentului de readucere al boghiului datorită arcurilor elicoidale .....	168
5.3.6.1. Caracteristica unghiulară a suspensiei secundare.....	169
5.3.6.2. Calculul momentului de rapel dat de arcuri .....	172
5.3.7. Calculul momentului total de readucere (rapel) al boghiului ...	176
5.3.8. Concluzii .....	178
5.4. Siguranța contra deraierii .....	181
5.4.1. Forțele verticale transmise osiei la circulația prin curbă a locomotivei .....	181
5.4.2. Siguranța contra deraierii la locomotive cu pivot fictiv .....	183
5.4.3. Siguranța contra deraierii sub influența forțelor exterioare ....	187
5.4.4. Calculul siguranței contra deraierii sub influența forțelor exterioare .....	194
<b>6. ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE .....</b>	<b>197</b>
6.1. Încercarea elementelor elastice ale suspensiei secundare pe stand .....	197
6.1.1. Generalități.....	197
6.1.2. Instalații de încercare .....	197
6.1.3. Metodica de încercare .....	198
6.1.4. Rezultate experimentale .....	200
6.2. Încercarea locomotivei electrice pe inel .....	202
6.2.1. Instalația de încercare .....	202
6.2.2. Metodica de încercare .....	203
6.2.3. Rezultate măsurătorilor experimentale.....	205
6.3. Încercarea locomotivei electrice în linie curentă .....	207
<b>7. CONCLUZII. CONTRIBUȚII .....</b>	<b>216</b>
7.1. Concluzii .....	216
7.2. Contribuții .....	219
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>220</b>





# 1. Stadiul actual al utilizării arcurilor elicoidale la suspensia vehiculelor feroviare

## 1.1. Noțiuni generale

Forțele de inerție, dezvoltate de un vehicul de cale ferată, în timpul circulației pe cale, mai ales cu viteze mari, pot atinge valori considerabile, care depind atât de masa acestuia, cât și de accelerațiile mișcărilor vibratorii, conform relației :

$$F_i = m \cdot a . \quad (1.1)$$

Deci, pentru a reduce aceste forțe, trebuie să se acționeze asupra celor doi factori din relația de mai sus în sensul micșorării acestora.

Reducerea masei vehiculului se poate realiza prin divizarea acesteia în mai multe etaje suspendate, între care se interpun elemente elastice de diferite forme, precum și amortizoare. În acest fel se obțin diferitele puncte elastice de suspendare. Alegerea și aranjarea acestor puncte de suspendare, între masele suspendate și nesuspendate ale vehiculului, într-o anumită manieră (care de obicei depinde de natura vehiculului și de destinația în serviciu a acestuia) definește suspensia vehiculului respectiv.

Sub aspect funcțional, boghiul și suspensia unui vehicul de cale ferată reprezintă veriga esențială care preia și transmite solicitările dinamice de la calea de rulare spre cutia vehiculului și invers. Cum boghiul este ansamblul cel mai solicitat și se acordă atenția cea mai mare la construcția unei locomotive sau vagon. Evoluția construcției boghiurilor a urmat o cale relativ simplă la vagoane față de locomotive, unde lucrurile se complică-n funcție de construcția acționării osiilor motoare.

Prin trecerea generală la sistemele noi de tracțiune, au crescut foarte mult cerințele impuse vehiculelor feroviare, iar pentru îndeplinirea acestora, s-a acordat o atenție deosebită suspensiei acestora.

În prezent, în ceea ce privește suspensia verticală a vehiculului, se tinde să se renunțe, aproape definitiv, la arcurile în foi. Astăzi arcul cel mai răspândit este cel elicoidal cu amortizoare de toate tipurile.

În zilele noastre, din ce în ce mai mult se utilizează elementele elastice pneumatice, deoarece oferă proprietăți cu totul noi, cum ar fi:

- Posibilitatea de reglare continuă a rigidității, în funcție de sarcina suspendată, ceea ce conduce la menținerea constantă a frecvenței vibrațiilor și a înălțimii constante a planului tamponelor, față de nivelul căii de rulare;
- Reglarea, într-un domeniu destul de larg a caracteristicilor statice a unui punct de suspendare, etc.

Ca dezavantaj principal al acestui tip de suspensie trebuie menționată complexitatea constructivă a acestuia.

În ceea ce privește suspensia transversală, aici mai sunt, încă, multe probleme nerezolvate, datorită unui număr mai mare de grade de libertate, precum și a unor amplitudini destul de mici. Se mai poate adăuga și faptul că, în plan

orizontal se impune o calitate de rulare mai bună, deoarece organismul uman este mai sensibil la aceste mișcări.

Suspensia elastică, formată din totalitatea arcurilor, balancierilor, precum și din elementele intermediare a ansamblurilor (suspensori, suportți, piulițe, etc.) și din amortizoare, are rolul de a :

- Reduce șocurile care se transmit construcției suspendate, la trecerea roților peste denivelările locale ale căii sau datorită unor forme incorecte (planeități) ale bandajelor roților;
- Repartiza sarcinile efective între osiile montate și roți, menținându-le pe acestea în anumite limite determinate, în ultimă instanță, de siguranța circulației.

## 1.2. Necesitatea suspensiei și condițiile impuse acesteia

În prezent, când există tendința de a se utiliza vehicule cu capacități mari de transport și cu viteze ridicate, problema optimizării suspensiei prezintă o importanță deosebită.

În timpul rulării pe cale, vehiculul este supus acțiunii unor impulsuri generatoare de vibrații, cu efecte defavorabile asupra calității de mers. Vehiculul răspunde la impulsurile generate în procesul de rulare prin intermediul suspensiei, care are rolul de a le reduce efectul la valori acceptabile.

O sursă de vibrații la vehiculele pe șine este reprezentată de neuniformitățile verticale și transversale ale căii și de discontinuitățile de la joante. Calarea fixă a celor două roți pe aceeași osie și conicitățile inversate ale suprafețelor de rulare produc mișcarea de șerpuire a osiei care se transmite maselor suspendate ale vehiculului. Defecte ale roților ca excentricitatea și planeitățile de pe suprafețele de rulare reprezintă de asemenea surse importante de vibrații.

Asigurarea confortului la vibrații pentru călători, a integrității mărfurilor transportate și a construcției vehiculului depind în mod esențial de calitatea suspensiei vehiculului. Confortul depinde de capacitatea suspensiei de a izola vehiculul față de impulsurile perturbatorii care iau naștere în procesul de rulare al osiilor pe cale atât în direcție verticală cât și transversală.

Suspensia vehiculului trebuie să asigure o comportare dinamică stabilă la mersul în aliniament și o comportare dinamică stabilă, cu forțe de ghidare mici, la trecerea prin curbe.

Suspensia trebuie să contribuie la micșorarea forțelor reciproce dintre vehicul și cale, menținându-le în limitele determinate de siguranța circulației și de necesitatea asigurării protecției atât a aparatului de rulare cât și a căii.

La mersul în curbe, sub acțiunea forței centrifuge necompensate, cutia vehiculului se deplasează pe direcție transversală și se înclină pe arcurile de suspensie, existând pericolul ieșirii din gabarit. La vehiculele care nu dispun de dispozitive speciale pentru compensarea insuficienței de supraînălțare a căii, această funcție este realizată de suspensia vehiculului. Această compensare este necesară de asemenea pentru limitarea atât a accelerației transversale în vederea asigurării confortului la trecerea prin curbe cât și a variațiilor de sarcini pe roți.

La vehiculele de tracțiune, variațiile de sarcină pe osii și pe roți datorate vibrațiilor și modului de transmitere a forței de tracțiune influențează greutatea aderentă și deci performanțele de tracțiune ale vehiculului. Suspensia trebuie să contribuie la diminuarea acestor variații de sarcină printr-o soluție constructivă adecvată, care să nu pericliteze însă calitatea de rulare a vehiculului.

Pe lângă cele menționate, suspensia trebuie să atenueze șocurile și vibrațiile longitudinale cauzate de variația vitezei de mers la demarare, frânare și manevră.

La vehiculele cu încărcare variabilă, suspensia trebuie să asigure o săgeată sub sarcină în limitele admise de înălțimea tamponelor. Dacă însă suspensia nu este de tip progresiv, atunci variația de săgeată statică conduce la diminuarea posibilităților de izolare față de vibrații și deci la înrăutățirea calității de mers.

La vehiculele de transport în comun urban, suspensia trebuie să asigure o înălțime aproximativ constantă a podelei. Această condiție poate fi realizată de suspensia pneumatică, fără să fie afectată calitatea de mers a vehiculului.

O calitate complementară celor precedente trebuie să fie și aptitudinea suspensiei de a atenua zgomotele datorită rulării și propagarea acestora prin corpuri solide, până-n interiorul cutiei vehiculului.

Suspensia vehiculelor de cale ferată mai trebuie să îndeplinească o serie de cerințe tehnico-economice ca: siguranță mare în exploatare, greutate și volum reduse, cost scăzut, ușurință de amplasare pe vehicul și accesibilitate ușoară la organul care necesită îngrijire permanentă, etc.

Suspensia unui vehicul feroviar are următoarele componente prezentate în figura 1-1.

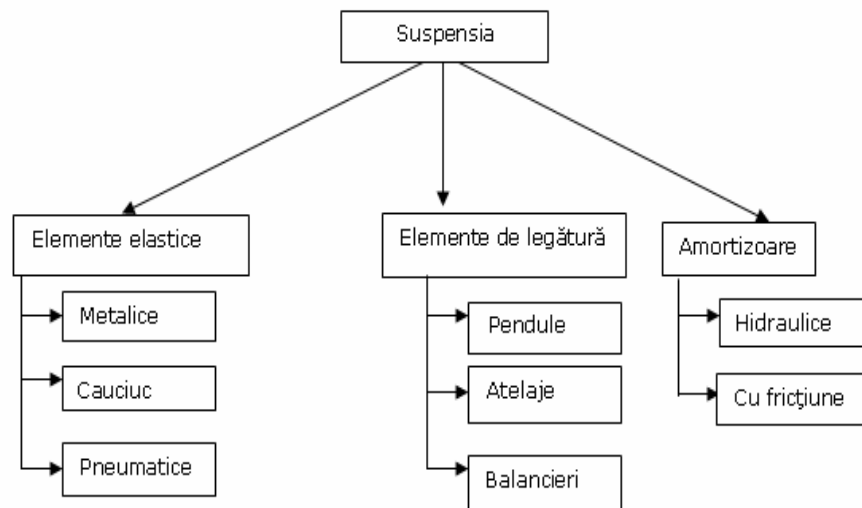


Fig. 1-1. Elementele componente ale suspensiei

Elementele suspensiei se montează, în funcție de construcția vehiculului, între aparatul de rulare și cadrul boghiului (suspensia primară), între aparatul de rulare și cutia vehiculului sau între cadrul boghiului și cutia vehiculului (suspensia secundară).

Elementele elastice ale suspensiei au rolul de a acumula o parte din energia vibrațiilor și apoi de a o reda, în timp, contribuind astfel la micșorarea sarcinilor dinamice care acționează asupra maselor suspendate și nesuspendate ale vehiculului.

Legăturile pendulare sub formă de leagăn, ca și inelele sau eclisele de legătură ale arcurilor lamelare cu suporti de arc de pe lonjeroanele boghiurilor sau cutia vehiculului, îndeplinesc și rolul de elemente elastice, atenuând șocurile transversale și longitudinale.

Legăturile pendulare realizează și rapelul longitudinal al osiilor, la vehiculele pe două osii sau rapelul transversal al elementelor suspendate la vehiculele pe boghiuri.

La suspensiile simple cu arcuri în foi, legarea acestora de lonjeroanele boghiurilor sau vehiculelor se realizează printr-un "atelaj" cu inele simple sau duble sau cu eclise. Inelele simple pot fi lungi sau scurte, de formă ovală sau dreptunghiulară. Inelele lungi, în special cele duble, asigură un mers mai liniștit al vehiculului, amortizând mai bine șocurile laterale primite de osia montată.

La vagoanele noi de marfă se montează inele duble și de asemenea, la vagoanele vechi la care se montează arcuri noi unificate se aplică inele duble. Inelele se execută din OL 50 și sunt fixate la un capăt pe bulonul cap arc iar la celălalt capăt pe suportul capului de arc fixat pe longeron; acest suport se execută din OL 37. la fiecare capăt de arc prevăzându-se câte două inele.

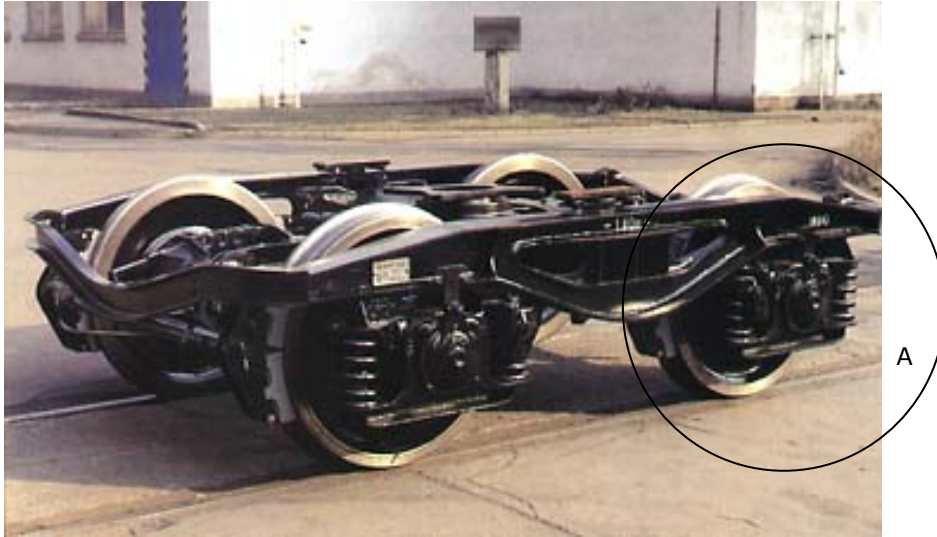
Balancierii longitudinali sau transversali sunt larg utilizați în construcția suspensiilor de locomotive. Conjugarea arcurilor prin balancieri face ca încărcările arcurilor să se mențină într-un raport constant, iar rezultanta lor să se afle permanent în același punct, numit punct fictiv de suspendare. În studiul suspensiilor, grupul de arcuri conjugate prin balancieri poate fi înlocuit printr-un arc echivalent, plasat în punctul fictiv de suspendare, masa suspendată a vehiculului se consideră sprijinită pe punctele de suspendare reale, fără balancieri, și pe punctele fictive de suspendare.

Amortizoarele de vibrații, prin forțele rezistente pe care le creează, disipă energia vibrațiilor și contribuie la amortizarea acestora. La vehiculele feroviare se folosesc, în general, amortizoare hidraulice și cu fricțiune (frecare uscată). Arcurile lamelare, de cauciuc și pneumatice îndeplinesc și rol de elemente de amortizare.

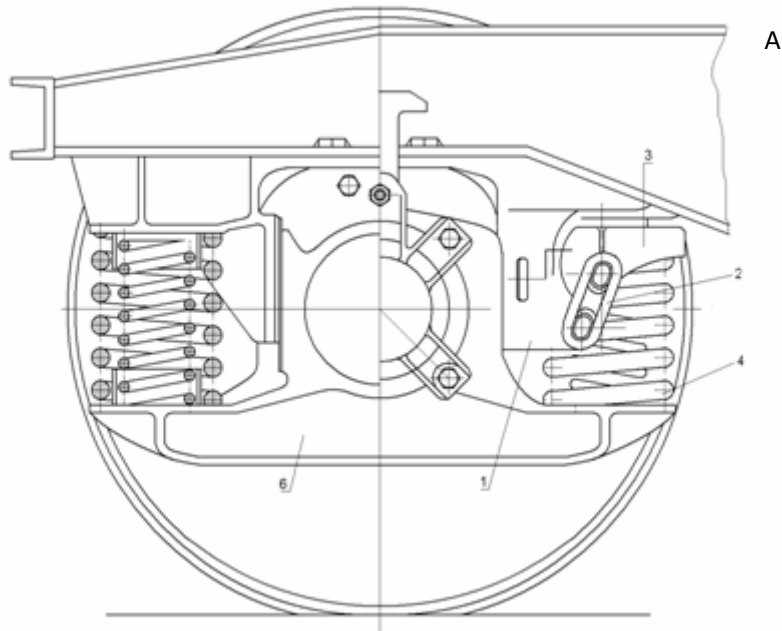
### **1.3. Suspensia cu arcuri elicoidale a vehiculelor feroviare**

#### **1.3.1. Suspensia vagoanelor de marfă**

Trenurile de marfă circulă de obicei cu viteze mici, dar pentru a putea concura cu alte mijloace de transport și pentru mărirea capacității de transport este necesară creșterea vitezei de circulație a trenurilor de marfă. Cele mai utilizate boghiuri, la vagoanele de marfă, sunt boghiurile Y25 [D1]. Suspensia acestora (figura 1-2) este formată din 8 seturi de arcuri elicoidale concentrice duble din oțel 60 Si 14A având diametrul mediu de 244 mm respectiv 310 mm conform Fișei UIC 517. Această suspensie conferă o flexibilitate diferită la vagonul gol față de vagonul încărcat.



a)



b)

Fig. 1-2. a) Boghiul Y25; b) Suspensia boghiului Y25

Un alt tip de boghiu utilizat la vagoanele de marfă (vagoane descoperite și vagoane cisternă pentru produse petroliere) este boghiul Diamond cu lonjeroane sudate. Suspensia acestuia (figura 1-3) este formată din grupuri de câte două arcuri elicoidale concentrice și de înălțimi diferite.

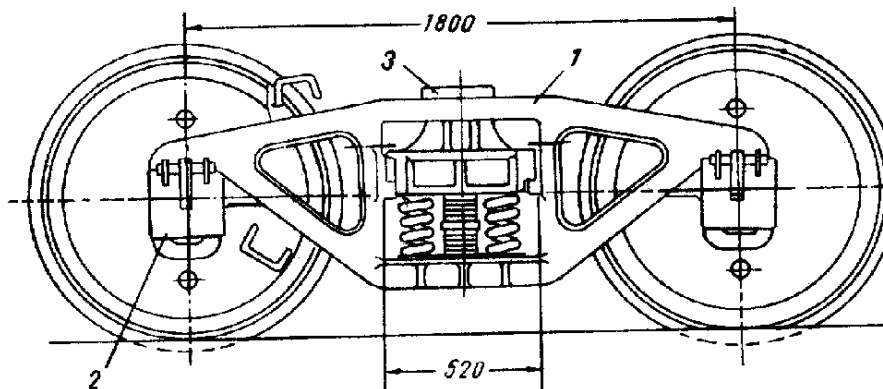


Fig. 1-3. Boghiul Diamond

Firma BARBER a realizat două tipuri de boghiuri pentru vagoanele de marfă, BER 25 (figura 1-4) cu care sunt echipate vagoanele MJA 101.6t GLW și BER22.5 a căror suspensie este formată din arcuri elicoidale duble precum și boghiurile S-2-HD (figura 1-5) și S-2-E [\*\*\*\*\*16].



Fig. 1-4. Boghiu BER 25

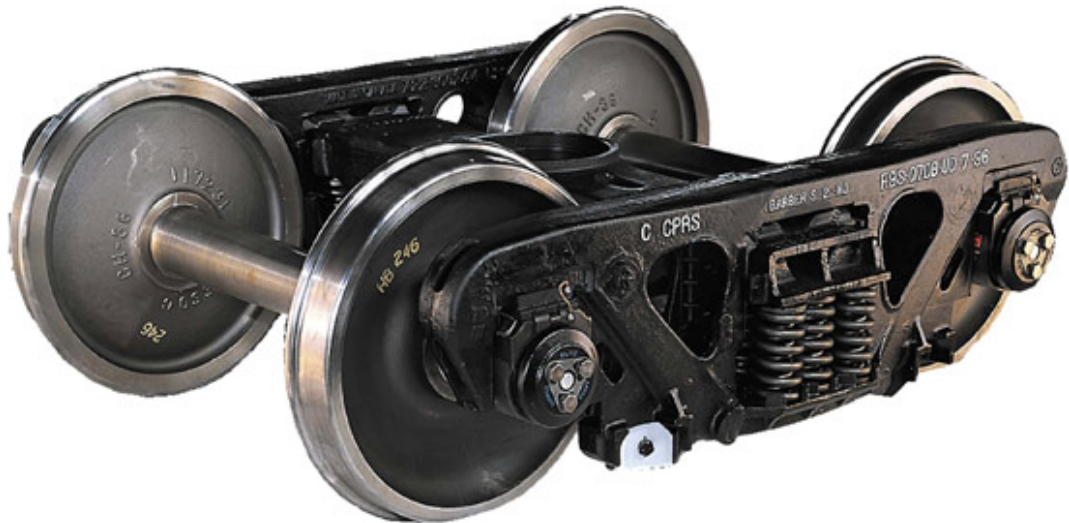


Fig. 1-5. Boghiu S-2-HD

### 1.3.2. Suspensia vagoanelor de călători

În vederea asigurării unor condiții optime de transport, ca urmare a creșterii vitezelor de circulație, este necesară îmbunătățirea permanentă a suspensiei vagoanelor de călători.

Tipurile mai vechi de vagoane de călători sunt echipate cu boghiuri Minden-Deutz (figura 1-6). Conducerea fără joc a osiei se asigură prin foile de arc 1 care permit osiei montate să aibă mișcări verticale față de șasiul boghiului 5. Șasiul boghiului 5 se sprijină pe fiecare cutie de osie prin două arcuri elicoidale 6, montate în talerele acestora. Suspensia se ameliorează prin introducerea celui de-al doilea element elastic compus din arcurile elicoidale 7, dispuse între traversa dansantă 8 și șasiul boghiului (suspensie secundară) [B1].

Inițial boghiul Minden-Deutz s-a construit pentru viteza maximă de 120-140 km/h, dar pe parcurs a suferit unele modificări pentru sporirea vitezei. Vagoanele destinate transportului pe distanțe mici s-au prevăzut cu boghiuri cu suspensie mai rigidă, iar cele pentru distanțe lungi, cu suspensie mai elastică. Prin alegerea unei suspensii relativ rigide primare (figura 1-7), s-au putut folosi la acest boghiu elemente elastice simple din cauciuc, suspensia secundară fiind cu arcuri elicoidale duble.

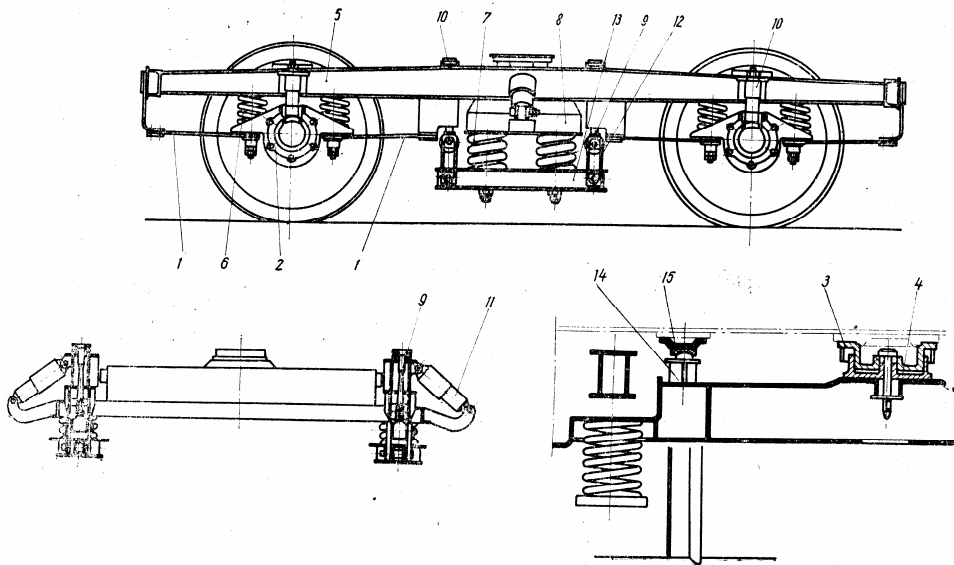


Fig. 1-6. Boghiul Minden-Deutz

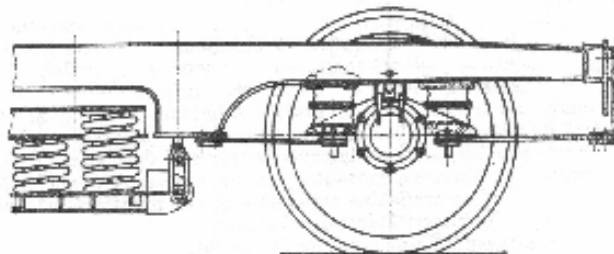


Fig. 1-7. Boghiul Minden-Deutz cu arcuri elicoidale și din cauciuc



Ca urmare a cercetărilor și experimentărilor s-au construit noi tipuri de boghiuri care înlătură inconvenientele apărute la tipurile existente, în special la circulația cu viteze mari și în curbe. La boghiul tip A (tip Y207), arcurile elicoidale din suspensie sunt înlocuite de arcurile din cauciuc, arcurile elicoidale intrând doar în componența telescopului 9.

S-a construit și boghiul tip B (figura 1-8) pe aceleași baze teoretice ca și boghiul tip A, fiind diferit din punct de vedere constructiv: cutia vagonului se sprijină pe patru suporturi 2, fixate prin șuruburi. Tijele 3, cu articulațiile sferice, sunt dispuse înclinat față de verticală și transmit greutatea traversei 4, care se sprijină pe șasiul boghiului 7 prin două arcuri elicoidale 8, fiecare fiind încadrat de două amortizoare hidraulice 9. Șasiul 7 se reazemă prin intermediul arcurilor elicoidale 16 pe brațele 15, al căror capăt liber este articulat la șasiul boghiului.

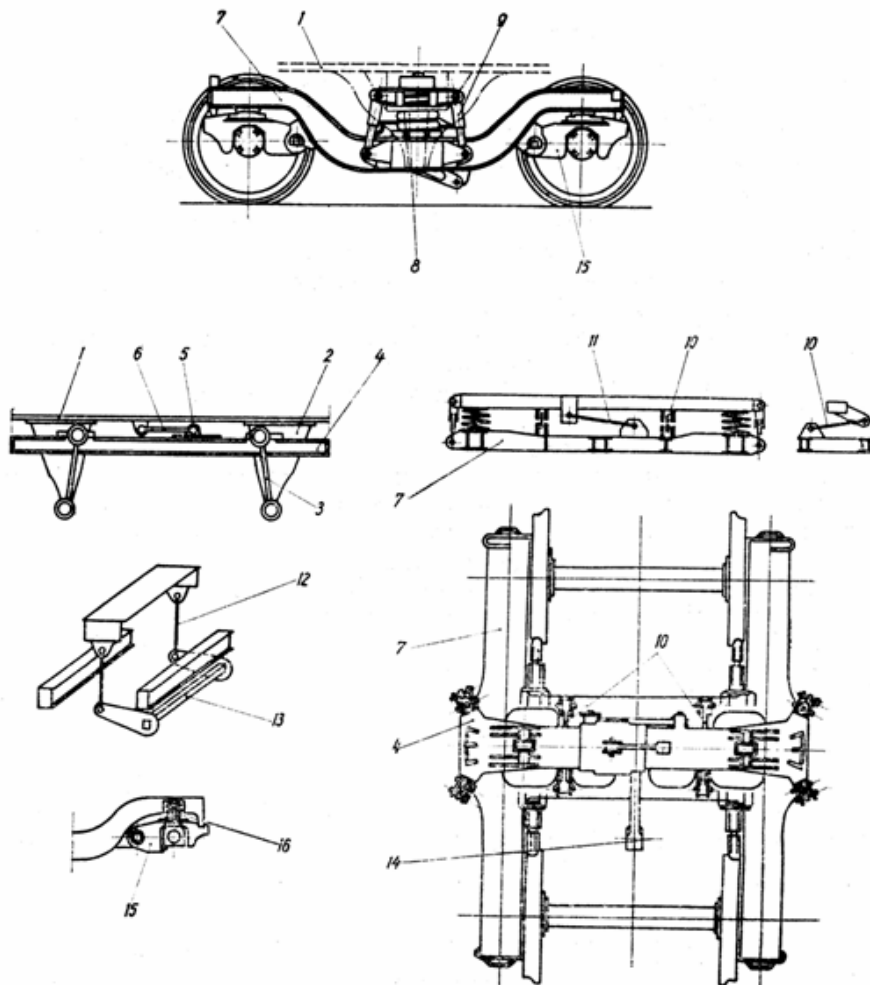


Fig. 1-8. Boghiu tip B

Ultimele boghiuri construite la noi în țară sunt boghiurile Y32 (figura 1-9) cu care sunt echipate noile vagoane de călători [\*\*\*\*\*15].

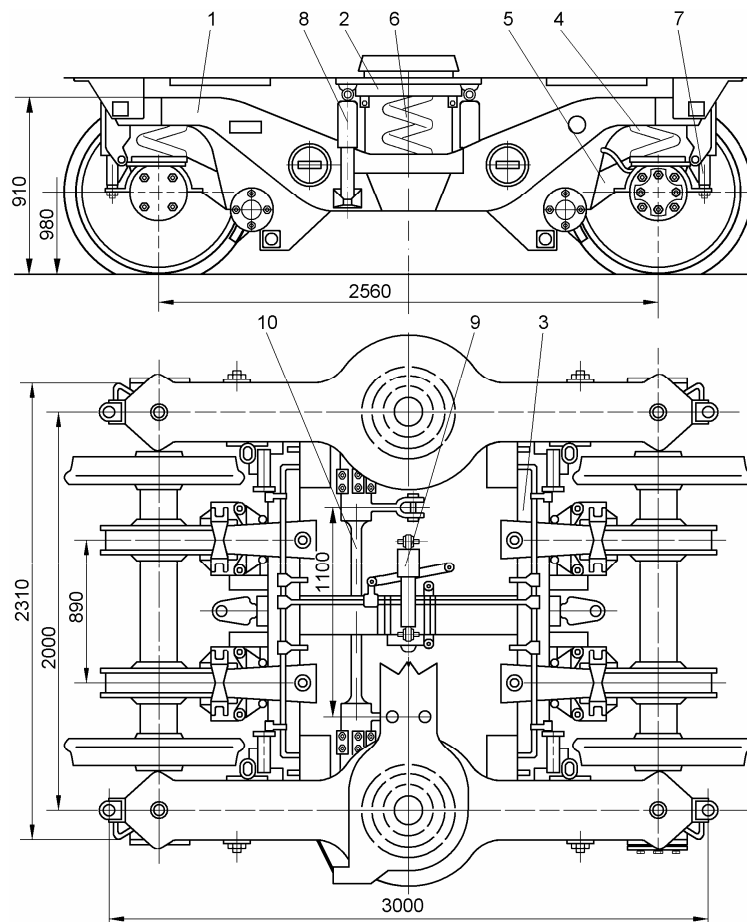


Fig. 1-9. Boghiul Y32

Acest boghiu a fost conceput pentru a satisface toate condițiile impuse de UIC. Boghiul are suspensia primară alcătuită din 4 seturi de arcuri elicoidale duble, care fac legătura elastică între cadrul boghiului și brațul de conducere. Între setul de arcuri și cadrul boghiului este prevăzută o pernă elastică din cauciuc cu rol de izolator fonic și o buclă izolatoare pe piesa de centrare cu rol de izolație electrică.

Suspensia secundară este realizată dintr-un ansamblu de arcuri de oțel plus plot din cauciuc care prezintă avantajul unei rigidități mari pe direcție verticală și a unei rigidități scăzute pe direcție transversală.

S-au realizat construcții de boghiuri pentru liniile de mare viteză la care suspensia primară este din arcuri elicoidale de oțel, iar suspensia secundară este pneumatică. Un astfel de boghiu este boghiul Wegemann (figura 1-10).

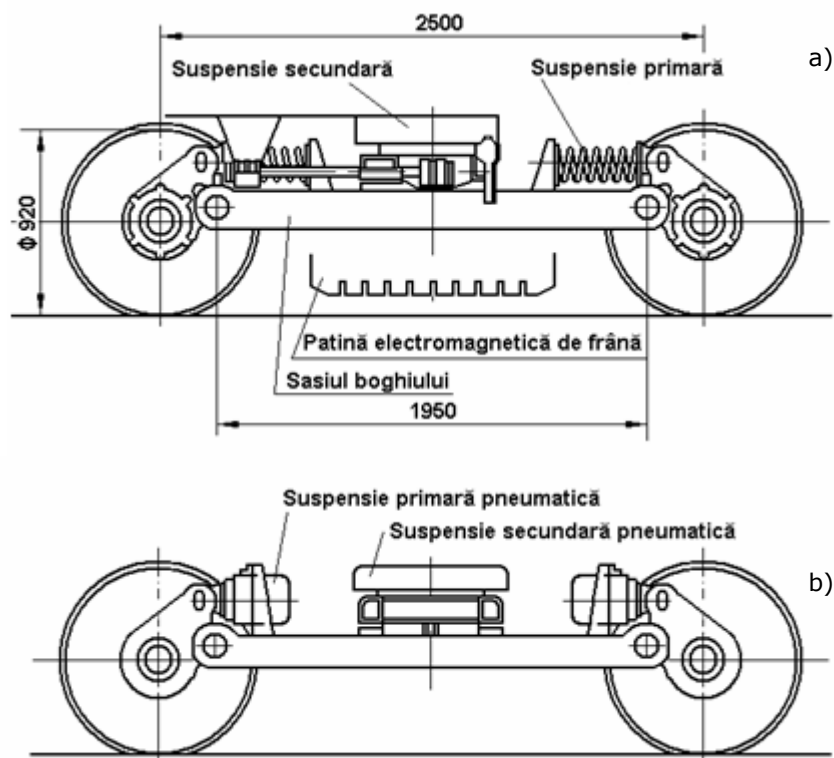


Fig. 1-10. Boghiu Wegemann cu suspensie primară cu arcuri de oțel (a) și perne pneumatice (b)

A există și construcții de boghiuri care folosesc la suspensia secundară perne pneumatice în serie sau în paralel cu arcuri elicoidale de oțel. În figura 1-11 se prezintă un boghiu de construcție engleză [S1] la care este adoptată soluția de suspensie secundară fără traversă intermediară, elementele de suspensie fiind perne pneumatice lucrând în paralel cu arcuri elicoidale din oțel.

Între traversa aparținând șasiului cutiei și rama boghiului se interpune elementul de suspensie compus. Perna pneumatică este formată din armătura metalică exterioară 1 în formă de clopot și armătura metalică interioară 2, tot în formă de clopot. Între cele două armături metalice este vulcanizat etanș inelul de

cauciuc 3, care are o rigiditate redusă la deformări axiale ale pernei și o rigiditate mare în sens radial. Tamponul de cauciuc 4 transmite direct sarcinile verticale asupra bateriei de arcuri 5, în cazul în care perna nu este alimentată cu aer. În felul acesta, vehiculul are o suspensie suficient de elastică chiar în cazul lipsei de aer, sau defectării sistemului pneumatic. Alimentarea cu aer 7 a pernei se face prin intermediul unor ventile de nivel care, în mod normal, mențin constant nivelul caroseriei față de rama boghiului. Forma de clopot a armăturii interioare a pernei 2, ca și a locașului 6 al bateriei de arcuri în traversa boghiului, permite deplasări transversale mari între cutie și boghiu, situație care apare la rotirea boghiului în curbe.

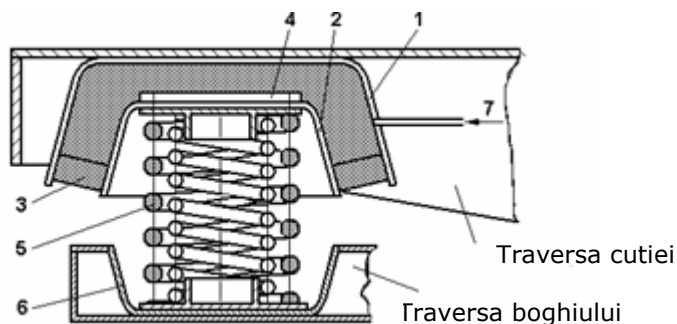


Fig. 1-11. Suspensie secundară formată dintr-o pernă pneumatică în serie cu un arc elicoidal din oțel

La vehiculele moderne se utilizează boghiul tip ANE Jacquemin (figura 1-12) la care cele două lonjeroane sunt conjugate cu o articulație centrală care asigură libertatea de mișcare relativă independentă, în plan vertical, a celor două lonjeroane.

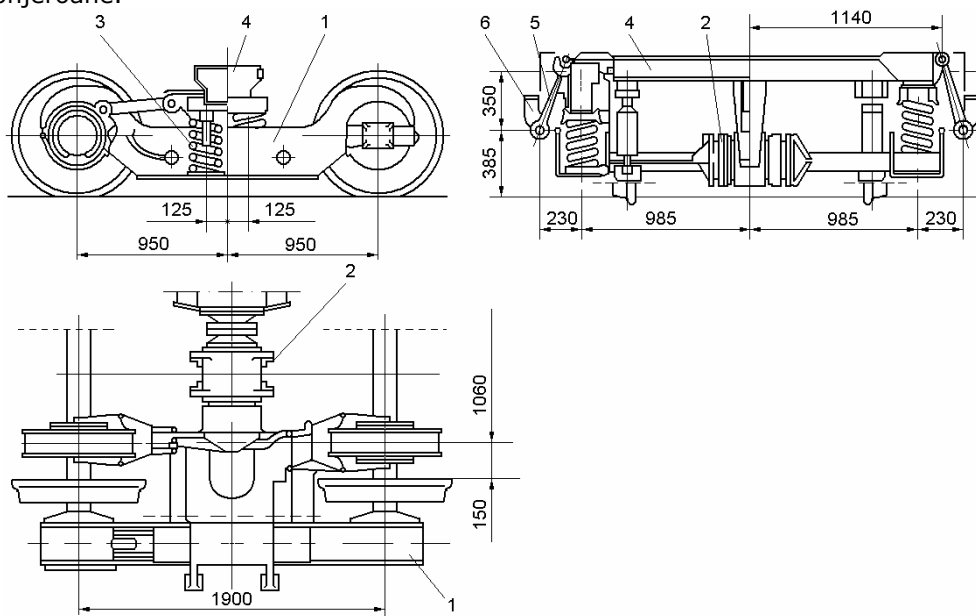


Fig. 1-12. Boghiu tip ANE Jacquemin

La vagoanele de călători se mai utilizează boghiul SIG (figura 1-13). Acesta este format dintr-un cadru sudat în formă de H așezat pe un boghiu EUROfina având diametru roții de 915 mm. Suspensia primară este cu brațe articulate și arcuri elicoidale iar suspensia secundară de tip flexicoil realizată din arcuri elicoidale cu ploturi din cauciuc la capetele acestora, două bare de torsiune și amortizoare verticale și orizontale.



Fig. 1-13. Boghiu SIG

Căile ferate din Austria utilizează la vagoanele de călători boghiuri Graz în două variante constructive: a căror suspensie este alcătuită din arcuri elicoidale (4 arcuri elicoidale pe boghiu la suspensia secundară) și alta a căror suspensie secundară este pneumatică (vezi fig. 1-14, a și b).



a)  
Fig.1-14



b)  
Fig. 1-14. Boghiu tip Graz: a) suspensia din arcuri elicoidale, b) suspensia primară: arcuri elicoidale, suspensia secundară: pernă de aer.

Tot căile ferate din Austria utilizează la vagoanele de călători boghiurile SF 300 [\*\*\*\*\*16] pentru viteze mai mari de 200 km/h și sarcina pe osie de (162 kN (16,5 tf) (figura 1-5). Acest tip de boghiu are tot suspensia primară cât și cea secundară din arcuri elicoidale.

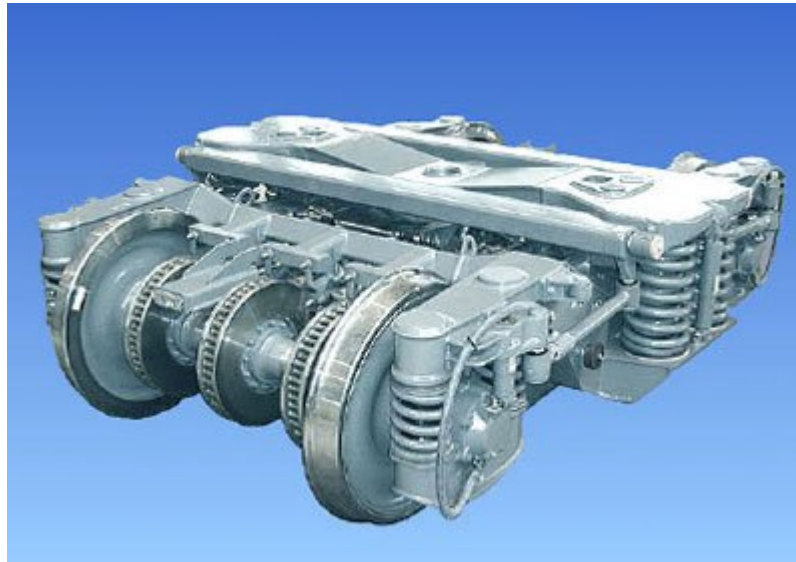


Fig. 1-15. Boghiul SF 300

### 1.3.3. Suspensia automotoarelor

Suspensia automotoarelor trebuie să asigure același confort ca și suspensia vagoanelor de călători, ceea ce este mai greu de realizat la vagoanele motoare; acestea trebuie să cuprindă și echipamentul de tracțiune, amplasat în general chiar în boghiu, fapt ce-i complică construcția și-i reduce spațiul disponibil pentru amplasarea suspensiei.

Automotoarele diesel-mecanice, folosite în România, Ungaria, Rusia, Brazilia, au fost echipate cu boghiuri pe trei osii și suspensie cu arcuri elicoidale triple (figura 1-16). La acest tip de suspensie [D2], sarcina se transmite de la șasiul boghiului 1 la osie prin două grupuri de arcuri elicoidale cilindrice triple 2 și un balancier 3, articulat la partea inferioară a șasiului 1.

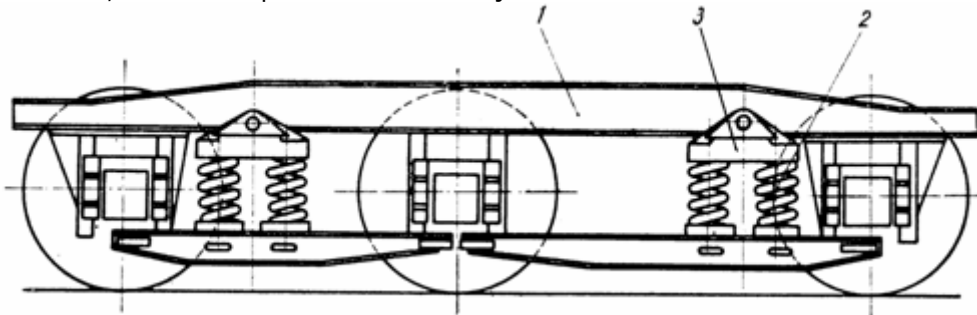


Fig. 1-16. Suspensia automotoarelor diesel-mecanice

Pentru îmbunătățirea suspensiei, la ramele automotoare diesel-electrice de 1200 CP s-au prevăzut amortizoare cu fricțiune și o crapodină oscilantă.

Ramele automotoare electrice din Germania sunt echipate cu boghiuri München-Kassel (figura 1.17).

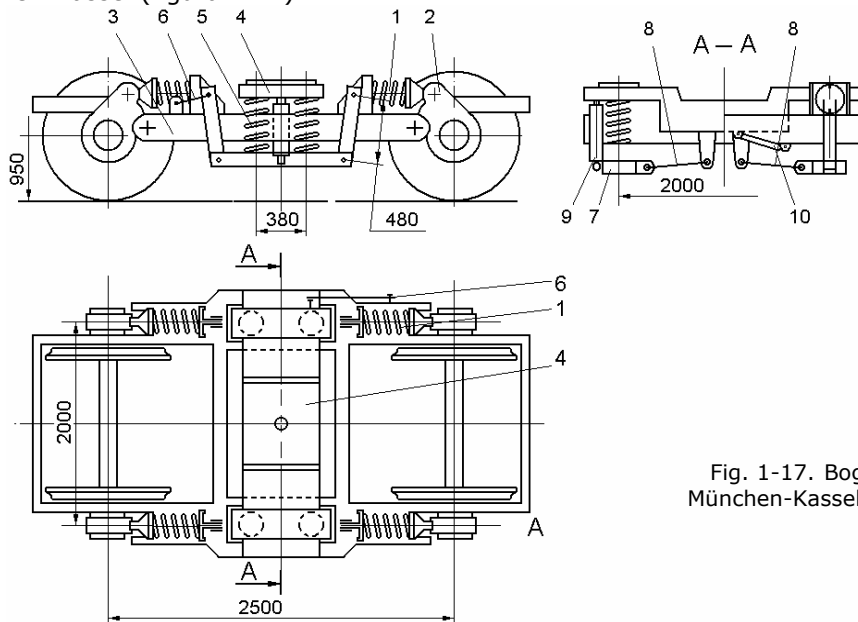


Fig. 1-17. Boghiu tip München-Kassel

Suspensia cutiei este o construcție obișnuită, compusă din traversa dansantă 4, arcurile elicoidale 5 și amortizoarele hidraulice 9.

În Japonia se preferă ramele automotoare pentru viteze mari, cu formă aerodinamică, cu toate osiile motoare. În figura 1-18 am reprezentat boghiul care se folosește pe linia Tokaido, cu viteza maximă de 259 km/h. Suspensia primară este asemănătoare cu a boghiului Minden-Deutz și este formată din elemente pneumatice montate pe traversă, care este articulată cu două bielete de cutia vagonului.

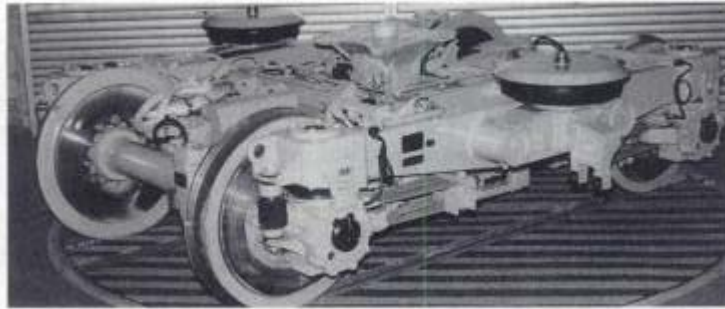


Fig. 1-18. Boghiul ramei automotoare de pe linia Tokaido (Japonia)

#### 1.3.4. Suspensia locomotivelor

Pentru suspensia locomotivelor diesel și electrice s-au folosit diverse soluții constructive, mai simple pentru locomotivele de manevră și mai complexe pentru locomotivele destinate trenurilor cu viteză de circulație mare.

Suspensia locomotivei diesel-hidraulice de 1250 CP, utilizată la CFR, [B1] este formată din arcuri elicoidale cilindrice legate în serie cu un arc în foi (suspensia primară) (vezi fig. 1-19, a și c) și arcuri din cauciuc tip sandwich (suspensia secundară) (figura 1-19, b poziția 18). Forțele transversale mici se transmit elastic de la osie la șasiul locomotivei prin arcurile elicoidale.

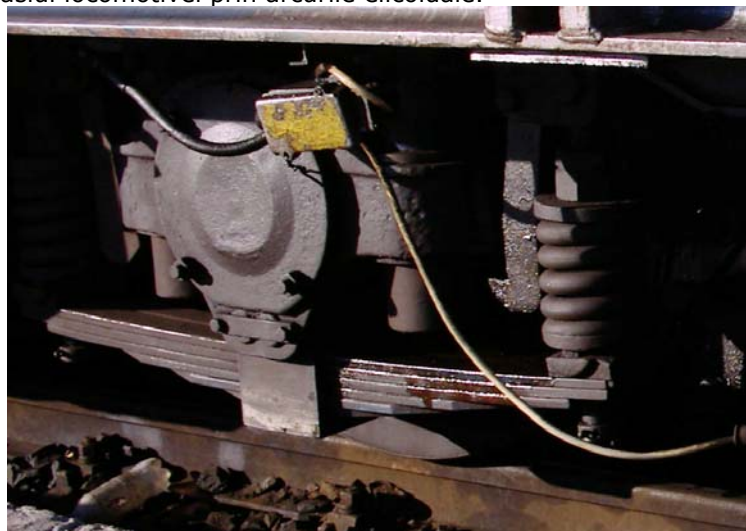


Fig.1-19

a)



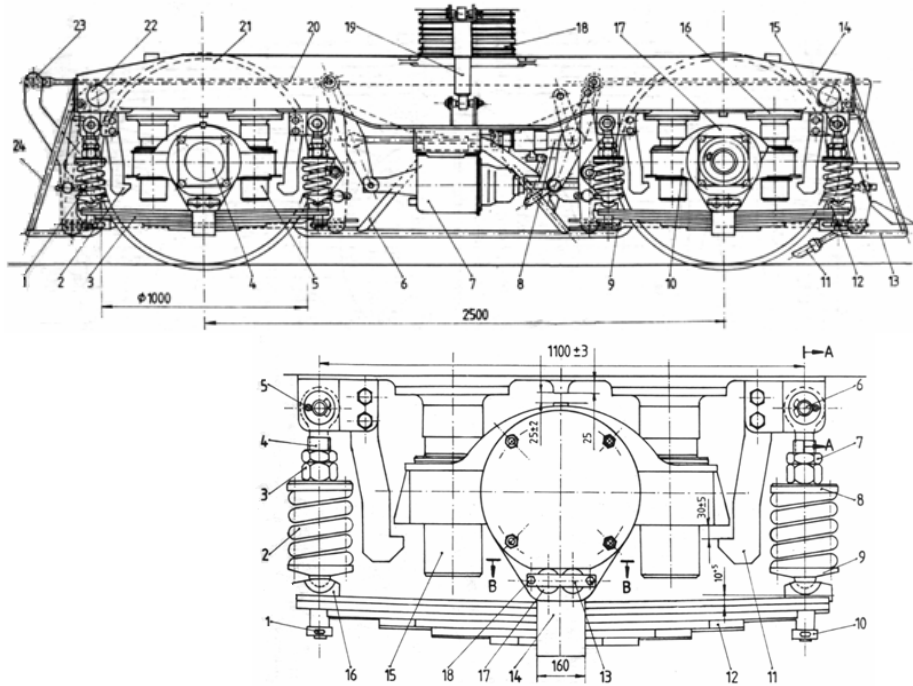


Fig. 1-19. b) Boghiul locomotivei LDH de 1250 CP; a și c) Suspensia locomotivei

În figura 1-20, a se prezintă suspensia locomotivei diesel electrice de 2100 CP [D3] inițială. Suspensia primară este alcătuită din arcuri elicoidale, iar cea secundară din arcuri în foi.

În figura 1-20, b se prezintă suspensia locomotivei diesel electrice de 2100 CP [D3] modificată. Greutatea fiecărui boghiu se sprijină pe osiile montate, prin 12 arcuri elicoidale; pe arcurile dintre prima și a doua osie, șasiul boghiului nu se sprijină direct, ci prin intermediul balancierilor. Sarcina pe osie rămâne constantă și pe o cale cu denivelări. Fiecare osie este ghidată transversal de patru ghidaje cilindrice, care se fixează de șasiul boghiului cu șuruburi. La fiecare osie, una din cele două cutii de osie are un joc de cca 2 mm în direcție transversală. Arcurile elicoidale se montează între două talere. În fiecare arc elicoidal se montează un amortizor cu fricțiune (frecare uscată).



a)



b)

Fig. 1-20. Suspensia locomotivei LDE de 2100 CP: a) soluția inițială, b) boghiul modificat

Locomotiva electrică de 3600 kW (040-EC) [B1] are suspensia primară formată din două elemente elastice metal-cauciuc la fiecare cutie de osie, acestea permițând concomitent câte o deplasare axială a osiei motoare față de rama boghiului, cât și o deplasare pe verticală a ramei acestuia față de lcutia de osie (figura 1-21). Suspensia secundară este formată din patru grupuri de arcuri elicoidale, fiecare grup fiind format din două perechi de arcuri (arc interior și arc exterior).



Fig. 1-21. Suspensia locomotivei electrice de 3600 kW

În figura 1-22 s-a reprezentat suspensia locomotivei electrice de 6936 CP (5100 kW) (tip 060-EA) fără suspensia secundară. La această locomotivă suspensia primară este formată din arcuri de cauciuc de tip Metalastik, iar suspensia secundară din arcuri elicoidale duble [C5].

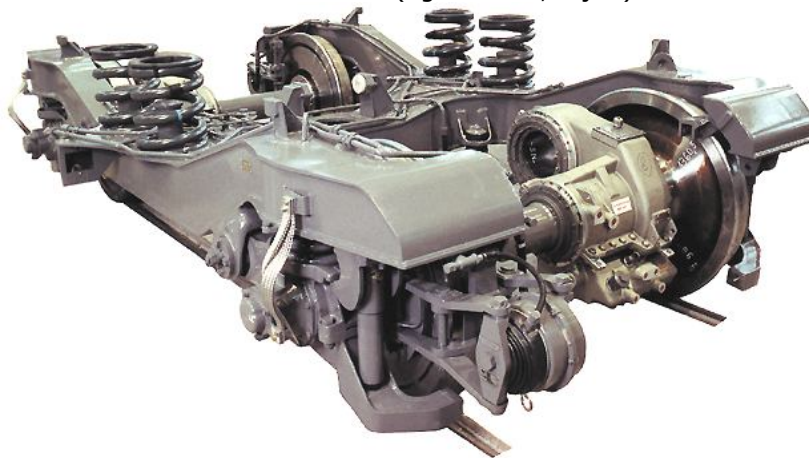


Fig. 1-22. Boghiul locomotivei electrice CFR 060-EA de 5100 kW

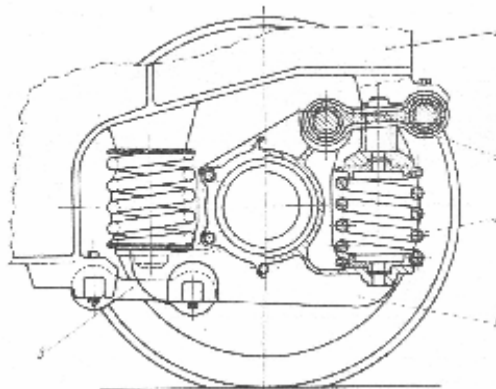
Boghiul utilizat la locomotiva electrică CFR 060 Ea de 5100 kW are: suspensia primară alcătuită din 12 elemente montate între ghidajele cutie de osie și cutiile de osie (la osiile exterioare elementele au trei straturi de cauciuc de tip sandwich, iar la osia intermediară, cinci straturi) și suspensia secundară este alcătuită din patru arcuri elicoidale duble de tip flexicoil. Boghiul este prevăzut cu patru amortizoare hidraulice verticale și patru orizontale.

În vederea reducerii uzurii aparatului de rulare și pentru îmbunătățirea confortului, s-au elaborat mai multe soluții constructive pentru suspensia primară.

La suspensia sistem Alsthom (Franța), cutia de osie 1 este articulată la șasiul boghiului 2 prin două bielete 3, opuse diagonal. Silentblocurile din articulațiile bieletelor permit preluarea elastică a șocurilor transversale [D2]. Ca element elastic se folosesc arcurile elicoidale cilindrice 4 (figura 1-23, a și b).



a)



b)

Fig. 1-23. Boghiu ALSTHOM: a) rama boghiului, b) suspensia sistem Alsthom

## 2. Particularitățile constructiv-funcționale ale arcurilor elicoidale de tip flexicoil

### 2.1. Clasificarea arcurilor elicoidale

Arcurile elicoidale se folosesc în toate ramurile construcțiilor de mașini. Acestea sunt executate din bare înfășurate după o elice pe un corp de înfășurare.

Din punctul de vedere al destinației, aspectului și dimensiunilor, ele sunt foarte diferite, cel mai frecvent întâlnindu-se arcurile elicoidale cilindrice executate din sârmă (bară) cu secțiune transversală circulară [M6].

Arcurile elicoidale pot fi clasificate (figura 2-1) în mai multe grupe în funcție de felul sarcinii preluate sau în funcție de particularitățile și forma lor constructivă.

După felul sarcinii preluate deosebim:

- **arcuri de întindere**, care preiau o sarcină longitudinală, axială, care întinde arcul și la care în secțiunea transversală a barei se dezvoltă în primul rând tensiuni de răsucire;
- **arcuri de compresiune** care preiau o sarcină longitudinală, axială, care comprimă arcul și la care, de asemenea, în secțiunea transversală a barei din care sunt executate acestea, se dezvoltă în primul rând tensiuni de răsucire ;
- **arcuri de răsucire** care preiau sarcini ce se reduc la cupluri de forțe acționând în plane perpendiculare pe axa arcului și-n secțiunea transversală a barei se dezvoltă ca tensiuni principale, tensiuni de încovoiere;
- **arcuri care preiau o sarcină combinată;**
- **arcuri multiple**, compuse din mai multe arcuri cilindrice dispuse concentric, utilizate în cazul sarcinilor mari (se folosesc adesea arcuri de compresiune și răsucire compuse din 2, 3 sau uneori chiar 4 arcuri cilindrice obișnuite dispuse concentric).

După aspectul exterior și după particularitățile constructive deosebim:

- **arcuri elicoidale cilindrice**, care se obțin prin înfășurarea barei (sârmei) pe un dorn cu secțiunea transversală circulară și-n acest caz axa spirelor acestor arcuri este o elice cu pas constant.

Bara din care sunt executate acestea poate fi de secțiune transversală:

- circulară;
- pătrată;
- dreptunghiulară;
- trapezoidală, etc.

Aceste arcuri pot fi executate, de asemenea, din cabluri împletite dintr-un număr mic (2-5) de sârme subțiri ( $d=0,8...2,5$  mm), cablul fiind înfășurat după o elice, având proprietăți mecanice superioare.

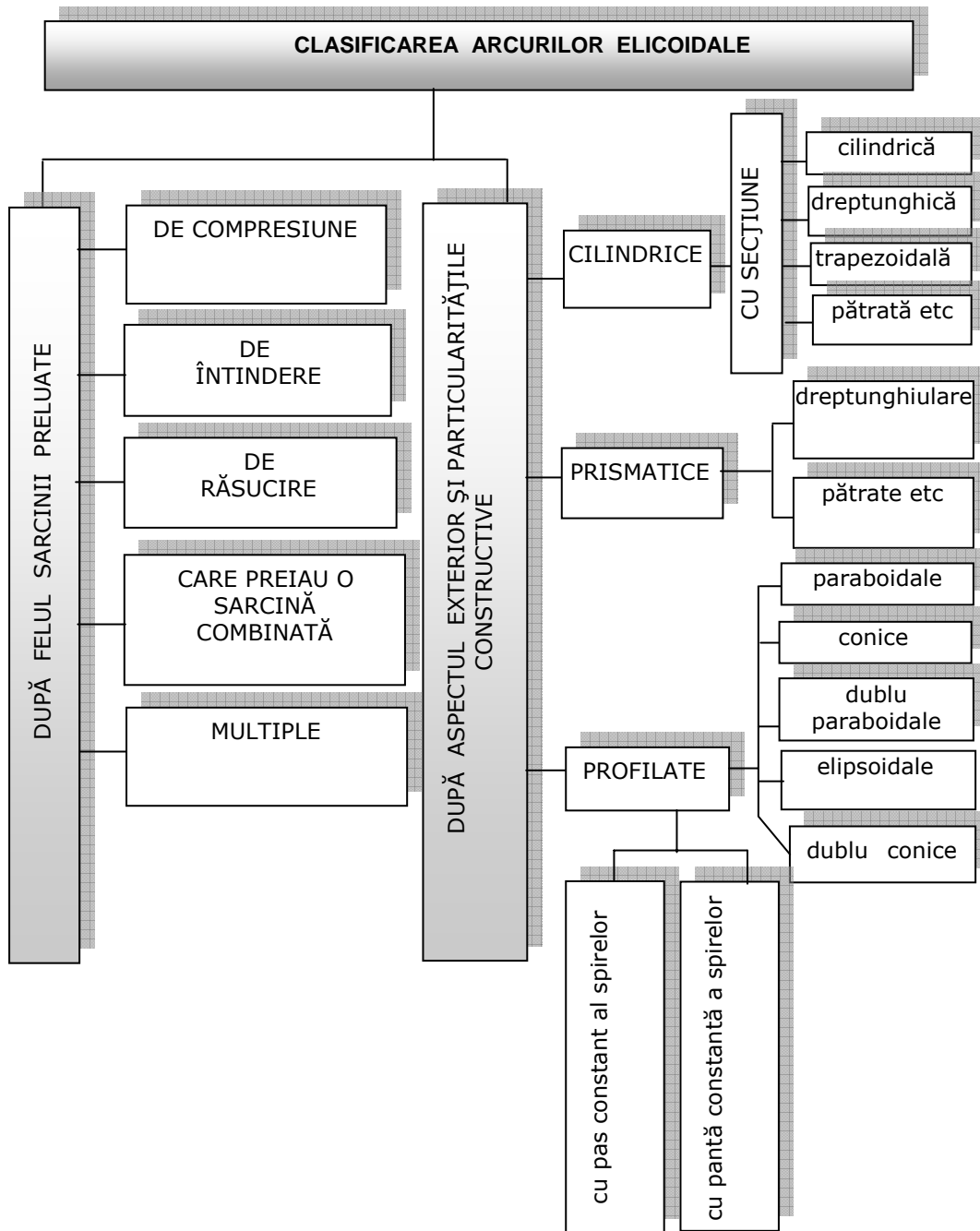


Fig. 2-1. Clasificarea arcurilor elicoidale

- **arcuri prismatice**, care se obțin prin înfășurarea barei (sârmei) pe un dorn prismatic de secțiune dreptunghiulară, pătrată, etc.
- **arcuri profilate**, care se obțin prin înfășurarea barei pe un dorn de profil special conic, paraboloidal, elipsoidal, dublu conic, dublu paraboloidal, etc.

Bara poate avea secțiune transversală: circulară, pătrată sau dreptunghiulară.

Aceste arcuri se execută în două moduri și anume cu pasul constant al spirelor sau cu pantă constantă a spirelor.

Suprafețele de așezare ale arcului se realizează prin subțierea capetelor acestuia în așa fel ca suprafețele exterioare ale ultimelor spire să fie cuprinse în câte un plan perpendicular pe axa arcului. În plus, prelucrarea capetelor arcului îmbunătățește centrarea sarcinii, micșorându-se pericolul de flambaj.

Există situații, ca de exemplu la unele construcții speciale de vehicule, la care condițiile standardizate sunt insuficient de restrictive față de condițiile de exploatare, în care caz trebuie prevăzute condiții speciale pentru proiectarea, execuția și recepția arcurilor.

În orice caz, deoarece producția de serie a arcurilor nu poate asigura din motive economice piese cu caracteristici suficient de omogene, este necesar să se prevadă încă de la proiectare posibilitatea de a efectua reglări pe vehicul pentru corectarea acestor diferențe.

În funcție de solicitarea arcului la întindere, la compresiune sau la răsucire, capetele arcurilor sunt prevăzute cu diferite sisteme de legare, precum și posibilități de reglare a prinderii capătului arcului.

Felul și mărimea sarcinii determină metoda de fixare a arcurilor:

- arcurile de întindere și răsucire sunt prevăzute la capete cu ochiuri sau cârlige speciale ;
- arcurile de compresiune se execută de obicei cu ultimele spire turtite, iar suprafețele frontale ale arcurilor se prelucrează astfel încât să formeze o suprafață plană de reazem strict perpendiculară pe axa arcului.

Arcurile de compresiune lungi, pentru a evita flambajul în timpul încărcării, se montează pe dornuri sau în bușe.

Arcurile care preiau sarcini combinate trebuie fixate cu ajutorul unor dopuri speciale.

Elementele elastice utilizate în construcția suspensiilor se clasifică conform figurii 2-2.

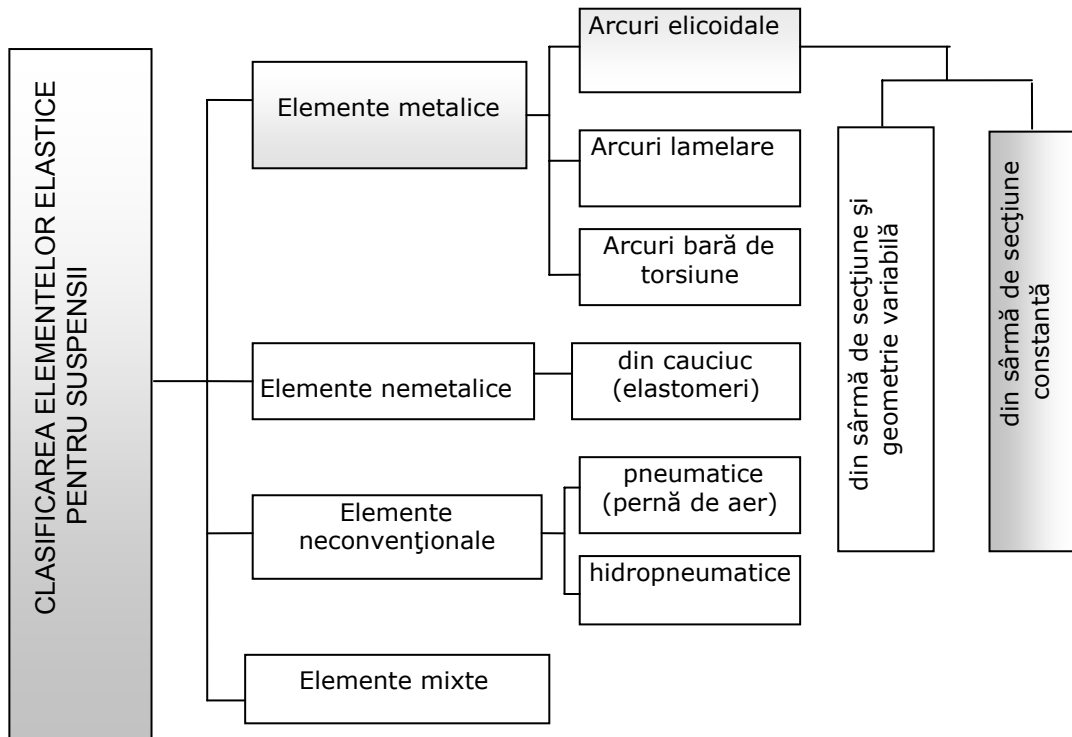


Fig. 2-2. Clasificarea elementelor elastice pentru suspensii

## 2.2. Parametrii funcționali ai arcurilor

Arcurile sunt organe de mașini cu o mare elasticitate, care sub acțiunea unei sarcini suferă o deformare mare. Datorită acestui fapt ele înmagazinează un lucru mecanic de deformare pe care îl redau (în cea mai mare parte) când acțiunea sarcinii a încetat.

Folosirea acestei proprietăți conduce, după scopul urmărit, după materialul pe care îl întrebuițăm, după spațiul disponibil în care vom monta arcul și după modul în care el va lucra, la diferite tipuri de arcuri. Pentru a corespunde scopului urmărit, arcul trebuie să îndeplinească anumite condiții. Realizarea acestor condiții implică în primul rând un calcul al arcului care, plecând de la legătura dintre diferitele proprietăți ale materialului folosit și având în vedere datele impuse în scopul folosirii, stabilește forma și dimensiunile arcului, fixând ceea ce numim *caracteristicile arcului*.

Pentru rezolvarea acestei probleme este necesar:

- să găsim legătura (relația) dintre sarcina care lucrează asupra arcului și deformarea acestuia datorită sarcinii;
- să dimensionăm astfel arcul încât, în raport cu mărimea sarcinii de lucru, să nu depășim solicitarea materialului, dar nici să nu facem risipă de material;
- să stabilim lucrul mecanic posibil de deformare a arcului în funcție de deformarea și încărcarea lui sau în funcție de solicitarea materialului.



Să considerăm un arc redus la cea mai simplă formă și anume o bară de oțel  $AB$  încastrată la un capăt  $A$ , iar la celălalt capăt încărcată în mod lent cu o sarcină statică  $F$  (figura 2-3). Sub acțiunea acestei forțe, bara se deformează elastic ajungând în poziția  $A B'$ , iar forța  $F$  parcurge un drum  $f$  care se numește *săgeata arcului* și care evident este funcție de mărimea forței:

$$f = g(F)$$



Fig. 2-3. Deformarea unui arc sub acțiunea unei forțe  $F$

Variind forța  $F$  și trasând curba (diagrama) variației acestei funcții obținem curba sau linia caracteristică a arcului, care îi rezumă proprietățile și are o mare importanță practică.

Dacă săgeata rămâne tot timpul proporțională cu sarcina, ceea ce *practic* are loc în cazul arcurilor de oțel, atunci curba caracteristică este o linie dreaptă  $OA$  sau foarte apropiată de o linie dreaptă (figura 2-4,  $OA$ ), corespunzător condiției:

$$\frac{dF}{df} = \text{constant.}$$

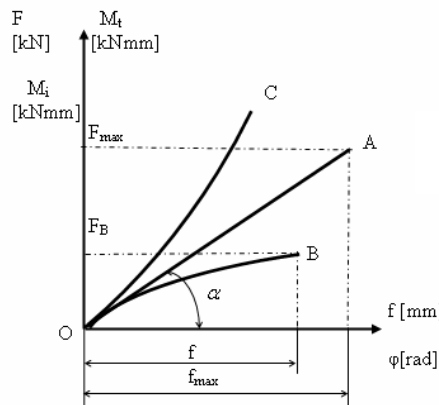


Fig. 2-4. Caracteristica unui arc

În anumite cazuri, săgeata nu mai este proporțională cu sarcina și atunci linia caracteristică este:

— o curbă  $OB$ , când săgeata crește mai repede decât sarcina și deci curba este lent crescătoare (figura 2-4), adică:

$$\frac{dF}{df} \text{ scade cu } f \text{ crescător,}$$

iar arcul pe măsura încărcării devine, după cum se spune, din ce în ce *mai moale*, sau:

— o curbă  $OC$ , când săgeata crește mai puțin decât sarcina și deci curba este brusc crescătoare (figura 2-4), adică:

$$\frac{dF}{df} \text{ crește cu } f \text{ crescător,}$$

caz în care se spune că arcul devine din ce în ce *mai rigid*.

Comportamentul arcurilor, derivat din analiza dependenței sarcină-deformație, se evaluează prin intermediul unor parametri fizici calitativ identici, independent de soluția constructivă [M2] și anume:

a) Caracteristica arcului este constituită de dependența dintre sarcină și deformație, dacă se acceptă pentru sarcină semnificația de forță generalizată, iar pentru deformație cea de deplasare generalizată (figura 2-4).

b) Rigiditatea arcului. În fiecare punct al dependenței  $F(f)$  sau  $M(\varphi)$ , panta caracteristicii:

$$k_f = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta f} = \frac{dF}{df} \text{ [N/mm]} \quad (2-1)$$

sau

$$k_\varphi = \lim_{\Delta \varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} = \frac{dM}{d\varphi} \text{ [N*mm/rad]} \quad (2-2)$$

definesc rigiditatea (constanta) arcului și reprezintă sarcina sau momentul corespunzător deformației unitare. Valoarea inversă a rigidității se numește elasticitatea (compliance sau sensibilitatea) arcului.

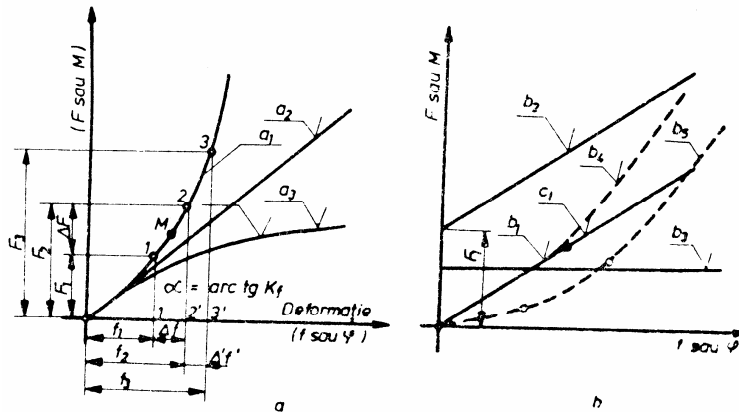


Fig. 2-5. Tipuri de caracteristici sarcină-deformație: a-nelinară progresivă ( $a_1$ ) și regresivă ( $a_3$ ); b-liniară ( $a_2, b_{1,2}$ ); liniară pe porțiuni ( $b_4$ ) și mixtilinie ( $b_5$ )

Caracteristica arcului poate fi liniară, progresivă sau regresivă, după cum reiese din figura 2-4. Pentru rigiditate constantă (figura 2-5,  $a_2, b_1, b_2$ ) sau nulă (figura 2-5,  $b_3$ ),

$$k_f = \frac{F}{f} = \text{constant} \text{ sau } k_\varphi = \frac{M}{\varphi} = \text{constant} \quad (2-3)$$

caracteristica este liniară.

La anumite tipuri sau grupuri de arcuri caracteristica poate fi liniară pe porțiuni (figura 2-5, b<sub>4</sub>) sau mixtilinie (figura 2-5, b<sub>5</sub>).

c) Lucrul mecanic elementar de deformare sau energia potențială de deformare. Energia acumulată de arc [H3] într-un interval de deformare dat este proporțională cu aria mărginită de caracteristica sarcină-deformare și axa absciselor (figura 2-6):

$$W = \int_{f_1}^{f_2} Fdf \text{ [ J ] } \text{ sau } W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} Md\varphi \text{ [ J ] } \quad (2-4)$$

Pentru arcurile cu frecare lucrul mecanic pierdut se determină cu relația:

$$\Delta L = L_i - L_d = \text{aria}A - \text{aria}A' \quad (2-5)$$

unde: L<sub>i</sub> reprezintă lucrul mecanic inițial;  
L<sub>d</sub> – lucrul mecanic de deformare.

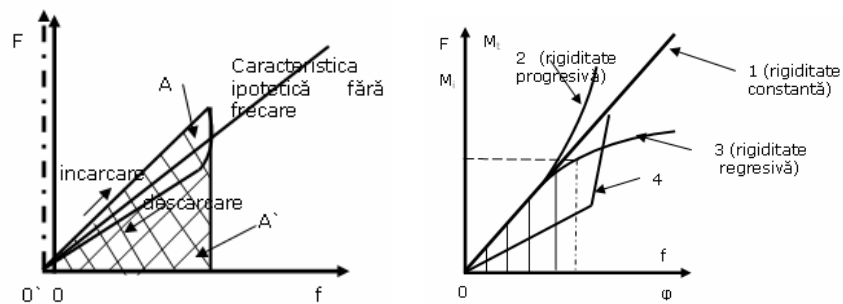


Fig. 2-6. Buclă de histeresis datorată frecărilor

Dacă histeriza mecanică devine semnificativă, caracteristicile arcului la încărcare și descărcare nu mai coincid și închid o buclă de histeriză. Forma și mărimea acestei bucle sunt condiționate de natura și intensitatea frecărilor ce însoțesc procesul de deformare a arcului.

d) Randamentul arcului. Randamentul unui arc [G1] se determină cu relația:

$$\eta_a = \frac{L_d}{L_i} = \frac{\text{aria}A'}{\text{aria}A} \quad (2-6)$$

e) Coeficientul de amortizare [G1]. Acesta se determină cu relația:

$$\delta = \frac{L_i - L_d}{L_i + L_d} = \frac{\text{aria}A - \text{aria}A'}{\text{aria}A + \text{aria}A'} = \frac{1 - \eta_a}{1 + \eta_a} \quad (2-7)$$

f) Coeficientul de utilizare volumică [U1]. Eficiența

procesului de acumulare a energiei funcție de volumul de material supus solicitării  $V$  [ $\text{mm}^3$ ] se evaluează prin intermediul factorului de utilizare volumică [ $\eta_w$ ] definit cu relațiile:

$$\eta_w = \frac{2EW}{V\sigma_{\max}^2} \quad \text{sau} \quad \eta_w = \frac{2GW}{V\tau_{\max}^2} \quad (2-8)$$

după cum tensiunile predominante sunt normale  $\sigma_{\max}$  [MPa] sau tangențiale  $\tau_{\max}$  [MPa].  $\eta_w$  are semnificația de invariant caracteristic, întrucât pentru o clasă de arcuri dată, valoarea sa depinde exclusiv de repartitia pe secțiune a tensiunii predominante.

g) Coeficientul de utilizare masică [U1]. În același scop se recomandă și factorul de utilizare masică [ $\eta_m$ ]:

$$\eta_m = \frac{W}{m} = \frac{\eta_w \sigma_a^2}{2\rho E} \quad [\text{J/kg}] \quad \text{sau} \quad \eta_m = \frac{W}{m} = \frac{\eta_w \tau_a^2}{2\rho G} \quad [\text{J/kg}] \quad (2-9)$$

În cazul cel mai general de încărcare, sarcinile exterioare, centrate în axa arcului, pot fi: un Moment  $M$  [Nmm] și o forță  $F$  [N]. Componentele torsorului de reducere în centrul secțiunii transversale a spirei (figura 2-7) sunt:

- momentele încovoietoare și de torsiune:

$$M_i = M \cos \alpha - FR_x \sin \alpha$$

$$M_t = M \sin \alpha - FR_x \cos \alpha \quad (2-10)$$

- forțele tăietoare și normale pe secțiunea de reducere:

$$F_a = F \cos \alpha$$

$$F_N = F \sin \alpha$$

$$(2-11)$$

care depind de raza medie  $R_x = D_x/2$  [mm] și de unghiul de pantă al spirei considerate:

$$\alpha = \arctg \frac{P}{2\pi R_x} \quad [\text{rad}].$$

Ca efect al acestor eforturi în secțiunea considerată apar tensiunile nominale:

$$\sigma_e = \sigma_i + \sigma_t = \pm \frac{M_i}{W_z} + \frac{F_N}{A}$$

$$\tau_e = \tau_i + \tau_t = \frac{M_t}{W_p} + k_A \frac{F_a}{A} \quad (2-12)$$

unde  $k_A$  este un factor numeric dependent de forma secțiunii.

Dacă unghiul de pantă al spirei este redus ( $\alpha \leq 10^\circ$ ), aproximativ  $\alpha \cong 0 \Leftrightarrow \sin \alpha \cong 0$ ;  $\cos \alpha \cong 1$  permite estimarea stării predominante de tensiune care intervine în calculele de dimensionare.

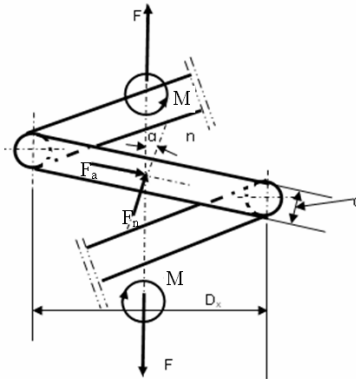


Fig. 2-7. Stare generală de efort pentru arcurile elicoidale

### 2.3. Elementele de calcul și proiectare ale arcurilor elicoidale de compresiune-întindere

Pentru stabilirea relațiilor de calcul se consideră un arc elicoidal cilindric [B5] [D2] cu principalele elemente geometrice prezentate în figura 2-8, comprimat de sarcina F.

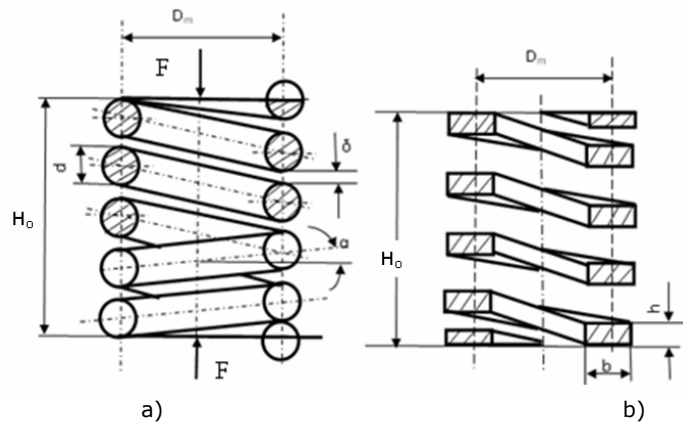


Fig. 2-8. Arcuri elicoidale cilindrice:  
 a – arc cu spire de secțiune circulară;  
 b – arc cu spire de secțiune dreptunghiulară.

Pentru calcule practice se neglijează efectul solicitării de încovoiere și de forfecare al arcului, considerându-se numai solicitarea de răsucire prin momentul

$$M_t \approx \frac{FD_m}{2},$$

relațiile de calcul pentru tensiunea tangențială  $\tau$ , săgeata f a arcului și rigiditatea  $c=F/f$  fiind următoarele:

- pentru arcul cu secțiunea circulară:

$$\begin{cases} \tau = \frac{8\varphi FD_m}{\pi d^3} \\ f = \frac{8FD_m^3 n}{Gd^4} \\ c = \frac{Gd^4}{8nD_m^3} \end{cases} \quad (2-13)$$

- pentru arcul cu secțiunea dreptunghiulară:

$$\begin{cases} \tau = \frac{\Psi FD_m}{(bh)^{3/2}} \\ f = \frac{\Omega FD_m^3 n}{G(bh)^2} \\ c = \frac{G(bh)^2}{\Omega n D_m^3} \end{cases} \quad (2-14)$$

în care: n reprezintă numărul de spire active;  
G – modulul de elasticitate transversal;  
 $\varphi$  – coeficientul de formă (figura 2-9);  
 $\Psi$  și  $\Omega$  – coeficienți de corecție.

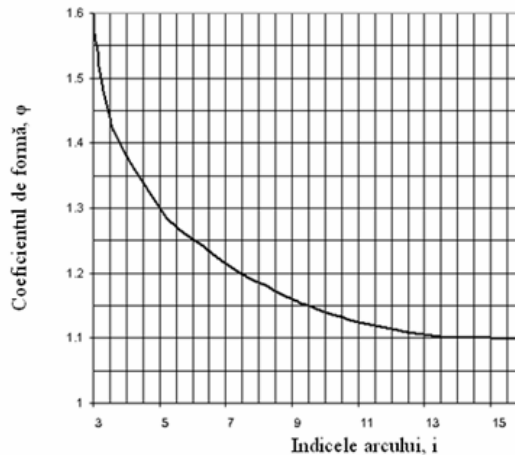


Fig. 2-9. Coeficientul de formă pentru arcuri elicoidale cu secțiunea circulară în funcție de indicele arcului.

Coeficienții  $\varphi$ ,  $\Psi$  și  $\Omega$  țin seama de influența curburii asupra distribuției tensiunii pe periferie. Astfel, în cazul spirei cu secțiunea circulară, valoarea maximă a tensiunii este pe partea spirei mai apropiate de axa arcului iar la arcurile cu secțiunea dreptunghiulară tensiunea are valoarea mai ridicată pe mijlocul laturii interioare.

Acest coeficient se poate calcula cu relația (2-15) recomandată în STAS 7067-87:

$$\varphi = \frac{i + 0.5}{i - 0.75} \quad (2-15)$$

sau se mai poate calcula cu una din formulele:

$$\varphi = \frac{4i - i}{4i - 4} + \frac{0.615}{i} \quad [\text{formula lui Wahl}] \quad (2-16)$$

$$\varphi = 1 + \frac{5}{4i} + \frac{7}{8i^2} \quad [\text{formula lui Göhner}] \quad (2-17)$$

Coeficienții de corecție  $\Psi$  și  $\Omega$  pentru arcul cu secțiunea dreptunghiulară depind de raportul laturilor  $h/b$  sau  $b/h$  și de poziția secțiunii față de axa arcului, apreciată prin indicele arcului  $i = D_m/b$  și se determină din nomogramă.

La dimensionarea arcului se urmărește determinarea dimensiunilor arcului fiind date sarcina statică  $F_0$  și săgeata statică  $f_0$ , care rezultă din studiul oscilațiilor vehiculului, iar indicele  $i$  al arcului și rezistența admisibilă  $\tau_a$  se aleg. Pentru rezistența admisibilă la sarcina statică  $F_0$  se recomandă  $\tau_a = 4500 \dots 5500 \text{ daN/cm}^2$ , ținând seama de faptul că în exploatare poate interveni o sarcină maximă  $F_{\max} \approx 1.4F$ . Se recomandă la arcurile cu secțiunea circulară  $i = 4 \dots 10$  pentru arcuri înfășurate la cald, valorile uzuale fiind  $i = 6 \dots 9$ . Valorile minime ale indicelui  $i$  nu trebuie să fie atinse decât în cazuri extreme și anume când, din cauza restricțiilor de gabarit, nu se poate alege o altă valoare. În acest caz se impun condiții de fabricare și control foarte precise, deoarece pot să apară fisuri la înfășurarea arcului.

În timpul rulării [S27], pe lângă sarcina statică  $F_0$ , arcul se încarcă suplimentar din mai multe cauze ca: forța centrifugă necompensată care acționează asupra părților suspendate ale vehiculului la trecerea prin curbe, presiunea vântului, forțele de inerție la pornirea și oprirea vehiculului și din alte cauze, printre care cea mai importantă este suprasarcina dinamică datorită oscilațiilor vehiculului. Această componentă suplimentară se calculează cu relația  $\Delta F = k_d \times F_0$ , astfel că valoarea maximă a sarcinii verticale va fi :

$$F = F_{\max} = F_0 + \Delta F = (1 + k_d)F_0 \quad (2-18)$$

în care  $k_d$ , denumit **coeficient dinamic**, depinde de rigiditatea suspensiei, de calitatea căii, de viteza de mers, etc.

În calculele de suspensii se recomandă  $k_d = 0,3$  pentru suspensia primară și  $k_d = 0,2$  pentru suspensia secundară.

Pentru a preveni defectarea arcurilor în exploatare, neparalelismul maxim între suprafețele de așezare ale arcurilor și înclinația maximă a axei arcului față de aceste suprafețe, nu trebuie să depășească 3 mm. De asemenea ele se pot înclina cu o deplasare de maxim  $\pm 30 \text{ mm}$ .

Având aceste date cunoscute, din relațiile (2-13) rezultă următoarele formule de calcul ale arcurilor cu secțiunea circulară:

$$\left\{ \begin{array}{l} d = \sqrt{\frac{8F\varphi i}{\pi\tau_a}} \\ D_m = id \\ n = \frac{Gd^4 f}{8FD_m^3} \end{array} \right. \quad (2-19)$$

La dimensionarea arcurilor cu secțiunea dreptunghiulară se adoptă raportul  $\gamma = \frac{b}{h}$  și indicele  $i$  al arcului. Se recomandă valori supraunitare pentru  $\gamma$ , respectiv  $\gamma = 1...5$ , din motive de stabilitate a arcului la flambaj. În funcție de aceste valori adoptate, din nomograme se determină valorile coeficienților  $\Psi$  și  $\Omega$ . Din relația (2-19) se obțin următoarele relații de calcul pentru arcul cu secțiunea dreptunghiulară, de exemplu:

$$\left\{ \begin{array}{l} b = \gamma^{3/4} \sqrt{\frac{\Psi F i}{\tau_a}} \\ h = \frac{b}{\gamma} \\ D_m = i b \\ n = \frac{G(bh)^2 f}{\Omega F D_m^3} \end{array} \right. \quad (2-20)$$

Pe lângă spirele active, arcul are și un număr  $n_r$  de spire inactive (de reazem), numărul total de spire fiind  $n_t = n + n_r$ . În STAS 7067-87 se recomandă  $n_r = 1.5$  sau  $n_r = 2$  pentru arcurile elicoidale cilindrice cu secțiune circulară prelucrate la cald. În literatura de specialitate [M5] se recomandă ca la numărul de spire active  $n$ , să se adauge încă o spiră pentru capetele teșite ale arcului astfel că lungimea barei din care se realizează arcul este  $l = \pi D(n+1)$ .

Înălțimea liberă  $H$  [M5] a arcului se determină din condiția ca la sarcina maximă să rămână între spire un spațiu liber  $\delta = (0.1...0.2)f_1$ , (vezi fig. 2-8, a)

unde  $f_1 = \frac{8nF_{\max}D_m^3}{Gd^4}$  reprezintă săgeata unei spire sub sarcina maximă care este

80-90 % din sarcina limită la care spirele ajung în contact.

Rezultă deci înălțimea:

$$H_0 = (n+1)d + n\delta + f_{\max} \quad (2-21)$$

în care  $f_{\max}$  este săgeata arcului sub sarcina maximă.

Pentru calculul înălțimii se mai recomandă și formula:

$$H_0 = (1.15...2)(n+1)d + f, \quad (2-22)$$

unde  $f$  este săgeata sub sarcina nominală.

Din figura 2-10 [M5], rezultă înălțimea în stare liberă:

$$H_0 = (n_r - 0.5)d + nt, \text{ cu } t = \pi D_m \operatorname{tg} \alpha, \alpha \in [6^0 \dots 9^0] \quad (2-23)$$

În conformitate cu STAS 7067-87,  $H_0$  se determină astfel:

$$H_0 = (n_r + 1)d + nt \text{ - la arcurile cu capete închise neprelucrate;}$$

$$H_0 = (n_r - 0.5)d + nt \text{ - la arcurile cu capete închise prelucrate;}$$

$$H_0 = d + nt \text{ - la arcurile cu capete deschise neprelucrate.}$$



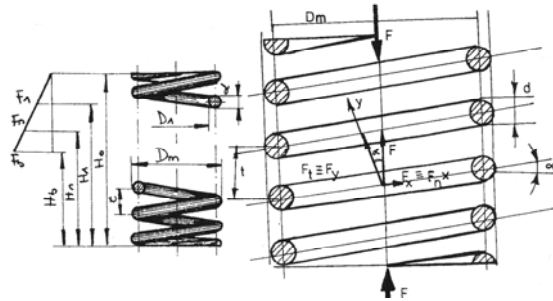


Fig. 2-10.

Conform figurii 2-10, înălțimea de blocare va fi:

$$H_b = (n_r + 1)d \quad (2-24)$$

Pasul spirelor active în stare liberă se ia:

$$\frac{D_m}{4} + 0.2 \leq t \leq \frac{2}{3} D_m \text{ cu } t \geq 1.5d. \quad (2-25)$$

Dacă arcul se montează cu pretensionare ( $F_1$ ) (vezi figura 2-10), iar în timpul funcționării preia o forță  $F_n$ , săgeata dată de forța de lucru  $F_n$  este:

$$f_1 = \frac{8nD_m^3}{Gd^4} (F_n - F_1), \quad (2-26)$$

iar lucrul mecanic de deformație este:

$$L = \frac{1}{2} (F_1 + F_n) f_n \quad (2-27)$$

În cazul unei lungimi mari,  $L_0$ , a arcului liber în raport cu diametrul  $D_m$ , acesta poate să-și piardă stabilitatea în direcția perpendiculară pe axa arcului, putând deci flamba. Instabilitatea mai este influențată de:

- modul cum sunt fixate (se reazemă) capetele arcului;
- de secțiunea spirei;
- de direcția forței aplicate în raport cu secțiunea spirei;
- de direcția forței aplicate în raport cu axa arcului.

Este necesar să se ia măsuri împotriva instabilității prin alegerea proporțiilor arcului în așa fel încât sarcina efectivă să fie întotdeauna mai mică decât sarcina critică de flambaj. Dacă acest lucru nu este posibil trebuie să se prevadă ghidaje pentru prevenirea deplasării laterale.

În practică [M4] apar frecvent două tipuri de flambaj sau de instabilitate a arcurilor elicoidale de compresiune. Primul se referă la un arc cu capetele fixe (cazul A, figura 2-11), ce rămân pe aceeași axă, comprimat între două plăci obligate să rămână paralele. În cazul B, un capăt al arcului este fix pe o placă, iar celălalt este obligat să rămână pe placa paralelă, dar cele două capete nu mai rămân pe aceeași axă. Al doilea capăt se poate deplasa lateral, dar nu se poate roti. Cazul B se folosește în mod deosebit atunci când arcurile sunt utilizate ca izolatori de vibrații pentru susținerea unui echipament.

Un studiu teoretic al flambajului arcurilor elicoidale de compresiune arată că deformația critică  $\delta_{cr}$ , adică deformația la care apare instabilitatea, depinde de

lungimea liberă  $l_0$ , de raportul  $\frac{l_0}{D}$  și de modul de fixare a capetelor arcului. Raportul  $\frac{\delta_{cr}}{l_0}$  este reprezentat în funcție de raportul  $\frac{l_0}{D}$  în figura 2-12. Curbele sunt trasate pentru cazurile A și B. Astfel, cu ajutorul raportului  $\frac{l_0}{D}$  se poate găsi raportul  $\frac{\delta_{cr}}{l_0}$ .

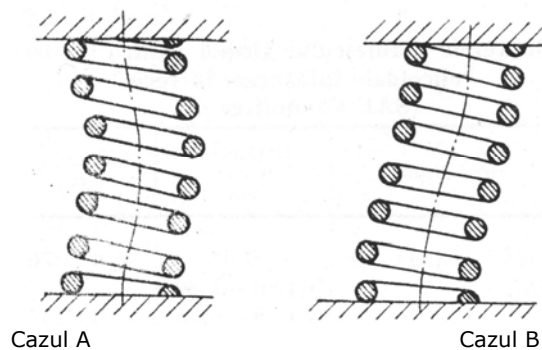


Fig. 2-11. Moduri de flambaj ale arcurilor elicoidale de compresiune.

Sarcina la care apare instabilitatea este dată de  $(\frac{\delta_{cr}}{l_0}) l_0 k$ , unde  $k$  este rigiditatea. Curba de stabilitate pentru cazul B se aplică și unui arc de aceeași lungime, ale cărui capete sunt fixate ca și în cazul A, dar pot avea mișcări de pivotare.

Arcurile comprimate între plăci care nu se pot mișca lateral (cazul A) au sarcini de flambaj ceva mai mici decât cele indicate în figura 2-12. În mod similar, arcurile încărcate ca în cazul B din figura 2-11 au o sarcină de flambaj ceva mai mică decât cea indicată în figura 2-12. Aceasta se datorează faptului că extremitățile arcului nu sunt perfect fixate cum se presupune în teorie. De asemenea, în general este prezentă aici o anumită excentricitate a sarcinii neluată în considerare în teorie. Rezultatele încercărilor arcurilor cu capete care pivotează, obligate să rămână aliniată axial, concordă cu cele date de curba din cazul B.

După cum se vede din figura 2-12, nu apare nici o instabilitate dacă arcul din cazul B este comprimat până la atingerea spirelor cu condiția ca raportul dintre lungimea liberă și diametrul mediu al spirei să fie mai mic decât circa 2,7. Pentru cazul A de fixare a capetelor raportul corespunzător  $\frac{l_0}{D}$  este de circa 5,3.

Pentru arcurile elicoidale cilindrice cu secțiunea circulară verificarea la flambaj se face cu ajutorul diagramei prezentate în figura 2-13 în funcție de

coeficientul de zveltețe  $\lambda = \frac{L_0}{D_m}$  și coeficientul de arcuire  $a = \frac{f}{L_0}$ .

Arcurile care nu pot fi executate în limitele rezistenței la flambaj trebuie ghidate pe dorn sau în bușă, soluție care însă prezintă dezavantajul deteriorării suprafeței arcului (diminuând rezistența la oboseală).

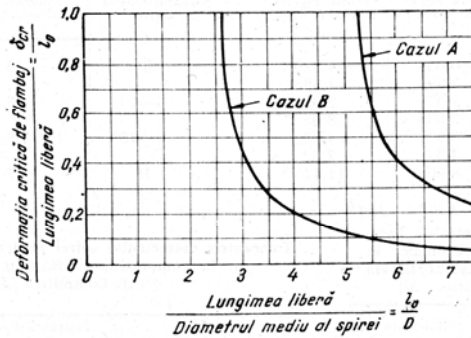


Fig. 2-12. Curbe pentru determinarea deformației critice de flambaj a arcurilor elicoidale, cazurile A și B din figura 2-11.

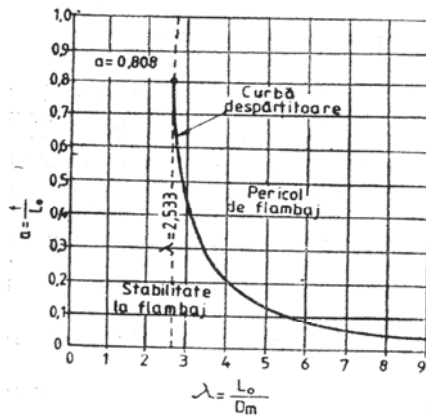


Fig. 2-13. Diagrama de stabilitate pentru arcuri elicoidale cilindrice cu secțiunea circulară.

Observații:

- la arcurile cilindrice de compresiune, pentru  $\lambda_0 = \frac{H_0}{D_m} > 3$  poate să apară flambajul în timpul funcționării, ca atare se impune ghidarea lor pe cepuri cilindrice sau tuburi;
- calculul arcurilor elicoidale de compresiune-întindere este standardizat (STAS 7067-87);
- schema de calcul a arcului elicoidal cilindric de compresiune de secțiune circulară este prezentată în Tabelul 2-1 [M3].

Tabelul 2-1

Nr. crt.	Parametrii principali ai arcului	Simbol	Relații de calcul
1	Indicele arcului	$i$	Se admite constructiv: $i \in (4...12)$
2	Gradul de asimetrie	$R$	$R = \frac{F_1}{F_2}$
3	Coeficient de corecție	$K$	STAS 7067-87
4	Rezistența admisibilă	$\tau_a$ [MPa]	STAS 7067-87
5	Diametrul barei de arc	$d$ [mm]	$d = \sqrt{\frac{8KF_2i}{n\tau_a}}$
6	Diametrul mediu al arcului	$D_m$ [mm]	$D_m = id$
7	Modulul de elasticitate	$G$ [MPa]	STAS 7067-87
8	Numărul de spire active	$n$	$n = \frac{Gd^4 f_2}{8D_m^3 F_2}$
9	Numărul total de spire	$n_i$	$n_r = 1.5$ pt. $n < 7$ $n_r = 1.5...3.5$ pt. $n > 7$
10	Unghiul elicei	$\alpha$ [grade]	$tg\alpha = \frac{1}{\pi D_m}$
11	Pasul arcului	$t$ [mm]	$t = \pi D_m tg\alpha$
12	Înălțimea în stare liberă	$H_0$ [mm]	$H_0 = tn + (n_r - 0.5)d$
13	Înălțimea la blocare	$H_b$ [mm]	$H_b = (n + n_r)d$
14	Sarcina de încercare	$F_3$ [N]	$F_3 = \frac{\pi d^3 \tau_a}{8D_m}$
15	Săgeata de montaj	$f_1$ [mm]	$f_1 = \frac{8D_m^3 n}{Gd^4} \cdot F_1$
16	Săgeata de lucru	$f_2$ [mm]	$f_2 = \frac{8D_m^3 n}{Gd^4} \cdot F_2$
17	Înălțimea de încercare	$H_3$ [mm]	$H_3 = H_b + (0.12 \div 0.15)nd$
18	Lungimea desfășurată	$l$ [mm]	$l = \frac{\pi D_m (n + n_r)}{\cos \alpha}$

## 2.4. Suspensia locomotivei electrice

Suspensia primară a unui boghiu de la această locomotivă, așa după cum s-a arătat în cap.1, este alcătuită din 12 elemente elastice de tip sandwich (Metalastic) montate între ghidajele cutie de osie și cutiile de osie (la osiile exterioare elementele au trei straturi de cauciuc, iar la osia intermediară, cinci straturi), iar suspensia secundară (figura 2-14) este alcătuită din patru pachete de elemente elastice, câte două pe fiecare parte a boghiului. Fiecare pachet (punct de sprijin) este alcătuit din câte două arcuri elicoidale duble, având aceeași înălțime și înfășurare diferită a spirei, peste care se află un plot (pastilă) de cauciuc.

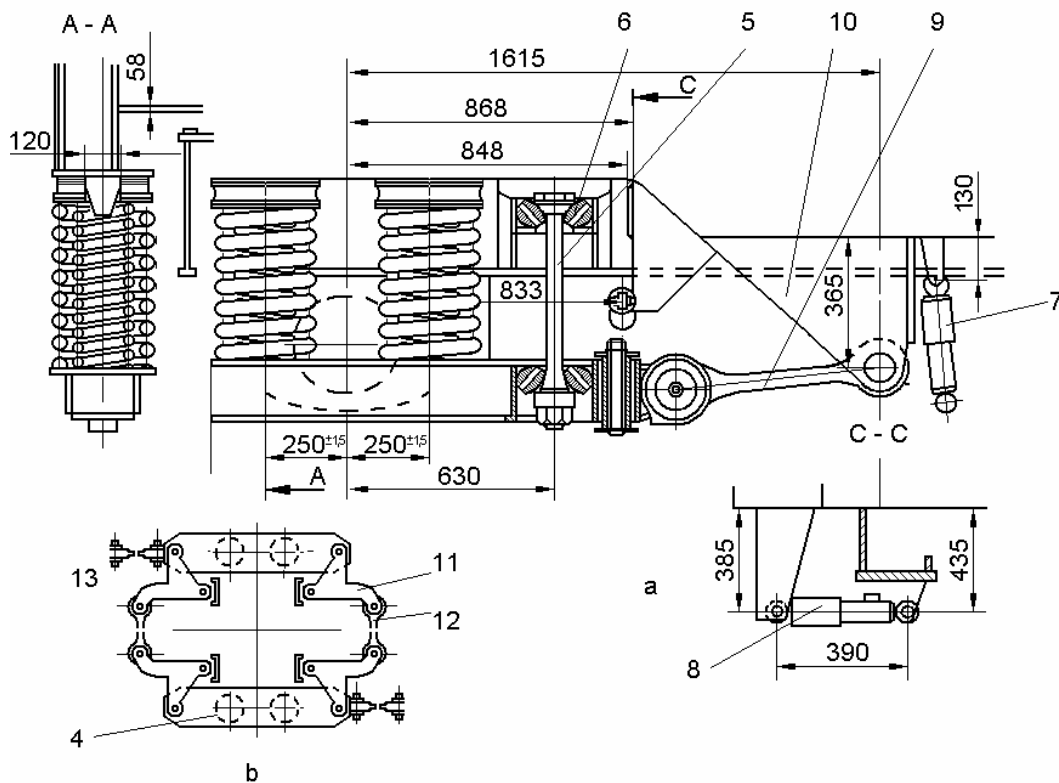


Fig. 2-14. Suspensia secundară de la locomotiva CFR 060-EA de 5100 kW:  
a – suspensia secundară; b – schema de principiu a patruleterului articulat;

### 2.4.1. Caracteristicile constructiv funcționale ale arcurilor elicoidale de tip flexicoil

Caracteristicile constructiv-funcționale ale arcurilor elicoidale de tip flexicoil din suspensia secundară sunt date în Tabelul 2-2.

Tabelul 2-2

Mărimi	Unitate de măsură	Dimensiuni	
		Arc exterior	Arc interior
Diametrul exterior (De)	mm	329	210
Diametrul mediu (Dm)	mm	277	175
Diametrul interior (Di)	mm	225 <sup>+3</sup> <sub>-0</sub>	140 <sup>+2</sup> <sub>-0</sub>
Înălțimea în stare liberă (Ho)	mm	615 <sup>+5</sup> <sub>-2</sub>	615 <sup>+5</sup> <sub>-2</sub>
Înălțimea la încărcare (Hn)	mm	490 <sup>+3</sup> <sub>-3</sub>	490 <sup>+3</sup> <sub>-3</sub>
Săgeata la încărcare (f)	mm	126	126
Diametrul sârmei (de, di)	mm	52 ± 0,2	35 ± 0,2
Numărul spirelor active (ne, ni)	mm	6,5	10,5
Numărul total de spire	mm	8,2	12,2
Sensul de înfășurare	mm	dreapta	stânga

Pentru arcurile din suspensia secundară a locomotivei, în relațiile de calcul s-a luat pentru modulul de elasticitate transversal valoarea  $G=78,5 \text{ kN/mm}^2$ , iar pentru modulul de elasticitate longitudinal valoarea,  $E= 1200 \text{ kN/mm}^2$ .

## 2.4.2. Determinarea rigidităților suspensiei primare și secundare

### 2.4.2.1 Suspensia primară

Se cunoaște că la această locomotivă suspensia primară este formată din arcuri de cauciuc tip sandwich și este identică la osiile 1,3,4 și 6 și respectiv la osiile 2 și 5.

Din documentația acestei locomotive [\*\*\*\*\*20] se cunosc următoarele date :

- rigiditatea verticală pe o cutie de osie la osiile 1 și 3 :  $k_{v1} = k_{v3} = 2,8 \text{ kN/mm}$  ;

- rigiditatea verticală pe o cutie de osie aa osiei 2 :  $k_{v2} = 1,5 \text{ kN/mm}$  ;

- rigiditatea laterală pe un lagăr de osie de la osiile 1 și 3 :  $k_{l1} = k_{l3} = 8 \text{ kN/mm}$ ;

- rigiditatea laterală pe o cutie de osie de la osia 2:  $k_{l2} = 3 \text{ kN/mm}$ .

Rigiditatea verticală a suspensiei primare pe o parte a boghiului se determină cu relația :

$$c_z^+ = 2 \cdot k_{v1} + k_{v3} \quad (2-28)$$

$$c_z^+ = 7,1 \text{ kN/mm}$$

Rigiditatea laterală a suspensiei primare a unui boghiu este dată de relația:

$$c_{yb} = 2 \cdot (2 \cdot k_{l1} + k_{l3}) \quad (2-29)$$

$$c_{yb} = 38 \text{ kN/mm}$$

### 2.4.2.2 Suspensia secundară

După cum s-a arătat la începutul subcapitolului 2.4, suspensia secundară a unui boghiu este formată din patru arcuri elicoidale duble de tip flexicoil peste care se așează un plot din cauciuc.

Arcul elicoidal dublu (figura 2-15) reprezintă o garnitură de arcuri, așezate în paralel, având rigidități diferite și care sunt astfel comprimate ca să aibă aceeași săgeată.

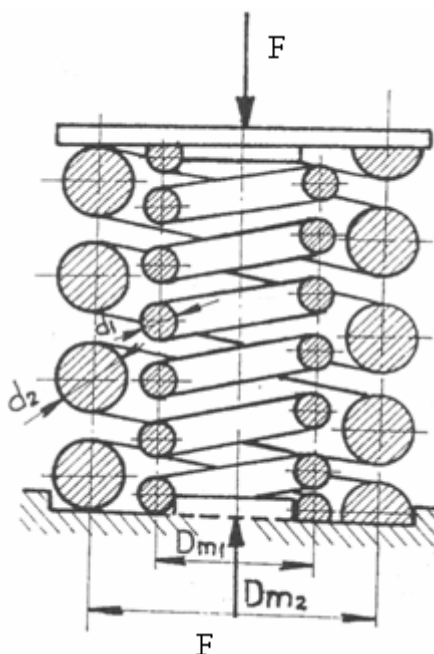


Fig. 2-15. Arc elicoidal dublu

#### a) Calculul rigidității verticale:

Plecând de la relația pentru rigiditatea arcului elicoidal dublu (figura 2-15):

$$k_{c1} = k_{ve} + k_{vi}, \text{ în care:} \quad (2-30)$$

-  $k_{ve}$  reprezintă rigiditatea verticală a arcului exterior [STAS 7067/1-87] care se determină cu relația:

$$k_{ve} = \frac{G \cdot de^4}{8 \cdot Dme^3 \cdot ne}, \quad k_{ve} = 0,519 \text{ [kN/mm]}; \quad (2-31)$$

-  $k_{vi}$  reprezintă rigiditatea verticală a arcului interior care se determină cu relația:

$$k_{vi} = \frac{G \cdot di^4}{8 \cdot Dmi^3 \cdot ni}, \quad k_{vi} = 0,262 \text{ kN/mm}. \quad (2-32)$$

Înlocuind datele în relația 2.28 se determină  $k_{c1} = 0,781 \text{ kN/mm}$ .

Rigiditatea verticală a pastilei de cauciuc s-a determinat experimental pe standul de la SC CAROMET SA Caransebeș.

Sarcina maximă dinamică la care ar trebui încercat plotul ar fi de:

$$P = 1,5 \cdot P_S = 1,5 \cdot \frac{G_c}{8} = 1,5 \cdot 83,385 = 125,0775 \text{ [kN]},$$

unde :  $G_c = 667,08$  kN este greutatea cutiei locomotivei electrice CFR 060 – EA;  
 $G_c/8 = 83,385$  kN – sarcina corespunzătoare unui punct de sprijin al cutiei pe boghiuri.

Pe stand, plotul de cauciuc a fost încercat la forța maximă de 13500 kgf (1324,35 kN).

S-a trasat diagrama de variație a forței de apăsare funcție de săgeată, atât la încărcare cât și la descărcare (figura 6-3).

În calculele ulterioare s-a considerat valoarea rigidității corespunzătoare forței de 8500 kgf sau 83,385 kN, adică  $k_p = 13,88$  kN/mm.

Această valoare s-a obținut împărțind forța de 83,385 kN (8500 kgf), ce revine pe un punct de suspensie din greutatea cutiei locomotivei, la săgeata ( $f=6,12$ ) obținută prin interpolare din graficul din figura 6.3 din capitolul 6.

Determinarea rigidității verticale a suspensiei secundare a unui set de două arcuri elicoidale de tip flexicoil (legare în paralel) și o pastilă de cauciuc (legare în serie) se face cu relația:

$$\frac{1}{c_{z1}^*} = \frac{1}{k_{c1}} + \frac{1}{k_p} \quad (2-33)$$

de unde:

$$c_{z1}^* = \frac{k_{c1} \cdot k_p}{k_{c1} + k_p} \quad (2-34)$$

Înlocuind aceste date se obține:  $c_{z1}^* = 0.739$  kN/mm.

Această valoare a fost obținută și experimental. Prin interpolare, utilizând figura 6-4, pentru forța de 83,385 kN (8500 kgf), s-a obținut valoarea săgeții ( $f=113$  mm), corespunzătoare unei caracteristici elastice practic liniare, după care s-a determinat rigiditatea corespunzătoare. Aceasta are valoarea de 0,738 kN/mm.

În calculele ulterioare s-a luat rigiditatea calculată cu relația 2.34.

Rigiditatea verticală a suspensiei secundare de pe o traversă a patruleterului articulat al boghiului este dată de relația:

$$c_z^* = 2 \cdot c_{z1}^* \quad (2-35)$$

Deci,  $c_z^* = 1,478$  kN/mm.

#### **b) Calculul rigidității laterale:**

Pentru calculul rigidității laterale a unui arc elicoidal de tip flexicoil s-au utilizat patru relații diferite:

##### **b1) din STAS 7067/1-87 [\*\*\*\*\* 19]:**

$$k_L = \eta \cdot k_v \quad (2-36)$$



$$\eta = \varepsilon \left[ \varepsilon - 1 + \frac{\frac{1}{\lambda} \frac{G}{2 + \frac{G}{E}} \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}\right)} \cdot \operatorname{tg} \left\{ \lambda \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \frac{G}{E}\right) \cdot \left(\frac{G}{E} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon}\right)} \right\}}{\frac{1}{2} + \frac{G}{E}} \right]^{-1} \quad (2-37)$$

în care:

$$\varepsilon = \frac{f}{L_0} \quad (2-38)$$

$$\lambda = \frac{L_0}{De} \quad (2-39)$$

**b2) din [C4]:**

$$k_L = \frac{F}{2 \cdot \frac{1 + \frac{F}{V}}{K'} \cdot \operatorname{tg} \left( K' \cdot \frac{H_n}{2} \right) - H_n} \quad (2-40)$$

în care:

$$K' = \sqrt{\frac{F}{U} \cdot \left( 1 + \frac{F}{V} \right)} \quad (2-41)$$

$$U = a \cdot D^2 \cdot k_v \cdot H_n \quad (2-42)$$

$$V = b \cdot k_v \cdot H_n$$

$$P = k_v \cdot f \quad (2-43)$$

a, b – coeficienți ce depind de modul de fixare al arcului: a=2,61 și b=0,283 pentru fixarea arcurilor la locomotiva electrică 060 EA;

$k_v$  – rigiditatea verticală a arcului elicoidal;

F- Forța arcului (de calcul);

$L_n$  – lungimea de încărcare a arcului.

**b3) din [H2]:**

$$k_L = \frac{k_v}{\frac{1,0654}{\gamma_0} \sqrt{\left(\frac{\beta_0}{\gamma_0} - 0,619\right)} \operatorname{tg} \left[ 0,9386 \cdot \gamma_0 \cdot \sqrt{\left(\frac{\beta_0}{\gamma_0} - 0,619\right)} \right] - \left(\frac{\beta_0}{\gamma_0} - 1\right)} \quad (2-44)$$

în care:

$$\gamma_0 = \frac{f}{D} \quad (2-45)$$

$$\beta_0 = \frac{L_0}{D} \quad (2-46)$$

**b4) din [H1]:**

$$k_L = \frac{k_v D_m^2}{1.44 C_L (0.204 L_0^2 + 0.265 D_m^2)} \quad (2-47)$$

În aceste relații s-a notat cu :

D – diametrul mediu al spirei, [mm];

$k_v$  – rigiditatea axială a unui arc;

n – numărul de spire active a arcului;

$H_n (L_n)$  – înălțimea sub sarcină a arcului, [mm] ;

$H_0 (L_0)$  – înălțimea în stare liberă a arcului, [mm];

$f_0$  – săgeata verticală dată de forța F, [mm];

$G=7.85 \text{ kN/mm}^2$  – modul de elasticitate transversal, pentru arcurile din sârmă rotundă;

$C_L$  – factor care depinde de coeficientul de arcuire  $c_a=f_0/L_0$  și de coeficientul de zveltețe  $\lambda =L_0/D$  și a căror valori sunt date în figura 2.16.

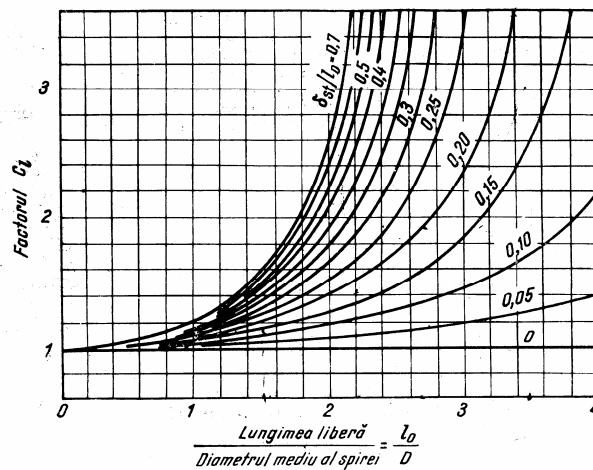


Fig. 2-16. Diagrama de determinare a factorului  $C_L$

Se va calcula rigiditatea laterală atât a arcului exterior cât și a arcului interior cu fiecare din cele patru relații de mai sus, după care se va calcula rigiditatea echivalentă cu relația:

$$k_L = k_{le} + k_{li} \quad (2-48)$$

În urma calculelor s-au obținut rezultate foarte apropiate așa după cum rezultă din Tabelul 2.2.

Tabelul 2-3

Formula	Rigiditatea laterală ( $k_L$ )		
	Arc exterior	Arc interior	Pe un punct de suspensie
2-36	0.253	0.018	0.271
2-40	0.179	0.095	0.274
2-44	0.261	0.02	0.282
2-47	0.266	0.02	0.286

**Concluzie:** Se observă că rigiditatea laterală calculată cu cele patru formule este destul de apropiată. În calculele viitoare se va lua valoarea pentru rigiditatea laterală determinată cu relația (2-36).

Cunoscând valoarea rigidității laterale [M1] pentru plotul de cauciuc ( $k_p=1.565$ ), s-a calculat rigiditatea laterală pe un punct de suspensie cu relația următoare:

$$\frac{1}{c_{y1}^*} = \frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_p}$$

considerând rigiditatea totală a celor două arcuri elicoidale  $k_L$  dată de relația (2-36).

În urma calculului a rezultat valoarea:  $c_{y1}^* = 0.231$ .

### 2.4.3. Verificarea solicitării arcurilor suspensiei secundare

În cazul arcurilor elicoidale concentrice trebuie îndeplinite condițiile [B1]:

- să aibă același material ( $\tau_a$ );
- să aibă aceeași săgeată de montaj ( $f_0$ );
- aceeași lungime ( $l$ );
- același indice ( $i$ ), adică:

$$\frac{Dmi}{di} = \frac{Dme}{de} = i \text{ și } \frac{ni}{ne} = \frac{de}{di}. \quad (2-49)$$

Săgeata maximă a arcului,  $f_{\max}$  în stare liberă, se determină cu relația:

$$f_{\max} = H - (n_e + 0,5) \cdot d_e. \quad (2-50)$$

Coeficientul care ține seama de punctul cel mai solicitat din secțiunea arcului se exprimă cu relația:

$$k = \frac{4i + 2}{4i - 2} \quad (2-51)$$

Tensiunea tangențială se determină cu relația (STAS 7067/1-87):

$$\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{Dm}{d^3} \cdot F \leq \tau_a, \quad (2-52)$$

unde  $\tau_a$  reprezintă efortul unitar admisibil la răsucire care are valoarea  $\tau_a = (450...550) \text{ MPa} = (450...550) \text{ N/mm}^2 = (0,45...0,55) \text{ kN/mm}^2$ ;

$F = \frac{Gc}{8}$  forța de apăsare asupra ambelor arcuri. Această forță se distribuie

pe cele două arcuri.

Forța care acționează pe fiecare arc se determină cu relația:

$$F = k_v \cdot f, \text{ astfel:} \quad (2-53)$$

$$F_i = k_{vi} \cdot f, \text{ adică:} \quad F_i = 27,973 \text{ kN}$$

$$F_e = k_{ve} \cdot f, \text{ adică: } F_e = 55,412 \text{ kN}$$

în care săgeata sub sarcina egală cu  $Gc/8$  are valoarea:

$$f = \frac{Gc}{8 \cdot kc1}, f = 113 \text{ mm} \quad (2-54)$$

Se calculează indicele arcului pentru fiecare arc cu relația (2-49) astfel:

$$i_e = \frac{Dm_e}{de}, i_e = 5,327$$

$$i_i = \frac{Dm_i}{di}, i_i = 5.$$

Cu relația (2-50) se determină săgeata maximă a arcului astfel:

$$f_{e\max} = H - (n_e + 0,5) \cdot d_e, f_{e\max} = 251 \text{ mm};$$

$$f_{i\max} = H - (n_i + 0,5) \cdot d_i, f_{i\max} = 251 \text{ mm};$$

Cu relația (2-52) rezultă tensiunea la răsucire pentru fiecare arc:

$$\tau_e = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{Dm_e}{d_e^3} \cdot F_e \leq \tau_a, \quad \tau_e = 278,12 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_i = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{Dm_i}{d_i^3} \cdot F_i \leq \tau_a, \quad \tau_i = 290,89 \text{ N/mm}^2$$

Pentru ca cele două arcuri să fie solicitate la fel trebuie ca tensiunile  $\tau_e$  și  $\tau_i$  să fie egale. Pentru aceasta ar trebui ca arcul interior să aibă o altă valoare pentru diametrul spirei și al sârmei.

Având în vedere condiția ca efortul unitar maxim de răsucire să fie egal pentru cele două arcuri elicoidale, adică să fie respectată condiția (2-49) se propune modificarea dimensiunilor arcului elicoidal interior, păstrând neschimbate dimensiunile arcului elicoidal exterior și ale arcului-placă de cauciuc. Astfel, din condiția:

$$d_i = d_e \cdot \frac{ne}{ni}, \text{ se obține } d_i = 32,19 \text{ mm adică } d_i = 33 \text{ mm, respectiv din condiția:}$$

$$Dm_i = \frac{di}{de} \cdot Dm_e, \text{ se obține } Dm_i = 175,78 \text{ mm adică } Dm_i = 176 \text{ mm.}$$

Cu aceste date calculăm rigiditatea verticală a arcului interior, apoi rigiditatea verticală a celor două arcuri.

$$k_{vi} = \frac{G \cdot di^4}{8 \cdot Dm_i^3 \cdot ni}, k_{vi} = 0,2033 \text{ kN/mm}$$

Deci rigiditatea arcului dublu va fi:  $k_{c1} = 0,7223 \text{ kN/mm}$ , diferită de  $k_{c1} = 0,781 \text{ kN/mm}$  calculată cu relația (2-30). Trebuie făcută observația că

aceasta reprezintă o propunere a autorului pentru CFR. În calculele ulterioare s-a considerat valoarea dată de relația (2-30), adică  $k_{c1} = 0,781$  kN/mm.

Jocul radial dintre două arcuri elicoidale duble se determină cu relația :

$$j_r = \frac{(Dm_e - de) - (Dm_i) - di}{2} \quad (2-55)$$

Jocul radial dintre două arcuri elicoidale duble înainte de modificare, calculat cu relația (2-55), va fi:

$$j1_r = 7,5 \text{ mm},$$

iar după modificarea propusă va fi:

$$j2_r = 8 \text{ mm}, \text{ ceea ce înseamnă că jocul s-a mărit cu } 0,5 \text{ mm}.$$

Săgeata  $f$  sub sarcina statică maximă, adică de  $\frac{Gc}{8}$  se calculează cu relația:

$$f = \frac{Gc}{8k_{c1}} \quad (2-56)$$

și are valoarea:  $f = 115,44$  mm.

În acest caz forțele  $F_e$  și  $F_i$  pe cele două arcuri au următoarele valori:

$$F_e = 59,914 \text{ kN}$$

$$F_i = 23,471 \text{ kN}.$$

Cu relația (2-52) se determină valoarea solicitării  $\tau$  care este aceeași pentru ambele arcuri, adică:

$$\tau_e = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{Dm_e}{d_e^3} \cdot F_e = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{Dm_i}{d_i^3} \cdot F_i = 0,295 \text{ kN/mm}^2$$

În acest caz  $\tau_e = \tau_i = 0,295 \text{ kN/mm}^2 < \tau_a = (0,45 \dots 0,55) \text{ kN/mm}^2$ .

### 3. Elemente de cinematică și dinamică la circulația pe cale a locomotivei

#### 3.1. Accelerațiile transversale în curbele circulare

În cele ce urmează se consideră un vehicul care circulă, în regim cvasistatic, cu o viteză  $V$  [m/s] constantă într-o curbă de rază  $R$  [m] și având o supraînălțare  $h$  [mm]. Asupra cutiei vehiculului, reprezentată prin centrul său de masă  $C$ , (figura 3-1) acționează două forțe respectiv două accelerații și anume:

- $g$  - accelerația gravitațională ( $g=9,81 \text{ m/s}^2$ );
- $a$  - accelerația orizontală datorită forței centrifuge care are valoarea:

$$a = \frac{v^2}{R} = \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} \text{ [m/s}^2\text{]}, \text{ unde } V[\text{km/h}] \text{ este viteza vehiculului.}$$

Sub acțiunea forței centrifuge cutia se rotește spre exteriorul curbei cu un unghi  $\varphi_c$  față de planul căii, numit și UNGHI DE RULIU CVASISTATIC.

Rezultanta celor două accelerații proiectată pe o direcție paralelă cu șasiul cutiei reprezintă accelerația transversală necompensată, este notată cu  $\gamma_T$  și are valoarea:

$$\gamma_T = a \cdot \cos(\varphi_0 - \varphi_c) - g \cdot \sin(\varphi_0 - \varphi_c). \quad (3-1)$$

În relația de mai sus  $\varphi_0$  reprezintă unghiul de supraînălțare al căii. Deoarece unghiul  $(\varphi_0 - \varphi_c)$  este mic, se poate considera cu aproximație suficientă ca:

$\sin(\varphi_0 - \varphi_c) = \sin \varphi_0 \cdot \cos \varphi_c - \sin \varphi_c \cdot \cos \varphi_0 = \sin \varphi_0 - \sin \varphi_c$  și  $\cos(\varphi_0 - \varphi_c) = 1$ , adică  $(\varphi_0 - \varphi_c) \cong 0$ .

Ținând cont că  $\sin \varphi_0 = \frac{h}{2s}$ ,  $2s$  fiind distanța dintre planele cercurilor de rulare ale roților unei osii, relația (3-1) devine:

$$\gamma_T = a - g \cdot (\sin \varphi_0 - \sin \varphi_c) = a - g \cdot \frac{h}{2s} + g \sin \varphi_c \quad (3-2)$$

Dacă în relația (3-1) se înlocuiește și valoarea lui  $a$ , obținem:

$$\gamma_T = \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{h}{2s} + g \sin \varphi_c \quad (3-3)$$

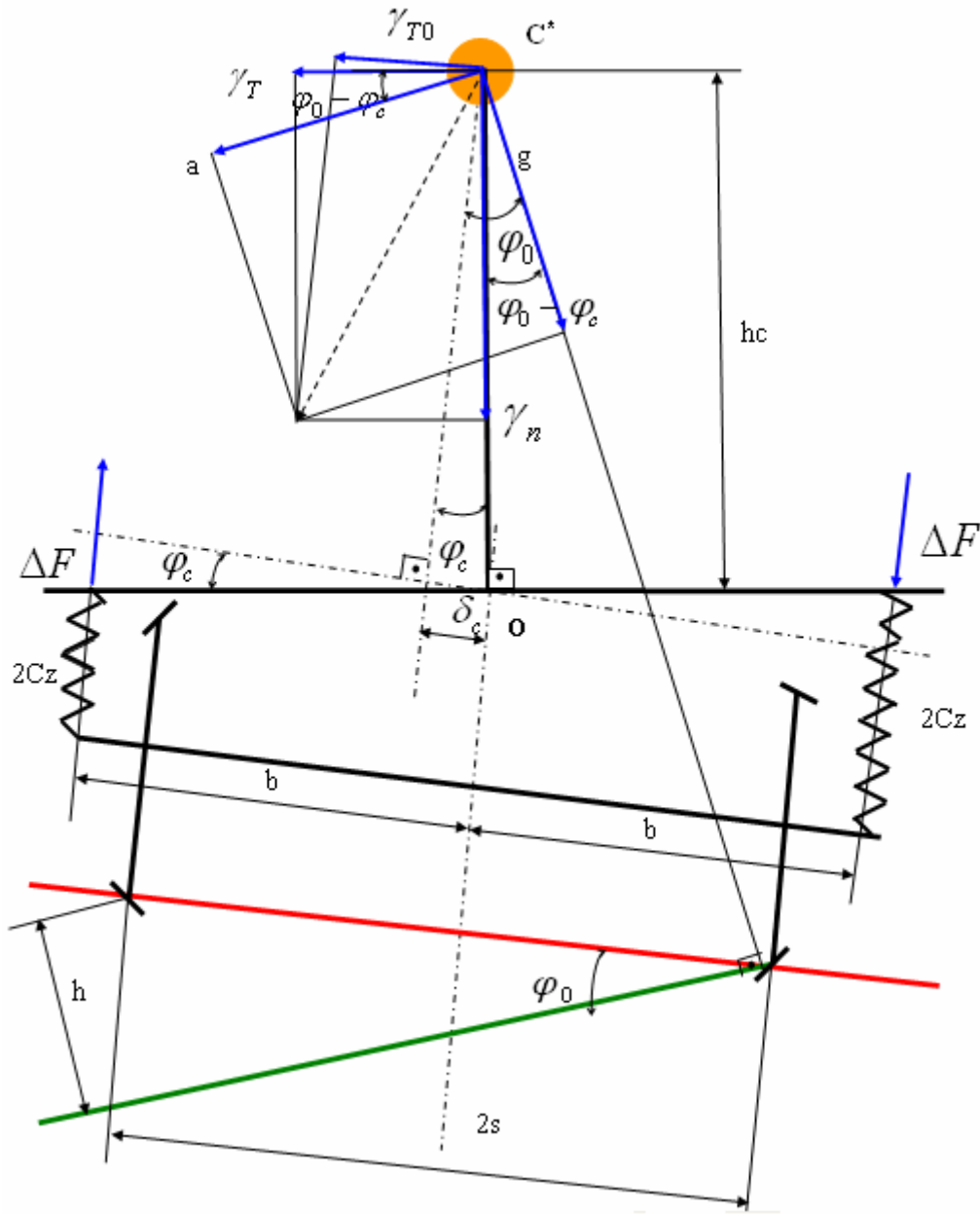


Fig. 3-1.

Din expresia lui  $\gamma_T$  se evidențiază efectul de compensare al accelerației transversale prin supraînălțarea  $h$  a firului exterior de cale  $\left(-g \frac{h}{2s}\right)$  dar și efectul nefavorabil de mărire a accelerației  $\gamma_T$  ca urmare a rotirii cutiei în curbă  $(g \sin \varphi_c)$ .

Unghiul de rotire cvasistatic  $\varphi_c$  al cutiei în curbă depinde de caracteristicile suspensiei cutiei sau în general de suspensia vehiculului.

Scriind ecuația de echilibru a momentelor forțelor care acționează asupra cutiei față de axa de rotație transversală care trece prin punctul  $O$  din planul de rezemare pe arcuri a cutiei rezultă:

$$F_n \cdot h_c = \Delta F \cdot 2b, \quad (3-4)$$

în care:  $h_c$  reprezintă înălțimea centrului de masă al cutiei față de axa  $O$  iar  $2b$  distanța transversală dintre axele arcurilor suspensiei.

**Observație:** Această poziție a axei de rotație se poate considera în cazul arcurilor în foi (lamelare) care au o rigiditate transversală mare. La arcurile elicoidale cu posibilitatea de a se încovoia în direcție transversală (cazul arcurilor înalte de tip flexicoil de la suspensia secundară a locomotivei), poziția acestei axe de rotație se poate considera la nivelul inferior de rezemare al arcurilor.

În relația (3-4),  $F_n = m_c \cdot \gamma_T$  reprezintă forța centrifugă necompensată, iar  $\Delta F = b \cdot \sin \varphi_c \cdot 2c_z$  reprezintă reacțiunile din arcurile suspensiei cu rigiditatea verticală  $2c_z$ .

Din relația (3-3), cu mențiunile făcute, rezultă valoarea lui  $\sin \varphi_c$  care este:

$$\sin \varphi_c = \frac{m_c \cdot h_c}{4b^2 \cdot c_z} \cdot \gamma_T = \frac{m_c \cdot h_c \cdot g}{4b^2 c_z} \left[ \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right) + \sin \varphi_c \right];$$

$$\sin \varphi_c = \frac{G_c \cdot h_c}{4b^2 \cdot c_z} \left[ \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right) + \sin \varphi_c \right], \quad (3-5)$$

sau

$$\left( 1 - \frac{G_c \cdot h_c}{4b^2 \cdot c_z} \right) \sin \varphi_c = \frac{G_c \cdot h_c}{4b^2 c_z} \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right), \quad (3-6)$$

de unde:

$$\sin \varphi_c = \frac{G_c \cdot h_c}{\left( 1 - \frac{G_c \cdot h_c}{4b^2 \cdot c_z} \right) 4b^2 \cdot c_z} \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right). \quad (3-7)$$

Dacă se face următoarea notație:  $A = \frac{4b^2 \cdot c_z}{G_c \cdot h_c}$ , rezultă:



$$\sin \varphi_c = \frac{\frac{1}{A}}{1 - \frac{1}{A}} \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right) \quad (3-8)$$

respectiv:

$$\sin \varphi_c = \frac{1}{A-1} \left( \frac{V^2}{3,6^2 gR} - \frac{h}{2s} \right) \quad (3-9)$$

$$\text{unde } S = \frac{1}{A-1} = \frac{1}{\frac{4b^2 c_z}{G_c \cdot h_c} - 1}$$

Din documentația UIC și ORE [\*\*\*\*\*10], S se numește COEFICIENT DE SUPLEȚE. Se observă că acesta depinde exclusiv de caracteristicile elastice și masice proprii vehiculului considerat.

Înlocuind în relația (3-9) se obține:

$$\sin \varphi_c = \frac{S}{g} \left( \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - \frac{g \cdot h}{2s} \right). \quad (3-10)$$

Înlocuind expresia lui  $\varphi_c$  dată de relația (3-10) în relația (3-3) care exprimă valoarea accelerației necompensate  $\gamma_T$ , rezultă:

$$\gamma_T = \left( \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{h}{2s} \right) + S \left( \frac{V^2}{3,6^2 R} - \frac{gh}{2s} \right) \quad (3-11)$$

sau:

$$\gamma_T = \left( \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{h}{2s} \right) (1 + S). \quad (3-12)$$

În cazul în care  $\varphi_c = 0$ , rezultă că și  $S=0$  iar valoarea accelerației transversale în planul căii este:

$$\gamma_{T_0} = \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - g \cdot \frac{h}{2s}. \quad (3-13)$$

Valoarea accelerației necompensate  $\gamma_T$  dată de relația (3-12) se mai poate scrie și sub forma:

$$\gamma_T = \gamma_{T_0} \cdot (1 + S). \quad (3-14)$$

Din relația (3-14) rezultă faptul că rotirea vehiculului majorează accelerația asupra cutiei față de cea din planul căii.

În relația (3-13) se observă că, pentru o anumită supraînălțare  $h$ , există o viteză  $V_0$  [km/h] pentru care  $\gamma_{T_0} = 0$  și care se numește VITEZĂ DE ECHILIBRU sau VITEZĂ NOMINALĂ. Valoarea acestei viteze este:

$V_0 = 3,6\sqrt{\frac{Rgh}{2s}}$  care, pentru ecartamentul normal ( $2s=1500$  mm), devine:

$$V_0 = 0,291\sqrt{R \cdot h} \text{ [km/h]}. \quad (3-15)$$

Dacă în expresia lui  $V_0$  se explicitează  $\frac{gh}{2s}$  care este egală cu  $\frac{V_0^2}{3,6^2 \cdot R}$  și se

introduce în expresia (3-12) rezultă următoarea expresie pentru accelerația  $\gamma_T$ , adică:

$$\gamma_T = \frac{V^2 - V_0^2}{3,6^2 \cdot R} \cdot (1 + S) \text{ [m/s}^2\text{]}. \quad (3-16)$$

SUPRAÎNĂLȚAREA TEORETICĂ  $h_t$  rezultă din anularea primului factor din relația (3-12), adică:

$$h_t = \frac{2s}{3,6^2 g} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3-17)$$

care pentru ecartamentul normal devine:

$$h_t = 11,8 \cdot \frac{V^2}{R} \text{ [mm]}. \quad (3-18)$$

Diferența dintre supraînălțarea teoretică  $h_t$  și supraînălțarea reală  $h$  se numește INSUFICIENȚĂ DE SUPRAÎNĂLȚARE (lipsă de supraînălțare), adică:

$$I = h_t - h \quad (3-19)$$

iar dacă se ține seama de valorile pentru supraînălțarea teoretică  $h_t$  și pentru cea reală  $h$ , rezultă, în cazul ecartamentului normal:

$$I = \frac{11,8}{R} \cdot (V^2 - V_0^2) \text{ [mm]}. \quad (3-20)$$

Dacă se ține cont de relația (3-20) expresia lui  $\gamma_T$  dată de relația (3-16) devine:

$$\begin{aligned} \gamma_T &= \frac{I}{3,6^2 \cdot 11,8} (1 + S) = I \cdot \frac{1 + S}{153} \\ \gamma_T &= I \cdot \frac{1 + S}{153} \end{aligned} \quad (3-21)$$

Din analiza relațiilor (3-16) și (3-20) rezultă pentru accelerațiile transversale necompensate următoarele concluzii:

- dacă viteza vehiculului  $V > V_0$ , insuficiența de supraînălțare este pozitivă iar accelerația  $\gamma_T$  este orientată spre exteriorul curbei și coeficientul de suplețe mărește valoarea lui  $\gamma_T$ ;

- dacă viteza vehiculului  $V < V_0$ , insuficiența de supraînălțare devine negativă iar accelerația  $\gamma_T$  va fi orientată spre interiorul curbei și coeficientul de suplețe va mări această accelerație;
- dacă viteza vehiculului  $V = V_0$ , vehiculul nu este supus nici unei accelerații transversale iar  $I=0$ .

Insuficiența de supraînălțare negativă se mai numește și EXCES DE SUPRAÎNĂLȚARE și se notează cu  $E = -I$ .

Ținând seama de relația (3-20), rezultă că:

$$E = \frac{11,8}{R} \cdot (V_0^2 - V^2) \quad (3-22)$$

iar accelerația transversală are valoarea:

$$\gamma_T = \frac{E}{153} (1 + S) \quad (3-23)$$

În funcție de  $I$  sau  $E$  se poate determina unghiul de înclinare al cutiei. Astfel, din relația 3-10, pentru unghiuri de înclinare mici, rezultă:

$$\sin \varphi_c \cong \varphi_c = \frac{S}{g} \left( \frac{V^2}{3,6^2 \cdot R} - \frac{g \cdot h}{2s} \right) = \frac{S}{g} \cdot \gamma_{T_0} \quad (3-24)$$

sau, dacă se ține cont de relația (3-14), rezultă:

$$\varphi_c = \frac{S}{g} \cdot \frac{\gamma_T}{1 + S} \quad (3-25)$$

și dacă ținem seama și de relația (3-21), valoarea unghiului de înclinare al cutiei devine:

$$\varphi_c = \frac{S}{g} \cdot \frac{I}{153} = \frac{S \cdot I}{1500}. \quad (3-26)$$

De aici se poate concluziona că:

$$\varphi_c = \frac{S \cdot I \text{ sau } E}{1500}. \quad (3-27)$$

Din relația (3-27) rezultă că acest unghi este dependent atât de coeficientul de suplețe cât și de insuficiența  $I$  sau excesul  $E$  de supraînălțare.

### 3.2. Variațiile de accelerații pe curbele de racordare

La fel ca în majoritatea țărilor lumii și la administrația CFR se utilizează pentru curbele de racordare parabola cubică.

La liniile pe care se circulă cu viteze mari și foarte mari se utilizează funcții algebrice de gradul 4 (Germania), de gradul 5 (Japonia) sau funcții trigonometrice echivalente care, deși prezintă avantajul unei lungimi mai mici decât parabola cubică, sunt mai greu de realizat și întreținut la fața locului. În ultimul timp constructorii francezi de linii au demonstrat că parabola cubică poate fi utilizată cu rezultate bune și la viteze superioare vitezei de 200 km/h dacă la extremități se realizează curbe de îndulcire cu raze de 3000...4000 m.

În figura 3-2 s-a reprezentat într-un sistem de axe de coordonate XARY porțiunea de racordare AR-RC a curbei de rază R. Alături s-au reprezentat variațiile în funcție de distanța x parcurs de vehicul a curburii căii ( $1/R$ ), a supraînălțării ( $h$ ) și a insuficienței de supraînălțare ( $I$ ) pe porțiunea de lungime L, de la punctul AR la punctul RC.

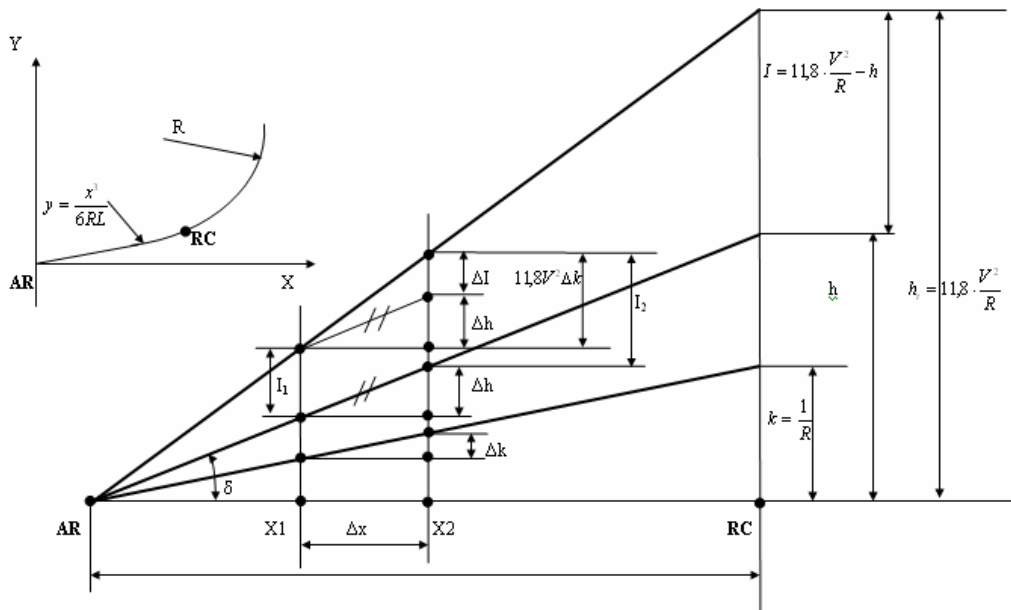


Fig. 3-2

Ecuția curbei de racordare, adică a parabolei cubice, este de forma:

$$y = \frac{x^3}{6RL} \quad (3-28)$$

în care: R este raza curbei, în m;

L - lungimea curbei de racordare, în m.

Cu notațiile din figura de mai sus rezultă expresiile următoarelor mărimi pentru un punct oarecare aflat la distanța x de originea AR a curbei de racordare și anume:

$$\text{> Curbură căii: } k_x = \frac{1}{R_x} = \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{d(3x^2 / 6RL)}{dx} = \frac{x}{RL} = \frac{kx}{L}; \quad (3-29)$$

$$\text{> Supraînălțarea: } h_x = \frac{k_x \cdot h}{k} = \frac{h \cdot x}{L}; \quad (3-30)$$

$$\text{> Insuficiența de supraînălțare: } I_x = 11,8V^2 \cdot k_x - h_x = \frac{I \cdot x}{L}. \quad (3-31)$$

După cum se știe, pe curbele de racordare, indiferent de ce formă ar fi acestea, pentru ca vehiculele să se comporte ca în curba circulară, adică la viteza nominală  $V_0$  să nu apară accelerații transversale sau modificări ale sarcinilor pe arcurile etajelor de suspensie, supraînălțarea  $h_x$  (în fiecare punct) trebuie să se afle în același raport de proporționalitate cu curbura  $k = 1/R$ , adică:

$$h_x = 11,8 \cdot V_0^2 / R_x \quad (3-32)$$

de unde rezultă:

$$\frac{h_x}{h} = \frac{R}{R_x} = \frac{k_x}{k} \quad (3-33)$$

În aceste condiții și accelerația transversală  $\gamma_{T_x}$  are expresia:

$$\gamma_{T_x} = \frac{g}{2s} \cdot I_x \cdot (1+S) = \frac{g}{2s} \cdot I \cdot \frac{x}{L} \cdot (1+S) \quad (3-34)$$

din care rezultă că variază liniar, având în punctul AR ( $x=0$ ) valoarea zero iar în punctul de osculație RC cu curba circulară ( $x=L$ ) - valoarea accelerației din curba circulară.

De aici rezultă și obligativitatea coincidenței începutului respectiv sfârșitului pantei de supraînălțare cu începutul respectiv sfârșitul curbei de racordare. În caz contrar vor apărea insuficiențe sau excese de supraînălțare care conduc la efecte dinamice defavorabile.

Conform figurii 3-2 se observă că între două puncte consecutive de pe curba de racordare cu distanța  $\Delta x = x_2 - x_1$ , raportul:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h_2 - h_1}{x_2 - x_1} = \frac{h}{L} \text{ [mm/m]} \quad (3-35)$$

definește panta (coeficientul unghiular) al supraînălțării sau coeficientul unghiular al torsionării căii de racordare. Din relația (3-35) rezultă că racordarea în formă de parabolă cubică este constantă.

La CFR PANTA NOMINALĂ a supraînălțării este:

$$\sin \delta \cong i = \frac{h}{L} \leq \frac{1}{n \cdot V} \text{ [mm/mm]} \quad (3-36)$$

$$\text{sau } p = \frac{h}{L} \leq \frac{1000}{n \cdot V} \text{ [mm/m]} \quad (3-37)$$

Trebuie menționat faptul că  $\frac{1}{n \cdot V}$  reprezintă o exprimare empirică în funcție de viteza de mers  $V$ .

Valoarea maximă  $i = \frac{1}{500}$  mm/mm sau  $p = 2$  mm/m este pentru viteze

$V \leq 80$  km/h. Coeficientul  $n$  este dependent de mărimea vitezei de mers  $V$ . Astfel:

- $n=6$  pentru  $V \in (80,100]$  km/h;
- $n=8$  pentru  $V \in (100,120]$  km/h;

- $n=6$  pentru  $V > 120$  km/h.

Din aceste condiții se determină lungimea curbei de racordare:

$$L \geq \frac{n \cdot V}{1000} \cdot h \quad [\text{m}]. \quad (3-38)$$

Panta supraînălțării impune vehiculelor o adaptabilitate la torsionarea căii, care este asigurată în principal de suspensie și, în general, prin capacitatea de torsionare a vehiculelor.

Pe o cale ferată torsionată, mai ales la ieșirea din curbă, roata de pe firul exterior se descarcă, vehiculul trebuind să aibă posibilitatea adaptării la descărcarea produsă de torsionare, pentru a nu fi afectată siguranța contra deraierii.

Pe de altă parte, viteza de rotație a roților în planul vertical pe firele căii este determinată de:

$$\frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\Delta h}{\Delta x} \cdot \frac{V}{3,6} = \frac{h}{L} \cdot \frac{V}{3,6} \quad [\text{mm/s}] \quad (3-39)$$

adică de pantă și de viteza  $V$  [km/h] a trenului. Mărimea  $\frac{\Delta h}{\Delta t}$  se numește VITEZĂ DE VARIAȚIE a supraînălțării sau VITEZĂ DE RIDICARE/COBORÂRE a roților sau boghiurilor atacante pe panta supraînălțării.

Datorită vitezei de variație a supraînălțării în timp ( $\frac{\Delta h}{\Delta t}$ ), se produc solicitări suplimentare, atât asupra vehiculului cât și asupra căii. De aici, rezultă necesitatea de a se limita valoarea pantei cât și a vitezei de variație a supraînălțării.

Dacă acum se consideră variația insuficienței de supraînălțare  $\Delta I$  pe durata de timp  $\Delta t$ , adică viteza de variație a insuficienței de supraînălțare, rezultă:

$$\frac{\Delta I}{\Delta t} = \frac{\Delta I}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{\Delta I}{\Delta x} \cdot \frac{V}{3,6} = \frac{I}{L} \cdot \frac{V}{3,6} \quad [\text{mm/s}] \quad (3-40)$$

Se observă din relația lui  $\frac{\Delta I}{\Delta t}$  că aceasta este dependentă de variația lui  $I$  în funcție de spațiu și de viteza de mers a trenului  $V$ . De asemenea, se constată că racordarea de forma unei parabole cubice, variația lui  $I$  în funcție de spațiul  $x$  este constantă.

Prin împărțirea relației (3-40) la relația (3-39) rezultă următoarea funcție:

$$\frac{\frac{\Delta I}{\Delta t}}{\frac{\Delta h}{\Delta t}} = \frac{\Delta I}{\Delta h} = \frac{\frac{I}{L} \cdot \frac{V}{3,6}}{\frac{h}{L} \cdot \frac{V}{3,6}} = \frac{I}{h} = \frac{I_2 - I_1}{h_2 - h_1} = \text{const}$$

Recomandările fișei UIC nr. 703-R privind valorile limită pentru  $\frac{\Delta I}{\Delta t}$  și  $\frac{\Delta h}{\Delta t}$  pe liniile pe care circulă trenurile de călători sunt date în Tabelul 3-1.

Tabelul 3-1

Parametru	Vmax [km/h]											
	I 80...120			II 120...200			III V<250				IV 250...300 SNCF	
	FS		DB		FS		DB		FS		DB	
	norm	max	exc	norm	max	exc	norm	max	norm	max	norm	max
I [mm]	80	100	130	100	120	150	121	-	40	60	50	100
$\gamma_{T_0}$ [m/s <sup>2</sup> ]	0,52	0,65	0,85	0,65	0,78	0,98	0,79	-	0,26	0,39	0,33	0,65
E [mm]	50	70	90	70	90	110	100	-	50	70	-	110
h [mm]	150	160	-	120	150	160	125	-	65	85	180	-
$\frac{\Delta I}{\Delta t}$ [mm/s]	25	70	90	25	70	-	36	-	13	-	30	75
$\frac{\Delta h}{\Delta t}$ [mm/s]	28	46	55	28	35	50	38	-	20	-	50	60

Viteza de variație a insuficienței de supraînălțare  $\frac{\Delta I}{\Delta t}$  crează o variație a accelerației transversale denumită și SMUCIRE, adică:

$$\frac{d\gamma_T}{dt} = \frac{d\gamma_{T_0}}{dt} (1+S) = \frac{g}{2s} (1+S) \frac{\Delta I}{\Delta t} = \frac{g}{2s} (1+S) \frac{I}{L} \cdot \frac{V}{3,6} \text{ [m/s}^3\text{]} \quad (3-41)$$

Din relația (3-41) se observă că smucirea fiind influențată de coeficientul de suplețe S se impune ca valorile acestuia să fie cât mai mici la circulația cu viteze mari. După prescripțiile fișei UIC nr. 703-R, smucirile suportabile de călători au valori  $\frac{d\gamma_{T_0}}{dt} = 0,5...0,8 \text{ [m/s}^3\text{]}$ . Limitarea acestora este impusă și de efectele dinamice care apar la interacțiunea roată-șină și care se suprapun peste cele cvasistatice.

Astfel, la administrația CFR s-au adoptat următoarele valori:

a) pe curbe cu lungimi de racordare normale,  $\frac{\Delta I}{\Delta x} = \frac{I}{L} \leq \frac{140}{V} \text{ [mm/m]}$ ,

căreia îi corespunde  $\frac{\Delta I}{\Delta t} \leq 38,9 \text{ mm/s}$  și  $\frac{\Delta \gamma_T}{\Delta t} \leq 0,36 \text{ m/s}^3$  (cu S=0,4);

b) pe curbe cu lungimi de racordare minime, admise în cazuri excepționale,  $\frac{\Delta I}{\Delta x} = \frac{I}{L} \leq \frac{210}{V} \text{ [mm/m]}$  căreia îi corespunde  $\frac{\Delta I}{\Delta t} \leq 58,3 \text{ mm/s}$  și

$\frac{\Delta \gamma_T}{\Delta t} \leq 0,53 \text{ m/s}^3$ , din care, pentru I=70 mm rezultă lungimile limită ale curbelor

de racordare  $L_{\min} = \frac{V}{2}$  pentru cazul lungimilor normale și  $L_{\min} = \frac{V}{3}$  pentru valorile lungimilor minime ale curbelor de racordare. Se recomandă ca sub aceste limite nu trebuie să se găsească lungimile L determinate de panta supraînălțării.

Curbele fără racordări adică la care nu se respectă condiția  $R \cdot h = const$  produc, în general, o variație neuniformă sau discontinuități ale lui  $I$ , care dau naștere la o accelerație transversală de șoc cu valoarea:

$$\gamma_{T_d} = \frac{\Delta I}{153} (1 + k_d) \quad (3-42)$$

în care  $k_d$  este un coeficient dinamic care ține seama atât de rezistența transversală a căii cât și de mărimea canalului de ghidare. Valoarea maximă a accelerației transversale de șoc  $\gamma_{T_d}$  este limitată la  $1 \text{ m/s}^2$ . Depășirea acestei limite creează un puternic disconfort și poate să fie periclitată chiar siguranța circulației vehiculului.

### 3.3. Variațiile de accelerații pe o cale cu abateri de la dimensiunile nominale

La fel ca și alte sisteme tehnice și calea de rulare a vehiculelor feroviare are toleranțe de execuție și întreținere care să permită funcționarea corespunzătoare a sistemului vehicul-cale.

Abaterile de la dimensiunile nominale ale căii de rulare aflată în curbă, într-un punct oarecare al curbei, sunt următoarele:

a) abaterea de supraînălțare sau de nivel transversal definită prin relația:

$$\Delta h_x = h_x^* - h_x \quad (3-43)$$

în care  $h_x^*$  reprezintă supraînălțarea reală și  $h_x$  este supraînălțarea nominală.

b) abaterea de rază definită prin:

$$\Delta R_x = R_x - R_x^* \quad (3-44)$$

în care  $R_x^*$  reprezintă raza de curbura reală și  $R_x$  cea nominală.

Plecând de la relația (3-44) se poate exprima abaterea de curbura:

$$\Delta k_x = \frac{1}{R_x^*} - \frac{1}{R_x} = \frac{\Delta R_x}{R_x \cdot R_x^*} \quad (3-45)$$

Insuficiența de supraînălțare într-un punct oarecare al curbei are valoarea:

$$I_x^* = 11,8 \cdot \frac{V^2}{R_x^*} - h_x^* = 11,8V^2 \left( \Delta k_x + \frac{1}{R_x} \right) - (h_x^* + h_x - h_x) = 11,8 \frac{V^2}{R_x} + 11,8V^2 \cdot \Delta k_x - (\Delta h_x + h_x)$$

$$I_x^* = 11,8 \frac{V^2}{R_x} + 11,8V^2 \cdot \Delta k_x - \Delta h_x - h_x,$$

adică:

$$I_x^* = I_x + 11,8V^2 \cdot \Delta k_x - \Delta h_x \quad (3-46)$$

în care:

$$I_x = 11,8 \frac{V^2}{R_x} - h_x \text{ reprezintă insuficiența de supraînălțare nominală.}$$



Relația (3-46) pe lângă faptul că este valabilă atât pentru curba circulară cât și pentru curba de racordare, prezintă avantajul că se poate determina foarte ușor (figura 3-3) cu ajutorul încercărilor experimentale realizate cu ajutorul vagonului dinamometric de verificat (măsurat) calea.

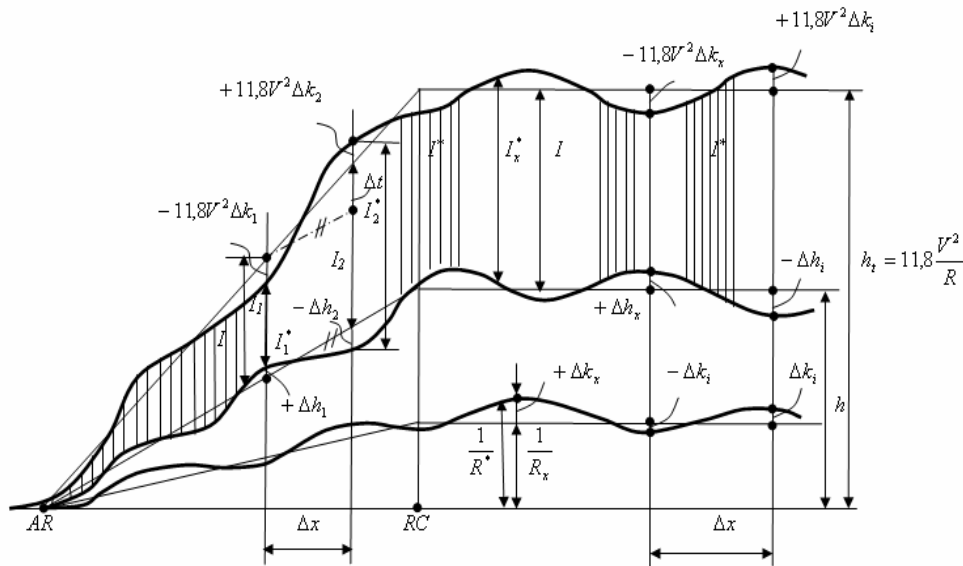


Fig. 3-3

Din examinarea expresiilor abaterilor (relațiile (3-43) și (3-44)) se constată că insuficiența maximă de supraînălțare, adică situația cea mai defavorabilă, se obține pentru valorile pozitive ale abaterii de curbură și pentru cele negative ale abaterii de supraînălțare.

Între două puncte consecutive, distanțate cu  $\Delta x = x_2 - x_1$ , diferența de supraînălțare sau torsionarea căii este dată de relația:

$$t_c = \Delta h^* = h_2^* - h_1^* = (h_2 - h_1) + (\Delta h_2 - \Delta h_1) = \Delta h + (\Delta h_2 - \Delta h_1) \quad (3-47)$$

iar mărimea  $g = \frac{t_c}{\Delta x}$ , adică:

$$g = \frac{\Delta h}{\Delta x} + \frac{\Delta h_2 - \Delta h_1}{\Delta x} \quad [\text{mm/m}] \quad (3-48)$$

definește PANTA (COEFICIENTUL UNGHIULAR) al variației supraînălțării căii sau panta torsionării căii.

Cei doi termeni ai relației (3-48) reprezintă:

$$- \frac{\Delta h}{\Delta x} = \frac{h}{L} = p \quad [\text{mm/m}] \quad \text{PANTA SUPRAÎNĂLȚĂRII NOMINALE care este}$$

constantă;

$$- \frac{\Delta h_2 - \Delta h_1}{\Delta x} \text{ [mm/m]} - \text{o pantă suplimentară care, așa cum rezultă din}$$

expresia ei, depinde de abaterile de supraînălțare ( $\Delta h_2, \Delta h_1$ ) adică de distribuția acestora de-a lungul căii și de mărimea intervalului considerat  $\Delta x$ .

Cu alte cuvinte relația (3-48) exprimă legea de variație a regresiei pantei de torsionare funcție de distanță (spațiu)  $\Delta x$ , care este o funcție neliniară.

Panta supraînălțării,  $p$ , se poate modifica prin „căderea” firului interior al căii ca urmare a traficului intens al trenurilor de marfă care circulă pe cale cu un exces de supraînălțare (viteze mici) în comparație cu trenurile de călători care solicită mai mult firul exterior datorită insuficienței de supraînălțare.

Comitetul de lucru B55 al ORE – UIC, în urma statisticilor efectuate la rețelele de cale ferată europene privind torsionările care se întâlnesc în cale, a stabilit relații care dau valorile limită ale pantelor de torsionare în funcție de baza de măsură  $\Delta x$ .

La CFR, abaterile admise la nivelul transversal atât în aliniament cât și în curbe sunt de 10 mm pe liniile cu viteza maximă de cel mult 50 km/h și de 5 mm pe liniile cu viteze mai mari de 50 km/h. În Tabelul 3-2 sunt date valorile admise la CFR pentru torsionarea căii  $t_c$  cât și panta de torsionare  $g$  în funcție de vitezele de mers, măsurate pe o bază  $\Delta x = 2,5$  m.

Tabelul 3-2

V [km/h]	$t_c$ [mm]	$g = \frac{t_c}{\Delta x}$ [mm/m]
$V \leq 10$	15	6
$V \in (10,30]$	12,5	5
$V \in (30,50]$	10	4
$V \in (50,80]$	9	3,5
$V \in (80,100]$	7,5	3
$V \in (100,120]$	6,5	2,6
$V > 120$	5,5	2,2

Între două puncte consecutive aflate la distanța  $\Delta x$ , diferența de curbură este dată de relația:

$$\Delta k_x^* = \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_1^*} = \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) + \left( \frac{1}{R_2^*} - \frac{1}{R_2} \right) - \left( \frac{1}{R_1^*} - \frac{1}{R_1} \right) = \Delta k + (\Delta k_2 - \Delta k_1) \quad (3-49)$$

iar expresia:

$$\Delta k_x^* / \Delta x = \frac{\Delta k}{\Delta x} + \frac{\Delta k_2 - \Delta k_1}{\Delta x} \quad [\text{m}^{-2}] \quad (3-50)$$

definiște variația în spațiu a curburii.

În relația (3-50) termenul  $\frac{\Delta k}{\Delta x}$  este un termen constant, are valoarea:

$$\frac{\Delta k}{\Delta x} = \left( \frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_1} \right) / \Delta x$$

și reprezintă variația nominală a curburii pe o racordare iar termenul  $\frac{\Delta k_2 - \Delta k_1}{\Delta x}$

depinde de valoarea abaterii de curbura  $\Delta k$  și de modul de distribuire a acesteia în lungul căii și de baza de măsură considerată. La curba circulară acționează doar acest termen.

Relația (3-50), cu alte cuvinte, arată legea de variație a curburilor în funcție de baza de măsură. De asemenea, este o variație neliniară.

În ceea ce privește insuficiența de supraînălțare, variația acesteia între două puncte este:

$$\Delta I^* = I_2^* - I_1^* = I_2 - I_1 + 11,8V^2(\Delta k_2 - \Delta k_1) - (\Delta h_2 - \Delta h_1) \text{ [mm]} \quad (3-51)$$

iar dacă se raportează la baza de măsură  $\Delta x$  rezultă:

$$\Delta I^* \cdot \frac{1}{\Delta x} = \frac{\Delta I}{\Delta x} + 11,8 \cdot \frac{1}{\Delta x} \cdot V^2(\Delta k_2 - \Delta k_1) - \frac{1}{\Delta x}(\Delta h_2 - \Delta h_1) \quad (3-52)$$

care reprezintă variația spațială a insuficienței de supraînălțare în raport cu baza de măsură și această variație este neliniară.

Din figura 3-3 se constată că situația cea mai defavorabilă care conduce la variația cea mai mare a lui I și totodată la insuficiența maximă de supraînălțare, apare la intrarea vehiculului pe curba de racordare când panta supraînălțării are valoarea maximă negativă și variația curburii – valoarea maximă pozitivă.

Dacă într-o astfel de situație:

$$\Delta k_2 = -\Delta k_1 + \Delta k \text{ și } \Delta h_2 = -\Delta h_1 = -\frac{\Delta h}{2}, \text{ atunci:}$$

$$\frac{\Delta I^*}{\Delta x} = \frac{\Delta I}{\Delta x} + 11,8V^2 \frac{2\Delta k}{\Delta x} + \frac{\Delta h}{\Delta x}. \quad (3-53)$$

Variația insuficienței de supraînălțare  $\frac{\Delta I^*}{\Delta x}$  caracterizează COTURILE care

apar în cale. Aceste coturi caracterizate printr-o simplă variație a lui I rezultată din suprapunerea abaterii de curbura peste panta torsionării constituie așa zisele COTURI CONTINUE.

În dreptul joantelor, din cauza diferenței de momente de inerție la eclise față de șine pot să apară și coturi discontinue caracterizate prin UNGHIUL DE ȘOC care se formează între tangentele la cele două curbe în punctul de discontinuitate. Existența acestor coturi nu este acceptată sub nici un fel.

Variația insuficienței de supraînălțare  $\frac{\Delta I^*}{\Delta t}$  dă naștere la SMUCIREA

TRANSVERSALĂ a vehiculului (la viteze mari). Variația de accelerație transversală imprimată vehiculului este:

$$\frac{\Delta\gamma_{T_0}}{\Delta t} = \frac{g}{2s} \cdot \frac{\Delta I^*}{\Delta t} = \frac{1}{153} \cdot \frac{\Delta I^*}{\Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{1}{153} \cdot \frac{V}{3,6} \cdot \frac{\Delta I^*}{\Delta t} \quad [\text{m/s}^3]. \quad (3-54)$$

În această expresie dacă se înlocuiește variația  $\frac{\Delta I^*}{\Delta x}$  cu valoarea ei (relația (3-53)), rezultă corelația dintre abaterile de curbură și de supraînălțare în funcție de  $\frac{\gamma_{T_0}}{\Delta t}$  admis.

### 3.4. Calculul coeficientului de suplețe

#### 3.4.1. Metode de determinare a coeficientului de suplețe

##### 3.4.1.1 Metoda autorului

În figura 3-4 s-a reprezentat modelul propus de autor pentru locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW în scopul determinării coeficientului de suplețe S. În figura 3-4, în partea din stânga, s-au reprezentat atât boghiul cât și cutia locomotivei în stare rotite, iar în dreapta – nerotite. Locomotiva are două boghiuri și suspensie în două etaje suspensie primară + secundară).

Suspensia secundară este cu arcuri de tip flexicoil care se sprijină pe traversele longitudinale ale patruleterului articulat al boghiului. Acestea sunt suspendate de rama boghiului prin suspensorii de lungime  $h_2$  (vezi figura 3-4).

Rigiditatea suspensiei primare de pe o parte a unui boghiu, formată din arcuri din cauciuc, are valoarea  $c_z^+$  iar a suspensiei secundare de pe o grindă longitudinală a patruleterului articulat are valoarea  $c_z^*$ .

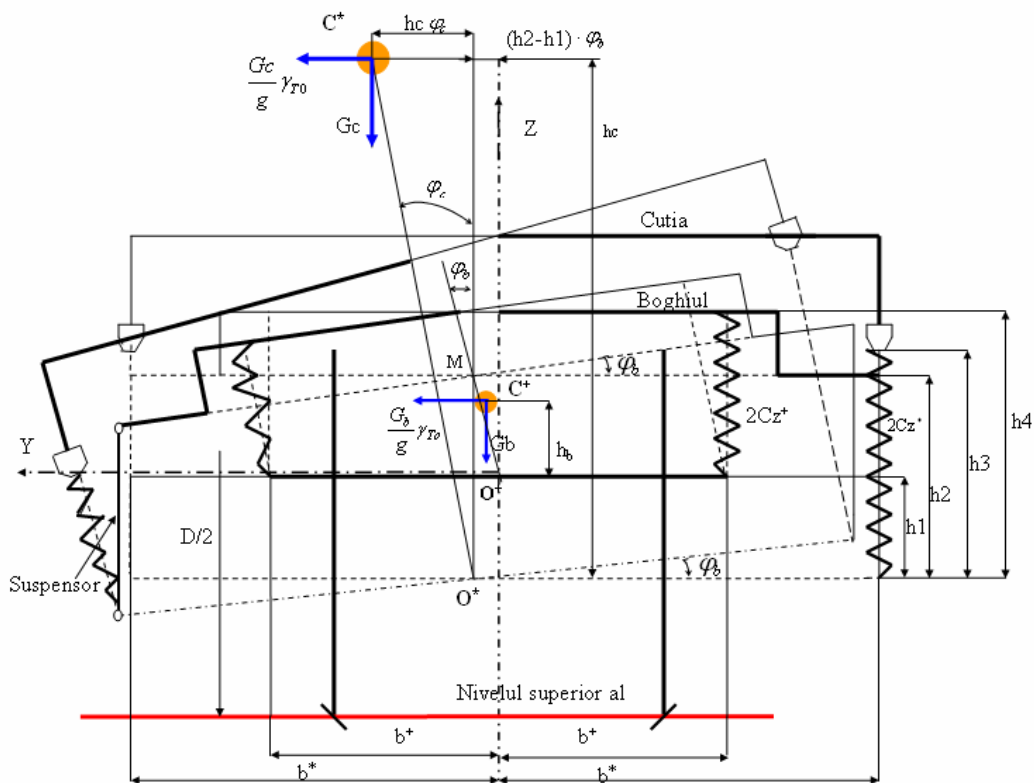
Modelul locomotivei, reprezentat în planul căii, este supus acțiunii forțelor transversale  $G_c \cdot \frac{\gamma_0}{g}$  și  $G_b \cdot \frac{\gamma_0}{g}$  care acționează în centrele de masă  $C^*$  și  $C^+$  ale cutiei respectiv boghiului,  $G_c$  fiind greutatea cutiei iar  $G_b$  greutatea suspendată a boghiului. Sub acțiunea acestor forțe etajul primar se înclină cu unghiul  $\varphi_b$  iar etajul secundar cu unghiul  $\varphi_c$  în jurul axelor de rotație  $O^+$  și  $O^*$ .

Ținând cont de notațiile din figura 3-4, din condiția de echilibru a momentelor forțelor din etajul secundar în raport cu  $O^*$  se obține:

$$\frac{G_c}{g} \cdot \gamma_{T_0} \cdot h_c + G_c \cdot h_c \cdot \varphi_c - 4 \cdot c_z^* \cdot (b^*)^2 \cdot (\varphi_c - \varphi_b) = 0 \quad (3-55)$$

iar din condiția de echilibru față de  $O^+$ , a momentelor forțelor din ambele etaje, rezultă:

$$\frac{G_c}{g} \cdot \gamma_{T_0} \cdot (h_c - h_1) + G_c \cdot [h_c \cdot \varphi_c + (h_2 - h_1) \cdot \varphi_b] + \frac{G_b}{g} \cdot \gamma_{T_0} \cdot h_b + G_b \cdot h_b \cdot \varphi_b - 4c_z^+(b^+)^2 \cdot \varphi_b = 0 \quad (3-56)$$



**Legendă:**

- |                        |                       |                         |
|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| $h_c=1565 \text{ mm};$ | $h_2=526 \text{ mm};$ | $2b^+=1980 \text{ mm};$ |
| $h_b=220 \text{ mm};$  | $h_3=675 \text{ mm};$ | $2b^*=2670 \text{ mm}.$ |
| $h_1=145 \text{ mm};$  | $h_4=795 \text{ mm};$ |                         |

Fig. 3-4. Modelul locomotivei electrice CFR 060 EA de 5100 kW pentru determinarea coeficientului de suplețe

Împărțind relația (3-55) prin  $G_c \cdot h_c$  rezultă:

$$\frac{\gamma_{T_0}}{g} + \varphi_c - \frac{4c_z^*(b^*)^2}{G_c \cdot h_c} (\varphi_c - \varphi_b) = 0 \tag{3-57}$$

Dacă se notează  $A_c = \frac{4c_z^*(b^*)^2}{G_c \cdot h_c}$ ,

$$\tag{3-58}$$

relația (3-57) are forma:

$$\frac{\gamma_{T_0}}{g} + \varphi_c - A_c \cdot (\varphi_c - \varphi_b) = 0 \tag{3-59}$$

Din această relație se poate explicita mărimea unghiului  $\varphi_b$ , astfel:

$$\varphi_b = \varphi_c \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot A_c}, \quad (3-60)$$

relație care după unele transformări se mai poate scrie:

$$\varphi_b + \frac{\gamma_{T_0}}{g} = \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) \cdot \left( \varphi_c + \frac{\gamma_{T_0}}{g} \right) \quad (3-61)$$

Prin împărțirea relației (3-56) la  $G_c \cdot h_c$  rezultă:

$$\frac{1}{g \cdot h_c} \cdot \gamma_{T_0} \cdot (h_c - h_1) + \frac{1}{h_c} \cdot [h_c \cdot \varphi_c + (h_2 - h_1) \cdot \varphi_b] + \frac{G_b}{G_c \cdot h_c \cdot g} \cdot \gamma_{T_0} \cdot h_b + \frac{1}{G_c \cdot h_c} \cdot G_b \cdot h_b \cdot \varphi_b - \frac{4}{G_c \cdot h_c} \cdot c_z^+(b^+)^2 \cdot \varphi_b = 0 \quad (3-62)$$

Notând expresia  $\frac{4}{G_c \cdot h_c} \cdot c_z^+(b^+)^2$  cu  $A_b$  din ultimul termen al relației (3-62) și

făcând unele transformări, această relație devine:

$$\frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} + (h_c - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot h_c} + \varphi_c + \left( \frac{h_2 - h_1}{h_c} + \frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} - A_b \right) \cdot \varphi_b = 0 \quad (3-63)$$

$$\text{Dacă vom nota în continuare cu } A = \left( \frac{h_2 - h_1}{h_c} + \frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} - A_b \right) \quad (3-64)$$

vom obține relația:

$$\frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} + (h_c - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot h_c} + \varphi_c + A \cdot \varphi_b = 0 \quad (3-65)$$

Înlocuind expresia lui  $\varphi_b$  dată de relația (3-60) în relația (3-65) vom obține:

$$\frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} + (h_c - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot h_c} - A \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot A_c} + \varphi_c \left[ 1 + \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) \cdot A \right] = 0$$

sau:

$$\frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} + (h_c - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot h_c} + \varphi_c + A \cdot \left[ \varphi_c \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot A_c} \right] = 0,$$

respectiv:

$$\frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot \left( \frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} + \frac{G_c \cdot (h_c - h_1)}{G_c \cdot h_c} \right) - \frac{A \cdot \gamma_{T_0}}{g \cdot A_c} + \varphi_c \cdot \left[ 1 + \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) \cdot A \right] = 0 \quad (3-66)$$

$$\text{Dacă în relația (3-66) notăm cu } H = \left( \frac{G_b \cdot h_b}{G_c \cdot h_c} + \frac{G_c \cdot (h_c - h_1)}{G_c \cdot h_c} \right) \quad (3-67)$$

și se explicitează mărimea unghiului  $\varphi_c$  rezultă, după unele calcule, se obține:

$$\varphi_c = \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot \frac{\frac{A}{A_c} - H}{1 + \left(1 - \frac{1}{A_c}\right) \cdot A} \quad (3-68)$$

Dacă în expresia lui  $\varphi_b$  dată de relația (3.60) se introduce mărimea unghiului  $\varphi_c$  dată de relația (3-68), rezultă:

$$\varphi_b = \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot \frac{\left(1 - \frac{1}{A_c}\right) \cdot (A - A_c \cdot H - A \cdot A_c) - A_c}{A_c \cdot \left[1 + \left(1 - \frac{1}{A_c}\right) \cdot A\right]} \quad (3-69)$$

În subcapitolul 3.1, cu relația (3-25) s-a arătat relația de legătură între coeficientul de suplețe și unghiul  $\varphi_c$ . Dacă în această relație se înlocuiește expresia lui  $\varphi_c$  dată de relația (3-68), avem:

$$S = \frac{A - A_c \cdot H}{A_c \cdot (A + 1) - A} \quad (3-70)$$

### 3.4.1.2 Metoda ORE

La baza calculului coeficientului de suplețe cu metoda ORE se află ipoteza că atât cutia cât și boghiurile (secțiune transversală) se înclină spre exteriorul curbei sub acțiunea forței  $C_c$  dată de componenta greutății cutiei  $G_c$ . În figura 3-5 s-a reprezentat în partea stânga atât boghiul cât și cutia în poziția nerotită iar în partea dreaptă – ambele rotite spre exteriorul curbei cu unghiurile  $\gamma$  (boghiu) și unghiul  $\beta$  (cutie), locomotiva circulând pe o cale cu o supraînălțare  $h$  respectiv un unghi de înclinare  $\delta$ .

Sub acțiunea forței  $C_c$  atât cutia cât și boghiul își modifică săgețile suspensiei secundare și primare cu valorile  $f_v$  și  $f_{v1}$  (vezi figura 3-5). În aceste suspensii acționează forțele de readucere  $V$  (suspensia secundară) și  $F$  (suspensia primară).

Făcând echilibrul cutiei în raport cu punctul  $O^*$ , adică:  $(\sum M)_{O^*} = 0$ , rezultă:

$$V \cdot 2b^* = C_c \cdot h_c = G_c \cdot h_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) \quad (3-71)$$

și din suma de forțe pe orizontală,  $(\sum F)_{h^+} = 0$ , se obține:

$$H_v = G_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) \quad (3-72)$$

Din relația (3-71) rezultă valoarea reacțiunii  $V$  din arcurile suspensiei secundare de pe o parte a celor două boghiuri, adică:

$$V = \frac{G_c \cdot h_c}{2b^*} \cdot \sin(\gamma + \delta + \beta) \quad (3-73)$$

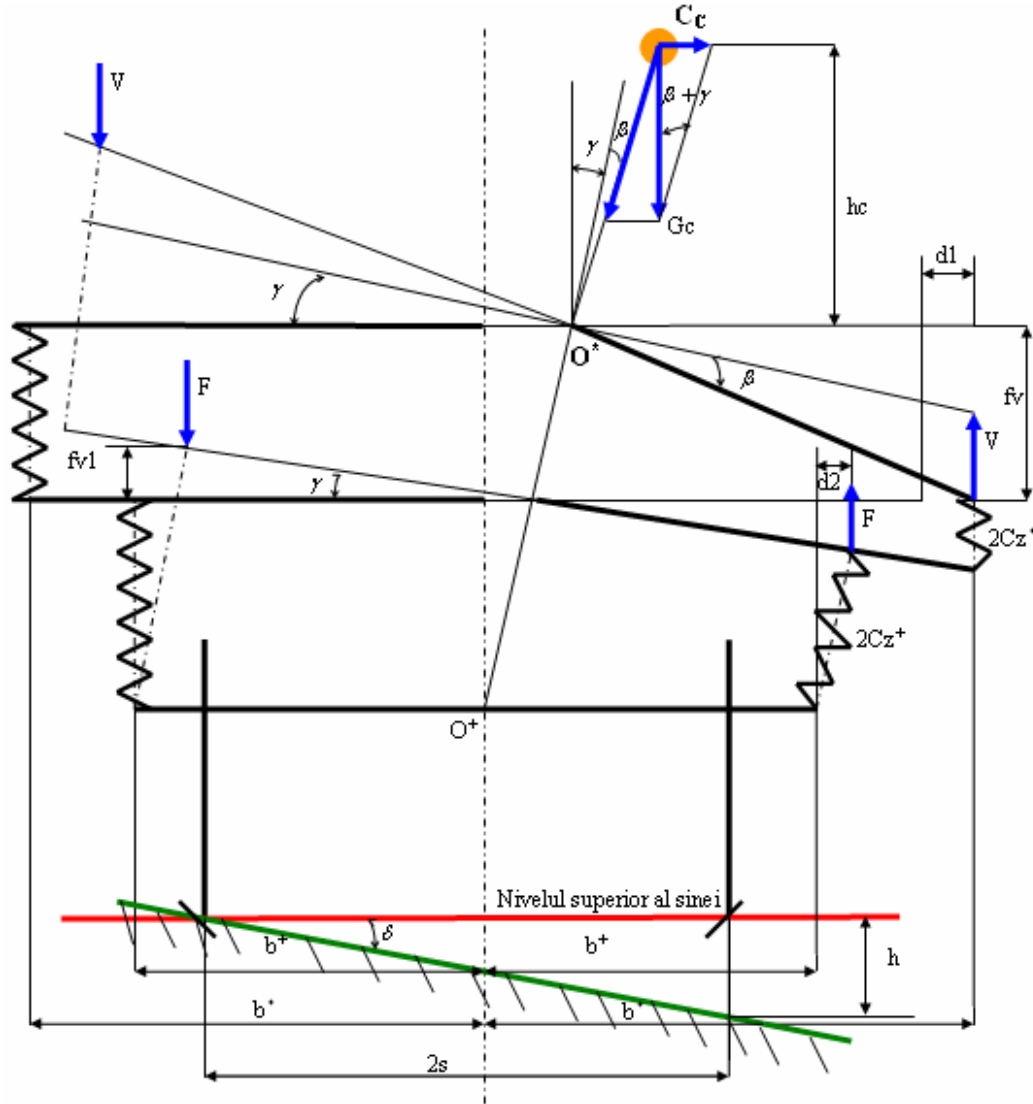


Fig. 3-5.

Săgeata suplimentară  $f_v$  a suspensiei secundare este egală cu:

$$f_v = \frac{V}{2c_z^*} \quad (3.74)$$

Dacă în relația (3-74) înlocuim expresia lui  $V$  rezultă:



$$f_v = \frac{G_c \cdot h_c}{2c_z^* \cdot 2b^*} \cdot \sin(\gamma + \delta + \beta) \quad (3-75)$$

Din figură se observă că:

$$\sin \beta = \frac{f_v}{b^*} = \frac{G_c \cdot h_c}{4c_z^* \cdot b^*} \cdot \sin(\gamma + \delta + \beta) \quad (3-76)$$

Din ecuația de echilibru (3-72) în care  $H_v$  este forța orizontală care acționează asupra cutiei locomotivei putem scrie:

$$H_v = G_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) = 2c_{yc} \cdot d_1 \quad (3-77)$$

în care  $c_{yc}$  reprezintă rigiditatea laterală a suspensiei secundare;

$d_1$  – deplasarea laterală a cutiei locomotivei.

Din relația (3-77) rezultă mărimea deplasării ca fiind:

$$d_1 = \frac{G_c}{2c_{yc}} \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) \quad (3-78)$$

Din echilibrul boghiului rezultă următoarele ecuații de echilibru:

$$F \cdot 2b^+ = V \cdot 2b^* + G_c \cdot d_1 \cdot \cos(\delta + \gamma + \beta) \quad (3-79)$$

$$H_F = G_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) = 2c_{yb} \cdot d_2 \quad , \quad (3-80)$$

unde  $H_F$  este forța orizontală care acționează asupra boghiului.

Din ecuația de echilibru (3-79) se obține valoarea reacțiunii F ca având valoarea:

$$F = V \cdot \frac{2b^*}{2b^+} + \frac{G_c}{2b^+} \cdot d_1 \cdot \cos(\delta + \gamma + \beta) \quad (3-81)$$

Sub acțiunea acestei forțe (variație de sarcină) se modifică săgeata suspensiei primare cu valoarea  $f_{v1}$  dată de relația:

$$f_{v1} = \frac{F}{2c_z^+} \quad (3-82)$$

sau dacă se ține seama de expresia lui F (relația (3-81)), a deplasării  $d_1$  (relația (3-78)) și a forței V (relația (3-73)), rezultă:

$$f_{v1} = \frac{G_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta)}{2b^+ \cdot 2c_z^+} \left[ h_c + \frac{G_c}{2c_{yc}} \cos(\delta + \gamma + \beta) \right] \quad (3-83)$$

Unghiul de rotire al boghiului se determină conform figurii 3-5 astfel:

$$\sin \gamma = \frac{f_{v1}}{b^+} \quad (3-84)$$

sau dacă se ține cont de relația (3-83), rezultă:

$$\sin \gamma = \frac{G_c \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta)}{2b^{+2} \cdot 2c_z^+} \left[ h_c + \frac{G_c}{2c_{yc}} \cos(\delta + \gamma + \beta) \right]. \quad (3-85)$$

Deoarece unghiurile  $\gamma$  și  $\beta$  sunt mici, se poate considera că:  $\sin \gamma = \gamma$ ,  $\sin \beta = \beta$ ,  $\cos(\delta + \gamma + \beta) = 1$  și dacă se notează cu:  $\eta = \gamma + \beta$ , relațiile (3-76), și (3-85) devin:

$$\beta = \frac{G_c \cdot h_c}{4c_z^* \cdot b^*} \cdot (\delta + \eta) \quad (3-86)$$

$$\gamma = \frac{G_c \cdot (\delta + \eta)}{2b^{+2} \cdot 2c_z^+} \left[ h_c + \frac{G_c}{2c_{yc}} \right] \quad (3-87)$$

Cu aceste relații rezultă:

$$\eta = G_c (\eta + \delta) \left[ \frac{h_c}{4c_z^* \cdot b^{*2}} + \frac{1}{4c_z^+ \cdot b^{+2}} \left( h_c + \frac{G_c}{2c_{yc}} \right) \right] \quad (3-88)$$

Dacă se notează cu  $k$  expresia din paranteza dreaptă, rezultă:

$$\eta = \frac{k \cdot \delta}{1 - k} \quad (3-89)$$

Știind că raportul  $S = \frac{\eta}{\delta}$  reprezintă coeficientul de suplețe  $S$  al vehiculului

[fisa ORE] atunci valoarea acestuia este:

$$S = \frac{k}{1 - k}. \quad (3-90)$$

### 3.4.2. Calculul coeficientului de suplețe

#### 3.4.2.1 Calculul după metoda autorului

În relația (3-70) se înlocuiesc valorile fiecărei mărimi care intervine, astfel:

- pentru determinarea valorii lui  $A$  se utilizează relația (3-64):

$$A = \frac{526 - 145}{1565} + \frac{274,68 \cdot 220}{667,08 \cdot 1565} - 27,0074$$

$$A = -26,3609$$

- pentru determinarea lui  $A_c$  se utilizează relația (3-58):

$$A_c = \frac{1,478 \cdot 2670^2}{667,08 \cdot 1565}$$

$$A_c = 10,0926$$

- pentru  $H$  se utilizează relația (3-67):

$$H = \frac{274,68 \cdot 220 + 667,08 \cdot (1565 - 145)}{667,08 \cdot 1565}$$

$$H = 0,9652$$

Cu aceste date coeficientul de suplețe  $S$  dat de relația (3-70) are valoarea:

$$S = \frac{-26,3609 - 10,0926 \cdot 0,9652}{10,0926 \cdot (-26,3609 + 1) + 26,3609}$$

$$S = 0,1572.$$

**Concluzie:** Coeficientul de suplețe rezultat din calcul este mai mic decât 0,225 impus de prescripțiile UIC pentru cazul locomotivelor cu pantograf.

Din relația (3-68) se determină unghiul de înclinare al cutiei  $\varphi_c$  și anume:

$$\varphi_c = \frac{0,64}{9,81} \cdot 0,1572$$

$$\varphi_c = 0,01024 \text{ [rad]} \text{ sau } \varphi_c = 0,5867^\circ.$$

Din relația (3-69) se determină unghiul de înclinare al boghiului:

$$\varphi_b = 0,01024 \cdot \left(1 - \frac{1}{10,0926}\right) - \frac{0,64}{9,81 \cdot 10,0926}$$

$$\varphi_b = 0,00278 \text{ [rad]} \text{ sau}$$

$$\varphi_b = 0,159^\circ.$$

Cum la circulația prin curbe valoarea lui  $2b^*$  se modifică, deoarece grinzile longitudinale EL și HI ale patruleterului articulat se apropie de pivotul fictiv O (vezi figura 5-10), rezultă că și coeficientul de suplețe se modifică conform Tabelului 3-3 și figurii 3-5.

Cum la circulația prin curbe valoarea lui  $b^*$  se modifică, rezultă că și coeficientul de suplețe se modifică conform Tabelului 3-3 și figurii 3-5.

Tabelul 3-3

Nr.crt.	Unghiul de rotire al boghiului $\beta$ [grade]	Distanța $2b^*$ [mm]	Coeficientul de suplețe S
0	1	2	3
1	0	2670.00	0.1572
2	0,1	2669.98	0.1572
3	0,2	2669.94	0.1572
4	0,3	2669.86	0.1573
5	0,4	2669.75	0.1573
6	0,5	2669.61	0.1573
7	0,6	2669.43	0.1573
8	0,7	2669.23	0.1573
9	0,8	2668.99	0.1573
10	0,9	2668.72	0.1574
11	1,0	2668.42	0.1574
12	1,1	2668.08	0.1574
13	1,2	2667.71	0.1575
14	1,3	2667.31	0.1575
15	1,4	2666.88	0.1576
16	1,5	2666.41	0.1576
17	1,6	2665.91	0.1577
18	1,7	2665.38	0.1577
19	1,8	2664.81	0.1578

0	1	2	3
20	1,9	2664.21	0.1578
21	2,0	2663.58	0.1579
22	2,1	2662.91	0.1580
23	2,2	2662.21	0.1581
24	2,3	2661.47	0.1581
25	2,4	2660.70	0.1582
26	2,5	2659.89	0.1583
27	2,6	2659.04	0.1584
28	2,7	2658.16	0.1585
29	2,8	2657.25	0.1586
30	2,9	2656.29	0.1587
31	3,0	2655.30	0.1588
32	3,1	2654.27	0.1589
33	3,2	2653.21	0.1590
34	3,3	2652.11	0.1591
35	3,4	2650.97	0.1592
36	3.5	2649.79	0.1594

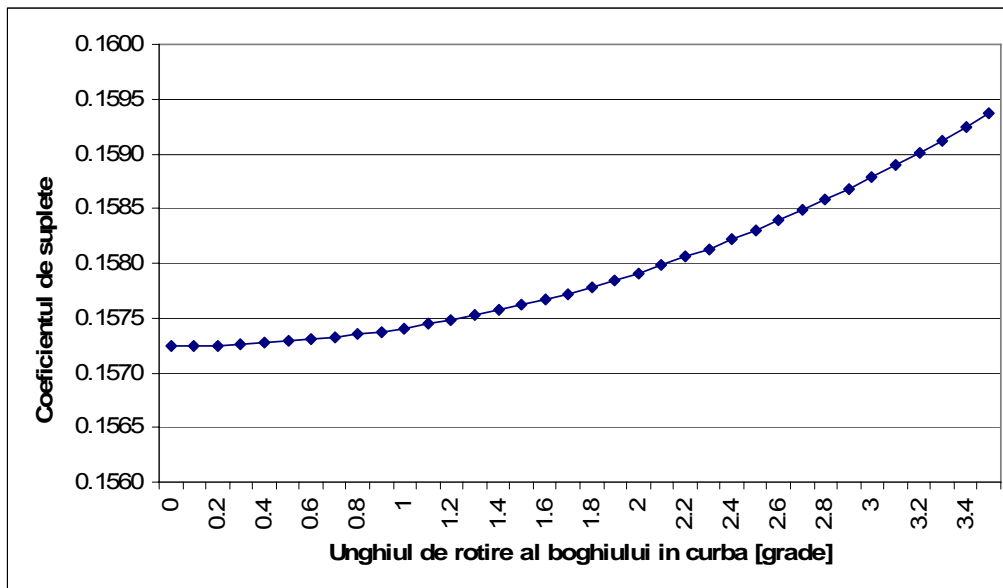


Fig. 3-6. Variația coeficientului de suplete după metoda autorului

### 3.4.2.2 Calculul după metoda ORE

În cazul locomotivei electrice CFR 060-EA de 5100 kW ținând cont de valorile parametrilor din relația pentru determinarea lui  $k$  (vezi relația (3-88)) acesta are valoarea:

$$k = \frac{1,3 \cdot 667,08 \cdot 890}{1,478 \cdot 2670^2} + \frac{1,3 \cdot 667,08}{7,1 \cdot 1980^2} \left( 890 + \frac{1,3 \cdot 667,08}{2 \cdot 0,924} \right)$$

$$k = 0,1156.$$

În relația lui k s-a considerat, conform fișei ORE, greutatea cutiei locomotivei  $G_c = 667,08$  kN multiplicată cu 1,3 ori iar poziția centrului de greutate  $C^*$  al cutiei este:

$$h_c = 1565 - 675$$

$$h_c = 890 \text{ mm (vezi figura 3-4)}$$

Din relația (3-90) pentru calculul coeficientului de suplețe S rezultă:

$$S = \frac{0,1156}{1 - 0,1156}$$

$$S = 0,131.$$

Coeficientul de suplețe rezultat din calcul este mai mic decât 0,225.

La circulația prin curbe valoarea coeficientului de suplețe se modifică așa după cum s-a arătat conform Tabelului 3-4 și figurii 3-7.

Tabelul 3-4

Nr.crt.	Unghiul de rotire al boghiului $\beta$ [grade]	Distanța $2b^*$ [mm]	Coeficientul de suplețe S
0	1	2	3
1	0	2670.00	0.1307
2	0,1	2669.98	0.1307
3	0,2	2669.94	0.1307
4	0,3	2669.86	0.1307
5	0,4	2669.75	0.1307
6	0,5	2669.61	0.1307
7	0,6	2669.43	0.1308
8	0,7	2669.23	0.1308
9	0,8	2668.99	0.1308
10	0,9	2668.72	0.1308
11	1,0	2668.42	0.1308
12	1,1	2668.08	0.1309
13	1,2	2667.71	0.1309
14	1,3	2667.31	0.1309
15	1,4	2666.88	0.1309
16	1,5	2666.41	0.1310
17	1,6	2665.91	0.1310
18	1,7	2665.38	0.1310
19	1,8	2664.81	0.1311
20	1,9	2664.21	0.1311
21	2,0	2663.58	0.1312
22	2,1	2662.91	0.1312
23	2,2	2662.21	0.1313
24	2,3	2661.47	0.1313
25	2,4	2660.70	0.1314
26	2,5	2659.89	0.1315
27	2,6	2659.04	0.1315
28	2,7	2658.16	0.1316

0	1	2	3
29	2,8	2657.25	0.1317
30	2,9	2656.29	0.1317
31	3,0	2655.30	0.1318
32	3,1	2654.27	0.1319
33	3,2	2653.21	0.1320
34	3,3	2652.11	0.1320
35	3,4	2650.97	0.1321
36	3.5	2649.79	0.1322

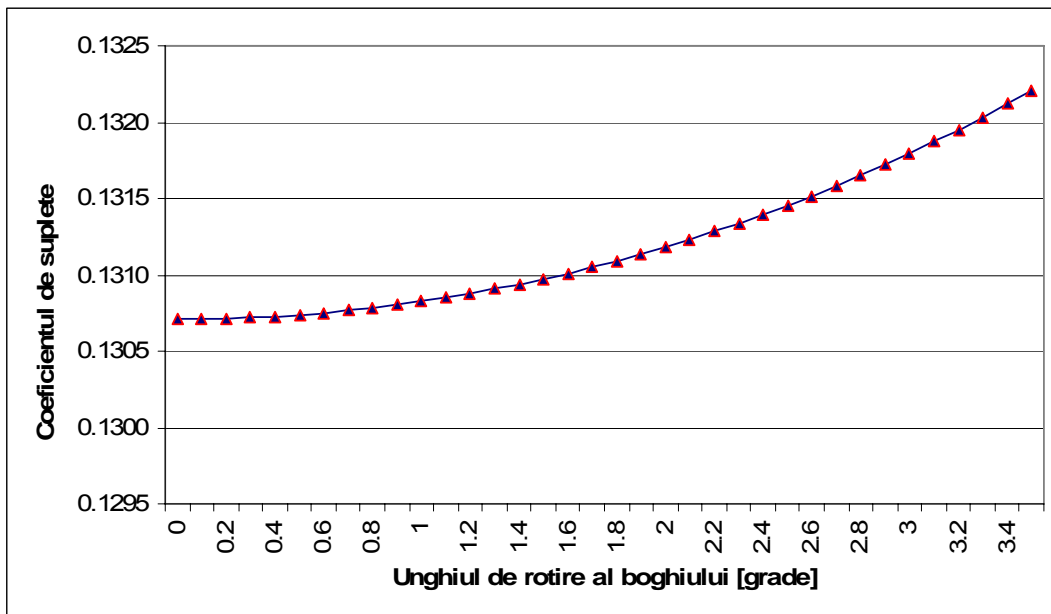


Fig. 3-7. Variația coeficientului de suplețe după ORE

În figura 3-8 s-a reprezentat grafic modificarea parametrului  $2b^*$  la variația unghiului  $\beta$  de rotire al boghiului față de cutia locomotivei.

Tabelul 3-5

Nr. crt.	Unghiul de rotire al boghiului $\beta$ [grade]	Distanța $2b^*$ [mm]	Coeficientul de suplețe S
0	1	2	3
1	0	2670.00	0.1307
2	0,1	2669.98	0.1307
3	0,2	2669.94	0.1307
4	0,3	2669.86	0.1307
5	0,4	2669.75	0.1307
6	0,5	2669.61	0.1307
7	0,6	2669.43	0.1308
8	0,7	2669.23	0.1308
9	0,8	2668.99	0.1308
10	0,9	2668.72	0.1308

0	1	2	3
11	1,0	2668.42	0.1308
12	1,1	2668.08	0.1309
13	1,2	2667.71	0.1309
14	1,3	2667.31	0.1309
15	1,4	2666.88	0.1309
16	1,5	2666.41	0.1310
17	1,6	2665.91	0.1310
18	1,7	2665.38	0.1310
19	1,8	2664.81	0.1311
20	1,9	2664.21	0.1311
21	2,0	2663.58	0.1312
22	2,1	2662.91	0.1312
23	2,2	2662.21	0.1313
24	2,3	2661.47	0.1313
25	2,4	2660.70	0.1314
26	2,5	2659.89	0.1315
27	2,6	2659.04	0.1315
28	2,7	2658.16	0.1316
29	2,8	2657.25	0.1317
30	2,9	2656.29	0.1317
31	3,0	2655.30	0.1318
32	3,1	2654.27	0.1319
33	3,2	2653.21	0.1320
34	3,3	2652.11	0.1320
35	3,4	2650.97	0.1321
36	3,5	2649.79	0.1322

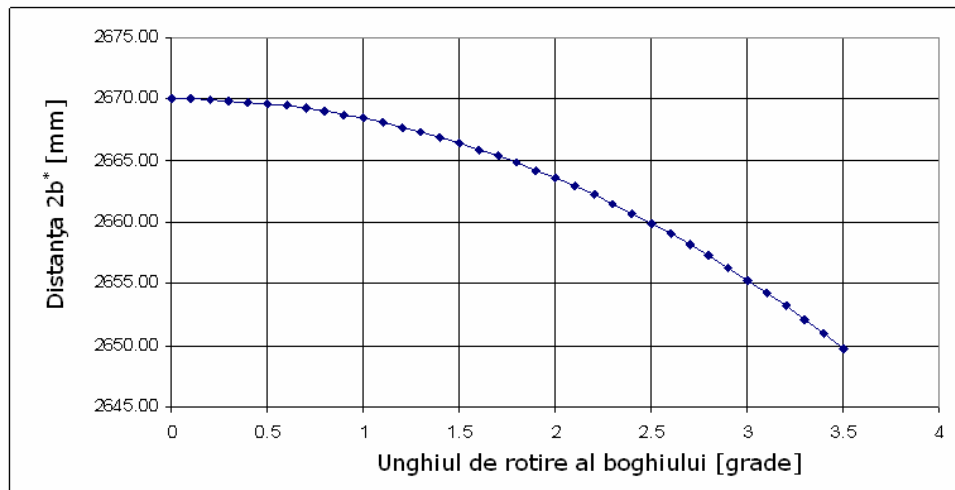


Fig. 3-8. Variația distanței dintre punctele inferioare ale arcurilor elicoidale

**Concluzie:** Comparând cele două valori obținute pentru coeficientul de suplețe și anume:  $S = 0,1572$  după metoda autorului tezei și  $S = 0,131$  după

metoda dată în ORE ( în aliniament și palier) se observă că diferența este mică, deci acceptabilă. În calculele ulterioare (referitoare la verificarea înscrierii în gabaritul cinematic – vezi paragraful 3.7) s-a considerat, pentru siguranță, valoarea mai mare, adică  $S = 0,1572$ .

### 3.5. Poziția axei de ruluu cvasistatic

#### 3.5.1. Considerații generale

Sub acțiunea unei forțe transversale, cutia vehiculului se deplasează transversal și se rotește în jurul axei  $O^*$  cu un unghi  $\varphi_c$ . Această mișcare compusă este similară cu o mișcare de rotație a cutiei vehiculului în jurul unei axe numită AXĂ DE RULIU.

Pentru a determina poziția acestei axe se consideră figura (vezi figura 3-4), având sistemul de axe rectangulare  $Y O^+ Z$  cu originea în  $O^+$  de pe axa de rotație a boghiului.

Ținând cont de particularitățile constructive ale locomotivei CFR 060-EA de 5100 kW (suspensia secundară cu arcuri de tip flexicoil așezate pe grinda longitudinală a patruleterului articulat al boghiului) axa de ruluu a cutiei se află în punctul  $O^*$  din planul patruleterului articulat la intersecția ordonatei  $O^+ Z$  decalată cu deplasarea  $(h_2 - h_1) \cdot \varphi_b$  și dreapta  $O^* C^*$  care este de fapt axa de simetrie a secțiunii transversale a cutiei.

Coordonatele punctului  $O^*$ , respectiv a centrului de masă  $C^*$  sunt următoarele:

$$y_{O^*} = (h_2 - h_1) \cdot \varphi_b \quad (3-91)$$

$$z_{O^*} = -h_1 \quad (3-92)$$

Înlocuind valoarea lui  $\varphi_b$  determinată în subcapitolul 3.7 cu relația (3-60) pentru această locomotivă avem:

$$y_{O^*} = (h_2 - h_1) \cdot \frac{\varphi_c}{A_c} \cdot \left( A_c - 1 - \frac{\gamma_{T_0}}{g} \right) \quad (3-93)$$

Dacă în expresia lui  $y_{O^*}$  se înlocuiește valoarea lui  $\varphi_c$  determinată tot în subcapitolul 3.7 cu relația (3-68) rezultă:

$$y_{O^*} = (h_2 - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot S \cdot \frac{A_c - 1 - \frac{\gamma_{T_0}}{g}}{A_c} \quad (3-94)$$

sau:

$$y_{O^*} = (h_2 - h_1) \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot \frac{A - A_c \cdot H}{A_c \cdot (A + 1) - A} \cdot \frac{A_c - 1 - \frac{\gamma_{T_0}}{g}}{A_c} \quad (3-95)$$



**3.5.2. Determinarea coordonatelor centrului de ruliu**

Înlocuind valorile mărimilor care intră în relația (3-94) vom obține:

$$y_{O^*} = (526 - 145) \cdot \frac{0,64}{9,81} \cdot 0,1572 \cdot \frac{10,093 - 1 - \frac{0,64}{9,81}}{10,093}$$

$$y_{O^*} = 3,45 \text{ mm}, \quad z_{O^*} = -145 \text{ mm},$$

adică:  $O^*(3,45; -145)$ .

**Observație:** La calculul coordonatelor punctului  $O^*$  s-a considerat că valoarea accelerației transversale în planul căii este  $\gamma_{T_0} = 0,64 \text{ m/s}^2$ . Această valoare este corespunzătoare circulației locomotivei în curba de rază  $R=300 \text{ m}$ , supraînălțarea  $h=95 \text{ mm}$  și viteza  $V=70 \text{ km/h}$ . A se vedea Tabelul 3-5.

Tabelul 3-6

Parametrii	Viteza [km/h]									
	0	5	10	20	30	42,05	50	60	70	80
$\gamma_{T_0} [\text{m/s}^2]$	-0,76	-0,75	-0,72	-0,59	-0,37	0	0,31	0,78	1,34	1,98
$\Delta Q_0 [\text{kN}]$	-9,8	-9,7	-9,3	-7,6	-4,8	0	4,1	10,2	17,4	25,7

**3.6. Calculul insuficienței și excesului de supraînălțare**

S-a considerat că locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW circulă în curba de rază  $R=300 \text{ m}$  care are o supraînălțare  $h=120 \text{ mm}$ , apoi într-o curbă de rază  $R=250 \text{ m}$  având supraînălțarea de  $120 \text{ mm}$  și într-o curbă cu raza  $R=180 \text{ m}$  cu supraînălțarea de  $116 \text{ mm}$ . Considerând valoarea coeficientului de suplețe  $S=0,1572$  care s-a determinat anterior, pentru diferite viteze de mers  $V$  ale locomotivei s-au determinat, în tabelele următoare, valorile unor parametri ca:  $I$ ,  $E$ ,  $h_t$ ,  $\varphi_c$ ,  $\gamma_{T_0}$  și

$\gamma_T$ .

R=180 m, h=120 mm Tabelul 3-7, a

Parametrii	Viteza [km/h]									
	0	5	10	20	30	42,05	50	60	70	80
$I [\text{mm}]$	-116	-114	-109	-90	-57	0	48	120	205	304
$E [\text{mm}]$	116	114	109	90	57	0	-48	-120	-205	-304
$h_t [\text{mm}]$	0	1,6	6,6	26,2	59	116	164	236	321	420
$\gamma_{T_0} [\text{m/s}^2]$	-0,76	-0,75	-0,72	-0,59	-0,37	0	0,31	0,78	1,34	1,98
$\gamma_T [\text{m/s}^2]$	-0,88	-0,87	-0,83	-0,68	-0,43	0	0,36	0,91	1,55	2,3
$\varphi_c [\text{rad}]$	-0,012	-0,012	-0,11	-0,0094	-0,006	0	0,005	0,013	0,022	0,032
$\Delta Q_0 [\text{kN}]$	-9,8	-9,7	-9,3	-7,6	-4,8	0	4,1	10,2	17,4	25,7

R=250 m, h=120 mm Tabelul 3-6, b

Parametrii	Viteza [km/h]								
	0	10	20	30	40	50,403	60	70	80
I [mm]	-120	-115	-101	-78	-44	0	50	111	182
E [mm]	120	115	101	78	4	0	-50	-111	-182
$h_t$ [mm]	0	5	19	42	76	120	170	231	302
$\gamma_{T_0}$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0,78	-0,75	-0,66	-0,51	0,29	0	0,33	0,73	1,19
$\gamma_T$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0,91	-0,87	-0,77	-0,59	-0,34	0	0,38	0,84	1,38
$\varphi_c$ [rad]	-0,013	-0,012	-0,011	-0,0081	-0,0047	0	0,0052	0,012	0,019
$\Delta Q_0$ [kN]	-10,17	-9,77	-8,57	-6,57	-3,77	0	4,23	9,43	15,43

De exemplu, din Tabelul 3-6, a rezultă faptul că până la viteza nominală  $V_0 = 42,05$  km/h corespunzătoare lui  $h$  și  $R$  ale căii de rulare, accelerațiile  $\gamma_T$  imprimare cutiei sunt negative, adică sunt dirijate spre interiorul curbei, iar înclinările cutiei, negative și ele, sunt de asemenea spre interiorul curbei. S-a considerat că locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW circulă în curba de rază  $R=300$  m care are o supraînălțare  $h=120$  mm, apoi într-o curbă de rază  $R=250$  m având supraînălțarea de 120 mm și într-o curbă cu raza  $R=180$  m cu supraînălțarea de 116 mm. Considerând valoarea coeficientului de suplețe  $S=0,1572$  care s-a determinat în subcapitolul 3.7, pentru diferite viteze de mers  $V$  ale locomotivei s-au determinat, în tabelul următor, valorile unor parametri ca  $I$ ,  $E$ ,  $h_t$ ,  $\varphi_c$ ,  $\gamma_{T_0}$  și  $\gamma_T$ .

### 3.7. Verificarea înscrierii locomotivei în gabaritul cinematic

În general, se verifică gabaritul maximal de construcție al unui vehicul, pentru valorile lui  $n_i$  și  $n_a$  (Anexa A – fișa UIC nr.505-1) [\*\*\*\*\*11]. Totodată s-a convenit de a verifica toate punctele ieșite în relief (proeminențe), cât și acele care, prin amplasarea lor, sunt susceptibile să vină în contact cu gabaritul maximal de construcție al vehiculului în secțiunea considerată.

Valorile lui  $h$  care figurează în tabelele următoare reprezintă înălțimile caracteristice ale conturului de referință a gabaritului cinematic (vezi figura 3-10). Pentru a se deduce gabaritul maximal de construcție, ele trebuie să fie corectate cu valorile deplasărilor verticale. Mai este necesar să se completeze și cu alte valori care să țină cont de poziția unor elemente ieșite în relief (proeminențe) la vehiculul considerat.

În figura 3-10 s-au reprezentat pozițiile relative ale diferitelor gabarite, unele în raport cu celelalte, cât și elementele principale, care intervin la determinarea gabaritului maximal de construcție al vehiculului.

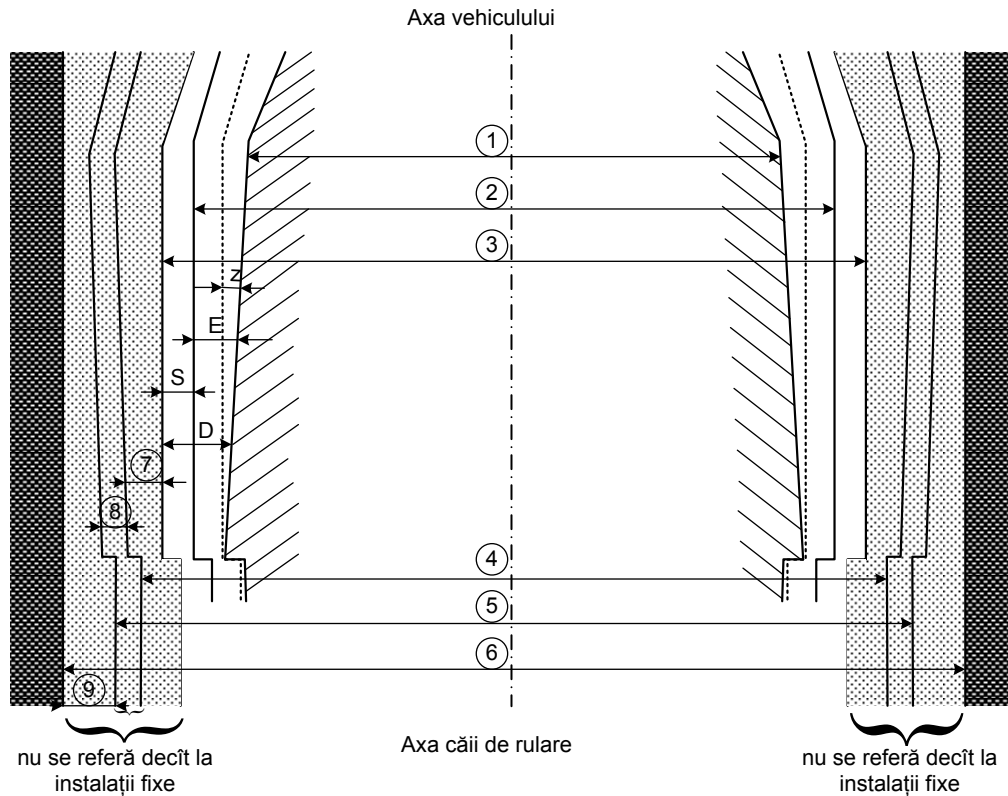


Fig. 3-9. Pozițiile relative ale gabaritelor

În figura 3.9 s-au făcut următoarele notații:

- 1 – gabaritul maximal de construcție;
- 2 – conturul de referință al gabaritului cinematic;
- 3 – poziția limită a vehiculului considerată în formulele de calcul al reducerilor (retragerilor);
- 4 – gabaritul limită cinematic al vehiculului;
- 5 – gabaritul limită pentru obstacole;
- 6 – gabaritul de amplasare al obstacolelor;
- E – retragerile (reducerile) ( $E_i$  sau  $E_a$ );
- S – proeminența transversală (pentru vehicul  $S_0$ =proeminența maximă)
- D – deplasarea transversală;
- 7 – deplasarea cvasistatică datorită excesului sau insuficienței de supraînălțare care depășește 50 mm (pentru  $S=0,4$ ,  $h_c=0,5$  m);
- 8 – valoare suplimentară care ține seama de defectele căii, de oscilații, disimetrii  $\leq 1^0$  și de deplasările care rezultă;
- 9 – marjă proprie fiecărei rețele de cale ferată care ține cont de situații particulare (transporturi excepționale, vânturi dominante importante transversale etc).

În figura 3-10 s-a reprezentat conturul de referință al gabariturii cinematic care este același pentru toate vehiculele feroviare care circulă în trafic internațional [\*\*\*\*\*21].

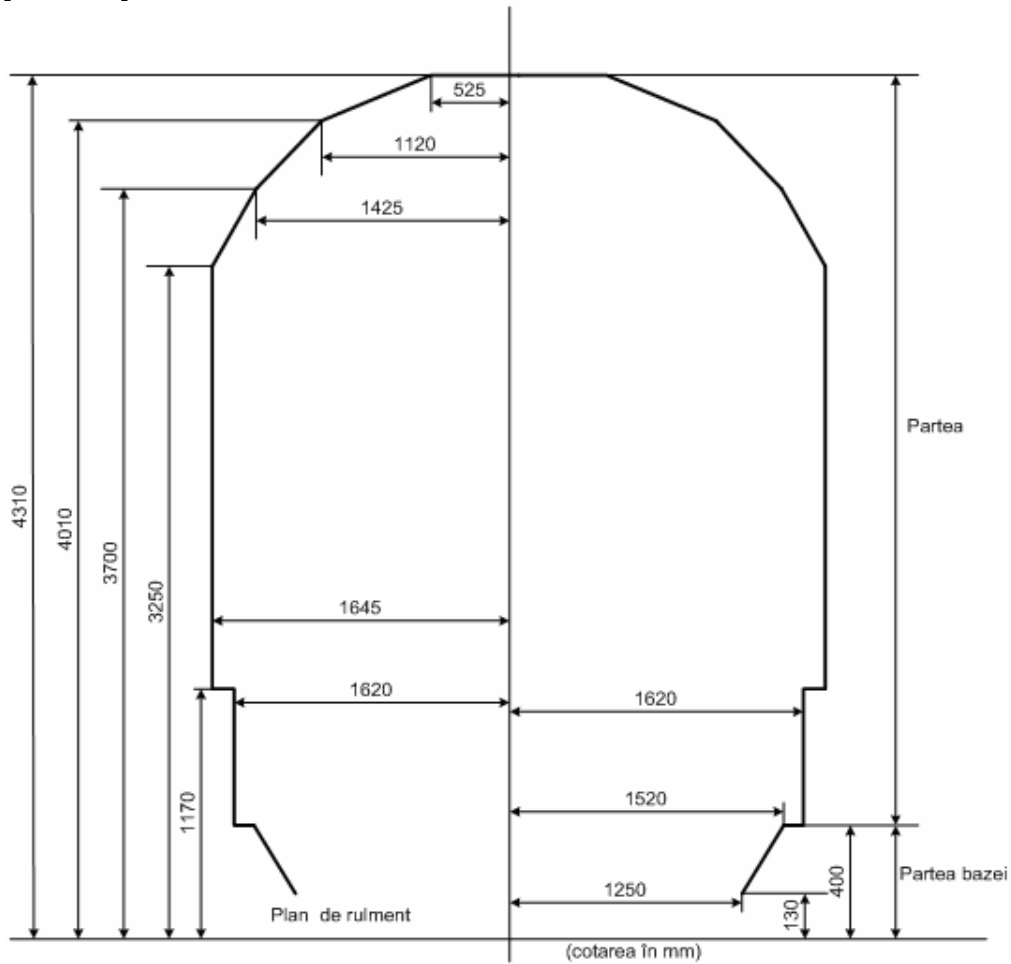


Fig. 3-10. Conturul de referință al gabariturii în trafic internațional

### 3.7.1. Elementele preliminare pentru calcul

În Tabelul 3-7 sunt date valorile și explicațiile notațiilor din ecuațiile utilizate pentru calculul retragerilor.

Notații utilizate

Tabelul 3-8

Simbol	Semnificație	Valoare
e	Ecartamentul căii	1435 mm
$l_c$	Lungime consolă	
d	Distanța dintre fețele exterioare ale butelor bamd. măsurat la 10 mm sub cercurile de rulare cu bazele considerate la limite de uzură (limita maximă $d = 1,41$ m)	$d = 1,41$ m
$E_e$	retragerea exterioară : *	
$E_i$	retragerea interioară : **	
h	Înălțimea față de planul de rulare	
$h_c$	Înălțimea centrului de ruliu a secțiunii	0,5 m
$n_i$	Distanța între secțiunea considerată și pivotul cel mai apropiat, pentru secțiuni situate în zona ampatamentului	
$n_a$	Distanța între secțiunea considerată și pivotul cel mai apropiat, pentru secțiuni în afara zonei ampatamentului	
q	Jocul transversal între osie și cutia de osie	0,0013
S	Coeficient de suplețe	0,1572 [autor] 0,131[ORE]
R	Raza curbei considerată	250 m
$R_v$	Raza curbei de racordare	$\geq 250$ m
z	Abaterea de la poziția mediană la un exces sau insuficiență supraînălțare de 0,05 m și o asimetrie mai mare de $1^\circ$	
$\mu$	Coeficientul de aderență la demaraj	$> 0,2$
$\delta$	Unghiul de supraînălțare al căii	
$\eta_o$	Unghiul de disimetrie măsurat în grade, cauzat de toleranțele de execuție, reglarea suspensiei și repartizării inegale a sarcinii	$< 1^\circ$
$G_L$	Greutatea locomotivei	117,12 kN (120tf)
$G_{cutie}$	Greutatea cutiei	667,08 kN (68 tf)
a	Distanța între pivoți: ampatamentul	10,3 m
$a_b$	Ampatamentul boghiului	4,35 m
$w_\infty$	Jocul transversal posibil dintre șasiul cutiei și rama boghiului în aliniament	-
$w_i$	Jocul transversal posibil dintre șasiul cutiei și rama boghiului pentru punctele aflate între pivoți	0,053 m
$w_a$	Jocul transversal posibil dintre șasiul cutiei și rama boghiului pentru punctele aflate în consolă	0,053 m

\*\* - valoarea reducerii cotelor semilățimilor față de conturul de referință pentru secțiunile situate între osiile de capăt la vehiculele de acționare fără boghiuri sau între pivoți la vehiculele de acționare cu boghiuri;

\* - valoarea reducerii cotelor semilățimilor față de conturul de referință pentru secțiuni situate în exteriorul osiilor de capăt la vehiculele de acționare fără boghiuri sau în exteriorul pivotoilor la vehiculele de acționare cu boghiuri.

### 3.7.2. Determinarea reducerilor cutiei locomotivei

În relațiile de calcul al reducerilor cutiei locomotivei (conform fișei UIC nr. 505-1) valorile parametrilor caracteristici ai locomotivei CFR 060-EA de 5100 kW sunt următorii :

$$\begin{aligned} a &= 10,3 \text{ m} \\ d &= 1,410 \text{ m} \\ p &= 4,35 \text{ m} \quad (\text{în calcule se utilizează valoarea} \end{aligned}$$

$$p = \sqrt{4,35^2 - 0,075^2} = 4,346 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} q &= 0,0013 \text{ m} \\ S &= 0,1572 \text{ (metoda autorului)} \end{aligned}$$

și

$$\begin{aligned} S &= 0,131 \text{ (metoda ORE)} \\ h_c &= 0,500 \text{ m și } 0,800 \text{ m (conform fișei UIC 505-1)} \\ \eta_0 &< 1^\circ \\ \mu &> 0,2 \end{aligned}$$

$$\text{Se consideră } w_{i(R)} = w_{a(R)} = 0,053 \text{ m}$$

$$\text{Deoarece } \frac{a^2 + p^2}{4} = \frac{10,3^2 + 4,349^2}{4} = 31,252 < 100, \text{ rezultă că } x_i = 0$$

(conform fișei UIC 505-1).

a) În cazul **secțiunii de la mijlocul ampatamentului locomotivei**, adică

$$n = \frac{a}{2} = 5,15 \text{ m la aplicarea relației pentru calculul lui } E_i \text{ se calculează :}$$

$$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} = 10,3 \cdot 5,15 - 5,15^2 + \frac{4,349^2}{4} = 31,251, \text{ valoare care este superioară lui } 7,5.$$

Formula care se aplică este următoarea :

$$E_i = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} + q + w_{i(250)} + z - 0,030 \text{ pentru } h <$$

0,400 m.

Înlocuind valorile parametrilor caracteristici ai locomotivei se obține:

$$E_i = \frac{31,251}{500} + \frac{1,465 - 1,410}{2} + 0,0013 + 0,0053 + z - 0,030$$

$$E_i = 0,1143 + z$$

în care  $z = \frac{S}{30}(h - h_c)$ , unde  $h_c = 0,500$  [UIC].

Valorile lui  $E_i$  pentru  $S = S_1 = 0,1572$  sunt date în Tabelul 3-8.

$h_c = 0,500 ; S = 0,1572$  Tabelul 3-9

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
4,310	0,0199	0,525	0,134	0,391
4,010	0,0184	1,120	0,133	0,987
3,700	0,0168	1,425	0,1317	1,294
3,250	0,0144	1,645	0,129	1,516
1,170	0,0035	1,645 1,620	0,118	1,527 1,502
0,500	0	1,620	0,114	1,506

Valorile lui  $E_i$  pentru  $S = S_2 = 0,131$  sunt date în Tabelul 3-9.

$h_c = 0,500 ; S = 0,131$  Tabelul 3-10

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
4,310	0,0166	0,525	0,131	0,394
4,010	0,0153	1,120	0,130	0,990
3,700	0,014	1,425	0,129	1,297
3,250	0,012	1,645	0,126	1,519
1,170	0,0029	1,645 1,620	0,117	1,528 1,503
0,500	0	1,620	0,114	1,506

b) În cazul **secțiunii de la marginea interioară a grindei longitudinale a patruleterului articulată** pe care se sprijină suspensia secundară, adică :

$n = 0,905$  (vezi figura 3-11)

la aplicarea relației de calcul a lui  $E_i$  se calculează :

$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} > 7,5$ . Formula care se aplică în acest caz este

$$E_i = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} + q + w_{i(250)} + z - 0,030 \text{ pentru } h > 0,400 \text{ m.}$$

Înlocuind valorile parametrilor caracteristici ai locomotivei se obține că :

$$E_i = 0,0771 + z$$

în care  $z = \frac{S}{30}(h - h_c)$ , unde  $h_c = 0,500$ .

Pentru  $S = S_1 = 0,1572$  se obține  $z = \frac{0,1572}{30}(h - h_c) = 0,00524(h - h_c)$ ,

iar pentru  $S = S_2 = 0,131$  se obține  $z = \frac{0,131}{30}(h - h_c) = 0,00437(h - h_c)$ .

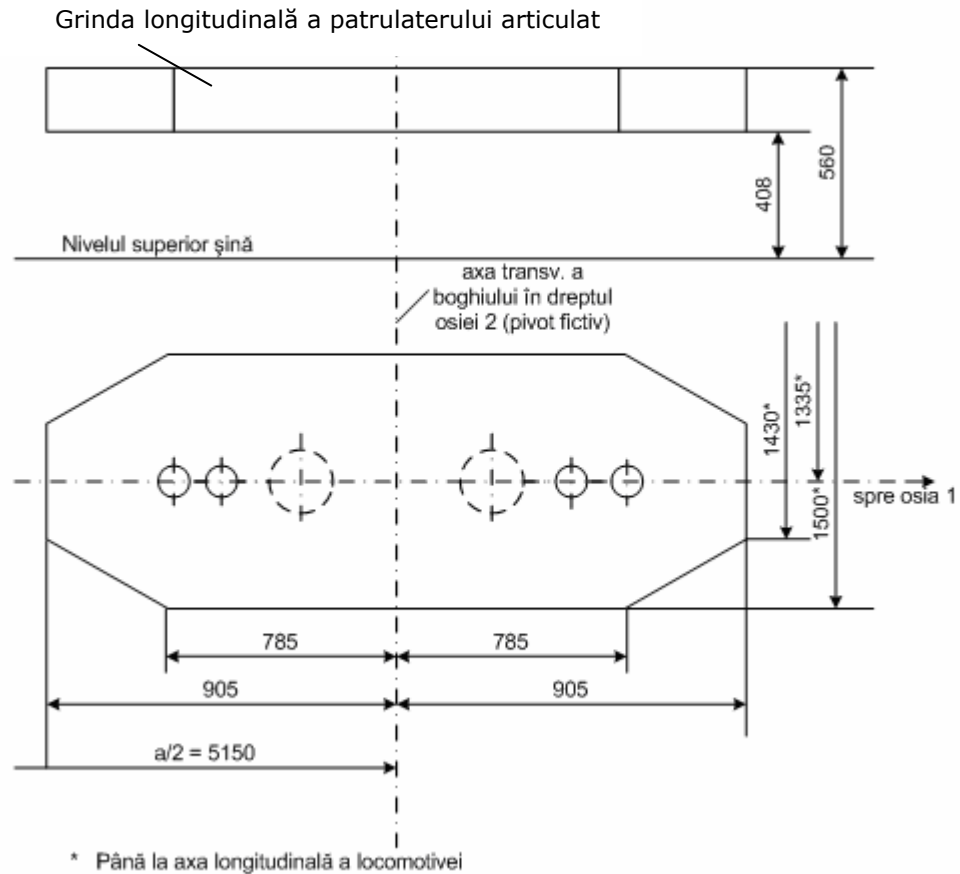


Fig. 3-11

Ne interesează care sunt reducerile la cotele de  $h = 0,408$  m și  $h = 0,560$  m la care se situează traversa boghiului.

$S = 0,1572$

Tabelul 3-11

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
0,560	0,0003	1,620	0,0774	1,543
0,408	-0,0005	1,620	0,0776	1,542

$S = 0,131$

Tabelul 3-12

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
0,560	0,00026	1,620	0,0774	1,543
0,408	-0,0004	1,620	0,0775	1,543

c) În cazul **secțiunii de la marginea exterioară a traversei boghiului** pe care se sprijină suspensia secundară, adică :

$n = 0,905$  (vezi figura 3-11 )

la aplicarea relației de calcul a lui  $E_a$  se calculează :



$$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} > 5$$

În această situație se aplică formula

$$E_a = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \left( \frac{1,465 - d}{2} + 2 \right) \cdot \frac{2n + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n}{a} + w_{a(250)} \cdot \frac{n + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0,025$$

$$\text{unde } x_a = \frac{1}{750} \left( a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} - 120 \right) = -0,167 < 0.$$

Se consideră că  $x_a = 0$ , atunci  $E_i = 0,0826 + z$ ,

$$\text{în care } z = \frac{S}{30}(h - h_c) = \frac{S}{30}(h - 0,500)$$

$$\text{Pentru } S = S_1 = 0,1572 \text{ se obține } z = \frac{0,1572}{30}(h - 0,500) = 0,00524(h - h_c),$$

$$\text{iar pentru } S = S_2 = 0,131 \text{ se obține } z = \frac{0,128}{30}(h - 0,500) = 0,00427(h - h_c)$$

Ne interesează care sunt reducerile la cotele de  $h = 0,408$  m și  $h = 0,560$  m la care se situează traversa boghiului.

$S = 0,1572$

Tabelul 3-13

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
0,560	0,0003	1,620	0,0829	1,537
0,408	-0,0005	1,620	0,0821	1,538

$S = 0,131$

Tabelul 3-14

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_i$	Semilățimea disponibilă
0,560	0,0003	1,620	0,0829774	1,537
0,408	-0,0004	1,620	0,0822775	1,538

d) În cazul **secțiunii din dreptul traversei de capăt a cutiei locomotivei**, adică :

$$n = 4,100 \text{ m [*****20]}$$

la aplicarea relației de calcul a lui  $E_a$  se calculează :

$$a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4} > 7,5$$

În această situație se aplică formula:

$$E_a = \frac{a \cdot n - n^2 + \frac{p^2}{4}}{500} + \left( \frac{1,465 - d}{2} + 2 \right) \cdot \frac{2n + a}{a} + w_{i(250)} \cdot \frac{n}{a} + w_{a(250)} \cdot \frac{n + a}{a} + z + [x_a]_{>0} - 0,030$$

formulă valabilă pentru  $h > 0,400$  cu

$$x_a = \frac{1}{750} \left( a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} - 120 \right) < 0.$$

Deoarece  $x_a < 0$ , valoarea lui nu se consideră, atunci

$$E_i = 0,2255 + z,$$

$$\text{în care } z = \frac{S}{30} (h - h_c) = \frac{S}{30} (h - 0,500)$$

Pentru  $S = S_1 = 0,1572$  se obține:

$$z = \frac{0,1572}{30} (h - 0,500) = 0,00524(h - h_c),$$

iar pentru  $S = S_2 = 0,131$  se obține  $z = \frac{0,131}{30} (h - 0,500) = 0,00437(h - h_c)$ .

$S = 0,1571$

Tabelul 3-15

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_a$	Semilățimea disponibilă
4,310	0,0199	0,525	0,245	0,280
4,010	0,0184	1,120	0,244	0,880
3,700	0,0168	1,425	0,242	1,180
3,250	0,0144	1,645	0,240	1,141
1,170	0,0035	1,645 1,620	0,230	1,415 1,390
0,500	0	1,620	0,226	1,394

$S = 0,131$

Tabelul 3-16

h	z	Semilățimea conturului de referință	$E_a$	Semilățimea disponibilă
4,310	0,0166	0,525	0,242	0,283
4,010	0,0153	1,120	0,241	0,879
3,700	0,0140	1,425	0,239	1,186
3,250	0,0120	1,645	0,237	1,408
1,170	0,0029	1,645 1,620	0,228	1,417 1,392
0,500	0	1,620	0,226	1,394

În dreptul traversei de capăt semilățimea cutiei locomotivei este conform documentației, adică are valoarea de 0,870 m.

### 3.7.3. Determinarea deplasărilor laterale ale cutiei și ramei boghiului

Deplasarea laterală a cutiei se determină cu relația (3-78):

$$d_1 = \frac{G_c}{2c_{yc}} \cdot \sin(\delta + \gamma + \beta) = \frac{G_c}{2c_{yc}} (\delta + \gamma + \beta) = \frac{G_c}{2c_{yc}} (\delta + \eta) \quad (3-96)$$

Valoarea lui  $\delta$  se calculează din supraînălțimea maximă  $h$  a căii în curbă, adică

$$\sin \delta = \delta = \frac{h}{2s}$$

unde  $2s=1500$  mm, reprezintă distanța dintre planurile cercurilor de rulare ale roților unei osii;

$h=150$  mm – supraînălțarea maximă la CFR.

Cunoscînd pe  $S$ , se poate determinat  $\eta$  ca fiind egal :

$$\eta = S \cdot \delta$$

Deplasarea exterioară a ramei boghiului este dată de relația:

$$d_2 = \frac{G_c}{2c_{yb}} \cdot \sin(\gamma + \beta + \delta) = \frac{G_c}{2c_{yb}} (\eta + \delta) \quad (3-97)$$

#### 3.7.3.1 După metoda ORE:

a) Deplasarea laterală a cutiei:

La acest caz valoarea lui  $d_1$  pentru  $c_{yc}=0,231$  kN/mm este:

$$d_1 = 53,07, \text{ adică } d_1=53 \text{ mm.}$$

b) Deplasarea laterală a ramei boghiului:

Cunoscînd valoarea lui  $c_{yb} = 38$  kN/mm, rezultă:

$$d_2 = 1,29, \text{ adică } d_2 = 1,3 \text{ mm.}$$

#### 3.7.3.2 După metoda autorului:

a) Deplasarea laterală a cutiei:

$$d_1 = 41,66 \text{ mm, adică } d_1 = 41,7 \text{ mm}$$

b) Deplasarea laterală a ramei boghiului:

$$d_2 = 1,01 \text{ mm, adică } d_2 = 1 \text{ mm.}$$

### 3.7.4. Determinarea reducerilor pantografului

Caracteristicile pantografelor locomotivelor de cale normală sunt date în fișa UIC nr.608.

În cazul locomotivelor electrice trebuie să se respecte poziția limită rezultantă a conturului de referință (vezi figura 3-12), adică trebuie ca la aceste caracteristicile (jocurile și coeficientul de suplețe a părții de susținere a pantografului) și poziția pantografului în raport cu osiile să fie astfel alese încît

mărimile  $E_i$  și  $E_a$  (pantograful ridicat la 6,5 m față de planul de rulare) să fie negative sau nule.

Aceste condiții sunt respectate dacă secțiunea în care se ridică patina pantografului este situată în apropierea axei transversale a boghiului, cu alte cuvinte pentru o valoare mică a lui  $n$  sau zero.

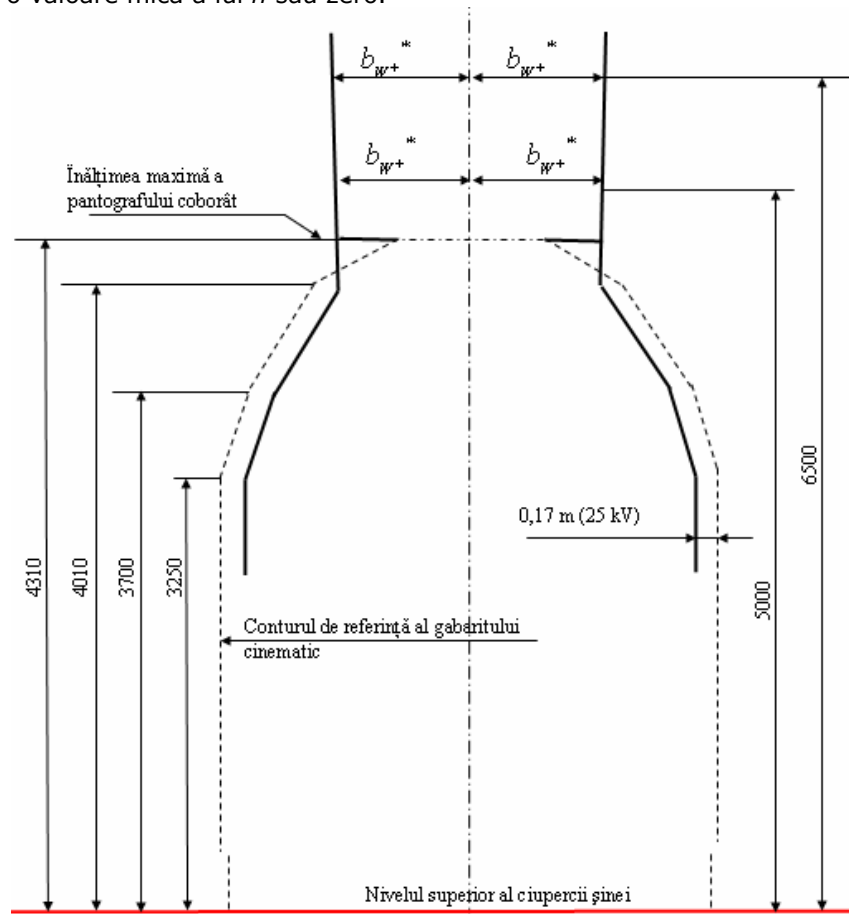


Fig.3-12.

Pentru determinarea mărimilor  $E'_i$ ,  $E'_a$ ,  $E''_i$  și  $E''_a$  sunt necesare următoarele calcule prealabile. În cazul locomotivelor fără pivot real se calculează (vezi fișa UIC nr.505-1) jocurile :

$$j'_i = q + w_i - 0,0375$$

$$j'_a = q \frac{2n + a}{a} + w_a \frac{n + a}{a} + w_i \frac{n}{a} - 0,0375$$

Dacă aceste jocuri sunt variabile în funcție de raza curbei, atunci în locul lui  $j'_i$  se va lua valoarea lui  $w_i$  maximă la nivelul pivotului, iar în locul lui  $j'_a$  - valoarea maximă a lui  $w_a$  corespunzătoare lui  $w_i$ .

Deoarece coeficientul de suplețe  $S \leq 0,225$  (cazul general) rezultă:

$$z' = \frac{8}{30}(S - 0,225) + (t - 0,03) + (\tau - 0,01) + 6(\theta - 0,005)$$

iar dacă  $S > 0,225$ , implică o valoare a lui  $z'$  dată de relația :

$$z' = \frac{8}{10}(S - 0,225) + (t - 0,03) + (\tau - 0,01) + 6(\theta - 0,005).$$

De asemenea, în cazul general, când  $S \leq 0,225$  valoarea lui  $z''$  se calculează cu relația :

$$z'' = \frac{6}{30}S + \sqrt{\left(t \frac{h - h_t}{6,5 - h_t}\right)^2 + \tau^2 + [\theta(h - h_c)]^2} - 0,0925.$$

iar dacă  $S > 0,225$

$$z'' = \frac{6}{10}S + \sqrt{\left(t \frac{h - h_t}{6,5 - h_t}\right)^2 + \tau^2 + [\theta(h - h_c)]^2} - 0,1825.$$

Parametrii caracteristici ai locomotivei electrice CFR 060 EA de 5100 kW necesari determinării reducerilor în cazul pantografului sunt :

$a = 10,300$  m;

$p = 4,350$  m (în relație se înlocuiește cu valoarea 4,349, așa după cum s-a arătat anterior );

$n = 0,540$  m;

$d = 1,410$  m;

$w_{i(250)} = 0,053$  m;

$w_{a(250)} = 0,053$  m;

$q = 0,0013$  m;

$S = 0,1572$ ;

$h_c = 0,500$  m;

$h_t = 4,650$  m (desen de ansamblu al locomotivei);

$\tau = 0,01$  m– toleranța de construcție și de montare a pantografului (distanța care este admisă între axa cutiei locomotivei mijlocul patinei pantografului) (vezi fișa UIC 505-1);

$\theta = 0,0016$  rad– toleranța de reglare a suspensiei (înclinare a cutiei ca urmare a unui reglaj defectuos al suspensiei);

$t = 0,014$  m– indice de suplețe al pantografului (deplasarea transversală pe care o are patina pantografului, când acesta este ridicat la 6,50 m sub acțiunea unei forțe laterale de 300 N) (vezi fișa UIC 505-1);

În cazul secțiunii considerate la  $n = 0,540$  de la pivotul fictiv al locomotivei :

$$a \cdot n + n^2 - \frac{p^2}{4} < 5$$

Conform fișei UIC 505-1, pag.47 este preponderentă în acest caz înscrierea în aliniament iar  $E'_a$  și  $E''_a$  se calculează cu relațiile :

$$E'_a = j'_a + z' + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{2n}{a} \text{ pentru } h = 6,5 \text{ m}$$

$$E_a'' = j_a'' + z'' + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{2n}{a} \text{ pentru } h = 5,0 \text{ m.}$$

Se calculează jocul  $j_a'$  cu relația de mai sus, adică :

$$j_a' = q \frac{2n + a}{a} + w_a \frac{n + a}{a} + w_i \frac{n}{a} - 0,0375, \quad j_a' = 0,035.$$

Deoarece  $S < 0,225$ , se aplică relația de calcul a lui  $z'$  :

$$z' = \frac{8}{30}(S - 0,225) + (t - 0,03) + (\tau - 0,01) + 6(\theta - 0,005), \quad z' = -0,1445 \text{ la } h = 6,5 \text{ m.}$$

Se calculează valoarea lui  $z''$  pentru  $h = 5 \text{ m}$  cu relația:

$$z'' = \frac{6}{30}S + \sqrt{\left(t \frac{h - h_t}{6,5 - h_t}\right)^2 + \tau^2 + [\theta(h - h_c)]^2} - 0,0925$$

$$z'' = -0,0485 \text{ la } h = 5,0 \text{ m.}$$

Dacă pantograful este ridicat la înălțimea  $h = 6,5 \text{ m}$  față de planul de rulare (nivelul superior al șinei), valoarea lui  $E_a'$  este :

$$E_a' = j_a' + z' + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{2n}{a}, \quad E_a' = -0,1066 < 0.$$

Cînd pantograful se află ridicat la înălțimea  $h = 5,0 \text{ m}$  față de planul de rulare, valoarea lui  $E_a''$  este :

$$E_a'' = j_a'' + z'' + \frac{1,465 - d}{2} \cdot \frac{2n}{a}, \quad E_a'' = -0,0106 < 0.$$

### 3.7.5. Concluzii

a) Din examinarea Tabelului 3-8 și a Tabelului 3-9 se constată că în secțiunea de mijloc a locomotivei ( $n = a/2 = 5,15 \text{ m}$ ), unde semilățimea maximă a cutiei locomotivei este de  $3000/2 = 1500 \text{ mm}$ , semilățimea disponibilă este superioară lui  $1500 \text{ mm}$ , adică nu se depășește gabaritul cinematic.

b) Din Tabelul 3-10 și Tabelul 3-11, respectiv Tabelul 3-12 și Tabelul 3-13 se constată că în dreptul traversei, pe care se sprijină suspensia secundară a locomotivei, atît la partea interioară a acesteia (cota 905), cît și la partea exterioară a acesteia (cota 905)(vezi figura 3-11), semilățimile disponibile din înscrierea în gabaritul cinematic sunt superioare semilățimii de  $1500$ , adică a cutiei locomotivei. Traversa nu iese din gabaritul cinematic.

c) În Tabelul 3-14 și Tabelul 3-15 s-au calculat semilățimile disponibile ale cutiei locomotivei în dreptul traversei de capăt a șasiului locomotivei ( $n = 4,100 \text{ m}$ ). Lățimea cutiei în dreptul acestei traverse este de  $1,740/2 = 0,870 \text{ m}$ . Se observă că semilățimile disponibile sunt superioare semilățimii cutiei, adică nu se depășește de către cutie gabaritul cinematic.

d) Întrucît valorile lui  $E_a'$  și  $E_a''$  sunt negative ( $E_a' = -0,1066$  și  $E_a'' = -0,0106$ ), pantograful este bine amplasat la distanța de  $0,540 \text{ m}$  față de axa pivotului fictiv.

## 4. Analiza cu metoda elementului finit a comportării arcurilor elicoidale de tip flexicoil sub sarcină

### 4.1. Metoda elementului finit pentru studierea stării de tensiuni și deformații.

Metoda elementului finit a apărut ca o necesitate de a studia starea de tensiune și deformație pentru structuri de mare complexitate geometrică, pentru care calculul se face mai ușor în cazul în care întregul corp se împarte în domenii mai simple. Datorită caracterului de generalitate al acestei metode, ea s-a extins cu rapiditate aproape în toate domeniile calculului ingineresc, care au la bază metodele fizico-matematice de calcul [F1]. Deși numele metodei elementului finit a fost introdus recent, conceptul a fost utilizat acum câteva secole în urmă. De exemplu, matematicienii din antichitate au aflat circumferința cercului aproximându-l ca pe un poligon.

Aplicarea metodei elementului finit sub forma actuală își are începuturile în fundamentarea următoarelor metode și teorii cu aplicații deosebite în inginerie:

- metoda reziduurilor ponderate (Gauss 1795, Galerkin 1915, Biezeno-Koch 1923);
- metode variaționale (Rayleigh 1870, Ritz 1909);
- diferențe finite (Richardson 1910, Liebman 1918, Southwell 1940);
- diferențe finite variaționale (Varga 1962);
- testarea continuității funcțiilor pe subdomenii (Courant 1947, Prager-Synger 1947);
- rezoluția prin analogie structurală (Hreikoff 1941, McHenry 1943, Mewark 1949);
- discretizarea în elemente finite a mediilor continue (Argyris 1959, Turner, Clough, Martin și Tropp 1956);
- introducerea noțiunii de element finit (Clough 1960).

Se poate spune că metoda elementului finit așa cum se cunoaște astăzi a fost prezentată în 1956 de către Turner, Clough, Martin și Tropp într-o lucrare în care prezintă aplicarea elementelor finite simple (bare cu articulații și placă triunghiulară cu sarcini aplicate în plan) pentru analiza structurii aparatelor de zbor, fiind considerată una din contribuțiile cheie în dezvoltarea metodei elementului finit.

Noțiunea de *element finit* a apărut pentru prima dată în lucrarea lui R. W. Clough în anul 1960, intitulată „Elementul finit în analiza stărilor plane de tensiune”. Zienkiewicz și Cheung au dat o interpretare largă metodei elementului finit și practic semnaleză aplicabilitatea ei la orice problemă inginerescă. Cu această interpretare generală a metodei elementului finit, s-a constatat că, de fapt, și ecuațiile metodei elementului finit pot fi, de asemenea, obținute folosind metoda reziduurilor ponderate, cum este, de exemplu, metoda Galerkin sau abordarea prin metoda celor mai mici pătrate. Toate acestea au condus la un larg interes răspândit printre specialiști în matematică aplicată în aplicarea metodei elementului finit pentru

rezolvarea problemelor liniare și neliniare. De-a lungul anilor au fost publicate diferite lucrări la conferințe și cărți referitoare la această metodă.

Calculatoarele numerice au asigurat mijloace rapide de efectuare a unui volum mare de calcule implicate în analiza cu elemente finite și a făcut, practic, ca metoda să fie aplicabilă. Se poate spune că metoda elementelor finite fără utilizarea calculatoarelor numerice de mare capacitate nu ar fi viabilă. O dată cu dezvoltarea calculatoarelor digitale de mare viteză, aplicarea metodei elementului finit a progresat cu o viteză impresionant de mare.

#### 4.1.1. Noțiuni de bază privind metoda elementului finit

Metoda elementului finit sau analiza cu element finit se bazează pe conceptul construirii obiectelor complicate din obiecte mai simple sau divizarea obiectelor complicate în obiecte mai simple pentru care se pot aplica scheme de calcul cunoscute.

În multe situații aparatulajul matematic existent nu este suficient pentru găsirea soluției exacte, uneori chiar a unei soluții aproximative, pentru majoritatea problemelor practice. Ideea de bază în metoda elementului finit este de a găsi soluția unei probleme complicate, înlocuind-o prin una mai simplă.

În rezolvarea problemelor complexe pentru care soluțiile analitice sunt dificile prin aparatulajul matematic existent, sunt cunoscute două direcții de rezolvare aproximativă [F1]:

1. Utilizarea unor metode aproximative de rezolvare a ecuațiilor diferențiale pentru un model de calcul exact. Acest lucru se poate face astfel:
  - Se neglijează termenii de importanță secundară care permit în continuare rezolvarea exactă;
  - Se aplică metodele numerice în rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale. Metoda diferențelor finite este foarte eficientă în obținerea rapidă a unor soluții acceptabile.
2. Utilizarea unor metode exacte de rezolvare aplicate unor modele de calcul aproximative, care se pot obține prin acceptarea unor ipoteze simplificatoare privind cea mai probabilă configurație a deplasărilor care respectă condițiile pe contur. După gradul de generalitate al ipotezelor folosite, se disting două categorii de ipoteze:
  - Ipoteze cu caracter general aplicabile întregului corp, dintre care se poate aminti ipoteza secțiunilor plane și normale (ipoteza lui Bernoulli aplicabilă în teoria barelor), ipoteza lui Kirckoff, aplicabilă în teoria plăcilor subțiri, ipoteza nedeformabilității conturului, etc.
  - Ipoteze cu caracter local, valabile pentru porțiuni mai mici sau subdomenii, componente ale unei entități complexe. Ipotezele acceptabile trebuie să asigure continuitatea dintre subdomenii. Metoda elementelor finite folosește ipoteze cu caracter local în elaborarea modelului aproximativ de calcul.

Metoda elementelor finite a apărut ca o consecință a necesității de a calcula structuri de rezistență complexe pentru care modelele analitice de calcul nu sunt operabile. Ideea de bază este aceea că în cazul în care structura se împarte în mai multe părți numite „elemente finite”, pentru fiecare dintre acestea se pot aplica teoriile de calcul corespunzătoare schematizării adoptate (teoria de placă, bară sau masiv). Împărțirea întregului în părți de dimensiuni mai mici, operație care poartă denumirea consacrată de „discretizare” va avea drept efect obținerea de forme simple pentru elementele finite componente ale structurii. Modelul de calcul utilizat



În analiza cu elemente finite este un model aproximativ, obținut prin asamblarea elementelor finite componente, ținând cont de geometria structurii. Conectarea elementelor finite se realizează numai în anumite puncte numite puncte nodale sau „noduri”. Nodurile reprezintă punctele de intersecție ale liniilor de contur rectilinii sau curbe ale elementelor finite. Elementele finite pot fi uni-, bi- sau tridimensionale, în funcție de geometria structurii pe care o modelează [D10].

Nodurile sunt plasate, de obicei, pe contururile elementului unde elementele adiacente sunt conectate între ele. Deoarece variația reală a variabilei de câmp (deplasarea, tensiunea, temperatura, presiunea sau viteza) în interiorul continuului nu este cunoscută, se admite că variația variabilei de câmp pe domeniul unui element finit poate fi aproximată printr-o funcție simplă. Aceste funcții de aproximare (numite modele de interpolare) sunt definite în funcție de valorile variabilelor de câmp în noduri.

Caracterul aproximativ al metodei elementului finit rezultă ca urmare a faptului că geometria reală este întotdeauna înlocuită cu o rețea de elemente finite care urmărește forma reală, dar nu o poate reda cu exactitate decât numai pentru anumite geometrii particulare, datorită numărului finit de elemente, iar mărimile necunoscute ale problemei sunt calculate numai în nodurile structurii. Rezultă de aici concluzia că precizia de calcul crește o dată cu creșterea numărului de elemente finite. Continuitatea rezultatelor obținute depinde de caracterul de continuitate pe care funcțiile de aproximare trebuie să-l asigure la nivelul zonelor interelemente.

Formularea metodei elementului finit se bazează pe exprimarea condițiilor de extrem pe care unele mărimi care intervin în fenomenul studiat trebuie să le satisfacă. Metoda elementelor finite este o metodă cu un vast domeniu de aplicabilitate care se bucură de avantajul unei formulări relativ simple. Caracterul de generalitate al metodei îi conferă avantajul de a se adapta cu modificări simple celor mai complexe și variate probleme cum sunt problemele liniare și neliniare, solicitări de contact, probleme de mecanica ruperii, grupate în cele trei tipuri de probleme: probleme de echilibru, probleme de valori proprii și probleme de propagare.

#### 4.1.2. Etapele de aplicare a metodei

Aplicarea metodei elementului finit presupune parcurgerea următoarelor etape [F1, F2]:

1. *Studiul structurii* în vederea alegerii unui model de calcul și a tipurilor de elemente finite adecvate care să reproducă cât mai fidel starea reală de tensiune și deformație. Alegerea tipurilor de elemente finite trebuie să se facă în concordanță cu precizia și calitatea rezultatelor pe care se doresc a se obține.
2. *Discretizarea structurii* trebuie să se facă de așa manieră încât în zonele de interes cum sunt zonele cu concentratori de tensiune sau în alte zone în care dorim un calcul cât mai exact, dimensiunile elementelor finite să fie cât mai mici. Trecerea de la zonele cu elemente finite de dimensiuni mici la elementele finite cu dimensiuni mari trebuie să se facă prin intermediul elementelor finite de trecere progresive în scopul eliminării distorsiunilor care se produc la trecerile bruște.

La alegerea modului de discretizare se va în vedere ca elementele finite să nu fie distorsionate. Se recomandă ca raportul dintre lungimile laturilor să fie apropiat de 1, iar în plus cazul elementelor finite de tip patrulater sau hexaedru se va avea în vedere ca unghiurile dintre laturi să fie apropiate de 90°. Distorsiunile

care intervin în geometria elementelor finite pot conduce la distorsiuni severe ale rezultatelor obținute.

Pentru majoritatea programelor de analiză cu elemente finite există module de preprocesare a datelor de intrare cu ajutorul cărora se pot face discretizări parametriche sau automate. Și în aceste cazuri verificarea configurației elementelor finite folosite reprezintă o etapă importantă în rezolvarea cu erori minime a analizei propuse.

3. *Studiul elementelor finite* în vederea constituirii ecuațiilor elementelor finite. Aceste ecuații care descriu comportarea mediului în cuprinsul unui element poartă denumirea de ecuații elementare. Necunoscute în aceste ecuații sunt gradele de libertate impuse pentru tipul de element utilizat. Constituirea ecuațiilor elementare se poate face în mai multe moduri, în funcție de categoria din care face parte problema studiată.

- Metoda directă, a cărei aplicare este sugerată de metoda deplasărilor. Este o metodă simplă, intuitivă și ușor de aplicat, dar utilizarea ei se poate face doar la calculul structurilor alcătuite din bare. În cazul structurilor de rezistență se ajunge la un sistem de ecuații de forma:

$$\{P_e\} = [K_e] \{U_{(e)}\} \quad (4-1)$$

unde:

$[K_e]$  reprezintă matricea caracteristicilor fizico-geometrice a elementului finit, cunoscută sub denumirea de matricea de rigiditate a elementului. Această matrice se bucură de proprietăți speciale dintre care se poate aminti faptul că este matrice pătrată, simetrică în raport cu diagonala principală. Diagonala principală conține numai elemente pozitive.

$\{U_{(e)}\}$  este o matrice coloană și reprezintă vectorul deplasărilor nodale necunoscute pentru elementul finit.

$\{P_e\}$  este o matrice coloană și reprezintă vectorul forțelor nodale generalizate ale elementului finit.

- Metode variaționale – sunt cele mai utilizate în analiza cu elemente finite a problemelor mecanice și termice. Dintre acestea se poate aminti principiul lucrului mecanic virtual și teorema minimului energiei interne de deformație.
  - Metoda reziduurilor este o metodă generală, care se folosește în cazul în care metodele variaționale nu pot fi aplicate. Metoda reziduurilor permite o abordare unitară a problemelor liniare și neliniare, de propagare și de valori proprii. În cadrul acestei metode se înlocuiește criteriul de minimizare a energiei interne de deformație cu minimizarea reziduurilor.
  - Formularea pe baza bilanțului energetic prin utilizarea primei legi a termodinamicii. Această formulare permite abordarea problemelor specifice mecanicii mediilor continue în domeniul liniar și neliniar, ale câmpurilor electromagnetice, ale câmpurilor termice, etc.
4. *Transformarea matricelor de rigiditate* a elementelor din sistemul de coordonate local în sistemul de coordonate global al structurii.
  5. *Asamblarea ecuațiilor elementare* în sistemul de ecuații atașat structurii sau asamblarea elementelor finite. În cadrul acestei etape se impune condiția ca funcțiile necunoscute ale problemei să aibă aceleași valori în nodurile comune.

Asamblarea ecuațiilor elementare constă, de fapt, în asamblarea matricilor de rigiditate  $[K_e]$  ale elementelor finite în matricea de rigiditate  $[K_g]$  a structurii și a vectorilor forțelor nodale generalizate  $\{P_e\}$  în vectorul forțelor nodale generalizate  $\{P_g\}$  pentru întreaga structură.

În urma operației de asamblare se obține un sistem de ecuații de forma:

$$\{P_g\} = [K_g] \{U_g\} \quad (4-2)$$

unde  $\{U_g\}$  reprezintă vectorul funcțiilor necunoscute pentru întreaga structură.

Rezolvarea problemei se face luându-se în considerare condițiile pe contur. Cum anumite deplasări sunt cunoscute în conformitate cu modul de rezemare al structurii și de asemenea, anumite forțe din noduri sunt date, numărul total de necunoscute ale problemei se vor reduce corespunzător. Rezultă un sistem redus de ecuații de forma:

$$\{P_r\} = [K_r] \{U_r\} \quad (4-3)$$

În acest sistem de ecuații, matricea de rigiditate redusă  $[K_r]$  se obține prin suprimarea în matricea de rigiditate  $[K_g]$  a acestor linii și coloane corespunzătoare gradelor de libertate pentru care deplasările sunt nule, în conformitate cu modul de rezemare al întregii structuri. Matricea de rigiditate  $[K_r]$  a structurii se bucură de aceleași proprietăți ca și matricea de rigiditate  $[K_e]$  și este o matrice a căror elemente sunt dispuse în jurul diagonalei principale, celelalte elemente fiind nule. Această ultimă proprietate facilitează operația de inversare a ei cu necesități minime de memorie.

6. *Rezolvarea sistemului de ecuații (4-3)* se face prin unul din procedeele numerice cunoscute (metoda Gauss, metoda iterativă Jacobi, metoda Gauss-Siedel și metoda relaxării). În acest mod se determină necunoscutele principale ale problemei, care sunt de fapt, valorile gradelor de libertate din noduri.
7. *Calculul necunoscutelor secundare* ale problemei care, în cazul structurilor de rezistență sunt deformațiile specifice  $\varepsilon$ ,  $\gamma$  și componentele  $\sigma$ ,  $\tau$  ale tensorului tensiunii.

Programele profesionale moderne de analiză cu elemente finite sunt prevăzute cu module de postprocesare a datelor de ieșire, etapă în care se realizează o prelucrare superioară a mărimilor care caracterizează starea de tensiune și deformație a corpului.

#### 4.1.3. Analiza stării de tensiune și deformație

În problemele de analiza stării de tensiune și deformație formularea metodei elementului finit se poate face alegând drept necunoscute fie deplasările, fie eforturile sau o parte deplasări și o parte eforturi. Formularea problemei conform acestor opțiuni se poate face în deplasări, eforturi sau mixtă. Cea mai utilizată dintre acestea este formularea în deplasări  $[F1, F3]$ .

În cele ce urmează se consideră o tijă dreaptă, de secțiune variabilă, încărcată cu sarcini axiale  $q(x)$  repartizate de-a lungul axei geometrice (figura 4-1).

Conform modului de rezemare, se admite ipoteza că singurele deplasări diferite de zero sunt deplasările  $u(x)$  de-a lungul axei  $x$  a tijei. Aplicarea metodei elementului finit presupune împărțirea tijei în „n” elemente finite, care în acest caz sunt elemente finite de tip tijă sau elemente finite monoaxiale.

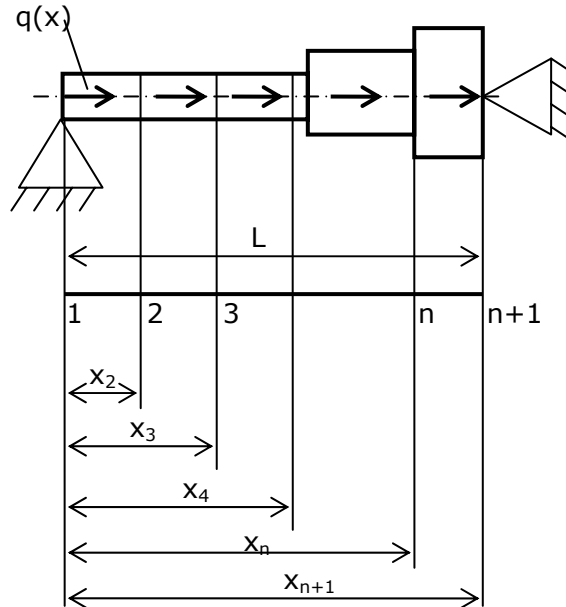


Fig. 4-1.

Aceste elemente finite sunt unite între ele prin „n+1” noduri. O primă aproximație este aceea că elementele finite se vor considera de secțiune constantă de-a lungul fiecăruia în parte, iar aria secțiunii transversale a fiecăruia dintre elementele finite componente reprezintă o medie a mărimii ariei la cele două capete a fiecărei trepte considerate.

Tija se împarte în „n” domenii, obținându-se „n” elemente finite și „n+1” noduri. Necunoscute ale problemei se aleg deplasările  $u$  și derivatele sale din nodurile 1, 2, ..., n+1 (figura 4-1).

Pentru început, se consideră că se cunosc atât deplasările  $u$  din noduri, precum și valorile derivatelor acestora. Se va demonstra cum se procedează în acest caz pentru calculul aceluiași mărimi în oricare punct aparținând domeniului fiecărui element finit în parte,  $x \in (x_i, x_{i+1})$ , ( $i = 1, 2, \dots, n+1$ ). Se poate utiliza interpolarea cu polinoame de gradul unu.

Fie ecuația dreptei de interpolare reprezentată de dreapta I, conform figurii 4-2.

$$u_I(x) = c_1 + c_2x \tag{4-4}$$

unde:

$c_1$  și  $c_2$  sunt parametri care se determină din condițiile:

$$\begin{cases} x = x_i \Rightarrow u_I(x_i) = u_i \\ x = x_{i+1} \Rightarrow u_I(x_{i+1}) = u_{i+1} \end{cases} \tag{4-5}$$

Se obține sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} u_i(x) = c_1 + c_2x_i \\ u_{i+1}(x) = c_1 + c_2x_{i+1} \end{cases} \tag{4-6}$$

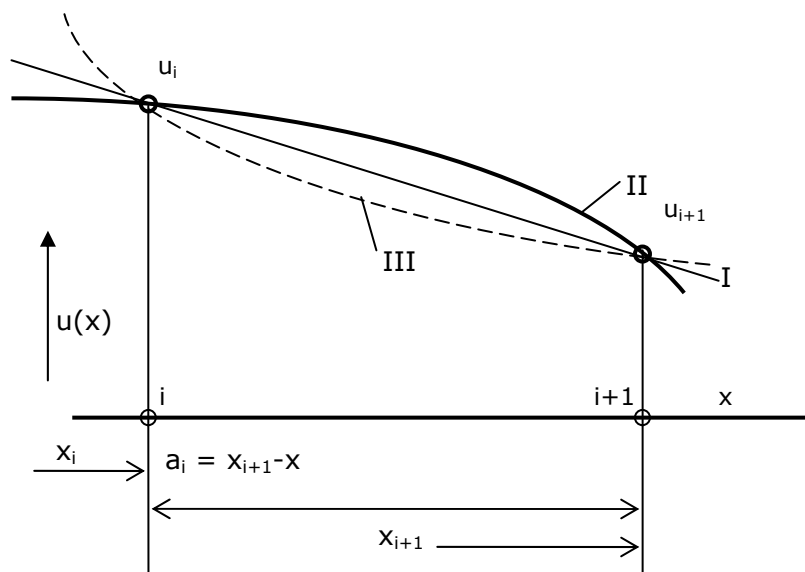


Fig. 4-2.

Din rezolvarea sistemului de ecuații se obține:

$$\begin{cases} c_1 = u_i \frac{x_{i+1} - x}{a_i} - u_{i+1} \frac{x - x_i}{a_i} \\ c_2 = \frac{u_{i+1} - u_i}{a_i} \end{cases} \quad (4-7)$$

unde s-a folosit notația:  $a_i = x_{i+1} - x_i$

Înlocuind constantele  $c_1$  și  $c_2$  date de relațiile (4-7) în ecuația (4-4), se obține:

$$u_I(x) = u_i \frac{x_{i+1} - x}{a} + u_{i+1} \frac{x - x_i}{a} \quad (4-8)$$

Curba dată de relația (4-8) are la capetele intervalului pante diferite de curba reală. În același timp, sunt diferite pantele dreptelor de interpolare la dreapta și la stânga nodurilor considerate. O aproximare mai bună se obține în cazul în care în locul polinomului de interpolare de grad unu se folosește un polinom de interpolare de grad superior, de exemplu de forma:

$$u_{II}(x) = c_1 + c_2x + c_3x^2 + c_4x^3 \quad (4-9)$$

Determinarea coeficienților  $c_1$ ,  $c_2$ ,  $c_3$  și  $c_4$  se va face din condițiile:

$$\begin{aligned} x = x_i &\Rightarrow u_{II}(x_i) = u_i \\ x = x_{i+1} &\Rightarrow u_{II}(x_{i+1}) = u_{i+1} \end{aligned} \quad (4-10)$$

și din condițiile care exprimă continuitatea pantelor la extremitățile intervalului:

$$\begin{aligned}
 x = x_i &\Rightarrow \left( \frac{du_{II}}{dx} \right)_{x=x_i} = u_i' \\
 x = x_{i+1} &\Rightarrow \left( \frac{du_{II}}{dx} \right)_{x=x_{i+1}} = u_{i+1}'
 \end{aligned}
 \tag{4-11}$$

În cazul în care se mărește gradul polinomului de interpolare, procesul de aproximare se poate îmbunătăți ca urmare a impunerii mai multor condiții de continuitate în noduri.

Rezultă că, odată aleasă forma funcției de interpolare, deplasarea  $u(x)$  a unui punct va fi exprimată prin intermediul valorilor funcției în noduri  $u_i$  și a valorilor derivatelor sale,  $u_i', u_i'' \dots$ . Valorile funcției de interpolare și derivatele sale în noduri pot fi interpretate ca și grade de libertate care definesc în întregime funcția pe domeniul considerat.

Întrucât nodurile considerate sunt incluse într-un continuu ale cărui deplasări trebuie să le poată reprezenta, se înțelege prin grade de libertate a unui nod nu numai parametri ce definesc poziția punctului într-un sistem de referință dat, ci și parametri care definesc vecinătățile lui diferențiale. Se consideră, în continuare, mărimile care au semnificație de grade de libertate  $u_i, u_i', u_i'', \dots$ , ca fiind deplasările nodale. Parametri  $c_1, c_2, c_3, \dots, c_n$ , care reprezintă combinații ale deplasărilor nodale, se numesc deplasări generalizate.

Deoarece necunoscutele problemei sunt deplasările nodale, în continuare se va prezenta modul de calcul al acestora. Se constituie astfel un sistem de ecuații algebrice cu tot atâtea necunoscute, în care se impun condițiile pe contur date de modul de încărcare a structurii studiate. Constituirea sistemului de ecuații algebrice se face fie prin aplicarea teoremei de minim a energiei potențiale totale de deformație, fie prin aplicarea principiului lucrului mecanic virtual. În acest caz se aplică principiul lucrului mecanic virtual.

Deplasarea și deformația virtuală într-un punct curent al unui element finit [F1,Z1] sunt date de relațiile:

$$\begin{cases}
 \delta u(x) = \delta u_i \frac{x_{i+1} - x}{a_i} + \delta u_{i+1} \frac{x - x_i}{a_i} \\
 \delta \varepsilon(x) = \frac{\delta u_{i+1} - \delta u_i}{a_i}
 \end{cases}
 \tag{4-12}$$

Lucrul mecanic virtual al forțelor exterioare  $q(x)$  care acționează asupra elementului finit  $i$ , va fi:

$$2\delta L = \int_{(i)} q(x) \cdot \delta u(x) \cdot dx = \delta u_i \int_{(i)} \frac{x_{i+1} - x}{a_i} q(x) \cdot dx + \delta u_{i+1} \int_{(i)} \frac{x - x_i}{a_i} q(x) \cdot dx
 \tag{4-13}$$

Variația energiei potențiale de deformație a elementului finit  $i$  în cazul în care se impun deplasările specifice virtuale  $\delta \varepsilon(x)$  va fi:

$$\begin{aligned}
2\delta W &= \int \int \int_{(i)} \sigma_x \cdot \delta \varepsilon_x \cdot dV = \int \int \int_{(i)} E_i \frac{u_{i+1} - u_i}{a_i} \cdot \frac{\delta u_{i+1} - \delta u_i}{a_i} \cdot dV = \\
&= \frac{E_i}{a_i^2} (u_{i+1} - u_i) \cdot \delta u_{i+1} - \delta u_i \int \int \int_{(i)} dA \cdot dx
\end{aligned} \quad (4-14)$$

Pentru întreaga tijă energia potențială de deformație și lucrul mecanic virtual se obțin însumând expresiile (4-13) și (4-14), pentru toate cele  $n$  elemente ale structurii considerate. Conform principiului lucrului mecanic  $\delta L = \delta W$ , se poate scrie:

$$\sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{a_i} (u_{i+1} - u_i) (\delta u_{i+1} - \delta u_i) = \sum_{i=1}^n \left( \delta u_i \int_{(i)} \frac{x_{i+1} - x}{a_i} q(x) \cdot dx + \delta u_{i+1} \int_{(i)} \frac{x - x_i}{a_i} q(x) \cdot dx \right) \quad (4-15)$$

Cum deplasările  $\delta u_i$  sunt arbitrare, se consideră două elemente finite învecinate  $j-1$  și  $j$ , conform figurii 4-3, pentru care se impun următoarele deplasări virtuale:

$$\begin{aligned}
- \text{ pentru elementul } j-1 & \quad \delta u_{j-1} = 0 \rightarrow \delta u_j = 1 \\
- \text{ pentru elementul } j & \quad \delta u_j = 1 \rightarrow \delta u_{j+1} = 0
\end{aligned} \quad (4-16)$$

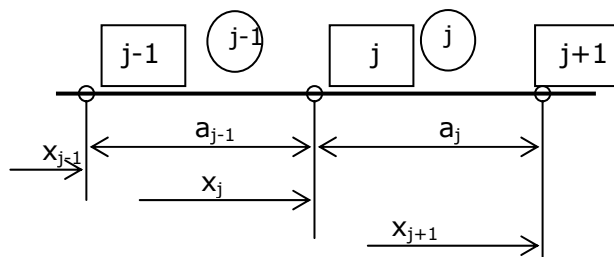


Fig. 4-3.

Se aplică relația (4-15) pentru cele două elemente finite învecinate, conform cu figura 4-3, ținând cont de deplasările virtuale impuse de relațiile (4-16), obținându-se:

$$\frac{E_{j-1} A_{j-1}}{a_{j-1}} (u_j - u_{j-1}) - \frac{E_{j-1} A_j}{a_j} (u_{j+1} - u_j) = \int_{(j-1)} \frac{x - x_{j-1}}{a_{j-1}} q(x) \cdot dx + \int_{(j)} \frac{x_{j+1} - x}{a_j} q(x) \cdot dx \quad (4-17)$$

În mod asemănător se scriu ecuații pentru toate perechile de elemente finite învecinate, obținându-se, în final, un sistem algebric de ecuații în care necunoscutele sunt deplasările  $u_j$  din nodurile structurii. La aceste ecuații se adaugă condițiile de rezemare, conform cărora se impun anumite deplasări, care sunt cunoscute. Rezolvarea sistemului de ecuații permite calculul necunoscutelor reprezentate de deplasările din nodurile structurii și apoi ținând cont de funcțiile de interpolare de forma (4-4 sau 4-9), se pot calcula deplasările în oricare punct situat între aceste noduri.

Rezolvarea problemei de calcul a stării de tensiune se face ținând cont de relațiile fizice care fac legătura între deformațiile specifice și tensiuni. Deformațiile

specifice și tensiunile reprezintă, în acest caz, necunoscutele secundare al problemei. Se pot scrie următoarele relații:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_I}{\partial x} = u_i \frac{-1}{a_i} + u_{i+1} \frac{1}{a_i} = \frac{1}{a_i} (u_{i+1} - u_i) \quad (4-18)$$

$$\sigma_x = \varepsilon_x \cdot E = \frac{E}{a_i} (u_{i+1} - u_i) \quad (4-19)$$

Se pot desprinde câteva concluzii imediate privind precizia de calcul în cazul metodei elementelor finite:

- Precizia de calcul crește în cazul în care dimensiunile elementelor finite sunt mai mici, deci în cazul în care structura se împarte, se discretizează, într-un număr mai mare de elemente finite. Un număr prea mare de elemente finite poate conduce fie la un volum prea mare de calcul și implicit la un timp mare de calcul sau chiar la imposibilitatea rezolvării unor probleme de dimensiuni mari.
- Se pot obține rezultate mai apropiate de realitate dacă numărul de noduri este mai mare. De aici a apărut necesitatea de a introduce noduri suplimentare la nivelul elementelor finite fie pe laturi, fie în interiorul elementelor. Aceste noduri suplimentare poartă denumirea de noduri secundare. Prezența acestor noduri secundare este impusă de necesitatea ca uneori, elementele finite să poată modela corpuri cu laturi sau suprafețe curbe.
- Creșterea preciziei de calcul se obține în cazul când se utilizează funcții de interpolare de grad superior.

#### 4.1.4. Tipuri de elemente finite utilizate în analiză

Cele mai comune tipuri de elemente finite sunt: bară, grindă, tensiune plană, solicitare plană, axial simetric, membrană, placă, carcasă, caramidă, tetraedru, hexaedru, elemente de margine și elemente de degajare. Majoritatea aplicațiilor din inginerie pot fi modelate cu modelele de elemente finite menționate mai sus. În afara acestor elemente de bază, celelalte tipuri speciale de elemente cum ar fi cele de conductă sau rigide sunt disponibile în bazele de date a multor programe de calcul și pot fi folosite la aplicații speciale.

Elementele de bază pot fi împărțite în 3 categorii, ținând cont de dimensiunile lor: elemente liniare, elemente de suprafață și elemente de volum. Bara, grinda și elementele de margine sunt elemente liniare. Tensiunea plană, solicitarea plană, axial simetric, membrana, placa și carcasa sunt elemente de suprafață. Solidul, tetraedrul și hexaedrul sunt elemente de volum. Ar trebui menționat că sunt diferențe considerabile între modelarea corectă în analiza dinamică sau statică [S5].

##### A) Elemente de tip bară

Structuri din bare cum ar fi rame de acoperiș sau poduri pot fi modelate cu elemente tip bară. În general, un element al unei structuri poate fi modelat printr-o bară dacă îndeplinește următoarele condiții:

- a) lungimea acestuia este mult mai mare decât grosimea sau lățimea (în general "mult mai mare" poate fi cuantificat de la 8 la 10 ori mai mare pentru majoritatea aplicațiilor);
- b) este conectat cu restul structurii prin balamale care nu permit transmiterea momentelor;



c) este supus la solicitări externe care se aplică doar la îmbinări.

Elementele de tip bară pot suferi doar întindere. Prin urmare, singura proprietate a secțiunii care trebuie cunoscută este aria secțiunii axiale.

#### B) Grinzi

Grinzile sunt probabil elementele utilizate cel mai frecvent. În afara de aplicația evidentă în rame, multe alte sisteme cum ar fi articulații mecanice, sisteme de conducte și grinzi de poduri pot fi modelate cu elemente de tip grindă [S5].

Pentru ca un element de structură să fie modelat printr-o grindă, una dintre dimensiunile sale trebuie să fie de cel puțin 10 ori mai mare decât celelalte două. Spre deosebire de bare, grinziile pot suporta forțe tăietoare și momente, pe lângă încovoiere și compresie.

#### C) Elemente elastice solide bidimensionale.

Există trei tipuri de elemente bidimensionale:

1. elemente de tensiune plană
2. elemente de solicitare plană
3. elemente axial simetrice

Ca regulă generală, este de preferat un element rectangular din motive de isotropie geometrică. Totuși, este indicat să se folosească elemente tringhiulare pentru a modela mai bine margini neregulate sau regiuni de lângă goluri (vezi figura 4-4).

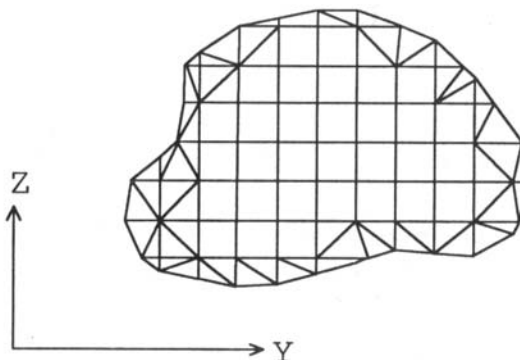


Fig. 4-4. Elemente de solicitare plană rectangulare și tringhiulare

#### 4.1.5. Combinația diferitelor tipuri de elemente

În majoritatea cazurilor, trebuie alese mai multe tipuri de elemente pentru modelarea unui sistem, de exemplu, pentru un pod se pot folosi plăci pentru modelarea punții, grinzi pentru piloane, elemente solide pentru întărituri și elemente elastice pentru fundații. Pentru modelarea intersecțiilor de conducte sau a pereților lateral și inferior ai unui rezervor, se pot folosi plăci cu granulație mai fină în regiunea intersecției (vezi figura 4-5). Totuși, se poate obține o acuratețe mai mare în regiuni critice prin folosirea plăcilor pentru conducte sau pereți și elemente solide pentru regiunile de la intersecții (vezi figura 4-6). Pentru fiecare componentă modelată cu un tip de element, trebuie urmate recomandările corespunzătoare aceluia tip de element.

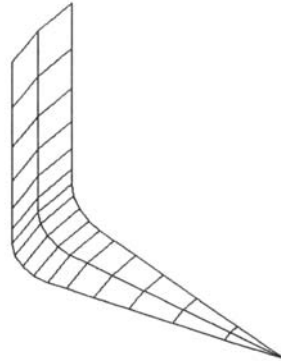


Fig. 4-5. Model cu plăci pentru secțiune inferioară și laterală a unui rezervor

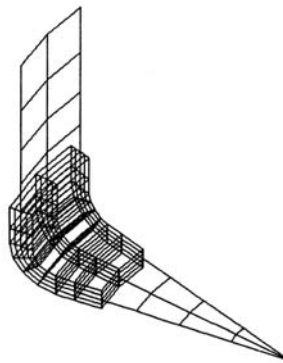


Fig. 4-6. Model combinat de plăci și elemente solide pentru secțiune inferioară și laterală a unui rezervor

Când se combină diferite tipuri de elemente care nu au aceleași grade de libertate, de exemplu, plăci și elemente solide sau grinzi și elemente tetraedrale, trebuie acordată atenție gradelor de libertate la nodurile comune. Acest lucru e ilustrat în figura 4-7, a. Pentru a simula continuitatea tensiunilor și solicitărilor în punctul A, grinzi AB, BC, BD și BE au fost adăugate modelului (vezi figura 4.7, b).

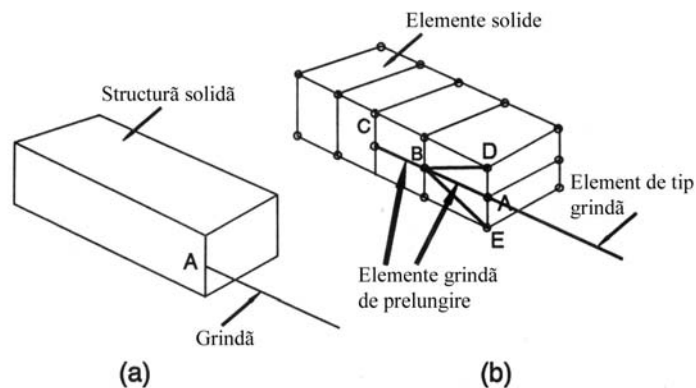


Fig. 4-7. Modelarea unei intersecții solid-grindă.

**ANSYS folosește metoda tensiune la noduri pentru estimarea tensiunilor.** Folosind o schemă de extrapolare, calculele folosind tensiunile nodale oferă o acuratețe mai mare decât calculele derivate din tensiunile interioare elementelor. Afișarea tensiunilor la noduri produce o reprezentare mai reală și mai practică a unui model supus unor sarcini, deoarece valorile tensiunilor în noduri sunt mai folositoare decât valorile tensiunilor pe un element întreg.

Programul permite vizualizarea modelului în modul cel mai convenabil scopului urmărit.

În continuare se definesc următoarele tensiuni oferite de program.

### **Tensiune Von Mises**

Afișarea rezultatelor este sub forma tensiunii echivalente Von Mises. Aceasta poate fi afișată pentru elemente de suprafață (2-D, plăci, etc.) și elemente de volum.

Ecuția folosită [C5] este:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

unde  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  și  $\sigma_z$  sunt tensiunile axiale în direcțiile globale, iar  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$ ,  $\tau_{zx}$  (vezi figura 4-8) sunt forțele tăietoare. Tensiunea von Mises este întotdeauna pozitivă.

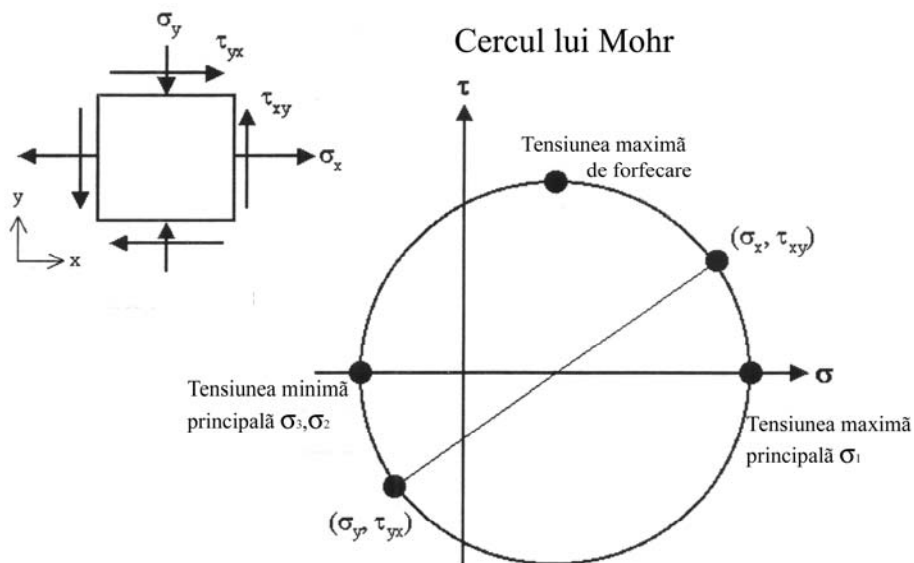


Fig. 4-8. Starea de tensiune dintr-un element și cercul lui Mohr

### **Tensiunea Principală minimă ( $\sigma_3$ )**

Afișează tensiunea principală minimă ( $\sigma_3$ ). Acesta poate fi afișată pentru elemente de suprafață (2-D, plăci etc.) și volum. Semnul (+) indică întindere și (-) compresiune (vezi figura 4-8).

**Tensiunea Principală intermediară ( $\sigma_2$ )**

Afișează tensiunea principală intermediară ( $\sigma_2$ ). Aceasta este tensiunea în direcție normală la tensiunile principale minimă și maximă. Acesta poate fi afișată pentru elemente de suprafață (2-D, plăci etc.) și volum. Semnul (+) indică întindere și (-) compresiune (vezi figura 4-8).

**Tensiunea Principală maximă ( $\sigma_1$ )**

Afișează rezultatele pentru tensiunea principală maximă ( $\sigma_1$ ). Acesta poate fi afișată pentru elemente de suprafață (2-D, plăci etc.) și volum. Semnul (+) indică întindere și (-) compresiune (vezi figura 4-8).

## 4.2. Simularea comportării elementelor elastice dintr-un punct de suspensie.

Cu ajutorul programului ANSYS [\*\*\*\*\*16] s-a realizat simularea comportării arcurilor dintr-un punct de suspensie (două arcuri elicoidale- interior și exterior, un plot de cauciuc și elementele metalice separatoare). S-au făcut două simulări:

- s-a încărcat arcul cu o forță maximă, verticală, de 98,1 kN (10 tf);
- s-a încărcat arcul cu o forță egală cu cota parte corespunzătoare unui punct de suspensie din greutatea cutiei locomotivei ( $G_c/8=83385$  N) și cu o forță laterală ( $F_L=2700$  N).

Forța laterală ce revine unui punct de suspensie s-a egală cu cea corespunzătoare deplasării relative cele mai mari dintre punctele M, N, P și R (vezi Tabelul 5-6) de sprijin inferior ale arcurilor pe grinzile longitudinale EL și HI. Astfel, dintre valorile  $\Delta_M = 9,67$  mm,  $\Delta_N = 10,43$  mm,  $\Delta_P = 11,64$  mm și  $\Delta_R = 10,04$  mm calculate pentru unghiul maxim de rotire  $\beta$  al boghiului ( $\beta=3,5^\circ$ ), s-a considerat:

$$\Delta_P = \Delta_{\max} = 11,64 \text{ mm.}$$

Știind că rigiditatea laterală  $c_{yc}$  a unui punct de suspensie (vezi capitolul 2)

este  $c_{yc} = 0,231$  kN/mm, rezultă forța laterală maximă ca având valoarea:

$$F_L = c_{yc} \cdot \Delta_{\max} = 0,231 \cdot 11,64 = 2,6886 \text{ kN, adică } F_L = 2700 \text{ N.}$$

Cu ajutorul programului Pro-ENGINEER s-a realizat modelul de studiu pe baza desenelor de execuție ale elementelor componente ale unui punct de suspensie, discretizarea acestuia făcându-se în 3990 elemente și 15828 noduri.

Programul ANSYS 10.0 a creat un raport complet pentru ambele simulări, raport care este dat în Anexă.

Acest raport conține o serie de date și o serie de figuri reprezentative. În figura 4-9. s-a prezentat modelul realizat pe baza desenelor de execuție ale elementelor elastice iar în figura 4-10 s-a prezentat desenul modelului discretizat.

În figurile 4-11 ... 4-19 s-au prezentat tensiunile din fiecare element al ansamblului și din întreg ansamblul, deformațiile și eforturile din acestea.

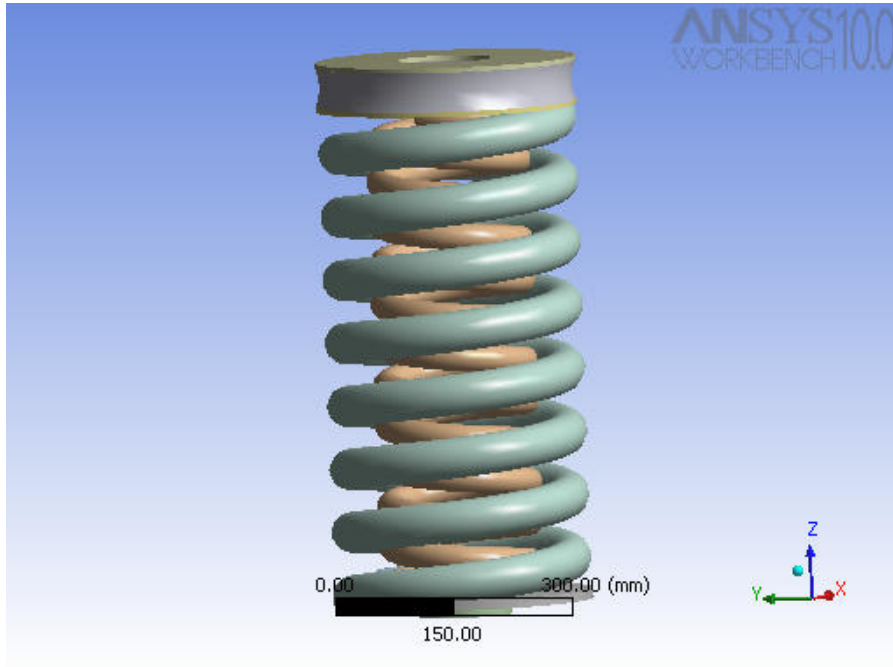


Fig. 4-9. Modelul

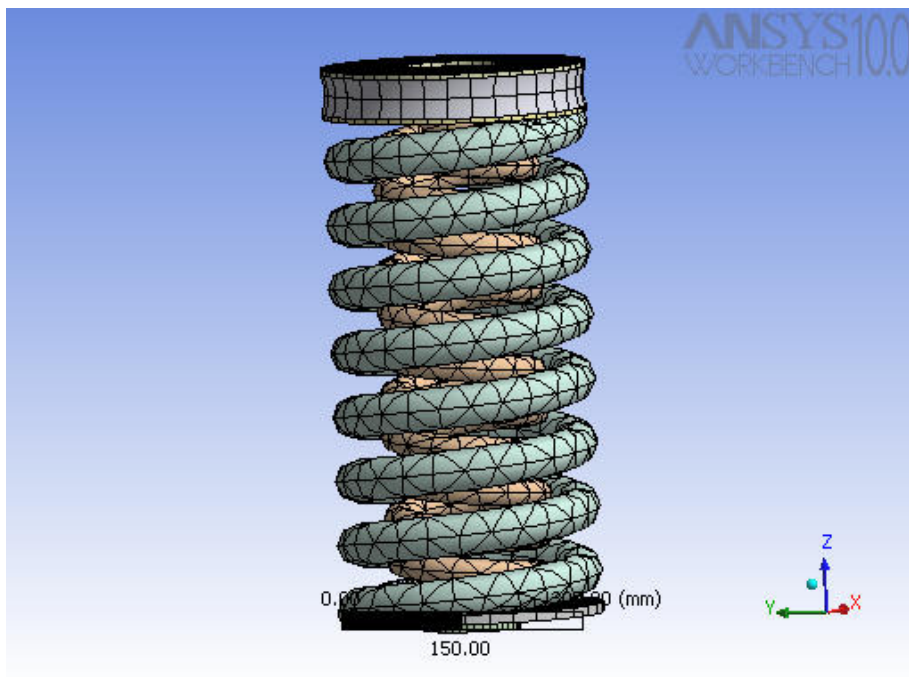
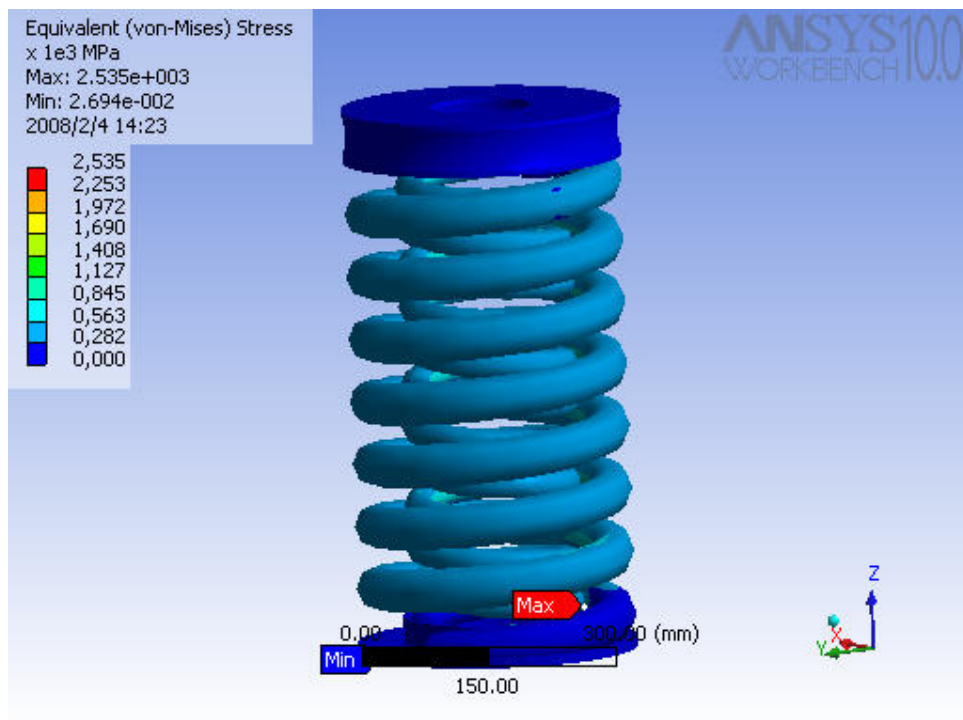
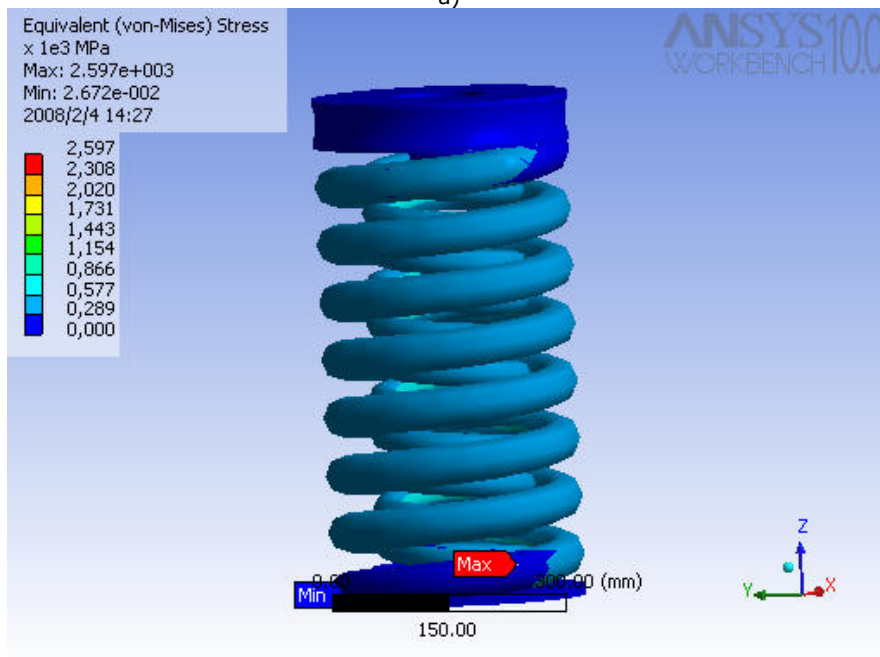


Fig. 4-10. Modelul discretizat



a)



b)

Fig. 4-11. Tensiunea echivalentă (von-Mises): a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$

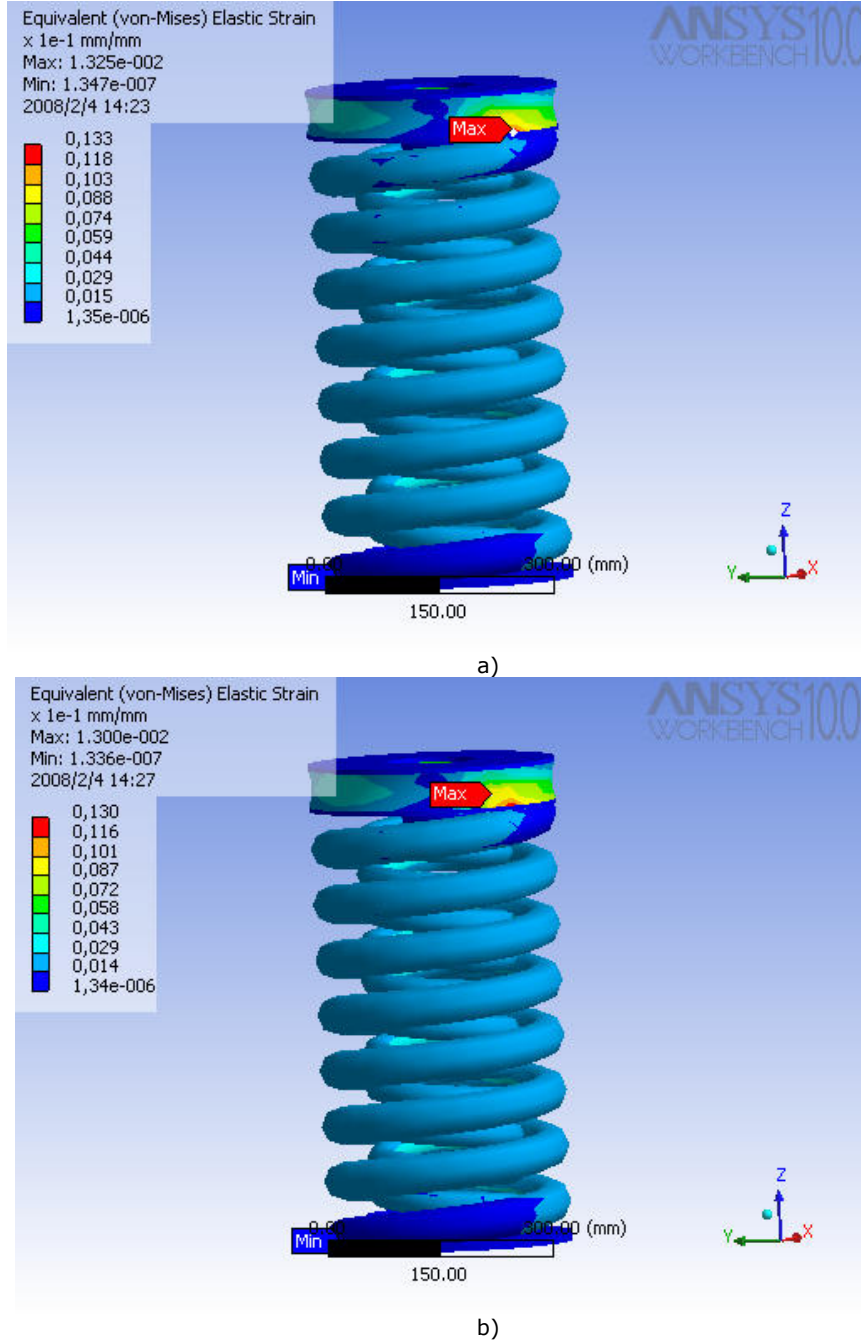
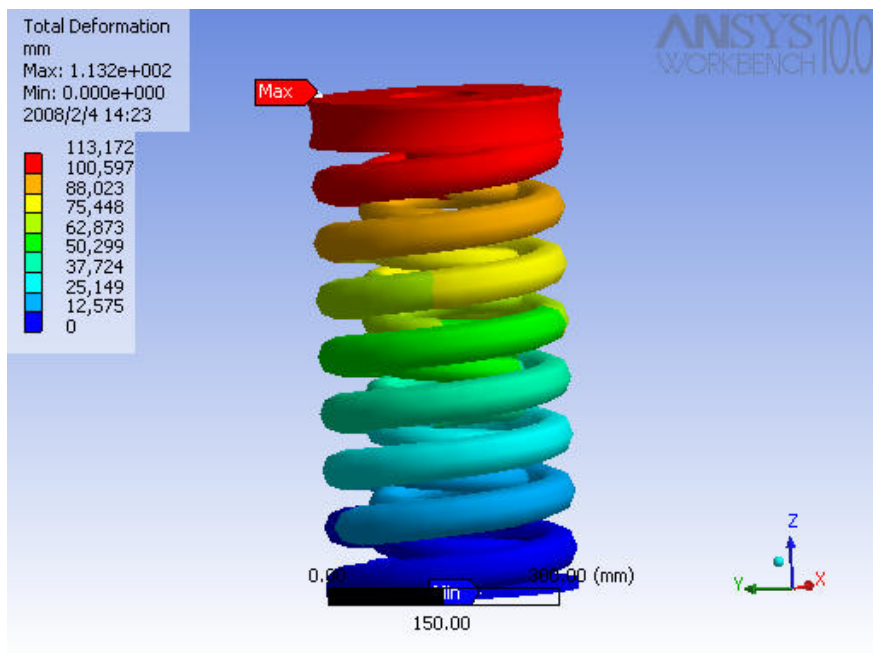
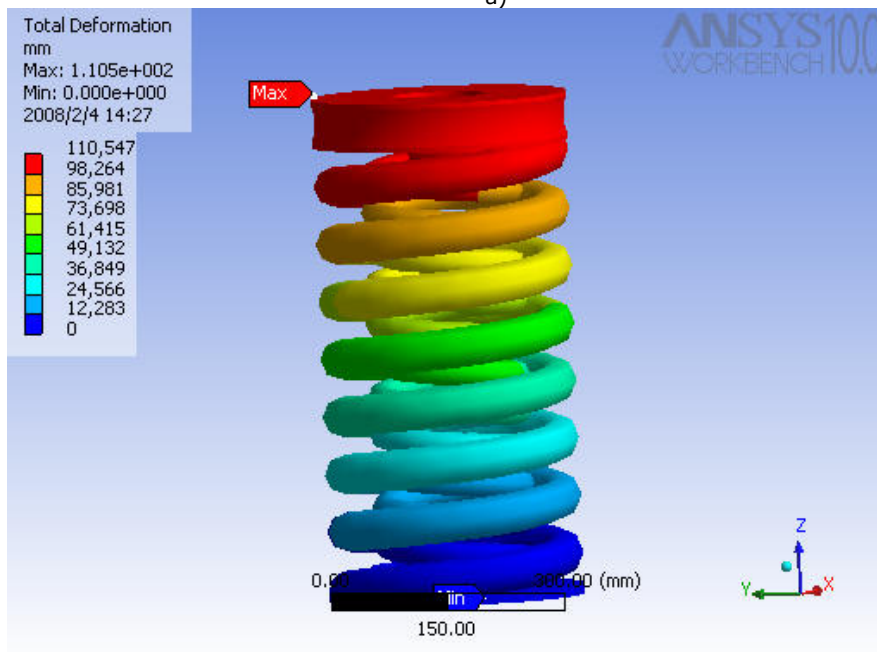


Fig. 4-12. Efortul echivalent: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$



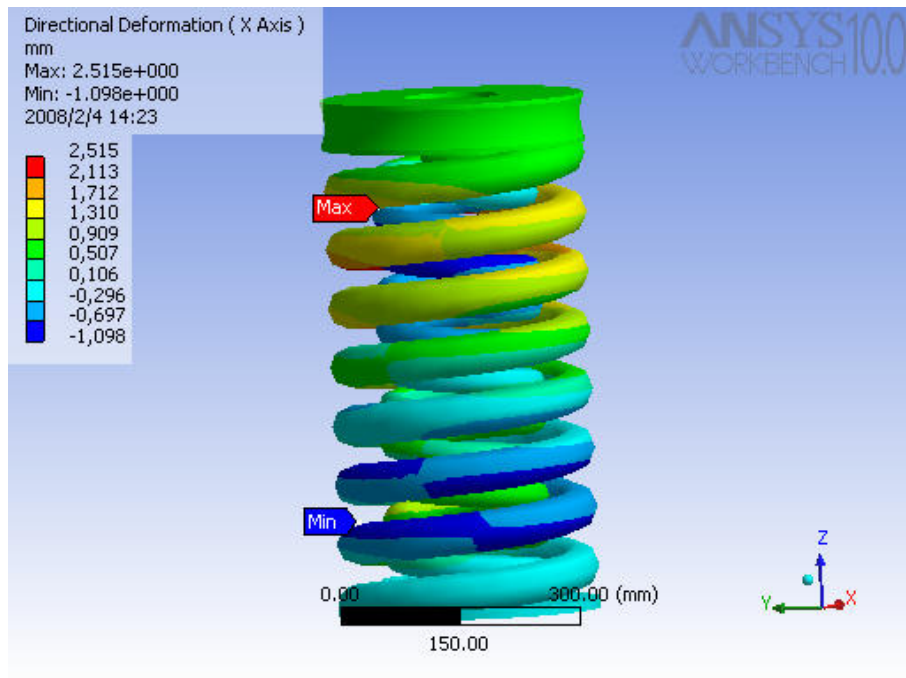
a)



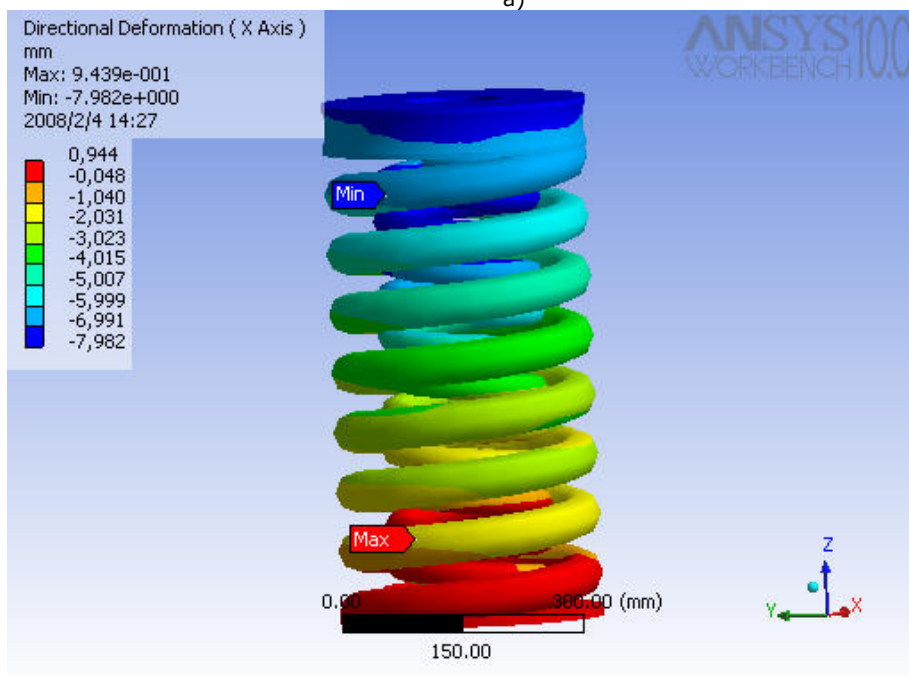
b)

Fig. 4-13. Deformația totală: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$



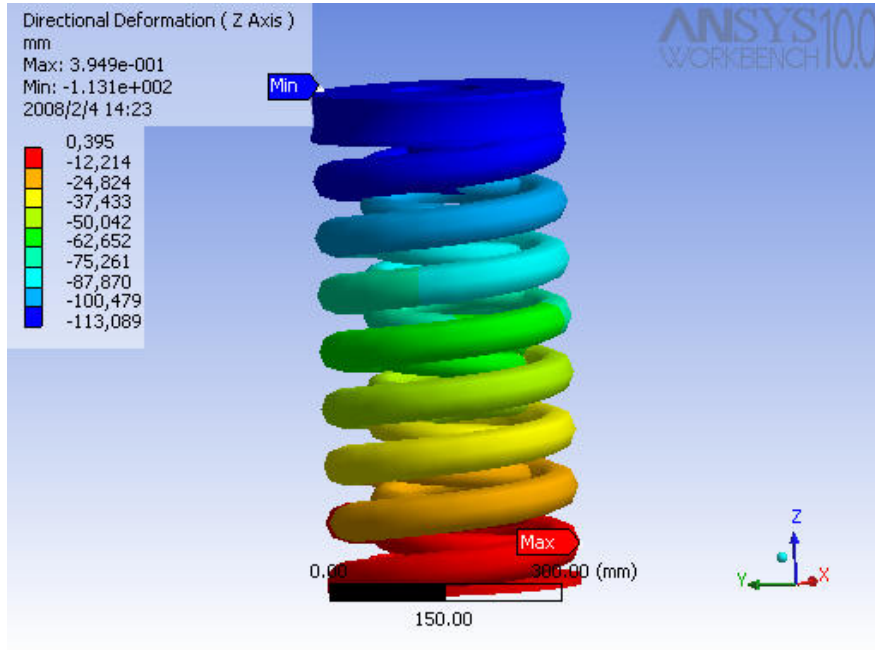


a)

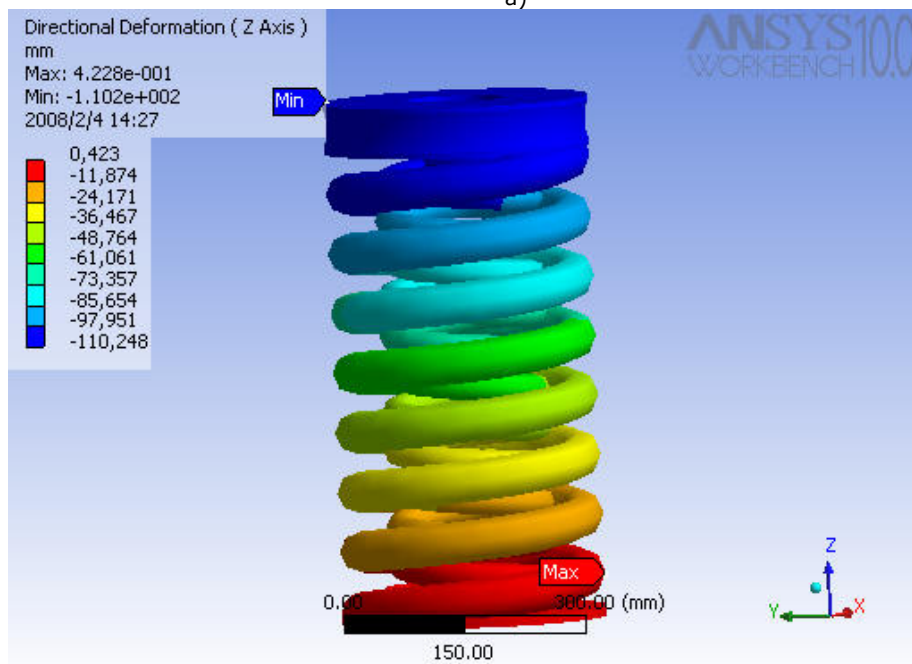


b)

Fig. 4-14. Deformația în toate elementele după axa X: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_l$ .

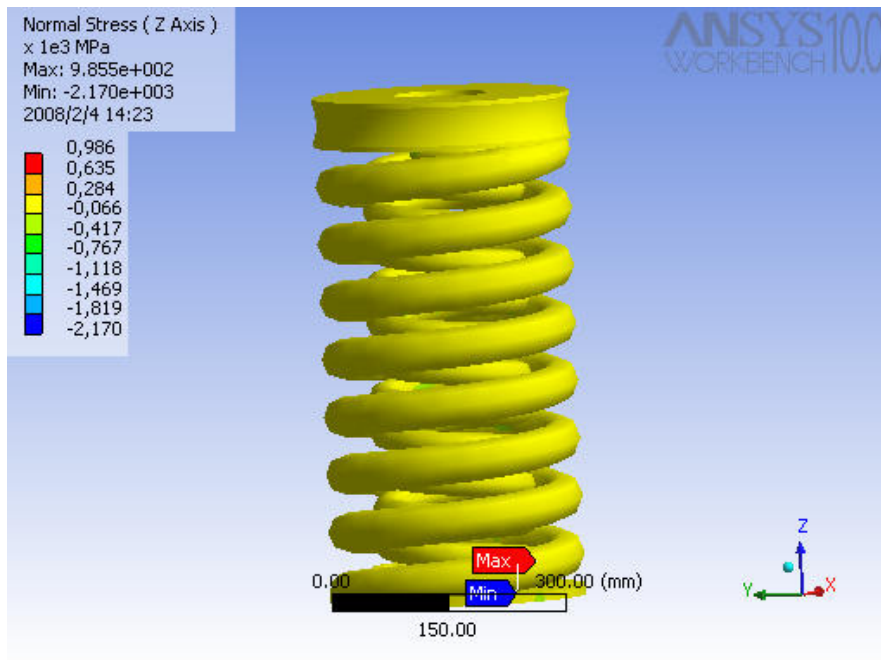


a)

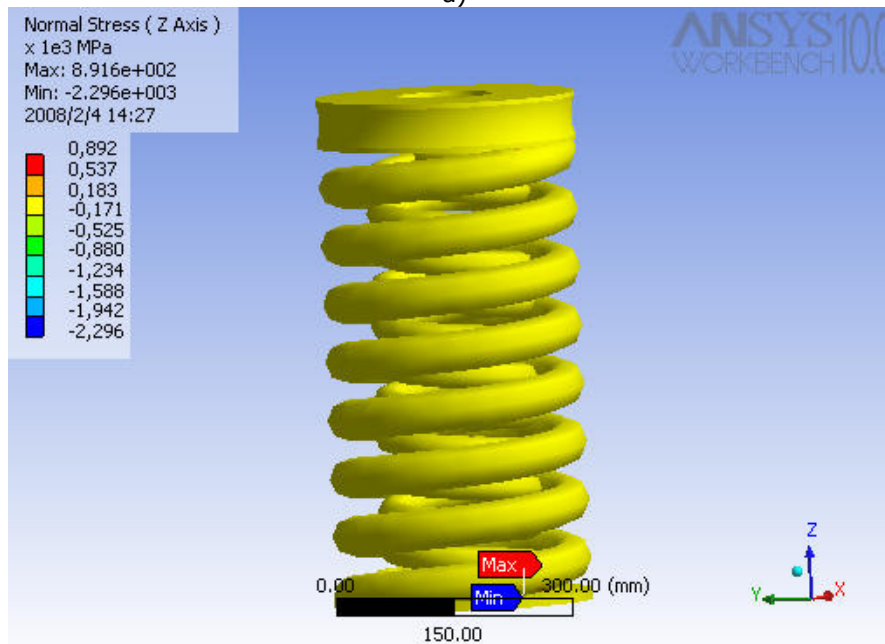


b)

Fig. 4-15. Deformația în toate elementele după axa Z: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$ .

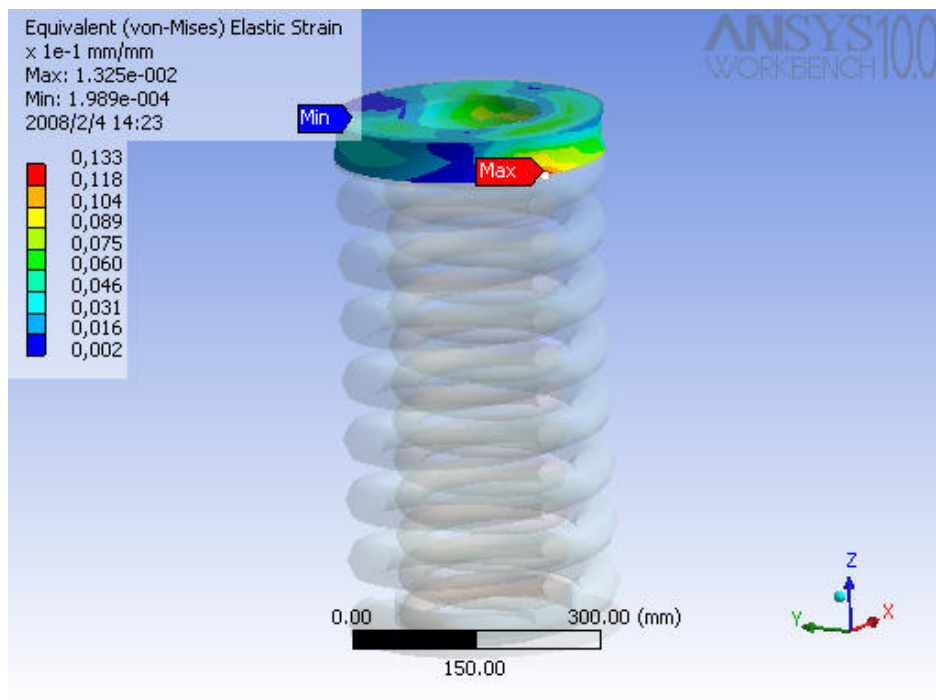


a)

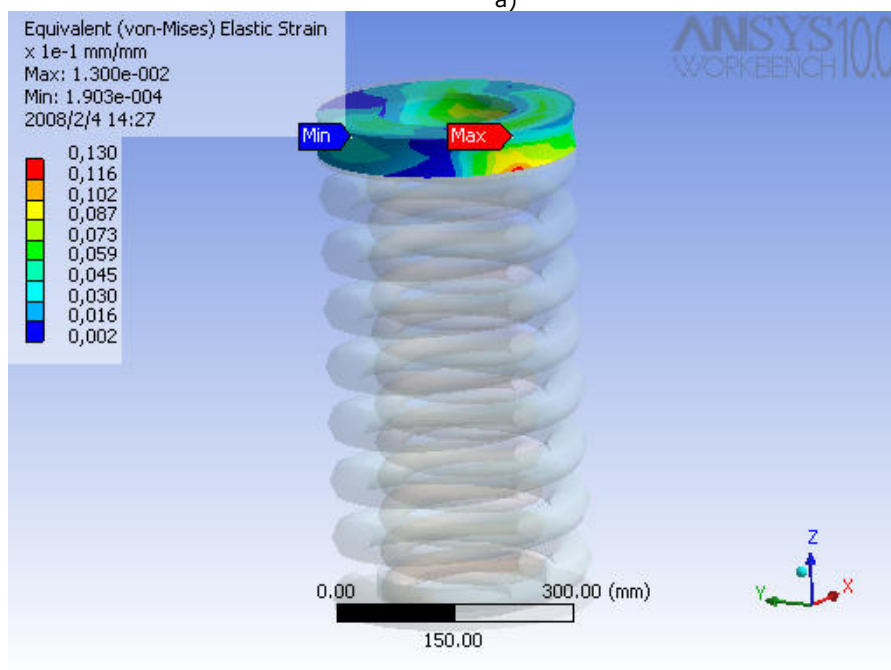


b)

Fig. 4-16. Tensiunea normală după axa Z: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_l$

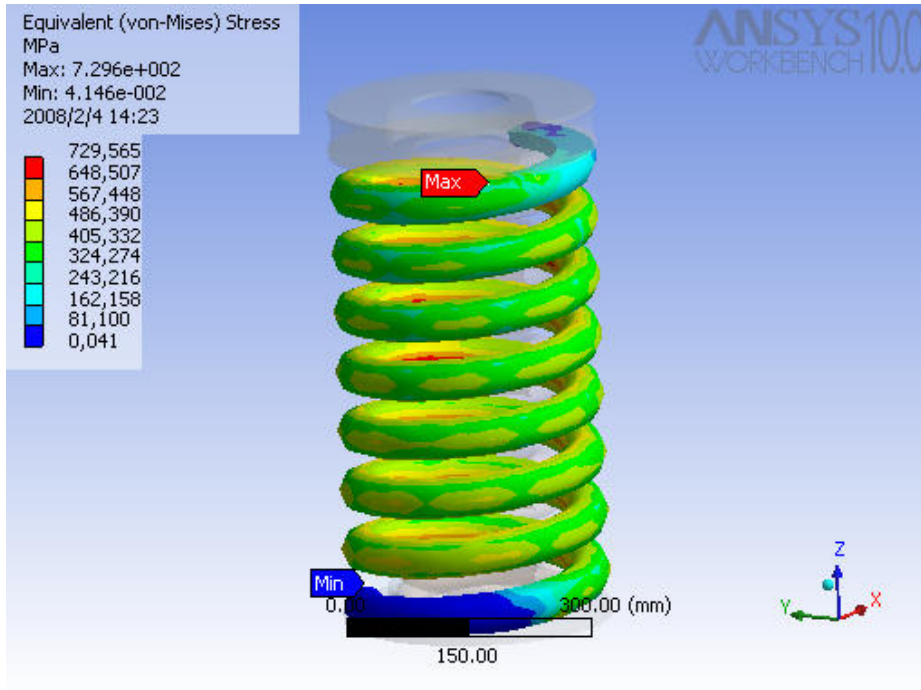


a)

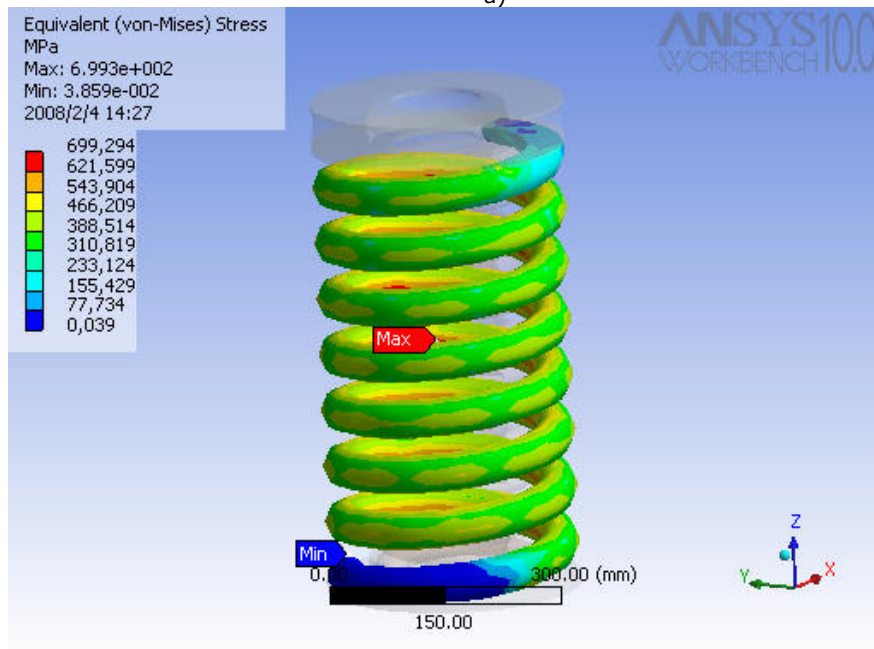


b)

Fig. 4-17. Efortul echivalent în plotul de cauciuc: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$

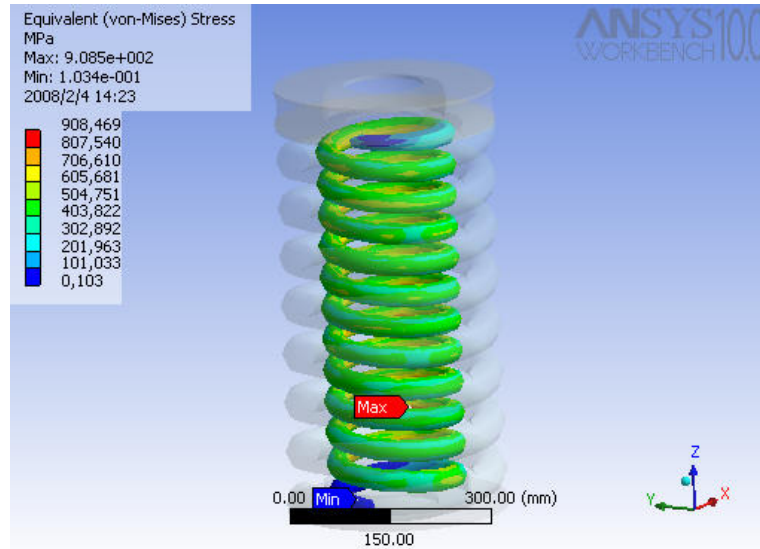


a)

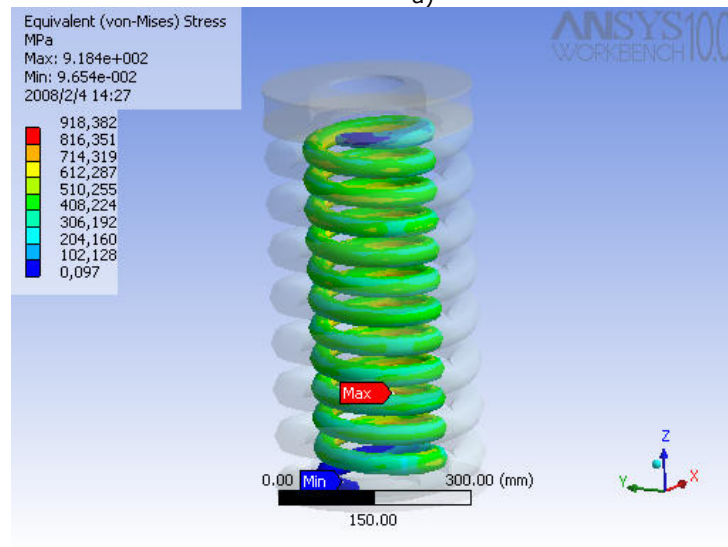


b)

Fig. 4-18. Tensiunea echivalentă în arcul exterior: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$



a)



b)

Fig. 4-19. Tensiunea echivalentă în arcii interior: a) la încărcare cu forța verticală  $G_c$ ; b) la încărcare cu forța verticală  $G_c/8$  și forța laterală  $F_L$

**Concluzii:** Analizând rezultatele simulării în cele două cazuri de încărcare ale elementelor componente ale unui punct de sprijin (arc exterior+arc interior+plot de cauciuc) se constată că atât eforturile și tensiunile cât și deformațiile acestora se încadrează în limitele admisibile.

## **5. Studiul sistemului de legătură dintre cutie și boghiuri privind siguranței contra deraierii**

### **5.1. Noțiuni generale**

Studiul și cunoașterea în amănunt a fenomenelor complexe din zona de contact roată șină constituie de fapt problema fundamentală care asigură dezvoltarea mijloacelor de transport feroviar.

Vehiculele de cale ferată sunt caracterizate de faptul că se deplasează prin intermediul roților osiilor pe calea de rulare și se autoghidează prin forțele de contact dintre buza bandajului roții și șine. Ca urmare roțile, pe lângă cele trei funcții obișnuite pe care le au și pentru alte mijloace de transport terestre, adică sprijinirea pe verticală a vehiculului, rularea pe cale și propulsia, respectiv frânarea, la vehiculele feroviare au o funcție în plus specifică acestora și anume aceea de autoghidare în interiorul celor două fire ale căii ferate. Fiind metalice, roțile, ca și șinele, oferă vehiculului feroviar capacitatea de a suporta sarcini mult mai mari decât la alte mijloace de transport terestru. Această capacitate, asociată cu aceea de autoghidare, creează posibilitatea formării convoaielor de vehicule (de trenuri) de mare tonaj, ceea ce conferă sistemului roată-șină avantajele unei capacități mari de transport.

În plus, rezistențele specifice la înaintare au valori reduse, datorită rostogolirii roților pe șine, fapt ce determină și un consum specific de energie pe tona transportată mult mai mic decât la toate celelalte sisteme de transport terestre. Totodată, aptitudinea de autoghidare oferă vehiculelor feroviare capacitatea de a circula cu vitezele cerute de exploatare într-o siguranță deplină și aproape independent de starea atmosferică și de anotimpuri.

În timpul circulației pe calea ferată, vehiculele feroviare sunt supuse acțiunii unor perturbații generatoare de oscilații care au efecte nefavorabile asupra calității de mers și care pot periclita siguranța ghidării vehiculului pe calea ferată. Totodată apar forțe dinamice de valori mari la contactul roată-șină, care produc deformări în domeniul plastic, refulări de material, microfisuri și exfolieri și care în final modifică forma suprafețelor de rulare afectând capacitatea geometrică de ghidare a buzei bandajului roții (suprafeței de rulare). Dimensiunile și forma zonei de contact roată-șină determină și fiabilitatea roților și a șinelor precum și caracteristicile de aderență în regim de tracțiune sau frânare a vehiculului.

După cum a arătat Prud `Homme în lucrarea publicată în 1970 în « Revue Generale de Chemins de Fer », defectele căii cu lungimi de undă mici produc suprasarcini dinamice de valori mari care acționează asupra căii, mai ales la viteze mari de circulație. Lungimile de undă cele mai mici sunt chiar cele date de deformațiile elastice ale suprafețelor de contact. Pentru reducerea valorilor suprasarcinilor dinamice este necesar ca masele nesuspendate ale vehiculelor feroviare să fie cât mai mici posibil. În plus oscilațiile verticale ale osiilor pot produce micșorarea sarcinii verticale  $Q_0$  pe roata atacantă a osiei conducătoare și deci pot produce și creșterea valorii raportului  $Y/Q_0$ , care poate depăși valoarea limită impusă de condițiile de siguranță contra deraierii.

Suspensia vehiculelor feroviare trebuie să asigure o comportare dinamică stabilă la circulația vehiculelor în aliniament și în curbe, precum și limitarea și menținerea în limite acceptabile a forțelor de interacțiune cu calea de rulare. Cel mai important lucru privind suspensia este ca elementele elastice și de amortizare din ansamblul suspensiei să fie adaptate în mod optim condițiilor impuse de calea de rulare, de regimul de mers al vehiculului etc.

Fenomenul de torsionare al căii de rulare conduce la o repartizare inegală a sarcinilor verticale pe roțile vehiculului, dacă roata cea mai descărcată este și roată atacantă, aceasta poate să deraieze atunci când osia respectivă depășește limita capacității sale de ghidare (raportul  $Y/Q_0$ ). Totodată capacitatea de torsionare a vehiculului feroviar trebuie să asigure adaptabilitatea acestuia la descărcarea roții atacante, adică la torsionările căii. Ca urmare, între torsionarea căii și capacitatea de torsionare a vehiculului trebuie să existe o interdependență bine determinată prin care să se asigure în primul rând siguranța circulației și totodată suprasarcinile dinamice pe care le generează să devină cât mai puțin agresive sau periculoase pentru vehicul și cale.

La creșterea vitezelor de mers prin curbe, descărcările roții atacante sunt micșorate prin acțiunea forțelor centrifuge necompensate și prin urmare scade importanța torsionării căii din punct de vedere al siguranței circulației. În schimb crește importanța vitezei de variație a pantei de torsionare, fapt ce generează suprasarcini dinamice și care la rândul lor (în funcție de frecvența de apariție pe linie), contribuie la degradarea prematură a căii și a vehiculelor prin efectul solicitărilor la oboseală.

Trebuie menționat că așa numita „rulare pură”, fără alunecări, nu poate fi realizată în practică. Datorită alunecărilor longitudinale, în funcție de frecvență, în sensul curbelor, suprafața de rulare a roții se uzează de regulă în sensul creșterii valorii conicității, ceea ce are o influență nefavorabilă la circulația în aliniament. Pe lângă uzura anormală, alunecările longitudinale mai generează căldură și zgomot și necesită și un consum suplimentar de energie. Trebuie menționat că prin rulare conică alunecările longitudinale din zona de contact roată-șină pot fi înlăturate. Alunecările transversale din zona de contact roată-șină sunt dependente de unghiul de atac al osiei, iar orientarea spațială a osiei conduce la anularea alunecărilor transversale. Dacă roțile osiei conducătoare au un profil de uzură, forțele de frecare longitudinală acționează în sensul micșorării unghiului de atac, orientând astfel osia spre poziția radială, la care forța tangențială transversală de frecare devine nulă. Această proprietate, la care se adaugă și efectul de centrare sunt caracteristicile fundamentale ale osiilor orientabile.

Noua generație de boghiuri, cu performanțe sporite a apărut odată cu soluția indicată de H. Scheffel în lucrarea « Conception nouvelles relatives aux grandes vitesses », în revista « Rail International » în decembrie 1974. Acesta a prezentat concepția unui boghiu la care osiile sunt conjugate prin legături speciale tip bissel, elastice lateral și articulate la capete. Plasarea radială a osiei conducătoare la circulația în curbă antrenează și osia condusă spre o poziție radială și realizează o stabilizare a osiilor, sistemul elastic astfel obținut opunându-se deplasărilor transversale și unghiulare relative între cele două osii. Aceleași efecte se obțin și prin conjugarea osiilor cu bare așezate în cruce.

Forțele tangențiale de contact sunt determinate atât de mărimea zonei de contact roată-șină, zonă considerată ca fiind eliptică conform teoriei lui Hertz cât și de valoarea coeficienților de frecare. În secolele XIX și XX au fost elaborate o serie de teorii privind fenomenele din zona de contact roată-șină, toate cu scopul de a



rezolva problemele privind interacțiunile și dependențele dintre roți și calea de rulare și de a îmbunătăți performanțele dinamice ale vehiculelor feroviare.

Astfel în anul 1926 Carter [S2, S3] elaborează o teorie bidimensională a contactului de rulare cu frecare, stabilind relația dintre pseudoalunecarea longitudinală și forța tangențială. Carter a considerat roata ca fiind un cilindru iar șina ca fiind o placă plană, astfel aproximând forma suprafeței de contact ca o bandă laterală dreptunghiulară.

În anul 1935 R. Levi [S2, S3] stabilește o expresie matematică ce exprimă dependența coeficientului de frecare de pseudoalunecare. Astfel alura curbei este hiperbolică de gradul I, iar la pseudoalunecări mici se poate considera liniară.

În 1958 Johnson a extins teoria bidimensională a lui Carter la un caz tridimensional de contact a două sfere în care pseudoalunecările longitudinale și laterale sunt incluse, dar exclude alunecarea de spin.

În 1963 Halling, Haines și Ollerton [S2, S3] au elaborat aproximativ aceeași teorie cu privire la cazul contactului eliptic cu pseudoalunecare longitudinală. Zona de contact a fost divizată într-o serie de benzi paralele cu direcția de rostogolire și fiecare bandă a fost studiată prin extinderea teoriei bidimensionale a lui Carter.

În lucrarea sa de doctorat « On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction » susținută în 1967, Joost J. Kalker (1933-2006) a elaborat o teorie liniară a contactului roată-șină bazată pe ipoteza lui De Parter, care sugera că în cazul pseudoalunecărilor foarte mici, zona de alunecare din pata de contact este foarte mică și ca urmare poate fi neglijată. În consecință se poate considera că zona de aderență acoperă întreaga zonă de contact roată-șină. Kalker a prezentat și o teorie empirică pentru a stabili relații între pseudoalunecările longitudinale și laterale și forța totală de pseudoalunecare în zona de contact.

O evoluție sintetică a teoriilor de contact roată-șină se prezintă în Tabelul de 5-1 și în figura 5-1.

Caracteristicile principalelor teorii de contact roată-șină

Tabelul 5-1

Autorul-anul	Dimensiuni	Forțe	Cinematica	Rezolvare
HERTZ 1881	2	normale	statică	analitic
BOUSSINESQ 1885		normale și tangențiale	rostogolire pură	
CARTER 1926				
CATTANEO 1938				
MINDLIN 1949				
HAINES-OLLERTON 1936	3			
KALKER 1967-1993			rostogolire cu alunecare	numeric

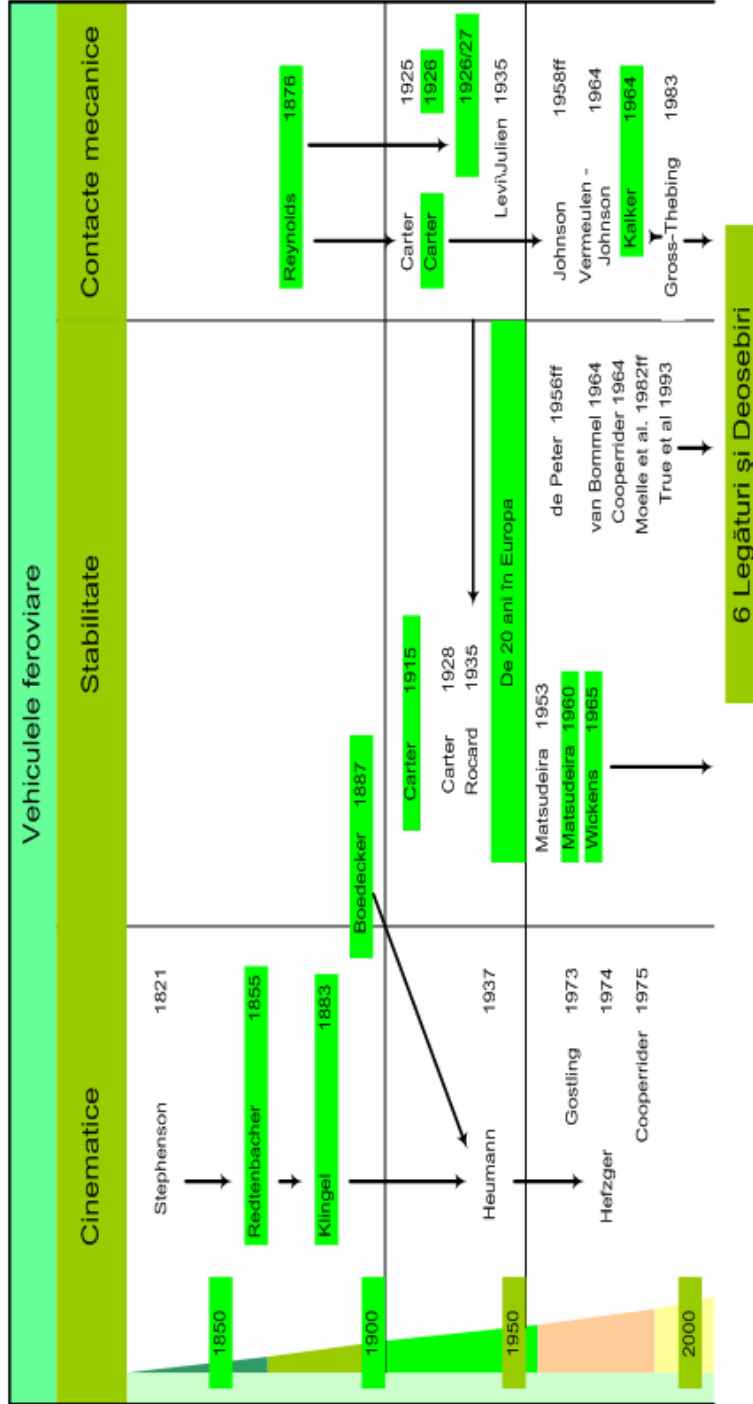


Fig.5-1. Evoluția sintetică a teoriilor de contact roată-șină

Aceste teorii se disting prin :

- numărul de dimensiuni geometrice luate în considerare: 2 sau 3;
- forțele ce acționează în zona de contact roată-șină: normale sau tangențiale ;
- cinematica: statică, rostogolire pură sau rostogolire cu alunecare;
- modul de rezolvare: analitic sau numeric.

Lămurirea problemei coeficienților de frecare din zona de contact roată-șină este foarte importantă pentru asigurarea aderenței roată-șină și îmbunătățirea performanțelor de tracțiune și frânare ale vehiculelor la limita de aderență.

În cazul vehiculelor feroviare motoare forța de tracțiune maximă ce se poate dezvolta la demaraj, la periferia roților motoare, fără a produce rostogolirea cu patinare, este chiar forța de aderență care scade odată cu creșterea vitezei de mers. Pe de altă parte rezistența la înaintare a trenului crește cu viteza, în special datorită rezistențelor aerodinamice care devin preponderente la viteze mari. Egalitatea acestor două forțe va determina viteza maximă de circulație a vehiculului motor. În cazul rostogolirii roților motoare cu patinare, acest fenomen de patinare a roților este însoțită de o mișcare sacadată de stick-slip care are efecte negative asupra sistemului mecanic de antrenare al osiei, prin solicitările mecanice de valori mari ce se produc și totodată scad performanțele de tracțiune ale vehiculului.

Deoarece roțile sunt montate rigid pe osie iar conicitățile suprafețelor de rulare ale celor două roți sunt inversate, osia montată va executa în timpul circulației pe cale o mișcare de șerpuire. În cazul circulației normale în aliniament, dacă roțile au un profil de uzură, ghidarea osiei se va realiza pe suprafețele de rulare, iar buzele bandajelor, în această situație constituie un supliment de siguranță. Odată cu creșterea vitezei de mers vor lua naștere forțe de inerție, care, de îndată ce devin mai mari decât forța maximă transmisibilă prin frecarea roată-șină generează alunecarea transversală a osiei montate și preluarea funcției de ghidare de către buza bandajului. Acest fenomen, care caracterizează o mișcare de șerpuire instabilă produce solicitări transversale inadmisibile ale căii de rulare și periclitează siguranța circulației.

Mișcările de șerpuire ale osiilor se transmit boghiului și mai departe cutiei vehiculului. Dacă se realizează un cuplu de frecare între boghiu și cutie, atunci acesta va contribui la reducerea mișcării de șerpuire, dar în schimb va produce o creștere a eforturilor transversale exercitate asupra căii la circulația în curbă, fapt ce limitează valoarea maximă a acestui cuplu de frecare.

Impunând sistemului mecanic format din cutia vehiculului și arcurile suspensiei centrale frecvențe proprii suficient de coborâte în raport cu frecvența mișcării de șerpuire a boghiului, se obține o reducere a efectelor de șerpuire și se elimină riscul apariției fenomenului de rezonanță la viteze mari de mers.

Un rol important în lărgirea domeniului de stabilitate la șerpuire, din realizarea vitezei critice de mers cât mai mari îl au elasticitatea longitudinală și transversală a suspensiei osiilor. La viteze mari de mers s-a dovedit a fi avantajoasă conducerea elastică a osiilor care, după cum s-a mai arătat, creează și posibilitatea ca acestea să se orienteze spre o poziție radială la circulația în curbă a vehiculului. În cazul noilor generații de boghiuri cu osii conjugate sunt îndeplinite atât condițiile unui bun comportament la șerpuire în aliniament cât și de mărire a performanțelor vehiculelor de trecere prin curbe.

## 5.2. Descrierea sistemului de legătură dintre cutie și boghiuri la locomotiva electrică

### 5.2.1. Funcțiile sistemelor de legătură

Sistemele de legătură între boghiuri și cutie trebuie să îndeplinească următoarele funcții de bază:

- să asigure rotirea în plan orizontal a boghiurilor față de cutia vehiculului, la trecerea prin curbe. Fiecare boghiu trebuie să aibă axul vertical propriu de rotire, care poate fi materializat (prin crapodină sau pivot) sau poate fi doar fictiv (ireal, imaginar);

- să permită fiecărui boghiu rotirea în jurul unei axe orizontal transversale (față de cale) pentru ca aceasta să poată urmări variațiile de declivitate ale liniei (galop);

- să permită fiecărui boghiu rotirea în planul unei axe orizontal - longitudinale (față de cale) pentru a putea urmări neregularitățile șinelor (axa de ruliu);

- să asigure transmiterea de la cutie la boghiuri a forțelor verticale în mod elastic (în cazul existenței treptei a doua de suspensie) sau rigid, transmiterea reciprocă a forțelor transversale, transmiterea forțelor de tracțiune și de frânare și în general a forțelor orizontale dintre cutie și boghiuri;

- să asigure repartizarea uniformă a sarcinilor pe roți (încărcarea statică uniformă) și abateri cât mai mici de la această repartizare în regim de tracțiune și de frânare;

- să asigure stabilitatea ansamblului cutie - boghiu.

Pentru asigurarea unei calități de rulare corespunzătoare, în mod special la înscrierea în curbă, se dă cutiei posibilitatea de a se deplasa lateral în raport cu boghiurile. Această deplasare reduce simțitor masa care participă în primul moment la preluarea șocurilor de la cale datorită schimbării direcției de mers.

Sistemele de legătură trebuie să asigure atât această deplasare precum și readucerea cutiei în poziție mijlocie după încetarea acțiunii forțelor care au determinat deplasarea respectivă. Readucerea cutiei este realizată de forțele laterale dezvoltate de dispozitivele de rapel la deviația transversală a cutiei față de boghiuri.

### 5.2.2. Clasificarea sistemelor de legătură

Realizarea legăturii dintre cutie și boghiuri reprezintă una din cele mai importante și mai complexe probleme ale concepției generale de construcție a vehiculului de cale ferată. Complexitatea problemei constă în strânsa dependență care există între tipul și amplasarea acestor sisteme, tipul suspensiei primare și secundare, numărul punctelor de suspensie precum și de cuplarea boghiurilor între ele, care se reflectă în final nu numai în reușita constructivă a vehiculului (cu greutate cât mai redusă, întreținerea și exploatarea cât mai economică) ci și în dinamica generală de mers și utilizarea aderenței în regimurile grele de tracțiune și de frânare.

Multitudinea variantelor constructive a sistemelor de legătură face ca o clasificare a lor să fie foarte dificilă. Criteriile de clasificare mai importante de care trebuie să se țină seama sunt:

- a) tipul suspensiei vehiculului precum și modul de realizare a suspensiei secundare;
- b) modul de materializare a axelor verticale în jurul cărora se rotesc boghiurile în plan orizontal față de cutie, adică tipul reazemului central (crapodină, pivot sau pivot fictiv);
- c) tipul reazemelor laterale ale cutiei pe boghiuri;
- d) înălțimea la care se face transmiterea forței de tracțiune de la boghiuri la cutia locomotivei, criteriu după care se deosebesc locomotivele: cu tracțiune înaltă sau cu tracțiune joasă.

### 5.2.2.1 Principalele sisteme de legătură cu pivot

Principalele sisteme de legătură dintre cutie și boghiuri, când reazemul principal este pivotul, sunt arătate în figura 5-2.

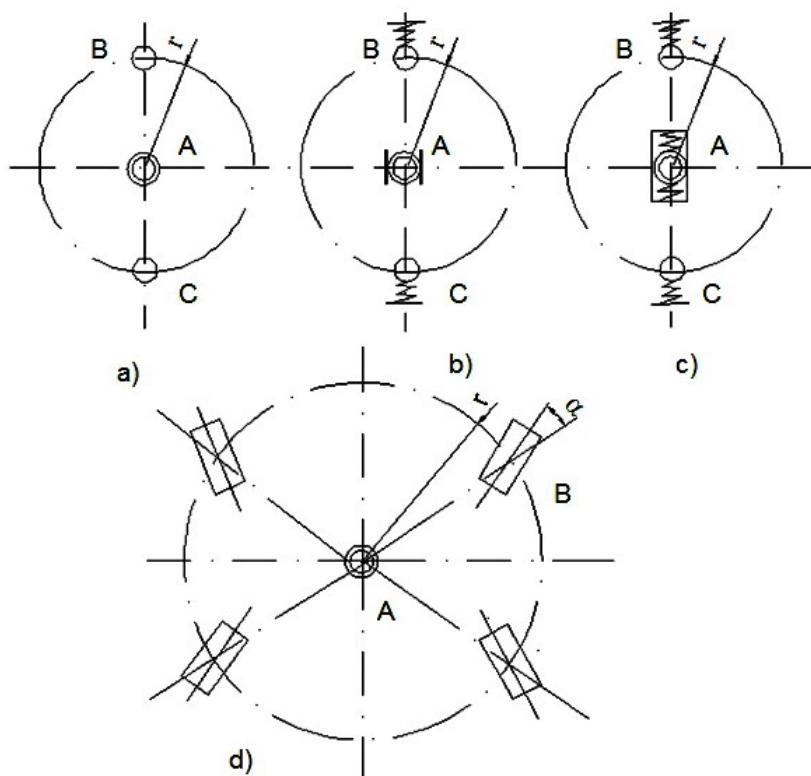


Fig. 5-1. Sisteme de legătură dintre cutie și boghiuri cu pivot: A- reazem central (pivot); B și C- reazeme laterale

Varianta constructivă în care se utilizează două reazeme laterale elastice B și C, montate pe axa transversală care trece prin centrul reazemului central A, se arată în figura 5-2, a. Reazemele laterale elastice B și C transmit în totalitate greutatea cutiei ce revine unui boghiu. Reazemul central transmite numai forțe orizontale (longitudinale și transversale). Vehiculul nu este prevăzut cu dispozitive de rapel.

Dacă forța de rapel este creată de reazemele laterale și nu în lagărul pivotului, atunci reazemele laterale B și C preiau și forțele orizontal - transversale, iar pivotul preia numai forțele orizontal - longitudinale (fig. 5-2, b).

În figura 5-2, c se arată modul de amplasare a reazemelor laterale la vehiculele la care forța de rapel este creată atât de reazemele laterale cât și în lagărul pivot. În acest caz reazemele laterale B și C preiau în totalitate sarcinile verticale și o parte din forțele orizontal-transversale. Reazemul central preia forțele orizontal - longitudinale și partea din forțele orizontal - transversale care îi revin.

În schema din figura 5-2, d cutia se reazemă pe boghiu prin patru reazeme elastice sau rigide, așezate în cele patru colțuri ale unui dreptunghi. În centrul de simetrie al dreptunghiului se află pivotul A, care preia forțele orizontal - longitudinale și transversale, dar nu și sarcinile verticale care sunt preluate de reazemele laterale. Reazemele laterale se execută de obicei în ansamblu cu dispozitivul de rapel. În figura 5-2, d reazemele prezentate sunt executate sub formă de role (reazem rigid). Ele se așează sub un unghi  $\alpha$  față de axa AB.

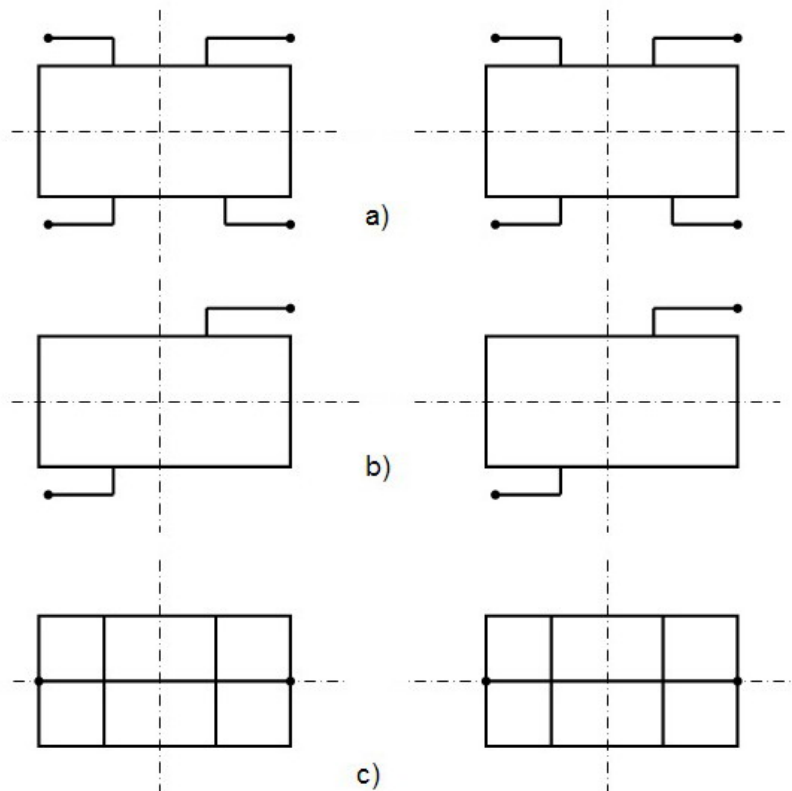


Fig. 5-2. Sisteme de legătură dintre cutie și boghiuri prin bielete de tracțiune

### 5.2.2.2 Sisteme de legătură cu pivot fictiv

La vehiculele a căror boghiuri se rotesc în plan orizontal în jurul unei axe fictive, forța de tracțiune și de frânare se transmite de la boghiuri la șasiul cutiei prin bare de tracțiune. Deoarece între cutie și boghiuri există deplasări relative, barele de

tracțiune trebuie să lege articulat boghiurile de cutie. În această soluție constructivă boghiurile nu sunt articulate între ele sau articulația, dacă există, nu transmite forțe de tracțiune și de frânare ci numai forțe transversale pentru influențarea reciprocă a poziției boghiurilor la circulația în curbe.

Sistemul de transmitere a forței de tracțiune prin bare de tracțiune se folosește la toate boghiurile la care amplasarea pivotului (sau a crapodinei) practic nu este posibilă. Bineînțeles că acest sistem se utilizează și la alte boghiuri cu scopul coborârii punctului de transmitere a forței de tracțiune de la boghiuri la cutia locomotivei, realizându-se sistemul de tracțiune joasă și, prin aceasta, îmbunătățirea considerabilă a gradului de utilizare a greutateii de aderență al locomotivei.

Pentru fiecare variantă constructivă de boghiu (variante din punct de vedere al suspensiei, al tipului de reazeme laterale și amplasării motoarelor) se poate realiza un număr foarte mare de variante constructive de legare a barelor de tracțiune. În figura 5-3 se prezintă câteva variante posibile de legare a boghiurilor la cutie prin bielete de tracțiune. Capetele cu cercelete înnegrite reprezintă articulațiile barelor la șasiul cutiei. Barele de tracțiune pot fi dispuse simetric (figura 5.3.a și c) sau asimetric (figura 5-3, b) și sunt solícitate fie la tracțiune și compresiune, fie numai la tracțiune.

Sarcina verticală a cutiei se transmite prin reazemele laterale care preiau și transmit și forțele orizontal - transversale între cutie și boghiuri.

În figura 5-4 se prezintă construcția reazemelor laterale și legăturile dintre cutie și boghiu utilizate la locomotivele electrice CFR 060 EA. Greutatea cutiei 1 este preluată, prin intermediul arcurilor elicoidale de tip flexicoil 3, de către grinzile longitudinale 5 ale patrulaterului articulat (vezi figura 5-4, 5-5 și 5-6). Arcurile elicoidale, plasate simetric pe cele două părți laterale ale boghiului, formează suspensia secundară (suspensia dintre cutie și boghiu). Grinzile 5 sunt susținute de lonjeroanele 2 ale ramei boghiului prin suspensorii 4 (câte patru pentru fiecare boghiu) articulate atât la consolele 2a cât și la grinzile 5. Consolele 2a sunt sudate, lateral, pe lonjeroanele 2 ale ramei boghiului. Articulațiile suspensoarelor 4 sunt realizate din cauciuc. Forma sferică a acestor articulații permite rotirea suspensiorilor, și deci a boghiului, în jurul celor trei axe de coordonate.

Forțele orizontal - longitudinale se transmit între boghiu și cutie prin barele de tracțiune 6 dispuse asimetric (vezi figurile 5-3, 5-4 și 5-5). Legătura acestor bare cu șasiul cutiei și grinda 5 se face prin intermediul articulațiilor 7 și respectiv 8 care sunt alcătuite dintr-un bulon cilindric și silentbloc sferic pentru a permite rotirea boghiului față de cutie în jurul celor trei axe.

Schema patrulaterului articulat este dată în figura 5-5. Grinzile longitudinale 5 sunt articulate cu barele cotite 9, articulate la rândul lor cu barele transversale 10 ale patrulaterului. De asemenea pârghiile cotite 9 sunt legate de lonjeroanele ramei prin intermediul articulațiilor A, care permit rotirea barelor cotite în plan orizontal, în raport cu rama boghiului. Forța de tracțiune dezvoltată la obada roții se transmite de la lonjeroane prin articulațiile A și barele cotite 9 la grinzile longitudinale 5, de la care, prin bieletele de tracțiune 6 la șasiul cutiei. La rotirea în plan orizontal a boghiului, centrul fictiv de rotație O al patrulaterului articulat rămâne practic în aceeași poziție. Schema întregului sistem de legătură dintre cutie și boghiu se arată în figura 5-6.

Prin urmare sarcinile verticale se transmit de la cutie la boghiu numai prin reazemele laterale, formate din arcurile elicoidale de tip flexicoil, grinzile longitudinale ale patrulaterului articulat și suspensorii acestor grinzii. Forțele orizontale longitudinale se transmit între cutie și boghiu prin patrulaterul articulat și

barele de tracțiune, iar forțele transversale - prin patruleter și arcurile elicoidale care formează suspensia secundară a locomotivei.

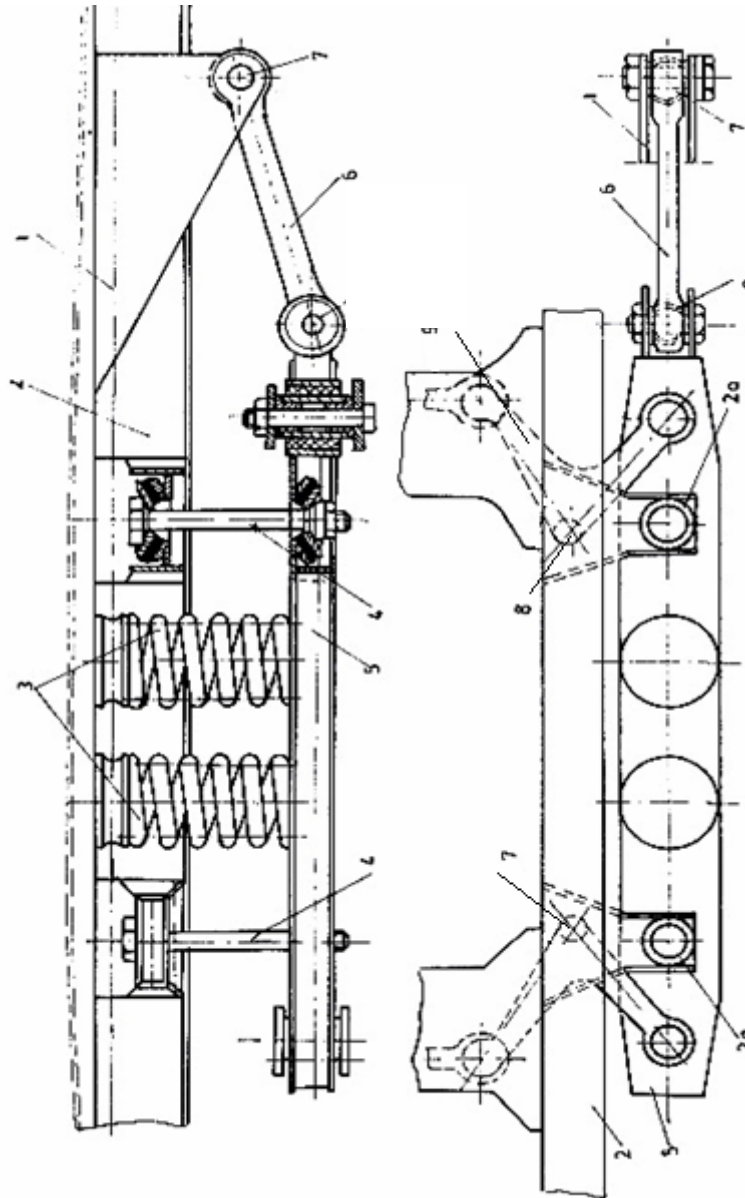


Fig. 5-3. Sistemul de legătură între cutie și boghiu la locomotiva LE CFR 060 EA: 1- cutia; 2- lonjeroane; 2a- console; 3- arcuri elicoidale; 4- suspensori; 5- grinzi longitudinale; 6- bare de tracțiune; 7 și 8- articulații; 9- pârghii (bare) cotite.



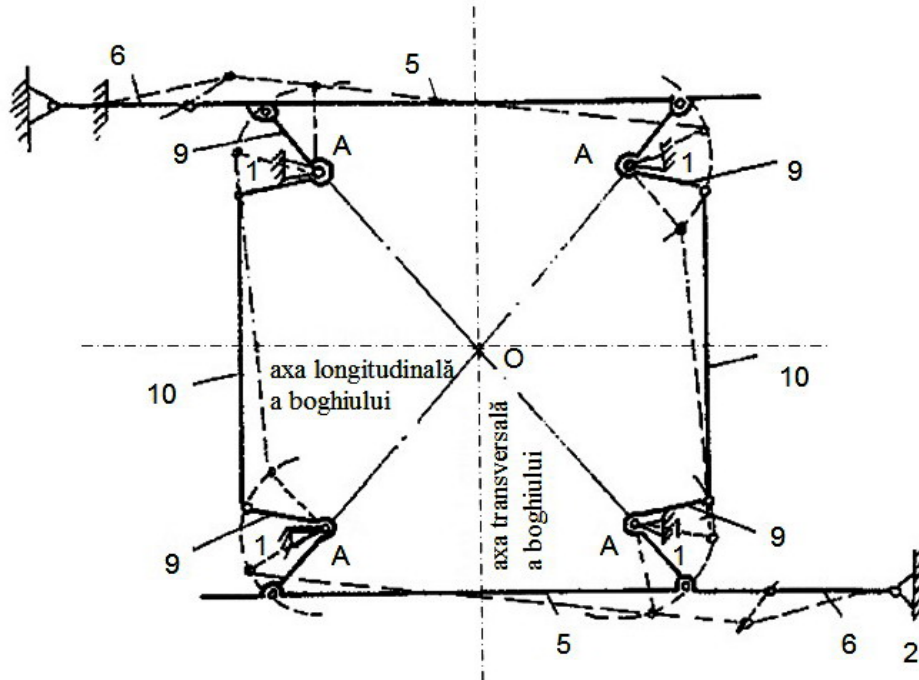


Fig. 5-4. Schema patrulaterului articulat în stare nedeformată și deformată cum se găsește redat în literatura de specialitate

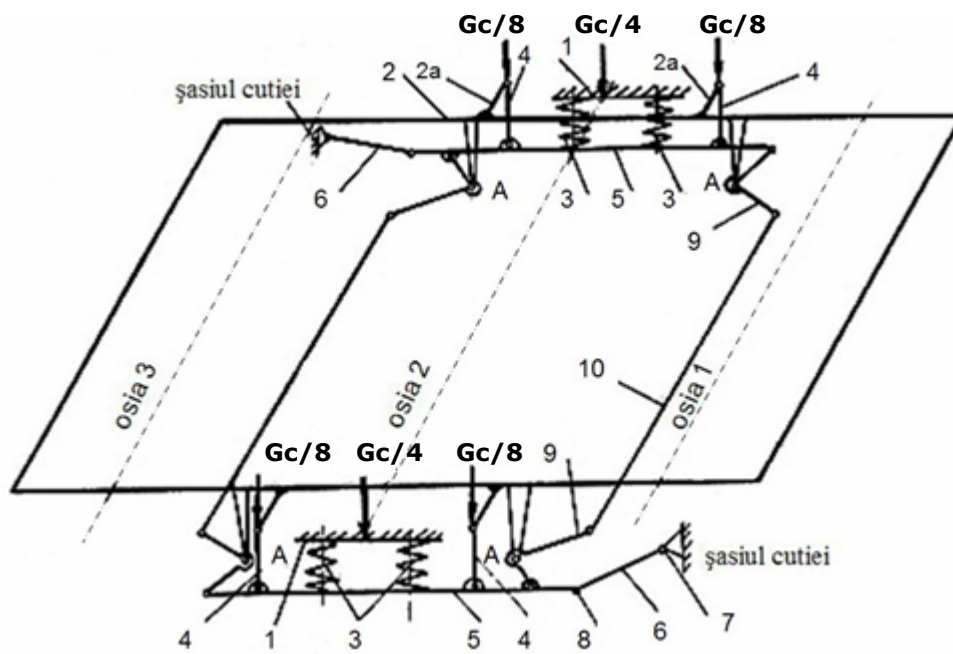


Fig. 5-5. Schema sistemului de legătură dintre cutie și boghiu.

### 5.2.2.3 Alegerea sistemului de legătură în funcție de tipul suspensiei boghiului

La alegerea soluției sistemului de legătură, pe lângă problemele legate de modul de rezemare a cutiei pe boghiuri și de transmitere a forței de tracțiune și de frânare de la boghiuri la șasiu, trebuie să se ia în considerare și tipul suspensiei boghiurilor, adică numărul punctelor de suspensie care determină stabilitatea boghiurilor în raport cu reacțiunile din reazemele ramei boghiului pe cutiile de osie.

Se reamintește că prin boghiu instabil se înțelege boghiul cu un singur plan vertical de suspensie, adică boghiul la care construcția suspendată a lui se sprijină pe suspensie în două puncte.

Aspectele principale ale acestei probleme, pentru câteva din variantele constructive de rezemare a cutiei pe boghiuri sunt prezentate în figura 5-7.

În cazul când ambele boghiuri sunt instabile, stabilitatea lor trebuie să fie asigurată de cutia locomotivei. Cele două boghiuri instabile sunt prezentate în figura 5-7, a prin planele lor fictive de suspensie:  $\alpha - \alpha$  pentru primul boghiu și  $\gamma - \gamma$  pentru al doilea boghiu (fiecare boghiu are un sistem de suspensie în două puncte). Cutia vehiculului se reazemă pe fiecare boghiu prin câte o crapodină A și două reazeme laterale elastice B și C. Prin această amplasare a reazemelor, boghiul este stabil.

Stabilitatea celor două boghiuri se poate realiza și prin patru reazeme laterale A, B, C și D pe fiecare boghiu, amplasate în două plane verticale AB și respectiv CD (figura 5-7, b). Reazemele laterale pot fi elastice sau rigide. În centrul de simetrie al fiecărui dreptunghi ABCD se află montat pivotul O.

Un alt sistem de legătură prin care se realizează stabilitatea boghiurilor se arată în figura 5-7, c. Planul de suspensie  $\alpha - \alpha$  al boghiului se găsește între crapodina A și reazemul elastic B, amplasate în axa longitudinală de simetrie a boghiului.

În cazul când ambele boghiuri sunt stabile, adică fiecare boghiu are cel puțin trei puncte de suspensie, sistemele de legătură între cutie și boghiuri pot fi mult mai variate, deoarece nu se mai pune condiția ca stabilitatea boghiurilor să fie asigurată prin cutie. De exemplu, în acest caz se pot utiliza și variantele constructive de rezemare din figurile 5-2, b și c și 5-3, a, b, c, ceea ce nu este posibil în cazul boghiurilor instabile, deoarece reazemul central (când preia forțe verticale) și reazemele laterale sunt plasate într-un singur plan vertical.

În figurile 5-8, a și b sunt arătate două din variantele posibile pentru boghiurile cu patru puncte de suspensie, plasate în două plane verticale  $\alpha - \alpha$  și  $\beta - \beta$  pentru un boghiu,  $\gamma - \gamma$  și  $\delta - \delta$  pentru celălalt boghiu, iar în figurile 5-8, c și d - aceleași variante de rezemare pentru boghiurile care au trei puncte de suspensie.

Variantele constructive prezentate nu epuizează problema. Ele constituie o exemplificare a diferitelor soluții posibile și scot în evidență aspectele principale de care trebuie să se țină seama la alegerea modului de rezemare a cutiei pe boghiuri și a tipului suspensiei.

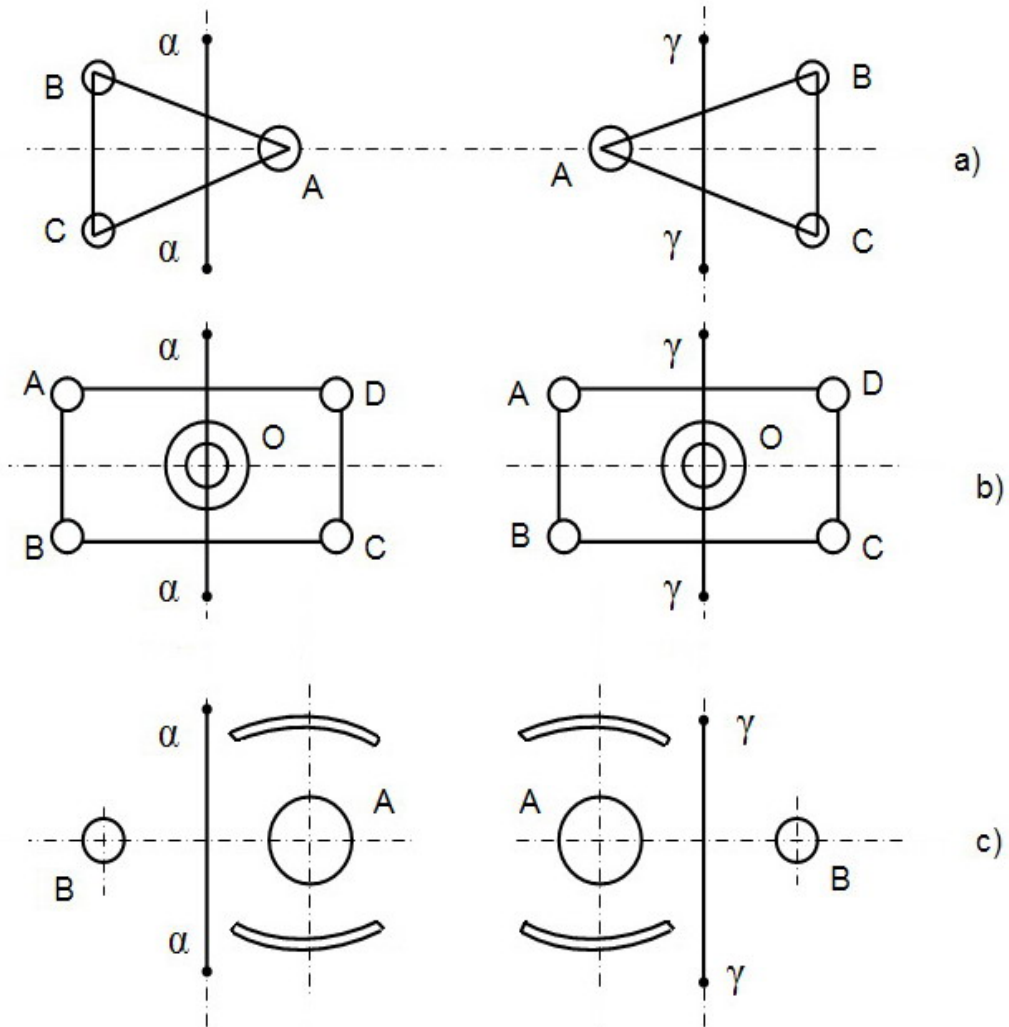


Fig. 5-6. Variante constructive de reazeme ale cutiei pe boghiuri, punctele de suspensie ale acestora și planurile fictive de suspensie

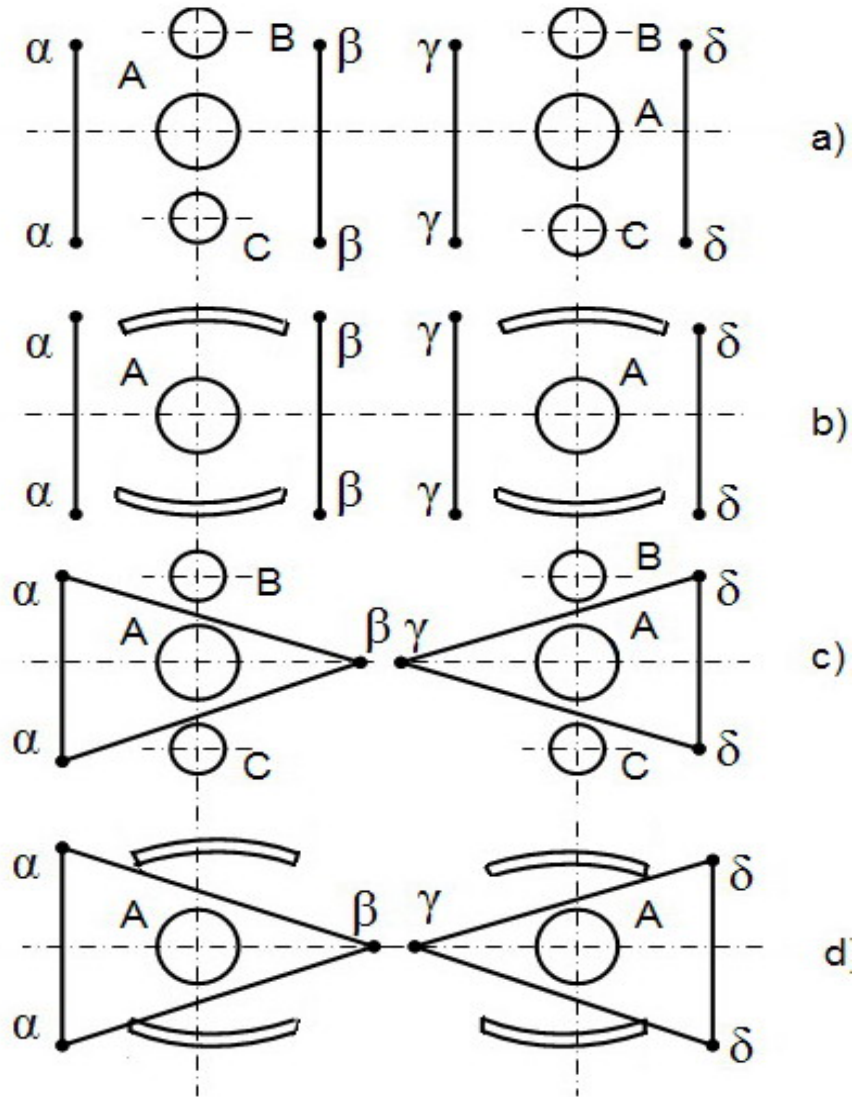
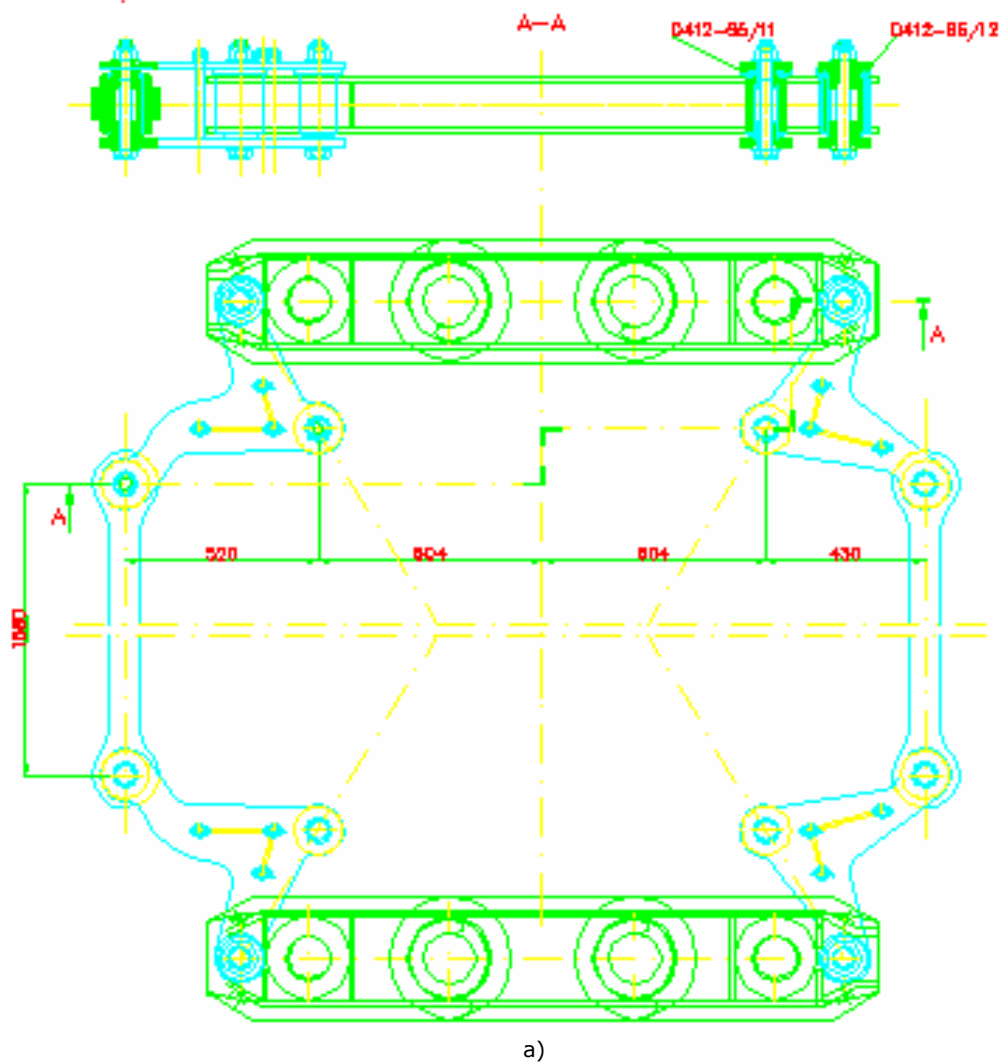


Fig. 5-7. Variante constructive de reazeme ale cutiei pe boghiuri, punctele de suspensie ale acestora și planurile fictive de suspensie.

### 5.3. Studiul sistemului de legătură cu pivot fictiv

#### 5.3.1. Parametrii constructivi și funcționali ai patruleterului articulată

Așa după cum s-a arătat, funcția pivotului fictiv este realizată cu ajutorul patruleterului articulată reprezentat schematic în figura 5-9, a și b.



a)  
Fig. 5-9, a: Patruleterul articulată

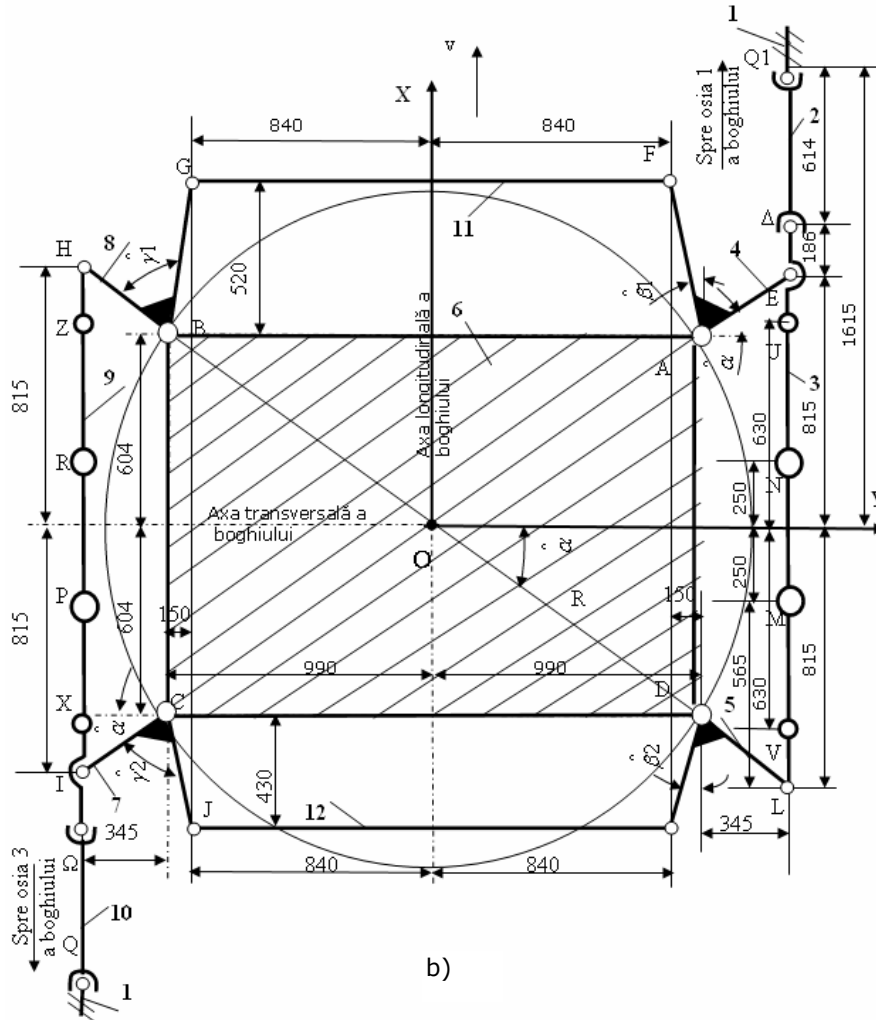


Fig. 5-8, b: Schema patrulaterului articulată

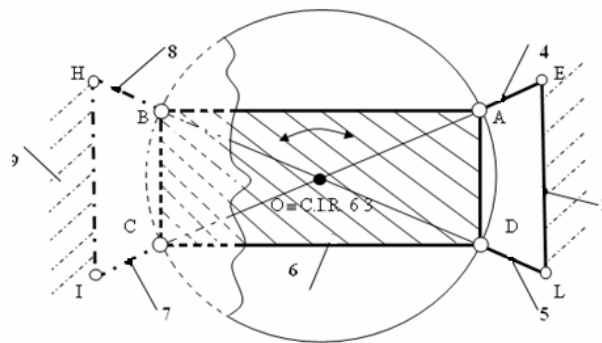


Fig. 5-9, c: Schema cinematică redusă a patrulaterului

În principal, patrulaterul este alcătuit din următoarele elemente componente:

- 2 grinzi longitudinale EL și BC având fiecare lungimea de 1630 mm;
- 2 bare transversale FG și JK având fiecare lungimea de 1680 mm;
- 4 pârgii cotite care se fixează de rama boghiului în punctele A,B,C și D iar la capete se leagă de grinzile, respectiv barele transversale ale patrulaterului.

**Observație: Atât în figura 5-9 cât și în continuare, toate dimensiunile lungimilor sunt exprimate în mm.**

Punctele A, B, C și D de legătură cu rama boghiului formează un dreptunghi cu laturile de 1980 mm și 1208 mm ale cărui diagonale AC și BD se intersectează întotdeauna în punctul O, de fapt în "pivotul fictiv", pentru orice poziție rotită a boghiului față de cutie la circulația prin curbă. Aceste puncte se află întotdeauna pe un cerc cu raza R de valoare:

$$R = \sqrt{\left(\frac{1980}{2}\right)^2 + \left(\frac{1208}{2}\right)^2},$$

$R = 1159,705$  mm și având centrul în punctul O.

Se cunoaște că pe grinzile longitudinale se sprijină de o parte și alta a boghiului câte două seturi de arcuri elicoidale de tip flexicoil, adică suspensia secundară.

În punctele Q și Q1 grinzile longitudinale se leagă de șasiul cutiei locomotivei în punctele O<sub>1</sub> și O<sub>2</sub> prin intermediul bieletelor de tracțiune O<sub>1</sub>Q și O<sub>2</sub>Q1 ale căror articulații la ambele capete sunt prevăzute cu bușe sferice și silent-blocuri necesare transmiterii forței de tracțiune de la boghiu la cutie fără șoc și pentru cazul când locomotiva circulă prin curbe și nu numai.

În alte două puncte așezate simetric față de axa transversală a boghiului (punctele U, V respectiv X, Z) se află locul de montare a suspensorilor cu care patrulaterul se leagă de rama boghiului și prin care sarcina verticală a cutiei se transmite (prin suspensia secundară) la rama boghiului.

În punctele N, M de pe grinda EL și în punctele R, P de pe grinda HI se află baza inferioară a arcurilor de tip flexicoil (suspensia secundară)

Punctele A,B,C și D de fixare ale pârgiilor cotite de rama boghiului cât și punctele E, F, G, H, I, J, K și L din capetele pârgiilor și care leagă între ele grinzile longitudinale de barele transversale ale patrulaterului sunt prevăzute cu silent-blocuri. Atunci când locomotiva circulă într-o curbă rotirea boghiurilor față de cutie are loc în jurul pivotului fictiv O și acest lucru se realizează prin deformarea patrulaterului din dreptunghi într-un paralelogram (vezi figura 5-10).

Diagonala dreptunghiului ABCD face cu axa transversală a boghiului unghiul  $\alpha$  a cărui valoare este:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{604}{930} = 0.6101$$

$$\alpha = 31^{\circ}23,25' \text{ sau } \alpha = 31,3875^{\circ} \text{ sau } \alpha = 0,5478 \text{ rad.}$$

Din figura 5-9 valorile unghiurilor  $\beta_1$  și  $\beta_2$  se determină după cum urmează:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{150}{520}$$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = 0,2885$$

$$\beta_1 = 16^{\circ}5,63'$$

$$\beta_1 = 16,0938^{\circ}, \quad \beta_1 = 0,2809 \text{ rad}$$

$$\text{iar } \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{150}{430}$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = 0,3488$$

$$\beta_2 = 19^{\circ}13,64'$$

$$\beta_2 = 19,2273^{\circ}, \quad \beta_2 = 0,3356 \text{ rad}$$

În acest fel, unghiurile dintre brațele pârghiilor cotite din punctele A și B, egale între ele, au valoarea:

$$\gamma_1 = \frac{\pi}{2} - \alpha + \beta_1$$

$$\gamma_1 = 90^{\circ} - 31^{\circ}23,25' + 16^{\circ}5,63'$$

$$\gamma_1 = 74^{\circ}42,38'$$

$$\gamma_1 = 74,7063^{\circ}, \quad \gamma_1 = 1,304 \text{ rad}$$

iar unghiurile dintre brațele pârghiilor cotite din punctele C și D, egale între ele, au valoarea:

$$\gamma_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha + \beta_2$$

$$\gamma_2 = 90^{\circ} - 31^{\circ}23,25' + 19^{\circ}13,64'$$

$$\gamma_2 = 77^{\circ}50,39'$$

$$\gamma_2 = 77,8398^{\circ}, \quad \gamma_2 = 1,3578 \text{ rad}$$

Se observă că unghiul dintre brațele pârghiilor cotite din punctele A și B au valori mai mici ( $74^{\circ}42,38'$ ) față de unghiul dintre brațele pârghiilor cotite din punctele C și D ( $77^{\circ}50,39'$ ).

### 5.3.2. Caracteristicile elementelor elastice de tip silent-bloc

Atât în punctele A, B, C și D de legare a pârghiilor cotite de rama boghiului cât și în punctele E, F, G, H, I, J, K și L de articulare a barelor patrulaterului între ele se află montate elemente elastice de tip silent-blocuri. Un silent-bloc oarecare este format din două bucșe metalice de diametre diferite și, în cazul locomotivei electrice CFR 060-EA de 5100 kW, sunt confecționate din OLT35, STAS 2881-87, între care s-a presat un manșon de cauciuc.

Rolul acestor elemente elastice este de a readuce atât pârghiile cotite cât și barele patrulaterului articulat în poziția inițială atunci când locomotiva și boghiurile ies din porțiunile curbe ale căii.



Așa după cum se va vedea în subcapitolul legat de calculul unghiurilor de rotire ale pârghiilor cotite și ale barelor patrulaterului la rotirea boghiului în curbe față de pivotul fictiv O patrulaterul se deformează din dreptunghi într-un paralelogram (aproximativ). Aceasta atrage după sine torsionarea elementelor elastice atât din cele patru puncte de legare ale pârghiilor cotite de rama boghiului cât și din celelalte opt puncte de articulare între ele ale barelor patrulaterului.

Torsionarea acestor elemente elastice dă naștere unui moment de rapel (readucere) a axei longitudinale a boghiului în axa longitudinală a cutiei locomotivei (poziția inițială din aliniament), după depășirea porțiunii de curbă de către locomotivă.

Elementele elastice din punctele de legare a pârghiilor cotite (patru bucăți) cât și cele de articulare între ele a barelor patrulaterului (opt bucăți) diferă între ele prin diametrul bușelor metalice și grosimea stratului de cauciuc. Ambele tipuri de bușe au aceeași lungime și anume de 158,75 mm.

Astfel, bușele mari din punctele A, B, C și D, cod XNS 35-35 [\*\*\*\*\*20], au diametrele interioare (bușă exterioară) respectiv exterioare (bușă interioară) de  $\Phi 115.5$  respectiv  $\Phi 94$  iar grosimea cauciucului dintre ele de  $115.5-94=21.5$  mm pe când bușele mici din cele opt puncte de articulare a barelor patrulaterului, cod XNS 35-61, între ele au diametrele interioare respectiv exterioare de  $\Phi 99.5$  respectiv  $\Phi 81$  iar grosimea cauciucului dintre ele de  $95.5-81=14.5$  mm.

În specificația tehnică nr.7/2000 [\*\*\*\*\*21] a uzinei elaboratoare a acestor elemente elastice (firma SC PLASTOMET SA Resita) și avizată de beneficiar (CFR MARFĂ) și AFER București sunt date următoarele caracteristici tehnice a acestor elemente elastice (vezi Tabelul 5-2).

Tabelul 5-2

Tip element elastic	XNS 35-35	XNS 35-61
Caracteristică		
Sarcina radială [daN]	4415	3728
Săgeata radială [mm]	$0.4 \pm 10\%$	$0.5 \pm 10\%$
Sarcina axială [daN]	2354	3826
Săgeata axială [mm]	$5 \pm 10\%$	$5 \pm 10\%$
Moment de torsiune admis [daNm]	343	172
Deformația unghiulară maximă la torsiune	$\pm \alpha/2 = 13^\circ \pm 1^\circ$	$\pm \alpha/2 = 16^\circ \pm 1^\circ$
Moment cardanic admis* [daNm]	662	579
Deformația unghiulară cardanică maximă admisă*	$\pm \beta/2_{\max} = 1^\circ$	$\pm \beta/2_{\max} = 1^\circ$

\*Torsionarea și deformația unghiulară cardanică apare atunci când locomotiva circulă într-o curbă cu o anumită supraînălțare a căii.

Cunoscând momentul de torsiune admis și deformația unghiulară maximă la torsiune (vezi Tabelul 5-2), pentru ambele tipuri de elemente elastice, rezultă rigiditatea torsională  $k_t$  a acestor elemente elastice dată de relația:

$$k_t = \frac{M_t}{\alpha} \text{ [kNm}^0\text{]} \text{ sau [kNm/rad]} \quad (5-1)$$

în care  $M_t$ [kNm] este momentul de torsiune admis al elementului elastic  $\alpha$  [°] sau [rad]-unghiul de deformare la torsiune.

Astfel, în cazul elementelor elastice din punctele A, B, C și D, conform Tabelului 5-2, se cunoaște  $M_t = 343 \text{ daNm} \pm \alpha / 2 = 13^\circ \pm 1^\circ$ . Semnul  $\pm$  se referă la torsionarea într-un sens sau celălalt al elementului după cum se înscrie boghiul în curbe la stânga sau la dreapta.

Dacă  $\alpha = 13 + 1 = 14^\circ$  adică  $0,2444 \text{ rad}$  atunci  $k_{t \min}$  are valoarea:

$$k_{t \min} = \frac{343 \text{ daNm}}{0,2444 \text{ rad}} = \frac{3,43 \text{ kNm}}{0,2444 \text{ rad}} = 14,0344 \text{ [kN/rad]}$$

iar dacă  $\alpha = 13 - 1 = 12^\circ$  adică  $0,2094 \text{ rad}$  atunci  $k_{t \max}$  are valoarea:

$$k_{t \max} = \frac{3,43}{0,2094} = 16,3801 \text{ [kNm/rad]}$$

În acest caz, valoarea considerată în calculele ulterioare este:

$$k_{t1} = \frac{k_{t \min} + k_{t \max}}{2} = \frac{14,0344 + 16,3801}{2} = 15,207$$

$$k_{t1} = 15,207 \text{ [kNm/rad]} \text{ sau } k_{t1} = 0,267 \text{ [kNm/grad]}$$

Pentru elementele elastice din celelalte opt puncte de articulare ale barelor patrulaterului între ele, din tabelul 5.2 valoarea lui  $M_t$  este  $M_t = 172 \text{ daNm}$  sau  $M_t = 1,72 \text{ kNm}$ .

Dacă  $\alpha = 16 + 1 = 17^\circ$  sau  $\alpha = 0,2968 \text{ rad}$  rezultă ca  $k_{t \min}$  având valoarea:

$$k_{t \min} = \frac{1,72}{0,2968}$$

$$k_{t \min} = 5,7951 \text{ [kNm/rad]}$$

iar dacă  $\alpha = 16 - 1 = 15^\circ$  sau  $\alpha = 0,2618 \text{ rad}$  rezultă  $k_{t \max}$  ca având valoarea:

$$k_{t \max} = \frac{1,72}{0,2618}$$

$$k_{t \max} = 6,5699 \text{ [kNm/rad]}$$

Valoarea rigidității unghiulare a elementelor elastice din punctele de articulare între ele a barelor patrulaterului care se consideră în calculele ulterioare este:

$$k_{t2} = \frac{k_{t \min} + k_{t \max}}{2} = \frac{5,7951 + 6,5699}{2} \quad (5-2)$$

$$k_{t2} = 6,198 \text{ [kNm/rad]} \text{ sau } k_{t2} = 0,108 \text{ [kNm/grad]}$$

Cunoscând pentru fiecare din cele 12 puncte ale patrulaterului articulat deformațiile unghiulare se poate calcula momentul total de readucere (rapel) al boghiului care s-a rotit în curbă față de cutie (vezi paragraful 5.3.4).

### 5.3.3. Studiul patrulaterului articulată

În figura 5-10 s-a reprezentat patrulaterului articulată în stare normală (aliniament) cât și în stare deformată (la circulația în curbă).

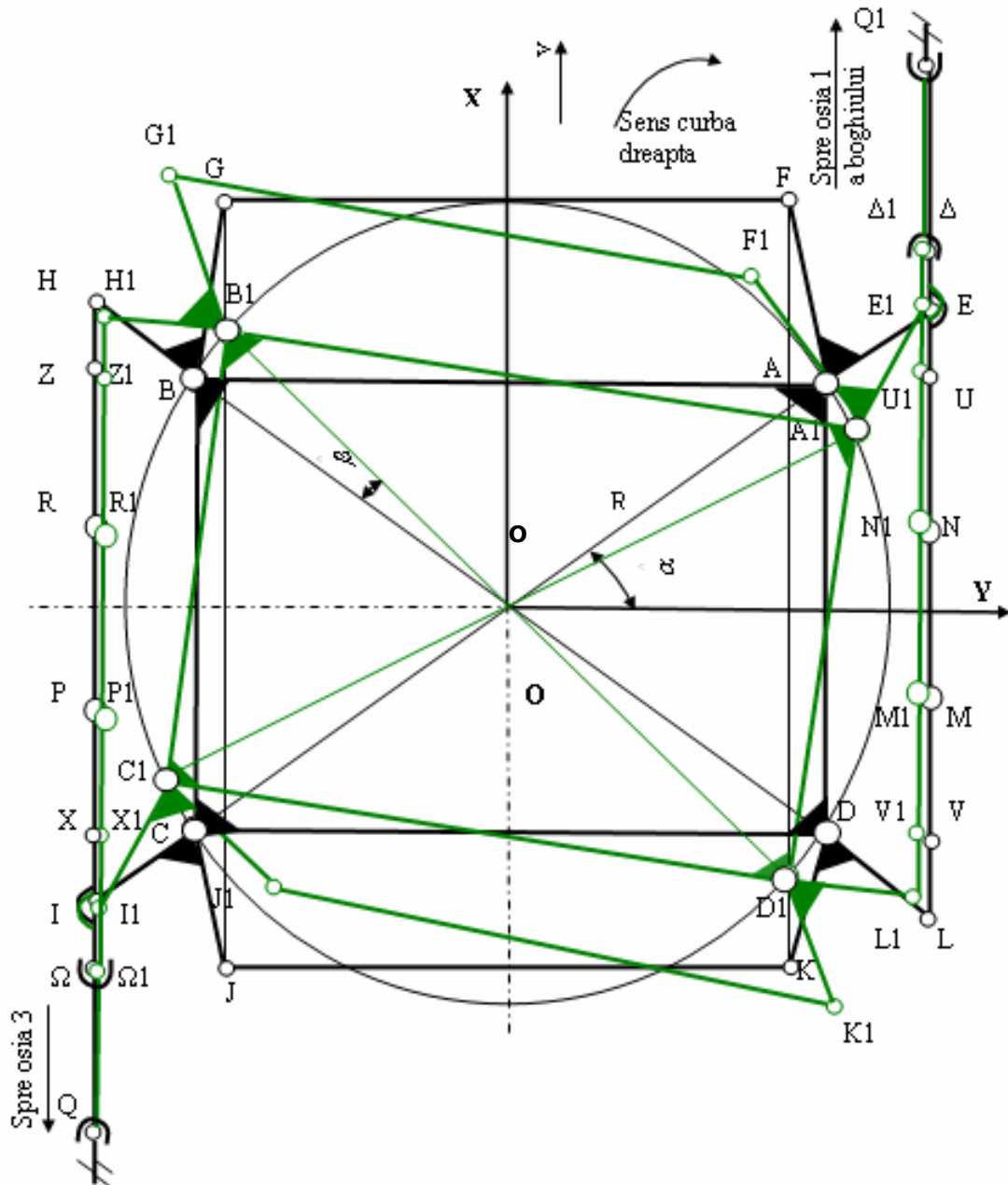


Fig. 5-9. Patrulaterul articulată în stare normală (culoarea neagră) și deformată (culoarea verde)

Punctele A, B, C și D sunt punctele de legare a patrulaterului de rama boghiului iar punctele E, F, G, H, I, J, K și L punctele în care se articulează barele patrulaterului între ele prin capetele pârghiilor cotite.

**Pentru a putea studia deplasările și rotirile barelor patrulaterului și implicit modificarea unghiurilor dintre bare atunci când acesta se deformează într-un paralelogram (la circulația în curbe) se consideră un sistem de axe de coordonate rectangular ortogonal XOY având originea O în pivotul fictiv iar direcția axei OX după sensul de mers respectiv OY înspre centrul curbei prin care circulă locomotiva.**

### 5.3.3.1 Determinarea coordonatelor punctelor caracteristice ale patrulaterului articulat

Prin puncte caracteristice ale patrulaterului articulat se înțeleg următoarele puncte:

- punctele A, B, C și D de legare ale pârghiilor cotite respectiv a patrulaterului de rama boghiului;
- punctele E, F, G, H, I, J, K și L de articulare între ele a barelor patrulaterului;
- punctele Q și Q<sub>1</sub> prin care grinzile longitudinale ale patrulaterului se leagă, prin biețele de tracțiune, de cutia locomotivei.

Cunoscând dimensiunile geometrice ale elementelor componente ale patrulaterului reprezentat în figura 5-8, coordonatele rectangulare ale punctelor caracteristice ale acestuia sunt următoarele:

$$a) \begin{cases} x_A = 604 \\ y_A = 990 \end{cases}; \begin{cases} x_B = 604 \\ y_B = -990 \end{cases}; \begin{cases} x_C = -604 \\ y_C = -990 \end{cases}; \begin{cases} x_D = -604 \\ y_D = 990 \end{cases}$$

$$b) \begin{cases} x_E = 815 \\ y_E = 1335 \end{cases}; \begin{cases} x_F = 1124 \\ y_F = 840 \end{cases}; \begin{cases} x_G = 1124 \\ y_G = -840 \end{cases}; \begin{cases} x_H = 815 \\ y_H = -1335 \end{cases};$$

$$I \begin{cases} x_I = -815 \\ y_I = -1335 \end{cases}; J \begin{cases} x_J = -1034 \\ y_J = -840 \end{cases}; K \begin{cases} x_K = -1034 \\ y_K = 840 \end{cases}; L \begin{cases} x_L = -815 \\ y_L = 1335 \end{cases}$$

$$c) Q \begin{cases} x_Q = 1616 \\ y_Q = 1335 \end{cases}; Q_1 \begin{cases} x_{Q_1} = -1615 \\ y_{Q_1} = -1335 \end{cases}$$

### 5.3.3.2 Determinarea lungimilor brațelor pârghiilor cotite

Din figura 5-9 se observă că pârghiile cotite A și B sunt identice din punct de vedere constructiv iar pârghiile cotite C și D - de asemenea identice. Brațele scurte de la ambele tipuri de pârghii sunt identice (AE=BM=CI=DL).

Cunoscându-se coordonatele extremităților brațelor pârghiilor se pot determina lungimile acestora cu relațiile cunoscute din geometria analitică, adică:

$$\overline{AE} = \sqrt{(x_A - x_E)^2 + (y_A - y_E)^2}, \quad (5-3)$$

$$\overline{AE} = 404,408 \text{ mm}; \overline{AE} = \overline{BH} = \overline{CI} = \overline{DL}$$

$$\overline{AF} = \sqrt{(x_A - x_F)^2 + (y_A - y_F)^2}, \quad (5-4)$$

$$\overline{AF} = 541,202 \text{ mm}; \overline{AF} = \overline{BG}$$

$$\overline{EF} = \sqrt{(x_E - x_F)^2 + (y_E - y_F)^2}, \quad (5-5)$$

$$\overline{EF} = 583,529 \text{ mm}; \overline{EF} = \overline{GH};$$

$$\overline{DK} = \sqrt{(x_D - x_K)^2 + (y_D - y_K)^2}, \quad (5-6)$$

$$\overline{DK} = 455,412 \text{ mm}; \overline{CJ} = \overline{DK}$$

$$\overline{KL} = \sqrt{(x_K - x_L)^2 + (y_K - y_L)^2}, \quad (5-7)$$

$$\overline{KL} = 541,282 \text{ mm}; \overline{KL} = \overline{IJ}.$$

### 5.3.3.3 Determinarea coordonatelor punctelor $A_1$ , $B_1$ , $C_1$ și $D_1$

În cele ce urmează s-a considerat că la circulația în curbă boghiul se rotește față de aceasta cu unghiul  $\beta$ . În figura 5-10 s-a considerat că la rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  în raport cu pivotul fictiv  $O$ , punctele  $Q$  și  $Q_1$  (ale cutiei) rămânând fixe, punctele  $A$ ,  $B$ ,  $C$  și  $D$  se vor deplasa pe cercul de rază  $R$  și centrul în  $O$ , în punctele  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  și  $D_1$ .

Coordonatele acestor puncte se determină cu relațiile următoare:

$$\text{a) Punctul } A_1: A_1 \begin{cases} x_{A_1} = R \sin(\alpha - \beta) \\ y_{A_1} = R \cos(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (5-8)$$

$$\text{b) Punctul } B_1: B_1 \begin{cases} x_{B_1} = R \sin(\alpha + \beta) \\ y_{B_1} = -R \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \quad (5-9)$$

$$\text{c) Punctul } C_1: C_1 \begin{cases} x_{C_1} = -R \sin(\alpha - \beta) \\ y_{C_1} = -R \cos(\alpha - \beta) \end{cases} \quad (5-10)$$

$$\text{d) Punctul } D_1: D_1 \begin{cases} x_{D_1} = -R \sin(\alpha + \beta) \\ y_{D_1} = R \cos(\alpha + \beta) \end{cases} \quad (5-11)$$

Cunoscându-se valoarea unghiului  $\alpha = 31.3875^\circ$  ( $0.5478$  rad) în continuare se dau valori unghiului  $\beta$ , din  $0,1$  în  $0,1$ , între  $0$  și  $3,5^0$  pentru care se determină coordonatele punctelor caracteristice ale patruleterului care se deformează la circulația prin curbă. Unghiul de rotire  $\beta = 3.5^\circ$  corespunde cazului de circulație a locomotivei în curba de rază  $R = 90\text{m}$  (garare în depou).

### 5.3.3.4 Determinarea coordonatelor punctelor $E_1$ , $F_1$ , $G_1$ , $H_1$ , $I_1$ , $J_1$ , $K_1$ și $L_1$

Coordonatele acestor puncte de articulare ale barelor patruleterului cu capetele brațelor pârghiilor cotite se determină pentru fiecare din cele opt puncte din rezolvarea unor sisteme de 2 ecuații cu 2 necunoscute. Astfel:

$$\begin{aligned}
\text{a) Punctul } E1: & \begin{cases} \overline{AE} = \overline{A_1E_1} \\ \overline{QE} = \overline{QE_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xA1_i - xE1_i)^2 + (yA1_i - yE1_i)^2} = 404,408 \\ \sqrt{(xQ - xE1_i)^2 + (yQ - yE1_i)^2} = 800 \end{cases} \\
\text{b) Punctul } F1: & \begin{cases} \overline{AF} = \overline{A_1F_1} \\ \overline{EF} = \overline{E_1F_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xA1_i - xF1_i)^2 + (yA1_i - yF1_i)^2} = 541,202 \\ \sqrt{(xE1_i - xF1_i)^2 + (yE1_i - yF1_i)^2} = 583,529 \end{cases} \\
\text{c) Punctul } G1: & \begin{cases} \overline{GF} = \overline{G_1F_1} \\ \overline{BG} = \overline{B_1G_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xG1_i - xF1_i)^2 + (yG1_i - yF1_i)^2} = 1680 \\ \sqrt{(xB1_i - xG1_i)^2 + (yB1_i - yG1_i)^2} = 541,202 \end{cases} \\
\text{d) Punctul } H1: & \begin{cases} \overline{GH} = \overline{G_1H_1} \\ \overline{BH} = \overline{B_1H_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xG1_i - xH1_i)^2 + (yG1_i - yH1_i)^2} = 583,529 \\ \sqrt{(xB1_i - xH1_i)^2 + (yB1_i - yH1_i)^2} = 404,408 \end{cases} \\
\text{e) Punctul } I1: & \begin{cases} \overline{HI} = \overline{H_1I_1} \\ \overline{CI} = \overline{C_1I_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xH1_i - xI1_i)^2 + (yH1_i - yI1_i)^2} = 1630 \\ \sqrt{(xC1_i - xI1_i)^2 + (yC1_i - yI1_i)^2} = 404,408 \end{cases} \\
\text{f) Punctul } J1: & \begin{cases} \overline{KJ} = \overline{K_1J_1} \\ \overline{CJ} = \overline{C_1J_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xK1_i - xJ1_i)^2 + (yK1_i - yJ1_i)^2} = 1680 \\ \sqrt{(xC1_i - xJ1_i)^2 + (yC1_i - yJ1_i)^2} = 455,412 \end{cases} \\
\text{g) Punctul } K1: & \begin{cases} \overline{KL} = \overline{K_1L_1} \\ \overline{DK} = \overline{D_1K_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xK1_i - xL1_i)^2 + (yK1_i - yL1_i)^2} = 541,282 \\ \sqrt{(xD1_i - xK1_i)^2 + (yD1_i - yK1_i)^2} = 455,412 \end{cases} \\
\text{h) Punctul } L1: & \begin{cases} \overline{EL} = \overline{E_1L_1} \\ \overline{DL} = \overline{D_1L_1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xE1_i - xL1_i)^2 + (yE1_i - yL1_i)^2} = 1630 \\ \sqrt{(xD1_i - xL1_i)^2 + (yD1_i - yL1_i)^2} = 404,408 \end{cases}
\end{aligned}$$

### 5.3.3.5 Determinarea unghiurilor de rotire ale pârghiilor cotate în raport cu axa lor

Pentru a determina unghiul de rotire al unei pârghii față de axul ei este suficient și necesar să se cunoască unghiul de rotire al unuia din brațele acesteia. Astfel, pentru pârghia cotită din A (vezi figura 5-10) care prin rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  a ajuns în A1, unghiul de rotire al acesteia este dat de unghiul dintre brațele AE și A1E1 respectiv AF și A1F1.

Unghiul  $\delta$  dintre două drepte la care se cunosc coeficienții unghiulari (panta dreptelor  $m$ ) se determină cu relația cunoscută din geometria analitică:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{m_1 - m_2}{1 + m_1 \cdot m_2} \quad (5-12)$$

în care  $m_1$  și  $m_2$  sunt coeficienții unghiulari ai celor două drepte considerate și se determină cu de relația:

$$m = \frac{x_2 - x_1}{y_2 - y_1}. \quad (5-13)$$

Astfel se determină:

a) Pârghia cotită din punctul A: Unghiul  $\alpha A_i$  s-a determinat ca fiind unghiul dintre dreptele AE și A1E1.

$$\operatorname{tg} \alpha A_i = \frac{\frac{x_E - x_A}{y_E - y_A} - \frac{x_{E1_i} - x_{A1_i}}{y_{E1_i} - y_{A1_i}}}{1 + \frac{x_E - x_A}{y_E - y_A} \cdot \frac{x_{E1_i} - x_{A1_i}}{y_{E1_i} - y_{A1_i}}} = u,$$

de unde:  $\alpha A_i = \operatorname{arctg} u$  [°]

b) Pârghia cotită din punctul B: Se calculează unghiul dintre dreptele BG și B1G1.

$$\operatorname{tg} \alpha B_i = \frac{\frac{x_G - x_B}{y_G - y_B} - \frac{x_{G1_i} - x_{B1_i}}{y_{G1_i} - y_{B1_i}}}{1 + \frac{x_G - x_B}{y_G - y_B} \cdot \frac{x_{G1_i} - x_{B1_i}}{y_{G1_i} - y_{B1_i}}} = v,$$

de unde:  $\alpha B_i = \operatorname{arctg} v$  [°]

c) Pârghia cotită din punctul C: Se calculează unghiul dintre dreptele CI și C1I1.

$$\operatorname{tg} \alpha C_i = \frac{\frac{x_I - x_C}{y_I - y_C} - \frac{x_{I1_i} - x_{C1_i}}{y_{I1_i} - y_{C1_i}}}{1 + \frac{x_I - x_C}{y_I - y_C} \cdot \frac{x_{I1_i} - x_{C1_i}}{y_{I1_i} - y_{C1_i}}} = w,$$

de unde:  $\alpha C_i = \operatorname{arctg} w$  [°]

d) Pârghia cotită din punctul D: Se calculează unghiul dintre dreptele DK și D1K1.

$$\operatorname{tg} \alpha D_i = \frac{\frac{x_K - x_D}{y_K - y_D} - \frac{x_{K1_i} - x_{D1_i}}{y_{K1_i} - y_{D1_i}}}{1 + \frac{x_K - x_D}{y_K - y_D} \cdot \frac{x_{K1_i} - x_{D1_i}}{y_{K1_i} - y_{D1_i}}} = z,$$

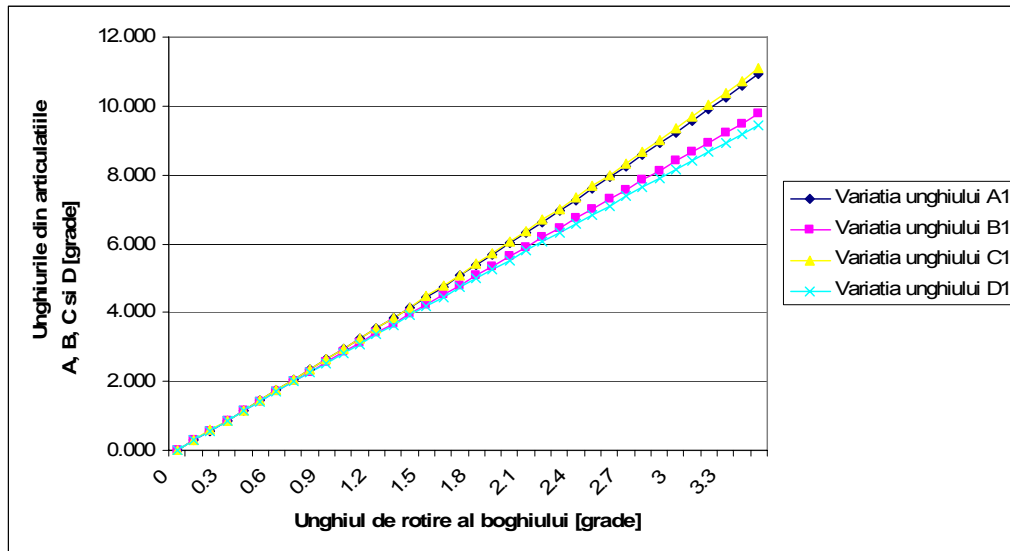
de unde:  $\alpha D_i = \operatorname{arctg} z$  [°]

În Tabelul 5-3 sunt date valorile unghiurilor de rotire ale pârghiilor cotite pentru valorile considerate ale unghiurilor de rotire ale boghiului  $\beta_i$ , iar în figura 5-11 variația acestora.

Tabelul 5-3

Unghiurile $\beta$ [°]	$\alpha A1$	$\alpha B1$	$\alpha C1$	$\alpha D1$
0	0.000	0.000	0.000	0.000
0,1	0.287	0.287	0.288	0.286
0,2	0.576	0.573	0.577	0.572
0,3	0.866	0.858	0.867	0.856
0,4	1.157	1.143	1.159	1.139
0,5	1.449	1.428	1.452	1.420
0,6	1.743	1.712	1.747	1.701
0,7	2.038	1.995	2.043	1.995
0,8	2.335	2.278	2.341	2.259
0,9	2.632	2.560	2.641	2.537
1,0	2.931	2.842	2.942	2.813
1,1	3.232	3.123	3.244	3.089
1,2	3.534	3.404	3.548	3.363
1,3	3.838	3.685	3.854	3.636
1,4	4.142	3.965	4.162	3.909
1,5	4.448	4.245	4.471	4.180
1,6	4.756	4.524	4.782	4.450
1,7	5.066	4.803	5.095	4.720
1,8	5.376	5.081	5.410	4.989
1,9	5.689	5.359	5.726	5.257
2,0	6.003	5.637	6.045	5.524
2,1	6.319	5.914	6.365	5.790
2,2	6.637	6.191	6.688	6.055
2,3	6.956	6.467	7.012	6.319
2,4	7.277	6.744	7.339	6.583
2,5	7.600	7.019	7.667	6.846
2,6	7.925	7.295	7.998	7.108
2,7	8.252	7.570	8.331	7.369
2,8	8.580	7.845	8.667	7.629
2,9	8.911	8.120	9.004	7.889
3,0	9.244	8.394	9.344	8.148
3,1	9.579	8.668	9.687	8.406
3,2	9.916	8.942	10.032	8.664
3,3	10.255	9.216	10.380	8.920
3,4	10.597	9.489	10.730	9.177
3,5	10.941	9.762	11.083	9.432



Fig. 5-10. Variația unghiurilor  $\alpha A1$ ,  $\alpha B1$ ,  $\alpha C1$ ,  $\alpha D1$ 

### 5.3.3.6 Determinarea unghiurilor de rotire ale barelor patrulaterului articulat

Barele patrulaterului articulat (vezi figura 5-10) sunt cele două grinzi longitudinale EL și HI și cele două bare transversale FG și JK care își modifică pozițiile la circulația în curbă. Astfel, grinzi longitudinale ocupă pozițiile E1L1 și H1I1 iar barele transversale F1G1 și J1K1.

Unghiurile de rotire ale acestor bare ale patrulaterului față de poziția lor inițială se determină cu relațiile următoare:

a) Unghiul dintre barele LE și L1E1:

$$\operatorname{tg} \alpha E_i = \frac{\frac{xE - xL}{yE - yL} - \frac{xE1_i - xL1_i}{yE1_i - yL1_i}}{1 + \frac{xE - xL}{yE - yL} \cdot \frac{yE1_i - yL1_i}{xL1_i - xE1_i}} = p, \text{ de unde: } \alpha E_i = \operatorname{arctgp} [^\circ]$$

b) Unghiul dintre barele HI și H1I1

$$\operatorname{tg} \alpha H_i = \frac{\frac{xH - xI}{yH - yI} - \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}}{1 + \frac{xH - xI}{yH - yI} \cdot \frac{yH1_i - yI1_i}{xI1_i - xH1_i}} = r, \text{ de unde: } \alpha H_i = \operatorname{arctgr} [^\circ]$$

c) Unghiul dintre barele GF și G1F1

$$\operatorname{tg} \alpha G_i = \frac{\frac{xG - xF}{yG - yF} - \frac{xG1_i - xF1_i}{yG1_i - yF1_i}}{1 + \frac{xG - xF}{yG - yF} \cdot \frac{yG1_i - yF1_i}{xF1_i - xG1_i}} = s, \text{ de unde: } \alpha G_i = \operatorname{arctgs} [^\circ]$$

d) Unghiul dintre barele JK și J1K1

$$tg \alpha K_i = \frac{\frac{xK - xJ}{yK - yJ} - \frac{xK1_i - xJ1_i}{yK1_i - yJ1_i}}{1 + \frac{xK - xJ}{yK - yJ} \cdot \frac{xK1_i - xJ1_i}{yK1_i - yJ1_i}} = t, \text{ de unde: } \alpha K_i = arctgt [^\circ]$$

În tabelul 5-4 sunt date valorile calculate ale acestor unghiuri.

Tabelul 5-4

Unghiurile $\beta [^\circ]$	$\alpha E$	$\alpha H$	$\alpha G$	$\alpha K$
0	0.000	0.000	0.000	0.000
0,1	0.000	0.000	0.169	0.169
0,2	0.000	0.001	0.338	0.338
0,3	0.001	0.001	0.507	0.507
0,4	0.001	0.002	0.676	0.676
0,5	0.001	0.003	0.846	0.846
0,6	0.001	0.004	1.016	1.015
0,7	0.002	0.006	1.186	1.184
0,8	0.002	0.007	1.355	1.353
0,9	0.003	0.009	1.525	1.522
1,0	0.004	0.011	1.695	1.692
1,1	0.004	0.014	1.865	1.861
1,2	0.005	0.016	2.036	2.031
1,3	0.006	0.019	2.206	2.200
1,4	0.007	0.022	2.378	2.370
1,5	0.009	0.026	2.549	2.540
1,6	0.010	0.030	2.720	2.710
1,7	0.012	0.034	2.890	2.881
1,8	0.014	0.039	3.063	3.051
1,9	0.016	0.044	3.235	3.222
2,0	0.018	0.049	3.408	3.393
2,1	0.020	0.055	3.580	3.564
2,2	0.023	0.061	3.753	3.736
2,3	0.026	0.068	3.926	3.907
2,4	0.029	0.075	4.100	4.079
2,5	0.033	0.083	4.274	4.251
2,6	0.037	0.091	4.448	4.424
2,7	0.041	0.099	4.623	4.597
2,8	0.045	0.108	4.798	4.770
2,9	0.050	0.117	4.974	4.943
3,0	0.055	0.127	5.149	5.117
3,1	0.061	0.138	5.326	5.292
3,2	0.067	0.150	5.503	5.466
3,3	0.073	0.162	5.680	5.642
3,4	0.080	0.174	5.858	5.817
3,5	0.087	0.187	6.037	5.993

În figura 5-12 se dă variația acestora în funcție de unghiul de rotire al boghiului în curbă.

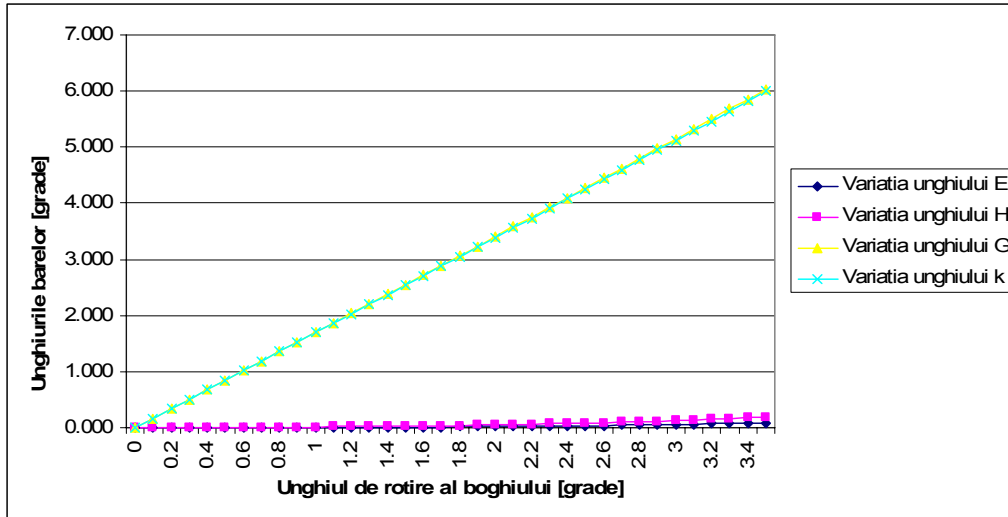


Fig. 5-11. Variația unghiurilor  $\alpha E$ ,  $\alpha H$ ,  $\alpha G$ ,  $\alpha K$

Din examinarea valorii acestora se constată că doar barele transversale GF și JK se rotesc la circulația în curbă față de poziția lor inițială pe când barele (grinzile longitudinale) EL și HI se deplasează aproape paralel spre pivotul fictiv în raport cu pozițiile lor inițiale, contrar celor prezentate în literatura de specialitate (vezi figura 5-5 – poziția grinzilor EL și HI respectiv 5).

### 5.3.3.7 Determinarea unghiurilor dintre brațele pârghiilor cotite și barele patrulaterului articulat

În cele ce urmează s-au determinat unghiurile din punctele de articulare a barelor patrulaterului cu brațele pârghiilor cotite, adică în punctele E1, F1, G1, H1, I1, J1, K1 și L1 care, la rotirea în curbă a boghiului se modifică față de cele inițiale (aliniament).

Relațiile utilizate sunt cele cunoscute pentru unghiul dintre două drepte (vezi figura 5-10), astfel:

a) Unghiul din punctul E1:

$$\operatorname{tg} \alpha E1_i = \frac{\frac{x A1_i - x E1_i}{y A1_i - y E1_i} - \frac{x L1_i - x E1_i}{y L1_i - y E1_i}}{1 + \frac{x A1_i - x E1_i}{y A1_i - y E1_i} \cdot \frac{x L1_i - x E1_i}{y L1_i - y E1_i}} = e1, \text{ de unde: } \alpha E1_i = \operatorname{arctg}(e1) [^\circ]$$

b) Unghiul din punctul F1:

$$tg \alpha F1_i = \frac{\frac{xF1_i - xG1_i}{yF1_i - yG1_i} - \frac{xF1_i - xA1_i}{yF1_i - yA1_i}}{1 + \frac{xF1_i - xG1_i}{yF1_i - yG1_i} \cdot \frac{xF1_i - xA1_i}{yF1_i - yA1_i}} = f1, \text{ de unde: } \alpha F1_i = arctg(f1) [^\circ]$$

c) Unghiul din punctul G1:

$$tg \alpha G1_i = \frac{\frac{xB1_i - xG1_i}{yB1_i - yG1_i} - \frac{xF1_i - xG1_i}{yF1_i - yG1_i}}{1 + \frac{xB1_i - xG1_i}{yB1_i - yG1_i} \cdot \frac{xF1_i - xG1_i}{yF1_i - yG1_i}} = g1, \text{ de unde: } \alpha G1_i = arctg(g1) [^\circ]$$

d) Unghiul din punctul H1:

$$tg \alpha H1_i = \frac{\frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i} - \frac{xB1_i - xH1_i}{yB1_i - yH1_i}}{1 + \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i} \cdot \frac{xB1_i - xH1_i}{yB1_i - yH1_i}} = h1, \text{ de unde: } \alpha H1_i = arctg(h1) [^\circ]$$

e) Unghiul din punctul I1:

$$tg \alpha I1_i = \frac{\frac{xCl_i - xI1_i}{yCl_i - yI1_i} - \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}}{1 + \frac{xCl_i - xI1_i}{yCl_i - yI1_i} \cdot \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}} = i1, \text{ de unde: } \alpha I1_i = arctg(i1) [^\circ]$$

f) Unghiul din punctul J1:

$$tg \alpha J1_i = \frac{\frac{xCl_i - xJ1_i}{yCl_i - yJ1_i} - \frac{xJ1_i - xK1_i}{yJ1_i - yK1_i}}{1 + \frac{xCl_i - xJ1_i}{yCl_i - yJ1_i} \cdot \frac{xJ1_i - xK1_i}{yJ1_i - yK1_i}} = j1, \text{ de unde: } \alpha J1_i = arctg(j1) [^\circ]$$

g) Unghiul din punctul K1:

$$tg \alpha K1_i = \frac{\frac{xD1_i - xK1_i}{yD1_i - yK1_i} - \frac{xK1_i - xJ1_i}{yK1_i - yJ1_i}}{1 + \frac{xD1_i - xK1_i}{yD1_i - yK1_i} \cdot \frac{xK1_i - xJ1_i}{yK1_i - yJ1_i}} = k1, \text{ de unde: } \alpha K1_i = arctg(k1) [^\circ]$$

h) Unghiul din punctul L1:

$$tg \alpha L1_i = \frac{\frac{xD1_i - xL1_i}{yD1_i - yL1_i} - \frac{xL1_i - xE1_i}{yL1_i - yE1_i}}{1 + \frac{xD1_i - xL1_i}{yD1_i - yL1_i} \cdot \frac{xL1_i - xE1_i}{yL1_i - yE1_i}} = l1, \text{ de unde: } \alpha L1_i = arctg(l1) [^\circ]$$

În tabelul 5-5 sunt date valorile acestor unghiuri funcție de unghiului  $\beta_i$  de rotire a boghiului la circulația prin curbă.

Tabelul 5-5

Unghiurile [°] $\beta$ [°]	$\alpha E1$	$\alpha F1$	$\alpha G1$	$\alpha H1$
0	58.55	106.09	106.09	58.55
0,1	58.26	106.54	105.64	58.84
0,2	57.97	107.00	105.18	59.12
0,3	57.68	107.46	104.72	59.41
0,4	57.39	107.92	104.27	59.69
0,5	57.10	108.39	103.82	59.97
0,6	56.81	108.85	103.36	60.26
0,7	56.51	109.32	102.91	60.54
0,8	56.22	109.78	102.46	60.82
0,9	55.92	110.25	102.00	61.10
1,0	55.62	110.72	101.55	61.38
1,1	55.32	111.19	101.10	61.66
1,2	55.02	111.66	100.65	61.94
1,3	54.72	112.14	100.20	62.22
1,4	54.42	112.61	99.75	62.49
1,5	54.11	113.09	99.30	62.77
1,6	53.80	113.57	98.85	63.04
1,7	53.49	114.05	98.40	63.32
1,8	53.19	114.53	97.95	63.59
1,9	52.88	115.02	97.50	63.87
2,0	52.64	115.50	97.05	64.14
2,1	52.25	115.99	96.60	64.41
2,2	51.94	116.48	96.15	64.68
2,3	51.62	116.97	95.70	64.95
2,4	51.30	117.47	95.25	65.22
2,5	50.98	117.96	94.80	65.49
2,6	50.66	118.46	94.35	65.75
2,7	50.34	118.97	93.90	66.02
2,8	50.01	119.47	93.48	66.29
2,9	49.69	119.98	93.00	66.55
3,0	49.36	120.49	92.55	66.82
3,1	49.03	121.00	92.10	67.08
3,2	48.70	121.51	91.65	67.34
3,3	48.37	122.03	91.19	67.60
3,4	48.03	122.55	90.74	67.87
3,5	47.69	123.07	90.29	68.12

Tabelul 5-5 -continuare-

Unghiurile [°] $\beta$ [°]	$\alpha I$	$\alpha J$	$\alpha K$	$\alpha L$
0	58.55	109.23	109.23	58.55
0,1	58.26	109.69	108.77	58.84
0,2	57.97	110.14	108.32	59.12
0,3	57.68	110.60	107.87	59.40
0,4	57.39	111.06	107.42	59.69
0,5	57.09	111.52	106.96	59.97
0,6	56.79	111.98	106.52	60.25
0,7	56.50	112.45	106.06	60.53
0,8	56.20	112.91	105.62	60.81
0,9	55.90	113.38	105.17	61.08
1,0	55.59	113.84	104.73	61.36
1,1	55.29	114.31	104.28	61.63
1,2	54.99	114.78	103.84	61.90
1,3	54.68	115.25	103.39	62.18
1,4	54.37	115.72	102.95	62.45
1,5	54.06	116.19	102.51	62.72
1,6	53.74	116.67	102.07	62.99
1,7	53.43	117.15	101.63	63.26
1,8	53.11	117.62	101.19	63.53
1,9	52.79	118.10	100.75	63.79
2,0	52.47	118.58	100.31	64.06
2,1	52.14	119.06	99.87	64.32
2,2	51.82	119.55	99.44	64.58
2,3	51.49	120.03	99.00	64.84
2,4	51.16	120.52	98.57	65.10
2,5	50.83	121.01	98.13	65.36
2,6	50.49	121.50	97.70	65.62
2,7	50.16	121.99	97.26	65.88
2,8	49.82	122.49	96.83	66.13
2,9	49.48	122.99	96.39	66.39
3,0	49.14	123.49	95.96	66.64
3,1	48.79	123.99	95.53	66.89
3,2	48.44	124.50	95.10	67.15
3,3	48.09	125.01	94.67	67.40
3,4	47.74	125.52	94.24	67.65
3,5	47.38	126.03	93.80	67.89

Variația acestor unghiuri s-a reprezentat în figura 5-13.

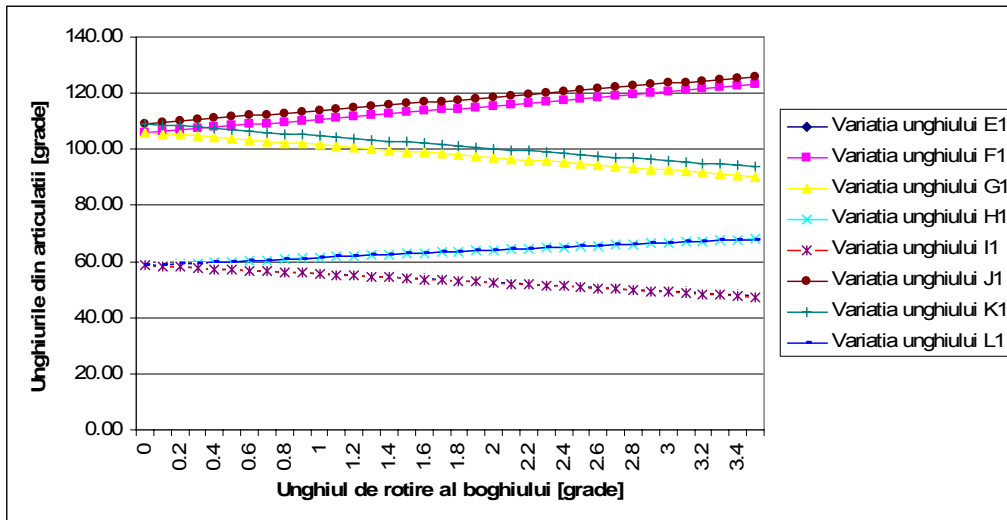


Fig. 5-12. Variația unghiurilor  $\alpha E1, \alpha H1, \alpha G1, \alpha F1, \alpha I1, \alpha J1, \alpha K1, \alpha L1$

**5.3.3.8 Determinarea distanțelor cu care se deplasează baza inferioară a arcurilor**

Arcurile de tip flexicoil se sprijină la partea inferioară în punctele M, N, P și R (vezi figura 5-9) pe grinzile longitudinale LE și IH ale patrulaterului articulată al boghiului.

Coordonatele punctelor M, N, P și R în raport cu sistemul de axe de coordonate admis sunt:

$$M \begin{cases} xM = 250 \\ yM = 1335 \end{cases} \quad N \begin{cases} xN = -250 \\ yN = 1335 \end{cases} \quad P \begin{cases} xP = -250 \\ yP = -1335 \end{cases} \quad \text{și} \quad R \begin{cases} xR = 250 \\ yR = -1335 \end{cases}$$

La rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  față de cutia locomotivei punctele M, N, P și R vor ocupa alte poziții ca urmare a deformării patrulaterului articulată, adică în în M1, N1, P1 și R1.

a) Coordonatele punctelor M se determină din rezolvarea sistemului:

$$\begin{cases} \overline{LM} = \overline{L1M1} \\ \overline{EM} = \overline{E1M1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xL1_i - xM1_i)^2 + (yL1_i - yM1_i)^2} = 565 \\ \sqrt{(xE1_i - xM1_i)^2 + (yE1_i - yM1_i)^2} = 1065 \end{cases}$$

iar distanța  $\Delta_M$  de deplasare a punctului M cu relația:

$$\Delta_M = \overline{MM1}_i = \sqrt{(xM1_i - xM)^2 + (yM1_i - yM)^2}$$

b) Coordonatele punctelor N se determină din rezolvarea sistemului:

$$\begin{cases} \overline{LN} = \overline{L1N1} \\ \overline{EN} = \overline{E1N1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xL1_i - xN1_i)^2 + (yL1_i - yN1_i)^2} = 1065 \\ \sqrt{(xE1_i - xN1_i)^2 + (yE1_i - yN1_i)^2} = 565 \end{cases}$$

iar distanța  $\Delta_N$  de deplasare a punctului N cu relația:

$$\Delta_N = \overline{NN1}_i = \sqrt{(xN1_i - xN)^2 + (yN1_i - yN)^2}$$

c) Coordonatele punctelor P se determină din rezolvarea sistemului:

$$\begin{cases} \overline{HP} = \overline{H1P1} \\ \overline{IP} = \overline{I1P1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xH1_i - xP1_i)^2 + (yH1_i - yP1_i)^2} = 1065 \\ \sqrt{(xI1_i - xP1_i)^2 + (yI1_i - yP1_i)^2} = 565 \end{cases}$$

iar distanța  $\Delta_P$  de deplasare a punctului P cu relația:

$$\Delta_P = \overline{PP1}_i = \sqrt{(xP1_i - xP)^2 + (yP1_i - yP)^2} .$$

d) Coordonatele punctelor R se determină din rezolvarea sistemului:

$$\begin{cases} \overline{HR} = \overline{H1R1} \\ \overline{IR} = \overline{I1R1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xH1_i - xR1_i)^2 + (yH1_i - yR1_i)^2} = 565 \\ \sqrt{(xI1_i - xR1_i)^2 + (yI1_i - yR1_i)^2} = 1065 \end{cases}$$

iar distanța  $\Delta_R$  de deplasare a punctului R cu relația:

$$\Delta_R = \overline{RR1}_i = \sqrt{(xR1_i - xR)^2 + (yR1_i - yR)^2}$$

Valorile distanțele  $\Delta_M$ ,  $\Delta_N$ ,  $\Delta_R$  și  $\Delta_P$  sunt date în tabelul 5-6 iar în figura 5-14 s-a reprezentat grafic variația acestor distanțe funcție de unghiul de rotire al boghiului în curbă.



Tabelul 5-6

<b>Distanța <math>\beta</math> [°]</b> <b>[mm]</b>	$\Delta_M = \overline{MM}_i$	$\Delta_N = \overline{NN}_i$	$\Delta_P = \overline{PP}_i$	$\Delta_R = \overline{RR}_i$
0	0.000	0.000	0.000	0.000
0,1	0.007	0.009	0.009	0.007
0,2	0.030	0.034	0.036	0.030
0,3	0.070	0.075	0.080	0.069
0,4	0.125	0.132	0.141	0.123
0,5	0.196	0.205	0.220	0.194
0,6	0.282	0.295	0.317	0.280
0,7	0.385	0.401	0.431	0.383
0,8	0.503	0.524	0.564	0.501
0,9	0.637	0.663	0.714	0.636
1,0	0.787	0.819	0.883	0.787
1,1	0.953	0.991	1.071	0.954
1,2	1.134	1.180	1.277	1.137
1,3	1.331	1.386	1.502	1.337
1,4	1.544	1.609	1.746	1.552
1,5	1.773	1.848	2.009	1.785
1,6	2.017	2.105	2.291	2.034
1,7	2.277	2.380	2.593	2.299
1,8	2.552	2.671	2.915	2.582
1,9	2.843	2.980	3.257	2.881
2,0	3.150	3.307	3.619	3.197
2,1	3.473	3.652	4.001	3.530
2,2	3.812	4.014	4.404	3.880
2,3	4.166	4.394	4.828	4.247
2,4	4.536	4.793	5.273	4.632
2,5	4.922	5.210	5.739	5.034
2,6	5.324	5.645	6.227	5.453
2,7	5.742	6.099	6.737	5.890
2,8	6.176	6.572	7.268	6.345
2,9	6.626	7.064	7.823	6.818
3,0	7.092	7.576	8.400	7.309
3,1	7.574	8.107	9.000	7.818
3,2	8.073	8.657	9.624	8.345
3,3	8.588	9.228	10.272	8.891
3,4	9.119	9.818	10.943	9.456
3,5	9.667	10.430	11.639	10.039

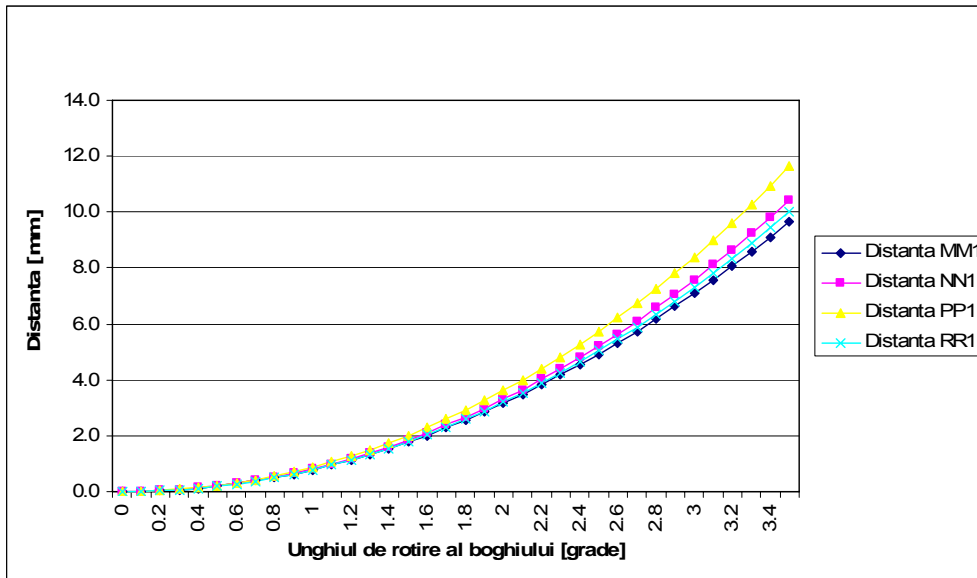


Fig. 5-13. Deplasarea punctelor de sprijin ale arcurilor elicoidale

### 5.3.3.9 Determinarea unghiurilor de înclinare a suspensorilor verticali

Cutia locomotivei se sprijină prin suspensia secundară pe grinzile longitudinale ale patruleterului articulat. Greutatea cutiei ce revine unui boghiu ( $G_C/2$ ) se transmite la rama boghiului prin cei patru suspensori verticali, câte doi pentru fiecare grindă longitudinală, astfel că prin fiecare suspensor se transmite sarcina  $G_C/8$  la rama boghiului.

Atâta timp cât locomotiva circulă în aliniament cele două capete ale suspensorilor (superior și inferior) se află în același plan vertical care conține atât suspensia secundară a locomotivei la o distanță de 1335 mm față de axa longitudinală a vehiculului (vezi figura 5-9) cât și axa longitudinală a grinzii longitudinale a patruleterului articulat (grinzile LE și HI din figura 5-10).

La circulația printr-o curbă datorită rotirii boghiului față de cutia locomotivei cu unghiul  $\beta$  (vezi figura 5-15, a) cei patru suspensori ai boghiului, din poziția inițială verticală se înclină cu unghiul  $\theta$  față de verticală ca urmare a deplasărilor relative ale celor două capete (superior și inferior) ale suspensorilor (vezi figura 5.15, b). De menționat este faptul că mărimea unghiurilor  $\theta$  diferă la cei patru suspensori.

Astfel, capetele inferioare ale suspensorilor se deplasează din punctele inițiale U, V (grinda EL) și Z, X (grinda HI) în punctele U1, V1, Z1 și X1 la rotirea cu unghiul  $\beta$  a boghiului față de cutia locomotivei.

Coordonatele punctelor U1, V1, Z1 și X1 se determină după cum urmează:

a) Coordonatele punctului U1 se determină din sistemul de ecuații:

$$\begin{cases} \overline{LU} = \overline{LU1} \\ \overline{EU} = \overline{EU1} \end{cases} \text{ sau } \begin{cases} \sqrt{(xL1_i - xU1_i)^2 + (yL1_i - yU1_i)^2} = 1445 \\ \sqrt{(xE1_i - xU1_i)^2 + (yE1_i - yU1_i)^2} = 185 \end{cases}$$



b) Coordonatele punctului A2 se determină din rezolvarea sistemului de ecuații următor:

$$\begin{cases} \overline{OA2} = \overline{OA3} \\ \overline{A1A2} = \overline{AA3} \end{cases}$$

unde  $\overline{OA3} = \sqrt{x_{A3}^2 + y_{A3}^2} = \sqrt{990^2 + (604 + 26)^2}$

Sistemul de mai sus se mai poate scrie:

$$\begin{cases} \sqrt{x_{A2}^2 + y_{A2}^2} = \sqrt{x_{A3}^2 + y_{A3}^2} = \sqrt{990^2 + 630^2} \\ \sqrt{(x_{A1} - x_{A2})^2 + (y_{A1} - y_{A2})^2} = 26 \end{cases}$$

în care  $y_{A3} = 990$

$x_{A3} = 604 + 26 = 630$  mm, valori din documentația tehnică utilizată.

c) Coordonatele punctului S1 se determină din rezolvarea sistemului de ecuații următor (proiecția punctului S2 care este capătul superior al suspensorului de pe rama boghiului care s-a rotit):

$$\begin{cases} \overline{OS1} = \overline{OS} \\ \overline{A2S1} = \overline{A3S} = 345 \end{cases}$$

sau  $\begin{cases} \sqrt{x_{S1}^2 + y_{S1}^2} = \sqrt{x_S^2 + y_S^2} = \sqrt{(990 + 345)^2 + (604 + 26)^2} \\ \sqrt{(x_{A2} - x_{S1})^2 + (y_{A2} - y_{S1})^2} = 345 \end{cases}$

respectiv:  $\begin{cases} \sqrt{x_{S1}^2 + y_{S1}^2} = \sqrt{(990 + 345)^2 + (604 + 26)^2} = R2 \\ \sqrt{(x_{A2} - x_{S1})^2 + (y_{A2} - y_{S1})^2} = 345 \end{cases}$

d) Calculul distanței U1S1=d1, odată cunoscute coordonatele capetelor acestui segment, se calculează cu relația:

$$d1 = \overline{U1S1} = \sqrt{(x_{U1} - x_{S1})^2 + (y_{U1} - y_{S1})^2}$$

**Concluzie:** Procedând în mod similar și pentru distanțele  $d2 = \overline{V1T1}$ ,  $d3 = \overline{Z1W1}$  și  $d4 = \overline{X1Y1}$  în Tabelul 5-7 s-au dat valorile acestora cât și a lui d1 pentru diferite unghiuri de rotire  $\beta$  a boghiului față de cutia locomotivei la circulația prin curbe.

În figura 5-15, b s-au reprezentat în spațiu pozițiile înclinate cu unghiurile  $\theta$  față de verticală ai celor patru suspensori ai boghiului. Punctele S2, W2, T2 și Y2 (capetele superioare ale suspensorilor) se află pe rama boghiului care s-a rotit în curbă. Din triunghiurile dreptunghice cu unghiul de  $90^\circ$  în punctele S1, V1, W1 și Y1, cunoscând lungimea suspensorului  $l_s = 555$  mm și proiecția acestuia, adică cateta opusă unghiului, se poate determina pentru fiecare suspensor mărimea unghiului ca fiind:

$$\sin \theta = \frac{p_r l_s}{l_s} = \frac{d_i}{l_s} \quad (5-14)$$

unde  $p_i l_s = d_i$  este proiecția lungimii suspensorului, adică cateta opusă unghiului  $\theta$ .

Mărimile unghiurilor de înclinare  $\theta$  a suspensorilor față de verticală se determină din triunghiurile dreptunghice cu unghiul de  $90^\circ$  în punctele S1, T1, W1 și Y1 și sunt date de relațiile:

$$\sin \theta_{1_i} = \frac{U1S1_i}{l_s}$$

$$\sin \theta_{2_i} = \frac{Z1W1_i}{l_s}$$

$$\sin \theta_{3_i} = \frac{X1Y1_i}{l_s}$$

$$\sin \theta_{4_i} = \frac{V1T1_i}{l_s}$$

iar valorile calculate ale acestora sunt date în Tabelul 5-8.

Tabelul 5-7

<b><math>\beta</math> [°]</b>	<b>Distanțele [mm]</b>			
	<b>d1</b>	<b>d2</b>	<b>d3</b>	<b>d4</b>
0	0.000	0.000	0.000	0.000
0,1	2.581	2.574	2.576	2.583
0,2	5.168	5.141	5.149	5.176
0,3	7.763	7.701	7.719	7.781
0,4	10.365	10.255	10.286	10.397
0,5	12.974	12.802	12.851	13.024
0,6	15.590	15.343	15.413	15.662
0,7	18.213	17.877	17.972	18.312
0,8	20.844	20.405	20.529	20.974
0,9	23.482	22.926	23.083	23.647
1,0	26.128	25.442	25.635	26.332
1,1	28.782	27.951	28.184	29.029
1,2	31.444	30.454	30.731	31.739
1,3	34.113	32.951	33.275	34.461
1,4	36.791	35.442	35.817	37.195
1,5	39.476	37.927	38.356	39.942
1,6	42.170	40.406	40.894	42.702
1,7	44.873	42.879	43.429	45.475
1,8	47.584	45.347	45.961	48.261
1,9	50.304	47.809	48.492	51.061
2,0	53.033	50.265	51.020	53.874
2,1	55.771	52.716	53.546	56.701
2,2	58.518	55.162	56.070	59.542
2,3	61.274	57.602	58.591	62.397
2,4	64.040	60.036	61.111	65.266

0	1	2	3	4
2,5	66.816	62.466	63.629	68.150
2,6	69.602	64.890	66.144	71.049
2,7	72.398	67.309	68.658	73.963
2,8	75.204	69.724	71.169	76.892
2,9	78.021	72.133	73.679	79.837
3,0	80.849	74.537	76.187	82.798
3,1	83.688	76.937	78.692	85.775
3,2	86.538	79.332	81.196	88.769
3,3	89.400	81.722	83.698	91.779
3,4	92.274	84.108	86.199	94.806
3,5	95.160	86.489	88.697	97.851

Tabelul 5-8

Unghiurile [grade] $\beta$ [°]	$\theta_1$	$\theta_2$	$\theta_3$	$\theta_4$
0	0	0	0	0
0,1	0.266	0.266	0.267	0.266
0,2	0.534	0.532	0.534	0.531
0,3	0.801	0.797	0.803	0.795
0,4	1.070	1.062	1.073	1.059
0,5	1.339	1.327	1.345	1.322
0,6	1.610	1.591	1.617	1.584
0,7	1.881	1.856	1.891	1.846
0,8	2.152	2.120	2.166	2.107
0,9	2.425	2.384	2.442	2.368
1,0	2.698	2.647	2.719	2.627
1,1	2.973	2.911	2.998	2.887
1,2	3.248	3.174	3.278	3.145
1,3	3.524	3.437	3.560	3.404
1,4	3.801	3.700	3.843	3.661
1,5	4.079	3.963	4.127	3.918
1,6	4.358	4.226	4.413	4.175
1,7	4.638	4.488	4.700	4.431
1,8	4.918	4.750	4.989	4.687
1,9	5.200	5.012	5.279	4.942
2,0	5.483	5.275	5.570	5.196
2,1	5.767	5.536	5.864	5.450
2,2	6.052	5.798	6.159	5.704
2,3	6.339	6.060	6.455	5.957
2,4	6.626	6.322	6.753	6.210
2,5	6.915	6.583	7.053	6.462
2,6	7.204	6.845	7.355	6.714
2,7	7.495	7.106	7.658	6.966
2,8	7.788	7.368	7.964	7.217
2,9	8.081	7.629	8.271	7.468
3,0	8.376	7.890	8.580	7.718

	0	1	2	3	4
3,1		8.673	8.151	8.891	7.968
3,2		8.970	8.413	9.204	8.218
3,3		9.270	8.674	9.519	8.467
3,4		9.570	8.935	9.836	8.717
3,5		9.873	9.196	10.155	8.965

În figura 5-16 s-a reprezentat variația unghiurilor  $\theta$  în funcție de unghiul de rotire al boghiului  $\beta$  față de cutie la circulația prin curbe:

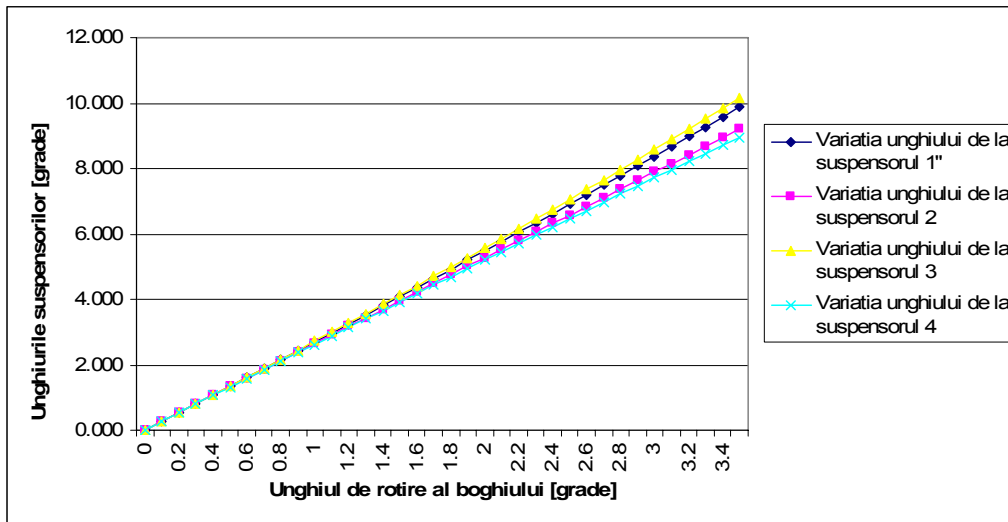


Fig. 5-15. Variația unghiurilor suspensorilor

Unghiurile pe care le fac dreptele Z1W1 și X1Y1 cu dreapta H1I1 precum și dreptele U1S1 și V1T1 cu dreapta E1L1 notate cu  $\hat{z}$ ,  $\hat{x}$ ,  $\hat{u}$  și  $\hat{v}$  se determină cu relațiile (vezi figura 5-15, a) (suportii forțelor  $F_u$ ,  $F_v$ ,  $F_z$  și  $F_x$ ):

$$tgu_i = \frac{\frac{xU1_i - xS1_i}{yU1_i - yS1_i} \cdot \frac{xE1_i - xL1_i}{yE1_i - yL1_i}}{1 + \frac{xU1_i - xS1_i}{yU1_i - yS1_i} \cdot \frac{xE1_i - xL1_i}{yE1_i - yL1_i}} = u_i \text{ de unde: } u_i = \arctg(u_i) \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ]$$

$$tgv_i = \frac{\frac{xV1_i - xT1_i}{yV1_i - yT1_i} \cdot \frac{xE1_i - xL1_i}{yE1_i - yL1_i}}{1 + \frac{xV1_i - xT1_i}{yV1_i - yT1_i} \cdot \frac{xE1_i - xL1_i}{yE1_i - yL1_i}} = v_i \text{ de unde: } v_i = \arctg(v_i) \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ]$$

$$tgz_i = \frac{\frac{xZ1_i - xW1_i}{yZ1_i - yW1_i} - \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}}{1 + \frac{xZ1_i - xW1_i}{yZ1_i - yW1_i} \cdot \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}} = z1 \text{ de unde: } z_i = arctg(z1) \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ]$$

$$tgx_i = \frac{\frac{xX1_i - xY1_i}{yX1_i - yY1_i} - \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}}{1 + \frac{xX1_i - xY1_i}{yX1_i - yY1_i} \cdot \frac{xH1_i - xI1_i}{yH1_i - yI1_i}} = x1 \text{ de unde: } x_i = arctg(x1) \cdot \frac{180}{\pi} [^\circ]$$

### 5.3.4. Calculul momentului de readucere al boghiului datorită silentblocurilor

Cunoscând în fiecare din cele 12 puncte ale patrulaterului unghiurile de torsionare ale silent-blocurilor funcție de unghiul de rotire ale boghiului față de cutie, momentul de readucere este dat de relația:

$$Mrsb_i = Mt1_i + Mt2_i, \quad (5-15)$$

în care:  $Mt1_i$  reprezintă momentul de torsiune al silent-blocurilor din punctele de legătură ale pârghiilor cotite cu rama boghiului (A,B,C,D) și se calculează cu relația:

$$Mt1_i = k_{t1} \cdot (\alpha A_i + \alpha B_i + \alpha C_i + \alpha D_i); \quad (5-16)$$

iar  $Mt2_i$  - momentul de torsiune al silent-blocurilor din punctele de articulare ale capetelor pârghiilor cotite cu barele patrulaterului articulată (E, F, G, H, I, J, K și L) și se determină cu relația:

$$Mt2_i = k_{t2} \cdot (\alpha E_i + \alpha F_i + \alpha G_i + \alpha H_i + \alpha I_i + \alpha J_i + \alpha K_i + \alpha L_i); \quad (5-17)$$

$k_{t1}=0.267$  kNm/grad și  $k_{t2}=0.108$  kNm/grad - rigiditățile torsionale ale silent-blocurilor din punctele de legătură ale pârghiilor cotite cu rama boghiului (A, B, C, D) respectiv din punctele de articulare ale capetelor pârghiilor cotite cu barele patrulaterului articulată (E, F, G, H, I, J, K și L) (vezi paragraful 5.3.2).

Ținând cont de relațiile (5-16) și (5-17) rezultă în Tabelul 5-9 valorile momentelor de readucere al boghiului  $Mt1$ ,  $Mt2$  și  $Mrsb_i$  pentru diferite unghiuri  $\beta$  de rotire față de cutia locomotivei.



Tabelul 5-9

<b>Momentul de torsiune [kNmm]</b> <b><math>\beta</math>[°]</b>	$Mt1$	$Mt2$	$Mrsb_t$
0	0.00	0.00	0.00
0,1	302.85	319.49	622.34
0,2	605.81	639.14	1244.95
0,3	908.90	958.96	1867.86
0,4	1212.15	1278.96	2491.11
0,5	1515.56	1599.16	3114.72
0,6	1819.16	1919.59	3738.75
0,7	2122.95	2240.24	4363.19
0,8	2426.97	2561.15	4988.12
0,9	2731.23	2882.31	5613.54
1,0	3035.75	3203.76	6239.51
1,1	3340.55	3525.51	6866.06
1,2	3645.65	3847.58	7493.23
1,3	3951.06	4169.98	8121.04
1,4	4256.82	4492.72	8749.54
1,5	4562.94	4815.84	9378.78
1,6	4869.45	5139.35	10008.80
1,7	5176.36	5463.27	10639.63
1,8	5483.70	5787.61	11271.31
1,9	5791.51	6112.40	11903.91
2,0	6099.79	6437.66	12537.45
2,1	6408.58	6763.42	13172.00
2,2	6717.90	7089.68	13807.58
2,3	7027.78	7416.48	14444.26
2,4	7338.25	7743.85	15082.10
2,5	7649.34	8071.79	15721.13
2,6	7961.07	8400.35	16361.42
2,7	8273.49	8729.54	17003.03
2,8	8586.62	9059.39	17646.01
2,9	8900.50	9389.94	18290.44
3,0	9215.15	9721.20	18936.35
3,1	9530.62	10053.22	19583.84
3,2	9846.95	10386.01	20232.96
3,3	10164.17	10719.62	20883.79
3,4	10482.33	11054.08	21536.41
3,5	10801.50	11389.42	22190.92

În figura 5-17 s-au reprezentat variațiile momentelor:  $Mt1$ , corespunzător torsionării silent-blocurilor din punctele A, B, C și D în funcție de unghiul de rotire  $\beta$  al boghiului față de cutia locomotivei,  $Mt2$ , corespunzător torsionării silent-blocurilor din punctele E, F, G, H, I, J, K și L în funcție de unghiul  $\beta$  cât și momentul total de readucere al patruleterului,  $Mt = Mrsb$  de asemenea, în funcție de unghiul de rotire  $\beta$ .

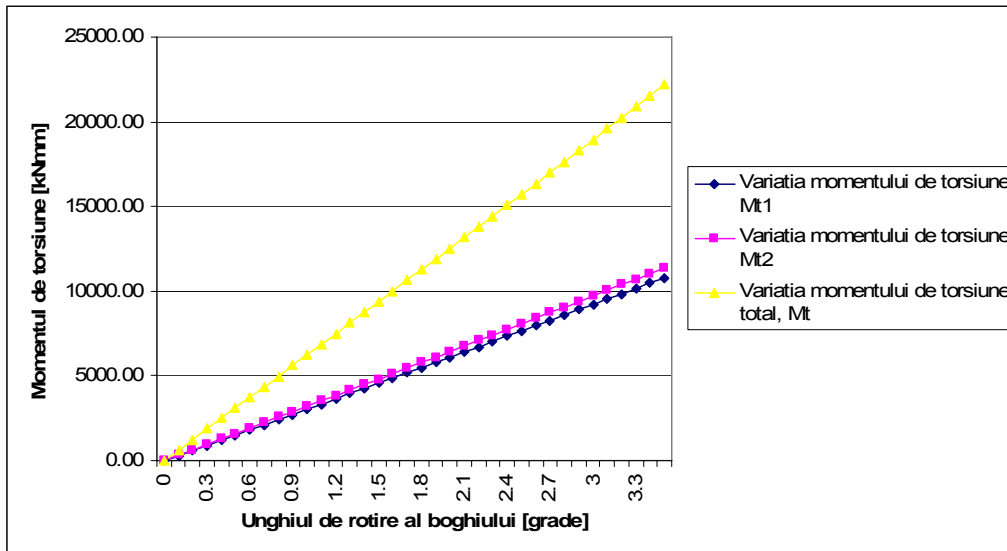


Fig. 5-16. Variația momentului de torsiune dat de silentblocuri

### 5.3.5. Calculul momentului de readucere al boghiului datorită înclinării suspensorilor verticali

În punctele U, V, Z și X situate pe grinzile longitudinale ale patrulaterului articulată (vezi figura 5-15, a), la distanțele  $a=185$  mm față de capetele grinzilor EL și HI, se află legați elastic suspensorii verticali. Aceștia transmit sarcina verticală a cutiei  $G_c$  la fiecare boghiu prin intermediul suspensiei secundare.

Capătul superior al acestor suspensori se leagă, de asemenea elastic, de rama boghiului în punctele  $S_2, T_2, W_2$  și  $Y_2$  (vezi figura 5-15, b).

La circulația pe cale atât în linie dreaptă dar mai ales în curbe acești suspensori permit mici deplasări longitudinale (neglijabile) și deplasări mai mari în direcție transversală ale grinzilor longitudinale. Foarte mulți cercetători consideră grinzile longitudinale ale patrulaterului drept leagăne. Considerăm că totuși este o denumire improprie.

La circulația prin curbe s-a constatat că grinzile longitudinale ale patrulaterului se deplasează aproape paralel cu ele însăși înspre pivotul fictiv O (vezi figura 5-15, a). Astfel capetele inferioare ale suspensorilor notate cu U, V, Z și X se vor deplasa în punctele  $U_1, V_1, Z_1$  și  $X_1$ , pe o anumită distanță, ale căror coordonate s-au determinat anterior pentru diferite unghiuri  $\beta$  dintre cutie și boghiu. Punctele superioare ale suspensorilor ( $S_2, T_2, W_2$  și  $Y_2$ ) de pe rama boghiului se vor deplasa pe un cerc de rază  $R_2 = OS_1 = OT_1 = OW_1 = OY_1$ , unde  $S_1, T_1, W_1$  și  $Y_1$  reprezintă proiecțiile punctelor  $S_2, T_2, W_2$  și  $Y_2$  în planul patrulaterului așa după cum este arătat în figura 5-14, b. În aliniament punctele  $U_1, V_1, Z_1, X_1, S_1, T_1, W_1, Y_1$  cât și proiecțiile punctelor  $S_2, T_2, W_2$  și  $Y_2$  se suprapun în punctele U, V, Z și X respectiv S, T, W și Y situate pe grinzile longitudinale ale patrulaterului (vezi figura 5-15, a).

Ca urmare a înclinării suspensorilor verticali și datorită deplasării relative ale capetelor acestora (pentru suspensorul din punctul U de exemplu,  $U_1$  este poziția deplasată a capătului inferior și  $S_2$  a capătului superior proiectat în punctul  $S_1$ ) cât și

datorită acțiunii la capetele inferioare ale acestora a forței  $\frac{G_c}{8}$  (cota parte care revine din  $G_c$  unui suspensor) în punctele  $U_1, V_1, Z_1$  și  $X_1$  apar forțele de readucere  $F_U, F_V, F_Z, F_X$  dispuse pe direcția  $\hat{U}_1\hat{S}_1, \hat{V}_1\hat{T}_1, \hat{Z}_1\hat{W}_1$  și  $\hat{X}_1\hat{Y}_1$ . Aceste direcții fac cu grinzile longitudinale unghiurile  $u, v, z$  și  $x$  care s-au determinat anterior. Forțele  $F_U, F_V, F_Z$  și  $F_X$  s-au descompus fiecare în două componente: una perpendiculară pe grindă ( $F_{U1}, F_{V1}, F_{Z1}$  și  $F_{X1}$ ) și alta în lungul grinzilor care sunt anulate de legăturile grinzilor în punctele E și I prin biețele de tracțiune de cutia locomotivei.

a) Considerând acum grinda LE ca o grindă rezemată în punctele E și L din echilibrul acesteia sub acțiunea forțelor  $F_{U1}$  și  $F_{V1}$  rezultă sistemul de ecuații de mai jos (vezi figura 5-15, a):

$$\begin{cases} \left(\sum F\right)_h = 0 \\ \left(\sum M\right)_h = 0 \end{cases} \begin{cases} -R_E + F_{U1} - F_{V1} + R_L = 0 \\ F_{U1} \cdot a - F_{V1} \cdot (2b + a) + R_L \cdot (2b + 2a) = 0 \end{cases} \quad (5-18)$$

Rezolvând sistemul de ecuații vom obține:

$$R_L = \frac{F_{V1} \cdot (2b + a) - F_{U1} \cdot a}{2b + 2a} \quad (5-19)$$

$$R_E = \frac{F_{U1} \cdot (2b + a) - F_{V1} \cdot a}{2b + 2a} \quad (5-20)$$

Înlocuind în relațiile (5-19) și (5-20) valorile mărimilor  $a=185$  mm și  $b=630$  mm, rezultă:

$$R_E = 0,887 \cdot F_{U1} - 0,113 \cdot F_{V1} \quad (5-21)$$

$$R_L = 0,887 \cdot F_{V1} - 0,113 \cdot F_{U1} \quad (5-22)$$

Din figura 5-15, b rezultă că forțele  $F_{U1}$  și  $F_{V1}$  se determină cu următoarele expresii:

$$F_{U1} = F_U \cdot \sin u \quad (5-23)$$

$$F_{V1} = F_V \cdot \sin v, \quad (5-24)$$

iar forțele  $F_U$  și  $F_V$ , din figura 5-15, b, se determină cu expresiile:

$$F_U = \frac{G_c}{8} \cdot \operatorname{tg} \theta_1 \quad (5-25)$$

$$F_V = \frac{G_c}{8} \cdot \operatorname{tg} \theta_4. \quad (5-26)$$

Egalele dar de sens contrar ale reacțiunilor  $R_L$  și  $R_E$  sunt forțele  $P_E$  și  $P_L$  care acționează asupra capetelor E respectiv L care leagă barele AE și DL ale pârghiilor cotite de grinda longitudinală EL a patruleterului articulată (vezi figura 5-15, a).

Forțele  $P_E$  respectiv  $P_L$  se descompun în câte două componente, una în lungul brațelor AE respectiv DL iar alta perpendiculară pe aceste brațe și notată cu  $F_t$ .

Aceste forțe dau naștere unui moment de readucere care are expresia:

$$Mrs_A = F_{t1} \cdot \overline{AE} \text{ respectiv} \quad (5-27)$$

$$Mrs_D = F_{t4} \cdot \overline{DL} \quad (5-28)$$

în care forța  $F_{t1}$  din punctul E se determină cu relația:

$$F_{t1} = P_E \cdot \cos \hat{E} = P_E \cdot \frac{X_E}{Y_E}, \quad (5-29)$$

iar forța  $F_{t4}$  din punctul L se determină cu relația:

$$F_{t4} = P_L \cdot \cos \hat{L} = P_L \cdot \frac{X_L}{Y_L}. \quad (5-30)$$

În expresiile de mai sus  $X_E$  și  $Y_E$  respectiv  $X_L$  și  $Y_L$  reprezintă coordonatele punctelor E și L care se modifică în funcție de unghiul  $\beta$  de rotire al boghiului față de cutie la circulația prin curbă.

Ținând cont de expresiile lui  $P_E$  respectiv  $P_L$  date de relațiile (5-21) și (5-22) se obțin valorile momentelor de readucere ale boghiului  $M_{rs}$  din punctele A și D, ca fiind egale cu:

$$\begin{aligned} Mrs_A &= P_E \cdot \frac{X_E}{Y_E} \cdot \overline{AE} = (0,887 \cdot F_{U1} - 0,113 \cdot F_{V1}) \cdot \frac{X_E}{Y_E} \cdot \overline{AE} = \\ &= \frac{G_c}{8} \cdot (0,887 \operatorname{tg} \theta_1 \cdot \sin \hat{u} - 0,113 \operatorname{tg} \theta_4 \cdot \sin \hat{v}) \cdot \frac{X_E}{Y_E} \cdot \overline{AE} \end{aligned}$$

și

$$\begin{aligned} Mrs_D &= P_L \cdot \frac{X_L}{Y_L} \cdot \overline{DL} = (0,887 \cdot F_{V1} - 0,113 \cdot F_{U1}) \cdot \frac{X_L}{Y_L} \cdot \overline{DL} = \\ &= \frac{G_c}{8} \cdot (0,887 \operatorname{tg} \theta_4 \cdot \sin \hat{v} - 0,113 \operatorname{tg} \theta_1 \cdot \sin \hat{u}) \cdot \frac{X_L}{Y_L} \cdot \overline{DL} \end{aligned}$$

b) Dacă acum se consideră grinda longitudinală HI ca o grindă simplu rezemată în punctele H și I se pot scrie ecuațiile de echilibru ale acesteia (vezi figura 5-15, a):

$$\begin{cases} (\sum F)_h = 0 \\ (\sum M)_h = 0 \end{cases} \begin{cases} -R_H + F_{Z1} - F_{X1} + R_I = 0 \\ F_{Z1} \cdot a - F_{X1} \cdot (2b + a) + R_I \cdot (2b + 2a) = 0 \end{cases} \quad (5-31)$$

Rezolvând sistemul de ecuații vom obține:

$$R_I = \frac{F_{X1} \cdot (2b + a) - F_{Z1} \cdot a}{2b + 2a} \quad (5-32)$$

$$R_H = \frac{F_{Z1} \cdot (2b + a) - F_{X1} \cdot a}{2b + 2a}. \quad (5-33)$$

Făcând înlocuirile în relațiile de mai sus vom avea:

$$R_H = 0,887 \cdot F_{Z1} - 0,113 \cdot F_{X1} \quad (5-34)$$

$$R_I = 0,887 \cdot F_{X1} - 0,113 \cdot F_{Z1}. \quad (5-35)$$

Din figura 5-15, b rezultă că forțele  $F_{Z1}$  și  $F_{X1}$  se determină cu următoarele expresii:

$$F_{Z1} = F_Z \cdot \sin \hat{z} \quad (5-36)$$

$$F_{X1} = F_X \cdot \sin \hat{x}, \quad (5-37)$$

iar forțele  $F_Z$  și  $F_X$ , din figura 15-b, se determină cu expresiile:

$$F_Z = \frac{G_c}{8} \cdot \operatorname{tg} \theta_2 \quad (5-38)$$

$$F_X = \frac{G_c}{8} \cdot \operatorname{tg} \theta_3. \quad (5-39)$$

Egalele dar de sens contrar reacțiunilor  $R_H$  și  $R_I$  sunt forțele  $P_H$  și  $P_I$  care acționează asupra capetelor H respectiv I care leagă barele HB și CI ale pârghiilor cotite de grinda longitudinală HI a patruleterului articulată.

Forțele  $P_H$  respectiv  $P_I$  se descompun în câte două componente, una în lungul brațelor BH respectiv CI iar alta perpendiculară pe aceste brațe și notată cu  $F_t$  (vezi figura 5-15, a).

Aceste forțe dau naștere unui moment de readucere  $M_{rs}$  care are expresia:

$$Mrs_B = F_{t2} \cdot \overline{BH} \quad (5-40)$$

respectiv

$$Mrs_C = F_{t3} \cdot \overline{CI} \quad (5-41)$$

în care forța  $F_{t2}$  din punctul H se determină cu relația:

$$F_{t2} = P_H \cdot \cos \hat{H} = P_H \cdot \frac{X_H}{Y_H}, \quad (5-42)$$

iar forța  $F_{t3}$  din punctul I se determină cu relația:

$$F_{t3} = P_I \cdot \cos \hat{I} = P_I \cdot \frac{X_I}{Y_I}. \quad (5-43)$$

În expresiile de mai sus  $X_H$  și  $Y_H$  respectiv  $X_I$  și  $Y_I$  reprezintă coordonatele punctelor H și I care se modifică în funcție de unghiul  $\beta$  de rotire al boghiului față de cutie la circulația prin curbă.

Ținând cont de expresiile lui  $P_H$  respectiv  $P_I$  date de relațiile (5-34) și (5-35) se obțin valorile momentelor de readucere ale boghiului din punctele B și C, ca fiind egale cu:

$$\begin{aligned} Mrs_B &= P_H \cdot \frac{X_H}{Y_H} \cdot \overline{BH} = (0,887 \cdot F_{Z1} - 0,113 \cdot F_{X1}) \cdot \frac{X_H}{Y_H} \cdot \overline{BH} = \\ &= \frac{G_c}{8} \cdot \left( 0,887 \operatorname{tg} \theta_2 \cdot \sin \hat{z} - 0,113 \operatorname{tg} \theta_3 \cdot \sin \hat{x} \right) \cdot \frac{X_H}{Y_H} \cdot \overline{BH} \end{aligned}$$

și

$$Mrs_C = P_I \cdot \frac{X_I}{Y_I} \cdot \overline{CI} = (0,887 \cdot F_{x1} - 0,113 \cdot F_{z1}) \cdot \frac{X_I}{Y_I} \cdot \overline{CI} =$$

$$= \frac{G_c}{8} \cdot \left( 0,887 \operatorname{tg} \theta_3 \cdot \sin \hat{x} - 0,113 \operatorname{tg} \theta_2 \cdot \sin \hat{z} \right) \cdot \frac{X_I}{Y_I} \cdot \overline{CI}$$

Cunoscând momentele de readucere din punctele A, B, C și D de legătură dintre patruleter și rama boghiului, momentul total de readucere datorită înclinării suspensorilor unui boghiu se determină cu relația:

$$Mrs_t = Mrs_A + Mrs_B + Mrs_C + Mrs_D \quad (5-44)$$

În Tabelul 5-10 s-au dat valorile momentelor de readucere ai celor patru suspensori cât și valoarea momentului total dat de aceștia  $Mrs$ .

Tabelul 5-10

<b>Variatia momentelor [kNmm] <math>\beta</math>[°]</b>	$Mrs_A$	$Mrs_B$	$Mrs_C$	$Mrs_D$	$Mrs_t$
<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0,1	31.85	31.54	31.76	31.40	126.55
0,2	64.15	62.90	63.81	62.37	253.23
0,3	96.90	94.09	96.14	92.91	380.04
0,4	130.12	125.11	128.76	123.02	507.01
0,5	163.81	155.96	161.69	152.71	634.17
0,6	197.97	186.65	194.92	181.99	761.54
0,7	232.63	217.19	228.46	210.86	889.13
0,8	267.77	247.56	262.32	239.33	1016.98
0,9	303.42	277.78	296.50	267.40	1145.10
1,0	339.58	307.85	331.02	295.08	1273.52
1,1	376.25	337.77	365.87	322.37	1402.26
1,2	413.45	367.54	401.07	349.27	1531.34
1,3	451.19	397.18	436.63	375.80	1660.80
1,4	489.48	426.68	472.54	401.96	1790.66
1,5	528.32	456.05	508.82	427.74	1920.93
1,6	567.73	485.28	545.47	453.16	2051.65
1,7	607.72	514.39	582.51	478.22	2182.84
1,8	648.29	543.38	619.94	502.93	2314.53
1,9	689.46	572.25	657.76	527.28	2446.76
2,0	731.25	601.01	695.99	551.28	2579.53
2,1	773.66	629.66	734.63	574.94	2712.89
2,2	816.71	658.20	773.70	598.25	2846.86
2,3	860.41	686.64	813.20	621.23	2981.48
2,4	904.78	714.99	853.14	643.87	3116.77
2,5	949.82	743.25	893.52	666.18	3252.77
2,6	995.56	771.42	934.37	688.17	3389.51

	0	1	2	3	4	5
2,7		1042.01	799.51	975.68	709.83	3527.02
2,8		1089.18	827.53	1017.46	731.16	3665.34
2,9		1137.10	855.48	1059.74	752.18	3804.50
3,0		1185.78	883.37	1102.51	772.88	3944.55
3,1		1235.25	911.20	1145.79	793.27	4085.51
3,2		1285.51	938.98	1189.59	813.35	4227.43
3,3		1336.59	966.72	1233.92	833.11	4370.35
3,4		1388.52	994.42	1278.79	852.58	4514.31
3,5		1441.31	1022.10	1324.21	871.74	4659.36

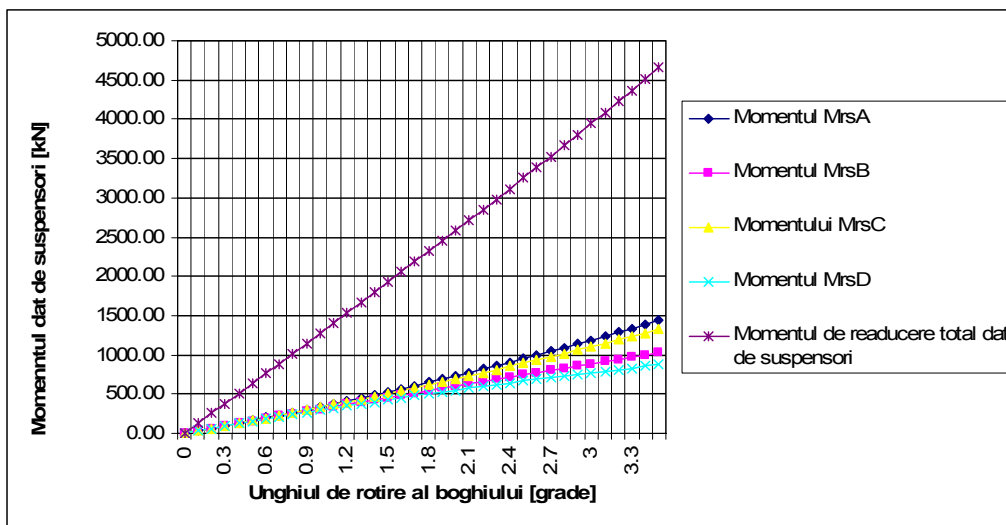


Fig. 5-17. Variația momentului de readucere dat de înclinarea suspensori

### 5.3.6. Determinarea momentului de readucere al boghiului datorită arcurilor de tip flexicoil ale suspensiei secundare

Suspensia secundară formată din arcuri de tip flexicoil, pe lângă funcția de amortizare a șocurilor pe direcție verticală care provin de la cale și nu numai, are un rol benefic și în ceea ce privește calitățile de rulare în direcție laterală.

Studiile efectuate de mulți cercetători cum ar fi Clayton [C3] au arătat că perfecționările în sistemul de rulare al unei locomotive în direcție laterală, în sensul sporirii vitezelor, se pot realiza prin eliminarea suspensiilor prevăzute cu frecări mari în sistem. De aceeași părere a fost și cercetătorul român Covaciu [C4] care consideră că suspensia secundară sub forma arcurilor de înălțime mare (de tip flexicoil) are o mulțime de avantaje și funcționalități. Dintre aceste caracteristici amintim următoarele:

- la rotirea boghiurilor în curbe sau la mișcarea de șerpuire a acestora crează momente elastice de readucere (rapel) a acestora în poziția inițială (aliniament);
- datorită fenomenului de histereză de mărime redusă și a caracteristicii liniare a arcului, la deplasări sau rotații mici ale boghiului sub cutie, se crează forțe corespunzătoare de readucere care nu mai sunt diminuate de

- forțele de frecare de la unele dispozitive de rapel existente (leagăne, role etc);
- prin sensibilitatea sa față de deplasări sau rotiri și prin realizarea de momente elastice de readucere corespunzătoare, această suspensie cu arcuri de tip flexicoil poate exclude, la unele locomotive, cupla transversală elastică dintre boghiuri [C4].

### 5.3.6.1 Caracteristica unghiulară a suspensiei secundare

În vederea cunoașterii posibilităților de readucere (rapel) și menținere a boghiului în axa locomotivei se impune cunoașterea caracteristicii unghiulare a suspensiei secundare. Cunoașterea acestei caracteristici permite să se determine momentul elastic de readucere al boghiului la ieșirea acestuia dintr-o curbă. Momentul elastic se crează datorită deplasării relative dintre cele două capete ale suspensiei secundare la circulația în curbă. Se știe că partea superioară a suspensiei secundare se sprijină cutia locomotivei iar la partea inferioară suspensia se reazemă pe traversa longitudinală a patruleterului articulată care este la rândul lui legat de rama boghiului (vezi figura 5-4 și figura 5-6).

**În urma studierii patruleterului articulată al boghiului de la locomotiva electrică CFR 060-EA de 5100 kW a rezultat următoarea concluzie și anume că la înscrierea acesteia într-o curbă oarecare grinzile longitudinale ale patruleterului notate cu LE și HI se deplasează aproape paralel față de poziția inițială înspre pivotul fictiv iar cele transversale (GF și KJ) se înclină foarte mult atunci când punctele A, B, C și D legate de boghiu se rotesc cu unghiul  $\beta$ , unghiul dintre axa cutiei și axa boghiului (vezi figura 5-19).**

Având în vedere acest aspect înseamnă că bazele inferioare ale arcurilor de tip flexicoil notate cu M și N pe grinda longitudinală din dreapta (EL) și cu P și R – pe grinda longitudinală din stânga a patruleterului articulată (HI), prin deplasarea lor, vor da naștere unor forțe transversale notate cu  $F_M, F_N, F_P, F_R$  care, la ieșirea din curbă, tind să readucă boghiul cu axa lui longitudinală în același plan vertical cu axa longitudinală a cutiei.

Mărimea acestor forțe transversale este dată de relația:

$$F = c_{yb} \cdot \Delta \text{ [kN]}$$

unde  $c_{yb} = 0,231$  kN/mm reprezintă rigiditatea transversală a unui set de arcuri flexicoil (interior + exterior),

$\Delta$  [mm] – deplasarea transversală a bazelor M, N, P și R ale arcurilor flexicoil ( $\Delta_M, \Delta_N, \Delta_P, \Delta_R$ ), care s-au determinat anterior (vezi Tabelul 5-6).





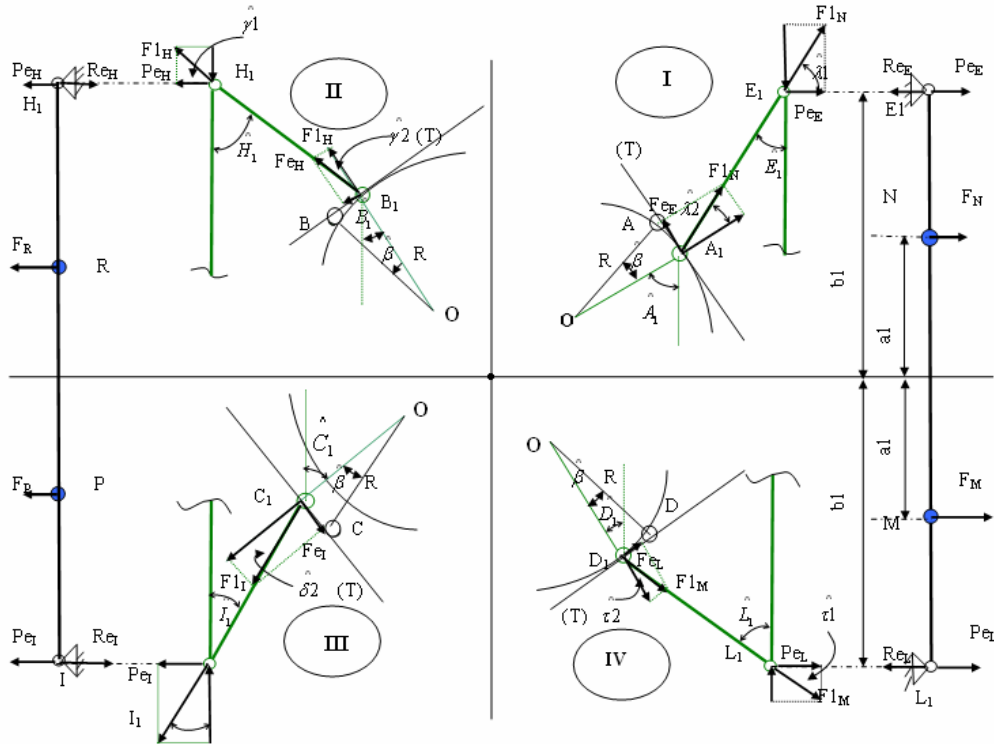


Fig. 5-19. Forțele care acționează asupra grinzilor longitudinale ale patrulaterului

Pentru a determina reacțiunile R din capetele acestora se consideră echilibrul fiecăreia în parte, astfel:

a) Echilibrul grinzii EL:

$$F_N = c_{yb} \cdot \Delta_N \tag{5-45}$$

$$F_M = c_{yb} \cdot \Delta_M \tag{5-46}$$

$$\begin{cases} (\sum F)_h = 0 \\ (\sum M)_h = 0 \end{cases} \begin{cases} -Re_L + F_M + F_N - Re_E = 0 \\ Re_E \cdot 2b1 - F_M \cdot (b1 + a1) + F_N \cdot (b1 - a1) = 0 \end{cases} \tag{5-47}$$

unde:  $a1 = 250 \text{ mm}$  și  $b1 = 815 \text{ mm}$

Rezolvând sistemul de mai sus (de două ecuații cu două necunoscute) se obține:

$$Re_E = 0,347 \cdot F_M + 0,653 \cdot F_N \tag{5-48}$$

$$Re_L = 0,347 \cdot F_N + 0,653 \cdot F_M \tag{5-49}$$

Egalele și de sens contrar ale acestor reacțiuni reprezintă valoarea forțelor care acționează în capetele grinzii EL, adică  $Pe_E$  respectiv  $Pe_L$  (vezi figura 5-20).

b) Echilibrul grinzii HI:

$$F_R = c_{yb} \cdot \Delta_R \tag{5-50}$$

$$F_P = c_{yb} \cdot \Delta_P \quad (5-51)$$

$$\begin{cases} (\sum F)_h = 0 \\ (\sum M)_h = 0 \end{cases} \begin{cases} -Re_I + F_P + F_R - Re_H = 0 \\ Re_H \cdot 2b1 - F_R \cdot (b1 + a1) + F_P \cdot (b1 - a1) = 0 \end{cases} \quad (5-52)$$

Rezolvând sistemul de mai sus (de două ecuații cu două necunoscute) avem:

$$Re_I = 0,347 \cdot F_R + 0,653 \cdot F_P \quad (5-53)$$

$$Re_H = 0,347 \cdot F_P + 0,653 \cdot F_R \quad (5-54)$$

Egalele și de sens contrar ale acestor reacțiuni reprezintă valoarea forțelor care acționează în capetele grinzii HI, adică  $Pe_H$  respectiv  $Pe_I$  (vezi figura 5-20).

Pentru fiecare din cele patru puncte de mai sus s-a redus efectul forțelor transversale până în punctele  $A_1$ ,  $B_1$ ,  $C_1$  și  $D_1$  de articulație a pârgiilor cotite de rama boghiului. În aceste puncte forțele  $F_{1M}$ ,  $F_{1N}$ ,  $F_{1P}$ ,  $F_{1R}$  care acționează în brațele A1E1, D1L1, B1H1 și C1I1 se descompun în două componente: una în lungul razei  $R_1$  și alta perpendiculară pe prima, pe direcția tangentei (T) la cercul de rază  $R_1$  și notată cu  $F_t$ . Componenta  $F_t$  pe direcția tangentei (T) la cercul de rază  $R_1$  dă naștere unui moment dat de relația:

$$M_t = \sum F_t \cdot R_1 \quad (5-55)$$

care tinde să readucă rama boghiului în poziția inițială la ieșirea din curbă a locomotivei.

Expresia lui  $M_t$  reprezintă **caracteristica unghiulară** a suspensiei secundare formată din arcuri de tip flexicoil și aceasta deoarece forțele  $F_t$ , așa după cum se va arăta, depind de unghiurile din punctele E1, L1, H1 și I1 respectiv A1, D1, B1 și C1 care la rândul lor depind de unghiul  $\beta$  de rotire al boghiului față de cutie la circulația prin curbă.

### 5.3.6.2 Calculul momentului de readucere al boghiului dat de arcurile flexicoil

În figura 5-20 s-au reprezentat forțele și componentele acestora care acționează în punctele E1, L1, H1 și I1 cât și în punctele E1, L1, H1 și L1 ale unui boghiu după rotirea acestuia cu unghiul  $\beta$ .

Pentru fiecare pereche de puncte care aparțin barelor A1E1, D1L1, B1H1 și C1I1 s-au determinat forțele care acționează iar în final forțele  $F_t$  și momentele de readucere  $M_t$  după cum urmează:

#### a) Punctele E<sub>1</sub> și A<sub>1</sub>:

$$F_{1N} = \frac{Pe_E}{\cos \lambda_1} = \frac{Pe_E}{\sin E_1} \quad (5-56)$$

$$\begin{aligned} Fe_E &= F_{1N} \cdot \sin \lambda_2 = F_{1N} \cdot \sin(A_1 - E_1) = \\ &= F_{1N} \cdot (\sin A_1 \cdot \cos E_1 - \sin E_1 \cdot \cos A_1) \end{aligned} \quad (5-57)$$

$$\text{unde } \sin A_1 = \frac{yA1}{R_1} \quad (5-58)$$

$$\text{și } \cos A_1 = \frac{xA1}{R_1} \quad (5-59)$$

și atunci:

$$Fe_E = \frac{Pe_E}{\sin E_1} \cdot \left( \frac{yA1}{R} \cdot \cos E_1 - \frac{xA1}{R_1} \cdot \sin E_1 \right) = \frac{Pe_E}{R} \cdot (yA1 \cdot \text{ctg} E_1 - xA1) \quad (5-60)$$

adică,

$$Fe_E = \frac{Pe_E}{R} \cdot (yA1 \cdot \text{ctg} E_1 - xA1) \quad (5-61)$$

unde xA1 și yA1 sunt coordonatele punctului A1 luate însă în valoare absolută.

Momentul de readucere în punctul A va fi:

$$Mre_A = Fe_E \cdot R = Pe_E \cdot (yA1 \cdot \text{ctg} E_1 - xA1). \quad (5-62)$$

b) Punctele L<sub>1</sub> și D<sub>1</sub>:

$$F_{1M} = \frac{Pe_L}{\sin L_1}$$

$$Fe_L = F_{1M} \cdot \sin \tau_2 = F_{1M} \cdot \sin(L_1 - D_1) = F_{1M} \cdot (\sin L_1 \cdot \cos D_1 - \sin D_1 \cdot \cos L_1) \quad (5-63)$$

$$\text{unde } \sin D_1 = \frac{yD1}{R_1} \quad (5-64)$$

$$\text{și } \cos D_1 = \frac{xD1}{R_1} \quad (5-65)$$

și atunci:

$$Fe_L = \frac{Pe_L}{\sin L_1} \cdot \left( \frac{xD1}{R} \cdot \sin L_1 - \frac{yD1}{R} \cdot \sin L_1 \right) = \frac{Pe_L}{R} \cdot (xD1 - yD1 \cdot \text{ctg} L_1) \quad (5-66)$$

$$\text{adică, } Fe_L = \frac{Pe_L}{R} \cdot (xD1 - yD1 \cdot \text{ctg} L_1) \quad (5-67)$$

unde xD1 și yD1 sunt coordonatele punctului D1 luate însă în valoare absolută.

Momentul de readucere în punctul D va fi:

$$Mre_D = Fe_L \cdot R = Pe_L \cdot (yD1 \cdot \text{ctg} L_1 - xD1). \quad (5-68)$$

**c) Punctele H<sub>1</sub> și B<sub>1</sub>:**

$$F_{1R} = \frac{Pe_H}{\cos \gamma_1} = \frac{Pe_H}{\sin H_1} \quad (5-69)$$

$$F_{e_R} = F_{1R} \cdot \sin \gamma_2 = F_{1R} \cdot \sin(H_1 - B_1) = F_{1R} \cdot (\sin H_1 \cdot \cos B_1 - \sin B_1 \cdot \cos H_1) \quad (5-70)$$

$$\text{unde } \sin B_1 = \frac{yB1}{R} \quad (5-71)$$

$$\text{și } \cos B_1 = \frac{xB1}{R} \quad (5-72)$$

și atunci:

$$F_{e_R} = \frac{Pe_H}{\sin H_1} \cdot \left( \frac{xB1}{R} \cdot \sin H_1 - \frac{yB1}{R} \cdot \sin H_1 \right) = \frac{Pe_H}{R} \cdot (xB1 - yB1 \cdot \text{ctg} H_1) \quad (5-73)$$

$$\text{adică, } F_{e_R} = \frac{Pe_H}{R} \cdot (xB1 - yB1 \cdot \text{ctg} H_1) \quad (5-74)$$

unde xB1 și yB1 sunt coordonatele punctului B1 luate însă în valoare absolută.

Momentul de readucere în punctul B va fi:

$$Mre_B = F_{e_R} \cdot R = Pe_H \cdot (xB1 - yB1 \cdot \text{ctg} H_1). \quad (5-75)$$

d) Punctele I<sub>1</sub> și C<sub>1</sub>:

$$F_{1P} = \frac{Pe_I}{\cos \delta_1} = \frac{Pe_I}{\sin I_1} \quad (5-76)$$

$$F_{e_P} = F_{1P} \cdot \sin \delta_2 = F_{1P} \cdot \sin(C_1 - I_1) = F_{1P} \cdot (\sin C_1 \cdot \cos I_1 - \sin I_1 \cdot \cos C_1) \quad (5-77)$$

$$\text{unde } \sin C_1 = \frac{yC1}{R} \quad (5-78)$$

$$\text{și } \cos C_1 = \frac{xC1}{R} \quad (5-79)$$

și atunci:

$$F_{e_P} = \frac{Pe_I}{\sin I_1} \cdot \left( \frac{yC1}{R} \cdot \cos I_1 - \frac{xC1}{R} \cdot \sin I_1 \right) = \frac{Pe_I}{R} \cdot (yC1 \cdot \text{ctg} I_1 - xC1) \quad (5-80)$$

$$\text{adică, } F_{e_P} = \frac{Pe_I}{R} \cdot (yC1 \cdot \text{ctg} I_1 - xC1) \quad (5-81)$$

unde xC1 și yC1 sunt coordonatele punctului C1 luate însă în valoare absolută.

Momentul de readucere în punctul C va fi:

$$Mre_C = F_{e_P} \cdot R = Pe_I \cdot (yC1 \cdot \text{ctg} I_1 - xC1). \quad (5-82)$$

Momentul de readucere total al boghiului ca urmare a suspensiei secundare este dat de expresia:

$$Mre_t = Mre_A + Mre_B + Mre_C + Mre_D \quad [\text{kNm}] \quad (5-83)$$

Valorile momentelor componente ale lui  $Mre_t$ , cât și ale momentului total sunt date în Tabelul 5-11. Variația acestora s-a reprezentat grafic în figura 5-21 pentru valorile considerate ale unghiului de rotire  $\beta$  al boghiului față de cutie.

Tabelul 5-11

<b>Variatia momentelor [kNmm]</b>  <b><math>\beta</math>[°]</b>	$Mre_A$	$Mre_B$	$Mre_C$	$Mre_D$	$Mre_t$
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0,1	0.02	0.01	0.02	0.01	0.07
0,2	0.15	0.12	0.16	0.12	0.55
0,3	0.50	0.43	0.52	0.42	1.86
0,4	1.16	1.04	1.21	1.02	4.42
0,5	2.26	2.04	2.37	2.00	8.65
0,6	3.90	3.54	4.10	3.45	14.98
0,7	6.21	5.64	6.53	5.49	23.82
0,8	9.28	8.42	9.78	8.18	35.62
0,9	13.25	11.99	14.00	11.63	50.81
1,0	18.25	16.45	19.31	15.92	69.83
1,1	24.38	21.89	25.86	21.14	93.12
1,2	31.79	28.40	33.79	27.37	121.15
1,3	40.61	36.07	43.25	34.71	154.37
1,4	50.96	45.01	54.40	43.22	193.24
1,5	63.00	55.30	67.40	53.00	238.23
1,6	76.87	67.05	82.42	64.12	289.84
1,7	92.71	80.33	99.62	76.68	348.54
1,8	110.68	95.24	119.18	90.73	414.84
1,9	130.94	111.88	141.30	106.38	489.25
2,0	153.64	130.34	166.16	123.69	572.27
2,1	178.95	150.71	193.97	142.74	664.45
2,2	207.05	173.08	224.93	163.62	766.33
2,3	238.11	197.55	259.25	186.39	878.45
2,4	272.33	224.20	297.17	211.13	1001.39
2,5	309.88	253.14	338.91	237.93	1135.73
2,6	350.97	284.45	384.72	266.85	1282.07
2,7	395.81	318.22	434.86	297.97	1441.02
2,8	444.60	354.56	489.58	331.38	1613.22
2,9	497.57	393.55	549.16	367.13	1799.32
3,0	554.94	435.30	613.90	405.32	1999.99
3,1	616.96	479.89	684.09	446.01	2215.92
3,2	683.87	527.42	760.05	489.29	2447.83
3,3	755.94	577.99	842.12	535.22	2696.46
3,4	833.43	631.69	930.63	583.89	2962.58
3,5	916.63	688.63	1025.95	635.37	3246.97

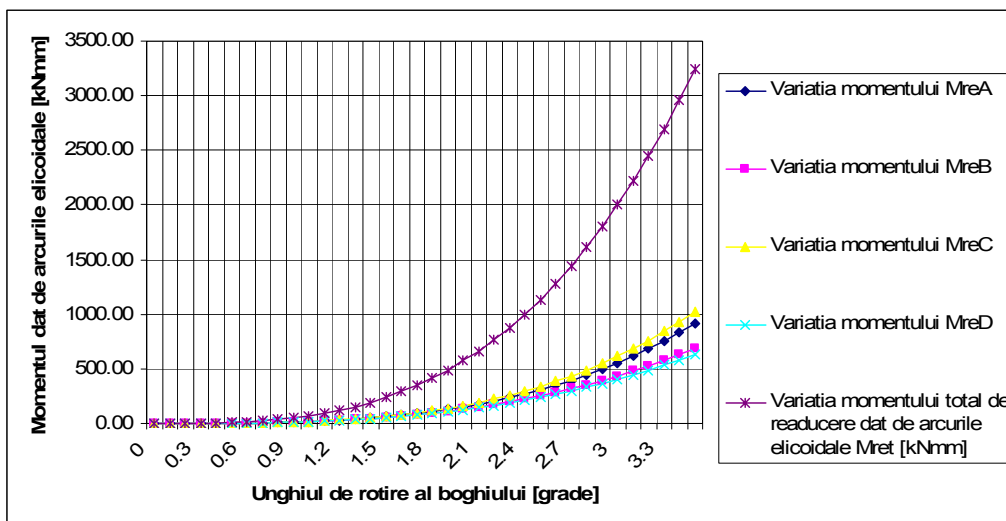


Fig. 5-20. Variația momentului de readucere dat de arcurile elicoidale

### 5.3.7. Calculul momentului total de readucere (rapel) al boghiului

Momentul de readucere total al boghiului ca urmare a acțiunii silentblocurilor, suspensorilor și arcurilor flexicoil (suspensia secundară) este dat de expresia:

$$Mr_t = Mre_t + Mrs_t + Mrsb_t \quad [\text{kNm}] \quad (5-84)$$

Momentele componente ale lui  $Mr_t$  cât și ale momentului total sunt date în tabelul 5-12 și în figura 5-22 pentru valorile considerate ale unghiului de rotire  $\beta$  al boghiului față de cutie.

Tabelul 5-12

Variatia momentelor [kNmm] $\beta$ [°]	Momentul dat de silentblocuri $Mrsb_t$	Momentul dat de suspensori $Mrs_t$	Momentul dat de arcurile elicoidale $Mre_t$	Momentul total de readucere $Mr_t$
0	1	2	3	4
0	0.00	0.00	0.00	0.00
0,1	622.34	126.55	0.07	748.96
0,2	1244.95	253.23	0.55	1498.73
0,3	1867.86	380.04	1.86	2249.76
0,4	2491.11	507.01	4.42	3002.54
0,5	3114.72	634.17	8.65	3757.55
0,6	3738.75	761.54	14.98	4515.26
0,7	4363.19	889.13	23.82	5276.14
0,8	4988.12	1016.98	35.62	6040.71
0,9	5613.54	1145.10	50.81	6809.45

	0	1	2	3	4
1,0		6239.51	1273.52	69.83	7582.86
1,1		6866.06	1402.26	93.12	8361.45
1,2		7493.23	1531.34	121.15	9145.72
1,3		8121.04	1660.80	154.37	9936.20
1,4		8749.54	1790.66	193.24	10733.44
1,5		9378.78	1920.93	238.23	11537.95
1,6		10008.80	2051.65	289.84	12350.29
1,7		10639.63	2182.84	348.54	13171.01
1,8		11271.31	2314.53	414.84	14000.69
1,9		11903.91	2446.76	489.25	14839.92
2,0		12537.45	2579.53	572.27	15689.26
2,1		13172.00	2712.89	664.45	16549.34
2,2		13807.58	2846.86	766.33	17420.77
2,3		14444.26	2981.48	878.45	18304.19
2,4		15082.10	3116.77	1001.39	19200.26
2,5		15721.13	3252.77	1135.73	20109.63
2,6		16361.42	3389.51	1282.07	21033.00
2,7		17003.03	3527.02	1441.02	21971.07
2,8		17646.01	3665.34	1613.22	22924.57
2,9		18290.44	3804.50	1799.32	23894.26
3,0		18936.35	3944.55	1999.99	24880.89
3,1		19583.84	4085.51	2215.92	25885.26
3,2		20232.96	4227.43	2447.83	26908.22
3,3		20883.79	4370.35	2696.46	27950.60
3,4		21536.41	4514.31	2962.58	29013.29
3,5		22190.92	4659.36	3246.97	30097.25

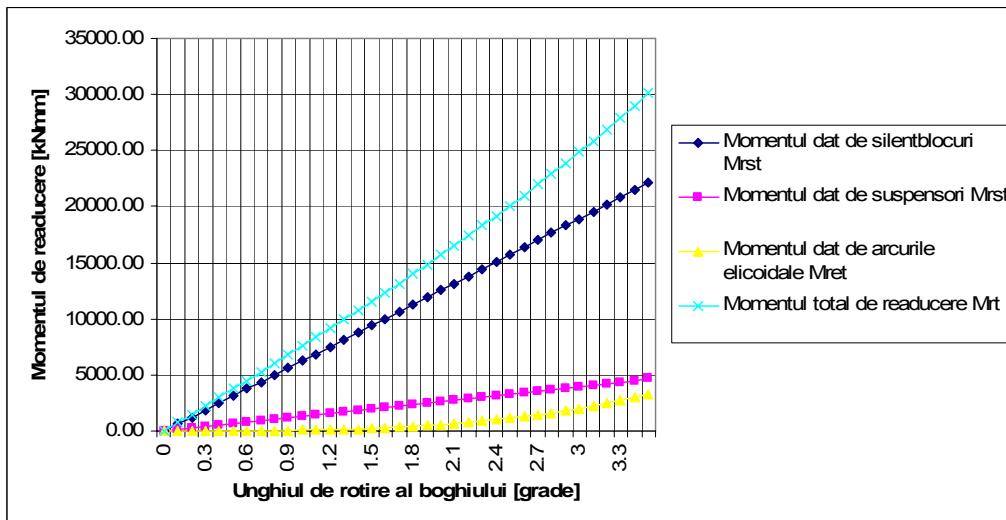


Fig. 5-21. Variația momentului total de readucere a boghiului



Din examinarea valorilor componentelor momentului total de readucere (rapel) se constată faptul că toate cele trei componente cresc odată cu creșterea unghiului  $\beta$  de rotire al boghiului față de cutia locomotivei. Variațiile componentelor  $Mrs_t$  și  $Mrsb_t$  sunt aproape liniare, pe când componenta  $Mre_t$  datorită arcurilor flexicoil variază după o parabolă.

### 5.3.8. Concluzii

a) Din examinarea valorilor unghiurilor de rotire ale barelor patrulaterului articulată (vezi paragraful 5.3.3.6) din Tabelul 5-4 se constată că doar barele transversale FG și JK se rotesc foarte mult față de poziția nedeformată a patrulaterului pe când grinzile longitudinale EL și HI se deplasează spre pivotul fictiv aproape paralele față de pozițiile lor inițiale (a se vedea figurile 5-10, 5-15 și 5-19). Acest lucru reprezintă un avantaj în sensul că la înscrierea în curbă nu există pericolul ieșirii din gabarit a grinzilor longitudinale.

b) La calculul momentelor de readucere datorită arcurilor flexicoil ( $Mre$ ) cât și datorită suspensorilor ( $Mrs$ ) patrulaterului articulată s-au calculat forțele care acționează la capetele grinzilor transversale E1L1 și H1I1 ca urmare a forțelor ce acționează în punctele N, M respectiv P și R datorită arcurilor flexicoil și ca urmare a forțelor care acționează în punctele  $U_1$ ,  $V_1$  respectiv  $X_1$  și  $Z_1$  datorită suspensorilor.

În figura 5-23 s-a reprezentat valoarea forțelor datorită arcurilor elicoidale de tip flexicoil  $Pe_E$ ,  $Pe_L$ ,  $Pe_H$  și  $Pe_I$  cât și valoarea forțelor  $Pe$ ,  $Pl$ ,  $Ph$  și  $Pi$  datorită suspensorilor atunci când se modifică unghiul de rotire  $\beta$  al boghiului față de cutie.

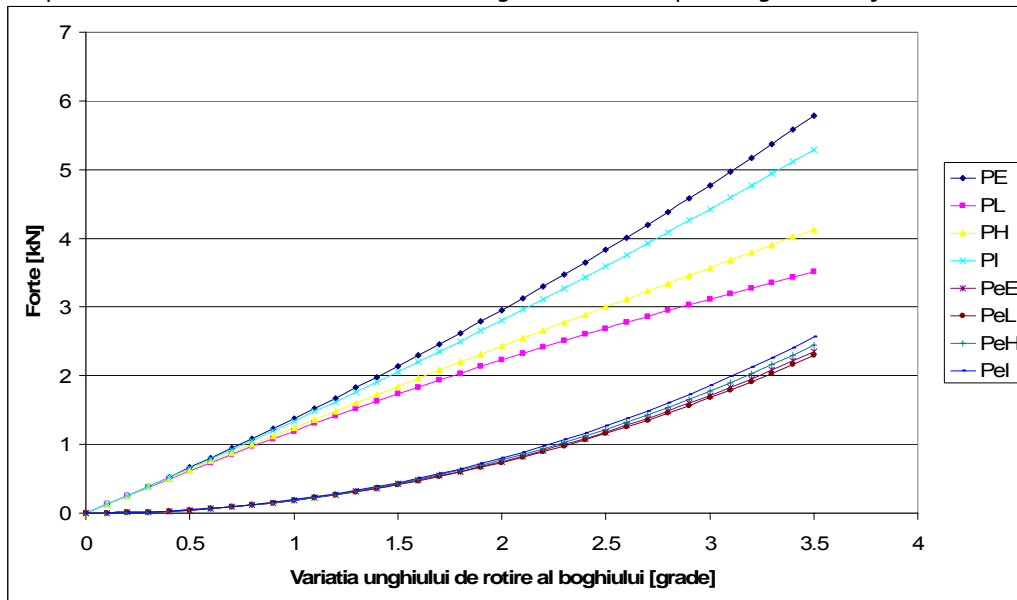


Fig. 5-22.

Din examinarea valorilor obținute se constată că forțele datorită arcurilor flexicoil diferă puțin între ele spre deosebire de cele datorită suspensorilor care diferă mai mult între ele la variația unghiului  $\beta$ .

c) În paragraful 5.3.7 s-a calculat momentul total de readucere  $M_{r_t}$  al boghiului care reprezintă suma momentelor componente de readucere datorită silentblocurilor ( $M_{rsb_t}$ ), datorită înclinării suspensorilor ( $M_{rs_t}$ ) și datorită arcurilor flexicoil ( $M_{re_t}$ ), adică:  $M_{r_t} = M_{re_t} + M_{rs_t} + M_{rsb_t}$  (vezi Tabelul 5-12 și figura 5-22).

În Tabelul 5-13 s-au calculat ponderile procentuale ale fiecărei componente a momentului total de readucere din momentul total de readucere  $M_{r_t}$ , iar în figura 5-24 s-a reprezentat grafic variația acestei ponderi în funcție de unghiul  $\beta$  [ $^{\circ}$ ] de rotire al acestuia față de cutie la circulația prin curbă..

Făcând media aritmetică a ponderii fiecărei componente din momentul total de readucere se obține următorul rezultat:

- 80% - ponderea momentului datorită silentblocurilor;
- 16% - ponderea momentului datorită suspensorilor;
- 4% - ponderea momentului datorită arcurilor elicoidale.

Din examinarea rezultatelor rezultă faptul că mărimea componentei momentului datorită silentblocurilor scade pe măsură ce crește unghiul  $\beta$ , mărimea componentei datorită înclinării suspensorilor este aproape constantă pe când componenta datorită arcurilor flexicoil crește odată cu creșterea unghiului  $\beta$ .

Calculul fiecărei componente a momentului total de readucere s-a făcut separat pentru fiecare componentă ca fiind singura pentru boghiu dar efectul de readucere al boghiului este produs simultan de acțiunea celor trei componente, adică s-ar putea să apară influențe reciproce între acestea, fapt mai dificil de cercetat.

Tabelul 5-13

Ponderea [%] $\beta$ [ $^{\circ}$ ]	Ponderea momentului dat de silentblocuri	Ponderea momentului dat de suspensori	Ponderea momentului dat arcurile flexicoil
0	1	2	3
0	0	0	0
0,1	83.09	16.90	0.01
0,2	83.07	16.90	0.04
0,3	83.02	16.89	0.08
0,4	82.97	16.89	0.15
0,5	82.89	16.88	0.23
0,6	82.80	16.87	0.33
0,7	82.70	16.85	0.45
0,8	82.57	16.84	0.59
0,9	82.44	16.82	0.75
1,0	82.28	16.79	0.92
1,1	82.12	16.77	1.11
1,2	81.93	16.74	1.32

<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
1,3	81.73	16.71	1.55
1,4	81.52	16.68	1.80
1,5	81.29	16.65	2.06
1,6	81.04	16.61	2.35
1,7	80.78	16.57	2.65
1,8	80.51	16.53	2.96
1,9	80.22	16.49	3.30
2,0	79.91	16.44	3.65
2,1	79.59	16.39	4.01
2,2	79.26	16.34	4.40
2,3	78.91	16.29	4.80
2,4	78.55	16.23	5.22
2,5	78.18	16.18	5.65
2,6	77.79	16.12	6.10
2,7	77.39	16.05	6.56
2,8	76.97	15.99	7.04
2,9	76.55	15.92	7.53
3,0	76.11	15.85	8.04
3,1	75.66	15.78	8.56
3,2	75.19	15.71	9.10
3,3	74.72	15.64	9.65
3,4	74.23	15.56	10.21
3,5	73.73	15.48	10.79

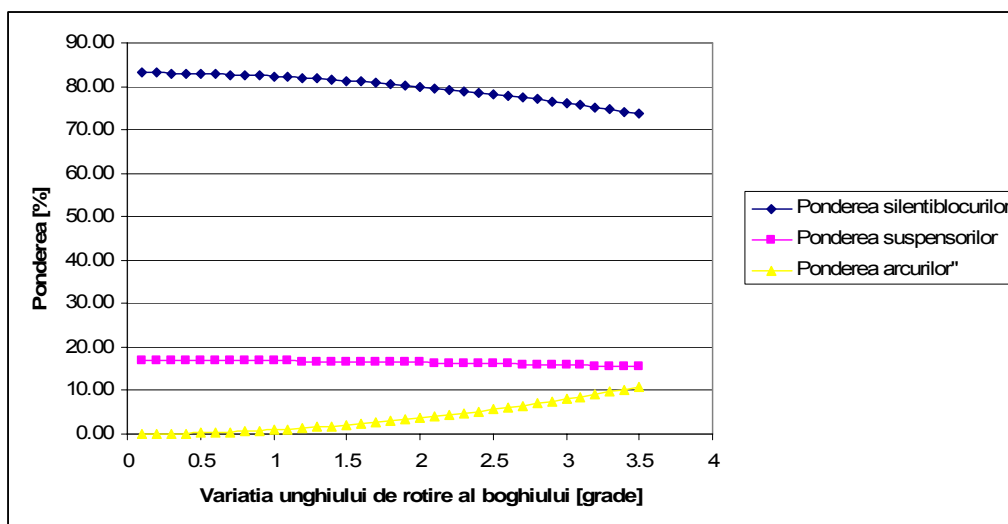


Fig. 5-23. Pondere din momentul total de rapel a componentelor acestuia

d) Euronorma UNIEN 14363 [\*\*\*\*\*16] prescrie ca raportul dintre momentul total de readucere (rapel) al boghiului  $Mr_t$  și produsul  $2Q_0 \cdot a$ , în cazul locomotivelor să respecte relația:

$$x = \frac{Mr_t}{2Q_0 \cdot a} \leq 0,1, \quad (5-85)$$

unde:  $2Q_0$  [kN] reprezintă sarcina statică pe osie;

$a$  [mm] – ampatamentul boghiului locomotivei.

Cercetătorul român Covaciu [C4] recomandă ca acest raport, în curbele de raze  $R \in \{90...100\}$  m să fie cuprins între limitele 0,03...0,05. Aceste raze de curbura se întâlnesc la intrarea în depou și corespund unghiului maxim de rotire  $\beta$  al boghiului față de cutia locomotivei. În general acest unghi are valoare:  $\beta=3,5^\circ$ .

Din Tabelul 5-12 unde s-au dat valorile momentului total  $Mr_t$  de readucere a boghiului în funcție de unghiul de rotire  $\beta$ , pentru unghiul  $\beta=3,5^\circ$  corespunde  $Mr_t=30097,25$  kNmm.

Se știe că la locomotiva electrică CFR 060 EA de 5100 kW valorile lui  $2Q_0=196,2$  kN (20 tf) iar  $a=4,350\text{m}=4350$  mm.

În acest caz valoarea coeficientului  $x$  dată de relația 5.85 este:

$$x = \frac{30097,25}{196,2 \cdot 4350} = 0,0353.$$

Din cele arătate mai sus rezultă că se încadrează atât în prescripțiile euronormei [\*\*\*\*\*16] cât și ale cercetătorului Covaciu [C4], adică  $x = 0,0353 \leq 0,1$  și respectiv  $x = 0,0353 \in \{0,03...0,05\}$ .

**Observație: În exploatarea locomotivei electrice s-au constatat uzuri anormal de mari la osiile 1 și 6 (sens de mers înainte, respectiv înapoi) și acest lucru s-a pus pe seama momentului de readucere necorespunzător al boghiului. Valoarea momentului de readucere determinat anterior este posibil să se modifice în exploatare datorită faptului că atât silentblocurile din cele 12 puncte de articulație ale patruleterului cât și elementele elastice sferice de la capetele suspensorilor care au în compunerea lor cauciuc vulcanizat să-și modifice parametrii funcționali în exploatare datorită degradării (îmbătrânirii) cauciucului.**

Pe lângă această presupusă cauză s-ar putea ca nici cupla transversală elastică dintre cele două boghiuri să nu își îndeplinească rolul său, adică de ușurare a circulației prin curbă a locomotivei.

## 5.4. Siguranța contra deraierii

### 5.4.1. Forțele verticale transmise osiei la circulația prin curbă a locomotivei

La circulația vehiculului în curbă, forțele centrifuge necompensate care acționează asupra masei nesuspendate a cutiei respectiv boghiului dau naștere unor

modificări de sarcină  $\Delta F$  pe arcurile suspensiei primare a roților osiei și totodată o modificare de sarcină  $\Delta Q$  de pe o roată pe cealaltă a unei osii.

Dacă se consideră cazul locomotivei electrice CFR 060 EA de 5100 kW la circulația în curbă (vezi capitolul 3, figura 3-4), prin înclinarea ramei boghiului cu unghiul  $\varphi_b$ , reacțiunile din arcurile suspensiei primare de la o osie se modifică cu valoarea :

$$\Delta F = 2 \cdot c_z^+ \cdot b^+ \cdot \varphi_b \quad (5-86)$$

unde  $\varphi_b$  s-a determinat în capitolul 3 cu relația :

$$\varphi_b = \varphi_c \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{\gamma_{T_0}}{g \cdot A_c}$$

din care rezultă faptul că  $\varphi_b$  este dependent de unghiul de înclinare al cutiei  $\varphi_c$ . La calculul coeficientului de suplețe s-a notat constanta  $A_b$  ca având expresia :

$$A_b = \frac{4}{G_c \cdot h_c} c_z^+(b^+)^2.$$

Din această relație se poate explicita expresia produsului  $c_z^+(b^+)^2$  astfel:

$$2 \cdot c_z^+ \cdot b^+ = \frac{A_b \cdot G_c \cdot h_c}{2 \cdot b^+} \quad (5-87)$$

Dacă în relația pentru determinarea lui  $\varphi_b$  se ține seama de expresia unghiului de înclinare al cutiei  $\varphi_c$  stabilită anterior și anume:

$$\varphi_c = \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot \frac{\frac{A}{A_c} - H}{1 + \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) \cdot A},$$

Atunci expresia modificării de sarcină  $\Delta F$  devine:

$$\Delta F = \frac{A_b \cdot G_c \cdot h_c}{2b^+} \cdot \left[ \frac{\gamma_{T_0}}{g} \cdot S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{\gamma_{T_0}}{g A_c} \right] = \frac{G_c}{2b^+} \cdot A_b \cdot h_c \left[ S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{1}{A_c} \right] \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g}$$

sau

$$\Delta F = \frac{G_c}{2b^+} \cdot A_b \cdot h_c \left[ S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{1}{A_c} \right] \cdot \frac{\gamma_{T_0}}{g} \quad (5-88)$$

$$\text{unde: } \frac{\lambda_{T_0}}{g} = \frac{\varphi_c}{S} = \frac{I \text{ sau } E}{2s} \quad (5-89)$$

În relația (5-88)  $S$  reprezintă coeficientul de suplețe,  $I$  sau  $E$  – insuficiența sau excesul de supraînălțare iar  $2s = 1500$  mm – distanța dintre planele cercurilor de rulare ale roților unei osii.

Dacă se notează cu  $n$  numărul de osii ale locomotivei considerate, adică  $n = 6$ , atunci pe suspensiile primare ale fiecărei osii are loc o modificare de sarcină de pe o roată pe cealaltă cu valoarea:

$$\Delta Q_0 = \frac{\Delta F}{n} \cdot \frac{b^+}{s} \quad (5-90)$$

Înlocuind în relația (5-90) expresia lui  $\Delta F$  dată de relația (5-88) se obține:

$$\Delta Q_0 = \frac{G_c}{2 \cdot n \cdot s} \cdot A_b \cdot h_c \left[ S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{1}{A_c} \right] \cdot \frac{\gamma_{T0}}{g} \quad (5-91)$$

sau:

$$\Delta Q_0 = \frac{G_c}{2 \cdot n \cdot s} \cdot A_b \cdot h_c \left[ S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{1}{A_c} \right] \cdot \frac{IsauE}{2s} \quad (5-92)$$

După cum reiese din relația (5-91), valoarea lui  $\Delta Q_0$  este dependentă de valoarea accelerației  $\gamma_{T0}$ , adică :

$$\Delta Q_0 = k1 \cdot \gamma_{T0},$$

$$\text{unde } k1 = \frac{G_c}{2 \cdot n \cdot s} \cdot A_b \cdot h_c \left[ S \cdot \left( 1 - \frac{1}{A_c} \right) - \frac{1}{A_c} \right] \cdot \frac{1}{g}$$

iar pentru locomotiva electrică 060 EA de 5100 kW are valoarea :  $k1 = 12.964$ .

Valorile lui  $\gamma_{T0}$  pentru circulația locomotivei în curba de rază  $R=180$  m și supraînălțarea de 116 mm respectiv în curba de rază  $R=250$  m, cu o supraînălțare  $h = 120$  mm s-au determinat în Tabelul 3-6 din subcapitolul 3.6.

În Tabelele 5-14 respectiv 5-15 s-au calculat modificările de sarcină pentru diferite viteze de mers.

$R=180$  m,  $h=116$  mm

Tabelul 5-14

Parametrii	Viteza [km/h]									
	0	5	10	20	30	42,05	50	60	70	80
$\gamma_{T0}$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0,76	-0,75	-0,72	-0,59	-0,37	0	0,31	0,78	1,34	1,98
$\Delta Q_0$ [kN]	-9,8	-9,7	-9,3	-7,6	-4,8	0	4,1	10,2	17,4	25,7

R=250 m, h=120 mm Tabelul 5-15

Parametrii	Viteza [km/h]								
	0	10	20	30	40	50,403	60	70	80
$\gamma_{T_0}$ [m/s <sup>2</sup> ]	-0,78	-0,75	-0,66	-0,51	0,29	0	0,33	0,73	1,19
$\Delta Q_0$ [kN]	-10,17	-9,77	-8,57	-6,57	-3,77	0	4,23	9,43	15,43

Analizând tabelele de mai sus rezultă faptul că până la viteza de echilibru sau nominală ( $V_0=42,05$  km/h respectiv  $V_0=50,403$  km/h) roata dinspre exteriorul curbei se descarcă (valorile negative ale lui  $Q_0$ ) iar peste această viteză aceeași roată a osiei se încarcă cu valoarea lui  $\Delta Q_0$ .

La circulația locomotivei cu viteza de echilibru,  $V_0$  sarcinile pe cele două roți ale osiilor sunt egale între ele și au valoarea  $Q_0 = 98,1$  kN deoarece  $\Delta Q_0 = 0$ .

#### 5.4.2. Siguranța contra deraierii la locomotivele cu pivot fictiv

La un vehicul feroviar siguranța contra deraierii este determinată de capacitatea de ghidare a osiei conducătoare, care reprezintă forța maximă de ghidare pe roata atacantă la limita de deraiere,  $H_{\max}$ :

Din condițiile de echilibru transversal rezultă că forța  $H$  este egală cu:

- în condiții cvasistatice: suma vectorială a forțelor de ghidare  $Y_1$  și  $Y_2$  de pe cele două roți;

$$\overline{H} = \overline{Y_1} + \overline{Y_2} \quad (5-93)$$

- în condiții dinamice: la valoarea lui  $H$  trebuie să se adauge și rezistența transversală de inerție a osiei ( $m_o \ddot{y}$ )

$$\overline{H} - m_o \ddot{y} = \overline{Y_1} + \overline{Y_2} \quad (5-94)$$

unde:

$m_o$  reprezintă masa osiei propriu-zisă, la care se adaugă masele tuturor elementelor solidare cu osia;

$\ddot{y}$  - accelerația transversală a osiei.

La vehiculele motoare valoarea acestei forțe de inerție este apreciabilă din cauza motoarelor de tracțiune și a dispozitivelor de antrenare.

Forța  $H$  are o importanță decisivă în siguranța contra deripării căii și are ca efect solocitarea organelor de rulare a vehiculelor. Din această cauză a rezultat și necesitatea de a limita valorile forței  $H$ .

Conform UIC 515, suma forțelor laterale pe care le poate suporta calea fără ca să deripeze, cu condiția ca acestea să acționeze pe o distanță parcursă de cel puțin  $2m$ , nu trebuie să depășească valoarea:

$$\sum Y_{\max(2m)} = (H + m_o \ddot{y})_{\max(2m)} \leq 0.85 \cdot (10 + 2 \cdot \frac{Q_o}{3}) [kN] \quad (5-95)$$

Pentru menajarea organelor de rulare a vehiculelor se prevăd valori limită atât pentru forța transversală maximă  $H_{max}$ , cât și pentru cea medie  $H_{med}$ , respectiv:

$$H_{max} \leq 0.4 \cdot 2 \cdot Q_o \quad (5-96)$$

$$H_{med} \leq 0.25 \cdot 2 \cdot Q_o \quad (5-97)$$

**În cazul bicontactului roții atacante cu șina, creșterea forței de ghidare  $Y_1$  face să crească în punctul de ghidare A1 reacțiunea  $N_1$  și, în consecință, va crește și acțiunea descrescătoare a componentei  $T_{1yz}$  a forței de frecare, din care cauză se micșorează reacțiunea  $N_1$  în punctul de sprijin A1' (vezi [S2], cap.7).**

Situația în care se ajunge la  $N_1' = 0$ , când punctul de sprijin A1' este complet descărcat și sarcina  $Q_1$  de pe roata atacantă trece în întregime pe buza de ghidare a roții în punctul A1, se numește limită de stabilitate la deraiere sau limită de deraiere ([S2], capitolul 7).

Dacă forța  $Y_1$  va crește în continuare, față de situația de mai sus, buza roții conducătoare se va urca pe flancul interior al șinei, producându-se deraierea.

În cazul monocontactului, se consideră că s-a ajuns la limita de deraiere atunci când punctul unic de contact A1 a ajuns pe buza la un unghi de flanc maxim.

La limita de deraiere, din poligonul forțelor (figura 5-24), respectiv din relațiile (5-98) și (5-99), în cazul unei osii conducătoare la care roata atacantă rulează în bicontact cu șina ([S2], capitolul 6).

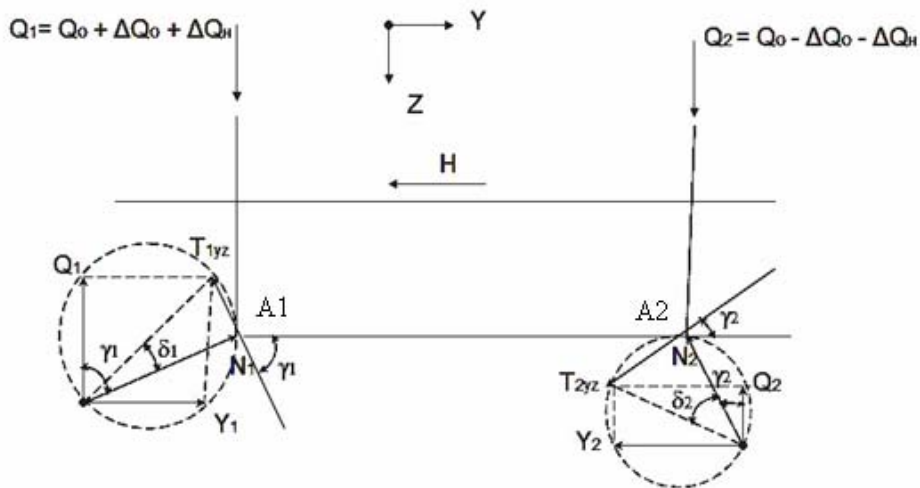


Fig. 5-24. Forțele de contact ale osiei cu calea considerate în studiul siguranței contra deraierii.

$$Y_1 = N_1 \cdot \sin \gamma_1 - T_{1yz} \cdot \cos \gamma_1 + N_1' \cdot \sin \gamma_1' - T_{1yz}' \cdot \cos \gamma_1' \quad (5-98)$$

$$Q_1 = N_1 \cdot \cos \gamma_1 + T_{1yz} \cdot \sin \gamma_1 + N_1' \cdot \cos \gamma_1' + T_{1yz}' \cdot \sin \gamma_1' \quad (5-99)$$



rezultă raportul  $\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}}$ .

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = \frac{N_1 \sin \gamma_1 - T_{1yz} \cos \gamma_1 + N_1' \sin \gamma_1' - T_{1yz} \cos \gamma_1'}{N_1 \cos \gamma_1 + T_{1yz} \sin \gamma_1 + N_1' \cos \gamma_1' + T_{1yz} \sin \gamma_1'} \quad (5-100)$$

$N_1' = 0$

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = \frac{N_1 \left( \sin \gamma_1 - \frac{T_{1yz}}{N_1} \cos \gamma_1 \right)}{N_1 \left( \cos \gamma_1 + \frac{T_{1yz}}{N_1} \sin \gamma_1 \right)} \quad (5-101)$$

Notând cu  $tg \delta_1 = \frac{T_{1yz}}{N_1}$ , rezultă:

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = \frac{\sin \gamma_1 - \cos \gamma_1 \cdot tg \delta_1}{\cos \gamma_1 + \sin \gamma_1 \cdot tg \delta_1} = \frac{\sin \gamma_1}{\cos \gamma_1} \left( \frac{1 - tg \delta_1}{1 + tg \gamma_1 \cdot tg \delta_1} \right) = \frac{tg \gamma_1 - tg \delta_1}{1 + tg \gamma_1 \cdot tg \delta_1} \quad (5-102)$$

sau

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = tg(\gamma_1 - \delta_1). \quad (5-103)$$

Din paralelipipedul forțelor, în punctul de contact  $A_1$  (corespunzător punctului  $A1$  din figura 5-25 și figurii 6-10 din [S2]) rezultă :

$$T_{1yz} = T_1 \cos \xi_1 \quad \text{și} \quad T_1 = \tau_1 \cdot N_1 \quad (5-104)$$

Dacă se consideră valoarea maximă a coeficientului de frecare  $\delta_1 = \mu$  vom obține:

$$T_1 = \mu_1 \cdot N_1 \quad \text{și deci,} \quad T_{1yz} = \mu_1 N_1 \cos \xi_1 \quad (5-105)$$

înlocuind în relația pentru  $tg \delta_1$  avem:

$$tg \delta_1 = \frac{T_{1yz}}{N_1} = \mu_1 \cos \xi_1 \quad (5-106)$$

Făcând înlocuirea și în relația (5-103), rezultă :

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = \frac{tg \gamma_1 - \mu \cos \xi_1}{1 + \mu \cos \xi_1 \cdot tg \gamma_1} \quad (5-107)$$

Din această relație se observă că capacitatea de ghidare este influențată de mărimea lui  $\cos \xi_1$  care depinde de:

- regimul de lucru al osiei;
- unghiul de atac  $\alpha$ .

Situația cea mai defavorabilă este atunci când  $\cos \xi_1 = 1$ , adică situația osiei libere, caz în care relația (5-107) devine:

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = \frac{\text{tg} \gamma_1 - \mu}{1 + \mu \cdot \text{tg} \gamma_1} \quad (5-108)$$

În literatura de specialitate [N1] această relație este cunoscută sub denumirea de formula lui Nadal.

Din modul de deducere al acestei formule se observă că nu s-a ținut seama de dependența care există între sarcina pe roată și forța de ghidare și nici de influența efectului de spin în punctul de contact de pe buză asupra coeficientului de frecare.

Lucrările Comitetului ORE B55 [\*\*\*\*\*1] au arătat că, pentru a se evita deraierea vehiculului în linie curentă, raportul  $\frac{Y_1}{Q_1}$  trebuie să fie inferior valorii limită

$$\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = 0,85 \text{ pentru unghiul } \gamma_1 = 60^\circ \text{ respectiv } \left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}} = 1,2 \text{ pentru unghiul } \gamma_1 = 70^\circ .$$

### 5.4.3. Siguranța la deraiere sub influența forțelor exterioare

Raportul  $\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}}$  nu poate constitui un criteriu corect de aprecierea siguranței contra deraierii decât numai în cazul când sarcina pe roata atacantă  $Q_1$  reprezintă componenta verticală a reacțiunii efective a șinei la limita de deraiere, ținând seama de faptul că aceasta este dependentă de forța de ghidare  $Y_1$ .

Din relația  $H = Y_1 - Y_2$  (vezi figura 5-25), (5-109)  
rezultă  $Y_1 = H + Y_2$  (5-110)

Analog relației  $\left(\frac{Y_1}{Q_1}\right)_{\text{lim}}$  se poate scrie:

$$\left(\frac{Y_2}{Q_2}\right)_{\text{lim}} = \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2) = \frac{\text{tg} \gamma_2 + \text{tg} \delta_2}{1 - \text{tg} \gamma_2 \cdot \text{tg} \delta_2} , \quad (5-111)$$

în care:

$$\text{tg} \delta_2 = \frac{T_{2,yz}}{N_2} = \tau_2 \cdot \cos \xi_2 \quad (5-112)$$

$\tau_2$  - coeficient de frecare pe roata neatacantă,

$\xi_2$  - unghiul de alunecare.

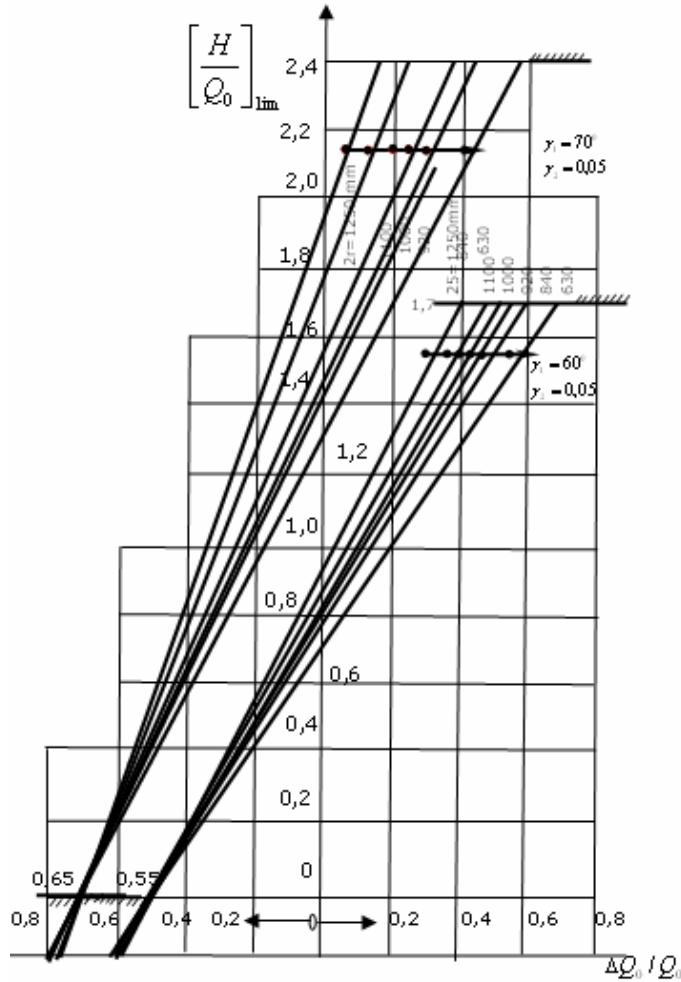


Fig. 5-25. Variația raportului  $\left(\frac{H}{Q_0}\right)_{\text{lim}}$

Unghiul de flanc  $\gamma_2$  depinde de:

- forma profilului roții și a sinei;
- ecartamentul căii.

Deci, putem scrie  $Y_2 = Q_2 \cdot \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2)$  ( 5-113)

și deci, relația (5-109) devine:

$Y_1 = H + Q_2 \cdot \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2)$  ( 5-114)

În această relație înlocuind pe H cu expresia (vezi capitolul 7 din [S2]):

$H = \Delta Q_H \cdot \frac{2s}{\lambda \cdot r}$  ( 5-115)

iar

$$Q_2 = Q_o - \Delta Q_o - \Delta Q_H \quad (5-116)$$

rezultând:

$$\begin{aligned} Y_1 &= \frac{\Delta Q_H \cdot 2s}{\lambda \cdot r} + Q_o \cdot \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) - \Delta Q_o \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) - \Delta Q_H \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) = \\ &= (Q_o - \Delta Q_o) \cdot \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) + \Delta Q_H \left[ \frac{2s}{\lambda \cdot r} - \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \right] \end{aligned} \quad (5-117)$$

Conform formulei lui Nadal [N1], la limita de deraiere avem:

$$Y_1 = Q_1 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) \quad (5-118)$$

Înlocuind în relația (5-118) pe  $Q_1$  cu expresia  $Q_1 = Q_o + \Delta Q_o + \Delta Q_H$ , rezultă:

$$Y_1 = (Q_o + \Delta Q_o) \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \Delta Q_H \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) \quad (5-119)$$

S-a obținut un sistem de două ecuații pentru determinarea lui  $Y_1$  și anume:

$$\begin{cases} Y_1 = (Q_o - \Delta Q_o) \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) + \Delta Q_H \left[ \frac{2s}{\lambda r} - \operatorname{tg}(\delta_2 + \gamma_2) \right] \\ Y_1 = (Q_o + \Delta Q_o) \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \Delta Q_H \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) \end{cases} \quad (5-120)$$

Din egalarea celor două relații se obține:

$$\begin{aligned} Q_o [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) - \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] + \Delta Q_o [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] = \\ = \frac{\Delta Q_H \cdot 2s}{\lambda \cdot r} \left\{ 1 - \frac{\lambda \cdot r}{2s} [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] \right\} \end{aligned} \quad (5-121)$$

adică:

$$\begin{aligned} Q_o \left\{ [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) - \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] + \frac{\Delta Q_o}{Q_o} [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] \right\} = \\ = \frac{\Delta Q_H \cdot 2s}{\lambda \cdot r} \left\{ 1 - \frac{\lambda \cdot r}{2s} [\operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) + \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2)] \right\} \end{aligned} \quad (5-122)$$

Folosind proprietatea proporțiilor, rezultă:

$$\frac{\frac{\Delta Q_H \cdot 2s}{\lambda \cdot r}}{Q_o} = \frac{[tg(\gamma_1 - \delta_1) - tg(\gamma_2 + \delta_2)] + \frac{\Delta Q_o}{Q_o} [tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)]}{1 - \frac{\lambda \cdot r}{2s} [tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)]} \quad (5-123)$$

În acest caz:

$$\left(\frac{H}{Q_o}\right)_{\lim} = \frac{[tg(\gamma_1 - \delta_1) - tg(\gamma_2 + \delta_2)] + \frac{\Delta Q_o}{Q_o} [tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)]}{1 - \frac{\lambda \cdot r}{2s} [tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)]} \quad (5-124)$$

Această relație dă valorile limită de deraiere ale raportului dintre forța transversală H și sarcina medie pe roată  $Q_o$  în funcție de coeficientul  $\frac{\Delta Q_o}{Q_o}$ , cu care

se află într-o dependență liniară (vezi capitolul 8 din [S2]).

Dacă însă, se cunoaște valoarea lui H, din rezolvarea sistemului (5-120) rezultă coeficientul de transfer limită corespunzând descărcării roții atacante:

$$\left(\frac{\Delta Q_o}{Q_o}\right)_{\lim} = - \left[ \frac{\lambda \cdot r \cdot H}{2s \cdot Q_o} + \frac{tg(\gamma_1 - \delta_1) - tg(\gamma_2 + \delta_2) - \frac{H_o}{Q_o}}{tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)} \right] \quad (5-125)$$

Reprezentând grafic funcția  $\left(\frac{H}{Q_o}\right)_{\lim}$  pentru valorile date ale lui  $tg(\gamma_1 - \delta_1)$  și  $tg(\gamma_2 + \delta_2)$  rezultă o familie de drepte funcție de raza roții (figura 5-26).

Aceste drepte se construiesc cunoscând două puncte particulare și anume:

- când  $H=0$  (ghidarea este realizată de roata neatacantă,  $Y_1 = Y_2 = Q - \Delta Q_o tg(\gamma_2 + \delta_2)$ , avem:

$$\left(\frac{\Delta Q_o}{Q_o}\right)_{\lim} = - \frac{tg(\gamma_1 - \delta_1) - tg(\gamma_2 + \delta_2)}{tg(\gamma_1 - \delta_1) + tg(\gamma_2 + \delta_2)} \quad (5-126)$$

care este independentă de raza roții și reprezintă descărcarea maximă posibilă a roții atacante;

- când  $Q_2=0$ , adică descărcarea totală a roții neatacante, avem:

$$\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\max} = \left(\frac{H}{Q_o}\right)_{\max} = \frac{2s}{\lambda \cdot r} \left(1 - \frac{\Delta Q_o}{Q_o}\right) = 2 \cdot tg(\gamma_1 - \delta_2) \quad (5-127)$$

care corespunde capacității maxime de ghidare a osiei, de unde rezultă și coeficientul de transfer limită (de încărcare maximă a roții atacante):

$$\left(\frac{\Delta Q_o}{Q_o}\right)_{\lim} = 1 - \left(\frac{\lambda \cdot r}{s}\right) \cdot \text{tg}(\gamma_1 - \delta_1) \quad (5-128)$$

Se observă că și acest coeficient este dependent de raza roții.

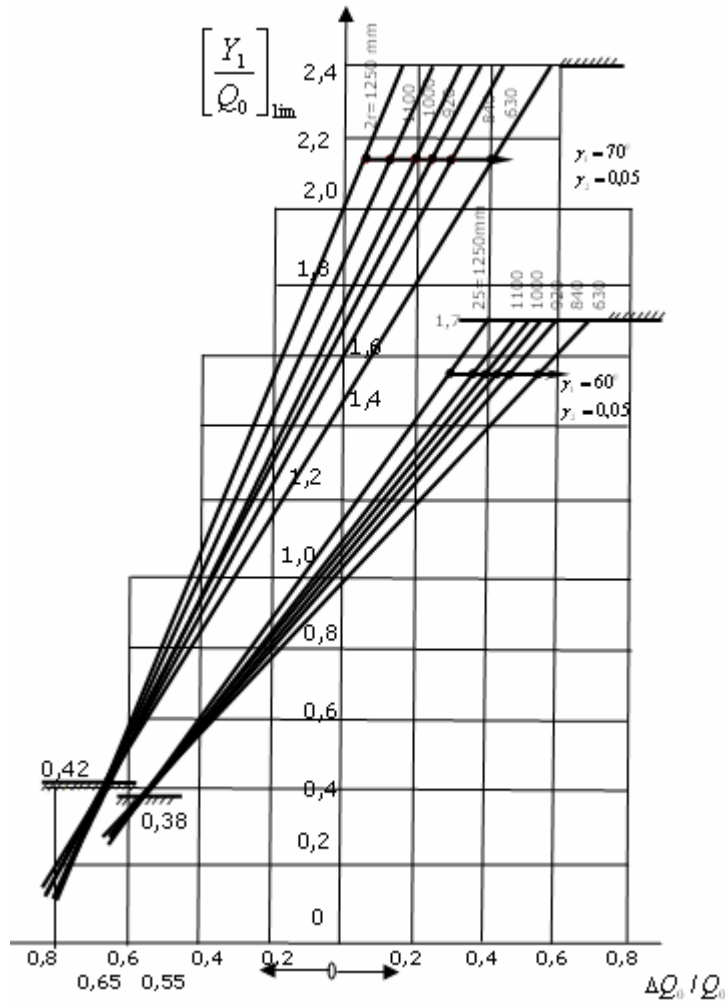


Fig. 5-26. Variația raportului  $\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\lim}$

Din relațiile sistemului (5-120) se deduce și capacitatea de ghidare a osiei:

$$(Y_1)_{\lim} = \frac{2Q_o \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) - (Q_o + \Delta Q_o) \frac{2s}{\lambda \cdot r}}{1 - \operatorname{ctg}(\gamma_1 - \delta_1) \left[ \frac{2s}{\lambda \cdot r} - \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \right]} \quad (5-129)$$

respectiv:

$$\left( \frac{Y_1}{Q_o} \right)_{\lim} = \frac{1 - 2\operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \frac{\lambda \cdot r}{2s} + \frac{\Delta Q_o}{Q_o}}{\left[ 1 - \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \frac{\lambda \cdot r}{2s} \right] \operatorname{ctg}(\gamma_1 - \delta_1) - \frac{\lambda \cdot r}{2s}} \quad (5-130)$$

Considerând aceleași date de calcul ca și în exemplul de mai sus (vezi figura 5-26), în figura 5-27 s-a reprezentat grafic variația lui  $\left( \frac{Y_1}{Q_o} \right)_{\lim}$  în funcție de  $\frac{\Delta Q}{Q_o}$  pentru diferite valori ale razei roții,  $r$ .

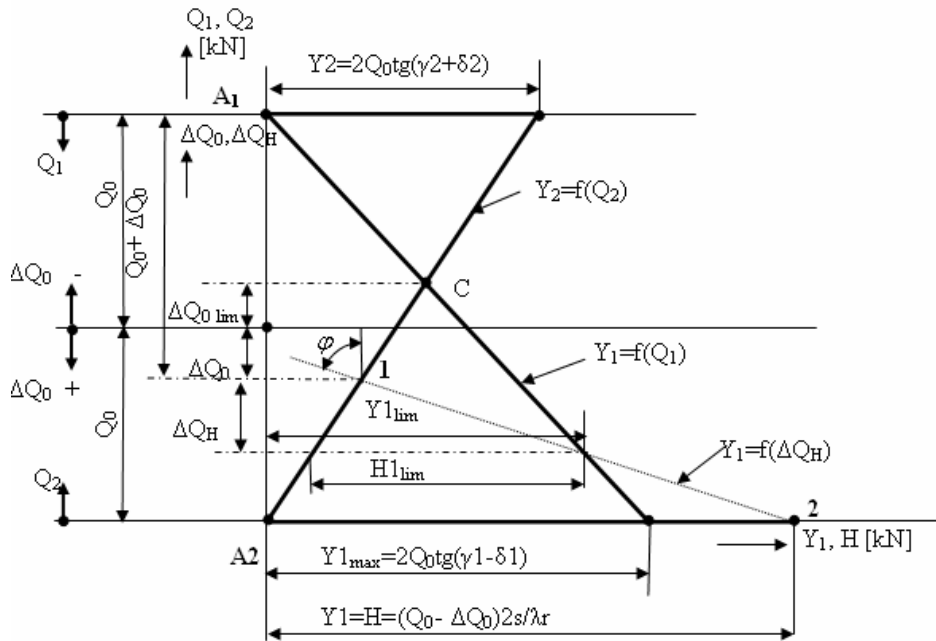


Fig. 5-27. Diagrama de deraiere

Dacă în expresia forței de ghidare de pe roata atacantă  $Y_1 = Q_1 \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1)$  se introduce  $Q_1 = Q_o + \Delta Q$  ( $\Delta Q = \Delta Q_o + \Delta Q_H$ ), se obține relația:

$$\left( \frac{Y_1}{Q_o} \right)_{\lim} = \left( 1 + \frac{\Delta Q}{Q_o} \right) \operatorname{tg}(\gamma_1 - \delta_1) \quad (5-131)$$

care dă valorile la limita de deraiere a forței de ghidare  $Y_1$  raportată la sarcina medie pe roată  $Q_o$ , funcție de coeficientul de transfer  $\frac{\Delta Q}{Q_o}$ .

Din relația de mai sus se obține:

$$\left(\frac{\Delta Q_o}{Q_o}\right)_{\text{lim}} = \frac{\left[ \text{tg}(\gamma_1 - \delta_1) - \frac{Y_1}{Q_o} \right]}{\text{tg}(\gamma_1 - \delta_1)} \quad (5-132)$$

care indică valoarea minimă a coeficientului de transfer  $\frac{\Delta Q}{Q_o}$ , dată de Comitetul ORE

B55 [\*\*\*\*\* 1], funcție de valoarea lui  $Y_1$  calculată sau măsurată.

Rezolvarea sistemului (5-120) poate fi făcută și pe cale grafică (vezi figura 5-28), numită și **diagramă de deraiere**. Această metodă prezintă avantajul că în diagrama de deraiere care se construiește, influența forțelor exterioare este mai vizibilă decât în calcul analitic.

Construcția diagramei de deraiere [S2]:

- pe axa absciselor sunt forțele de contact  $Y_1$  și cele exterioare  $H$ ;
- pe axa ordonatelor sunt sarcinile efective pe roata atacantă și neatacantă

precum și transferurile de sarcină  $\Delta Q_o$  și  $\Delta Q_H$ ;

- se trec punctele  $A_1$  ( $A_1$  corespunde situației când roata atacantă este complet descărcată:  $Q_1=0$ ) și  $A_2$  (corespunde descărcării complete a roții neatacante:  $Q_2=0$ );

- se trasează dreapta  $Y_1 = f(Q_1) = Q_1 \cdot \text{tg}(\gamma_1 - \delta_1)$  având panta egală cu  $\text{tg}(\gamma_1 - \delta_1)$  în punctul  $A_2$  având valoarea maximă  $Y_{1\text{max}} = 2Q_o \cdot \text{tg}(\gamma_1 - \delta_1)$ ;

- se trasează dreapta  $Y_2 = f(Q_2) = Q_2 \cdot \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2)$  cu originea în  $A_2$  și valoarea maximă  $Y_{2\text{max}} = 2Q_o \cdot \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2)$

- se trasează dreapta  $Y_1 = f(\Delta Q_H)$  conform primei ecuații a sistemului (5-120) prin două puncte particulare și anume:

- punctul 1 de pe dreapta  $Y_2 = f(Q_2)$  pentru care  $\Delta Q_H = 0$ , aflat la  $Q_o - \Delta Q_o$  de  $A_2$ ;

- punctul 2 pentru care  $Q_2=0$  și pentru care  $Y_1 = H = (Q_o - \Delta Q_o) \frac{2 \cdot s}{\lambda \cdot r}$ .

Unghiul  $\varphi$  pe care dreapta  $Y_1 = f(\Delta Q_H)$  îl face cu verticala este dat de relația:

$$\text{tg} \varphi = \frac{(Q - \Delta Q_o) \frac{2s}{\lambda \cdot r} - (Q_o - \Delta Q_o) \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2)}{Q_o - \Delta Q_o} = \frac{2s}{\lambda \cdot r} - \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \quad (5-133)$$

care nu depinde de mărimea transferului de sarcină  $\Delta Q_o$ .



Din grafic rezultă  $(Y_1)_{lim}$  și punctul critic C, adică cazul când  $H=0$ , respectiv  $Y_1=Y_2$ , care determină valoarea transferului de sarcină  $(\Delta Q_0)_{lim}$  (a se vedea diagramele de deraiere din figurile 5-29 și 5-30).

#### 5.4.4. Calculul siguranței de deraiere sub influența forțelor exterioare

În Tabelul 5-16 sunt date mărimile necesare efectuării unor exemple numerice.

Tabelul 5-16

Nr. crt.	Simbol	Semnificație	Valoarea
1	R	Raza curbei	180 m respectiv 250m
2	$G_b$	Greutatea unui boghiu	255.06 kN
3	$G_L$	Greutatea locomotivei	1177.2 kN
4	$\gamma$	Unghiul de flanc al buzei bandajului	60° (stare uzată la maxim 70°)
5	$D_r$	Diametrul de rulare: - stare nouă - stare uzată	1250 mm 1210 mm
6	$\lambda$	Coeficientul de diminuare al transferului de sarcină	0.85
7	$h_c$	Poziția centrului de greutate al cutiei față de nivelul superior al șinei: - stare nouă - stare uzată	2045 mm 2025 mm
8	$h_{rc}$	Poziția axei de rulare a cutiei față de nivelul superior al șinei: -stare nouă - stare uzată	480 mm 460 mm
9	$tg(\gamma_2 + \delta_2)$	Coeficientul geometriei de contact roată neatacantă recomandat de ORE pentru boghiuri fără osii orientabile	0.45
10	p	Distanța polară	2135 mm
11	$2b^+$	Distanța transversală dintre arcurile suspensiei primare	1980 mm
12	$2b^*$	Distanța transversală dintre arcurile suspensiei secundare	2670 mm (valoarea maximă)
13	V	Viteza de circulație	5 respectiv 20 km/h
14	h	Supraînălțarea șinei	116 (120) mm
15	$2 Q_0$	Sarcina pe osie	196.2 kN
16	p	Distanța polară	2298,91 mm (5 km/h) respectiv 2211,58 mm (20 km/h)
17	$\mu$	Coeficientul de frecare	0,417 respectiv 0,395

S-a efectuat calculul pentru două situații distincte:  
- stare nouă a bandajului;  
- stare uzată la maxim a bandajului.

și pentru două curbe de raze:  $R=180$  m și  $R=250$  m.

**a) Determinarea încărcării/descărcării roții**

Se determină forța transversală pe osia conducătoare cu relația [S2]:

$$H = \frac{G_L}{6} \cdot \frac{1}{1500} \left( 11.8 \cdot \frac{V^2}{R} - h \right) + \frac{G_L}{6} \cdot \frac{V}{1000}, \quad (5-134)$$

iar cu relația (5-127) s-a determinat încărcarea/descărcarea roții datorită forței H:

$$\Delta Q_H = \frac{H \cdot \lambda \cdot r}{2s} \quad (5-135)$$

Forța centrifugă necompensată a cutiei încarcă/descarcă roata cu  $\Delta Q_{Fc}$  care s-a determinat cu relația:

$$\Delta Q_{Fc} = F_c \cdot \frac{h_c - h_{rc}}{2b^+} \quad (5-136)$$

recomandat de ORE pentru boghiuri fără osii orientabile, în care  $F_c$  se determină cu relația:

$$F_c = \frac{G_c}{6} \cdot \frac{1}{1500} \left( 11.8 \cdot \frac{V^2}{R} - h \right) \quad (5-137)$$

iar  $G_c$  se determină cu relația:

$$G_c = G_L - 2 \cdot G_b \quad (5-138)$$

Descărcarea osiei se determină cu relația (5-90) sau (5-91).

Încărcarea/descărcarea totală a roții se determină cu relația:

$$\Delta Q = \Delta Q_H + \Delta Q_o \quad (5-139)$$

Valoarea limită a raportului  $\frac{Y_1}{Q_1}$  pentru roata conducătoare se determină cu

relația (5-130):

$$\left( \frac{Y_1}{Q_0} \right)_{\text{lim}} = \frac{1 - 2 \cdot \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \frac{\lambda \cdot r}{2 \cdot s} + \frac{\Delta Q_o}{Q_o}}{\left[ 1 - \text{tg}(\gamma_2 + \delta_2) \frac{\lambda \cdot r}{2 \cdot s} \right] \text{ctg}(\gamma_1 - \delta_1) - \frac{\lambda \cdot r}{2 \cdot s}}$$

în care:

$$\delta_1 = \text{arctg}(\mu \cdot \cos \xi_1), \text{ iar } \cos \xi_1 = \cos \text{arctg} \frac{s}{p_1}.$$

În Tabelul 5-17 s-au calculat valorile forțelor care acționează asupra osiei montate pentru raza curbei  $R=180$  m și  $R=250$  m atât pentru starea nouă a bandajelor ( $\gamma_1=60^\circ$ ) cât și pentru starea uzată a acestora ( $\gamma_1=70^\circ$ ).

**Observație:**  $\Delta Q_o$  s-a considerat cu valorile date în Tabelele 5-14 și 5-15.

Tabelul 5-17

Raza curbei Parametrii	R=180 m		R=250 m	
	Stare nouă	Stare uzată	Stare normală	Stare uzată
H [kN]	-13,98	-13,98	-9,3	-9,3
$\Delta Q_H$ [kN]	-4,95	-4,79	-3,29	-3,19
$F_c$ [kN]	-8,48	-8,48	-7,5	-7,5
$\Delta Q_{F_c}$ [kN]	-6,7	-6,7	-5,92	-5,92
$\Delta Q_0$ [kN]	-9,70	-9,7	-8,57	-8,57
$\Delta Q = \Delta Q_{F_c} + \Delta Q_H$ [kN]	-11,65	-11,49	-9,21	-9,11
$\Delta Q = \Delta Q_0 + \Delta Q_H$ [kN]	-14,65	-14,49	-11,87	-11,76
$(Y1/Q_0)_{lim}$	0,823 0,764	1,45 1,086	0,891 0,793	1,59 1,127
Y1	37,21	36,69	40,18	38,94
Q1	83,45	83,61	86,24	88,99
Y1/Q1	0,441	0,439	0,466	0,44
$Y1_{max}$ [kN]	155,36	220,8	161,58	229,5
$Y1=H$ [kN]	304,38	314,44	293,7	303,43
Y2 [kN]	88,29	88,29	88,29	88,29
Q2 [kN]	112,75	112,59	109,67	107,2
$(\Delta Q_0)_{lim}$ [kN]	-27,02	-42,1	-28,77	-43,59
$(\Delta Q_0/Q_0)_{lim}$	-0,28	-0,429	-0,293	0,44
$H1_{lim}$ [kN]	49,12	127,43	56,81	147,97
$Y1_{lim}$ [kN]	80,76	142,23	87,4	162,83
$(H/Q_0)_{lim}$	0,5	1,29	0,58	1,51

Din examinarea Tabelului 5-17 rezultă faptul că valorile criteriului de deraiere  $(Y1/Q_0)_{lim}$  are valori mai mici decât 0,85 pentru starea nouă a bandajelor atât la raza de 180 cât și la cea de 250 m.

În cazul stării uzate pentru raza  $R=180$  m valorile acestui criteriu depășesc valoarea maximă admisibilă de 1,2.

Având în vedere cele arătate mai sus este necesar ca în exploatare să nu se ajungă până la starea de uzură maximă a bandajului.

Cu valorile mărimilor din acest tabel s-au construit diagramele de deraiere din figurile 5-29 și 5-30.



**5.4.5. Concluzii**

- Valorile sarcinilor  $Q_A$  și  $Q_N$  măsurate (vezi Tabelul 6-3) au valori cu circa 15% mai mici respectiv mai mari decât cele calculate cu relațiile de mai sus, fapt care se explică prin aceea că la circulația pe cale a locomotivei, cu vitezele de 5 respectiv 20 km/h, apare adaosul de sarcină dinamică, adică  $Q_d = k_d \cdot Q_o = 0,15 \cdot Q_o$ . În acest caz  $Q_1 = Q_A - Q_d$  iar  $Q_2 = Q_N + Q_d$ ;
- Forțele H calculate sunt comparabile cu forțele S (de ripare) determinate experimental;
- Criteriul de deraiere  $\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\text{lim}}$  calculat după Nadal se încadrează în limitele recomandate de ERRI, adică  $\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\text{lim}} \leq 0,85$  pentru  $\gamma_1=60^\circ$  și  $\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\text{lim}} \leq 1,2$  pentru  $\gamma_1=70^\circ$ ;
- Valorile calculate pentru  $\frac{Y_1}{Q_1}$  și cele măsurate (vezi Tabelul 6-3) la vitezele  $V=5$  km/h în curba de rază  $R=180$  m și  $V=20$  km/h în curba de rază  $R=250$  m sunt foarte apropiate;
- Se observă (vezi Tabelul 5-17) că la uzura maximă a buzei bandajului în exploatare, adică pentru  $\gamma_1=70^\circ$  la ambele viteze criteriul  $\left(\frac{Y_1}{Q_o}\right)_{\text{lim}}$  nu respectă condiția de mai sus, existând pericolul deraierii. Acest lucru se poate evita prin restrunjirea bandajelor cu ocazia reparațiilor periodice, situație în care  $\gamma_1=60^\circ$ .

## **6. Instalații experimentale. Metodica de cercetare. Rezultate experimentale.**

În acest capitol sunt prezentate trei categorii de încercări:

- încercarea arcurilor elicoidale pe stand;
- încercarea locomotivei electrice pe inel;
- încercarea locomotivei electrice în linie curentă.

### **6.1. Încercare arcurilor elicoidale pe stand**

#### **6.1.1. Generalități**

În general, încercările mecanice ale arcurilor se clasifică în :

- încercări la solicitări statice;
- încercări la solicitări dinamice;
- încercări speciale.

În STAS 6917-84 sunt date indicațiile de încercări pentru arcuri elicoidale de tracțiune și compresiune.

Prin încercarea la solicitarea statică a arcurilor se înțelege încercarea mecanică la care este supus un arc aplicând asupra lui lent, progresiv, o sarcină de compresiune, tracțiune, încovoiere sau răsucire, după direcția corespunzătoare de solicitare a arcului respectiv.

Obiectivele încercării statice sunt :

- trasarea caracteristicii reale de funcționare a arcului;
- determinarea sarcinii (forței maxime) corespunzătoare deformației maxime a arcului sau a sarcinii corespunzătoare ruperii ( $F_r$ );
- determinarea rigidității arcului sau a sensibilității acestuia într-un punct al caracteristicii.

Prin încercarea statică se poate determina :

- deformația arcului corespunzătoare unei sarcini prestabilite;
- sarcina necesară pentru realizarea unei anumite deformații.

Prin încercarea la solicitarea dinamică, denumită și încercare la oboseală, a unui arc se urmărește punerea în evidență a deformației remanente după un număr prestabilit de cicluri.

Din punct de vedere tehnologic, prin încercarea la solicitarea dinamică a unui arc se determină numărul de cicluri suportate de arc până la ruperea acestuia.

Încercarea arcurilor la solicitări dinamice se realizează pentru :

- studiul histerezei;
- stabilirea comportamentului și durabilității la oboseală.

Încercarea dinamică urmărește stabilirea:

- randamentului arcului;
- coeficientului de amortizare al arcului.

Încercările speciale se aplică arcurilor care lucrează în condiții deosebite: temperatură ridicată, medii corozive, temperaturi foarte scăzute.

Pentru încercarea la solicitarea statică sarcina se aplică progresiv până la valoarea maximă. La arcurile elicoidale, sarcina maximă este atinsă atunci când spiarele arcului vin reciproc în contact sau cu suprafața de reazem.

Pentru arcurile de compresiune încercările statice se fac în următoarele situații:

- **încercări de elasticitate de scurtă durată**, când se aplică sarcina pentru realizarea înălțimii minime timp de 2-3 minute. După descărcare se măsoară înălțimea arcului a cărei abatere trebuie să fie cuprinsă în toleranțele admise.
- **încercări de flexibilitate**, la care se aplică sarcina progresiv, până la sarcina maximă. Se determină sensibilitatea (compliance arcului) arcului.
- **încercări de elasticitate de lungă durată**, când se execută o comprimare timp de 2-3 minute, după care se descarcă arcul, supunându-se apoi aceleași sarcini timp de 48 de ore. Se măsoară înălțimea arcului după fiecare solicitare, urmând ca ea să se înscrie în toleranțele admise.
- **încercări pentru trasarea caracteristicii reale de funcționare a arcului** (încărcare-descărcare), măsurându-se diverse valori ale sarcinii și săgețile corespunzătoare.

### 6.1.2. Instalații de încercare

Încercările s-au făcut pe instalația aflată în dotare la S.C. CAROMET S.A. Caransebeș.

Instalația este o mașină universală pentru încercări mecanice tip ZD 40 Germania, este de tip presă cu șurub cu două coloane. Forța se citește pe cadranul mașinii, iar săgeata arcului pe rigla gradată, sau se măsoară cu șublerul înălțimea arcului așezat între două talere plane. Săgeata se poate măsura și cu un traductor optic de deplasare.

Măsurătorile s-au făcut în regim de funcționare cvasistatică prin încărcarea continuă a mașinii.

În figura 6-1 se prezintă fotografia acesteia la încercarea arcului interior, iar în figura 6-2 la încercarea arcului exterior. Instalația se compune din:

- sistemul de încărcare: hidraulic având domeniul de măsurare între 0 și 40000 daN;
- sistemul de prindere al arcului: acesta se introduce între cele două talere, central.

Cursa pistonului mașinii este de maxim 650 mm, iar diametrul maxim al pieselor care se pot încerca este de 800mm.

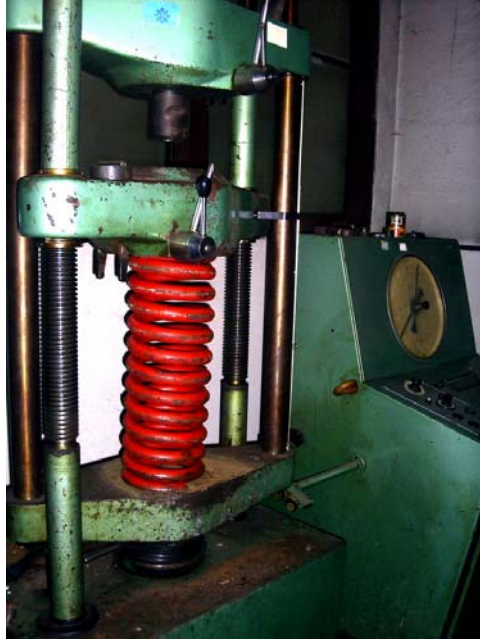


Fig. 6-1. Mașina de încercat ZD 40: încercarea arcului interior



Fig. 6-2. Mașina de încercat ZD 40: încercarea arcului exterior



### 6.1.3. Metodica de cercetare

Programul de cercetare a avut ca obiectiv determinarea caracteristicii sarcină-deformație.

Încercarea s-a făcut pentru plotul de cauciuc (trasându-se caracteristica la încărcare și apoi la descărcare) și pentru ansamblul format din arcul dublu (două arcuri elicoidale cilindrice de tip flexicoil) în serie cu plotul de cauciuc.

### 6.1.4. Rezultate experimentale

În figura 6-3 s-a reprezentat caracteristica sarcină-deformație pentru plotul de cauciuc ridicată pe stand. Din această diagramă s-a determinat rigiditatea verticală a plotului de cauciuc cu valorile date în Tabelul 6-1.

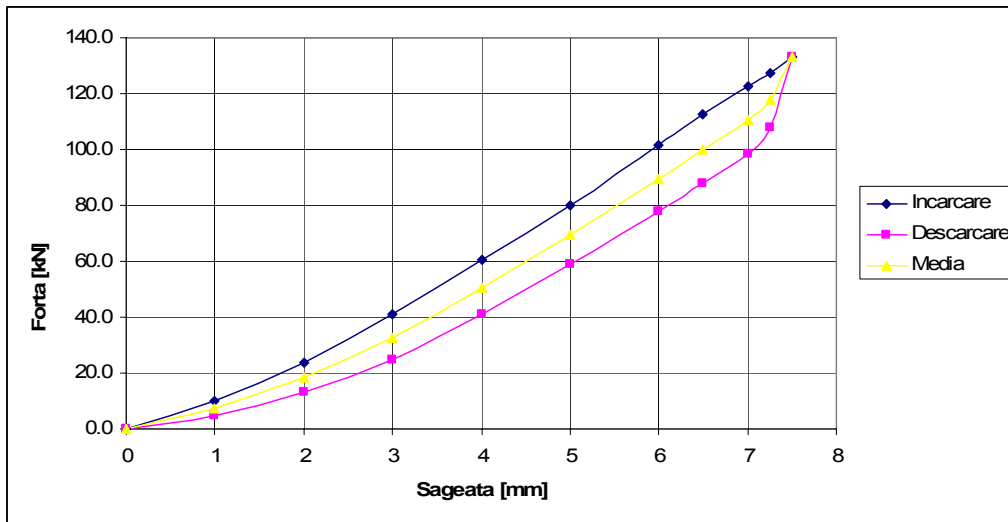


Fig. 6-3. Caracteristica sarcină-deformație pentru plotul de cauciuc

Tabelul 6-1

Săgeata f [mm]	Forța F [kN]	Rigiditatea $k_p$ [kN/mm]
0	0.0	0.0
1	7.4	7.4
2	18.4	9.2
3	32.7	10.9
4	50.7	12.7
5	69.5	13.9
6	89.7	14.9
6.5	100.3	15.4
7	110.6	15.8
7.25	117.7	16.2
7.5	133.3	17.8

În figura 6-4 s-a reprezentat dependența forței de încărcare de săgeată pentru un punct de suspensie secundară format dintr-un arc exterior, arc interior, plot de cauciuc, caracteristică ridicată experimental pe același stand.

Din examinarea figurii rezultă faptul că variația este aproape liniară pentru săgeți până la 100 mm.

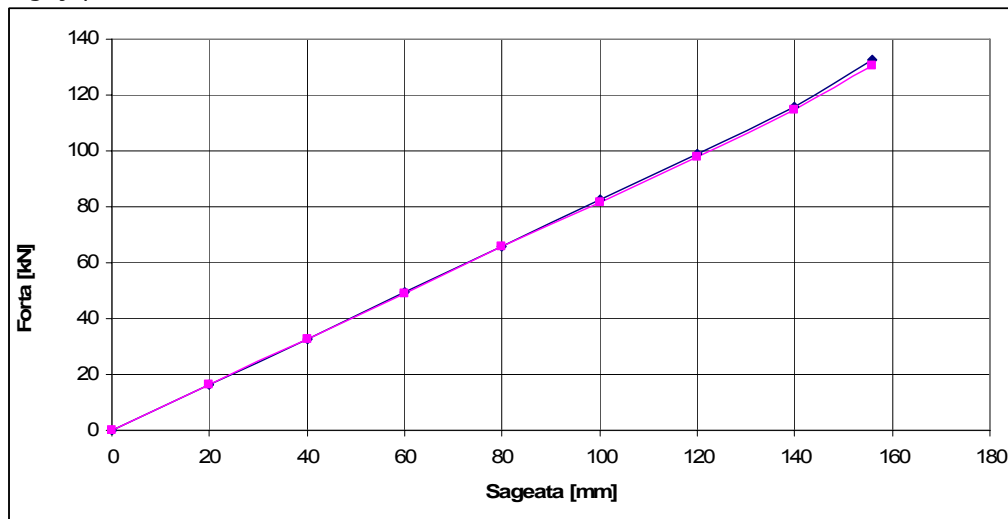


Fig. 6-4. Caracteristica sarcină-deformație pentru întreg ansamblul

## 6.2. Încercarea locomotivei electrice pe inel

### 6.2.1. Instalația de încercare

Încercările locomotivei electrice s-au făcut pe inelul mic din Poligonul de la Făurei (circuit închis), cât și pe inelul mare, de către Întreprinderea „Electro-putere,” din Craiova în 1987 (vezi figura 6-6), într-un sector de cale torsionat destinat special încercărilor de siguranță contra deraierii (vezi figura 6-7), în diferite raze ale curbei cu diferite supraînălțări cât și în aliniament (vezi Tabelul 6-2).

S-au făcut încercări pentru măsurarea directă, în diferite condiții de circulație, a forțelor transversale  $Y$  și verticale  $Q$  care acționează la nivelul suprafeței de contact dintre roțile osiei conducătoare și șine și a accelerațiilor verticale și orizontale ale cutiei la nivelul podelei cabinei de conducere și determinarea coeficientului de siguranță la deraiere  $Y/Q$ , a forței laterale de ripare a căii  $S$ , a forțelor dinamice maxime verticale  $Q_{din}$  și orizontale  $Y_{din}$  și a accelerațiilor totale maxime la circulația în curbă și în aliniament.

Pentru măsurarea directă, continuă a forțelor de interacțiune dintre roți și șine s-a utilizat un echipament specializat realizat de INCERTRANS. În figura 6-5 se prezintă schema bloc a lanțurilor de măsură utilizată la încercări.

În schemă sunt cuprinse :

- osie de măsură specială, executată astfel încât să îndeplinească toate funcțiile osiei pe care o înlocuiește ;
- dispozitive cu inele colectoare tip SK 12, Höttinger ;
- accelerometre tip B 200, Höttinger ;
- amplificatoare tensometrice tip N 2314, fabricate-n țară ;
- filtre de frecvență tip 010.15, Robotron ;
- oscilograf tip H.071.2, fabricat în Rusia.

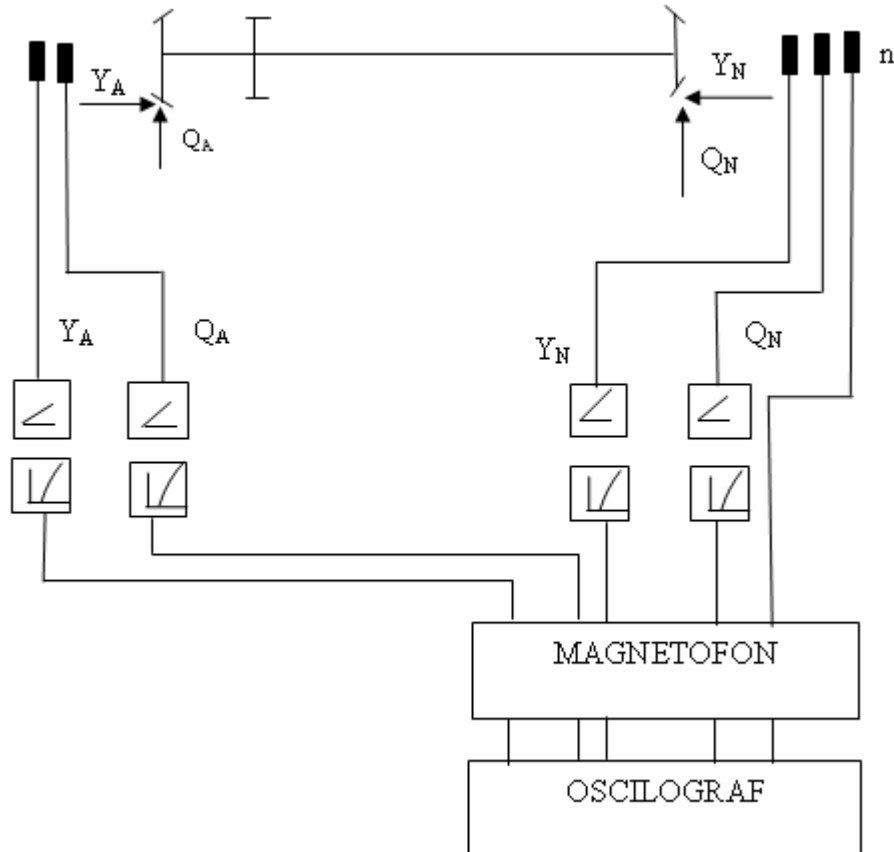


Fig. 6-5. Schema bloc pentru măsurarea siguranței la deraiere și acțiunii dinamice asupra căii

### 6.2.2. Metodica de încercare

Determinarea coeficientului de siguranță la deraiere  $Y/Q$ , a forței laterale de ripare a căii  $S$  s-a făcut prin măsurarea directă și continuă a forțelor dintre roțile osiei conducătoare și șină, la circulația locomotivei cu viteză redusă (circa 5 km/h în curbe de diferite raze).

Determinarea acțiunii dinamice a locomotivei asupra căii s-s făcut prin măsurarea directă și continuă a forțelor dintre roțile osiei conducătoare și cale, la circulația locomotivei cu diferite viteze până la viteza maximă, în curbe cu diferite raze și în aliniament.

Încercările s-au efectuat după următorul program prezentat în Tabelul 6-2.

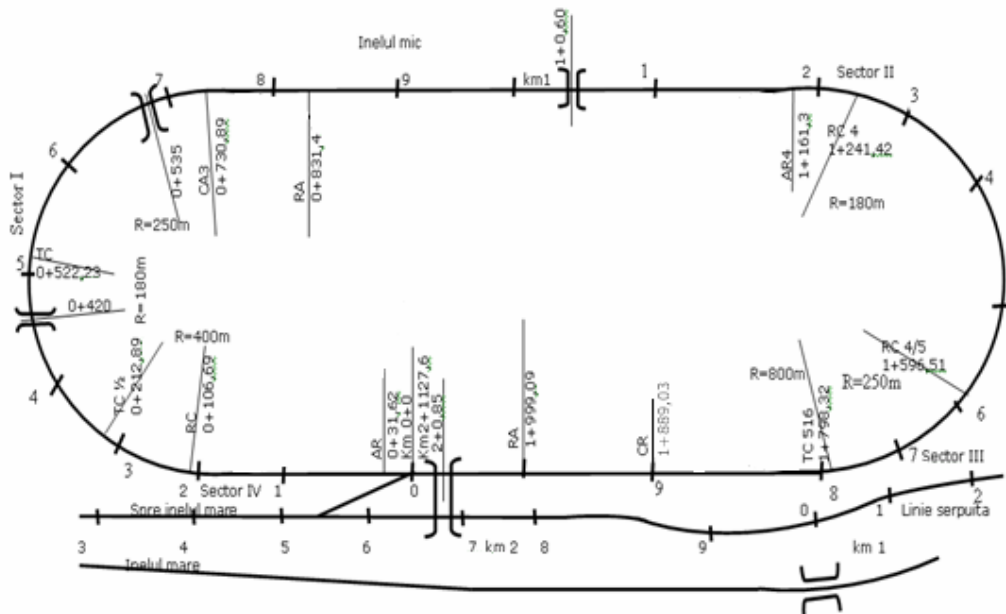


Fig. 6-6. Inelul mic

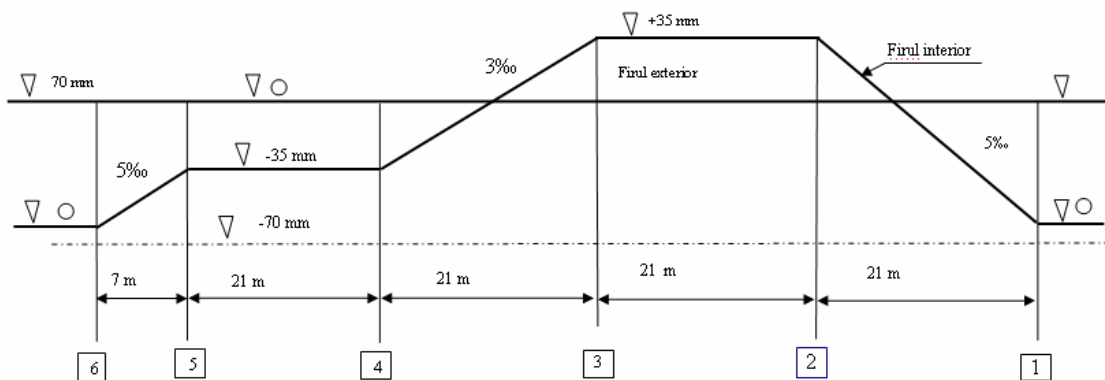


Fig. 6-7. Sector de cale torsionat pentru încercările de siguranța contra deraierii:  
 $R=180\text{ m}$ ;  $h=\pm 35\text{ mm}$ ;  $\gamma=3\text{‰}$ ;  $V_{\text{max}}=5\text{ km/h}$

Tabelul 6-2

Sectorul de încercare	Caracteristici ale căii			Viteza [km/h]						Obs.
	Raza curbei [m]	Supra-înălțarea [mm]	Supra-largirea [mm]	5	40	60	80	100	130	
I	180	-35	25	X						Inel mic, sector torsionat
II	180	60	25	X	X					Inel mic
III	250	60	10	X	X					Inel mic
IV	400	60	5	X	x					Inel mic
V	1800	120	-			X	x	x	x	Inel mare
VI	aliniament	-	-			x	x	x	X	Inel mare

Pentru efectuarea încercărilor s-au impus o serie de condiții:

a) Condiții privind calea:

Pe inelul mic sectoarele de încercare au fost amplasate conform figurii 6-6.

Sectorul torsionat, amplasat la km 0,420 – 0,520, a fost amenajat conform schemei din figura 6-7. Această situație, cu supraînălțare negativă a căii, nu se întâlnește în mod normal.

b) Condiții privind locomotiva:

- osia de măsură a fost montată ca osie conducătoare ;
- toate elementele suspensiei au fost în bună stare de funcționare;
- profilul de uzură la osia de măsură a fost conform STAS, stare neuzată;
- pe inelul mic (neelectrificat) locomotiva a fost împinsă de o locomotivă diesel-electrică;
- pe inelul mare (electrificat), toate motoarele de la locomotivă au fost în funcțiune.

### 6.2.3. Rezultatele măsurărilor experimentale

Mărimile măsurate în timpul încercărilor s-au înregistrat pe bandă de oscilograf. Rezultatele încercărilor sunt date în Tabelul 6-3 și Tabelul 6-4.

Valorile maxime ale forțelor Y și Q măsurate simultan  
pe distanța minimă de 2 m

Tabelul 6-3

Nr. crt	Raza [m]	Viteza [km/h]	Masuratori	Roata atacantă		Roata neatacantă		Y/Q	S [kN]
				Sarcina verticala $Q_A$ [kN]	Sarcina laterala $Y_A$ [kN]	Sarcina verticala $Q_N$ [kN]	Sarcina laterala $Y_N$ [kN]		
	Aliniament	5	I	101.9	76.0	96.4	22.2	0.75	53.72
			II	102.4	83.6	94.2	29.4	0.82	54.19
			III	105.7	89.2	93.0	27.1	0.84	62.13
			media	103.3	83.5	94.5	26.3	0.81	57.27
2	180	5	I	94.8	27.7	100.0	35.6	0.29	-7.94
			II	90.6	24.8	96.7	33.6	0.27	-8.88
			III	92.8	24.3	101.8	36.0	0.26	-11.68
			media	92.7	25.6	99.5	35.1	0.28	-9.50
3	180	5	I	94.5	39.9	103.2	24.8	0.42	15.14
			II	91.6	44.2	107.2	24.3	0.48	19.90
			III	96.2	38.9	105.3	26.6	0.40	12.24
			media	94.1	41.0	105.2	25.2	0.44	15.76
4	180	5	I	90.3	19.2	100	34.6	0.21	-15.42
			II	92.1	19.6	100	37.2	0.21	-17.56
			III	94.2	17.9	105	33.2	0.19	-15.23
			media	92.2	18.9	102	35.0	0.21	-16.07
5	250	20	I	96.2	36.9	99.0	34.8	0.38	2.06
			II	95.5	36.0	99.9	32.8	0.38	3.18
			III	92.5	38.9	106.9	33.6	0.42	5.23
			media	94.7	37.2	101.9	33.8	0.39	3.49
6	250	5	I	91.6	20.2	95.1	34.2	0.22	-14.01
			II	94.4	17.1	96.7	30.8	0.18	-13.73
			III	90.2	17.8	100.8	36.9	0.20	-19.15
			media	92.0	18.3	97.5	34.0	0.20	-15.63
7	400	20	I	97.2	35.2	99.5	32.8	0.36	2.43
			II	97.2	30.7	94.4	27.8	0.32	2.90
			III	94.8	29.7	101.8	24.3	0.31	5.42
			media	96.4	31.9	98.6	28.3	0.33	3.58

Valorile maxime instantanee ale forțelor Y și Q Tabelul 6-4

Felul liniei	Viteza [km/h]	Roata atacanta			Roata neatacanta		
		Sarcina verticala QA [kN]	QAdin/ Qastatic	Sarcina laterala YAdin	Sarcina verticala QN [kN]	QNdin/ Qnstatic	Sarcina laterala YNdin
Curba R=180 m	40	105.6	10.8	56.5	106.5	10.9	35.1
Curba R=250 m	40	103.7	10.6	48.1	114.0	11.6	38.8
Aliniament	60	101.8	10.4	11.4	110.2	11.2	13.9
	80	104.6	10.7	13.1	100.9	10.3	14.8

Din analiza valorilor din Tabelele 6-3 și 6-4 rezultă:

- coeficientul de siguranță la deraiere Y/Q, în toate cazurile este sensibil sub limita admisă;
- forța laterală de ripare a căii S la circulația cu vitezele din program peste sectoarele II, III și IV este mică sau chiar negativă din cauza valorii reduse a coeficientului de suplețe al suspensiei respectiv a transferului de sarcini datorită supraînălțării;
- forțele dinamice Qdin și Ydin se mențin în limitele admise.

### 6.3. Încercarea locomotivei electrice în linie curentă

S-au făcut încercări pe locomotiva CFR 060 EA de 5100 kW (41-0760-3) pe linie curentă în trei situații distincte:

- în aliniament și palier;
- în curba de rază 300 m;
- în curbă de rază 600 m.

Încercările au fost făcute pe relația Timișoara Nord - Remetea. Profilul liniei pe această relație se dă în Anexă.

S-au măsurat deplasările dintre grinda transversală a patruleterului articulată și rama boghiului în 8 puncte conform figurii 6-8.

Măsurătorile s-au făcut în punctele:

- 1 aflat la 405 mm de capătul traversei;
- 2 aflat la 1416 mm de capătul traversei;
- 3 aflat la 1436 mm de capătul traversei;
- 4 aflat la 400 mm de capătul traversei;
- 5 aflat la 370 mm de capătul traversei;
- 6 aflat la 1424 mm de capătul traversei;
- 7 aflat la 1435 mm de capătul traversei;
- 8 aflat la 385 mm de capătul traversei.

Rezultatele măsurării s-au trecut în Tabelul 6-5.

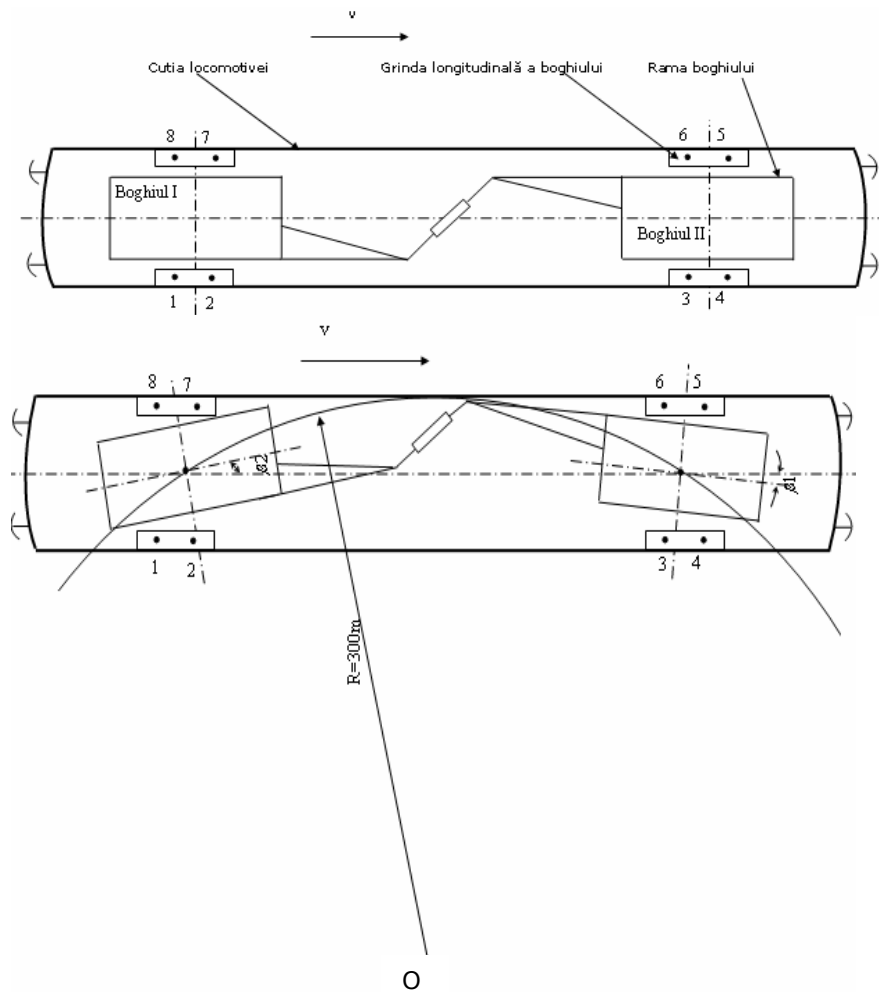


Fig. 6-8. Situația punctelor de măsurare pe grinda longitudinală a patruilaterului articulată



Tabelul 6-5

Puncte de măsurare	Distanța măsurată [mm]		
	Aliniament	Curba de 300 m	Curba de 600 m
<b>1</b>	<b>70</b>	<b>76</b>	<b>73</b>
<b>2</b>	<b>70</b>	<b>58</b>	<b>65</b>
3	70,5	62	64
4	69,5	81	79
5	70,5	65	68
6	69,5	82	76
<b>7</b>	<b>70</b>	<b>80</b>	<b>76</b>
<b>8</b>	<b>70</b>	<b>61</b>	<b>66</b>

Distanțele măsurate în cele 8 puncte, conform figurii 6.9, pot fi determinate și prin calcul utilizând metodologia de calcul de mai jos.

În figura 6-9 s-au reprezentat grinda transversală EL a patruleterului articulată și rama boghiului (furcile de ghidare ale osiei 2) AD în aliniament (cu negru) și în curbă.

În figura 6-10 s-a reprezentat doar grinda EL și rama boghiului AD la o scară mărită pentru a pune în evidență distanțele măsurate experimental  $d_1$  și  $d_2$ .

Măsurarea experimentală a distanțelor s-a făcut după o dreaptă perpendiculară în punctele 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 și respectiv 8 pe grinda longitudinală a patruleterului articulată (figura 6-8, 6-9 și 6-10).

Conform figurii 6-10 aceste puncte au fost notate cu A10, B10, C10 și D10, unde A10 și D10 (punctele 2 și 1) de pe grinda longitudinală EL a patruleterului articulată, respectiv B10 și C10 (punctele 7 și 8) de pe grinda longitudinală HI a patruleterului articulată. La circulația locomotivei în curbă, aceste puncte se deplasează în punctele A9, B9, C9 și D9. Punctele corespunzătoare acestora pe rama boghiului nerotită sunt: A8, B8, C8, D8 și respectiv A6, B6, C6, D6 pe rama boghiului rotită cu unghiul  $\beta$ . Pe figura 6-10 s-au mai notat:

- punctele A4, A5 și D4, D5 care aparțin dreptei A1D1;
- punctele A7, D7 care aparțin dreptei AD;
- punctele O1, O3 (pe dreapta EL);
- punctele O2, O4 (pe dreapta E1L1).

Procedând în mod similar și pentru grinda longitudinală HI a aceleiași boghiu punctelor 7 și 8 le corespund punctele B10 și C10 respectiv B9 și C9 (vezi figura 6-8).

Punctele corespunzătoare acestora pe rama boghiului nerotită sunt B8 și C8 respectiv B6 și C6 pe rama boghiului rotită. Pentru efectuarea calculului s-au mai notat punctele:

- B4, B5 și C4, C5 de pe dreapta B1C1;
- C7 și B7 de pe dreapta BC;
- O5, O7 de pe dreapta HI
- O6, O8 de pe dreapta H1I1.

**Coordonatele punctelor cunoscute sunt:**

O1	$x_{O1} = -410$	O5	$x_{O5} = 620$	A10	$x_{A10} = 601$	B10	$x_{B10} = 620$
	$y_{O1} = 1335$		$y_{O5} = -1335$		$y_{A10} = 1225$		$y_{B10} = -1225$
O3	$x_{O3} = 601$	O7	$x_{O7} = -430$	D10	$x_{D10} = -410$	C10	$x_{C10} = -430$
	$y_{O3} = 1335$		$y_{O7} = -1335$		$y_{D10} = 1225$		$y_{C10} = -1225$

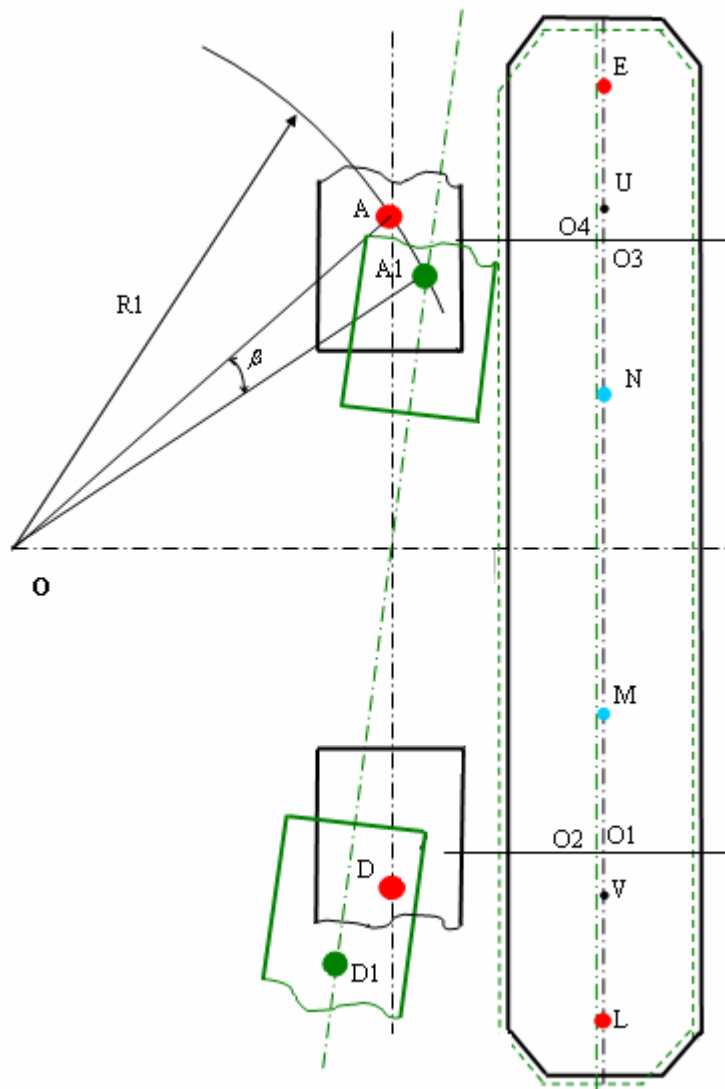


Fig. 6-9. Grinda transversală a patrulaterului articulată și rama boghiului în aliniament (negru) și în curbă (verde)

**Coordonatele punctelor O2, O4, O6 și O8** s-au determinat analitic astfel:

a) coordonatele punctului O2:

Cunoaștem că:  $O1L=O2L1=405$  și  $O1E=O2E1=1225$ . Scriind ecuația celor două drepte  $O2L1$  și  $O2E1$  se obține un sistem de ecuații cu două necunoscute (coordonatele punctului O2). Prin rezolvarea sistemului rezultă coordonatele punctului O2.



Cunoaștem că:  $O5I=O6I1=1435$  și  $O5H=O6H1=195$ . Scriind ecuația celor două drepte  $O6H1$  și  $O6I1$  se obține un sistem de ecuații cu două necunoscute (coordonatele punctului  $O6$ ). Prin rezolvarea sistemului rezultă coordonatele punctului  $O6$ .

d) coordonatele punctului  $O8$ :

Cunoaștem că:  $O7I=O8I1=385$  și  $O7H=O8H1=245$ . Scriind ecuația celor două drepte  $O8H1$  și  $O8I1$  se obține un sistem de ecuații cu două necunoscute (coordonatele punctului  $O8$ ). Prin rezolvarea sistemului rezultă coordonatele punctului  $O8$ .

**Coordonatele punctelor A4, B4, C4 și D4** s-au determinat plecând de la condiția ca punctul să se afle pe dreapta  $A1D1$  (punctele  $A4$  și  $D4$ ) respectiv pe  $B1C1$  (punctele  $B4$  și  $C4$ ) și să aparțină perpendicularei din  $A9$ ,  $B9$ ,  $C9$  și respectiv  $D9$  pe dreptele  $E1L1$  respectiv  $H1I1$ .

Cunoscând toate aceste coordonate se pot determina distanțele  $d1=D9D6$ ,  $d2=A9A6$ ,  $d3=B9B6$  și  $d4=C9C6$ , conform figurii 6-10, astfel:

a) Distanța  $d1$ :

$$d1 = \overline{O2D4} - \overline{O2D9} - \overline{D6D4}$$

unde:

$$\overline{O2D4} = \sqrt{(x_{O2} - x_{D4})^2 + (y_{O2} - y_{D4})^2}$$

$\overline{O2D9} = a = 165$  mm reprezintă semilățimea grinzii transversale a patruleterului;

$$\overline{D6D4} = \frac{\overline{D6D5}}{\cos \beta} = \frac{b}{\cos \beta}$$

$b = \overline{D5D6} = 110$  mm reprezintă semilățimea lonjeronului boghiului.

b) Distanța  $d2$ :

$$d2 = \overline{O4A4} - \overline{O4A9} - \overline{A6A4}$$

$$d2 = \overline{O4A4} - a - \frac{b}{\cos \beta}$$

$$\overline{O4A4}_i := \sqrt{(x_{O4_i} - x_{A4_i})^2 + (y_{O4_i} - y_{A4_i})^2}$$

c) Distanța  $d3$ :

$$d3 = \overline{O6B4} - \overline{O6B9} - \overline{B6B4}$$

$$d3 = \overline{O6B4} - a - \frac{b}{\cos \beta}$$

$$\overline{O6B4}_i := \sqrt{(x_{O6_i} - x_{B4_i})^2 + (y_{O6_i} - y_{B4_i})^2}$$

d) Distanța  $d4$ :

$$d4 = \overline{O8C4} - \overline{O8C9} - \overline{C6C4}$$

$$d4 = \overline{O8C4} - a - \frac{b}{\cos \beta}$$

$$O8C4_i := \sqrt{(x_{O8_i} - x_{C4_i})^2 + (y_{O8_i} - y_{C4_i})^2}$$

Variațiile acestor distanțe funcție de unghiul de rotire al boghiului în curbă sunt date în Tabelul 6-6 și în figurile 6-11 și 6-12.

Tabelul 6-6

<b>Distanțele [mm]</b> <b>β [°]</b>	<b>d1</b>	<b>d2</b>	<b>d3</b>	<b>d4</b>
0	70	70	70	70
0,1	70.7046	68.93946	71.07521	69.23785
0,2	71.38972	67.85944	72.13282	68.45507
0,3	72.05532	66.75984	73.17284	67.65149
0,4	72.70127	65.64055	74.19533	66.82697
0,5	73.32756	64.5014	75.20041	65.98133
0,6	73.93406	63.34234	76.18811	65.11447
0,7	74.52067	62.16318	77.1585	64.22618
0,8	75.08728	60.96387	78.11162	63.31635
0,9	75.63383	59.74423	79.04759	62.38483
1,0	76.16022	58.50416	79.96644	61.43142
1,1	76.66628	57.24353	80.86824	60.45597
1,2	77.15195	55.96221	81.7531	59.45834
1,3	77.61704	54.66006	82.62104	58.43833
1,4	78.06148	53.33696	83.4722	57.39581
1,5	78.48513	51.99274	84.30657	56.3306
1,6	78.8878	50.62732	85.12428	55.24252
1,7	79.26941	49.24052	85.92541	54.13138
1,8	79.6298	47.83217	86.71001	52.99703
1,9	79.96873	46.40219	87.47822	51.83926
2,0	80.28614	44.95038	88.23003	50.65789
2,1	80.58179	43.47658	88.96561	49.45275
2,2	80.8555	41.98063	89.68503	48.22363
2,3	81.1071	40.46239	90.38833	46.97036
2,4	81.33642	38.92169	91.07566	45.69267
2,5	81.5432	37.35831	91.74709	44.39043
2,6	81.72722	35.77212	92.40272	43.06339
2,7	81.88832	34.16291	93.04265	41.71134
2,8	82.02621	32.5305	93.66698	40.33405
2,9	82.14064	30.87467	94.27584	38.93132
3,0	82.23139	29.19524	94.86927	37.50291
3,1	82.29818	27.49197	95.44746	36.04853
3,2	82.34072	25.76468	96.01048	34.56799
3,3	82.3587	24.01305	96.55847	33.06102
3,4	82.35185	22.23693	97.09155	31.52735
3,5	82.31984	20.43606	97.60983	29.96671

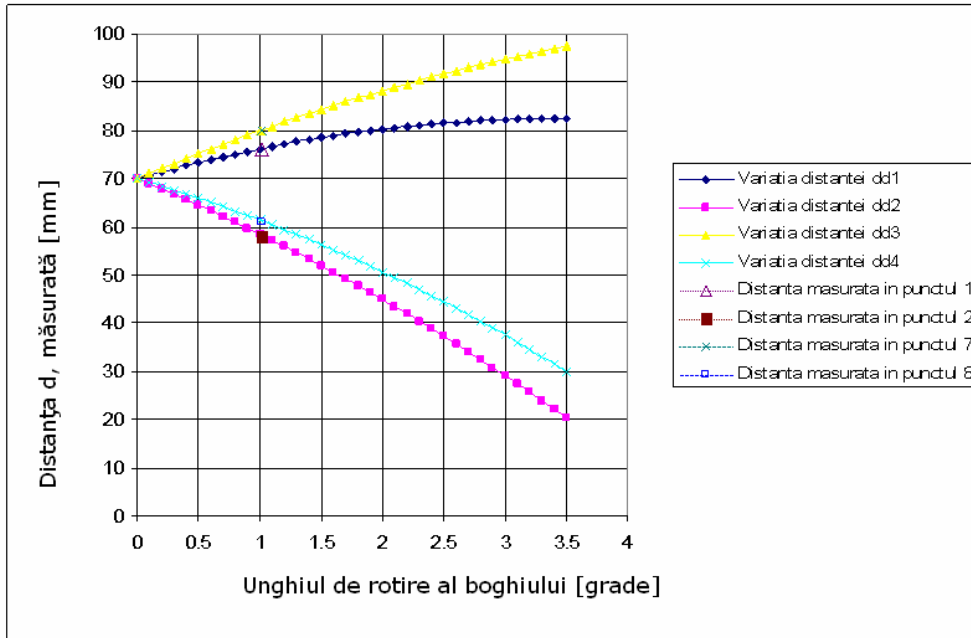


Fig. 6-11. Variatia distanțelor  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  și  $d_4$  și valoarea distanțelor măsurate pentru boghiul 1 în curba de raza  $R=300m$

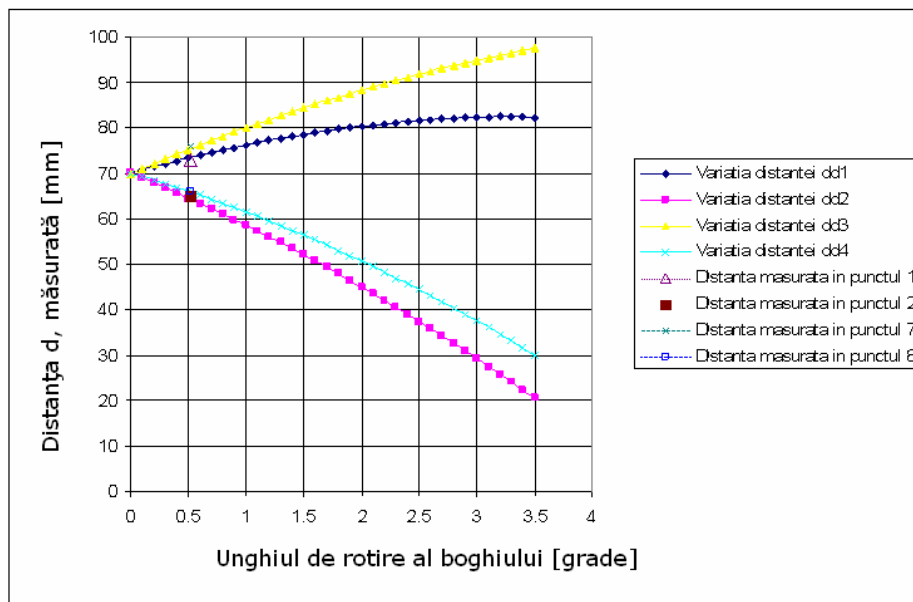


Fig. 6-12. Variatia distanțelor  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  și  $d_4$  și valoarea distanțelor măsurate pentru boghiul 1 în curba de raza  $R=600m$

În diagrama din figura 6.11 au fost reprezentate și valorile măsurate în punctele 1, 2, 7 și 8 în curba de rază  $R=300 m$ , iar în diagrama din figura 6.12 au

fost reprezentate și valorile măsurate în punctele 1, 2, 7 și 8 în curba de rază  $R=600$  m.

Din simularea circulației locomotivei [U4] printr-o curbă de rază  $R=300$  m, când viteza locomotivei este  $v=0$  km/h, unghiul de rotire al boghiului în această curbă este  $\beta=1.012268$  [grade], iar în curba de  $R=600$  m are valoarea  $\beta= 0.516358$  [grade].

Prin interpolare, din diagrama din figura 6-11 rezultă valorile distanțelor  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  și  $d_4$  corespunzătoare unghiului  $\beta=1.012268$  [grade], care sunt:

$d_1=76,2207657$  mm

$d_2=58,357052$  mm

$d_3=80,0733224$  mm

$d_4=61,3179029$  mm.

Tot prin interpolare, din diagrama din figura 6-12 rezultă valorile distanțelor  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  și  $d_4$  corespunzătoare unghiului  $\beta=0.516358$  [grade], care sunt:

$d_1=73,4265312$  mm

$d_2=64,3161735$  mm

$d_3=75,3605703$  mm

$d_4=65,8432328$  mm.

În tabelul următor s-au trecut valorile distanțelor  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$  și  $d_4$ , corespunzătoare celor două unghiuri, obținute prin măsurare și prin calcul analitic, iar în Tabelul 6-7 s-au trecut valorile deplasărilor corespunzătoare punctelor de măsurare 1, 2, 7 și 8 în cele două situații: calculată și măsurată.

Tabelul 6-7

Raza curbei R [m]	Distanța [mm]								Abaterea [%]			
	Măsurată				Calculată							
	d1	d2	d3	d4	d1	d2	d3	d4	d1	d2	d3	d4
R=300m, ( $\beta=1.012268$ [grade])	76	58	80	61	76,22	58,36	80,06	61,32	0.29	0.62	0.08	0.52
R=600 m, ( $\beta=0.516358$ [grade])	73	65	76	66	73,43	64,32	75,36	65,84	0.59	1.05	0.84	0.24

Verificarea măsurătorilor s-a făcut pentru un singur boghiu. În mod asemănător se poate face verificarea și pentru al doilea boghiu al locomotivei.

Din analiza Tabelului 6-7 se observă că valorile calculate și măsurate pentru distanțe sunt foarte apropiate, abaterea maximă este de  $1,05\% < 2\%$ , scoțând în evidență că metoda propusă de autorul tezei la studiul patruleterului articulată (capitolul 5) este valabilă.

## 7. CONCLUZII. CONTRIBUȚII

### 7.1. Concluzii

În lucrarea de față se prezintă rezultatele unui studiu teoretic și experimental asupra sistemului de legătură dintre cutie și boghiurile locomotivei electrice CFR 060 EA de 5100 kW aflată în exploatare la calea noastră ferată din jurul anilor 1965 și până în prezent.

Așa după cum se știe sistemul de legătură dintre cutie și boghiu la această locomotivă este de tipul cu **pivot fictiv**.

La alegerea acestei soluții constructive firma licențiatore ASEA (Suedia) a ținut seama de condițiile impuse unei legături centrale (vezi paragraful 5.2.1) cât și de o serie de criterii cum ar fi:

- tipul suspensiei vehiculului precum și modul de realizare al suspensiei secundare;
- modul de materializare a axelor verticale (după axa OZ) în jurul cărora se rotesc boghiurile în plan orizontal față de cutie la circulația prin curbă;
- tipul reazemelor laterale ale cutiei pe boghiuri;
- înălțimea (cota) față de nivelul superior al șinei la care se face transmiterea forței de tracțiune de la boghiu la cutie, respectiv la cârligul de tracțiune.

Pivotul fictiv este asigurat, la această locomotivă, de către patruleterul articulat al cărui studiu cinematic (deplasări, rotiri, forțe) s-a analizat în paragraful 5.3. Prin intermediul lui și al suspensiei secundare realizată din arcuri elicoidale de tip flexicoil se asigură transmiterea de la cutie la boghiu a sarcinilor verticale (greutatea cutie), laterale (forța centrifugă, forța vântului, forțele datorită contactului roată-șină) și longitudinale (forța de tracțiune, frânare, forțele longitudinale din tren).

Un alt rol important al sistemului de legătură cu pivot fictiv și suspensia secundară cu arcuri de tip flexicoil îl constituie și realizarea de către aceasta a momentului de readucere (rapel) a boghiurilor sub cutie după ieșirea locomotivei dintr-o curbă a căii de rulare.

La începutul lucrării se face un studiu privind stadiul actual al utilizării arcurilor elicoidale în compunerea suspensiei vehiculelor feroviare (vagoane, automotoare și locomotive) după ce în prealabil se precizează necesitatea și condițiile impuse unei suspensii pentru vehiculul feroviar.

În continuare se analizează suspensia secundară a locomotivei electrice CFR 060 EA de 5100 kW formată din arcuri elicoidale înalte de tip flexicoil la care se prezintă și se calculează unele din caracteristicile constructiv-funcționale ale arcurilor. O caracteristică importantă a acestor arcuri o constituie solicitarea acestora la încovoiere atunci când asupra cutiei locomotivei acționează forțele laterale cum ar fi: forța centrifugă, forța datorită vântului, cât și forțele de ghidare dintre roți și calea de rulare. În acest sens se calculează după mai multe metode din literatura de specialitate rigiditatea transversală a suspensiei secundare pe un punct de suspensie (arc interior + arc exterior + plot), pe o parte de boghiu cât și pentru un boghiu.

Capitolul 3 al lucrării de față face un studiu detaliat privind cinematica locomotivei la circulația pe cale, mai ales în porțiunile curbe ale căii de rulare. În



acest sens se determină accelerațiile transversale în curbele circulare cât și variațiile de accelerații pe curbele de racordare respectiv pe o cale cu abateri de la dimensiunile nominale ale acesteia. Odată studiate aceste accelerații respectiv variații ale acestora s-a putut calcula pentru locomotiva electrică 060 EA valoarea coeficientului de suplețe  $S$ . La calculul acestui coeficient de suplețe s-a prezentat metoda propusă de autor cât și metoda ORE, organism tehnic de pe lângă UIC. Încadrarea valorilor calculate pentru coeficientul de suplețe respectă normele UIC (fișa UIC 505-5) adică  $S \leq 0,225$ . De valoarea acestui coeficient, care caracterizează de fapt elasticitatea vehiculului în direcție transversală, depinde încadrarea locomotivei, la circulația prin curbele ale căii, în gabaritul cinematic obligatoriu (\*\*\*\*11).

În acest sens se face o verificare a înscrierii locomotivei electrice CFR 060 EA în gabaritul cinematic obligatoriu pentru toate vehiculele care circulă în trafic internațional. În urma calculelor efectuate a rezultat că locomotiva se încadrează, cu toate punctele sale, în gabaritul cinematic atât din punctul de vedere al cutie, boghiurilor cât și al pantografului acesteia.

În capitolul 4 autorul lucrării a analizat comportarea elementelor elastice dintr-un punct de suspensie utilizând metoda elementului finit. În prima parte a capitolului au fost prezentat câteva noțiuni generale despre această metodă.

Cu ajutorul programului Pro-ENGINEER s-a realizat modelul pe baza desenelor de execuție ale elementelor componente ale punctului de suspensie, după care, folosind metoda elementului finit, s-a discretizat modelul în 3990 elemente și 15828 noduri.

Pe model s-a aplicat forța verticală egală cu a 8 parte din greutatea locomotivei și forța laterală dată de deplasarea bazei arcurilor elicoidale.

În urma rulării programului ANSYS s-a obținut un raport prezentat în Anexă. Acest raport conține o serie de date și o serie de figuri reprezentative care se regăsesc în lucrare.

De la darea în exploatare a acestei locomotive la calea noastră ferată s-au constatat o serie de deficiențe în ceea ce privește parametrii constructivi și funcționali ai acesteia din care amintim: utilizarea necorespunzătoare a greutatei de aderență și uzura excesivă a buzei bandajelor de la roțile osiilor 1 și respectiv 6.

Dacă în ceea ce privește îmbunătățirea gradului de utilizare al aderenței nu s-a putut face aproape nimic fapt care a limitat utilizarea locomotivei la remorcarea trenurilor de marfă de tonaje mari (2000...3000) tone pe anumite secții de circulație (de exemplu Șimian-Balota) și utilizarea ei la remorcarea trenurilor de călători, rapide și accelerate, în ceea ce privește micșorarea uzurii buzei bandajului s-au prevăzut dispozitive de ungere permanentă a buzei bandajelor la fiecare osie montată motoare. În acest fel s-a prelungit durata de funcționare a locomotivei dintre două reparații planificate fără, însă, să se analizeze cauzele care produc uzurile.

Legat de acest ultim aspect autorul lucrării a studiat cu mai multă atenție patruleterul articulată și influența suspensiei secundare asupra readucerii boghiului în poziția mediană după ieșirea locomotivei dintr-o curbă.

În figura 5-9 s-a prezentat schematic patruleterul articulată (prin axele longitudinale ale barelor sale) cu toate dimensiunile liniare și unghiulare având la bază documentația tehnică (desen de ansamblu) a locomotivei electrice.

La circulația locomotivei prin curbă rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  față de curbă are loc în jurul pivotului fictiv O efectul fiind deformarea patruleterului dintr-un dreptunghi într-un paralelogram așa cum se vede în figura 5.10.

În vederea determinării poziției fiecărui din cele  $4+8=12$  puncte de articulație ale barelor și pârghiilor acestuia (A, B, C, D și E, F, G, H, I, J, K, L) la rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  autorul a considerat un sistem de axe rectangulare XOY având originea sistemului O chiar în pivotul fictiv. Axa OX este dirijată în sensul de mers iar axa OY – dirijată pe direcție transversală față de vehicul având sensul spre centrul curbei prin care circulă locomotiva.

Trebuie menționat faptul că punctele A, B, C și D reprezintă punctele în care pârghiile cotite EAF, GBH, ICJ și DKL ale patruleterului se fixează de rama boghiului. Capetele acestor pârghii legă între ele grinzile longitudinale EL și HI de bazele transversale FG și JK. Toate cele 12 puncte de articulație sunt prevăzute cu silentblocuri de două tipuri ale căror caracteristici s-au dat în tabelul 5.2.

La circulația locomotivei într-o curbă spre dreapta (vezi figura 5.10) boghiul din față se rotește cu unghiul  $\beta$  față de cutie astfel încât cele 12 puncte ale patruleterului ocupă pozițiile notate cu indicii 1 (de exemplu A1, F1).

Având date în figura 5-9 dimensiunile geometrice ale bazelor patruleterului articulat nedeformat s-au putut scrie coordonatele fiecărui punct din cele 12 ale acestuia iar apoi la poziția rotită a boghiului cu unghiul  $\beta$  și coordonatele punctelor A1, B1, C1 și D1 ca fiind funcție de unghiul de rotire (vezi relațiile (5-8), (5-9), (5-10) și (5-11)) unde unghiul  $\alpha$  este constant și are valoarea  $\alpha = 31,3875^0$  (0,5478 rad.). Pentru determinarea coordonatelor celorlalte 8 puncte (E1, F1, G1, H1, I1, J1, K1, L1) ale patruleterului se rezolvă succesiv 8 sisteme de două ecuații cu două necunoscute, care sunt de fapt coordonatele x și y ale punctelor (vezi paragraful 5.3.3.4) respective.

În continuare se determină unghiurile de rotire ale celor patru pârghii cotite utilizând relația din geometrii analitică care exprimă unghiul (tangenta) dintre două drepte. Utilizând aceeași metodologie se determină unghiurile de rotire ale bazelor patruleterului față de poziția nerotită a acestora cât și unghiurile dintre brațele pârghiilor cotite și barele patruleterului (vezi paragraful 5.3.3.6 și 5.3.3.7).

În paragraful 5.3.3.8 se calculează deplasările  $\Delta$  a bazelor inferioare ale arcurilor flexicoil din punctele M, N, P și R de pe grinzile longitudinale EL și HI atunci când patruleterul articulat s-a deformat.

Paragraful 5.3.3.9 prezintă metodologia de determinare a distanțelor  $d_i$  de deplasare relativă între extremitățile superioare și inferioare ale suspensorilor grinzilor longitudinale cât și unghiul  $\theta$  de înclinare al acestora față de verticală la rotirea cu unghiul  $\beta$  a boghiului într-o curbă (vezi figura 5-15, a și b).

La rotirea boghiului cu unghiul  $\beta$  față de cutie are loc **torsionarea silentblocurilor** din cele 12 puncte de articulație. La ieșirea boghiului din curbă în cele 12 puncte se dezvoltă momente de readucere (rapel) a barelor și pârghiilor patruleterului în poziția inițială și deci și a boghiului respectiv. Valoarea momentului total datorită silentblocurilor s-a notat cu  $Mrsb_i$  și s-a dat în Tabelul 5-9 respectiv în figura 5-17.

**Înclinarea suspensorilor** față de verticală cât și datorită acțiunii la capetele inferioare ale acestora a cotei  $\frac{G_c}{8}$  din greutatea cutiei locomotivei  $G_c$  ce

revine unui suspensor apar momente de readucere ale boghiului în punctele A1, B1, C1 și D1 ale căror valori totale s-au determinat în paragraful 5.3.5 și s-au reprezentat în Tabelul 5-10 și figura 5-18.

Deplasarea bazelor inferioare ale arcurilor de tip flexicoil ca urmare a solicitării acestora la încovoiere determină apariția unor forțe laterale  $F_M$ ,  $F_N$ ,  $F_P$  și  $F_R$  care acționează asupra grinzilor longitudinale (vezi figura 5-19 și 5-20) având ca efect final apariția în punctele A1, B1, C1 și D1 a unor momente de rapel care să aducă patruleterul articulată în forma inițială. Valorile lor cât și cea totală  $Mre_i$  s-au dat în Tabelul 5-11 și figura 5-21.

În penultimul paragraf al capitolului 5 s-au calculat valorile momentului total de readucere (rapel) al boghiului (patruleterului) la rotirea acestuia cu unghiul  $\beta$  (vezi Tabelul 5-12) și figura 5-22.

Observație: **Trebuie menționat faptul că unghiului  $\beta$  i s-au dat valori din  $0,1$  în  $0,1^\circ$  plecând de la  $0$  (poziția nedeformată a patruleterului) până la  $3,5^\circ$  care corespunde circulației locomotivei în curba de rază  $R=90$  m (în depou).**

Capitolul 6 conține rezultatele încercărilor experimentale. Încercările experimentale au fost următoarele:

- încercarea pe stand a plotului de cauciuc și a ansamblului unui punct de suspensie secundară (arc interior+arc exterior+plot de cauciuc);
- încercări pe inelul mare și mic de la Făurei realizate de IEP Craiova și INCERTRANS care au vizat determinarea forțelor verticale și orizontale de la osia 1 (conducătoare) cât și a coeficientului de siguranță contra deraierii;
- încercarea pe linie curentă realizată de autor, pe linia Timișoara Nord – Remetea Mare, cu locomotiva electrică 060 EA Seria 41-0760-3 în vederea determinării jocurilor dintre grinda longitudinală a patruleterului și rama boghiului la diferite raze de curbura ale căii.

Rezultatele încercărilor au arătat o bună concordanță între valorile măsurate și cele calculate de autor după metodologiile propuse.

## 7.2. Contribuții originale

- a) Determinarea prin calcul și experimental a rigidității plotului de cauciuc cât și a ansamblului unui punct de sprijin elastic (arc exterior+arc interior+plot de cauciuc);
- b) Propunerea de modificare a dimensiunilor arcului interior pentru ca tensiunile  $\tau_e$  și  $\tau_i$  să fie egale la cele două arcuri;
- c) Metoda de calcul a coeficientului de suplețe  $S$  al locomotivei și modificarea acestuia cu variația unghiului  $\beta$  de rotire a boghiului față de cutie la circulația prin curbe;
- d) Metoda propusă de autor privind studierea patruleterului articulată (pivot fictiv) care se deformează la circulația în curbă a locomotivei are la bază atașarea unui sistem de axe de coordonate rectangular XOY cu originea  $O$  în pivotul fictiv;
- e) Ridicarea caracteristicii momentului total de rapel funcție de unghiul de rotire al boghiului în curbă;
- f) Analiza stării de solicitare din ansamblul de arcuri ale unui punct de suspensie;
- g) Verificarea înscrierii în gabarit a locomotivei cu considerarea coeficientului de suplețe  $S$  calculat;
- h) Metoda de calcul propusă de autor referitoare la jocurile dintre grinda longitudinală a patruleterului și rama boghiului la circulația prin curbă a locomotivei.

## Bibliografie

- A1 ALEXANDRU, P Curs de teoria mecanismelor și organe de mașini. Lito Brașov, 1975
- A2 ANDERSSON C., OSCARSSON J. Dynamic train/track interaction including state-dependent track properties and flexible vehicle components, Vehicle System Dynamics 33, 1999
- B1 BALEKICS, M Organe de mașini și mecanisme, Vol.I, Lito IPTVT, Timișoara, 1985
- B2 CRISTUINEA, C BERCA V., **DUNGAN L**, MOCUJA G. Aspects of Quality Management within Railways, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 – 6077
- B3 BOIANGIU, D. Elemente elastice ale mașinilor. Editura Tehnică, București, 1967
- B4 BOIANGIU, D. Arcuri. Editura Tehnică, București, 1957
- B5 C. BURADA ș.a. Elemente și structuri portante ale vehiculelor de cale ferată, Editura Tehnică București, 1980
- BUZDUGAN, GH. Vibrațiile sistemelor mecanice, Editura Academiei, București, 1975
- C1 CHIȘU, I. ș.a. Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981
- C2 N. CONDACSE Locomotive și trenuri electrice, Editura Didactică și Pedagogică București, 1980
- C3 COPACI I., ș.a. Aerodinamica și siguranța în circulație a trenurilor de mare viteză, Editura Mirton, Timișoara 2006
- C4 COVACIU, A. Contribuții la studiul boghiurilor locomotivelor diesel electrice și electrice de puteri și viteze mari pe 6 osii cu suspensia locomotivei în două trepte. Teză de doctorat, Timișoara, 1982
- C5 CREȚU, S Mecanica contactului, Editura „Gh.Asachi” Iași, 2002
- C6 CRUDU, M. ș.a. Organe de mașini și mecanisme. Lito IPTVT, Timișoara, 1975
- D1 I, DRĂGHICI ș.a. Suspensii și amortizoare, Editura Tehnică București, 1970
- D2 DRĂGHICI, I. Calculul și construcția structurilor portante ale vehiculelor feroviare, IPTVT, Timișoara, 1981
- D3 M. DUNGAN, E. MOCUJA Locomotive și vagoane, Editura EUROBIT Timișoara 2000
- D4 **DUNGAN, L** MĂDĂRAS, L ș.a. Flexicoil Type Springs used for the Secondary Suspension of the Electric Locomotive CFR 060 – EA of 5100 kW, The 8-th SYMPOSIUM on MECHANISM and MECHANICAL TRANSMISSION – MTM 2000, vol II, Timișoara, 19-21 octomber 2000
- D5 **DUNGAN, L** MĂDĂRAS, L ș.a. Railway Vehicles Suspension, The 8-th SYMPOSIUM on MECHANISM and MECHANICAL TRANSMISSION – MTM

- 2000, vol II, Timișoara, 19-21 octomber 2000
- D6 **DUNGAN, L**  
MĂDĂRAS, L  
ș.a. Determination of versatility coefficient at electric locomotive CFR 060-EA by 5100 KW, Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66) ISSN 1224 - 6077
- D7 **DUNGAN, L**  
MĂDĂRAS, M  
ș.a. The multifunctionality of secondary suspension for electric locomotive 060 EA - Scientific Bulletin of the „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 - 6077
- D8 **DUNGAN, L**  
HERMAN, M Analiza comparativă a elementelor elastice utilizate la suspensia vehiculelor feroviare, Analele Facultății de Inginerie din Hunedoara, tomul III, Fascicola 4, ISSN 1454 – 6531, p56–57, Hunedoara, 2001
- D9 I. DAVID Calculul și construcția structurilor portante ale vehiculelor feroviare, IPTVT, Timișoara, 1981
- D10 DUMITRU, I,  
FAUR, N. Elemente de calcul și aplicații în rezistența materialelor, Timișoara, Editura Politehnica, 1999
- D11 **DUNGAN, L** Referat „Stadiul actual al utilizării arcurilor elicoidale la vehiculele feroviare”, 2001
- D12 **DUNGAN, L** Referat „Studiul teoretic privind corelația dintre deformație, starea de tensiune și eforturi la arcurile elicoidale”, 2004
- D13 **DUNGAN, L** Referat „Metode experimentale de investigare a comportării arcurilor elicoidale de tip flexicoil”, 2004
- F1 FAUR, N Elemente finite. Fundamente, Editura Politehnica Timișoara, 2002
- F2 FAUR, N.,  
DUMITRU I. Metode numerice în rezistența materialelor, Lito, Universitatea POLITEHNICA, Timișoara, 1997
- F3 FAUR, N.,  
DUMITRU I. Diferențe finite și elemente finite, Timișoara, Editura MIRTON, 1997
- G1 GAFIȚANU, M.  
ș.a. Organe de mașini, Editura Tehnică, București, 1981
- H1 HARRIS, C. Și  
CREDE, E. Șocuri și vibrații, Vol. I și II, Editura Tehnică, București, 1968
- H2 HOANCĂ, V,  
RAICOV P. Cercetări în domeniul materialului rulant de cale ferată, Editura Mirton Timișoara, 1999
- H3 HOROVITZ, B. Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică București, 1969
- K1 KUMARAN G. Evaluation of dynamic load on railtrack sleepers based on vehicle-track modeling and analysis, International Journal of Structural Stability and Dynamics, Vol 2, nr.3, 2002
- M1 MĂDĂRAS, L. Organe de mașini, Vol.I, Lito IPTVT, Timișoara, 1990
- M2 MĂDĂRAS, L. DESIGN. Îmbinări. Arcuri, Editura Politehnica, Timișoara, 2002
- M3 MĂDĂRAS, L.,  
ARGEȘEANU, V. Organe de mașini (vol. III) Editura EUROSTAMPA 2007
- ș.a

- M4 MĂNESCU T.Ș. Tensometria electrică în cercetarea experimentală, ș.a. Editura Mirton, Timișoara 2006
- M5 MANEA, Gh. Organe de mașini, Vol.I, Editura Tehnică, București, 1970
- M6 MILITARU, R. Arcuri elicoidale cu geometrie variabilă, Teză de doctorat, 2001
- M7 MOCANU, D.R. Calcule de rezistență cu specific feroviar, Vol.I, Editura Căilor Ferate, București, 1957
- N1 BRATEȘ, M. Theorie de la stabilité des Locomotives, part 2, Mouvement de Lacet, Annales des Mines, vol 10, 1986
- P1 NADAL M.J. Organe de mașini și mecanisme, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980
- P2 PAVELESCU, D. Organe de mașini, Vol. I, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985
- P3 Ș.a. Calculul de rezistență în construcția de mașini, Vol.I, Editura Tehnică, București, 1960
- P4 S.D. ș.a. Mecanisme de mecanică fină, vol 1-2, Litografia UPT, 1990
- R1 RĂDULESCU, C.D. ș.a. Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1986
- S1 SEBEȘAN, I. și Proiectarea suspensiilor pentru vehicule pe șine. Editura Tehnică, București, 1993
- S2 HANGANU, D. SEBEȘAN, I. Dinamica vehiculelor de cale ferată, Editura Tehnică București, 1995
- S3 SEBEȘAN Ș. Siguranța contra deraierii la vehiculele de cale ferate, Revista căilor ferate, 7, 1961
- S4 V. SIMUȚ Locomotiva electrică 060-EA - 5100 kW, Editura SARMIS Cluj Napoca, 1998
- S5 SPYRAKOS, C Finite element modeling in engineering practice, Publishing Division Pittsburgh PA 1996
- T1 Gh. TURBUȚ Locomotive electrice, Direcția Tracțiune și Vagoane, M.T.Tc., 1974
- U1 URMĂ, D. și Arcuri pentru vehicule. Editura Transporturi și IONESCU, I. Telecomunicații, București, 1961.
- U2 URSU, C. Dinamica materialului rulant de cale ferată, IPTVT, Timișoara, 1981
- U3 URSU-NEAMȚ, G. The influence of locomotive`s box center displacement confronted by normal on box axle on dynamic curve circulation for electric locomotive 060 EA, 5100 kW using free bogie, Scientific Bulletin of the **DUNGAN L.** „POLITEHNICA” University of Timisoara, Romania, Transactions on Mechanics, Tom 52 (66), ISSN 1224 - 6077
- U4 Ursu-Neamț, G. Referat „Calculul parametrilor cuplei elastice și influența acestora asupra circulației dinamice în curbe a vehiculelor cu boghiuri articulate”, 2004
- Z1 ZIENKIEWICZ, Les methode des elements finis, AFNOR-PARIS, 1991  
O.C., TAYLOR, R.
- \*\*\*\*\*1 ORE B55 RP1 "Recomandations relatives aux dispositifs de mesure les plus convenables et aux tolérances admissibles",

- Utrecht, octobre 1964
- \*\*\*\*\*2 ORE B55 RP2 "Enquête statistique relative aux gauches admissibles dans les voies", Utrecht, Juin 1965
- \*\*\*\*\*3 ORE B55 RP3 Ecarts des charges par roue, compte tenu de l'influence conjuguée de toutes les caractéristiques du véhicule", Utrecht, octobre 1966
- \*\*\*\*\*4 ORE B55 RP5 Enquête sur la distribution des gauches en voie, pour des bases longitudinales de 1,80 m à 19,80 m", Utrecht, octobre 1973
- \*\*\*\*\*5 ORE B55 RP6 Conditions pour le franchissement des gauches de la voie. Calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les wagons", Utrecht, avril 1975
- \*\*\*\*\* 6 ORE B55 RP7 Dérailements en courbes de grand dévers et faible rayon", Utrecht, avril 1978
- \*\*\*\*\*7 ORE B55 RP8 Conditions pour le franchissement des gauches de voie: valeurs recommandées des gauches et dévers de voie; calcul et mesure des valeurs caractéristiques déterminantes pour les wagons; contrôle des véhicules", Utrecht, avril 1983
- \*\*\*\*\*8 "Manual for Railway Engineering", The American Railway Engineering Association, 1996
- \*\*\*\*\*10 OR 518 "Essais et homologation de véhicules ferroviaires du point de vue du comportement dynamique - Sécurité - Fatigue de la voie - Qualité de marche 2001
- \*\*\*\*\*11 OR 505-1 Matériel de transport ferroviaire. Gabarit de construction du matériel roulant, 2002
- \*\*\*\*\*12 ORE B12 RP 49 Bases de calcul pour l'établissement des diagrammes de la fiche UIC 530-2", Utrecht Octobre 1991
- \*\*\*\*\*13 UNIEN 14363 Applicazioni ferroviarie. Prove per l'accettazione delle caratteristiche di marcia dei veicoli ferroviari, 2005
- \*\*\*\*\*14 ANSYS Program de simulare din dotarea Departamentului de Mecatronică
- \*\*\*\*\*15 Pro-ENGINEER Program de desenare din dotarea Departamentului de Mecatronică
- \*\*\*\*\*16 Prospecte ASTRA Arad
- \*\*\*\*\*17 [www.railway-technology.com](http://www.railway-technology.com)
- \*\*\*\*\*18 <http://railindia.tripod.com/alstomcoaches.html>
- \*\*\*\*\*19 STAS 7067/1-87 Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune cu secțiune rotundă
- \*\*\*\*\* 20 Documentația tehnică (desene de ansamblu, execuție) a locomotivei CFR 060-EA de 5100 kW
- \*\*\*\*\*21 Specificația tehnică nr.7/2000 a uzinei (firmei) SC PLASTOMET SA Reșița
- \*\*\*\*\*22 RET Regulamentul de exploatare tehnică feroviară, nr. 002, 2001