

**UNIVERSITATEA “POLITEHNICA” TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ**

**STUDIUL INFLUENȚEI ANSAMBLULUI  
ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE  
EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII  
LINIEI DE TRAMVAI.**

**Elaborat: Ing. IOAN GOIA**

**Conducător științific:  
Prof. Dr. Ing. NICOLAE FAUR**

**TIMIȘOARA 2007**

# CUPRINS

	Pagina
CUVÂNT ÎNAINTE	3
1. STADIUL ACTUAL PRIVIND STUDIUL INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI	11
1.1. Ansamblul vehicul tramvai–suprastructura căii de rulare. Considerații generale	11
1.2. Roata elastică în ansamblul vehicul tramvai. Profilul bandajelor pentru trenuri de tramvai	13
1.2.1. Considerații teoretice	13
1.2.2. Condițiile geometrice ale conducerii	13
1.2.2.1. Condițiile geometrice ale conducerii în aliniament	16
1.2.2.2. Condițiile geometrice ale conducerii în curbe	22
1.2.2.3. Soluții constructive ale roților de tramvai. Geometria profilelor pentru bandaje	24
1.2.3. Materiale utilizate pentru roțile de tramvai	31
1.2.4. Concluzii	33
1.3. Șina ca element al suprastructurii liniei de rulare	35
1.3.1. Considerații generale	35
1.3.2. Simbolizarea și marcarea șinelor	36
1.3.3. Profile geometrice ale șinei montate în calea de rulare. Parametrii geometrici	38
1.4. Sisteme de prindere a șinelor. Elasticitatea verticală și transversală a sistemului de prindere	44
1.4.1. Elasticitatea verticală a sistemului de prindere	44
1.4.2. Elasticitatea transversală a sistemului de prindere	45
1.4.3. Sisteme directe de prindere a șinelor	48
1.4.4. Sisteme indirecte de prindere a șinelor. Sisteme speciale de fixare a șinelor	57
1.4.5. Concluzii	59
1.5. Ansamblul roată elastică–șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare	60
1.5.1. Supraînălțarea și supralărgirea căii de rulare în curbe	60
1.5.2. Uzura prin frecare, abraziune și aderență a ansamblul roată elastică–șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare.	62
1.5.3. Concluzii	64
1.6. Aspecte de mediu privind influența elementelor mecanice pentru modelul studiat	65
1.6.1. Aspecte privind rectificarea căii de rulare și influența transportului pe șină asupra mediului urban	65
1.6.2. Concluzii	68
1.6.3. Instalații și tehnologii de ungere a căii de rulare pentru eliminarea uzurilor și a poluării fonice în diferite condiții de exploatare	69
1.6.4. Concluzii	71
1.6.5. Metode de combatere a zgomotului în transportul urban	72
1.6.6. Efectul vibrațiilor asupra carosabilului din apropierea căii de rulare a tramvaiului	78

1.6.7.	Concluzii	81
2.	<b>CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI</b>	82
2.1.	Interacțiunea roată elastică-șină	82
2.1.1.	Teorii ale contactului roată-șină	82
2.1.2.	Aspecte generale a stării de tensiune la contactul roată-șină sub acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale	84
2.2.	Vehicule de cale ferată. Forțele care acționează asupra vehiculelor de cale ferată. Grade de libertate. Oscilațiile vagonului de tramvai în mers	85
2.3.	Forțele care acționează asupra osiei montate	87
2.4.	Concluzii	89
2.5.	Cercetări privind creșterea durabilității bandajului roții elastice la transportul urban pe șine	90
2.5.1.	Elemente constructive și geometrice ale profilelor de bandaj analizate	91
2.5.2.	Analiza numerică a stării de tensiune și deformație pe ansamblul roată-șină pentru profile analizate ( I, II, III)	92
2.5.3.	Concluzii	107
3.	<b>CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI</b>	109
3.1.	Prezentarea sistemelor elastice de montare a căii de rulare cercetate în perioada 1998 –2006 în cadrul operatorului de transport din Municipiul Timișoara	109
3.1.1.	Sisteme de lăgăruirea șinelor împotriva zgomotelor și vibrațiilor utilizate	109
3.1.2.	Concluzii	117
3.2.	Analiza experimentală a stării de tensiune și deformație pentru ansamblul roată elastică - șină	118
4.	<b>CONCLUZII FINALE ȘI PERSPECTIVE DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR. CONTRIBUȚII PROPRII</b>	136
5.	<b>SINTEZA LUCRĂRII</b>	144
	<b>ANEXA</b>	148
	<b>BIBLIOGRAFIE</b>	296

## CUVÂNT ÎNAINTE

Lucrarea de față constituie o etapă importantă a pregătirii și perfecționării profesionale, reprezentând sinteza unei activități de opt ani. Lucrarea abordează interdisciplinar o cercetare legată de ansamblul roată – șină și influența acestuia asupra structurii liniei de tramvai, prin preluarea de metode de lucru specifice din domeniul mecanic și al prelucrării datelor. Se descrie stadiul actual al cunoașterii în domeniul contactului roată-șină și se evidențiază aspectele majore care afectează calitatea transportului pe șine cu tramvaiul în condițiile analizării contactului roată elastică-șină. Ca și soluție de creștere a calității transportului pe șine cu tramvaiul se descrie un concept nou având ca scop conducerea pe cale să rezulte din contactul suprafeței de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să îndeplinească doar funcția de limitator de siguranță.

În acest sens s-au proiectat și s-au analizat comparativ mai multe profile de uzură pomind de la starea de tensiune și deformație din șină. S-a reușit identificarea unor condiții optime pentru ansamblul roată elastică-șină care să îmbunătățească calitatea transportului urban pe șină și nu în ultimul rând să reducă cheltuielile de mentenanță pentru operatorul de transport.

S-au inventariat problemele legate de procesul de frecare care este însoțit de pierderi de energie și de uzare (desprinderi de material și modificarea stării inițiale a suprafețelor de contact) în condițiile actuale neexistând o corelație între coeficientul de frecare și cantitatea de uzură. Se descrie stadiul actual privind condițiile de mediu prin prezentarea procesului de ungere a șinelor în curbe cu scopul reducerii frecării de alunecare a buzei bandajului de suprafața laterală interioară a capului de șină și a buzei acesteia respectiv a reducerii uzurii șinelor în curbe și a buzei bandajelor precum și a zgomotului. S-a elaborat un model de calcul care reprezintă o etapă importantă în elaborarea unor soluții constructive optime, care să conducă la creșterea durabilității la acest tip de transport pe șine pentru componentele cu o uzură pronunțată.

Mulțumesc pe această cale distinsului Prof. Univ. Dr. Ing. Consultant Iosif Hajdu, care cu răbdarea unui bijutier și înaltă rigoare științifică dovedită pe parcursul unei prestigioase cariere, a avut bunăvoința de a stabili direcțiile principale ale lucrării și de a demara cercetările teoretice și experimentale parcurgând împreună cea mai importantă parte a tezei. Acest lucru a reprezentat pentru mine o onoare deosebită și în același timp un ajutor prețios. Observațiile și sugestiile domniei sale au constituit un real ajutor în finalizarea prezentei teze.

Finalizarea cercetărilor care fac obiectul acestei teze a fost posibilă cu îndrumarea domnului Prof. Dr. Ing. Nicolae Faur șeful Catedrei de Rezistența Materialelor respectiv a Prof. Dr. Ing. Consultant Iosif Hajdu respectiv cu ajutorul și colaborarea a numeroși specialiști pe probleme teoretice și practice, cărora le exprim sentimentele mele de recunoștință și alese mulțumiri.

Publicarea lucrării se face în urma analizei și verificării cu răbdare și profesionalism a conținutului de către domnul Prof. Dr. Ing. Nicolae Faur.

Doresc să exprim întreaga grațitudine domnului Prof. Dr. Ing. Iosif Hajdu și membrilor colectivului Catedrei de Rezistența a Materialelor care m-au sprijinit în utilizarea aplicațiilor și a pachetului de programe cu element finit.

În perioada elaborării și redactării tezei, propunerile și recomandările primite din partea cadrelor didactice, de la multe catedre de specialitate din cadrul Universității “Politehnica” Timișoara, m-au scos din multe situații dificile fapt pentru care le sunt recunoscător.

Mulțumesc membrilor familiei mele, fiului meu Cătălin și soției Daniela, la care am găsit sprijin și înțelegere pe perioada elaborării tezei. Mulțumesc părinților mei care au crezut în puterea mea de muncă.

Mulțumesc anticipat tuturor care își vor sacrifica din timpul lor pentru a analiza și corecta eventualele neconformități respectiv sollicitudinea cu care îmi vor transmite aprecierile și observațiile la conținutul lucrării pe adresa de e-mail [goia@ratt.ro](mailto:goia@ratt.ro)



# IMPORTANȚA STUDIULUI INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI

## Necesitatea cercetării calității transportului urban de călători cu tramvaiul

Aprecierea calității sistemului de transport pe șine impune promovarea unui management în transportul urban prin eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină. În toate marile orașe administrațiile publice locale sunt interesate în reducerea poluării și asigurarea în același timp a unui transport eficace cu vehicule electrice. Din această cauză administrațiile publice locale subvenționează masiv agenții de transport care utilizează vehicule nepoluante având consum redus de energie .

De asemenea ar trebui dezvoltată rețeaua actuală de transport cu vehicule electrice astfel încât ponderea transportului realizat cu vehicule electrice moderne să crească în detrimentul transportului cu autobuze și autoturisme. Linia cale pentru tramvai reprezintă un ansamblu foarte important a cărei exploatare se realizează în condiții deosebit de dificile datorate următoarelor aspecte:

- ✓ existența unor oscilații permanente și de valoare ridicată a sarcinilor cu care este încărcată periodic linia cale;
- ✓ prezența șocurilor de pornire și de frânare a mijloacelor de transport;
- ✓ funcționarea într-un mediu ambiant caracterizat prin acțiunea degradantă a umidității, prafului, ciclului de îngheț-dezghet, a oxigenului atmosferic și a radiațiilor ultraviolete.

Dacă elementele componente ale ansamblului roată-șină nu sunt adecvat realizate apar frecvente defecțiuni atât la linia cale cât și la unitățile de transport, apărând perturbări serioase în activitatea de transport urbană. Din punct de vedere al protecției mediului este evident că transportul urban de călători trebuie să se bazeze pe transportul pe șine în mod special cu performanțele cele mai ridicate în ceea ce privește siguranța în exploatare, confortul, traficul regulat și ritmic.

Pentru ca transportul public cu tramvaiul să fie atractiv acesta trebuie să respecte următoarele condiții prioritare:

- Ø să fie rezonabil de frecvent, rapid, confortabil, curat, sigur și punctual.
- Ø să deservească destinațiile la care oamenii doresc să ajungă.
- Ø să fie considerat atractiv din punctul de vedere financiar.

Pentru transportul public cu tramvaiul investițiile noi și modernizările au sens dacă tarifele sunt astfel structurate încât oamenii să-l perceapă ca fiind atât de atractiv din punct de vedere financiar încât banii economisiți să reprezinte o valoare care să-i determine pe cetățeni să nu folosească autoturismul propriu. În acest sens s-au elaborat definiții ale transportului public modern care conțin următoarele caracteristici :

- Ü atractiv-soluții constructive ale infrastructurii și vehiculelor cu un aspect plăcut ochiului.
- Ü accesibil-stații de urcare și coborâre situate cât mai aproape de punctele de interes ale călătorilor, intervale de circulație a trenurilor prin stații corelate cu nevoile zilnice ale călătorilor, vagoane și stații care să permită accesul ușor al persoanelor cu dizabilități (peroane joase cu trepte puține sau rampe de acces) vehicule cu platforme joase sau la nivelul peroanelor.
- Ü rapid-viteze mari de deplasare realizate pe infrastructuri performante și silențioase, amplasate în zone proprii separate de circulația stradală.
- Ü confortabil-confort propriu în interiorul vagoanelor pe durata transportului, confort în stații, relații de legătură comode între diferitele mijloace de transport în stațiile de corespondență.
- Ü **ecologic-transportul public nu trebuie să polueze chimic, fonic și prin vibrații mediul ambiant și mai ales zestrea edilitară de valoare a orașelor.**
- Ü ieftin-transportul public trebuie să fie atât de ieftin încât să fie rentabil pentru public astfel încât acesta să renunțe la folosirea zilnică a autoturismului personal.

Deoarece transportul cu tramvaiul reprezintă principala modalitate de transport în comun, importanța lui este covârșitoare asupra vieții normale și a activității economice a populației.

Problematicile apărute în întreținerea și exploatarea rețelelor de cale ferată respectiv a materialului rulant implică costuri ridicate ale lucrărilor care impun luarea unor măsuri privind:

- Ø **înlăturarea unor soluții depășite din punct de vedere tehnic, care produc zgomot în circulație și vibrații cu efect distrugător asupra tramvaielor însăși, a liniei, a drumurilor, a podurilor străbătute și a clădirilor adiacente rețelei;**
- Ø aceleași soluții depășite din punct de vedere tehnic impun un volum ridicat de manoperă pentru întreținere și folosirea neeconomică a energiei electrice;
- Ø creșterea vitezei de circulație;
- Ø diminuarea cheltuielilor de exploatare, întreținere și reparații;
- Ø îmbunătățirea siguranței în circulație;
- Ø îmbunătățirea gradului de confort și civilizație;
- Ø **îmbunătățirea parametrilor de mediu afectați de transportul public (zgomot și vibrații);**
- Ø îmbunătățirea generală a traficului urban;
- Ø **reducerea uzurii roților și șinelor;**
- Ø **mărirea intervalului de reprofilare la roți respectiv la șine.**

Este o cerință de maximă importanță că liniile de cale ferată și cele de tramvai ale căror instalații folosesc tracțiunea electrică, trebuie să micșoreze efectul curenților de dispersie în șine și să respecte normele de izolare ale șinelor pentru a preveni apariția curenților de dispersie (vagabonzi).

În plus, reducerea în viitor a poluării aerului, a solului și a poluării fonice în special în zonele urbane se va realiza și prin îmbunătățirea sistemului de lăgăruire elastică al liniei de rulare. În consecință, sistemul de transport trebuie să îndeplinească următoarele criterii:

- Ø elasticitatea continuă a șinelor și a macazelor;
- Ø izolarea electrică a șinelor și a macazelor;
- Ø un nivel înalt de securitate pentru componentele sistemului;
- Ø același material pentru forme de construcție diferite și metode de construcție simple și rapide fără îmbinarea șinelor;
- Ø materialul de izolare să nu absoarbă apă;
- Ø rezistența la căldură până la 280<sup>0</sup> C (datorită sudurii șinelor);
- Ø aspectul estetic să fie potrivit cu zonele de mediu și eficient din punct de vedere al costurilor economice.

## **Dezvoltarea serviciului de transport public urban și suburban. O viziune asupra mobilității urbane**

Sistemele eficiente de transport urban constituie elemente determinante ale dezvoltării durabile a zonelor urbane, unde locuiesc aproximativ 80% din locuitorii Europei. Acestea trebuie să garanteze:

- accesul oamenilor la locul de muncă, la facilitățile pentru educare, recreere și la diverse servicii;
- riscul minim al excluderii sociale (oamenii fără automobile, tineri, bătrâni, șomeri și persoanele cu dizabilități).

În contextul unor resurse financiare publice modeste pentru transportul public și a preocupării crescânde asupra unei mai bune calități a vieții, prioritatea mijloacelor de transport public este vitală din următoarele considerente:

- spațiul redus alocat mobilității, contrar spațiului ocupat de transportul cu automobilul personal (parcare și trafic);
- dependența crescută față de transportul public, deoarece și în țările puternic industrializate un procent mare al populației nu are acces la automobil;
- rolul important jucat de transportul public în ce privește coeziunea socială, în timp ce automobilul privat tinde să izoleze indivizii unii de alții.

Transportul public nu va putea fi competitiv fără îmbunătățirea considerabilă a eficienței sale. Acest lucru implică investiții importante în cercetare și o susținere considerabilă din partea autorităților publice.

Cu privire la fragmentarea foarte ridicată a sectorului de transport public urban din Europa, Uniunea Internațională a Transportatorilor Publici se angajează să mobilizeze și să reunească reprezentanții factorilor interesați de accelerarea progresului și optimizarea utilizării eficiente a resurselor. Astfel, vor fi clar definite cerințele sectorului de transport public, pentru a asigura în final organismele care să finanțeze și să realizeze obiectivele cercetării clar orientate către cerințele și potențialul sectoarelor de transport public.

## **Problemele majore din domeniul economic, tehnologic și social care afectează transportul urban și rolul pivotant al acestui serviciu**

### **▼ Creșterea economică.**

Se așteaptă o creștere economică continuă în țările Uniunii Europene, conducând la o creștere viitoare a proprietății de automobile. Automobilul va rămâne pentru mult timp perceput ca o expresie a individualității ce permite un anumit nivel de libertate, pe care transportul public nu o poate oferi.

În statele membre UE, curând și în cele în curs de aderare, a rezultat o creștere a dependenței de automobil, atâta vreme cât nu sunt oferite servicii de transport public novatoare în structurile dispersate ale zonelor suburbane.

În mod curent există orientarea modală către utilizarea automobilului privat în majoritatea orașelor din lume. Această tendință duce la importante costuri externe pentru comunitate:

- Ø în ce privește consumul de spațiu, mijlocul de transport care cere cel mai mult spațiu este automobilul privat, în deosebi pentru solicitările de spații de parcare;
- Ø în ce privește accidentele, statisticile arată că pentru transportul public, accidentele fatale sau grave sunt de 10 până la 20 de ori mai puține per călător x km decât pentru automobile;
- Ø în ce privește consumul de energie, transportul public este de 3-5 ori mai eficient per călător transportat decât în cazul automobilului;
- Ø pentru traficul urban emisiile de  $CO_2$  provenite din transport sunt estimate la 40%. Poluarea din transportul public este minimă, în special în cazul autubuzelor cu emisii reduse și chiar neglijabilă, în cazul mijloacelor alimentate electric.

### **Provocări/Preocupări:**

- Ø îmbunătățirea atractivității transportului public;
- Ø sistemele existente de transport public urban trebuie să-și îmbunătățească viteza comercială, fiabilitatea și calitatea;
- Ø trebuie realizate noi servicii novatoare ale transportului public.

### **▼ Resurse financiare.**

În lume fondurile publice disponibile sunt limitate și puternic disputate. Lipsa fondurilor publice obligă la a căuta resurse financiare alternative, îndeosebi prin contribuția unor beneficiari indirecti ai transportului public.

### **Provocări/Preocupări:**

- Ø trebuie identificate noi surse novatoare de finanțare și încurajare printr-o legislație care să asigure mijloace financiare suplimentare pentru infrastructura și serviciile de transport public;
- Ø vor trebui de asemenea analizate parteneriatele public/privat mai în detaliu.

### **▼ Dezvoltarea socială.**

Toate țările au înregistrat o scădere considerabilă a dimensiunii medii a unei familii, ceea ce va spori constant proprietatea automobilistică. Tipurile de deplasare vor deveni mai personale și mai complexe în spațiu și timp. Serviciile tradiționale de transport public vor trebui adaptate corespunzător.

Pe de altă parte, trebuie avut în vedere că o parte crescândă a societății s-ar putea să nu fie capabilă să se adapteze noilor tehnologii de informare și comunicare propuse pentru transportul public. În acest caz vor trebui găsite abordări specifice.

#### **Provocări/Preocupări:**

- Ø furnizorii de transport public trebuie să răspundă diverselor cerințe de mobilitate ale diverselor grupe de clienți în ce privește distanța și timpul unei călătorii;
- Ø pentru infrastructura de transport public și materialul rulant este necesar un grad mai mare al accesibilității pentru a răspunde solicitărilor tuturor călătorilor.

### **▼ Oportunități tehnologice.**

Transportul inteligent, tehnologii de informare și comunicare presupune un sector de transport public dinamic, permanent deschis către noi tehnologii. Inovații, cum sunt de exemplu tehnologia vehiculului, combustibili sau telematici, au fost deseori testați mai întâi în sectorul de transport public.

#### **Provocări/Preocupări:**

- Ø operatorii de transport public trebuie să devină furnizorii unei mobilități integrante, oferind o gamă mare de servicii, care să tindă dincolo de integrarea diverselor mijloace de transport public;
- Ø furnizarea de informații călătorului constituie un prim pas. În acest context, noi tehnici de marketing operațional, tehnologii noi de management a mobilității și de informare oferă o imensă șansă transportului public;
- Ø tehnologii de mediu presupun faptul că transportul public poate contribui în mod esențial la reducerea emisiilor de gaze ale efectului de seră, prin trecerea mobilității dinspre automobilul privat către mijloacele de transport public cu o eficiență energetică sporită;
- Ø **dezvoltarea în viitor a sistemelor de transport public va trebui să abordeze reducerea nivelelor de zgomot și vibrații înregistrate;**
- Ø vor trebui realizate și aplicate noi componente, preferabil din materiale reciclabile, în fabricarea componentelor interioare și a caroseriei vehiculelor.

### **▼ Probleme de securitate**

Există o preocupare crescândă asupra securității în ce privește utilizarea transportului public. Automatizarea intensă și reducerea prezenței personalului pare să diminueze în continuare perceperea securității.

#### **Provocări/Preocupări:**

- Ø securitatea privește chemarea la acțiuni concentrate, nu numai pentru îmbunătățirea continuă a securității transportului pe șină și celui rutier ci și a răspunde incidentelor majore și a celor de vandalism.

**Recomandări pentru activitățile de cercetare. Reducerea costurilor de investiții și de operare ale sistemelor de transport public și îmbunătățirea eficienței acestor sisteme**

### **▼ Planificarea transportului public și cercetarea în transport**

În acest sens conceptul de transport public presupune realizarea următoarelor deziderate:

- Ø realizarea unor studii de amenajare teritorială și planificare a transportului mai complexe și implementarea acestora în toate regiunile/orașele din lume;
- Ø construirea unei viziuni mondiale asupra transportului urban durabil;

- Ø explorarea potențialului pentru parteneriate public-privat în furnizarea serviciilor conexe transportului public.

### **▼ Proiectarea sistemului de transport public**

Dezvoltarea sistemului de transport public presupune definirea clară și fără echivoc a cercetării și al standardizării (sub)sistemelor de transport public și al elementelor constitutive:

- Ø amortizarea câtorva caracteristici esențiale, la nivel mondial, ale noilor sisteme de transport public, subsisteme și elemente constitutive și a interfeței acestora, inclusiv partea sistemelor de transport public din infrastructura comună cu mijloacele rutiere;
- Ø realizarea elementelor sau a subsistemelor instalațiilor de transport public „modulare” și interschimbabile”;

Proiectarea novatoare a sistemelor și elementelor constitutive presupune dezvoltarea problematicii pentru:

- Ø cercetarea automatizării sistemelor existente de transport pe șină;
- Ø noi concepte de control-comandă și semnalizare pentru sistemele pe șină pentru creșterea capacității acestora și disponibilitatea în timp;
- Ø sisteme novatoare de transport public ghidat, operate de propria lor cale de rulare în stradă;
- Ø instrumente novatoare pentru îmbunătățirea confortului călătorilor (interesul trebuind echilibrat cu posibile creșteri ale costurilor);

Proiectarea novatoare a serviciilor o altă componentă importantă presupune:

- Ø realizarea serviciilor „perfecte” de tranzit în masă, bazate pe principiile punctualității;
- Ø servicii novatoare care să răspundă cererii pentru distanțe și durate, noi instrumente de proiectare, implementare și reglare a serviciului oferit clientului;
- Ø coordonarea și/sau integrarea serviciilor de transport la cerere în servicii regulate.

### **▼ Cercetarea operării**

Transportul inteligent presupune abordarea prioritizării și controlului adaptiv al traficului în care va fi integrat transportul public ținând cont de noutățile ITS, care presupun:

- Ø instrumente IT novatoare și metode de management al traficului pentru acordarea priorității vehiculelor de transport public în trafic, cu precădere în zonele aglomerate;
- Ø noi metode de operare pentru automatizarea completă a sistemelor de transport urban pe șină;
- Ø metode și instrumente de operare novatoare utilizând noi metode și instrumente de operare pentru recuperarea și readucerea la condițiile normale de operare, după accident;
- Ø instrumente novatoare pentru gestionarea companiilor de transport public, servicii și echipamente noi pentru personalul angajat.

### **▼ Cercetarea informării și calității**

Cercetarea informării și calității în transportul public presupune rezolvarea următoarelor probleme:

- Ø cadrul comun al bazei de date asupra furnizării transportului public, trafic, managementul accidentelor;
- Ø controlul dinamic al informării călătorului în punctele de interschimb al rețelelor de transport public;
- Ø studii de cotare a costurilor și eficienței transportului public;
- Ø acordarea unei atenții specifice accesibilității persoanelor cu mobilitate redusă la sistemele de transport public;
- Ø sporirea atractivității sistemelor de transport public. Servicii orientate mai mult către clienți.

### **✓ Proiectarea sistemului de transport public, proiectarea și furnizarea serviciilor de transport public**

Institutele de proiectare în domeniul sistemului de transport public și furnizarea serviciilor de transport public elaborează și fac cercetării pentru a dezvolta noi instrumente de proiectare care se bazează pe:

- Ø cercetarea pieței de transport;
- Ø cercetarea piețelor de transport public existente și viitoare în zonele urbane și suburbane;
- Ø studii de cotare a transportului public la nivel mondial;
- Ø realizarea studiilor sociologice asupra cerințelor de transport și evoluția acestora în lume;
- Ø cercetarea serviciilor speciale prin metode novatoare și instrumente de proiectare a serviciilor avansate care răspund cererii orientate către client;
- Ø componenta pentru informare prin noi servicii și echipamente pentru clienți, pentru ca aceștia să acceseze serviciile de transport public și să eficientizeze timpul alocat pentru deplasarea cu mijloacele de transport în comun;
- Ø instrumente și tehnici novatoare pentru managementul relației cu clienții.

### **✓ Îmbunătățirea performanțelor de mediu**

Preocuparea problemei mediului inconjurător este foarte importantă în abordarea sistemică a transportului public și presupune:

- Ø promovarea vehiculelor nepoluante având consum redus de combustibil;
- Ø **cercetarea reducerii zgomotului și a vibrațiilor prin proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor.**



### **✓ Îmbunătățirea siguranței și securității tuturor**

Siguranța și securitatea în transportul public presupune o preocupare permanentă în:

- Ø cercetarea instrumentelor și metodelor de îmbunătățire a securității personale a angajaților companiilor de transport public și a clienților;
- Ø măsuri mai sigure pentru accesibilitatea persoanelor cu mobilitate redusă;
- Ø managementul urgențelor, managementul crizelor.

Până în prezent, abordarea cercetării în transport, la nivel mondial, a fost una modală și globală, pentru mediile aeriene, maritime, rutiere, respectiv pe șină. Uniunea Internațională a Transportatorilor Publici a participat activ și a susținut strategia pentru cercetarea din sectorul de transport pe șină. Totuși, organismele consultative existente nu au abordat corect nici transportul public rutier și nici cel urban.

Întrădevăr, numeroase aspecte ale cercetării transportului solicită o abordare integrată multidimensională a transportului public urban, suburban și regional și în special cercetarea în ce privește relația cu clientul. În consecință, se sugerează cu tărie, alături de alți parteneri și instrumente existente, crearea unui nou organ consultativ pentru „transportul public urban”, cu susținerea comunității internaționale în parteneriat cu principalii factori implicați în acest sector.

Acest nou organism va trebui să construiască o strategie și priorități pentru cercetarea transportului public urban, suburban și regional.



## **CONCLUZII ȘI PERSPECTIVE**

### **PRIVIND IMPORTANȚA STUDIULUI INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI**

- a) Cercetarea ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare are un rol esențial în aprecierea calității sistemului de transport pe șine.
- b) Ansamblul roată-șină, ca subansamblul cel mai important al vehiculului de cale ferată, în exploatare determină existența șocurilor de pornire și de frânare atât în regim de accelerare cât și în regim de decelerare fapt ce impune promovarea unui management în transportul urban prin eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină.
- c) Dacă elementele componente ale ansamblului roată-șină, nu sunt adecvat realizate apar frecvente defecțiuni atât la linia cale cât și la unitățile de transport, apărând perturbări serioase în activitatea de transport urbană.
- d) Ansamblul roată-șină are un rol important în realizarea funcției ecologice. În acest sens transportul public nu trebuie să polueze chimic, fonic și prin vibrații mediul ambiant și mai ales zestrea edilitară de valoare a orașelor dar va trebui să fie rapid asigurând viteze mari de deplasare realizate pe infrastructuri performante și silențioase, amplasate în zone proprii separate de circulația stradală.
- e) Cercetarea ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare are un rol esențial în înlăturarea unor soluții depășite din punct de vedere tehnic, care produc zgomot în circulație și vibrații cu efect distrugător asupra tramvaielor însăși, a liniei, a drumurilor, a podurilor străbătute și a clădirilor adiacente rețelei. În acest sens se pot obține îmbunătățirea parametrilor de mediu afectați de transportul public (zgomot și vibrații).
- f) Studiul influenței ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare are un rol esențial în eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină prin reducerea uzurii roților și șinelor, mărirea intervalului de reprofilare la roți respectiv la șine și nu în ultimul rând diminuarea cheltuielilor de exploatare, întreținere, reparații și îmbunătățirea siguranței în circulație.

#### **Perspective în abordarea cercetării ansamblului roată-șină:**

- a) Transportul public va putea fi competitiv prin îmbunătățirea considerabilă a eficienței sale, lucru ce implică investiții importante în cercetare și o susținere considerabilă din partea autorităților publice.
- b) Dezvoltarea în viitor a sistemelor de transport public va trebui să abordeze reducerea nivelelor de zgomot și vibrații înregistrate.
- c) Pentru ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare introducerea sistemelor inteligente de transport (prioritizarea și controlul adaptiv al traficului) ar duce la reducerea gradului de uzură (accelerări, decelerări) și la obținerea unui optim pentru starea de tensiune și deformație în zona intersecțiilor traversate de linia cale.
- d) Studiul ansamblului roată-șină este de o importanță majoră în cercetarea reducerii zgomotului și a vibrațiilor prin proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor utilizând instrumente IT novatoare și metode de management al traficului pentru acordarea priorității vehiculelor de transport public în trafic, cu precădere în zonele aglomerate.

**AUTORUL**

# CAPITOLUL 1

## STADIUL ACTUAL PRIVIND STUDIUL INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI

### 1.1. Ansamblul vehicul tramvai–suprastructura căii de rulare. Considerații generale

Mententa, integritatea structurală și siguranță în exploatare a tramvaielor necesită un studiu al influenței ansamblului roată-șină în diferite condiții de exploatare asupra suprastructurii liniei de tramvai. Evitarea deteriorării roților și căilor de rulare, care poate duce la scoaterea din uz a acestora sau chiar la accidente grave, constituie o preocupare actuală. Cauzele deteriorării pot fi multiple:

- ∅ evaluarea incorectă a stării de tensiune în zona contactului;
- ∅ alegerea necorespunzătoare a materialelor roții respectiv șinei;
- ∅ exploatarea defectuoasă, fenomenul de oboseală a straturilor superficiale, etc.

Contactul roată-șină se caracterizează prin existența unui sistem spațial de forțe de interacțiune care acționează pe suprafețe de dimensiuni reduse, conducând la presiuni de contact de valori ridicate.

Presiunile de contact și dimensiunile semiaxelor elipsei de contact nu sunt constante în timpul mersului acestea fiind variabile aleatoare.

Starea de tensiune și deformare din roată, respectiv șină, starea de uzură a acestora, precum și tribologia contactului sunt influențate de o multitudine de parametri, așa cum sunt redați mai jos:

#### 1. Factorii de aderență roată-șină:

- ∅ coeficienții de frecare în condiții diferite de exploatare;
- ∅ microalunecarea respectiv gestiunea interfeței roată-șină în funcție de profilele acestora;
- ∅ rugozitatea în zona de contact și influența acesteia în aprecierea calității contactului.

#### 2. Parametrii tehnico-funcționali întâlniți în exploatare:

- ∅ forțele de tracțiune și forțele de frânare;
- ∅ distribuția și diagramele vitezelor de mers;
- ∅ tipurile de suspensie ale vehiculului, rigidități, amortizări;
- ∅ masele suspendate și cele nesuspendate;
- ∅ starea căi de rulare, neregularitățile geometrice și starea tehnică a suprastructurii;
- ∅ condițiile de mediu, temperaturile din exploatare în regim de mers și de frânare.

#### 3. Caracteristici mecanice ale materialului ansamblului roată-șină:

- ∅ rezistența la rupere și limita de curgere aparentă;
- ∅ coeficientul de contracție transversal;
- ∅ modulul de elasticitate longitudinal;
- ∅ duritatea și structura metalografică.

#### 4. Statica contactului:

- ∅ dimensiunile zonei de contact;
- ∅ presiunile în zona de contact.

#### 5. Geometria elementelor în contact:

- ∅ dispunerea osiei montate în diferite condiții de mers;
- ∅ raza cercului de rulare;
- ∅ profilul roții și al șinei.

Datorită parametrilor de influență, în literatura de specialitate nu există, în prezent, o teorie unitară a contactului roată-șină, implicit studierea ansamblului roată-șină în diferite condiții de



exploatare impune studierea parametrilor enunțați anterior aflați într-o strânsă interdependență, condiționându-se și influențându-se reciproc.

Tendința de diminuare a tensiunilor în roată respectiv șină prin mărirea diametrului de rulare al roții duce la o amplificare a uzurii, lucrul mecanic de uzură fiind proporțional cu sarcina pe roată și cu mărirea semiaxe mari a elipsei de contact deci și cu diametrul de rulare al roții. În acest sens **se impune o corelare a creșterii diametrului de rulare al roții cu raza capului șinei, în vederea satisfacerii în bune condiții a ambelor aspecte, ceea ce conduce la o problemă de optimizare.**

Conform [177] cercetările privind ansamblului roată-șină au devenit o problema deosebită fiind în atenția administratorilor de linie ferată, problema fiind abordată la nivel mondial. Din acest punct de vedere la Conferința Internațională “ Mecanica contactului și uzura sistemelor roată-șină “ de la Budapesta noiembrie 2006, precum și la cele precedente, principalele probleme în atenția specialiștilor au fost:

- Ø studii privind propagarea undelor de tensiune în ansamblul roată – șină;
- Ø propunerea unor noi profile de uzură;
- Ø elaborarea unor metode și procedee de estimare a uzurii;
- Ø analiza fenomenului de coroziune la ansamblulu roată-șină;
- Ø studii privind comportarea la oboseală a straturilor superficiale ale roților de rulare;
- Ø estimarea stării de tensiune datorată solicitărilor mecanice și termice din exploatare, precum și a stării de tensiune reziduală datorită procesului tehnologic de obținere.

## 1.2. Roata elastică în ansamblul vehicul tramvai. Profilul bandajelor pentru trenuri de tramvai

### 1.2.1. Considerații teoretice

Într-o abordare riguroasă ar trebui discutată atât conducerea în direcție orizontală cât și pe direcție verticală a vehiculelor pe cale. Dar conducerea pe verticală rezultă în mod trivial din acțiunea forței de apăsare datorită greutateii, din cauza căreia vehiculul este obligat fără echivoc să urmărească linia cale, iar aparatul de rulare în această direcție are doar rolul de a asigura sprijinul direct.

Deci în continuare se va înțelege prin “**conducerea vehiculului pe cale**” întotdeauna conducerea acestuia în plan orizontal. La conducerea unui vehicul pe cale participă multe elemente ale aparatului de rulare. Rolul cel mai important însă îl au perechile de roți care asigură conducerea conform [10] datorită următoarelor deziderate:

- Între roată și șină există frecare;
- Discurile roților sunt rigide față de osie, din care cauză vitezele unghiulare ale celor două roți sunt întotdeauna egale;
- În limitele admisibile ale deplasării roților față de șină există o poziție pentru care raza aparținând contactului roată-șină (numită raza de rulare), este identică pe ambele părți, iar poziția astfel definită se numește **poziția mediană dinamică** a perechii de roți;
- La perechea de roți deplasată lateral din poziția mediană dinamică, razele de rulare se schimbă în așa fel încât de fiecare dată raza de rulare a roții care se îndepărtează față de linia mediană, este mai mare.

În concluzie, pentru cazul unor roți cilindrice, evident nu se pot pune condițiile c) și d), respectiv nici nu se poate impune scopul ca **buza bandajelor să asigure doar funcția de limitator de siguranță.**

La roți conice, poziția mediană dinamică a perechii de roți este identică cu poziția mediană geometrică când diametrul și geometria de profil ale ambelor roți, respectiv geometria de profil ale șinelor de pe ambele părți sunt identice între ele.

### 1.2.2. Condițiile geometrice ale conducerii

Calea de rulare și perechea de roți sunt de fapt două organe de mașină care se leagă între ele interschimbabil conform [10]. Această interschimbabilitate înseamnă că în orice punct al căii de rulare, orice pereche de roți se cuplează cu șina în condiții de toleranță prescrise.

Din această cauză, s-au stabilit prescripții riguroase pentru dimensiunile, respectiv toleranțele căii și a perechii de roți. Dimensiunile importante din punctul de vedere al conducerii, la calea de rulare și la perechea de roți, sunt prezentate în fig.1.1.

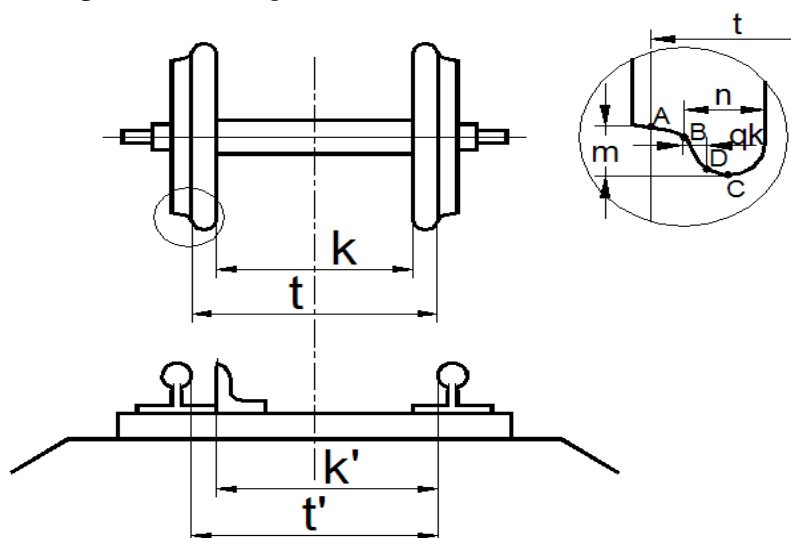


Fig. 1.1. Ansamblul tren de roți-suprastructură.

Funcție de condițiile reale de exploatare, societățile de transport își determină propriile toleranțe, în limitele acestor prescripții (U.I.C.). Valorile sunt prezentate în tabelul 1.1.

Tabel 1.1. Dimensiunile prevăzute de prescripțiile U.I.C.

Dimensiunile			
Simbol	Denumire	minim	maxim
		[mm]	[mm]
<b>k</b>	Distanța dintre roți	1357	1363
<b>t</b>	Ecartament roți	1410	1426
<b>m</b>	Înălțime buză bandaj	25	36
<b>n</b>	Grosime buză bandaj	20	33
<b>q<sub>R</sub></b>	Distanța punctului critic la contact	6,5	---
<b>t'</b>	Ecartament cale	1430	1470
<b>v'</b>	Distanță contrașină	1396	----

În concluzie, condiția esențială din punct de vedere al conducerii este următoarea:

$$k + n < v' \quad (1.1.)$$

unde:

- Ø k- distanța dintre roți;
- Ø n- grosime buză bandaj;
- Ø v'- distanță contrașină.

Conform [178] limitarea pentru distanța punctului critic la contact, la: **q<sub>R</sub> > 6,5 mm** asigură condiția geometrică de trecere peste acul de macaz puțin (max. 3 mm) deschis.

Caracteristica geometrică cea mai importantă a condiției unei conduceri ale perechii de roți fără atingerea buzei bandajului de șină, este **conicitatea efectivă**:

$$I = \frac{\Delta r}{2q} \quad (1.2.)$$

unde:

- Ø q-coordonata deplasării laterale a perechii de roți față de poziția mediană dinamică;
- Ø Δr-diferența razei de rulare aferentă lui "q".

**Scopul urmărit este următorul: conducerea pe calea de rulare să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să asigure doar funcția de limitator de siguranță.**

Variația caracteristicii lui *Dr* funcție de *q*, pentru un profil conic cu generatoare dreaptă și pentru una concavă este prezentată în fig.1.2.

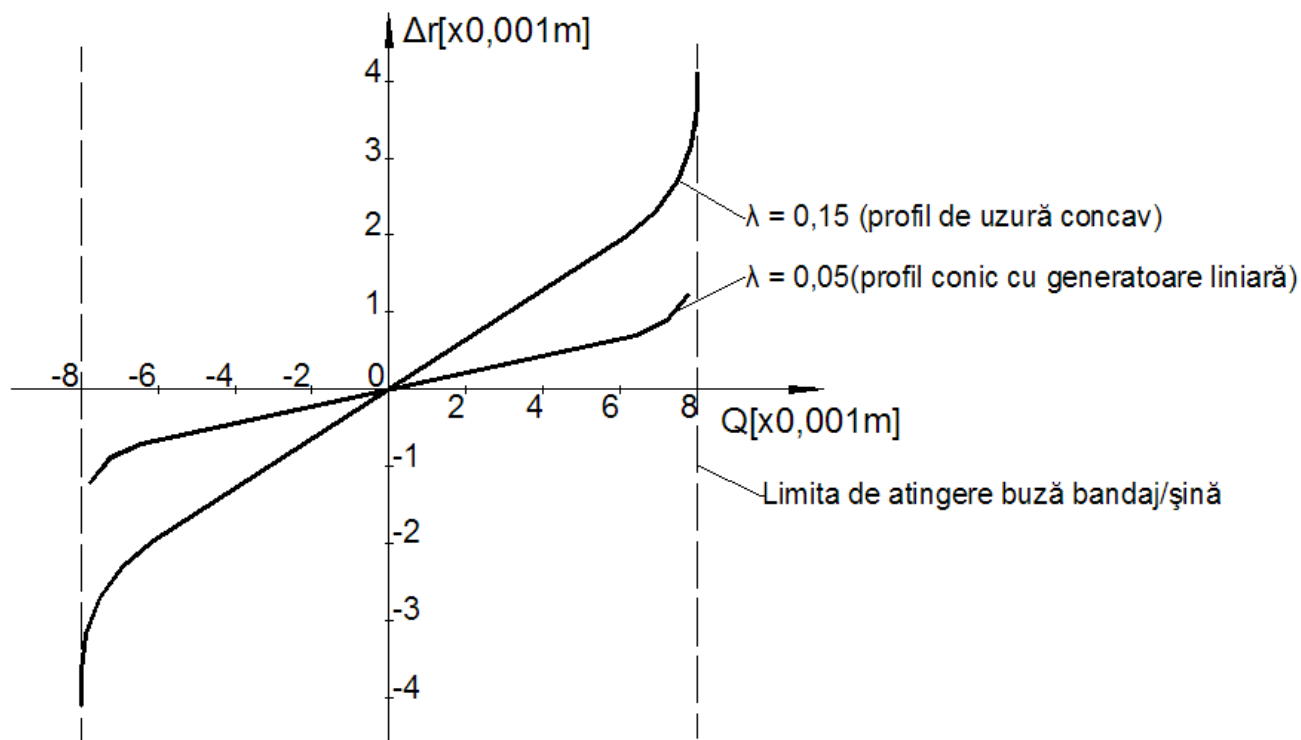


Fig. 1.2. Caracteristica  $Dr = f(q)$ .

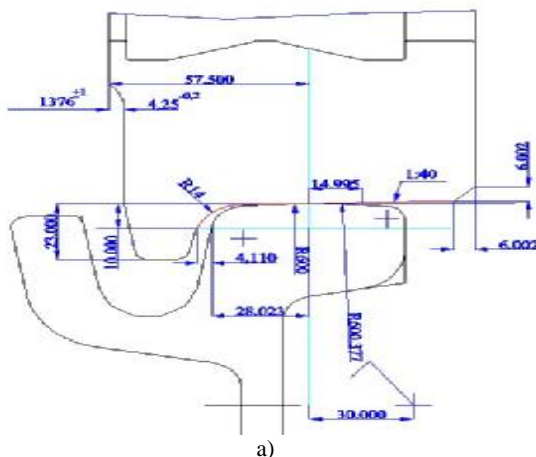
La **profilul conic** caracteristica  $\Delta r = f(q)$  este practic liniară și valoarea lui  $I$  este identică cu măsura conicității.

În cazul unui **profil concav** relația nu mai este liniară, iar evoluția valorii  $I$  este influențată pe lângă geometria de profil și de jocul transversal (roată-șină) și de raza de curbură a profilului de șină al roții.

Pentru profilul neliniar (concav) conform [10], s-a definit următoarea formulă de calcul, cu suficientă precizie de determinare:

$$I = \frac{R \cdot d_0}{R - R'} \cdot \frac{a + R' \cdot d_0}{a - r_0 \cdot d_0} \quad (1.2.)$$

Interpretarea valorilor din expresia de mai sus este redată în fig. 1.3- a) și b) unde se prezintă un profil de bandaj al roții elastice în contact cu șina de tip Ri.60N cazul a), respectiv raza de curbură a profilului de șină care influențează valoarea  $I$  alături de geometria de profil și de jocul transversal (roată-șină).



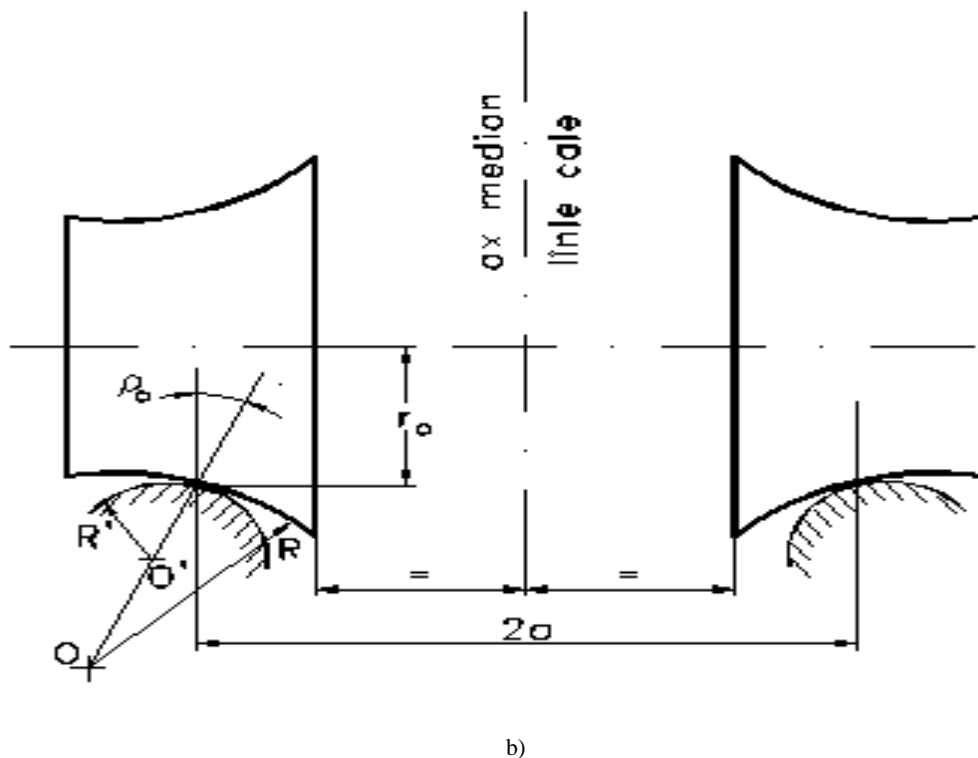


Fig. 1.3. a)-Profil neliniar (concav), b)-Reprezentare contactului pentru perechea de roți.

În concluzie, la roțile cilindrice avem  $\lambda = 0$  pentru care caracteristica se confundă cu abscisa diagramei conform celor prezentate în fig. 1.2.

Pomind de la faptul că uzura suprafeței de rulare a roților este inevitabilă, profilele bandajului moderne se concep în așa fel încât acestea să se apropie cât mai mult posibil de forma de uzură normală și prin aceasta să rămână stabilă în timpul exploatării. În fig.1.5., 1.6. și 1.7. sunt prezentate profilele bandajelor pentru tramvaiele Timiș-2 și GT4 (Bremen), respectiv profilul de bandaj utilizat la Căile Ferate din Germania, care se apropie cel mai mult de recomandările U.I.C.

În timp ce suprafața conică liniară a bandajului asigură doar o creștere a razei de rulare la roata care se îndepărtează de poziția mediană dinamică, profilul concav neliniar conduce și la o ridicare a centrului de greutate a perechii de roți, ceea ce asigură o revenire mai rapidă spre poziția neutră.

### 1.2.2.1. Condițiile geometrice ale conducerii în aliniament

Condiția conducerii corecte conform [10], [16] a vehiculului pe cale în aliniament este echivalentă cu asigurarea parametrilor aparatului de rulare în așa fel încât viteza critică al acestuia să fie mai mare decât viteza maximă proiectată a vehiculului, sau altfel spus, vehiculul să fie stabil dinamic în domeniul vitezelor de exploatare. În practică, aparatul de rulare poate fi dimensionat din acest punct de vedere, făcând calcule de verificare succesive pentru diferite date ale suspensiei și determinând vitezele maxime aferente. Tipurile de profile bandaj pentru roțile elastice respectiv pentru cele utilizate la transportul pe cale ferată, sunt prezentate în fig. 1.4., 1.5., 1.6.

În fig. 1.4. este prezentat un profil de bandaj pentru roata elastică ce a echipat trenul de roții ale generației de tramvaie Timis 2 construite în Timișoara, utilizându-se o conicitate de 1:20, conicitate

## BANDAJ ROATA TRAMVAI Timis-2

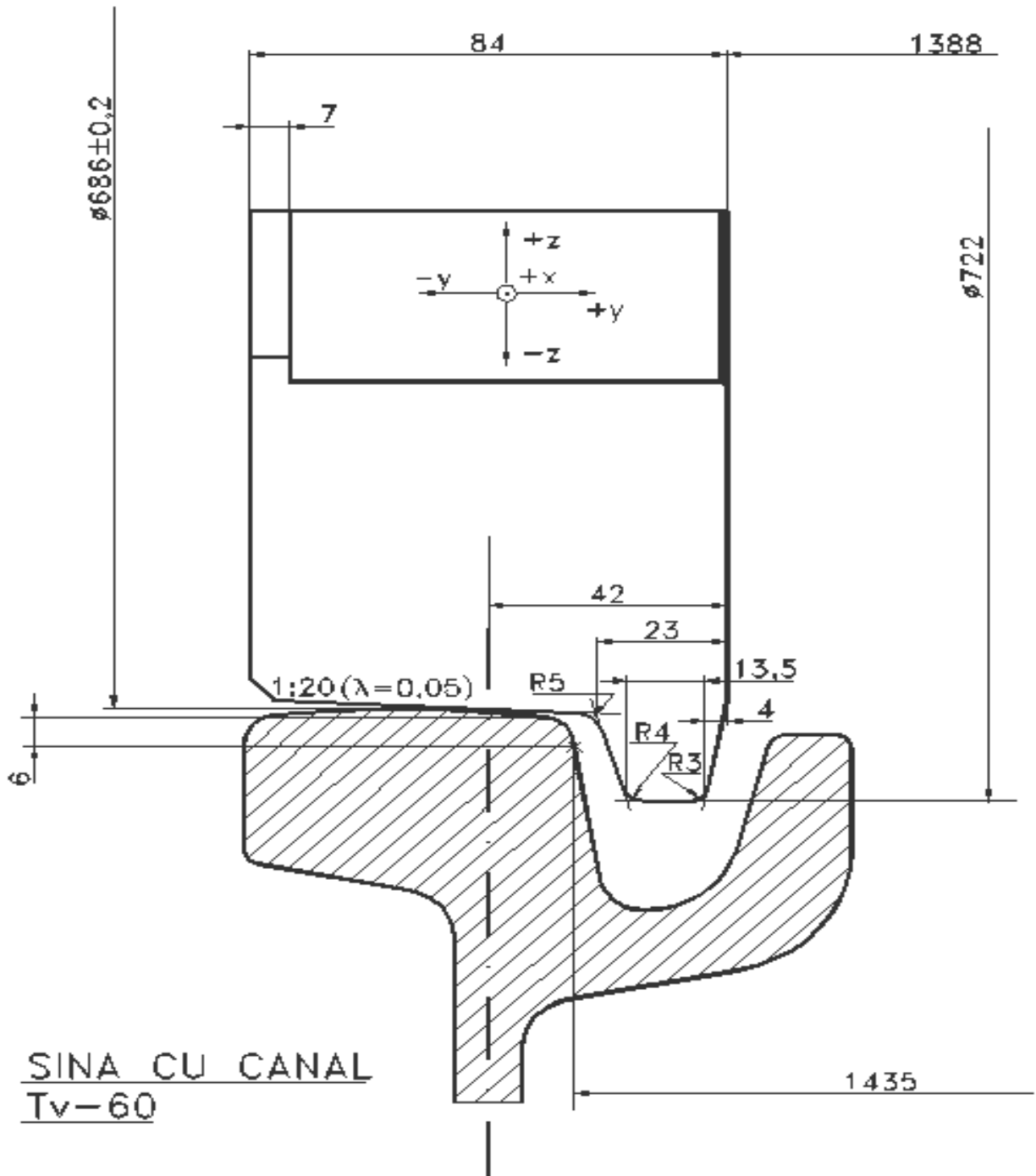
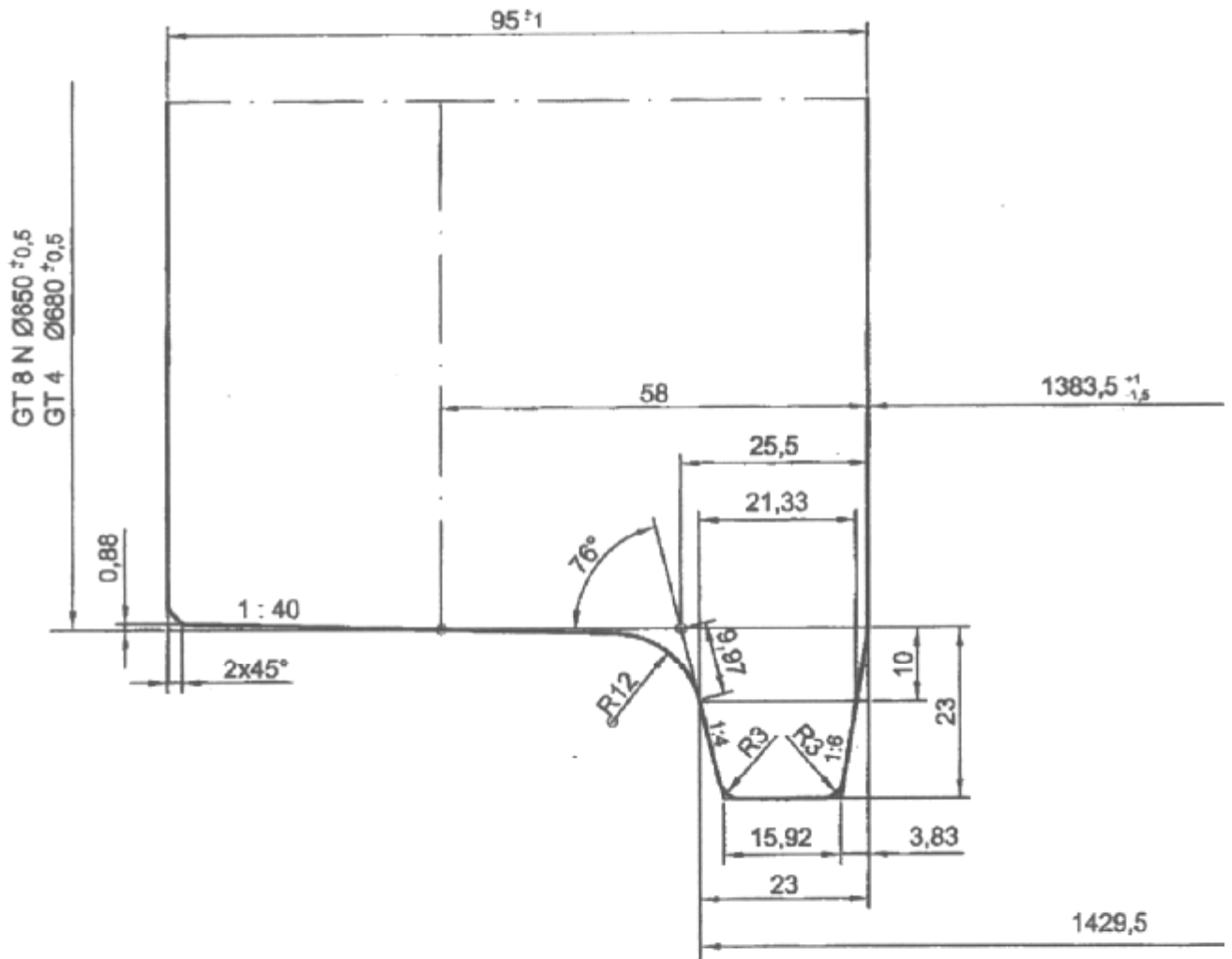


Fig. 1.4. Profil bandaj roată tramvai Timiș-2.

diferită față de alte conicități utilizate de către diferiți operatori de transport urban pe șine. În această perioadă s-a mai utilizat de către mulți operatori profilul cilindric pentru bandajul roții elastice, renunțându-se la finele anilor 1990 aproape în totalitate la acest tip profil.

În fig. 1.5. a) este prezentat un profil de bandaj pentru roata elastică ce a echipat trenul de roți ale generației de tramvaie GT4–Bremen, utilizându-se o conicitate de 1:40.

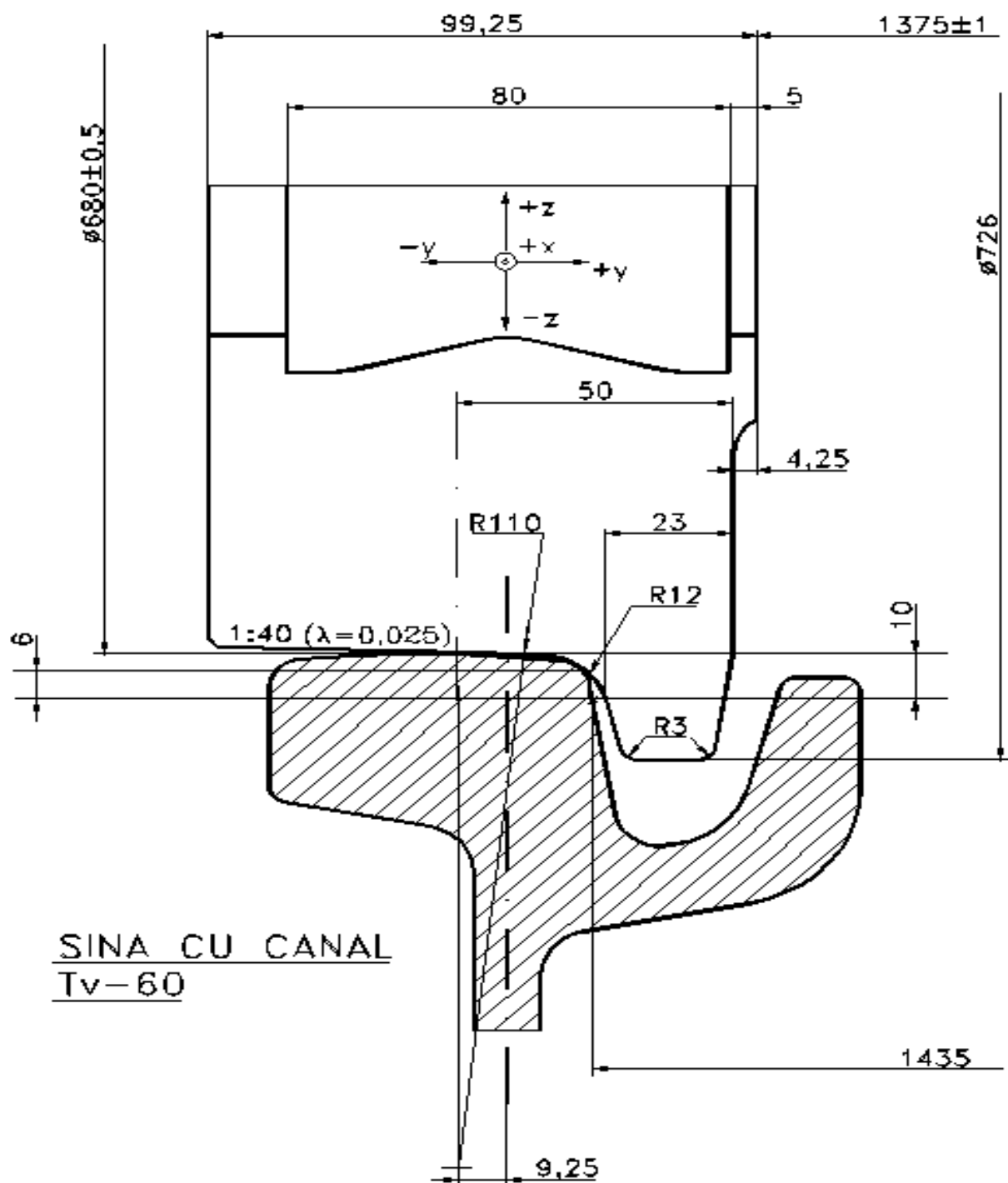


a)

Se poate observa diferența esențială de abordare constructivă a bandajului roții elastice unde lățimea buzei bandajului este mult mai mare decât la bandajul roții elastice utilizate la tramvaiul Timiș-2. Diametrul cercului nominal de rulare se situează la o distanță mai mare decât la bandajul roții elastice utilizate la tramvaiul Timiș-2, bandajul având o lățime mai mare.

În fig. 1.5. b) este prezentat un profil de bandaj pentru roata elastică ce a echipat trenul de roți ale generației de tramvaie GT4 – Bremen, utilizându-se o conicitate de 1:40, aflat în interacțiune cu șina cu canal TV-60.

## BANDAJ ROATA TRAMVAI GT4–Bremen



b)

Fig. 1.5. a)-Parametrii constructivi pentru profilul bandajului roții de tramvai GT4 – Bremen, b)-Profil bandaj roată tramvai GT4 – Bremen în interacțiune cu șina cu canal Tv 60.



În fig. 1.6. se poate observa o diferență majoră ca soluție constructivă a bandajului roții pentru transportul pe calea ferată față de bandajul roților elastice pentru transportul urban pe șine, unde atât dimensiunile buzei bandajului cât și parametrii dimensionali ai suprafeței de rulare sunt mult mai mari decât la bandajul roților elastice utilizate la transportul urban pe șine. Diametrul cercului nominal de rulare se situează la o distanță mai mare decât la bandajul roților elastice utilizate la tramvaiul Timiș-2.

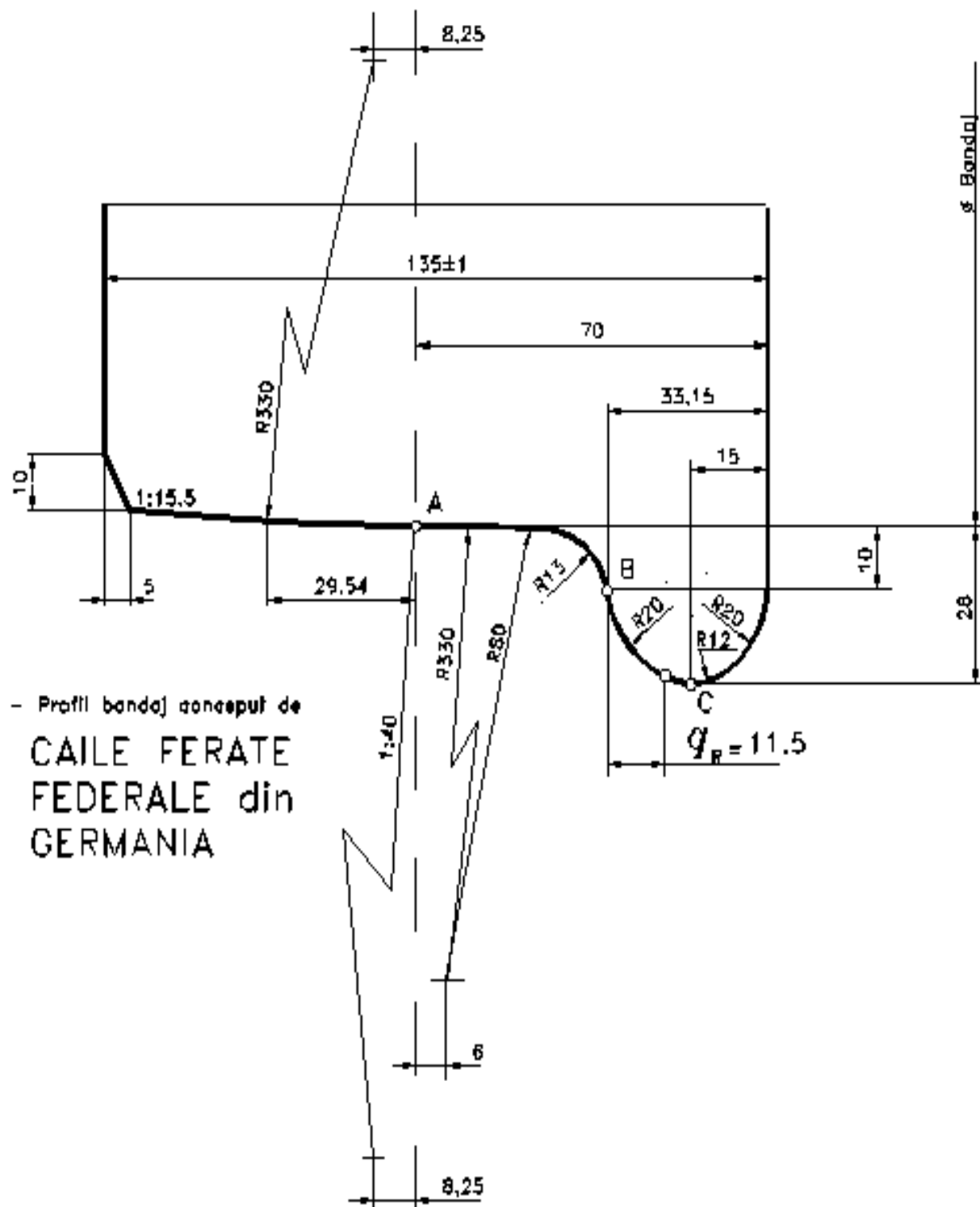


Fig. 1.6. Profil bandaj elaborat de Căile Ferate Federale din Germania.

Influența conicității efective  $I$  a suprafeței de rulare asupra vitezei critice pentru diferite valori ale coeficientului de rigiditate al suspensiei este redată în diagrama din fig. 1.7.

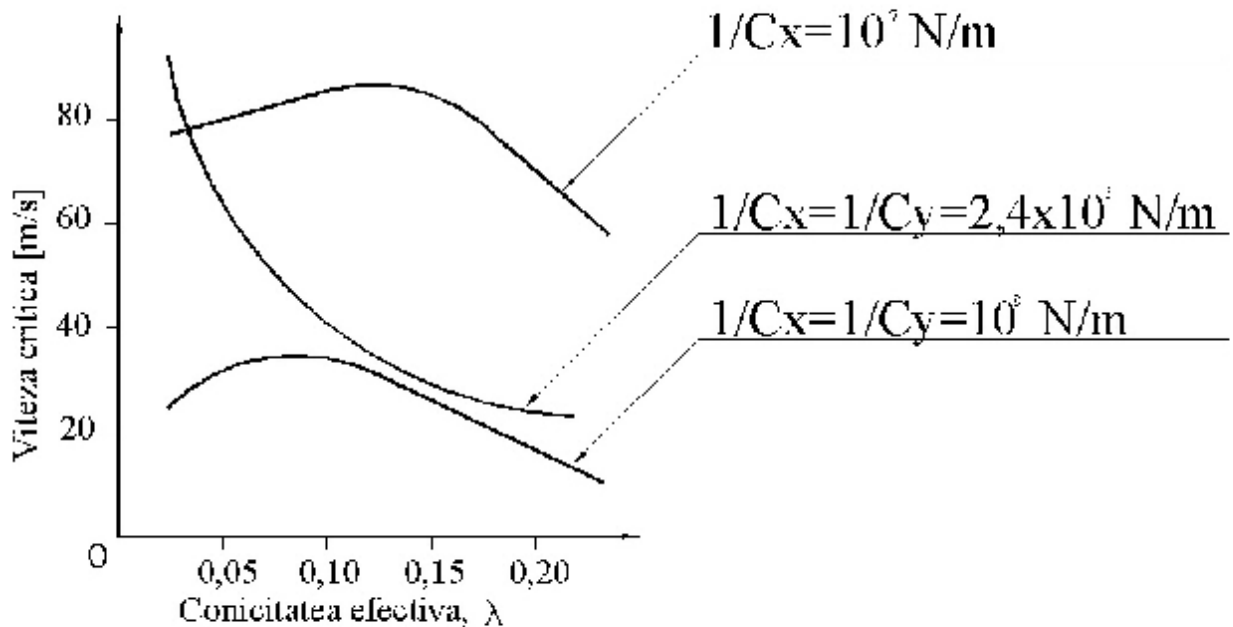


Fig. 1.7. Diagramă conicitate efectivă – viteză critică pentru diferite valori ale coeficientului de rigiditate a suspensiei.

Prin creșterea rigidităților longitudinale și transversale ( $1/c_x$  ;  $1/c_y$ ) ale suspensiei se poate mări valoarea vitezei critice până la o anumită limită. Dar de remarcat este faptul că, fixarea aparatului de rulare total rigidă, duce la scăderea valorii vitezei critice.

În cazul fixării elastice a perechii de roți, valoarea vitezei critice este invers proporțională cu  $\sqrt{I}$ , iar la o creștere însemnată a rigidității, relația se schimbă calitativ și la o anumită valoare se poate obține valoarea maximă pentru viteza critică.

În realitate, valoarea vitezei critice este influențată și de alți factori, cum ar fi:

- Ø masa perechii de roți;
- Ø ampatamentul boghiului;
- Ø masa boghiului;
- Ø momentul de inerție al ramei boghiului;
- Ø rigiditatea suspensiei pe verticală, etc.

Din această cauză nu se poate evita circulația vehiculului la viteze mai mari decât cea critică, viteze la care se produce rularea instabilă a perechii de roți (**șerpuirea**). Amplitudinea șerpuirii nu crește însă peste o anumită limită, iar această limită nu este definită neapărat de atingerea buzei bandajului de șină.

Stabilizarea amplitudinii de șerpuire este determinată prin faptul că dispăre pe de o parte caracterul liniar al contactului roată-șină (profil de uzură, sau profil uzat), iar pe de altă parte se produce și o alunecare a roții pe șină.

După acest moment, forțele ce acționează pe suprafața de contact roată-șină, nu mai cresc. Relația vitezelor pe moment, pentru o pereche de roți care șerpuiește în condiții de rulare instabilă, poate fi urmărită în fig. 1.8.

Cu notațiile din figură, energia cinematică a perechii de roți este:

$$W = \frac{m \cdot (v_x^2 + v_y^2)}{2} = \frac{m \cdot v_x^2}{2} + \frac{m \cdot v_y^2}{2} = W_x + W_y = \text{const.} \quad (1.3.)$$

presupunând că pe parcursul rulării perechii de roți, nu apar pierderi energetice.

Din cauza șerpuirii însă, componenta  $v_y$  variază după o funcție armonică, ceea ce conduce și la variația valorii energetice  $W_y$ . Pe de altă parte, din cauza conservării sumei  $W_x + W_y$  trebuie ca și valoarea lui  $W_x$  să devină variabilă.

Rezultă deci că șerpuirea perechii de roți conduce la o undulație energetică în privința mișcărilor longitudinale și transversale față de șină, iar această teză se poate extinde asupra întregului vehicul ca fiind baza fenomenului de instabilitate dinamică.

### 1.2.2.2. Condițiile geometrice ale conducerii în curbe

Modelul de analiză a conducerii perechii de roți în curbe conform [10], [15], [16] se bazează pe ipoteza că un corp sprijinit în mai multe puncte, în prezența frecării, se rotește liber în jurul unui centru pentru care rezultanta forțelor, care acționează într-un punct definit în sensul rotirii, este cea mai mică.

În cazul în care asupra perechii de roți nu acționează nici o forță exterioară în plan orizontal, atunci în curbă se va deplasa prin rulare pură dacă se poziționează radial mișcându-se lateral până când vârful conului, definit de cele două raze de rulare, se confundă cu centrul razei de curbura. Situația este reprezentată în fig.1.9. Accentuând că toate relațiile sunt valabile doar în condițiile unei linearități perfecte conform [10], putem deosebi următoarele situații:

a) Pentru  $M_{xy} = 0$  și  $Y = 0$  avem rulare pură în condițiile geometrice prezentate în fig. 1.8.

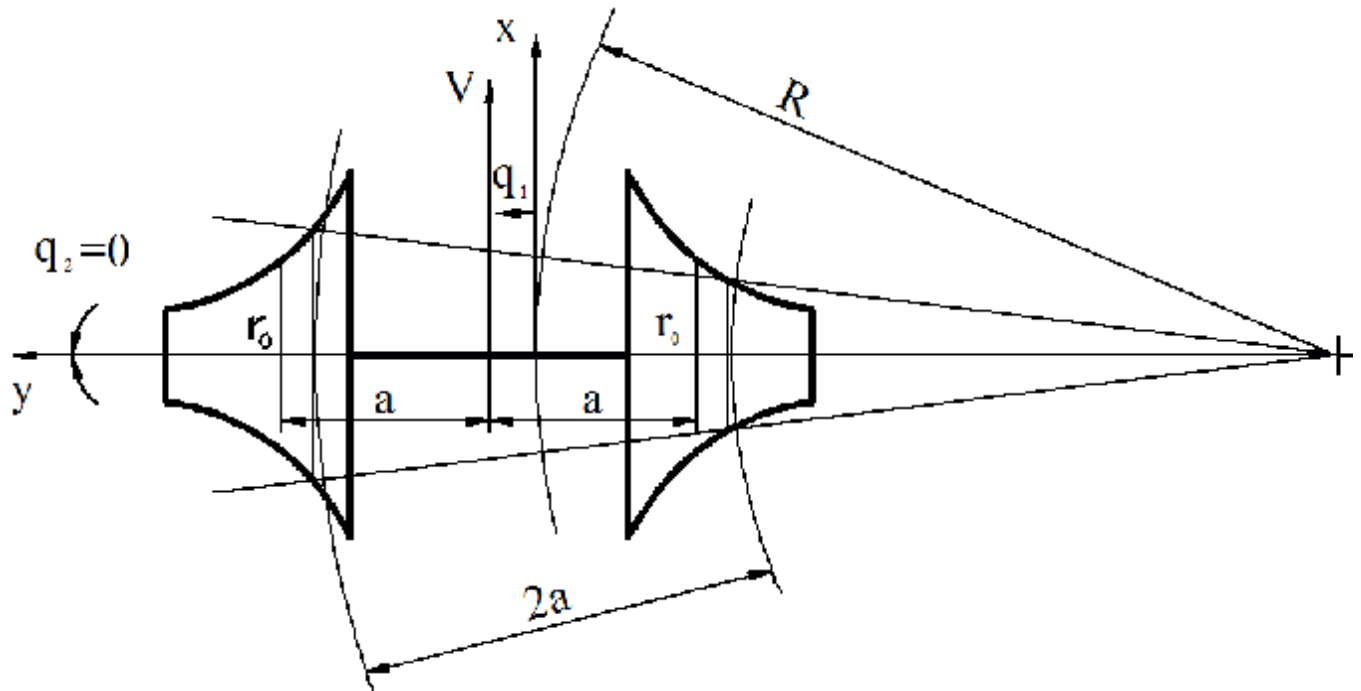


Fig. 1.8. Rulare pură.

b) Dacă asupra perechii de roți acționează o forță laterală ( $Y$ ), deplasarea  $q_1$  al acestuia rămâne neschimbată față de cazul rulării pure în timp ce direcția axei roților ( $q_2$ ) se schimbă față de raza curbei.

Pentru forță pozitivă (spre exterior), valoarea unghiului va fi negativă ca în situația reprezentată în fig. 1.9.

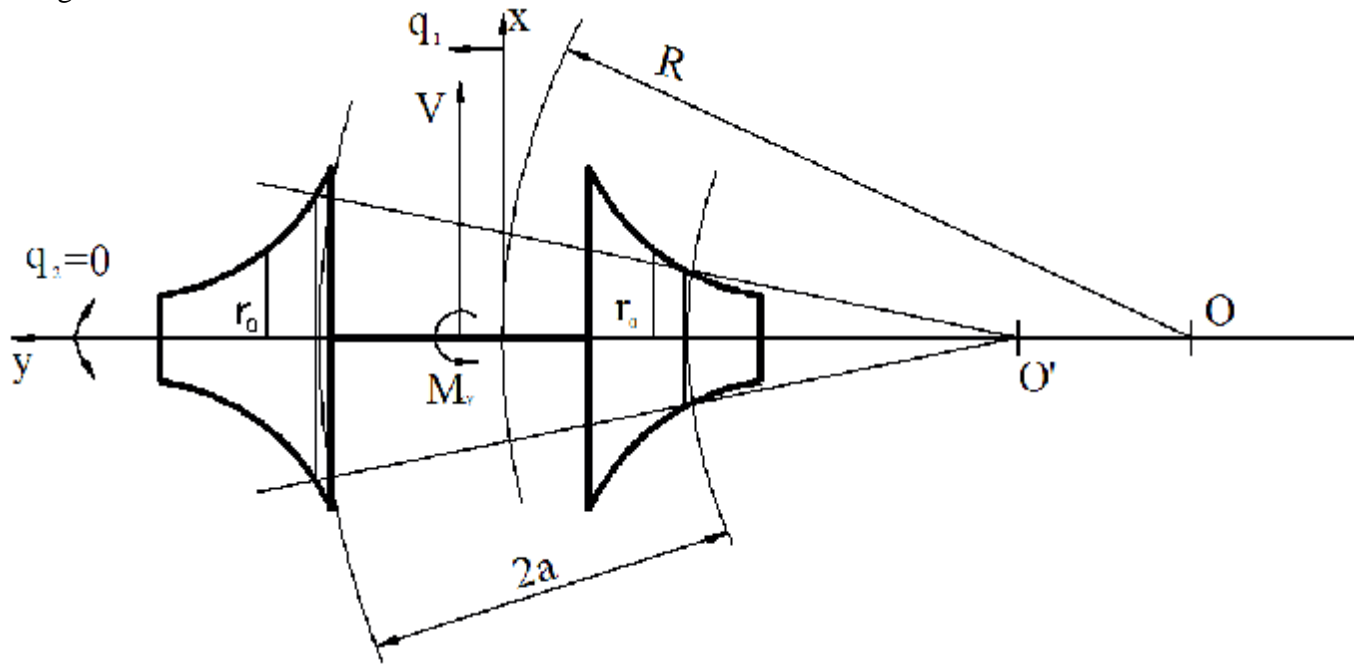


Fig. 1.9. Forță pozitivă.

c) Dacă în schimb asupra perechii de roți acționează un cuplu în plan orizontal ( $M_{xy}$ ), deplasarea  $q_1$  se schimbă, în timp ce  $q_2$  rămâne neschimbată. Pentru cuplul pozitiv (cu acțiune spre centrul curbei), variația deplasării laterale este și ea pozitivă (spre exterior), așa cum este reprezentată în fig. 1.10.

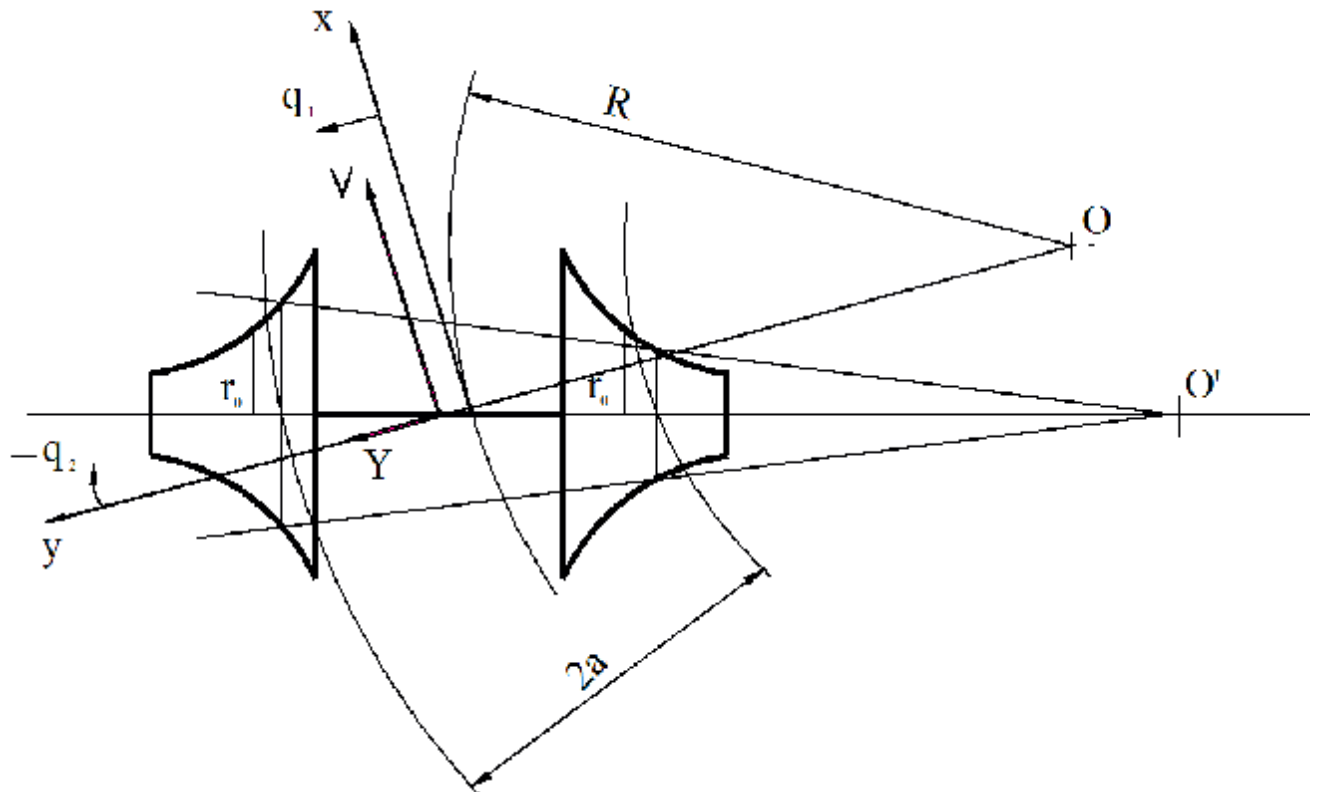


Fig. 1.10. Rulare imperfectă.

Atingerea buzei bandaj de șină și alunecarea roților pe cale fiind de evitat, se poate trage concluzia că la circulația în curbă deplasarea laterală  $q_l$  a perechii de roți trebuie să fie cât mai mică, ceea ce presupune următoarele:

- ∅ conicitate efectivă  $I$  a bandajelor să fie cât mai mare;
  - ∅ diametrul roților ( $2r_0$ ) să fie cât mai mică;
  - ∅ cuplul în plan orizontal ( $M_{xy}$ ) care acționează asupra cutiilor de osie să fie cât mai mic.
- Valoarea cuplului  $M_{xy}$  se micșorează prin:
- ∅ reducerea rigidității longitudinale ( $c_x$ ) ale suspensiilor;
  - ∅ reducerea ampatamentului boghiului ( $2l$ ).

În concluzie, la tramvaiele de tip vechi (pe truc cu ampatamentul “ $2l$ ” mare și cu suspensii prin arcuri în foi cu rigiditate longitudinală “ $c_x$ ” mare) nu s-a putut evita atingerea buzei bandaj de șină în curbe, o eventuală conicitate a profilului de bandaj neavând nici un efect. Este motivul pentru care lucrări din perioada respectivă conform [92] nu dau importanță profilării adecvate ale suprafețelor de rulare la bandaje și tratează înscrierea în curbe a roților ca o funcție a buzelor de bandaj.

### 1.2.2.3. Soluții constructive ale roților de tramvai. Geometria profilelor pentru bandaje

Conform [178] profilul UIC- ORE pentru roți cu diametrul cuprins între 1000 [ mm ] și 330 [ mm ] este prezentat în fig. 1.11.

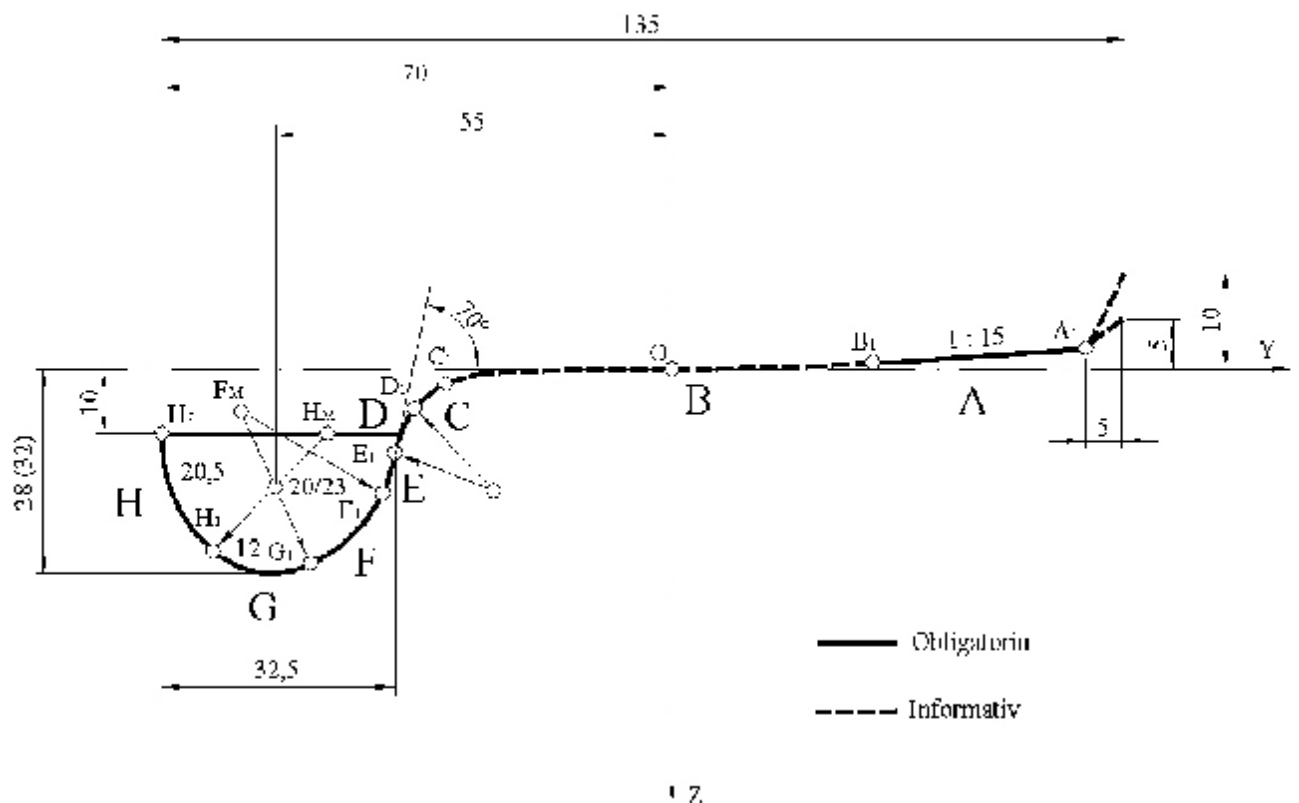


Fig. 1.11. Principalele dimensiuni ale profilului de bandaj.

Important de remarcat este faptul că porțiunea suprafeței de rulare principală este dată sub formă de recomandare, fiind lăsată la latitudinea fiecărui operator de transport pentru a adapta un profil corespunzător condițiilor proprii de exploatare. În acest caz nu este rezolvată nici situația de la transportul urban pe șine în privința suprafeței de rulare principală în funcție de tipul de șină utilizat la suprastructura căii. Parametrul cel mai important pentru realizarea unei suprafețe de contact optimizată

este planul cercului nominal de rulare față de care planele cercurilor efective de rulare se deplasează, în funcție de amplitudinea mișcării de șerpuire.

În fig. 1.12 se prezintă forma generală a unui profil de rulare: 1 – fața interioară a profilului, 2 – flancul interior al buzei, 3 – vârful buzei, 4 – torul de vârf al buzei, 5 – flancul exterior al buzei, 6 – torul de gât al buzei, 7 – suprafața de rulare, 8 – suprafața exterioră de rulare, 9 – teșitura exterioră a profilului, 10 – fața exterioară a profilului.

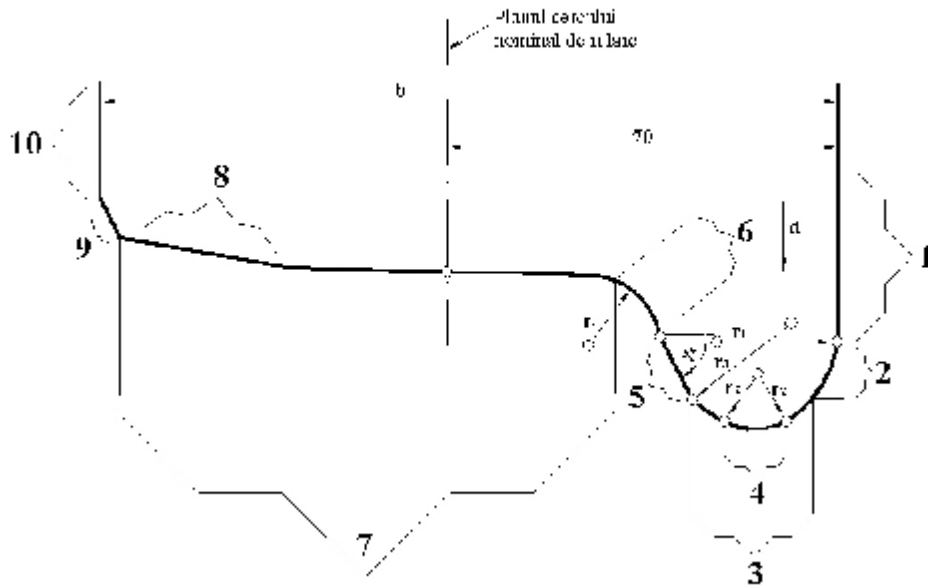


Fig. 1.12. Planul cercului nominal de rulare la profilul de bandaj.

În fig. 1.13. este prezentat profilul de bandaj cel mai utilizat la căile ferate de către operatori de transport.

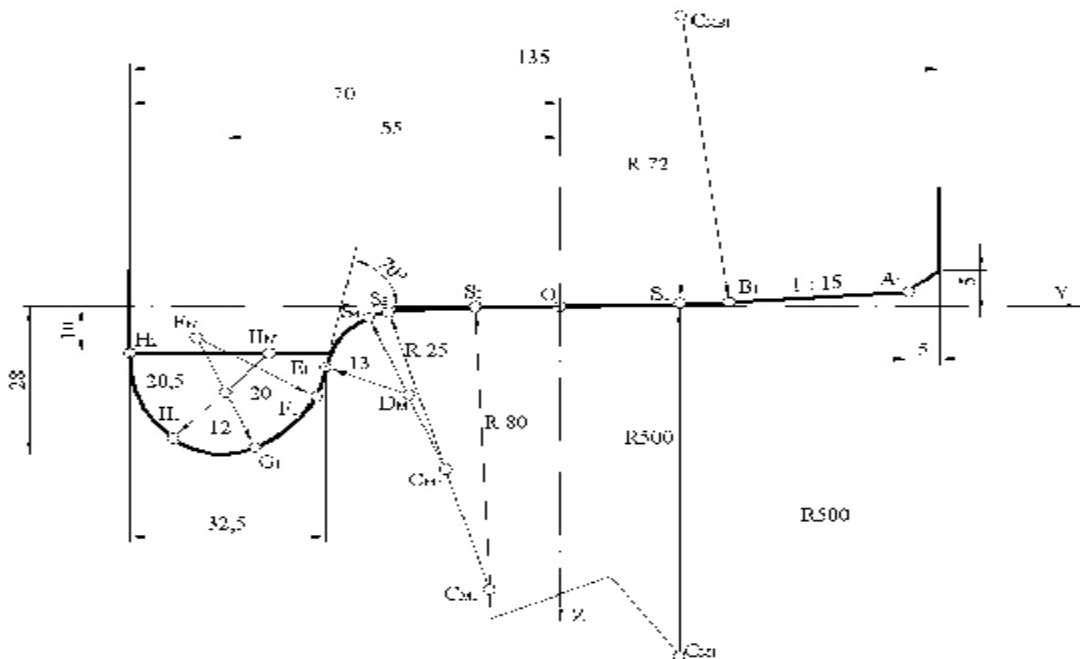


Fig.1.13. Profilul de bandaj utilizat la Căile Ferate.

Conform [178] profilul S – 78 este utilizat pentru roți de vagoane cu diametrul cuprins între 1000 [ mm ] și 760 [ mm ] ( $V_{maximă}=60\text{km/h}$ , adaptat la condițiile din fișa UIC 510). În fig. 1.14. sunt prezentate coordonatele punctelor limită și coordonatele centrului cercului de rulare, pentru bandajului de roți HEV-FVV-Budapesta.

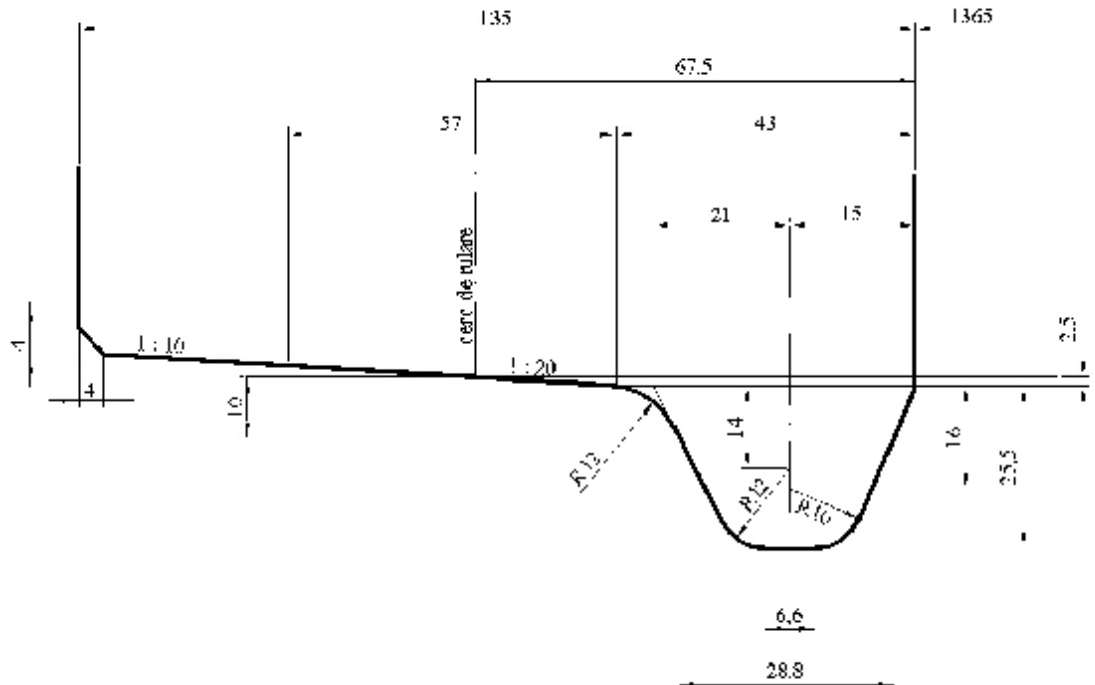


Fig. 1.14. Secțiunea bandajului de roți HEV-FVV-Budapesta.

În fig. 1.15. este prezentată structura unui profil de bandaj la căile ferate. Profilul buzei pentru roți cu diametrul cuprins între 840 [ mm ] și 630 [ mm ] (fișa UIC 510 – 2 ed. 01.01.1969).

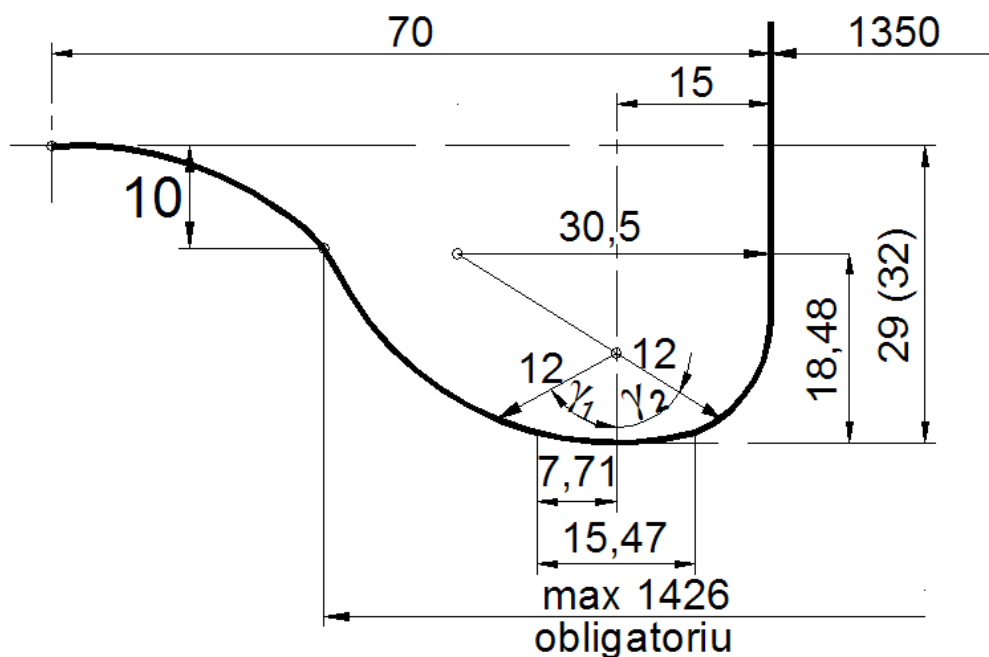


Fig. 1.15. Structură profil de bandaj la Căile Ferate.

În fig. 1.16. este prezentată structura unui profil normal de bandaj la Căile Ferate, avînd două conicități cu o stabilitate dinamică crescută în circulație.

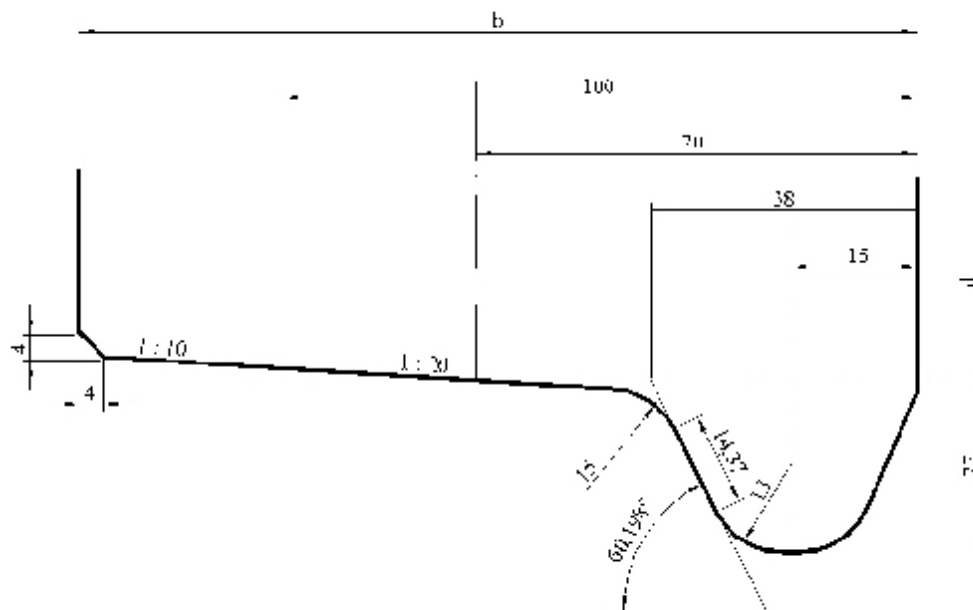


Fig. 1.16. Profilul normal UIC ( CFR ).

În fig. 1.17 sunt definiți principali parametri geometrici normali ai buzei de bandaj la profilul normal pentru calea ferată.

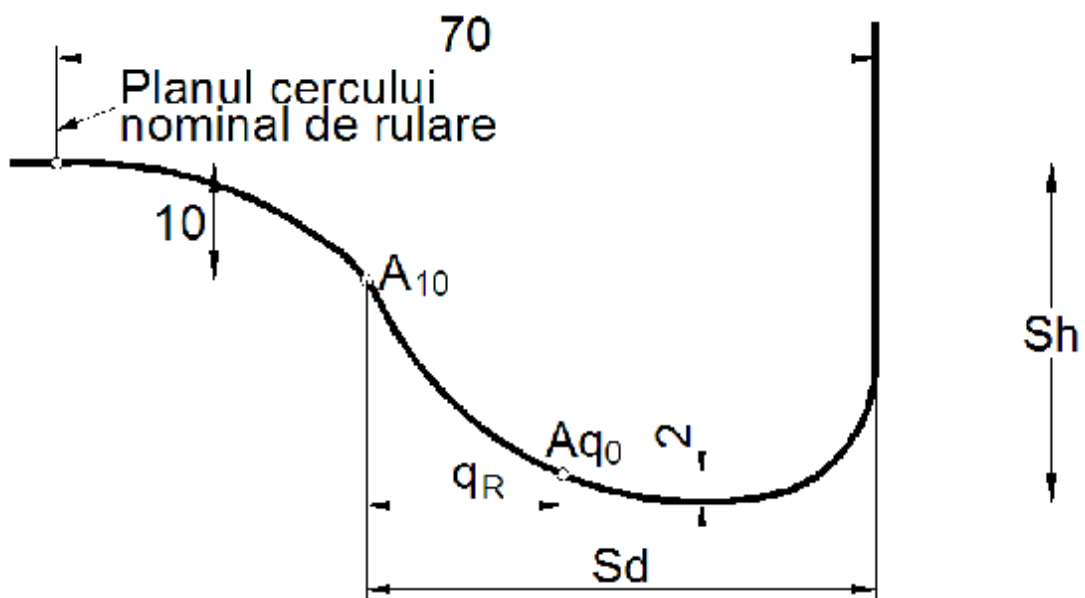


Fig. 1.17. Definirea cotelor pentru buza de ghidare: grosimea buzei, înălțimea buzei.



În fig. 1.18 sunt definiți principalii parametri geometrici normali ai buzei de bandaj la profilul normal pentru calea ferată, evidențindu-se planul cercului nominal de rulare.

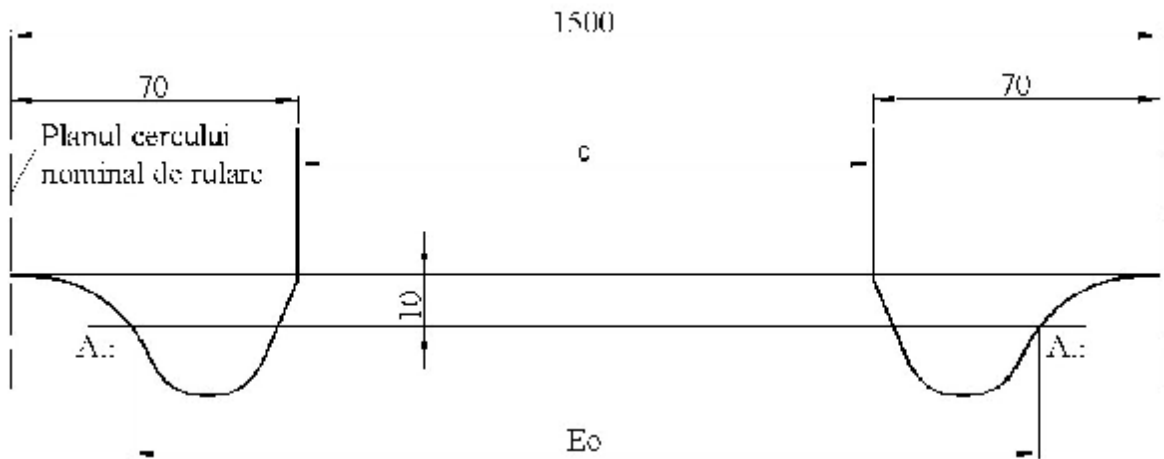


Fig. 1.18. Dimensiuni importante ale trenului de roți.

În fig.1.19 este prezentată forma de uzare a buzei de bandaj la profilul normal pentru calea ferată care diferă de forma de uzare a buzei de bandaj la roțile elastice, unde apare uzura și în planul vertical al buzei.

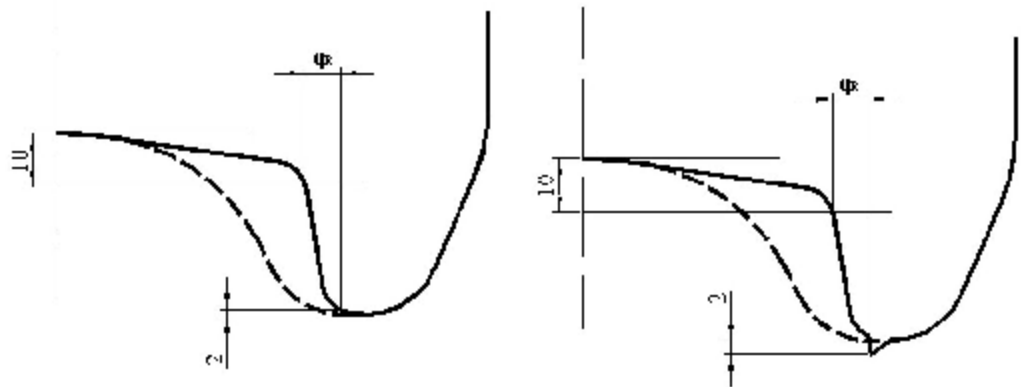


Fig.1.19. Forma de uzare a buzei.

În fig. 1.20 este prezentată geometria contactului în cazul profilelor de rulare conice la profilul normal pentru calea ferată.

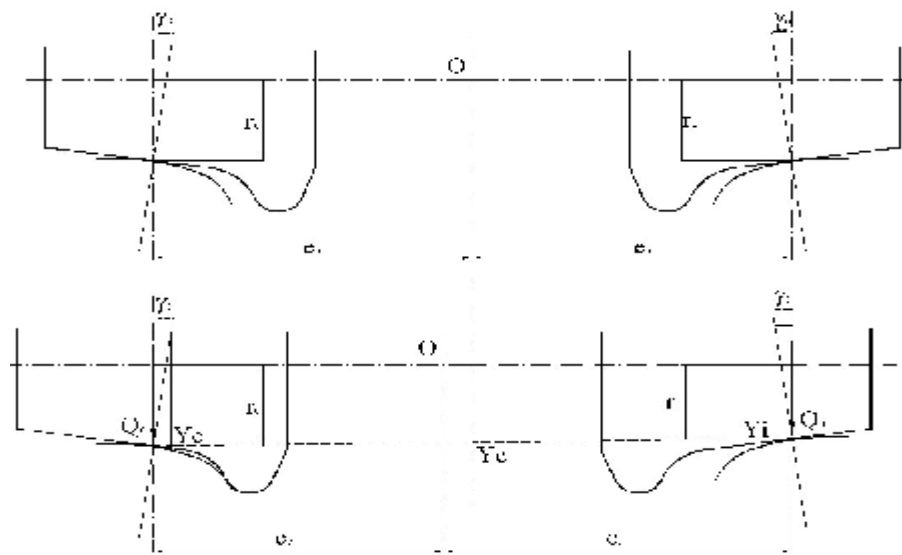


Fig. 1.20. Geometria contactului în cazul profilelor de rulare conice.

Tipurile de roți elastice utilizate de admnistratori căilor ferate urbane sunt prezentate în fig. 1.21, 1.22., 1.23., 1.24., 1.25. 1.26 și 1.27.

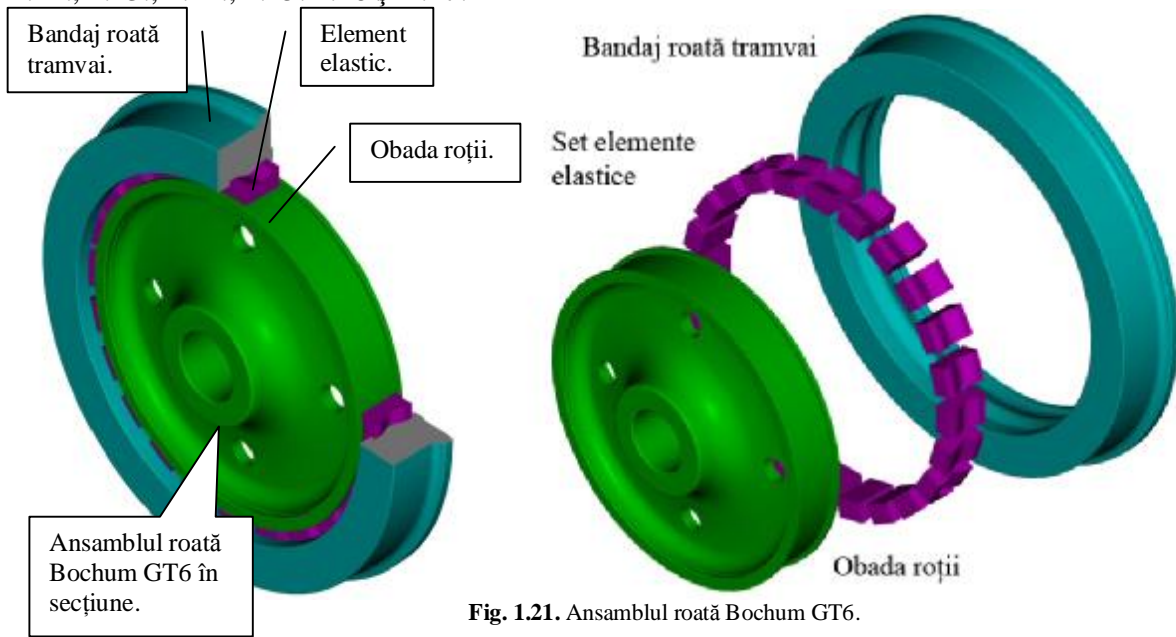


Fig. 1.21. Ansamblul roată Bochum GT6.

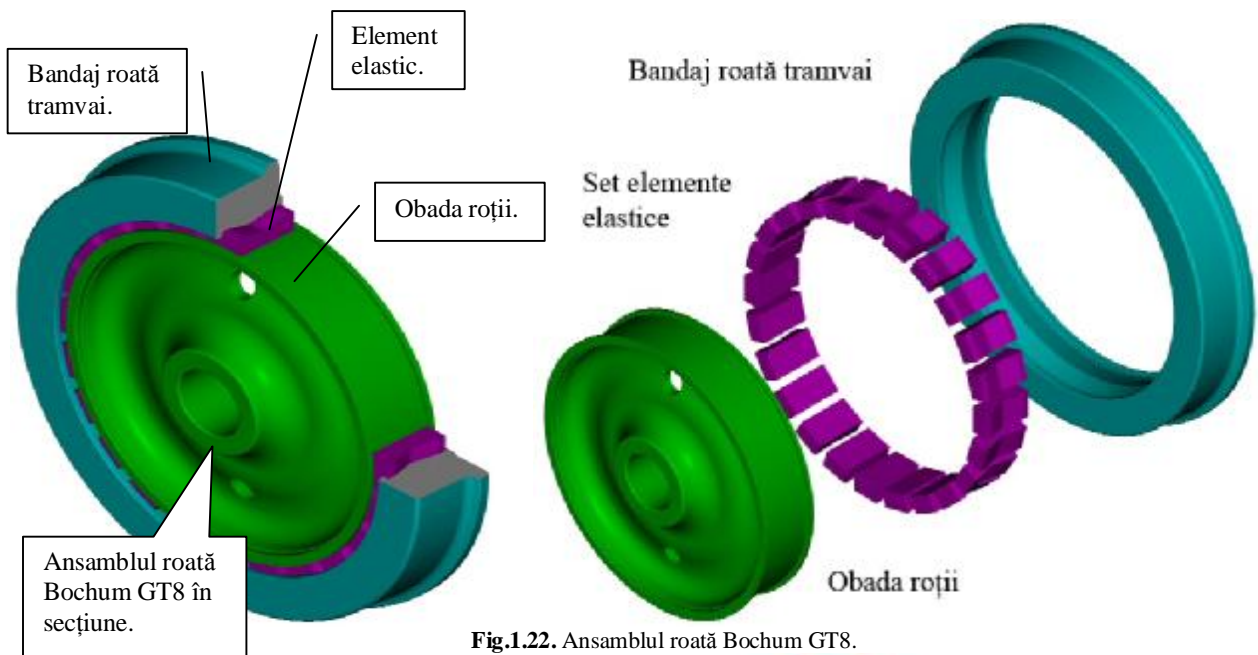


Fig.1.22. Ansamblul roată Bochum GT8.

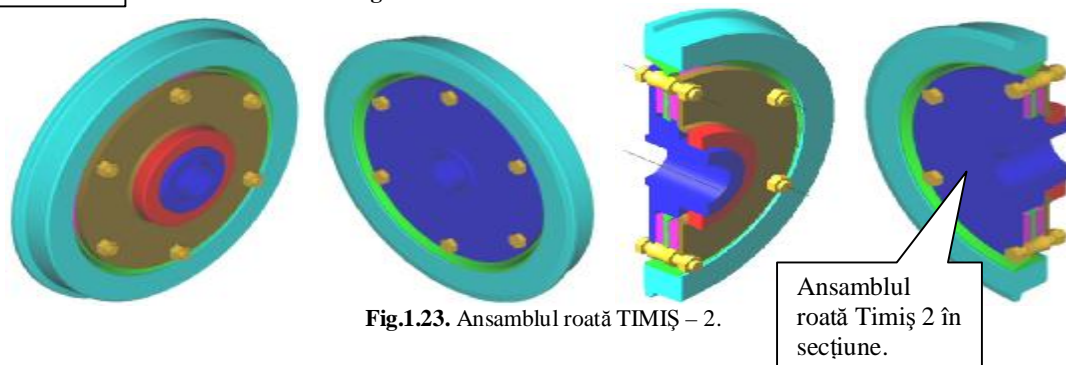


Fig.1.23. Ansamblul roată TIMIȘ – 2.

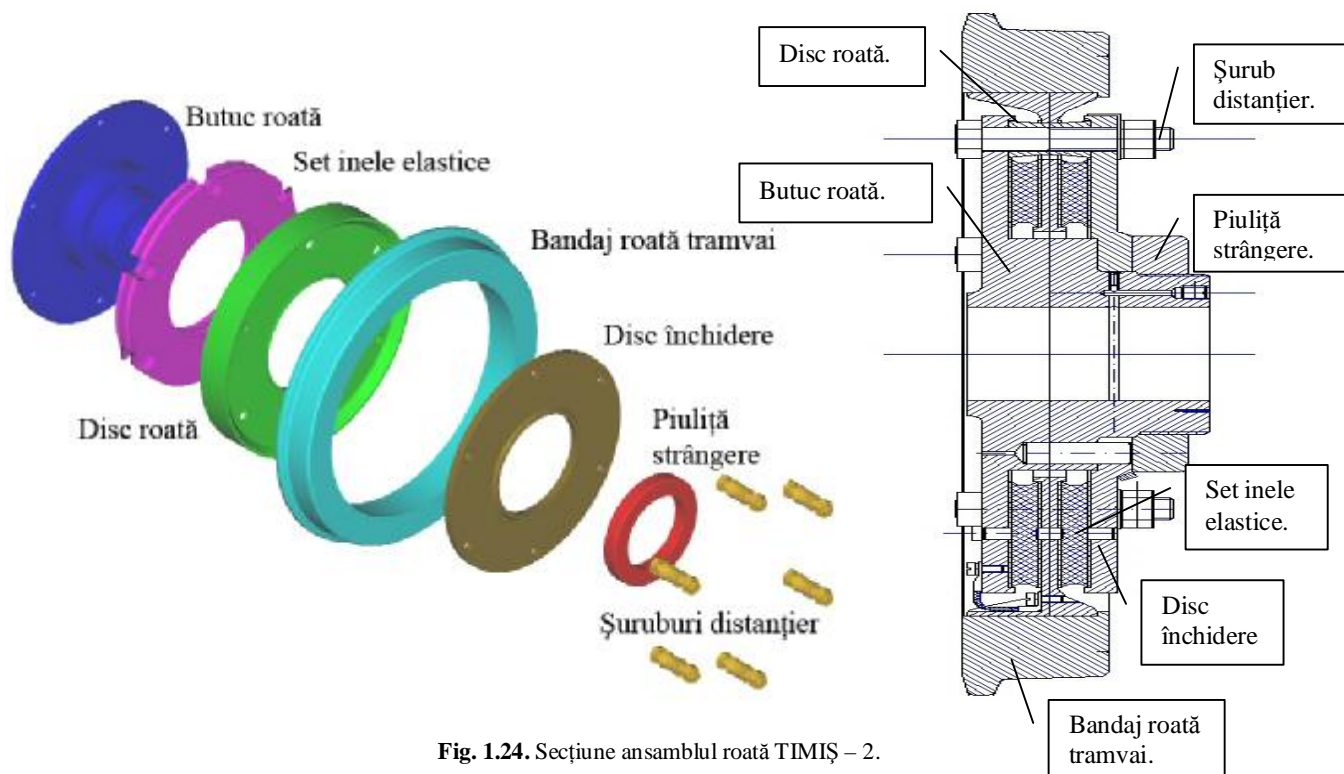


Fig. 1.24. Secțiune ansamblul roată TIMIȘ – 2.

În fig. 1.25., 1.26, 1.27 sunt prezentate secțiuni ale principalelor roți elastice utilizate în transportul urban de călători unde elementele principale sunt bandaj, elemente elastice și obadă.

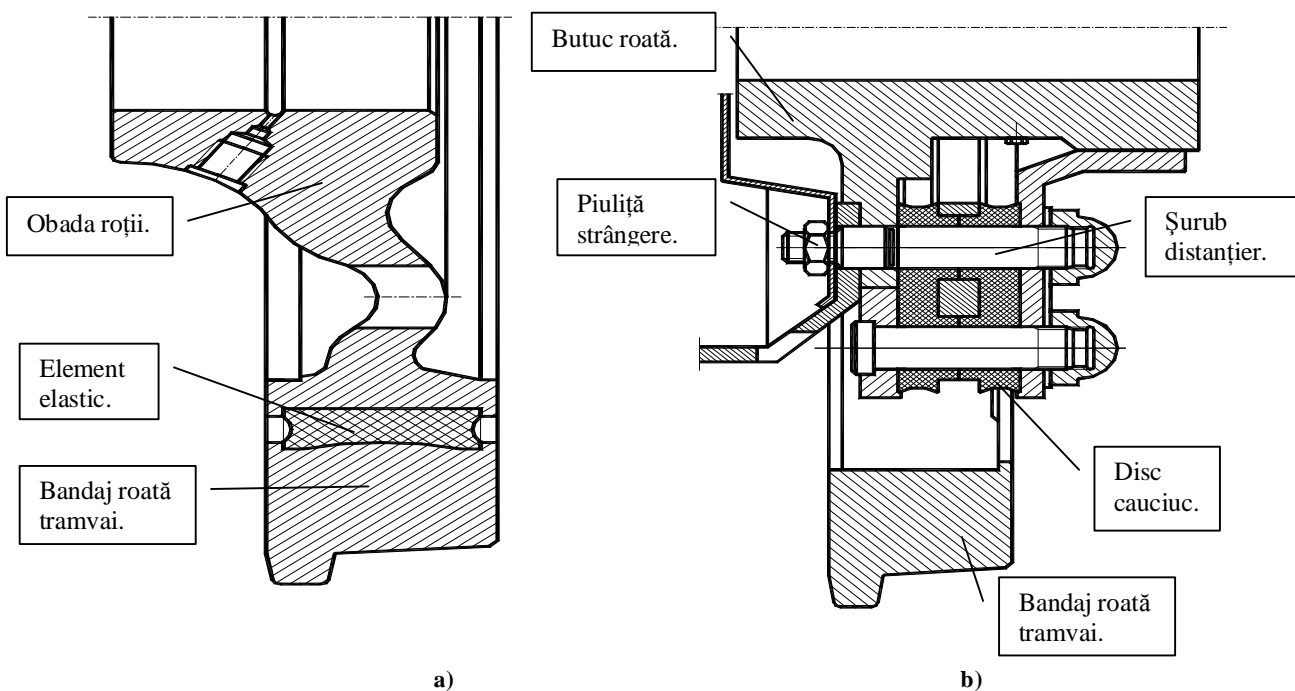


Fig. 1.25. a - secțiune ansamblul roată elastică tip Bochum, b - secțiune ansamblul roată elastică demontabilă cu discuri de cauciuc.

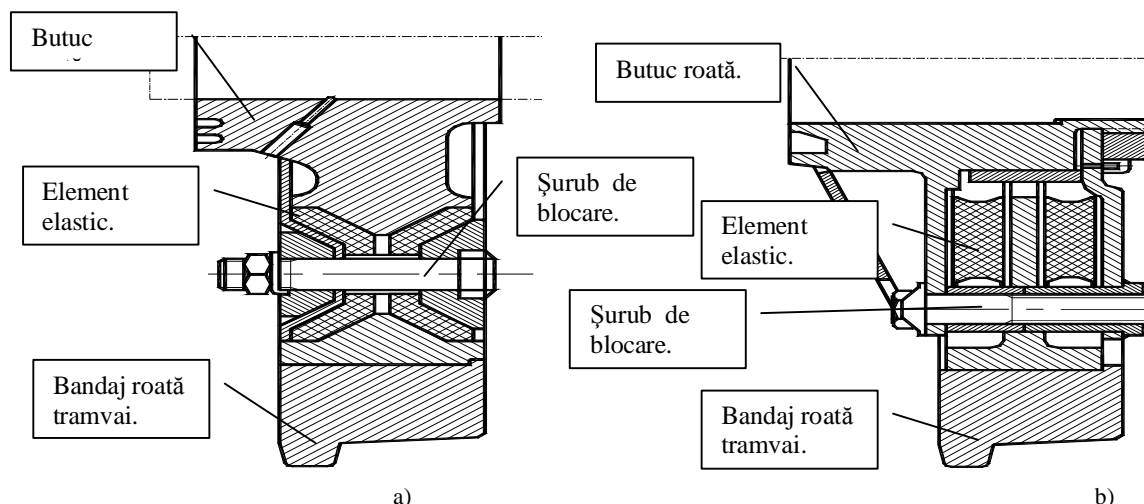


Fig.1.26. a - secțiune ansamblul roata elastică demontabilă, b - secțiune ansamblul roată elastică tip P.C.C.

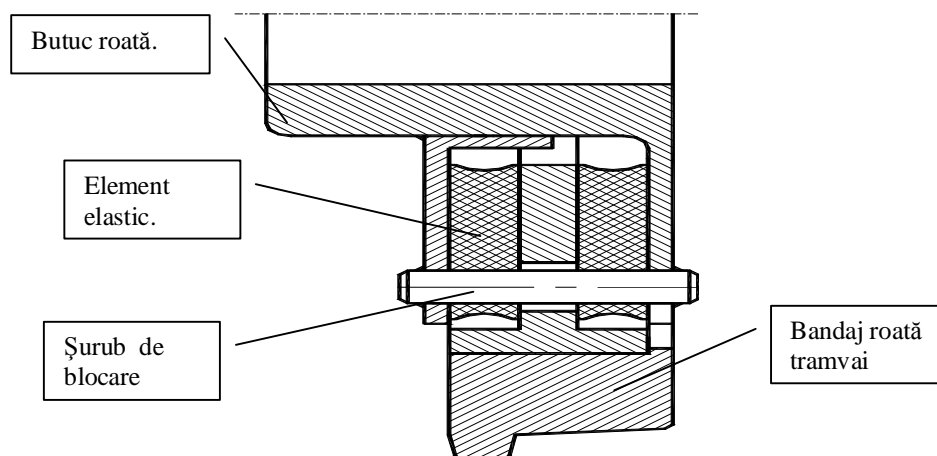


Fig. 1.27. Secțiune ansamblul roată elastică tip Klockner.

### 1.2.3. Materiale utilizate pentru roțile de tramvai

Bandajele sunt produse laminate din oțel special destinat bandajelor de roți ale aparatelor de rulare pentru vehicule de cale ferată. Notarea bandajelor se face indicându-se în ordine: denumirea produsului, starea prelucrării, diametrul exterior, diametrul interior, lățimea și codul de identificare după desenul de execuție separat printr-o linie oblică de marca a oțelului. Exemplu de notare conform [175]: Bandaj brut 710 x 535 x 110 – P227/OLC 60.

Forma, dimensiunile, masa, abaterile admise și caracteristicile mecanice vor fi conform cerințelor operatorilor de transport. Rezistența la șoc, execuția și aspectul bandajului se vor încadra în prevederile standardizate.

Bandajele de tramvaie se fabrică din oțel carbon elaborat în cuptor Siemens-Martin bazic, în cuptor electric sau prin alte procedee. Oțelul destinat laminării bandajelor de tramvaie trebuie să satisfacă, în mod obligatoriu, următoarele condiții din punct de vedere al compoziției chimice conform tabelului 1.2.

Tabel 1.2. Compoziția chimică a oțelului de bandaj.

P max. %	S max. %	(P + S) max. %
0,055	0,055	0,10

Conținutul în celelalte elemente din compoziția oțelului sunt reglementate prin norme tehnice standardizate conform [174]. Verificarea calității bandajelor brute se face pe loturi de către firma producătoare, care răspunde de calitatea produsului livrat. Bandajele se prezintă la verificare pe șarje și lot de tratament termic.

Se pot admite bandaje din mai multe șarje într-un singur lot, cu condiția ca diferența de conținut de carbon al diferitelor șarje să nu fie mai mare de 0,1 %. Condițiile de luare a probelor, analiză chimică, verificarea dimensiunilor, verificarea aspectului, încercarea la șoc, încercarea la tracțiune și stabilirea condițiilor de neacceptare se stabilesc prin norme tehnice standardizate conform [175].

Exemplu de caracteristici pentru bandaj laminat la roțile elastice ale tramvaiului: tratament termic și revenire, duritate 230 – 270 HB, rezistența la rupere 78 – 90 kgf/mm<sup>2</sup>, alungirea specifică: A5=8 – 14 %, condiții tehnice de calitate, reguli, metode pentru verificare, marcare și documente, respectiv garanții conform normelor tehnice standardizate conform [176]. Exemplu de varianta pentru materialul utilizat: B4( U.I.C. – 810 – 1).

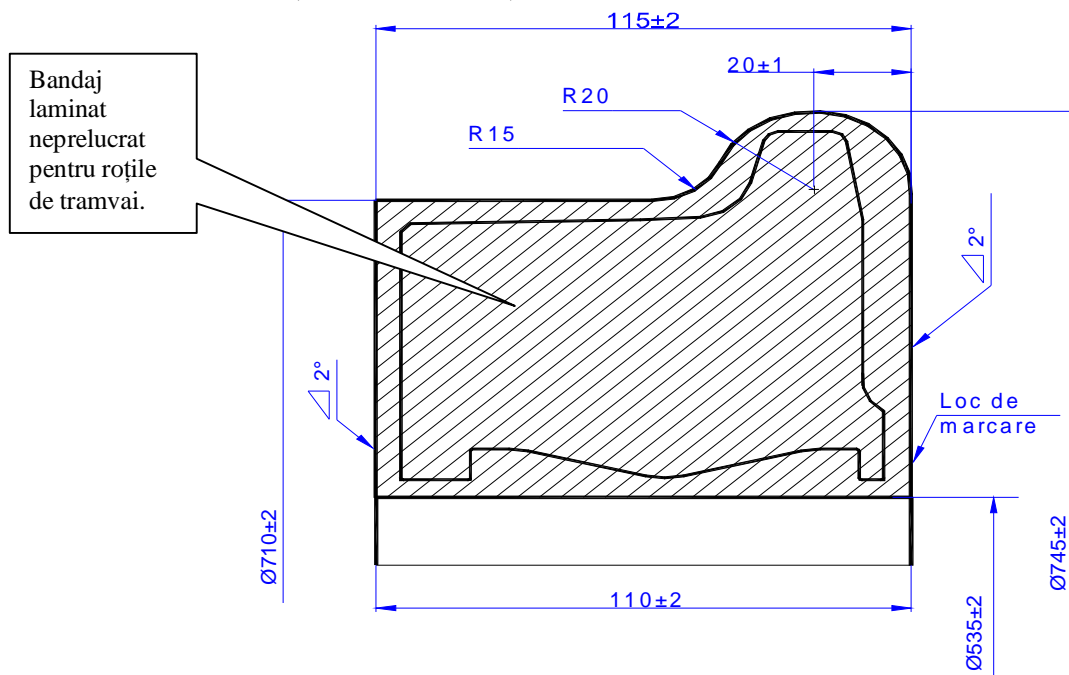


Fig. 1.28. Bandaj laminat pentru roțile de tramvai.



#### 1.2.4. Concluzii

a) La conducerea unui vehicul pe cale participă multe elemente ale aparatului de rulare. Rolul cel mai important însă îl au perechile de roți care asigură conducerea în curbe și aliniament lucru care conduce la următoarele aspecte:

- ∅ între roată și șină există frecare;
- ∅ discurile roților sunt rigide față de osie, din care cauză vitezele unghiulare ale celor două roți sunt întotdeauna egale;
- ∅ în limitele admisibile ale deplasării roților față de șină există o poziție pentru care raza aparținând contactului roată/șină (numit raza de rulare), este identică pe ambele părți, iar poziția astfel definită se numește **poziția mediană dinamică** a perechii de roți;
- ∅ la perechea de roți deplasată lateral din poziția mediană dinamică, razele de rulare se schimbă în așa fel încât de fiecare dată raza de rulare a roții care se îndepărtează față de linia mediană, este mai mare.

b) Scopul urmărit este ca în condițiile astfel definite, conducerea pe cale să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să asigure doar funcția de limitator de siguranță.

c) În cazul unor **roți cilindrice**, evident **nu se pot pune** următoarele condiții legate de conducerea în aliniament respectiv în curbă:

- ∅ în limitele admisibile ale deplasării roților față de șină există o poziție pentru care raza aparținând contactului roată-șină (numită rază de rulare), este identică pe ambele părți, iar poziția astfel definită se numește **poziția mediană dinamică** a perechii de roți;
- ∅ la perechea de roți deplasată lateral din poziția mediană dinamică, razele de rulare se schimbă în așa fel încât de fiecare dată raza de rulare a roții care se îndepărtează față de linia mediană, este mai mare;
- ∅ important este de remarcat că nici nu se poate impune scopul mai sus definit.

d) La **roțile conice**, poziția mediană dinamică a perechii de roți este identică cu poziția mediană geometrică când diametrul și geometria de profil ale ambelor roți, respectiv geometria de profil ale șinelor de pe ambele părți sunt identice între ele.

e) La tramvaiele de tip vechi (pe truc cu ampatamentul “2P” mare și cu suspensii prin arcuri în foi cu rigiditate longitudinală “c<sub>x</sub>” mare) nu s-a putut evita atingerea buzei bandaj de șină în curbe, o eventuală conicitate a profilului de bandaj neavând nici un efect. Este motivul pentru care **lucrări din perioada respectivă nu dau importanță profilării adecvate ale suprafețelor de rulare la bandaje și tratează înscrierea în curbe a roților ca o funcție a buzilor de bandaj.**

f) Trecerea de la linia supralărgită la linia cu ecartament normal, adică pierderea lărgirii se face pe o anumită lungime și după următoarele reguli:

- ∅ pierderea supralărgirii se face liniar, cu o variație de cel mult 5 mm/m;
- ∅ la curbele fără racordări, pierderea supralărgirii se face în aliniamentele vecine;
- ∅ la curbele cu racordări la capete, pierderea supralărgirii se face pe elementele vecine.

g) Din această cauză **nu se poate evita circulația vehiculului la viteze mai mari decât cea critică**, viteze la care se produce rularea instabilă a perechii de roți (**șerpuirea**).

h) Amplitudinea șerpuirii nu crește însă peste o anumită limită, iar această limită nu este definită neapărat de atingerea buzei bandajului de șină. Stabilizarea amplitudinii de șerpuire este determinată prin faptul că dispăre pe de o parte caracterul liniar al contactului roată-șină (profil de uzură, sau profil uzat), iar pe de altă parte se produce și o alunecare a roții pe șină. După acest moment, forțele ce acționează pe suprafața de contact roată-șină, nu mai cresc.

i) În timp ce **suprafața conică liniară** a bandajului asigură doar o creștere a razei de rulare la roata care se îndepărtează de poziția mediană dinamică, **profilul concav neliniar** conduce și la o ridicare a centrului de greutate a perechii de roți, ceea ce conduce la o revenire mai rapidă spre poziția neutră.

j) Calculul de uzură este dificil datorită complexității fenomenului și fiindcă, chiar la baza unor relații simple, aproximative, cu caracter de generalitate, se introduc coeficienți care trebuie determinați experimental pentru condițiile respective.

k) Procesul de frecare este însoțit de pierderi de energie și de uzare (desprinderi de material și modificarea stării inițiale a suprafețelor de contact). Mărimea uzurii poate fi exprimată în unități absolute (masă, volum, lungime) sau relative. Prin raportare la distanța parcursă sau la timpul de frecare, se obțin mărimile denumite **intensitatea uzării** (de ex. mg/km) și respectiv **viteza uzării** (de ex. mg/h). **Nu se poate determina o corelație între coeficientul de frecare și cantitatea de uzură.** Dintre cele patru tipuri de uzuri prin frecare (abrazivă, de adeziune, corozivă și prin oboseală) în cazul **contactului roată/șină întâlnim numai primele două dintre acestea.**

## 1.3. Șina ca element al suprastructurii liniei de rulare

### 1.3.1. Considerații generale.

Reparațiile căii de rulare și înlocuirea componentelor implică mari costuri pentru orice societate de cale ferată sau de transport urban pe șine. Trebuie luate în considerare și costurile adiționale generate de întârzieri și munca neplanificată. Întreținerea căii, astfel încât să se asigure o rulare cât mai lină, va reduce cerințele de întreținere a materialului rulant și va reduce în consecință avariile suplimentare ale șinelor și încrucișărilor. Uzura verticală și laterală a șinei, respectiv ciuperca șinei și punctele limită ale profilului conform [125] sunt prezentate în fig. 1.29 și 1.30.

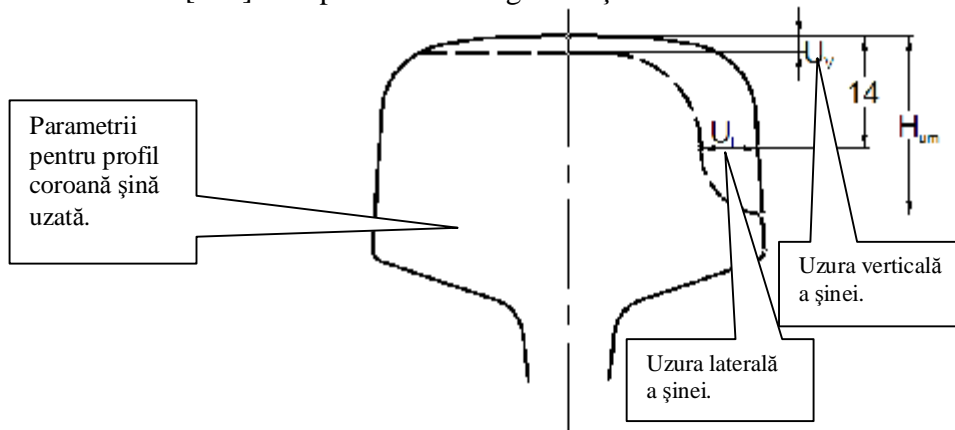


Fig. 1.29. Uzura verticală și laterală a șinei.

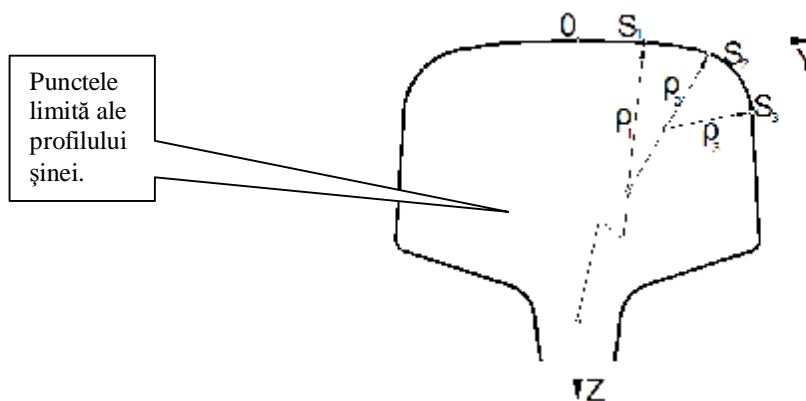


Fig. 1.30. Ciuperca șinei și punctele limită ale profilului.

Durata de funcționare a căii, înainte de a necesita reparații, poate varia de la câteva luni la mai mulți ani, în funcție de tipul traficului. Trebuie ținut seama de faptul că uzura șinei începe imediat după darea în folosință, indiferent de tipul traficului. Zgomotul obișnuit al îmbinărilor șinelor auzit de pasageri în timpul călătoriei este manifestarea sonoră a capetelor de șină deformându-se. Un fenomen similar are loc la trecerea peste încrucișări.

Pe plan mondial, șinele sunt proiectate astfel încât să confere o duritate și o rezistență la uzură corespunzătoare. La liniile de tramvai conform [174] se utilizează șina cu jgheab (cu canal) care are un profil special ce permite înglobarea ei în carosabil, pentru a nu îngreuna circulația rutieră. Șina de tramvai are o aripă laterală, care ține loc de contrașină, ceea ce se poate realiza prin laminare cu restul profilului șinei sau se poate atașa prin sudare. Șinele de tramvai au fost și sunt alcătuite din profile mai robuste decât șinele de cale ferată conform [176].

Aceasta se justifică datorită rolului de longrine (suport), fiind așezate direct pe fundația drumului și suportă eforturile rezultate din variațiile de temperatură, ele nefiind prevăzute, în majoritatea cazurilor, cu rosturi de dilatare. De asemenea, încărcările se transmit excentric pe șină, solicitându-se



inima șinei și la încovoiere în sens transversal. Între șinele de tramvai cu canal sunt intercalate șine de cale ferată. Pe de altă parte, toate aparatele de cale: inimi, macaze, ace, contraace, etc, sunt confecționate din șine de cale ferată. Din acest motiv, se va face referire în continuare și la caracteristicile șinelor de C.F.

### 1.3.2. Simbolizarea și marcarea șinelor

Conform normelor tehnice de standardizare [175] șinele de tramvai se simbolizează: ” Șină de tramvai de tipul Tv -60- C- norma tehnică standardizată care o reglementează”. Litera C indică faptul că șina este executată din oțel carbon, iar cifrele “60” greutatea șinei pe fiecare metru liniar. Analog, “Șină de tramvai de tipul Tv- 65- M- standardizat ” înseamnă o șină de tramvai cu greutatea de 65 kg / m liniar executată din oțel slab aliat cu Mn.(litera M). Sau: “ Șine grele de cale ferată de tip 40—standardizat”.

În Țările din Europa de vest, șinele corespund normelor UIC 860-866, în afara de oțelul AM (austenitic-manganos). Toate aceste simbolizări se întâlnesc la marcarea șinelor, marcajul amplasându-se pe părțile frontale ale șinei, la racordarea capului cu inima. De asemenea, prin laminare la cald, se marchează pe inima șinei, pe una din fețe: marca de firmă a producătorului, anul și luna fabricației, tipul șinei. Toate aceste marcaje ajută la identificarea șinelor. Liniile de tramvai pot fi de proveniență, austriacă (LINZ-DONAVITZ), poloneză, belgiană, rusească, etc. Există tipuri de șine a căror greutate diferă de cea standardizată în România, (de exemplu, șina poloneză are 62 kg./m liniar). Conform [176] diferitele autorități feroviare precizează diverse specificații referitoare la încărcătura pe osie, frecvența traficului, viteza medie de rulare, etc. În funcție de aceste aspecte concrete, se alege calitatea șinei corespunzătoare.

**Forma șinei de tramvai** indigenă în secțiune și dimensiunile geometrice ale acesteia, sunt în conformitate cu STAS 11395-80. Forma și dimensiunile șinei de cale ferată de tip 49 sunt conform STAS 2953-80. Șinele de tramvai se laminează din oțel carbon sau slab aliat cu Mn . În tabelul 1.3. sunt prezentate **compozițiile chimice** ale materialelor șinelor de tramvai conform [179].

Tabel 1.3. Compoziția chimică a șinei de tramvai.

MATERIAL ȘINĂ	COMPOZIȚIA CHIMICĂ,%				
	C	Mn	Si	S <sub>maxim</sub>	P <sub>maxim</sub>
Oțel C	0,4—0,55	1,2—1,6	0,15-0,35	0,04	0,04
Oțel Mn	0,67—0,8	0,7—1,0	0,13-0,28	0,04	0,04

Există șine, de exemplu cele rusești, care conțin mai mult de 0,8%C, fapt admis de standardul producătorului. Din punct de vedere al caracteristicilor mecanice, se precizează faptul că rezistența minimă la rupere la tracțiune este  $R_{m\ min} \geq 780$  [ N/mm<sup>2</sup> ]. Lungimea șinelor livrate este în general de 12,5 [ ml ], 18 [ ml ] sau chiar de dimensiuni foarte mari dar se acceptă și șine cu lungimea de minim 6 [ m ] în multiplii de 0,5 [ m ], la înțelegere între beneficiar și producător.

Tabel 1.4. Compoziția chimică a diverselor tipuri de șine de cale ferată.

MATERIAL ȘINĂ	COMPOZIȚIA CHIMICĂ [ % ]					
	C	Mn	Si	P <sub>max</sub>	S <sub>max</sub>	alte elemente
OS 70	0,4...0,55	0,8...1,2	0,05...0,35	0,05	0,05	--
OS 90A	0,6...0,8	0,8...1,3	0,1...0,5	0,04	0,04	--
OS 90B	0,55...0,75	1,,3...1,7	0,1...0,5	0,04	0,04	--
BV-800	0,5...0,65	0,8...1,2	0,15...0,50	0,05	0,05	--
BV-900A	0,6...0,8	0,8...1,25	0,1...0,5	0,03	0,03	--
BV-900B	0,55...0,75	1,3...1,7	0,1...0,5	0,03	0,03	--
BV1100	0,6...0,82	0,8...1,3	0,35...0,9	0,03	0,03	Cr 0,8..1,3
AM steel	0,9...1,3	11...14	0,4	0,03	0,03	--

În tabelul 1.4. se prezintă compoziția chimică a diverselor tipuri de șine de cale ferată din țară conform [176], [175] și cele folosite în Europa de Vest, (conform normelor UIC 860-866).

Lungimea șinelor de cale ferată începe de la 15 [ ml ] iar valoarea maximă poate să depășească 60 [ ml ]. După cum se poate observa, cea mai mare parte a șinelor sunt confecționate din oțel carbon slab aliat cu Mn, tipul de șină fiind ales de către beneficiar în funcție de exigențele anticipate.

Încrucișările sunt subiectul unei uzuri mai mari decât orice altă componentă a liniei cale. Acestea se confecționează în prezent, în general, din oțel pentru șine CF însă, în țările din Europa de Vest și din America de Nord se tinde spre utilizarea în exclusivitate a oțelului manganos austenitic pentru încrucișări, datorită rezistenței superioare la impact și la uzură în general. Totuși și aceste materiale se uzează și prin urmare, necesită reparații și întreținere prin sudare.

**Tendențe privind elaborarea șinelor de tramvai pe plan mondial**, se bazează pe cercetări intense pentru elaborarea de șine și de bandaje din oțeluri slab aliate de tip Carbon (C) – Crom (Cr) – Mangan (Mn) cu adaosuri de pământuri rare (P.R.). De exemplu, patentul 436772 USA prezintă o compoziție chimică conform cu cea din tabelul 1.5. În același tabel se prezintă compoziția chimică a oțelului de șină elaborat în 1993 după brevet 969776 în CSI.

**Tabel 1.5.** Tendențe pe plan mondial al compoziției chimice a diverselor tipuri de șine de tramvai.

COMPOZIȚIA CHIMICĂ %										
	C	Mn	Cr	Si	Ni	S <sub>max</sub>	P <sub>max</sub>	V	Al	P.R
USA	0,4... 0,64	0,6 ... 1,1	0,3... 0,6	max. 0,45	max. 0,5	0,04	0,04	--	--	--
CSI	0,7... 1,0	0,7 ... 0,95	0,5... 0,9	0,2 ... 0,4	--	0,05	0,05	0,01. . 0,2	0,01. . 0,05	0,01.. 0,04

Atât elementele de aliere cât și microelementele introduse conferă o mare durabilitate la uzare abrazivă, la uzare cauzată de frecarea metal-metal și o durabilitate de contact ridicată. Introducerea acestor materiale noi vor conduce implicit la adaptarea și specializarea tehnologiilor de încărcare prin sudare. Câteva dintre caracteristicile mecanice ale șinelor menționate sunt prezentate în tabelul 1.6.

**Tabel 1.6.** Caracteristici mecanice ale șinelor de tramvai.

CARACTERISTICA	TIPUL ȘINEI									
	TV-60	TV-65	OS70	OS90	bv1100	bv800	bv900	bv700	A	M
Rezistența la rupere tracțiune, <b>R<sub>m</sub></b> , [ N/mm <sup>2</sup> ]	>780	>780	680... 830	880.. 1030	>1080	>780	880.. 1030	680.. 830	>670	
Alungirea la rupere <b>A<sub>5min</sub></b> , [ % ]	15	15	14	10	9,5	16	10	15	18	

### 1.3.3. Profile geometrice ale șinei montate în calea de rulare. Parametrii geometrici

Conform [10] parametrii geometrici ai șinei utilizate la construcția liniei ferate trebuie să țină cont de următoarele aspecte conform [176]:

**1. Defectele de suprafață** – ondularea la vârful capului de șină declanșează acțiunea dinamică verticală a cuplului roată / șină, rezultând creșterea în intensitate a zgomotului, vibrațiilor și a impactului forțelor verticale. În practicile moderne prelucrarea în controlul defectelor de suprafață este frecvent combinată cu rectificarea profilului.

**2. Defectele de oboseală** – controlul și întreținerea formei secțiunii transversale a capului șinei, proces cunoscut sub denumirea de **“rectificare a profilului”** au fost practicate pentru eliminarea defectelor de oboseală cum este cojirea zonei de contact a suprafeței de rulare.

Rectificarea profilului duce la diminuarea tensiunilor ridicate de contact care se produc în zona de racordare și în mod special în cazul profilelor cu rază mică de racordare.

Tensiunile mari pot induce aspecte de oboseală, inclusiv fisurarea sau chiar despicarea. Prelucrarea va deplasa contactul roată-șină din acest colț spre centrul capului șinei.

În curbele cu rază mică poate apare un al doilea punct de contact între flanșa roții și ecartamentul șinei, generând astfel două puncte de contact între roată și șină.

**3. Scufundarea** – scufundarea locului de contact roată-șină reduce tensiunile de contact și poate duce la o diminuare atât a despicării suprafeței la oboseală cât și a cojirii acesteia.

Rectificarea profilului prin prelucrare a ecartamentului de curbura înlătură apariția suprafeței deteriorate la oboseală a șinei din oțel, reamplasând punctul de maximă tensiune a șinei, înainte ca deteriorarea la oboseală să poată declanșa un defect de avarie.

Acest lucru este important în special pentru ecartamentele lubrefiate sau pentru șinele din oțel premium (duritate ridicată) la care coeficientul de uzură este substanțial redus.

Cercetările recente arată că trecerea de la un punct la două puncte de contact poate duce la deteriorarea performanței de curbare a boghiului, cu o creștere corespunzătoare a forțelor de flanșare a cuplului roată-șină. Aceasta poate mări uzura ecartamentului, dacă nu se iau alte măsuri.

De aceea rectificarea de profil prin copiere a ecartamentului de curbura ar trebui folosit cu prioritate în zonele în care oboseala și nu uzura este factorul dominant al avariei.

**4. Controlul uzurii șinei** – ținând cont de diferența de raze a roților datorată conicității ecartamentului, boghiul poate fi indus pentru a vira singur de-a lungul curburii în mod ideal fără contact cu flanșă.

Cercetări recente arată că o astfel de îmbunătățire a curburilor poate fi obținută prin folosirea unui contact punctual corespunzător între roată și ecartamentul curburii șinei.

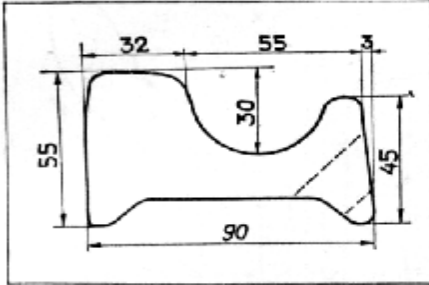
Se acceptă ideea că nici un profil simplu prelucrat nu poate rezolva toate problemele majore din domeniul șinei.

**În concluzie este necesar a se defini problema sau categoria de probleme care să fie analizate înainte de a fi selectat un profil prelucrat.**

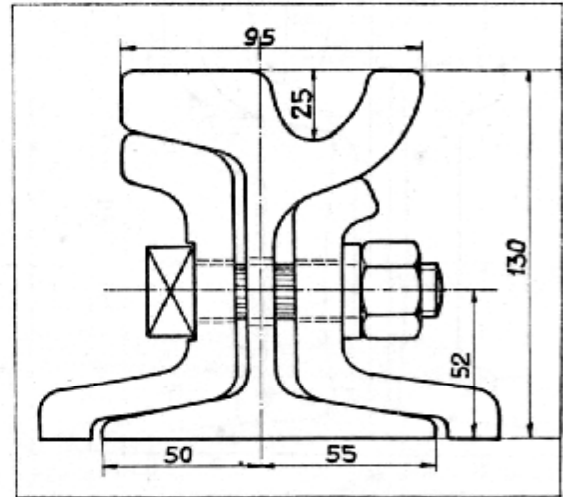
La mijlocul secolului XVIII conform [92] sistemul de suprastructura a tramvaiului cu cai era foarte simplu. Drept șine se întrebuițau fierul fasonat de o greutate de aproximativ 23 Kg/metru liniar cu o lățime de 30,5 mm, egală cu lățimea traversei longitudinale pe care se sprijină. Șina la partea superioară avea un jgheab în care intră buza bandajului.

Mai exista conform [17] șina sistem Vignole având 16 kg/metru liniar. Șinele erau legate între ele prin bare de ecartament.

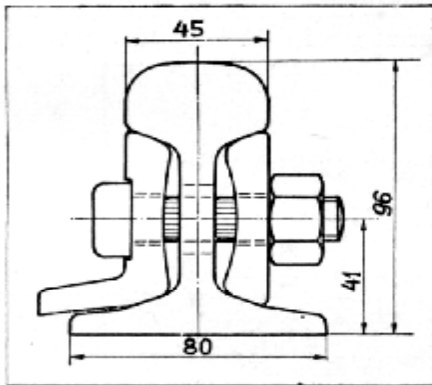
Tipuri de șine de tramvai utilizate la transportul public de persoane sunt prezentate în fig. 1.31. și 1.32. Sistemele de prindere a șinei nu rezolvau problemele legate de mediu și nu și-au propus să abordeze un mod unitar de tratare a zgomotului și vibrațiilor provocat de ansamblul roată-șină.



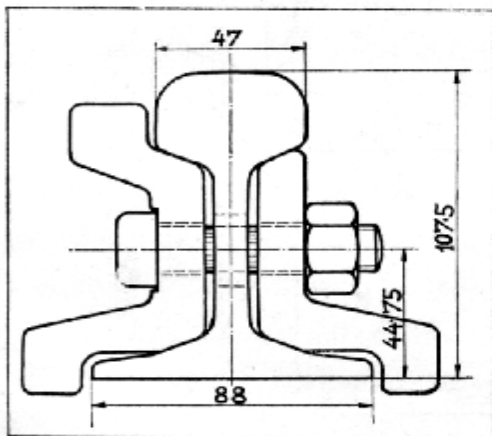
Profilul șinei din fier, întrebuințată la tramvaiul cu cai.



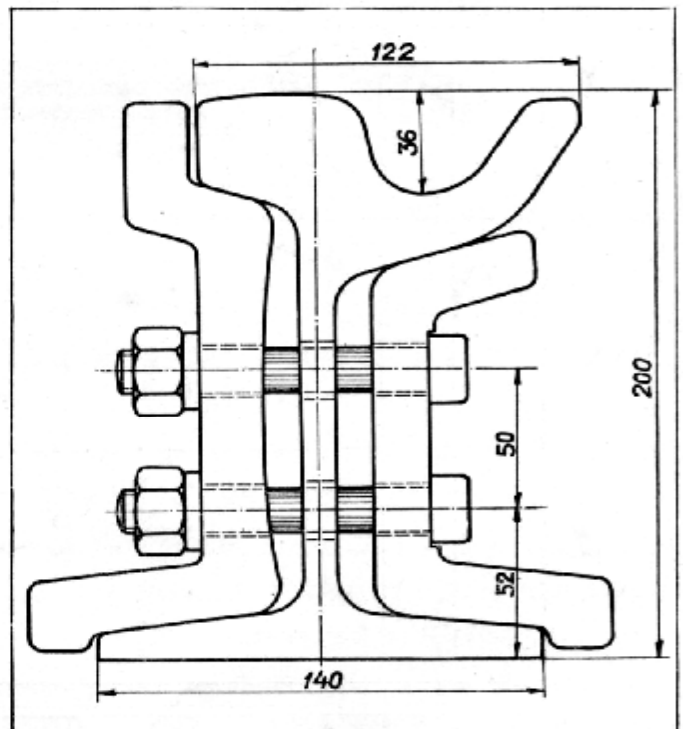
Șină cu canal profil 33,6 kg./m.



Șină Vignol profil 20 kg./m.



Șină Vignol profil 23,6 kg./m.

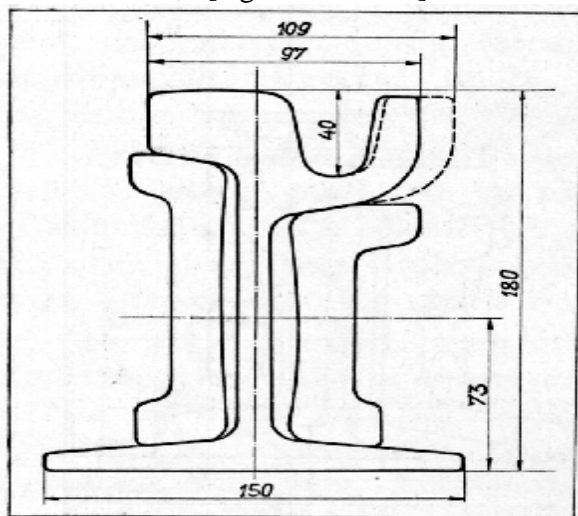


Șină cu canal profil 59,2 kg./m.

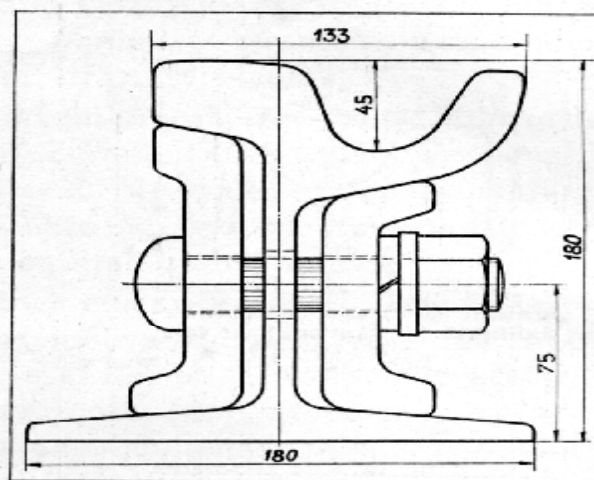
Fig 1.31. Tipuri de șine de tramvai utilizate la începutul transportului urban.



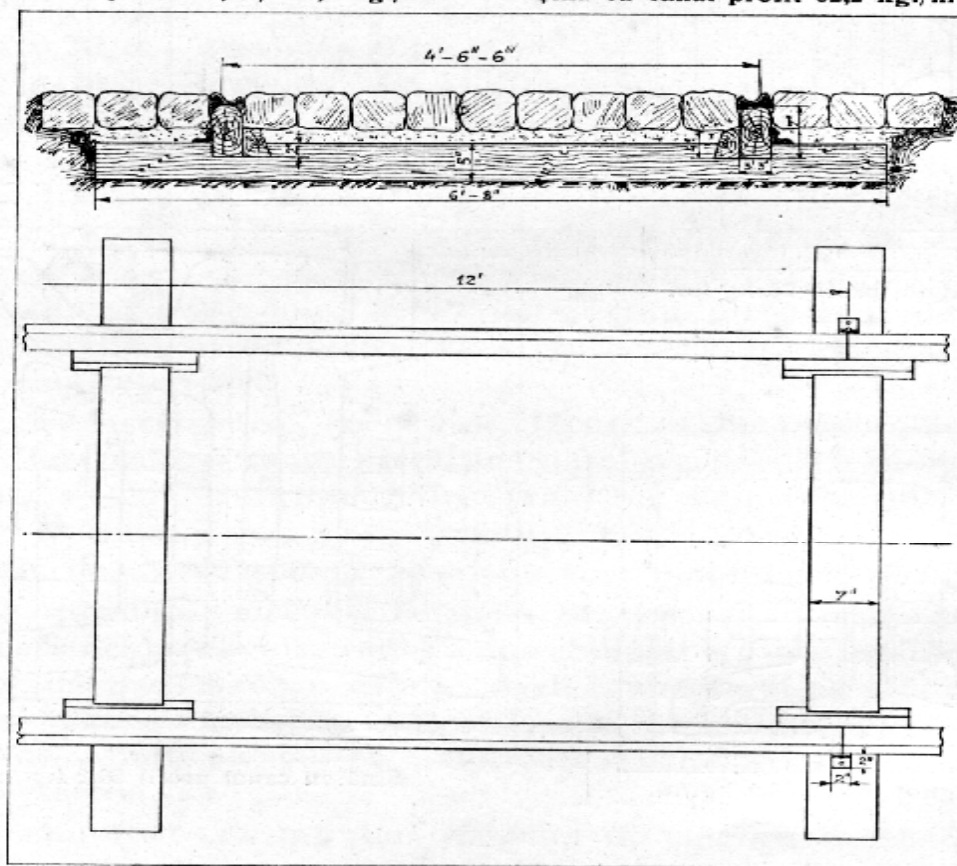
Ulterior a fost utilizată șina cu canal de 33,6 kg/metru liniar, respectiv șina Vignole având 20 [ kg/metru liniar ]. În anul 1915 conform [17] a fost introdus sistemul de șine cu canal având greutatea de 59,2 [ kg/metru liniar ] sistem care a înlocuit șinele cu greutatea de 20 kg/metru liniar.



Șină cu canal profil 51,2 și 54,4 kg./m.



Șină cu canal profil 62,2 kg./m. (180/180)



Suprastructura liniei tramvaiului cu cai.

Fig. 1.32. Tipuri de șine de tramvai utilizate.

În jurul anului 1918 șina Vignole de 20 [ kg/metru liniar ] a fost înlocuită de șina Vignole de 23,6 [ kg/metru liniar ]. În jurul anului 1922 conform [92] s-a introdus un nou tip de șină cu canal și anume șina N.P. 102 cu o greutate de 51,2 [ kg/metru liniar ] și N.P.102 / A cu o greutate de 54,4 [ kg/metru liniar ].

Tipuri de șină utilizate pentru construcția căilor de tramvai după anul 1950 sunt prezentate în fig. 1.33., 1.34., 1.35., 1.36., 1.37.

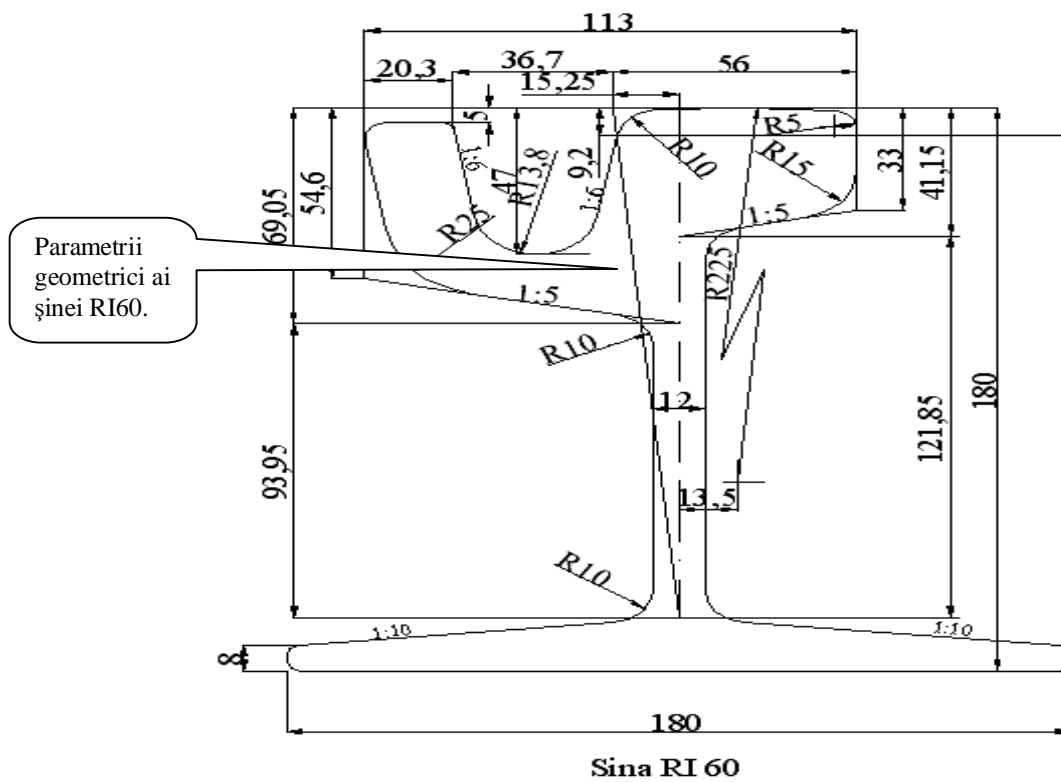


Fig. 1.33. Tipuri de șine de tramvai utilizate – RI 60.

Șina de tip RI 60 conform [17] a fost utilizată la modernizarea infrastructurii din Municipiul Timișoara.

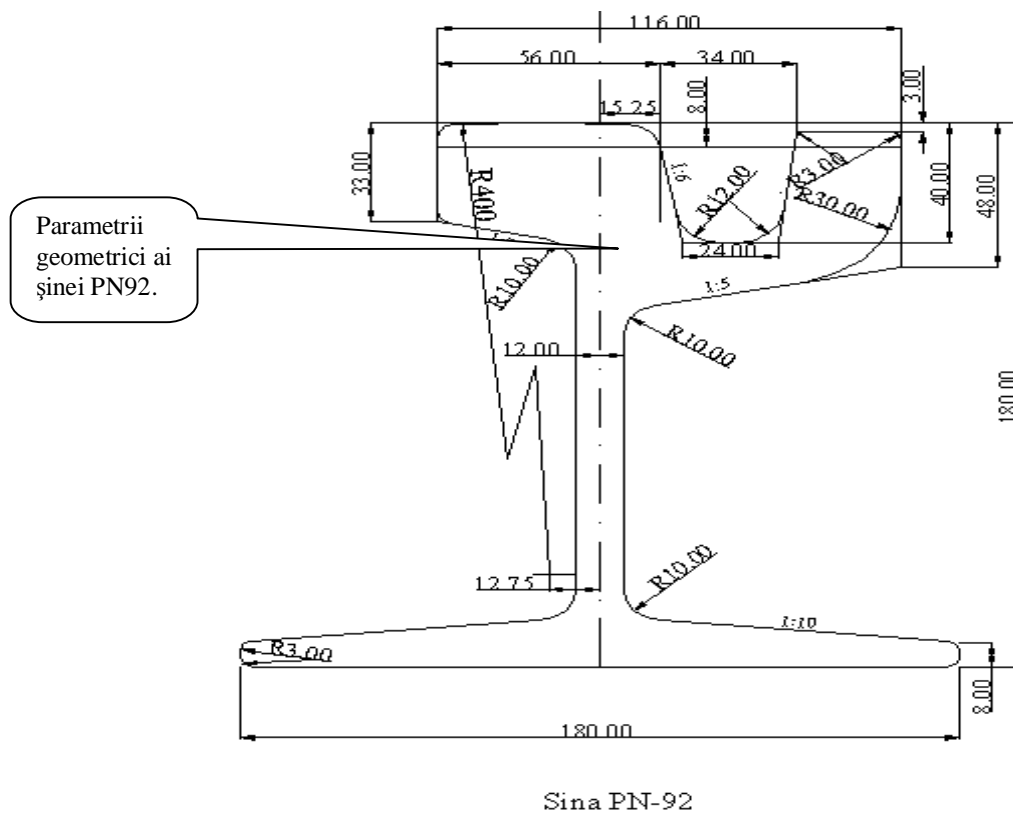


Fig. 1.34. Tipuri de șine de tramvai utilizate – PN 92.

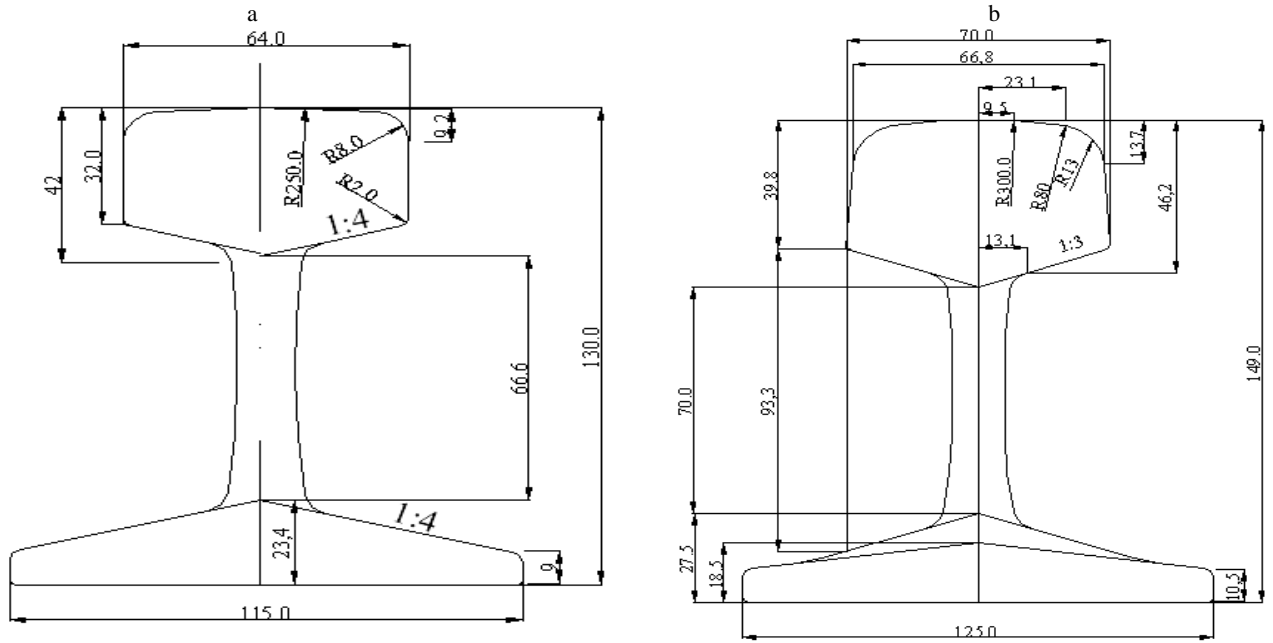


Fig. 1.35. Tipuri de șine de tramvai utilizate: a - Șină tip CF 40, b - Șină tip CF 49.

În fig. 1.36. și fig. 1.37. sunt prezentate tipuri de șine de tramvai utilizate: șina de tip UIC 60 cu masa teoretică de [ 60,34 kg/m ], având aria secțiunii transversale 76.86 [ cm<sup>2</sup> ], momentul de inerție în raport cu axa neutră x-x, 3055 [ cm<sup>4</sup> ], momentul de inerție în raport cu axa verticală y-y, 512,9 [ cm<sup>4</sup> ], respectiv șina de tip 35G.

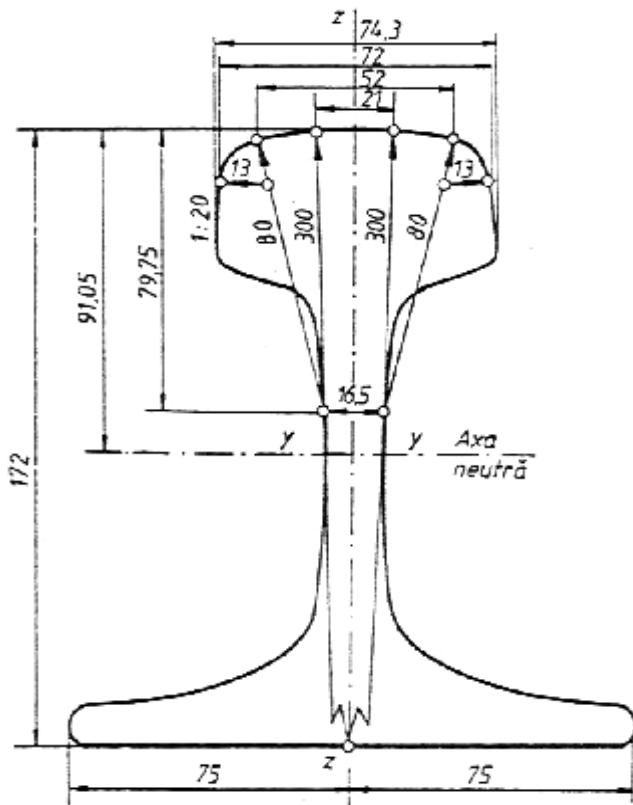


Fig. 1.36. Tipuri de șine de tramvai utilizate: șina de tip UIC 60.

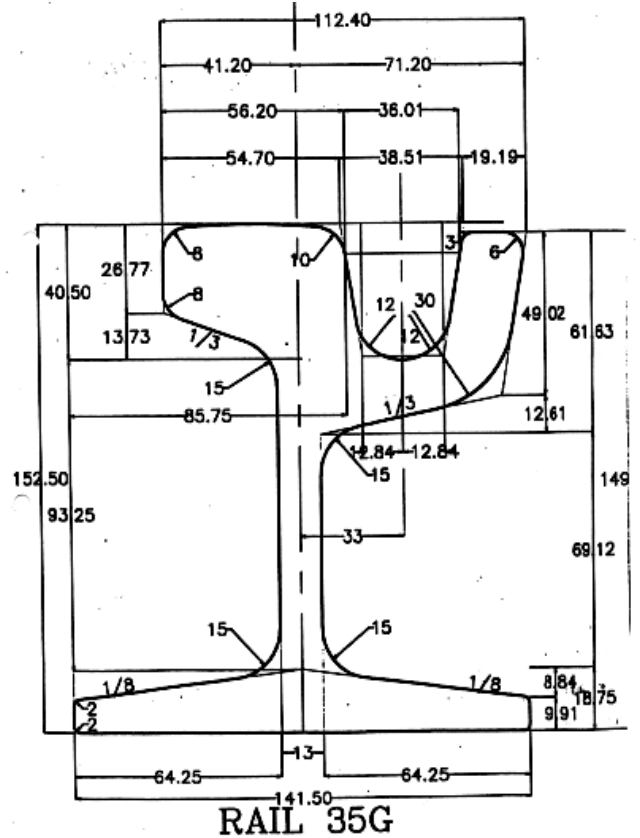


Fig. 1.37. Tipuri de șine de tramvai utilizate: șina de tip 35G.

Tipuri de șine cu canal, mai des uzitate la căile construite în carosabilul străzilor, peste care circulă și vehiculele rutiere inclusiv cele de producție indigenă sunt: șine cu canal Ri59 – Germania, șine cu canal Tv60 și Tv65 – România, șine cu canal 180S – Polonia, șine cu canal 180P – Polonia, șine cu canal Tv60 – Rusia, șine cu canal Tv 65 – Rusia. Conform [17] caracteristici de calcul funcție de tipul șinei și țara producătoare sunt prezentate în tabelul 1.7.

Tabel 1.7. Caracteristici de calcul funcție de tipul de șine de tramvai.

Tipul Șinei	G Kg/m <sup>2</sup>	F Cm <sup>2</sup>	Modulul de rezistență W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>		Momentul de inerție I cm <sup>4</sup>		Țara
			Cap	talpă	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	
Ri59	58,96	75,1	372,6	351,8	3257	781	Germania
Tv60	60,14	76,7	387,9	-	3549	-	CSI
Tv65	64,8	82,5	395,5	-	3835	-	CSI
Tn55	55,9	70,6	289,8	-	2416,9	-	CSI
Tn60	59,97	76,4	296,7	-	2617	-	CSI
180S	62,4	79,5	362	-	3514	1026	Polonia
180P	64,5	82,2	370	-	3640	1069	Polonia

Conform [17] caracteristicile de calcul ale șinelor sunt prezentate în tabelul 1.8.

Tabel 1.8. Caracteristici de calcul pentru șinele de tramvai.

Tipul Șinei	G Kg/m <sup>2</sup>	F Cm <sup>2</sup>	Modulul de rezistență W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>		Momentul de inerție I cm <sup>4</sup>		Țara
			cap	talpă	I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	
40	40	50,955	172,09	180,22	1144,4	184	România
49	49,43	62,97	240,3	248,2	1819	320	România
S41	40,95	52,2	196,0	200,5	1368	260	Germania
S49	49,43	63,0	240,2	248,2	1819	320	Germania
P43	44,65	57,0	208	-	1489	-	CSI
P50	51,63	65,9	248	-	2018	-	CSI

O creștere a rezistenței în exploatare a șinelor conform [17] se asigură prin tratamentul termic al acestora și anume călire în profunzime sau superficială folosind cureni de înaltă frecvență. Suprafața de rulare este mult mai rezistentă la uzură, reducând în același timp și posibilitatea formării uzurii ondulatorii, mai ales la așezarea șinelor pe plăci din beton cu rigiditate mare. În acest sens se folosește procedeul HSH (procedeu de înaltă durificare), de către firma VOESTEALPINE din Donawitz Austria.

Repartizarea valorică a durezzații ciupercii pentru șinele HSH și șinele din oțel S700 și S900A pecum și rezistența lor sunt standardizate de firma producătoare. În acest sens durezzația de pe suprafața de rulare a ciupercii atinge valori de 366-377 [ HB ], iar rezistența la rupere de 1328 [ N/mm<sup>2</sup> ].

La baza metalurgică a tehnologiei HSH stă oțelul de calitate S900A, iar datorită răcirii accelerate a ciupercii, într-o baie sintetică, la finalul procesului de laminare, se obține o microstructură de perlită lamelară fină, care posedă o rezistență între:1170.-.1350 [ N / mm<sup>2</sup> ].Pentru calea de tramvai, firma produce două sorturi calitative: șinele HSH - L care se pot încălca prin sudură respectiv șinele HSH ultra dure nereparabile care funcționează pe principiul folosește și aruncă. Repartizarea durezzații la șinele HSH este standardizată.



## 1.4. Sisteme de prindere a șinelor. Elasticitatea verticală și transversală a sistemului de prindere

### 1.4.1. Elasticitatea verticală a sistemului de prindere

Schema de acționare a forțelor sistemului de fixare elastică, conform [17] asupra tălpii șinei, este prezentată în fig. 1.38.

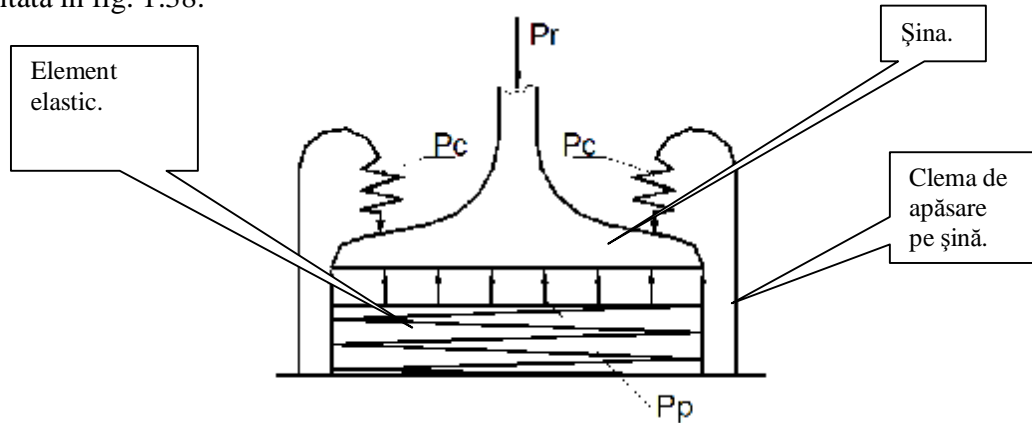


Fig. 1.38. Schema de acționare a forțelor la prindere elastică directă.

Așa cum se vede din fig. 1.38. și fig. 1.39., în procesul de asamblare a sistemului de fixare, ca urmare a forței de apăsare a clemei  $P_c$ , placa elastică și clema primesc deformația de montaj  $Y_{oc}$  și  $Y_{op}$ .

La trecerea roților, apare în secțiune, forța lor de apăsare  $P_r$ , care procoacă în continuare comprimarea plăcii de cauciuc cu mărimea  $D Z_p$  și micșorarea cu aceeași mărime a deformației clemei.

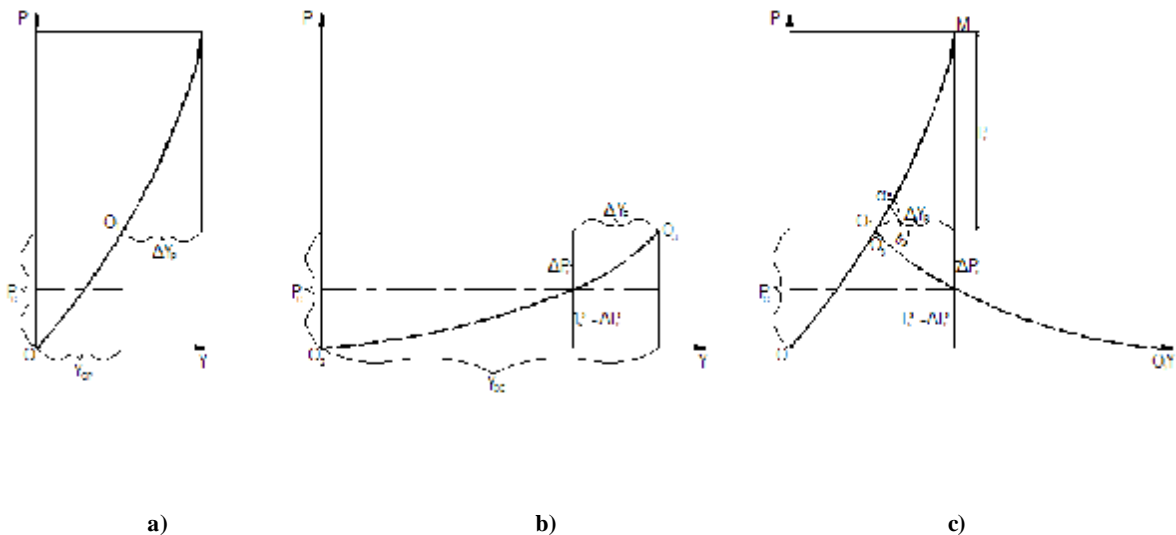


Fig. 1.39. Dependența dintre forță și deformare.

În figura 1.39 la punctul c, conform [17] este prezentată rezultanta suprapunerii celor două caracteristici de la punctele a) și b), care, este făcută astfel încât punctul  $O_3$  (punctul b), să se suprapună cu punctul  $O_1$  (punctul a). Curba  $O_3O_2$  în noua poziție, arată scăderea apăsării clemei,

$$P_c = P_{oc} - \Delta P_c, \quad (1.4.)$$

pe măsura deformării plăcii elastice, cu mărimea  $\Delta Y_p$ . În acest caz, presiunea pe placă  $P_p$ , se determină din expresia:

$$P_p = P_{oc} - \Delta P_c + P_r \quad (1.5.)$$

unde:

$DP_c$  – scăderea presiunii pe clemă, ca urmare a deformării suplimentare  $DY_p$ , a plăcii.

În concluzie, la trecerea roților peste locul de fixare, deformațiile plăcii elastice sunt determinate de porțiunea  $O_1M$  a curbei, iar deformația clemelor are porțiunea  $O_1E$ .

Pentru calculele practice, porțiunile de curbe, se pot liniariza, atunci valorile absolute ale tangențelor unghiurilor  $a$  și  $b$ , vor reprezenta valorile de calcul ale rigidităților  $C_p$  și a două cleme  $C_c$ . La valori constante ale lui  $C_p$  și  $C_c$ , rigiditatea nodului de prindere  $C_n$ , se determină prin relația:

$$C_n = C_p + C_c \quad (1.6.)$$

Prin urmare, conform [17] clemele participă la formarea caracteristicilor elastice ale căii. Pe lângă acestea, sistemul de prindere trebuie să asigure o forță suficientă de apăsare a șinei, încât aceasta să nu se poată deplasa, la acționarea forței de deplasare longitudinală, sub acțiunea roții.

De asemenea, pentru funcționarea sigură a sistemului de prindere, trebuie să se păstreze un anumit nivel de scădere al forței de apăsare în elementele acestuia. Mărimea scăderii apăsării de montaj determină, într-o mare măsură, starea de strângere-deformare a nodului de prindere și funcționarea acestuia.

Cu cât este mai mare scăderea apăsării, cu atât este mai complicată funcționarea și mai pronunțată defectarea pieselor sistemului, mai ales a plăcuțelor de cauciuc și a clemelor elastice. Prin urmare, apăsarea clemei nu trebuie să fie sub o valoare minimă  $P_{cmin}$ , iar scăderea apăsării de montaj trebuie să fie cât mai mică posibil. În cazul când se amplasează plăci elastice și sub placa de bază, sistemul de prindere se consideră compus din două sisteme elastice, înseriate prezentate în fig. 1.40 și deci, rigiditatea totală va fi:

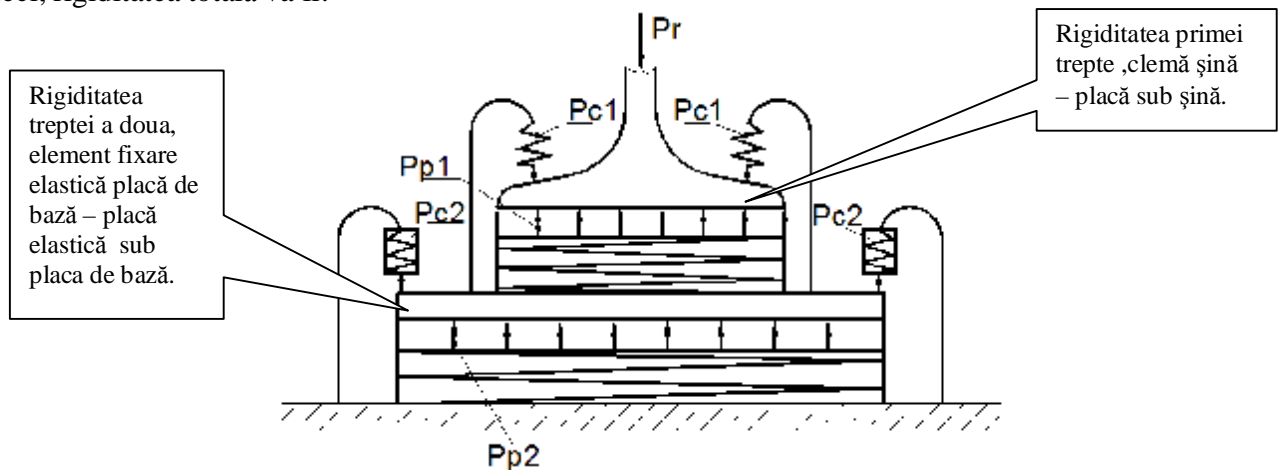


Figura 1.40. Forțele ce acționează la prinderea elastică indirectă.

$$C_t = C_1 * C_2 / C_1 + C_2 \quad (1.7.)$$

unde:  $C_1$  – rigiditatea primei trepte: clemă și șină-placă sub șină;

$C_2$  – rigiditatea trepteii a doua: element fixare elastică placă de bază-placă elastică sub placa de bază.

### 1.4.2. Elasticitatea transversală a sistemului de prindere

Sub acțiunea forței transversale  $Z$  de la roată, conform [17] aplicată capului șinei firului de cale, asupra sistemului de prindere, pe lângă forța orizontală de reacție  $Q_z$ , mai acționează și un moment  $M_x$  de răsucire al șinei, conform fig. 1.41., care împreună determină împingerea laterală a șinei.

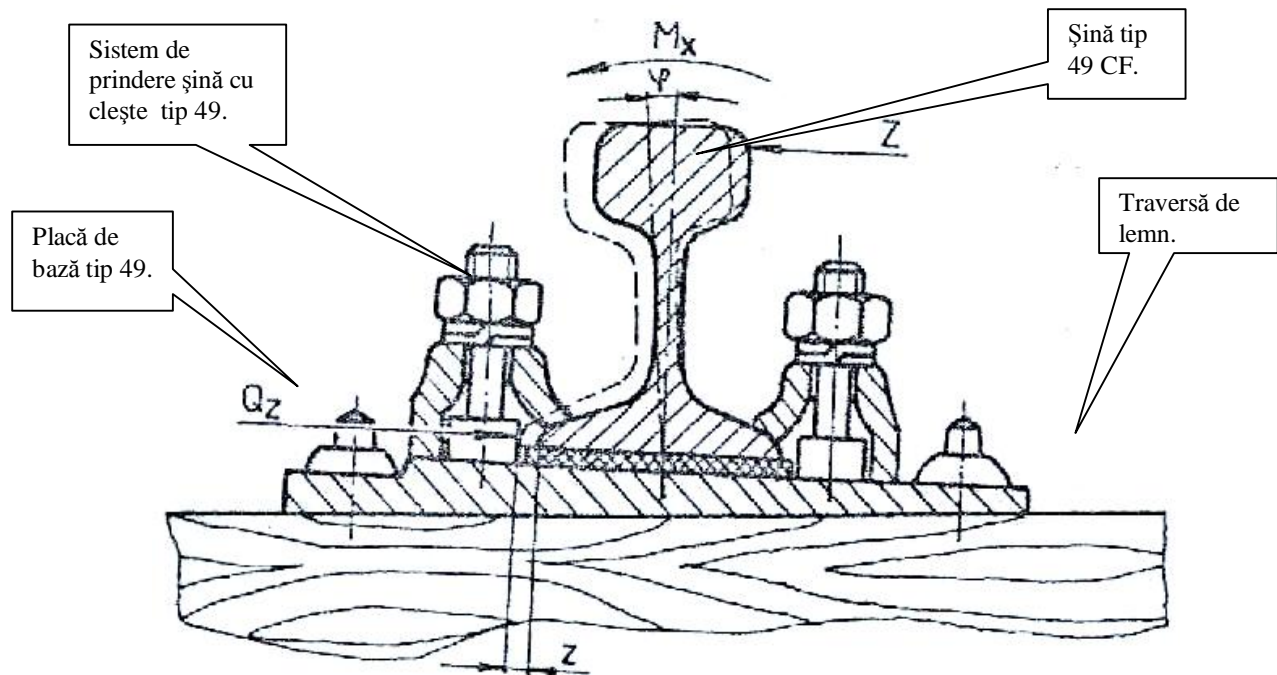


Fig. 1.41. Forțele ce acționează lateral asupra șinei.

În acest caz, conform [17] trebuie avute în vedere două caracteristici ale elasticității prinderii: rigiditatea laterală  $D_{zt}$ , la o împingere laterală a șinei de  $Z_s$  și rigiditatea de răsucire  $D_{rs}$ , la răsucirea șinei cu un unghi  $\varphi$  (în radiani):

$$D_{zt} = Q_z / Z_s \quad D_{rs} = M_x / \varphi \quad (1.8.)$$

Împingerea laterală a firului de cale, față de elementul pe care este fixat, depinde de rigiditatea sprijinului lateral al tălpii șinei și de rezistența ce o opune deplasării transversale, elementele interpuse între talpa șinei și placa de bază și între placa de bază și elementul fundației.

Rigiditatea firului de șină, pe direcția transversală orizontală, reprezintă forța laterală aplicată capului de șină care produce o deformare elastică a acestuia, egală cu unitatea.

Se deosebesc două rigidități a firului de șină: la capul și la talpa șinei, a căror mărime depinde, în principal, de construcția și starea sistemului de prindere al șinei. În exploatare, acest sistem prezintă jocuri, datorită atât uzurilor, cât și erorilor constructive și de montaj, ceea ce influențează asupra deformării firului de cale.

Dintre aceste două rigidități, conform [17] numai cea de la talpa șinei, prezintă cea mai mare importanță și depinde de numărul de prinderi, care preiau forța laterală aplicată capului de șină și se poate exprima prin relația:

$$D_{zt} = \sum \eta_1 D_{sp} + \sum \eta_2 D_{pe} \quad (1.9.)$$

unde:  $n$  – numărul prinderilor ce preiau forța laterală;

$D_{sp}$  – rigiditatea laterală a sprijinului;

$D_{pe}$  – rigiditatea laterală a plăcii elastice de sub talpa șinei;

$\sum \eta_1 + \sum \eta_2$  – coeficienți de neuniformitate a preluării forței, de către sistemul de prindere, de-a lungul firului de șină.

Practic, rigiditatea sprijinului lateral al tălpii șinei, nu prezintă mare importanță, în cazul forțelor aplicate capului de șină, de către roata tramvaiului. Rezultă deci, că pentru condiția repartizării uniforme a forței laterale pe prinderi, cea mai mare importanță o are rigiditatea la talpă, a firului de șină, pe direcție transversală, în plan orizontal, care în final se exprimă prin relația:

$$D_{zt} = \Delta H / \Delta Z_t \quad (1.10.)$$

Determinarea practică a acestei rigidități este relativ simplă, prin aplicarea unei forțe orizontale  $\Delta Z_t$  de 10.000, 15.000, 20.000 N capului de șină și măsurându-se deplasarea laterală  $\Delta H$  a tălpii șinei.

Din cercetări a rezultat că, acumularea mai intensă a deformațiilor remanente, în componentele căii pe elemente de beton, față de calea cu traverse de lemn, are loc, în mod principal, din cauza rigidității mari, în plan vertical și orizontal, a firului căii. Eforturile din elementele căii, cu traverse sau plăci de beton, în aceleași condiții de montaj, sunt de **1,5 ... 2 ori mai mari**, decât ale căii cu traverse de lemn.

### 1.4.3. Sisteme directe de prindere a șinelor

Sistemele directe de prindere conform [17] pot fi fără sau cu placă de bază. La primele sisteme, șina tip CF se așează direct pe traversa de lemn 1 și se fixează de aceasta prin crampoanele 2, înfipte în traversă, fig. 1.42, punctul a) și mai târziu prin tirfoanele 2, fig. 1.42, punctul b).

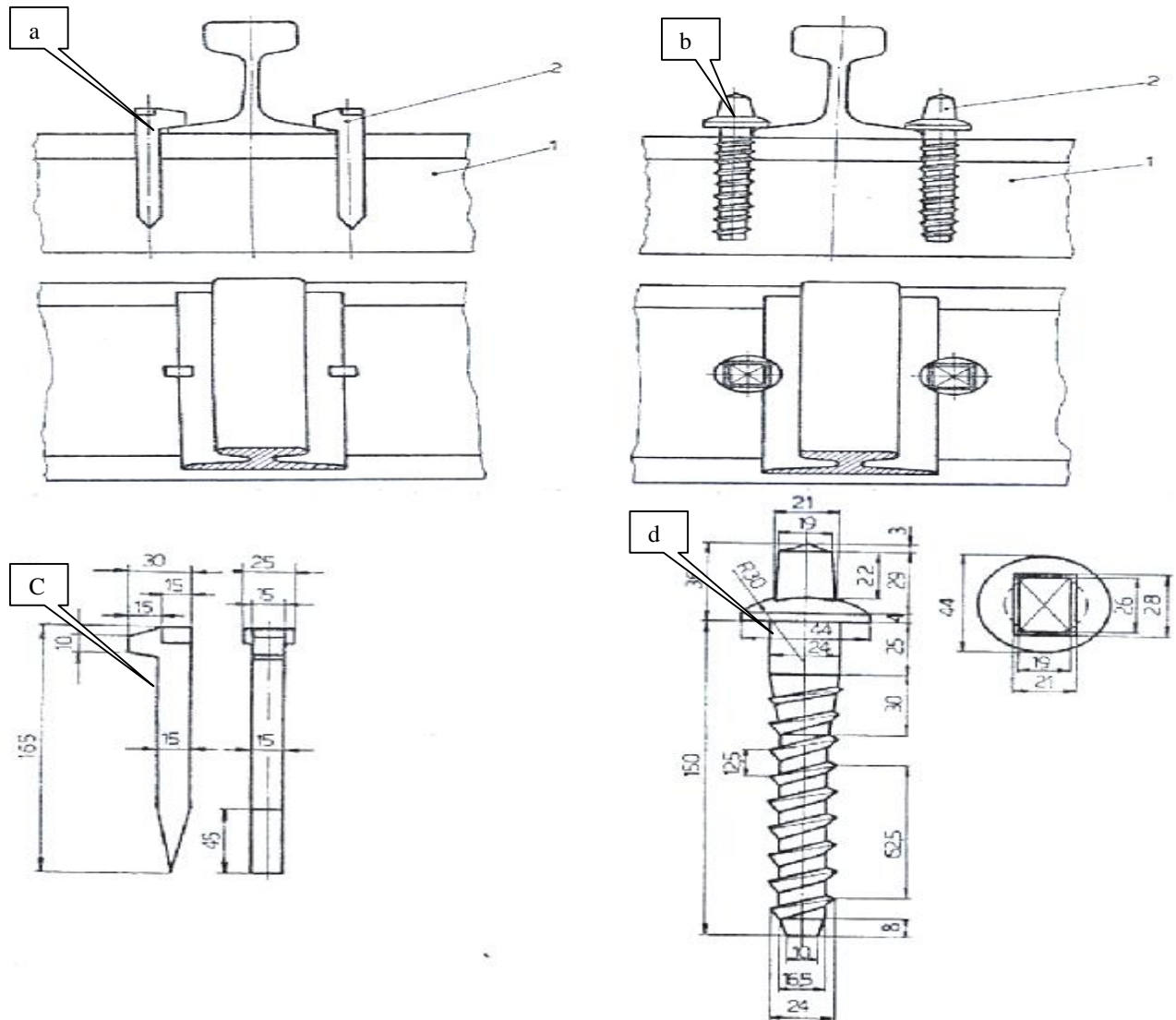


Fig. 1.42. Prinderea directă rigidă, a – cu crampoane; b – cu tirfoane; c – crampon; d – tirfon B<sub>2</sub>.

Forma cramponelor este prezentată în fig. 1.42 punctul c), iar cea a tirfoanelor, la punctul d). Tirfoanele, standardizate, se fabrică de două tipuri, B2 pentru traverse de lemn și B5 pentru traverse de beton. Acestea se deosebesc între ele prin lungime și forma filetelui.

Unele din aceste sisteme conform [17], utilizate la tramvaie și căile ferate din Germania și Anglia, sunt prezentate în fig.1.43. La toate aceste sisteme, sub talpa șinei este pusă o placă intermediară elastică din cauciuc 1, amplasată în șanțul făcut pe traversele de lemn 2. Strângerea s-a realizat în mai multe variante și anume: a – în trei tirfoane 3; b – în trei crampoane arc 4 amplasate înclinat; c – în două cleme arc duble 5, din oțel rotund și d – în două cleme arc simple 6.

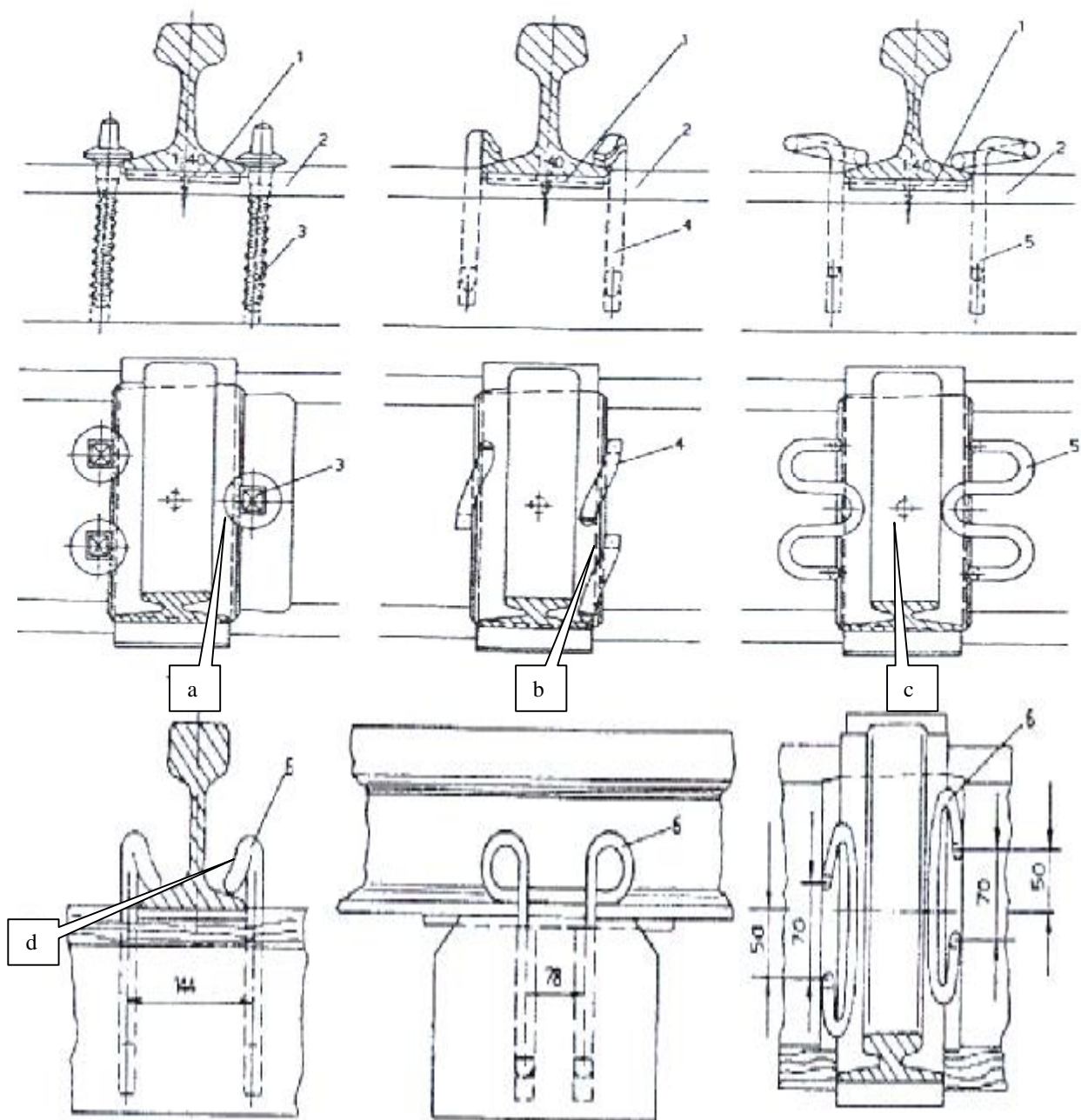


Fig. 1.43. Prindere directă elastică, a–cu tirfoane, b–cu crampoane arc, c–cu clemă arc dublă, d–cu clemă arc simplă.

Un sistem de prindere conform [ 17 ] cu clemă elastică și tirfon este prezentat în fig. 1.44., aplicat la căile ferate franceze. Clemă 3 este îndoită în două și reprezintă un arc lamelar de 5x80 mm, la care capătul lung se așează pe talpa șinei, pe care o presează pe elementul fundației, iar cel scurt se sprijină în cantul tălpii șinei, menținându-se pe poziția necesară. Forța de apăsare a unei cleme pe șină, strânsă cu tirfonul 1, este de 6.000...8.500 [ N ]. Găurile din clemă, se fac mai mari decât diametrul tirfonului, ca forțele orizontale să se transmită traversei prin clemă și nu prin tirfon și diblul 4.

Pentru transmiterea efortului orizontal la traversă, clemă se așează într-o adâncitură a acesteia. Sub talpa șinei se așează, o plăcuță 2 de cauciuc, cu canale longitudinale pe ambele fețe.



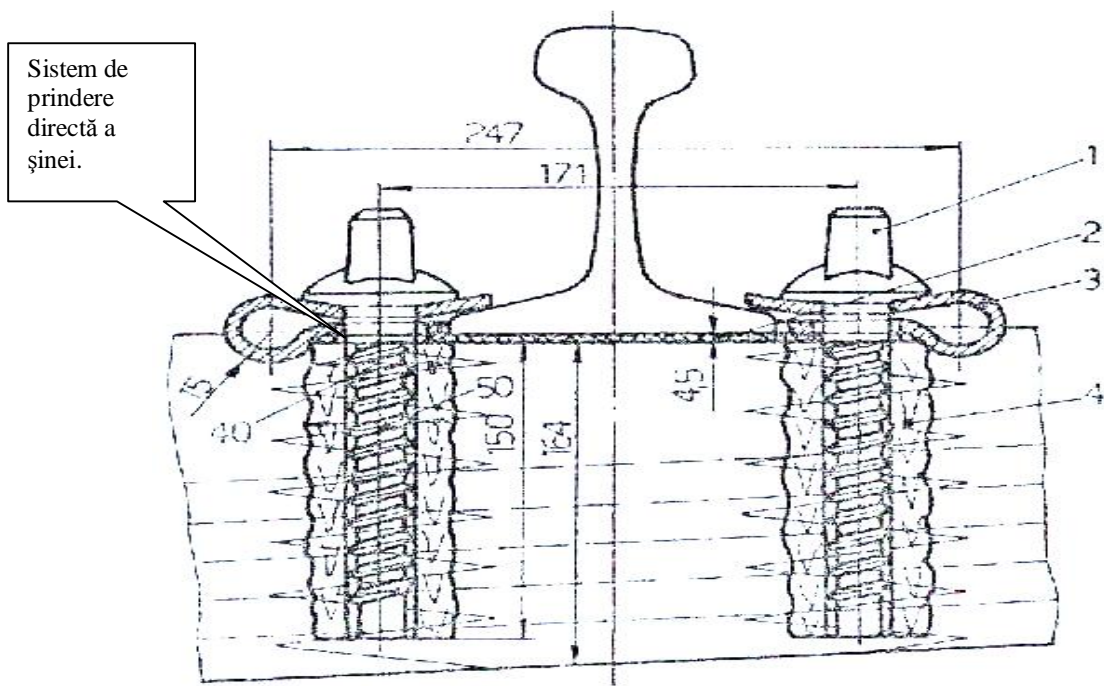


Fig. 1.44. Prindere directă cu cleme elastice tip RN cu tirfon – Franța.

Combi-na-ția: plăcu-ța de cauciuc-clemă elastică, asigură o legă-tură elastică a șinei cu elementul de funda-ție al căii, pre-venin-du-se distrugerea acesteia. To-țu-și, punctul slab al acestui sistem este diblul din lemn sau chiar din ma-te-riale sin-te-tice. Această deficien-ță con-form [17] este eli-minată la sistemul pre-zen-tat în fig.1.45., unde tirfonul este în-lo-cuit prin-tr-un tirfon-șurub 2.

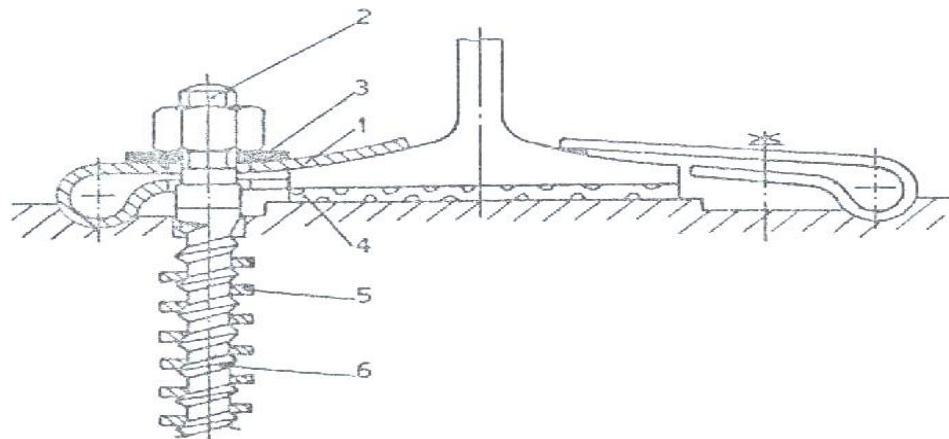
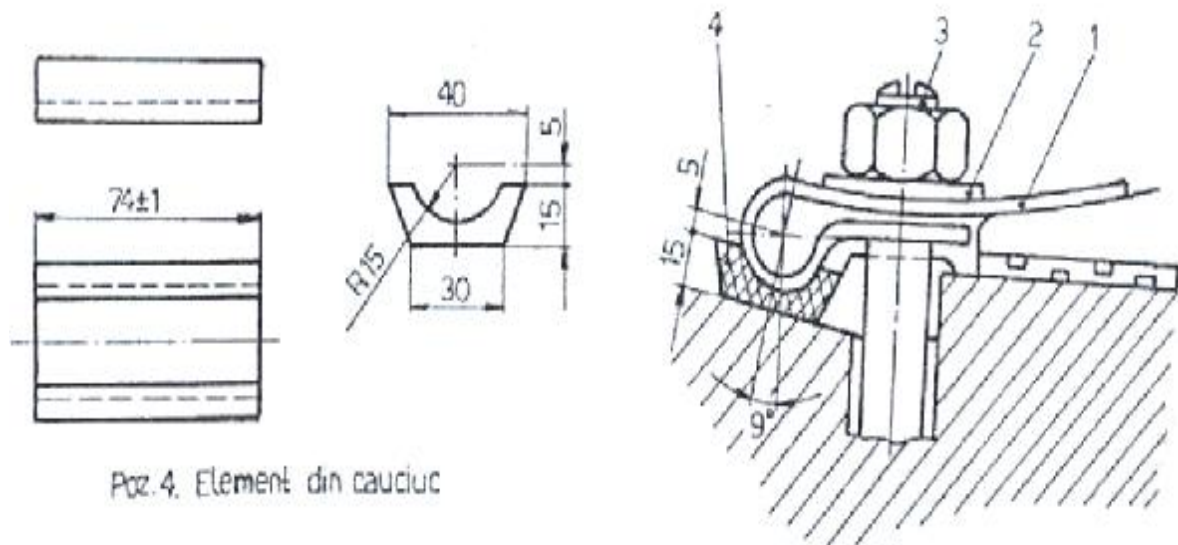


Fig. 1.45. Prinderea directă cu cleme elastice cu tirfon – șurub, Franța.

În acest scop, în elementul de beton se introduce o spirală metalică 5, în care se înșurubează tirfonul șurub. Piulița se strânge pe clemă elastică 1 printr-o șaibă plată 3. Sub talpa șinei se așează plăcuța 4 din cauciuc.

Pentru curbe, conform [17] unde forțele laterale sunt însemnate, traversa este prevăzută cu o adâncitură în care clemă 1, tip RN, se sprijină cu partea cilindrică pe suprafața înclinată, prin intermediul unui element 4 din cauciuc, prezentate în fig. 1.46. Elementul de cauciuc amortizează forțele laterale.

Strângerea clemei se face prin intermediul șurubului 3 cu piuliță. Între piuliță și clemă se interpune o șaibă metalică 2. Specialiștii francezi apreciază ca satisfăcător comportamentul în exploatare al acestui sistem de prindere.



Poz. 4. Element din cauciuc

Fig. 1.46. Prindere directă cu cleme elastice tip RN pentru curbă.

La căile ferate japoneze, s-a găsit un sistem de prindere, prezentat în fig.1.47. La acest sistem diblul 7 este confecționat din materiale polimerice. Spațiul de amplasare al diblului în traversă este armat cu o armătură metalică 8 sub formă de spirală. Sub șină este aplatată plăcuța 9 din cauciuc.

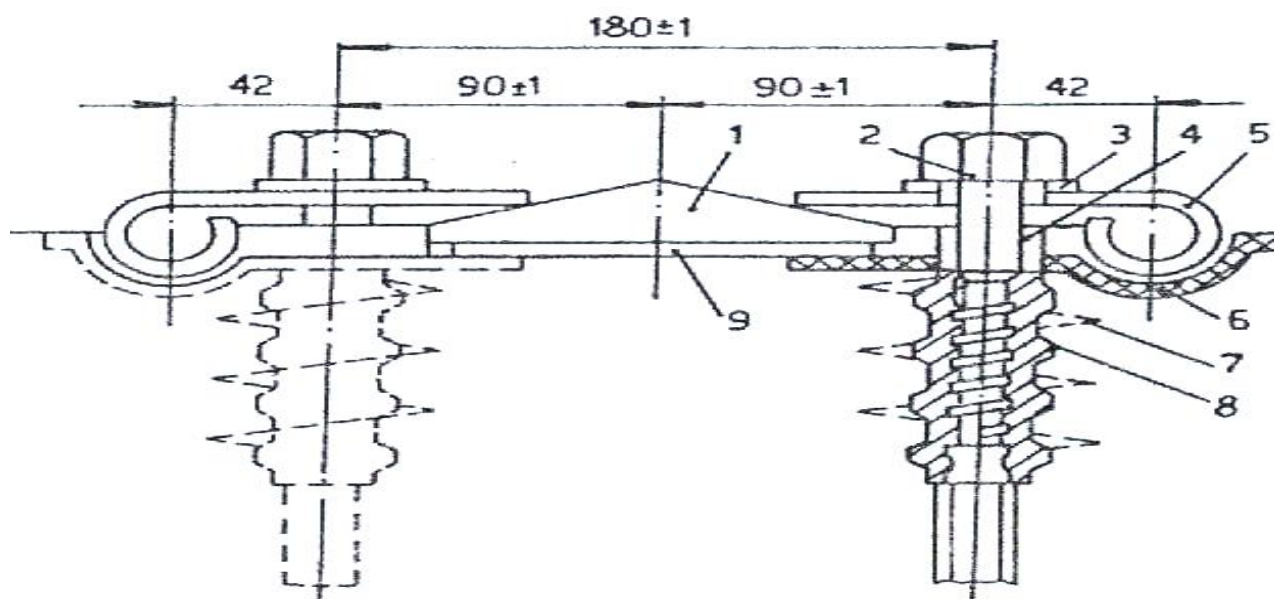


Fig.1.47. Prindere directă cu cleme elastice cu șurub – Japonia.

Construcția prinderii cu elemente încastate în beton a primit o largă răspândire în S.U.A. și în Europa. Un asemenea sistem, sub denumirea de „Pandrol”, este utilizat în Anglia, prezentat în fig.1.48.

El este constituit din element de fixare 1, încastat în beton, în a cărui orificiu orizontal, se introduce capătul clemei elastice 2, din oțel rotund, cu diametrul de 14...16 [ mm ]. Mijlocul clemei se sprijină pe talpa șinei prin intermediul unei plăcuțe izolante 3, ce este interpusă între talpa șinei și beton. Porțiunea 4 a piesei de fixare care intră în beton este gofrată pentru fixare mai sigură.



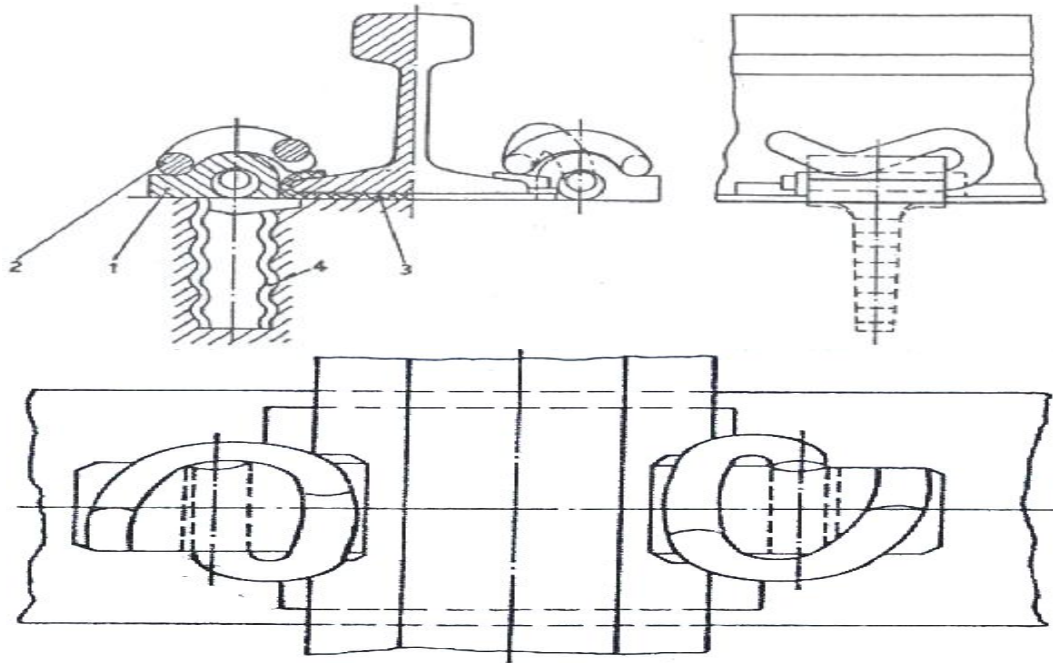


Fig. 1.48. Prindere directă cu cleme elastice tip Pandrol – Anglia.

Un sistem de prindere cu clemă elastică 3 este folosit și la căile ferate din Italia fig.1.49.- a) care însă, în locul tirfonului șurub, folosește un șurub 4, cu cap sub formă de T, care se introduce în piesa de prindere 5, înglobată în beton. Piulița 1 a șurubului, strânge clemă 3, prin intermediul șabei elastice 2.

Izolarea electrică a șinei față de traversă, se realizează prin adausurile 6, din materiale polimerice și prin placa de cauciuc de sub talpa șinei. În fig.1.49. – b) sistemul de prindere are clemă dublu îndoită 1, cu capătul lung apasă șina pe traversă iar cel scurt se sprijină în cantul lateral al tălpii șinei, menținând ecartamentul căii. Strângerea se realizează prin șurubul 2 cu piuliță la care capul sub formă de T se introduce în orificiul de prindere din traversă. Sub talpa șinei și clemă se amplasează plăcuța 3 de cauciuc.

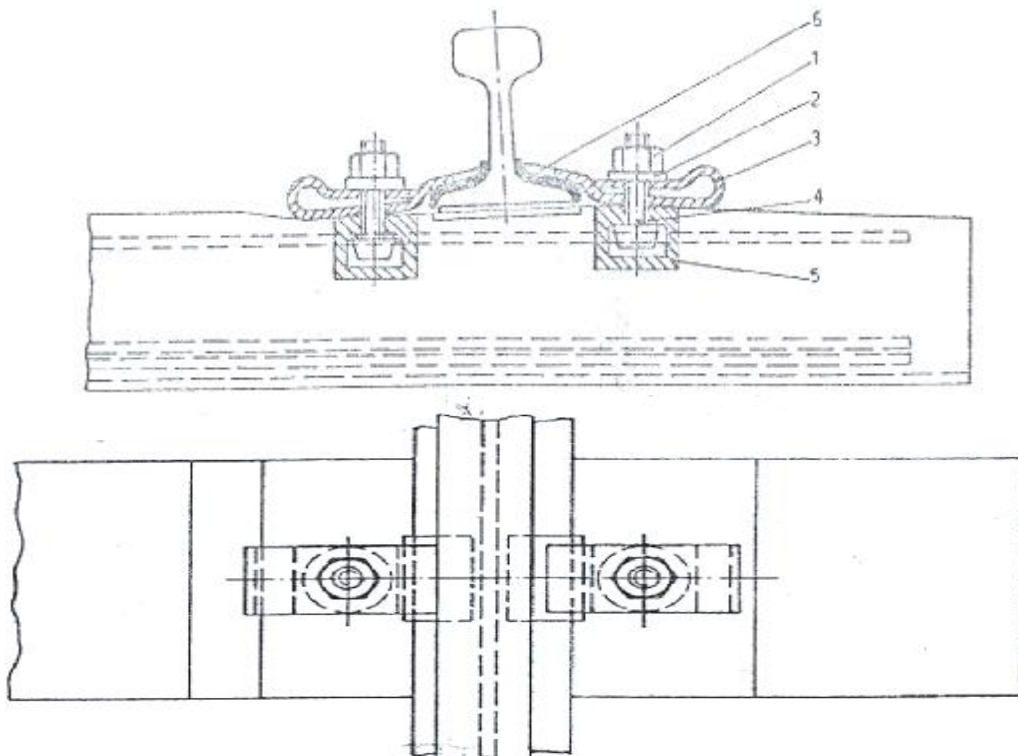


Fig. 1.49 - a) Sistem de prindere cu clemă elastică căile ferate - Italia.

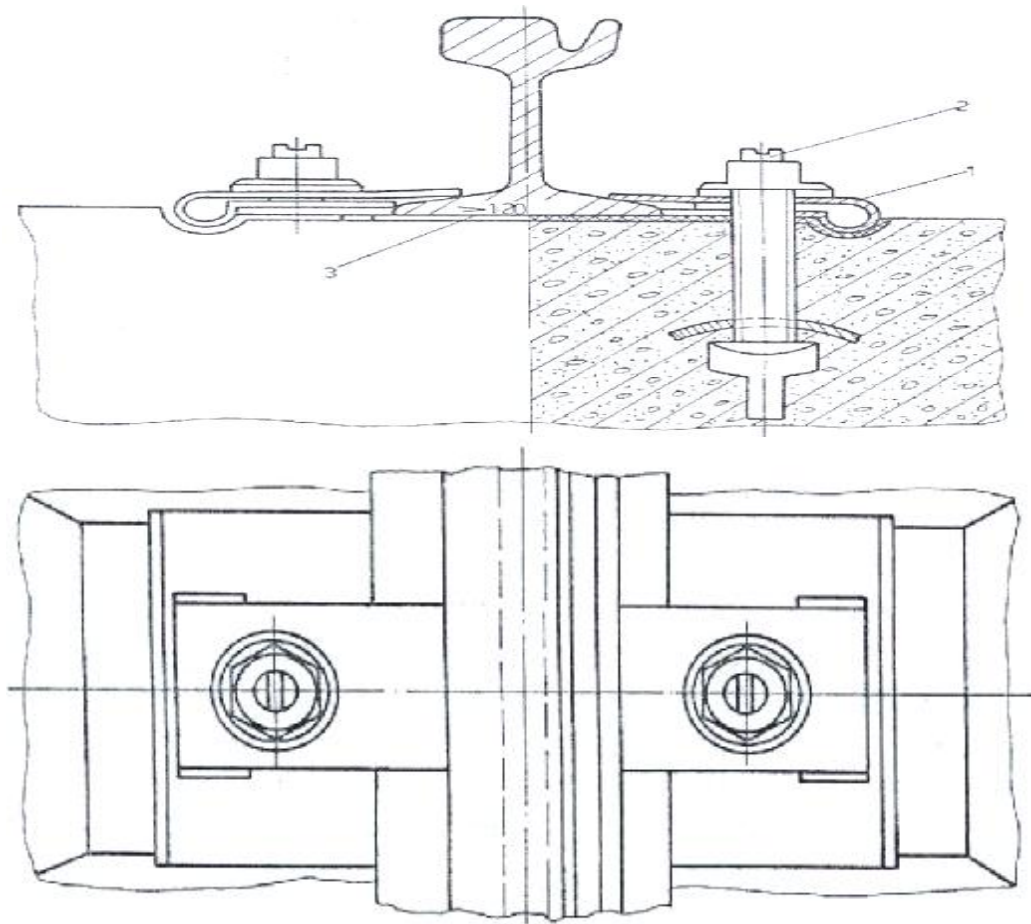
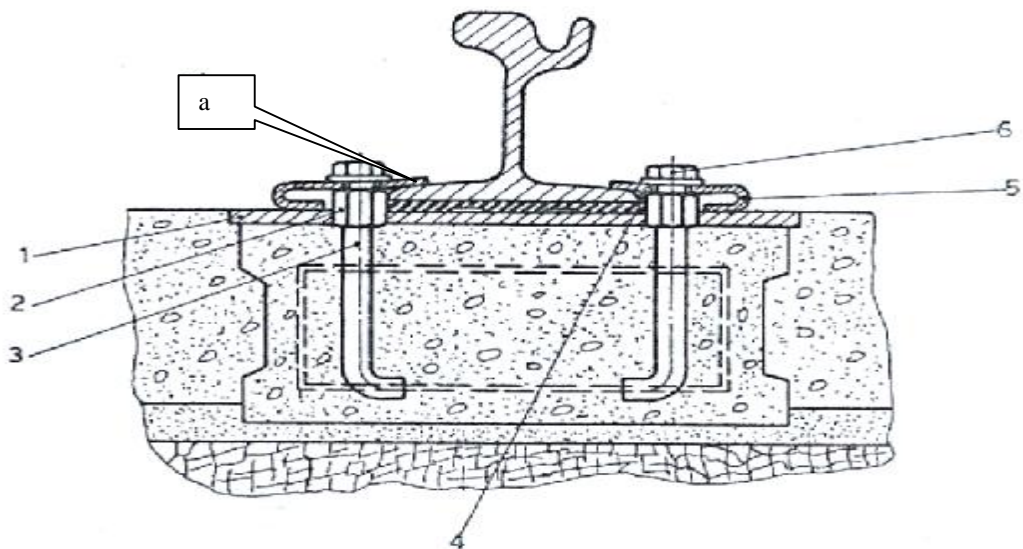
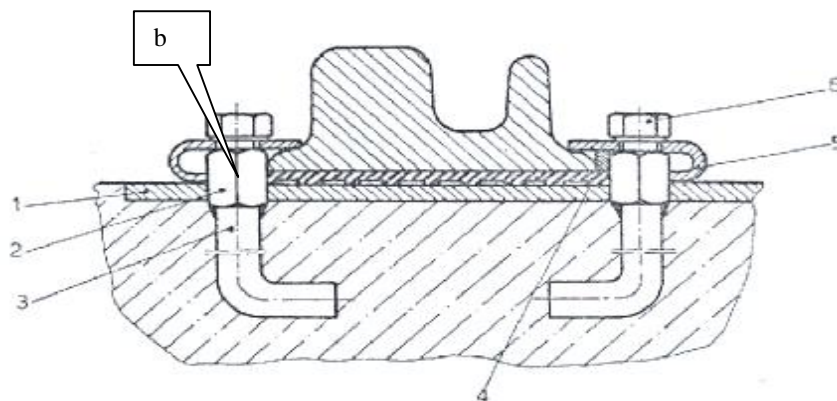


Fig. 1.49 –b). Prindere directă cu sistem de prindere cu clema dublu îndoită - Italia.

La căile de tramvai în carosabil, cu placă continuă de beton monolit construită în Timișoara s-au conceput 2 sisteme de prindere.

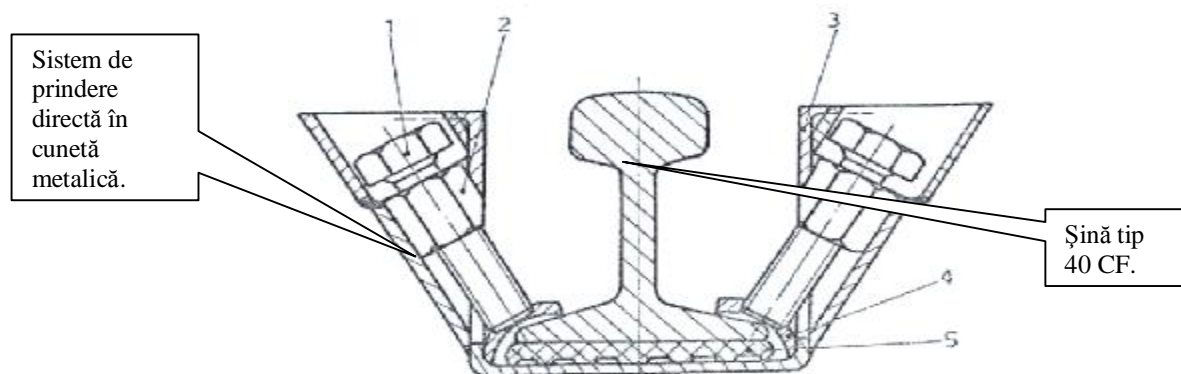
În fig. 1.50. sistemul este constituit dintr-o armătură 1 compusă din o placă de oțel de 10 x 100 x 350 [ mm ], în care se sudează 2 piulițe duble 2 și ancorele 3 pentru încastrarea în beton. Clema arc 5 din oțel arc se strânge pe talpa șinei prin șurubul 6, prin intermediul șaibei 7. Sub talpa șinei se pune banda 8 continuă din cauciuc striat groasă de 12 mm.





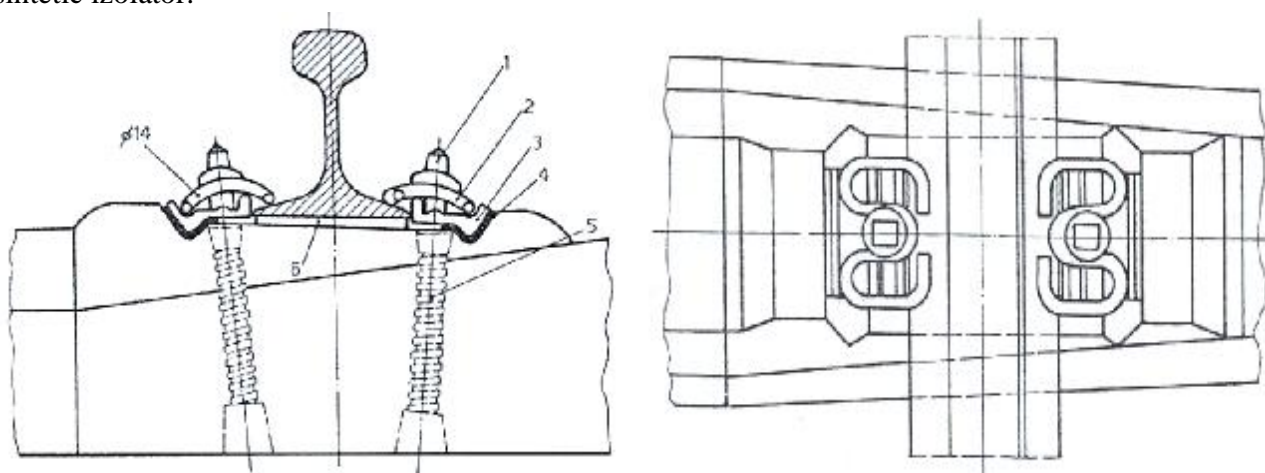
**Fig. 1.50.** Prindere directă cu cleme elastice cu piuliță fixată de placa de beton – Timișoara, a – șină TV; b – șină monobloc.

În fig. 1.51. pentru prinderea șinelor tip CF în jgheburile metalice ale plăcilor din beton precomprimat sau alte jgheaburi sistemul de prindere este cu șurub înclinat și clemă elastică având buloanele 1 care se înșurubează în piulițele duble 2, sudate cu o înclinație de  $60^\circ$ , de armătura 3 încastrată în placa de beton. Șurubul apasă talpa șinei prin intermediul clemei elastice 4, confecționată din oțel arc de 6 x 70 mm. Sub talpa șinei se amplasează o bandă striată de cauciuc 5, grosă de 12 mm.



**Fig.1.51.** Prindere directă cu cleme elastice cu șuruburi înclinate – Timișoara.

În fig. 1.52. este prezentat sistemul de prindere din Germania pentru fixarea șinelor UIC 60. Se utilizează sistemul de prindere tip W compus din tirfonul 1 care se înșurubează în diblul 5, din material sintetic, încastrat înclinat cu  $5^\circ$  în traversa de beton; din clema elastică 2 sistem tip Delta, din oțel arc rotund care cu capetele apasă talpa șinei iar cele 2 coturi se sprijină pe placa de sprijin 3 din material sintetic izolator.



**Fig.1.52.** Prindere directă cu cleme elastice tip W – Germania.

Sub talpa șinei se interpune placa elastică 6. Strângerea este asigurată de tirfoane pe cotul central al clemelor.



În fig. 1.53. este prezentat același sistem de prindere care funcționează la căile ferate austriece, sub denumirea de WFP 3 sau 3B unde sub clema 3 se pune o folie 4 din polietilenă care la sistemul din fig. 1.52. lipsește.

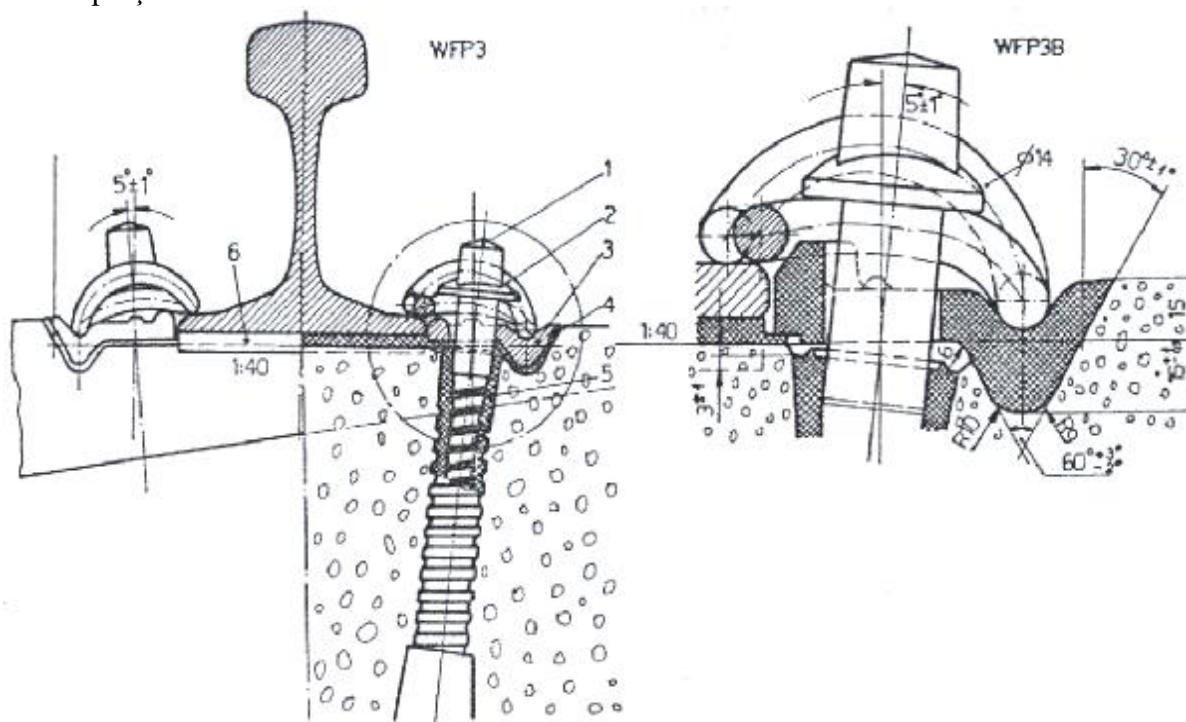


Fig. 1.53. Prindere directă cu cleme elastice tip WFP3 – Austria.

În fig.1.54. este prezentat un sistem similar de prindere pentru căile ferate cu viteză mare și greutate mare pe osie produs de firma VOSSLOH unde clema elastică 2 din oțel rotund se sprijină pe traversă prin intermediul unor plăci profilate 3 din polimeri, care fixează pe lateral poziția șinei.

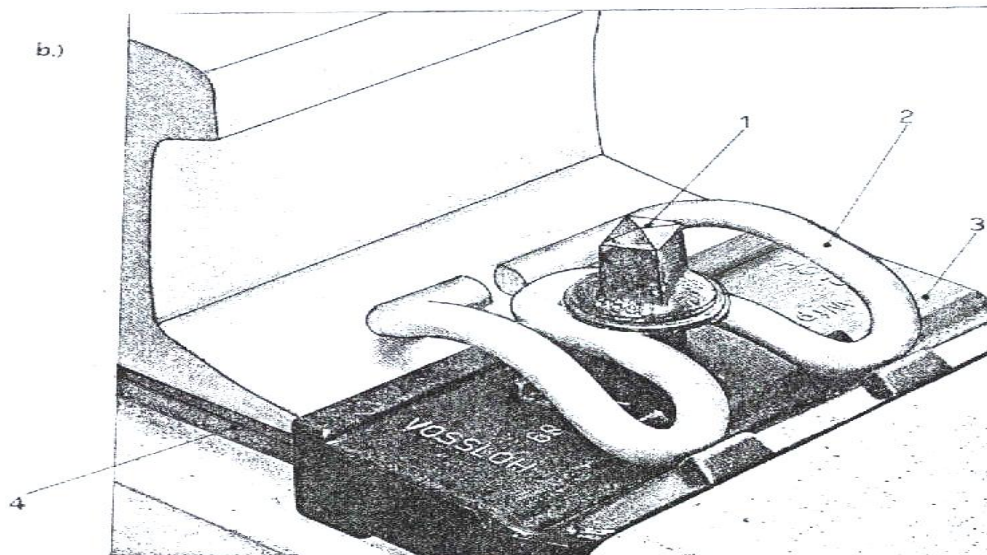


Fig. 1.54. Sistem 300, de prindere.

Sub talpa șinei se interpune o placă supraelastică 4, din mai multe straturi. Strângerea se realizează cu tirfoanele 1. Sistemul este simplu, silențios și cu piese durabile putând fi adaptat pentru căile de tramvai.

În fig.1.55. sistemul de prindere conform [17] este compus din surubul 1 care strânge elastic, clema rigidă 3 de fixare a șinei, prin intermediul șarbei grover triple 2. Sprijinul clemei pe traversă se face printr-o piesă 4 încastrată în beton.

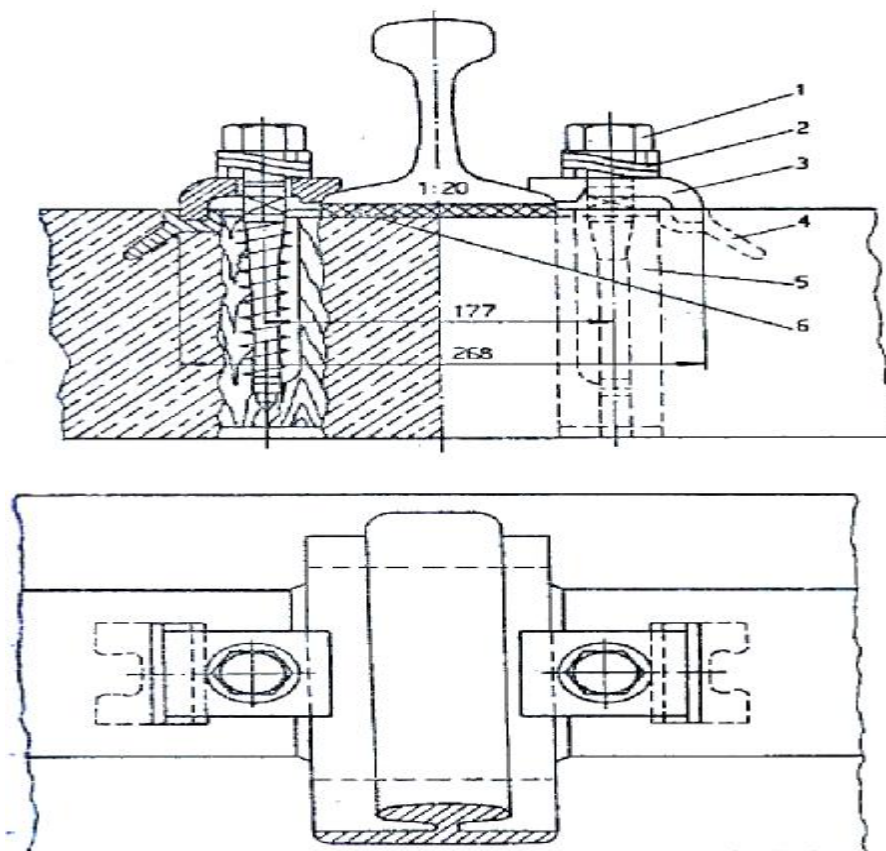


Fig. 1.55. Prindere directă cu cleme rigide cu tirfon-bulon-Germania.

Tirfonul bulon se înșurbează în diblul 5. Șina se sprijină pe traversă prin placa 6 din cauciuc.

În fig.1.56. conform [17] sistemul de prindere are o placă suport tip 49 care se fixează în beton cu 4 ancore 2 sudate de placă. În lăcașul din umerii plăcii se introduc șuruburile 5 și cleștii 3 tip 49 respectiv inelele resort dublu 4 care se strâng cu piulița 4.

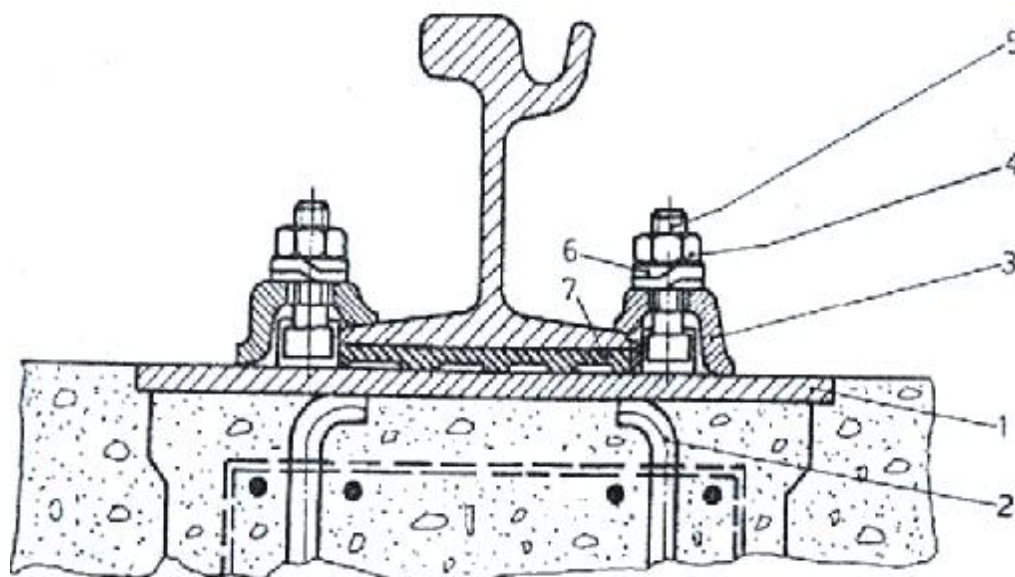


Fig. 1.56. Prindere directă cu cleme cu placă tip 49 – Timișoara.

#### 1.4.4. Sisteme indirecte de prindere a șinelor. Sisteme speciale de fixare a șinelor

Aceste sisteme prezintă o serie importantă de avantaje în exploatare și anume:

- Ø apăsarea sigură a tălpii șinei pe placa de baza ceea ce exclude alunecarea șinelor;
- Ø asigură o foarte bună stabilitate a ecartamentului 3; preîntâmpină uzura mecanică a traverselor;
- Ø asigură posibilitatea reglării înălțimii șinei, prin amplasarea unor plăci de reglaj din materiale sintetice sub placa de bază.

În Germania sunt utilizate atât la tramvaie cât și la căile ferate sisteme de prindere cu clemă Delta. În România conform [17] sistemul de prindere tip K este cunoscut sub denumirea de prindere tip 49 este utilizat pe scară largă sau prindere indirectă cu cleme rigide tip 49.

În cadrul acestor sisteme, putem încadra pe acelea, care fixează șina în jgheburile plăcilor, prin elemente deosebite de cele folosite în mod curent.

În Ungaria a fost elaborat sistemul de fixare elastică, prin profile de cauciuc, montate prin presare, fig. 1.57. punctul a). Șina monobloc 1 se așează în jghebul metalic 3, încastrat în placa 5, din beton precomprimat, pe banda 4 din cauciuc ripsat. Lateral, prin presare, se introduc cordoanele 2 de cauciuc, ce fixează poziția șinei.

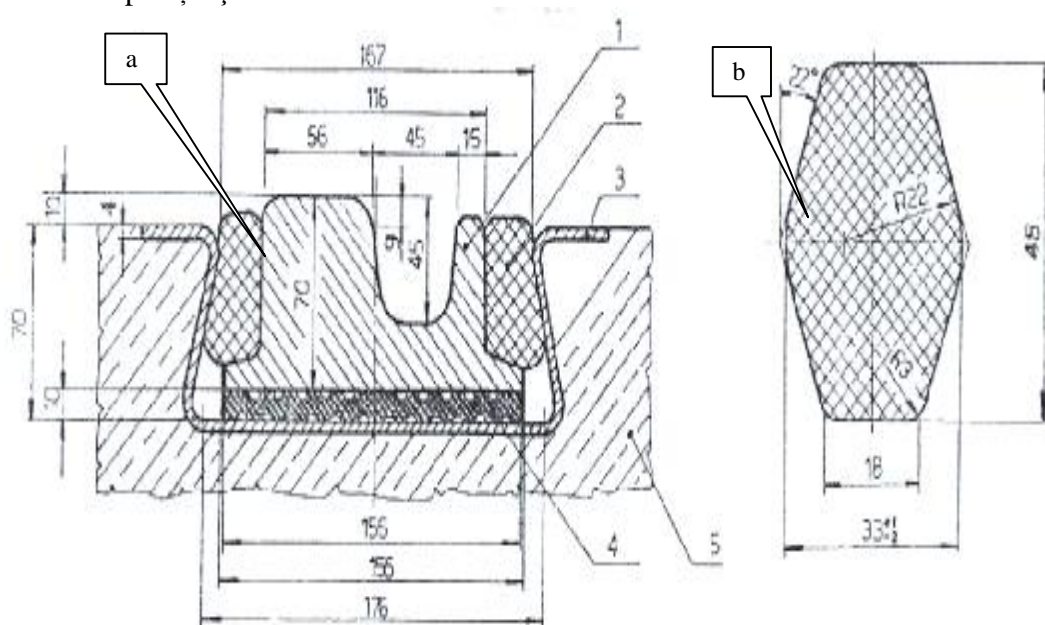


Fig. 1.57. a) Prindere cu cordoane de cauciuc – tip Budapesta, b) cordon cauciuc.

Sistemul prezintă elasticitate și asigură izolarea electrică a șinelor. În fig. 1.57. punctul b), este prezentată secțiunea cordonului. Cordonul de cauciuc trebuie să îndeplinească următoarele condiții tehnice: duritate -  $60 \pm 5$  unități Shore; rezistență la rupere -  $10 \text{ [ N/mm}^2 \text{]}$ ; alungirea relativă la rupere – min.  $300 \text{ [ \%]}$ ; scăderea alungirii la rupere – max.  $25 \text{ [ \%]}$ ; pondere din rezistența la tracțiune și alungirea relativă la rupere – max.  $20 \text{ [ \%]}$ ; temperatura limită de nefiabilitate  $40 \text{ [ }^\circ\text{C]}$ . Prin verificarea stabilității ecartamentului făcută în Berlin, la liniile experimentale, a rezultat o lărgire maximă de  $2 \text{ [ mm]}$  și o îngustare maximă de  $4 \text{ [ mm]}$ , care nu se încadrează în normative, iar în decursul timpului aceste date se modifică mult, ca urmare a deformării remanente a cauciucului și a îmbătrânirii acestuia.

**În final, sistemul nu asigură ecartamentul corespunzător al liniei, cu consecințe negative asupra siguranței circulației, a uzurii șinelor, bandajelor și a consumului de energie electrică.**



În fig. 1.58. conform [17] este prezentată o soluție asemănătoare, elaborată la București, pentru profilul de șină monobloc tip OR 95/80.

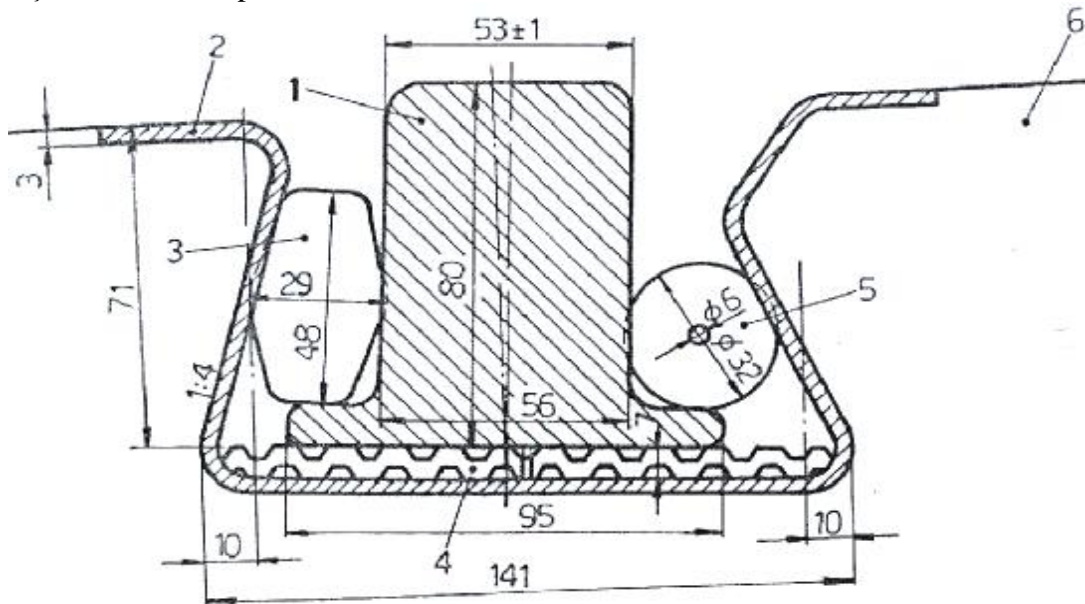


Fig. 1.58. Prindere cu cordoane de cauciuc – tip București.

Șina 1 se așează în jgheabul de tablă 2, încadrat în placa de beton precomprimit 6, pe o bandă 4 de cauciuc ripsat. Fixarea poziției șinei se face prin presare laterală între șină și pereții înclinați ai jgheabului, a cordoanelor de cauciuc 3 de formă hexagonală și 5, de formă rotundă.

Fixarea este elastică și are calități izolante, dar nu asigură ecartamentul constant al căii. Cauzele sunt multiple, legate de comportamentul necorespunzător al cordoanelor de cauciuc în decursul exploatării (deformare remanentă, îmbătrânire, etc.)

**Firma Edilon din Olanda**, a elaborat un sistem de fixare elastică a șinei în jgheaburi, prin elemente prefabricate din materiale sintetice, electroizolante, fonoabsorbante și elastice. Un asemenea sistem, prezentat în figura 1.59., este constituit din penele 1 din material sintetic “Corkelast”, ce se lipesc pe pereții jgheabului, piesa de fixare 2 cu o lățime de 40-50 [ mm ], formată dintr-un tub de PVC, cu  $\phi$  60 [ mm ], îmbrăcat într-un profil de nylon cu goluri. Fixarea poziției șinei în plan orizontal se realizează prin împănarea celor două elemente, care se amplasează în gheab, la o distanță de 1,5...2 [ m ].

Fixarea poziției șinei, în plan vertical, se realizează la distanțe de 1,5...2 [ m ], prin plăcile prefabricate din Corkelast, care se așează peste placa suport 4, din materiale Edilon resilient nr. 100 în caz de așezare înclinată a șinelor, se utilizează plăci prefabricate înclinate din Corkelast.

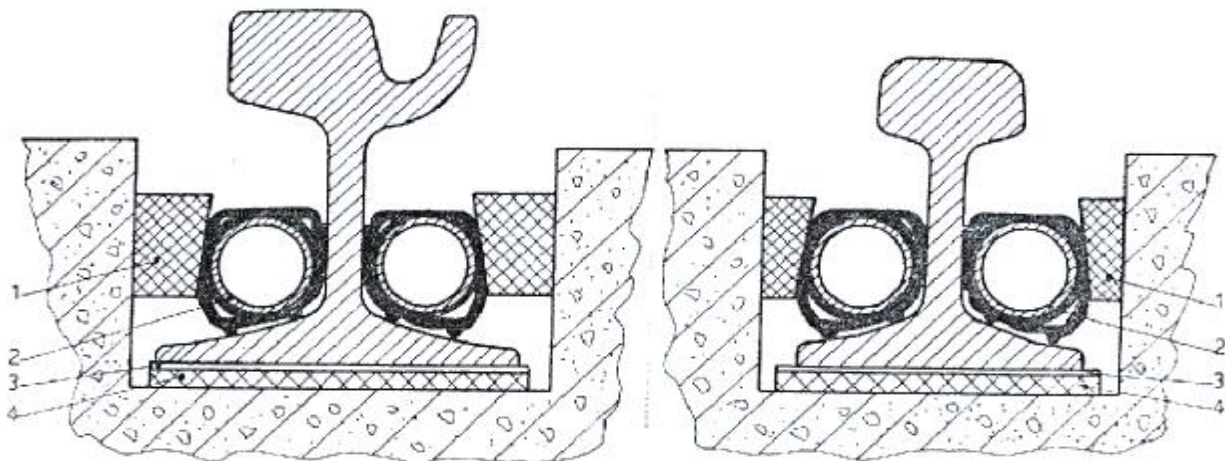
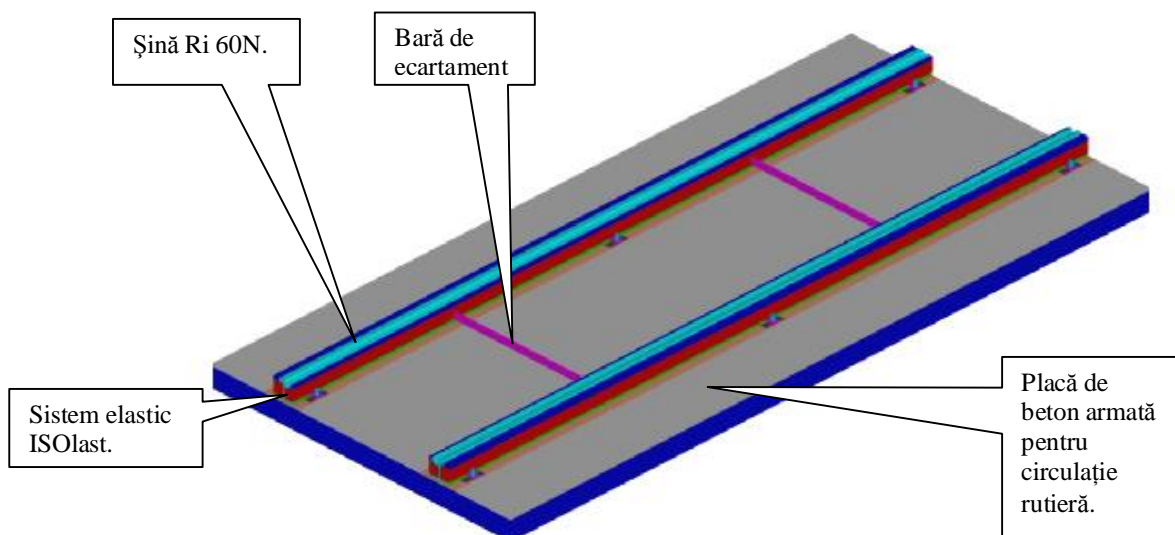


Fig.1.59 - a-prindere prin încadrare cu pene din materiale sintetice.



**Fig.1.59** - b-sistem Ortec de montare a șinei cu canal pe placă de beton.

**Fig. 1.59.** a-Prindere prin încastrare cu pene din materiale sintetice, b-sistem Ortec de montare a șinei cu canal pe placă de beton.

#### 1.4.6. Concluzii

a) Sistemele prezentate de prindere a șinei sunt cele mai reprezentative, dar ele nu epuizează gama largă a acestora, utilizate în construcția liniei cale pentru transportul urban pe șine în stadiu de experimentare sau proiect.

b) Alegerea unuia sau altuia dintre acestea, trebuie să fie făcute în funcție de posibilitățile unei execuții corecte, a unei durate mari de funcționare și costuri minime de execuție și întreținere.

c) Sistemele de prindere cu cleme lamelare elastice, au o înălțime mică și mai ușor se adaptează la suprastructura căilor în carosabil. Pentru a asigura durabilitatea pieselor componente, este necesară protejarea lor anticorozivă, prin cadmiere și alte măsuri de prevenire a intrării în contact cu umiditatea.

În acest ultim scop, înainte de înglobarea sub carosabil, elementele componente ale prinderii trebuie unse cu vaselină, iar ansamblul acoperit cu folie de polietilenă și apoi turnat cu strat de bitum topit.



## 1.5. Ansamblul roată elastică – șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare

### 1.5.1. Supraînălțarea și supralărgirea căii de rulare în curbe

Prin studiul înscrierii dinamice în curbe a vehiculelor de cale ferată conform [29] se pot determina forțele conducătoare  $Y$  și presiunile de conducere  $Y'$  în funcție de vitezele de circulație. O roată conducătoare (cele care atacă șina) circulând într-o curbă oarecare, ocupă una din pozițiile din fig. 1.60.

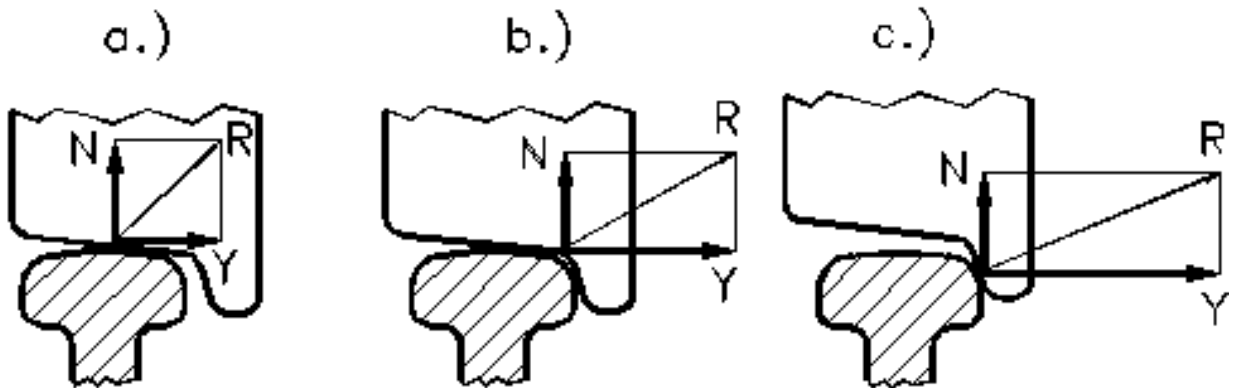


Fig. 1.60. Contact roată - șină.

În cazul când forța centrifugă este egală cu forța conducătoare ( $Y$ ), reacțiunea ( $R$ ) a șinei este perpendiculară pe generatoarea suprafeței conice de rulare a bandajului, realizându-se o poziție de echilibru corespunzătoare (fig. 1.60./a).

Cu creșterea forței centrifuge, punctul de contact roată/șină se deplasează spre buza bandajului, mai întâi realizându-se un contact buză/șină (fig. 1.60./b) – poziție în care diferența dintre forța centrifugă și componenta forței de conducere este preluată de buza bandajului – apoi contactul poate ajunge pe suprafața laterală a buzei (fig. 1.60./c), când în mod evident apare pericolul de deraiere.

Echilibrarea totală sau parțială a forței centrifuge, care apare la circulația în curbe a vehiculelor de cale ferată conform [18] se face prin ridicarea firului exterior, față de cel interior al căii. Diferența de nivel, dintre cele două fire ale căii, se numește supraînălțare.

Dacă presupunem că asupra unui vehicul, conform [32], [33], [34] care circulă într-o curbă de rază  $R$  cu viteza  $V$ , acționează o forță centrifugă  $C$ , care tinde să răstoarne vehiculul (figura 1.61.) – respectiv în afară de aceasta, apare o accelerație laterală care prejudiciază confortul călătorilor. Pentru înlăturarea acestor inconveniente este nevoie de compensarea acestei forțe care se poate determina punând condiția ca sarcinile verticale pe cele două fire ale căii să fie egale:

$$\operatorname{tg} b = \frac{C}{G} = \frac{h}{2s} \quad (1.11.)$$

în care:

$$C = m \cdot R \cdot w^2 = m \cdot \frac{V^2}{R} = \text{forța centrifugă} \quad (1.12.)$$

$m$  = masa totală a vehiculului

$w$  = viteza unghiulară în curba respectivă

$G = m \cdot g$  = greutatea vehiculului

$2s$  = distanța dintre planele cercurilor de rulare ( $\cong 1,5$  m)

Important de remarcat este faptul că pentru linia de rulare a tramvaiului în carosabil posibilitatea aplicării necondiționate a supraînălțării liniei este imposibil de realizat, deoarece reglementările privind construcția drumului public nu permit acest lucru, indiferent de structura geometrică a tramei stradale.

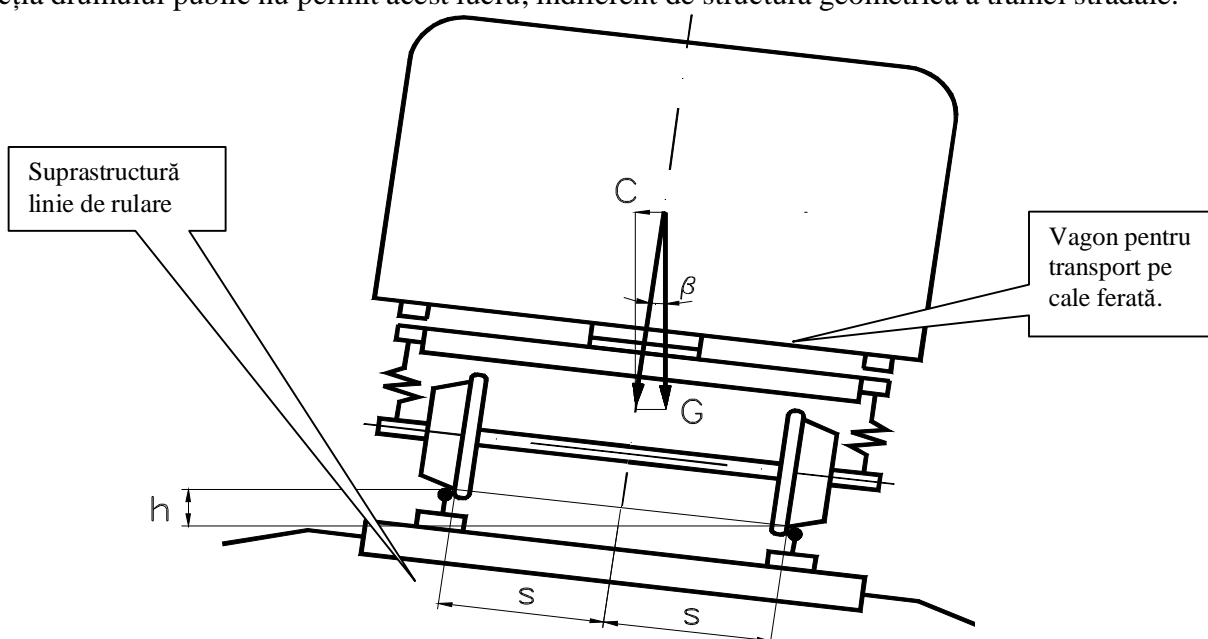


Fig. 1.61. Contact roată – șină la vagon în curbă.

În felul acesta se poate obține conform [38] relația:

$$h = 11,8 \cdot \frac{V^2}{R} \quad (1.13.)$$

Admițând prescripțiile S.N.C.F.R., conform căruia valoarea maximă a supraînălțării este de 150 [ mm ], precum și observația că asupra unui călător poate acționa o forță maximă egală cu 0,07 din greutatea sa, fără a-i produce o senzație neplăcută, valoarea supraînălțării corespunzătoare celei mai mari viteze de circulație se poate determina conform [38] prin relația:

$$150 \geq h \geq (11,8 \cdot \frac{V_{\max}^2}{R} - 115)[mm] \quad (1.14.)$$

Datorită faptului că la majoritatea vehiculelor de cale ferată conform [16] există întotdeauna două perechi de roți legate paralel între ele, de șasiu (truc) sau de rama boghiului, la raze de curbură mici a căii de rulare apare fenomenul de atingere a buzei bandajului de șină, sau în cazuri extreme chiar pericolul de înțepenire apoi deraierea.

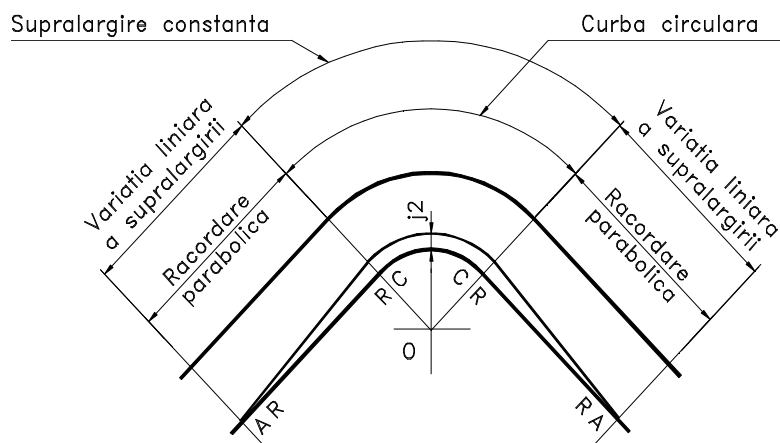


Fig. 1.62. Supralărgirea suprastructurii în curbă.

Din această cauză, sub o anumită rază a curbelor, ecartamentul căii se mărește prin adăugarea unei **supralărgiri**  $j_2$ , realizat de obicei pe toată lungimea curbei și obținut prin deplasarea spre centrul curbei a firului interior așa cum este prezentat fig. 1.62.

Trecerea de la linia supralărgită la linia cu ecartament normal, adică pierderea lărgirii se face conform [73], [74] pe o anumită lungime și după următoarele reguli:

- Ø pierderea supralărgirii se face liniar, cu o variație de cel mult 5 [ mm/m ];
- Ø la curbele fără racordări, pierderea supralărgirii se face în aliniamentele vecine;
- Ø la curbele cu racordări la capete, pierderea supralărgirii se realizează pe elementele vecine.

În tabelul 1.9. sunt prezentate valorile supralărgirilor care se fac pe lungimea racordării, sau depășind, pentru raze de curbura mai mari de 100 m, recomandate de prescripțiile SNCFR.

**Tabel 1.9.** Supralărgirea suprastructurii în curbă recomandată de SNCFR.

Pentru curbe cu raza		Supralărgirea [mm]	Lungimea totală a căii [mm]
de la	până la		
100	200	25	1460
201	250	20	1455
251	300	15	1450
301	400	10	1445
401	500	5	1440
501		0	1435

Pentru curbe cu raze mai mici, cazul cel mai frecvent întâlnit în transportul urban cu tramvaie, se recomandă conform [17] ca supralărgirile să fie cuprinse între:

$$j_{\min} = 25 \text{ mm} \quad \text{și} \quad j_{\max} = 35 \text{ mm} \quad (1.15.)$$

Din considerente de siguranța circulației (pericol de deraiere) nu se pot admite valori mai mari de 35 [ mm ].

### 1.5.2. Uzura prin frecare, abraziune și aderență a ansamblul roată elastică – șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare

Procesul de frecare este însoțit de pierderi de energie și de uzare (desprinderi de material și modificarea stării inițiale a suprafețelor de contact) conform [57], [58], [59]. Mărimea uzurii poate fi exprimată în unități absolute (masă, volum, lungime) sau relative. Prin raportare la distanța parcursă sau la timpul de frecare, se obțin mărimile denumite *intensitatea uzării* (de ex. mg/km) și respectiv *viteza uzării* (de ex. mg/h). Nu se poate da o corelație între coeficientul de frecare și cantitatea de uzură. Dintre cele patru tipuri de uzuri prin frecare (abrazivă, de adeziune, corozivă și prin oboseală) în cazul contactului roată/șină întâlnim numai primele două dintre acestea.

#### Uzura de abraziune a ansamblul roată elastică–șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare

**Uzura de abraziune** este provocată de prezența particulelor dure între suprafețele de contact sau de asperitățile dure ale uneia dintre suprafețe. Este un tip de uzură ușor de recunoscut conform [55],[56], prin urmele dispersate de microașchieri (zgârieturi fine).Pentru uzura liniară se recomandă relația:

$$I_h = K_a \cdot \frac{p \cdot L_f}{HB} [mm] \quad (1.16.)$$

în care:  $p = N/A_a = \text{presiunea medie [ N/mm}^2 \text{]}$   
 $L_f = \text{lungimea de frecare [ mm ]}$

$HB$  = duritatea Brinell [  $N/mm^2$  ]  
 $K_a$  = coeficientul de uzare ( $2,8 \times 10^{-2} \dots 4 \times 10^{-2}$ )

### Uzura de aderență a ansamblul roată elastică – șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare

**Uzura de aderență** (sau de contact) este provocată de formarea și ruperea unor microjuncțiuni sau punți de sudură în anumite condiții de încărcare conform [47], [48] și a lipsei locale de ungere, temperatură, material, rugozitate, etc. Este caracterizată printr-un coeficient de frecare ridicat și o valoare mare a intensității uzării. Volumul de metal pierdut prin uzura adezivă este:

$$V_u = K_c \cdot \frac{N \cdot L_f}{S_c} [mm^3] \quad (1.17.)$$

unde:  $S_c$  = limita de curgere a materialului [  $N/mm^2$  ]  
 $K_c$  = coeficientul de uzare ( $1 \times 10^{-4} \dots 2 \times 10^{-4}$ )

În concluzie calculul de uzură este dificil datorită complexității fenomenului și fiindcă, chiar la baza unor relații simple, aproximative, conform [72], [81] cu caracter de generalitate (ca și cele de mai sus), se introduc coeficienți care trebuie determinați experimental pentru condițiile respective.

Rezistența la uzare, funcție de duritate, pentru diferite metale și aliaje este prezentată în fig. 1.63.

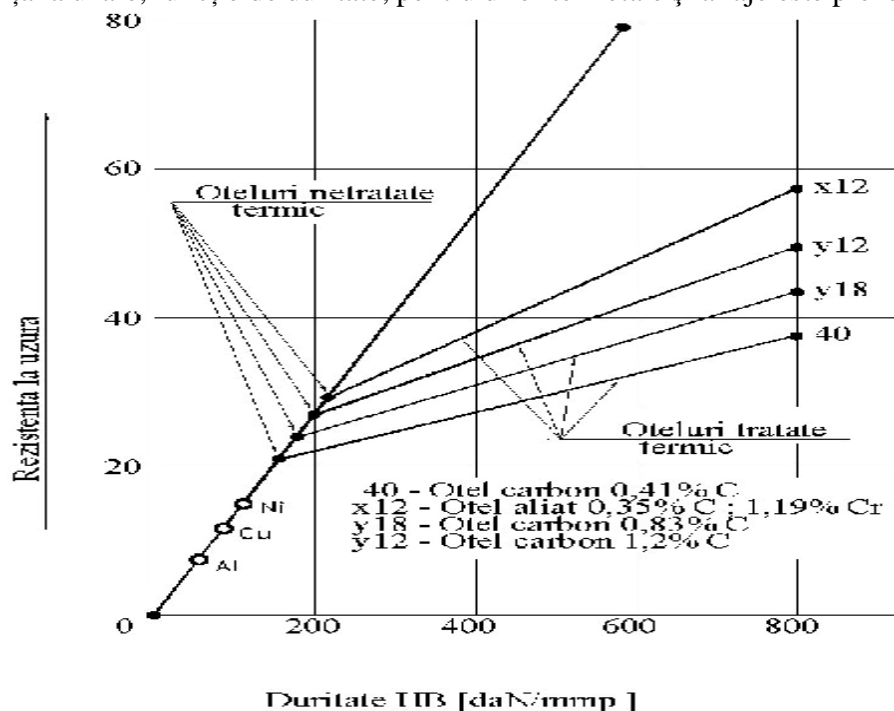


Fig. 1.63. Rezistența la uzură în funcție de duritate.

O preocupare care a fost în atenția administratorilor de cale ferată a constat în cercetarea degradării roților de rulare. Simulările numerice conform [144], [151], pentru studierea comportamentului dinamic al vehiculelor cu roți de rulare și a interacțiunii dintre roți și calea de rulare au început în anii 1970, cum ajutorul unor programe de calculatoare Vampire dezvoltat de British rail sau Nurcas în S.U.A.

În urma aplicării programelor de simulare a deplasării vehiculelor rulante a rezultat poziționarea relativă a roții față de calea de rulare, respectiv s-a determinat punctul de contact dintre roată-șină și forțele de contact ce iau naștere datorită interacțiunii dinamice roată-șină.

Aceste programe pun în evidență procesele de degradare ale contactului roată-șină, cum ar fi apariția fisurilor pe suprafața de rulare, deformările plastice și uzura.

### 1.5.3. Concluzii

a) Datorită montării rigide a roților pe osie și a faptului că, conicitățile suprafețelor de rulare sunt inversate, osia montată va executa în mers o mișcare de șerpuire, mijlocul osiei descriind în plan orizontal o sinusoidă. Viteza la care mișcarea de șerpuire devine instabilă poartă numele de viteză critică, aceasta determinând de fapt viteza maximă care poate fi atinsă în deplina siguranță de către vehicul.

**b) Cercetările făcute asupra profilului de uzare la liniile de transport urban pe șine în decursul timpului, au arătat că acest profil de uzură se formează prin uzare, independent de forma inițială.**

c) O importanță deosebită pentru o siguranță a ghidării, o uzare cât mai redusă a roții elastice și implicit a șinei precum și o calitate cât mai bună a rulării o are suprafața de rulare și înclinarea flancului exterior activ al buzei adică unghiul de flanc pe care această suprafață îl face cu axa de rotație al osiei.

Concluzia este că înclinarea suprafeței de rulare nu trebuie să fie aceeași pe toată lățimea, ea fiind mai mare pe porțiunea exterioară pentru a asigura o trecere cât mai bună peste aparatele de cale.

d) În evoluția profilurilor de rulare a roților elastice după forma suprafeței de rulare întâlnim la transportul urban pe șine cu tramvaiul următoarele profile:

- Ø profil de rulare cilindric la care s-a renunțat după o folosință îndelungată;
- Ø profil de rulare conic unanim acceptat;
- Ø profil de uzură cel mai uzitat în domeniul transportului pe calea ferată.

e) Scopul **profilului de rulare conic** a fost ca să înlăture alunecările longitudinale care se produc între roți și șine la circulația în curbe și să se realizeze un centraj al trenului de roți pentru ca acesta să nu circule tot timpul în contact cu buza. Dar existând diferite regimuri de circulație în curbe cu raze diferite (raze minime de până la 17 [ m ] cazul depourilor) profilul de rulare conic nu poate evita alunecările longitudinale și nici nu poate îndeplini condiția de realizare a centrajului trenului de roți.

f) Operatori de transport urban de călători cu tramvaiul au experimentat profiluri de rulare cu diferite conicități în domeniul 1: 40; la 1: 20, ale suprafeței de rulare cu avantaje benefice față de utilizarea profilului de rulare cilindric. Profilul cu conicități mari la suprafața de rulare cazul conicităților de 1:40 și respective 1: 20 deși au dat rezultate favorabile privind calitatea de mers, s-a dovedit că acest avantaj în practică dispare repede prin uzare bandajelor, având consecințe în reprofilări dese ale suprafeței de rulare și a buzei.

g) **Profilul de uzură este indicat pentru roata elastică prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei.** Din practica prin analizarea mai multor tipuri de profile de uzură obținute în exploatare pe mai multe tipuri de șină urmărite folosind profilul de rulare conic având conicitatea de 1: 40. S-a constatat că, prin uzare, în exploatare suprafața de rulare conică a bandajului roții elastice devine concavă, ajungând la un moment dat la o formă de uzură stabilizată.

h) Pornind din faptul că uzura suprafeței de rulare a roților este inevitabilă, profilele de bandaj moderne se concep în așa fel încât acestea să se apropie cât mai mult posibil de forma de uzură normală și prin aceasta să rămână stabilă în timpul exploatării.

i) În timp ce suprafața conică liniară a bandajului asigură doar o creștere a razei de rulare la roata care se îndepărtează de poziția mediană dinamică, profilul concav neliniar conduce și la o ridicare a centrului de greutate a perechii de roți, ceea ce duce la o revenire mai rapidă spre poziția neutră.

Prezentarea șinelor de tramvai și utilizarea acestora în funcție de tipul traficului, pe plan mondial, a condus la faptul că șinele sunt astfel proiectate încât să confere o duritate și o rezistență la uzură corespunzătoare. Tendința privind elaborarea șinelor de tramvai pe plan mondial, prin cercetări intense este pentru utilizarea de oțeluri slab aliate de tip Carbon(C) - Crom(Cr) - Mangan(Mn) cu adaosuri de pământuri rare (P.R.).

j) Atât elementele de aliere cât și microelementele introduse conferă o mare durabilitate la uzare abrazivă, la uzare cauzată de frecarea metal-metal și o durabilitate de contact ridicată. Introducerea acestor materiale noi va conduce implicit la adaptarea și specializarea tehnologiilor de încărcare prin sudare.

## 1.6. Aspecte de mediu privind influența elementelor mecanice pentru modelul studiat

Din punct de vedere al protecției mediului transportul public nu trebuie să polueze chimic, fonic și prin vibrații mediul ambiant și mai ales zestrea edilitară de valoare a orașelor.

Pentru rezolvarea integrală a problemelor, se apreciază că este necesară identificarea și aplicarea soluțiilor optime care să se permită realizarea îmbunătățirii parametrilor de mediu afectați de transportul public (zgomot și vibrații).

**Amplasarea centrală în platformă proprie a căilor de tramvai** este cea mai recomandată, însumând și câteva avantaje de care trebuie să se țină cont :

- ∅ reducerea degradării construcțiilor deoarece vibrațiile produse de circulația tramvaielor degradează construcțiile aflate în vecinătatea liniilor cale;
- ∅ clădiri obișnuite;
- ∅ clădiri cu valoare istorică sau arhitectonică deosebită;
- ∅ reducerea gradului de poluare fonică prin soluțiile moderne aplicate care conduc la reducerea zgomotului produs în circulație.

Actualmente există câteva soluții tehnice moderne în ceea ce privește sistemul de fixare al liniei cale, cu amortizarea vibrațiilor pentru șina de tramvai, soluții elaborate de firme germane (SEDRA, SDS și ORTEC).

### 1.6.1. Aspecte privind rectificarea căii de rulare și influența transportului pe șină asupra mediului urban

Cu toate că denivelările liniei cale sunt foarte mici, datorită maselor mari nesuspendate și faptului că roțile și calea de rulare sunt executate din oțel, chiar și denivelările mici produc șocuri relativi mari. Printre alte surse de șocuri și vibrații pot fi variația vitezei de deplasare, jocul la capetele de șină ( cazul joantelor ), denivelările, curbele, excentricitățile și abaterile de formă ale suprafețelor de rulare ale bandajelor, smuciturile în timpul manevrelor, frânărilor și accelerărilor.

Cutia vagonului poate conform [151] avea în timpul mersului șase grade de libertate în raport cu cele trei axe care trec prin centrul său de greutate:

**1. Mișcări verticale**, generate de neregularitățile căii și care sunt preluate de elementul elastic al suspensiei.

**2. Mișcări de rotație** în jurul axei verticale, ca urmare a șerpuirii osiilor și care sunt preluate de atelajul suspensiei.

**3. Mișcări transversale** ( clătinare ), produse de șocuri de atac la intrarea într-o curbă și de șerpuirea osiilor ca urmare a conicității bandajelor, fiind preluate de atelajul suspensiei sau de suspensia transversală.

**4. Mișcări de rotație** în jurul axei transversale ( galop, tangaj ) generate de acțiunea joantelor, când ampatamentul vehiculului nu corespunde cu lungimea șinei și sunt preluate de elementele elastice ale suspensiei.

**5. Mișcări de rotație** în jurul axei longitudinale ( legănare, rului ), ca urmare a neregularităților căii, fiind preluate tot de elementul elastic al suspensiei.

**6. Mișcări longitudinale** ( recul ) produse de smuciturile la frânare, la demaraj sau în timpul mersului, fiind preluate de elementele aparatului de tracțiune.

Pentru îmbunătățirea dinamicii vehiculului și reducerea cheltuielilor de întreținere a șinelor **rectificarea suprafeței de rulare poate înlătura unele din aspectele negative** rezultate din rulare în condiții normale. Trebuie însă realizată cu grijă deoarece o prelucrare încorectă poate avea efecte opuse celor scontate.

Prin utilizarea tehnicii de calcul conform [165], [166], este posibilă determinarea unde și cum apare contactul dintre roată și șină, respectiv corectarea optimă a geometriei acestui contact. Dezvoltarea tehnicilor de rectificare a profilului șinelor a condus la eliminarea indiferenței față de un defect



tradițional de “măcinare” a materialului și la introducerea unei prelucrări de întreținere sau de prevenire a măcinării.

Practicarea rectificării a dus la îmbunătățirea în dinamica interacțiuni dintre roată și șină, atât în plan orizontal cât și vertical, rezultând o îmbunătățire a calității suprafeței de rulare.

Rectificare profilului șinei trebuie să țină cont de următoarele aspecte :

- Ø **defectele de suprafață**—ondularea la vârful capului de șină declanșează acțiunea dinamică verticală a cuplului roată / șină, rezultând creșterea în intensitate a zgomotului, vibrațiilor și a impactului forțelor verticale. În practicile moderne prelucrarea în controlul defectelor de suprafață este frecvent combinată cu rectificarea profilului;
- Ø **defectele de oboseală**—controlul și întreținerea formei secțiunii transversale a capului șinei, proces cunoscut sub denumirea de “rectificare a profilului” au fost practicate pentru eliminarea defectelor de oboseală cum este cojirea zonei de contact a suprafeței de rulare. Rectificarea profilului duce la diminuarea tensiunilor ridicate de contact care se produc în zona de racordare și în mod special în cazul profilelor cu rază mică de racordare. Tensiunile mari pot induce aspecte de oboseală, inclusiv fisurarea sau chiar despicarea. Prelucrarea va deplasa contactul roată / șină din acest colț spre centrul capului șinei. În curbele cu rază mică poate apare un al doilea punct de contact între flanșa roții și ecartamentul șinei, generând astfel două puncte de contact între roată și șină;
- Ø **scufundarea**— scufundarea locului de contact roată / șină reduce tensiunile de contact și poate duce la o diminuare atât a despicării suprafeței la oboseală cât și a cojirii acesteia. Acest mod de prelucrare a ecartamentului de curbura înlătură apariția suprafeței deteriorate la oboseală a șinei din oțel, reamplasând punctul de maximă tensiune a șinei, înainte ca deteriorarea la oboseală să poată declanșa un defect de avarie. Acest lucru este important în special pentru ecartamentele lubrefiate sau pentru șinele din oțel premium ( duritate ridicată ) la care coeficientul de uzură este substanțial redus. Cercetările recente arată că trecerea de la un punct la două puncte de contact poate duce la deteriorarea performanței de curbare a boghiului, cu o creștere corespunzătoare a forțelor de flanșare a cuplului roată / șină. Aceasta poate mări uzura ecartamentului, dacă nu se iau alte măsuri. De aceea acest tip de rectificare de profil prin copiere a ecartamentului de curbura ar trebui folosit cu prioritate în zonele în care oboseala și nu uzura este factorul dominant al avariei;
- Ø **controlul uzurii șinei**—rectificarea de profil prin copiere este utilizată pentru a îmbunătăți direcționarea boghiurilor fiind folosite profile în special acolo unde apare uzura datorită mișcărilor de șerpuire. Ținând cont de diferența de raze a roților datorată conicității ecartamentului, boghiul poate fi îndus pentru a vira singur de-a lungul curburii în mod ideal fără contact cu flanșă. Cercetări recente arată că o astfel de îmbunătățire a curburilor poate fi obținută prin folosirea unui contact punctual corespunzător între roată și ecartamentul curburii șinei. Se acceptă ideea că nici un profil simplu prelucrat nu poate rezolva toate problemele majore din domeniul șinei. În concluzie este necesar a se defini problema sau categoria de probleme care să fie analizate înainte de a fi selectat un profil prelucrat și inițierea unei rectificării de profil.

**Motive rezultate din exploatarea și gestionarea contactului roată-șină pentru întreținerea regulată a șinelor:**

- Ø securitate de funcționare sporită;
- Ø reducerea zgomotului;
- Ø creșterea duratei de viață;
- Ø reducerea de reglărilor de funcționare;
- Ø reducerea uzurii roților.

○ Problematika apărută se referă la deformarea în curbe, striuri respectiv zgomot.

**a) Deformarea la curbe** prezentată în fig. 1.64. - ia naștere prin presiune laterală la curbe generând prin efectele care le provoacă evenimente în circulație de natura deraierilor.

**- efecte:**

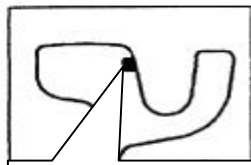
- Ø poate duce în cazuri extreme la deraiere.

**- măsuri preventive la șinele noi:**

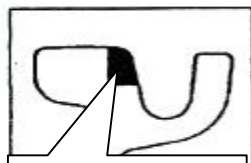
- ∅ sudare flancului cu materiale cu un conținut ridicat de mangan;
- ∅ se efectuează de regulă înainte de montajul șinelor.

**- reparații:**

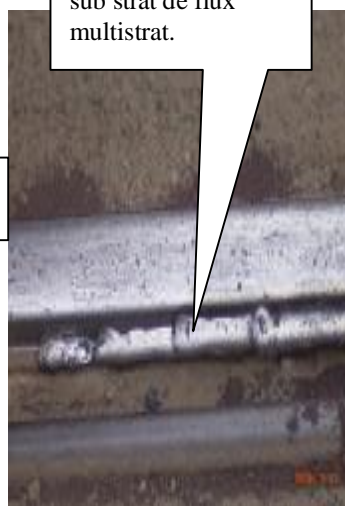
- ∅ sudare manuală de depunere cu electrod;
- ∅ sudare automată.



Sudare manuală de depunere cu electrod.



Sudare automată de încărcare cu material de adaos.



Încărcare prin sudură sub strat de flux multistrat.



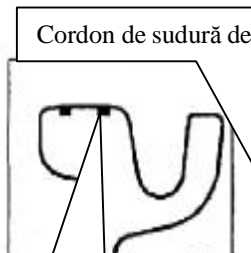
Instalație de încărcare prin sudură sub strat de flux multistrat utilizată la înlăturarea uzurii laterale a șinei cu canal.

**Fig. 1.64.** Încărcarea prin sudură a șinei.

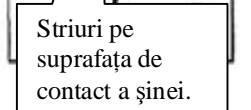
**b) Striuri.** Referitor la formarea striurilor există mai multe teorii. În principal striurile se formează în cazul șinelor din material mai moale, precum și în cazul porțiunilor de accelerare/decelerare. Întrucât formarea striurilor prezentate în fig. 1.65. depinde de o mulțime de factori, prevenirea absolută a formării striurilor este imposibilă.

**- efecte:**

- ∅ prin vibrațiile roților ia naștere zgomot;
- ∅ este posibilă deteriorarea străzilor;
- ∅ reducerea confortului de transport;
- ∅ uzură accentuată a roților și frânelor.



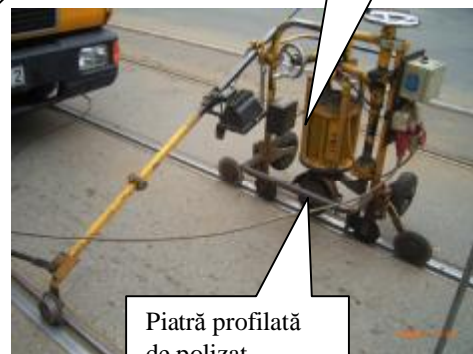
Cordon de sudură depus.



Striuri pe suprafața de contact a șinei.



Tabloul de comandă pentru reglarea automată a parametrilor de încărcare prin sudură sub strat de flux.



Instalație de polizat și rectificat pentru profilul coroanei șinei.

Piatră profilată de polizat.

**Fig. 1.65.** Striuri pe coroana șinei.

**- măsuri preventive:** durificarea suprafeței de rulare prin sudarea de depunere cu sârmă de CrMnMo7:

- ∅ întârzie formarea striurilor;
- ∅ reduce uzura șinelor;
- ∅ se execută pe șina deja montată.

**- reparațiile se execută prin:**

- ∅ îndepărtarea striurilor prin șlefuire.

**c) Zgomotul la curbe.** Alunecarea roților în curbele strânse provoacă vibrații de înaltă frecvență care produc efecte asupra mediului.

**- Efecte:**

- ∅ zgomot.

**- Măsuri preventive** aplicate prin încărcarea prin sudură și rectificarea prin polizare a coroanei șinei sunt prezentate în fig. 1.66.



- Ø sudură de depunere pe o grosime de 2-3 mm a capului de rulare cu electrod bandă de inox, este unul din procesele des uzitate în menținerea parametrilor în exploatare a șinei. Un calcul simplu arată că rectificarea prin încărcarea prin sudură reduce substanțial cheltuielile cu mentenanța linie de rulare.

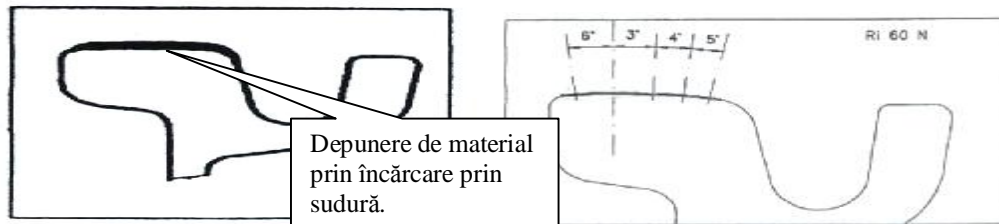


Fig. 1.66. Încărcarea prin sudură a coroanei șinei.

### Șlefuirea striurilor

Șanțurile longitudinale care se formează pe suprafața de rulare a șinei cauzează zgomot și o uzură accentuată a materialului rulant. În funcție de adâncimea denivelărilor se efectuează una sau două treceri pe fază. Diferența de unghi precum și numărul de faze depinde de forma șinei, respectiv cerințele beneficiarului (în mod normal 4-5 faze).

### Reprofilarea muchiei de rulare

După o folosire mai îndelungată a șinei, raza muchiei de rulare se modifică, respectiv apar supradenivelări. Pentru această aplicație unghiul de șlefuire al instalației se poate reduce până la 60 grade. Și în acest caz se șlefuiască mai multe faze într-un domeniu corespunzând unui unghi de circa 15 grade conform fig. 1.67.

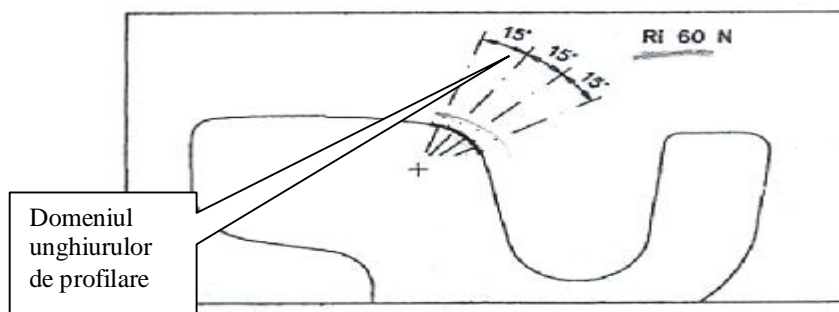


Fig.1.67. Reprofilarea muchiei de rulare.

Performanța care se poate obține în cazul unor denivelări de până la 0,3 mm și 6 treceri (faze), este în medie un număr cuprins între 175 și 200 [ m ] de denivelări pe o șină, ce se pot șlefui. Avansul unei mașinii de acest tip este cuprins între 0,4 și 0,7 [ m/s ].

## 1.6.2. Concluzii.

- Prelucrarea șinei trebuie efectuată cu mare atenție și inteligent, deoarece utilizată în mod corect ea poate duce la o extindere importantă a duratei de serviciu a șinei, la o reducere a cheltuielilor de întreținere a ecartamentului și o îmbunătățire a interacțiunii dinamice roată / șină.
- Utilizată incorect, rectificarea duce la creșterea forțelor laterale în contactul dintre roată și șină, sporind uzura șinei, ajungând până la torsionarea șinei. Prelucrarea trebuie deci utilizată după o corectă înțelegere a beneficiilor și limitelor sale.
- Dacă este aplicată eficient, ea este un instrument important în controlul degradării șinei cât și în reducerea cheltuielilor totale de întreținere a ecartamentelor. Procesul de rectificarea a șinei se impune din cel puțin trei rațiuni :
  - Ø experimentele arată că o șină nouă nu se potrivește perfect cu profilul roții, fie șina nouă sau uzată, cât și faptul că roata prezintă un grad de uzură avansat;
  - Ø stratul decarbonizat și tartrul pot duce la apariția defectelor de oboseală;
  - Ø neregularitățile în sudura șinei, dacă acestea sunt netratate, pot crea un impact excesiv la încărcarea și deteriorarea șinei.

### **1.6.3. Instalații și tehnologii de ungere a căii de rulare pentru eliminarea uzurilor și a poluării fonice în diferite condiții de exploatare**

Conform [ 17] ungerea șinelor în curbe se face cu scopul reducerii frecării de alunecare a buzei bandajului de suprafața laterală interioară a capului de șină și a buzei acesteia sau de contrașină, ceea ce conduce la reducerea uzurii șinelor în curbe și a buzei bandajelor precum și a zgomotului. Pe plan mondial s-au proiectat și realizat o serie de instalații și dispozitive de la cele mai simple, cazul celor cu acționare mecanică până la cele mai complexe cu acționare electrică . Cele mai multe dintre ele sunt montate în cale, dar există și montate pe vehiculele din circulație sau chiar pe cele speciale de întreținere a căii. Aceste sisteme, au elementul de ungere amplasat pe suprafața interioară a capului de șină, la începutul curbei de unde materialul este transportat, pe toată lungimea acesteia, prin intermediul buzei bandajului.

#### **DISPOZITIV DE UNGERE CU ACȚIONARE MECANICĂ.**

La trecerea roții vehiculului conform [ 17 ], acesta apasă pe o pârghie care deschide o supapă cu arc, de injectare a unguentului în eclisă respectiv de ungere a șinei. Unguentul este transportat pe întreaga curbă, de către buza bandajului roțiilor vehiculului. Doza necesară de unguent este reglată prin lungimea pârghiei pe care apasă bandajul și ține deschisă supapa. Încărcarea cu unguent se face dintr – un recipient cu ajutorul unei pompe de mână .

#### **TEHNOLOGIA PORTEC.**

Exista o variantă de capacitate mare ( 150 – 175 kg. ) de tip MC la care rezervorul prismatic este amplasat în lateralul căii conform [ 17]. Acționarea pompei duble, se face prin pârghia basculantă și axul cardanic. Unguentul se aduce la eclisele cu sistem de canale, prin furtune. Este o instalație de ungere modernă, tip PL 100. Filiala firmei americane Portec Ltd din Anglia, a construit un ungător cu acționare electrică.

Ungătorul este montat în ecartament, sub pavaj într–un bloc de beton. De la distribuitor, soluția de ungere, este împinsă prin țevile pipă, care la capăt au montate diuze, care prin orificiul din jgheabul șinei injectează soluția de ungere pe suprafețele interioare ale jgheabului șinei. Comanda de acționare a ungătorului o dă senzorul piezoelectric cu cuarț, la trecerea roții de tramvai pe șină. Legătura între senzor și blocul de comandă se face printr–un cablu, iar între bloc și motorul pompei idem. Acest tip de ungător este utilizat la liniile cale din Viena.

#### **TEHNOLOGIA CENTRAC.**

Creioanele Centrac conform [17] sunt o gamă de modificatori de frecare bazați pe polimeri și disponibili în forme și profiluri variate. Cele două tipuri de creioane Centrac sunt:

- Ø cu coeficient mic de frecare. Aceste creioane se aplică pe buza bandajului pentru a reduce coeficientul de frecare între aceasta și fața interioară a șinei. Ele reduc uzura buzei și a șinei respectiv zgomotul de rulare;
- Ø cu frecare ridicată. Aceste creioane se aplică pe suprafața de rulare a roții și duce la mărirea controlată a aderenței dintre roată și șină.

Aceste două tipuri de creioane pot fi folosite separat sau combinat, în acest caz obținându–se avantaje optime. Având în vedere caracteristicile lor net diferite, fiecare tip de creion are o formă specifică, cu un suport corespunzător pentru a se evita greșelile de montaj. Creioanele Centrac sunt concepute pentru toate tipurile de material rulant.

Avantajele folosirii creioanelor Centrac sunt: reducerea uzurii roților și șinelor, mărirea intervalului de reprofilare la roți, șinelor și a traverselor, reducerea nivelului de zgomot produs de rulare, aplicarea produselor se face cu precizie mare creioanele sunt uscate și curate, fără a avea loc migrarea lubrifianului, impact slab asupra mediului, ameliorarea aderenței roată–șină, nu influențează asupra spațiului de frânare, aduce economie de energie de tracțiune, înlocuirea creioanelor sub limită se face ușor, substanța din care sunt alcătuite creioanele sunt rezistente la foc. Instalația de tip Centrac este montată pe roată iar creioanele sunt fixate într–un dispozitiv de prindere.

În fig. 1.68. sunt prezentate diuzele de ungere pentru buza bandajului care aflate sub presiune, în funcție de comanda sensorului de modificare a poziției boghiului va depune o peliculă de unguent ecologic pe suprafața buzei bandajului.

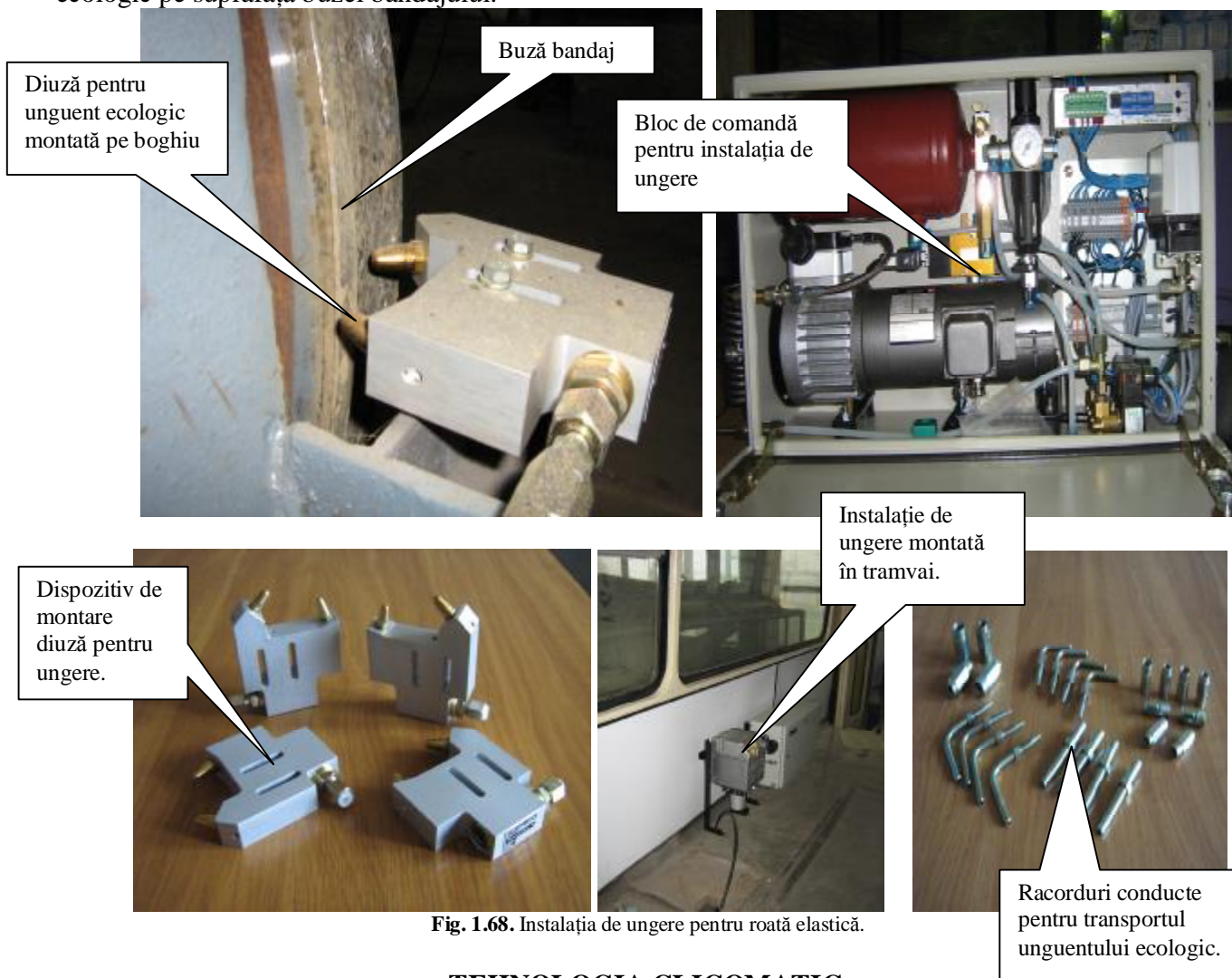


Fig. 1.68. Instalația de ungere pentru roată elastică.

### TEHNOLOGIA CLICOMATIC.

Instalația Clicomatic de ungere a curbelor prezentată în fig. 1.68., pentru căi ferate și căi orășenești este o concepție a firmei Wagner Elektrothermit din Austria conform [17]. Instalația funcționează cu azot comprimat. Comanda este electronică, având ca sursă de alimentare o baterie de 9 [ V ]. Azotul trece spre rezervoarele cu unguent printr – un ventil de reglare, care asigură o presiune constantă în rezervoarele cu unguent și la capul de șprițuire. Vagonul care se apropie de curbă produce vibrații în cale, care sunt sesizate de un sensor de vibrații, montat pe ventilul de dozaj. Acesta dă impulsul de comandă ventilului magnetic, iar acesta la ventilul de dozaj, care prin cele patru diuze șprițuie unguent pe partea laterală a capului de șină. Numărul de impulsuri de șprițuire este programat, în funcție de numărul de osii care trec, lungimea trenului etc. Materialul de ungere utilizat în aceste dispozitive și instalații trebuie să fie ușor pompat, să asigure o peliculă de ungere cât mai durabilă, cu bună adeziune la șină, la buza bandajului și rezistență pe timp ploios și la alte intemperii. Se recomandă utilizarea fulgilor de grafit, care vor fi una din componenta de bază.

Este o instalație de ungere care rezolvă unele din problemele ridicate de-a lungul timpului privind uzurile accentuate și reducerea zgomotelor respectiv ale vibrațiilor în mod special în curbe. Are o funcționare sigură și un control optim al dozajului de unguent.

#### 1.6.4. Concluzii.

a) Protecția mediului impune ca materialele de ungere să fie biodegradabile respectiv să nu constituie o sursă nocivă pentru mediu ambiant și om. Exemple de materiale utilizate pe plan mondial:

- Ø unguentul 340 E - pentru perioade cu temperaturi peste 0 grade celsius după tehnologia PORTEC;
- Ø unguentul 862 LT - pentru perioade cu temperaturi sub 0 grade celsius după tehnologia PORTEC;
- Ø unguentul 395 T - care asigură o durată mare de protecție la uzură și împotriva zgomotelor. Unguentul poate avea în compoziție aditivi de tip Moly care să îmbunătățească calitativ utilizarea acestuia în diferite condiții de mediu și de exploatarea vehiculelor pe șine.

b) Condițiile tehnice minime necesare a se garanta pentru unguentul de tip ecologic:

- Ø să nu formeze spumă sau să se saponifice și să nu fie toxic;
- Ø să aibă conținutul minim de impurități mecanice și chimice;
- Ø punctul de picurare să fie mai mare de 80 grade celsius;
- Ø să aibă punct de inflamabilitate ridicat ( mai mare de 200 grade celsius );
- Ø să nu absoarbă aer sau să degaje aer și să fie compatibil cu garniturile de etanșare din instalație;
- Ø să aibă punct de autoaprindere ridicat ( mai mare decât temperatura de încălzire a șinei );
- Ø să aibă punctul de ardere la care arde după dispariția amorsei ( scânteie ) și punctul de congelare mai mare de - 40 grade celsius;

c) Parametrii de urmărit în exploatare:

- Ø aderența peliculei de unguent pe suprafețele metalice în condiții atmosferice deosebite și stabilirea corectă a punctului de picurare;
- Ø stabilirea fluidității vaselinei pentru a satisface condițiile de aplicare prin contactul roată-șină;
- Ø stabilirea presiunii de contact necesară pe care să o asigure pelicula de unguent care se interpune între partea laterală a coroanei șinei respectiv suprafața buzei bandajului;
- Ø necesitatea aditivării cu privire la acțiunea factorilor corozivi cu care vine în contact unguentul.

d) Avantajele estimate a se obține în exploatarea și întreținerea ansamblului roată-șină:

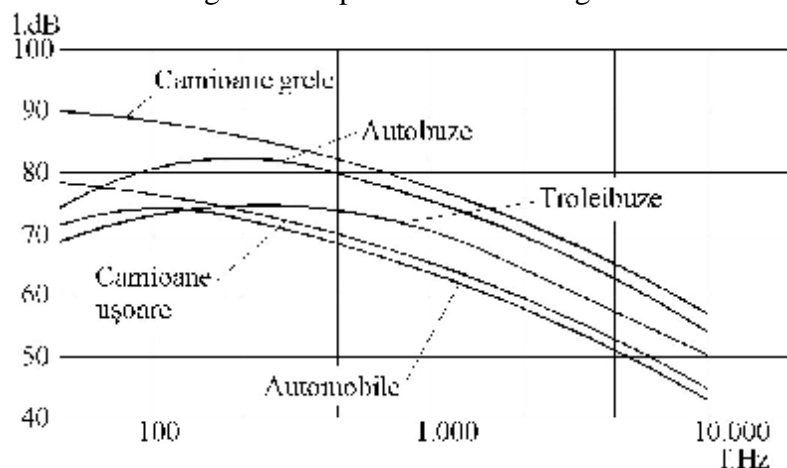
- Ø rezolvarea problemei din punct de vedere al protecției mediului;
- Ø reducerea uzurii roților și șinelor respectiv mărirea intervalului de reprofilare la roți și șine;
- Ø reducerea nivelului de zgomot produs de rulare respective ușurința aplicării unguentului și precizia mare cu care se realizează;
- Ø ungerea se realizează fără a avea loc migrarea unguentului cu impact slab asupra mediului;
- Ø nu influențează asupra spațiului de frânare, aduce economie de energie de tracțiune și completarea cu unguent se face ușor.

### 1.6.5. Metode de combatere a zgomotului în transportul urban

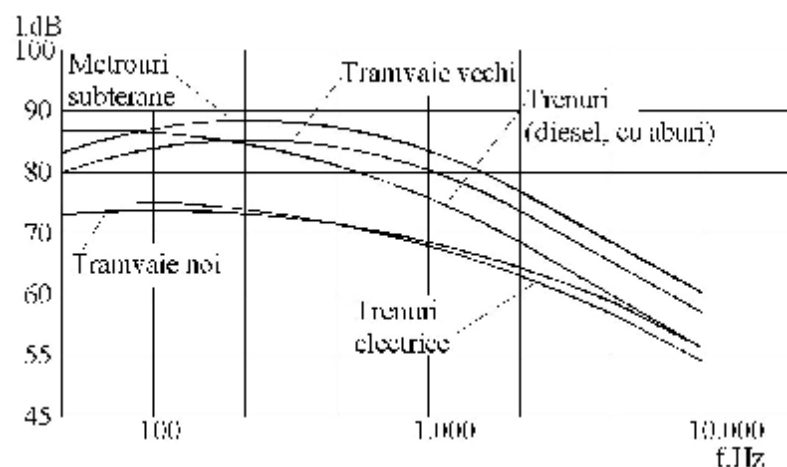
Sursele de zgomot urban se pot împărți în trei categorii:

- Ø mijloace de transport;
- Ø unități industriale;
- Ø zone sau obiective unde se găsesc mari aglomerări de oameni.

Sursele de zgomot provocate de mijloacele de transport conform [11], [12], se caracterizează prin spectre de zgomot, niveluri ale presiunii acustice și prin variația acestor niveluri în timp. În fig. 1.69. sunt prezentate spectrele medii ale zgomotului pentru diferite categorii de vehicule.



a - Spectrele medii ale zgomotului pentru vehicule pe pneuri.



b- Spectrele medii ale zgomotului pentru vehicule pe șine.

**Fig.1.69.** a)-Spectrele medii ale zgomotului pentru vehicule pe pneuri, b)- Spectrele medii ale zgomotului pentru vehicule pe șine.

După cum se observă din diagrame, spectrele de zgomot pentru transportul pe pneuri se caracterizează prin componente de joasă frecvență, respectiv în zgomotele tramvaielor, metrourilor predomină atât frecvențele joase, cât și a celor mijlocii.

Prin specificul mijloacelor de transport conform [13] pe cale ferată cum ar fi viteza mare, structura în cea mai mare parte metalică, rularea roților pe șine, curburi diferite ale căii, opriri, porniri, și variații de viteze în timpul mersului, tramvaiele și metroul sunt sursele celor mai variate zgomote și vibrații de natură mecanică, aerodinamică, electromagnetică.

Sursele principale de zgomot conform [14], [16], generate de tramvaie sau metroul sunt: rularea roților metalice pe șine, angrenajele cu roți dințate, motorul de tracțiune, frânele.

**Rularea roților pe șine** este una din sursele importante de zgomot și vibrații. Acestea sunt produse de toate elementele aflate în contact direct în momentul rulării și anume șinele metalice și roțile cu bandajele metalice.



**Șinele metalice** influențează nivelul de zgomot și vibrații prin starea suprafețe lor, inegalitățile suprafețelor de rulare, îmbinările imperfecte între șine, rugozitățile și denivelările șinelor, precum și uzura lor ondulatorie.

**Norme privind zgomotul urban.** Estimarea zgomotului în raport cu reacțiile colectivității este reglementat pe plan internațional de recomandarea conform [175]. Mărimea acustică care se măsoară pentru care se dau valori limitative este nivelul de presiune acustică ponderat A, care se exprimă în dB

Normarea zgomotului urban are drept scop protejarea colectivității de acțiunea zgomotului excesiv, prin stabilirea unor limite pentru nivelul zgomotului generat de diferite surse, cât și pentru zgomotul admis în diferite zone, ceea ce implică luarea unor măsuri pentru împiedecarea transmisiei acestuia la valori ridicate asupra colectivității.

Criteriul de bază pentru imobilele rezidențiale se fixează conform [175] și ISO R – 1996 – 1971, într-un interval cuprins între 35 – 45 [ dB ] pentru zgomot exterior.

În tabelul 1.10 se dau corecțiile care se aplică criteriului de zgomot în funcție de perioada zilei și de tipul zonei la care ne referim.

**Tabel 1.10.** Corecțiile ce se aplică criteriului zgomot.

Tipul corecției	Caracterizarea împrejurării	Corecția ce se aduce criter. de bază DB (A)
Perioada zilei	Zi	4
	Seara	-5
	Noaptea	-10 la -15
Tipul zonei	Zonă rezidențială rurală etc.	0
	Zonă rezidențială suburbană, circulație rutieră slabă	+5
	Zonă rezidențială urbană	+10
	Zonă rezidențială urbană cu câteva ateliere sau centre de afaceri sau cu drumuri cu circulație mare	+15
	Zonă de oraș	+20
	Zonă predominantă industrială	+25

Când zgomotul variază într-un mod mai complex ca cel expus în tabelul 1.10 nivelul acustic echivalent  $L_{eq}$ , se obține printr-o analiză statistică în funcție de timpul cât durează un anumit nivel acustic măsurat  $L_i$  conform formulei:

$$L_{eq} = 10 \log \left[ \frac{1}{100} \sum t_i 10^{L_i/10} \right] \text{ [dB (A)]}, \quad (1.18.)$$

în care:  $L_{eq}$  - este nivelul acustic echivalent, în dB(A);

$L_i$  - nivelul acustic în dB(A) corespunzând punctului mediu de clasă  $i$  (de obicei se ia un interval de clasă de 5 dB(A); pentru intervale de clasă inferioare sau egale cu 5 dB(A) se pot folosi medii aritmetice);

$t_i$  - intervalul de timp exprimat în procente din timpul de referință, la care nivelul acustic se găsește în limita de clasă  $i$ ;

**În cazul transportul urban soluțiile de combatere a zgomotului și vibrațiilor pot fi împărțite în două mari categorii:**

- Ø soluții care se referă la vehiculul propriu-zis;
- Ø soluții care se referă la calea de rulare și mediul înconjurător și care sunt specifice în funcție de cele trei posibilități alese.

Potrivit normelor BC-STRAB roțile elastice trebuie astfel realizate încât, cu toată arcuirea lor, ghidarea în cale să fie asigurată. Pentru arcuirea axială este admisibilă o decalarare între corpul roții și fața interioară a bandajului de maximum 5 mm. Sarcina pe roată trebuie să fie transmisă materialului elastic fără deformații remanente.

Dacă elementul elastic este interpus între corpul roții și bandaj se va stabili grosimea minimă a bandajului ținând seama de sarcina maximă pe roată. Roțile elastice pot fi înzestrate în fine cu saboți,



numai dacă funcționarea elementelor elastice este asigurată. Este obligatorie o punte elastică sigură între bandaj și masa vehiculului.

Conform [16] datorită avantajelor lor, roțile elastice se folosesc pe scară foarte largă deși prețul de cost este mai mare și rezistența la rulare crește cu 1,5 – 2,00 [ kg/t ] față de roțile obișnuite de oțel.

O altă cale de reducere a zgomotului de rulare utilizat mai ales la metrouri constă în utilizarea anvelopelor, de cauciuc. Asemenea tipuri de metrouri sunt deja în funcțiune la Paris, Montreal etc.

Ideea folosirii roților cu pneuri la vehicule grele a pornit de la necesitatea de creștere a coeficientului de aderență și de reducere a zgomotului de rulare și a fost posibilă odată cu realizarea de roți de mare importanță având anvelope cu inserții metalice.

Dat fiind că asemenea roți nu pot asigura ghidarea transversală a vehiculului în cale, la acest sistem este necesară dotarea vehiculelor cu un dispozitiv special de ghidare, format în general tot din roți pneumatice cu axul de rotație vertical.

Calea de rulare este formată din grinzi de beton armat, uneori acoperite pe fața de rulare cu un covor de cauciuc rezistent; din grinzi metalice sau din lemn de esență tare, special împregnat.

Rezolvarea fiecărei probleme din aceste grupe se face de către cercetători de specialitate. Cercetarea fiecărei măsuri necesită o analiză tehnico-economică a efectului aplicării în comparație cu rezolvările anterioare. Alegerea corectă a uneia sau alteia din măsuri sau a întregului complex de măsuri se face în funcție de proiectarea fiecărei linii noi și de exploatarea concretă a liniei care scot în evidență sursele de zgomot și vibrații.

La noua construcție a liniei a metroului din München s-a realizat pentru prima dată o construcție de cuvă pentru linii, într-un mod care să atenueze propagarea sunetelor prin corpuri, pe benzi profilabile din elastomeri.

#### **Elementele din elastomeri sunt cele mai indicate pentru rezemarea elastică a elementelor de construcții pentru următoarele motive:**

- Ø prin capacitatea de deformare elastică pot fi obținute arcuiri mari, care sunt necesare pentru o bună izolație contra vibrațiilor;
- Ø prin amortizarea produsă de material se evită amorsări de oscilații mari la trecerea prin zone de rezonanță la dispozitive suplimentare de limitare și la amortizare cu lichid în vehicul;
- Ø prin viteza redusă a sunetului în elastomeri (circa 1/5 față de aer) se obține o bună amortizare a sunetelor transmise prin solide.

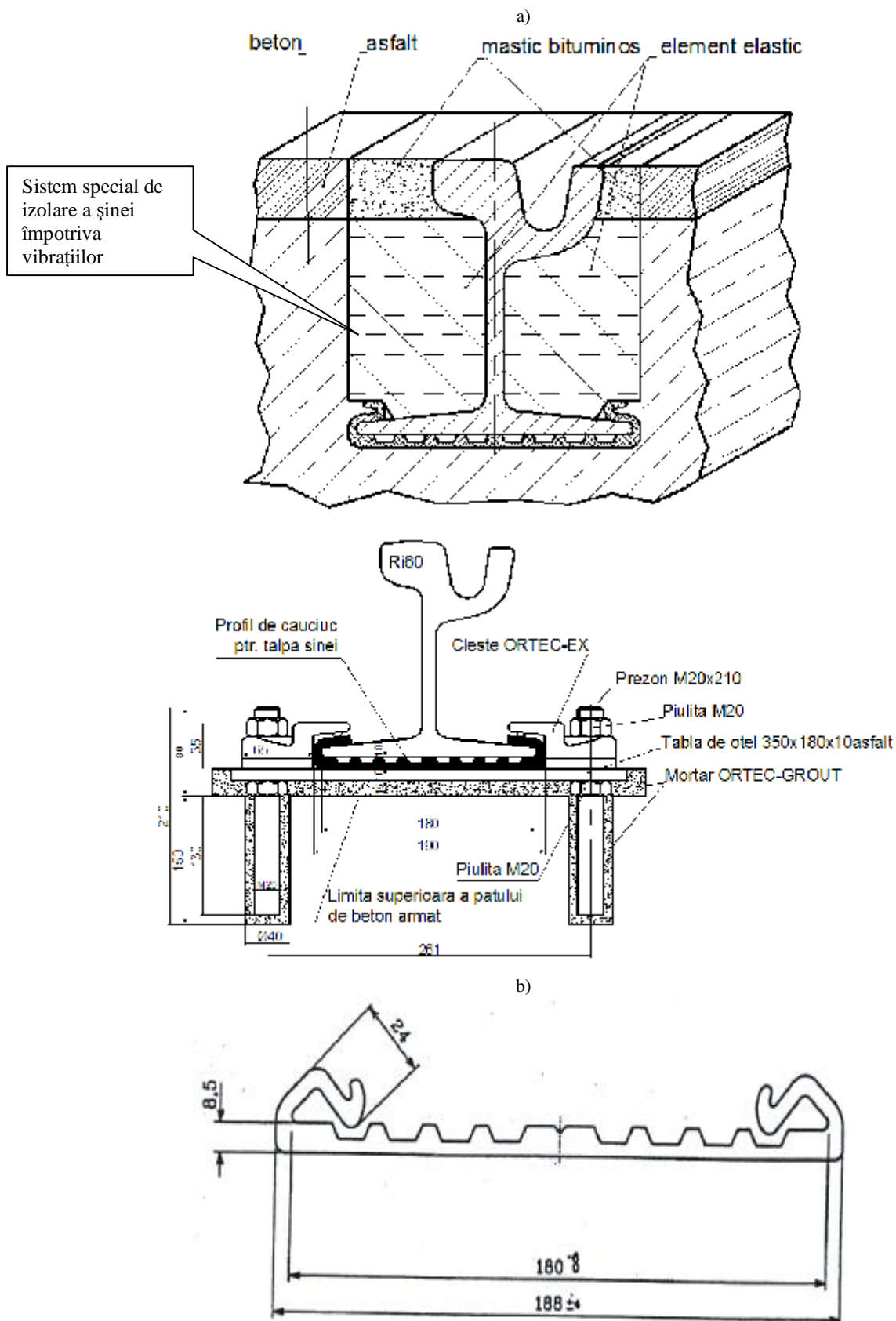
Infrastructura căii constă dintr-o albă din beton armat care s-a așezat pe benzi din elastomeri (policloropren). Rezultatele obținute cu aceste construcții au fost foarte bune.

Elastomerii de tip policloropren au față de cauciucul obișnuit o serie de avantaje printre care acelea că nu apare fenomenul de îmbătrânire, au o rezistență mai mare la agenții chimici etc.

Cercetările au arătat că prin aplicarea unora dintre aceste sisteme se poate reduce transmiterea vibrațiilor la nivelul celui transmis prin sistemul clasic cu traverse de lemn și balast.

Utilizarea acestor suspensii a permis să se reducă nivelul zgomotului structural cu 10 [ dB ] la frecvența de 25 [ Hz ] și cu 20 [ dB ] la 2000 [ Hz ]. Un alt efect este și deplasarea domeniului de frecvență în care se înregistrează valorile maxime de la 50 – 100 [ Hz ] (audibil) la 8 – 12 [ Hz ] domeniu în care urechea nu mai percepe semnalele sonore.

Conceput de firma germană Ortec, ISOLast prezentat în fig 1.70., este un sistem de suspensie elastică continuă a șinelor cu canal, care diminuează șocurile și vibrațiile provocate din mijloacele de transport pe cale ferată. Șina este îmbrăcată pe toate fețele ei, cu excepția suprafeței de rulare în mod continuu dealungul șinei, cu profile speciale din materiale elastice și electroizolante. Sistemul este aplicabil atunci când calea de rulare se prinde pe un pat continuu de beton sau pe longrine de beton. Prin această îmbrăcare elastică a șinei întreaga cale de tramvai este deconectă mecanic și electric de sistemul rigid a drumul în care este înglobat sistemul ISOLast.



**Fig. 1.70.** Montare vibroizolantă a șinelor pe suporturi, Legarea șinei pe patul ( longrina ) de beton armat, Profilul pentru izolarea talpei șinei.

Forțele pe verticală transmise de mijloacele de transport sunt preluate elastic de profilul din cauciuc ce îmbracă talpa șinei având săgeata maximă admisă de 1,5 [ mm ] prezentată în fig. 1.70.

Forțele pe orizontală sunt preluate elastic de profilele de umplere a camerelor interioară și respectiv exterioară ale șinei prezentate în fig. 1.71. respectiv de profilele de umplere a camerelor interioară și exterioară a șinei.

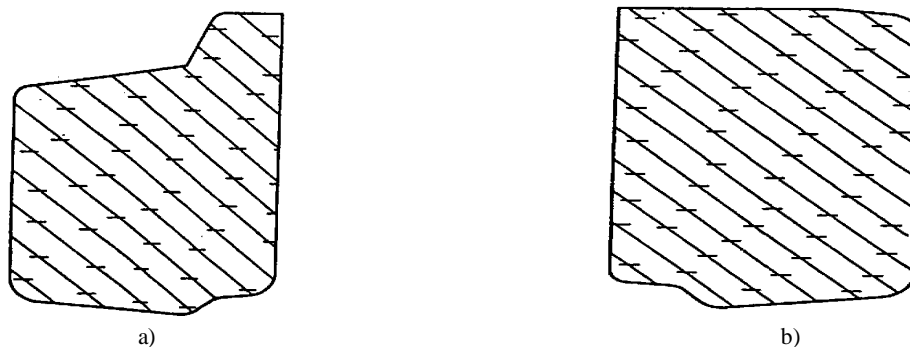


Fig. 1.71. a - Profil EVA de umplere a camerei interioare a șinei, lungime – 1498 mm, masa – 11 Kg. b - Profil EVA de umplere a camerei exterioare a șinei, lungime – 1498 mm, masa – 12,5 Kg.

În fig. 1.72 sunt prezentate fazele montării sistemului elastic de lăgăruire a șinei.

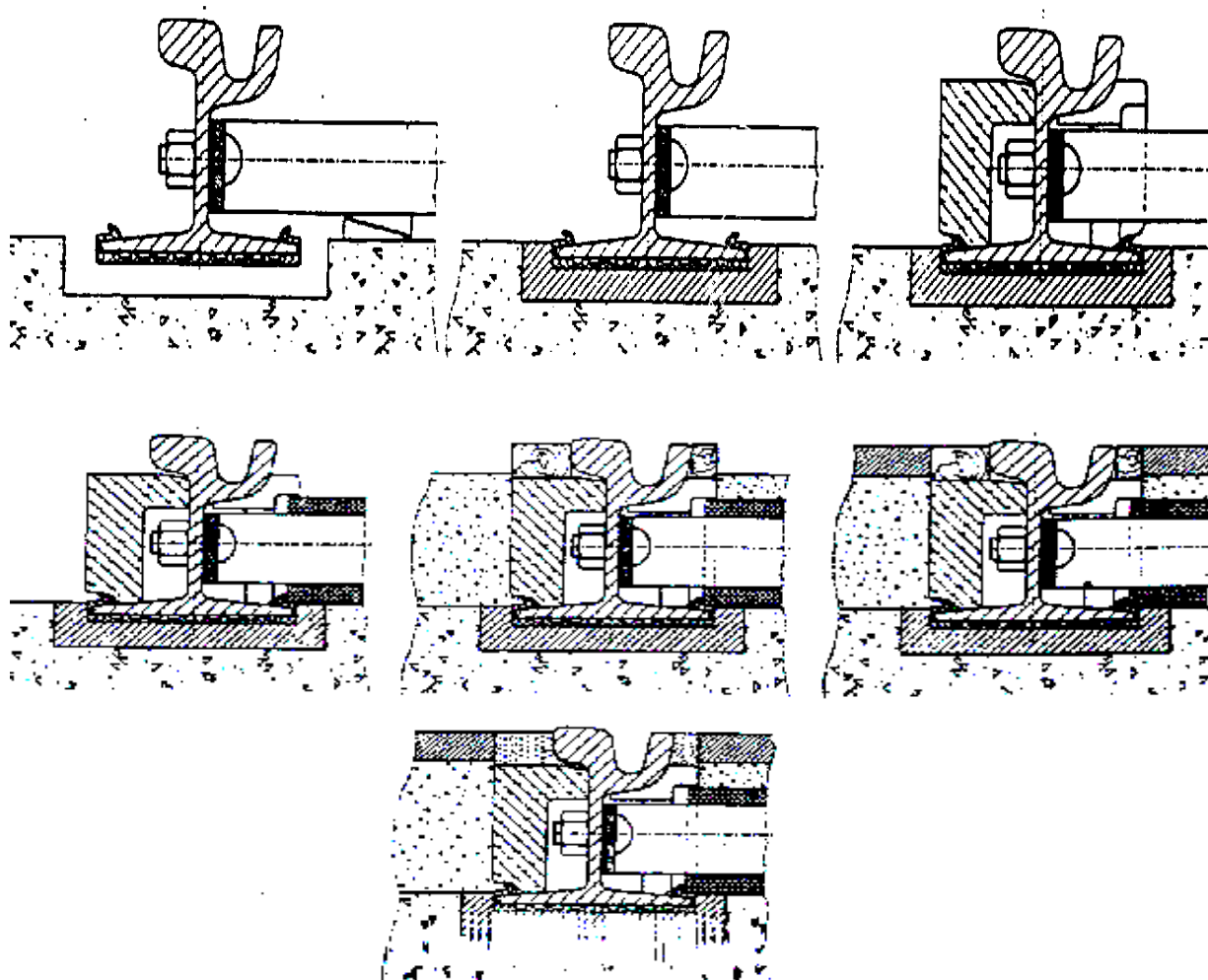


Fig. 1.72. Fazele de montaj al sistemului ISOLast.

Pentru lăgăruirea șinelor de tramvai firma PHOENIX din Germania a confecționat o serie de profile din cauciuc sintetic de tip placă sau profile după tipul șinei utilizate. Toate materialele sunt ecologice și pot fi reciclate. Procesul de instalare descris aici a fost derulat de Phoenix Dichtungstechnik GmbH în câteva construcții noi și în refacerea de șine în Freiburg în anul 1999.

În fig.1.73. sunt prezentate profile și plăcii amortizoare tip PHOENIX, respectiv lăgăruirea elastică a șinelor cu profile PHOENIX.

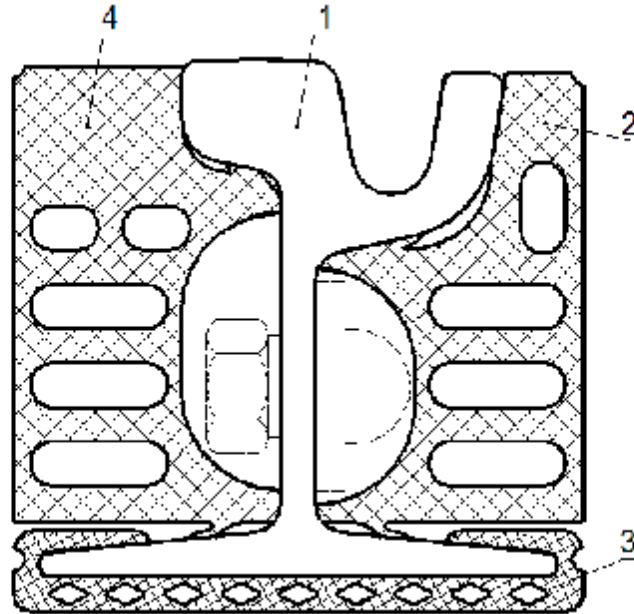


Fig. 1.73.- 2,3,4, - Profile și plăcii amortizoare tip PHOENIX. Lăgăruirea elastică a șinelor cu profile PHOENIX.

O altă soluție de reducere a zgomotului și vibrațiilor o constituie îmbrăcarea șinei într-un profil de cauciuc, elaborat de firma PREMIER din Portland SUA unde profilul de cauciuc este prevăzut să îndeplinească și rolul de canal la șina tip CF, ce se utilizează în construcția căii cu module din beton la trecerile peste calea de rulare. Un astfel de profil amortizor este redat în fig.1.74.

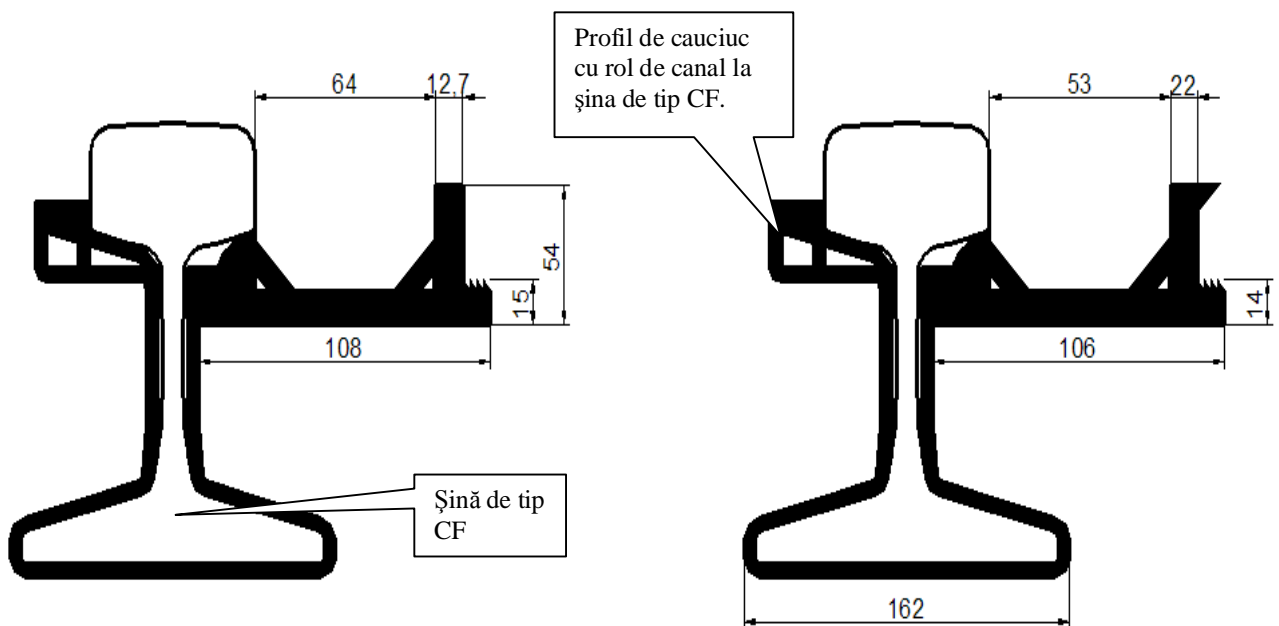


Fig. 1.74. Profil amortizor de cauciuc tip PREMIER



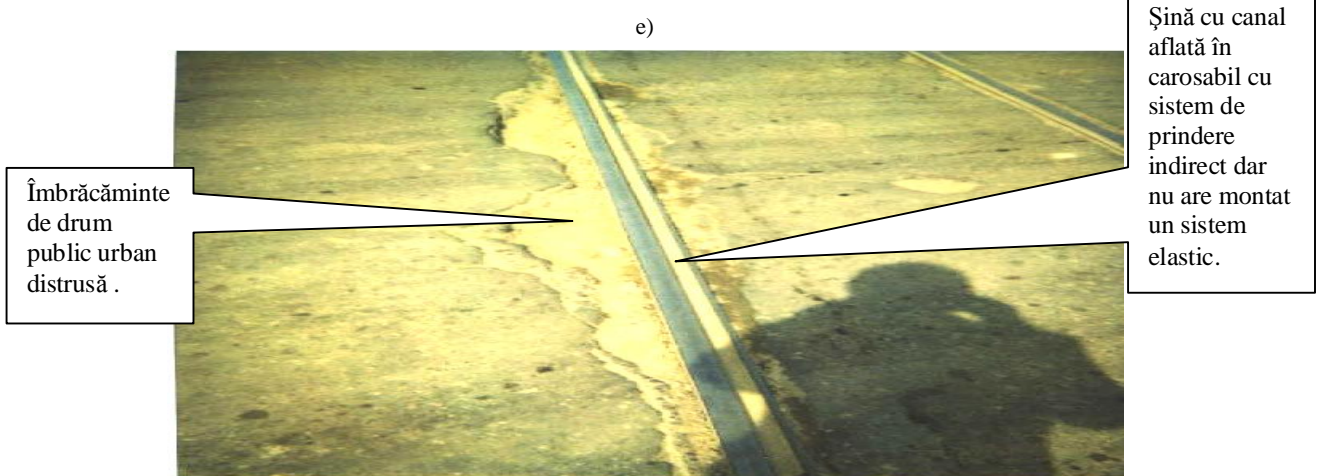
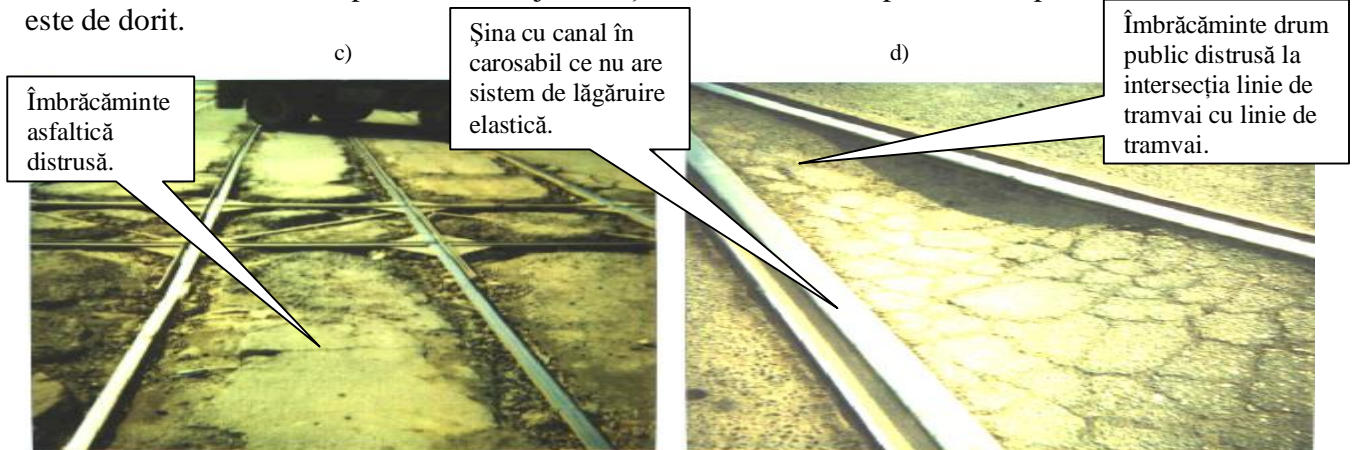
### 1.6.6. Efectul vibrațiilor asupra carosabilului din apropierea căii de rulare a tramvaiului

În fig. 1.75. a) – n) sunt prezentate efectele asupra carosabilului din apropierea căii de rulare a tramvaiului în diferite situații de amplasament în drumurile publice.



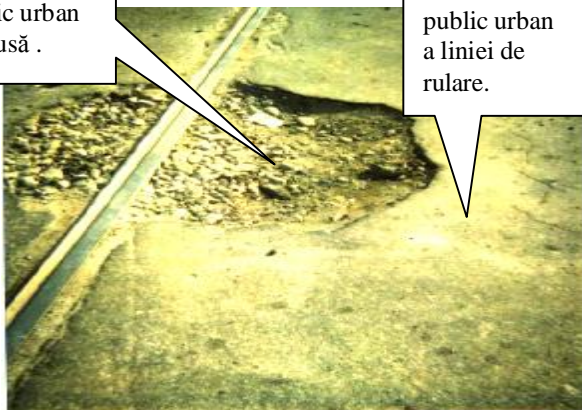
În fig. 1.75 a) și b) sunt prezentate imagini din intersecția liniei de tramvai cu o linie de cale ferată de transport marfă, cu efectele distrugătoare ale îmbrăcămintea asfaltică din apropierea platformei liniei de tramvai. Sarcinile foarte mari care au fost transportate cu vagoanele de marfă au condus la tasări foarte mari ale infrastructurii platformei liniei de tramvai, lucru ce periclitează siguranța în circulației.

Apare o problemă de tip constructiv a intersecției cu linia de cale ferată deoarece circulația tramvaiului se realizează pe buza bandajului roții elastice, ceea ce pentru transportul pe cale ferată nu este de dorit.





Îmbrăcăminte pe drum public urban distrusă .



f)

Intersecție cu un drum public urban a liniei de rulare.

Îmbrăcăminte cu pavele la intersecție cu un drum public urban distrusă.



g)

Șină cu canal montată pe piatră spartă și fixată prin bare de ecartament.

f) - Intersecție linie de rulare tramvai cu drum public urban.

Fisuri ale fundației construcțiilor civile, din apropierea platformei liniei de rulare.



h)

Șină cu canal așezată pe infrastructură de piatră spartă fixată prin bare de ecartament.

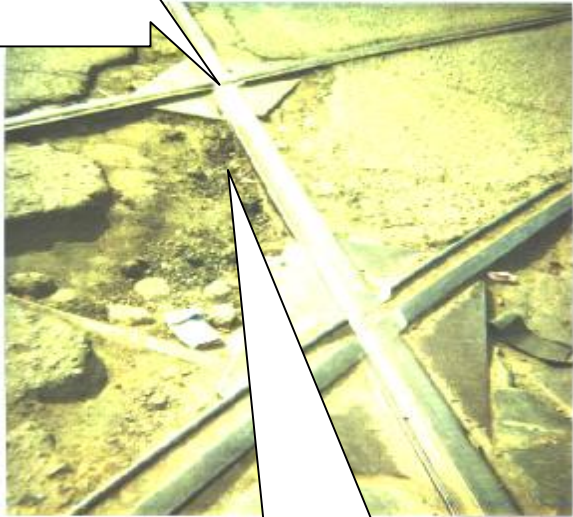
Fisuri ale fundației construcțiilor civile , din apropierea platformei liniei de rulare



i)

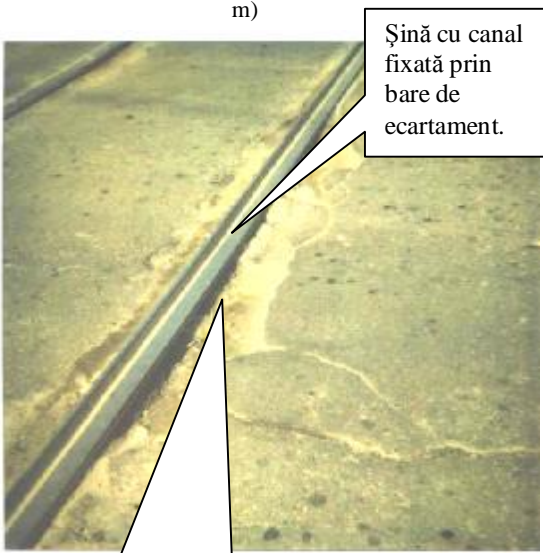
g), h), i) - Cale de rulare tramvai cu îmbrăcăminte din pavele.

Intersecția liniilor de tramvai.



l)

Îmbrăcăminte de drum public urban distrusă la intersecția a două linii de tramvai aflate în carosabil.



m)

Șină cu canal fixată prin bare de ecartament.

Îmbrăcăminte de drum public urban distrusă la intersecția cu o linie de tramvai dublă aflată în carosabil.



n)



Șină cu canal  
fixată prin  
bare de  
ecartament la  
intersecție cu  
un drum  
public urban  
principal.

Îmbrăcămintă  
de drum  
public urban  
distrusă la  
intersecția cu  
o linie de  
tramvai dublă  
aflată în  
carosabil.

l), m), n) - Cale de rulare cu îmbrăcămintă din asfalt.

**Fig.1.75.** a) – n) - Structura liniei de tramvai în regimul drumurilor urbane.

## 1.6.7. Concluzii

### Aprecierea calității transportului urban pe șine

**Concluzionăm că, pentru protejarea căii împotriva distrugerii fundației**, este imperios necesar: înlăturarea denivelărilor de pe suprafața șinelor (polizarea corespunzătoare a sudurii șinelor), asigurarea liniarității căii în plan vertical și orizontal, eliminarea galopărilor materialului rulant, din cauza excentrității bandajelor de la roțile elastice, egalizarea diametrelor roților atât la boghiurile monomotoare cu acționare în tandem, cât și la toate tipurile de perechi de roți, eliminarea uzurilor plate de la bandaje. De asemenea, pentru reducerea mișcării de șerpuire a materialului rulant, este necesară menținerea în limitele prescrise a ecartamentului căi. Simultan sunt necesare **măsuri de protecție împotriva vibrațiilor a fundației**, utilizând între elementele căii plăci cu elasticitate sporită și organizarea șlefuirii periodice a șinelor cu vagoane polizor.

**Pentru reducerea zgomotului și vibrațiilor roților elastice sunt indicate a se lua în perspectivă o serie de măsuri atât în cea ce privește cercetarea în proiectare cât și modul de abordare a sistemelor ecologice de transport public urban pe șine:**

- Ø Folosirea bandajelor de cauciuc în locul celor metalice. Prin această metodă nu s-au obținut însă rezultatele scontate, deoarece suprafețele de rulare sunt mici; sarcinile pe osie sunt ridicate; distanțele de parcurs sunt mari; cauciucul se uzează și își pierde cu timpul proprietățile elastice (îmbătrânește);
- Ø Folosirea suspensiilor cu strat amortizor de cauciuc în locul arcurilor metalice; prin utilizarea arcurilor metalice înglobate în straturi de cauciuc. Acestea acționează nu numai ca izolator de vibrații; ci și ca amortizor al acestora;
- Ø Montarea de inele antizgomot pe fețele coroanei roții, introduse prin seraj (fontă, plumb etc.); bazate pe principiul amortizoarelor dinamice prin frecare;
- Ø Acoperirea boghiurilor și părților laterale ale roților cu straturi absorbante și amortizoare de vibrații;
- Ø Montarea unor inele de cauciuc între butucul roții și coroană.

Soluții de perspectivă pentru realizarea construcției superioară a liniei de cale pentru tramvai (elementele suprastructurii căii):

- Ø folosirea căii fără îmbinări;
- Ø înlăturarea curbelor cu raze mici;
- Ø folosirea garniturilor amortizoare între postament și șină;
- Ø acoperirea capului șinei cu cauciuc sau cu materiale plastice dure.

Măsuri de perspectivă pentru construcții civile urbane:

- Ø îndepărtarea caselor de locuit de linii;
- Ø izolație pasivă a fundațiilor clădirilor din vecinătate;
- Ø ferestre cu geamuri duble sau triple;
- Ø vibroizolarea fundațiilor;
- Ø orientarea clădirilor.

## CAPITOLUL 2

# CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI

### 2.1. Interacțiunea roată elastică-șină

Mentenanța, integritatea structurală și siguranța în exploatarea a vehiculelor necesită un studiu al contactului roată-șină. Contactul roată-șină conform [12] se caracterizează prin existența unui sistem spațial de forțe de interacțiune care acționează pe suprafețe de dimensiuni reduse, conducând la presiuni de contact de valori ridicate. Evitarea deteriorării roților și căilor de rulare conform [11], care poate duce la scoaterea din uz a acestora sau chiar la accidente grave, implică tratarea cu maximă responsabilitate a cauzelor deteriorării:

- Ø evaluarea incorectă a stării de tensiune în zona de contact;
- Ø alegerea necorespunzătoare a materialelor roții respectiv a șinei;
- Ø exploatarea defectuoasă;
- Ø fenomenul de oboseală a straturilor superficiale etc.

Cunoașterea valorii presiunii maxime este insuficientă în estimarea stării de tensiune. Presiunile de contact și dimensiunile semiaxelor elipsei de contact nu sunt constante în timpul mersului, acestea fiind variabile aleatoare. În plus, dimensiunile zonei de contact și presiunile pe aceasta se influențează reciproc, problema contactului fiind neliniară și impunând, în general, o rezolvare iterativă .

#### 2.1.1. Teorii ale contactului roată-șină

De-a lungul timpului s-au dezvoltat cele mai importante teorii ale contactului roată-șină după cum urmează :

##### TEORIA CLASICĂ – HERTZ.

În cadrul acestei teorii clasice a contactului corpurilor de revoluție se impune respectarea următoarele ipoteze :

- Ø Suprafețele în contact să fie continue și neconforme. Aceasta presupune ca dimensiunile semnificative ale suprafeței de contact să fie mult mai mici decât raza relativă de curbura, condiție acceptabilă în cazul contactului roată-șină, cu excepția buzei roții și a racordării flancului de șină;
- Ø Corpurile sunt echivalente cu semispații elastice. Corpurile sunt omogene și izotrope, dar în realitate la contactul roată-șină apar rugozități, oxizi, incluziuni, etc., care formează o “ crustă tampon “ iar forțele sunt dirijate normal pe suprafața de contact, iar frecările se neglijează.

În realitate la contactul roată șină, pe lângă eforturi de compresiune apar și eforturi tangențiale. Deformațiile corpurilor în contact vor fi elastice și se va putea aplica legea lui Hooke. Crusta tampon, supusă la o stare hidrostatică de solicitare, rezistă la o încărcare cu presiunea normală de 3-4 ori mai mare decât limita de curgere a materialului, lucru pus în evidență de încercările lui Mohr cu amprenta de duritate.

Rezolvarea problemei contactului semispațiilor elastice în cadrul acestei teorii permite aflarea:

- Ø Formei și dimensiunilor ariei de contact după deformarea corpurilor;
- Ø Valorii și distribuției presiunii de contact;
- Ø Valorii apropierei centrelor corpurilor condiționată de deformația lor.

La contactul roată-șină este unanim acceptată forma eliptică a suprafeței de contact având semiaxele determinabile.

##### TEORIA BIDIMENSIONALĂ – CARTER (1926).

În cadrul acestei teorii roata este aproximată cu un cilindru, iar șina cu un semispațiu elastic infinit, analiza contactului lor fiind efectuată bidimensional. Teoria nu ia în considerare forțele laterale la

contactul roată-șină. Carter arată că între viteza circumferențială a roții și viteza de translație a acesteia există diferențe la aplicarea unor forțe tangențiale considerabile, adică la accelerare sau frânare.

#### **TEORIA TRIDIMENSIONALĂ DE PARTER – JOHNSON – VERMEULEN (1958).**

Această teorie confirmă pentru contactul roată-șină, forma eliptică a suprafeței de contact și distribuția semielipsoidală a presiunii, în concordanță cu teoria lui Hertz. În plus teoria analizează cazul rulării unei osii montate, aparținând unui vehicul feroviar, indicând existența unei mișcări de spin.

Corpurile, roata respectiv șina, sunt analizate ca rigide, punându-se în evidență următoarele mărimi:

- ∅ unghi de atac;
- ∅ viteza de variație a unghiului de atac;
- ∅ viteza de deplasare transversală a osiei montate;
- ∅ unghi de profil al roții;
- ∅ viteza unghiulară la rotirea roților în jurul axei “z”.

Se definește microalunecarea de spin, ca rotație relativă în jurul axei “z” a celor două corpuri, ca având două componente, una datorată unghiului de atac, cealaltă datorată conicităților roților.

#### **TEORIA LINIARĂ – KALKER (1967)**

În cadrul teoriei precedente nu se lua în considerare alunecarea în zona de contact. Această teorie ia în considerare microalunecările atât longitudinale cât și cele laterale precum și mișcările de spin dintre cele două corpuri, împărțind zona de contact într-o zonă de aderență și o zonă de alunecare. Teoria liniară a lui Kalker satisface următoarele condiții:

- ∅ nu există alunecare în zona de aderență;
- ∅ în zona de alunecare este valabilă relația  $T = \mu Q$ ;
- ∅ direcția forței de tracțiune și cea a alunecării fac, în general, un anumit unghi;
- ∅ corpurile în contact sunt asimilate cu semispații elastic;
- ∅ aria de contact și distribuția presiunii normale sunt determinate de teoria lui Hertz și de condițiile de frontier;
- ∅ distribuția forțelor din planul de contact nu modifică deplasarea relativă a corpurilor pe axa “z”.

Teoria consideră că această aproximare este complet corectă dacă cele două corpuri în contact au aceleași constante elastice distribuția presiunii normale nu influențează deplasările după axele “x” respectiv “y” din planul de contact.

#### **TEORIA SIMPLIFICATĂ – KALKER (1982).**

Se consideră roata și șina, ca două corpuri elastice, care sunt modelate prin seturi de câte trei arcuri. Astfel fiecare punct de pe suprafețele de contact ale roții, respectiv șinei se poate deplasa elastic în orice direcție, independent de punctele din vecinătatea sa. În cadrul acestei teorii se presupune că deplasările într-un punct pe o direcție depind liniar numai de forța sau presiunea din acel punct, pe acea direcție.

#### **TEORIA COMPLETĂ – KALKER – SHEN – HEDRICK – ELKINS (1984).**

În cadrul acestei teorii a contactului de rulare, componentele încărcării dintr-un punct al suprafeței influențează componentele deplasării din orice punct al acesteia, în concordanță cu teoria elasticității privind încărcarea semispațiului elastic. Astfel, o încărcare normală pe suprafața de contact determină pe lângă un câmp al deplasărilor normale și un câmp al deplasărilor tangențiale, de tip radial.

## 2.1.2. Aspecte generale a stării de tensiune la contactul roată-șină sub acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale

Constatările practice conform [52] privind degradarea mai accentuată a suprafețelor de rulare ale roților motoare în comparație cu cele ale roților libere indică influența încărcării tangențiale din planul de contact asupra uzurii și stării de tensiune. Aceste încărcări tangențiale pot fi:

- ∅ forțe de frecare datorate alunecării sau rostogolirii sub încărcare normal;
- ∅ forțe de tracțiune, în cazul roților motoare.

Problema contactului în prezența simultană a încărcărilor normală și tangențială fiind foarte complexă, în literatura de specialitate se introduce următoarea ipoteză simplificatoare:

- ∅ forțele normale își păstrează distribuția eliptică iar forțele tangențiale sunt proporționale cu acestea, având o distribuție de același tip.

Admiterea forței coulumbiene pentru forța de frecare din planul de contact se referă la o valoare medie pentru punctele contactului roată-șină. Pentru forța de frecare maximă ce urmează a fi transmisă, un rol esențial în estimarea acesteia îl joacă mărimea suprafeței de contact, rezistența la forfecare a asperităților, rugozitatea, impuritățile de pe calea de rulare și viteza.

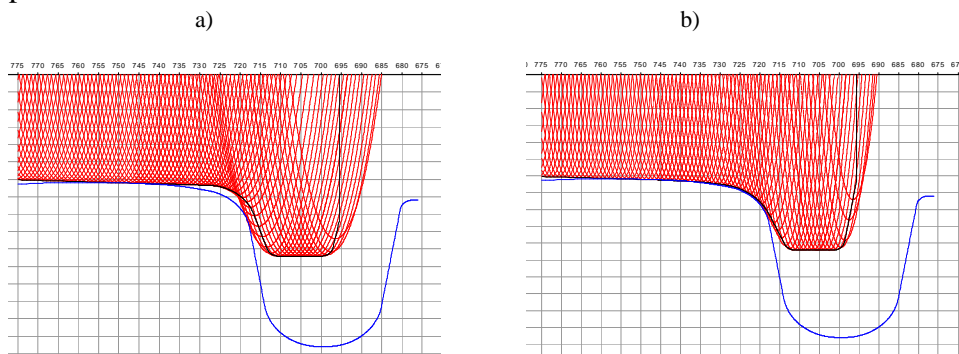
În general conform [10] se recomandă rugozități minime de 120 μm pentru suprafața de rulare a roții. Experiențele au indicat clar o scădere a coeficientului de frecare, odată cu creșterea vitezei, precum și o puternică influență a stării șinei asupra coeficientului de frecare. Domeniul de dispersie al valorilor coeficientului de frecare este în mod uzual între 0,1 și 0,35. Astfel pentru șine ude și viteze peste 50 km/h s-au obținut 0,1 – 0,2, pe când pentru șine uscate s-au realizat valori de 0,35, sau chiar mai ridicate.

Experiențele lui Andrews au pus în evidență la contactul roată-șină existența unei “ pudre metalice “formată din particule de oțel, oxizi de fier și de siliciu, urme de materii organice. Existența acesteia duce la sporirea valorii limită a frecării cu cel puțin 50% pentru rularea pe șină uscată, având un efect opus pentru rularea pe șină umedă. S-a constatat că o creștere a presiunii pe suprafața de contact roată-șină produce o scădere a coeficientului de frecare la rularea oțel “ curat “ pe oțel “ curat “. Pentru a menține constant coeficientul de frecare, în condițiile creșterii presiunii, este necesară dezvoltarea unei microalunecării longitudinale sporite.

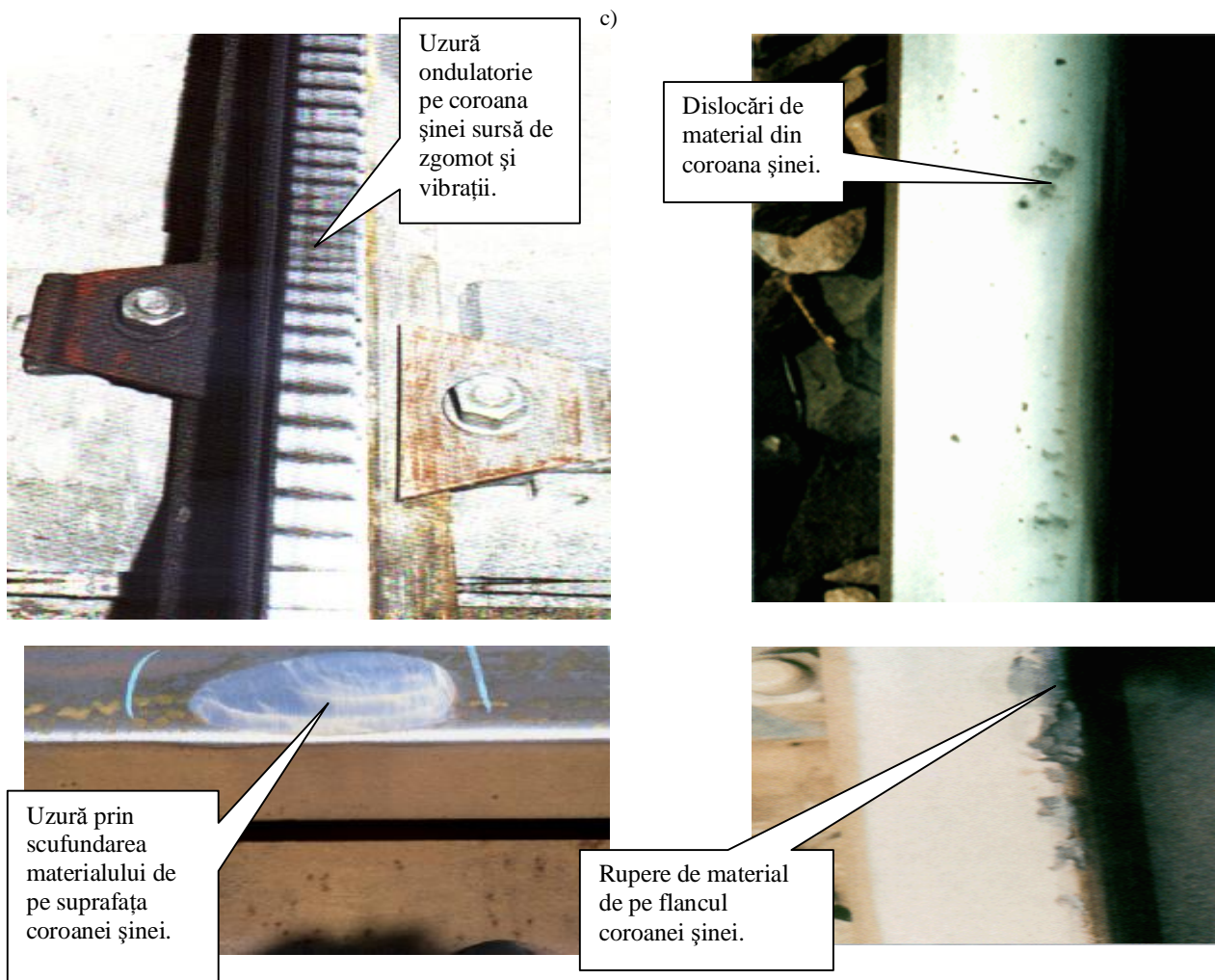
Experiențele au confirmat că:

- ∅ aria de contact crește datorită forțelor tangențiale;
- ∅ prezența forțelor tangențiale determină microdeplasări ale zonei hertziane conducând la distorsionarea distribuției presiunii normale și la creșterea tensiunilor de pe suprafața roții;
- ∅ la orice contact nelubrefiat, încărcarea tangențială duce la apropierea maximului tensiunilor tangențiale maxime respectiv tensiunilor echivalente spre suprafața de contact conducând la fenomenul de “ pitting “. Punctele de apariție a acestor maxime se vor deplasa spre “ înainte “ în sensul de rulare.

În fig. 2.1. punctul a) și punctul b) este prezentat contactul roată-șină iar la punctul c) sunt prezentate principalele neregularități ale șinei apărute în condiții normale de exploatare. Ca urmare a jocului dintre buzele bandajelor și șină, roata și șina sunt în contact, în aliniament pe suprafața de rulare, teoretic în punctul de reazem, iar în timpul rulării în curbă contactul roată-șină se face fie într-un punct, fie în două puncte.







**Fig. 2.1.** a – contact în două puncte, b - contact liniar continuu. c- neregularitățile șinei în condiții normale de exploatare.

## 2.2. Vehicule de cale ferată. Forțele care acționează asupra vehiculelor de cale ferată. Grade de libertate. Oscilațiile vagonului de tramvai în mers

Oscilațiile vagonului în mers conform [52] sunt determinate de următorii factori:

- Ø denivelările din linia cale;
  - Ø diametre diferite a bandajelor;
  - Ø regimul de tracțiune;
  - Ø rezistența la înaintare a vagonului;
  - Ø jocurile dintre cutia cap osie și arcuri;
  - Ø proprietățile elastice ale căii;
  - Ø dereglări ale razei curbelor;
  - Ø dereglări ale diagonalei ramei boghiului și paralelismului osiilor etc.
- De obicei se deosebesc conform [51] următoarele forme de oscilații parazite:
- Ø Salturi–suprastructura vagonului saltă în sus și în jos;
  - Ø Galopare-vagonul se leagănă longitudinal, în jurul axei;
  - Ø Transversale - ce trece prin centrul de greutate;
  - Ø Legănare laterală–vagonul se leagănă în jurul axei longitudinal;
  - Ø Bruscări alternative–vagonul saltă înainte și înapoi, în plan orizontal;
  - Ø Deplasări laterale–vagonul se deplasează lateral, în plan orizontal;
  - Ø Șerpuire–vagonul se deplasează șerpuiind în plan orizontal.



Aceste mișcări parazite, ale vagoanelor, conduc la degradarea căii, la solicitări suplimentare în subansamblele vagonului, la înrăutățirea confortului pentru călători și în unele cazuri, chiar la deraieri.

De aceea, pentru mersul liniștit al vagoanelor de tramvai și siguranța lor în circulație, este necesară o cale cu parametri tehnici normali, la fel și pentru aparatele de rulare și suspensia vagoanelor. Transportul pe linia cale, pentru a se menține ca mijloc de transport cu mare pondere, trebuie să permită realizarea unor viteze de circulație cât mai mari posibil și să-și îmbunătățească permanent confortul.

Cu toate că denivelările liniei cale sunt foarte mici, datorită maselor mari nesuspendate și faptului că roțile și calea de rulare sunt executate din oțel, chiar și denivelările mici produc șocuri relativi mari conform [17].

Printre alte surse de șocuri și vibrații conform [51] pot fi variația vitezei de deplasare, jocul la capetele de șină (cazul joantelor), denivelările, curbele, excentricitățile și abaterile de formă ale suprafețelor de rulare ale bandajelor, smuciturile în timpul manevrelor, frânărilor și accelerărilor.

Cutia vagonului [52] poate avea în timpul mersului șase grade de libertate în raport cu cele trei axe care trec prin centrul său de greutate:

- ∅ mișcări verticale, generate de neregularitățile căii și care sunt preluate de elementul elastic al suspensiei;
- ∅ mișcări de rotație în jurul axei verticale, ca urmare a șerpuirii osiilor și care sunt preluate de atelajul suspensiei;
- ∅ mișcări transversale (clătinare), produse de șocuri de atac la intrarea într-o curbă și de șerpuirea osiilor ca urmare a conicității bandajelor, fiind preluate de atelajul suspensiei sau de suspensia transversală;
- ∅ mișcări de rotație în jurul axei transversale (galop, tangaj) generate de acțiunea joantelor, când ampatamentul vehiculului nu corespunde cu lungimea șinei și sunt preluate de elementele elastice ale suspensiei;
- ∅ mișcări de rotație în jurul axei longitudinale (legare, rului), ca urmare a neregularităților căii, fiind preluate tot de elementul elastic al suspensiei;
- ∅ mișcări longitudinale (recul) produse de smuciturile la frânare, la demaraj sau în timpul mersului, fiind preluate de elementele aparatului de tracțiune.

Pentru îmbunătățirea dinamicii vehiculului și reducerea cheltuielilor de întreținere a șinelor conform [17] rectificarea suprafeței de rulare poate înlătura unele din aspectele negative rezultate din rularea în condiții normale. Trebuie însă realizată cu grijă deoarece o prelucrare incorectă poate avea efecte opuse celor scontate.

Prin utilizarea tehnicii de calcul conform [100] este posibilă determinarea unde și cum apare contactul dintre roată și șină, respectiv corectarea optimă a geometriei acestui contact. Dezvoltarea tehnicilor de rectificare a profilului șinelor a condus la eliminarea indiferenței față de un defect tradițional de “măcinare” a materialului și la introducerea unei prelucrări de întreținere sau de prevenire a măcinării.

Practicarea rectificării a dus la îmbunătățirea în dinamica interacțiuni dintre roată și șină, atât în plan orizontal cât și vertical, rezultând o îmbunătățire a calității suprafeței de rulare. Vehiculul aflat în stare de repaus este supus la sarcini statice, dintre care cele mai importante sunt: greutatea proprie, greutatea încărcăturii.

În circulație, vehiculul este supus la solicitări dinamice, ce au loc din cauza forței de tracțiune, de frânare, de ciocnirea vehiculelor la manevră, din cauza neregularităților căii a mișcării oscilatorii ale vehiculului, a presiunii vântului.

În afara de acestea, piesele mai pot fi supuse unor solicitări cauzate de tehnologia de fabricație și reparație. Din fabricație, în elementele vehiculului pot rămâne tensiuni de natură termică; presarea roțiilor pe osie și aplicarea bandajelor pe roți duc la apariția de tensiuni remanente de valori importante.

Din toate aceste cauze se produc forțe laterale, longitudinale sau verticale, care se aplică în anumite puncte ale unor părți componente, dar al căror efect se poate transmite asupra mai multor elemente sau chiar asupra întregului vehicul. Pentru a înțelege solicitările acestora trebuie cunoscută schema de transmitere a forțelor. De exemplu: greutatea proprie a cutiei respectiv a greutății încărcăturii se transmit la șine pe următorul traseu: cutie, suportii arcului, atelajul arcului de suspensie, arc de suspensie, cutie osie, lagăr ( cuzinet sau rulment ), fus de osie, roată, șină.

Forțele orizontale de frânare sau de tracțiune conform [17] se transmit pe următorul traseu: roata, fus de osie, lagăr, cutie de osie, furci de osie, cadrul boghiului, crapodina sau pivot, sașiu, cârlig de tracțiune. Pentru sistematizarea schemelor de calcul, toate sarcinile sau solicitările care se iau în considerare în calcule sunt grupate în:

- Ø sarcini verticale, statice sau dinamice, date de greutatea proprie și de încărcarea vehiculului;
- Ø sarcini laterale, produse de forța centrifugă necompensată și de presiunea vântului;
- Ø sarcini longitudinale produse în aparatul de tracțiune și de ciocnire;
- Ø sarcini produse de cuplul de tracțiune (la vehiculele motoare);
- Ø sarcini produse la frânare: forțe de inerție și forțele din elementele sistemului de frână;
- Ø sarcini verticale asimetrice;
- Ø sarcini produse de forțele de contact dintre roți și șine la circulația în curbe;
- Ø solicitări ce se produc în procesul de fabricație sau reparație.

### 2.3. Forțele care acționează asupra osiei montate

Rularea, tracțiunea și frânarea pe șine este întotdeauna însoțită de uzura roții și a șinei respectiv de zgomot. Orice soluție propusă pentru rezolvarea acestor două mari probleme trebuie să fie eficientă, economică și acceptabilă din punct de vedere ecologic. În acest context s-au dezvoltat mai multe tehnologii de ungere. Roata motoare pe șină lucrează ca o cuplă de fricțiune. În starea stabilizată a transmisiei cuplului de rotație efortul de tracțiune în faza de început este produs de frecarea de aderență dintre roata motoare și șină. În timpul rulării roții motoare, frecarea de aderență se transformă în frecare de rostogolire.

Aderența dintre roată și șină poate fi explicată cel mai bine prin intermediul eforturilor și deformațiilor care apar în materialele șinei și a roții. Suprafața de contact dintre roată și șină este o elipsă, soluție unanim acceptată de toate teoriile contactului roată-șină. În funcție de valoarea forței tangențiale transmise, o parte a elipsei este supusă alunecării, iar restul aderenței. Partea aderentă are suprafața maximă dacă nu se transmite efort de tracțiune (rulare pură) și dispăre la patinarea roții datorită unui efort de tracțiune care depășește limita de aderență.

Cu puțin timp înainte de ruperea aderenței și începerea patinării se observă fenomenul denumit “slip – stick” în mod alternativ: roata patinează puțin apoi rulează puțin. Efectul “slip – stick” mărește coeficientul de aderență, dar în același timp produce eforturi oscilante suplimentare în transmisia osiei motoare. Forța tangențială de tracțiune depinde de viteza de microalunecare, la început crește proporțional cu viteza, acesta fiind domeniul micro-alunecărilor în care transmisia efortului de tracțiune este complet stabilă.

La limita de aderență apare fenomenul “slip – stick” după care microalunecările se transformă în patinare (macroalunecare). După apariția patinării forța de tracțiune scade. Același fenomen are loc și la transmisia eforturilor de frânare, însă în loc de patinarea roții se produce blocarea acesteia. Vagonul care se apropie de curbă produce vibrații în cale, care pot fi sesizate de un senzor de vibrații, montat pe șină.

Datorită greutatei importante și puterii mari pe care o dezvoltă, osiile motoare sunt supuse în exploatare la solicitări considerabile. S-au constatat rotiri de bandaje pe roată, fisurări și chiar ruperi ale osiei, în special în zona canalului dintre suprafețele de calare a roții și coroanei dințate, ruperi ale dinților coroanei dințate etc.

Administrațiile de cale ferată impun normative și metodologii de calcul care consideră numai acțiunea forțelor concentrate, calculul ducând la supradimensionarea osiilor. Normativele impun și o verificare la oboseală de tip clasic (ca la orice arbore), urmată de prescripții de analiză experimentală prin tensometrie electrică rezistivă și control ultrasonic. Tensiunile maxime sunt amplificate cu coeficienți supraunitari recomandați de standardele în vigoare pe plan european, pentru diferitele zone ale osiei. Sunt vizate, în principal, zonele de calare a roților de rulare și a coroanei dințate de antrenare, zone în care s-a constatat frecvent existența unor fisuri a căror propagare poate duce la accidente grave în exploatare. Folosind această metodă se ignoră solicitările datorate calării fixe a roților și coroanei dințate pe osie, aceste solicitări determinându-se în urma unor calcule suplimentare.

Metoda elementelor finite înlătură aceste neajunsuri ale metodei clasice de dimensionare și verificare a acestora. Normativele în vigoare impun și verificări riguroase ale osiilor, printr-un control ultrasonic, având în vedere importanța deosebită a acestor elemente, rolul lor esențial în susținerea, ghidarea și antrenarea în mișcare a materialului rulant, în condițiile actuale de creștere a tonajelor și vitezelor de transport.

În general, conform [17] osiile montate sunt ansambluri de o importanță deosebită ale materialului rulant cu rol deosebit în asigurarea confortului și a siguranței deplasării. Cu excepția instalației de tracțiune a vehiculului, aparatul de rulare este ansamblul cel mai solicitat și de aceea i se acordă o mare atenție atât în proiectare cât și în controlul inițial și periodic. Vagonul în mișcare acționează asupra căii cu forțe verticale, orizontale și longitudinale.

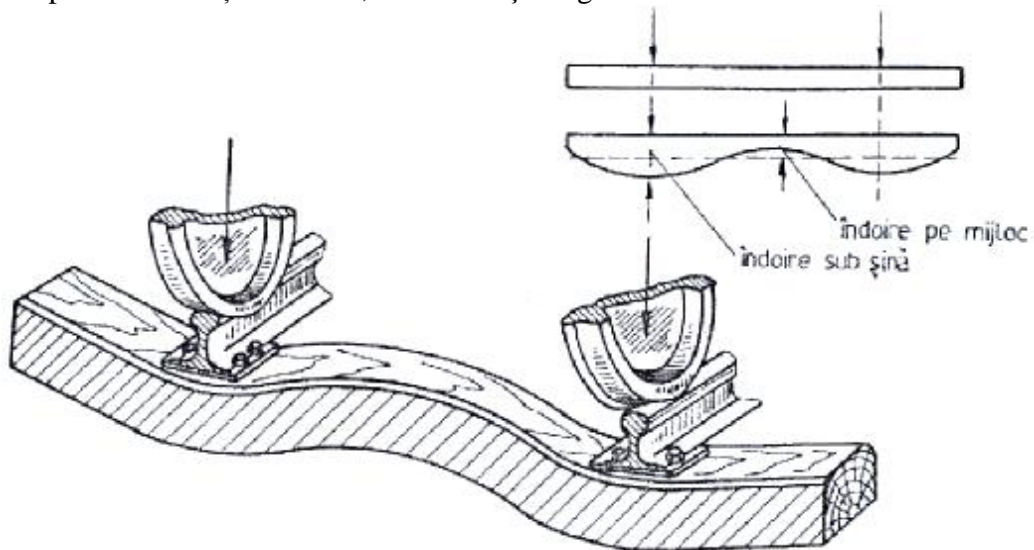


Fig. 2.2. Schema de îndoire sub sarcină, a traversei de lemn.

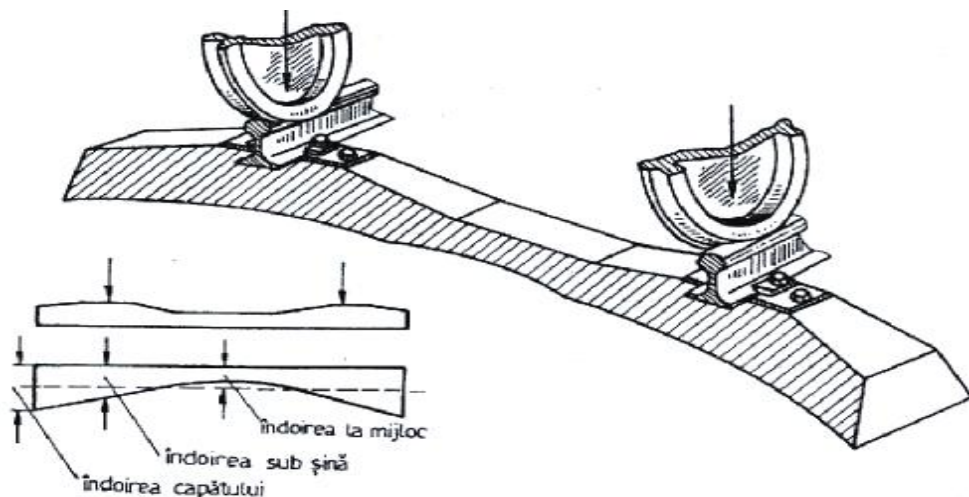


Fig. 2.3. Schema de îndoire, sub sarcină, a traversei de beton.

În fig. 2.2. și 2.3. sunt prezentate traversa de lemn respectiv traversa din beton sub încărcare statică a sarcinilor transmise de ansamblului roată-șină.

## 2.4. Concluzii

a) Din punctul de vedere al tipurilor de solicitare la care sunt supuse roțile și șinele, atât în zona de contact cât și în vecinătatea acesteia, este unanim acceptată situația încărcării statice. În timpul rulării, la aplicarea unor momente de torsiune (motor sau de frânare) suficient de mari, caracterul solicitărilor în roată, în vecinătatea zonei contactului, se modifică pentru regim de tracțiune respectiv pentru regim de frânare. În plus, în planul de contact se manifestă o solicitare de forfecare, datorată unor forțe de sens opus pe suprafețele celor două corpuri. Sub acțiunea acestor forțe, **roata respectiv șina vor suporta deformații inegale**, aceasta având ca rezultat **aparitia microalunecării**. Microalunecarea determină o împărțire a ariei de contact într-o arie de aderență (pentru care alunecarea este nulă) și o arie de alunecare conform teoriei liniare, Kalker.

b) În vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma **eliptică a zonei de contact roată-șină**, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale. Multitudinea teoriilor contactului roată-șină, elaborate de-a lungul timpului, s-au influențat direct ori validat reciproc din punctul de vedere al tipurilor de solicitare la care sunt supuse roțile și șinele, atât în zona de contact cât și în vecinătatea acesteia, în concluzie este unanim acceptată situația încărcării statice.

c) Dezvoltarea tehnicilor de rectificare a profilului șinelor a condus la eliminarea indiferenței față de un defect tradițional de **“măcinare” a materialului** și la introducerea unei prelucrări de întreținere sau de prevenire a măcinării. Practicarea rectificării a dus la îmbunătățirea în dinamica interacțiunii dintre roată și șină, atât în plan orizontal cât și vertical, rezultând o îmbunătățire a calității suprafeței de rulare.

d) **Mișcările parazite**, ale vagoanelor, conduc la degradarea căii, la solicitări suplimentare în subansamblele vagonului, la înrăutățirea confortului pentru călători și în unele cazuri, chiar la evenimente de circulație (deraieri).

## 2.5. Cercetări privind creșterea durabilității bandajului roții elastice la transportul urban pe șine

Rularea, tracțiunea și frânarea pe șine este întotdeauna însoțită de uzura roții și a șinei, respectiv de zgomot. Orice soluție propusă pentru rezolvarea acestor două mari probleme trebuie să fie eficientă, economică și acceptabilă din punct de vedere ecologic.

În timpul rulării roții motoare frecarea de aderență se transformă în frecare de rostogolire. Aderența dintre roată și șină poate fi explicată cel mai bine prin intermediul eforturilor și deformațiilor care apar în materialele șinei și a roții.

Suprafața de contact dintre roată și șină este o elipsă, soluție unanim acceptată de toate teoriile contactului roată-șină. În funcție de valoarea forței tangențiale transmise, o parte a elipsei este supusă alunecării, iar restul aderenței. Partea aderentă are suprafața maximă dacă nu se transmite efort de tracțiune (rulare pură și dispare la patinarea roții datorită unui efort de tracțiune care depășește limita de aderență).

Cu puțin timp înainte de ruperea aderenței [101] și începerea patinării se observă fenomenul denumit “slip – stick” în mod alternativ: roata patinează puțin apoi rulează puțin. Efectul “slip – stick” mărește coeficientul de aderență, dar în același timp produce eforturi oscilante suplimentare în transmisia osiei motoare.

Forța tangențială de tracțiune depinde de viteza de microalunecare, la început crește proporțional cu viteza, acesta fiind domeniul micro-alunecărilor în care transmisia efortului de tracțiune este complet stabilă. Pentru ansamblul roată-șină tip monobloc rezultate importante cu privire la starea de deformație și tensiune s-au obținut conform [102], [103], [104] aducând în discuție fenomenul “slip – stick”, prezentat în fig.2.4. a și b.

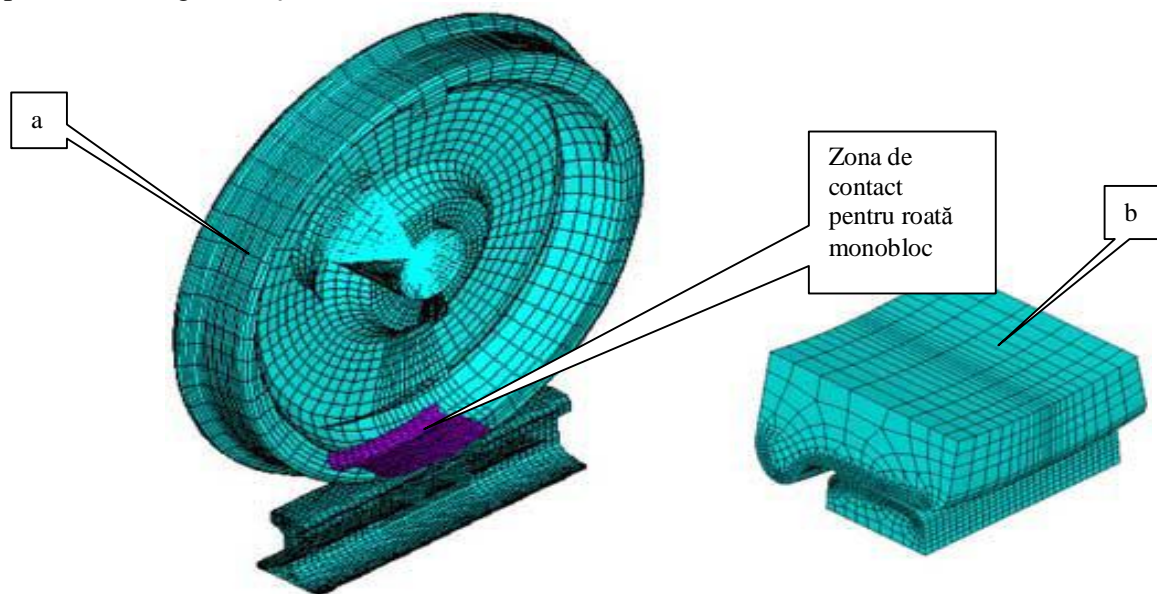


Fig. 2.4. a -Model macro, b- Model micro.

La limita de aderență apare fenomenul “slip – stick” după care micro - alunecările se transformă în patinare (macro-alunecare). După apariția patinării forța de tracțiune scade. Același fenomen are loc și la transmisia eforturilor de frânare, însă în loc de patinarea roții se produce blocarea acesteia.

În concluzie, efectuarea calculului de uzură este dificil datorită complexității fenomenului și fiindcă, chiar la baza unor relații simple, aproximative, cu caracter de generalitate, se introduc coeficienți care trebuie determinați experimental pentru condițiile respective.







În fig. 2.7 este prezentat bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6 cu două raze de 600 mm și conicitate de 1:40 asupra căruia s-a făcut o analiză numerică prin metoda elementelor finite pentru determinarea stării de tensiune și deformație.

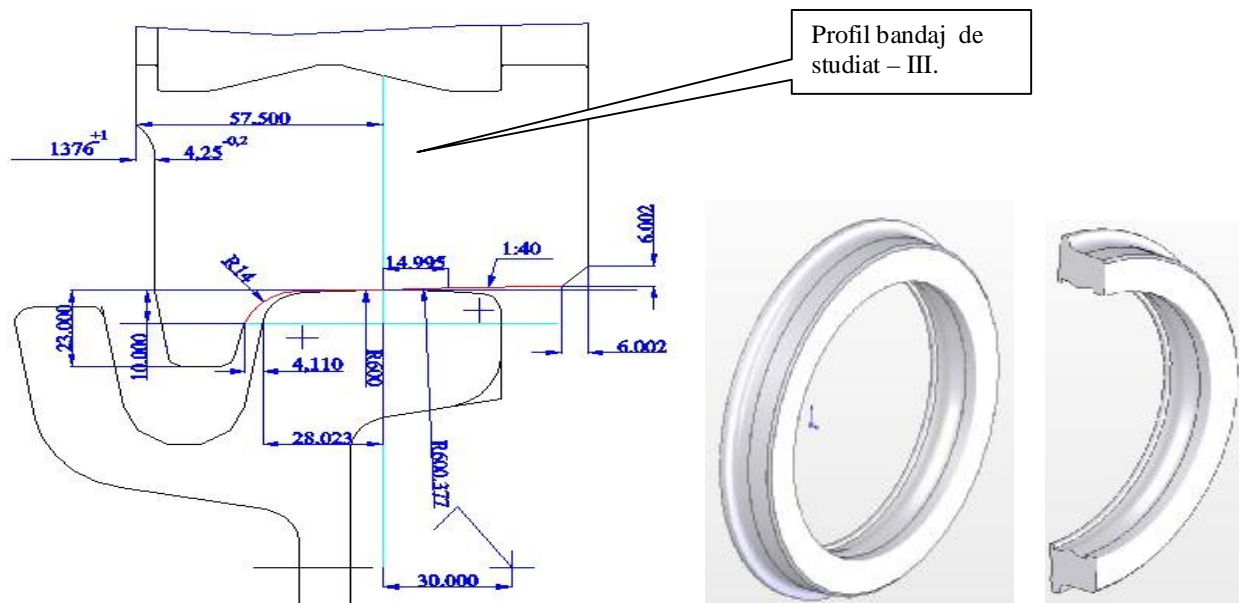


Fig. 2.7. Bandaj cu două raze de 600 mm și conicitate de 1:40.

În fig. 2.8 este prezentată șina Ri 60 asupra căruia s-a făcut o analiză numerică prin metoda elementelor finite pentru determinarea stării de tensiune și deformație.

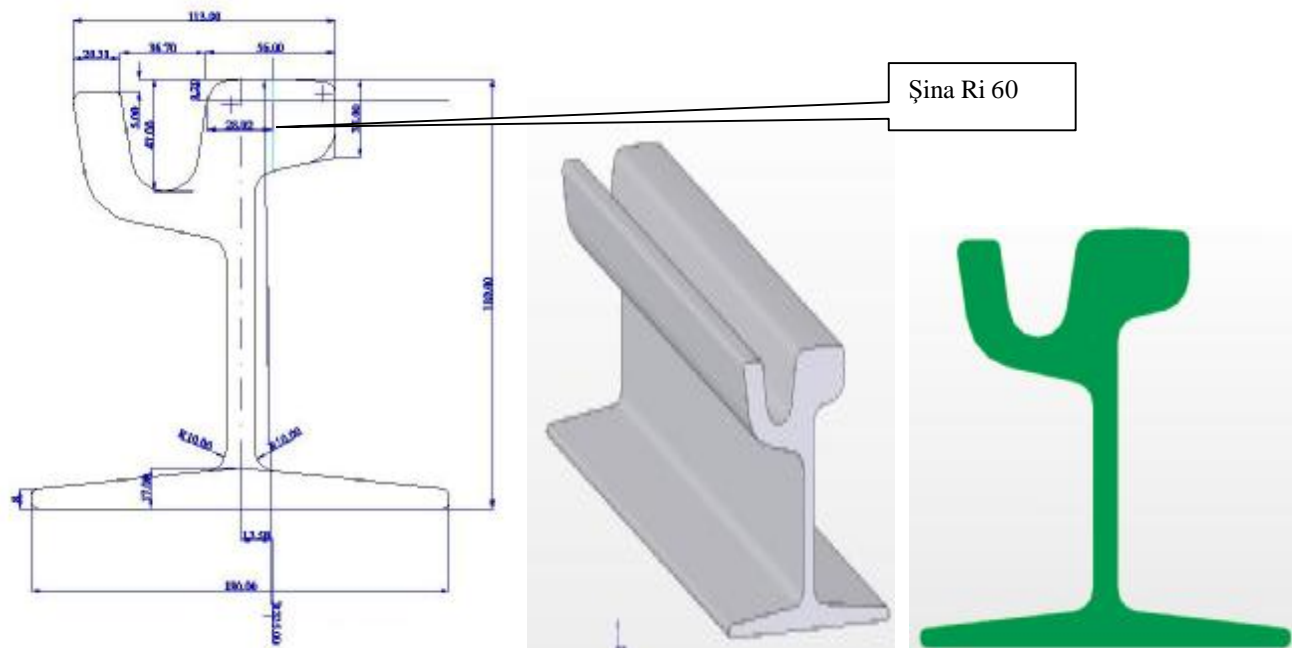
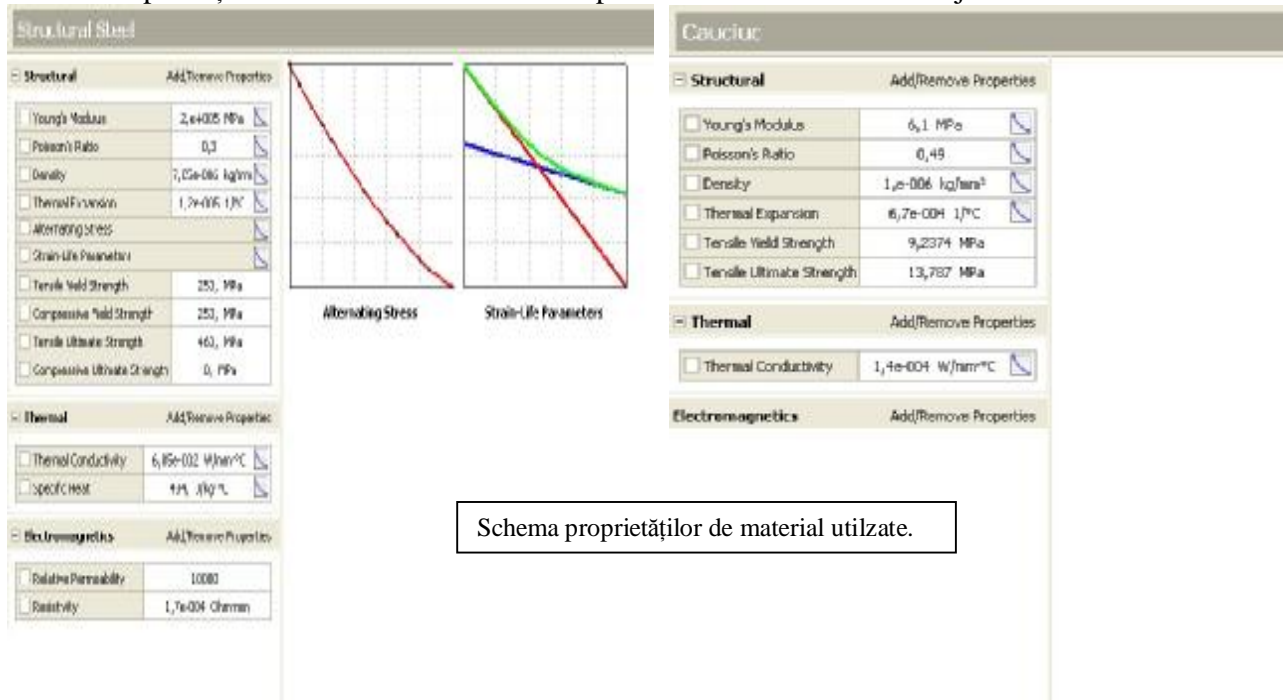


Fig. 2.8. Șina Ri 60N.

### 2.5.2. Analiza numerică a stării de tensiune și deformație pe ansamblul roată-șină pentru profile analizate ( I, II, III)

Conform [32] pentru fiecare profil de bandaj s-a făcut o analiză statică a stării de tensiune și deformație prin metoda elementelor finite pentru două cazuri de încărcare cu o sarcină egală cu greutatea proprie a vehiculului de cale respectiv cu o sarcină corespunzătoare greutății maxime a acestuia.

Proprietățile materialelor utilizate sunt prezentate în schema de mai jos.



Calculul numeric s-a făcut cu programul ANSYS în care s-a folosit model geometric al ansamblului roată - șină prezentat în fig. 2.9.

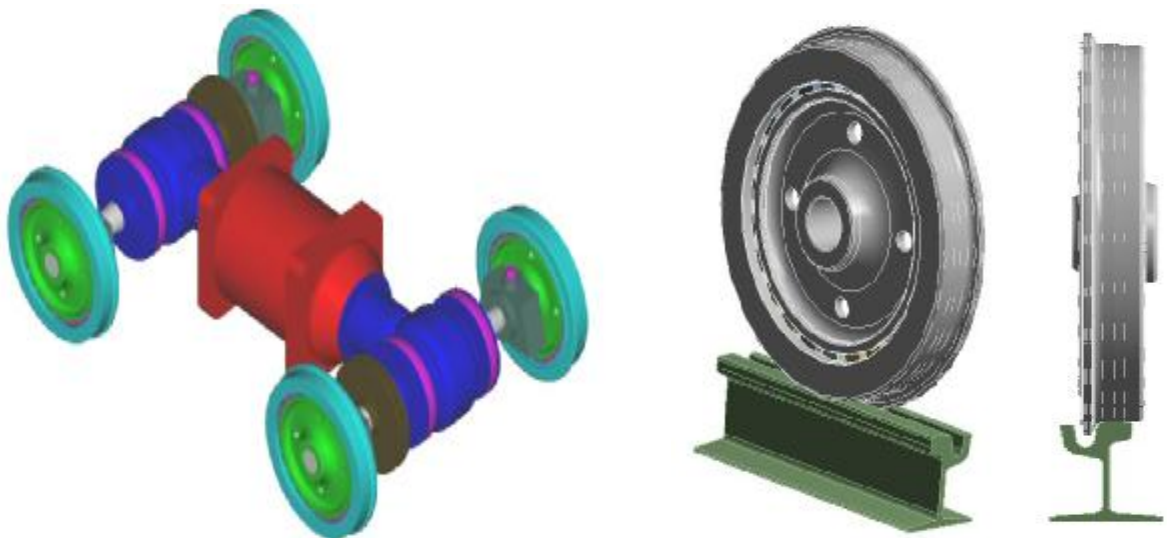


Fig.2.9. Model geometric pentru ansamblul roată-șină.

Modelul geometric a fost discretizat, în elemente finite de tip tetraedric cu 4 noduri pe element pentru fiecare tip de profil de bandaj și fiecare caz de încărcare.

Discretizarea s-a făcut în 267.114 elemente finite și 438.704 noduri. Detalii privind discretizarea adoptată pentru modelul de calcul folosit în analiza cu elemente finite la subansamblul roată șină sunt prezentate în fig. 2.10.

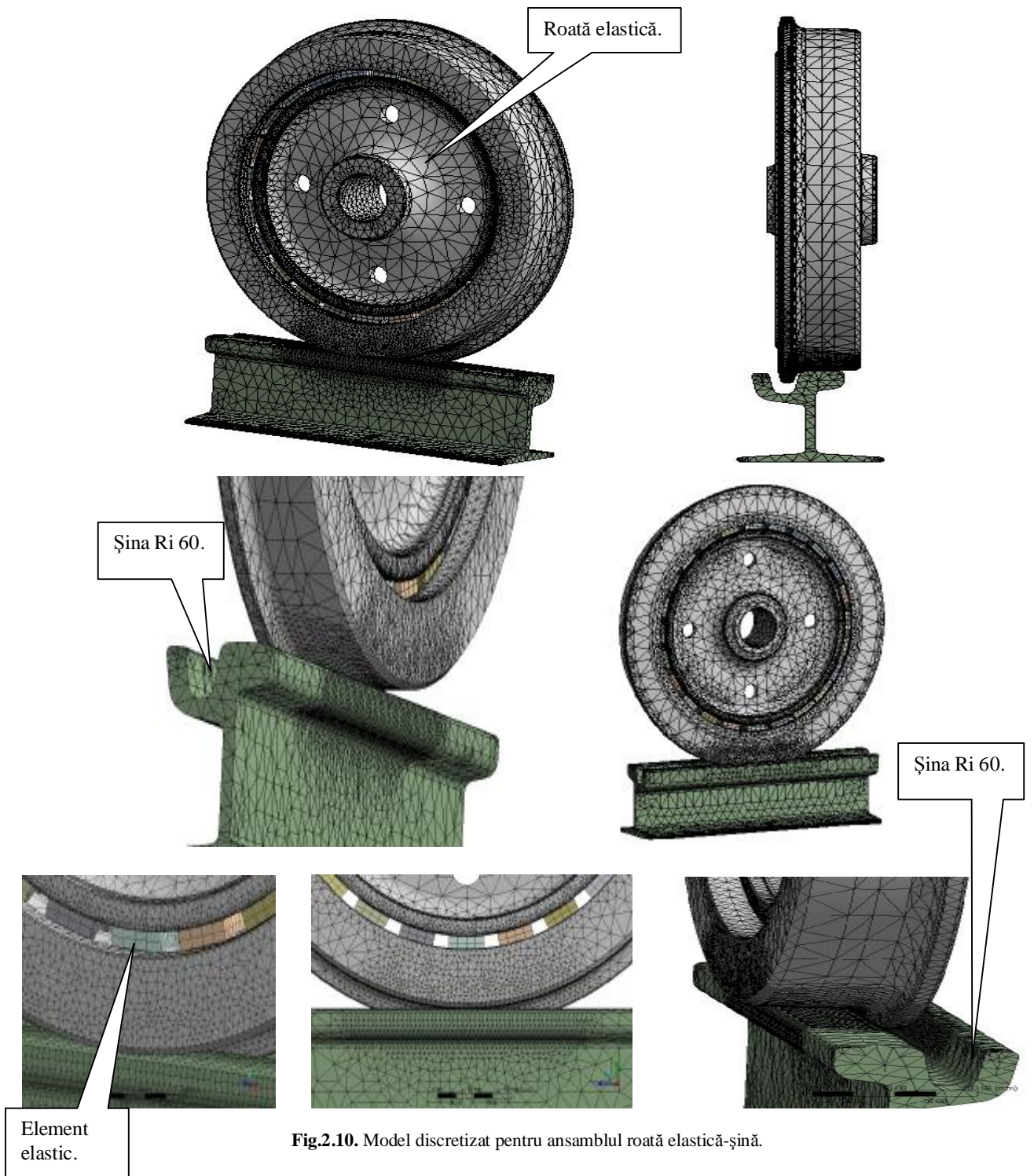


Fig.2.10. Model discretizat pentru ansamblul roată elastică-șină.

**Încărcarea statică a modelului considerat s-a făcut în două cazuri:**

- Ø cazul I de încărcare – sarcină egală cu greutatea proprie a vehiculului de cale ferată,  $F_{\text{roată}} = 23.300 \text{ [ N ]}$ .
- Ø cazul II de încărcare – sarcină egală cu greutatea maximă a vehiculului de cale ferată,  $F_{\text{roată}} = 33.300 \text{ [ N ]}$ .

În urma analizei efectuate s-a reprezentat starea de tensiune pentru fiecare caz studiat. În cele ce urmează sunt prezentate distribuțiile stării de tensiune echivalentă calculată după teoria deformațiilor specifice modificatoare de formă (von Mises). De asemenea este prezentată distribuția stării de deformație pentru aceleași cazuri.



Rezultate obținute în urma analizei cu elemente finite pentru ansamblul roată - șină

Profilul I - bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6 cu simplă conicitate de 1:40.

Tensiunea echivalentă von Mises ( fig. 2.11.) – cazul I de încărcare.

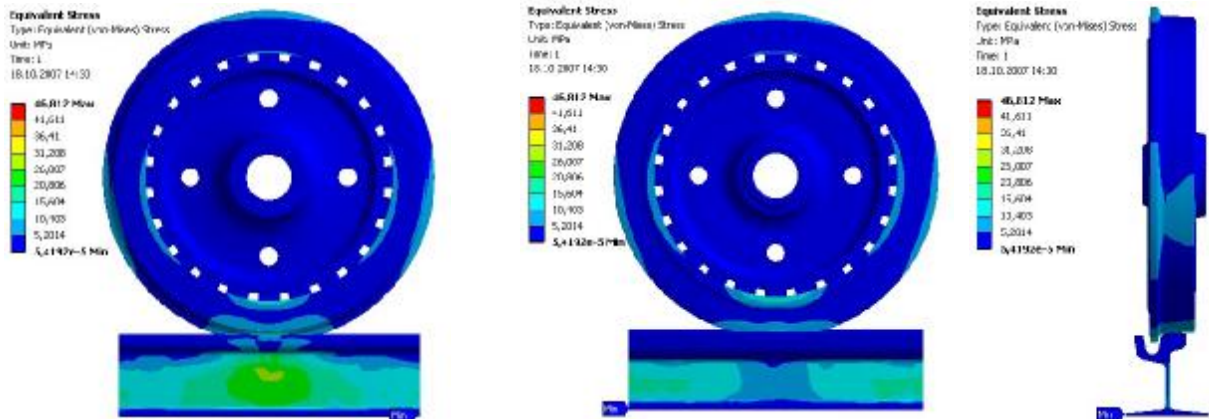


Fig. 2.11. Tensiunea echivalentă von Mises – cazul I de încărcare.

Tensiunea echivalentă von Mises (fig.2.12) – cazul II de încărcare.

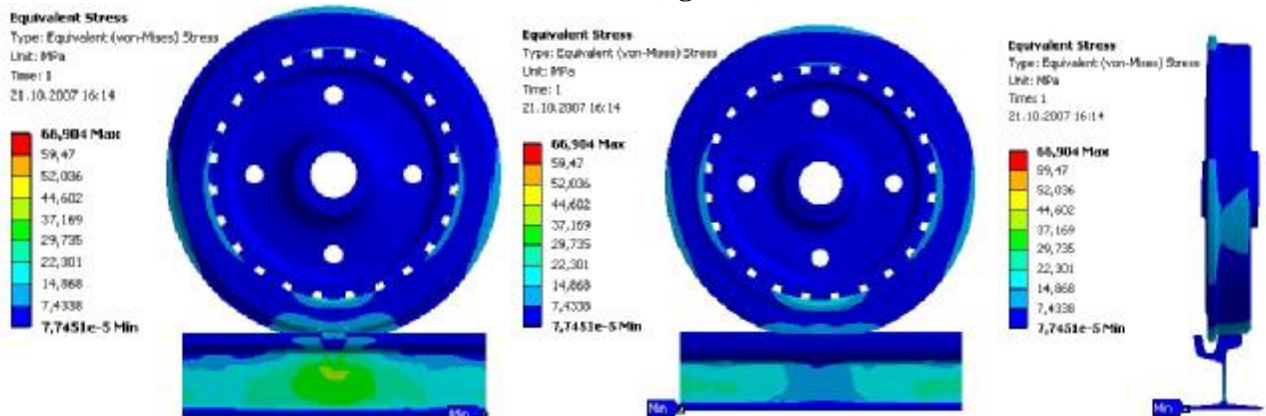


Fig. 2.12. Tensiunea echivalentă von Mises – cazul II de încărcare.

Profilul II - bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6, cu rază de 450 mm și conicitate de 1:40.

Tensiunea echivalentă von Mises ( fig.2.13.) – cazul I de încărcare.

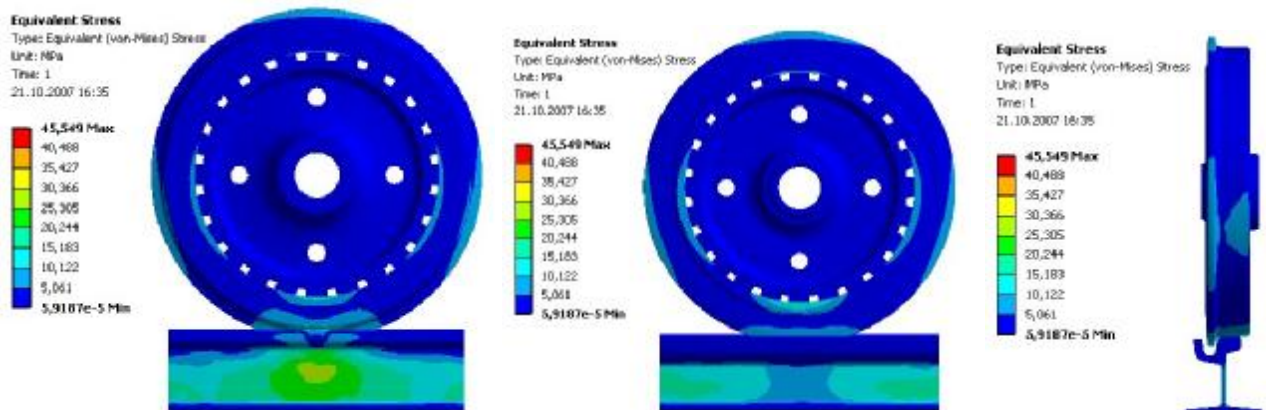
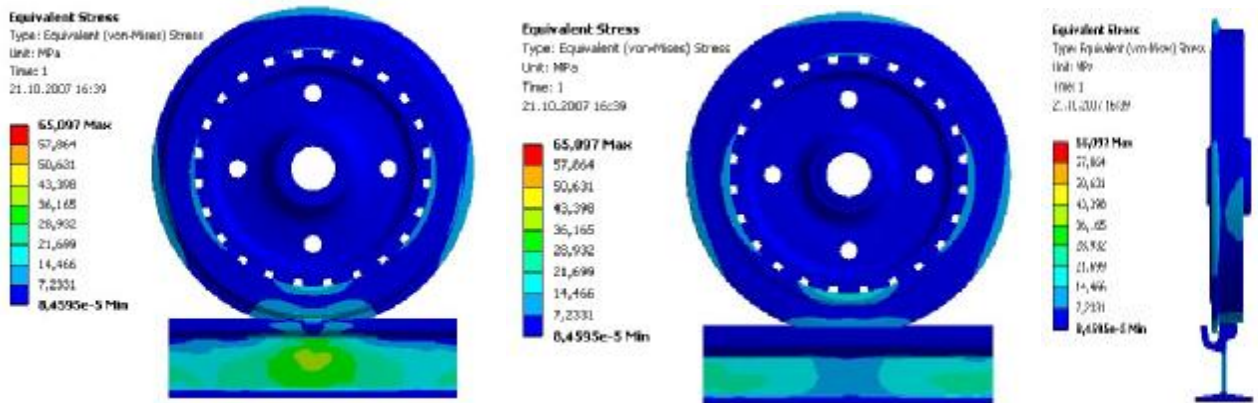


Fig. 2.13. Tensiunea echivalentă von Mises – cazul I de încărcare.

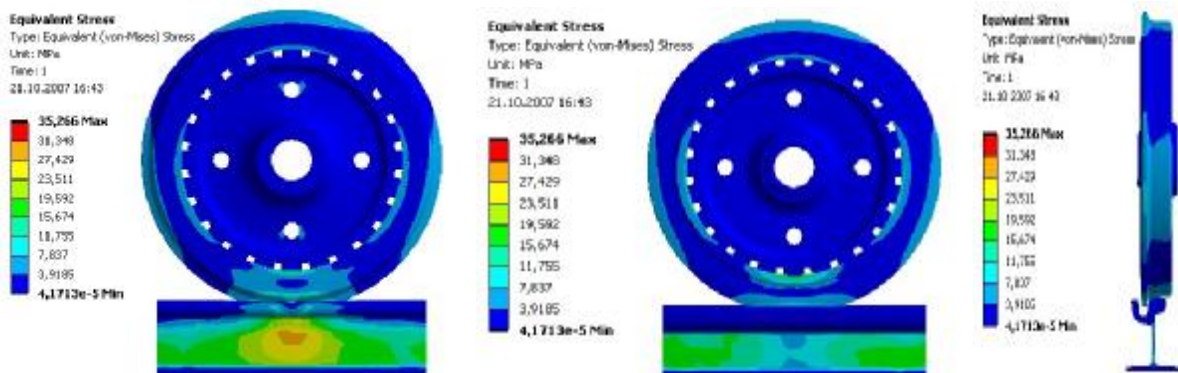
**Tensiunea echivalentă von Mises (figura 2.14) – cazul II de încărcare.**



**Fig. 2.14.** Tensiunea echivalentă von Mises – cazul II de încărcare.

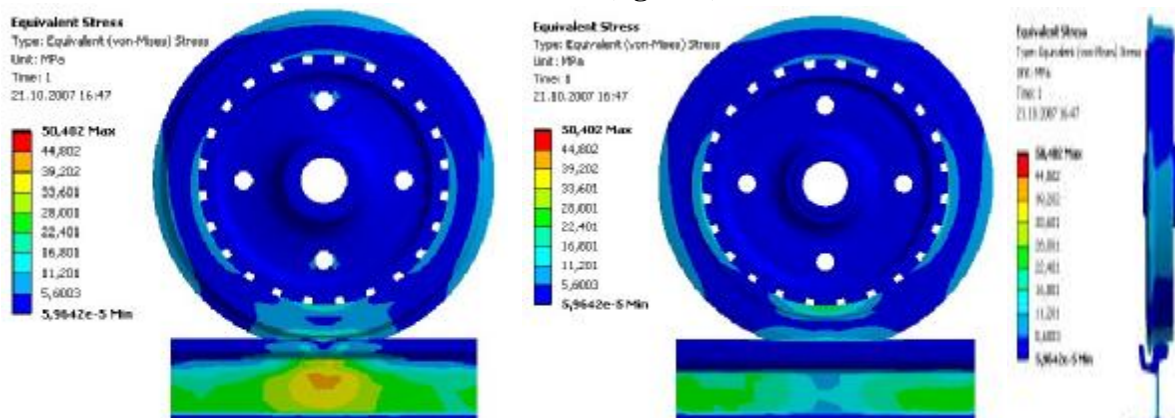
***Profilul III-bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6 cu două raze de 600 mm și conicitate de 1:40.***

**Tensiunea echivalentă von Mises ( fig.2.15.) – cazul I de încărcare.**



**Fig. 2.15.** Tensiunea echivalentă von Mises – cazul I de încărcare.

**Tensiunea echivalentă von Mises (fig.2.16) – cazul II de încărcare.**



**Fig. 2.16.** Tensiunea echivalentă von Mises – cazul II de încărcare.

În fig. 2.17. s-a reprezentat grafic variația tensiuni echivalente în funcție de sarcina aplicată pentru toate cele trei profile studiate în cazul I și II de încărcare.

Ø cazul I de încărcare – sarcină egală cu greutatea proprie a vehiculului de cale ferată (tramvai),  $F_{\text{roată}} = 23.300 \text{ [ N ]}$ .



Ø cazul II de încărcare – sarcină egală cu greutatea maximă a vehiculului de cale ferată (tramvai),  $F_{roată} = 33.300$  [ N ].

Pe baza analizei efectuate s-a reprezentat variația tensiunii echivalente funcție de sarcină, pentru fiecare profil de bandaj conform fig. 2.17.

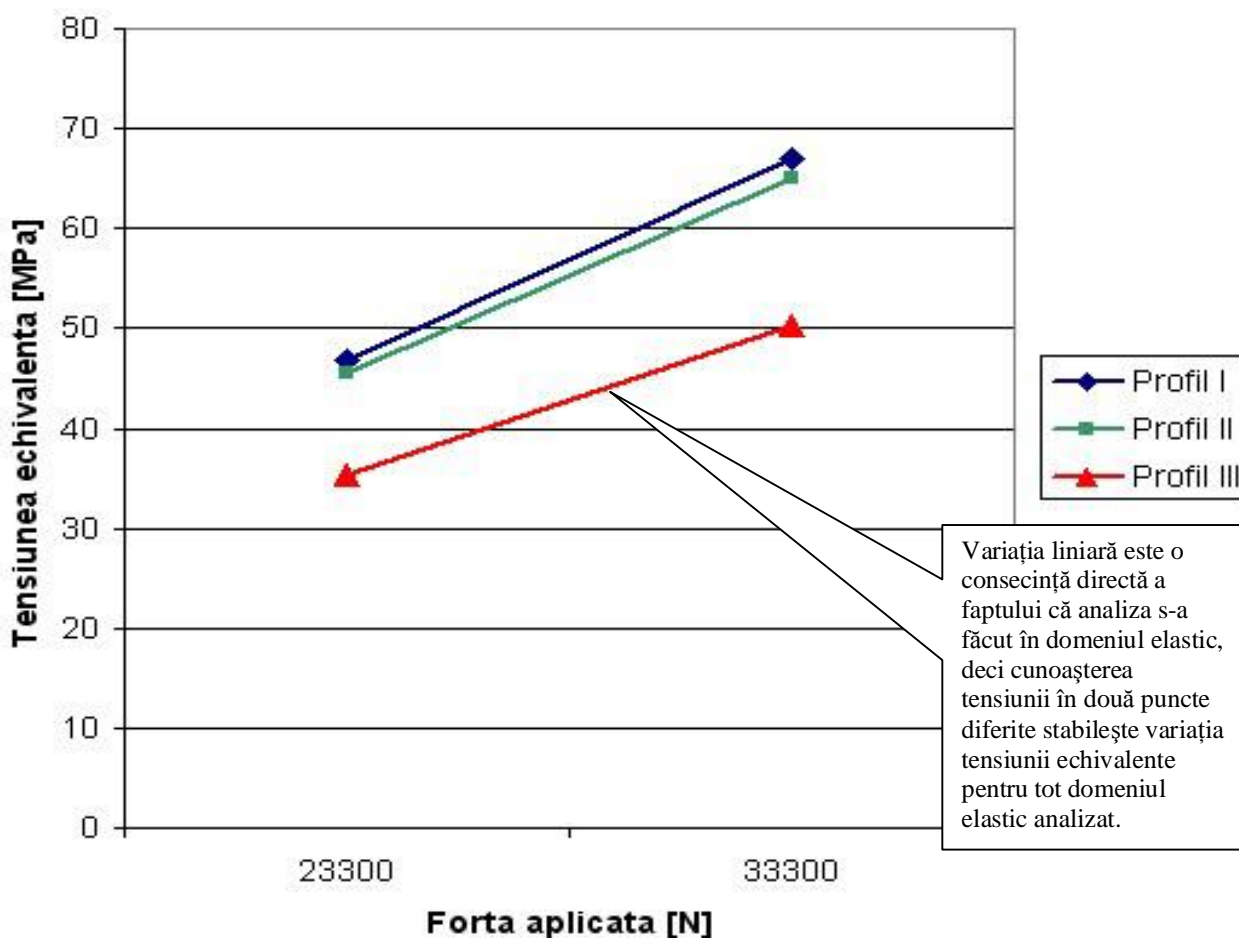


Fig.2.17. Variația tensiunii echivalente funcție de sarcină.

**În concluzie**, urmărind distribuția tensiunii echivalente la toate cele trei profile analizate pentru cazul de încărcare maximă, se remarcă faptul că în cazul profilului III de uzură propus tensiunile echivalente se reduc considerabil în comparație cu profilul din exploatare - cazul profilului I. Tensiunea echivalentă maximă a profilului I este mai mare cu 16,502 [ MPa ] decât tensiunea echivalentă maximă calculată pentru profilul III.

În cazul profilului III, prin reducerea tensiunilor echivalente maxime se obține o reducere considerabilă a gradului de uzură al bandajului roții elastice și implicit a cheltuielilor cu mentenanța materialului rulant.

## Deformația totală

Rezultate obținute în urma analizei cu elemente finite pentru ansamblul roată - șină

***Profilul I - bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6 cu simplă conicitate de 1:40.***

**Deformația totală ( fig.2.18.) – cazul I de încărcare.**



Fig. 2.18. Deformația totală – cazul I de încărcare.

**Deformația totală ( fig.2.19) – cazul II de încărcare.**

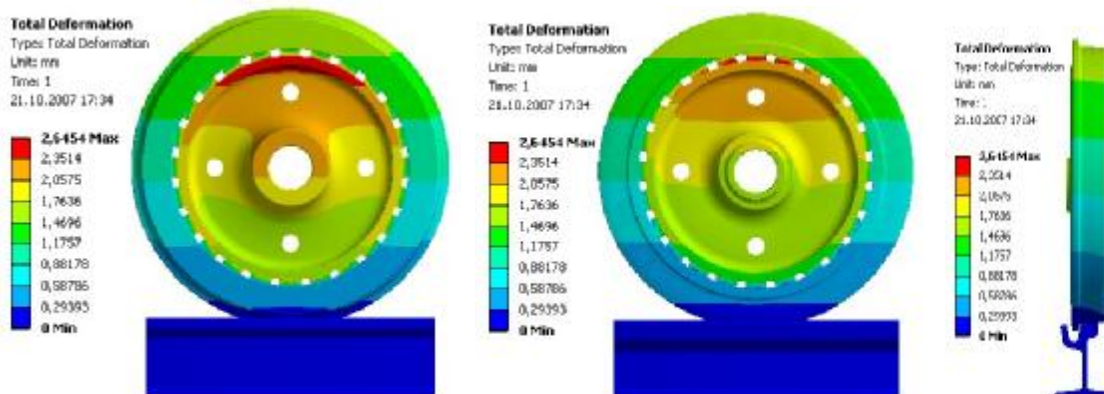


Fig. 2.19. Deformația totală – cazul II de încărcare.

***Profilul II - bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6, cu rază de 450 mm și conicitate de 1:40.***

**Deformația totală ( fig.2.20.) – cazul I de încărcare.**

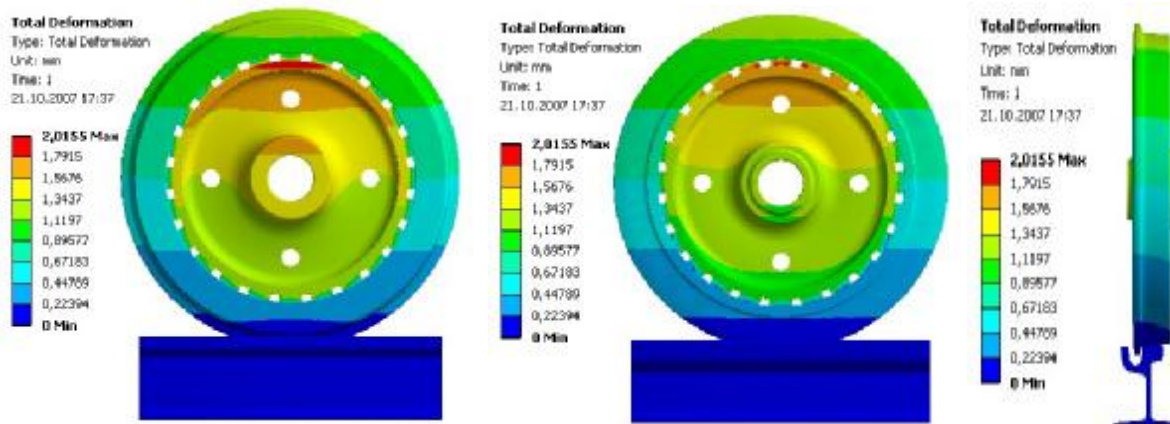
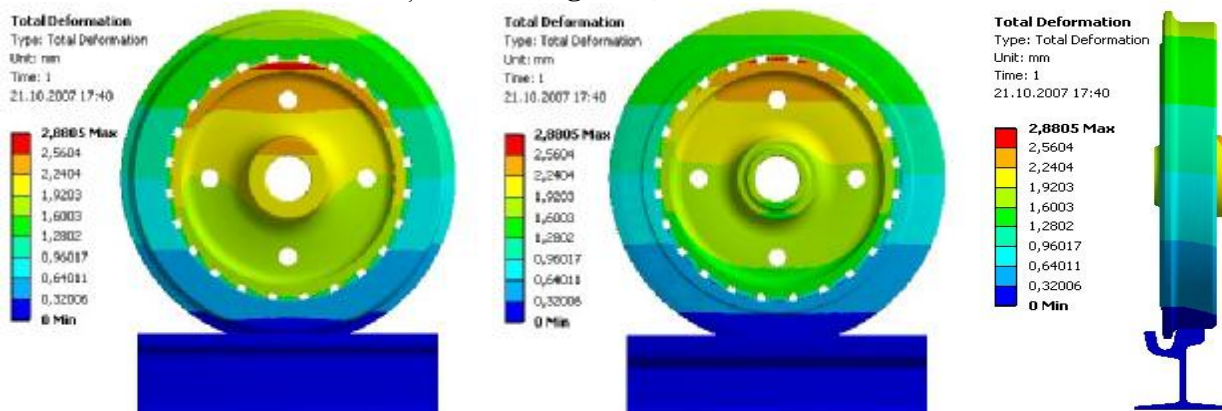


Fig. 2.20. Deformația totală – cazul I de încărcare.

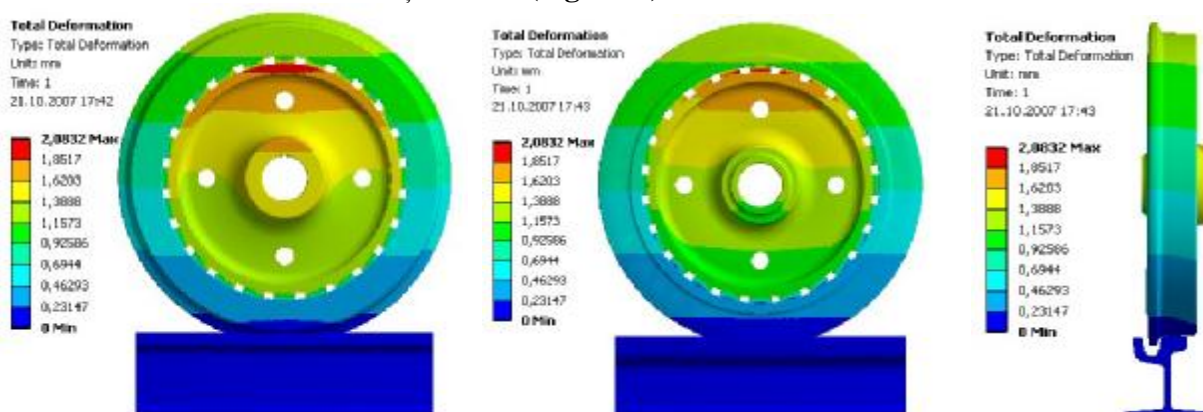
**Deformația totală ( fig.2.21.) – cazul II de încărcare.**



**Fig. 2.21.** Deformația totală – cazul II de încărcare.

***Profilul III - bandajul de roată elastică de tip BOCHUM GT6 cu două raze de 600 mm și conicitate de 1:40.***

**Deformația totală ( fig.2.22.) – cazul I de încărcare.**



**Fig. 2.22.** Deformația totală – cazul I de încărcare.

**Deformația totală (fig.2.23) – cazul II de încărcare.**



**Fig. 2.23.** Deformația totală – cazul II de încărcare.

În mod analog cu studiu efectuat pentru variația tensiunilor s-a reprezentat grafic variația deformațiilor totale în funcție de sarcina aplicată pentru toate cele trei profile studiate în cazul I și II de încărcare, fig. 2.24, după cum urmează:

- Ø cazul I de încărcare – sarcină egală cu greutatea proprie a vehiculului de cale ferată (tramvai),  $F_{\text{roată}} = 23.300$  [ N ].
- Ø cazul II de încărcare – sarcină egală cu greutatea maximă a vehiculului de cale ferată (tramvai),  $F_{\text{roată}} = 33.300$  [ N ].

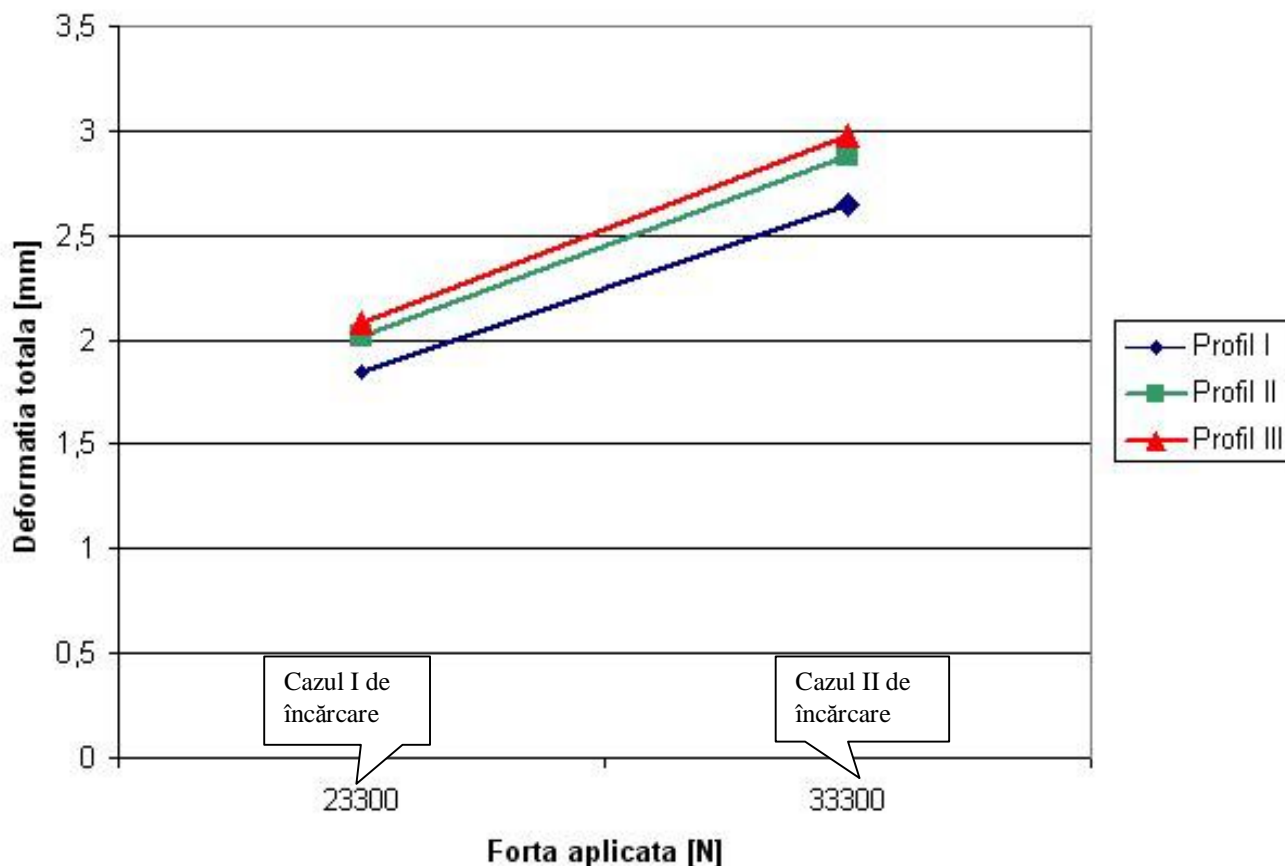


Fig. 2.24. Deformația totală în funcție de sarcina aplicată pentru cele trei profile.

În concluzie, urmărind distribuția deformației totale la toate cele trei profile de analizat pentru cazul de încărcare maximă se poate observa că în cazul profilului III de uzură propus deformația totală crește în comparație cu profilul din exploatare cazul profilului I. Deformația totală maximă a profilului III este mai mare cu 0,332 mm în comparație cu deformația totală maximă calculată pentru profilul I, ceea ce reprezintă o creștere cu 16,6 [ % ].

În fig. 2.26 s-a evidențiat suprafața de contact a bandajului pentru cele trei profile studiate. Urmărind poziția suprafeței de contact în toate cele trei cazuri se poate observa că la profilul III suprafața de contact se situează pe cercul nominal de rulare.

Acest lucru poate fi observat și în graficul din fig.2.25. unde s-a reprezentat distribuția tensiunii echivalente pe lățimea bandajului într-un plan transversal ce trece prin axa mică a suprafeței de contact pentru cele trei profile.

În concluzie, poziționarea suprafeței de contact aproape de diametrul cercului nominal de rulare conduce la îmbunătățirea parametrilor de conducere în aliniament și în curbe, printr-o rulare mai silențioasă și mai eficientă din punct de vedere al uzurilor bandajului respectiv o creștere a siguranței în exploatare a vehiculului de cale.



În fig. 2.25, în care s-a reprezentat distribuția tensiunii echivalente pe lățimea bandajului într-un plan transversal ce trece prin axa mică a suprafeței de contact pentru cele trei profile.

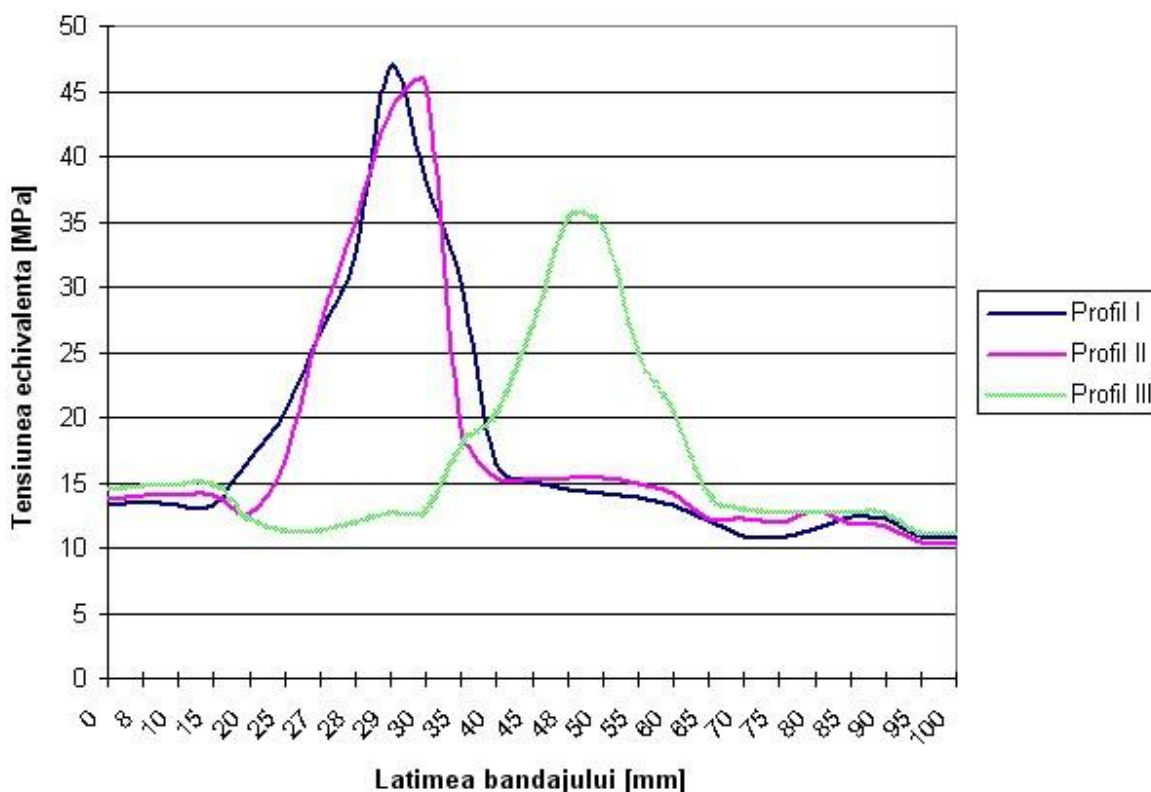


Fig. 2.25. Distribuția tensiunii echivalente pe toată lățimea bandajului.

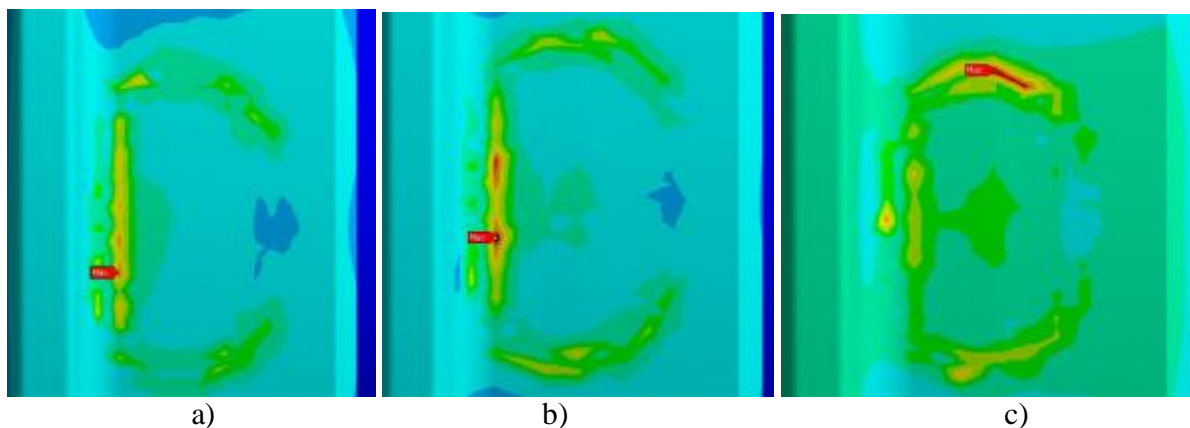


Fig. 2.26. Suprafața de contact pentru: a) – profil I; b)– profil II; c)– profil III;

În fig. 2.27 s-au reprezentat grafic semiaxele suprafețelor de contact ale celor trei profile. Din punctele reprezentate grafic, care delimitează semiaxele suprafețelor de contact, se poate observa că în cazul profilului III, semiaxa mare a suprafeței de contact crește în comparație cu celelalte două profile iar semiaxa mică este sensibil mai mică, situație ce se aproprie cel mai mult de un contact liniar care asigură o bună stabilitate a vehiculului de cale ferată.

Această situație poate fi observată și în fig. 2.28. unde s-a reprezentat tensiunea echivalentă pe direcția axei mari pentru toate cele trei profile studiate în cazul I de încărcare.

În cazul profilului III tensiunea echivalentă este distribuită pe o suprafață de contact în care axa mare, a, este cu mult mai mare decât axele mari corespunzătoare suprafețelor de contact pentru profilele I și II, iar axa mică, b, are valori mai mici, fapt ce duce la scăderea amplitudinii mișcării de șerpuire în timpul mersului.



**În concluzie**, distribuția tensiunilor echivalente pe o suprafață de contact în care raportul dintre axa mică și axa mare,  $b/a$ , tinde spre valori foarte mici și reducerea amplitudinii mișcării de șerpuire, favorizează o scădere semnificativă a gradului de uzură ( cazul uzurii de rostogolire ).

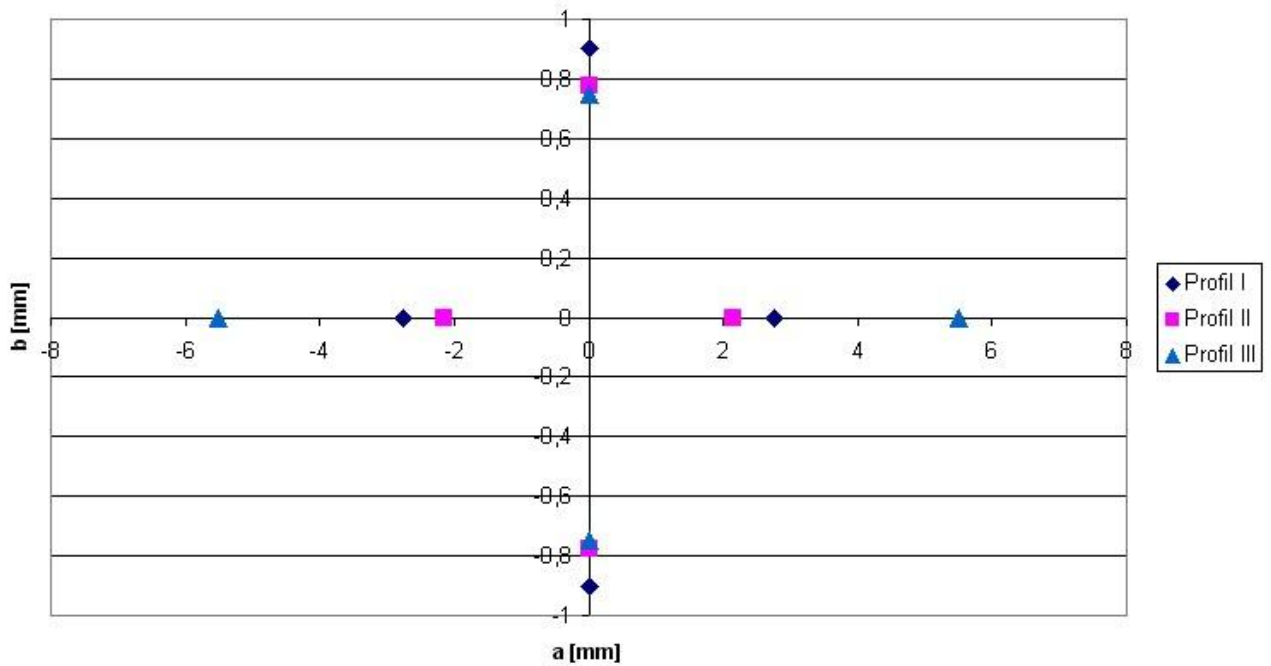


Fig. 2.27. Semiaxele suprafeței de contact pentru cele trei profile .

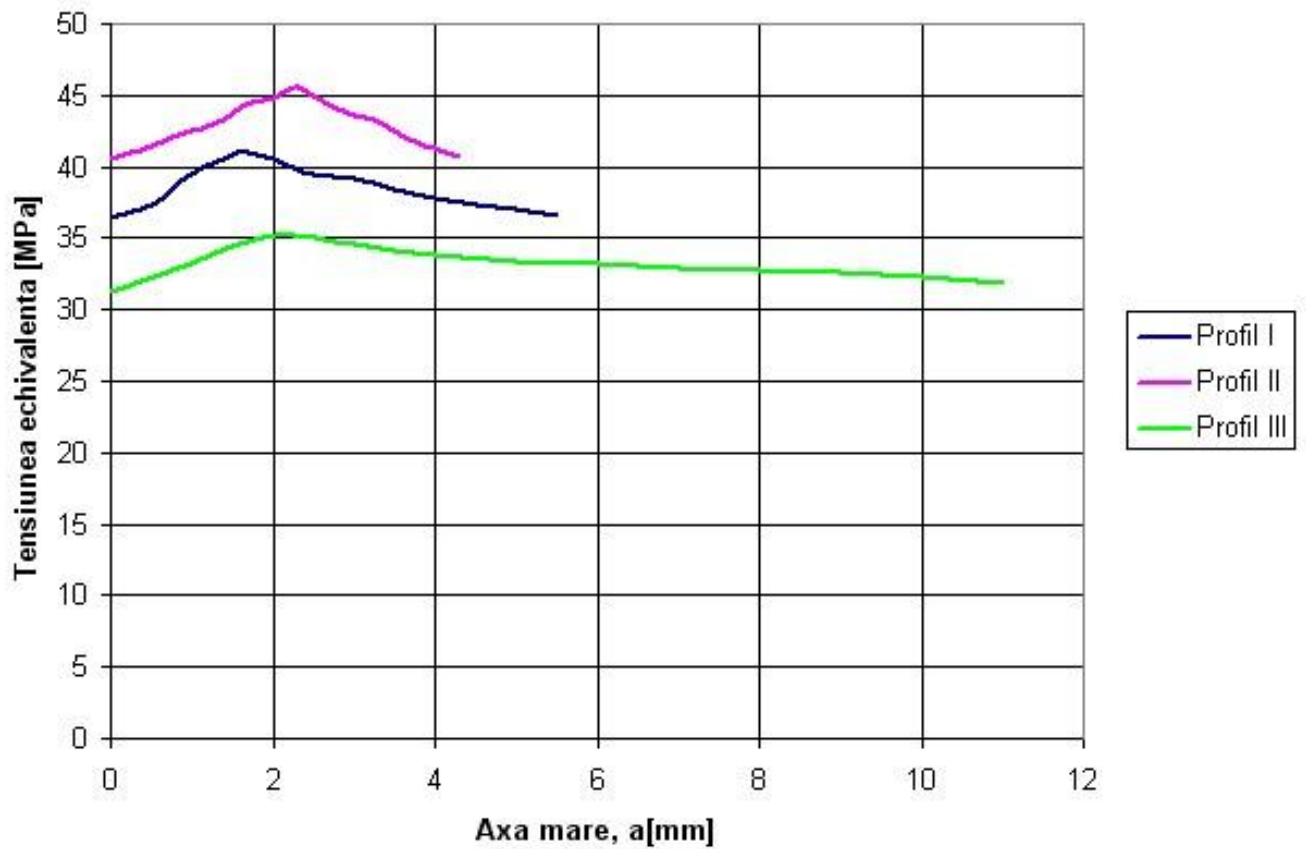


Fig. 2.28. Distribuția tensiuni echivalente pe direcția axei mari, a, pentru cele trei profile .

În fig. 2.29. și 2.30 s-a reprezentat grafic distribuția tensiunii echivalente pe grosimea bandajului în două plane transversale corespunzătoare cercului nominal de rulare respectiv a cercului de rulare în care trece prin suprafața de contact. Din cele două reprezentări grafice se poate observa că tensiunea echivalentă are valori mari pe suprafața de rulare respectiv suprafața de contact cu elementul elastic și are valori minime pe cercul median corespunzător zonei mediane a grosimii bandajului pentru cele trei profile.

**În concluzie**, din punct de vedere al stării de tensiune se poate spune că zonele cu potențial mare de apariție al fisurilor sunt:

- Ø zona adiacentă a suprafeței de rulare.
- Ø zona adiacentă suprafeței de contact cu elementul elastic al roții elastice.

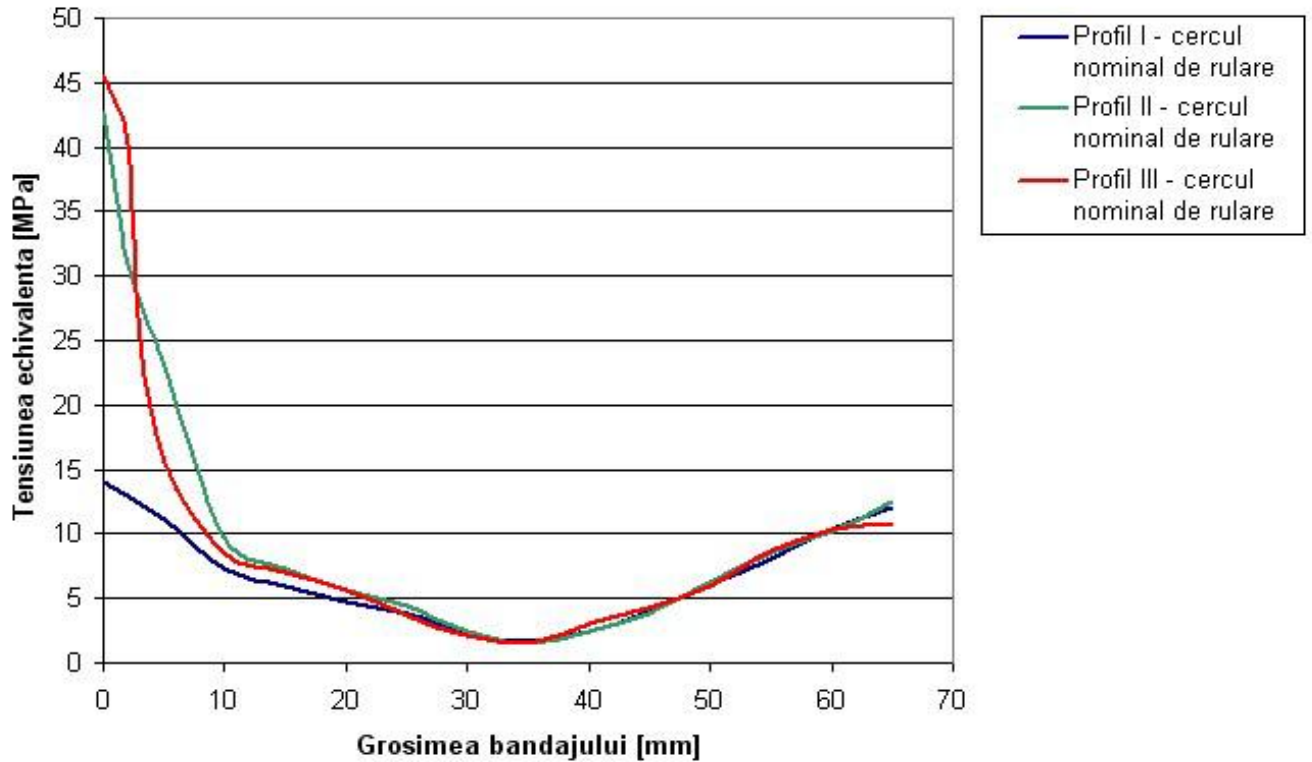


Fig. 2.29. Tensiunea echivalentă pe grosimea bandajului în planul cercului nominal de rulare.

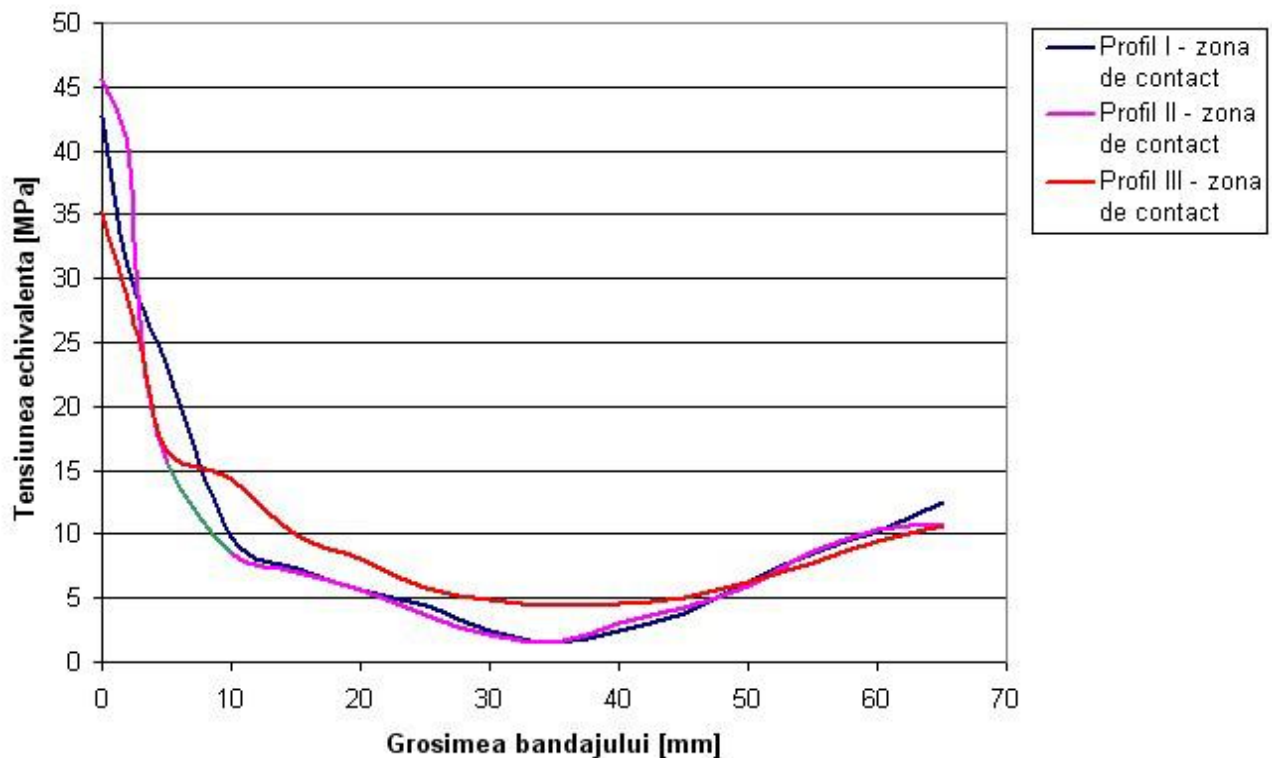


Fig.2.30. Tensiunea echivalentă pe grosimea bandajului în planul cercului corespunzător suprafeței de contact.

**Analiza comparativă a profilului de rulare conic și a profilului de uzură. Aspecte geometrice și tribologia suprafeței de rulare respectiv a buzei de ghidare.**

NR. CRT.	SUPRAFETE DE RULARE CONICE	PROFILE DE UZURĂ
1.	La profilurile cu pantă constantă procesul de ghidare rămâne în întregime pe seama buzei, la apariția în timpul rulării a oricărei forțe transversale oricât de mică.	Suprafața de rulare și racordare a buzei are o formă concavă cu pantă variabilă.
2.	Buza va suporta forțele de ghidare nefiind menajată de profilul conic de rulare.	Se elimină bicontactul.
3.	Pentru limitarea mișcării de șerpuire este nevoie de o conicitate mai redusă.	Forma stabilă a profilului se realizează printr-o descreștere continuă a pantei începând de la porțiunea dreaptă a buzei către exterior până la punctul de inflexiune după care pantele devin ușor crescătoare pentru a evita prin uzare sau fluaj a unor pante negative.
4.	Pentru evitarea alunecărilor longitudinale dintre roți și șine în curbe sunt necesare conicități mari.	Suprafața de rulare și racordarea buzei participă la procesul de ghidare a trenului de roți, micșorează amplitudinile mișcării de șerpuire a trenului de roți în aliniament și acțiunea forței de ghidare asupra buzei în curbe
5.	Calculul razei minime la care nu se produc alunecări longitudinale arată că roțile cu suprafețe de rulare conice sunt incapabile de a parcurge majoritatea curbilor de pe rețea fără	Se amortizează șocurile de atac ale buzei produse de neregularitățile de curbura a căii.

	alunecări longitudinale	
6.	Datorită alunecărilor longitudinale, în funcție de frecvența și sensul curbelor suprafața de rulare de regulă se uzează în sensul creșterii conicității.	Forma concavă reduce eforturile din zona de contact roată-șină.
7.	Alunecările longitudinale generează caldură și zgomot.	Se micșorează fluajul ( strivirea și refularea ) materialelor de șina și roată.
8.	O caracteristică nefavorabilă a suprafețelor de rulare conice constă în faptul că la bracăjul trenului de roți se produce de regulă bicontactul cu șina ( contact pe suprafața de rulare respectiv contact pe buză )	Se ecrusează suprafețele de rulare.
9.	Punctele de contact sunt centrele elipselor de contact, iar coeficienții de frecare respectiv de aderență sunt dependenți de dimensiunea și orientarea elipsei longitudinal sau transversal pe șină.	Orientare elipsei de contact cu axa mare transversal pe șină îmbunătățește aderența la tracțiune și frânare.
10.	Orientarea elipsei de-a lungul șinei duce la aderență redusă și forțe de frecare transversale crescute care amplifică forța de ghidare în curbe și mișcarea de șerpuire a vehiculului.	Caracteristica proprie profilurilor care funcționează în monocontact constă în aceea că la bracăjul trenului de roți suprafața de rulare se ridică de pe șină și roata continuă să ruleze în deplină siguranță ca un rulment cu torul de gât pe flancul șinei prin contact liniar.
11.	Uzura este mai pronunțată cu cât dimensiunile elipsei sunt mai mici și forțele normale ( sarcina pe roată ) respectiv cele de ghidare sunt mai mari.	În aceste condiții ungerea buzei sau a flancului de șină care se practică în general la vehiculele motoare pentru micșorarea uzurilor devine inefficientă, fiindcă reduce aderența în această zonă.
12.	Dimensiunile elipsei de contact sunt influențate: de razele de curbura ale roții și razele de curbura a șinei în plan longitudinal și transversal caracteristicile elastice ale oțelurilor utilizate pentru șina și roată.	
13.	În plan longitudinal raza șinei este infinită iar axa elipsei va fi cu atât mai lungă cu cât crește raza roții	
14.	În plan transversal la suprafețe de rulare conice raza profilului este infinită iar axa elipsei se micșorează cu cât raza profilului șinei este mai mică dar eforturile cresc și aderența scade.	
15.	<ul style="list-style-type: none"> <li>- uzare rapidă a buzei.</li> <li>- uzare neuniformă a suprafeței de rulare conică.</li> <li>- parcursuri reduse între două reprofilări succesive.</li> <li>- prestații importante de manoperă și imobilizări frecvente ale vehiculelor.</li> <li>- refacerea buzei comportă îndepărtarea de cantități mari de metal din corpul bandajului.</li> <li>- șina are uzuri pronunțate în curbe pe flancul interior de ghidare al firului exterior.</li> </ul>	

În fig. 2.29 sunt prezentate uzura a două bandaje cu profil conic în urma rulajului de 20.000km respectiv de 40.000 km în condiții normale de exploatare, fără rectificarea de profil, iar la literele c),d) și e) este prezentat bandajul roții elastice la care prin deformarea plastică și refularea materialului înspre exteriorul bandajului, teșitura cu rol de siguranță în exploatare, nu mai există. Mai mult apar bavurări extrem de periculoase pentru siguranța în circulație a tramvaiului.



Fig. 2.29. Profil de uzură – a) bandaj conic uzat la 20.000km; b) bandaj conic uzat la 40.000 km, c), d), e) teșitură bandaj distrusă, f) dispozitiv de profilat geometrie bandaj roată elastică.



### 2.5.3. Concluzii

a) Datorită montării rigide a roților pe osie și a faptului că, conicitățile suprafețelor de rulare sunt inversate, osia montată va executa în mers o mișcare de șerpuire, mijlocul osiei descriind în plan orizontal o sinusoidă. Viteza la care mișcarea de șerpuire devine instabilă poartă numele de viteză critică, aceasta determinând de fapt viteza maximă care poate fi atinsă în deplina siguranță de către vehicul conform [12].

Cercetările făcute asupra profilului de uzură la liniile de transport urban de călători în decursul timpului, au arătat că acest profil de uzură se formează prin uzare, independent de forma inițială.

b) O importanță deosebită conform [125] pentru o siguranță a ghidării, o uzare cât mai redusă a roții elastice și implicit a șinei precum și o calitate cât mai bună a rulării o are suprafața de rulare și înclinarea flancului exterior activ al buzei adică unghiul de flanc pe care această suprafață îl face cu axa de rotație al osiei.

**c) În concluzie se poate afirma că înclinarea suprafeței de rulare nu trebuie să fie aceeași pe toată lățimea, ea fiind mai mare pe porțiunea exterioară pentru a asigura o trecere cât mai bună peste aparatele de cale în cazul materialului rulant pentru operatorii feroviari. În cazul tramvaiului pe intersecțiile de linie cale se circulă pe buza bandajului, având o importanță deosebită încărcare prin sudură a acestora.**

d) Diametrul roții elastice “d” conform [175] se măsoară la distanță fixă de 57,5 [ mm ] față de fața interioară a profilului, unde cercul este denumit cerc nominal de rulare, spre deosebire de cercurile efective de rulare care pot veni în contact cu șina în timpul rulării.

e) În evoluția profilurilor de rulare a roților elastice după forma suprafeței de rulare întâlnim la transportul urban pe șine:

- Ø profil de rulare cilindric la care s-a renunțat după o folosință îndelungată;
- Ø profil de rulare conic unanim acceptat;
- Ø profil de uzură cel mai uzitat în domeniul transportului pe căile ferate.

f) Scopul **profilului de rulare conic** a fost ca să înlăture alunecările longitudinale care se produc între roții și șine la circulația în curbe și să se realizeze un centraj al trenului de roți pentru ca acesta să nu circule tot timpul în contact cu buza. Dar existând diferite regimuri de circulație în curbe cu raze diferite (raze minime de până la 17 [ m ] cazul depourilor) profilul de rulare conic nu poate evita alunecările longitudinale și nici nu poate îndeplini condiția de realizare a centrajului trenului de roți.

g) Operatori de transport urban de călători au experimentat profiluri de rulare cu diferite conicități în domeniul 1: 40; 1: 20, ale suprafeței de rulare cu avantaje benefice față de utilizarea profilului de rulare cilindric. Profilul cu conicități mari la suprafața de rulare cazul conicităților de 1:40 și respective 1: 20 deși au dat rezultate favorabile privind calitatea de mers, **s-a dovedit că acest avantaj în practică dispare repede prin uzare bandajelor, având consecințe în reprofilări dese ale suprafeței de rulare și a buzei.** Profilul conic cel mai utilizat a fost profilul normal UIC cu forma și dimensiunile standardizate pe plan internațional, inclusiv la CFR ( în STAS 112 / 3 -90 se prevede un profil similar numai pentru roțile locomotive echivalent SREN) conform [12].

**h) Profilul de uzură este indicat pentru roata elastică prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei.**

**Observație:** din analiza mai multor tipuri de profile de uzură obținute în exploatare pe mai multe tipuri de șină urmărite, folosind profilul de rulare conic având conicitatea de 1:40, s-a constatat că prin uzare în exploatare, suprafața de rulare conică a bandajului roții elastice devine concavă, ajungând la un moment dat la o formă de uzură stabilizată. Deoarece forma stabilă a profilului pe suprafața de rulare conform [175] este determinată de unele condiții specifice de exploatare care în general diferă de la un oraș la altul sau de la o țară la alta, în **Fișa UIC 510 – 2 ( cu valabilitate de la 01.01.1978 )** s-a reglementat cu caracter obligatoriu, un nou profil pentru buza și pentru suprafața exterioară de rulare pentru roți cu diametrul nominal  $d=1000-760$  [ mm ], respectiv pentru roți cu diametru mic  $d = 760 - 330$  [ mm ] conform [3].

i) Important de remarcat că porțiunea suprafeței de rulare principală este dată sub formă de recomandare, fiind lăsată la latitudinea fiecărui operator de transport pentru a adapta un profil corespunzător condițiilor proprii de exploatare.

j) Urmărind distribuția tensiuni echivalente la toate cele trei profile de analizat pentru cazul de încărcare maximă se poate observa că în cazul profilului III de uzură propus tensiunile echivalente se reduc considerabil în comparație cu profilul din exploatare, cazul profilului I. Tensiunea echivalentă maximă a profilului I este mai mare cu 16,502 [ Mpa ] decât tensiunea echivalentă maximă calculată pentru profilul III. În cazul profilului III, prin reducerea tensiunilor echivalente scade considerabil gradul de uzură al bandajului roții elastice și implicit cheltuielile cu mentenanța a materialului rulant.

k) Analizând distribuția deformației totale la toate cele trei profile de analizat pentru cazul de încărcare maximă se poate observa că în cazul profilului III de uzură propus deformația totală crește în comparație cu profilul din exploatare cazul profilului I.

l) Poziționarea suprafeței de contact aproape de diametrul cercului nominal de rulare duce la îmbunătățirea parametrilor de conducere în aliniament și în curbe, printr-o rulare mai silențioasă și mai eficientă din punct de vedere al uzurilor bandajului respectiv o creștere a siguranței în exploatare a vehiculului de cale ferată.

m) Distribuția tensiunilor echivalente pe o suprafață de contact în care raportul dintre axa mică și axa mare,  $b/a$ , tinde spre valori foarte mici și reducerea amplitudinii mișcării de șerpuire, favorizează o scădere semnificativă a gradului de uzură ( cazul uzurii de rostogolire ).

n) Din punct de vedere al stării de tensiune se poate spune că zonele cu potențial mare de apariție al fisurilor sunt:

- Ø zona adiacentă a suprafeței de rulare;
- Ø zona adiacentă suprafeței de contact cu elementul elastic al roții elastice.

#### **Perspective ale unor cercetări ulterioare:**

- Ø determinarea momentului respectiv a condițiilor de apariție a fisurilor la bandajul roții elastic;
- Ø aflarea direcției de propagare a fisurilor interne ale bandajului, a dimensiunii acestora având în vedere diferite tipuri de roți elastice;
- Ø studierea condițiilor de apariție a roții elastice poligonale în urma exploatării ca sursă de zgomot și vibrații în zona urbană a transportului public.

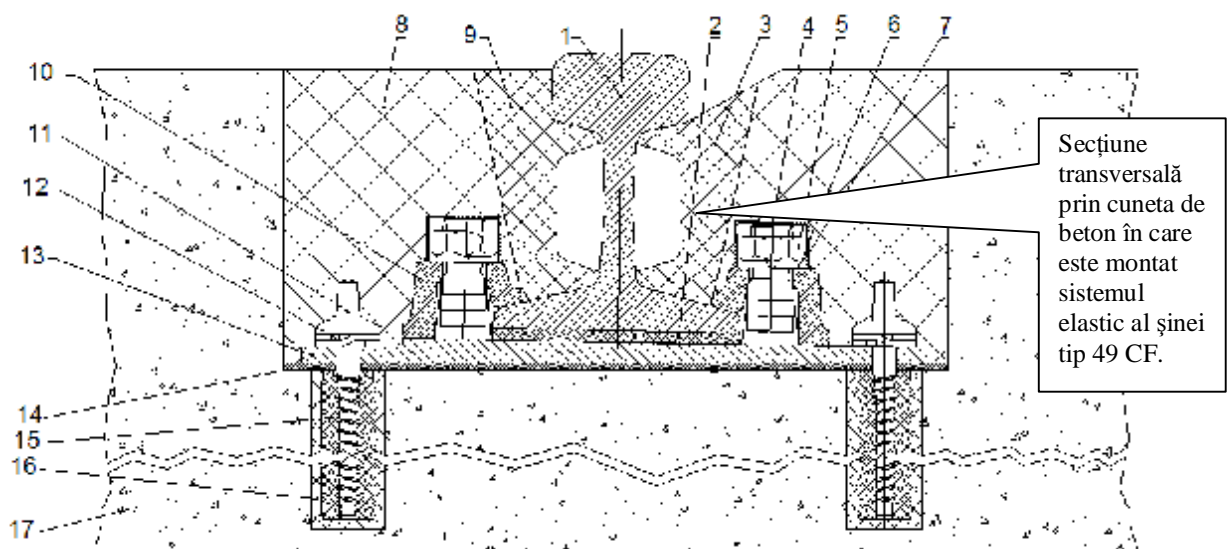
### CAPITOLUL 3

## CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI

### 3.1. Prezentarea sistemelor elastice de montare a căii de rulare cercetate în perioada 1998 –2006 în cadrul operatorului de transport din Municipiul Timișoara

#### 3.1.1. Sisteme de lăgăruirea șinelor împotriva zgomotului și vibrațiilor utilizate

Linia cale pentru tramvai [127] reprezintă un ansamblu foarte important a cărei exploatare se realizează în condiții deosebit de dificile datorate următoarelor aspecte: existența unor oscilații permanente și de valoare ridicată a sarcinilor cu care este încărcată periodic linia cale; prezența șocurilor de pornire și de frânare a mijloacelor de transport; funcționarea într-un mediu ambiant caracterizat prin acțiunea degradantă a umidității, prafului, ciclului de îngheț-dezghet, oxigenului atmosferic și a radiațiilor ultraviolete. În figura 3.1. este prezentat sistemul elastic de prindere a șinei CF 49 și elementele componente ale sistemului.



Secțiune transversală prin cuneta de beton în care este montat sistemul elastic al șinei tip 49 CF.

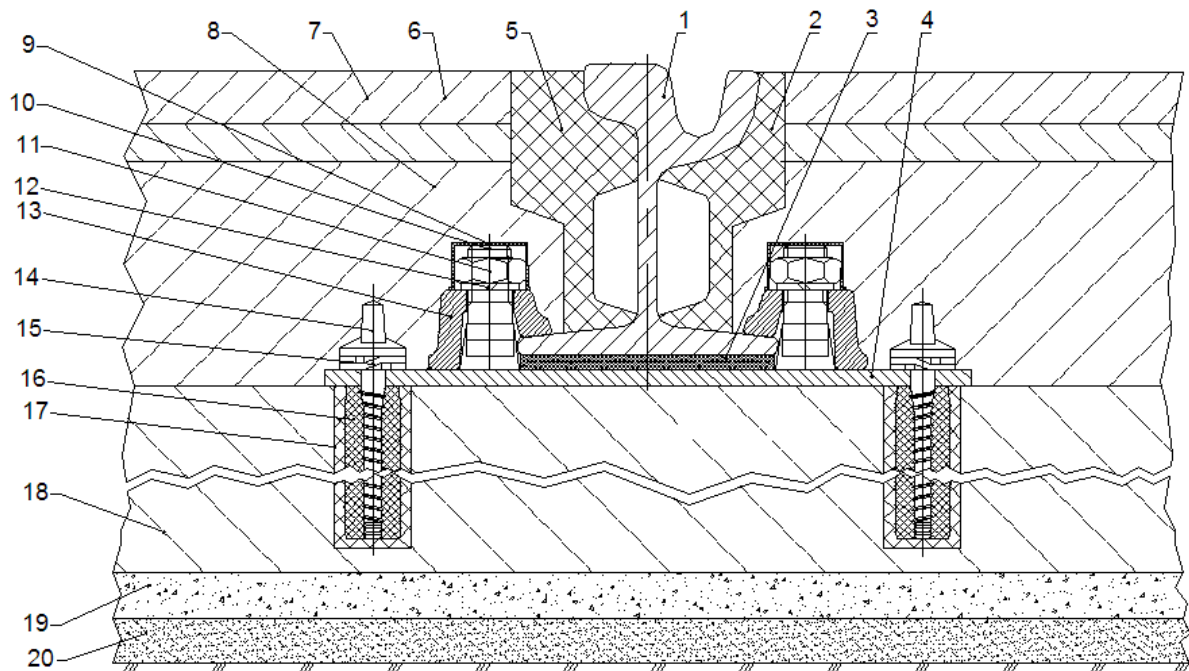
a)

1	șină CF 49	10	clește
2	placă cauciuc tipK-49B	11	tirfon
3	component elastomer int.	12	resort dublu tip B25
4	șurub M22x60 S	13	placă simplă cu inclinare tip 49
5	piuliță M22	14	placă polietilenă tip K
6	inel resort dublu tip B23	15	diblu din polietilenă
7	capac protecție	16	mortar poliuretanic
8	mortar poliuretanic	17	placă continuă din beton
9	component elastomer ext.		

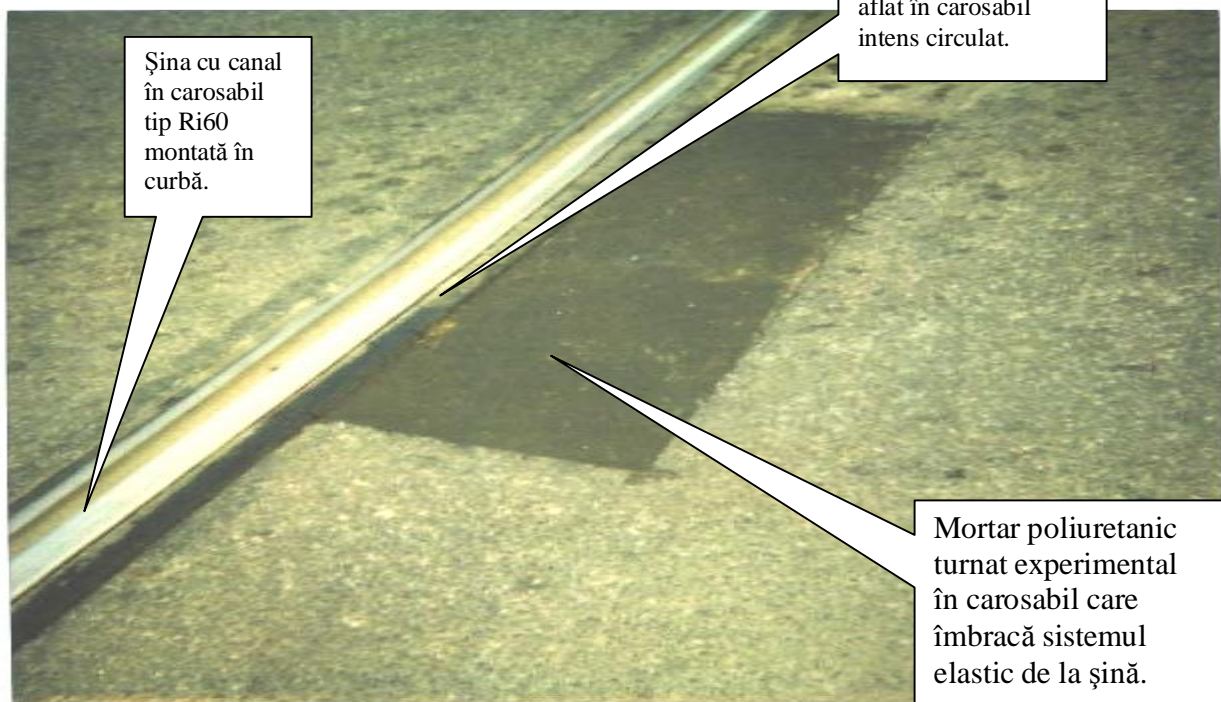
b)

Fig. 3.1. a - experimentare sistem elastic de prindere a șinei CF 49, b – elementele componente ale sistemului.

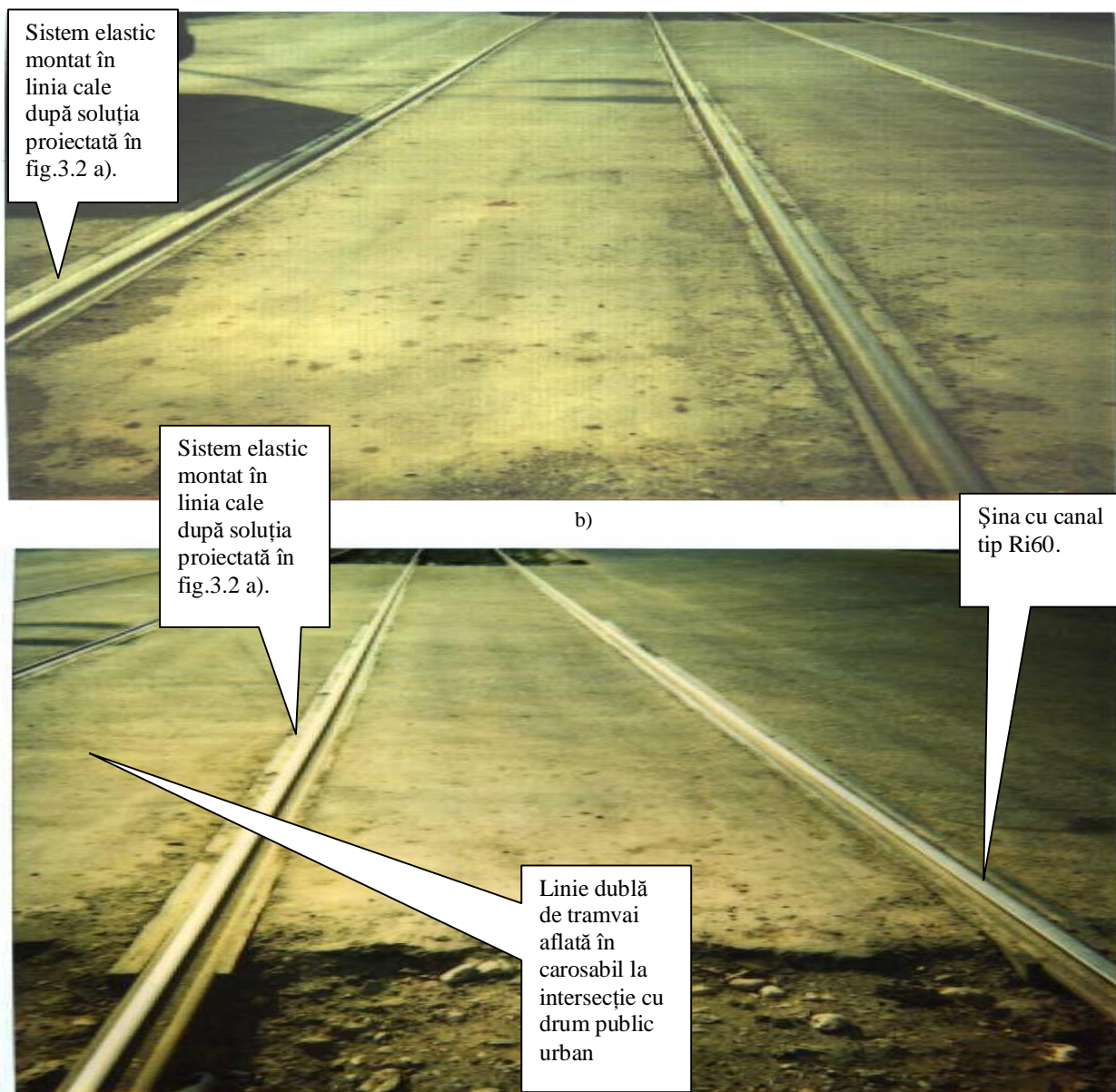
În fig. 3.2. este prezentat un sistem elastic de prindere a șinei cu canal tip Ri.61, o soluție experimentată cu îmbrăcăminte din mortar poliuretanic în Timișoara – Piața Gara de Nord, respectiv elementele componente ale sistemului.



a)







c)

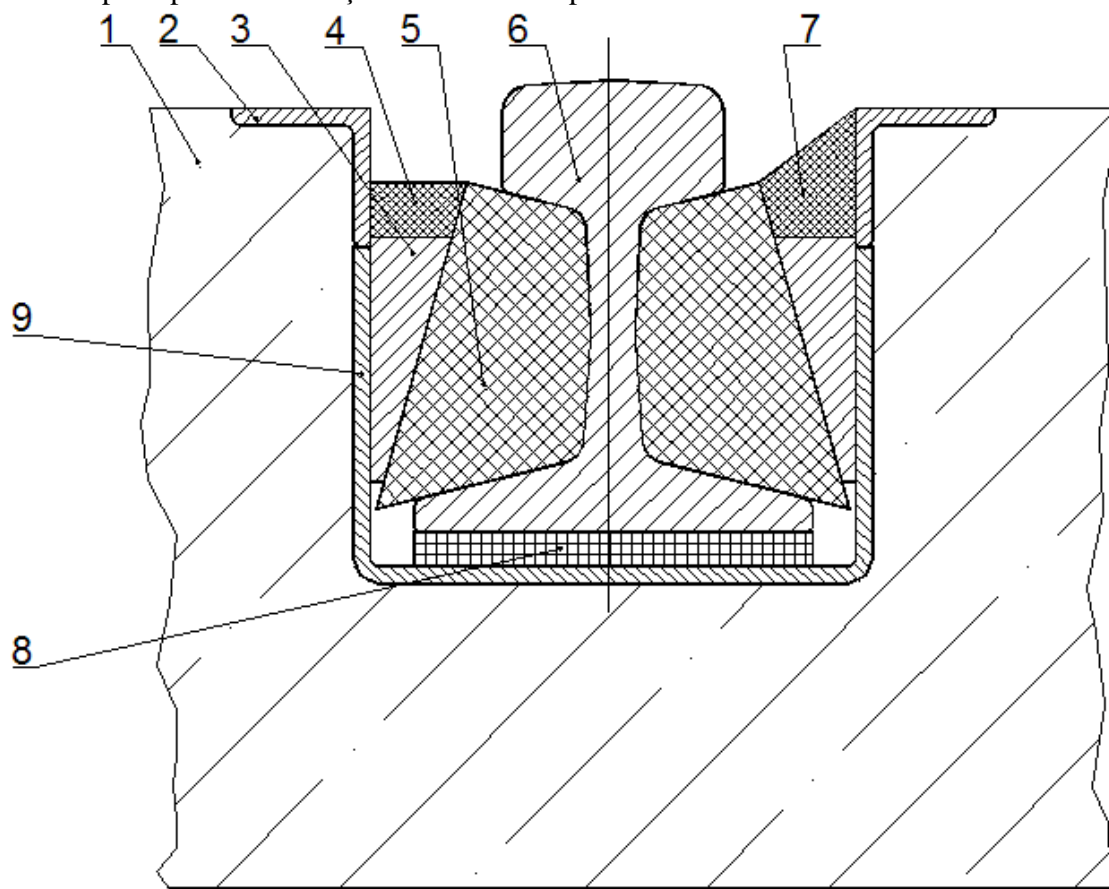
1	șină cu canal	11	piuliță M22
2	component elastic int.	12	inel resort tip B23
3	suport elastic	13	clește
4	placă de prindere	14	Tirfon
5	component elastic ext.	15	inel resort dublu B25
6	strat asfalt fin	16	Diblu din polietilenă
7	strat beton asfalt	17	mortar poliuretanic
8	beton	18	beton
9	capac protecție	19	balast
10	șurub M22x60 SI	20	Nisip

d)

**Fig. 3.2.** a - experimentare sistem elastic de prindere a șinei cu canal tip Ri61, b - soluție experimentată cu îmbrăcăminte din mortar poliuretanic în Timișoara – Piața Gara de Nord, c - soluție experimentată în Timișoara – Piața Cermena, d - elementele componente ale sistemului.



În figura 3.3.este prezentat sistemul elastic de prindere a șinei în canal cu pană metalică a șinei C F 40 în plăci pretensionate și elementele componente ale sistemului.



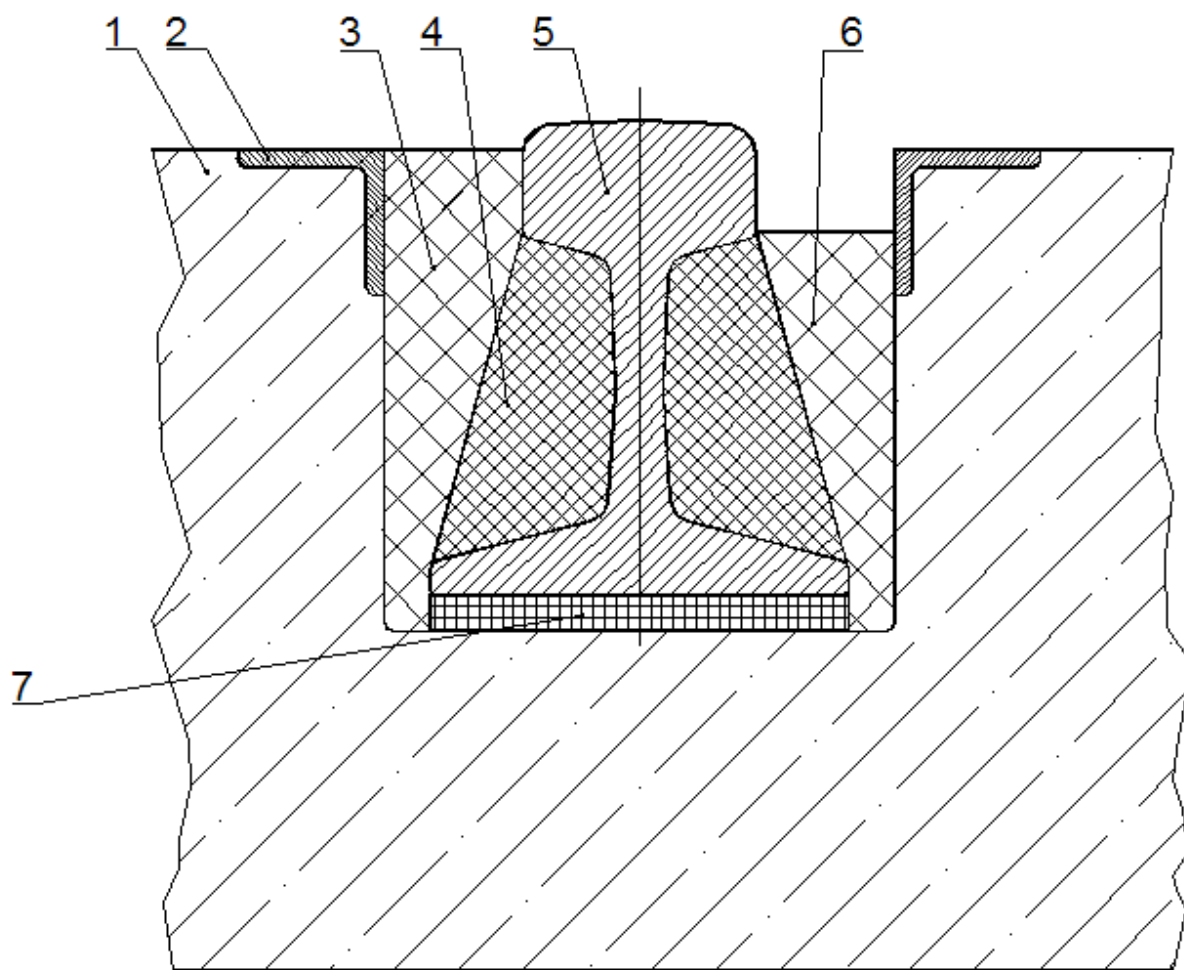
a)

1	placă beton	6	șină CF40
2	cornier 40x40x5	7	adaos elastomer II
3	pană metalică	8	placă cauciuc
4	adaos elastomer I	9	cunetă metalică
5	elastomer la inima șinei		

b)

**Fig. 3.3.** a) - experimentare sistem elastic de prindere a șinei în canal cu pană metalică a șinei CF40 în plăci pretensionate, b - elementele componente ale sistemului.

În fig. 3.4. este prezentat sistemul elastic de prindere a șinei în canal cu pană poliuretanică a șinei CF 40 în plăci pretensionate, respectiv elementele componente ale sistemului.



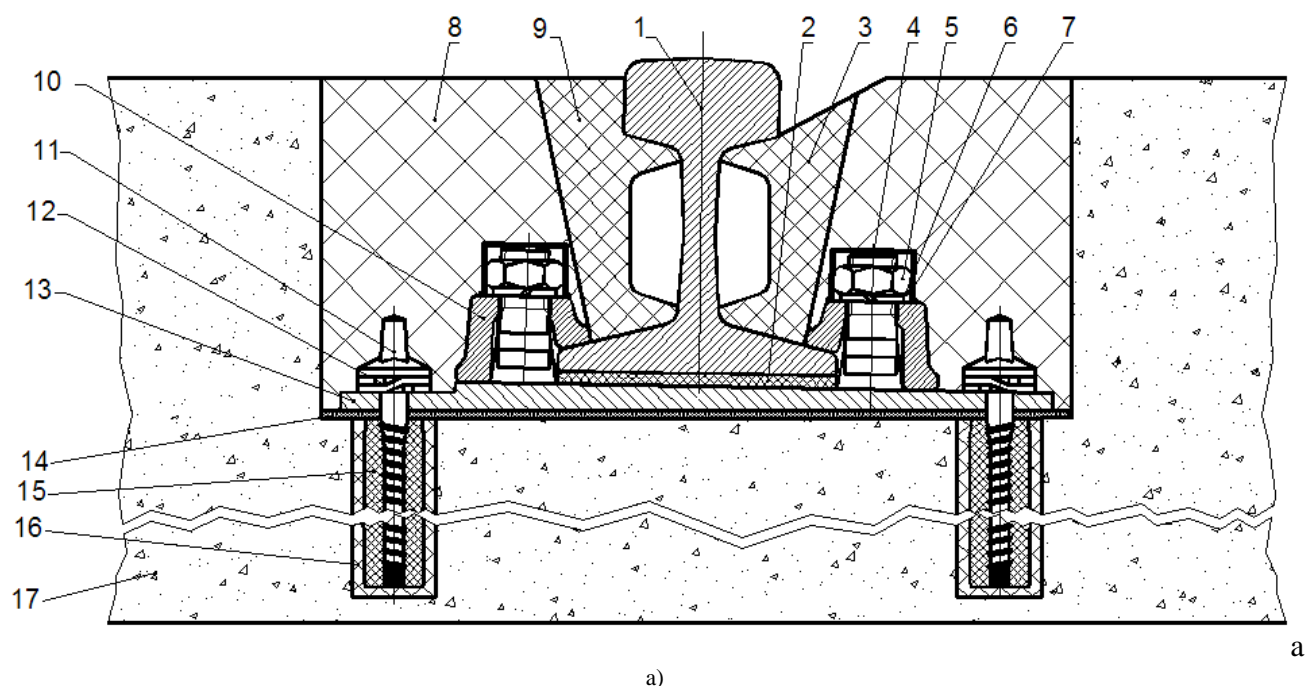
a)

1	Placă beton	5	șină CF 40
2	cornier 40x40x5	6	Pană elastomer
3	Pană elastomer	7	placă elastică
4	component elastomer ext	8	component elastomer int.

b)

**Fig. 3.4.** a - experimentare sistem elastic de prindere a șinei în canal cu pană poliuretanică a șinei CF 40 în plăci pretensionate, b - elementele componente ale sistemului.

În fig. 3.5. este prezentat sistemul elastic de prindere a șinei CF 49 cu componente elastomer la inima șinei și asfalt din mortar poliuretanic, respectiv elementele componente ale sistemului.

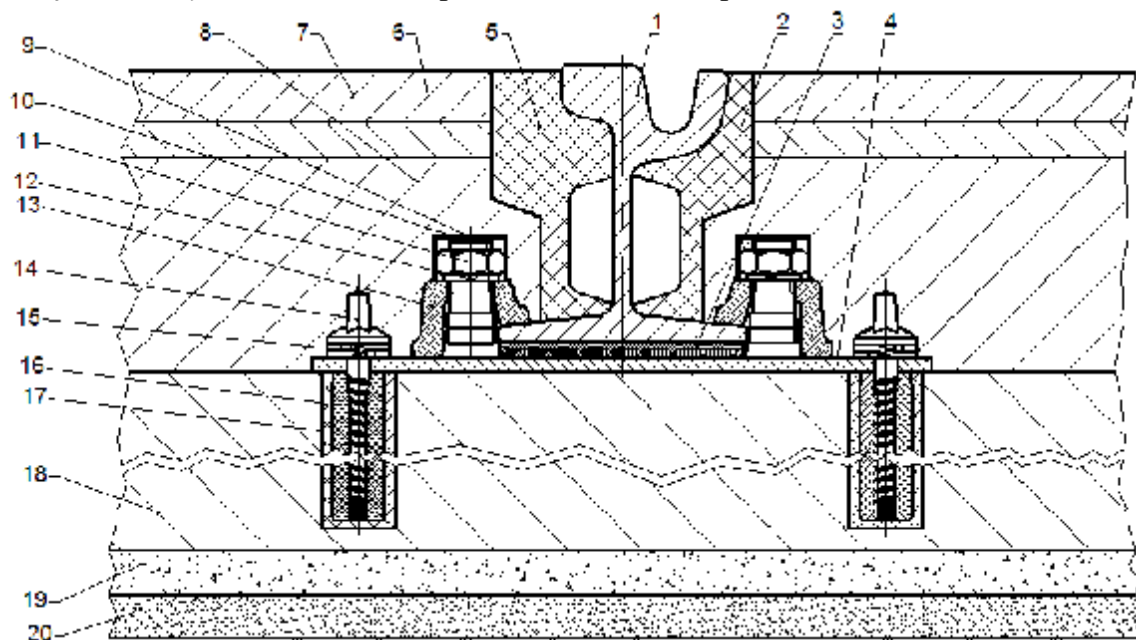


1	șină CF 49	10	clește
2	placă cauciuc tipK-49B	11	tîrfon
3	component elastomer int.	12	resort dublu tip B25
4	șurub M22x60 S	13	placă simplă cu inclinare tip 49
5	piuliță M22	14	placă polietilenă tip K
6	inel resort dublu tip B23	15	dîblu din polietilenă
7	capac protecție	16	mortar poliuretanic
8	mortar poliuretanic	17	placă continuă din beton
9	component elastomer ext.		

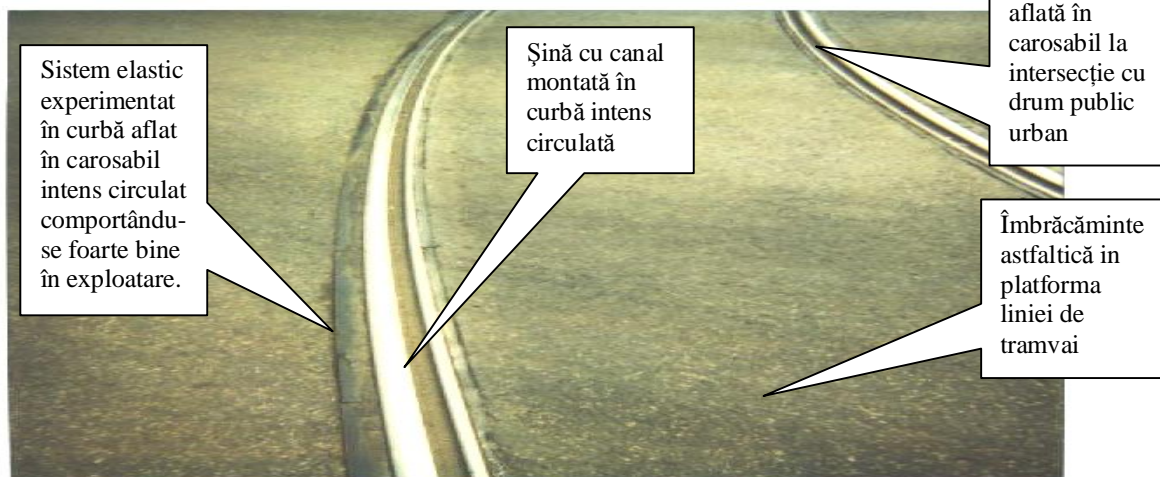
b)

**Fig. 3.5.** a - experimentare sistem elastic de prindere a șinei CF 49 cu componente elastomer la inima șinei și asfalt din mortar poliuretanic, b - . elementele componente ale sistemului.

În fig. 3.6. este prezentat sistemul de prindere a șinei cu canal tip Ri 60N, soluție experimentată în Timișoara – Piața Gara de Nord, respectiv elementele componente ale sistemului.



a)



b)

1	șină cu canal	8	Beton	15	resort dublu B25
2	component elastomer înt	9	capac protecție	16	dîblu din polietilenă
3	suport elastic	10	șurub M22x60 SI	17	mortar poliuretanic
4	placă de prindere	11	piuliță M 22	18	Beton
5	component elastic ext.	12	resort dublu B23	19	Ballast
6	asfalt fin (de uzură)	13	clește tip 49	20	Nisip
7	beton asfalt (de rezist.)	14	Tirfon		

c)

Fig. 3.6. a - sistem de prindere a șinei cu canal tip RI 60, b - soluție experimentată în Timișoara – Piața Gara de Nord, c - . elementele componente ale sistemului.

În tabelul 3.1. sunt prezentate caracteristicile fizico-mecanice determinate ale elementelor elastice la inima șinei sunt prezentate în tabelul 3.1.

**Table 3.1.** Caracteristicile fizico-mecanice determinate ale elementelor elastice la inima șinei sunt prezentate în tabelul de mai jos.

Caracteristica	Norma	Varianta			
		1	2	3	4
		Deșeuri Măcinate +adeziv	Elastomer PU+ Deșeuri măcinate	Elastomer PU	ORTEC
Densitatea, g/cm <sup>3</sup>	STAS 5787-68	0,63	0,69	0,72	0,75
Duritate, °ShA	STAS 5441/2-74	60	63	67	65
Rezistența la compresiune, kgf/mm <sup>2</sup>	STAS 6765-75	17,3	18,9	38,0	38,0
Alungirea la rupere, %	STAS 3888-71	*	203	357	*
Rezistența la tracțiune, daN/cm <sup>2</sup>	STAS 3888-71	*	45,2	64,2	*

Aceste soluții conform [127] au fost realizate la R.A.T.Timișoara în colaborare cu Universitatea de “Vest” din Timișoara și S.C. Intelcerc S.A.Timișoara. Soluția ca sistem elastic de prindere a șinei cu canal tip 61,7 [ kg/ml ] a fost experimentată în Timișoara, sistem montat în carosabil la intersecția str. Șaguna cu str. Mihalache (varianta 2 din tabelul de mai sus ), intersecția str. Cermena cu str. Ștefan cel Mare (variantele 1 și 2 din tabelul de mai sus ) și intersecția de la Gara de Nord (varianta 3 din tabelul de mai sus ). După 5 ani de zile de la execuție s-a observat faptul că aceste componente din elastomer poliuretanic care s-au fixat la inima șinei cu canal de tip 61,7 [ kg/ml ] (importată din Polonia) s-au comportat foarte bine.



### 3.1.2. Concluzii

a) Aceste sisteme elastice montate în linia de tramvai conferă o elasticitate corespunzătoare căii de rulare, având o fiabilitate mărită, termenul de garanție al elastomerului fiind de 25 ani. Adezivul poliuretanic bicomponent cu care s-a realizat lipirea de inima șinei a elastomerului poliuretanic asigură o lipire adecvată, o rezistență ridicată la acțiunea factorilor exteriori (umiditate, oxigen, radiații ultraviolete) și o elasticitate corespunzătoare a lipirii care permite amortizarea șocurilor.

b) Componentele din elastomer poliuretanic microcelular și deșeuri măcinate lipite cu adeziv poliuretanic bicomponent la inima șinei au fost produse de S.C. Intelcerc S.A.; str. Gării nr.25, Timișoara obținându-se rezultate foarte bune aflate în exploatarea liniei cale pe diferite tronsoane ale tramei stradale complexe din punct de vedere al valorilor de trafic și tonaj.

c) Sistemele prezentate de prindere a șinei sunt cele mai reprezentative, dar ele nu epuizează gama largă a acestora, utilizate în construcția căilor în stadiu de experimentare sau proiect.

d) Alegerea unuia sau altuia dintre aceste sisteme, trebuie să fie făcute în funcție de posibilitățile unei execuții corecte, a unei durate mari de funcționare și a unor costuri minime de execuție și întreținere.

e) Cercetările teoretice asupra componentelor din elastomer poliuretanic microcelular și deșeuri măcinate lipite cu adeziv poliuretanic bicomponent s-au realizat în colaborare cu membrii catedrei de chimie din cadrul Universității de Vest din Timișoara, fiind urmărite în exploatare pe o perioadă de 8 ani, având o comportare bună.

f) Proiectarea și realizarea matrițelor de turnare a componentelor din elastomer au fost realizate cu sprijinul și în colaboare cu R.A.T.Timișoara care a sprijinit realizarea și implementarea sistemului de lăgăruire cu elementele elastice obținute în urma cercetării teoretice realizate în decursul timpului.

### 3.2. Analiza experimentală a stării de tensiune și deformație pentru ansamblul roată elastică-șină

Pentru măsurători s-a utilizat un tramvai articulat care are o distribuție a sarcinilor statice și dinamice pe osie respectiv boghiu diferite în funcție de tipul motor sau purtător al boghiului.

Condițiile atmosferice au fost cele normale pentru exploatarea infrastructurii liniei cale și a materialului rulant utilizat pentru măsurători, putându-se realiza o calibrare în condiții normale pentru aparatura de măsură. Temperatura în șină a fost în parametrii normali fără a afecta regimul de măsurare.

Pe tramvai a fost montat un odometru care a fost conectat la un sistem GPS, descărcarea vitezelor și prelucrarea datelor realizându-se în baza unei aplicații specifice sistemelor informatice de poziționare prin satelit.

Încercările s-au realizat în ambele regimuri de mers atât de accelerare cât și decelerare la o viteză constantă. Pentru regimul de frânare au fost utilizate toate trei sistemele de frânare ( frâna electrică, pneumatică respectiv cea de siguranță).

Ansamblul roată-șină este format din șina de tip Ri.60N utilizată la infrastructura transportului public din Timișoara respectiv roata elastică de tip Bochum având un sistem de elemente elastice radiale.

Tramvaiul utilizat la efectuarea testelor a avut sarcina nominală conform distribuției acesteia din cartea tehnică respectiv un conducător de tramvai și un operator asistent pentru sistemul GPS în cabina conducătorului.

Istoricul vitezelor înregistrat prin sistem GPS prin intermediul odometrului montat la bordul tramvaiului este prezentat în tabelul 3.2. pentru 4 eșantioane. Celelalte măsurători sunt prezentate în ANEXă ( Vehiculul: '3449', ID= 45 - Lista vitezelor recepționate în ziua de 14-iulie-2007).

**Tabel. 3.2.** Istoricul vitezelor înregistrat prin sistem GPS.

Nr.crt	ID-DB	Moment	Lat.	Long.	Unghi	Viteza	Odometru	IDSof.	IDTr.	%Tr.
1390	24620804	11:25:09	45,73814	21,19321	62,50	0,00	50840688	-1	-1	-1,0
1391	24620813	11:25:39	45,73824	21,19355	62,75	10,54	50840716	-1	-1	-1,0
1392	24620822	11:26:09	45,73849	21,19408	64,03	0,00	50840768	-1	-1	-1,0
1393	24620872	11:29:16	45,73812	21,19287	245,72	0,00	50840688	-1	-1	-1,0
1394	24620881	11:29:47	45,73812	21,19288	245,72	0,00	50840688	-1	-1	-1,0
1395	24620890	11:30:17	45,73811	21,19289	245,72	0,00	50840688	-1	-1	-1,0
1396	24620899	11:30:47	45,73816	21,19301	63,46	8,24	50840700	-1	-1	-1,0
1397	24620908	11:31:17	45,73829	21,19348	62,30	0,00	50840736	-1	-1	-1,0
1398	24620917	11:31:47	45,73811	21,19288	245,89	4,80	50840784	-1	-1	-1,0
1399	24620926	11:32:18	45,73808	21,19279	63,15	5,54	50840804	-1	-1	-1,0
1400	24620935	11:32:48	45,73825	21,19331	63,47	4,44	50840848	-1	-1	-1,0
1401	24620943	11:33:18	45,73823	21,19324	246,06	5,83	50840876	-1	-1	-1,0
1402	24620953	11:33:48	45,73808	21,19279	63,49	4,74	50840920	-1	-1	-1,0
1403	24620962	11:34:19	45,73832	21,19353	63,39	0,00	50840980	-1	-1	-1,0
1404	24620970	11:34:49	45,73808	21,19278	245,59	6,00	50841044	-1	-1	-1,0
1405	24620979	11:35:19	45,73821	21,19319	65,48	9,13	50841084	-1	-1	-1,0
1406	24620988	11:35:49	45,73824	21,19327	245,45	4,70	50841120	-1	-1	-1,0
1407	24620997	11:36:19	45,73812	21,19291	64,71	9,76	50841168	-1	-1	-1,0
1408	24621006	11:36:49	45,73825	21,19332	246,23	10,65	50841232	-1	-1	-1,0
1409	24621015	11:37:19	45,73806	21,19272	245,91	3,30	50841280	-1	-1	-1,0
1410	24621024	11:37:49	45,73831	21,19349	243,66	3,57	50841348	-1	-1	-1,0
1411	24621033	11:38:19	45,73803	21,19266	63,28	5,17	50841420	-1	-1	-1,0
1412	24621042	11:38:49	45,73826	21,19332	246,19	11,48	50841504	-1	-1	-1,0
1413	24621051	11:39:20	45,73826	21,19333	64,32	16,69	50841596	-1	-1	-1,0
1414	24621060	11:39:50	45,73805	21,19271	244,09	16,02	50841684	-1	-1	-1,0

1415	24621069	11:40:20	45,73813	21,19293	64,69	22,72	50841752	-1	-1	-1,0
1416	24621078	11:40:50	45,73820	21,19315	245,97	13,89	50841856	-1	-1	-1,0
1417	24621087	11:41:20	45,73796	21,19243	64,11	14,95	50841940	-1	-1	-1,0
1418	24621096	11:41:50	45,73829	21,19343	245,06	11,09	50842048	-1	-1	-1,0
1419	24621105	11:42:20	45,73811	21,19290	245,97	8,28	50842088	-1	-1	-1,0
1420	24621129	11:43:45	45,73797	21,19246	62,67	6,30	50840704	-1	-1	-1,0
1421	24621138	11:44:15	45,73836	21,19361	245,32	7,11	50840812	-1	-1	-1,0
1422	24621147	11:44:45	45,73820	21,19312	245,98	5,76	50840856	-1	-1	-1,0
1423	24621156	11:45:15	45,73773	21,19171	245,55	7,41	50840976	-1	-1	-1,0
1424	24621165	11:45:45	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1425	24621166	11:45:45	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1426	24621167	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1427	24621168	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1428	24621169	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1429	24621170	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1430	24621171	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1431	24621172	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1432	24621173	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1433	24621174	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1434	24621175	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	21,41	50841096	-1	-1	-1,0
1435	24621184	11:46:15	45,73825	21,19329	245,88	8,32	50841180	-1	-1	-1,0
1436	24621193	11:46:45	45,73783	21,19204	245,55	7,87	50841288	-1	-1	-1,0
1437	24621202	11:47:16	45,73829	21,19340	65,89	26,11	50841412	-1	-1	-1,0
1438	24621211	11:47:46	45,73825	21,19330	245,70	11,80	50841496	-1	-1	-1,0
1439	24621220	11:48:16	45,73787	21,19213	61,97	2,19	50841592	-1	-1	-1,0
1440	24621229	11:48:46	45,73838	21,19373	247,62	2,93	50841728	-1	-1	-1,0
1441	24621238	11:49:17	45,73800	21,19254	246,61	16,22	50841828	-1	-1	-1,0
1442	24621247	11:49:47	45,73810	21,19284	64,68	25,28	50841936	-1	-1	-1,0
1443	24621256	11:50:17	45,73825	21,19330	246,28	8,46	50842036	-1	-1	-1,0
1444	24621265	11:50:47	45,73789	21,19220	244,32	14,28	50842128	-1	-1	-1,0
1445	24621274	11:51:17	45,73836	21,19363	65,37	27,45	50842288	-1	-1	-1,0
1446	24621283	11:51:47	45,73846	21,19395	244,89	14,85	50842368	-1	-1	-1,0
1447	24621291	11:52:18	45,73792	21,19232	245,43	17,30	50842504	-1	-1	-1,0
1448	24621301	11:52:48	45,73822	21,19323	65,55	30,39	50842636	-1	-1	-1,0
1449	24621310	11:53:18	45,73856	21,19419	245,52	15,13	50842776	-1	-1	-1,0
1450	24621319	11:53:48	45,73811	21,19286	245,45	14,93	50842888	-1	-1	-1,0
1451	24621327	11:54:18	45,73776	21,19178	63,28	6,95	50842984	-1	-1	-1,0
1452	24621337	11:54:48	45,73854	21,19417	64,02	9,22	50843184	-1	-1	-1,0
1453	24621346	11:55:18	45,73822	21,19320	245,10	14,46	50843272	-1	-1	-1,0
1454	24621356	11:55:52	45,73777	21,19183	245,68	2,22	50843392	-1	-1	-1,0
1455	24621364	11:56:19	45,73856	21,19422	62,97	7,37	50843592	-1	-1	-1,0
1456	24621373	11:56:49	45,73813	21,19291	246,22	20,89	50843708	-1	-1	-1,0
1457	24621382	11:57:19	45,73777	21,19185	64,44	15,52	50843824	-1	-1	-1,0
1458	24621391	11:57:49	45,73868	21,19458	60,05	2,74	50844052	-1	-1	-1,0
1459	24621400	11:58:19	45,73826	21,19333	245,70	15,32	50844160	-1	-1	-1,0
1460	24621426	11:59:55	45,73794	21,19235	64,49	17,22	50840704	-1	-1	-1,0
1461	24621435	12:00:25	45,73876	21,19479	56,02	0,00	50840908	-1	-1	-1,0
1462	24621444	12:00:55	45,73830	21,19344	244,29	16,95	50841024	-1	-1	-1,0
1463	24621453	12:01:25	45,73815	21,19299	245,50	12,69	50841064	-1	-1	-1,0
1464	24621462	12:01:55	45,73774	21,19169	63,42	4,28	50841172	-1	-1	-1,0
1465	24621471	12:02:26	45,73872	21,19469	64,48	18,11	50841428	-1	-1	-1,0
1466	24621480	12:02:56	45,73847	21,19390	245,06	20,85	50841528	-1	-1	-1,0
1467	24621489	12:03:26	45,73785	21,19207	244,88	18,87	50841684	-1	-1	-1,0

1468	24621498	12:03:56	45,73794	21,19232	64,59	35,19	50841800	-1	-1	-1,0
1469	24621508	12:04:27	45,73867	21,19450	247,36	6,83	50841988	-1	-1	-1,0
1470	24621517	12:04:57	45,73815	21,19298	243,69	3,70	50842116	-1	-1	-1,0
1471	24621526	12:05:27	45,73817	21,19299	248,73	0,00	50842116	-1	-1	-1,0
1472	24621535	12:05:57	45,73817	21,19298	248,73	0,00	50842116	-1	-1	-1,0
1473	24621543	12:06:27	45,73819	21,19300	248,73	0,00	50842116	-1	-1	-1,0
1474	24621553	12:06:58	45,73817	21,19298	248,73	0,00	50842116	-1	-1	-1,0
1475	24621562	12:07:28	45,73815	21,19299	248,73	0,00	50842116	-1	-1	-1,0
1476	24621571	12:07:58	45,73801	21,19256	247,03	8,28	50842152	-1	-1	-1,0
1477	24621580	12:08:28	45,73822	21,19319	248,80	4,61	50842216	-1	-1	-1,0
1478	24621589	12:08:58	45,73824	21,19327	63,62	0,00	50842280	-1	-1	-1,0
1479	24621598	12:09:28	45,73796	21,19242	245,19	11,70	50842352	-1	-1	-1,0
1480	24621607	12:09:58	45,73806	21,19274	63,36	15,39	50842440	-1	-1	-1,0
1481	24621616	12:10:28	45,73824	21,19324	62,46	0,00	50842484	-1	-1	-1,0
1482	24621625	12:10:58	45,73821	21,19324	62,46	0,00	50842484	-1	-1	-1,0
1483	24621634	12:11:29	45,73798	21,19249	245,54	8,72	50842552	-1	-1	-1,0
1484	24621643	12:11:58	45,73820	21,19313	64,22	11,48	50842636	-1	-1	-1,0
1485	24621652	12:12:29	45,73815	21,19297	244,77	11,35	50842676	-1	-1	-1,0
1486	24621661	12:12:59	45,73789	21,19219	63,59	7,69	50842752	-1	-1	-1,0
1487	24621670	12:13:29	45,73829	21,19340	247,28	4,37	50842856	-1	-1	-1,0
1488	24621679	12:13:59	45,73801	21,19256	65,11	3,76	50842928	-1	-1	-1,0
1489	24621688	12:14:29	45,73825	21,19329	245,04	7,80	50843016	-1	-1	-1,0
1490	24621697	12:15:00	45,73825	21,19320	247,54	0,00	50843024	-1	-1	-1,0
1491	24621706	12:15:29	45,73783	21,19203	248,55	4,83	50843120	-1	-1	-1,0
1492	24621715	12:16:00	45,73833	21,19354	62,38	0,00	50843248	-1	-1	-1,0
1493	24621724	12:16:30	45,73823	21,19327	246,29	0,00	50843272	-1	-1	-1,0
1494	24621732	12:17:00	45,73825	21,19328	246,29	0,00	50843272	-1	-1	-1,0
1495	24621741	12:17:30	45,73805	21,19268	243,97	17,37	50843324	-1	-1	-1,0
1496	24621760	12:18:44	45,73803	21,19263	65,75	21,80	50840720	-1	-1	-1,0
1497	24621769	12:19:15	45,73814	21,19295	245,63	15,65	50840824	-1	-1	-1,0
1498	24621778	12:19:45	45,73820	21,19313	64,27	23,41	50840936	-1	-1	-1,0
1499	24621787	12:20:15	45,73825	21,19330	59,22	0,00	50840952	-1	-1	-1,0
1500	24621796	12:20:46	45,73825	21,19329	248,98	0,00	50840952	-1	-1	-1,0
1501	24621805	12:21:16	45,73825	21,19329	248,98	0,00	50840952	-1	-1	-1,0
1502	24621814	12:21:46	45,73813	21,19291	245,31	15,41	50840988	-1	-1	-1,0
1503	24621839	12:23:17	45,73778	21,19192	0,00	0,00	50840688	-1	-1	-1,0
1504	24621848	12:23:48	45,73830	21,19345	64,42	23,35	50840824	-1	-1	-1,0
1505	24621857	12:24:18	45,73808	21,19277	244,80	16,56	50840896	-1	-1	-1,0
1506	24621866	12:24:48	45,73831	21,19348	60,13	0,00	50841016	-1	-1	-1,0
1507	24621875	12:25:18	45,73818	21,19310	243,68	8,45	50841052	-1	-1	-1,0
1508	24621885	12:25:48	45,73775	21,19175	62,31	9,91	50841172	-1	-1	-1,0
1509	24621894	12:26:19	45,73826	21,19332	246,15	12,48	50841352	-1	-1	-1,0
1510	24621903	12:26:49	45,73821	21,19324	242,73	0,00	50841360	-1	-1	-1,0
1511										

În urma prelucrării datelor utilizând aplicația sistemului GPS au rezultat vitezele înregistrate la diferite regimuri de mers ale tramvaiului prezentate în tabelul 3.3.

**Tabel 3.3.** Vitezele înregistrate la diferitele regimuri de mers.

<b>Viteza</b>							
1390	24620804	11:25:09	45,73814	21,19321	62,5	<u>0</u>	50840688
1391	24620813	11:25:39	45,73824	21,19355	62,75	<u>10,54</u>	50840716
1392	24620822	11:26:09	45,73849	21,19408	64,03	<u>0</u>	50840768
1393	24620872	11:29:16	45,73812	21,19287	245,7	<u>0</u>	50840688
1394	24620881	11:29:47	45,73812	21,19288	245,7	<u>0</u>	50840688
1395	24620890	11:30:17	45,73811	21,19289	245,7	<u>0</u>	50840688
1396	24620899	11:30:47	45,73816	21,19301	63,46	<u>8,24</u>	50840700
1397	24620908	11:31:17	45,73829	21,19348	62,3	<u>0</u>	50840736
1398	24620917	11:31:47	45,73811	21,19288	245,9	<u>4,8</u>	50840784
1399	24620926	11:32:18	45,73808	21,19279	63,15	<u>5,54</u>	50840804
1400	24620935	11:32:48	45,73825	21,19331	63,47	<u>4,44</u>	50840848
1401	24620943	11:33:18	45,73823	21,19324	246,1	<u>5,83</u>	50840876
1402	24620953	11:33:48	45,73808	21,19279	63,49	<u>4,74</u>	50840920
1403	24620962	11:34:19	45,73832	21,19353	63,39	<u>0</u>	50840980
1404	24620970	11:34:49	45,73808	21,19278	245,6	<u>6</u>	50841044
1405	24620979	11:35:19	45,73821	21,19319	65,48	<u>9,13</u>	50841084
1406	24620988	11:35:49	45,73824	21,19327	245,5	<u>4,7</u>	50841120
1407	24620997	11:36:19	45,73812	21,19291	64,71	<u>9,76</u>	50841168
1408	24621006	11:36:49	45,73825	21,19332	246,2	<u>10,65</u>	50841232
1409	24621015	11:37:19	45,73806	21,19272	245,9	<u>3,3</u>	50841280
1410	24621024	11:37:49	45,73831	21,19349	243,7	<u>3,57</u>	50841348
1411	24621033	11:38:19	45,73803	21,19266	63,28	<u>5,17</u>	50841420
1412	24621042	11:38:49	45,73826	21,19332	246,2	<u>11,48</u>	50841504
1413	24621051	11:39:20	45,73826	21,19333	64,32	<u>16,69</u>	50841596
1414	24621060	11:39:50	45,73805	21,19271	244,1	<u>16,02</u>	50841684
1415	24621069	11:40:20	45,73813	21,19293	64,69	<u>22,72</u>	50841752
1416	24621078	11:40:50	45,7382	21,19315	246	<u>13,89</u>	50841856
1417	24621087	11:41:20	45,73796	21,19243	64,11	<u>14,95</u>	50841940
1418	24621096	11:41:50	45,73829	21,19343	245,1	<u>11,09</u>	50842048
1419	24621105	11:42:20	45,73811	21,1929	246	<u>8,28</u>	50842088
1420	24621129	11:43:45	45,73797	21,19246	62,67	<u>6,3</u>	50840704
1421	24621138	11:44:15	45,73836	21,19361	245,3	<u>7,11</u>	50840812
1422	24621147	11:44:45	45,7382	21,19312	246	<u>5,76</u>	50840856
1423	24621156	11:45:15	45,73773	21,19171	245,6	<u>7,41</u>	50840976
1424	24621165	11:45:45	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1425	24621166	11:45:45	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1426	24621167	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1427	24621168	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1428	24621169	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1429	24621170	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1430	24621171	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1431	24621172	11:45:46	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1432	24621173	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1433	24621174	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1434	24621175	11:45:47	45,73819	21,19311	64,59	<u>21,41</u>	50841096
1435	24621184	11:46:15	45,73825	21,19329	245,9	<u>8,32</u>	50841180
1436	24621193	11:46:45	45,73783	21,19204	245,6	<u>7,87</u>	50841288
1437	24621202	11:47:16	45,73829	21,1934	65,89	<u>26,11</u>	50841412
1438	24621211	11:47:46	45,73825	21,1933	245,7	<u>11,8</u>	50841496



1439	24621220	11:48:16	45,73787	21,19213	61,97	<u>2,19</u>	50841592
1440	24621229	11:48:46	45,73838	21,19373	247,6	<u>2,93</u>	50841728
1441	24621238	11:49:17	45,738	21,19254	246,6	<u>16,22</u>	50841828
1442	24621247	11:49:47	45,7381	21,19284	64,68	<u>25,28</u>	50841936
1443	24621256	11:50:17	45,73825	21,1933	246,3	<u>8,46</u>	50842036
1444	24621265	11:50:47	45,73789	21,1922	244,3	<u>14,28</u>	50842128
1445	24621274	11:51:17	45,73836	21,19363	65,37	<u>27,45</u>	50842288
1446	24621283	11:51:47	45,73846	21,19395	244,9	<u>14,85</u>	50842368
1447	24621291	11:52:18	45,73792	21,19232	245,4	<u>17,3</u>	50842504
1448	24621301	11:52:48	45,73822	21,19323	65,55	<u>30,39</u>	50842636
1449	24621310	11:53:18	45,73856	21,19419	245,5	<u>15,13</u>	50842776
1450	24621319	11:53:48	45,73811	21,19286	245,5	<u>14,93</u>	50842888
1451	24621327	11:54:18	45,73776	21,19178	63,28	<u>6,95</u>	50842984
1452	24621337	11:54:48	45,73854	21,19417	64,02	<u>9,22</u>	50843184
1453	24621346	11:55:18	45,73822	21,1932	245,1	<u>14,46</u>	50843272
1454	24621356	11:55:52	45,73777	21,19183	245,7	<u>2,22</u>	50843392
1455	24621364	11:56:19	45,73856	21,19422	62,97	<u>7,37</u>	50843592
1456	24621373	11:56:49	45,73813	21,19291	246,2	<u>20,89</u>	50843708
1457	24621382	11:57:19	45,73777	21,19185	64,44	<u>15,52</u>	50843824
1458	24621391	11:57:49	45,73868	21,19458	60,05	<u>2,74</u>	50844052
1459	24621400	11:58:19	45,73826	21,19333	245,7	<u>15,32</u>	50844160
1460	24621426	11:59:55	45,73794	21,19235	64,49	<u>17,22</u>	50840704
1461	24621435	12:00:25	45,73876	21,19479	56,02	<u>0</u>	50840908
1462	24621444	12:00:55	45,7383	21,19344	244,3	<u>16,95</u>	50841024
1463	24621453	12:01:25	45,73815	21,19299	245,5	<u>12,69</u>	50841064
1464	24621462	12:01:55	45,73774	21,19169	63,42	<u>4,28</u>	50841172
1465	24621471	12:02:26	45,73872	21,19469	64,48	<u>18,11</u>	50841428
1466	24621480	12:02:56	45,73847	21,1939	245,1	<u>20,85</u>	50841528
1467	24621489	12:03:26	45,73785	21,19207	244,9	<u>18,87</u>	50841684
1468	24621498	12:03:56	45,73794	21,19232	64,59	<u>35,19</u>	50841800
1469	24621508	12:04:27	45,73867	21,1945	247,4	<u>6,83</u>	50841988
1470	24621517	12:04:57	45,73815	21,19298	243,7	<u>3,7</u>	50842116
1471	24621526	12:05:27	45,73817	21,19299	248,7	<u>0</u>	50842116
1472	24621535	12:05:57	45,73817	21,19298	248,7	<u>0</u>	50842116
1473	24621543	12:06:27	45,73819	21,193	248,7	<u>0</u>	50842116
1474	24621553	12:06:58	45,73817	21,19298	248,7	<u>0</u>	50842116
1475	24621562	12:07:28	45,73815	21,19299	248,7	<u>0</u>	50842116
1476	24621571	12:07:58	45,73801	21,19256	247	<u>8,28</u>	50842152
1477	24621580	12:08:28	45,73822	21,19319	248,8	<u>4,61</u>	50842216
1478	24621589	12:08:58	45,73824	21,19327	63,62	<u>0</u>	50842280
1479	24621598	12:09:28	45,73796	21,19242	245,2	<u>11,7</u>	50842352
1480	24621607	12:09:58	45,73806	21,19274	63,36	<u>15,39</u>	50842440
1481	24621616	12:10:28	45,73824	21,19324	62,46	<u>0</u>	50842484
1482	24621625	12:10:58	45,73821	21,19324	62,46	<u>0</u>	50842484
1483	24621634	12:11:29	45,73798	21,19249	245,5	<u>8,72</u>	50842552
1484	24621643	12:11:58	45,7382	21,19313	64,22	<u>11,48</u>	50842636
1485	24621652	12:12:29	45,73815	21,19297	244,8	<u>11,35</u>	50842676
1486	24621661	12:12:59	45,73789	21,19219	63,59	<u>7,69</u>	50842752
1487	24621670	12:13:29	45,73829	21,1934	247,3	<u>4,37</u>	50842856
1488	24621679	12:13:59	45,73801	21,19256	65,11	<u>3,76</u>	50842928
1489	24621688	12:14:29	45,73825	21,19329	245	<u>7,8</u>	50843016
1490	24621697	12:15:00	45,73825	21,1932	247,5	<u>0</u>	50843024
1491	24621706	12:15:29	45,73783	21,19203	248,6	<u>4,83</u>	50843120

1492	24621715	12:16:00	45,73833	21,19354	62,38	<u>0</u>	50843248
1493	24621724	12:16:30	45,73823	21,19327	246,3	<u>0</u>	50843272
1494	24621732	12:17:00	45,73825	21,19328	246,3	<u>0</u>	50843272
1495	24621741	12:17:30	45,73805	21,19268	244	<u>17,37</u>	50843324
1496	24621760	12:18:44	45,73803	21,19263	65,75	<u>21,8</u>	50840720
1497	24621769	12:19:15	45,73814	21,19295	245,6	<u>15,65</u>	50840824
1498	24621778	12:19:45	45,7382	21,19313	64,27	<u>23,41</u>	50840936
1499	24621787	12:20:15	45,73825	21,1933	59,22	<u>0</u>	50840952
1500	24621796	12:20:46	45,73825	21,19329	249	<u>0</u>	50840952
1501	24621805	12:21:16	45,73825	21,19329	249	<u>0</u>	50840952
1502	24621814	12:21:46	45,73813	21,19291	245,3	<u>15,41</u>	50840988
1503	24621839	12:23:17	45,73778	21,19192	0	<u>0</u>	50840688
1504	24621848	12:23:48	45,7383	21,19345	64,42	<u>23,35</u>	50840824
1505	24621857	12:24:18	45,73808	21,19277	244,8	<u>16,56</u>	50840896
1506	24621866	12:24:48	45,73831	21,19348	60,13	<u>0</u>	50841016
1507	24621875	12:25:18	45,73818	21,1931	243,7	<u>8,45</u>	50841052
1508	24621885	12:25:48	45,73775	21,19175	62,31	<u>9,91</u>	50841172
1509	24621894	12:26:19	45,73826	21,19332	246,2	<u>12,48</u>	50841352
1510	24621903	12:26:49	45,73821	21,19324	242,7	<u>0</u>	50841360

În fig. 3.7. este prezentată grafic distribuția vitezelor în urma înregistrărilor prin sistem de monitorizare și urmărire a circulației ( GPS) aflat pe vehiculul de cale ferată ce a făcut obiectul măsurătorilor ( tramvai articulat ) cu sarcina nominală.

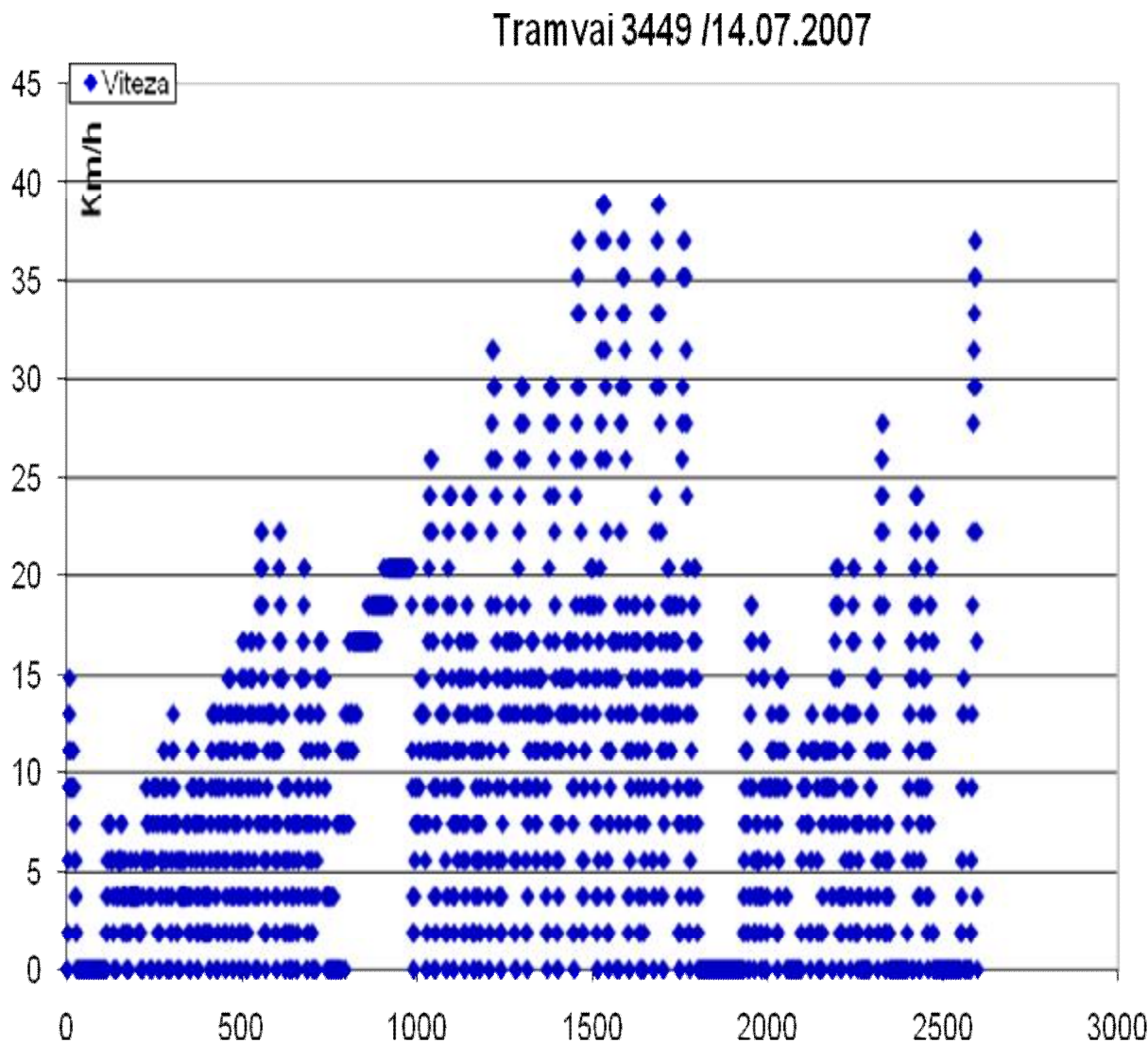
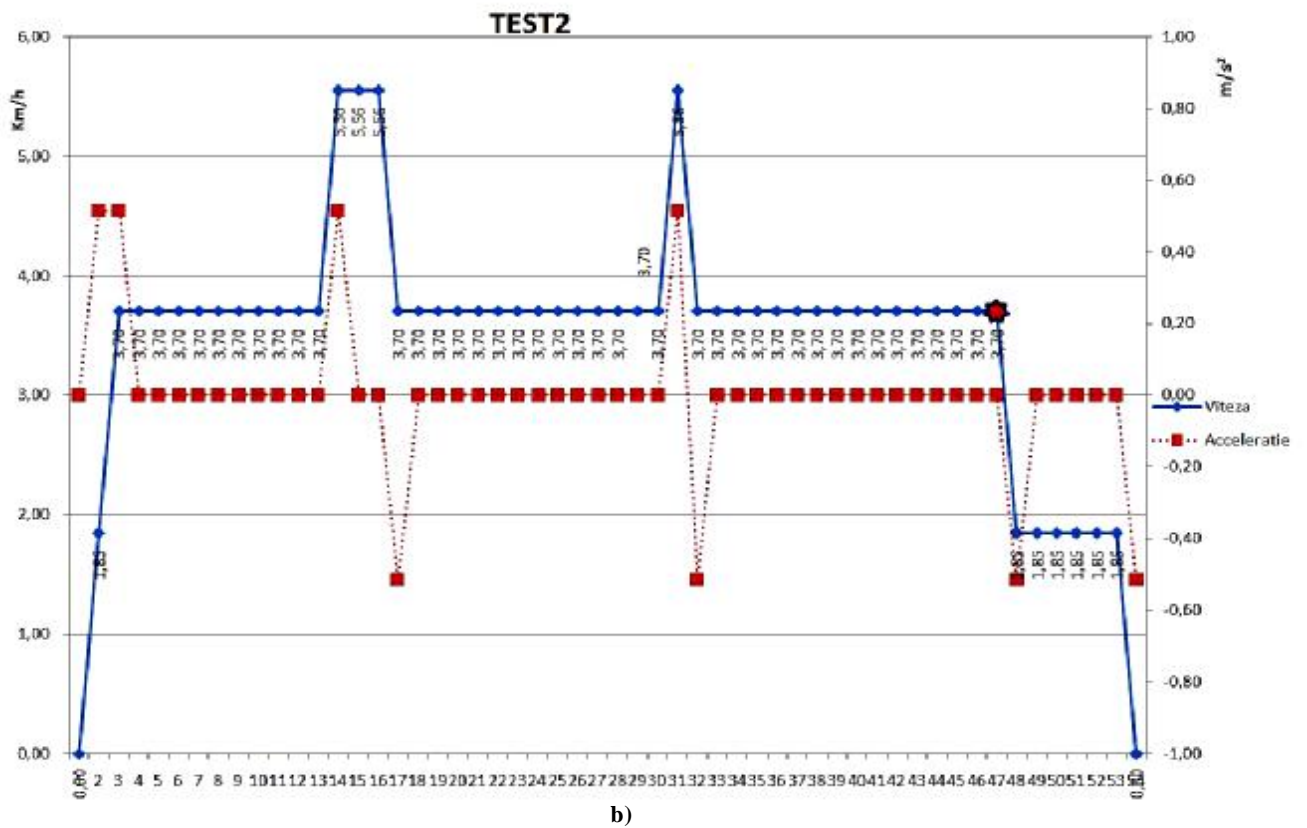
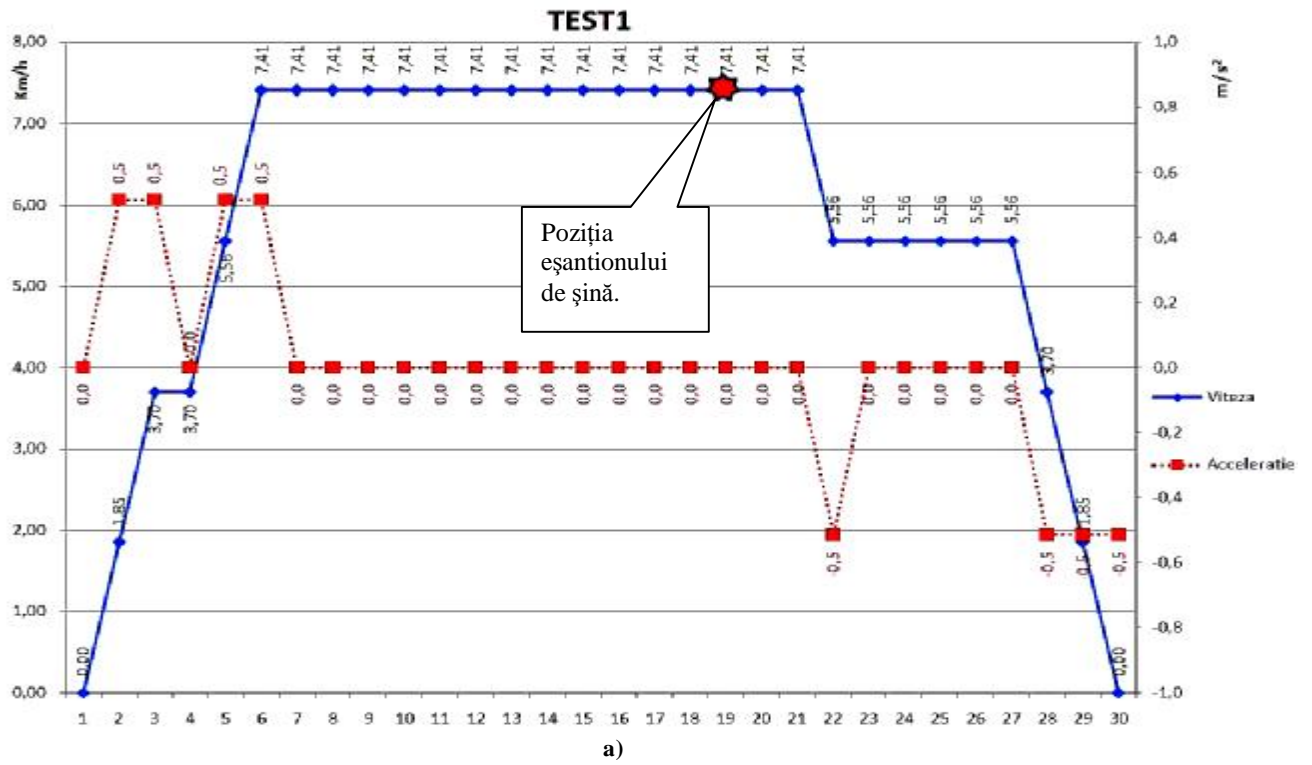
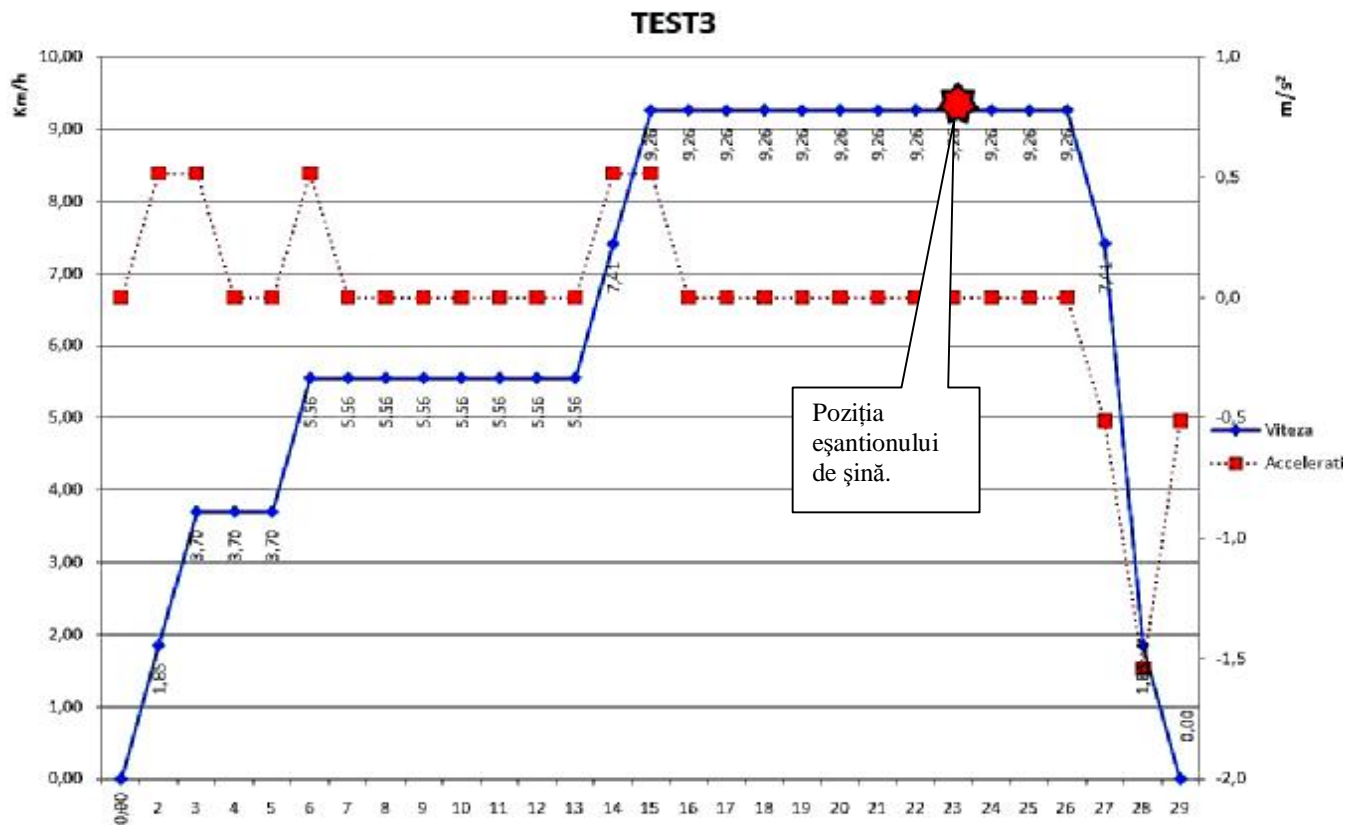


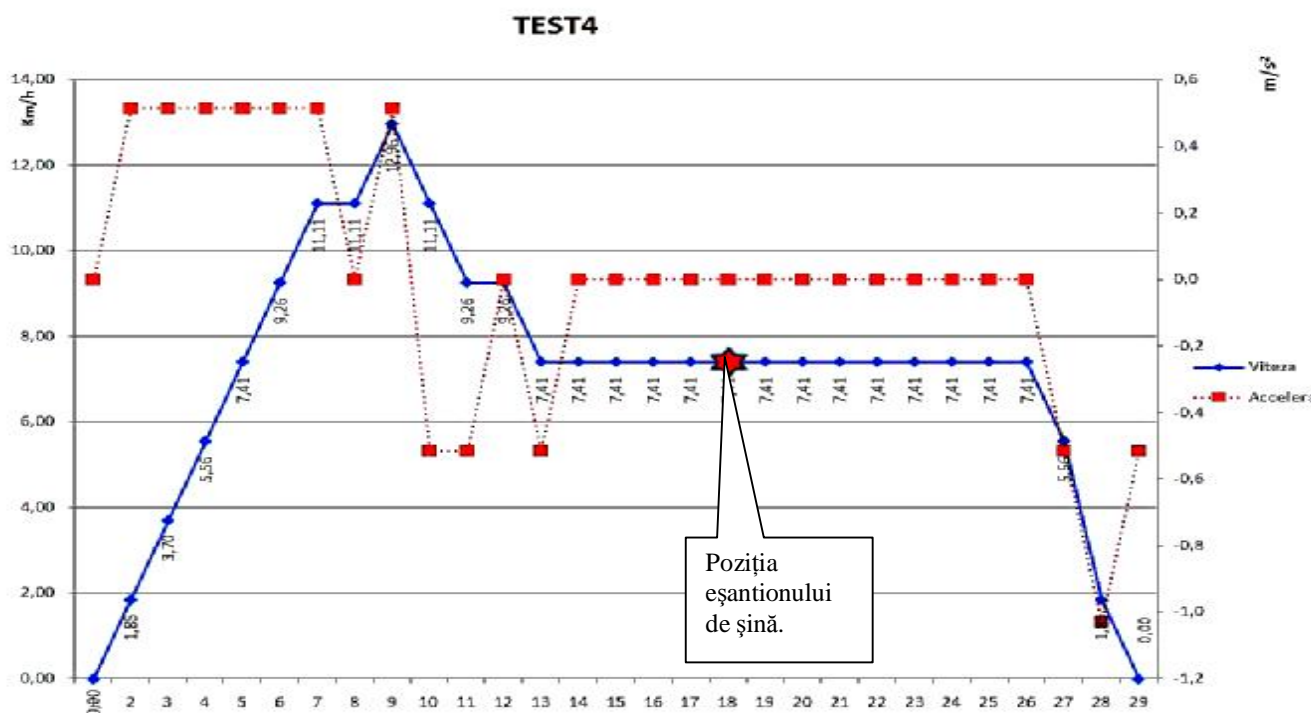
Fig. 3.7. Distribuția vitezelor vehiculului.

În fig. 3.8.- a), b, c) și d) sunt prezentate pentru 4 eșantioane ale măsurătorilor, respectiv graficele de variație ale vitezei și accelerației în urma înregistrărilor prin sistem de monitorizare și urmărire a circulației ( GPS) aflat pe vehiculul de cale (tramvai) la diferite regimuri de mers. În graficele prezentate este evidențiat punctul de trecere peste zona de măsurare de pe șină. Celelalte eșantioane care au făcut obiectul măsurătorilor sunt prezentate în ANEXĂ.





c)



d)

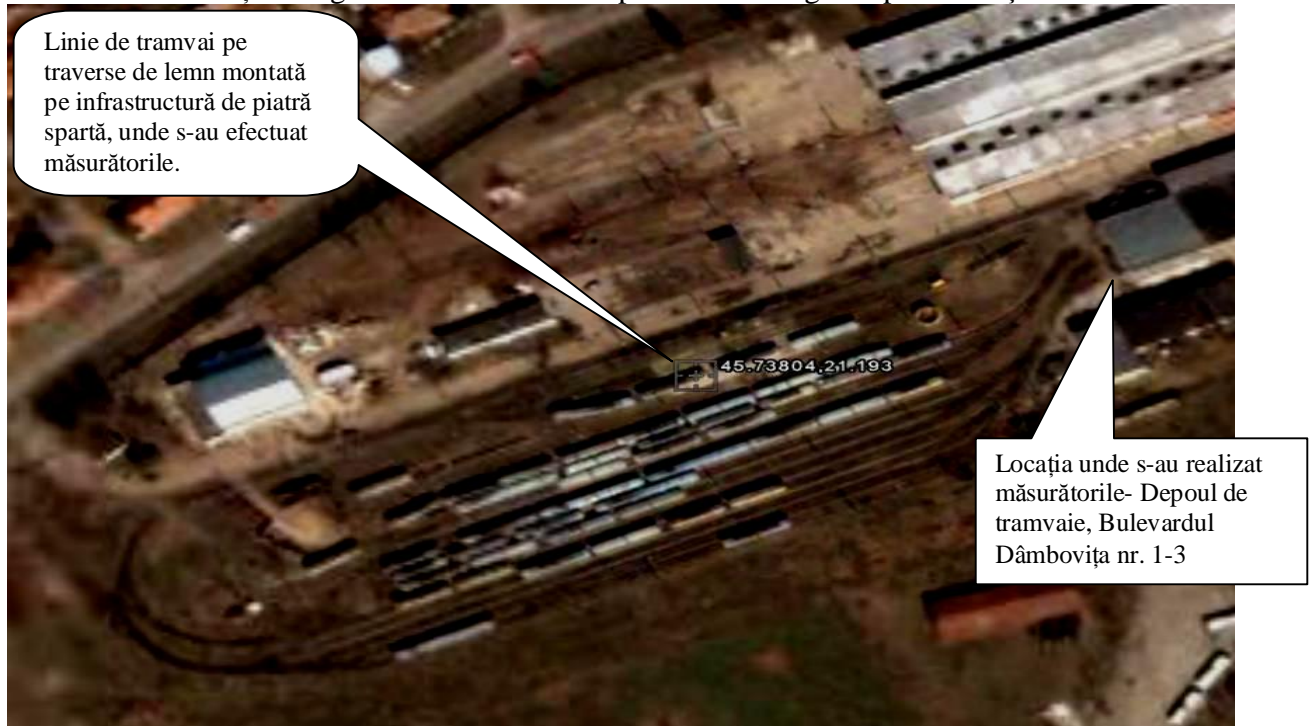
Fig. 3.8.- a) la d) Graficele de variație al vitezei și accelerație tramvaiului pentru testul nr. 1-4, înregistrată prin sistem de urmărire și dirijare a circulației prin satelit



## Studiul experimental privind distribuția stării de tensiune și deformație

Analiza experimentală a tensiunilor a fost efectuată în situ, prin măsurarea stării de tensiune și deformație pentru subansamblul roată - șină, prin metoda tensometriei electrice rezistive. Aceste măsurători s-au efectuat în scopul validării modelelor de calcul utilizate în analiza numerică prin metoda elementelor finite

Locația poligonului de încercare a fost în Bulevardul Dâmbovița nr. 1-3, unde s-au efectuat măsurătorile. Locația fotografiată din satelit este prezentată în fig.3.9. punctul a și b.



a – 14.07.2007, ora 10:37



b – 14.07.2007, ora 10:40

Fig. 3.9. punctul a și b-Locația unde s-au efectuat măsurătorile ( GIS ).

Cu aceeași ocazie au fost efectuate o serie de măsurători ale stării de tensiune și deformație și pentru alte regimuri de deplasare, la diferite viteze de circulație respectiv regimuri de frânare

Zonele critice pentru secțiunea transversală a șinei de rulare sunt indicate în fig.3.10. În fig.3.11. se prezintă o imagine cu traductorul de tip rozetă lipit în una din zonele critice ale șinei.

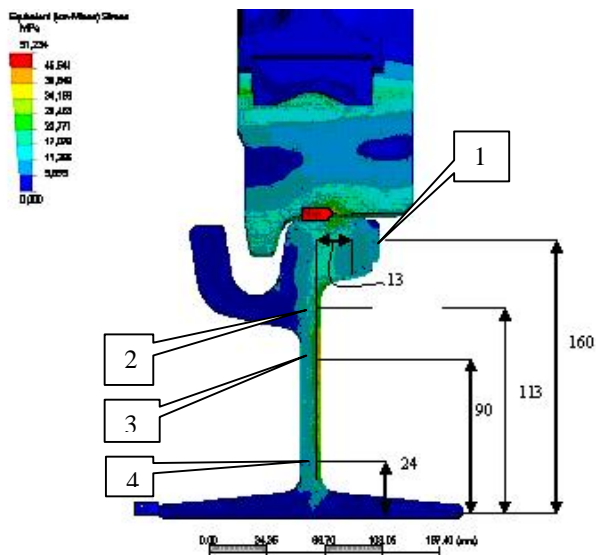


Fig. 3.10. Zonele critice pentru secțiunea transversală a șinei de rulare.



Fig. 3.11. Imagine cu traductorul de tip rozetă lipit în una din zonele critice ale șinei.

În fig. 3.12. sunt prezentate imagini privind operațiile de pregătire ale măsurătorilor tensometrice fotografii ale locației unde s-au efectuat măsurătorile, respectiv șina cu dispozitivul de măsurare. Aceste imagini reprezintă: tronsonul de șină pe care s-au lipit traductorii electrici rezistivi; imagini de ansamblu privind înlocuirea unui tronson a liniei cale în vederea măsurării pe cale experimentală a stării de tensiune și deformație; imagini de ansamblu la măsurătorile în situ.







Locația de montaj a eșantionului de șină pe traverse de lemn

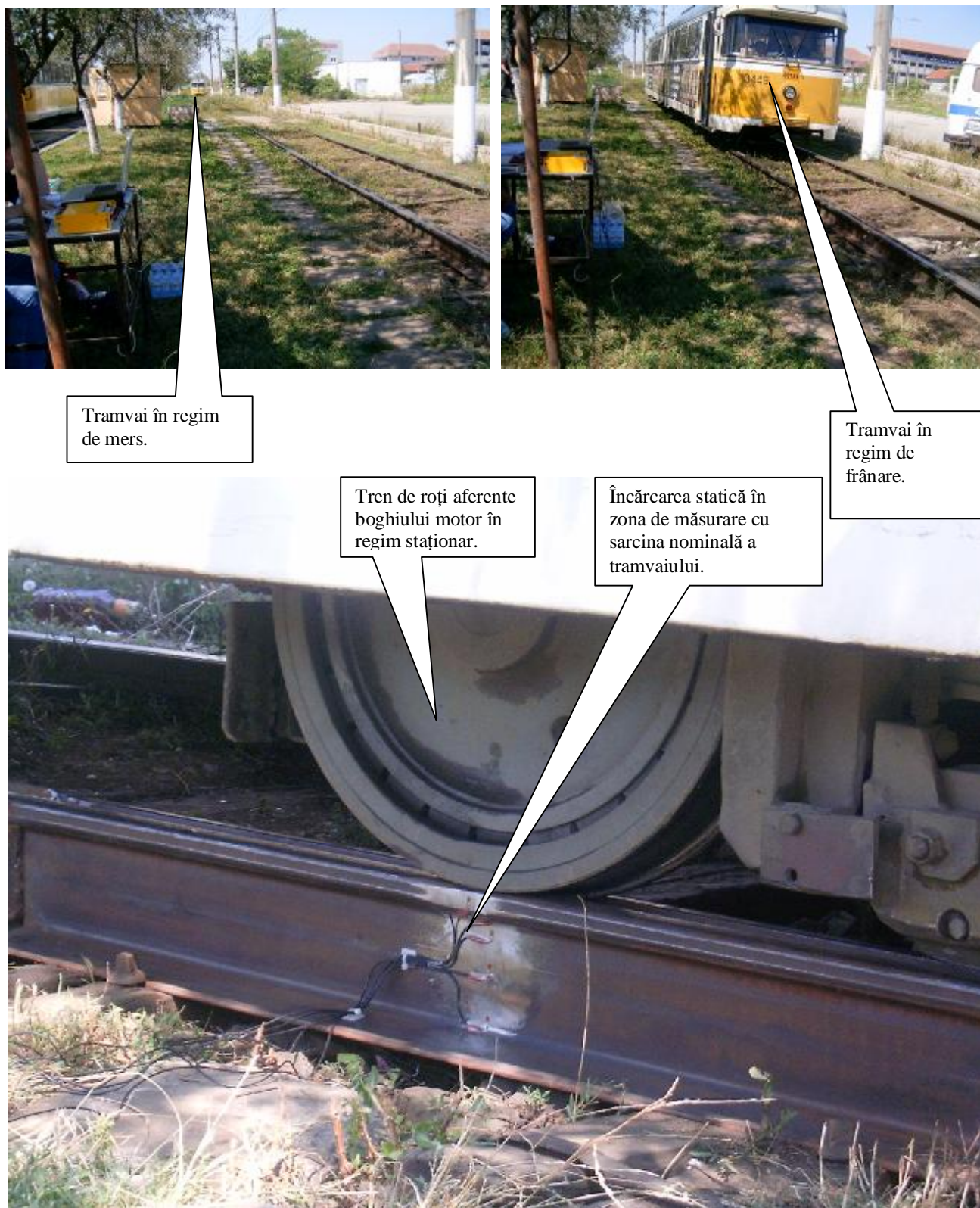


Eșantion din șină tip Ri 60N pregătit pentru montare în linia cale pentru efectuarea măsurărilor



Sistemul Traveller 1 conectat la un sistem de calcul portabil, cu software-ul ESAM, utilizat pentru achiziția și prelucrarea datelor experimentale la măsurările tensometrice



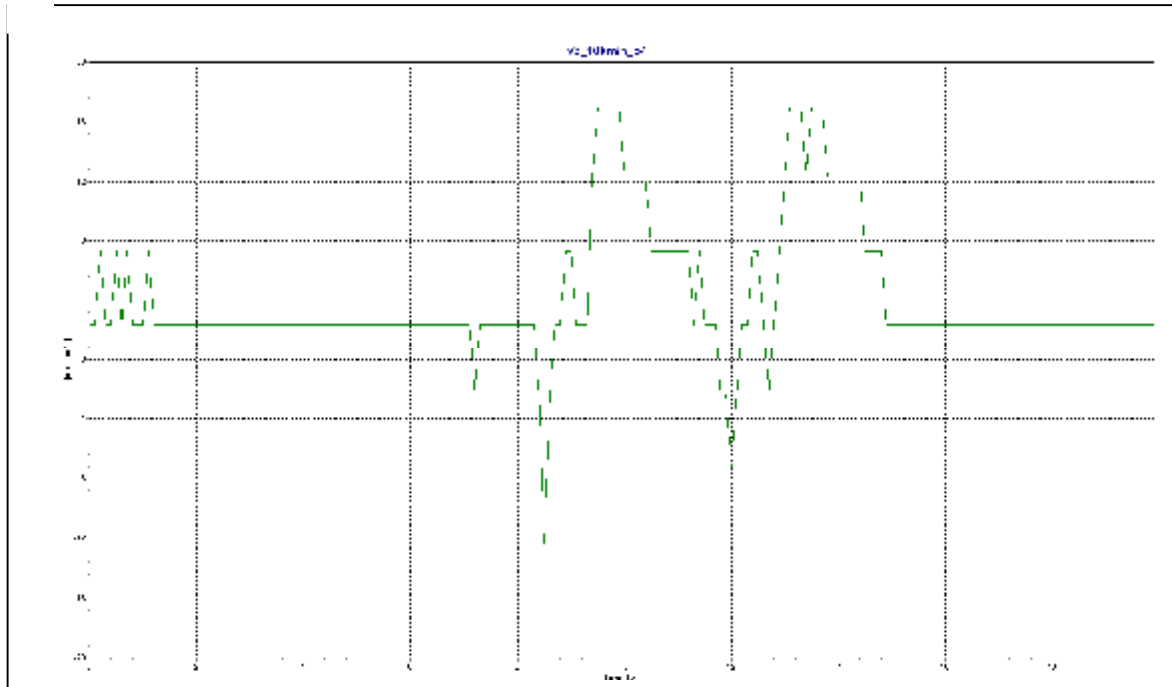


**Fig. 3.12.** Fotografii din locația unde s-au realizat măsurătorile.

Sistemul de măsură utilizat a permis măsurarea stării de tensiune în regim static și dinamic, pentru diferite regimuri de deplasare ale tramvaiului (viteze = 0; 5 [ Km/h ]; 10 [ Km/h ]; 15 [ Km/h ]; 20 [ Km/h ]; 25 [ Km/h ]; 30 [ Km/h ]; 40 [ Km/h ]). Pentru aceste regimuri s-au înregistrat diagramele de variație ale deformațiilor specifice liniare în timp. În fig. 3.13. se prezintă pentru exemplificare astfel de diagrame pentru zona nr. 4 de măsură corespunzătoare cotei de 90 [ mm ] față de talpă, (fig.3.10),

pentru o viteză de deplasare a tramvaiului,  $v=10$  [ Km/h ]. Pentru aceste condiții au fost înregistrate diagramele de variație în timp a deformațiilor specifice liniare.

De asemenea pentru aceleași viteze de deplasare considerate viteze inițiale, s-au efectuat măsurători ale distribuției stării de tensiune și deformație la nivelul ansamblului roată-șină în condiții de frânare. Frânarea s-a realizat la rândul său în trei moduri: cu saboți, cu saboți și patină și numai cu patină.

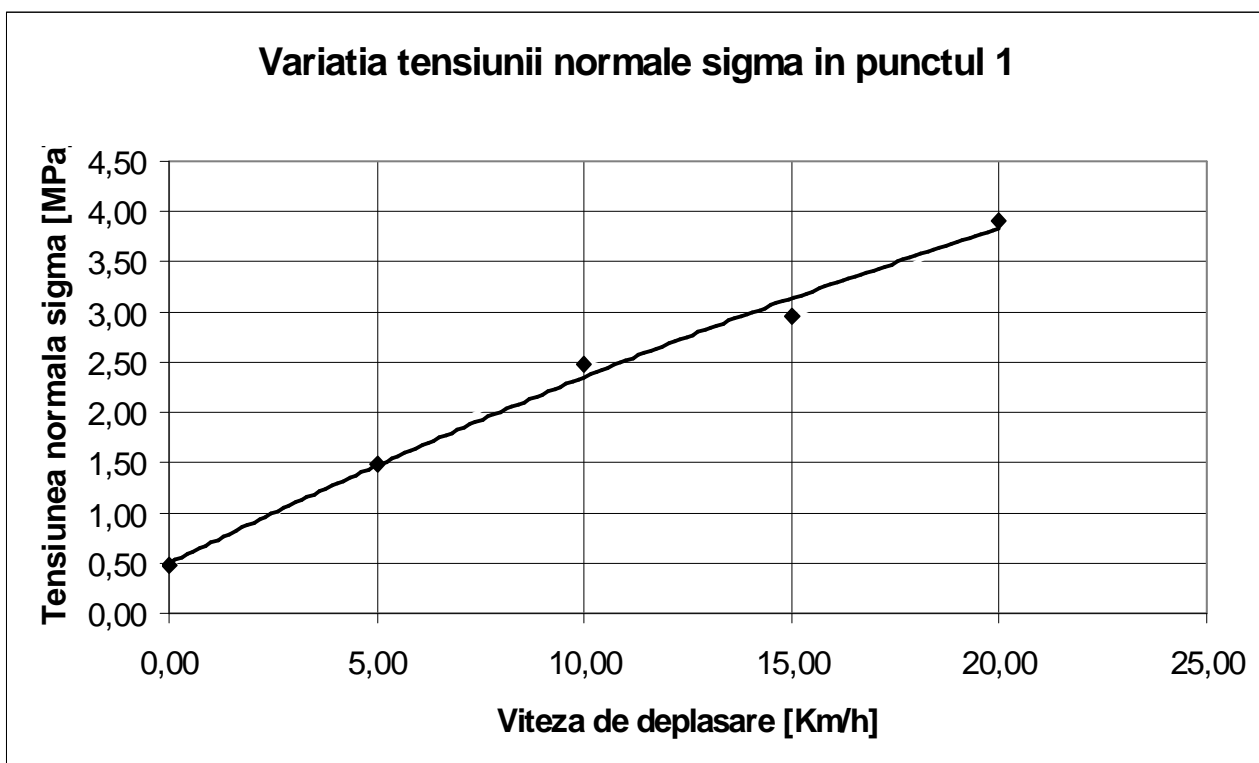


**Fig. 3.13.** Diagramele de variație în timp a deformațiilor specifice liniare zona nr. 4 de măsură corespunzătoare cotei de 90 mm față de talpă, (fig. 3.10), pentru viteza de deplasare a tramvaiului:  $v= 10$  Km/h;

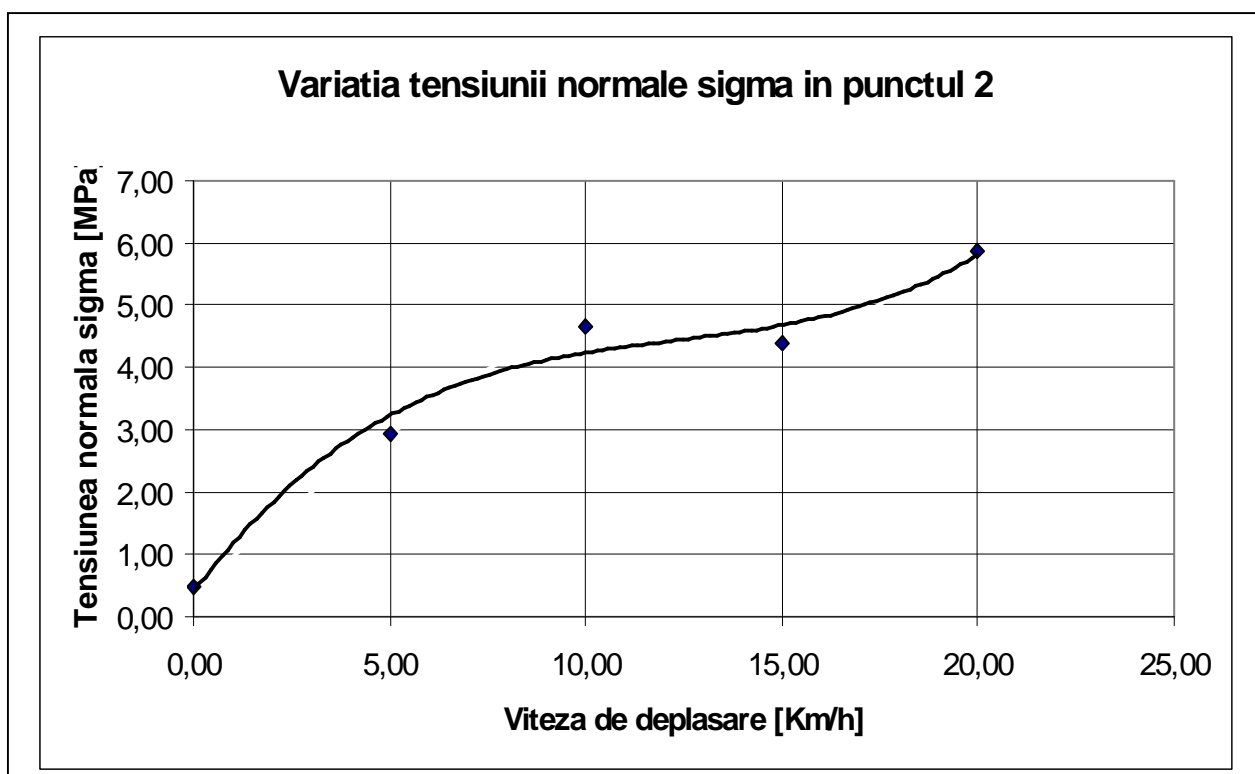
Utilizarea sistemului Travler 1 cu software-ul ESAM a permis realizarea unor înregistrări cu un număr suficient de mare de eșantionări, astfel încât să se poată studia distribuția stării de tensiune și deformație în regim dinamic. În fig. 3.14 se prezintă un exemplu de diagramă de variație în timp a tensiunii normale măsurate în punctul 4, în conformitate cu schema de amplasare a traductoarelor electrice rezistive pe secțiunea transversală a șinei. Această înregistrare s-a făcut pentru o viteză de 10 [ km/h ] a tramvaiului.

Pe baza acestor măsurători s-au calculat tensiunile principale în punctele de măsură indicate în schema de amplasare a traductoarelor electrice rezistive, în conformitate cu fig.3.10, pentru toate regimurile de deplasare prezentate anterior. În plus cu aceste date s-au trasat diagramele de variație ale acestor tensiuni în funcție de regimurile de deplasare, prezentate în fig. 3.14, 3.15, 3.16, și 3.17.

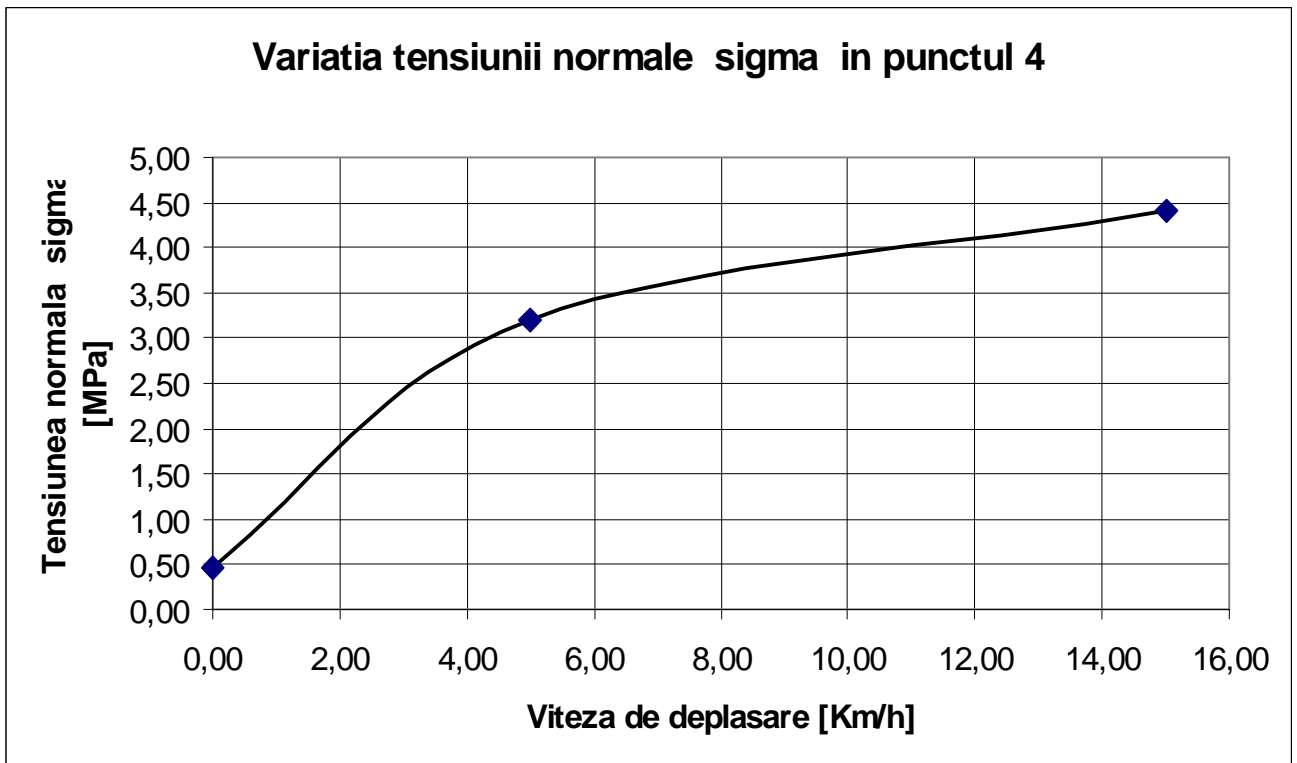




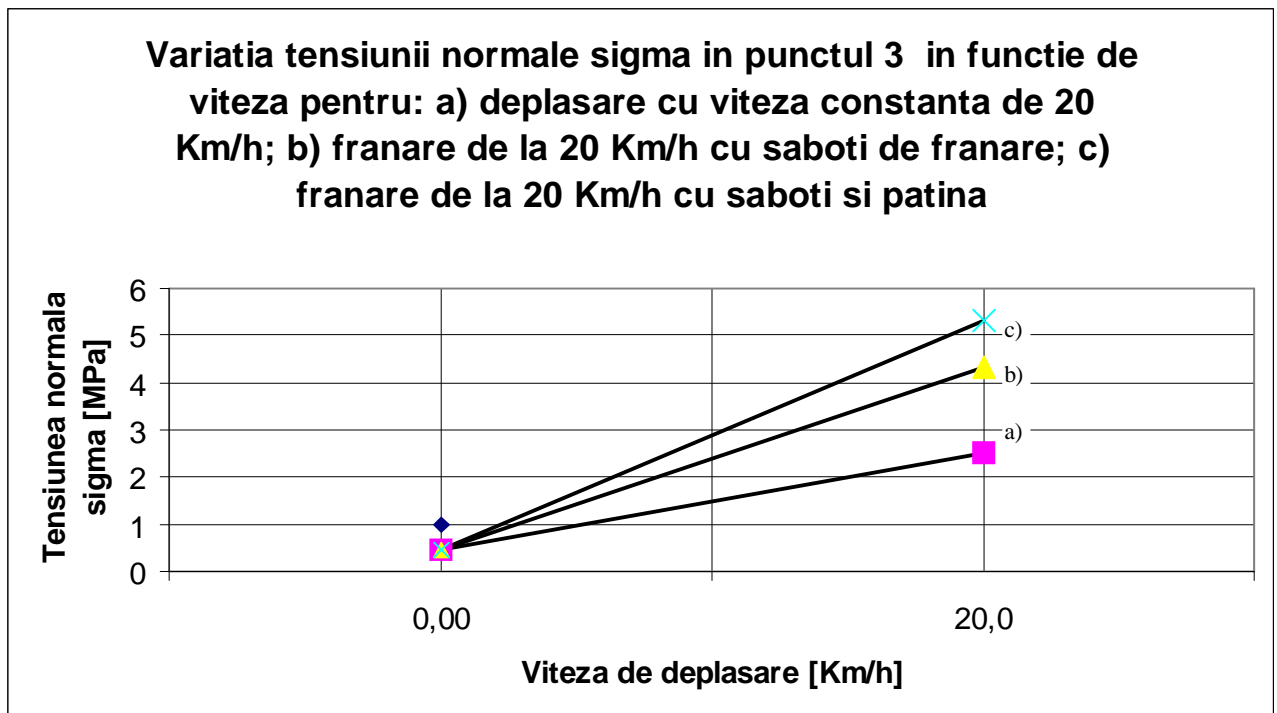
**Fig.3.15.** Variația tensiunii normale principale în funcție de viteză de deplasare pentru punctul 1, al secțiunii transversale, indicate în fig.3.10



**Fig. 3.16.** Variația tensiunii normale principale în funcție de viteză de deplasare pentru punctul 2, al secțiunii transversale, indicate în fig.3.10



**Fig. 3.14.** Variația tensiunii normale principale în funcție de viteza de deplasare pentru punctul 4, al secțiunii transversale, indicate în fig.3.10



**Fig.3.17.** Variația tensiunii normale  $\sigma_x$  în punctul 3 al secțiunii transversale, (fig.3.10), la diverse regimuri de deplasare, comparativ cu cazul static de încărcare: a) deplasare cu viteză constantă de 20 Km/h; b) deplasare cu fânare prin acționarea saboților, de la viteza de 20 Km/h până la oprire; c) deplasare cu fânare prin acționarea saboților și patinei, e la viteza de 20 Km/h până la oprire.

Pe baza acestor înregistrări au fost validate modelele de calcul elaborate pentru determinarea distribuției de tensiuni și deformații din ansamblul roata-șină.

În plus analizând diagramele de variație a tensiunilor normale principale în funcție de diferitele regimuri de deplasare se constată că variațiile acestora sunt diferite. Astfel conform fig.3.15., pentru punctul 1 variația tensiunii este liniară. Pentru punctul 2 aflat în apropierea racordării de trecere de la capul șinei la inimă, care reprezintă de fapt un important concentrator de tensiune, variația tensiunii are un caracter total diferit, fig. 3.16.

Graficele de variație din fig. 3.17, prezintă variația tensiuni normale principale în punctul 3 a secțiunii transversale, (conform schemei de amplasare prezentată în fig.3.10), pentru următoarele regimuri de deplasare: a) deplasare cu viteză constantă de 20 [ Km/h ]; b) deplasare cu frânare prin acționarea saboților, de la viteza de 20 [ Km/h ] până la oprire; c) deplasare cu frânare prin acționarea saboților și patinei, de la viteza de 20 [ Km/h ] până la oprire. Se constată că regimul de deplasare constantă este mult mai favorabil în comparație cu regimurile de frânare. Regimul de frânare de urgență în care se folosesc saboții și frânele, conduce la cele mai mari solicitări.

Rezultatele obținute permit estimarea duratei de viață pentru diferite soluții constructive ale subansamblului roata-șină și permit în același timp realizarea unui design optim pentru asemenea subansamble.

## Concluzii

În baza studiului bibliografic și al cercetărilor efectuate rezultă următoarele concluzii:

- Ø Majoritatea studiilor iau în considerare atât în zona de contact dintre roată și șină cât și în vecinătatea acesteia, situația încărcării statice;
- Ø În timpul deplasării prin rulare, la aplicarea unor momente de torsiune (motor sau de frânare) suficient de mari, caracterul solicitărilor în roată, în vecinătatea zonei contactului, se modifică pentru regim de tracțiune respectiv pentru regim de frânare. În plus, în planul de contact se manifestă o solicitare de forfecare, datorată unor forțe de sens opus pe suprafețele celor două corpuri. Sub acțiunea acestor forțe, roata respectiv șina vor suporta deformații inegale, aceasta având ca rezultat apariția microalunecării. Microalunecarea determină o împărțire a ariei de contact într-o arie de aderență (pentru care alunecarea este nulă) și o arie de alunecare conform teoriei liniare, Kalker ;
- Ø În vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma eliptică a zonei de contact roată-șină, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale;
- Ø Multitudinea teoriilor contactului roată-șină, elaborate de-a lungul timpului, s-au influențat direct ori validat reciproc;
- Ø În elaborarea modelelor de calcul s-au avut în vedere mai multe variante de soluții constructive aplicate;
- Ø Modelele de calcul utilizate în cadrul prezentului studiu au fost validate prin verificări experimentale pe baza unor măsurători efectuate în situ;
- Ø Pe baza modelelor de calcul astfel validate au fost elaborate noi soluții constructive ale profilurilor roții și șinei în scopul reducerii vârfurilor de tensiune. În acest fel se elimină principală cauză a degradărilor premature.

## **CAPITOLUL 4**

### **CONCLUZII FINALE ȘI PERSPECTIVE DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR. CONTRIBUȚII PROPRII**

### **CONCLUZII FINALE ȘI PERSPECTIVE DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR**

- Ø Scopul cercetărilor cuprinse în această lucrare constă în efectuarea analizei statice și dinamice a stării de tensiune și deformație din ansamblul roată-șină ale vehiculului de cale ferată (tramvai) în vederea determinării evoluției profilului bandajului roții elastice respectiv a prevenirii uzurii principalelor elemente ale ansamblului roată-șină cu prelungirea duratei de viață în exploatare.
- Ø Cercetările efectuate au avut ca scop determinarea unui profil geometric de uzură al bandajului roții elastice pentru contactul roată-șină în cazul particular al utilizării șinei de tip Ri.60N respectiv analiza numerică a stării de tensiune și deformație pentru ansamblul roată-șină.
- Ø Perspectivele și importanța privind studiul influenței ansamblului roată-șină în condiții de exploatare asupra structurii liniei de tramvai se definesc în raport cu:
  - g) cercetarea ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare având un rol esențial în aprecierea calității sistemului de transport pe șine.
  - h) ansamblul roată-șină, ca subansamblul cel mai important al vehiculului de cale ferată, care în exploatare determină existența șocurilor de pornire și de frânare atât în regim de accelerare cât și în regim decelerare fapt ce impune promovarea unui management în transportul urban prin eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină.
  - i) elementele componente ale ansamblului roată-șină, dacă nu sunt adecvat realizate conduc la frecvente defecțiuni atât la linia cale cât și la unitățile de transport, apărând perturbări serioase în activitatea de transport urbană.
  - j) ansamblul roată-șină care are un rol important în realizarea funcției ecologice. În acest sens transportul public nu trebuie să polueze chimic, fonic și prin vibrații mediul ambiant și mai ales zestrea edilitară de valoare a orașelor dar va trebui să fie rapid asigurând viteze mari de deplasare realizate pe infrastructuri performante și silențioase, amplasate în zone proprii separate de circulația stradală.
  - k) cercetarea ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare care are și va avea un rol esențial în înlăturarea unor soluții depășite din punct de vedere tehnic, care produc zgomot în circulație și vibrații cu efect distrugător asupra tramvaielor însăși, a liniei, a drumurilor, a podurilor străbătute și a clădirilor adiacente rețelei. În acest sens se obține îmbunătățirea parametrilor de mediu afectați de transportul public (zgomot și vibrații).
  - l) studiul influenței ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare care va avea un rol esențial în eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină prin reducerea uzurii roților și șinelor, mărirea intervalului de reprofilare la roți respectiv la șine și nu în ultimul rând diminuarea cheltuielilor de exploatare, întreținere, reparații și îmbunătățirea siguranței în circulație.
- Ø Perspective în abordarea cercetării ansamblului roată-șină presupun următoarele abordări:
  - e) transportul public va putea fi competitiv prin îmbunătățirea considerabilă a eficienței sale lucru ce implică investiții importante în cercetare și o susținere considerabilă din partea autorităților publice.
  - f) dezvoltarea în viitor a sistemelor de transport public va trebui să abordeze reducerea nivelelor de zgomot și vibrații înregistrate.
  - g) pentru ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare introducerea sistemelor inteligente de transport (prioritizarea și controlul adaptiv al traficului) ar duce la reducerea gradului de uzură ( datorită unor accelerări și decelerării repetate la intersecții)



și la obținerea unui optim pentru starea de tensiune și deformare în zona intersecțiilor traversate de linia cale.

- h) studiului ansamblului roată-șină este de o importanță majoră în cercetarea reducerii zgomotului și a vibrațiilor prin proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor utilizând instrumente IT novatoare și metode de management al traficului pentru acordarea priorității vehiculelor de transport public în trafic, cu precădere în zonele aglomerate.
- ∅ La conducerea unui vehicul pe cale ferată rolul cel mai delicat însă îl au perechile de roți care asigură conducerea în curbe și aliniament lucru care conduce la următoarele aspecte:
  - a) între roată și șină există frecare;
  - b) discurile roților sunt rigide față de osie, din care cauză vitezele unghiulare ale celor două roți sunt întotdeauna egale;
  - c) în limitele admisibile ale deplasării roților față de șină există o poziție pentru care raza aparținând contactului roată/șină (numit raza de rulare), este identică pe ambele părți, iar poziția astfel definită se numește **poziția mediană dinamică** a perechii de roți;
  - d) la perechea de roți deplasată lateral din poziția mediană dinamică, razele de rulare se schimbă în așa fel încât de fiecare dată raza de rulare a roții care se îndepărtează față de linia mediană, este mai mare.
  - e) **Scopul este ca în condițiile astfel definite, conducerea pe cale să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să asigure doar funcția de limitator de siguranță.**
- ∅ În cazul unor **roțile cilindrice**, evident **nu se pot pune** următoarele condiții legate de conducerea în aliniament respectiv în curbă:
  - a) în limitele admisibile ale deplasării roților față de șină există o poziție pentru care raza aparținând contactului roată/șină (numit raza de rulare), este identică pe ambele părți, iar poziția astfel definită se numește **poziția mediană dinamică** a perechii de roți.
  - b) la perechea de roți deplasată lateral din poziția mediană dinamică, razele de rulare se schimbă în așa fel încât de fiecare dată raza de rulare a roții care se îndepărtează față de linia mediană, este mai mare.
  - c) **respectiv nici nu se poate impune ca scopul de conducere pe cale să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să asigure doar funcția de limitator de siguranță.**
- ∅ La **roțile conice**, poziția mediană dinamică a perechii de roți este identică cu poziția mediană geometrică când diametrul și geometria de profil ale ambelor roți, respectiv geometria de profil ale șinelor de pe ambele părți sunt identice între ele.
- ∅ La tramvaiele de tip vechi (pe truc cu ampatamentul “2P” mare și cu suspensii prin arcuri în foi cu rigiditate longitudinală “c<sub>x</sub>” mare) nu s-a putut evita atingerea buzei bandaj de șină în curbe, o eventuală conicitate a profilului de bandaj neavând nici un efect. Este motivul pentru care **lucrări din perioada respectivă nu dau importanță profilării adecvate ale suprafețelor de rulare la bandaje și tratează înscrierea în curbe a roților ca o funcție a buzelor de bandaj.**
- ∅ Trecerea de la linia supralărgită la linia cu ecartament normal, adică pierderea lărgirii se face pe o anumită lungime și după următoarele reguli:
  - ∅ pierderea supralărgirii se face liniar, cu o variație de cel mult 5 mm/m.
  - ∅ la curbele fără racordări, pierderea supralărgirii se face în aliniamentele vecine.
  - ∅ la curbele cu racordări la capete, pierderea supralărgirii se face pe elementele vecine.
- ∅ Din cauza acestei treceri de la linia supralărgită la linia cu ecartament normal **nu se poate evita circulația vehiculului la viteze mai mari decât cea critică**, viteze la care se produce rularea instabilă a perechii de roți (**șerpuirea**). Datorită montării rigide a roților pe osie și a faptului că, conicitățile suprafețelor de rulare sunt inversate, osia montată va executa în mers o mișcare de șerpuire, mijlocul osiei descriind în plan orizontal o sinusoidă. Viteza la care mișcarea de șerpuire devine instabilă poartă numele de viteză critică, aceasta determinând de fapt viteza maximă care poate fi atinsă în deplina siguranță de către vehicul.

- Ø Amplitudinea mișcării de șerpuire nu crește însă peste o anumită limită, iar această limită nu este definită neapărat de atingerea buzei bandajului de șină. Stabilizarea amplitudinii de șerpuire este determinată prin faptul că dispare pe de o parte caracterul liniar al contactului roată/șină (profil de uzură, sau profil uzat), iar pe de altă parte se produce și o alunecare a roții pe șină. După acest moment, forțele ce acționează pe suprafața de contact roată/șină, nu mai cresc.
- Ø În timp ce **suprafața conică liniară** a bandajului asigură doar o creștere a razei de rulare la roata care se îndepărtează de poziția mediană dinamică, **profilul concav neliniar** conduce și la o ridicare a centrului de greutate a perechii de roți, ceea ce duce la o revenire mai rapidă spre poziția neutră.
- Ø Calculul de uzură este dificil datorită complexității fenomenului și fiindcă, chiar la baza unor relații simple, aproximative, cu caracter de generalitate, se introduc coeficienți care trebuie determinați experimental pentru condițiile respective.
- Ø Procesul de frecare este însoțit de pierderi de energie și de uzare (desprinderi de material și modificarea stării inițiale a suprafețelor de contact). Prin raportare la distanța parcursă sau la timpul de frecare, se obțin mărimile denumite **intensitatea uzării** (de ex. mg/km) și respectiv **viteza uzării** (de ex. mg/h). **Nu se poate realiza o corelație între coeficientul de frecare și cantitatea de uzură.** Dintre cele patru tipuri de uzuri prin frecare (abrazivă, de adeziune, corozivă și prin oboseală) în cazul **contactului roată/șină întâlnim numai primele două dintre acestea.**
- Ø Sistemele prezentate de prindere a șinei sunt cele mai reprezentative, dar ele nu epuizează gama largă a acestora, utilizate în construcția căilor în stadiu de experimentare sau proiect. Alegerea unuia sau altuia dintre acestea, trebuie să fie făcute în funcție de posibilitățile unei execuții corecte, a unei durate mari de funcționare și costuri minime de execuție și întreținere. Sistemele de prindere cu cleme lamelare elastice, au o înălțime mică și mai ușor se adaptează la suprastructura căilor în carosabil.
- Ø **Cercetările făcute asupra profilului de uzare la liniile de transport urban de călători în decursul timpului, au arătat că acest profil de uzură se formează prin uzare, independent de forma inițială.**

O importanță deosebită pentru o siguranță a ghidării, o uzare cât mai redusă a roții elastice și implicit a șinei precum și o calitate cât mai bună a rulării **o are suprafața de rulare și înclinarea flancului exterior activ al buzei** adică unghiul de flanc pe care această suprafață îl face cu axa de rotație al osiei. Concluzia este că înclinarea suprafeței de rulare nu trebuie să fie aceeași pe toată lățimea, ea fiind mai mare pe porțiunea exterioară pentru a asigura o trecere cât mai bună peste aparatele de cale.

- Ø În evoluția profilurilor de rulare a roților elastice după forma suprafeței de rulare întâlnim la transportul urban de călători cu tramvaiul:
  - a) **profil de rulare cilindric** la care s-a renunțat după o folosință îndelungată.
  - b) **profil de rulare conic** unanim acceptat Scopul **profilului de rulare conic** a fost ca să înlăture alunecările longitudinale care se produc între roți și șine la circulația în curbe și să se realizeze un centraj al trenului de roți pentru ca acesta să nu circule tot timpul în contact cu buza. Dar existând diferite regimuri de circulație în curbe cu raze diferite (raze minime de până la 17 m cazul depourilor) profilul de rulare conic nu poate evita alunecările longitudinale și nici nu poate îndeplini condiția de realizare a centrajului trenului de roți. Operatorii de transport urban de călători cu tramvaiul au experimentat profiluri de rulare cu diferite conicități în domeniul 1: 40 la 1: 20, ale suprafeței de rulare cu avantaje benefice față de utilizarea profilului de rulare cilindric. Profilul cu conicități mari la suprafața de rulare cazul conicităților de 1:40 și respectiv 1: 20 deși au dat rezultate favorabile privind calitatea de mers, s-a dovedit că acest avantaj în practică dispare repede prin uzare bandajelor, având consecințe în reprofilări dese ale suprafeței de rulare și a buzei.
  - c) **profil de uzură** cel mai uzitat în domeniul transportului pe cale ferată dar nu și de operatori de transport public urban. Profilul de uzură este indicat pentru roata elastică prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei. Din practică prin analizarea mai multor tipuri de profile de uzură obținute în exploatare pe mai multe tipuri de șină urmărite folosind profilul

de rulare conic având conicitatea de 1 : 40. s-a constatat că, prin uzare, în exploatare suprafața de rulare conică a bandajului roții elastice devine concavă, ajungând la un moment dat la o formă de uzură stabilizată. Pornind din faptul că uzura suprafeței de rulare a roților este inevitabilă, profilele de bandaj moderne se concep în așa fel încât acestea să se apropie cât mai mult posibil de forma de uzură normală și prin aceasta să rămână stabilă în timpul exploatării.

- Ø În timp ce suprafața conică liniară a bandajului asigură doar o creștere a razei de rulare la roata care se îndepărtează de poziția mediană dinamică, profilul concav neliniar conduce și la o ridicare a centrului de greutate a perechii de roți, ceea ce duce la o revenire mai rapidă spre poziția neutră.

Profilul de uzură este indicat pentru roata elastică prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei.

- Ø Important de remarcat că **porțiunea suprafeței de rulare principală este dată sub formă de recomandare**, fiind lăsată la latitudinea fiecărui operator de transport pentru a adapta un profil corespunzător condițiilor proprii de exploatare.

- Ø Protecția mediului ne impune ca materialele de ungere să fie biodegradabile respectiv să nu constituie o sursă nocivă pentru mediu ambiant și om. În acest sens se vor urmări parametrii:

- a) aderența peliculei de unguent pe suprafețele metalice în condiții atmosferice deosebite și stabilirea corectă a punctului de picurare.
- b) stabilirea fluidității vaselinei pentru a satisface condițiile de aplicare prin contactul roată-șină.
- c) stabilirea presiunii de contact necesară pe care să o asigure pelicula de unguent care se interpune între partea laterală a coroanei șinei respectiv suprafața buzei bandajului.
- d) necesitatea aditivării cu privire la acțiunea factorilor corozivi cu care vine în contact unguentul.

- e) Avantajele estimate a se obține :

- ü reducerea uzurii roților și șinelor respective mărirea intervalului de reprofilare la roți, șinelor .

- ü reducerea nivelului de zgomot produs de rulare respective ușurința aplicării unguentului și precizia mare cu care se realizează.

- ü ungerea se realizează fără a avea loc migrarea unguentului cu impact slab asupra mediului.

- ü nu influențează asupra spațiului de frânare, aduce economie de energie de tracțiune.

- Ø Pentru reducerea zgomotului și vibrațiilor roții sunt indicate a se lua în perspectivă o serie de măsuri atât în cea ce privește cercetarea în proiectare cât și modul de abordare a sistemelor ecologice de transport public de călători:

- a) Folosirea bandajelor de cauciuc în locul celor metalice. Prin această metodă nu s-au obținut însă rezultatele scontate, deoarece suprafețele de rulare sunt mici, sarcinile pe osie sunt ridicate, distanțele de parcurs sunt mari, cauciucul se uzează și își pierde cu timpul proprietățile elastice (îmbătrânește).

- b) Folosirea suspensiilor cu strat amortizor de cauciuc în locul arcurilor metalice, prin utilizarea arcurilor metalice înglobate în straturi de cauciuc. Acestea acționează nu numai ca izolator de vibrații, ci și ca amortizor al acestora.

- c) Montarea de inele antizgomot pe fețele coroanei roții, introduse prin seraj (fontă, plumb etc.), bazate pe principiul amortizoarelor dinamice prin frecare.

- d) Acoperirea boghiurilor și părților laterale ale roților cu straturi absorbante și amortizoare de vibrații.

- e) Montarea unor inele de cauciuc între butucul roții și coroană.

- f) Soluții de perspectivă pentru realizarea construcției superioară a liniei de cale pentru tramvai și pentru construcțiile orașenești:

- ü folosirea căii fără îmbinări;

- ü înlăturarea curbelor cu raze mici;

- ü folosirea garniturilor amortizoare între postament și șină;

- Ü acoperirea capului șinei cu cauciuc sau cu materiale plastice dure;
  - Ü îndepărtarea caselor de locuit de linii;
  - Ü izolație pasivă a fundațiilor clădirilor din vecinătate;
  - Ü ferestre cu geamuri duble sau triple;
  - Ü vibroizolarea fundațiilor;
  - Ü orientarea clădirilor.
- Ø În vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma **eliptică a zonei de contact roată-șină**, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale. Practicarea rectificării a dus la îmbunătățirea în dinamica interacțiuni dintre roată și șină, atât în plan orizontal cât și vertical, rezultând o îmbunătățire a calității suprafeței de rulare.
- Ø În urma cercetării privind creșterea durabilității bandajului roții elastice la transportul urban pe șine și analiza stării de tensiune și deformație pe ansamblul roată-șină pentru cele trei profile analizate ale bandajului în contact cu șina cu canal de tip Ri.60N au rezultat următoarele concluzii:
- Ü urmărind distribuția tensiunii echivalente la toate cele trei profile de analizat pentru cazul de încărcare maximă se poate observa că în cazul profilului III de uzură propus tensiunile echivalente se reduc considerabil în comparație cu profilul aflat în exploatare în prezent, cazul profilului I. Tensiunea echivalentă maximă a profilului I este mai mare cu 16,502 MPA decât tensiunea echivalentă maximă calculată pentru profilul III;
  - Ü în cazul profilului III, prin reducerea tensiunilor echivalente scade considerabil gradul de uzură al bandajului roții elastice și implicit cheltuielile cu mentenanța a materialului rulant;
  - Ü urmărind distribuția deformației totale la toate cele trei profile de analizat pentru cazul de încărcare maximă se poate observa că în cazul profilului III de uzură propus deformația totală crește în comparație cu profilul aflat în exploatare în prezent, cazul profilului I. Deformația totală maximă a profilului III este mai mare cu 0,332 mm decât deformația totală maximă calculată pentru profilul I;
  - Ü urmărind poziția suprafeței de contact în toate cele trei cazuri se poate observa că la profilul III suprafața de contact se situează pe cercul nominal de rulare. Acest lucru poate fi observat și în graficul din fig.2.25. unde s-a reprezentat distribuția tensiunii echivalente pe lățimea bandajului într-un plan transversal ce trece prin axa mică a suprafeței de contact pentru cele trei profile;
  - Ü poziționarea suprafeței de contact aproape de diametrul cercului nominal de rulare duce la îmbunătățirea parametrilor de conducere în aliniament și în curbe, printr-o rulare mai silențioasă și mai eficientă din punct de vedere al uzurilor bandajului respectiv o creștere a siguranței în exploatare a vehiculului de cale;
  - Ü distribuția tensiunilor echivalente pe o suprafață de contact în care raportul dintre axa mică și axa mare,  $b/a$ , tinde spre valori foarte mici și reducerea amplitudinii mișcării de șerpuire, favorizează o scădere semnificativă a gradului de uzură ( cazul uzurii de rostogolire ).
- Ø **În concluzie**, din punct de vedere al stării de tensiune se poate spune că zonele cu potențial mare de apariție al fisurilor sunt:
- Ü zona adiacentă a suprafeței de rulare.
  - Ü zona adiacentă suprafeței de contact cu elementul elastic al roții elastice.
- Ø Perspective de cercetat ulterioare:
- Ü determinarea momentului respectiv a condițiilor de apariție a fisurilor la bandajul roții elastic;
  - Ü aflarea direcției de propagare a fisurilor interne ale bandajului, a dimensiunii acestora având în vedere diferite tipuri de roți elastice;
  - Ü studierea condițiilor de apariție a roții elastice poligonale în urma exploatării ca sursă de zgomot și vibrații în zona urbană a transportului public.

## CONTRIBUȚII PROPRII

Cecetările teoretice și experimentale realizate în cadrul tezei de doctorat aduc următoarele contribuții pe care autorul le apreciază ca fiind originale:

- Ø Sinteza bibliografică privind cercetările evoluției tipurilor de profile și geometria bandajelor roților elastice respectiv a profilelor și geometriei șinelor utilizate la transportul urban cu tramvaiul.
- Ø Sinteza bibliografică privind cercetările evoluției sistemelor de prindere directe, indirecte și speciale, de la modele simple la modele complexe utilizate în transportul urban cu tramvaiul.
- Ø Sinteza bibliografică privind analiza interacțiunii roată elastică-șină în cazul sistemului de transport cu tramvaiul la viteze de până la 50 km/h în comparație cu sistemul de transport feroviar la viteze și sarcini mult superioare, evidențiindu-se stadiul actual al problematicii, pe baza unei bibliografii bogate.
- Ø Cercetări teoretice privind tipul de uzură și rolul buzei bandajului roții elastice de element de siguranță în circulație (împotriva deraierilor). S-a efectuat o analiză comparativă între rolul buzei bandajului la roata plină pentru transportul pe cale ferată și al buzei bandajului la roata elastică pentru transportul cu tramvaiul, rezultând faptul că prin intersecțiile liniilor de tramvai se circulă pe buza bandajului cu rol de conducere în plan orizontal pentru perechiile de roți. În acest sens s-au determinat factorii în baza cărora uzura în plan vertical al buzei bandajului la roata elastică este semnificativ mai mare decât uzura buzei bandajului la roata plină pentru transportul pe cale ferată.
- Ø Cercetări teoretice privind rolul ansamblului roată elastică-șină în reducerea zgomotului și a vibrațiilor transmise către fundațiile construcțiilor. O contribuție importantă a constat în analiza procesului de rectificare inteligentă a șinelor pentru transportul urban folosind încărcarea prin sudură și rectificarea prin polizare.
- Ø În urma cercetărilor realizate de autor în perioada elaborării tezei asupra sistemelor de prindere a șinei ca element principal al suprastructurii, s-au proiectat, iar o parte s-au realizat și montat ca soluții constructive de lăgăruire elastică pentru tipurile de șină cu canal respectiv pentru șinele de cale ferată prezentate în capitolul 3. În timp soluțiile folosite s-au comportat bine în exploatare.
- Ø Cercetările teoretice realizate de autor au condus la stabilirea unei condiții obligatorii privind proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor utilizând instrumente IT novatoare și metode de management al traficului pentru acordarea priorității vehiculelor pe șine în cadrul transportului public integrat în traficul general urban. Ca avantaj se estimează a se obține garantat o reducere a gradului de uzură a ansamblului roată elastică-șină (uzura datorată accelerărilor și decelerărilor repetate la intersecții) cu precădere în zonele urbane aglomerate.
- Ø În urma cercetărilor realizate de autor în perioada elaborării tezei asupra profilului de uzare la liniile de transport urban cu tramvaiul și urmărind ansamblul roată elastică-șină a rezultat că acest profil de uzură se formează prin uzare, independent de forma inițială (cazul profilului cilindric sau profilului conic).
- Ø În urma cercetărilor realizate despre formarea profilului de uzură în timp prin utilizarea mai multor tipuri de șină m-au determinat să apreciez că cel mai indicat pentru roata elastică este profilul concav, prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei. Din cercetările experimentale prin analizarea mai multor tipuri de profile de uzură obținute în exploatare pe mai multe tipuri de șină urmărite folosind profilul de rulare conic având conicitatea de 1: 40. s-a constatat că, prin uzare, în exploatare, suprafața de rulare conică a bandajului roții elastice devine concavă, ajungând la un moment dat la o formă de uzură stabilizată. Pomind din faptul că uzura suprafeței de rulare a roților este inevitabilă, profilul de bandaj propus funcție de tipul șinei trebuie să se apropie cât mai mult posibil de forma de uzură normală și prin aceasta să rămână stabilă în timpul exploatării.



- Ø S-au realizat cercetări teoretice cu privire la determinarea unui profil neliniar al bandajului roții elastice de la tramvai în cazul particular al utilizării șinei cu canal de tip Ri.60N cu scopul final de creștere a durabilității bandajului roții elastice la transportul urban pe șine. În acest sens se poate afirma că este pentru prima dată, la noi în țară, când se determină un profil neliniar al bandajului roții elastice de la tramvai în cazul particular al utilizării șinei cu canal de tip Ri.60N, prin analiza statică a stării de tensiune și deformație utilizând analiza numerică prin metoda elementelor finite. Calculul numeric s-a făcut cu programul ANSYS în care modelul geometric a fost discretizat în elemente finite, pentru fiecare tip de profil de bandaj și fiecare caz de încărcare folosindu-se același tip de element respectiv elementul în formă tetraedrică Solid 187 și același număr de elemente și noduri la discretizare. Profilul neliniar determinat va reduce semnificativ costurile de mentenanță pentru interfața roată-șină, prelungind totodată durata de serviciu al principalelor elemente de uzură (bandaj, elemente elastice, osie, obadă, etc.).
- Ø O contribuție importantă constă în tratarea sistematică, comparativă și critică a profilului de rulare conic și a profilului neliniar pe baza aspectelor geometrice și de tribologie a suprafeței de rulare și a buzei de ghidare stabilindu-se în concret avantajele și dezavantajele fiecăruia pentru transportul urban cu tramvaiul.
- Ø În urma cercetării teoretice și experimentale s-au obținut modelele de calcul care utilizate în cadrul prezentului studiu au fost validate prin verificări experimentale pe baza unor măsurători efectuate în situ. În elaborarea modelor de calcul s-au avut în vedere mai multe variante de soluții constructive aplicate. În acest mod s-au putut lua în considerare toate detaliile constructive ale acestui subsansamblu, fără să fie necesar să se elaboreze în prealabil modele geometrice simplificate. S-au folosit elemente finite tridimensionale de tip tetraedru. Utilizarea sistemului Travler 1 cu software-ul ESAM a permis realizarea unor înregistrări cu un număr suficient de mare de eșantionări, astfel încât să se poată studia distribuția stării de tensiune și deformație în regim dinamic.
- Ø O contribuție importantă constă în tratarea sistematică, comparativă și critică a profilului conic al bandajului roții elastice, care a fost rulat pe tipul de șină Ri.60N cu sistem de prindere pe traverse de lemn, rezultată ca urmare a cercetărilor experimentale efectuate pentru diverse regimuri de mers (abordând în regim dinamic diferite situații posibile întâlnite în circulație a tramvaiului).
- Ø În urma cercetărilor pe baza modelor de calcul astfel validate experimental au fost elaborate noi soluții constructive ale profilurilor roții și șinei în scopul reducerii vârfurilor de tensiune. În acest fel se elimină principală cauză a degradărilor premature. Scopul a fost ca în condițiile astfel definite, conducerea pe cale să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să aibe doar funcția de limitator de siguranță.
- Ø S-a realizat o analiză numerică a stării de tensiune și deformație utilizând metoda elementelor finite. Calculul numeric s-a făcut pentru fiecare tip de profil de bandaj pentru toate cazurile de încărcare.
- Ø S-au efectuat încercări experimentale în scopul măsurării stării de tensiune și deformație în situ pentru ansamblul roată-șină. Pe baza datelor experimentale obținute au fost validate modelele de calcul care apoi au fost utilizate pentru studiile de optimizare.
- Ø Majoritatea studiilor iau în considerare atât în zona de contact dintre roată și șină cât și în vecinătatea acesteia, situația încărcării statice.
- Ø În timpul deplasării prin rulare, la aplicarea unor momente de torsiune (motor sau de frânare) suficient de mari, caracterul solicitărilor în roată, în vecinătatea zonei contactului, se modifică pentru regim de tracțiune respectiv pentru regim de frânare. În plus, în planul de contact se manifestă o solicitare de forfecare, datorată unor forțe de sens opus pe suprafețele celor două corpuri. Sub acțiunea acestor forțe, roata respectiv șina vor suporta deformații inegale, aceasta având ca rezultat apariția microalunecării. Microalunecarea determină o împărțire a ariei de contact într-o arie de aderență (pentru care alunecarea este nulă) și o arie de alunecare conform teoriei liniare, Kalker.
- Ø În vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma eliptică a zonei de contact roată-șină, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale.

- Ø Multitudinea teoriilor contactului roată-șină, elaborate de-a lungul timpului, s-au influențat direct ori validat reciproc.
- Ø În elaborarea modelelor de calcul s-au avut în vedere mai multe variante de soluții constructive aplicate.
- Ø Modelele de calcul utilizate în cadrul prezentului studiu au fost validate prin verificări experimentale pe baza unor măsurători efectuate în situ.
- Ø Pe baza modelelor de calcul astfel validate au fost elaborate noi soluții constructive ale profilurilor roții și șinei în scopul reducerii vârfurilor de tensiune. În acest fel se elimină principală cauză a degradărilor premature. Scopul a fost ca în condițiile astfel definite, conducerea pe cale să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să aibe doar funcția de limitator de siguranță.

## **CAPITOLUL 5 SINTEZA LUCRĂRII**

Lucrarea de față reprezintă o sinteză a activității de cercetare desfășurată de autor pe parcursul a mai multor ani, într-un domeniu de mare actualitate, cum este cel al contactului roată-șină. Problema a fost abordată cu metode variate, analitice, numerice și experimentale competitive în prezent, pentru efectuarea unui studiu cât mai profund în domeniul ansamblului roată elastică-șină la transportul public urban pe șine de persoane.

S-a încercat introducerea treptată și prezentarea sistematică a multitudinii de parametrii care apar în abordarea contactului roată elastică-șină. De asemenea s-a urmărit o evoluție graduală a tematicii și prezentarea unor concluzii în cadrul fiecărui capitol.

Lucrarea este structurată pe 5 capitole, prezentate gradual de la modele mai simple la modele tot mai complexe. Lucrarea debutează cu un Cuvânt Înainte, în care se evidențiază importanța transportului urban pe șine și implicit a ansamblului roată-șină în vederea integrării acestuia în traficul general urban, asigurând o mobilitate urbană tot mai crescută în condiții complexe de exploatare.

**I.” CUVÂNT ÎNAINTE** ,, prezintă importanța și actualitatea temei privind aprecierea calității sistemului de transport pe șine fapt ce impune promovarea unui management în transportul urban prin eficientizarea și în același timp optimizarea geometriei interfeței ansamblului roată-șină. În plus, reducerea în viitor a poluării aerului, a solului a poluării fonice în special în zonele urbane se va realiza și prin îmbunătățirea sistemului elastic al liniei. S-a prezentat ansamblul roată-șină, ca subansamblul cel mai important al vehiculului de cale ferată, în exploatare determină existența șocurilor de pomire și de frânare atât în regim de accelerare cât și în regim decelerare. S-a prezentat cercetarea ansamblului roată-șină în anumite condiții de exploatare care are un rol esențial în înlăturarea unor soluții depășite din punct de vedere tehnic, care produc zgomot în circulație și vibrații cu efect distrugător asupra tramvaielor însăși, a liniei, drumurilor, și a podurilor străbătute și a clădirilor adiacente rețelei. S-a prezentat importanța parametrilor de mediu afectați de transportul public (zgomot și vibrații) în anumite condiții de exploatare având un rol esențial în reducerea uzurii roților și șinelor, în mărirea intervalului de reprofilare la roți respectiv la șine și nu în ultimul rând diminuarea cheltuielilor de exploatare, întreținere, reparații și îmbunătățirea siguranței în circulație. Studiul ansamblului roată-șină este de o importanță majoră în cercetarea reducerii zgomotului și a vibrațiilor prin proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor utilizând instrumente IT novatoare și metode de management al traficului pentru acordarea priorității vehiculelor de transport public pe șine în trafic, cu precădere în zonele aglomerate urbane. Pentru toate acestea, problema siguranței în exploatare reprezintă problema fundamentală. Iată de ce teza de doctorat intitulată **STUDIUL INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ – ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI** este o temă deosebit de importantă atât din punct de vedere al problemelor majore din domeniul economic, tehnologic și social dar mai ales din punct de vedere al transportului urban și a rolului pivotant al acestui serviciu. S-a evaluat din punct de vedere al transportului inteligent, a tehnologiilor de informare și comunicare faptul că, sectorul de transport public este un sector dinamic, permanent deschis către noi tehnologii și inovații, cum sunt de exemplu tehnologia vehiculului, combustibili sau telematici, au fost deseori testați mai întâi în sectorul de transport public. S-a evaluat din punct de vedere al tehnologiilor de mediu faptul că transportul public poate contribui în mod esențial la reducerea emisiilor de gaze ale efectului de seră, prin trecerea mobilității dinspre automobilul privat către mijloacele de transport public cu o eficiență energetică sporită. Îmbunătățirea performanțelor de mediu prin promovarea vehiculelor nepoluante și cercetarea reducerii zgomotului și a vibrațiilor prin proiectarea adecvată a subsistemelor și interfețelor la transportul pe șină constituie o preocupare permanentă la nivel mondial.

**II. Capitolul 1.” STADIU ACTUAL PRIVIND STUDIUL INFLUENȚEI ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI.**“ prezintă parametrii care influențează starea de tensiune și deformație din roată, respectiv

șină, starea de uzura a acestora, precum și tribologia contactului roată-șină. S-a prezentat importanța “conducerii vehiculului pe cale” respectiv a rolului pe care îl au perechile de roți elastice în ansamblul vehicul tramvai. S-a făcut o prezentare a soluțiilor constructive ale roților de tramvai respectiv o analiza a tipului de profil al bandajelor pentru trenurile de tramvai, cu referiri la caracteristicile principale ale conducerii geometrice ale vehiculului atât în aliniament cât și în curbe. S-a făcut și prezentat o clasificare a profilelor de bandaj utilizate și s-a făcut referire la geometria tipurilor de bandaj utilizate la construcția roților elastice a vehiculelor pentru transportul pe șină. S-au prezentat tipurile de roți elastice utilizate de operatori de transport pe șine la vehiculele pentru transportul pe șină, respectiv materialele utilizate. S-a prezentat scopul urmărit privind modul de conducere pe cale în transportul urban pe șine care să rezulte din contactul suprafeței conice de rulare a roților și a șinei astfel încât, tot timpul, buza bandajelor să aibe doar funcția de limitator de siguranță. S-a prezentat faptul că la tramvaiele de tip vechi (pe truc cu ampatamentul mare și cu suspensii prin arcuri în foi cu rigiditate longitudinală mare) nu s-a putut evita atingerea buzei bandaj de șină în curbe, o eventuală conicitate a profilului de bandaj neavând nici un efect. S-a prezentat faptul că în evoluția geometriei profilului de bandaj, lucrările de specialitate din perioada respectivă nu dau importanță profilării adecvate ale suprafețelor de rulare la bandaje și tratează înscrierea în curbe a roților ca o funcție a buzelor de bandaj.

În cadrul ansamblului roată-șină s-a prezentat șina ca element principal al suprastructurii liniei de rulare, respectiv compoziția chimică, simbolizarea și marcarea acestora. S-au prezentat modele de șină utilizate în transportul urban pe șină și evoluția profilelor respectiv a geometriei acestora în timp. S-au prezentat principalele sisteme de prindere a șinelor de tramvai cele mai des uzitate respectiv noile sisteme cu structuri elastice împotriva zgomotului și vibrațiilor produse de interacțiunea ansamblului roată-șină. Sunt prezentate ultimele sisteme elastice de prindere speciale a șinei în suprastructura căii de tramvai care asigură montarea de spațiu verde în platforma proprie a liniei de rulare. În cadrul analizei interacțiunii ansamblului roată elastică-șină ca interfață între vehiculul tramvai și suprastructura liniei de rulare s-au prezentat tipurile de uzuri ce apar în timpul exploatării (uzura prin frecare, prin abraziune respectiv prin aderență) și s-au evidențiat parametrii de evaluare a acestora.

S-au prezentat aspecte de mediu privind influența elementelor mecanice pentru modelul studiat respectiv s-au prezentat principalele sisteme elastice de montare a căii de rulare care ar putea fi o soluție de rezolvare a problemelor de mediu referitor la poluarea fonică și la transmiterea vibrațiilor către construcțiile din apropierea platformei liniei de rulare. S-a prezentat influența asupra mediului înconjurător a sistemului de transport pe șine avantajele acestui sistem de transport în detrimentul celorlalte sisteme de transport rutier. Este prezentat nivelul de poluare fonică generat de ansamblul roată-șină, în acest sens tratându-se și unele aspecte privind rectificarea căii de rulare și influența transportului pe șină asupra poluării mediului urban. Sunt analizate sursele de șocuri și vibrații care pot genera poluare fonică la transportul pe șine, arătând importanța interacțiunii ansamblului roată-șină ca sursă principală de zgomot și vibrații.

**III. Capitolul 2.” CERCETĂRI TEORETICE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI.”** prezintă considerații generale privind evoluția teoriilor contactului roată-șină și aspecte generale a stării de tensiune la contactul roată-șină sub acțiunea simultană a forțelor normale și tangențiale. S-au prezentat cercetările efectuate privind creșterea durabilității bandajului roții elastice la transportul urban pe șine respectiv elemente constructive și geometrice ale profilului de bandaj ce s-a analizat. S-a prezentat analiza stării de tensiune și deformație pe ansamblul roată-șină pentru trei profile de bandaj pentru roata elastică aflat în interacțiune cu șina Ri.60N. Este prezentat studiul efectuat pentru bandajul de roată elastică cu simplă conicitate de 1:40 utilizat la scară largă de toți administratorii de căi ferate pentru transportul urban pe șine. Pentru acest tip de bandaj al roții elastice de tip BOCHUM GT6 s-a făcut o analiză numerică prin metoda elementelor finite pentru determinarea stării de tensiune și deformație. Totodată sau generat teoretic alte doua profile ale bandajului roții elastice în cadrul studiului utilizând în cadrul ansamblului roată-șină, șina de tip tip Ri. 60N. S-a studiat și analizat un optim al contactului roată-șină privind alegerea între profilul conic și cel neliniar ( concav) de uzură. Pentru fiecare profil de bandaj s-a făcut o analiză statică a stării de tensiune și deformație prin metoda elementelor finite pentru două cazuri de încărcare, cu o sarcină egală cu greutatea proprie a vehiculului

de cale ferată respectiv cu o sarcină corespunzătoare greutății maxime a acestuia. Calculul numeric s-a făcut cu programul ANSYS în care s-a folosit un model geometric al ansamblului roată elastică-șină. Modelul geometric a fost discretizat în elemente finite, pentru fiecare tip de profil de bandaj și fiecare caz de încărcare folosindu-se același tip de element respectiv elementul în formă tetraedică Solid 187 și același număr de elemente și noduri la discretizare. Discretizarea s-a făcut în 267.114 elemente finite și 438.704 noduri. Tensiunea echivalentă von Mises s-a reprezentat grafic variația tensiunii echivalente în funcție de sarcina aplicată pentru toate cele trei profile de bandaj ale roții elastice studiate în cazul I și II de încărcare. S-a reprezentat grafic variația deformației totale în funcție de sarcina aplicată pentru toate cele trei profile de bandaj ale roții elastice studiate în cazul I și II de încărcare. S-a urmărit poziția suprafeței de contact în toate cele trei cazuri de profile de bandaj ale roții elastice analizate. S-a prezentat faptul că la profilul III de bandaj ale roții elastice studiate suprafața de contact se situează pe cercul de rulare situație ce favorizează o rulare mai silențioasă mai eficientă din punct de vedere al uzurilor bandajului și o creștere a siguranței în exploatare a vehiculului de cale ferată (tramvai). S-a prezentat faptul că din punctele reprezentate grafic, care delimitează semiaxele suprafețelor de contact, se poate observa că în cazul profilului III de bandaj ale roții elastice studiate crește semiaxa mare a suprafeței de contact în comparație cu celelalte două profile iar semiaxa mică este sensibil mai mică situație ce se apropie cel mai mult de un contact liniar care asigură o bună stabilitate a vehiculului de cale (tramvai). Determinarea unei structuri geometrice optime pentru bandajul roții elastice s-a bazat pe faptul că porțiunea suprafeței de rulare principală este dată sub formă de recomandare, fiind lăsată la latitudinea fiecărui operator de transport pentru a adapta un profil corespunzător condițiilor proprii de exploatare. Acest studiu și-a propus și realizat alegerea unui profil pentru bandajul roții elastice în cadrul ansamblului roată-șină, utilizând șina de tip Ri. 60N la operatorul de transport R.A.T.Timișoara. S-a prezentat în urma studiului de determinare a unui profil pentru bandajul roții elastice în cadrul ansamblului roată-șină, o analiza comparativă a profilului de rulare conic și a profilului de uzură (neliniar) ținând cont de aspectele geometrice și tribologia suprafeței de rulare respectiv al buzei de ghidare. În urma cercetării pentru determinarea unui profil pentru bandajul roții elastice se recomandă utilizarea profilului concav pentru ansamblul roată-șină care se va determina funcție de tipul de șină utilizat, cu implicații majore în reducerea cheltuielilor de întreținere și mentenanță a ansamblului roată-șină.

Concluziile studiului au fost prezentate în cadrul capitolului, cele mai importante dintre ele se referă la faptul că deși profilul cu conicități mari la suprafața de rulare, cazul conicităților de 1:40 și respective 1: 20 deși au dat rezultate favorabile privind calitatea de mers, s-a dovedit că acest avantaj în practică dispare repede prin uzare bandajelor, având consecințe în reprofilări dese ale suprafeței de rulare și a buzei față de profilul de uzură care este indicat pentru roata elastică prin faptul că nu-și modifică substanțial forma în urma exploatării și menajează pe cât posibil flancul activ al buzei și flancurile interioare ale șinei. În acest sens în evoluția profilurilor de rulare a roțiilor elastice după forma suprafeței de rulare întâlnit la transportul urban pe șine de călători s-a renunțat după o folosință îndelungată la profilul de rulare cilindric. Ca și perspective de urmat și studiat imediate ar fi, determinarea momentului respectiv a condițiilor de apariție a fisurilor la bandajul roții elastice, aflarea direcției de propagare a fisurilor interne ale bandajului, a dimensiunii acestora având în vedere diferite tipuri de roți elastic, studierea condițiilor de apariție a roții elastice poligonale în urma exploatării ca sursă de zgomot și vibrații în zona urbană a transportului public.

**IV. Capitolul 3.” CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND INFLUENȚA ANSAMBLULUI ROATĂ-ȘINĂ ÎN CONDIȚII DE EXPLOATARE ASUPRA STRUCTURII LINIEI DE TRAMVAI.”** prezintă cercetările experimentale privind elemente elastice amortizoare ale sistemelor de prindere a șinei, propuse și experimentate în perioada 1998 –2006 în linia cale de tramvai din Timișoara care au stat la baza studiului privind sistemele elastice de amortizare utilizate la șinele de tramvai. Studiul realizat a dus la promovarea unei investiții de 40 de milioane de dolari în reabilitarea liniilor de tramvai în municipiul Timișoara finalizată în anul 2007. Studiul a avut ca rezultat final alegerea tipului de element elastic la talpa și inima șinei respectiv la soluția de închidere a planului de separare între flancul șinei și carosabil (mixtura astfalică). S-au prezentat mai multe **sisteme de lăgăruire a șinelor împotriva zgomotelor și vibrațiilor**, soluții tehnice de lăgăruire care au făcut



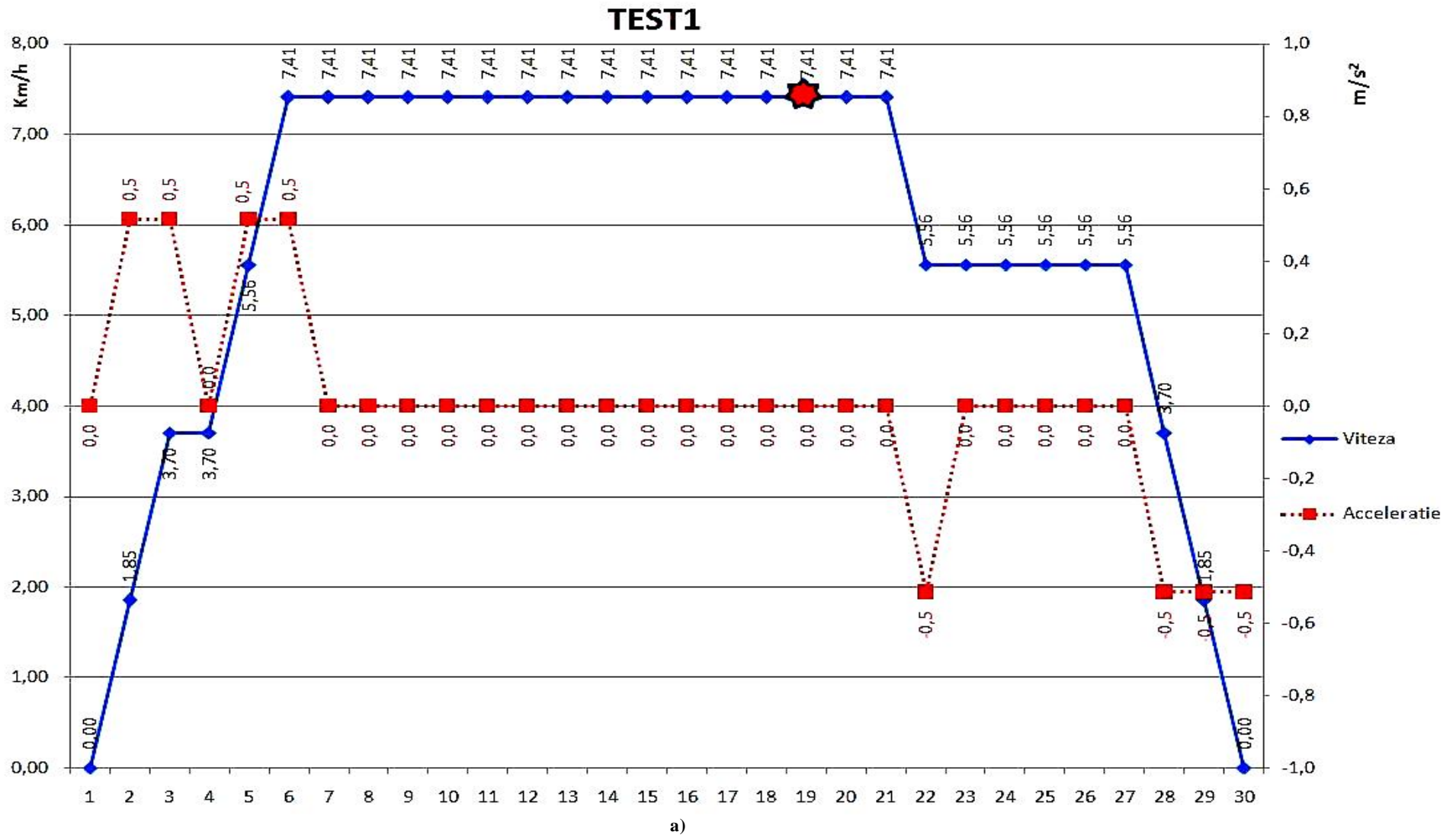
obiectul studiului și analizei comportării în timp în condiții de exploatare în municipiul Timișoara. Aceste sisteme studiate conferă o elasticitate corespunzătoare căii de rulare, având o fiabilitate mărită, termenul de garanție al elastomerului fiind de 25 ani. Adezivul poliuretanic bicomponent cu care se realizează lipirea de inima șinei a elastomerului poliuretanic asigură o lipire adecvată, o rezistență ridicată la acțiunea factorilor exteriori (umiditate, oxigen, radiații ultraviolete) și o elasticitate corespunzătoare a lipirii care permite amortizarea șocurilor. Componentele din elastomer poliuretanic microcelular și deșeuri măcinate lipite cu adeziv poliuretanic bicomponent la inima șinei au fost produse de S.C. Intelcerc S.A.; str. Gării nr.25, Timișoara. S-au prezentat **cercetările experimentale realizate** la operatorul de transport local din Municipiul Timișoara prin utilizarea unui vagon de tramvai de tip GT 6 unde s-au efectuat mai multe teste privind starea de tensiune și deformație din șina de tip Ri.60N. Testele s-au realizat pentru mai multe trepte de viteză măsurate prin sistem GPS și înregistrate fiind reprezentate grafic. Măsurătorile s-au efectuat pe principalele zone de încărcare ale șinei. În grafice reprezentate este evidențiat punctul de trecere peste punctul de măsură de pe șină. În baza studiului bibliografic și al cercetărilor efectuate au rezultat în principal următoarele concluzii: 1) -majoritatea studiilor iau în considerare atât în zona de contact dintre roată și șină cât și în vecinătatea acesteia, situația încărcării statice; 2) - în timpul deplasării prin rulare, la aplicarea unor momente de torsiune (motor sau de frânare) suficient de mari, caracterul solicitărilor în roată, în vecinătatea zonei contactului, se modifică pentru regim de tracțiune respectiv pentru regim de frânare; în plus, în planul de contact se manifestă o solicitare de forfecare, datorată unor forțe de sens opus pe suprafețele celor două corpuri, sub acțiunea acestor forțe, roata respectiv șina vor suporta deformații inegale, aceasta având ca rezultat apariția microalunecării, microalunecare ce determină o împărțire a ariei de contact într-o arie de aderență (pentru care alunecarea este nulă) și o arie de alunecare conform teoriei liniare, Kalker; 3) - în vederea estimării stării de tensiune și deformație, majoritatea teoriilor acceptă forma eliptică a zonei de contact roată-șină, precum și distribuția semielipsoidală a presiunii normale; 4) - în elaborarea modelelor de calcul s-au avut în vedere mai multe variante de soluții constructive aplicate; 5) - modelele de calcul utilizate în cadrul prezentului studiu au fost validate prin verificări experimentale pe baza unor măsurători efectuate în situ; 6) - pe baza modelelor de calcul astfel validate au fost elaborate noi soluții constructive ale profilurilor roții și șinei în scopul reducerii vârfurilor de tensiune. În acest fel se elimină principală cauză a degradărilor premature.

**V. Capitolul 4.” CONCLUZII FINALE ȘI PERSPECTIVE DE CONTINUARE A CERCETĂRILOR. CONTRIBUȚII PROPRII.”** prezintă scopul cercetărilor cuprinse în această lucrare care constă în efectuarea analizei statice și dinamice a stării de tensiune și deformație din ansamblul roată-șină ale vehiculului de cale ferată (tramvai) în vederea determinării evoluției profilului bandajului roții elastice respectiv a prevenirii uzurii principalelor elemente ale ansamblului roată-șină cu prelungirea duratei în exploatare. Cercetările efectuate au avut ca scop determinarea unui profil geometric de uzură al bandajului roții elastice pentru contactul roată-șină în cazul particular al utilizării șinei de tip Ri.60N respectiv analiza numerică a stării de tensiune și deformație pentru ansamblul roată-șină. S-au prezentat perspectivele și importanța privind studiul influenței ansamblului roată-șină în condiții de exploatare asupra structurii liniei de tramvai și modul de definire ai acestora. La sfârșitul capitolului s-au prezentat concluziile finale.

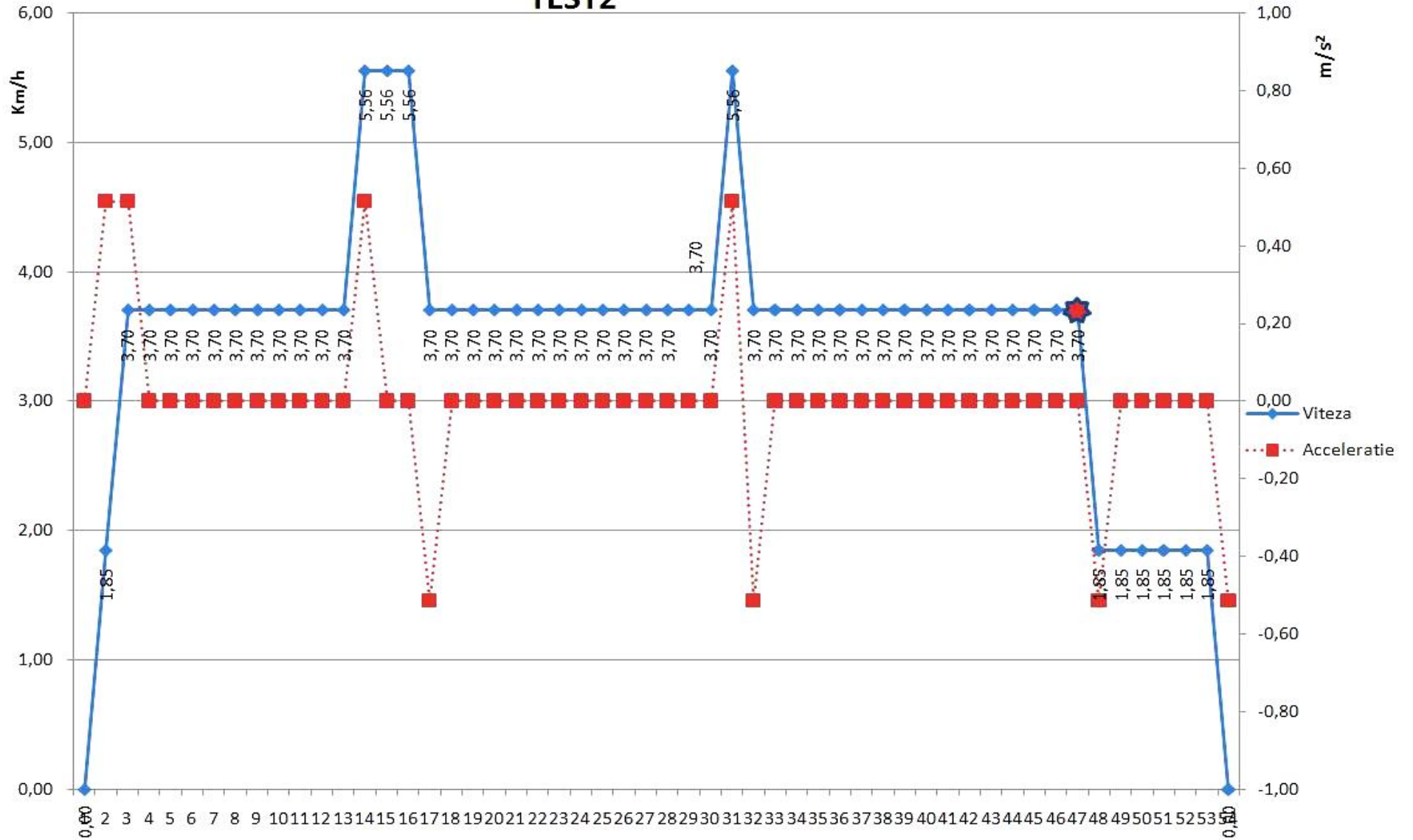
**VI. Capitolul 5.” SINTEZA LUCRĂRII.”** prezintă în rezumat lucrarea ca fiind structurată pe 5 capitole, prezentate gradual de la modele mai simple la modele tot mai complexe. Lucrarea debutează cu un **Cuvânt Înainte**, în care se evidențiază importanța transportului urban pe șine și are o **ANEXĂ** ce cuprinde datele și rezultatele experimentale înregistrate și prelucrate prin tehnica de calcul pentru modelul studiat și se încheie cu capitolul **BIBLIOGRAFIE**. Redactarea tezei de doctorat a fost realizată de subsemnatul utilizând editorul de texte Word 97–2003.

## ANEXĂ – ASPECTE PRIVIND MODELUL STUDIAT

În fig. A.1.- e) la z) sunt prezentate pentru eşantioane ale măsurătorilor, respectiv graficele de variație ale vitezei și accelerației în urma înregistrărilor prin sistem de monitorizare și urmărire a circulației ( GPS) aflat pe vehiculul de cale ferată ( tramvai) în diferite regimuri de mers. În graficele prezentate este evidențiat punctul de trecere peste zona de măsurare aflat montat pe șină.

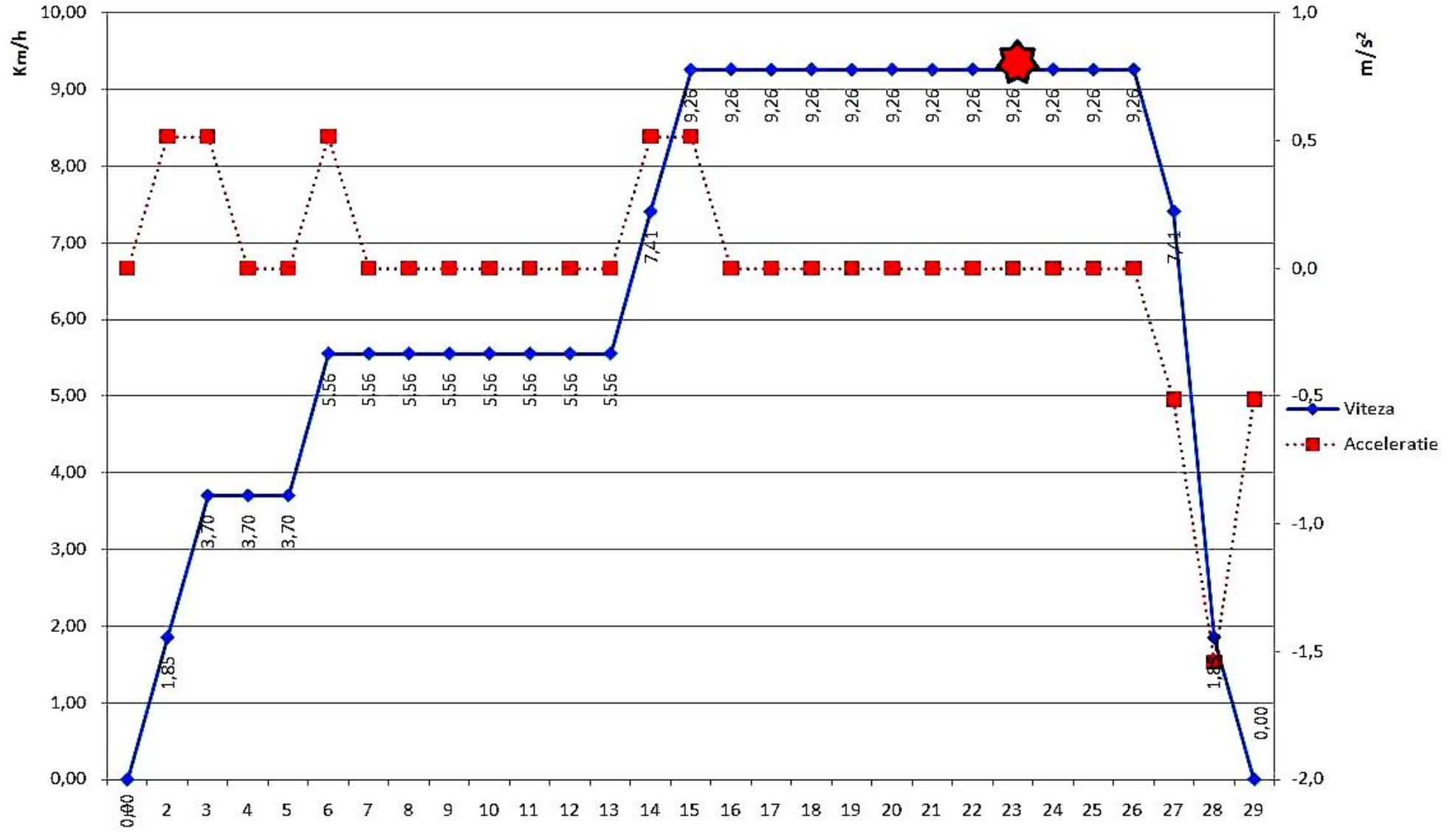


# TEST2



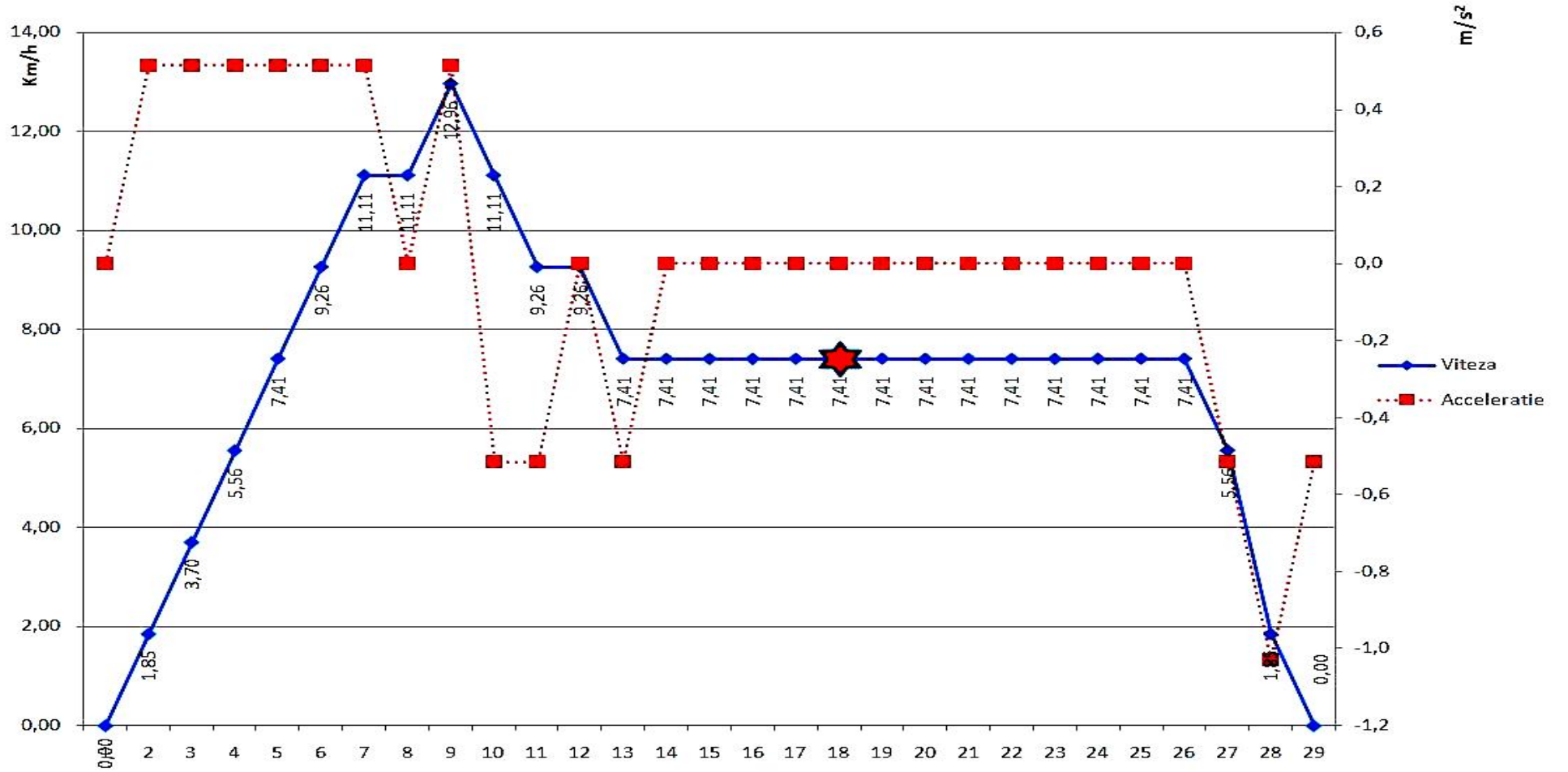
b)

### TEST3



c)

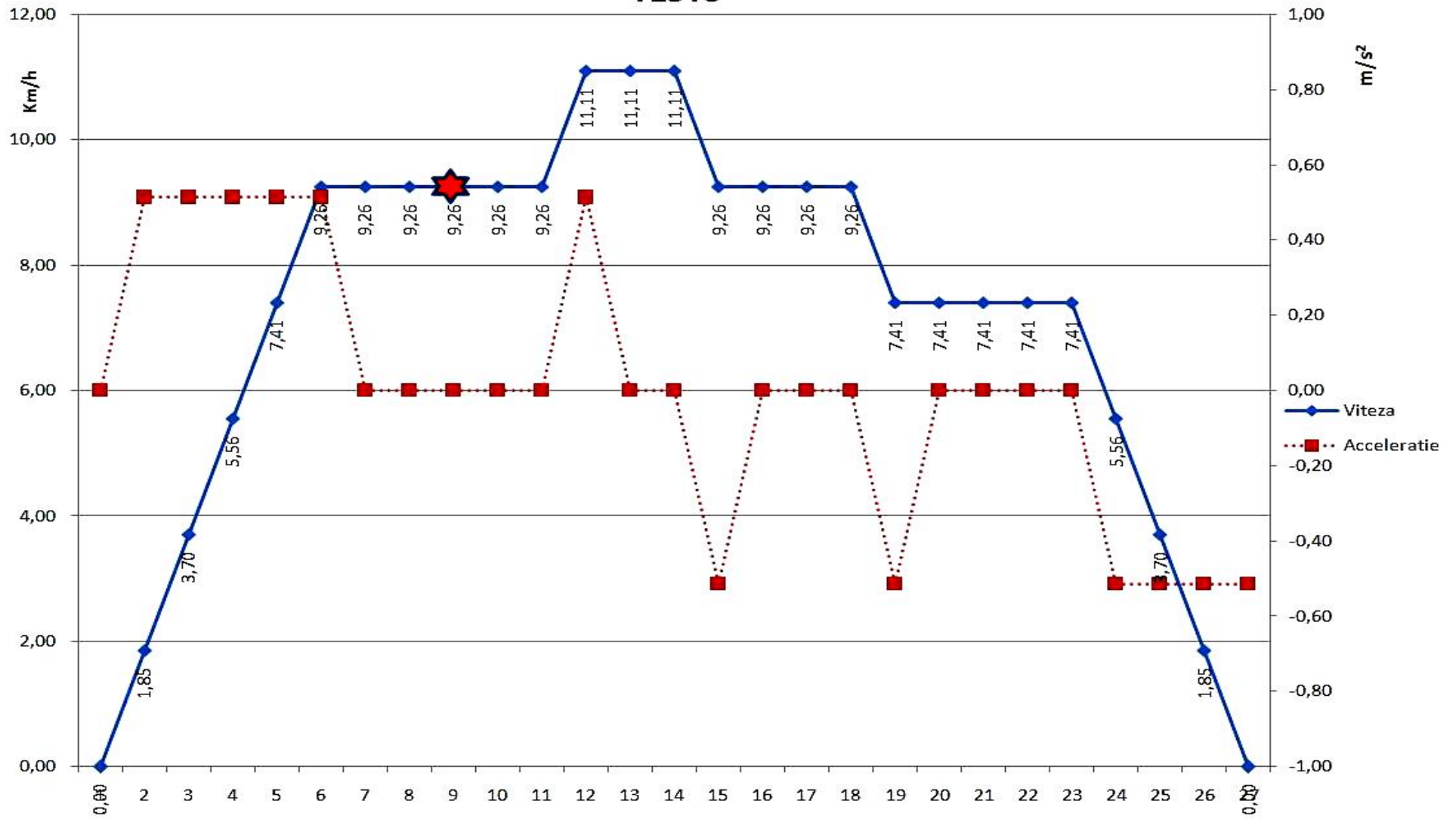
# TEST4



d)

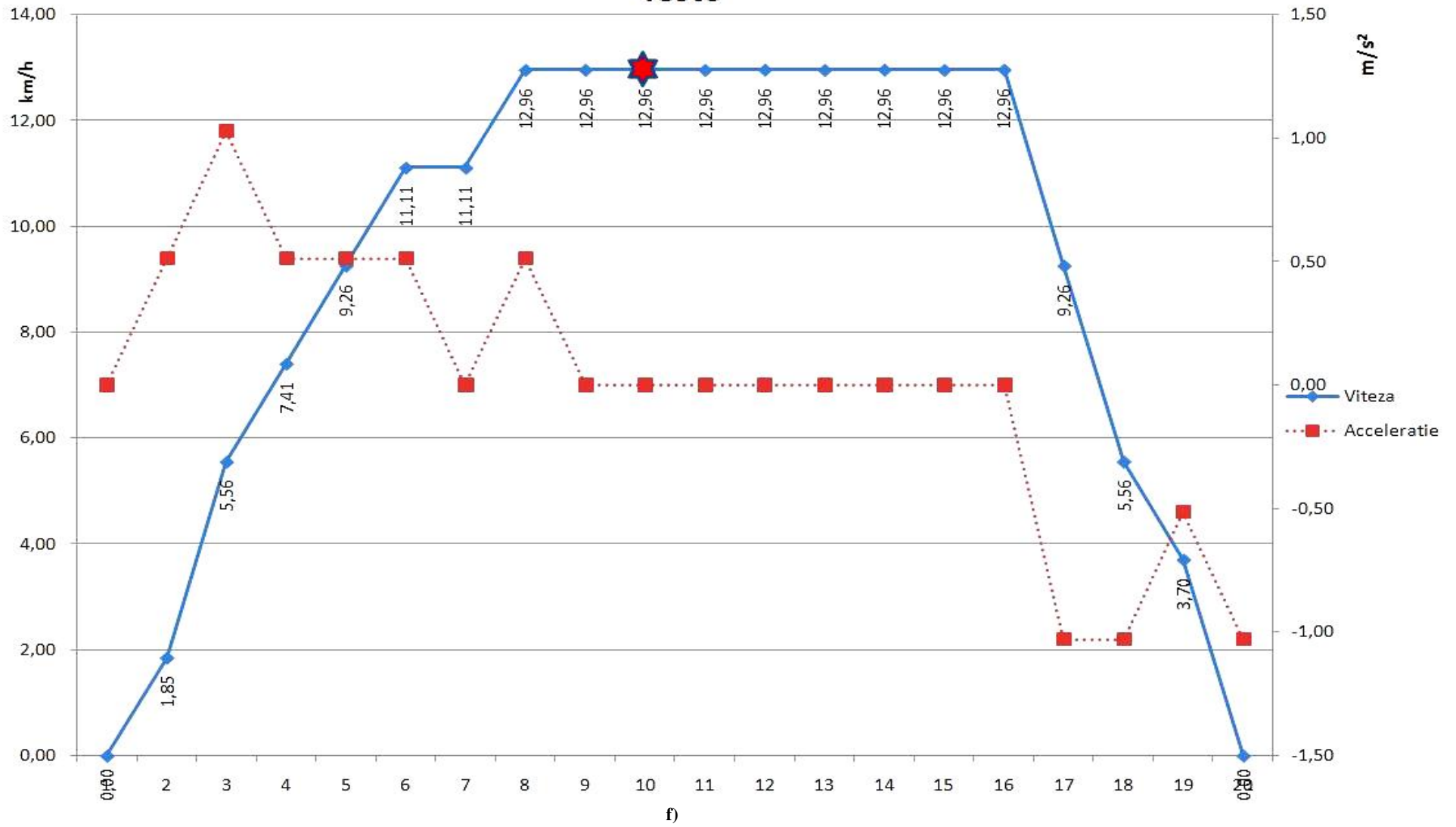


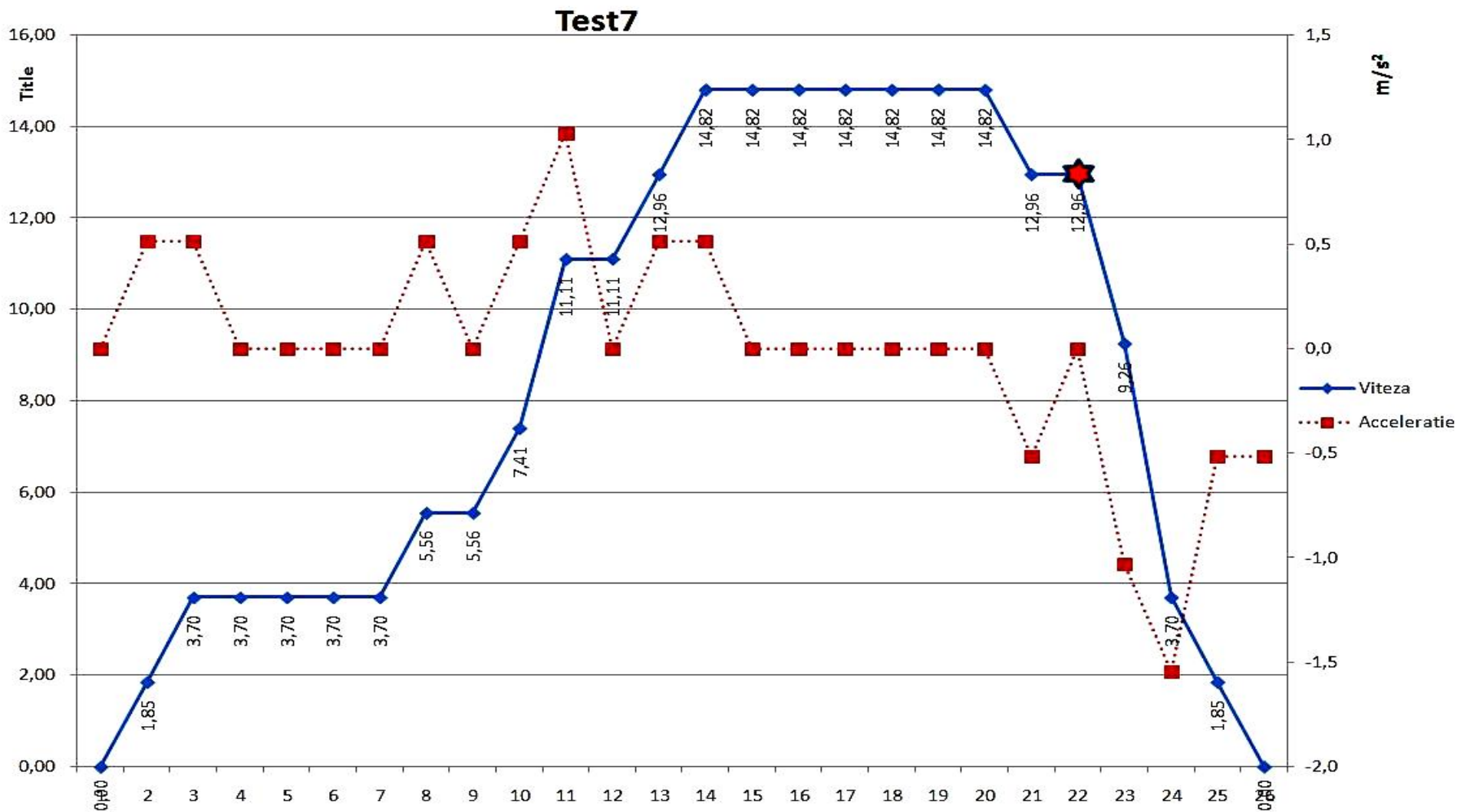
# TEST5



e)

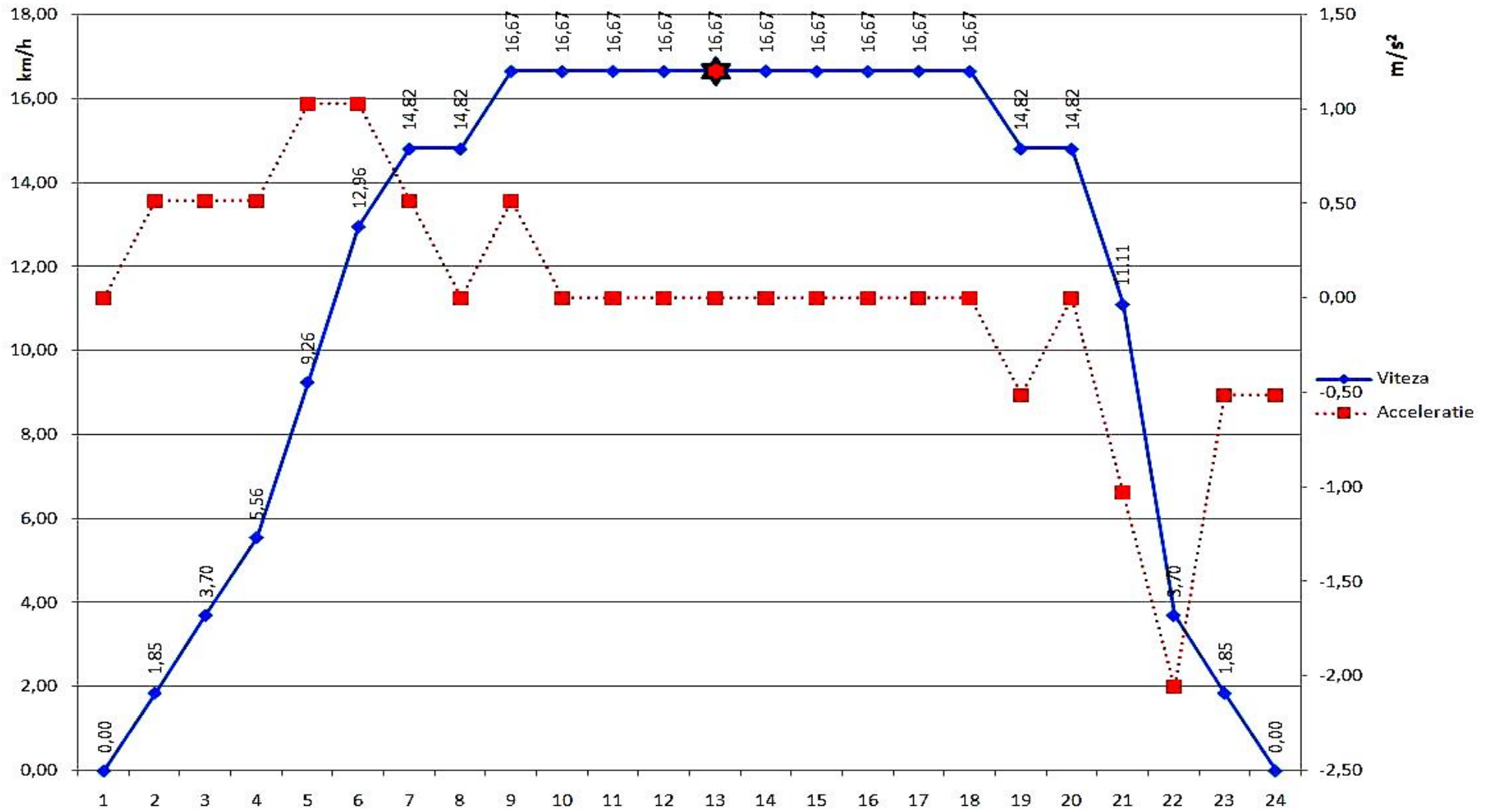
# Test6





g)

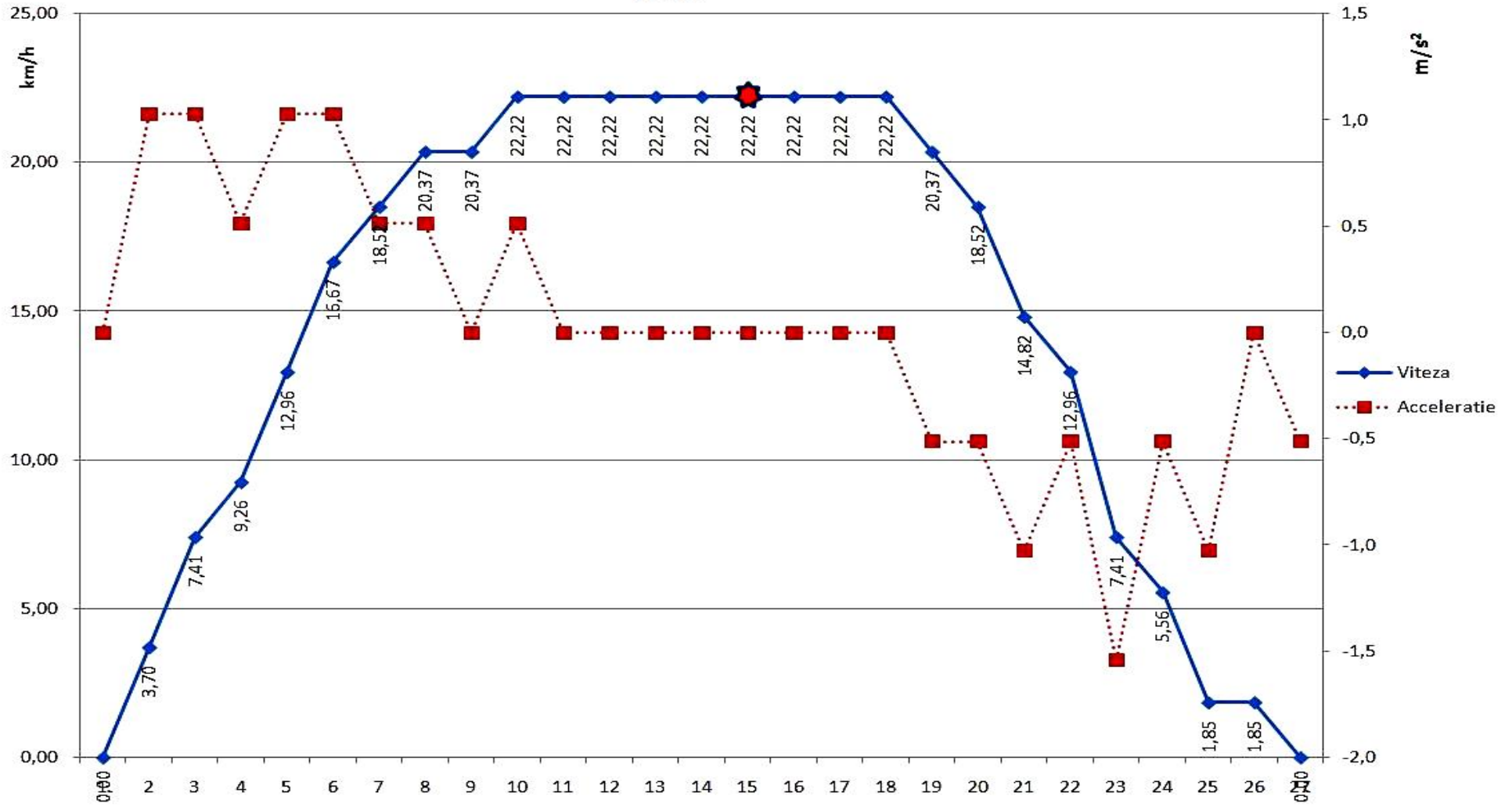
# Test8



h)

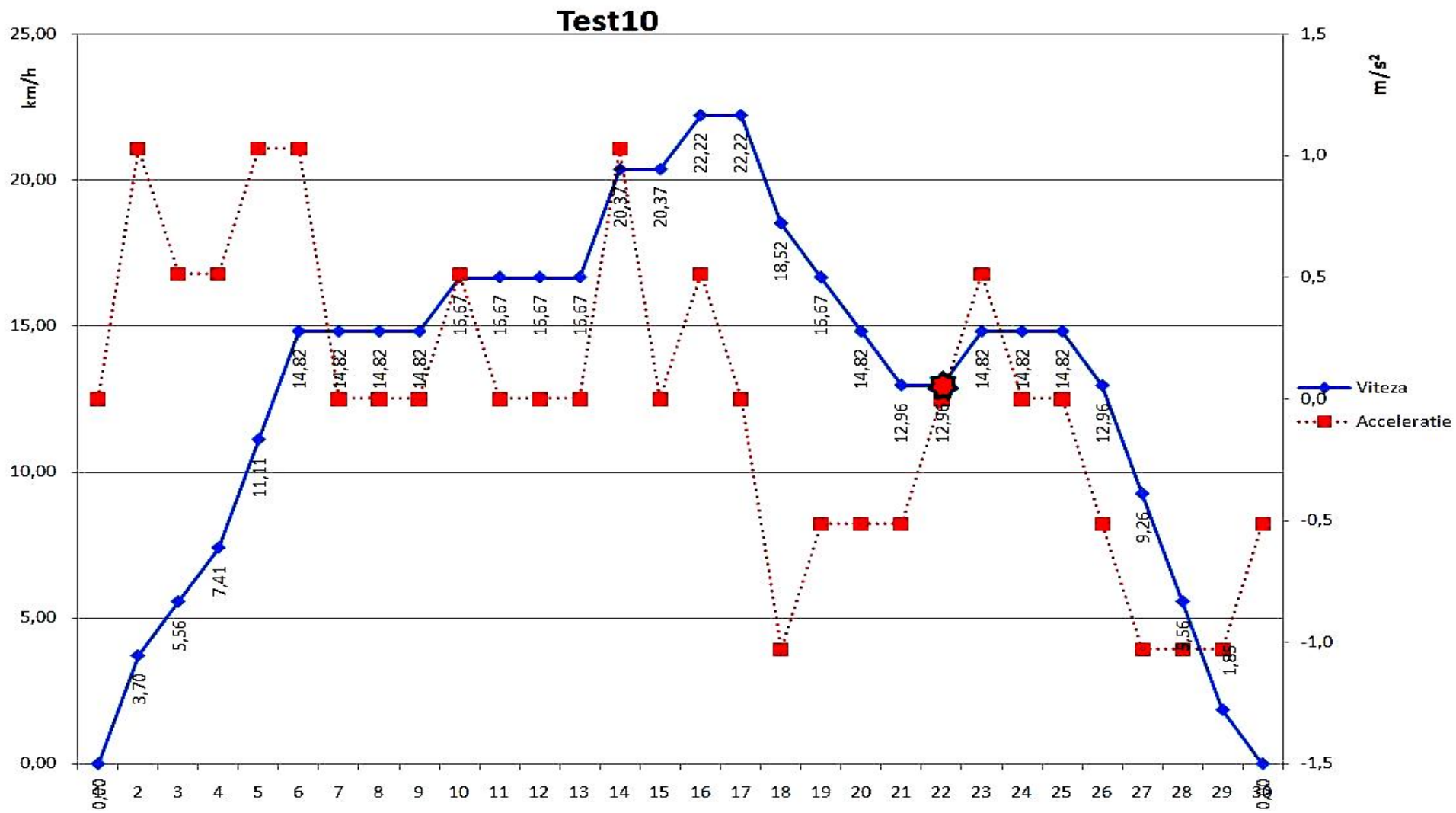
---

# Test9



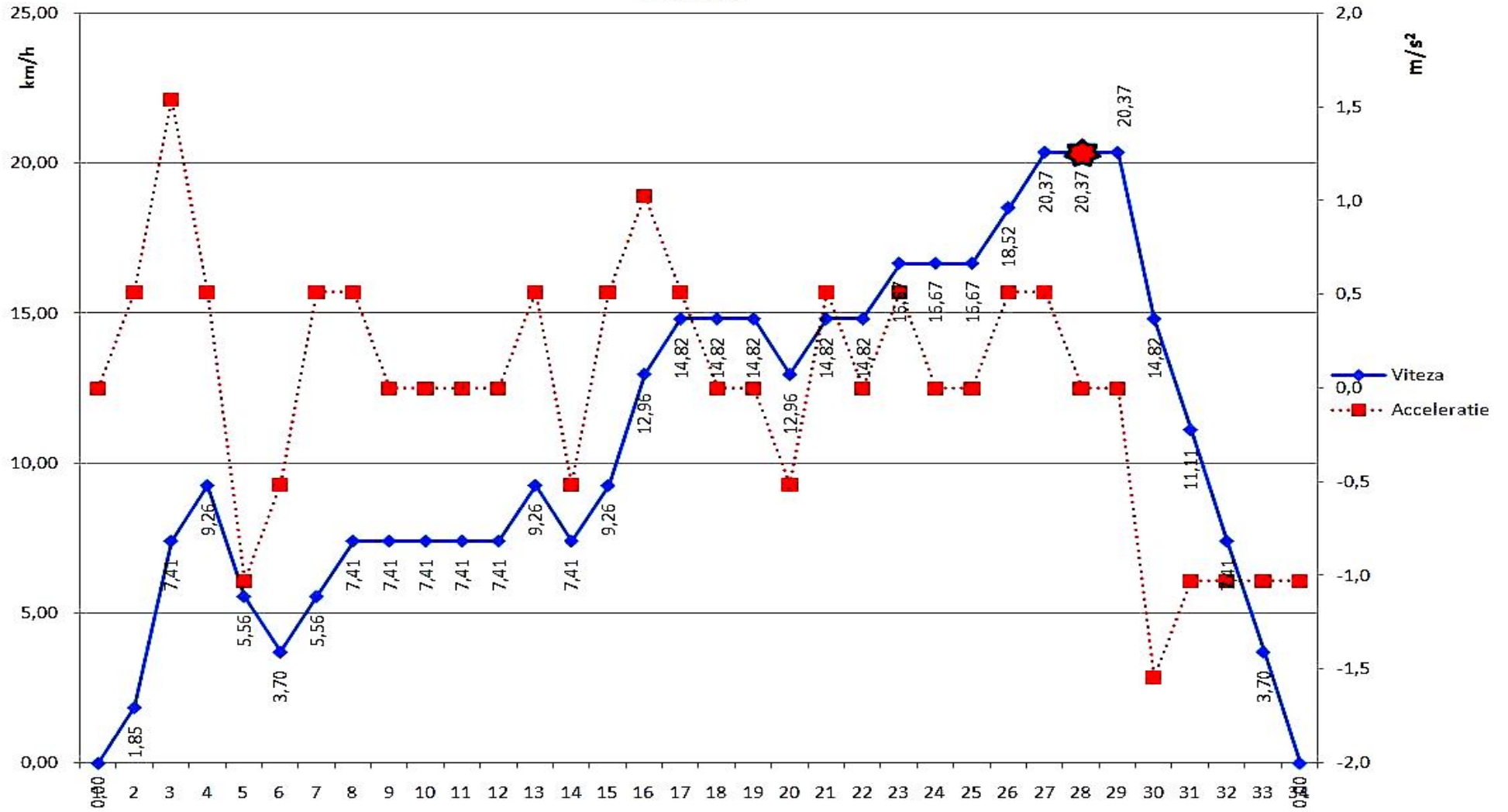
i)





j)

### Test11

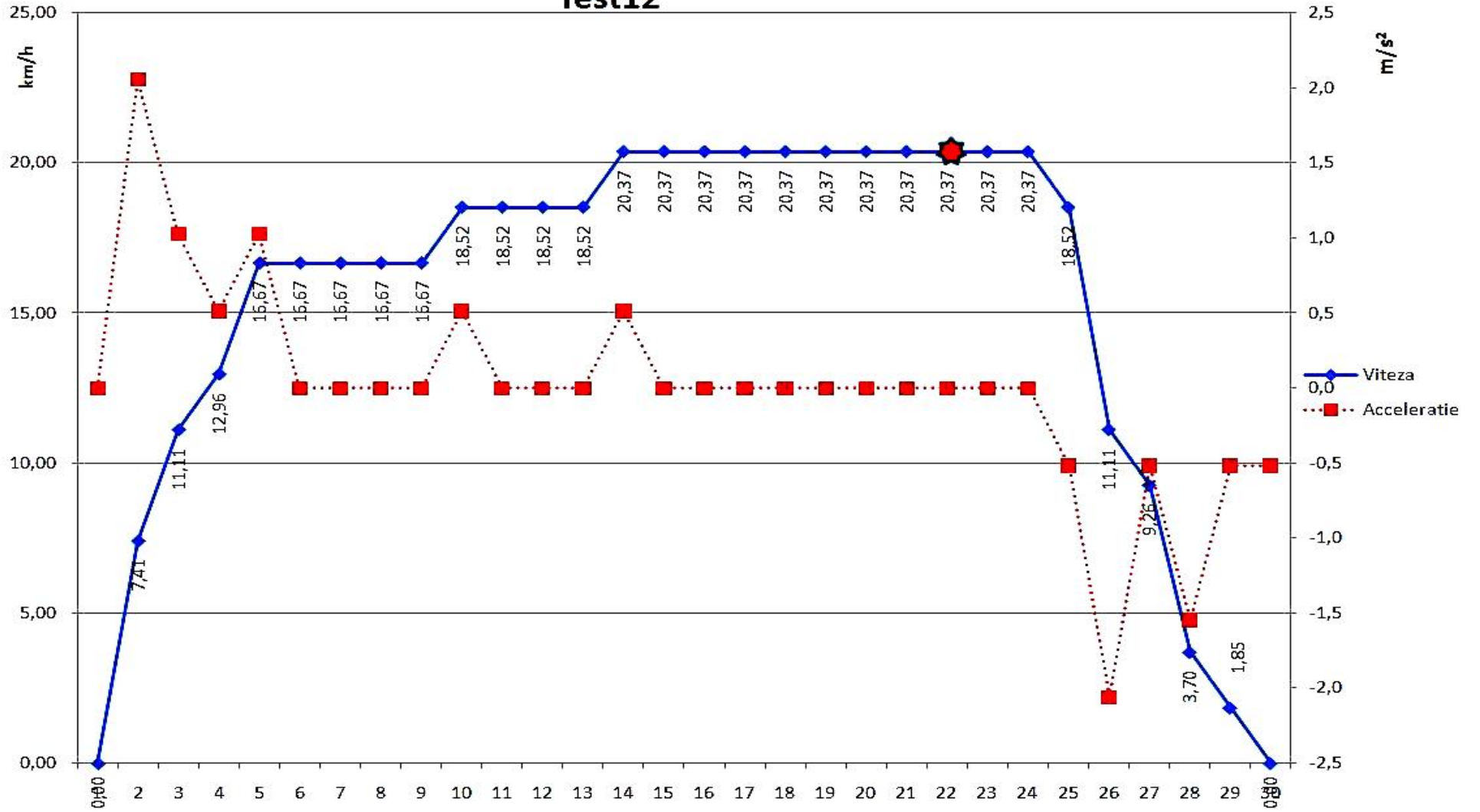


k)

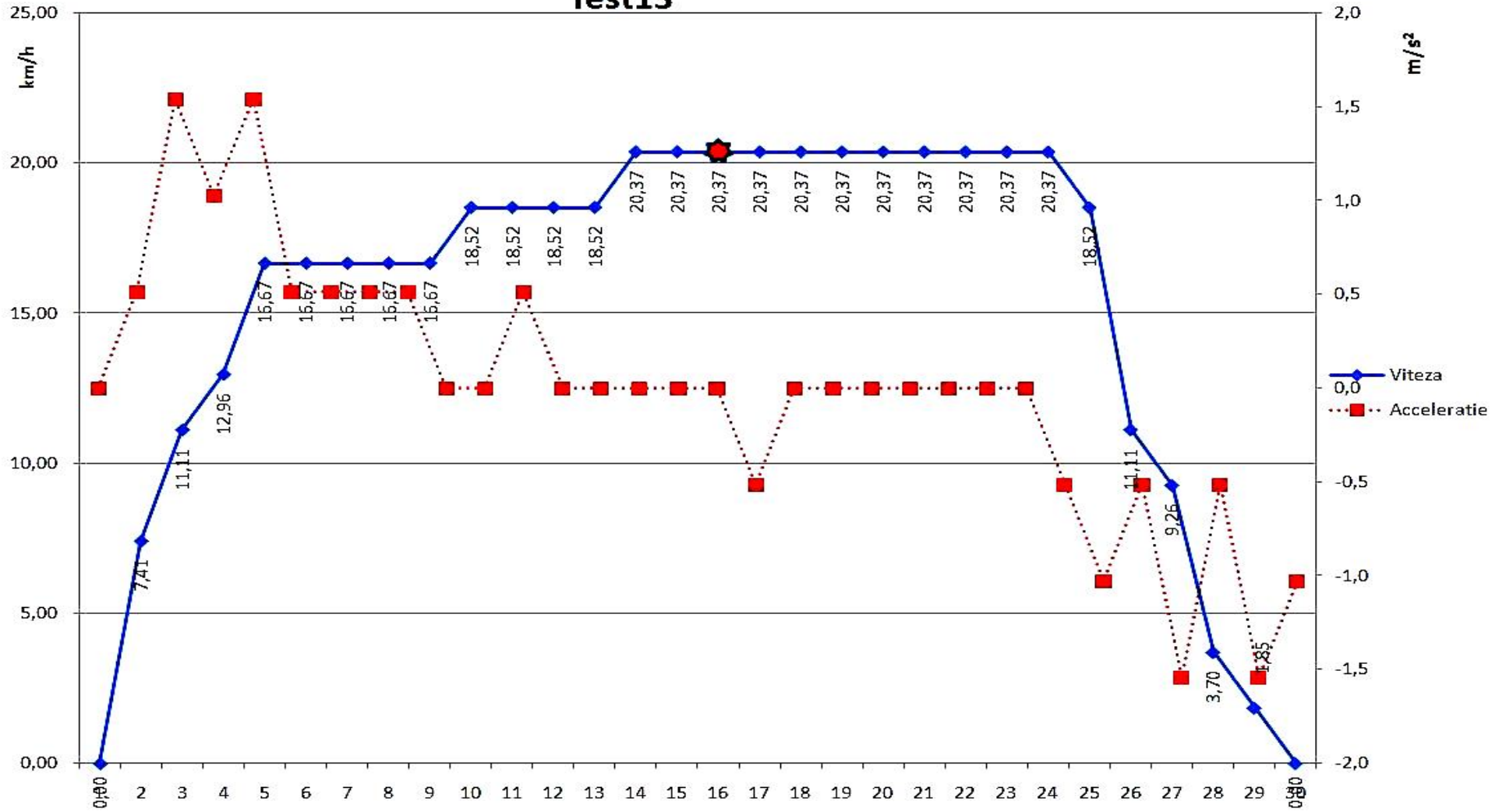
m)

...

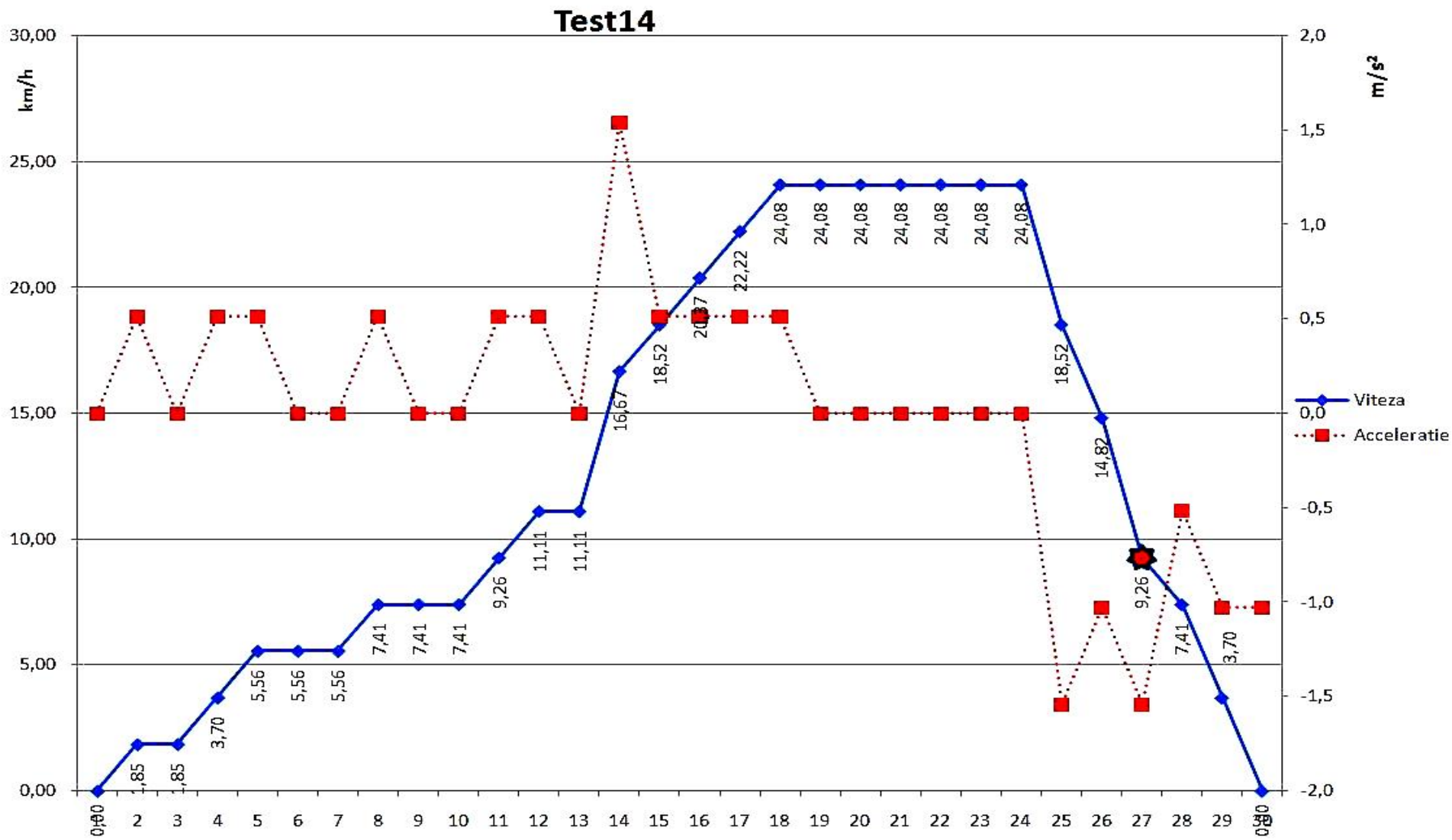
### Test12



### Test13

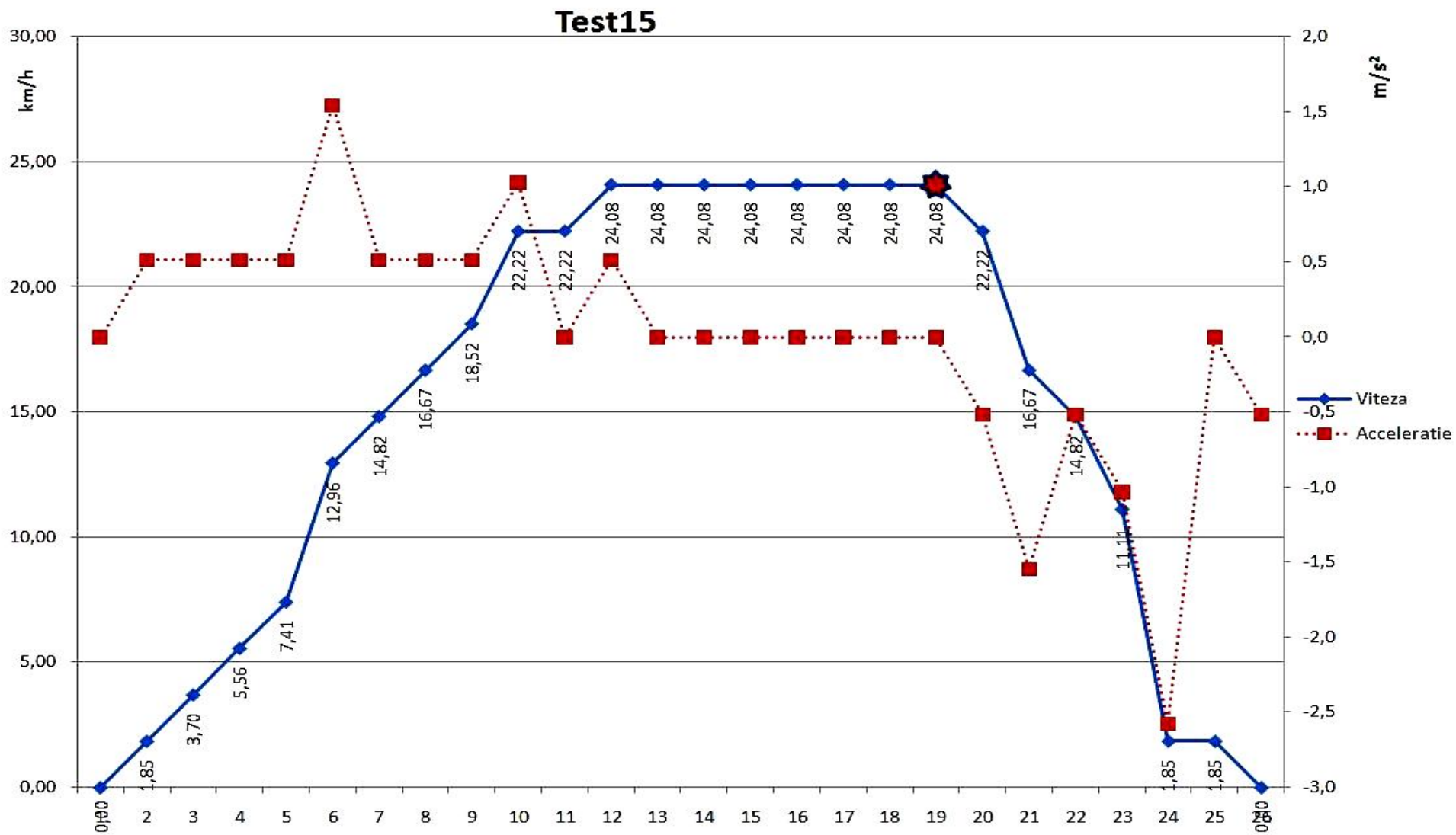


n)

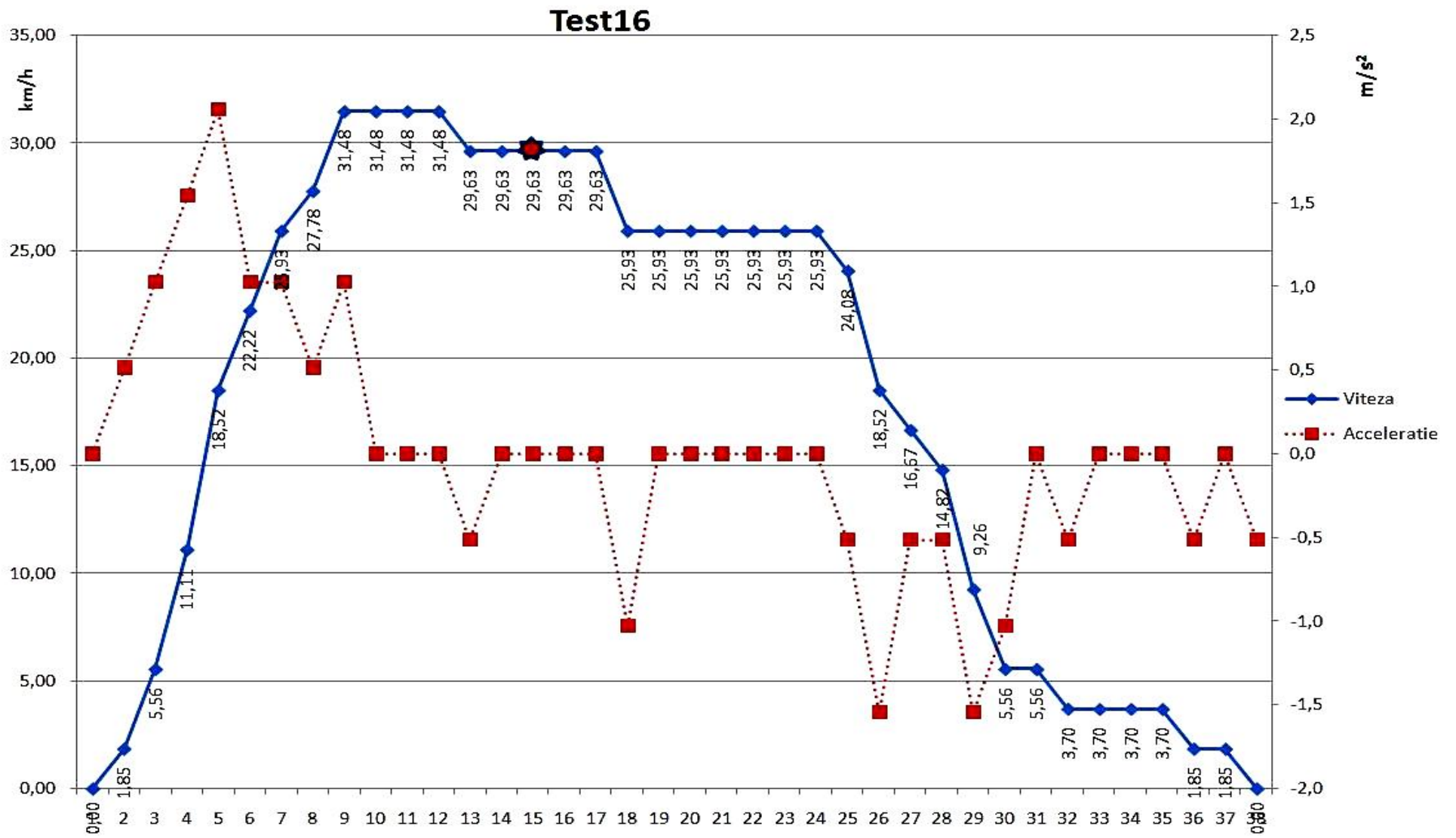


o)

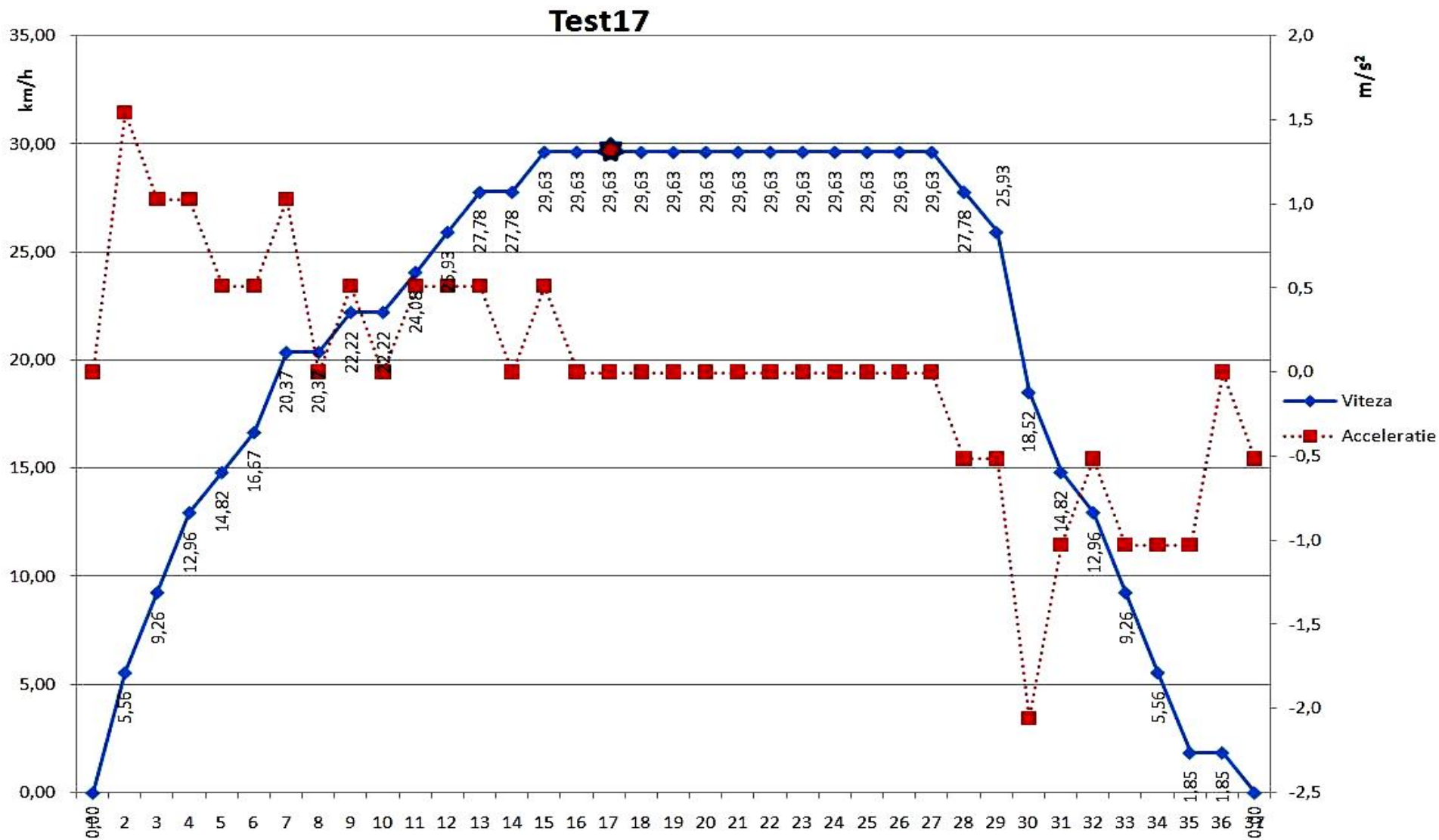




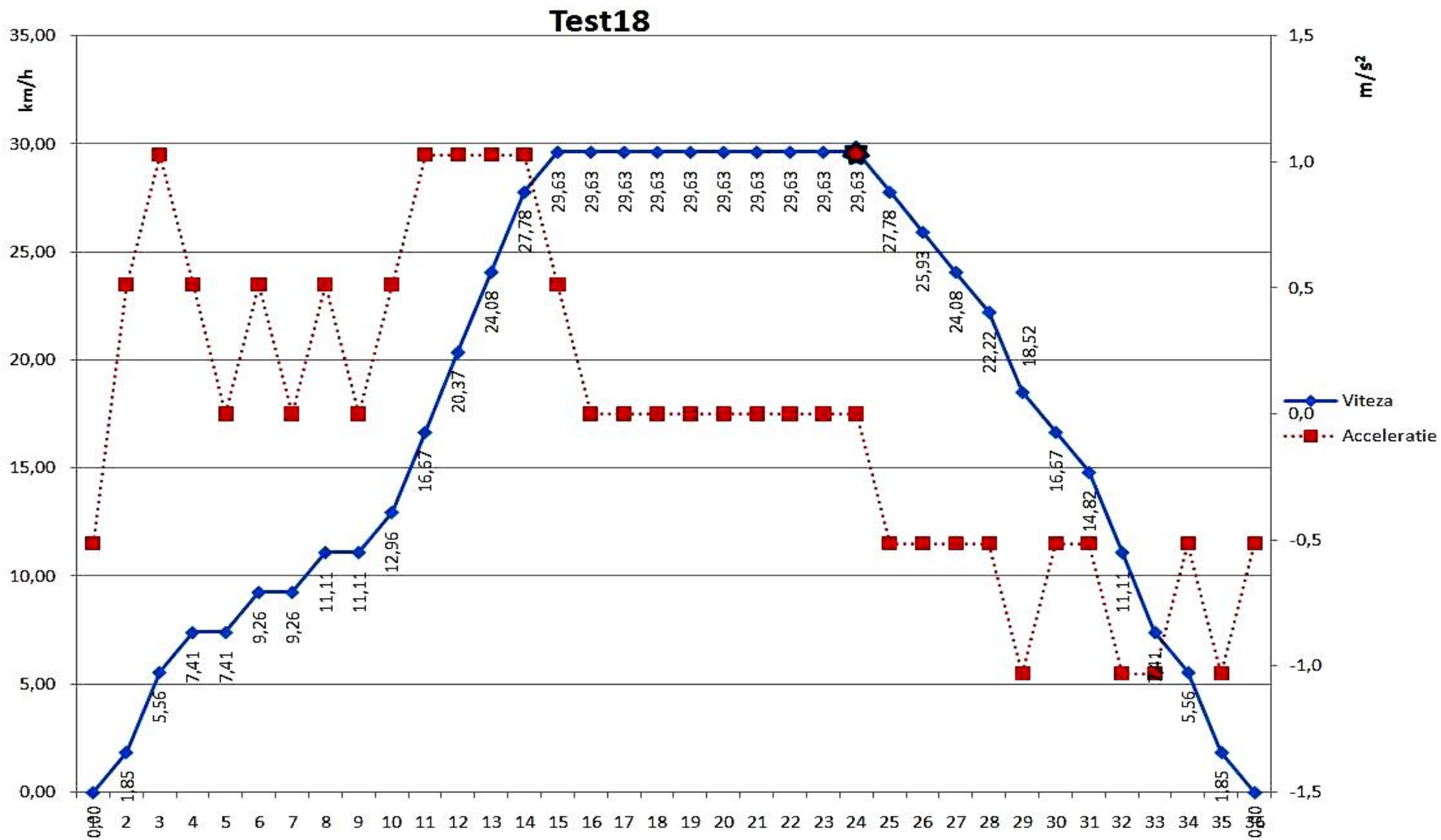
p)



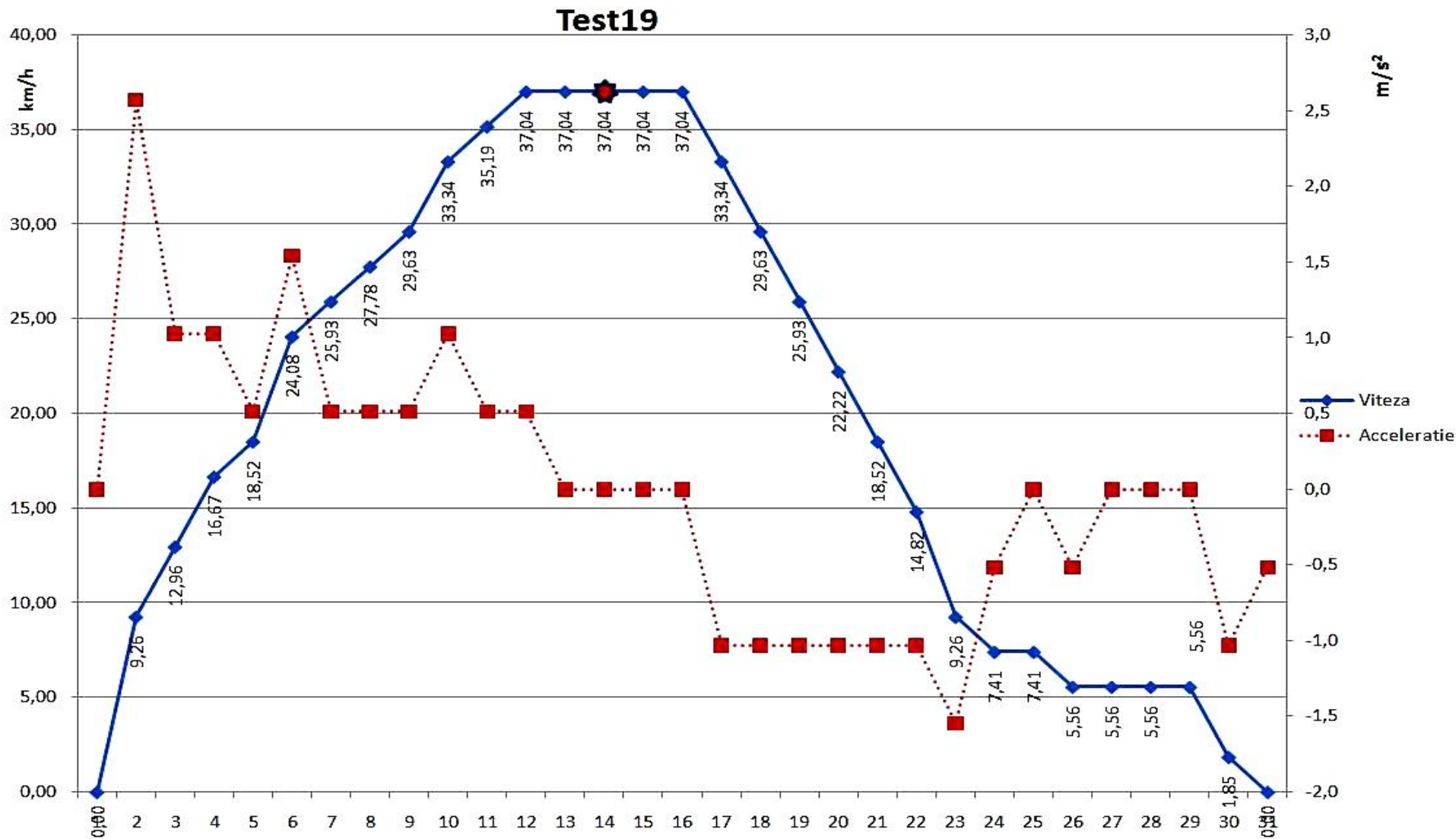
r)



s)

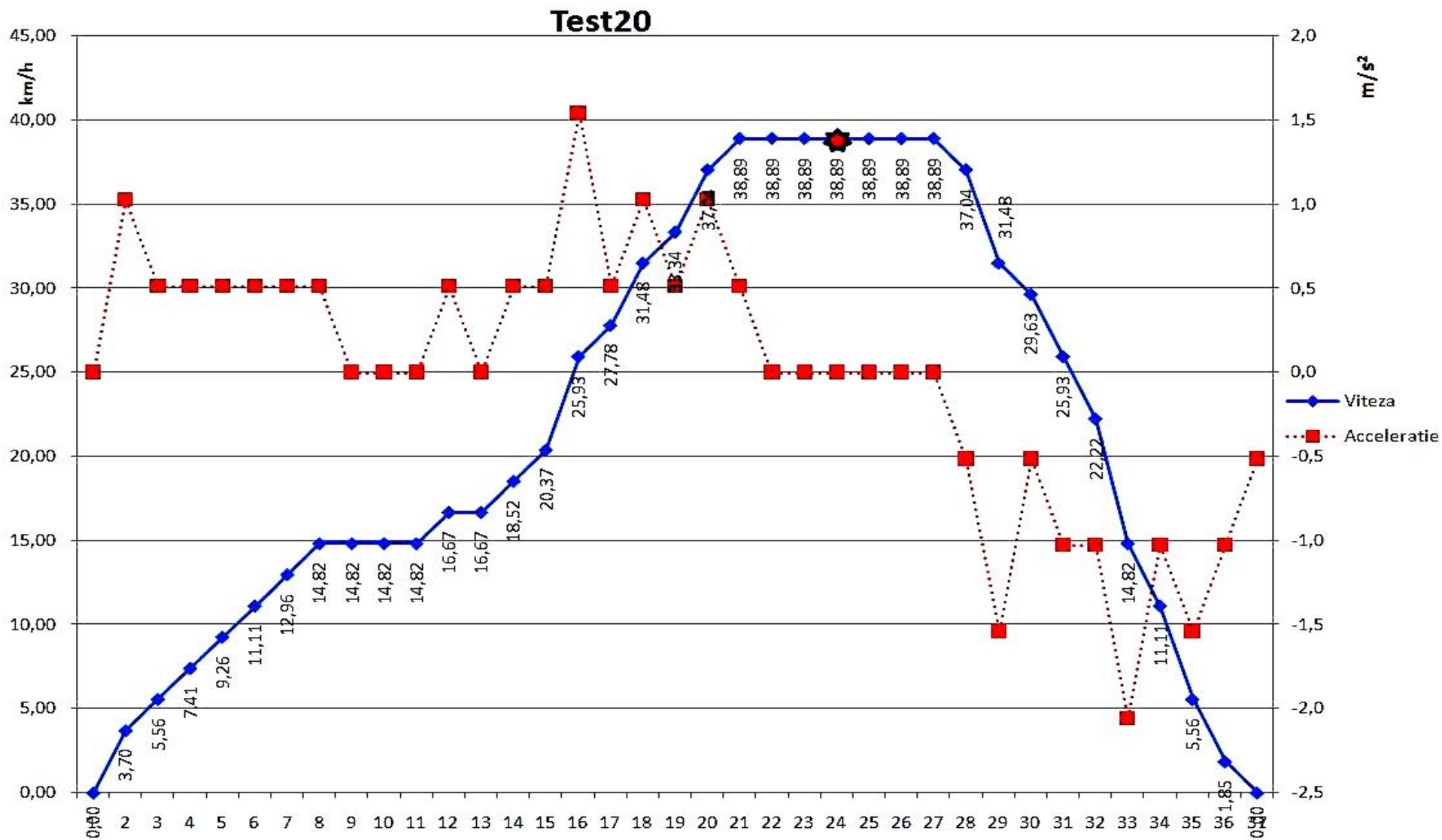


t)



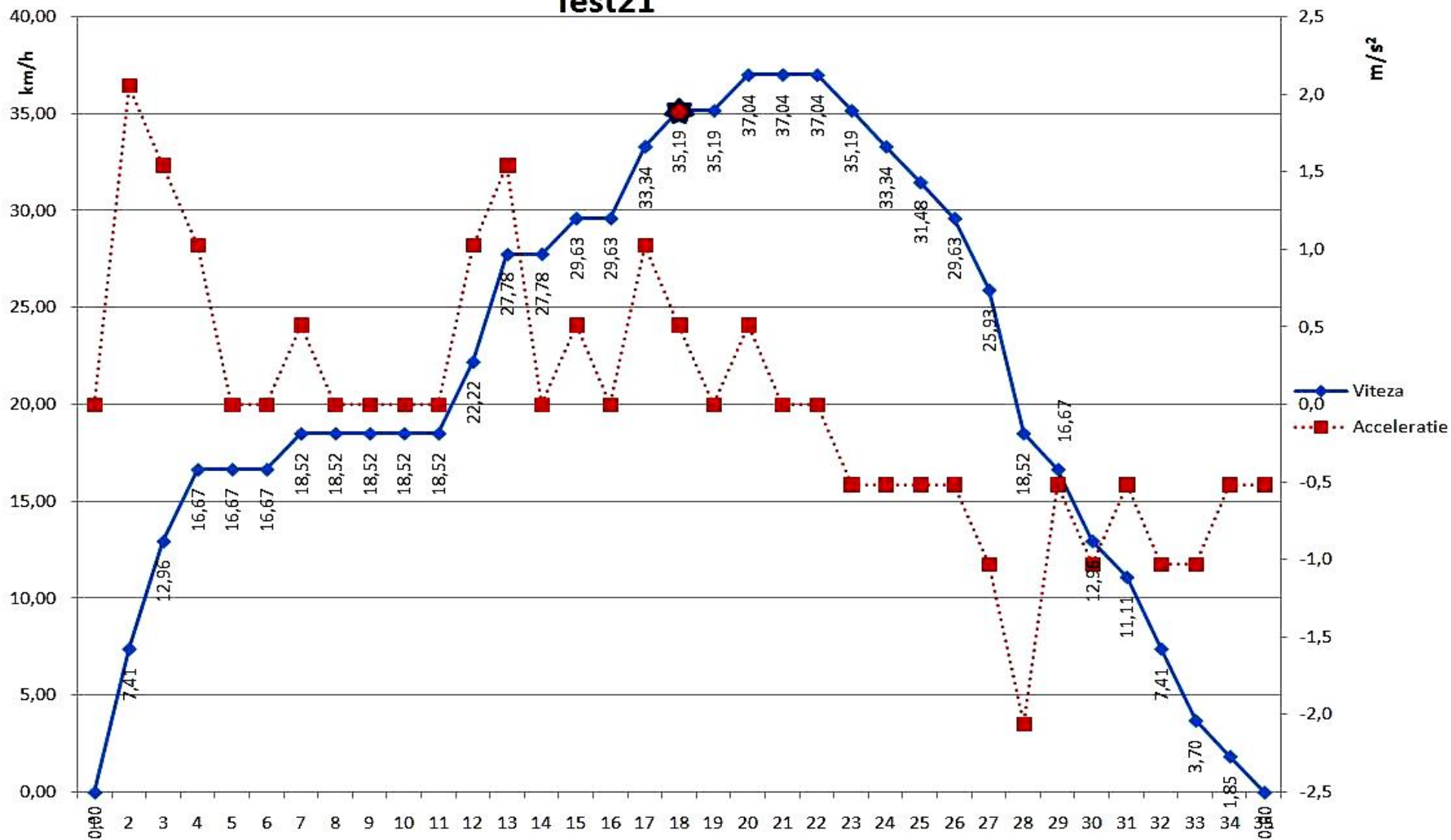
u)





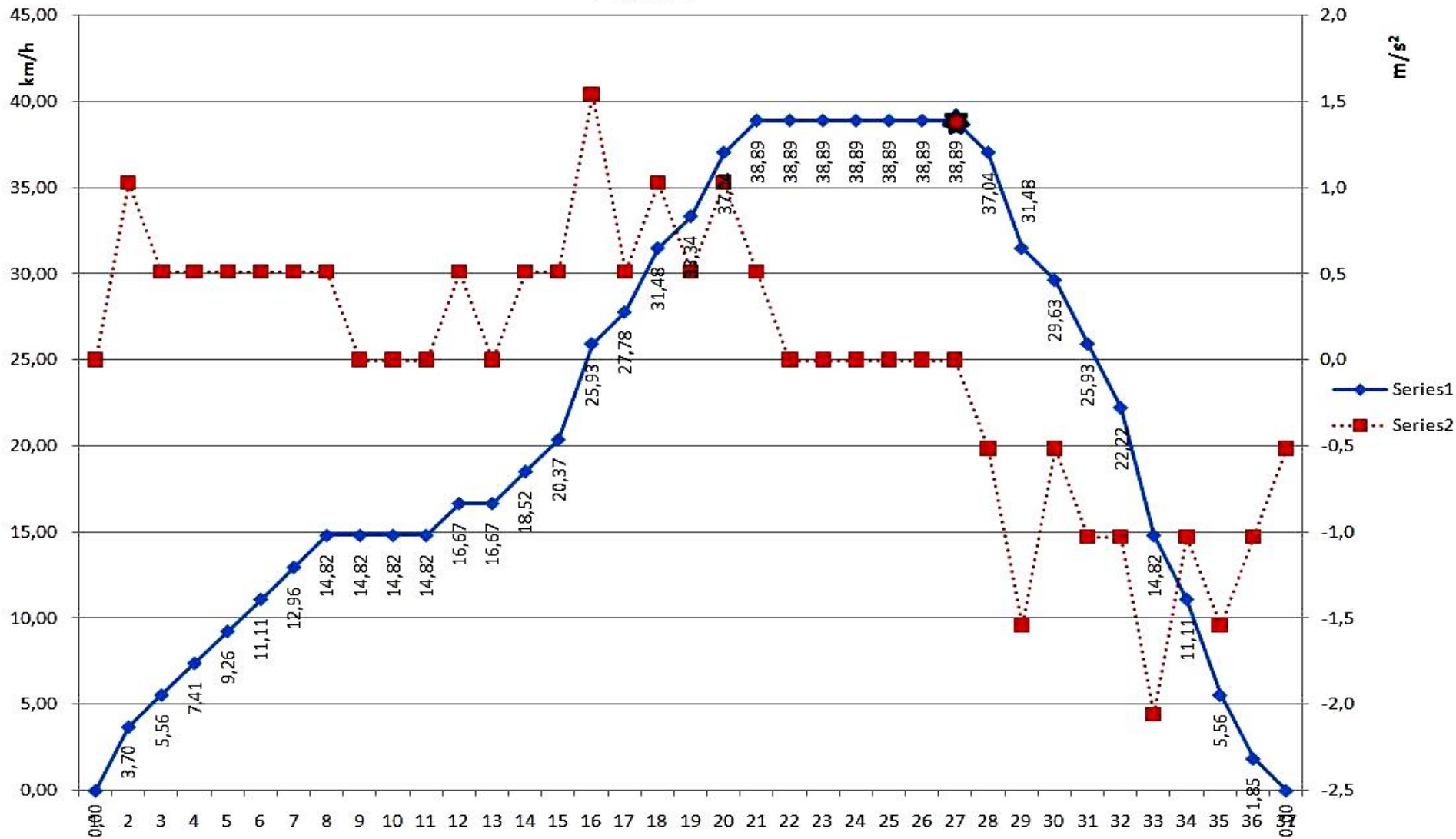
v)

### Test21



x)

# Test22



y)

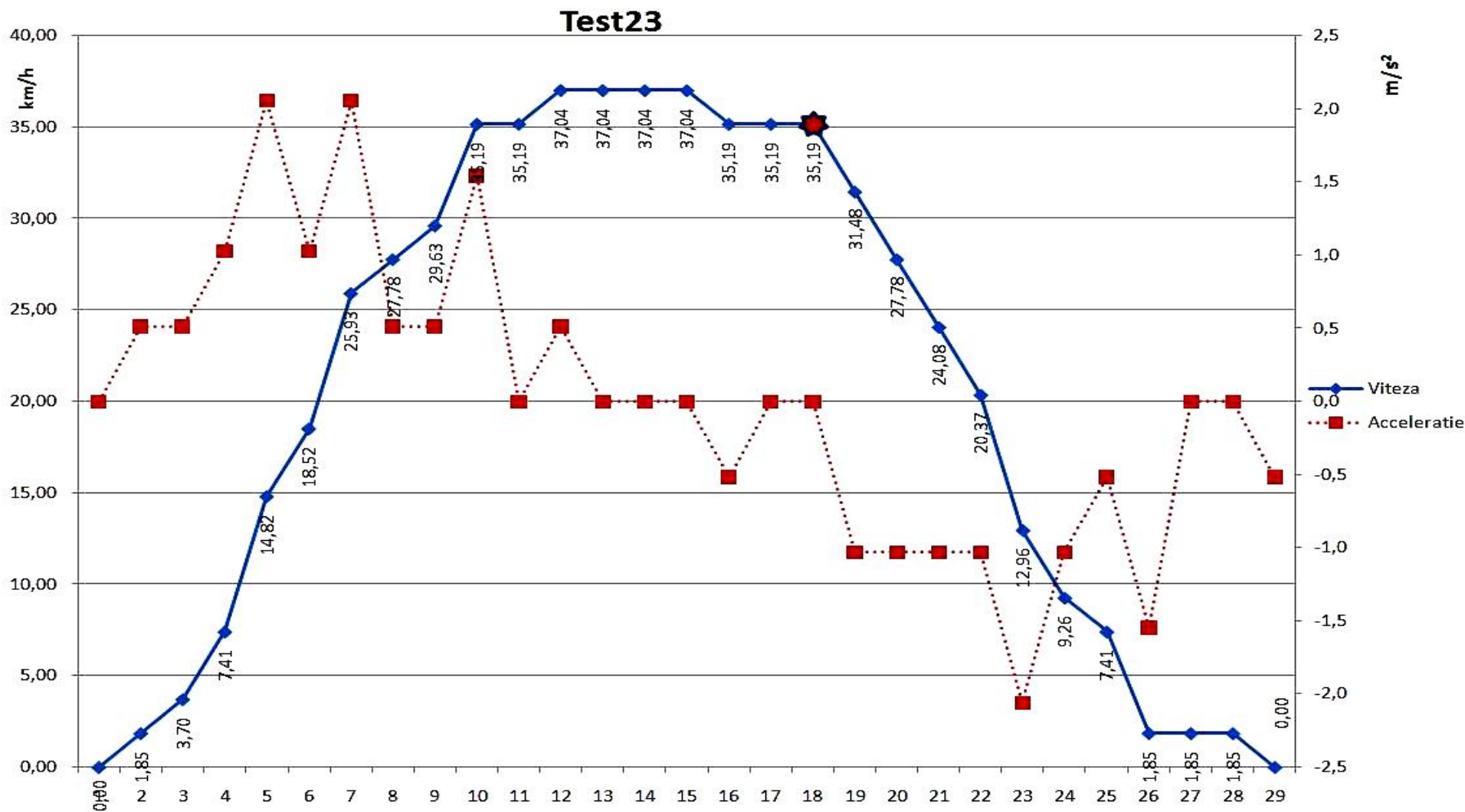
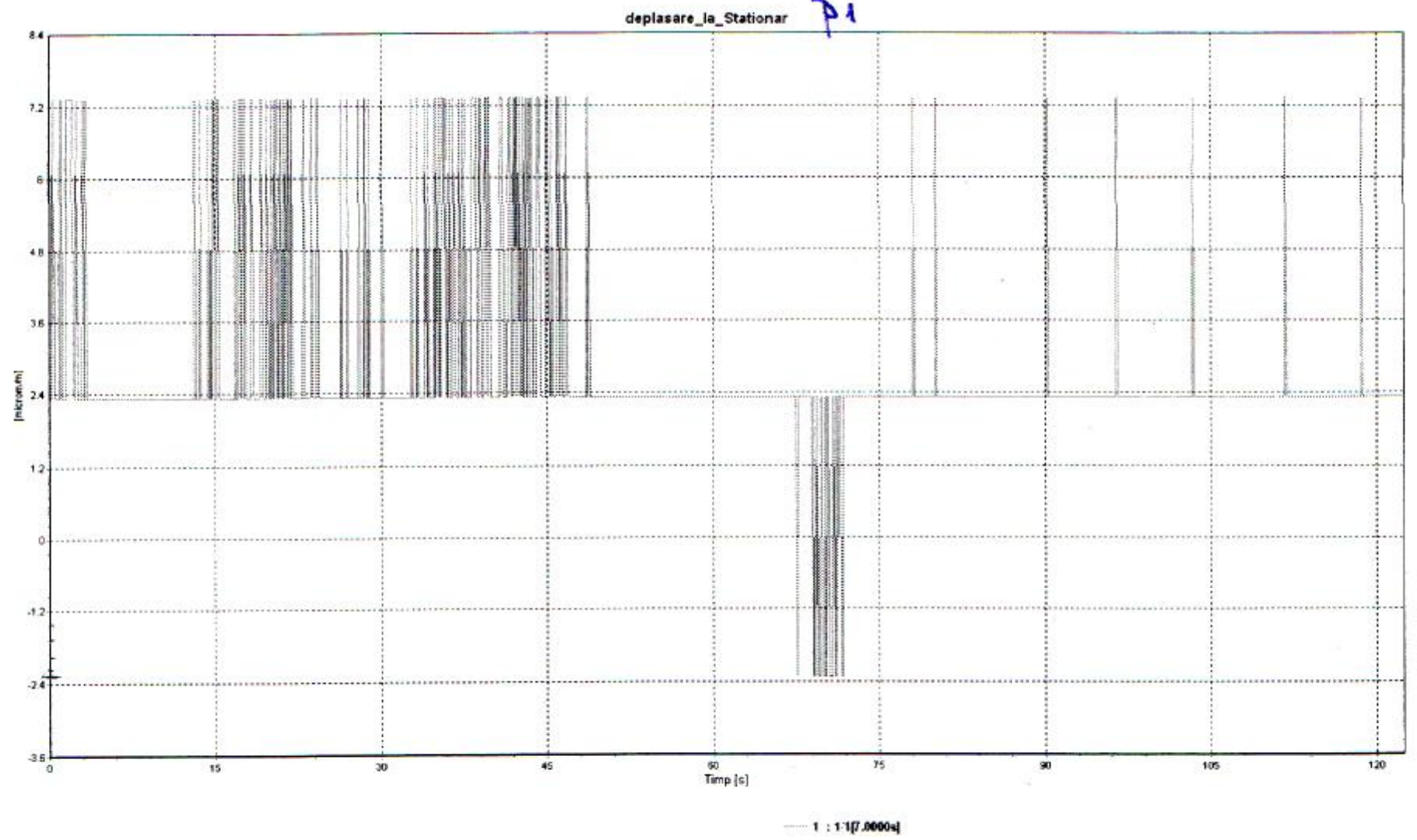
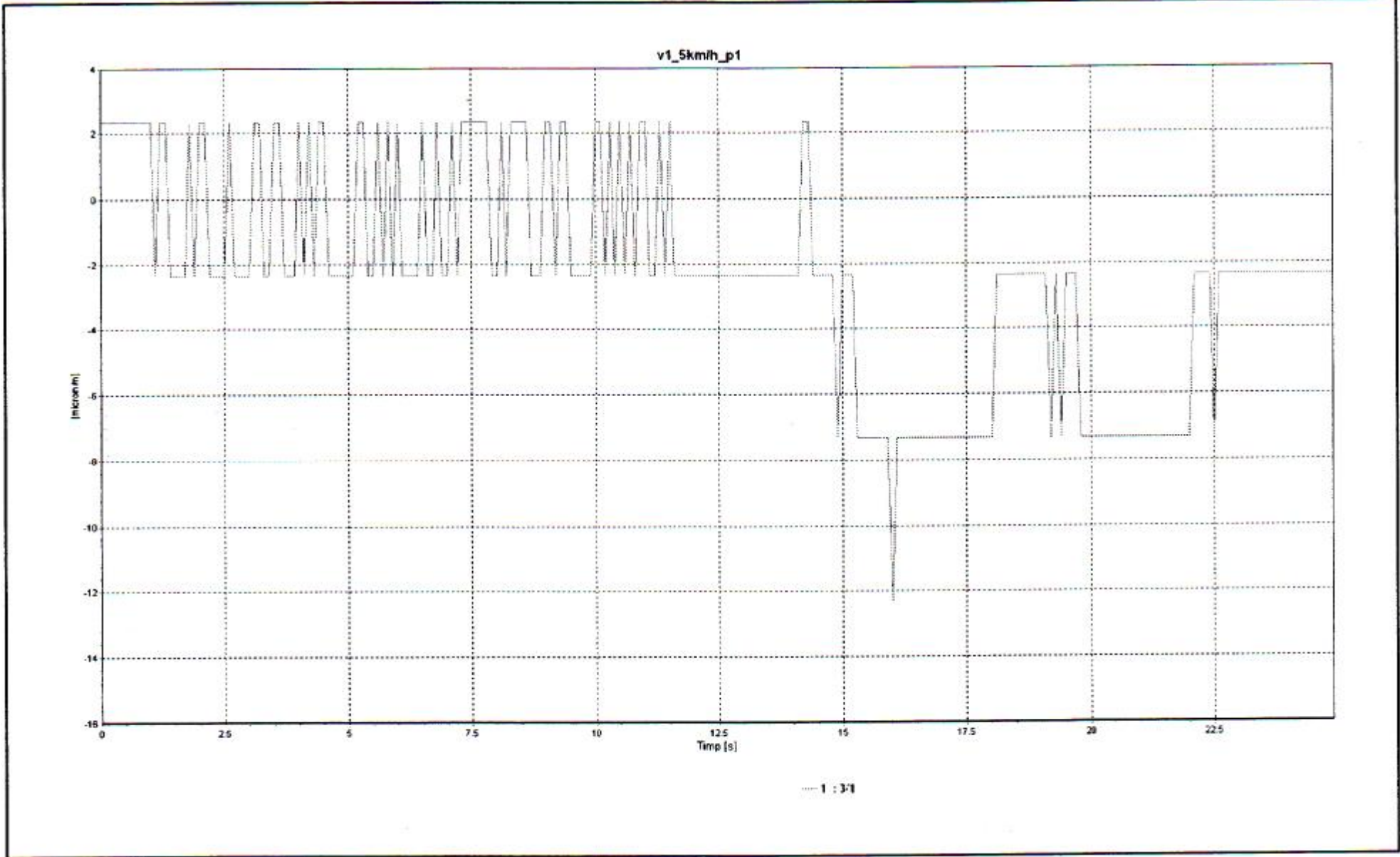


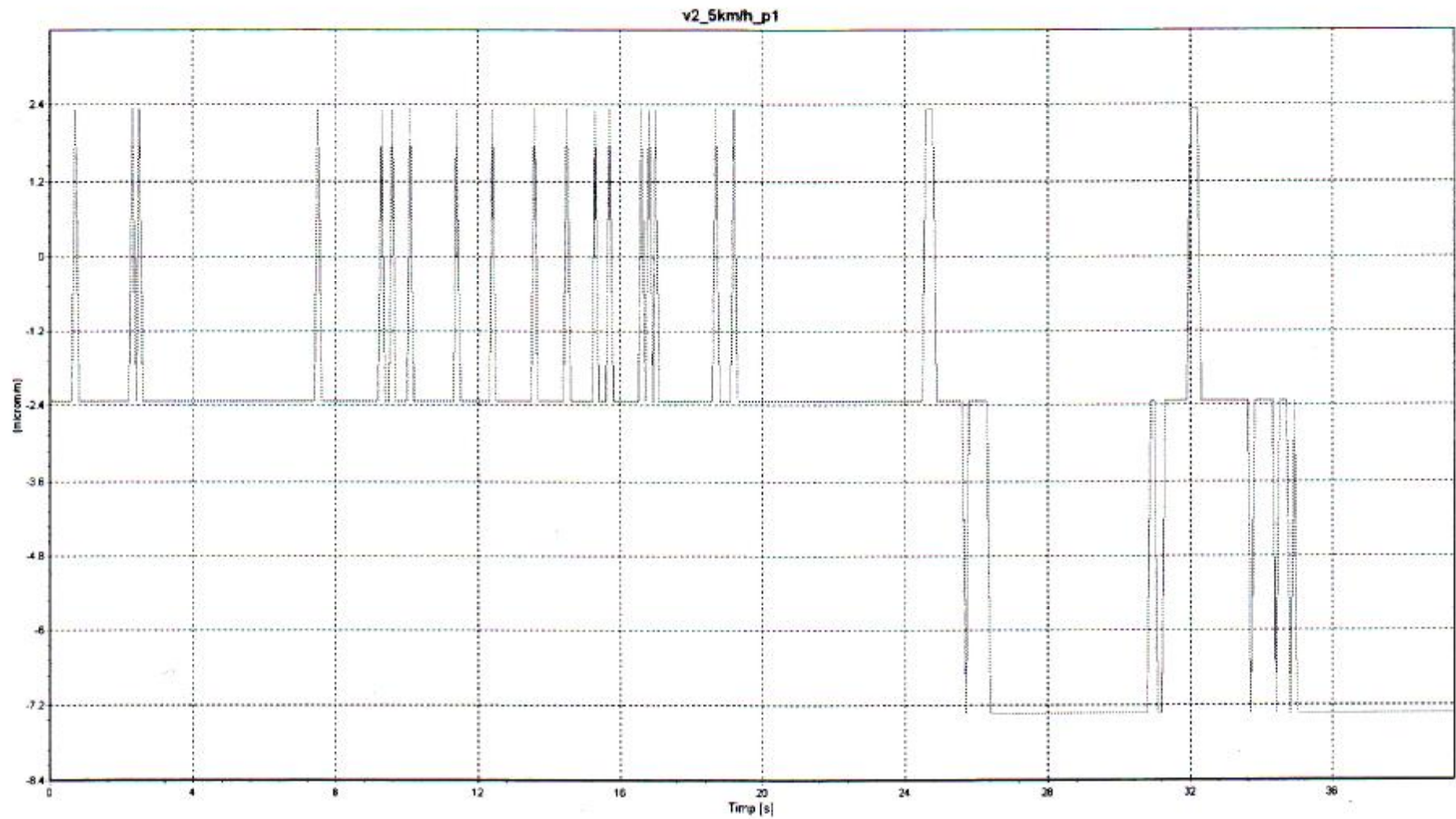
Fig. A.1.- e) la z) Reprezentare grafică a vitezei și accelerației.

În fig. A.2. sunt prezentate pentru eșantioane ale măsurătorilor, respectiv graficele de tensiune în raport cu viteza înregistrată prin sistem de monitorizare și urmărire a circulației (GPS) aflat pe vehiculul de cale ferată (tramvai) în diferite regimuri de mers.

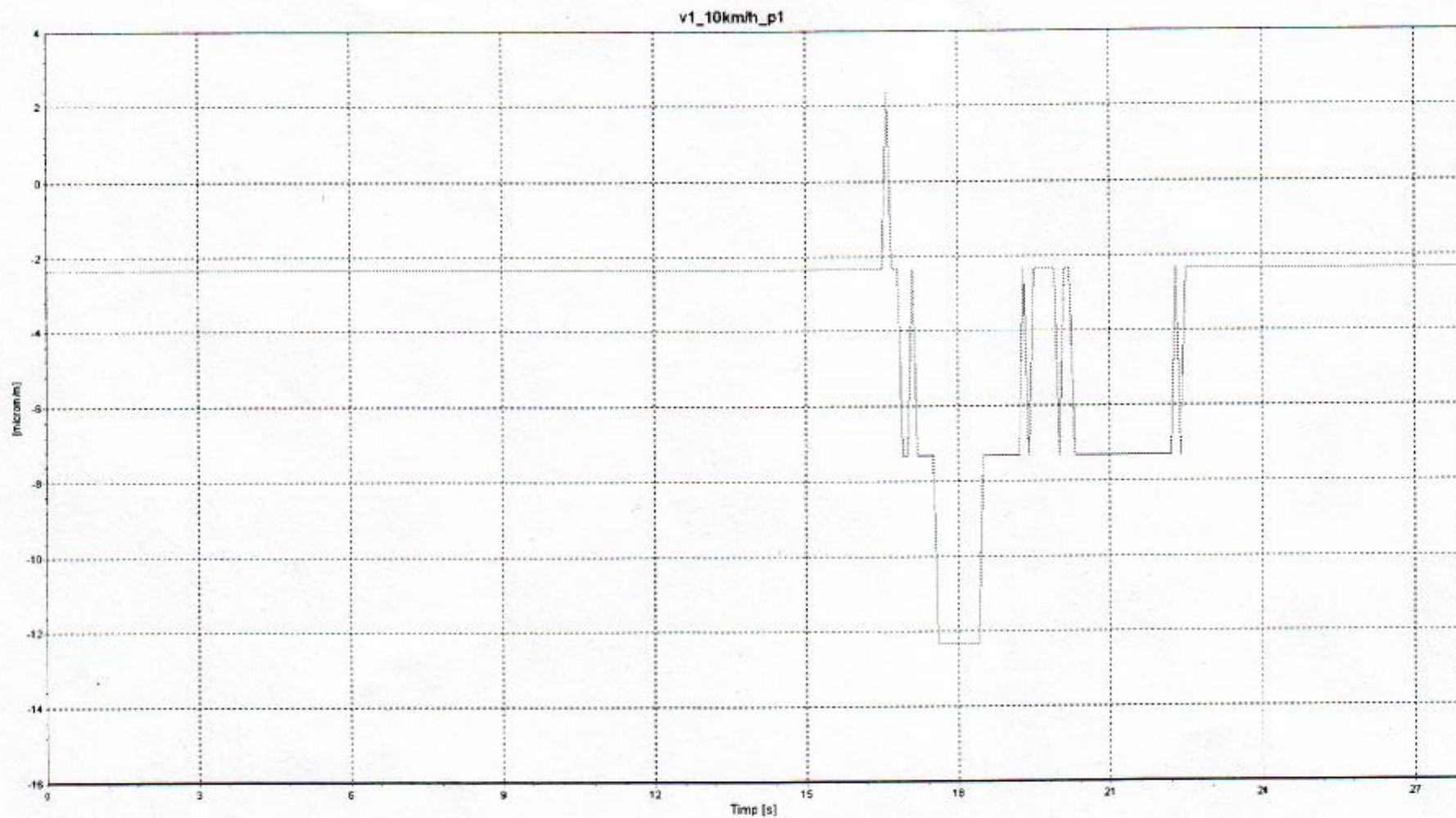






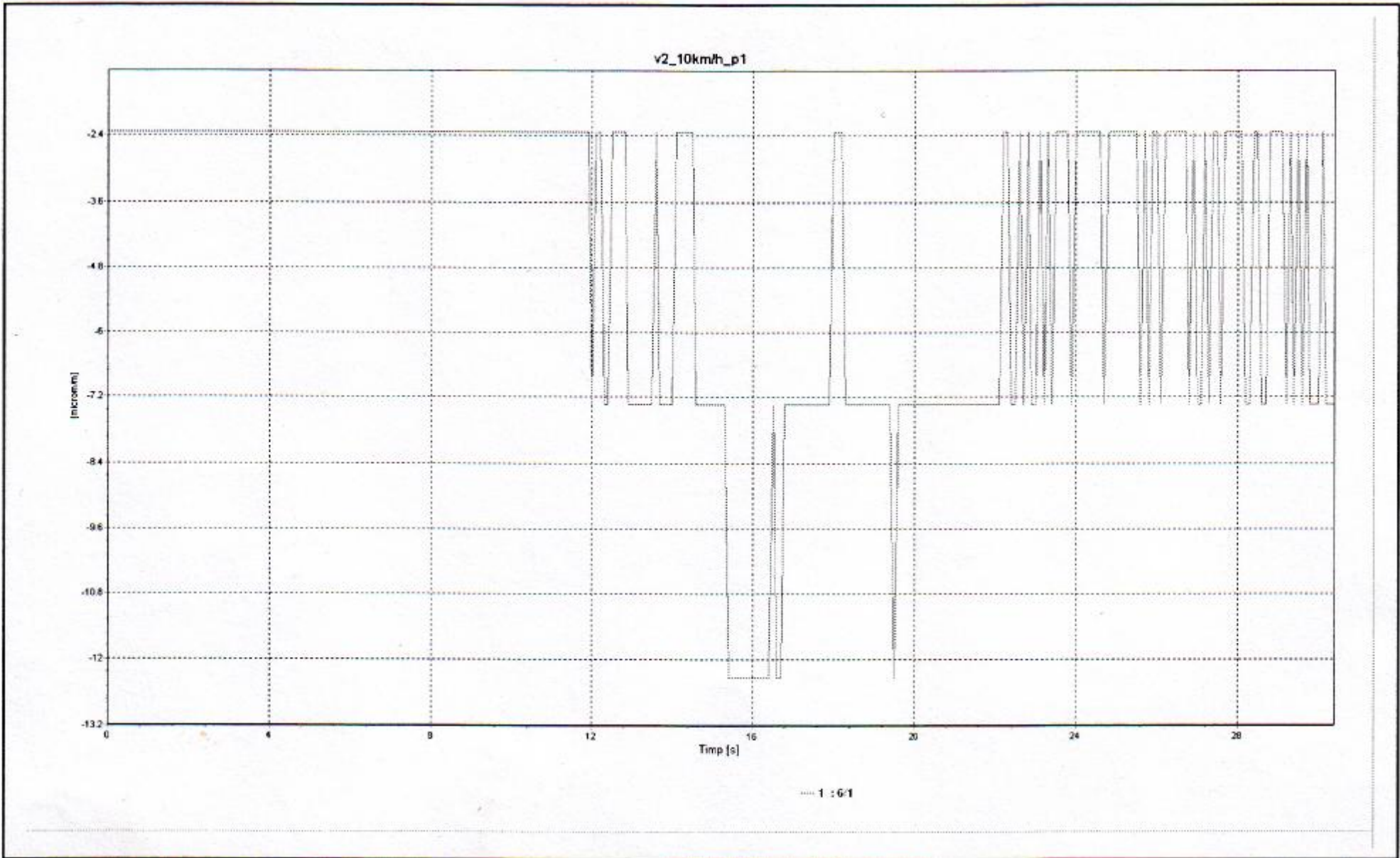


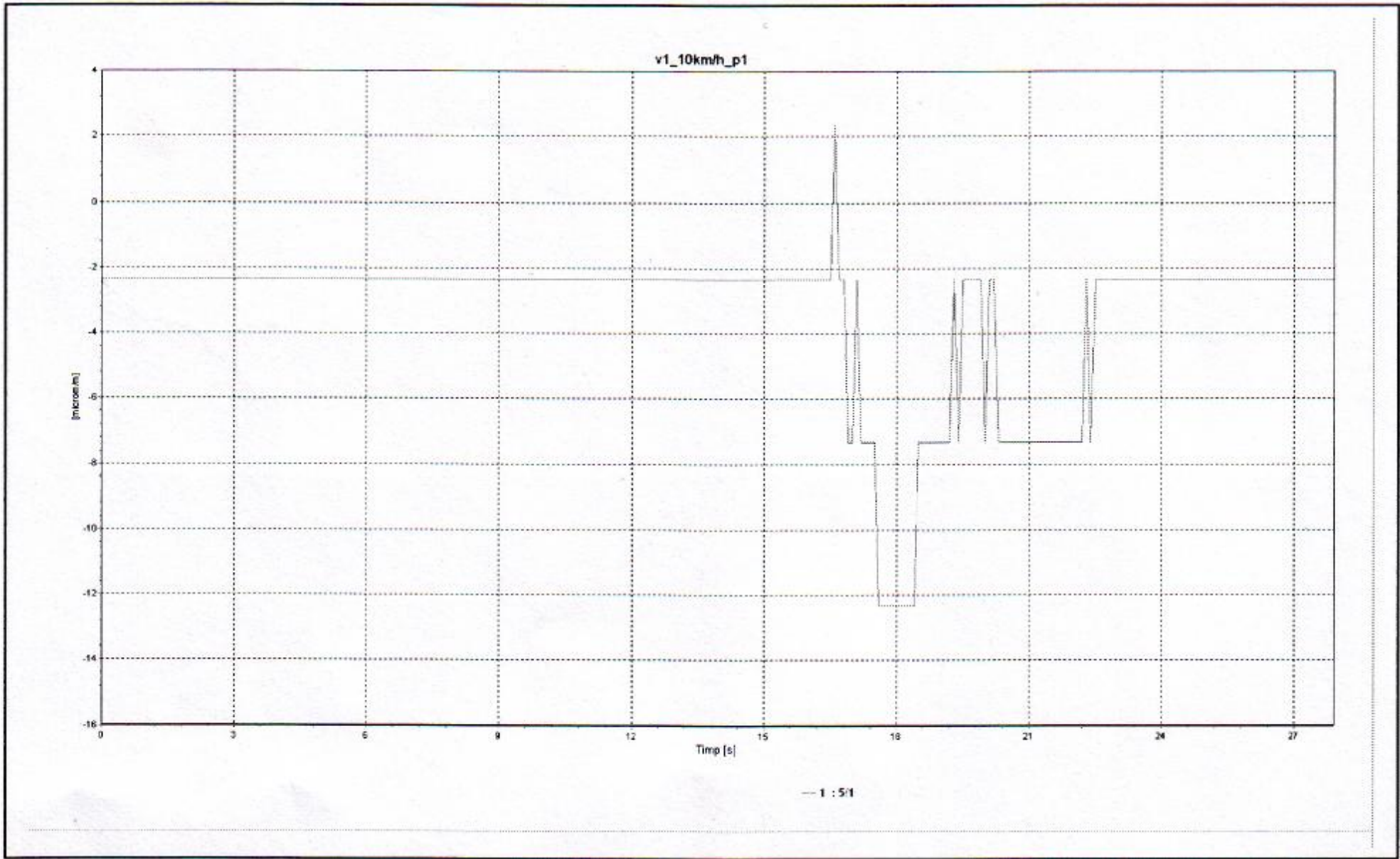
1:4:1



— 1 : 5:1







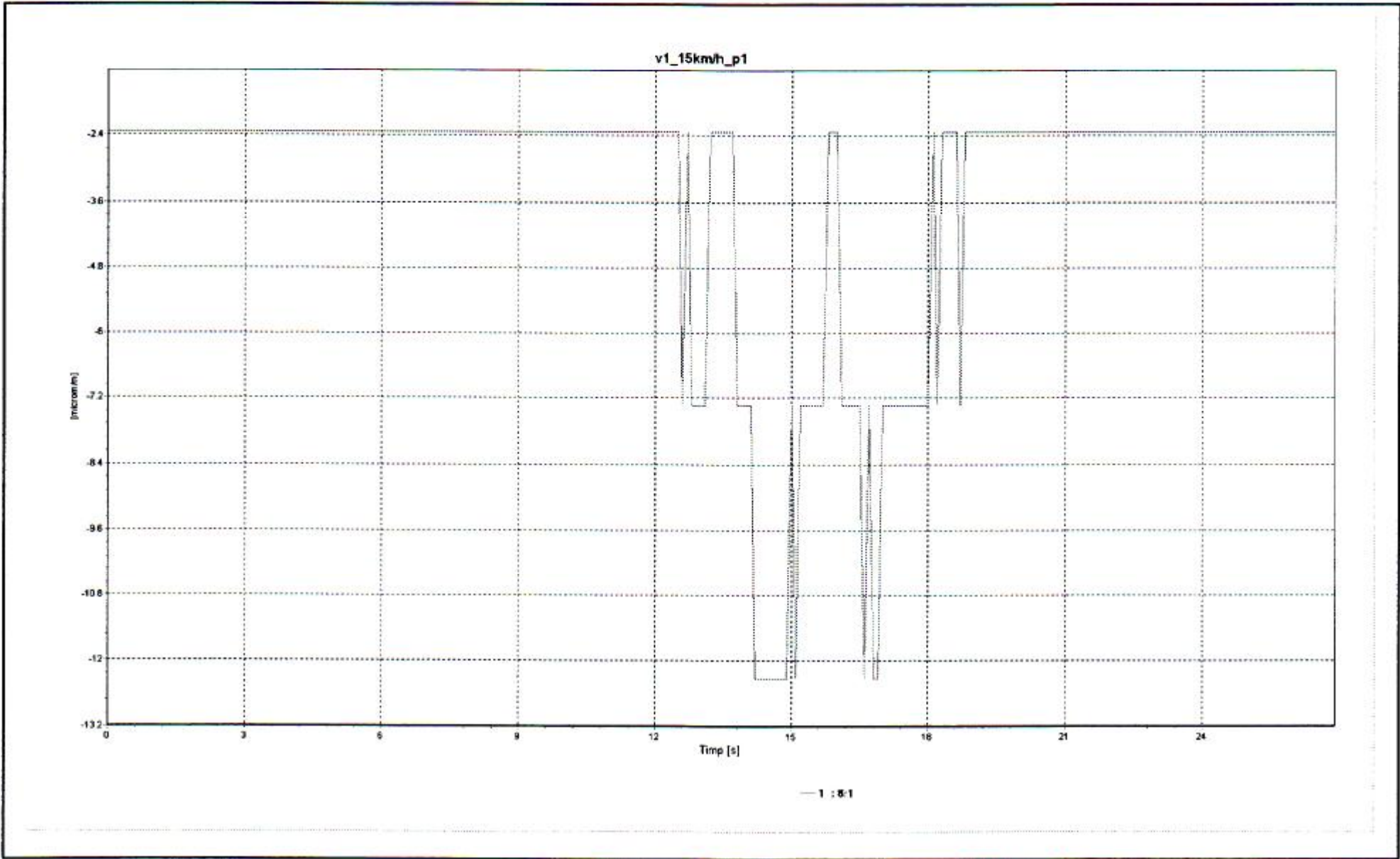
v1\_10km/h\_p1

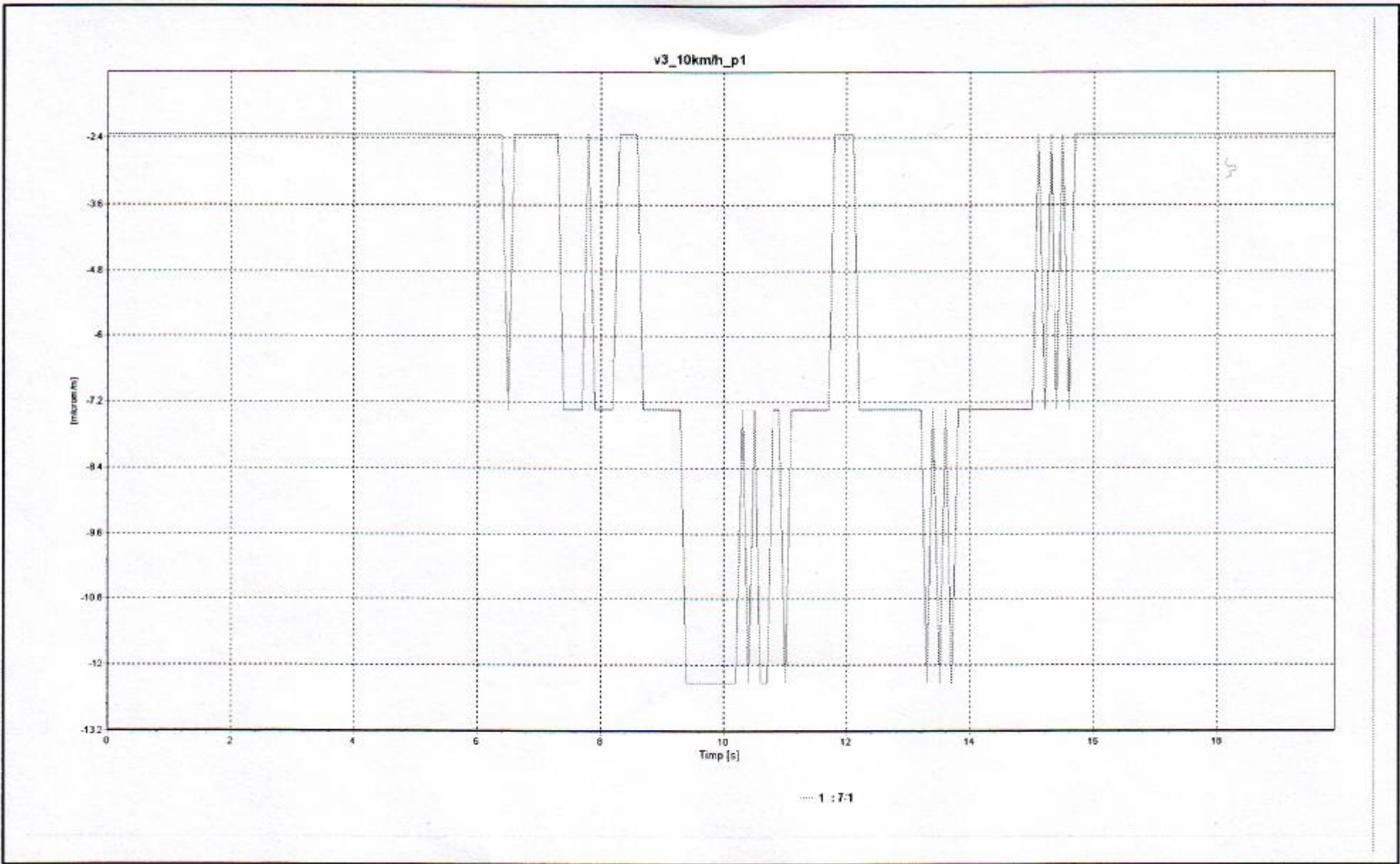
[microvolts]

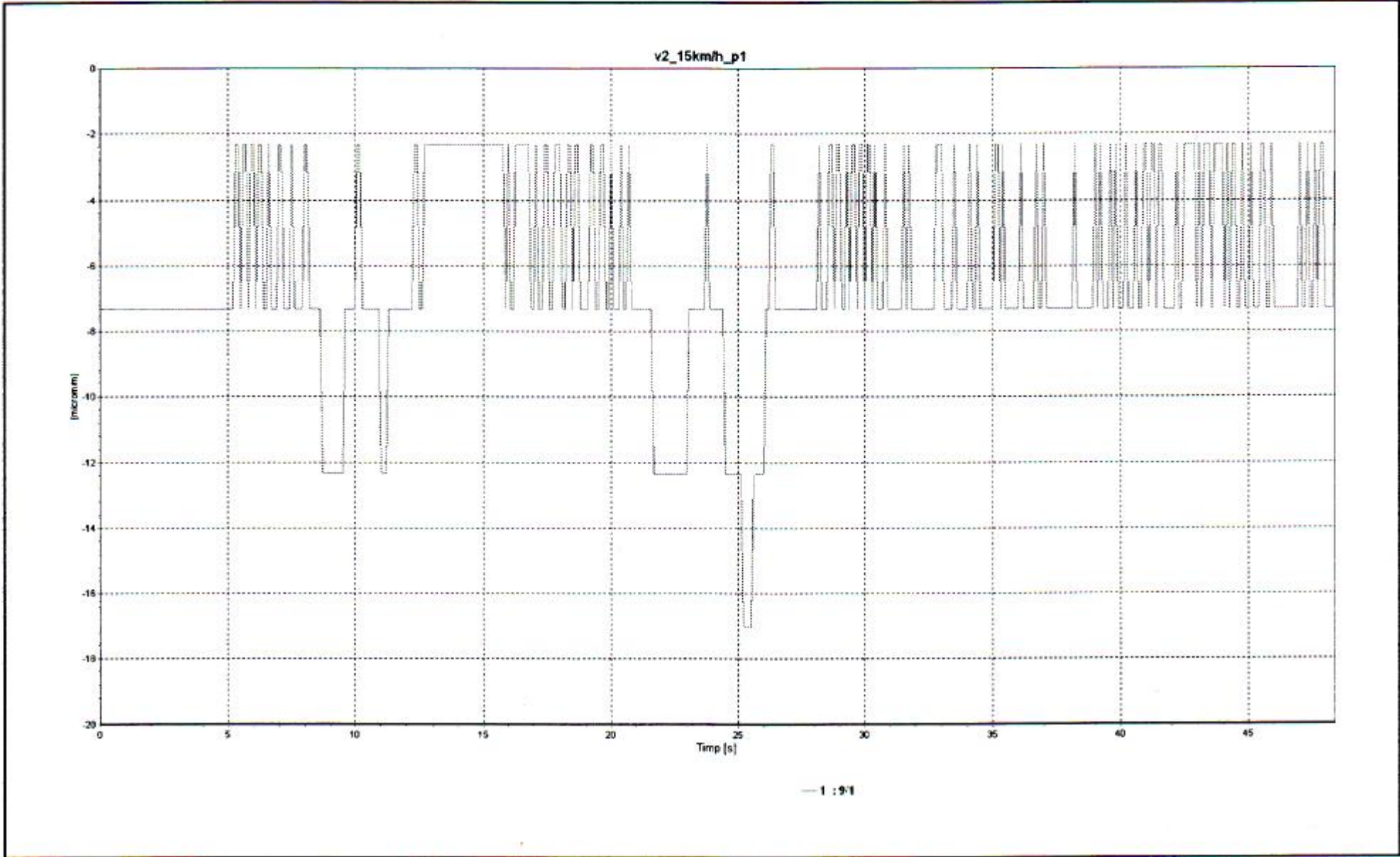
Time [s]

— 1 : 5:1

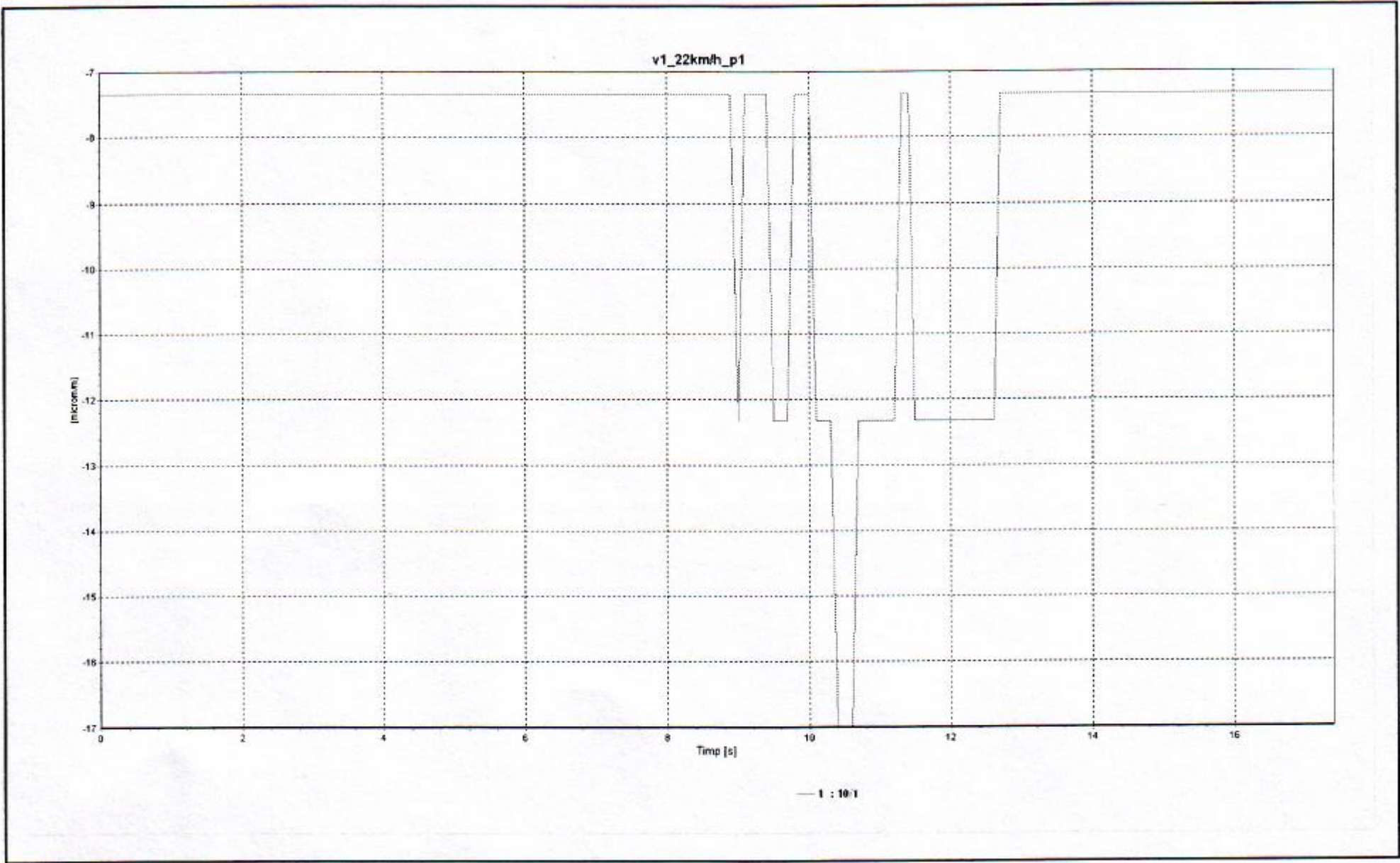


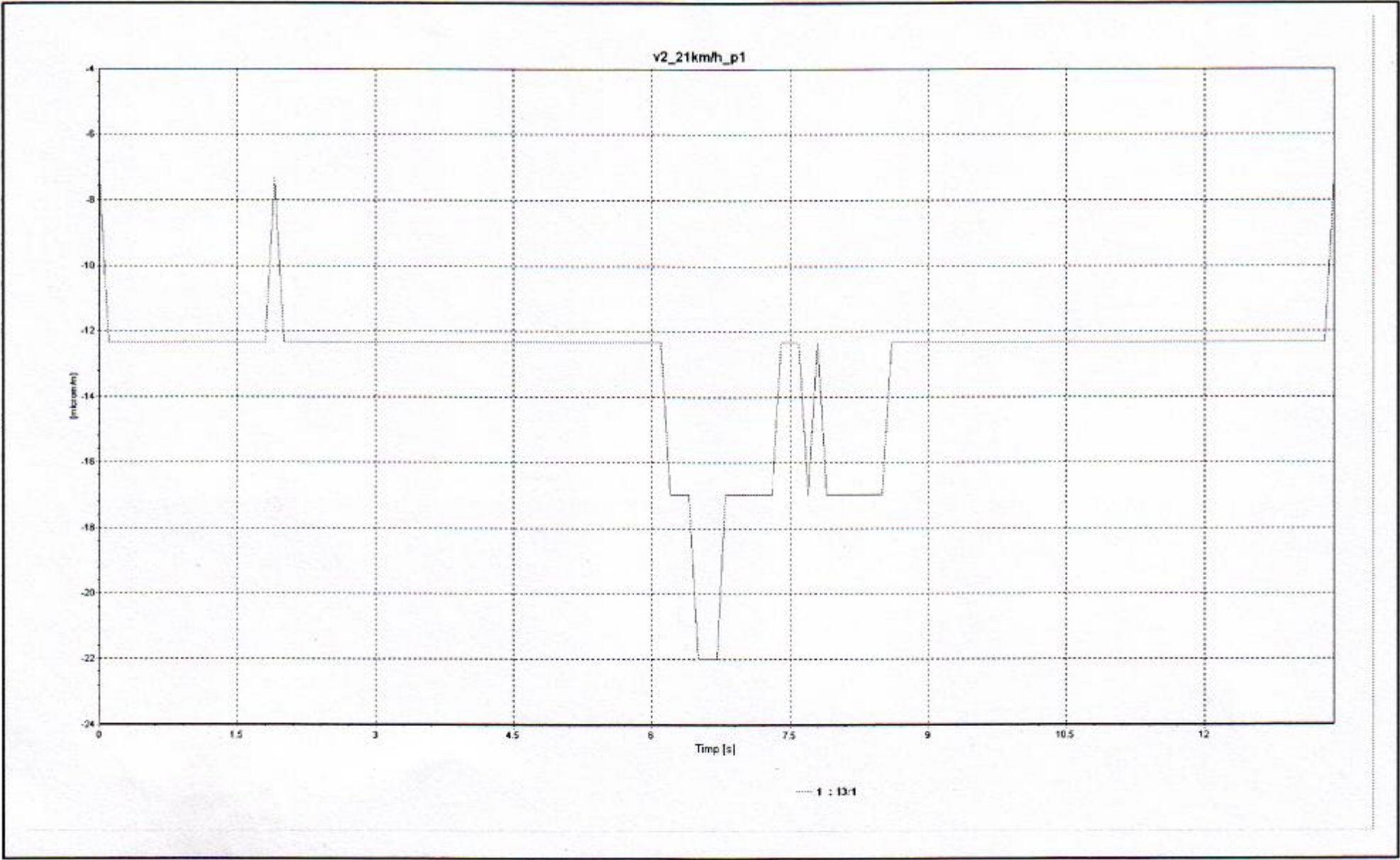




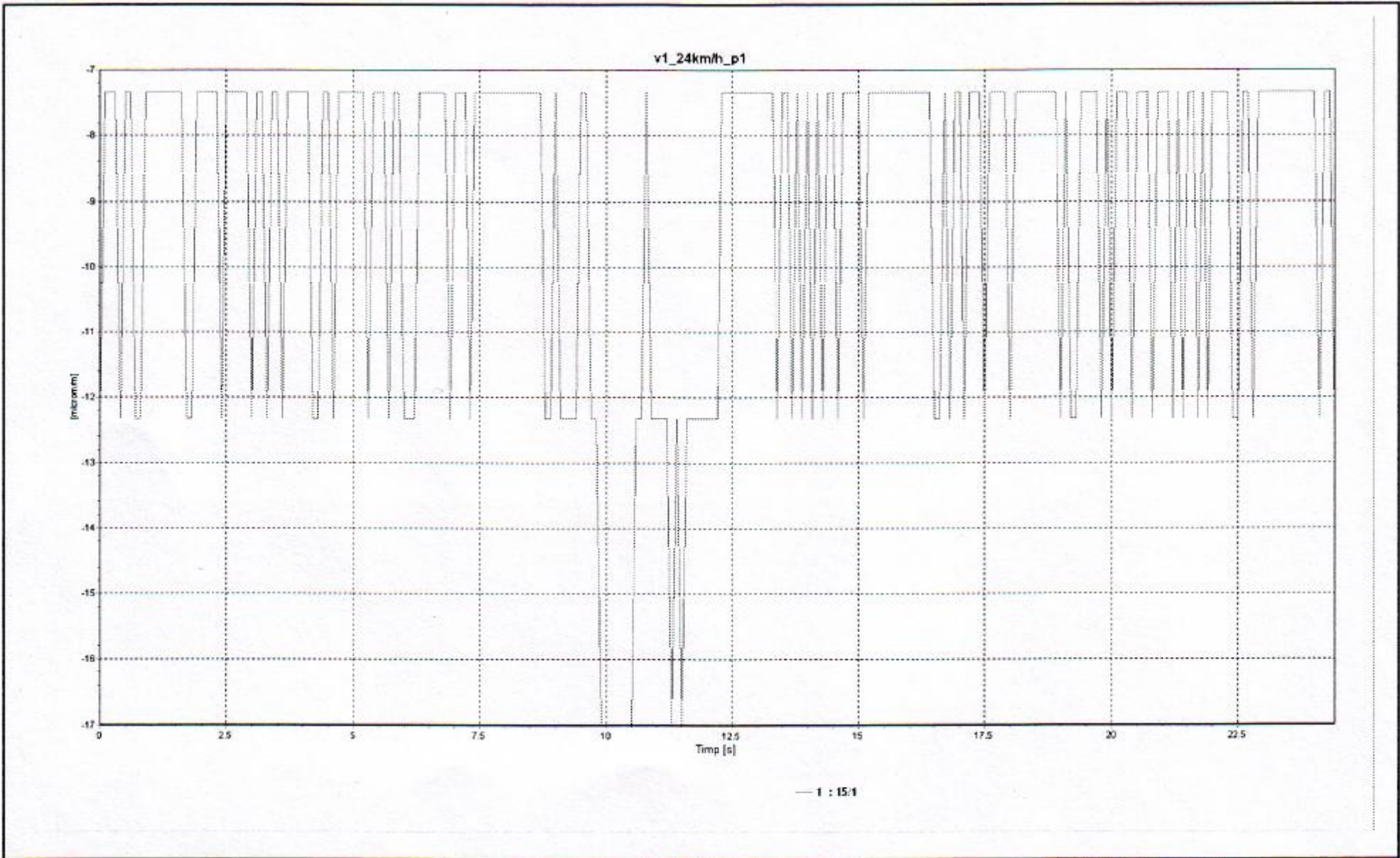




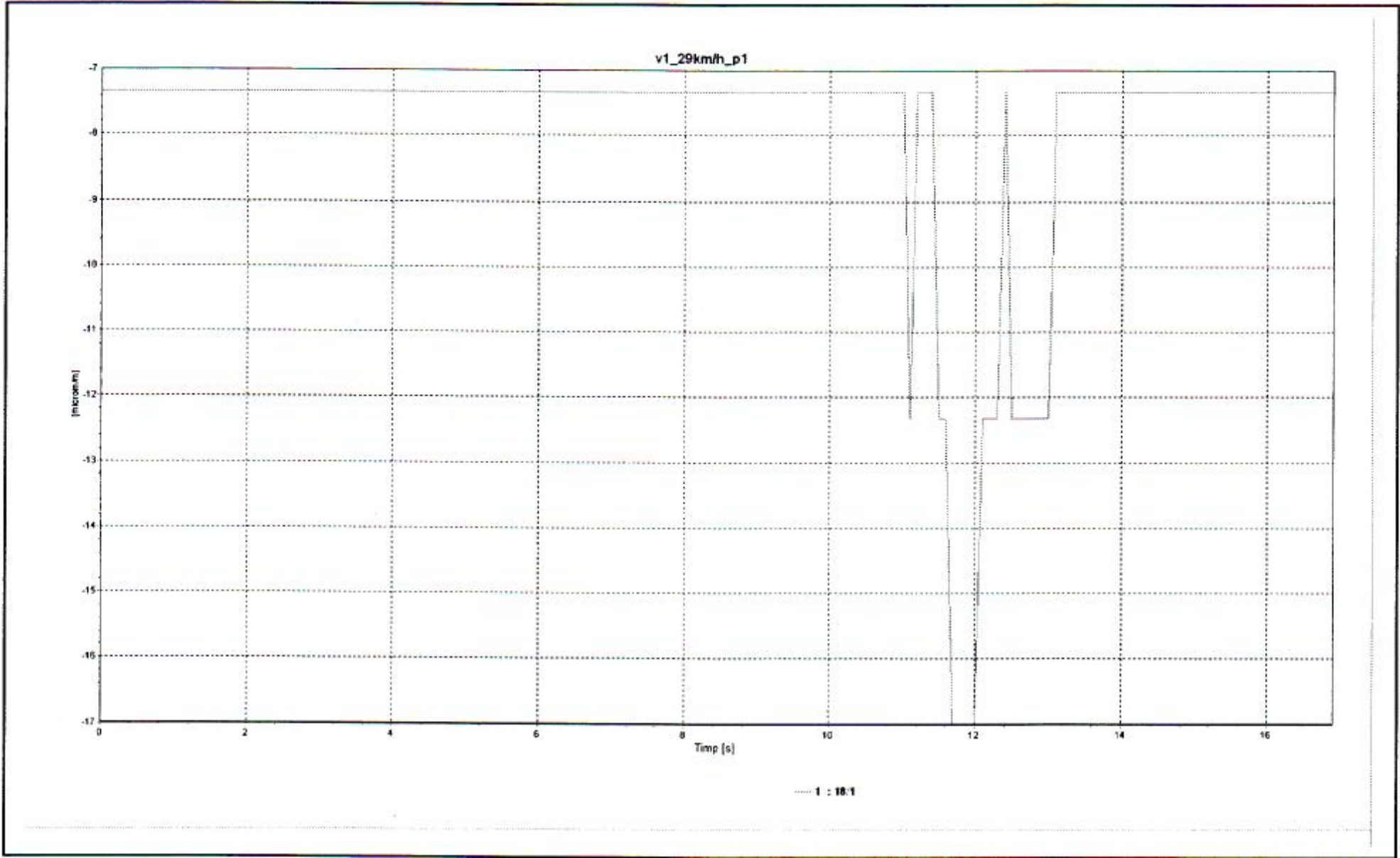




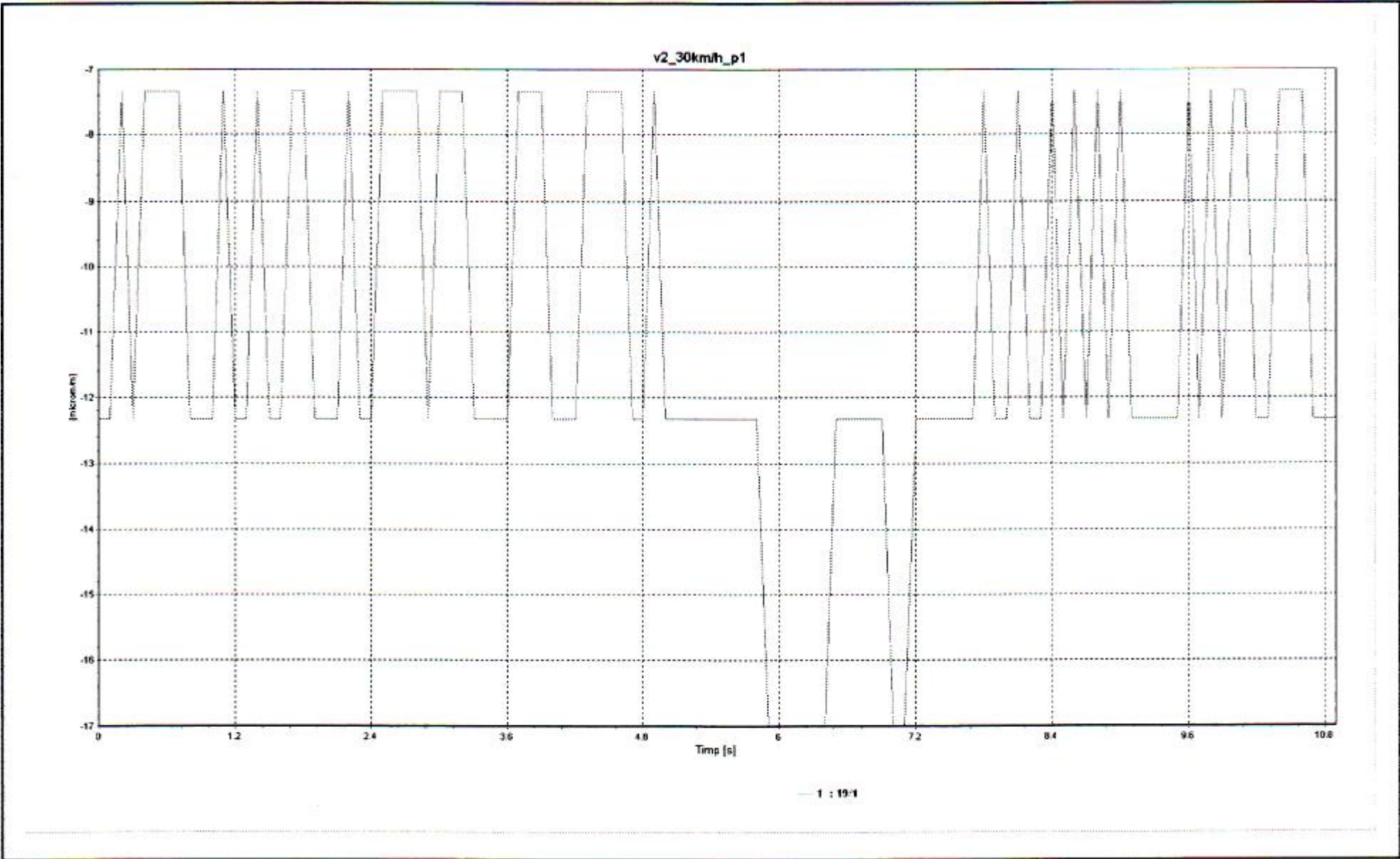


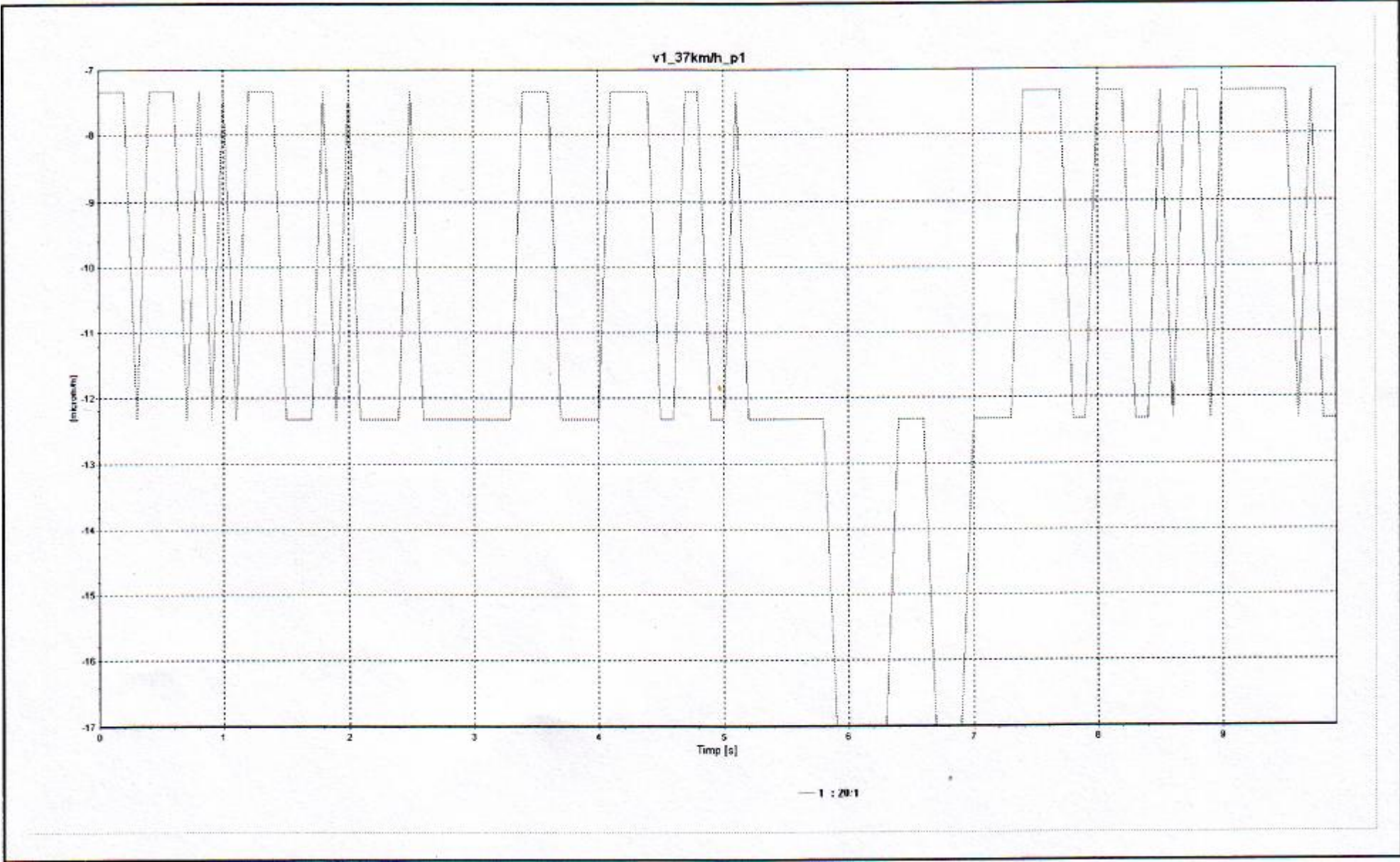




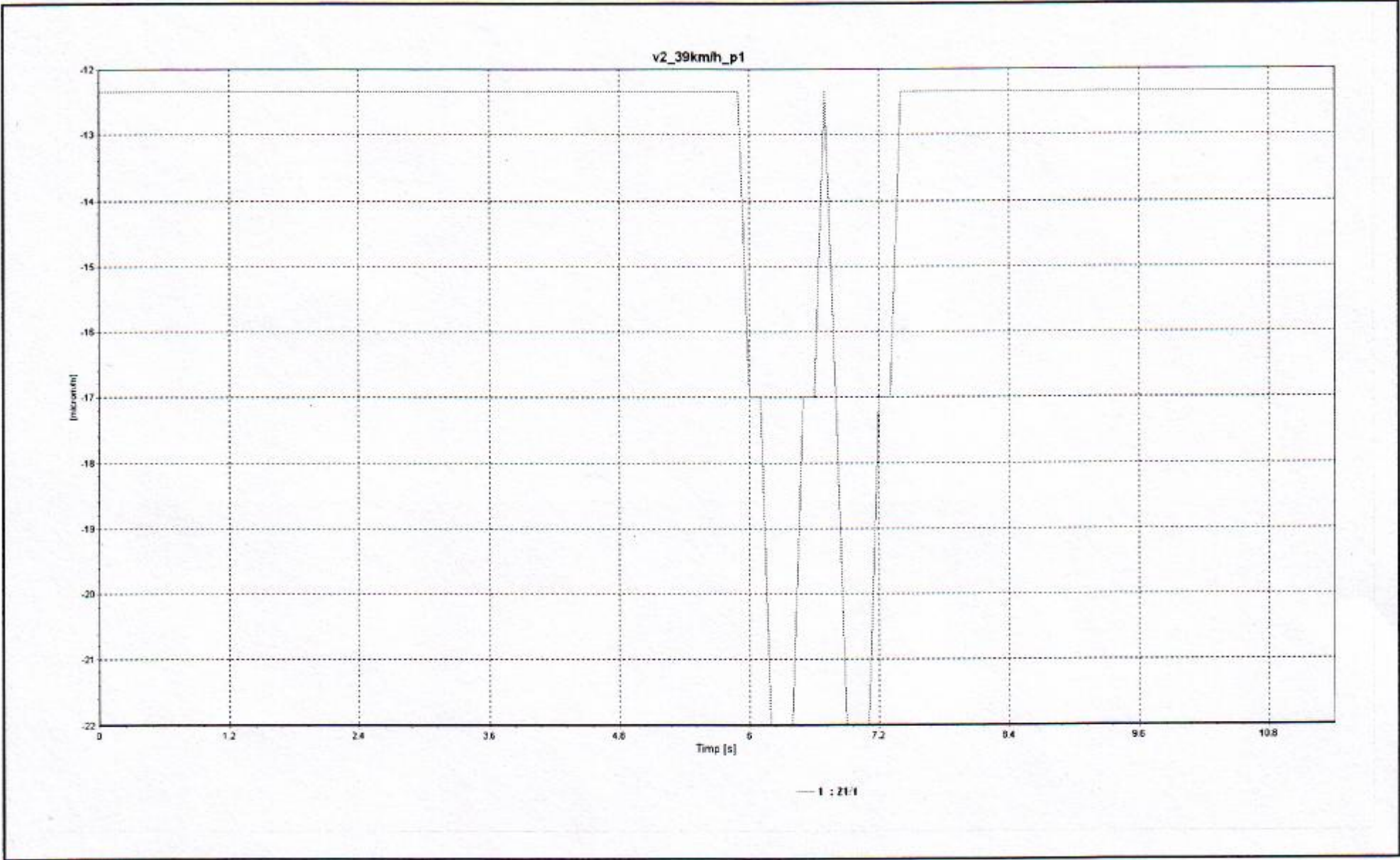


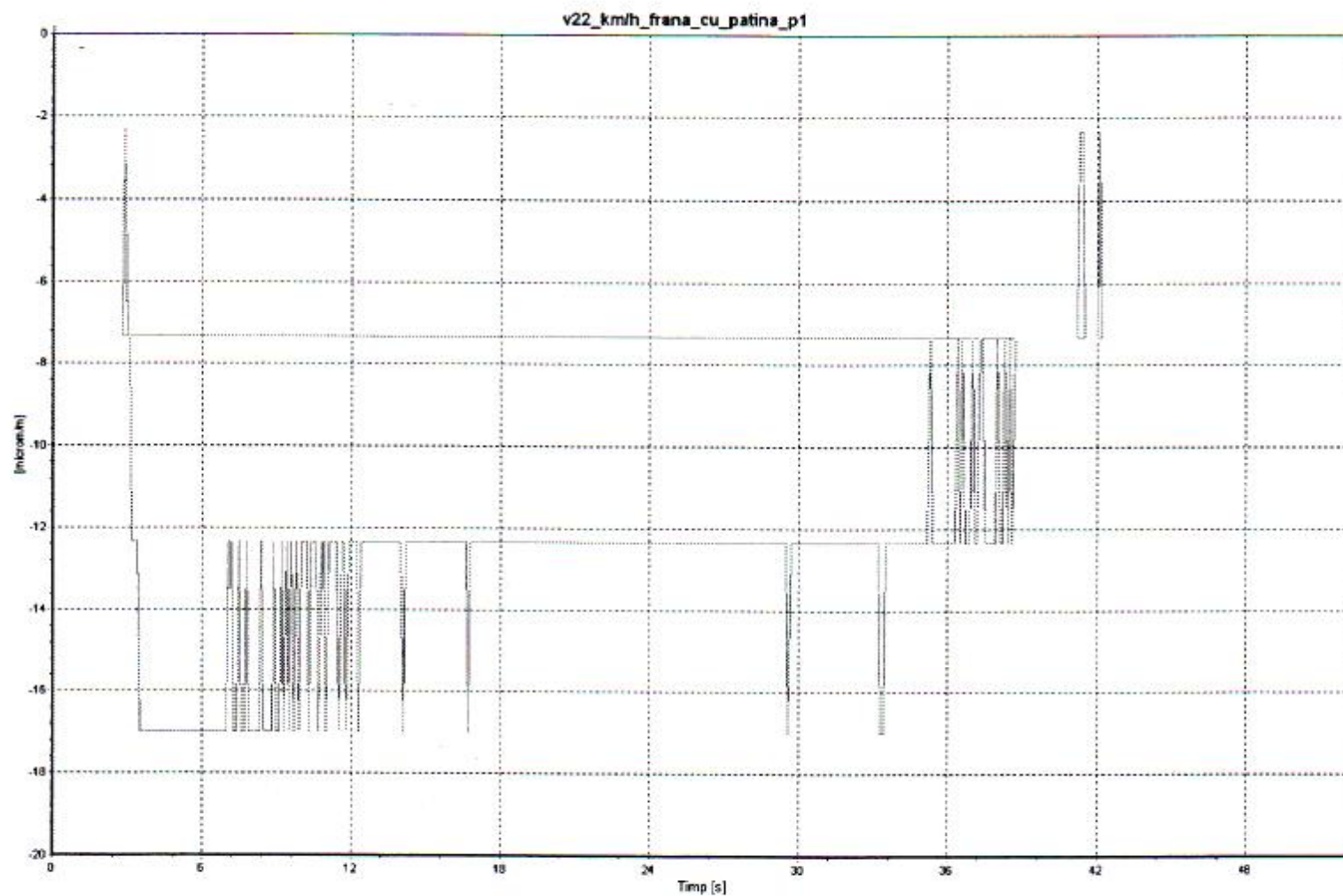






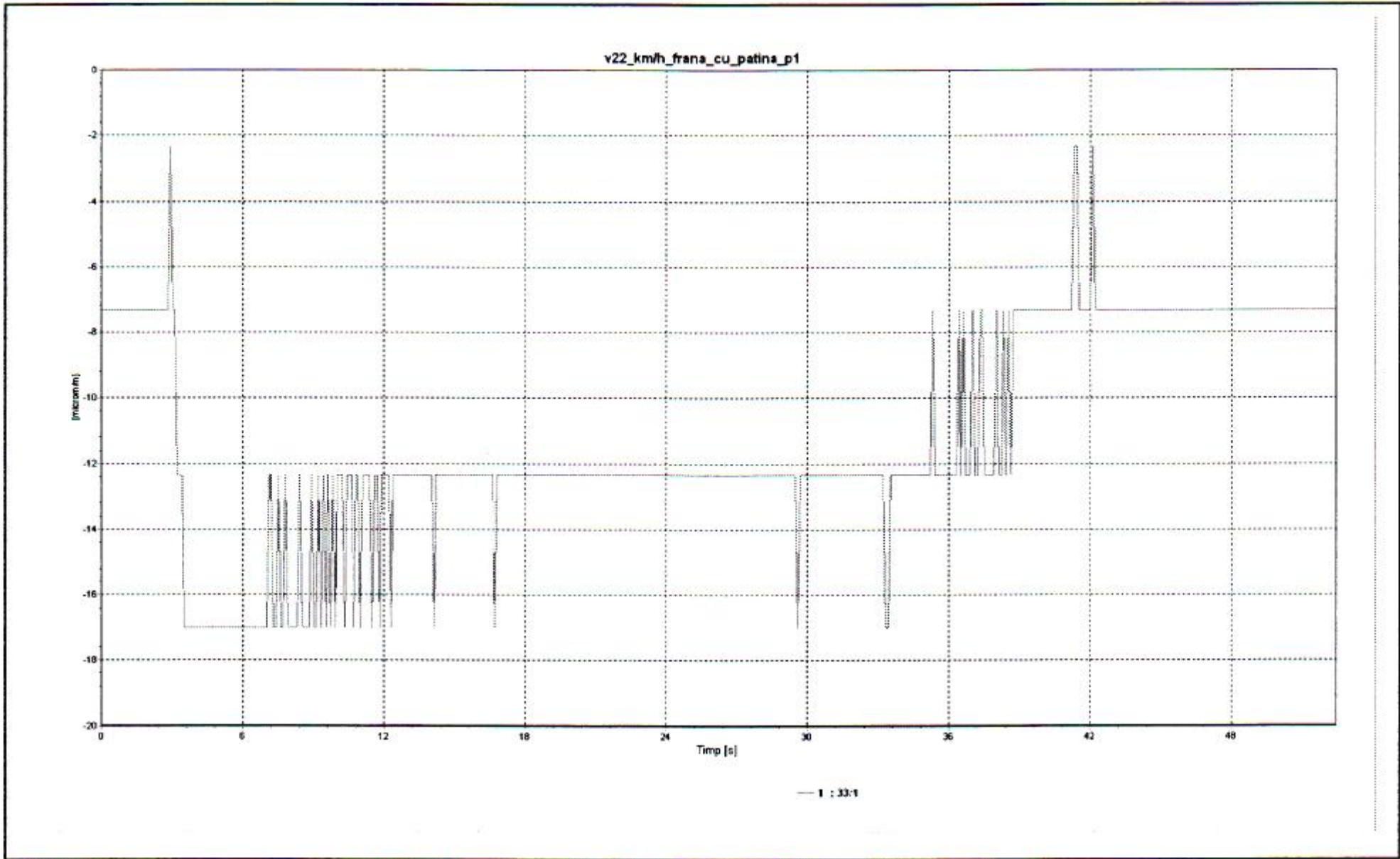






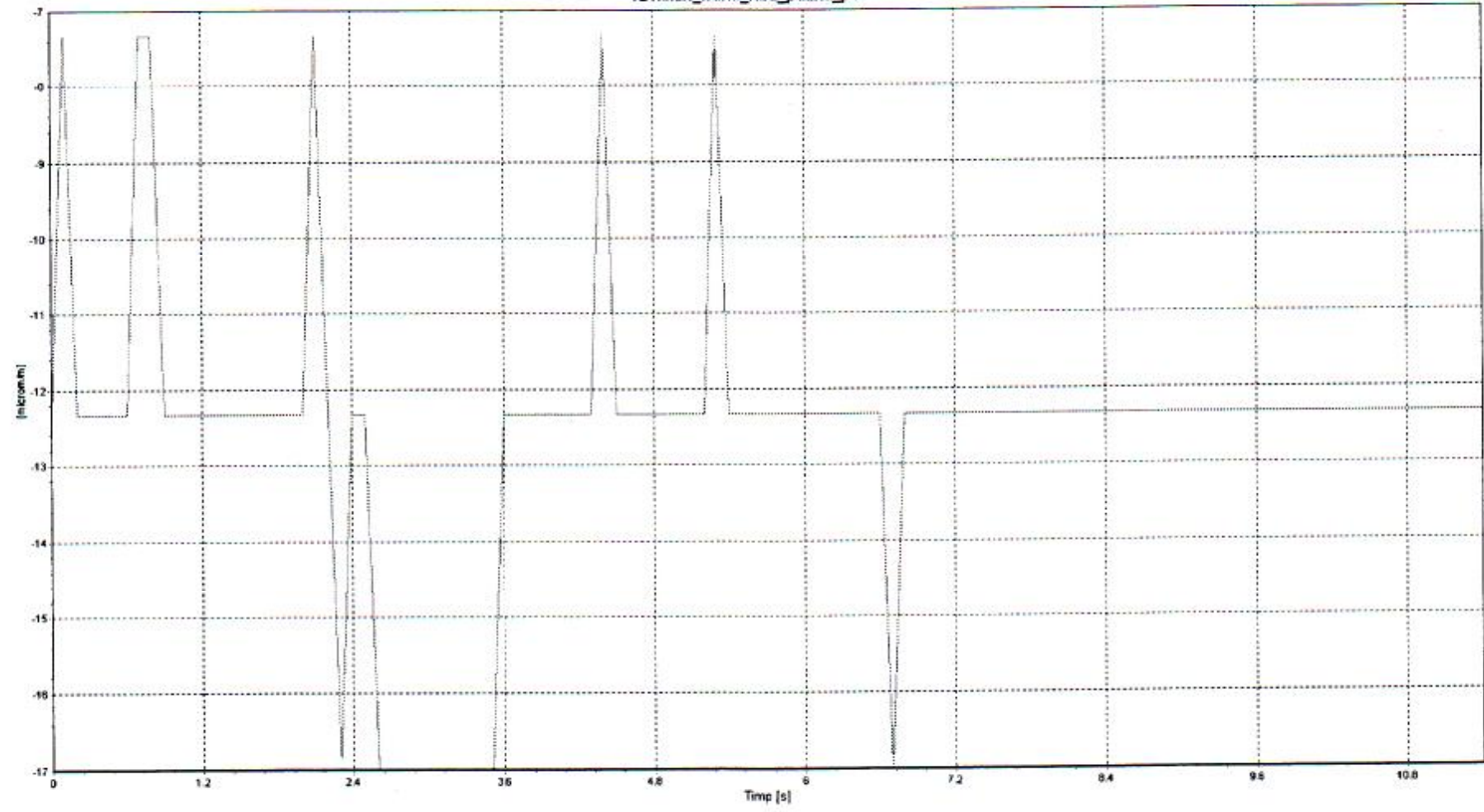
Time [s]  
 x1 = 0.00000  
 x2 = 52.40000  
 x2-x1 = 52.40000  
 1 [microm/m]  
 y1 = -7.333  
 y2 = -7.333  
 y2-y1 = 0.000

— 1 : 33:1

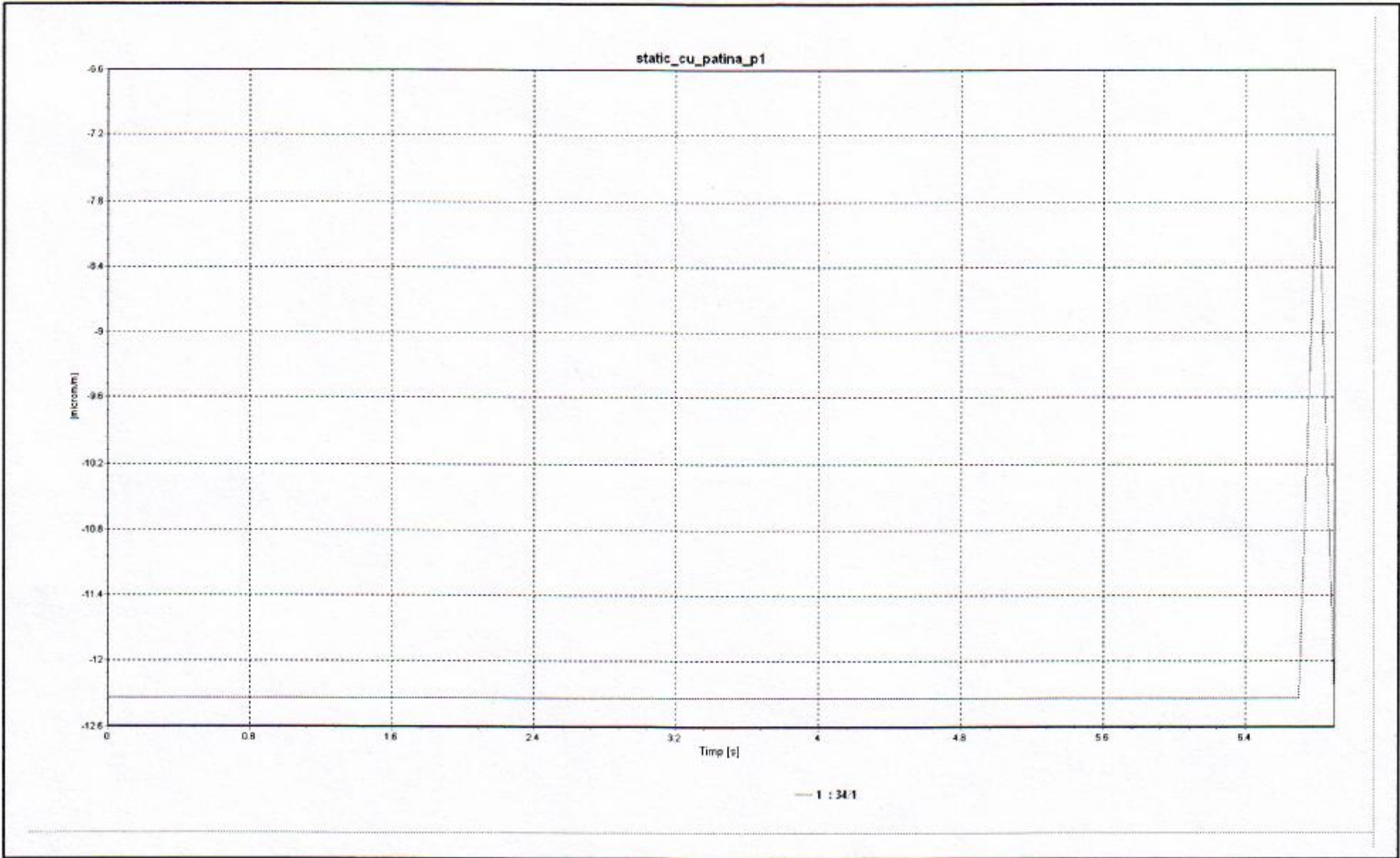




v21kmh\_frana\_fara\_patina\_p1

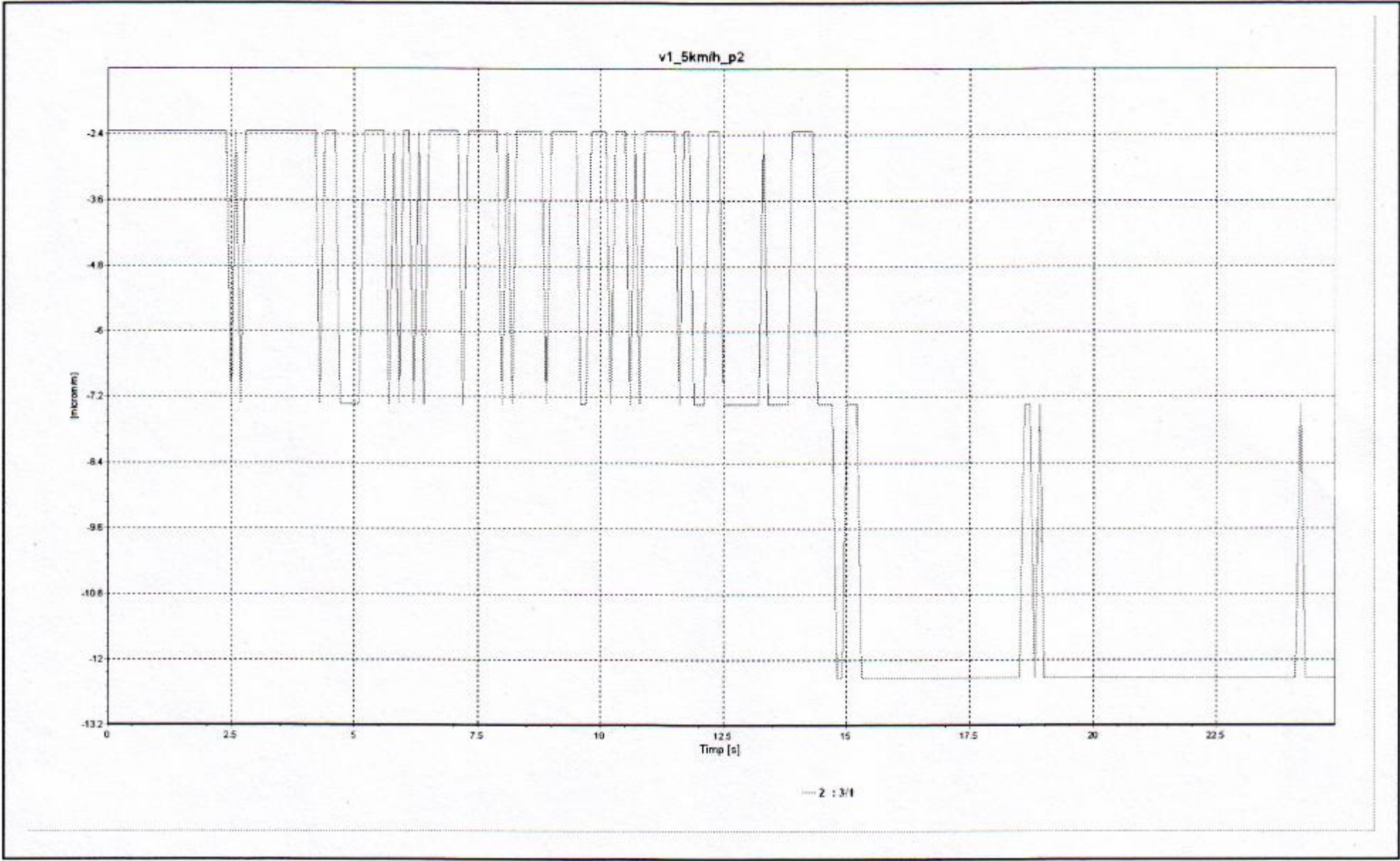


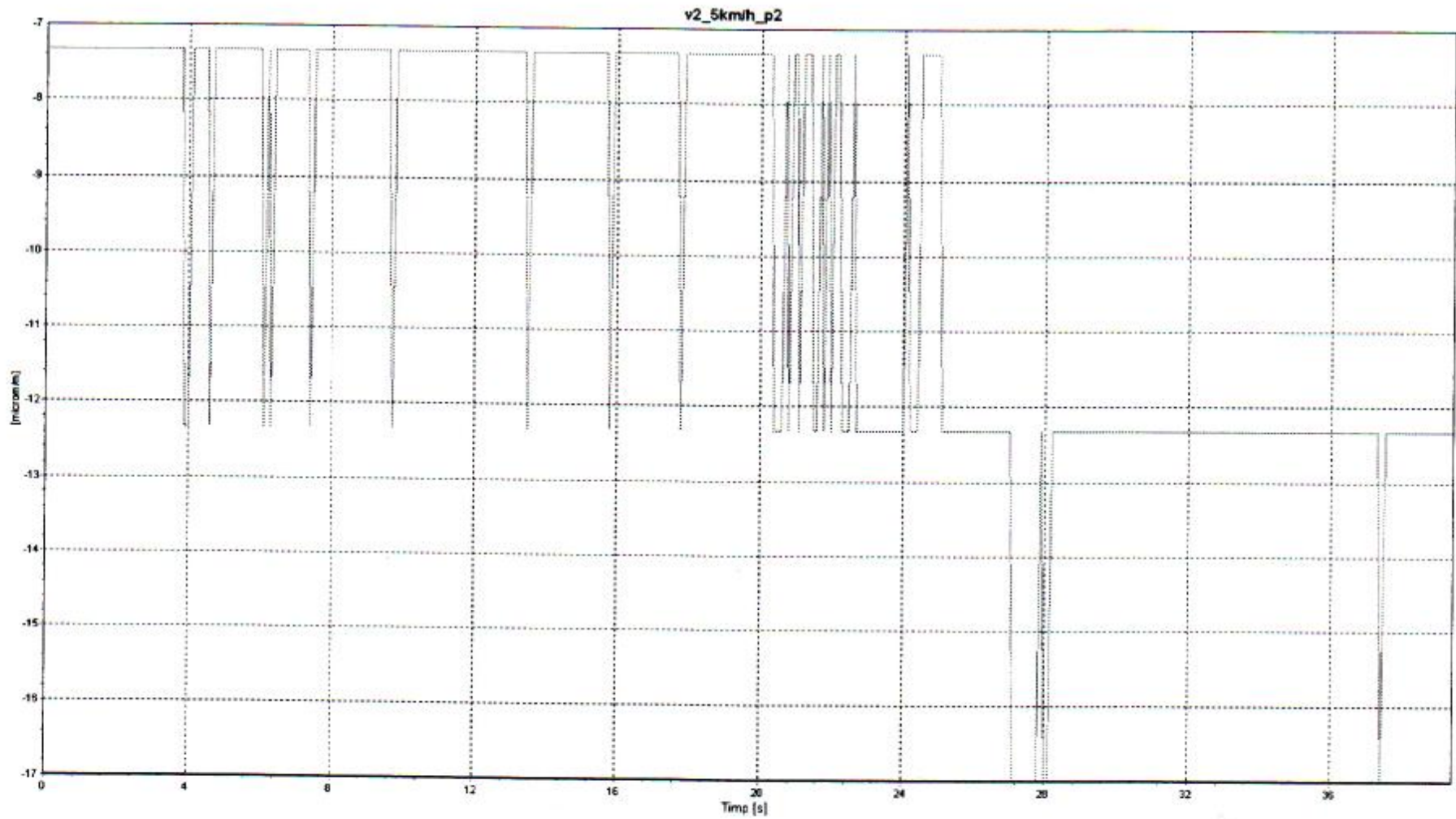
— 1 : 29:1





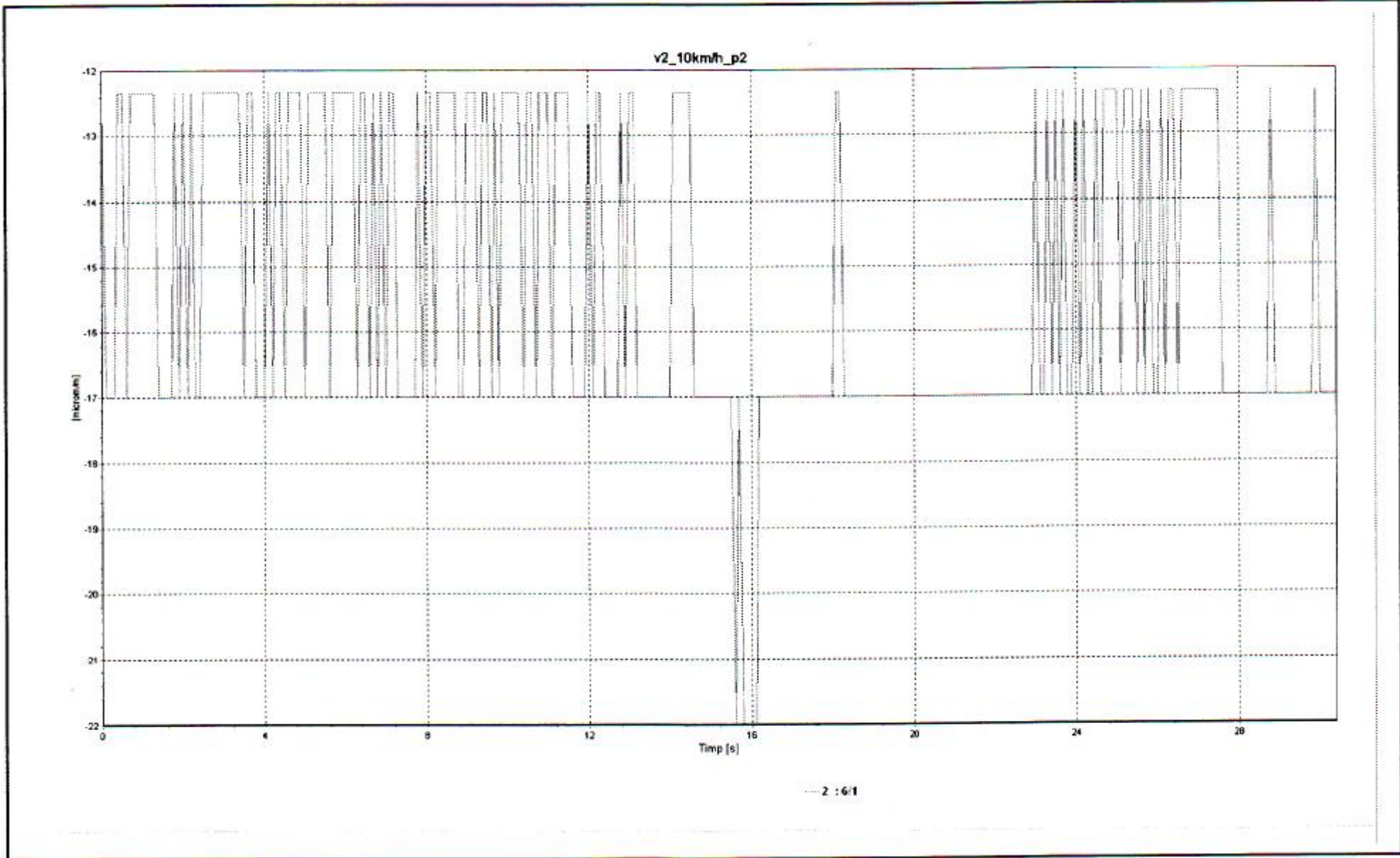


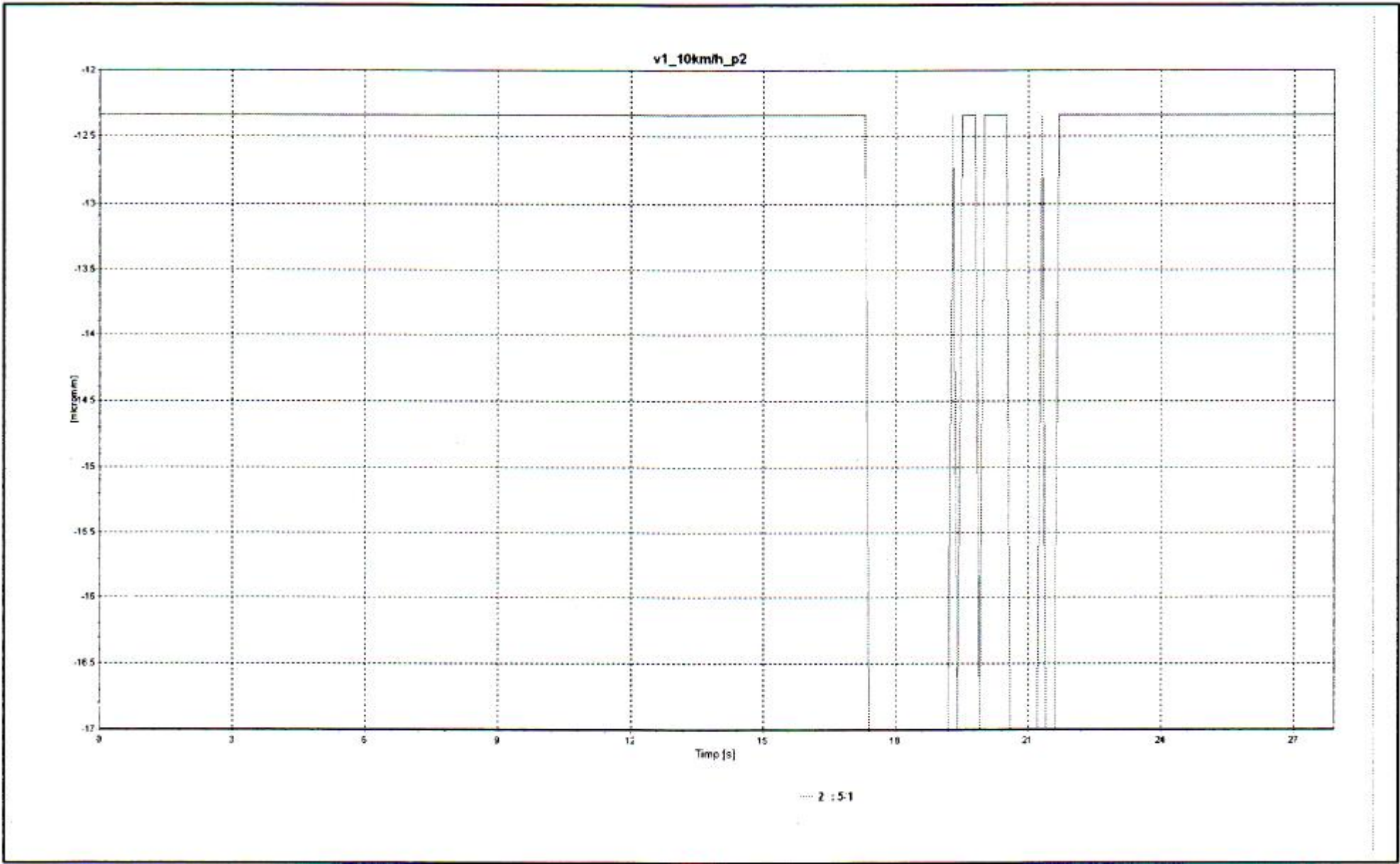




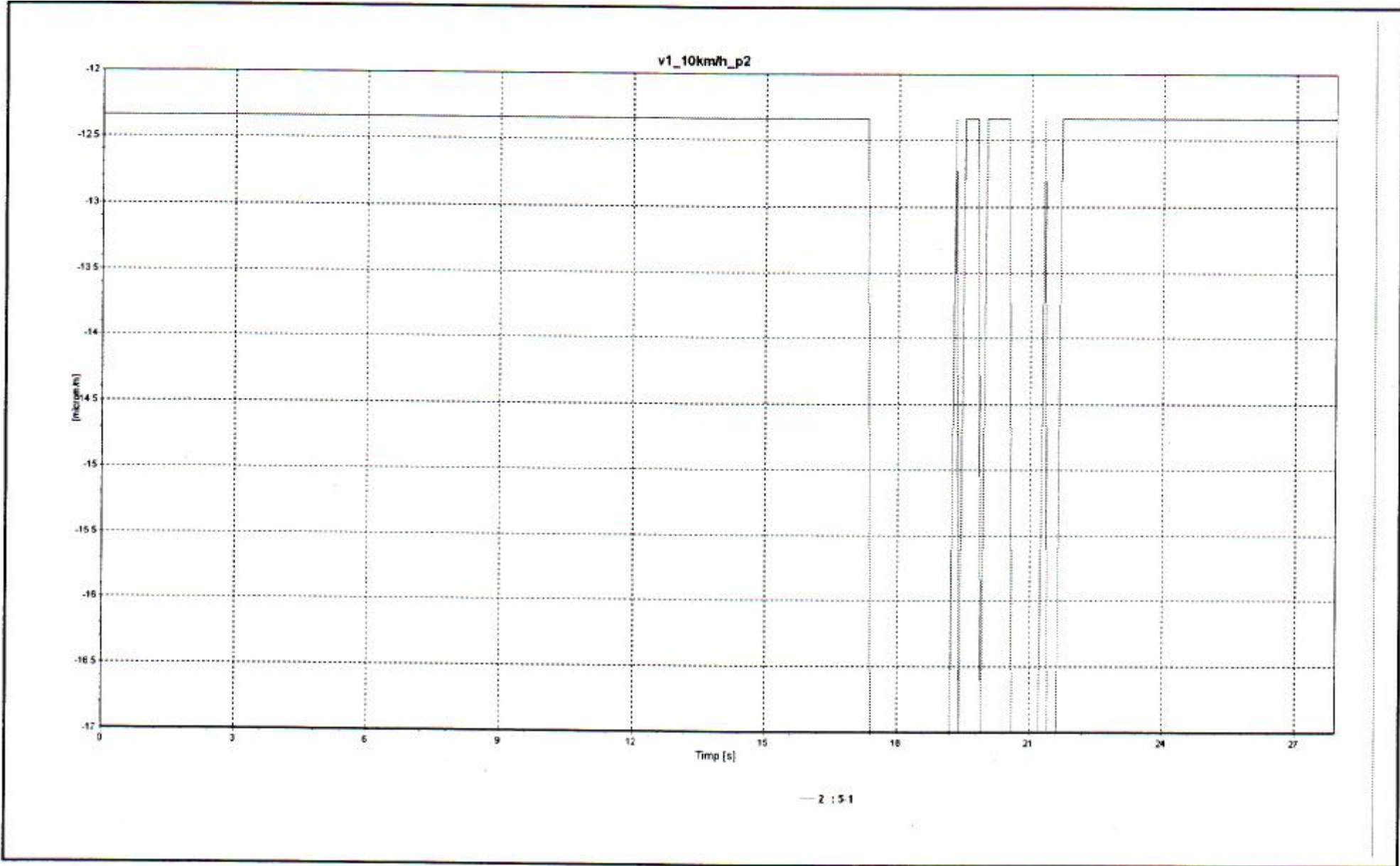
— 2 : 4 : 1

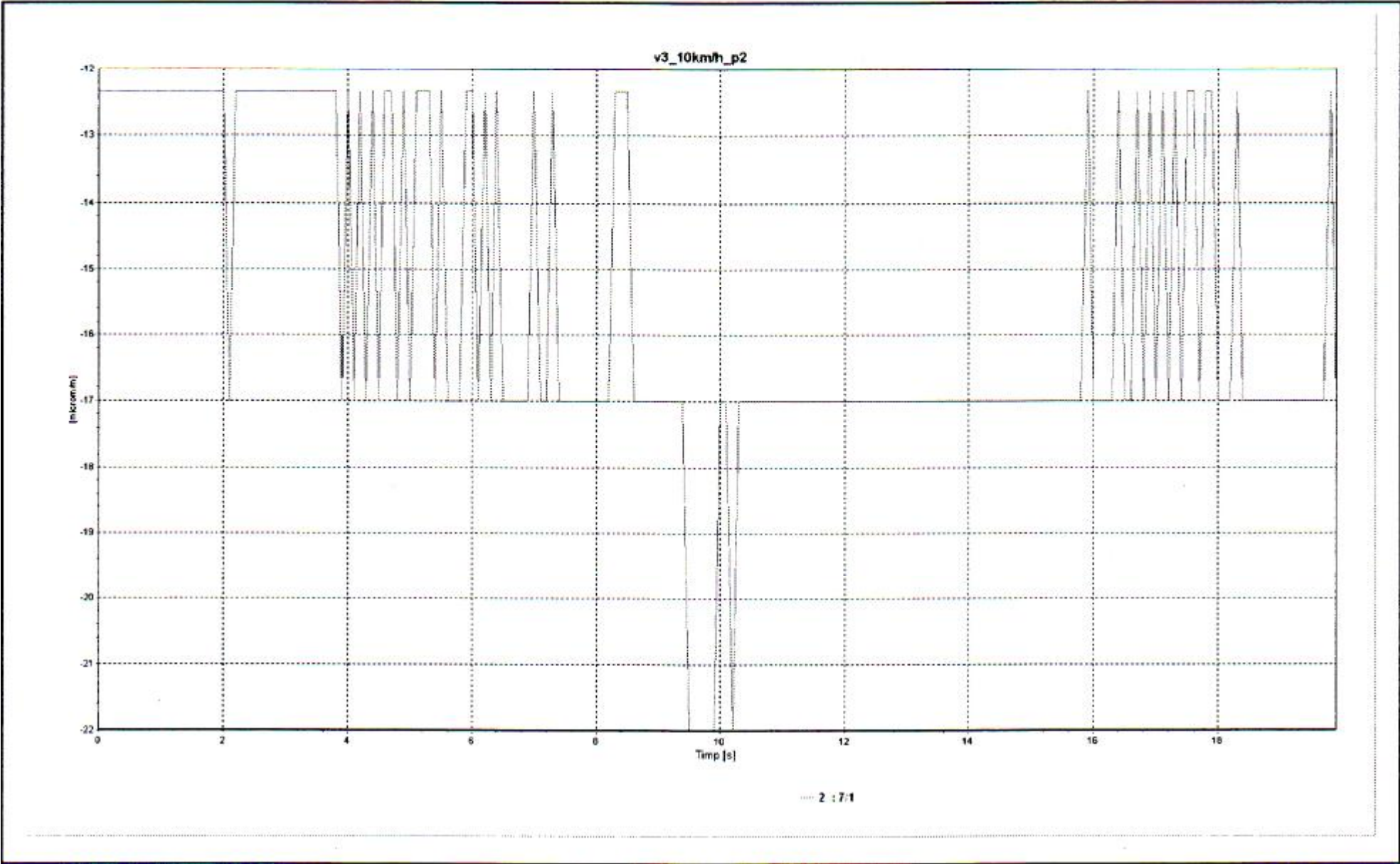


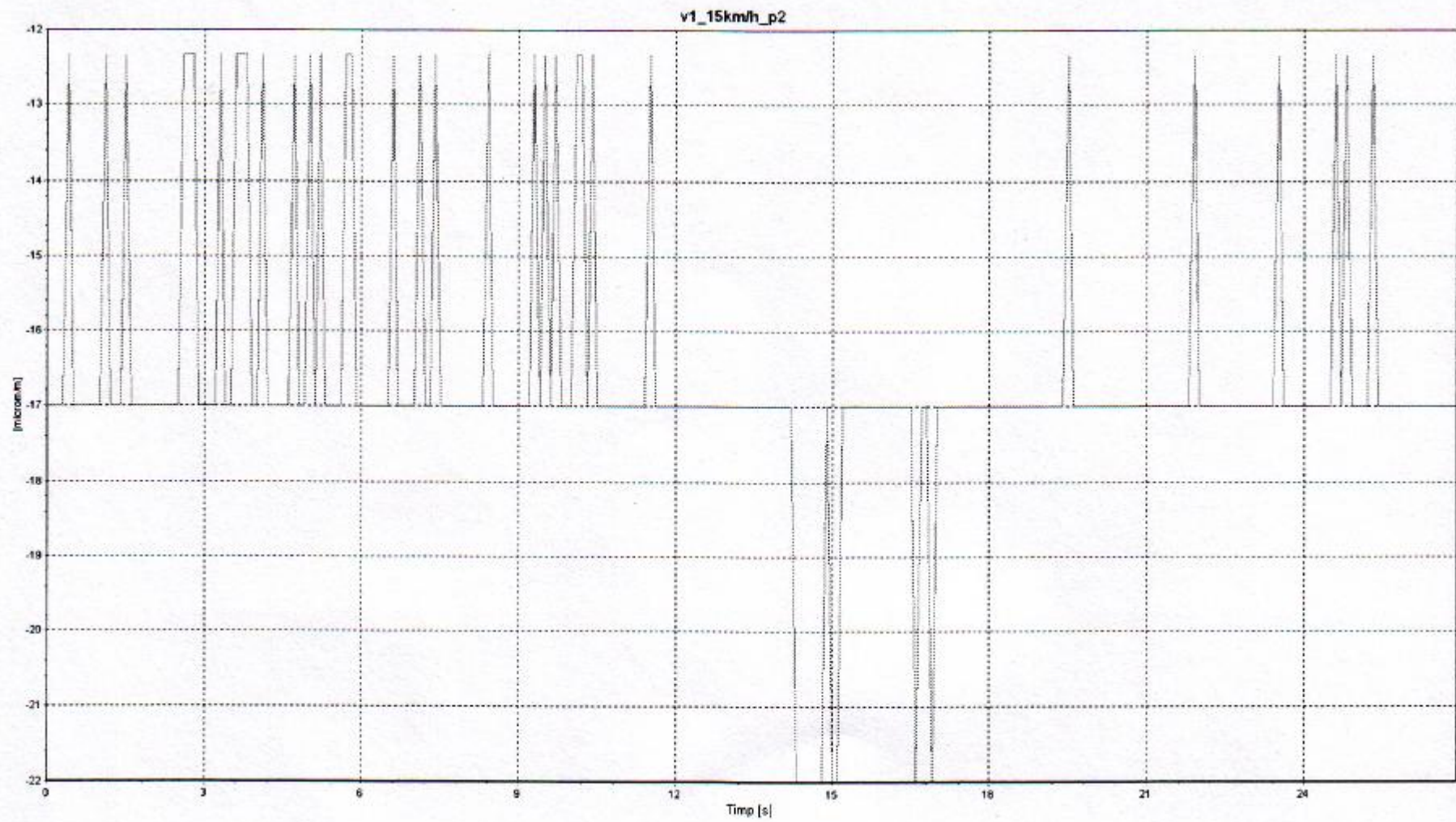








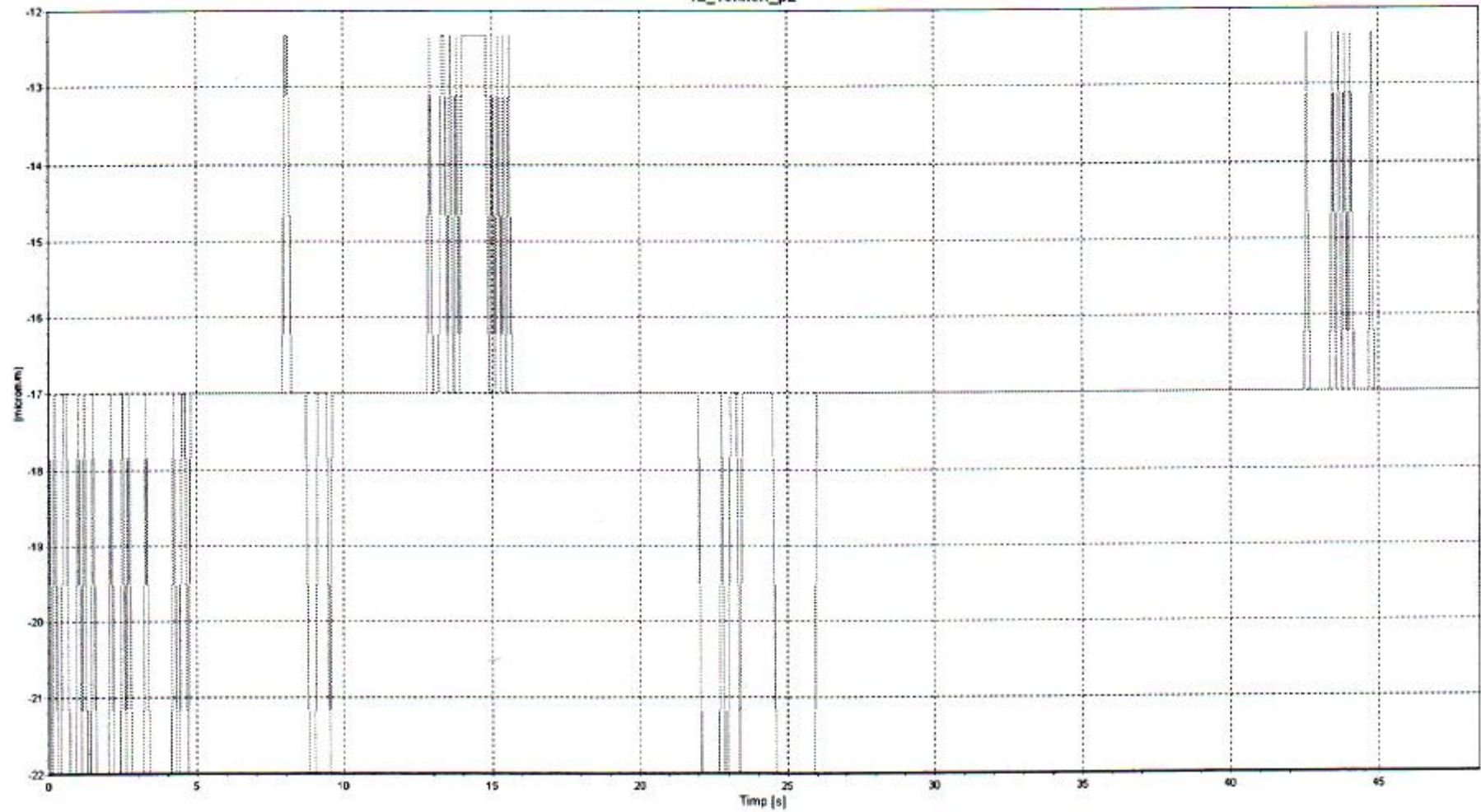




--- 2 : 8/1

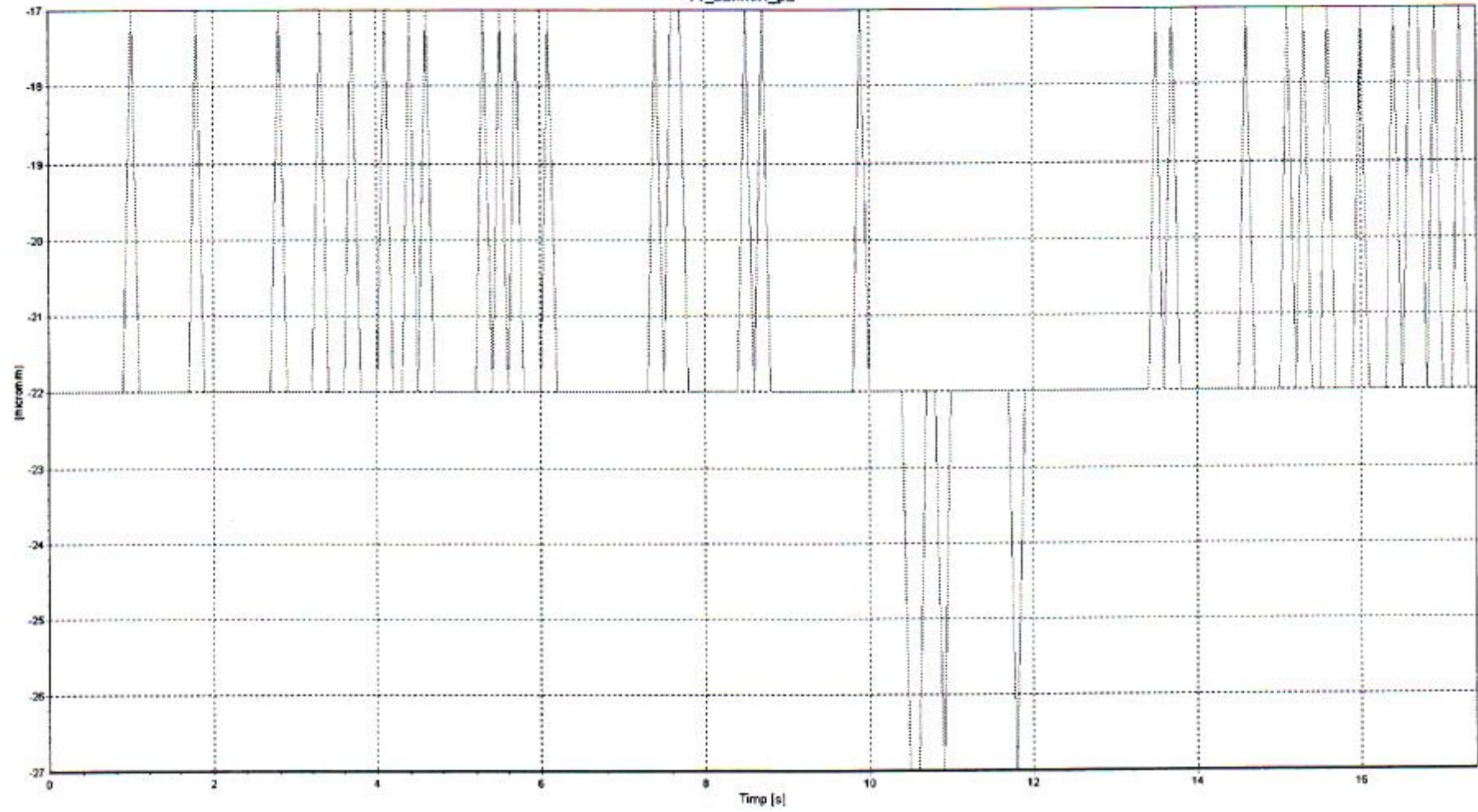


v2\_15kmh\_p2

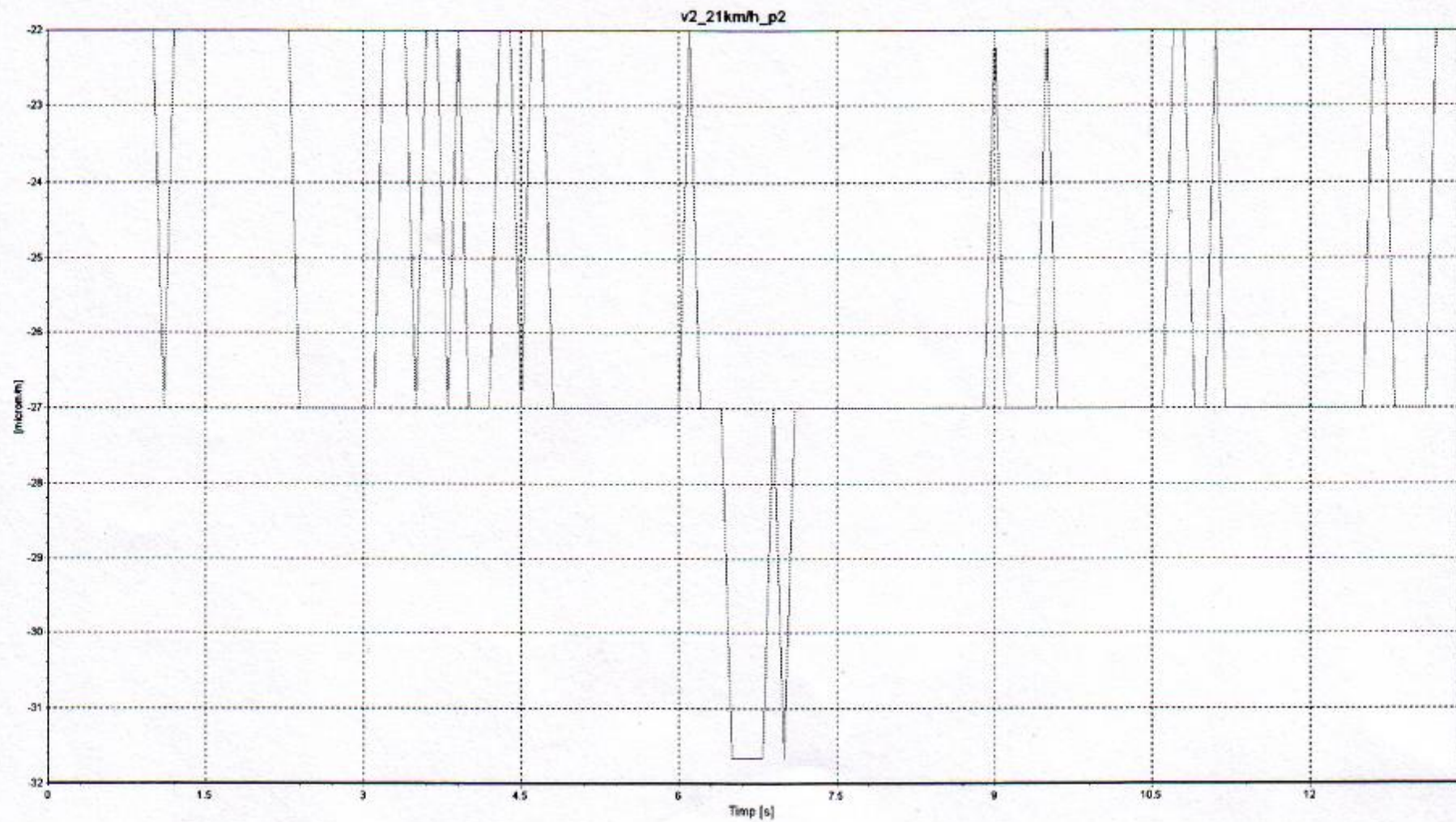


— 2 : 9:1

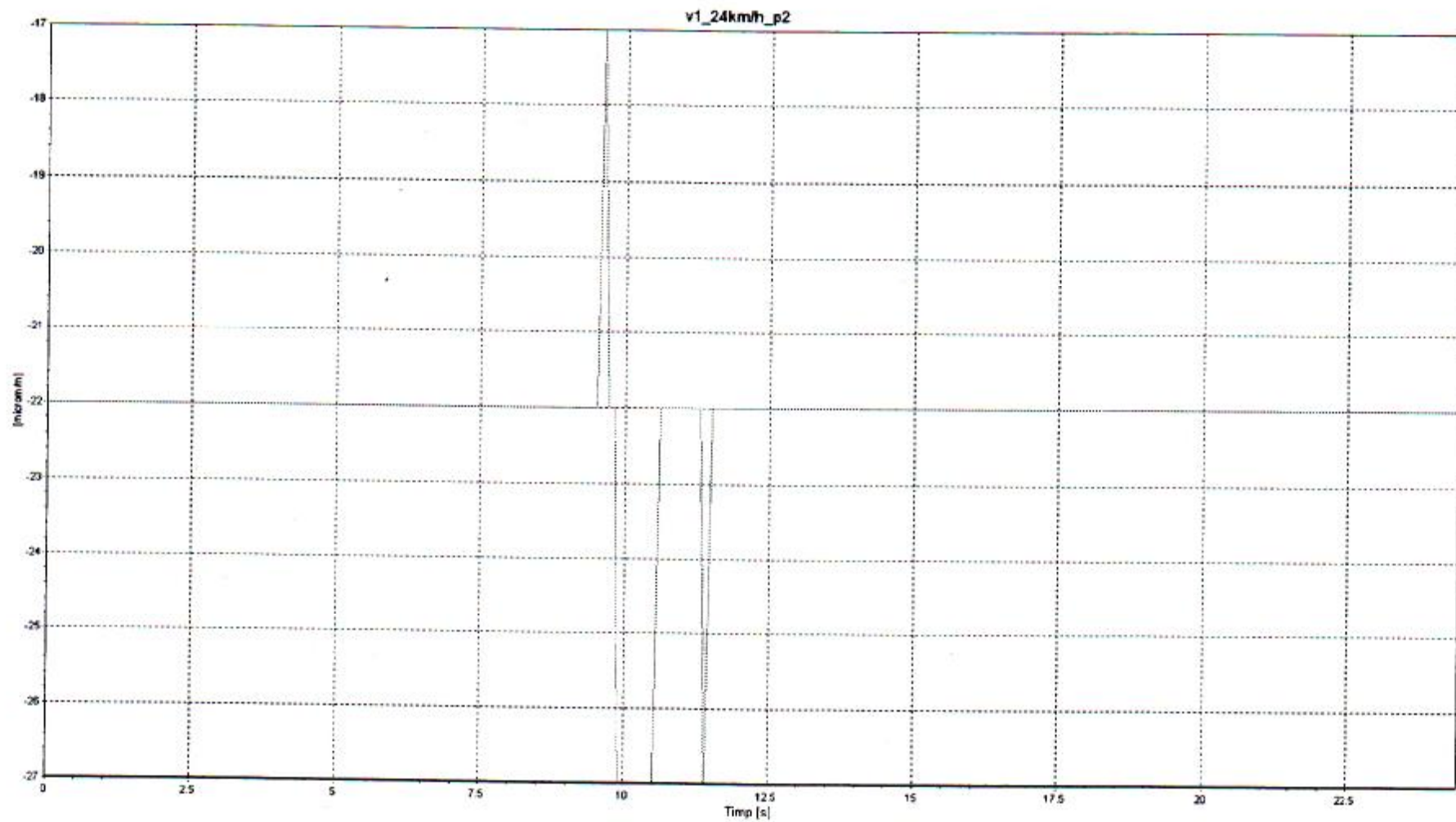
v1\_22kmh\_p2



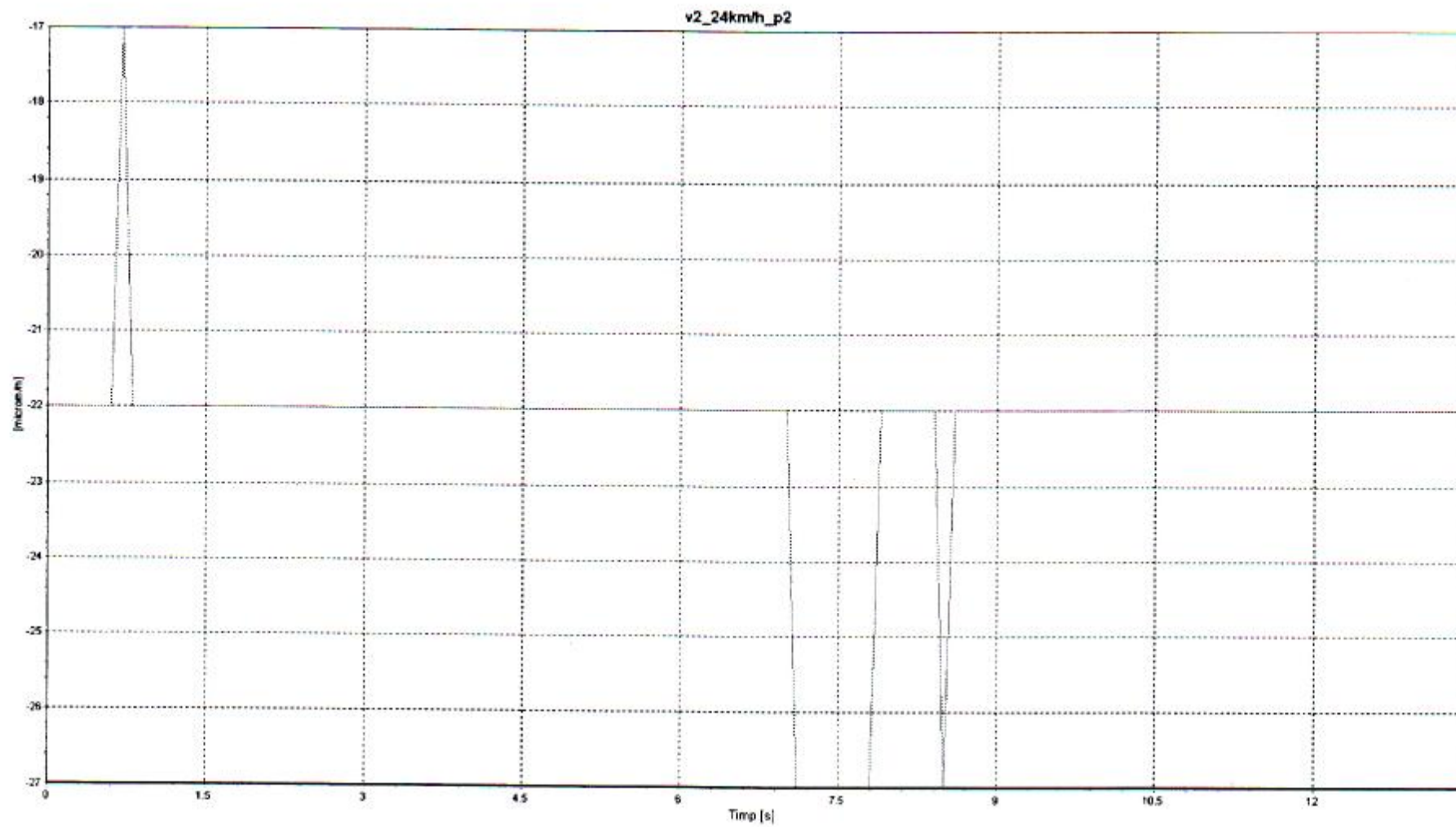




— 2 : 131

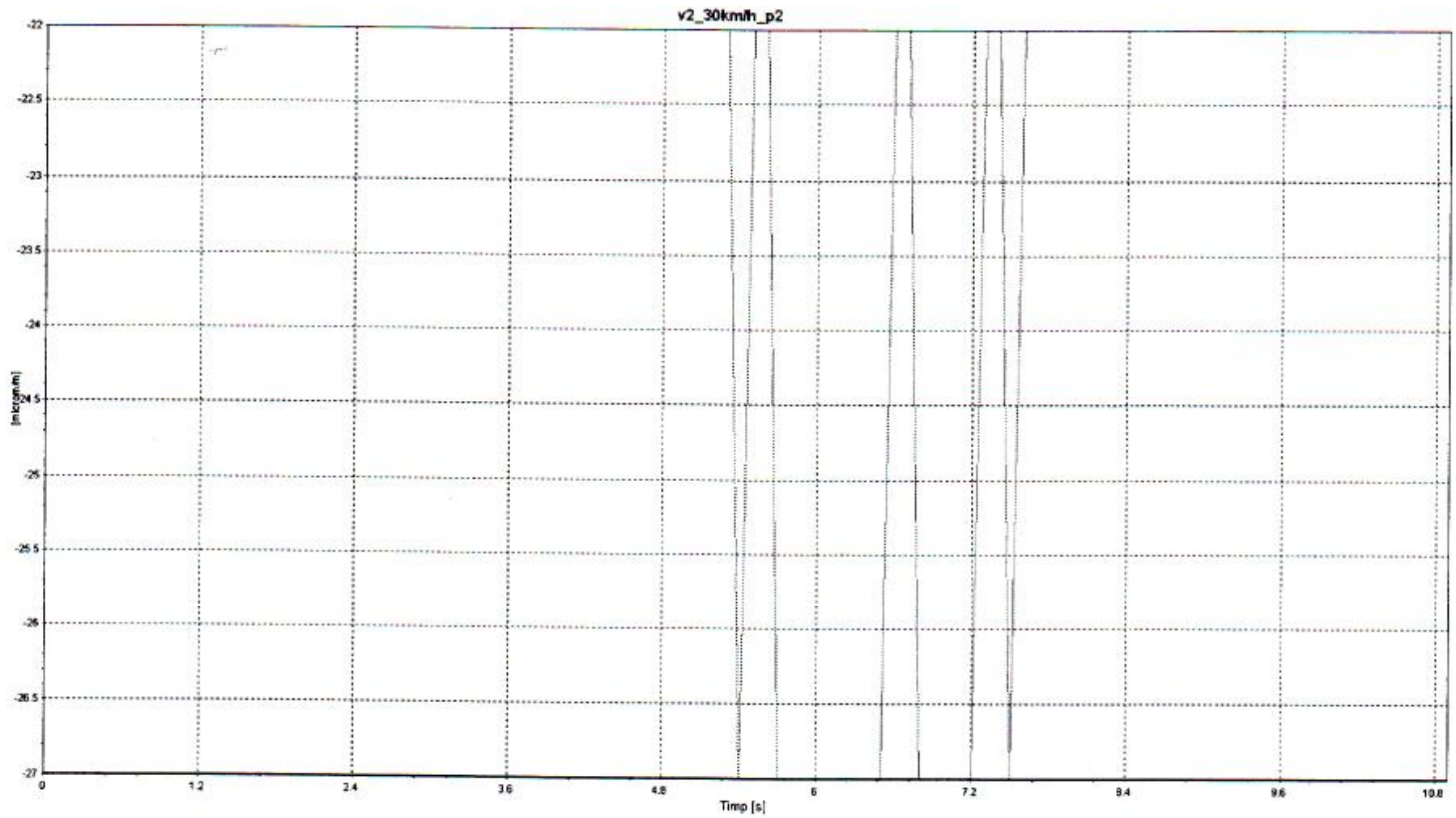


— 2 : 15:1



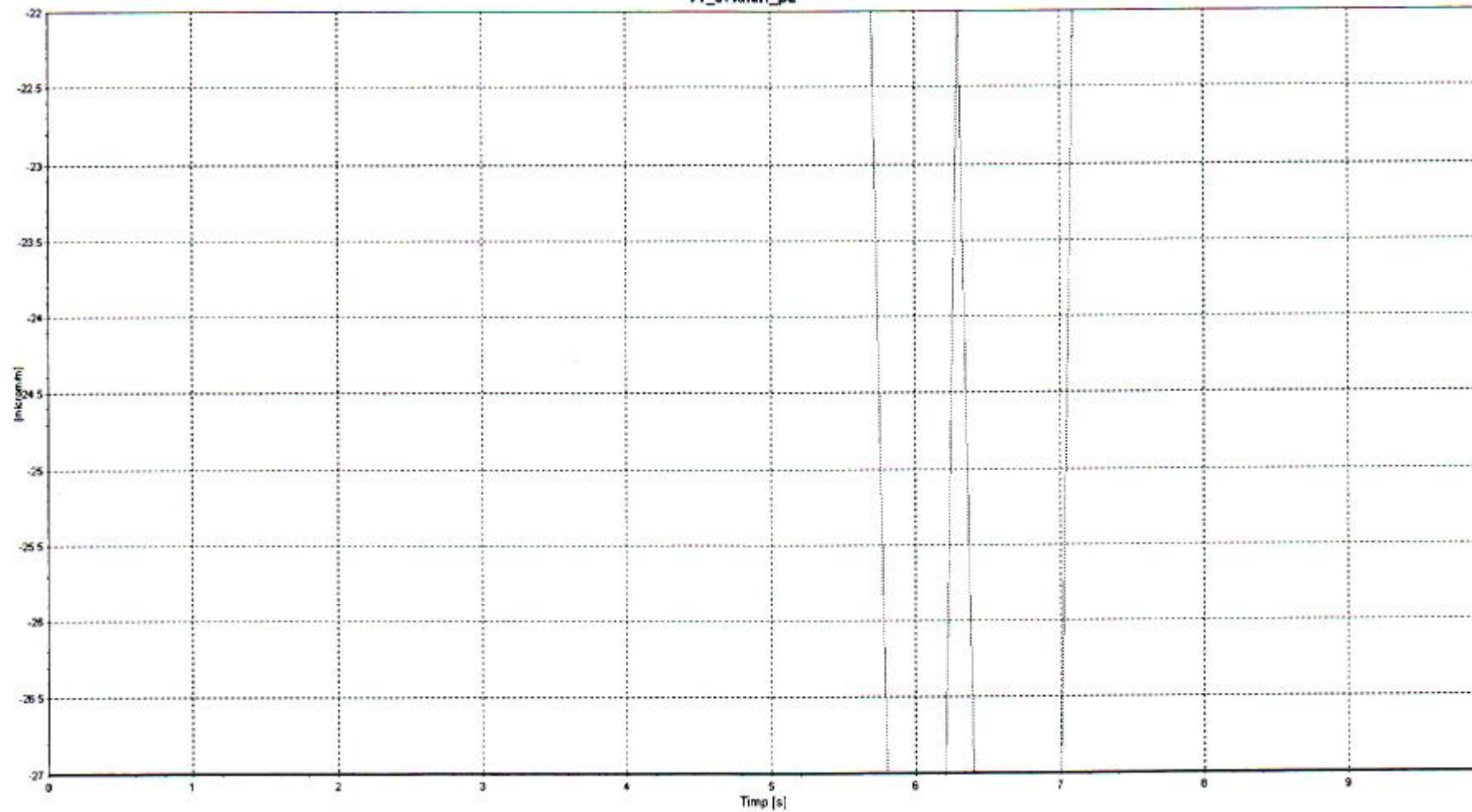
2 : 16:1





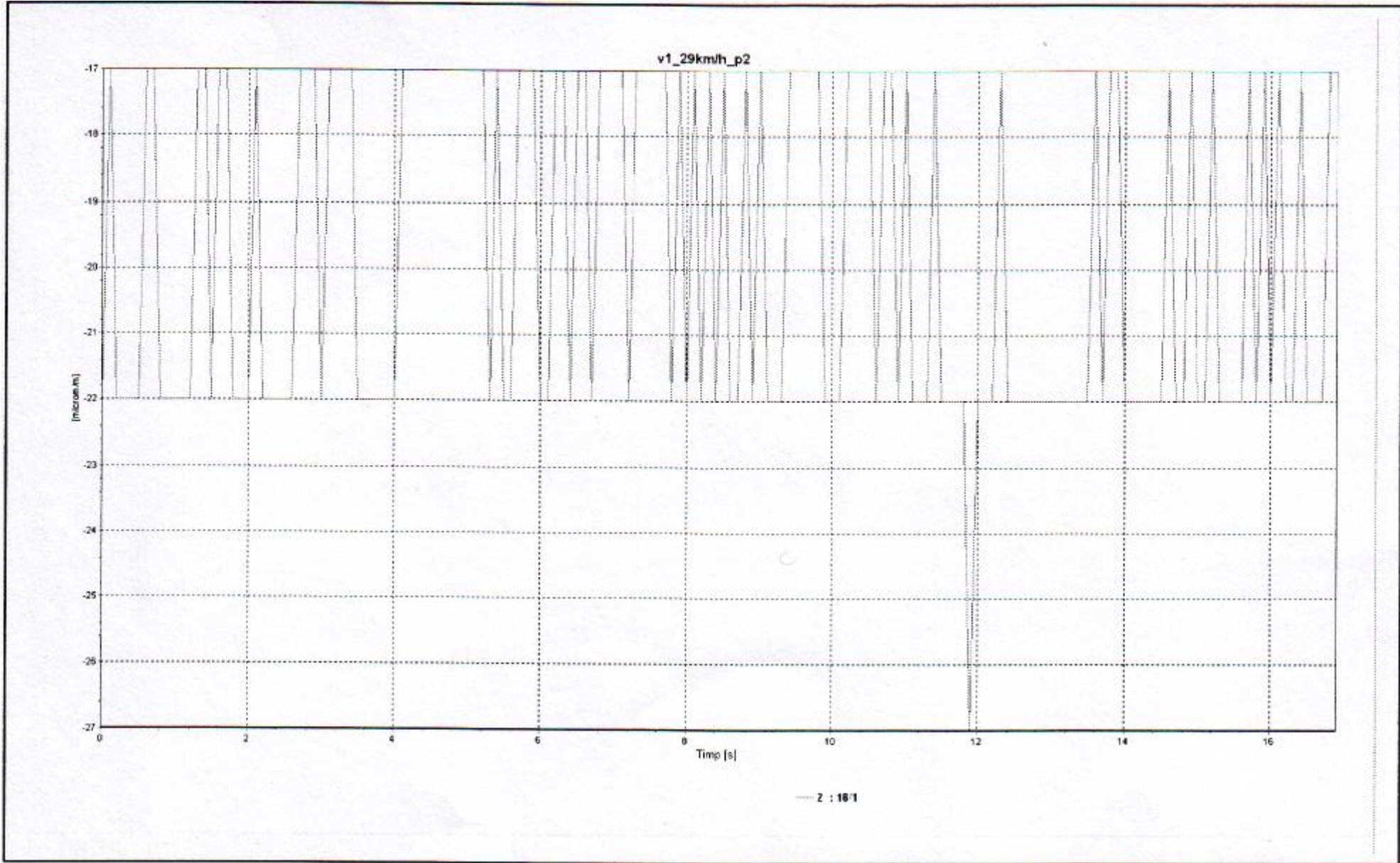
2 : 19.1

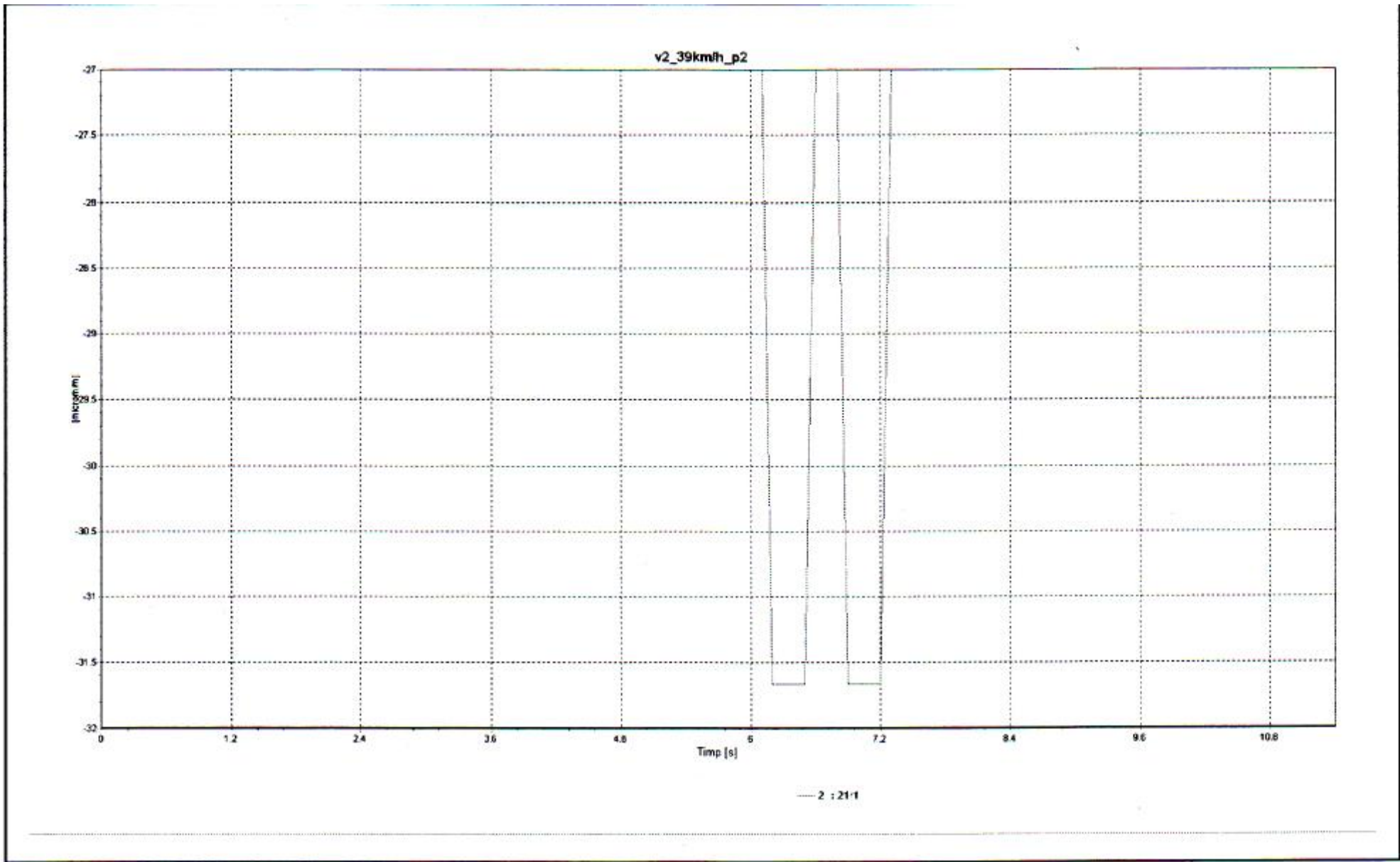
v1\_37km/h\_p2

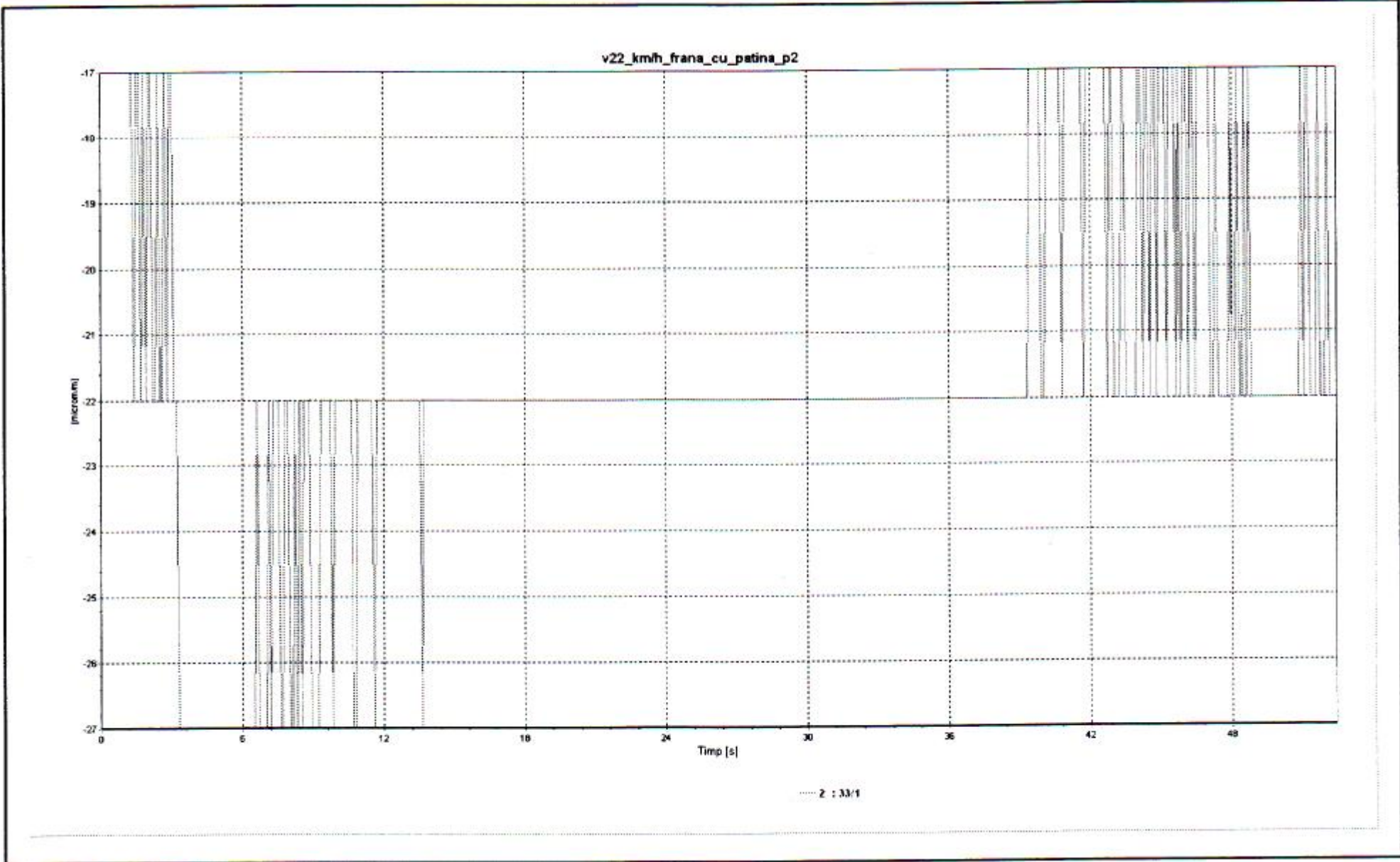


2 : 20.1

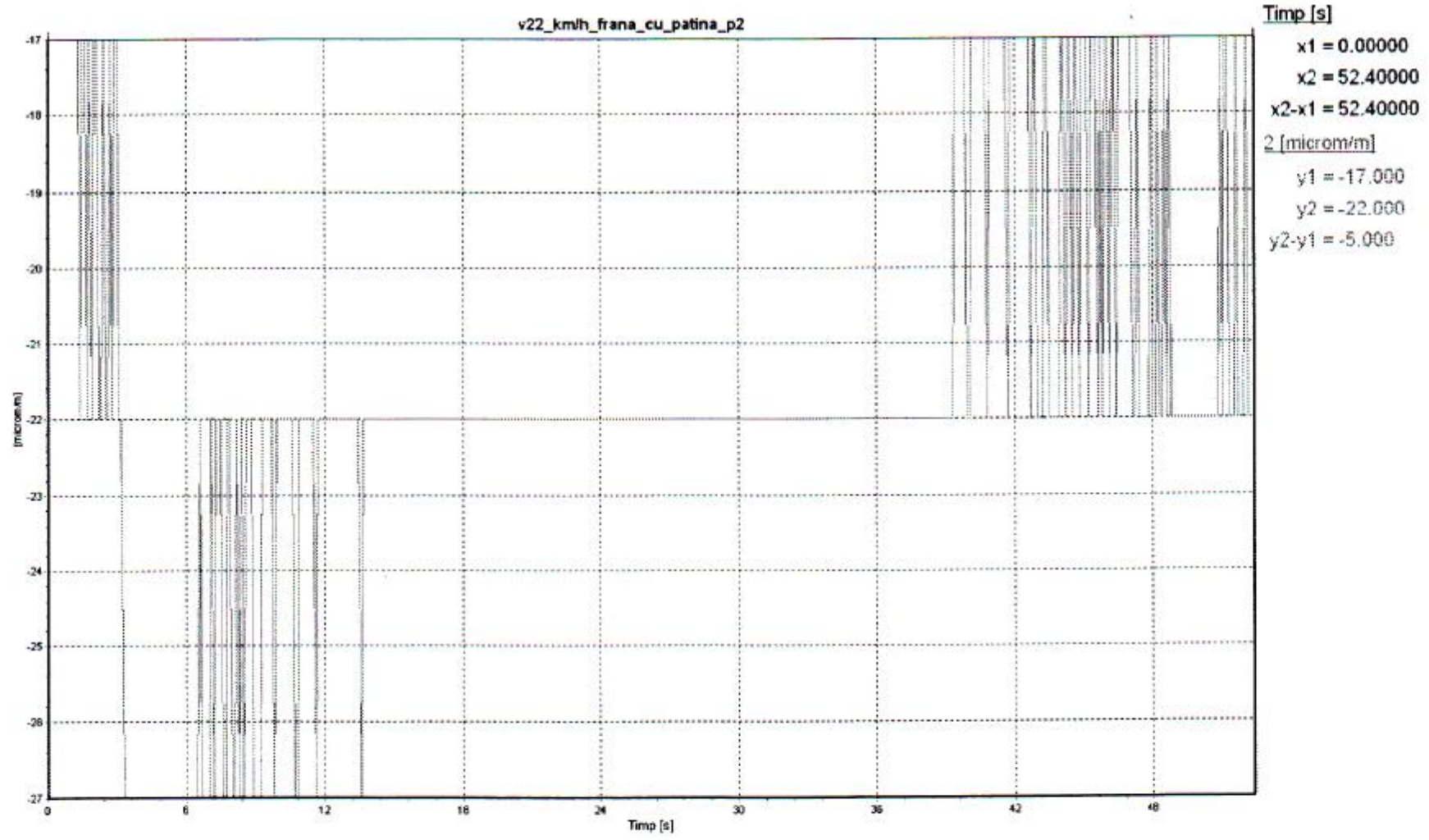






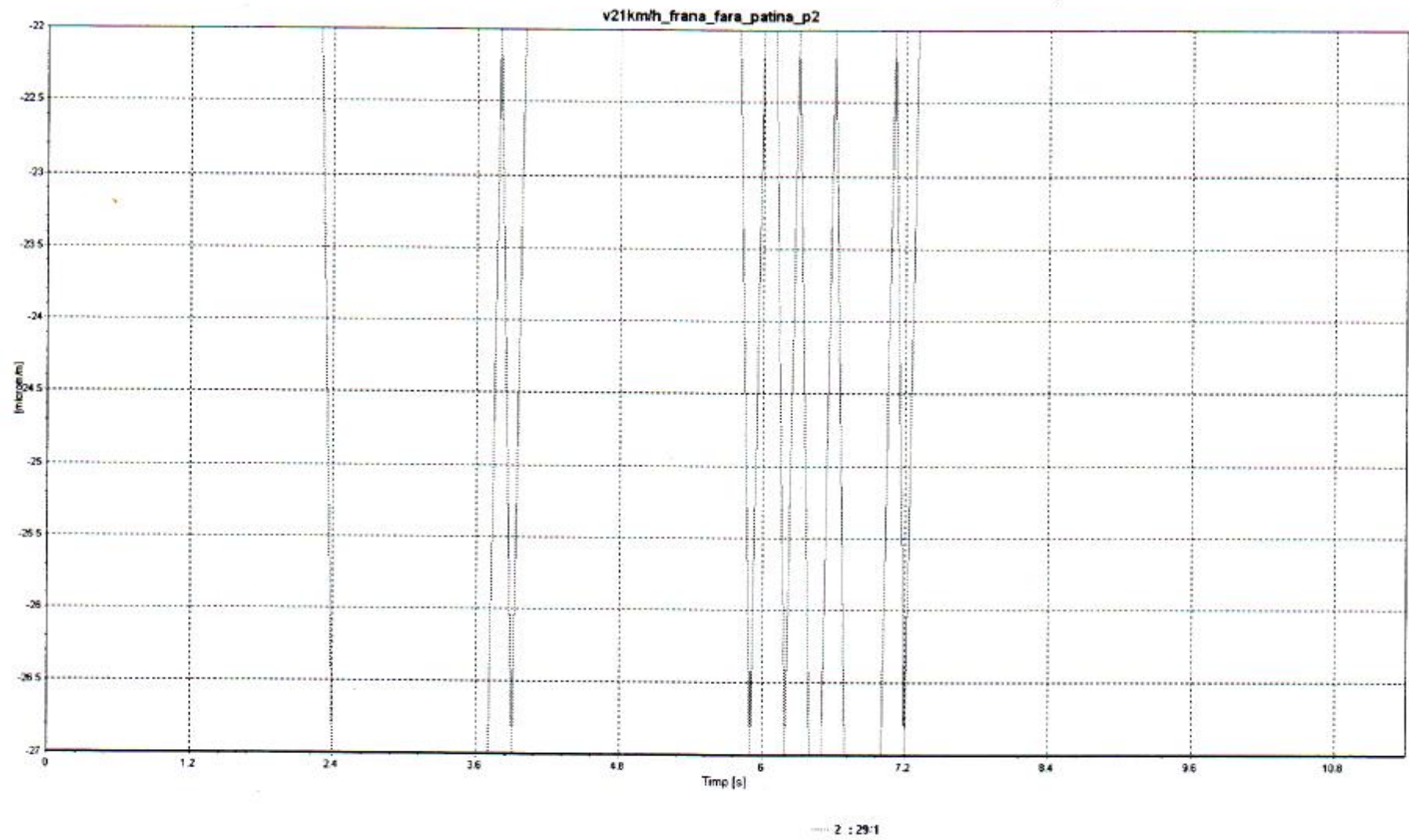




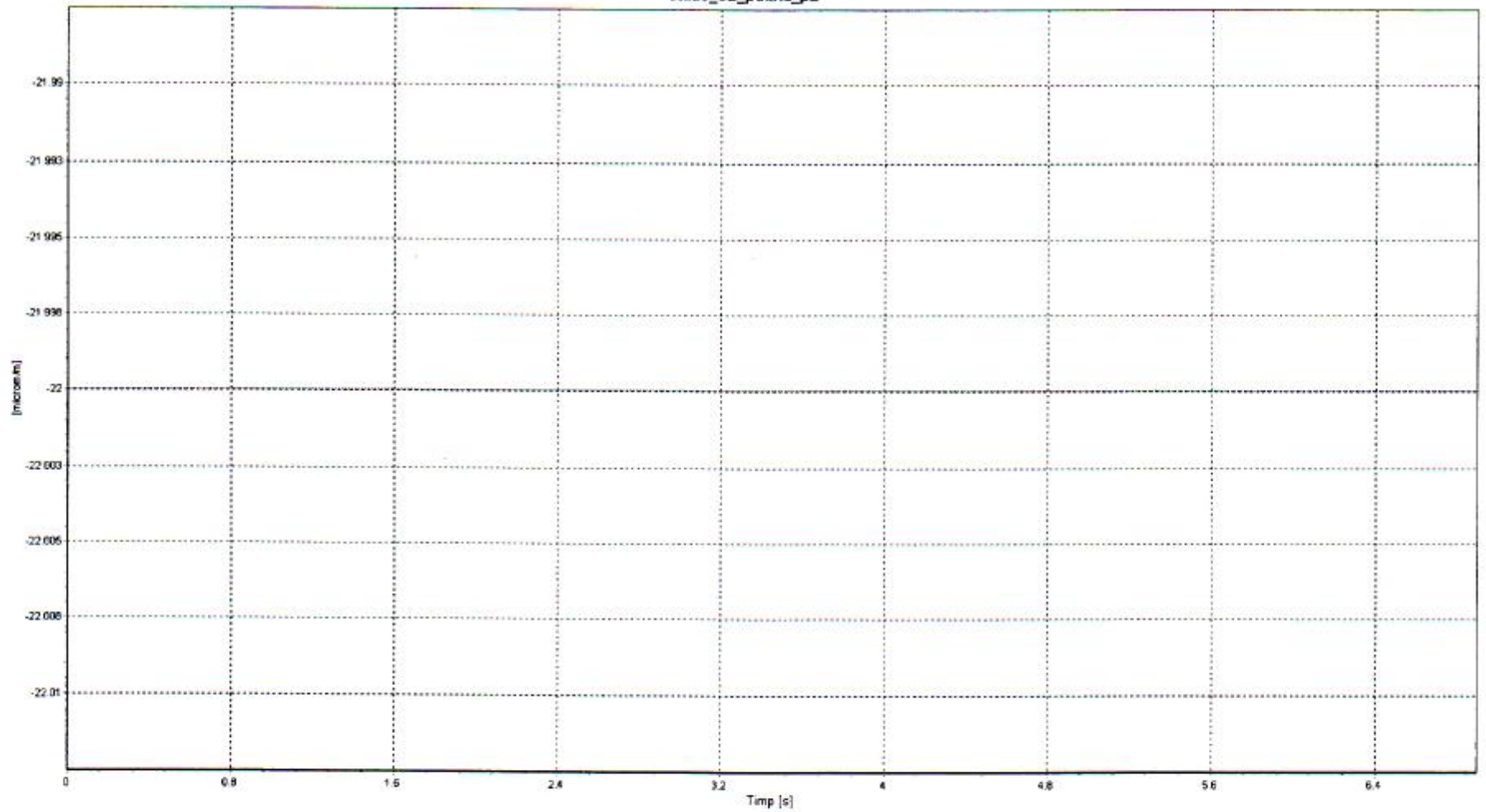


— 2 : 33.1

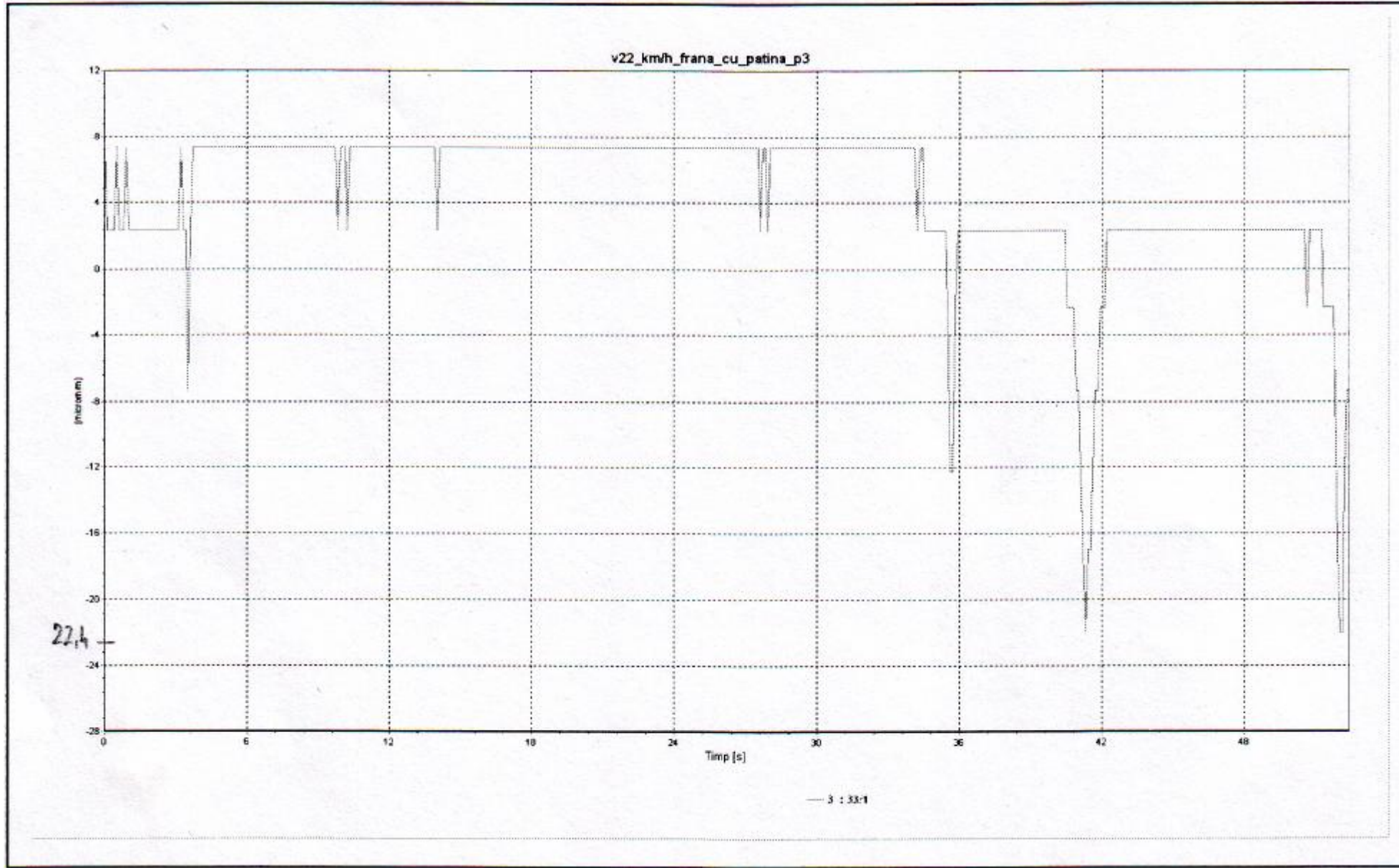




static\_cu\_patina\_p2

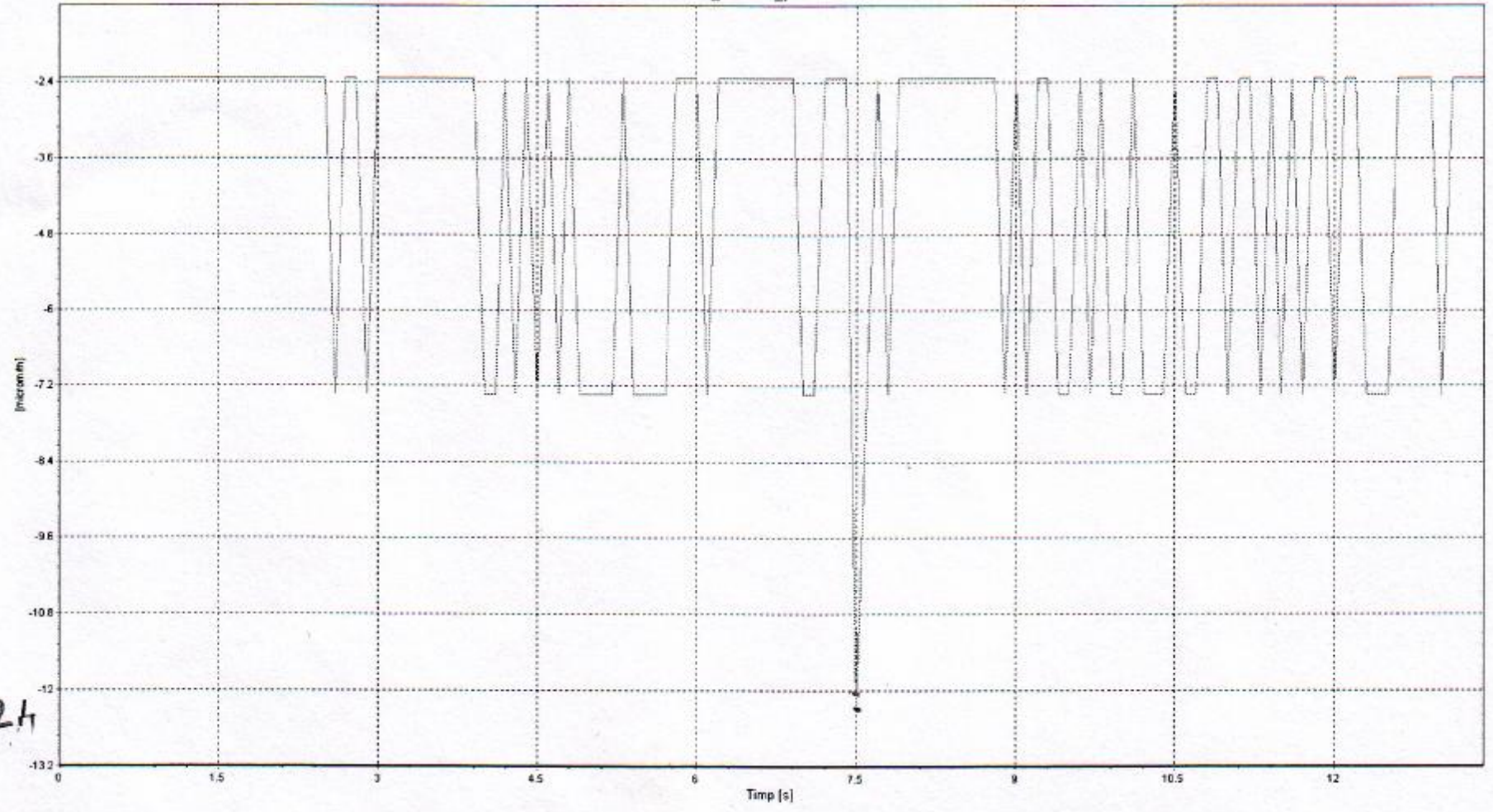


— Z : 34/1





v2\_21km/h\_p3

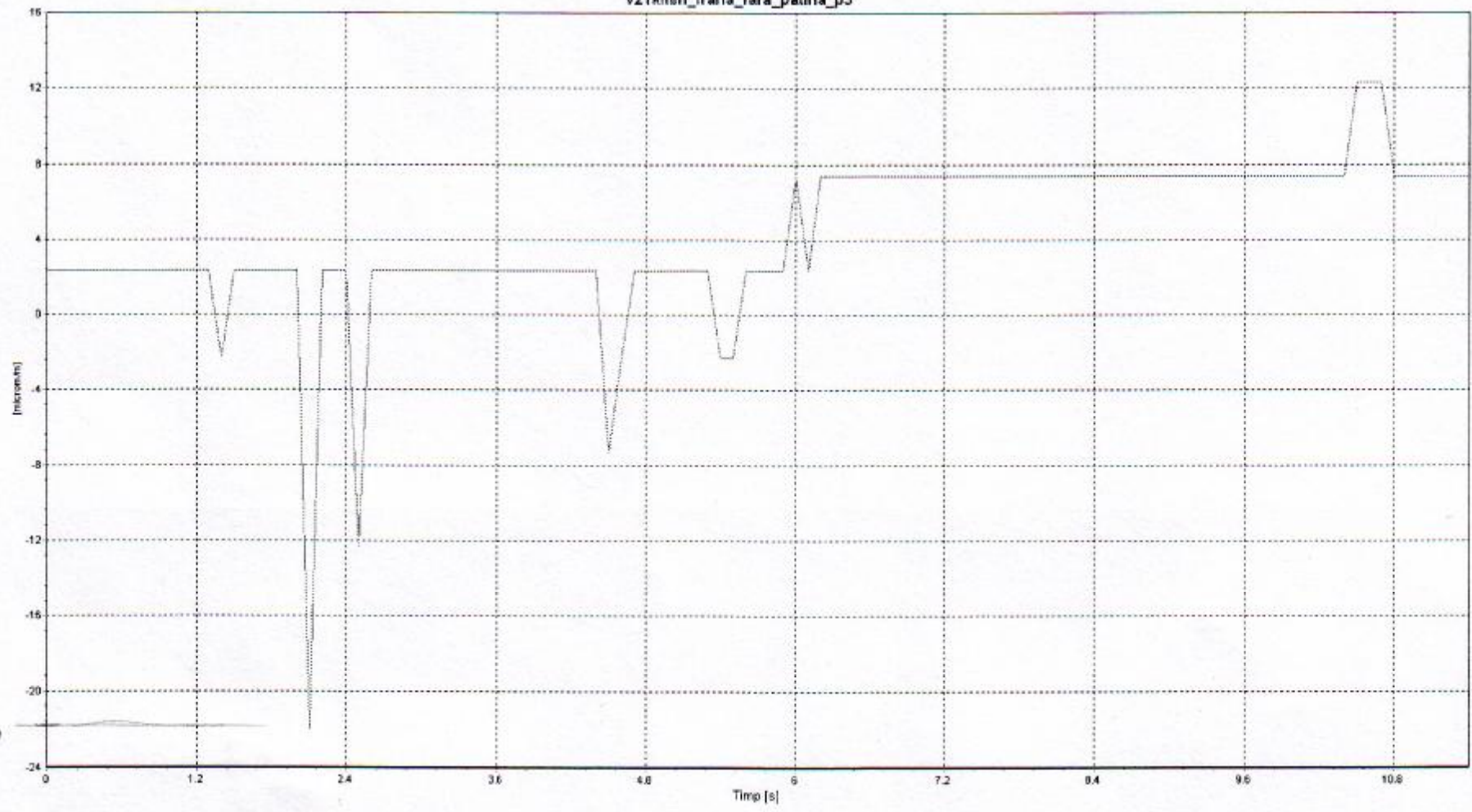


124

3 : 13/1



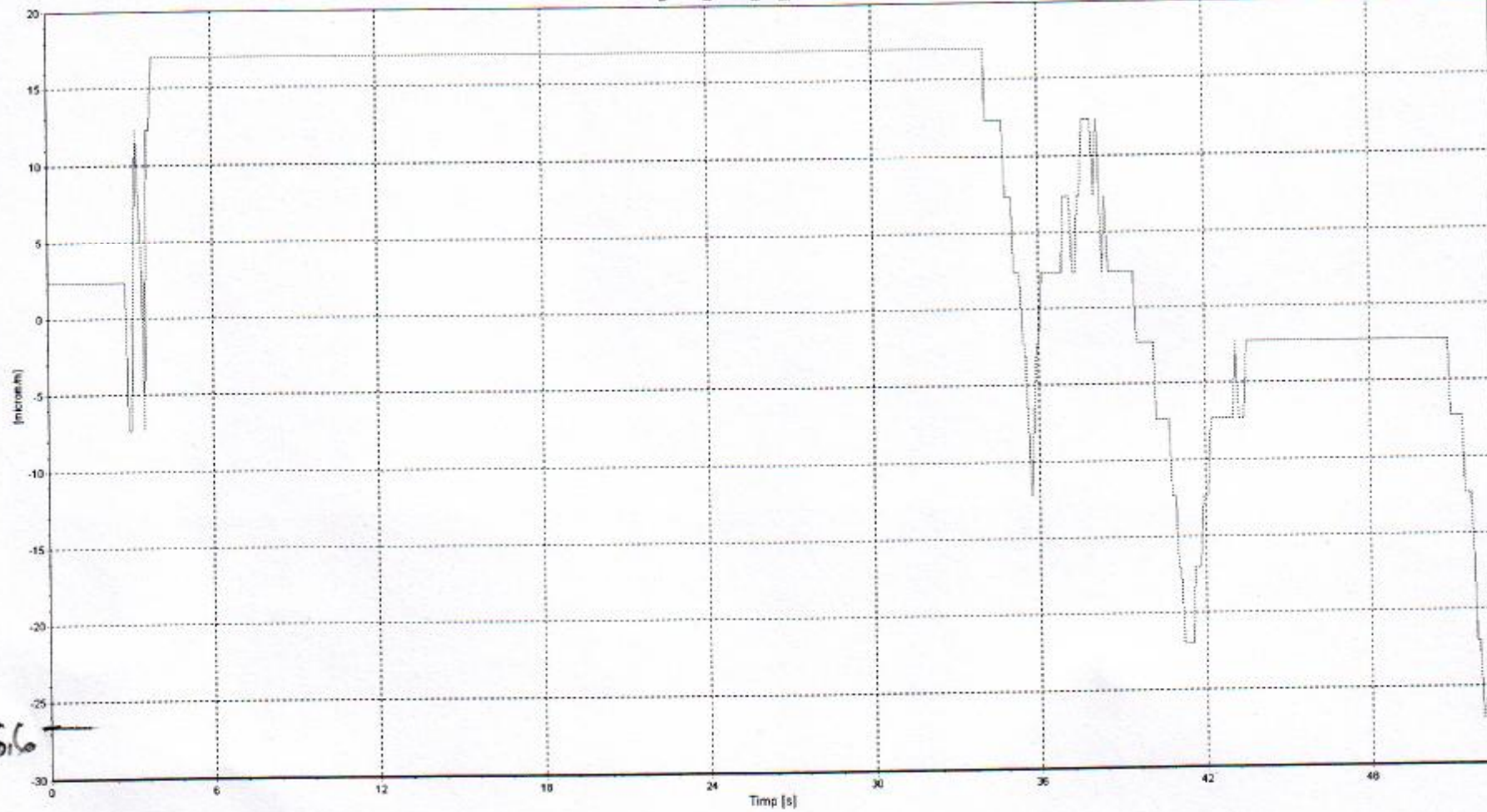
v21km/h\_frana\_fara\_patina\_p3



21,6

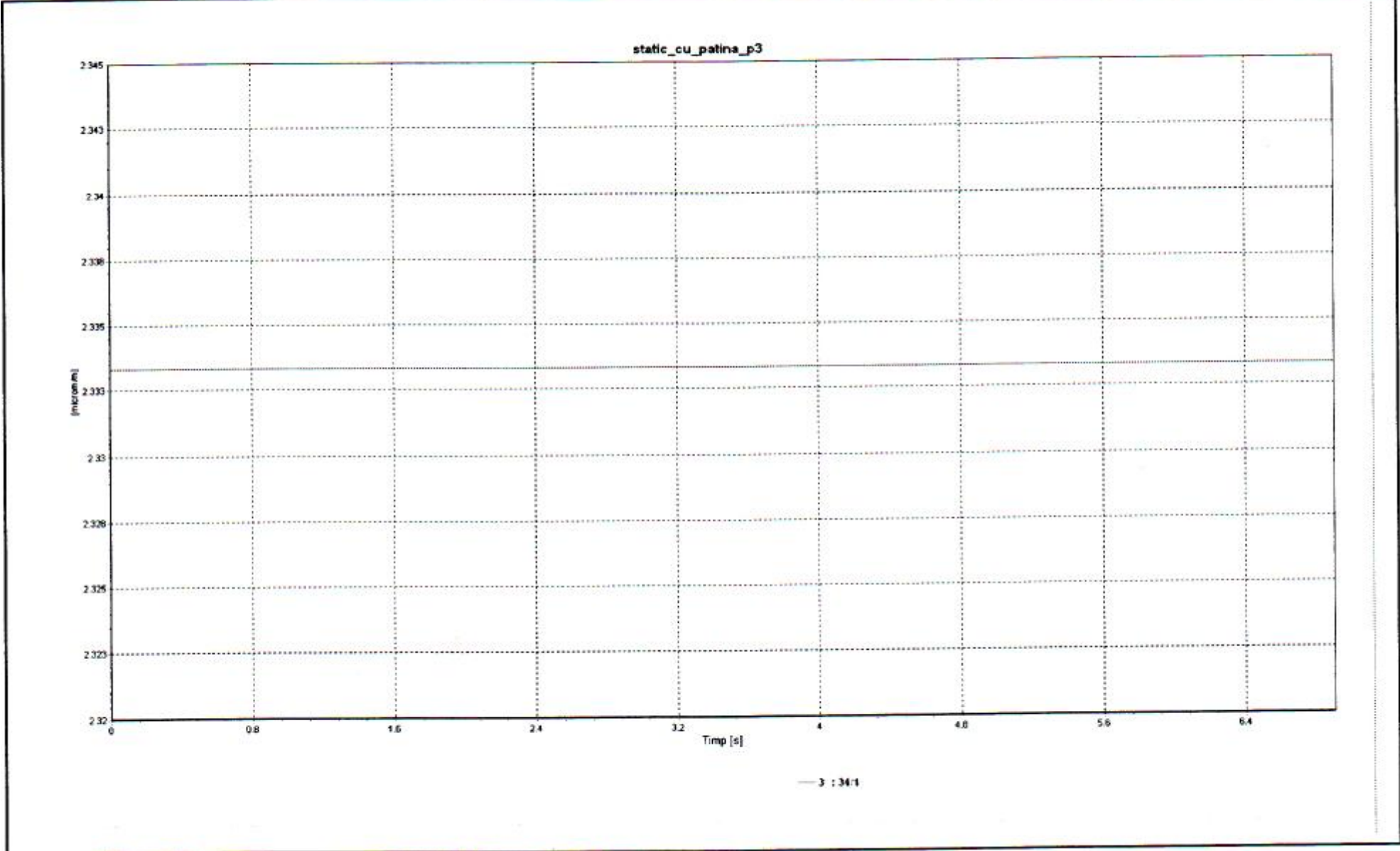
3 : 29/1

v22\_kmh\_frana\_cu\_patina\_p4

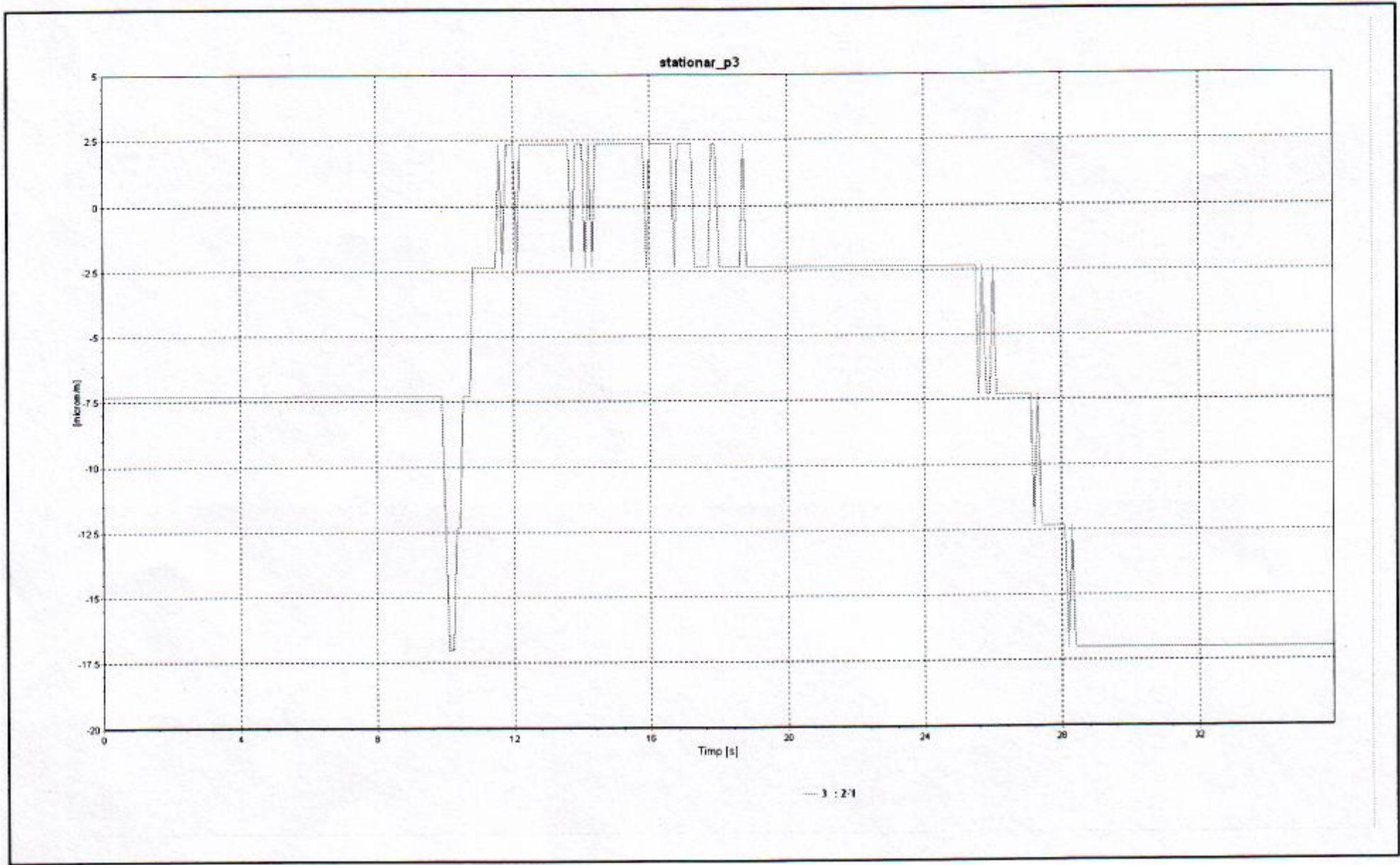


26.5

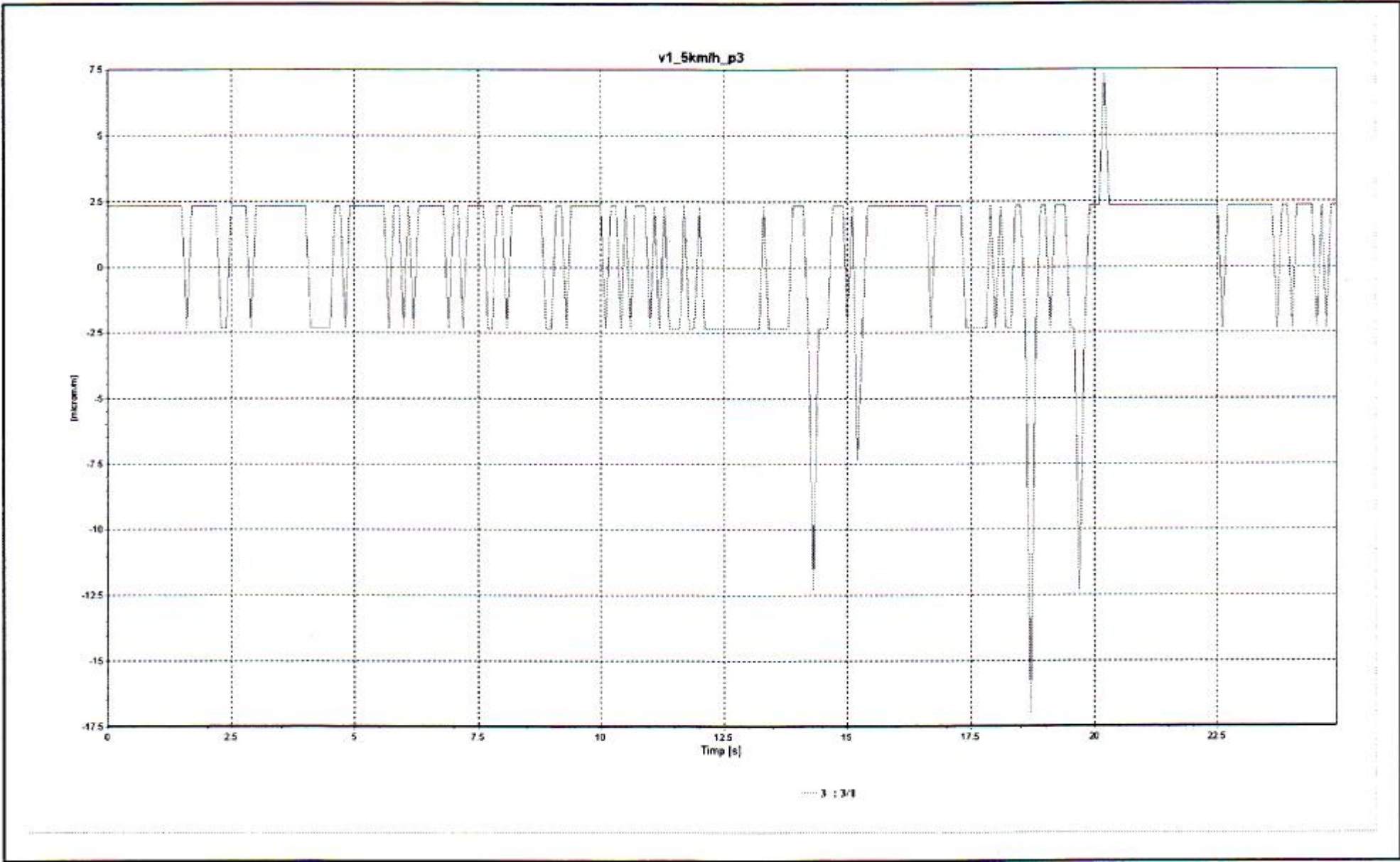
— 4 : 33:1

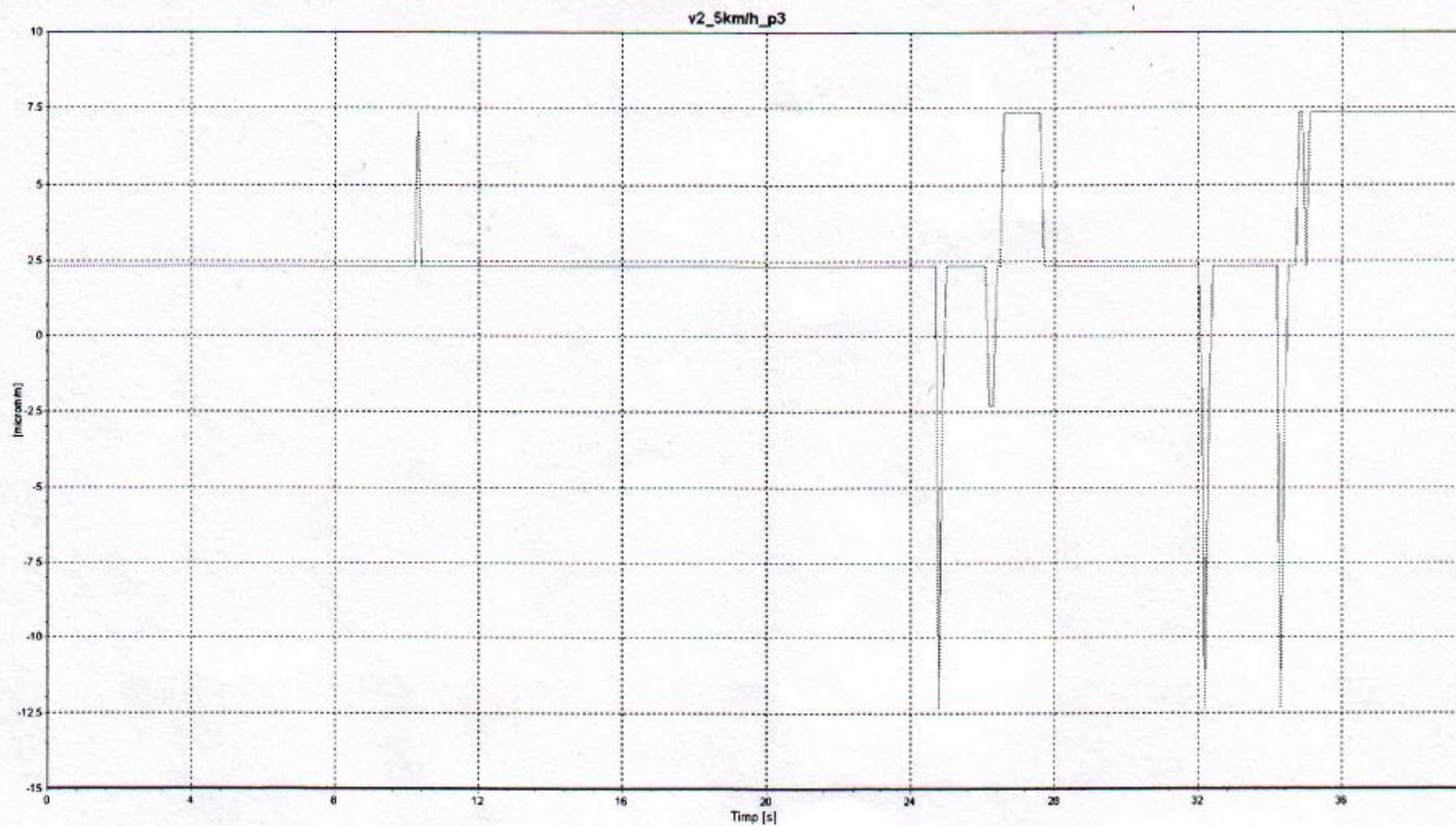






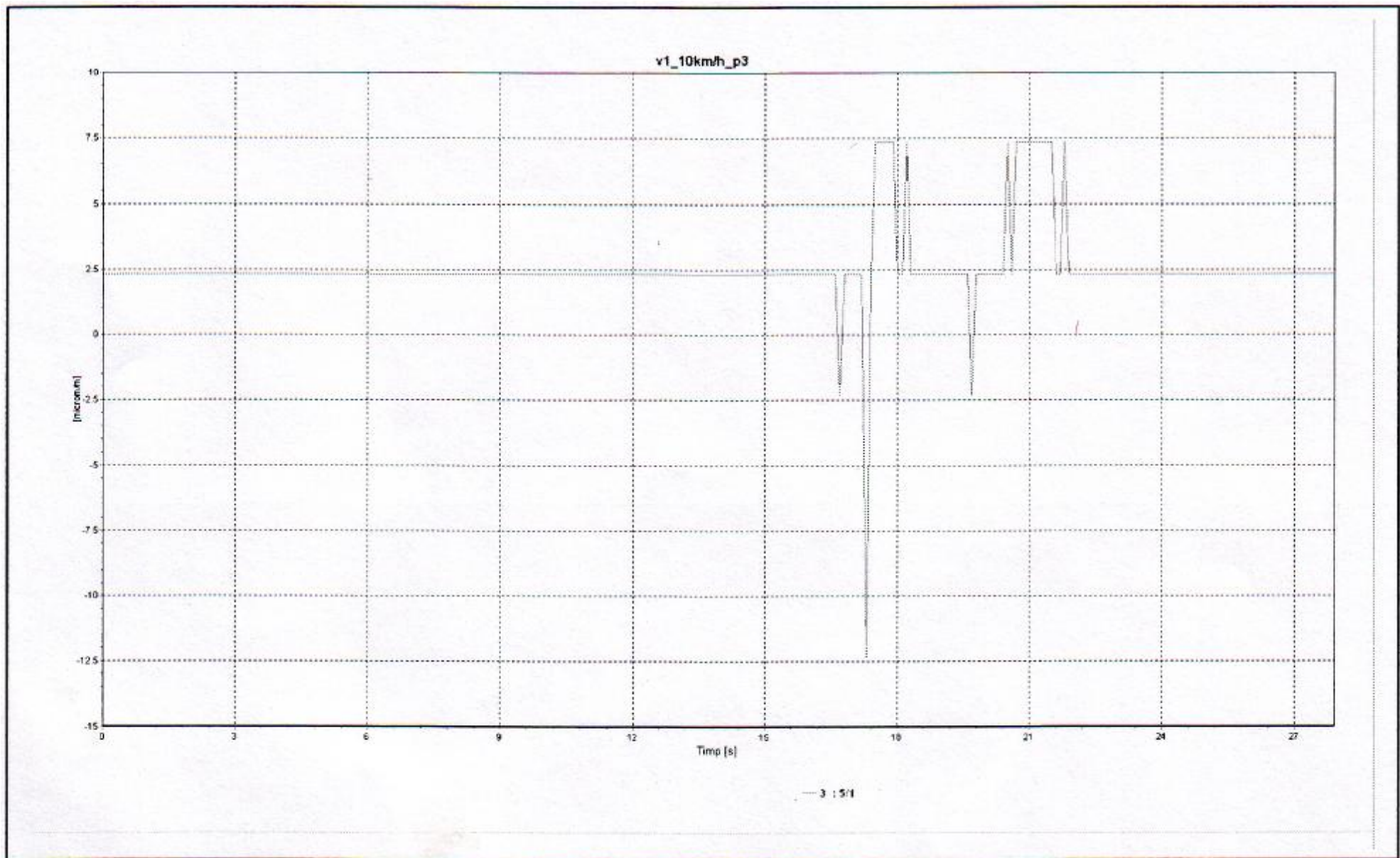




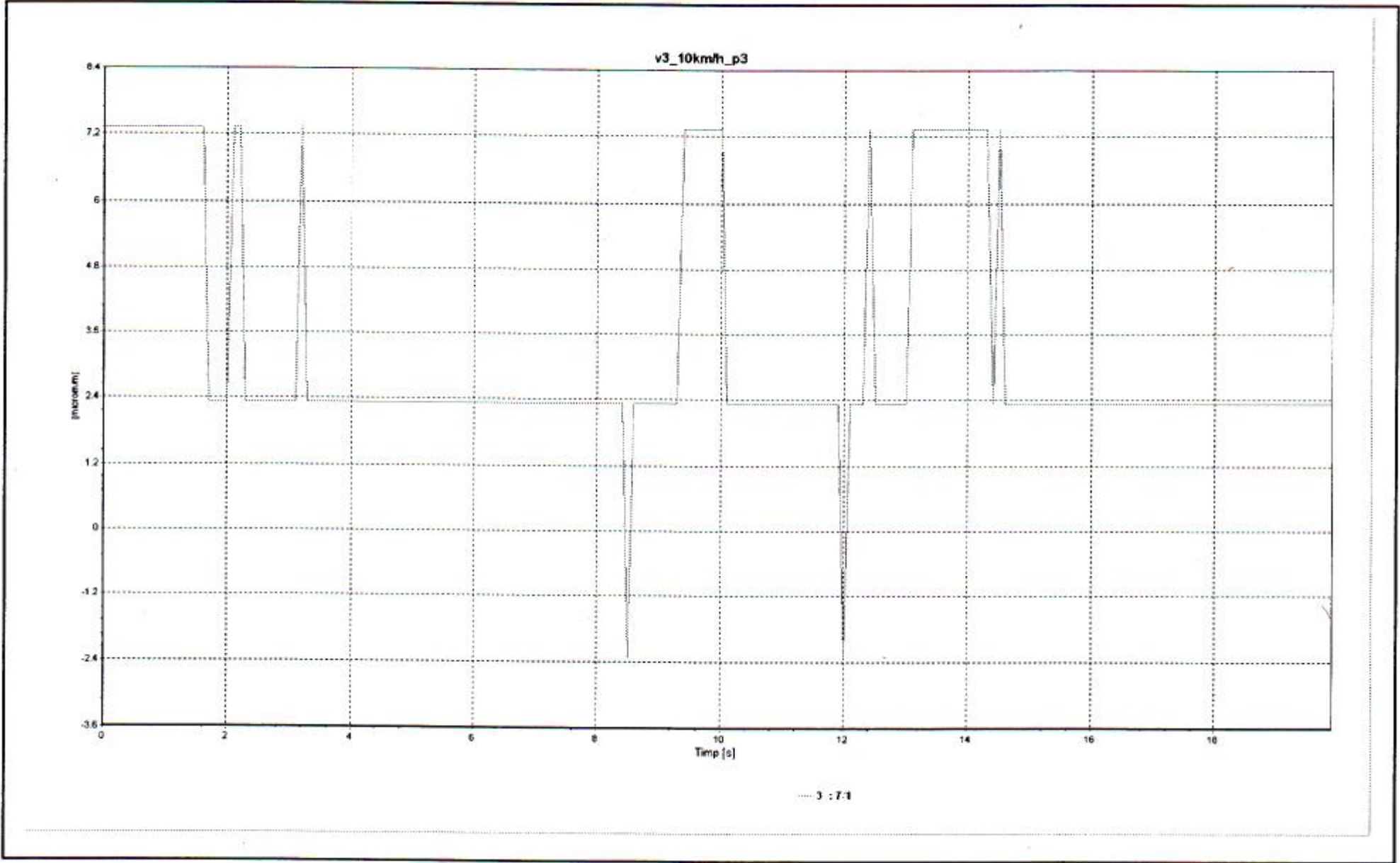


— 3 : 4:1

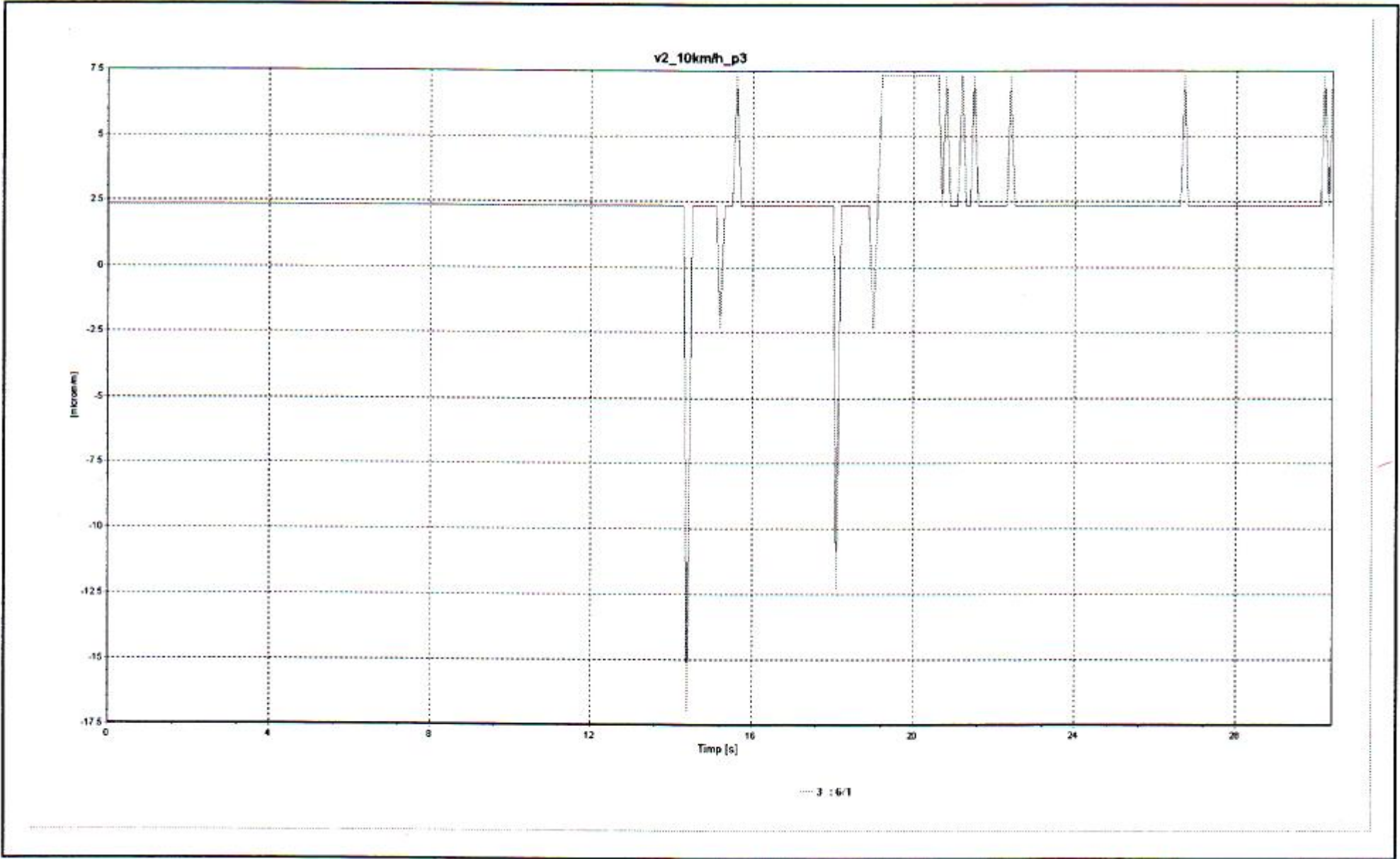


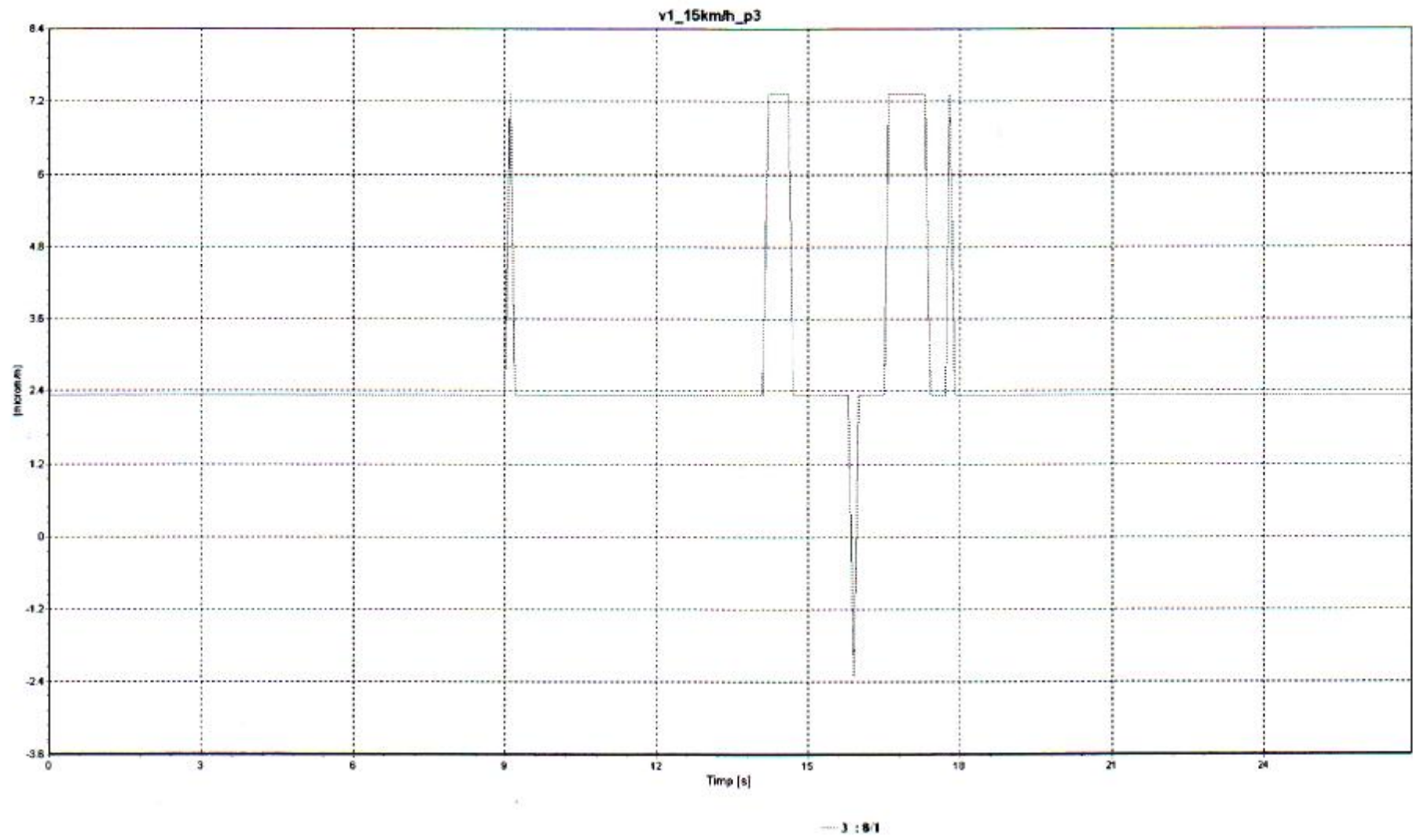


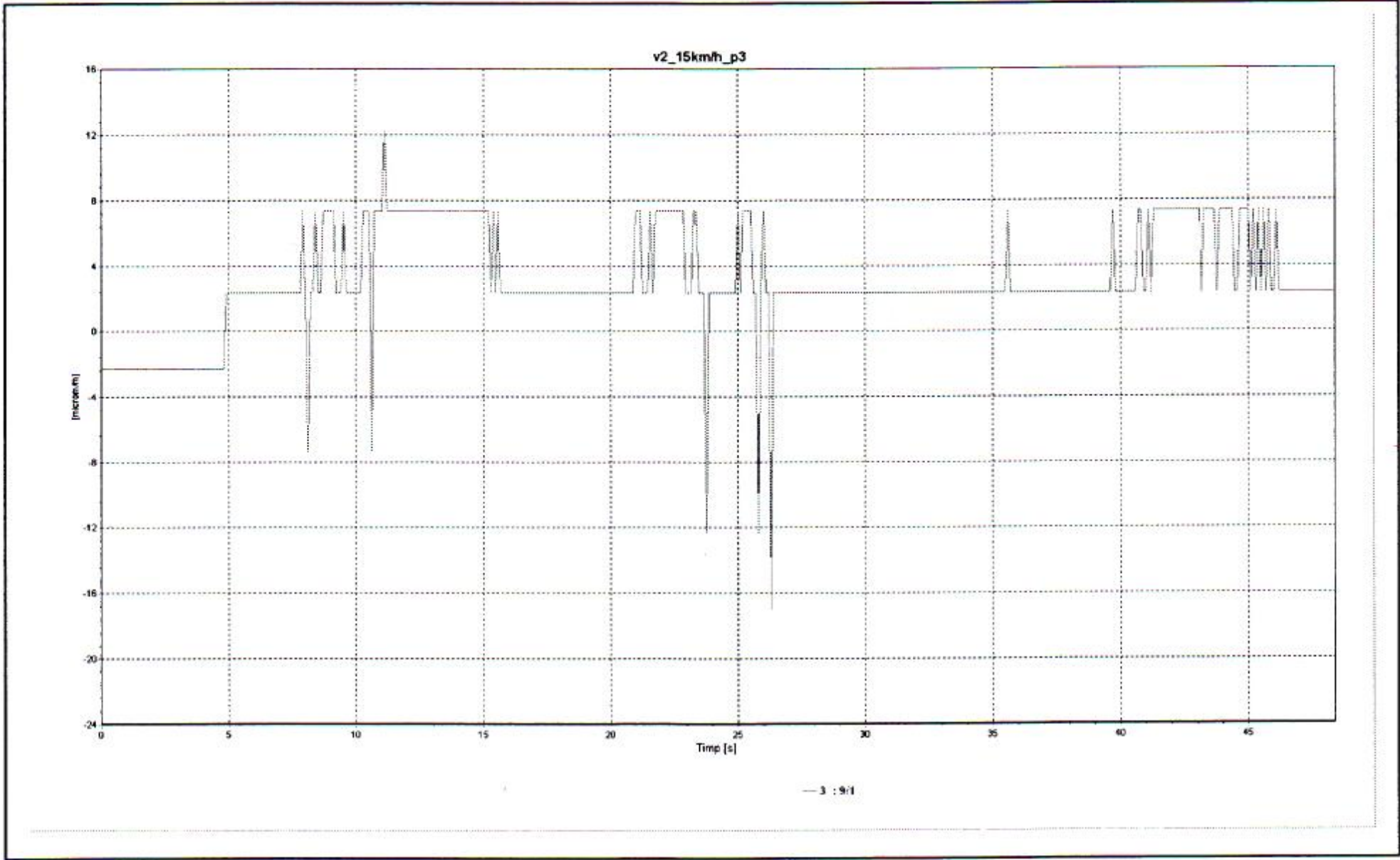
— 3 : 5/1



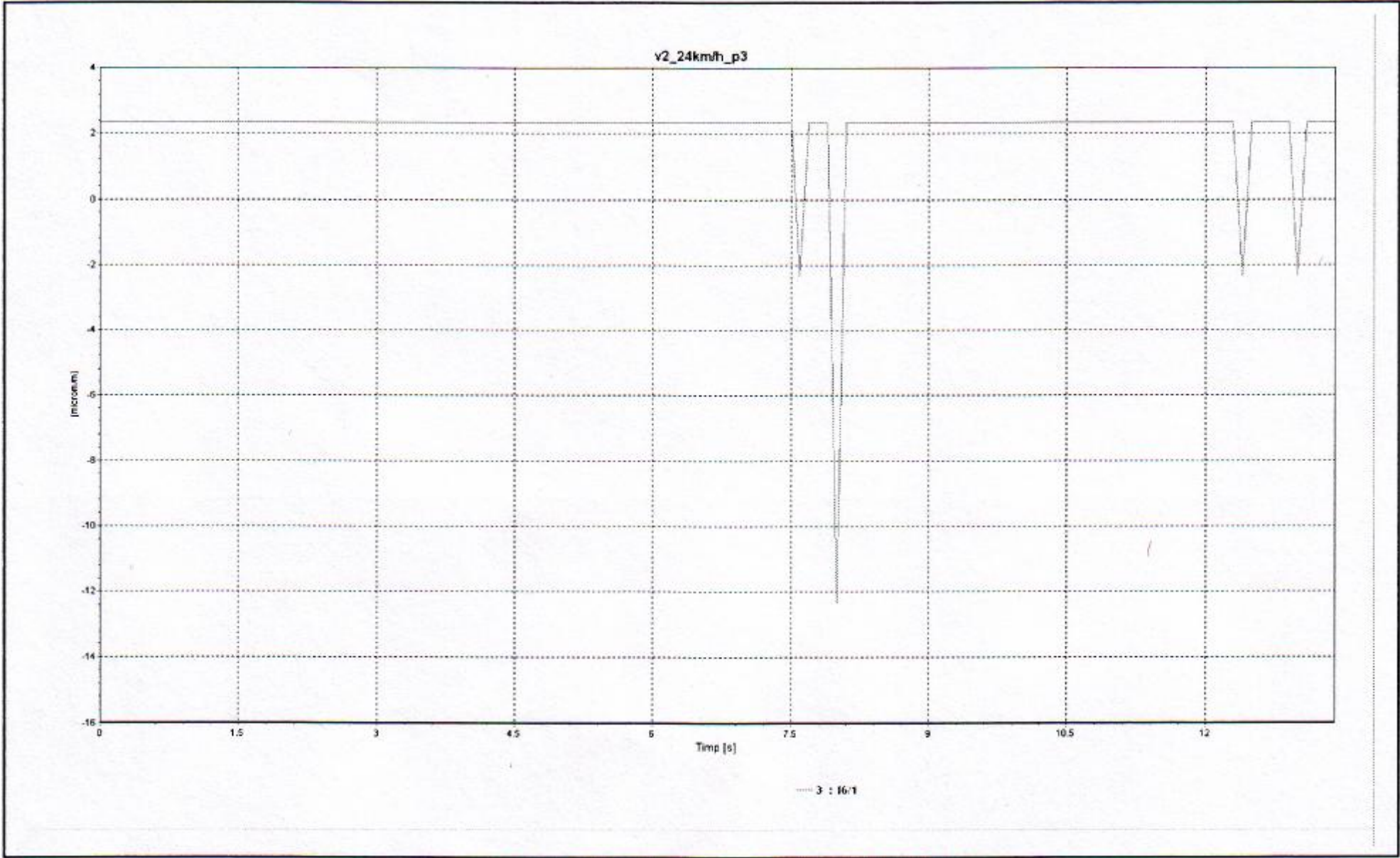




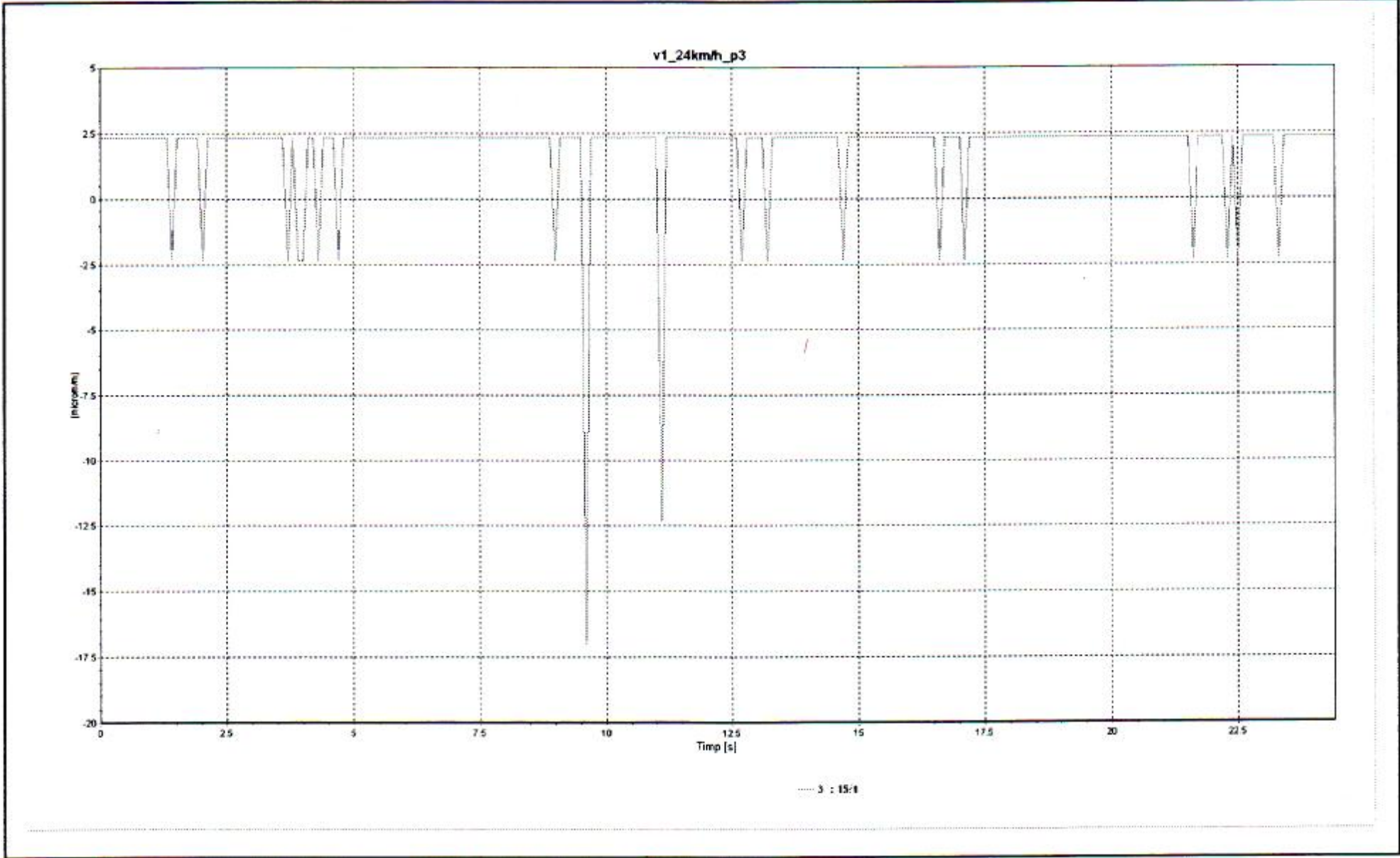


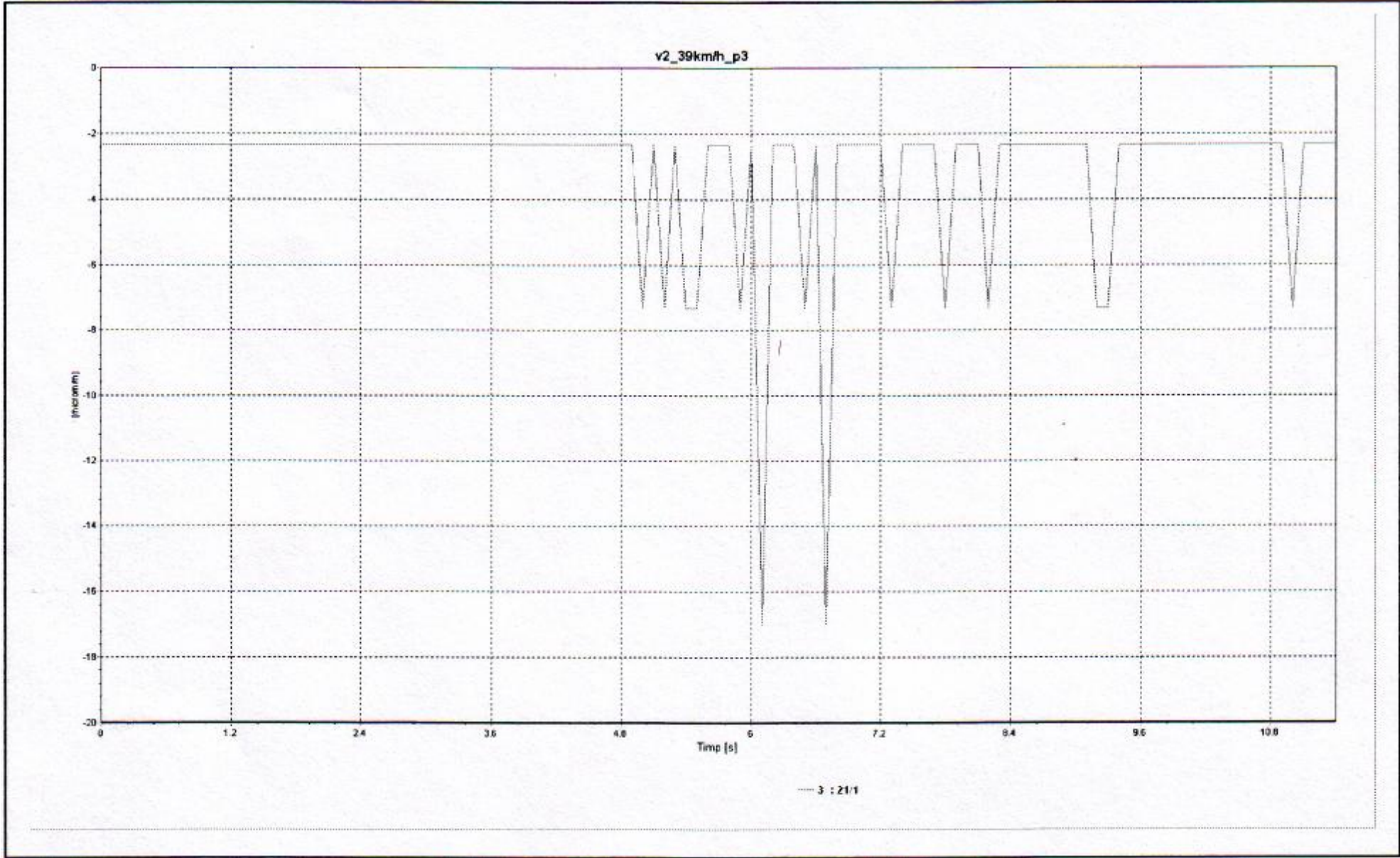




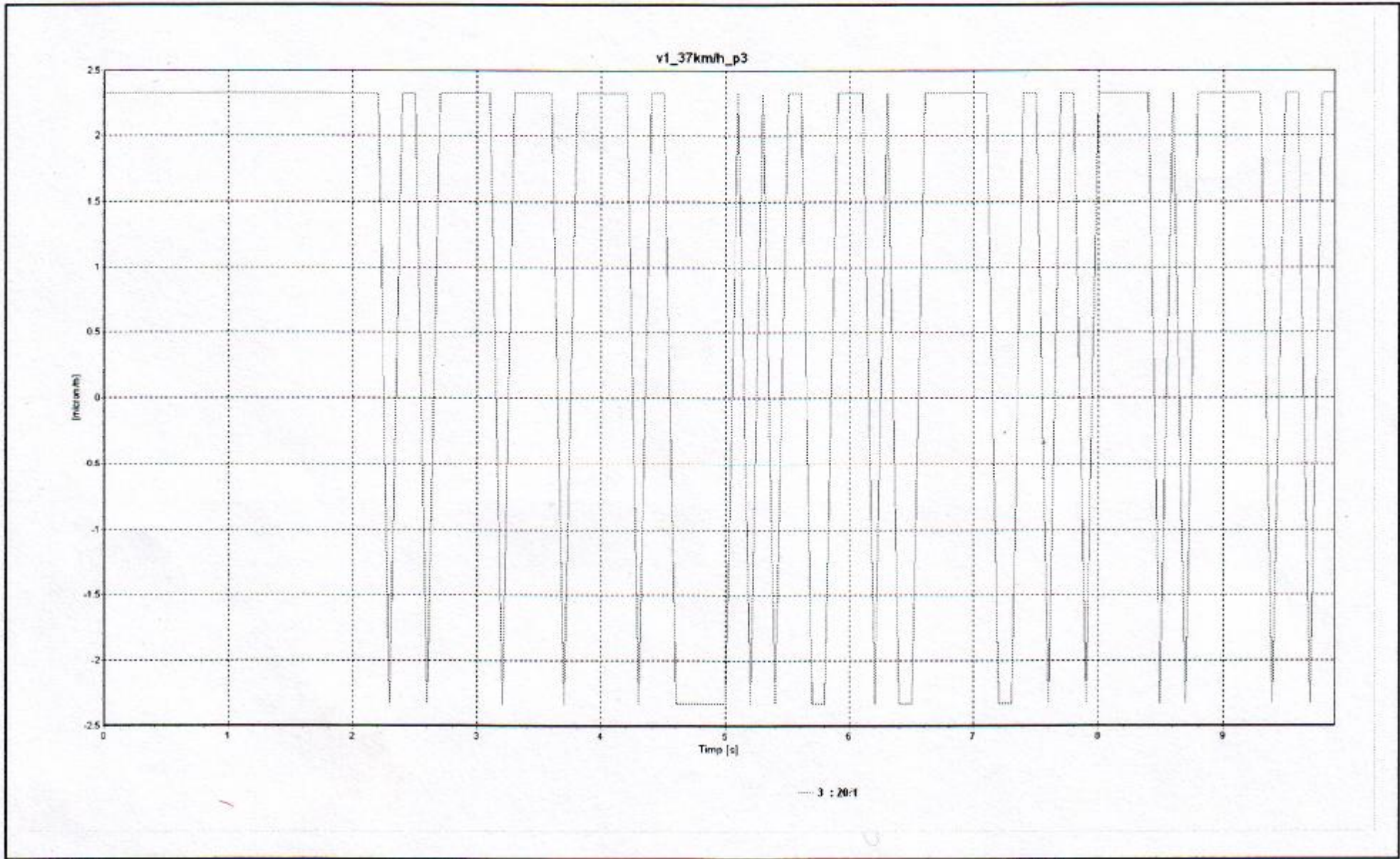


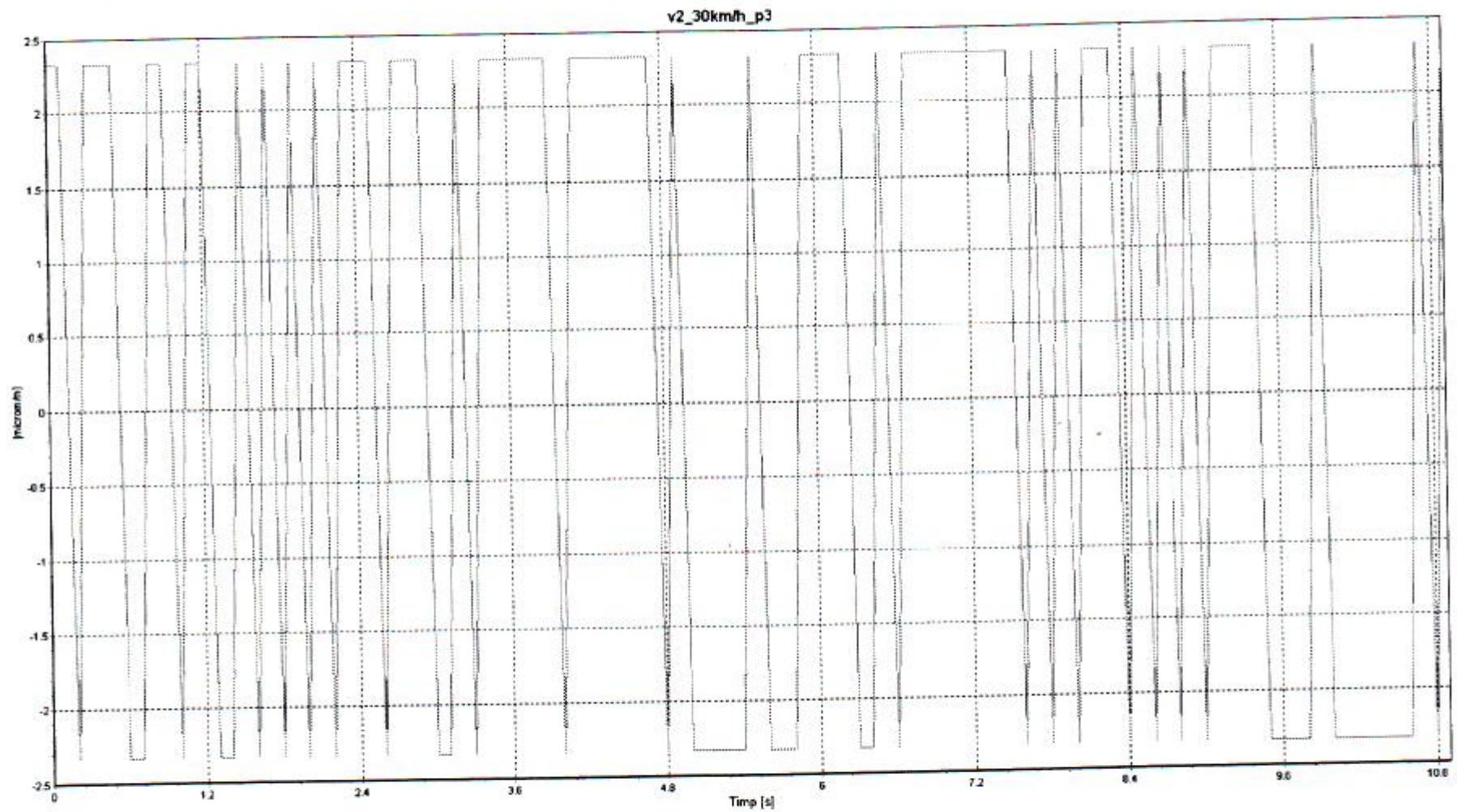






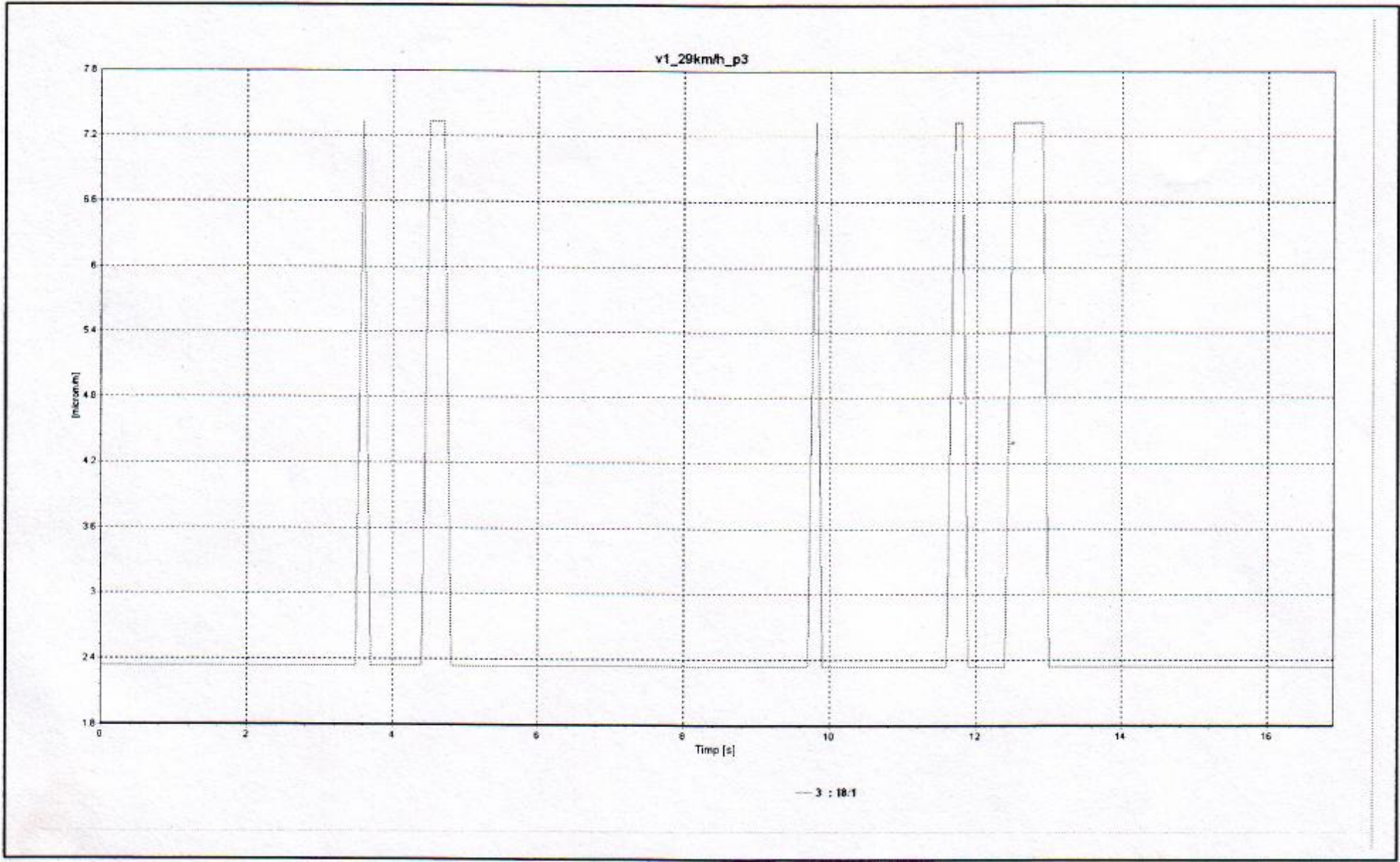


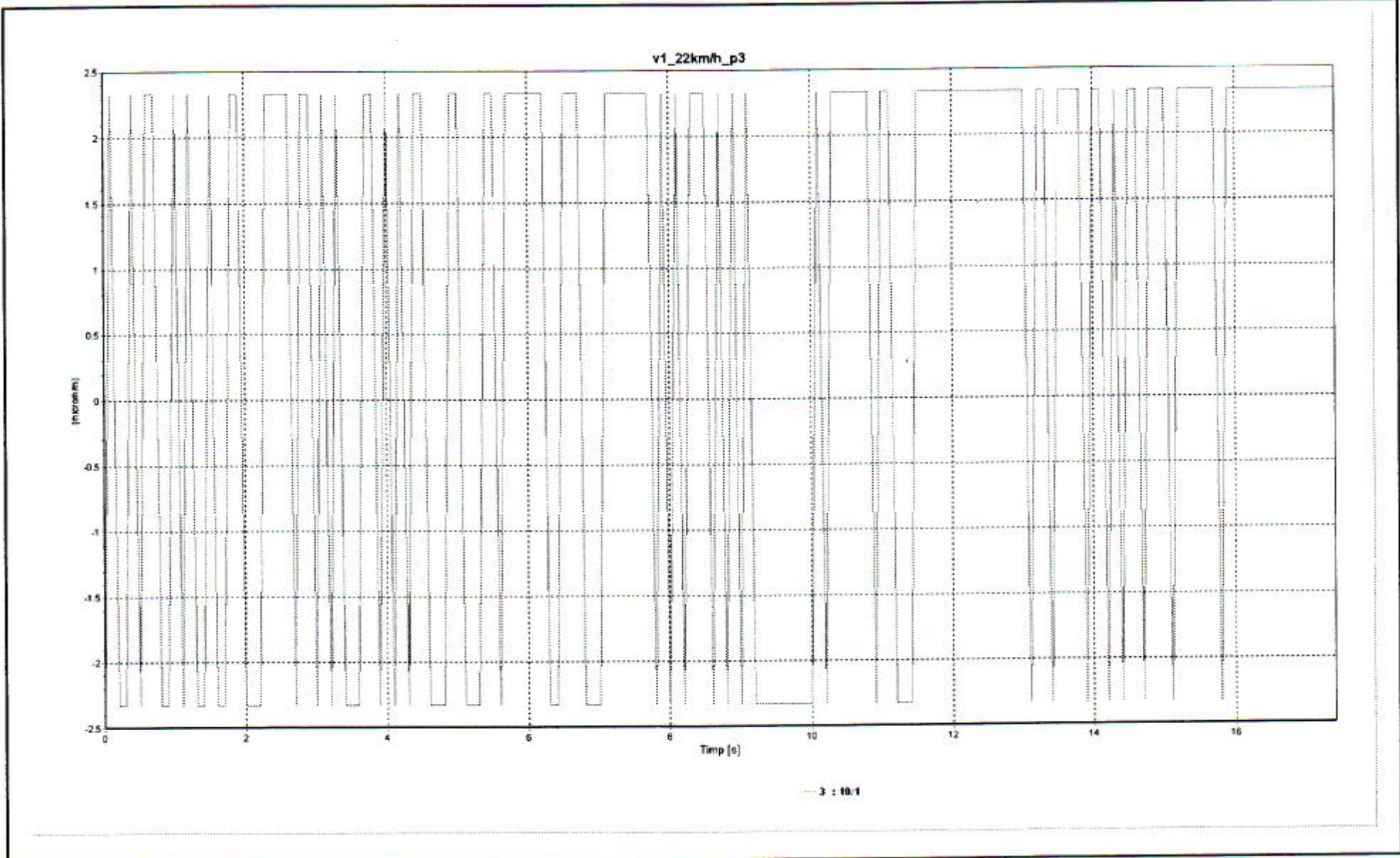




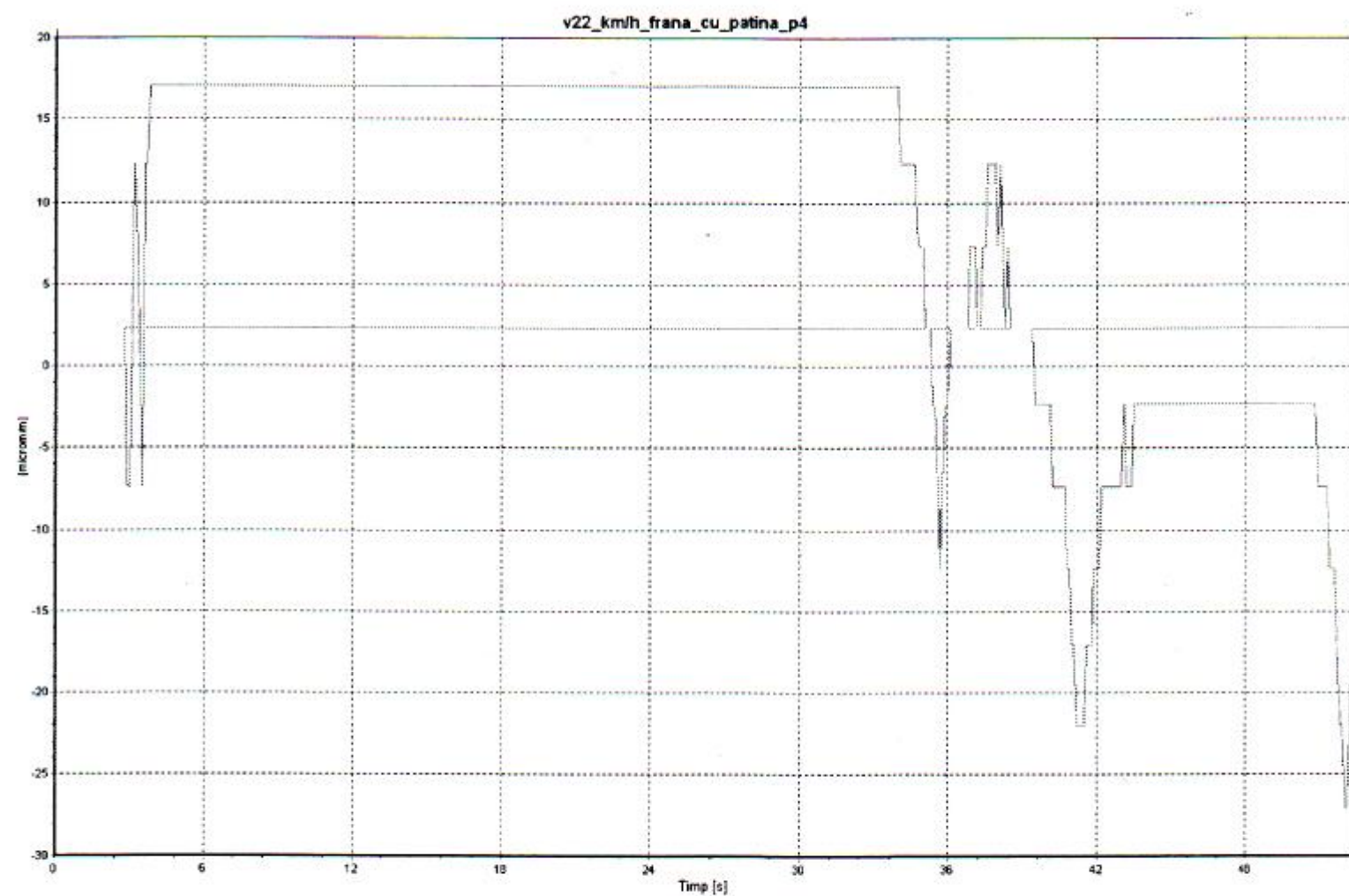
— 3 : 19:1





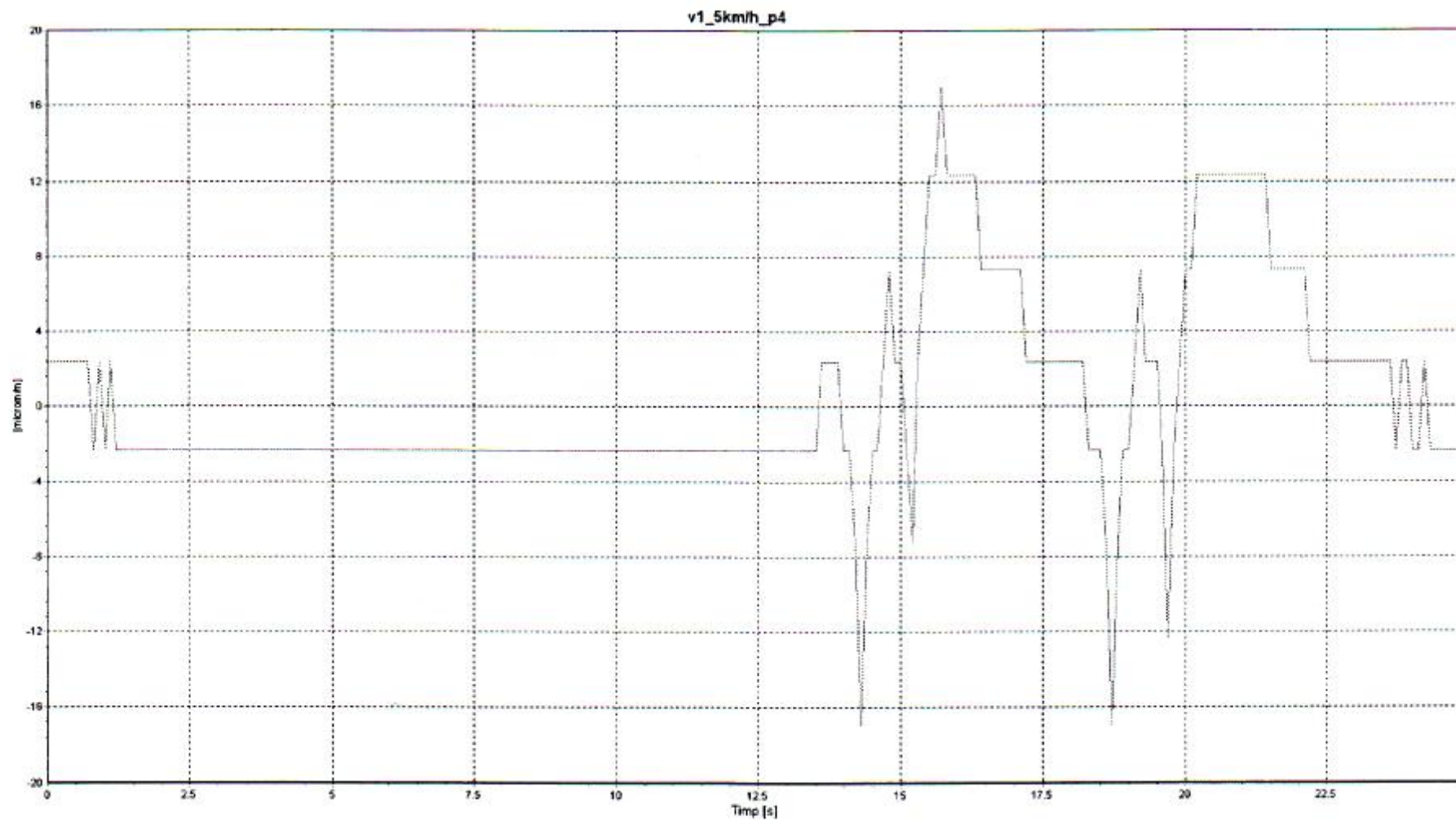






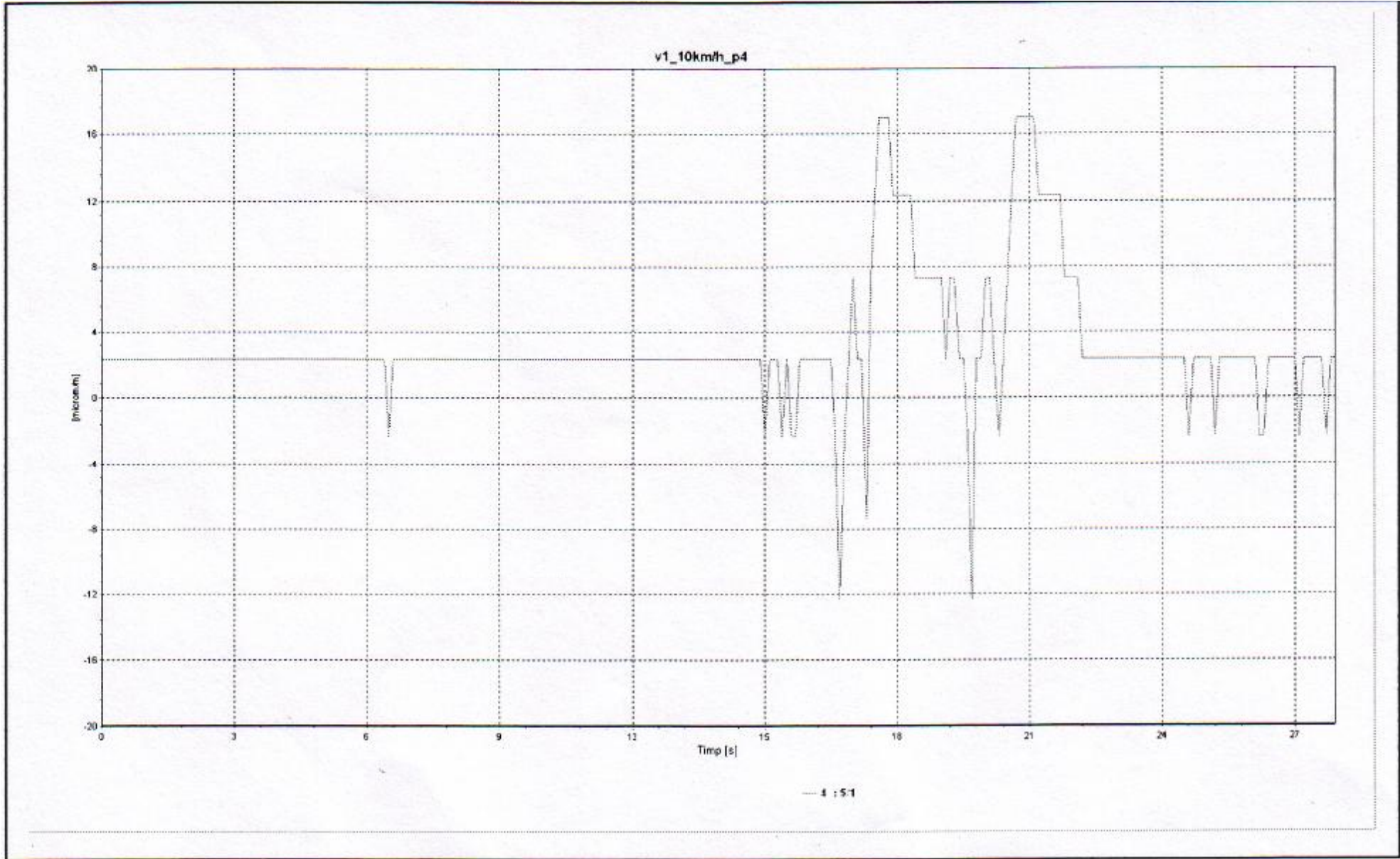
Time [s]  
 x1 = 0.00000  
 x2 = 52.40000  
 x2-x1 = 52.40000  
 4 [microm/m]  
 y1 = 2.333  
 y2 = -17.000  
 y2-y1 = -19.333

— 4 : 33'1

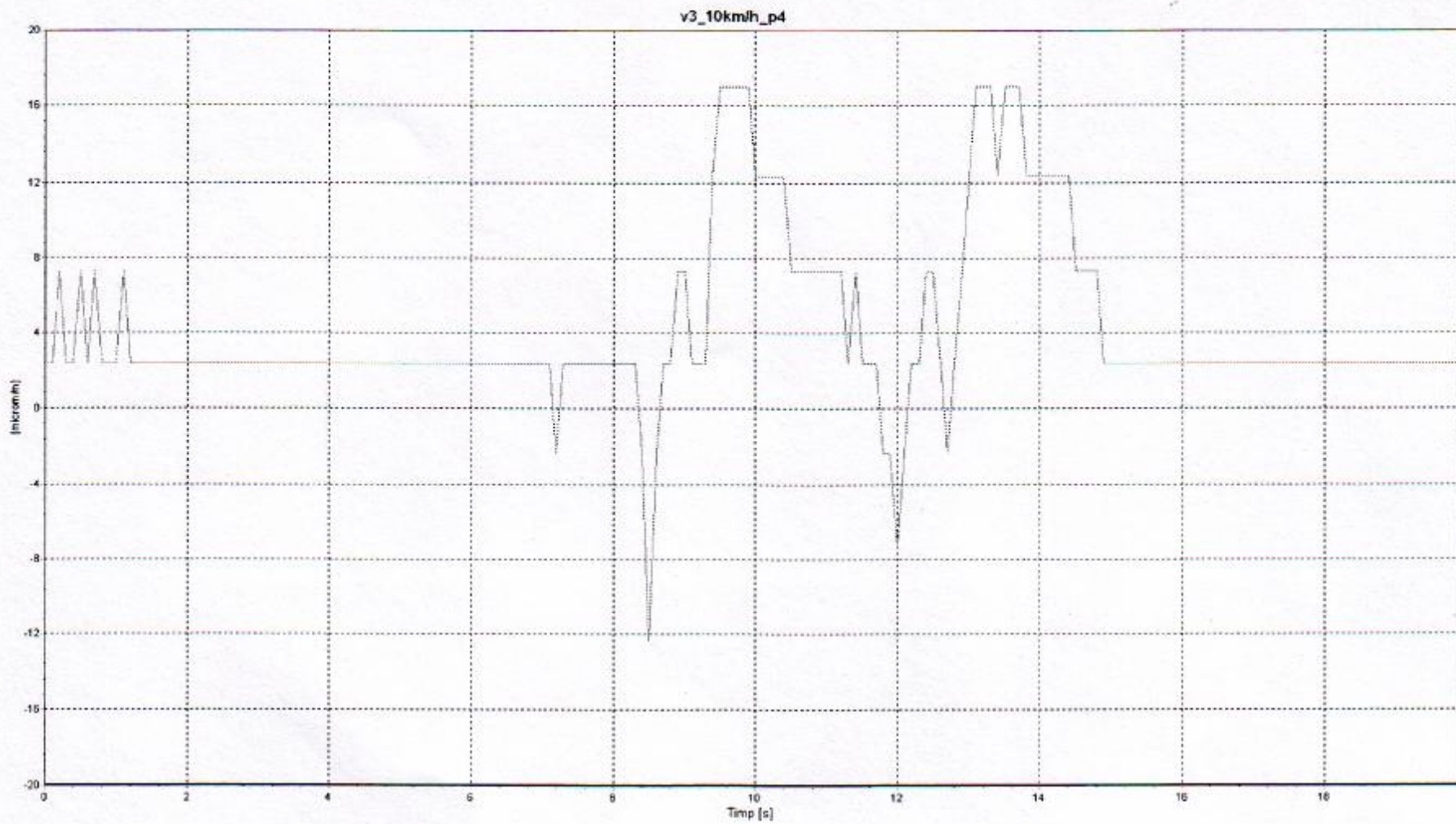


— 4 : 3:1



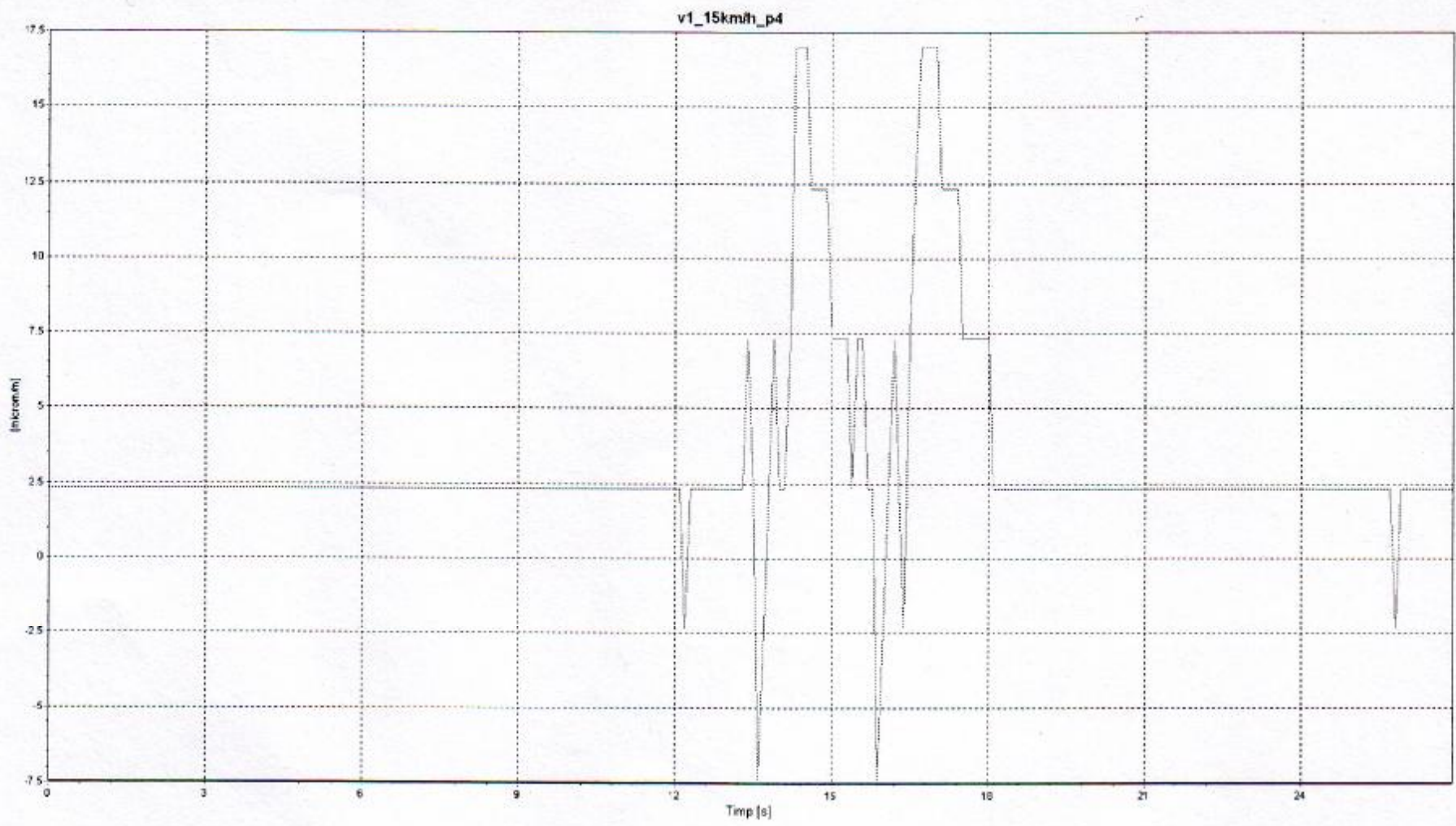


— 4 : 5:1

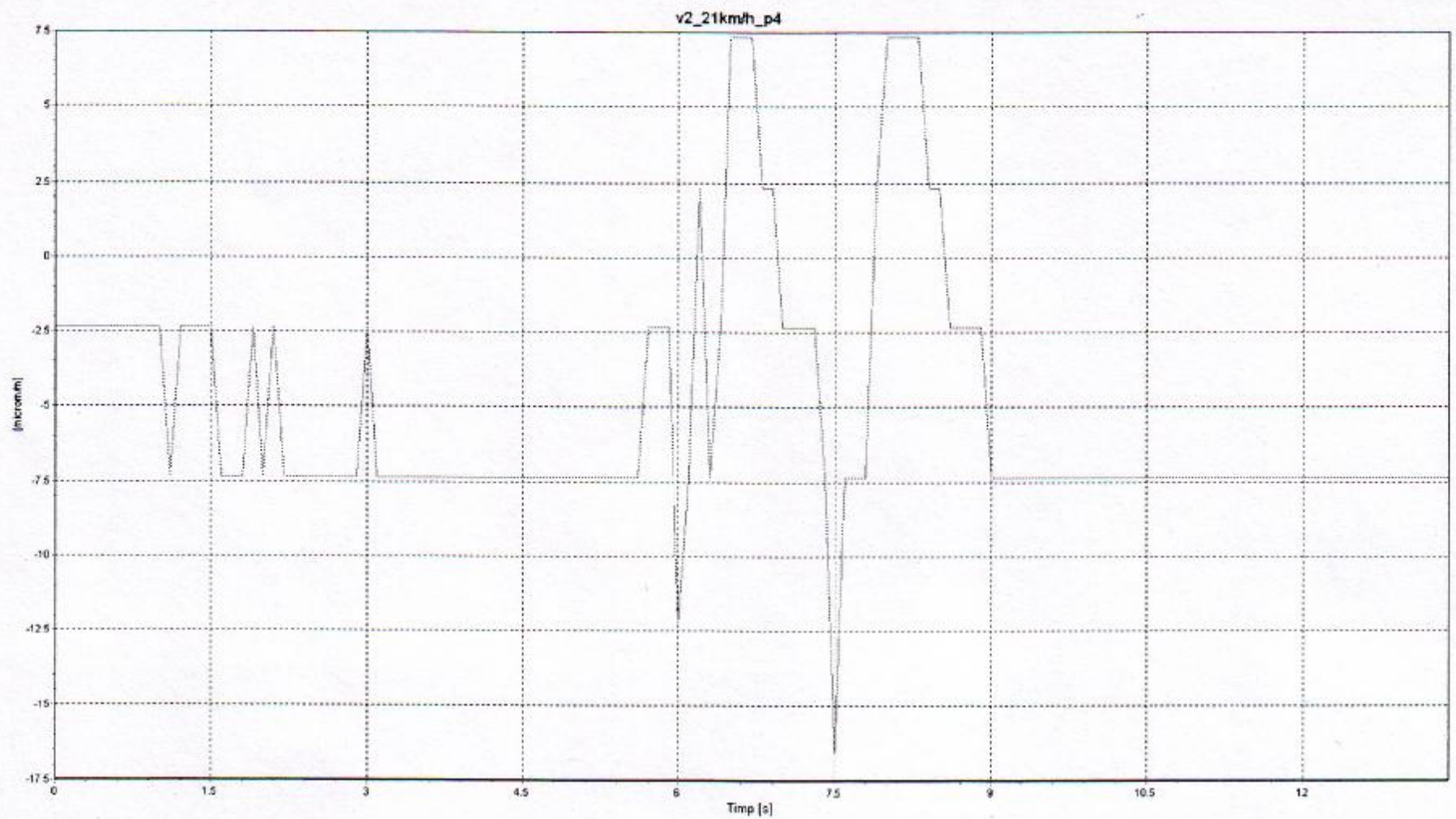


--- 4 : 7.1



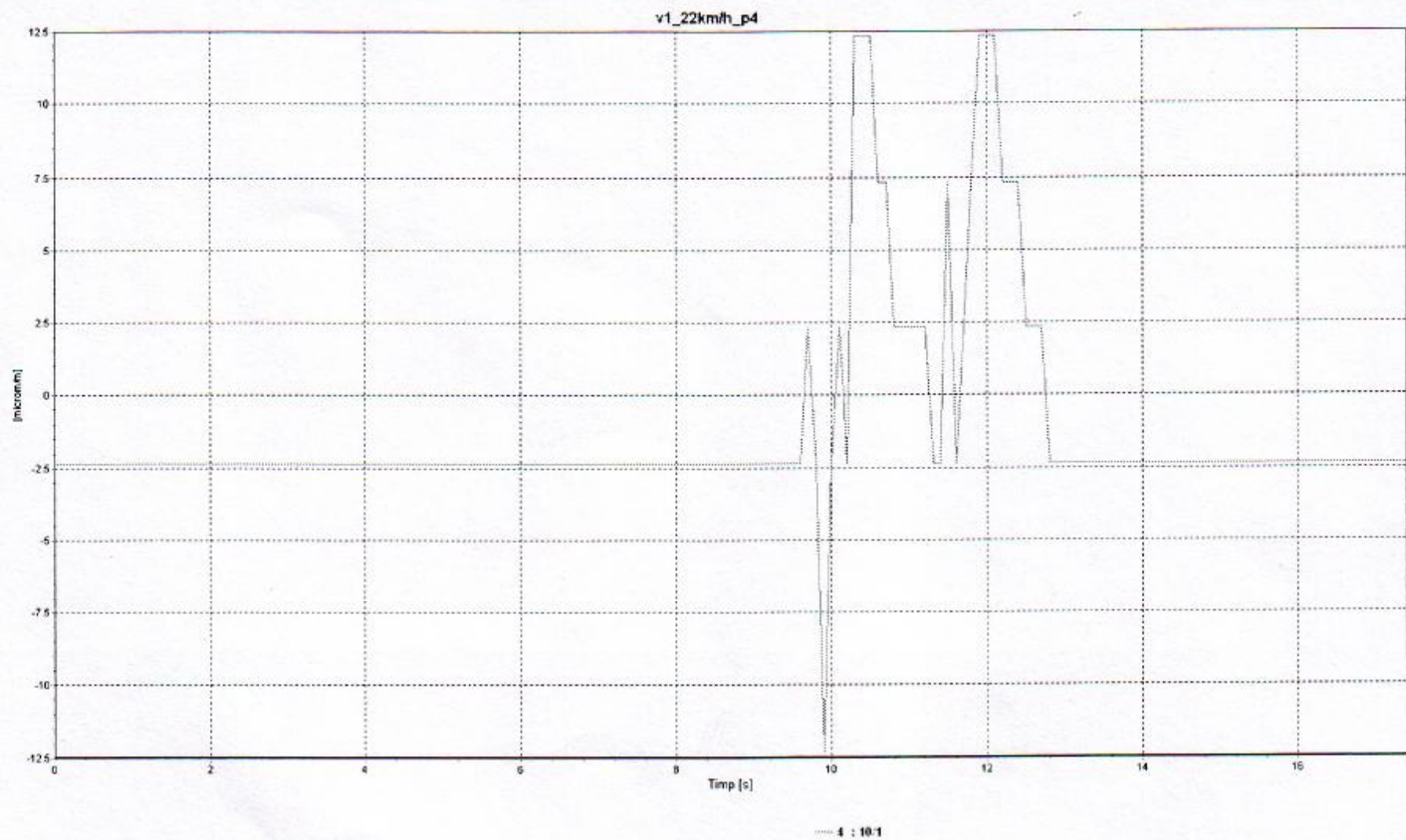


— 4 : 8:1



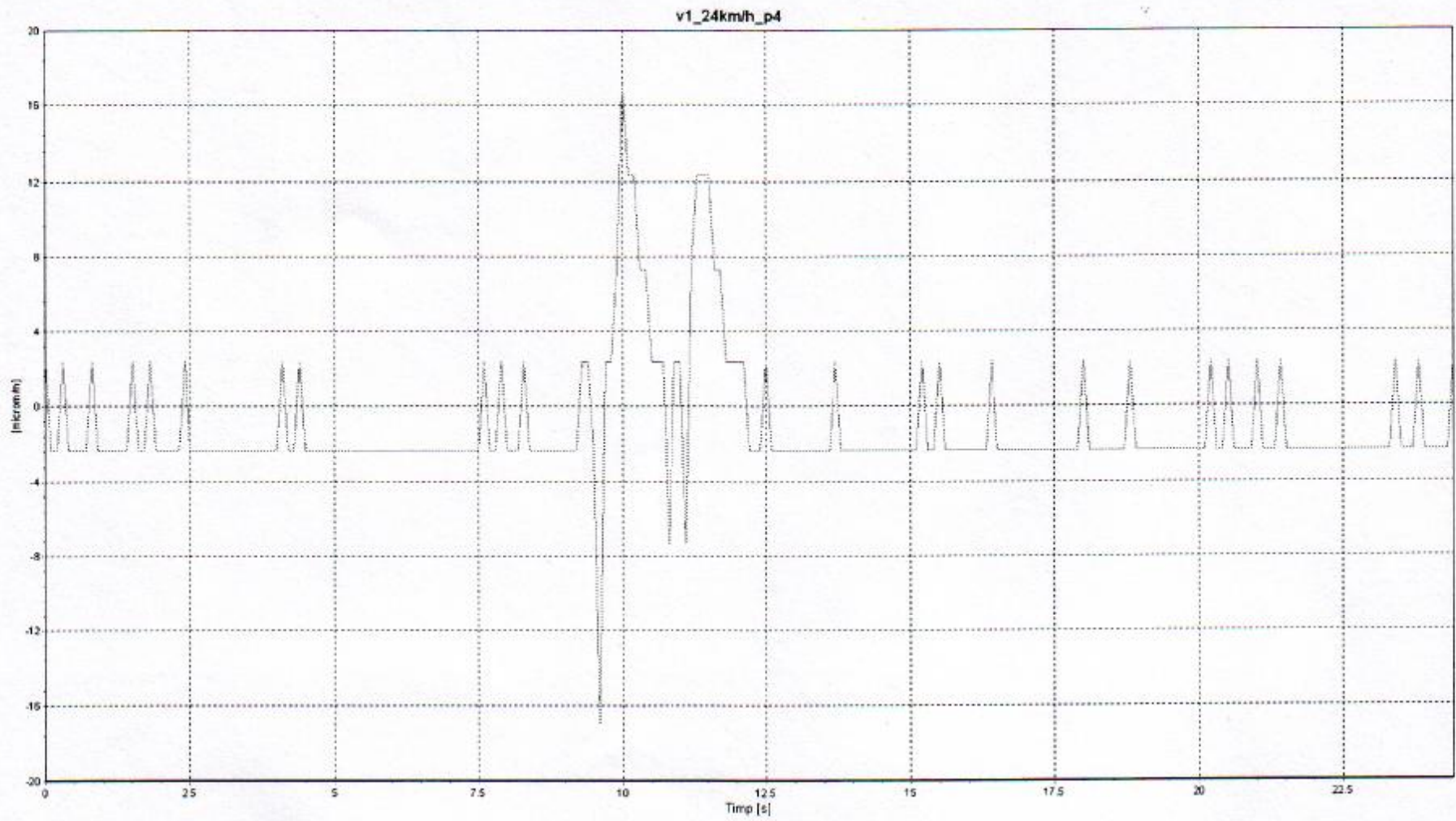
— 4 : 10/1





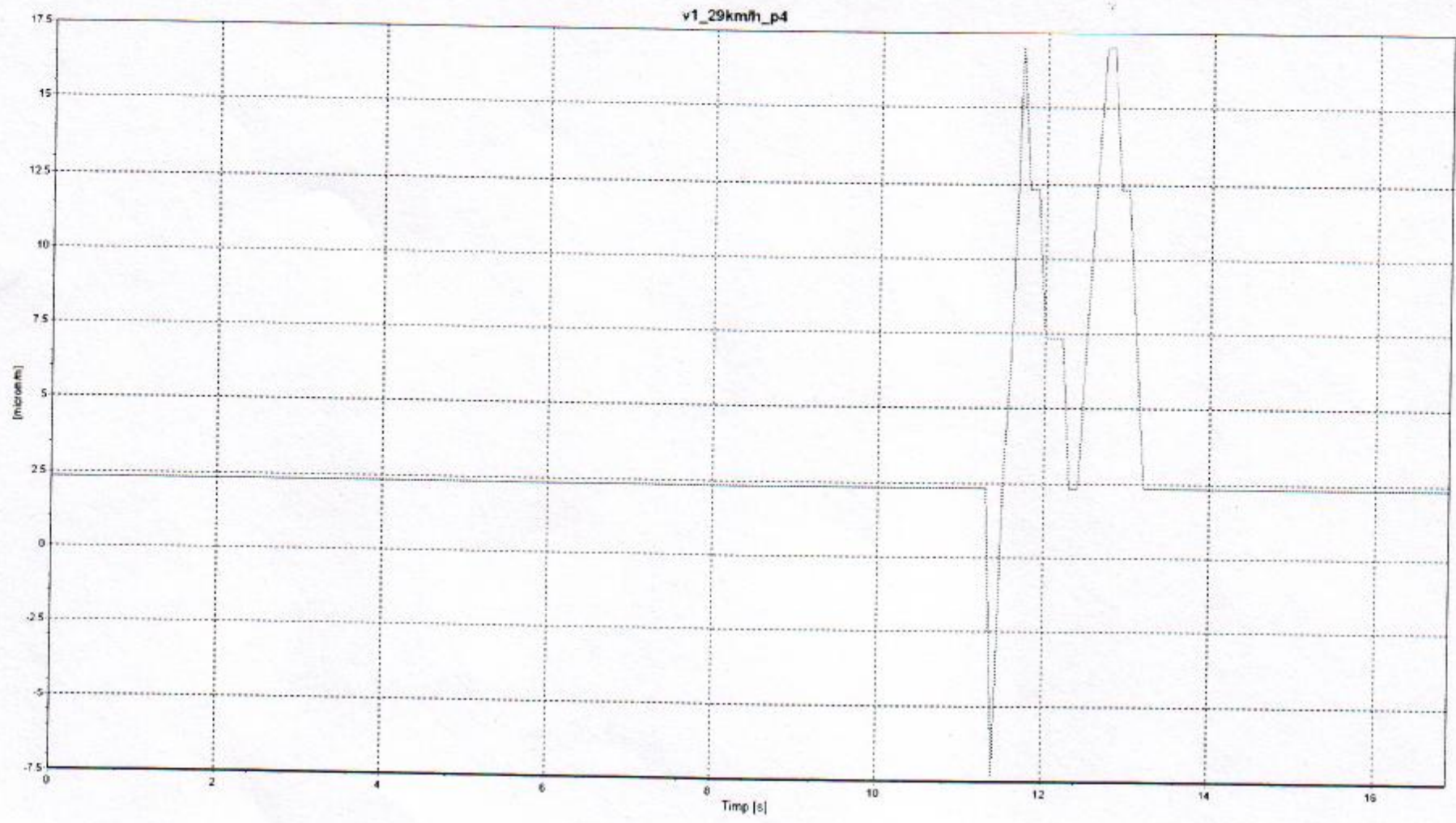


— 4 : 16/1



4 : 15:1

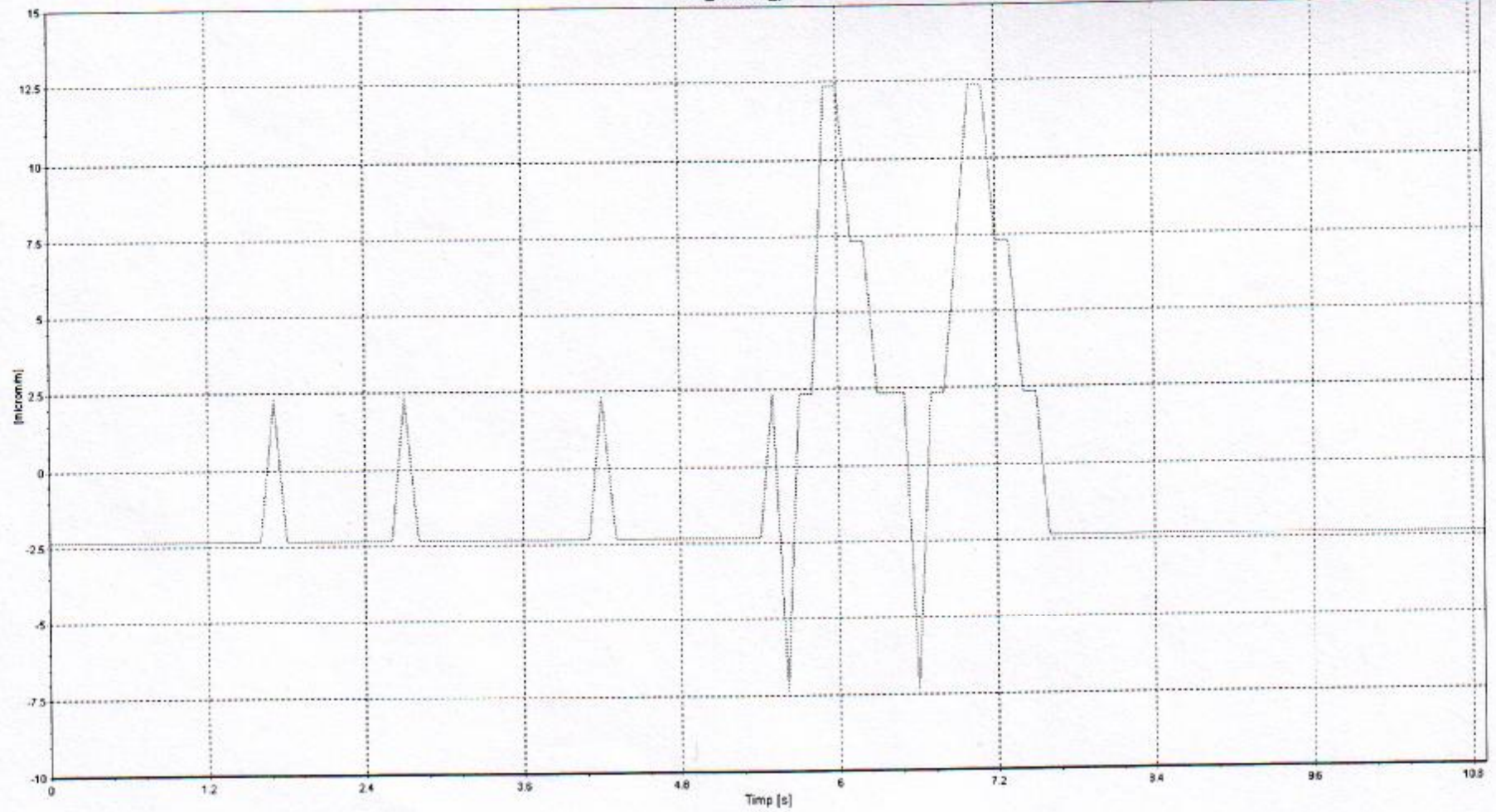




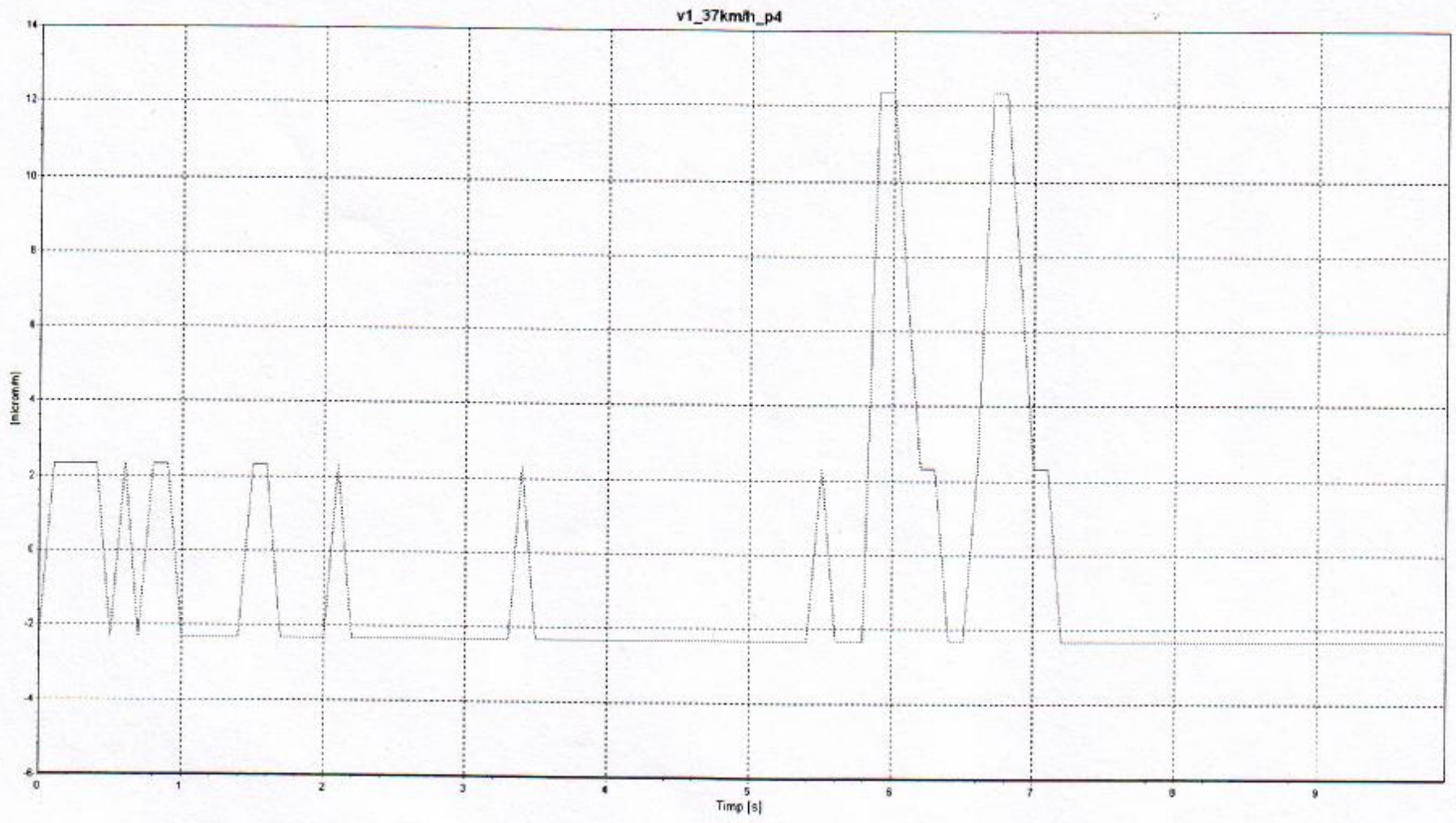
4 : 10/1



v2\_30km/h\_p4

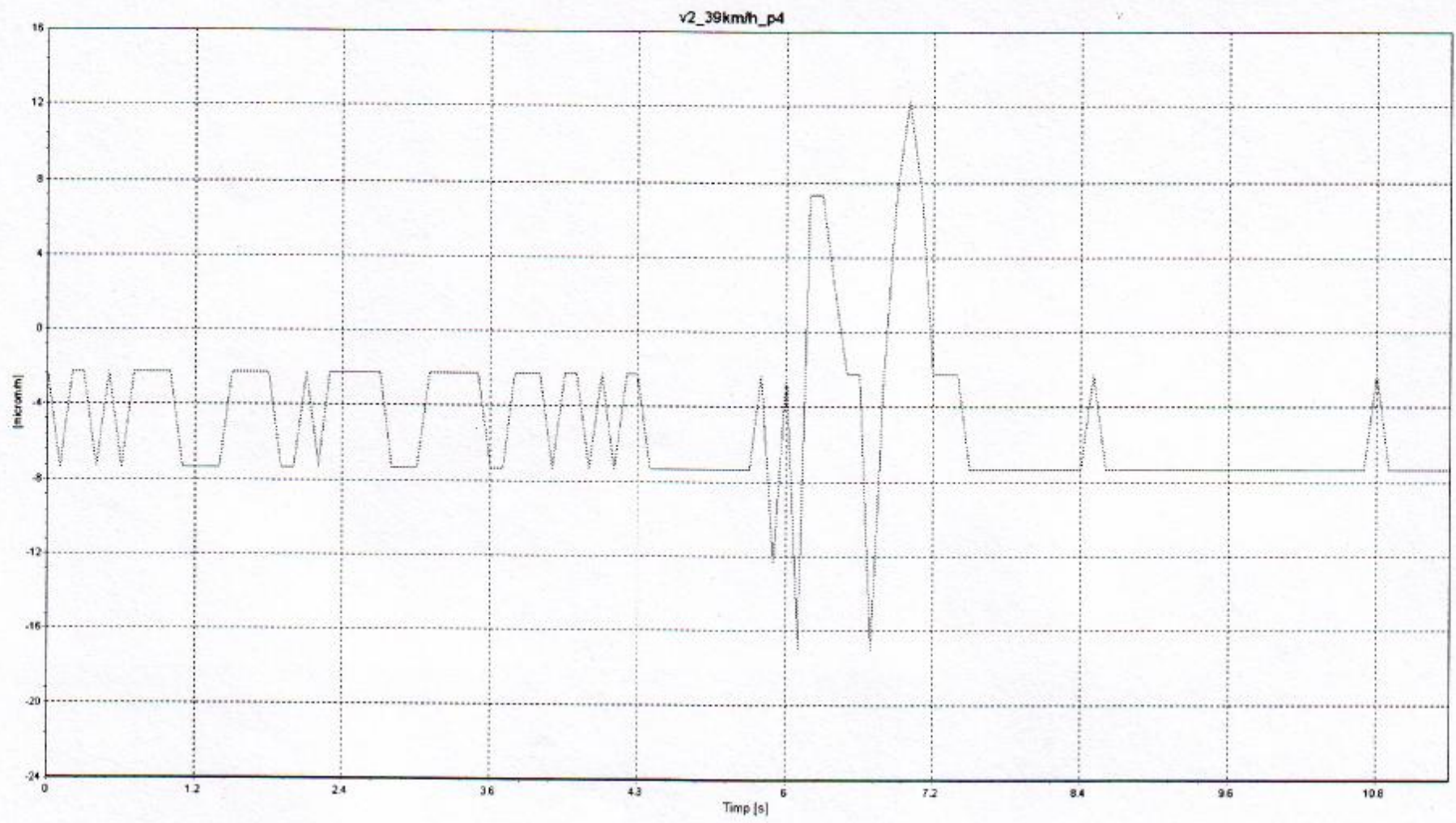


— 4 : 19/1

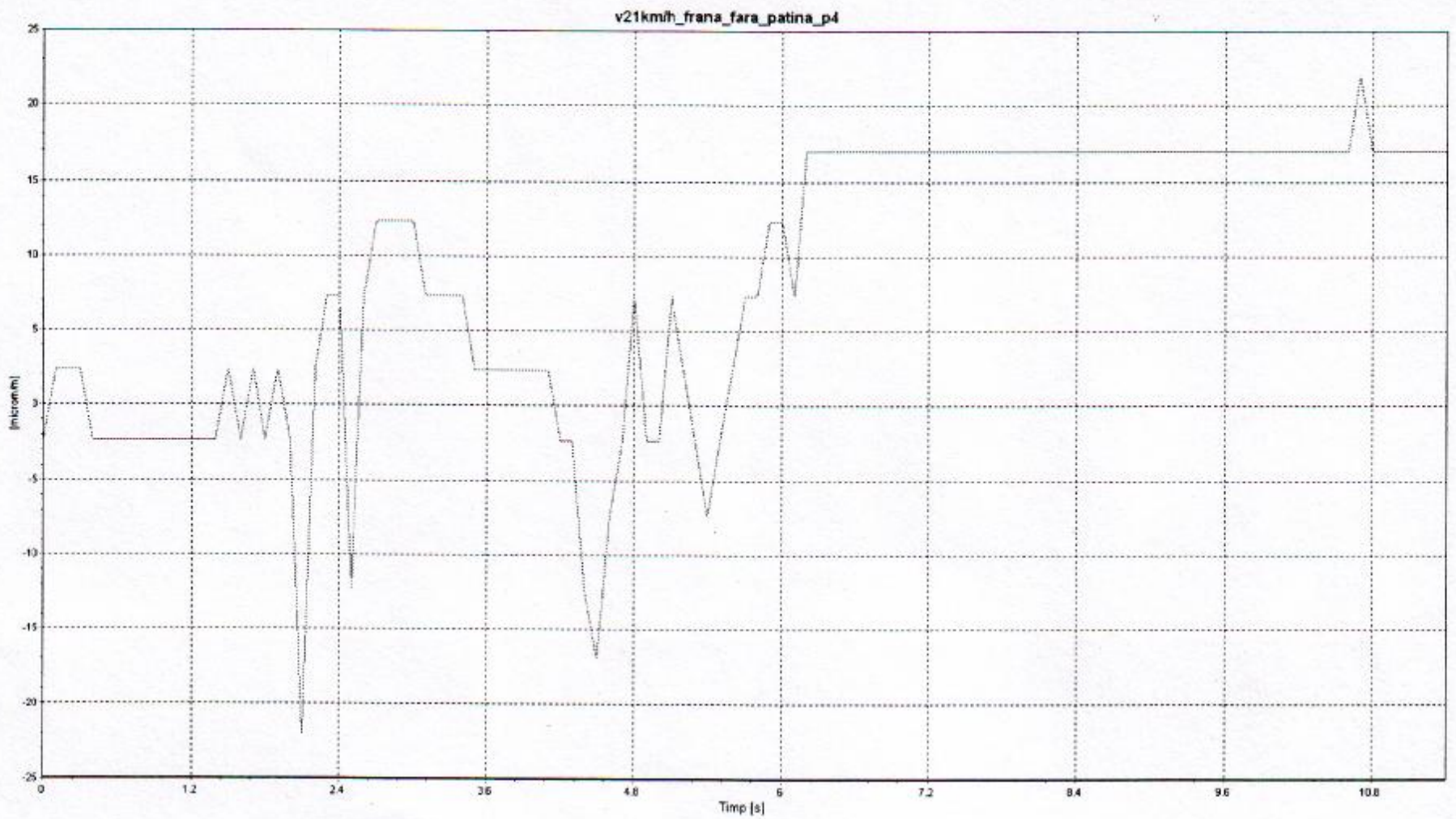


4 : 20:1



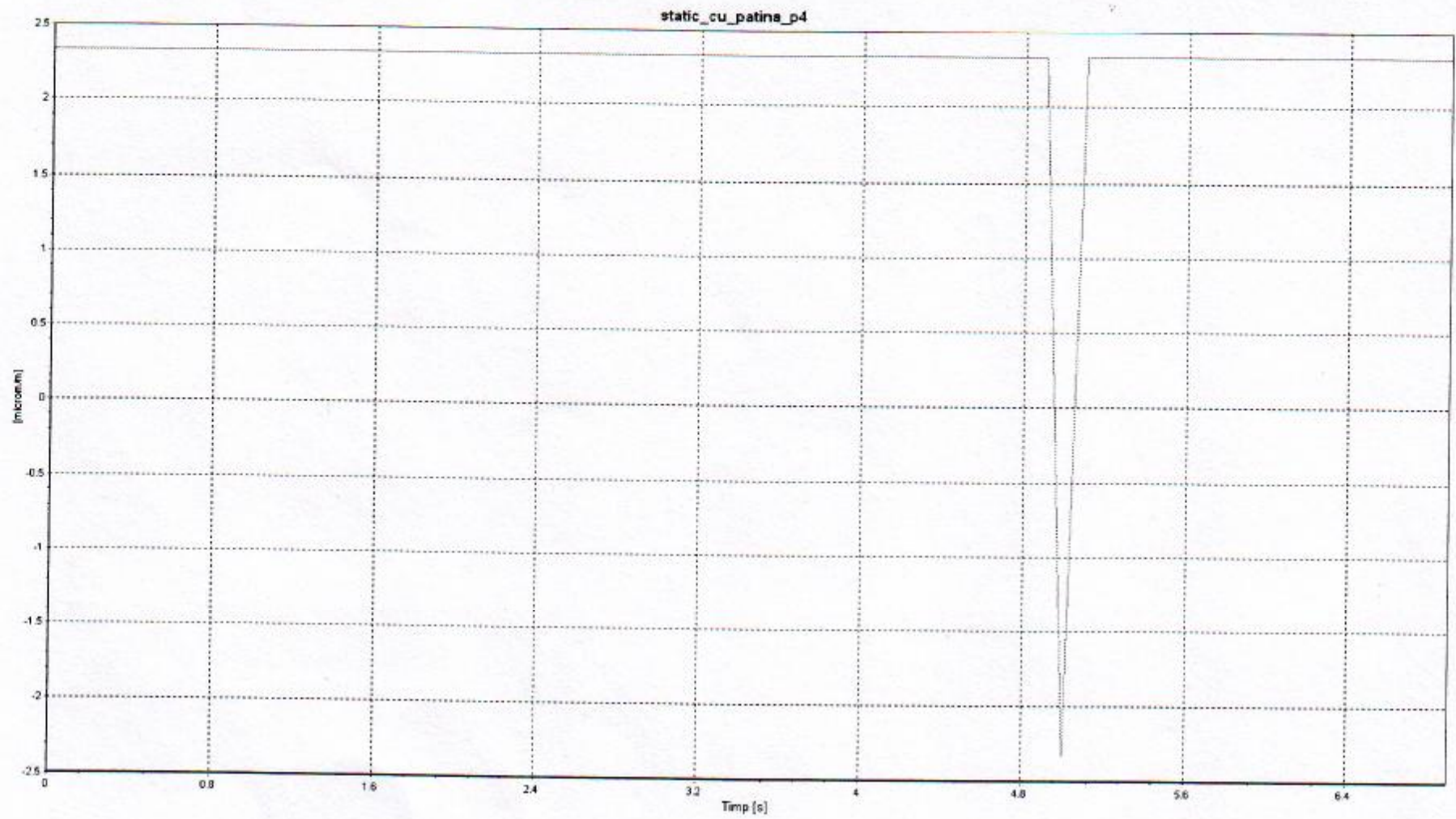


4 : 21:1

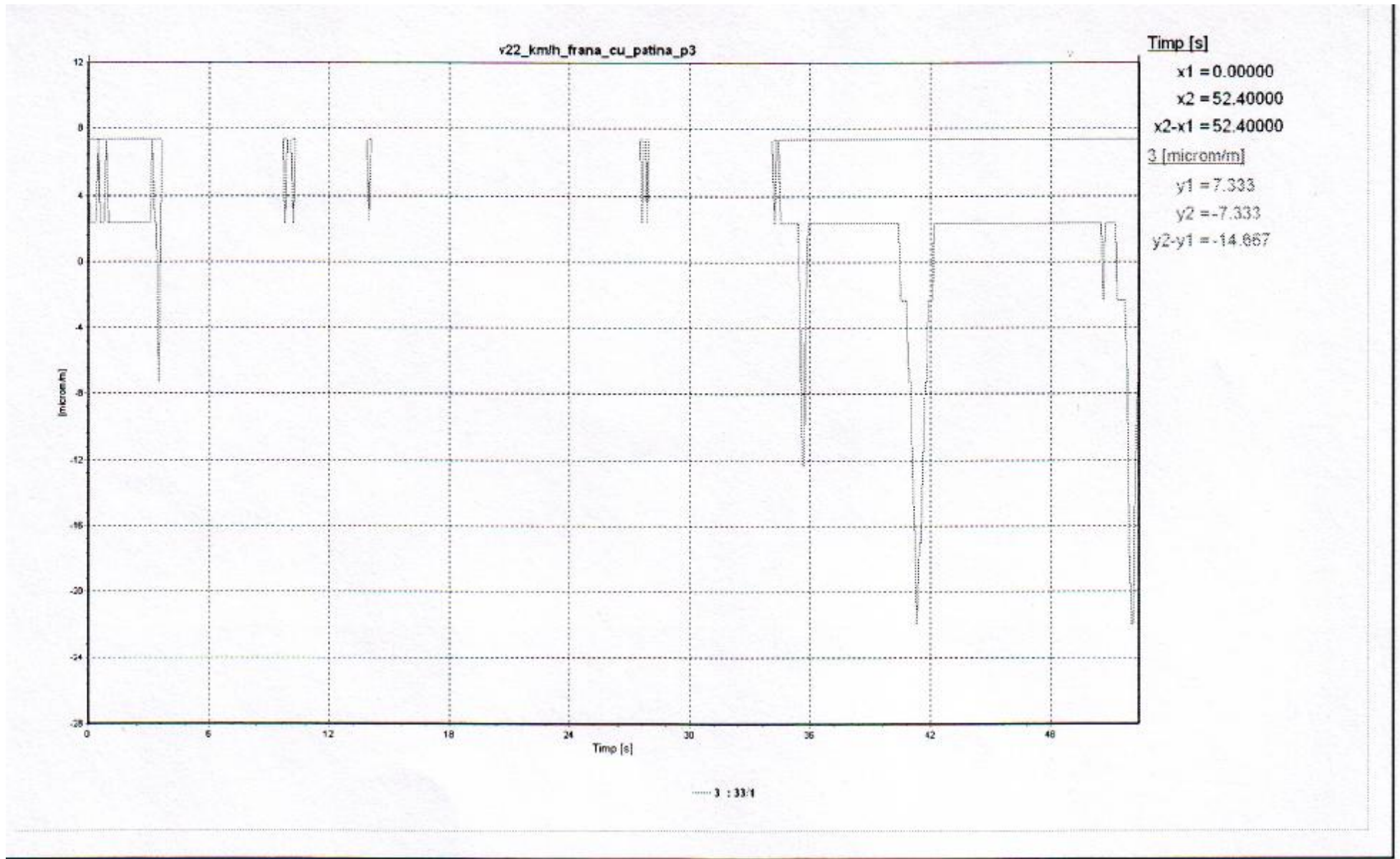


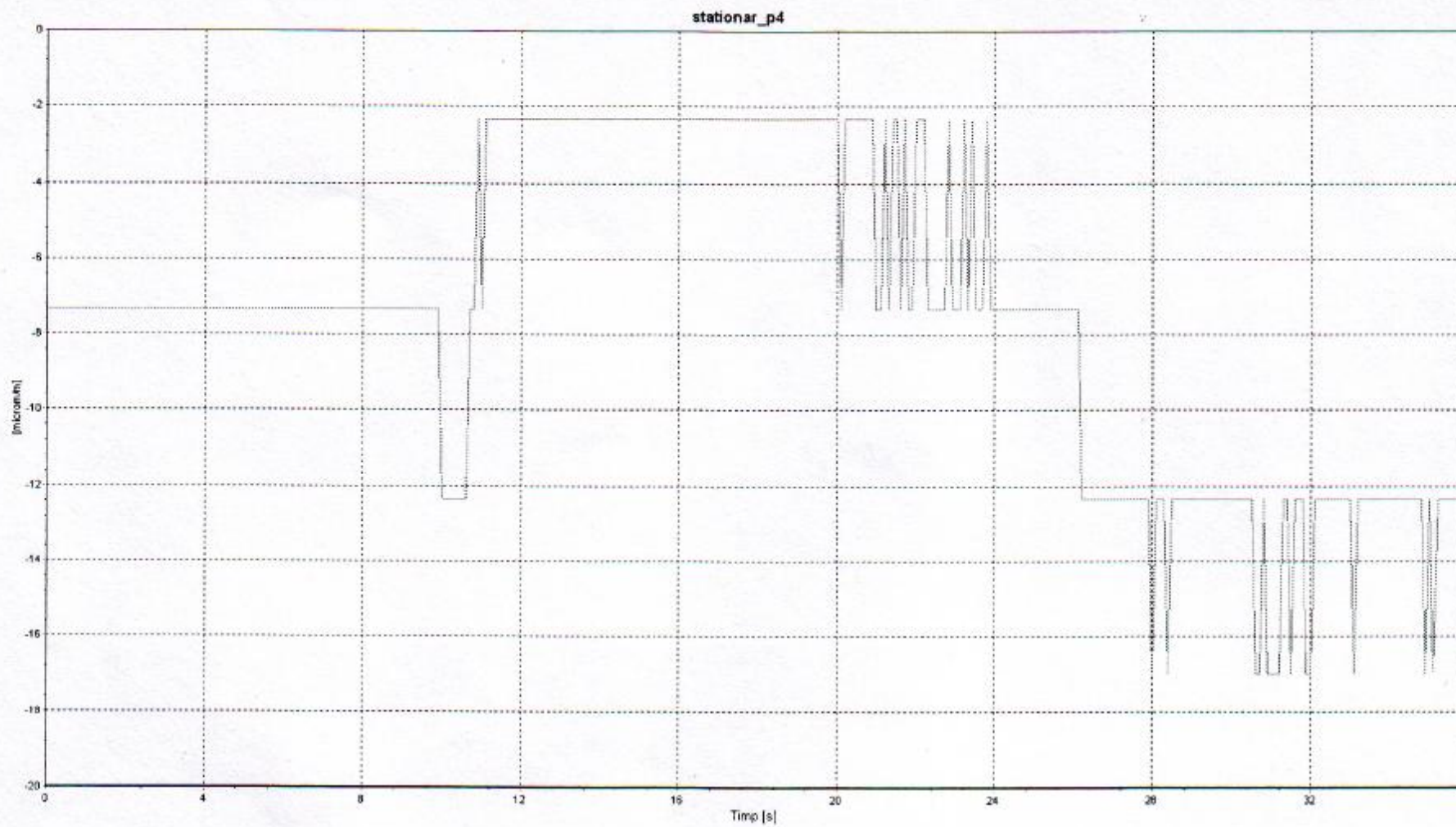
— 4 : 29:1





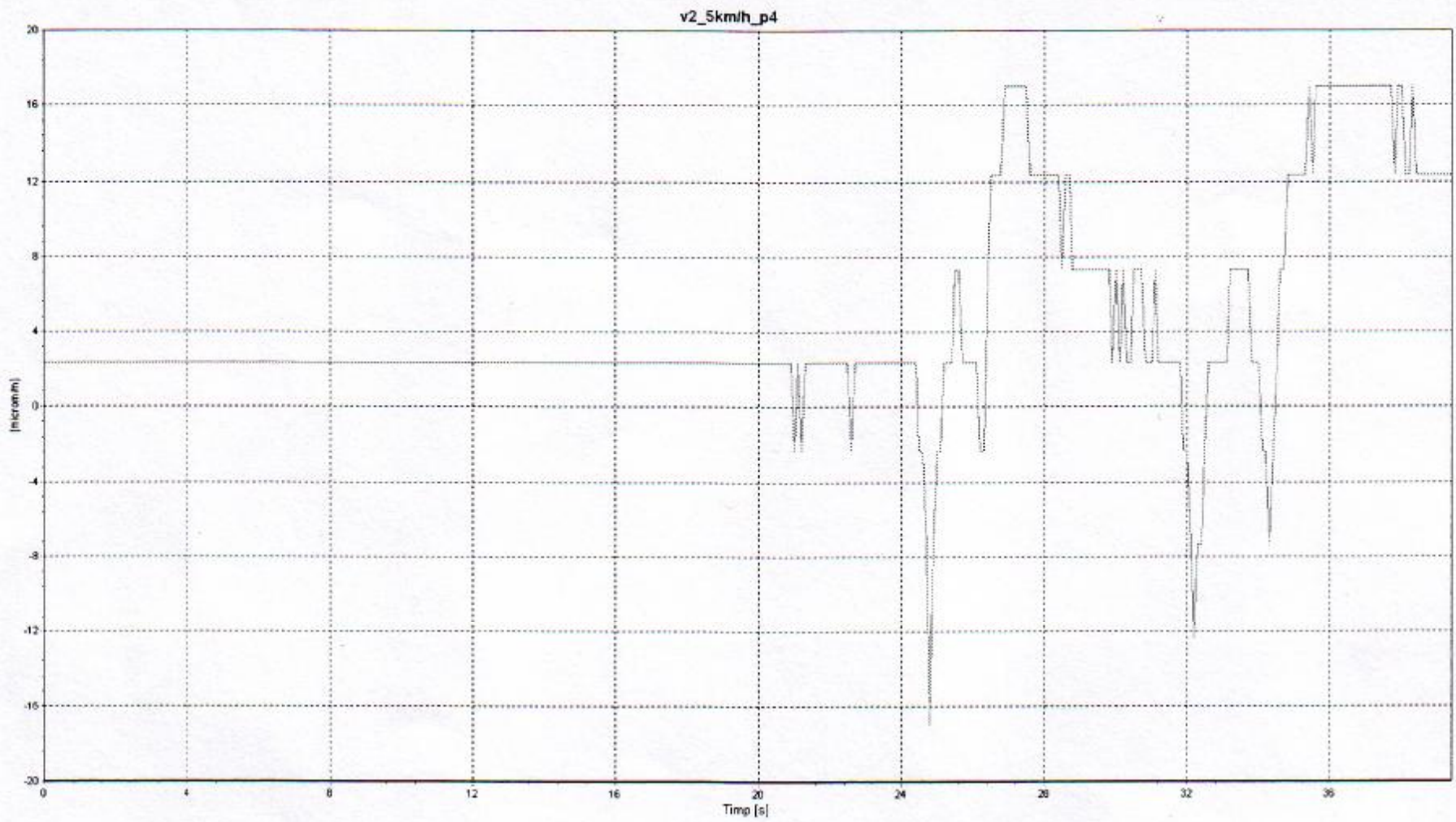
— 1 : 34/1





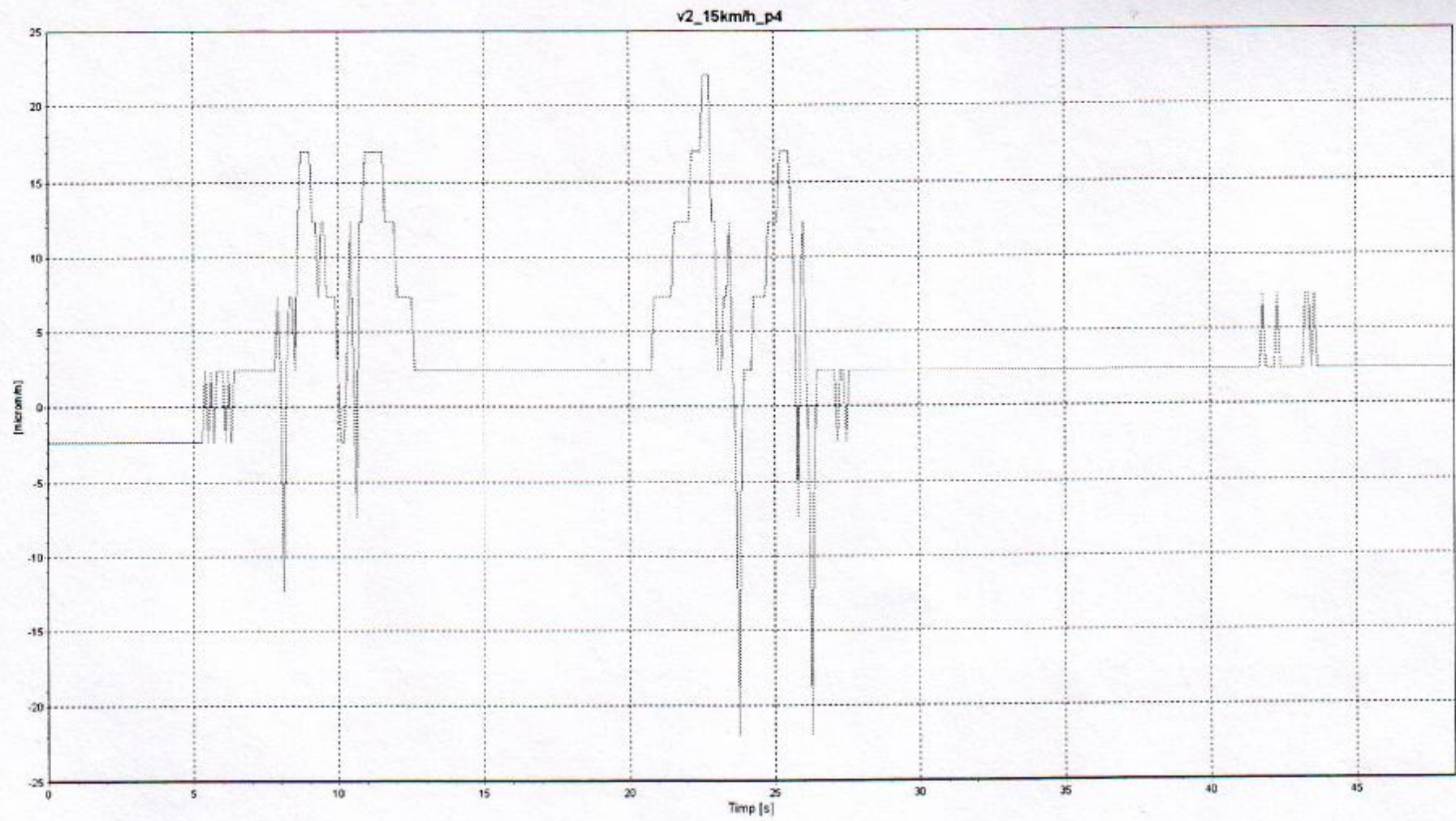
— 4 : 21



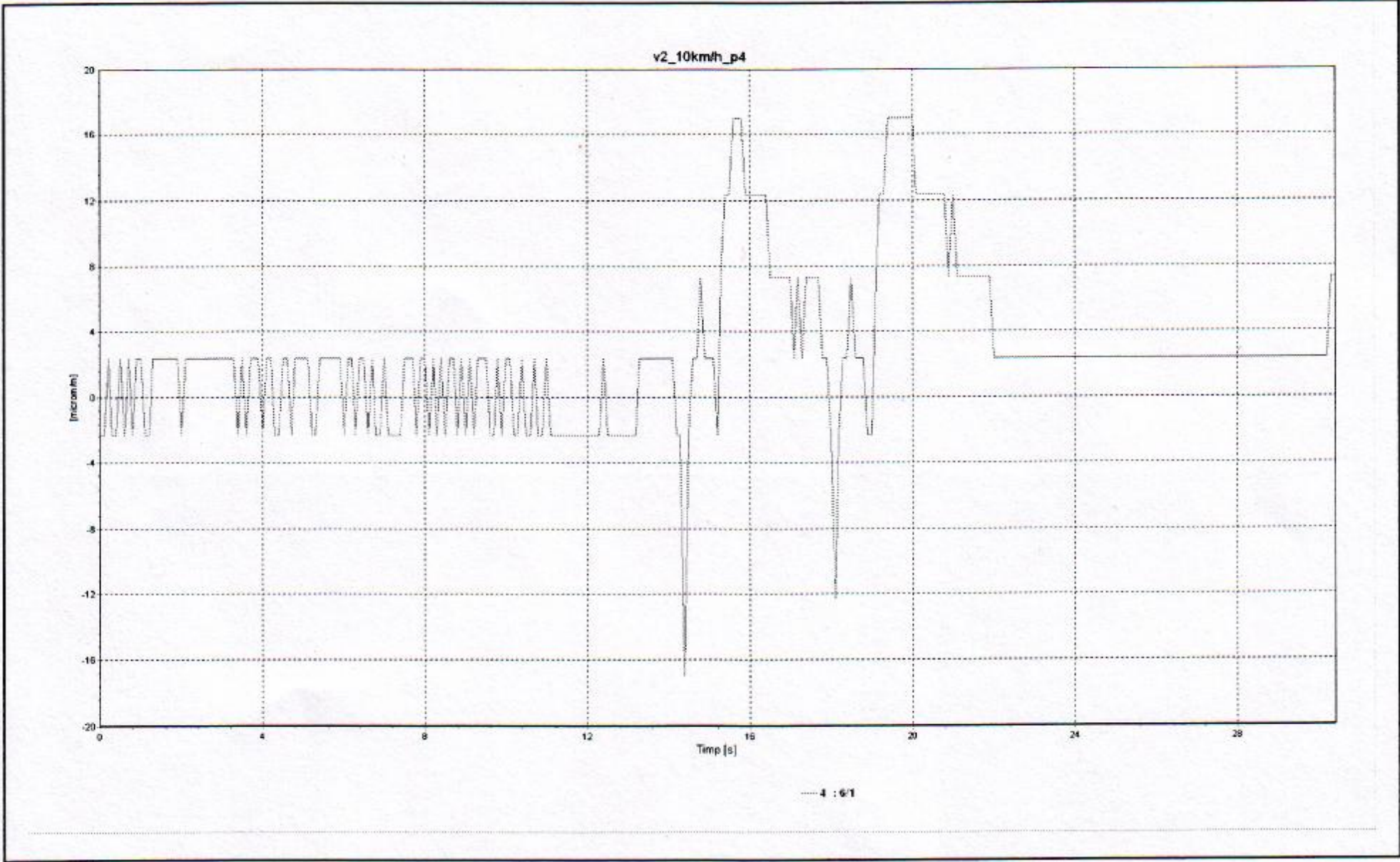


— 4 : 4:1



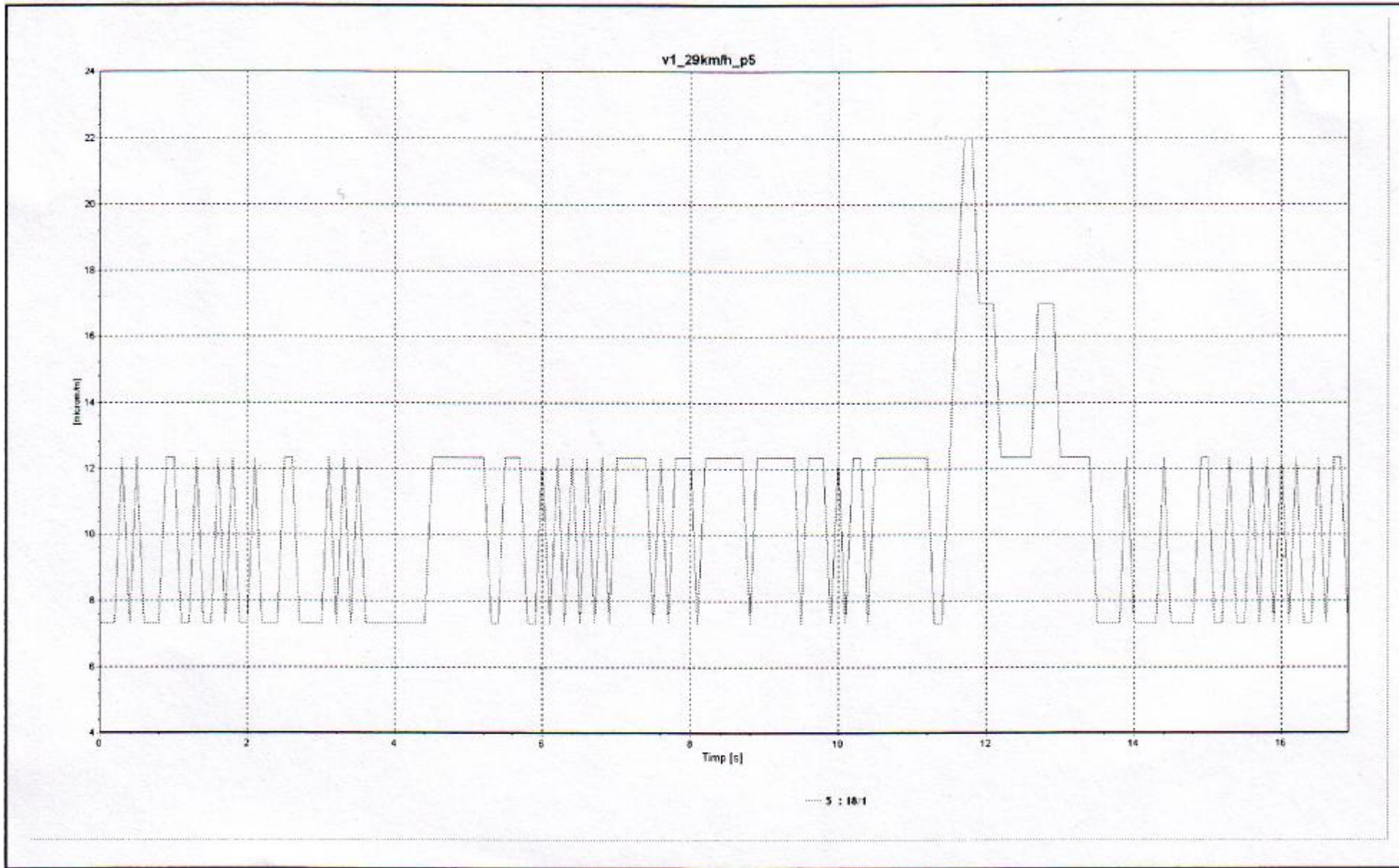


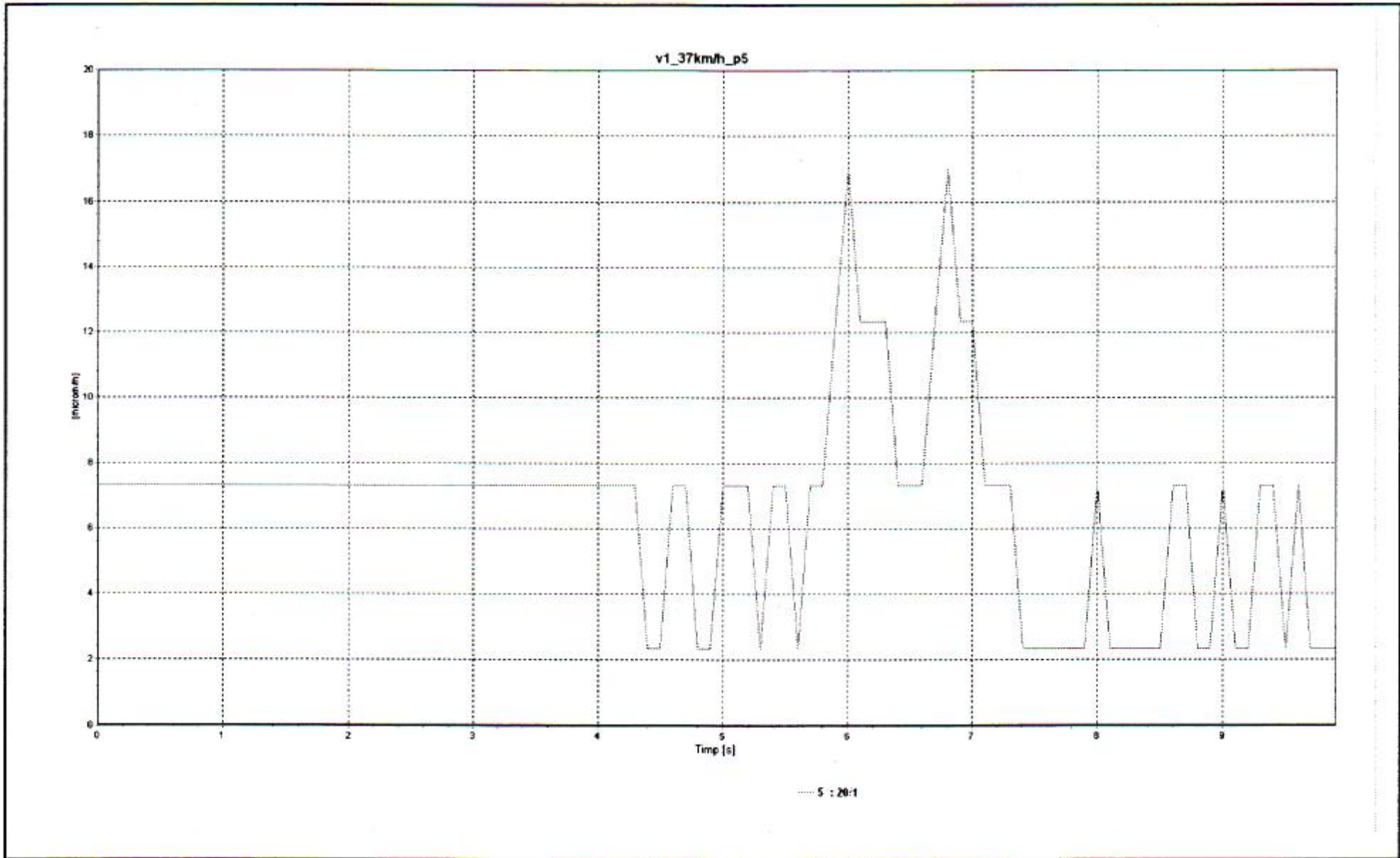
— 4 : 9'1



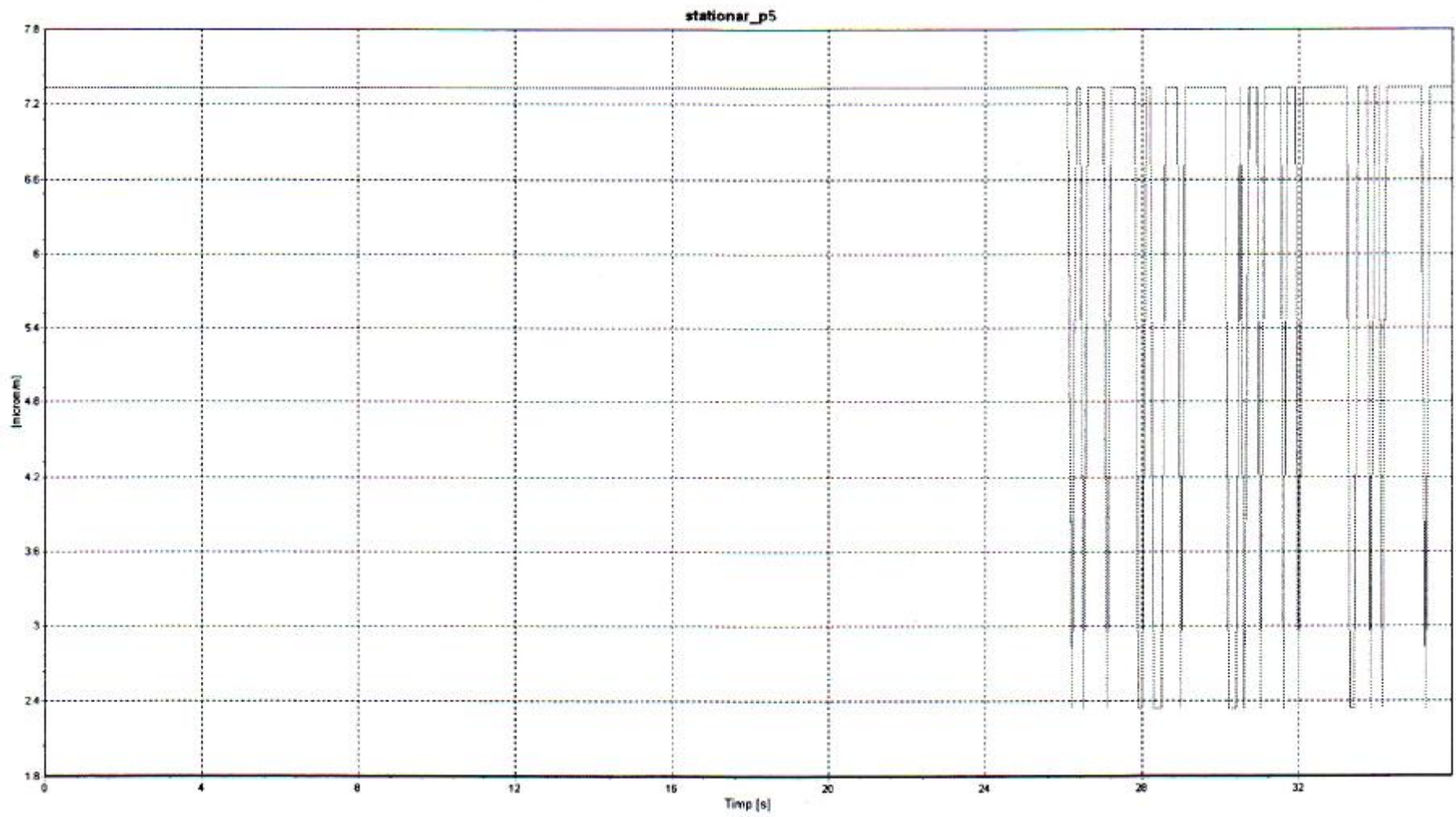
4 : 6'1



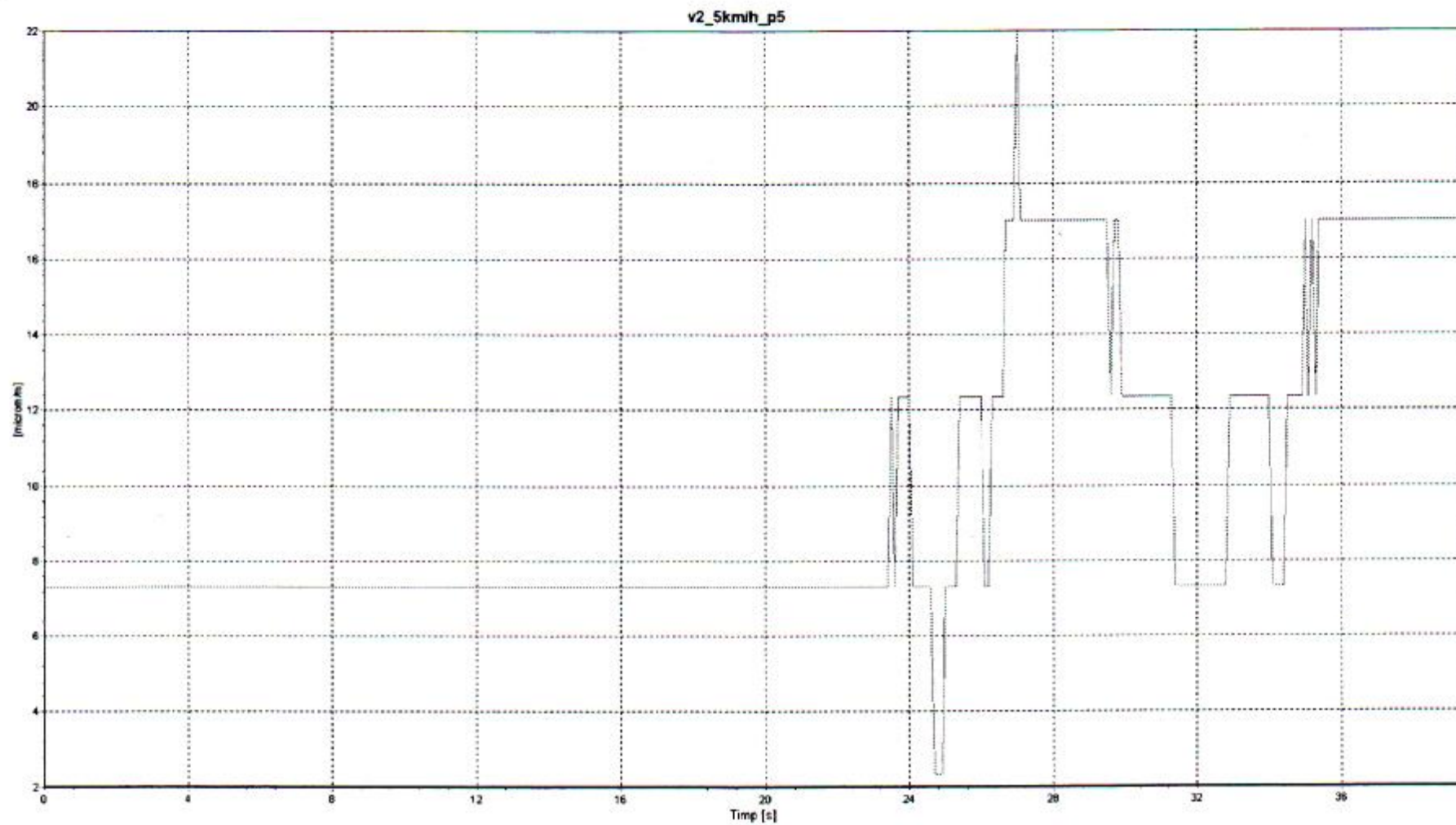




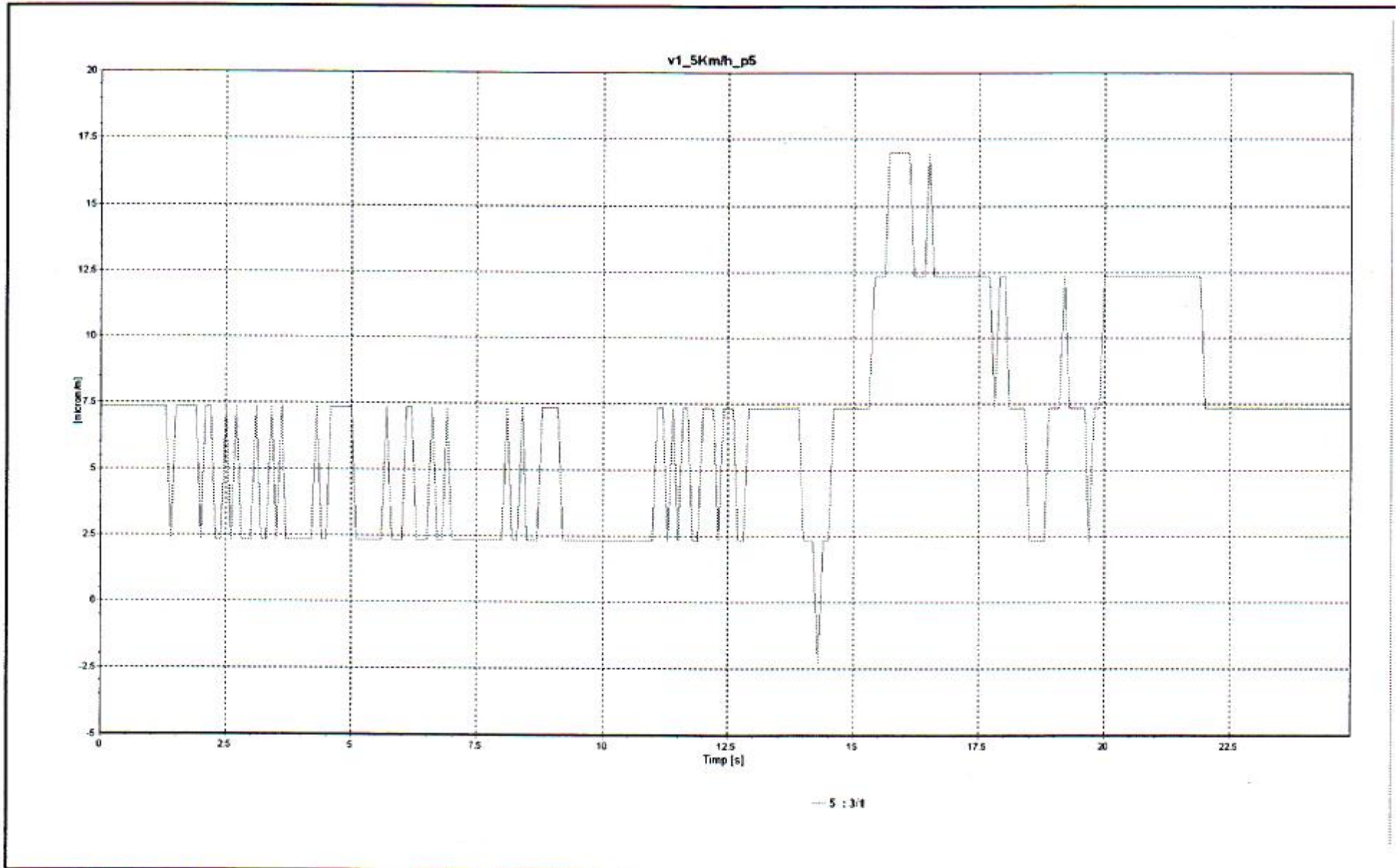




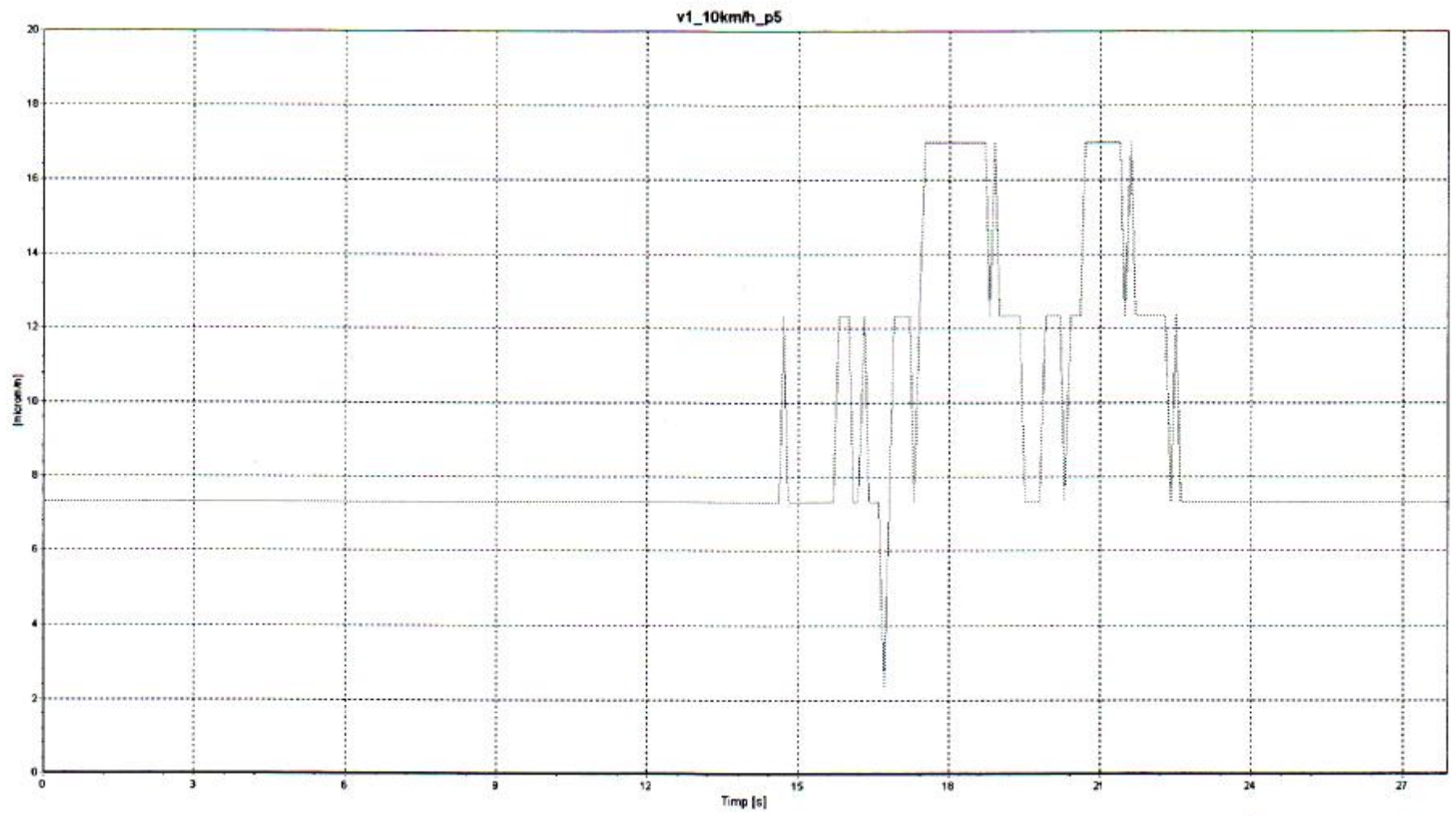
5 : 24



— 5 : 4 : 1

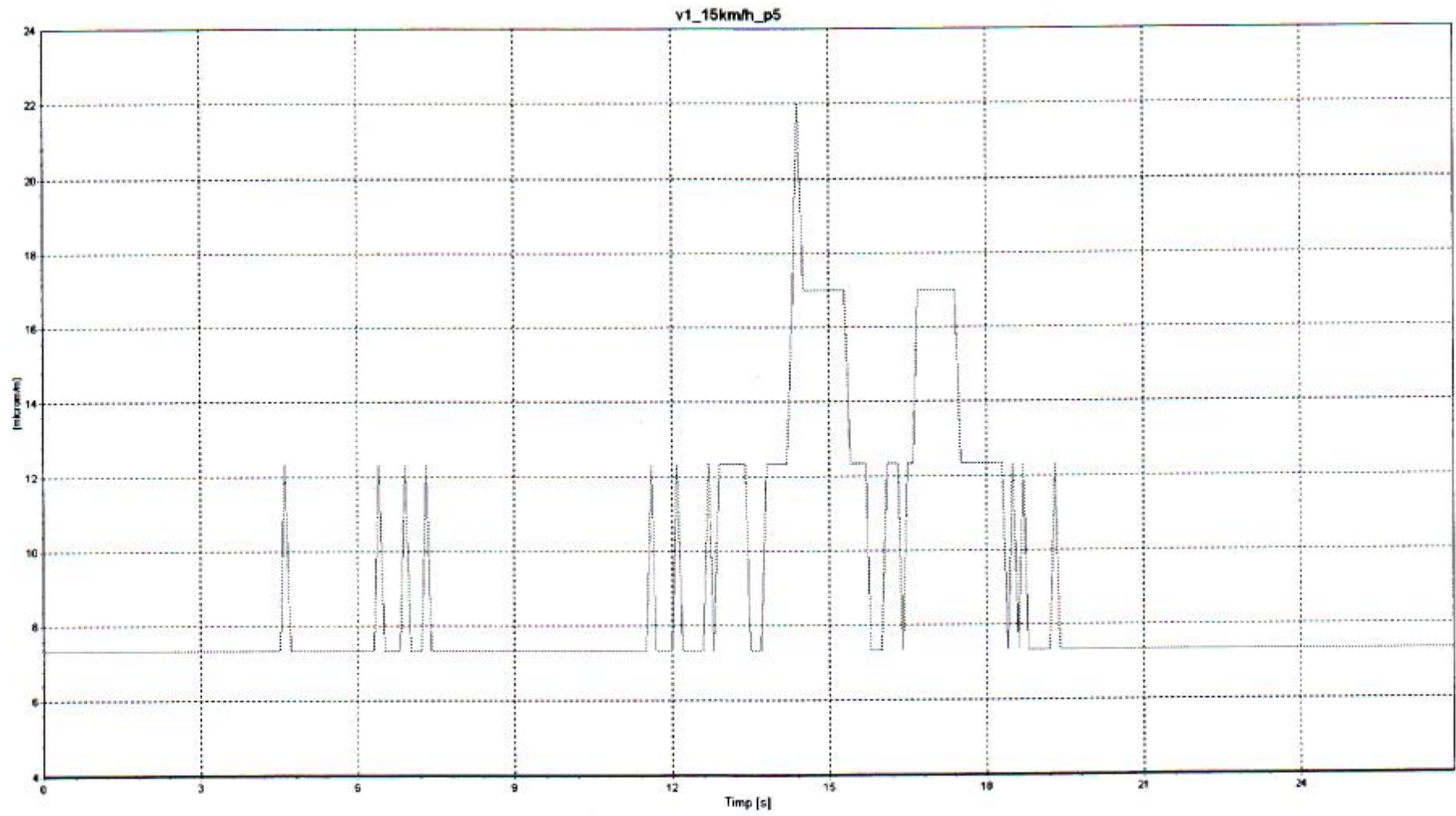


— 5 : 3/4

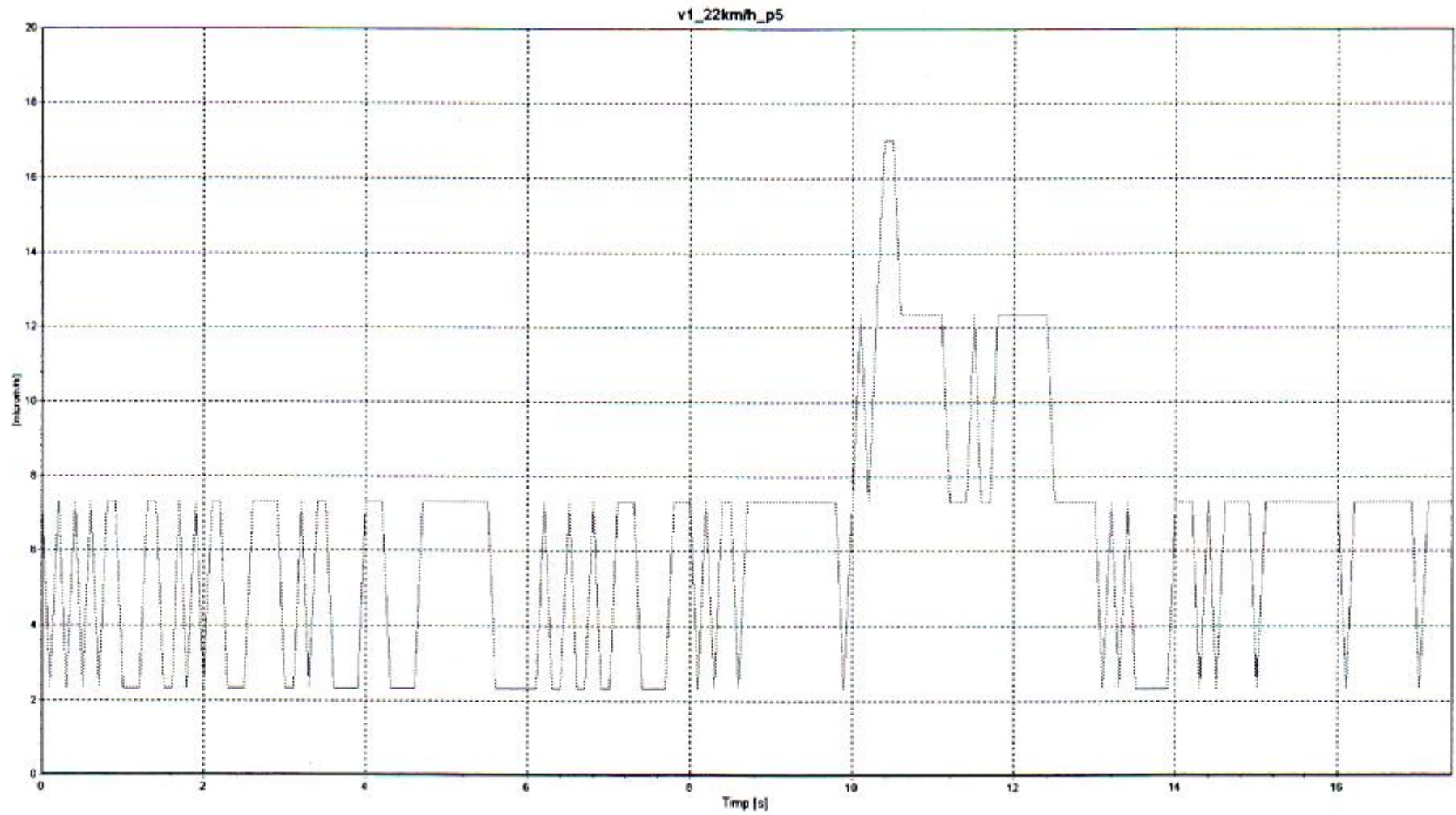


5 : 5:1



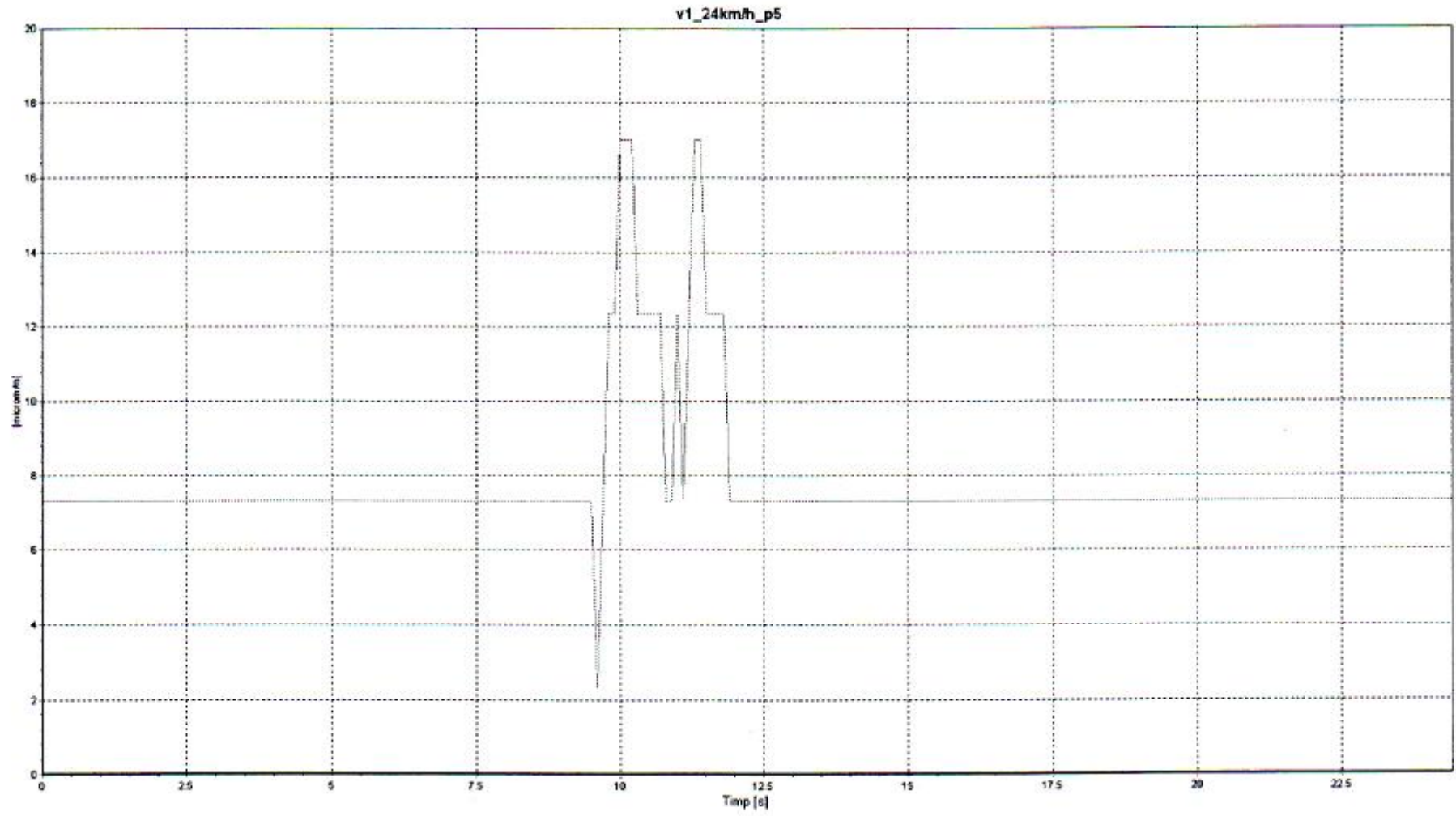


— 5 : 8 : 1



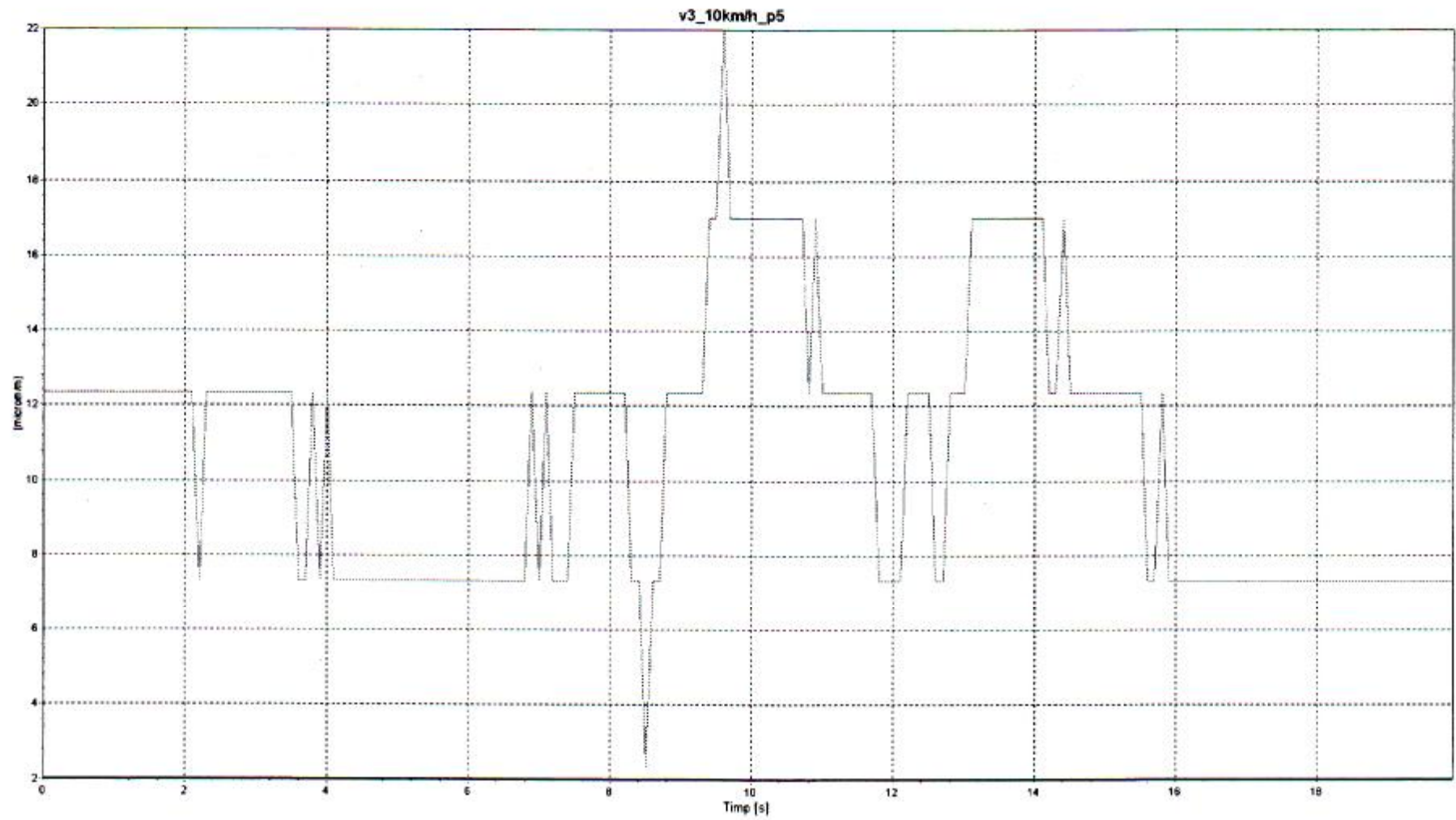
— 5 : 10/1

v1\_22kmh\_p5



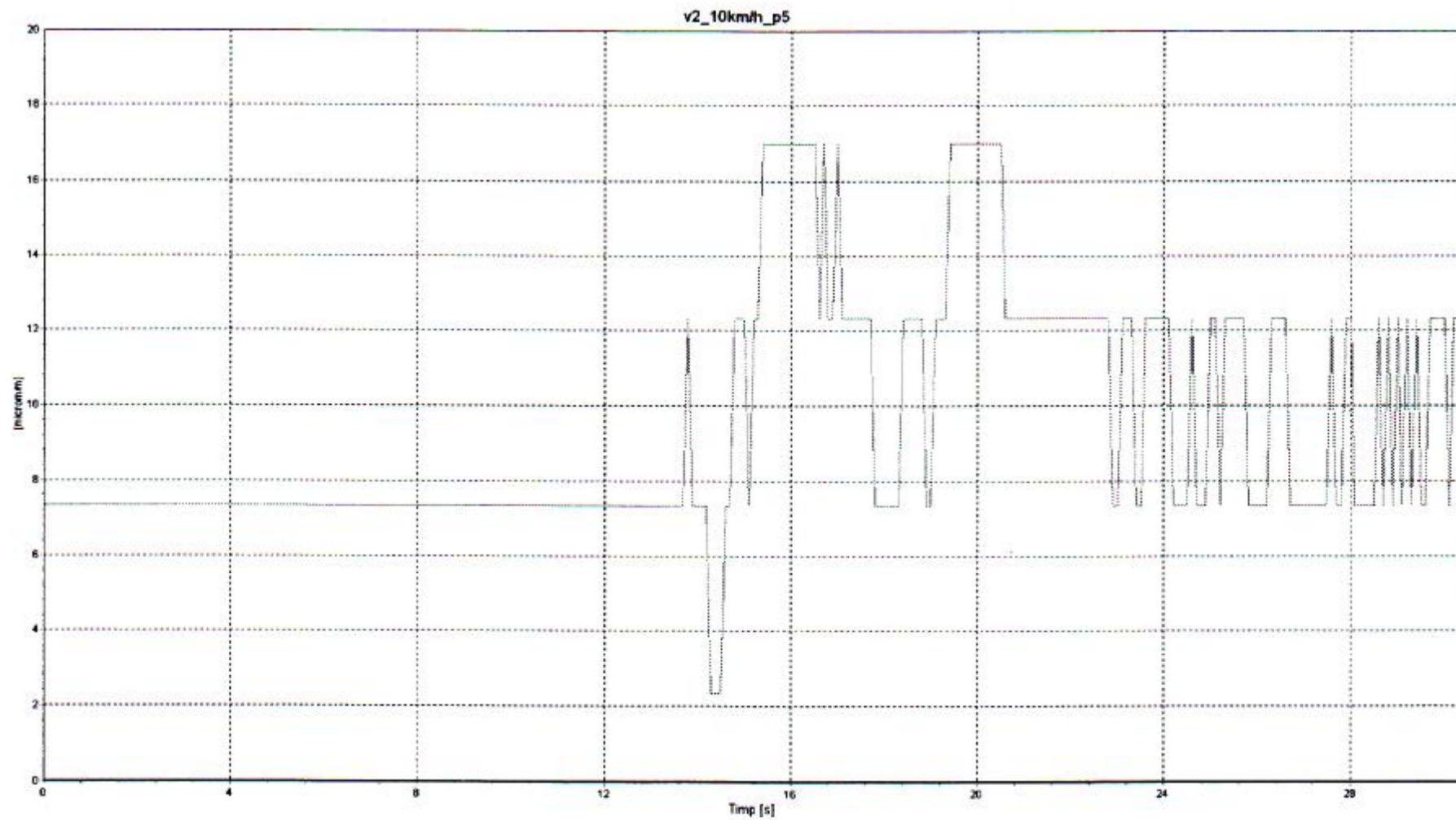
5 : 15:1

v1\_24kmh\_p5

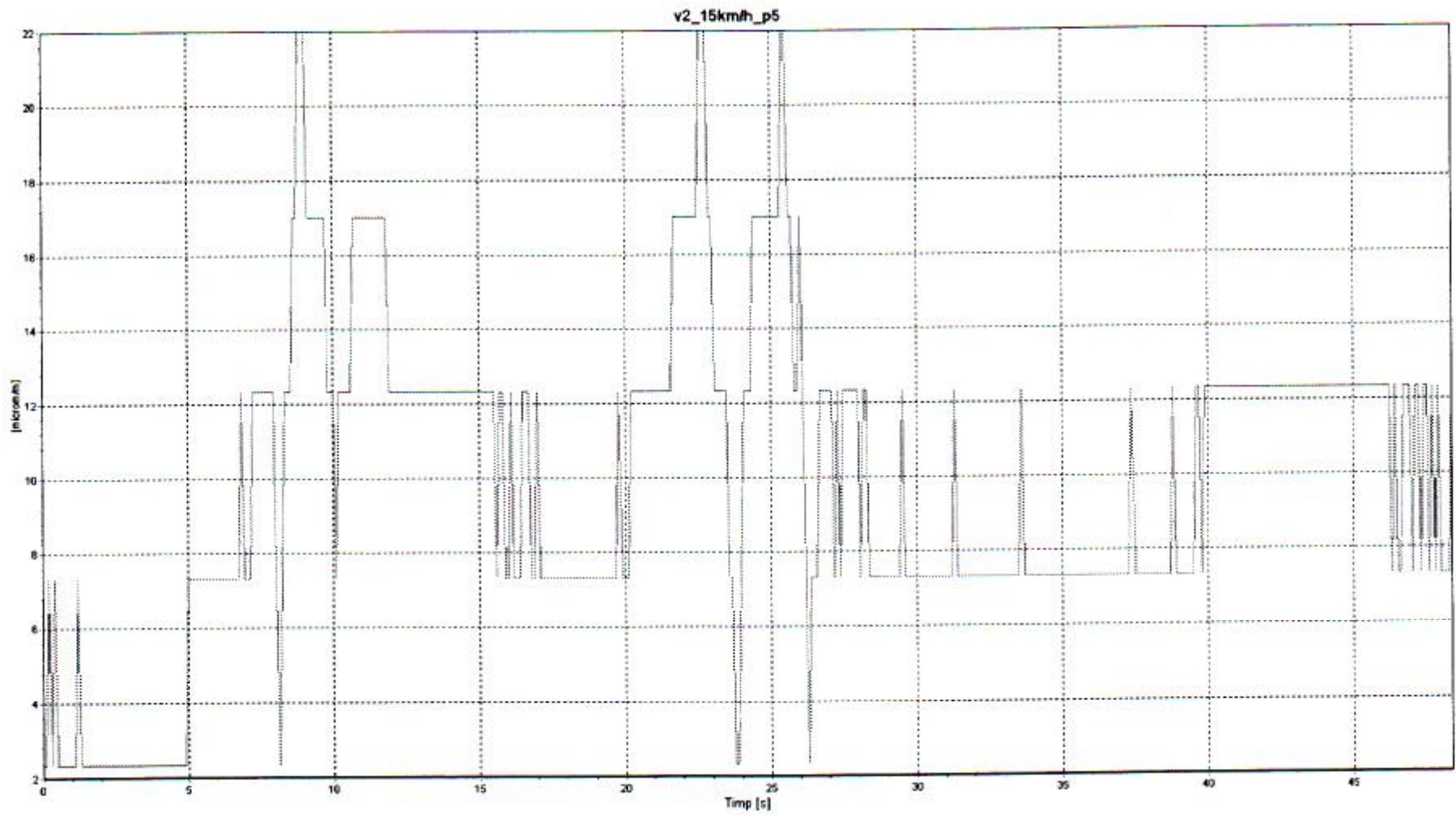


5 : 7:1

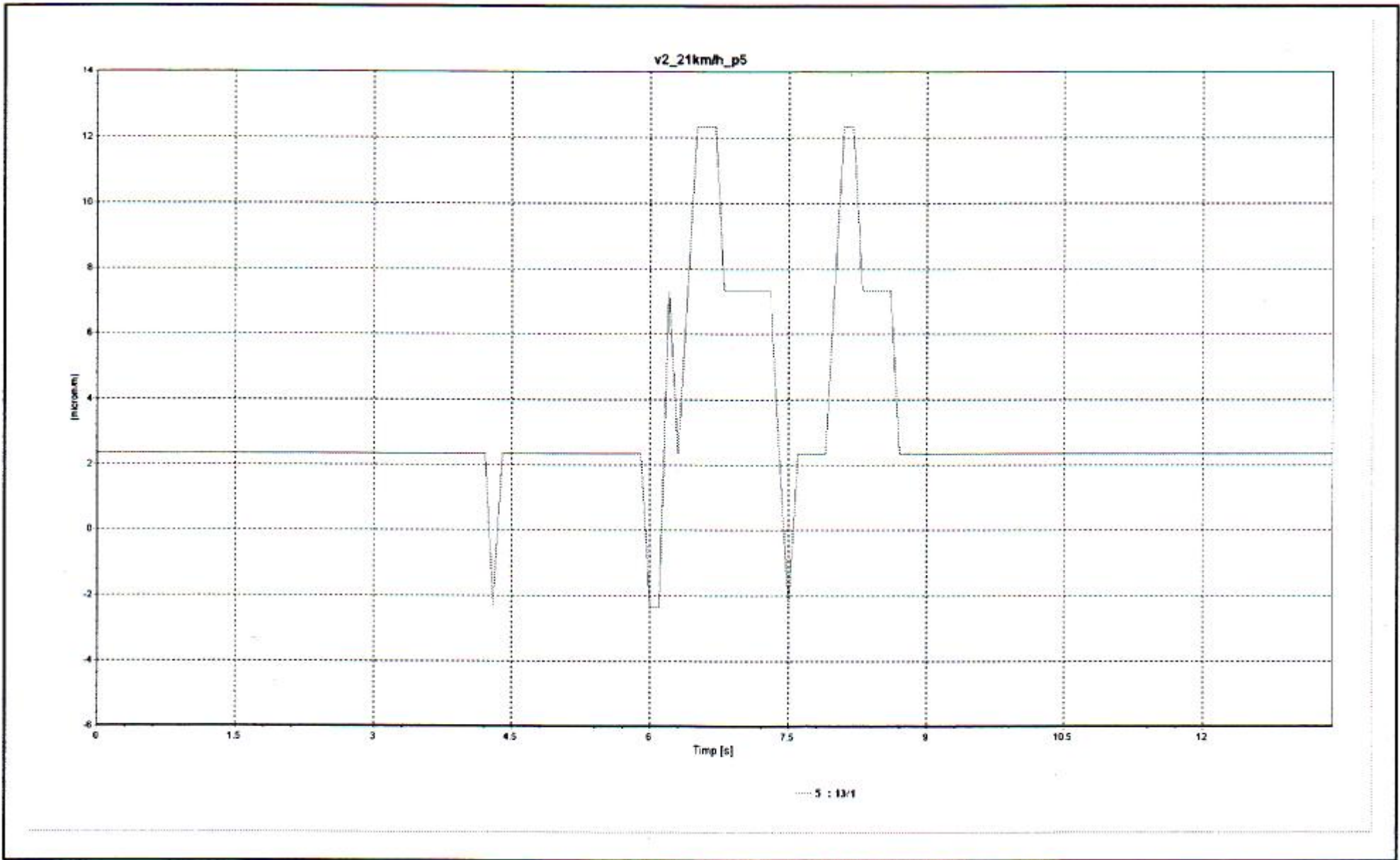




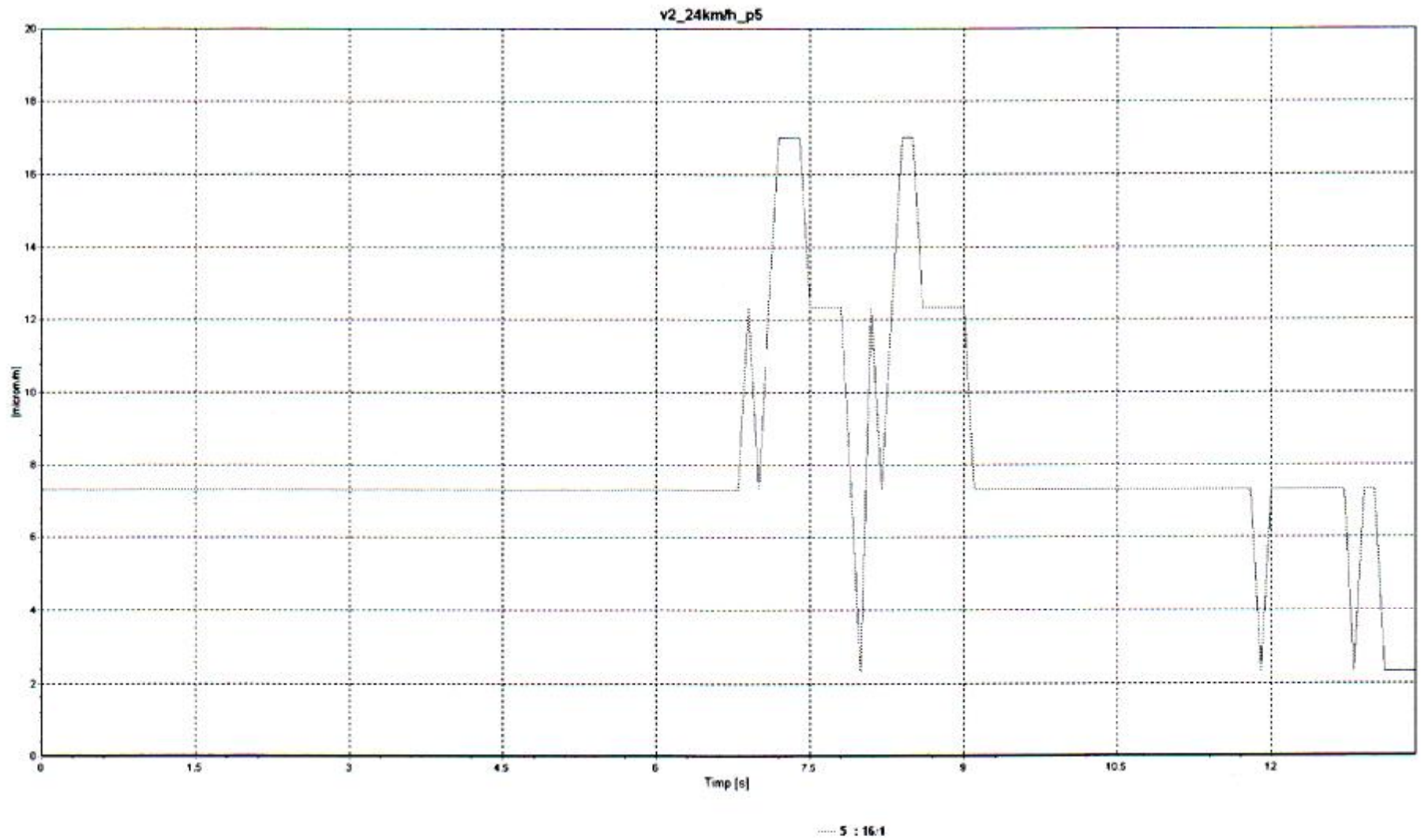
— 5 : 6:1



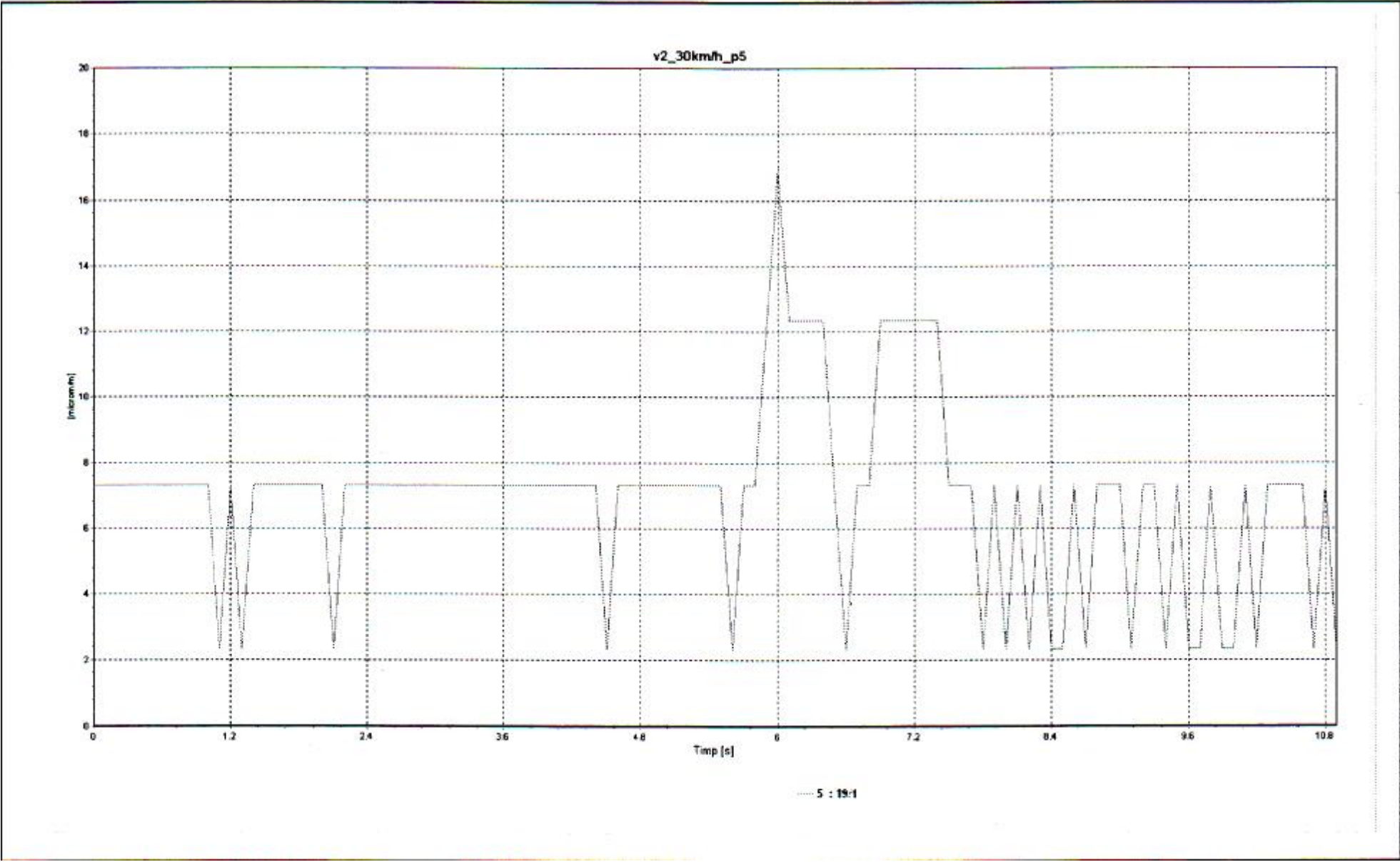
5 : 9/1

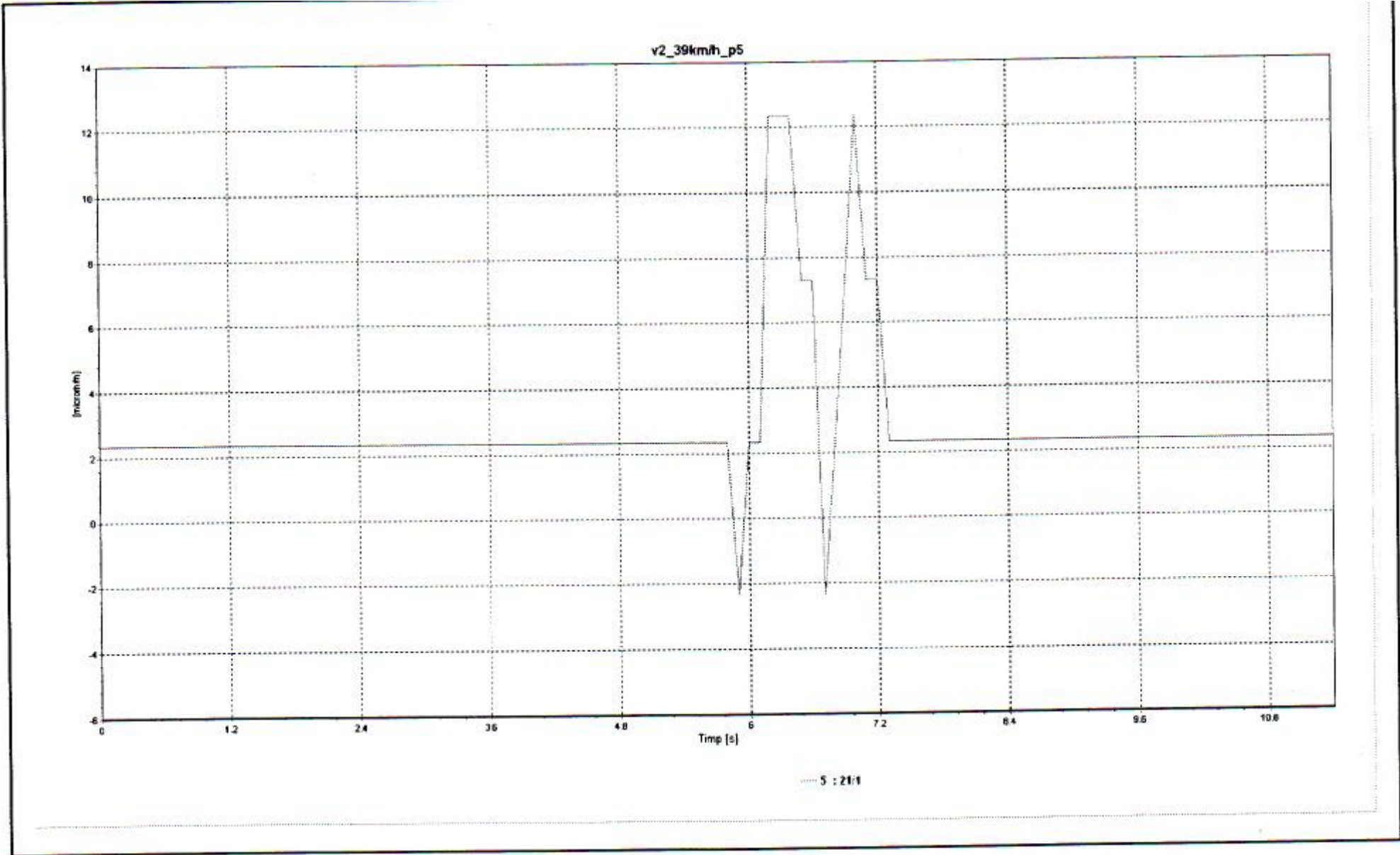


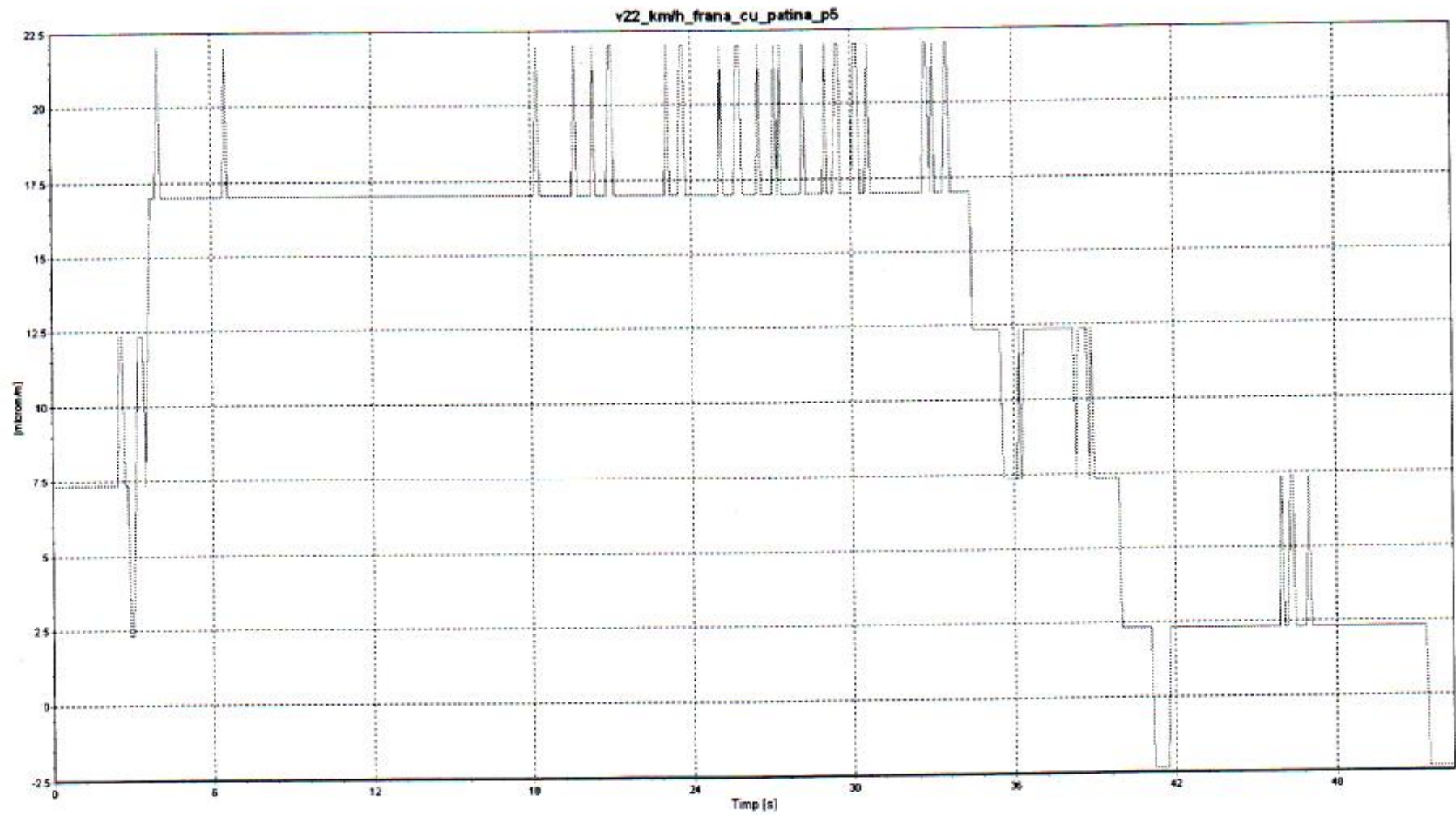






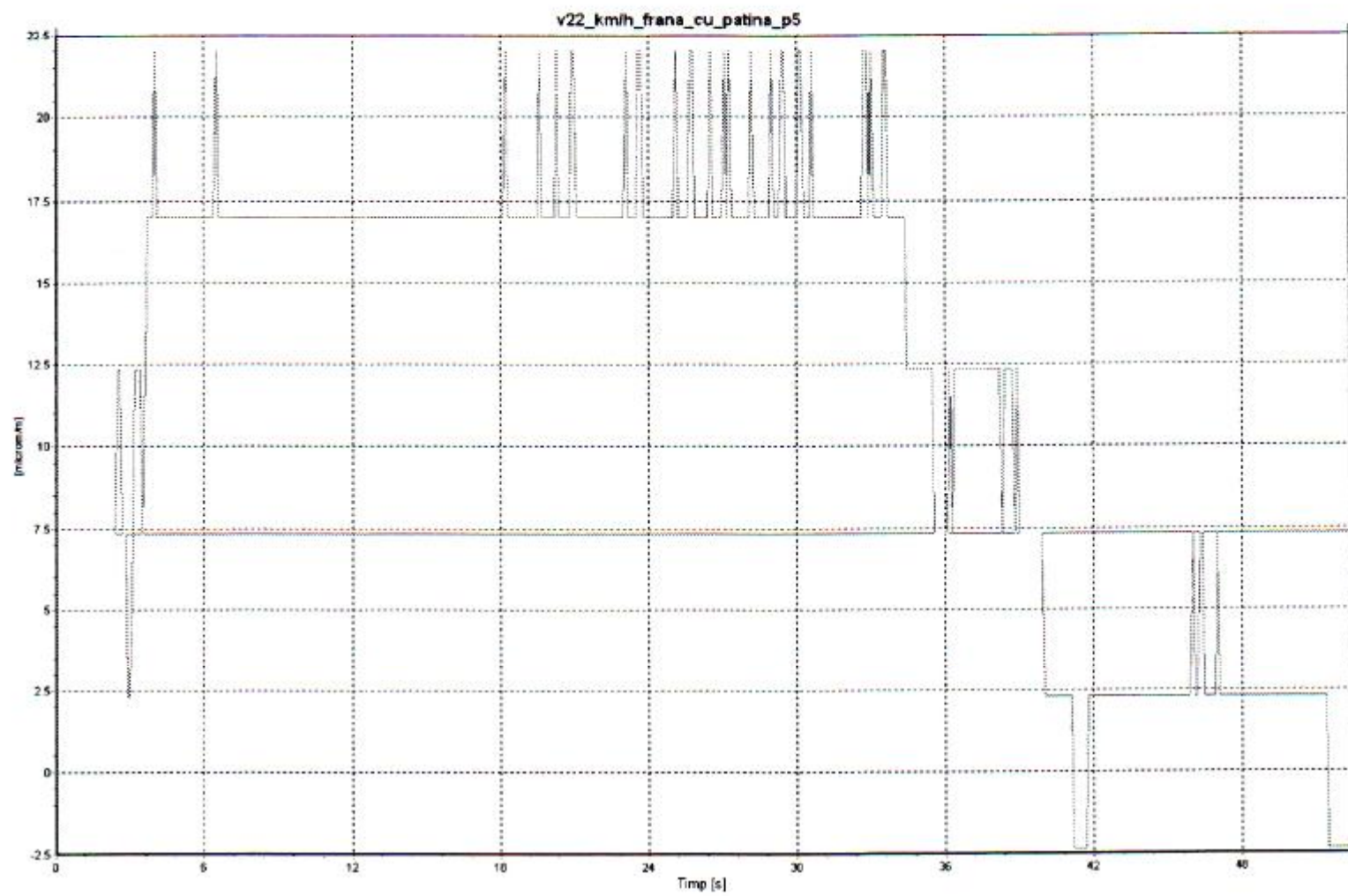






— 5 : 33:1

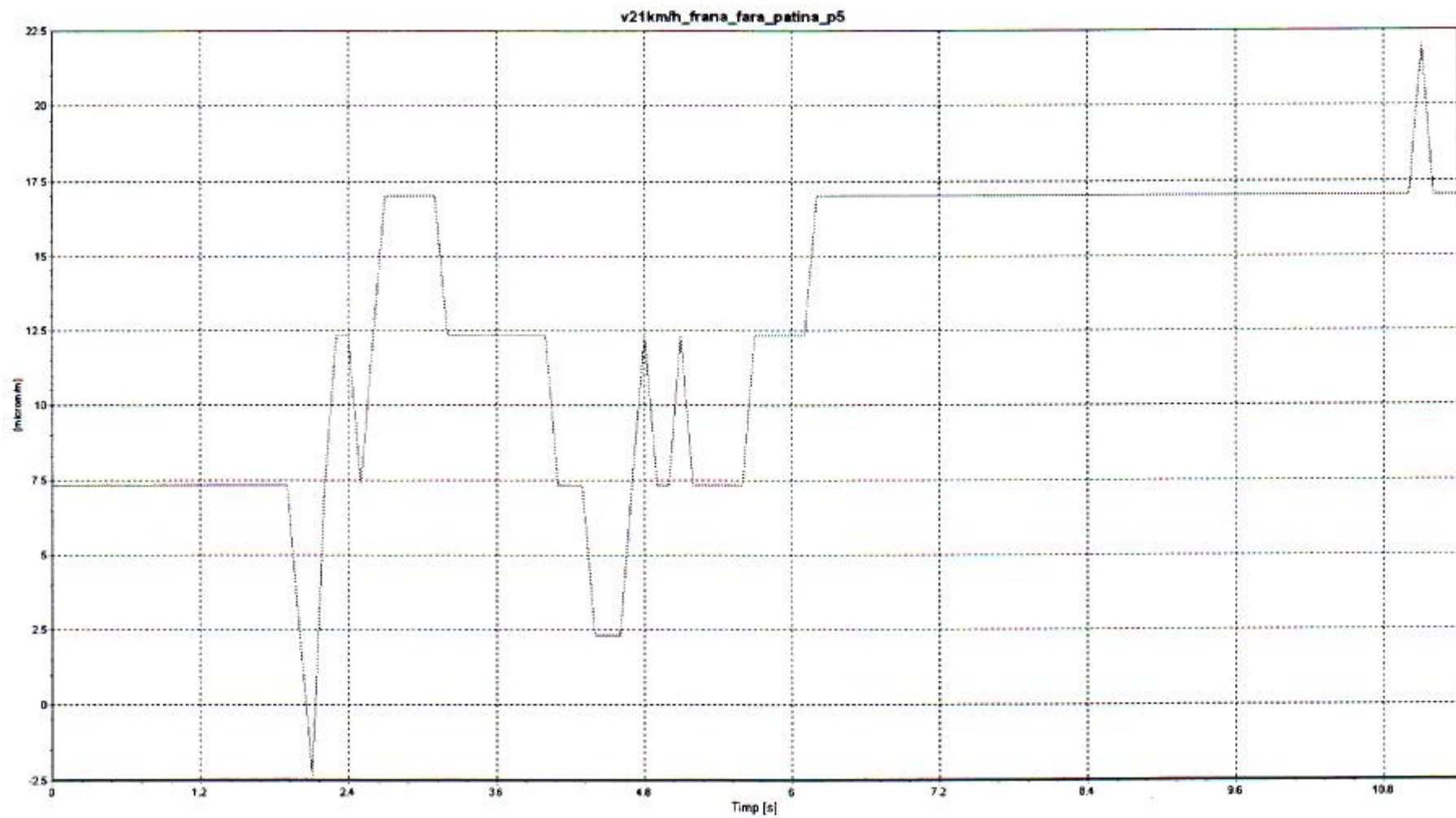




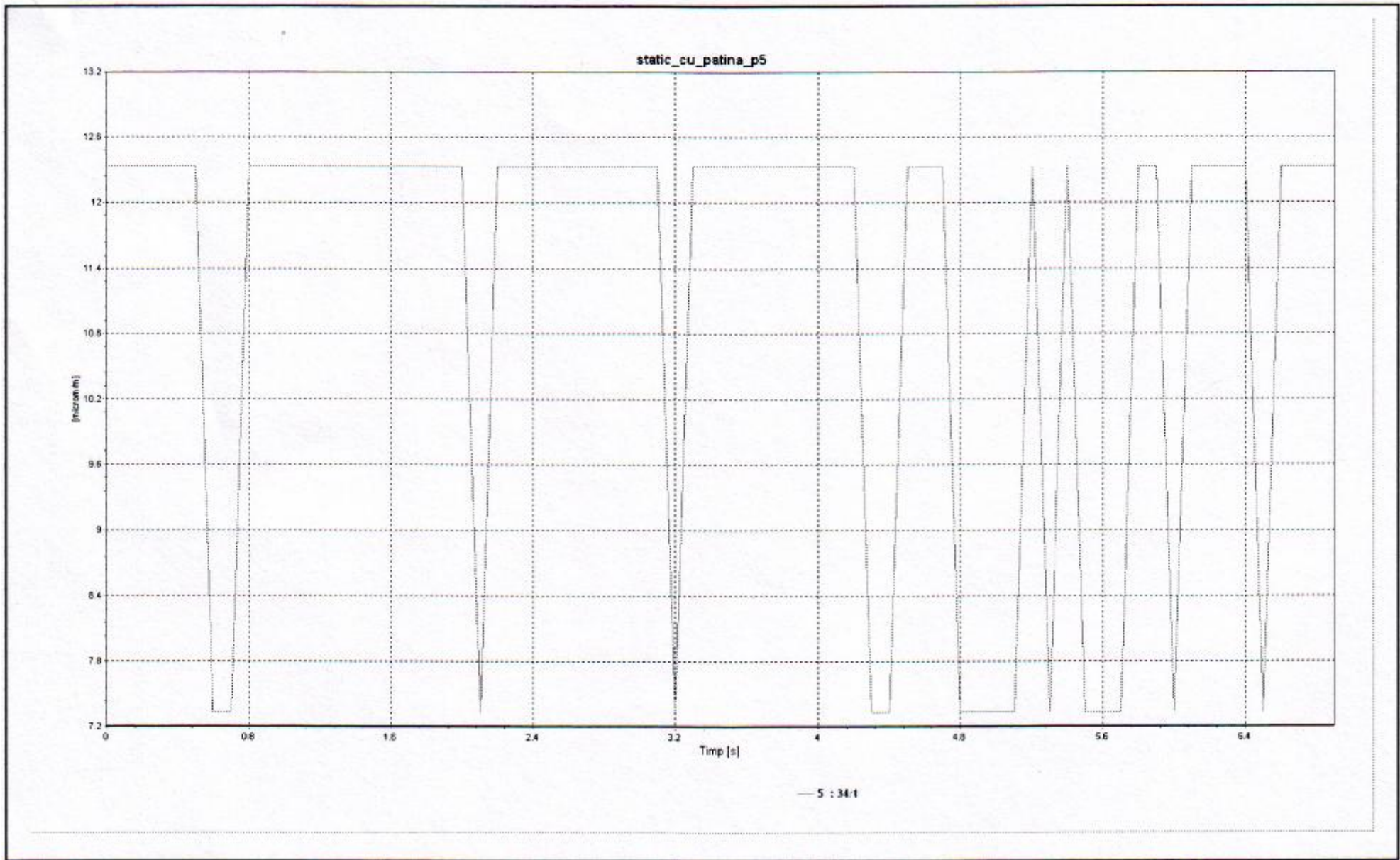
Timp [s]  
 x1 = 0.00000  
 x2 = 52.40000  
 x2-x1 = 52.40000  
 S [microm/m]  
 y1 = 7.333  
 y2 = -2.333  
 y2-y1 = -9.667

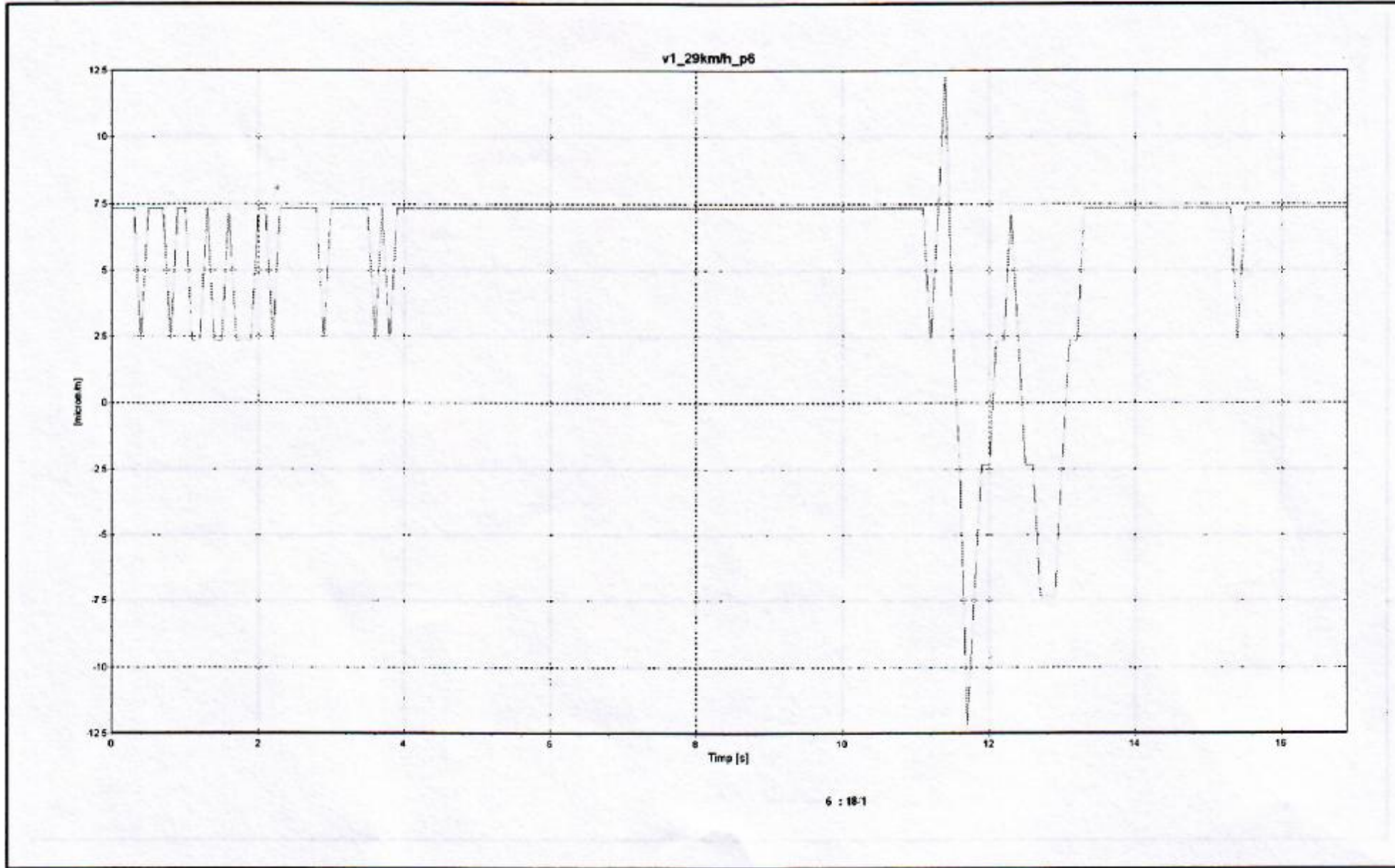
5 : 33.1





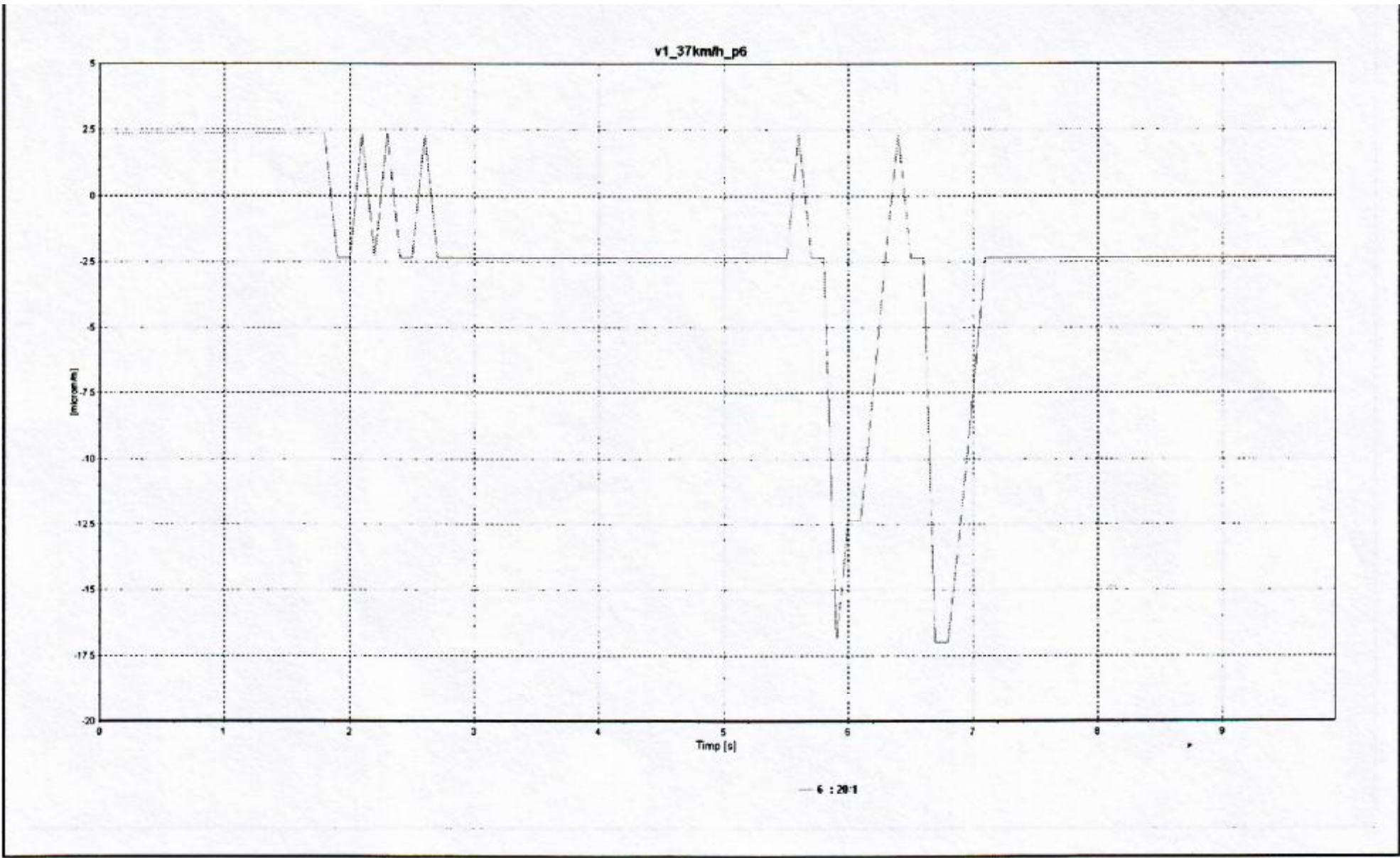
5 : 20:1



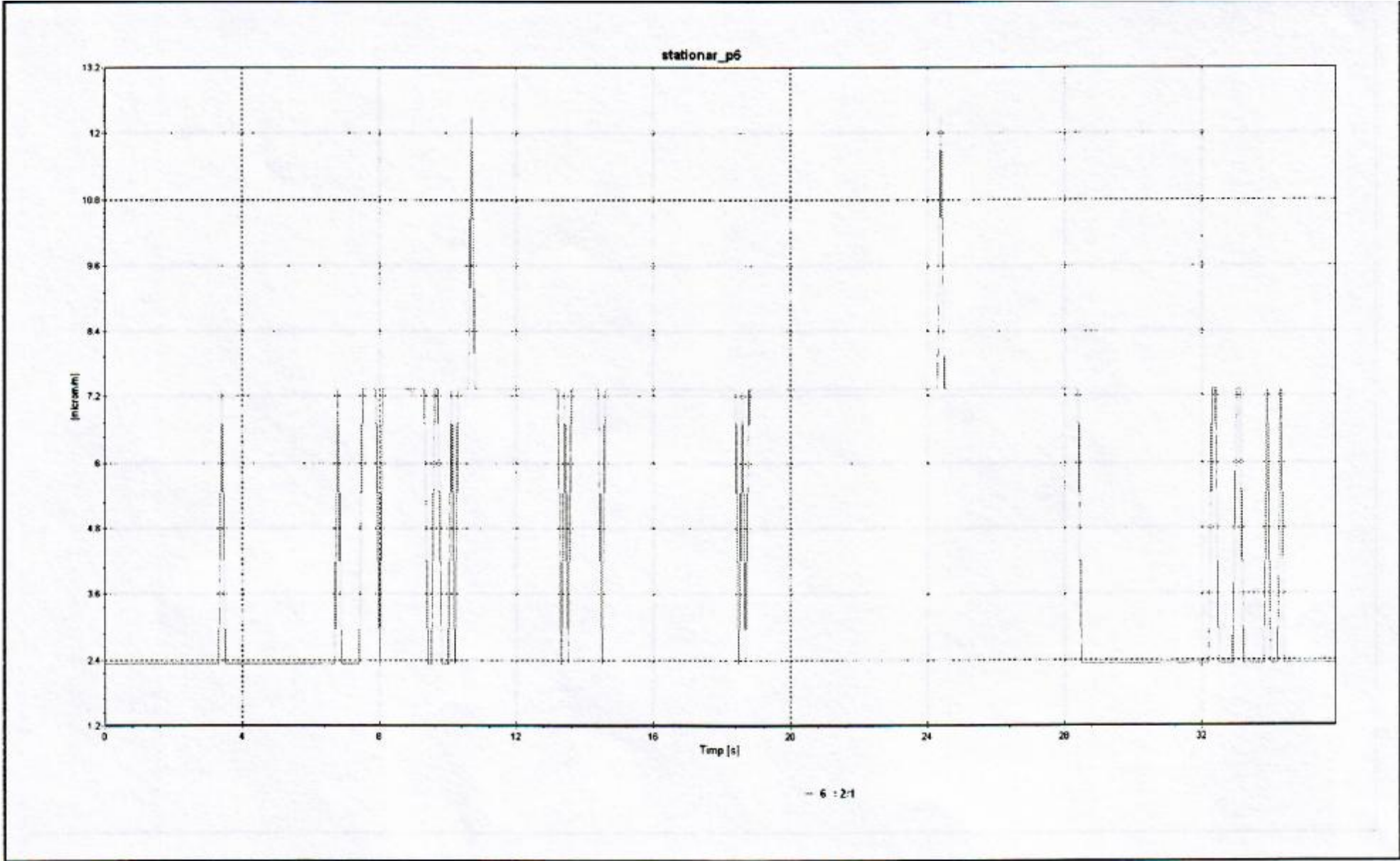


6 : 18:1

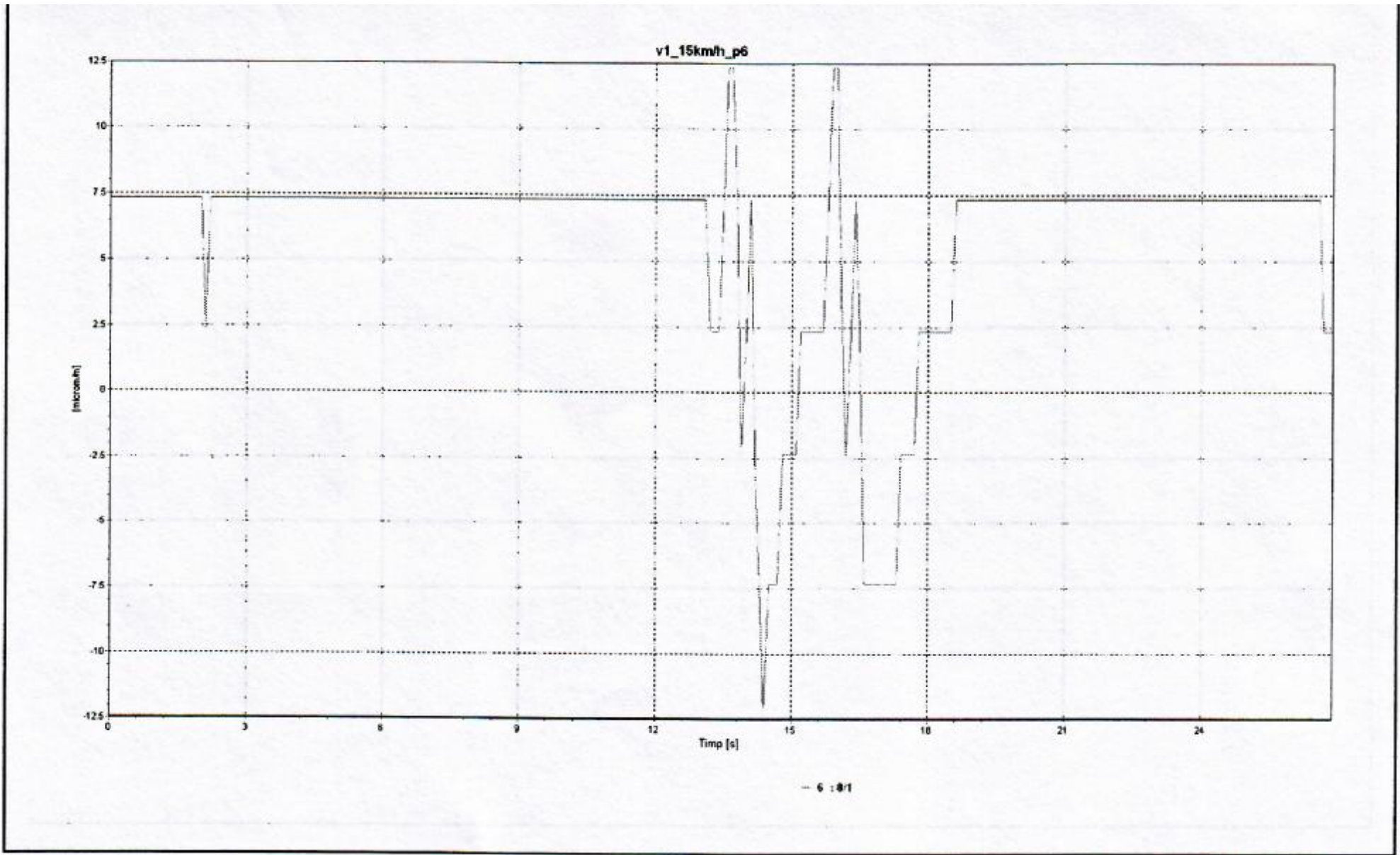


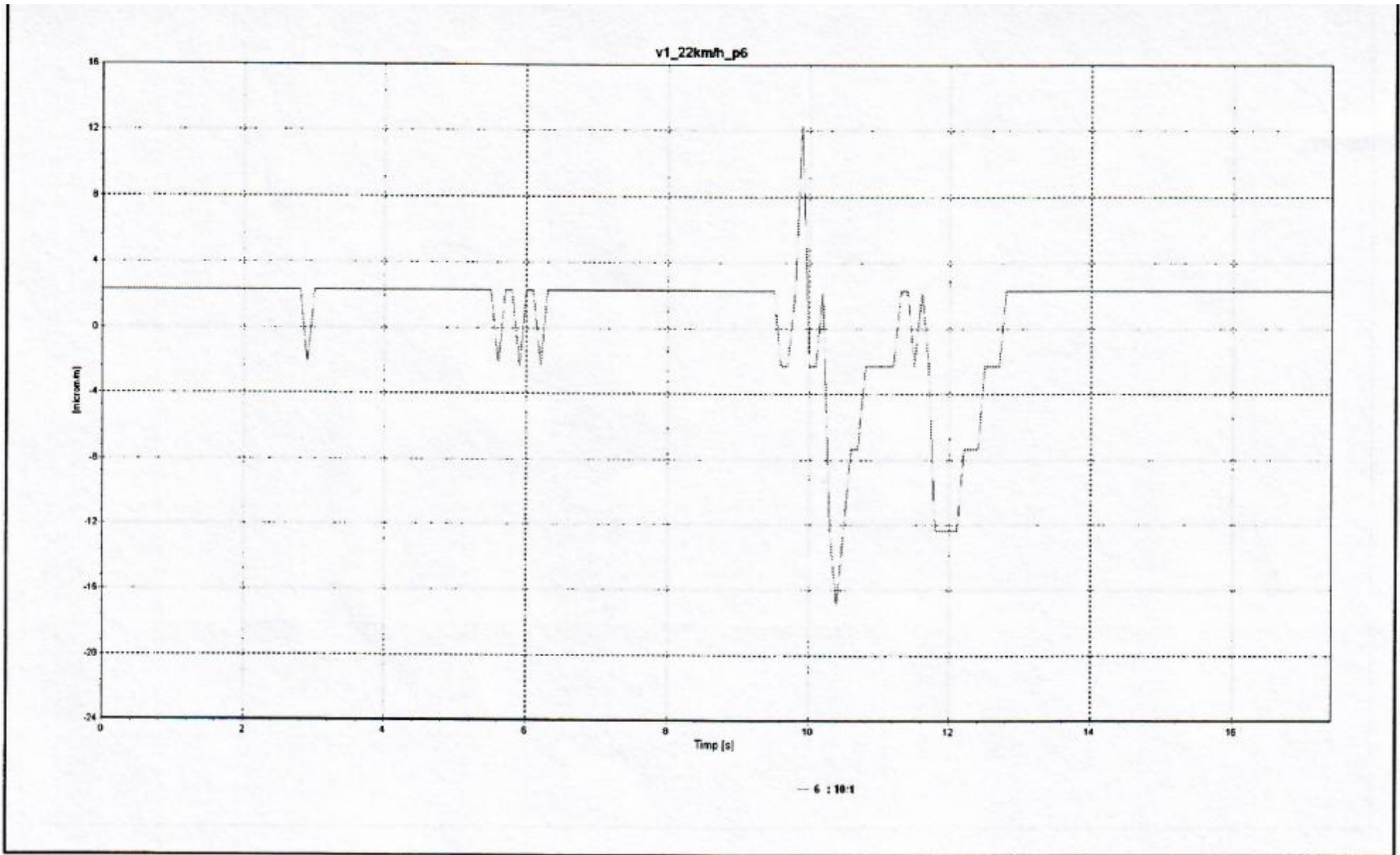




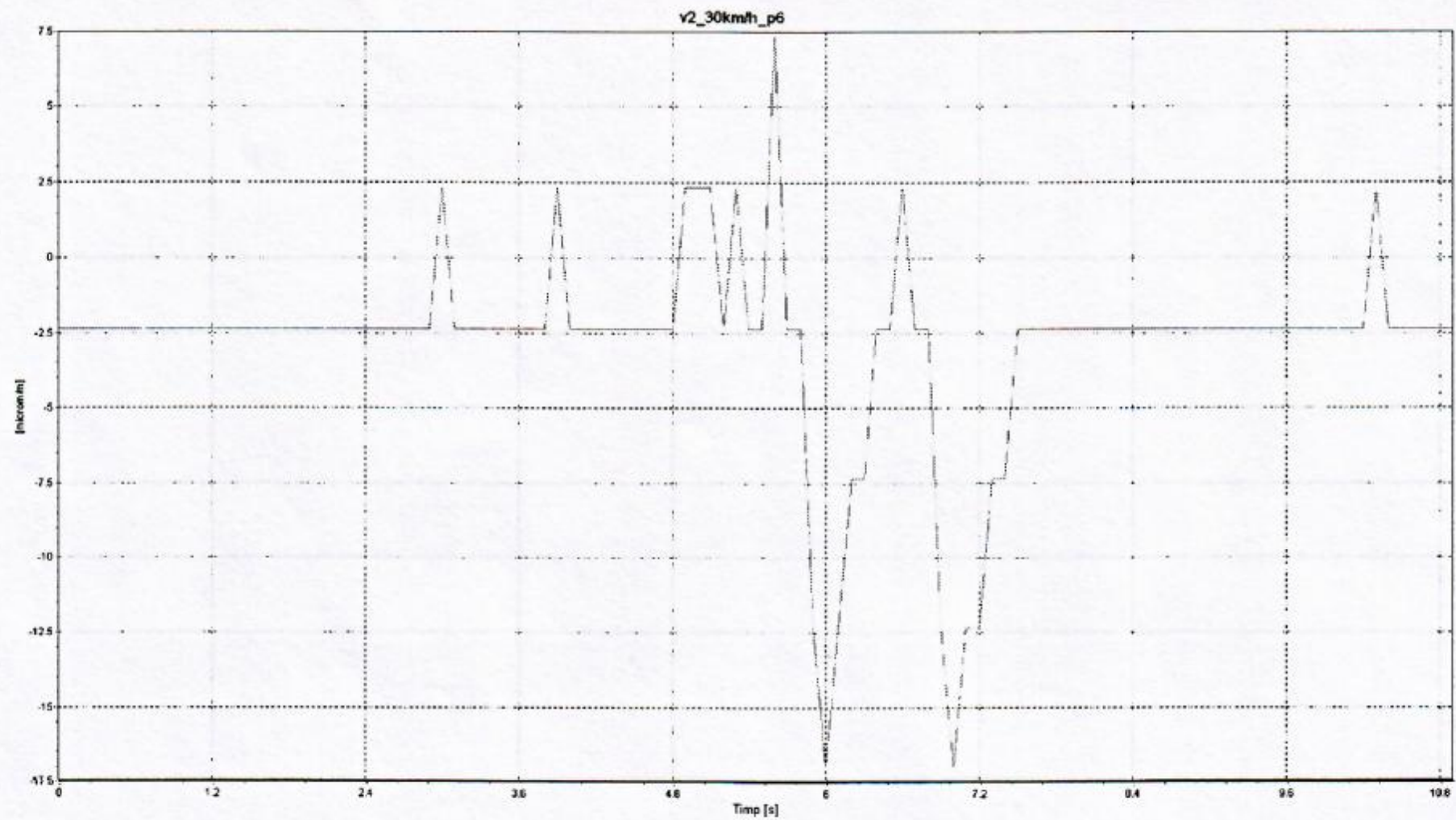


- 6 : 2:1



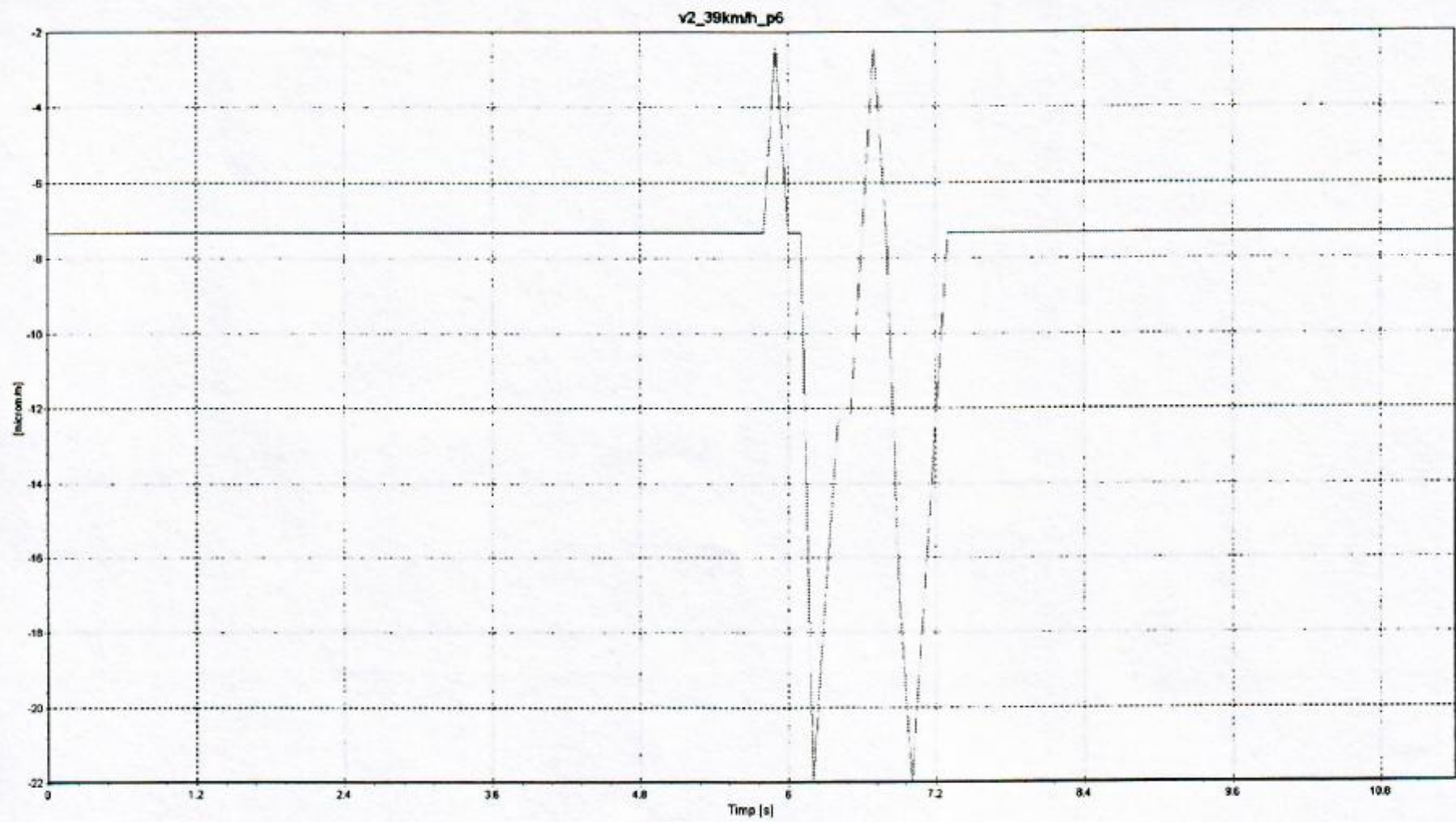




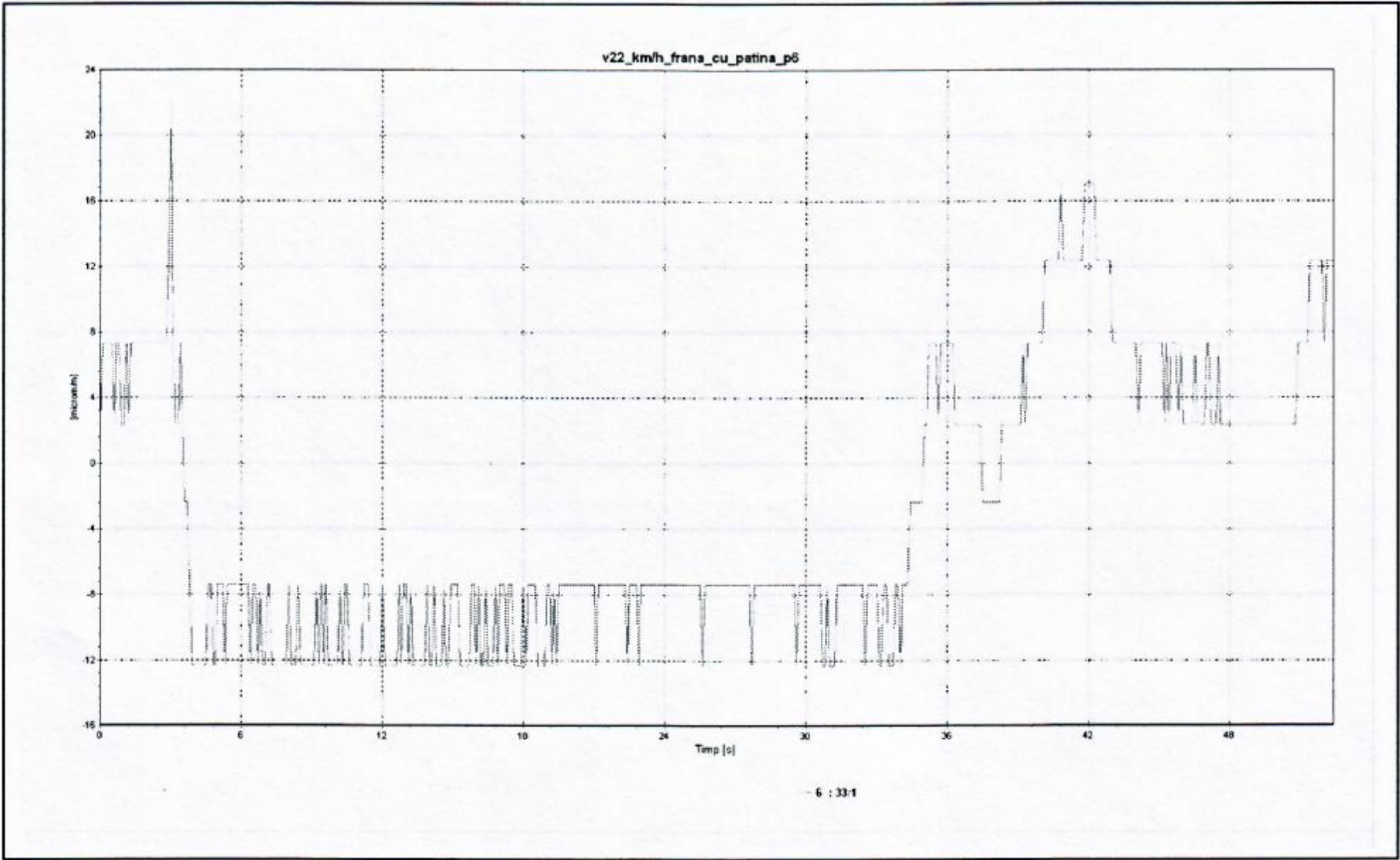


— 6 : 19:1

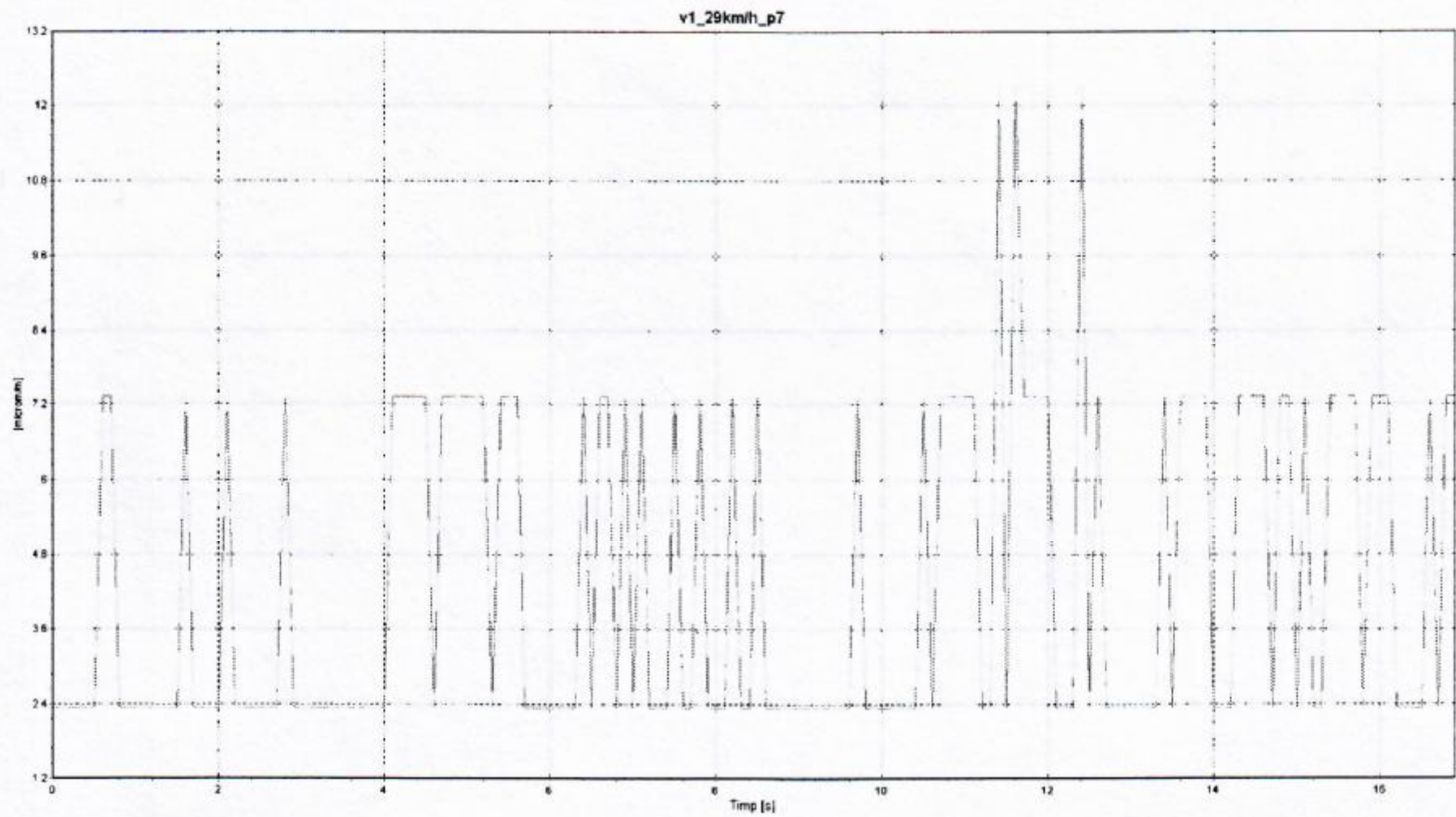




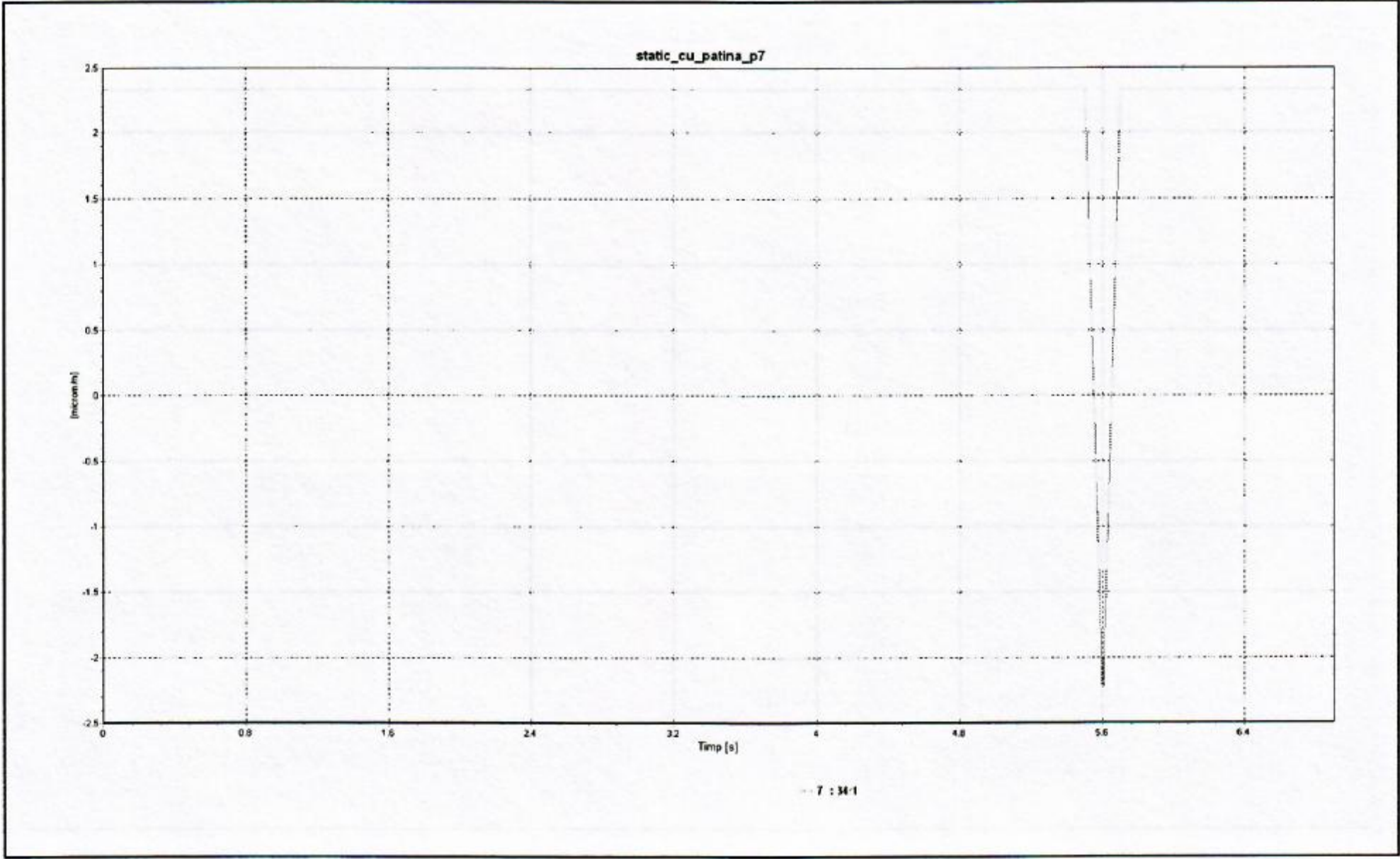
- 6 : 211



- 6 : 33:1

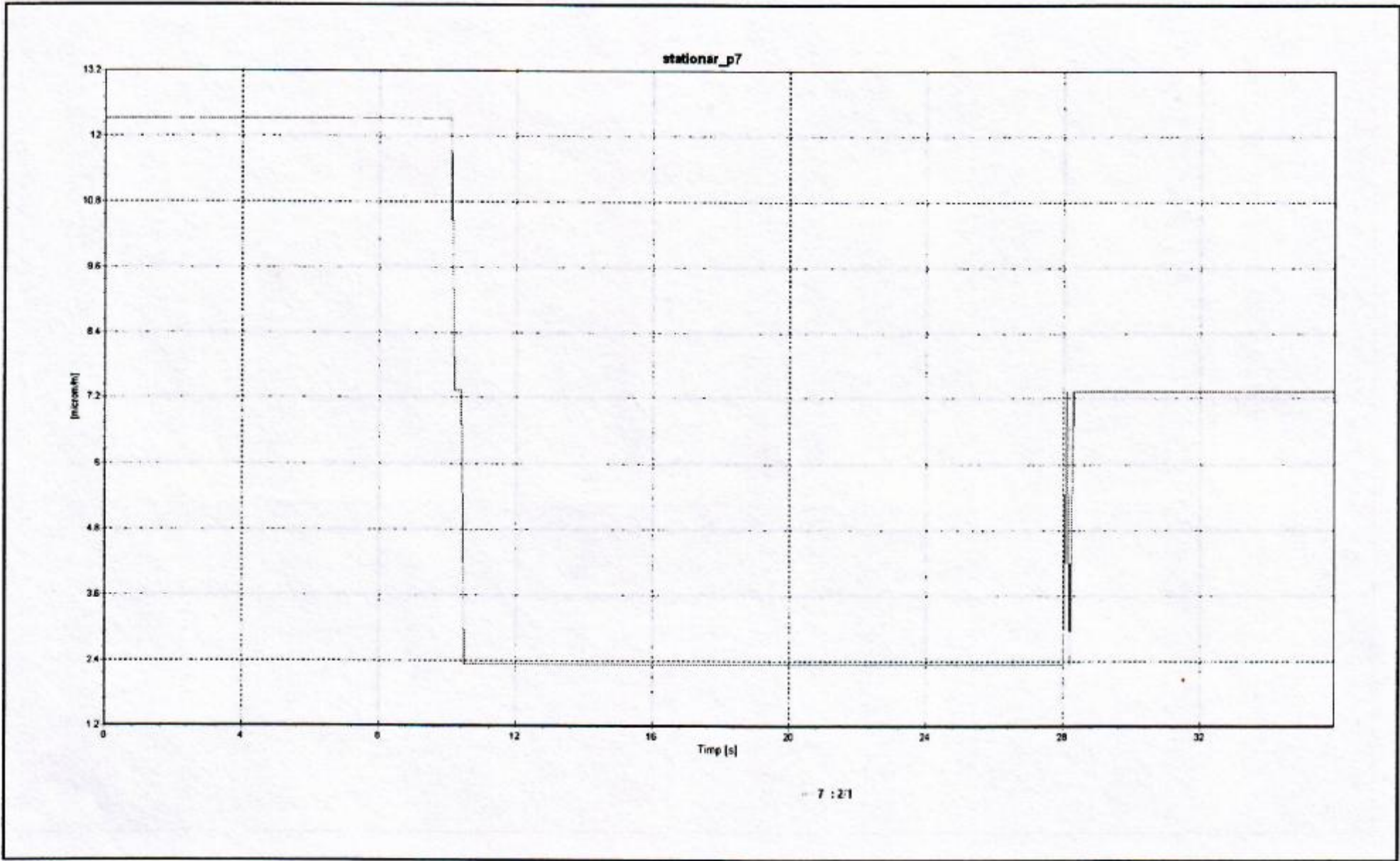


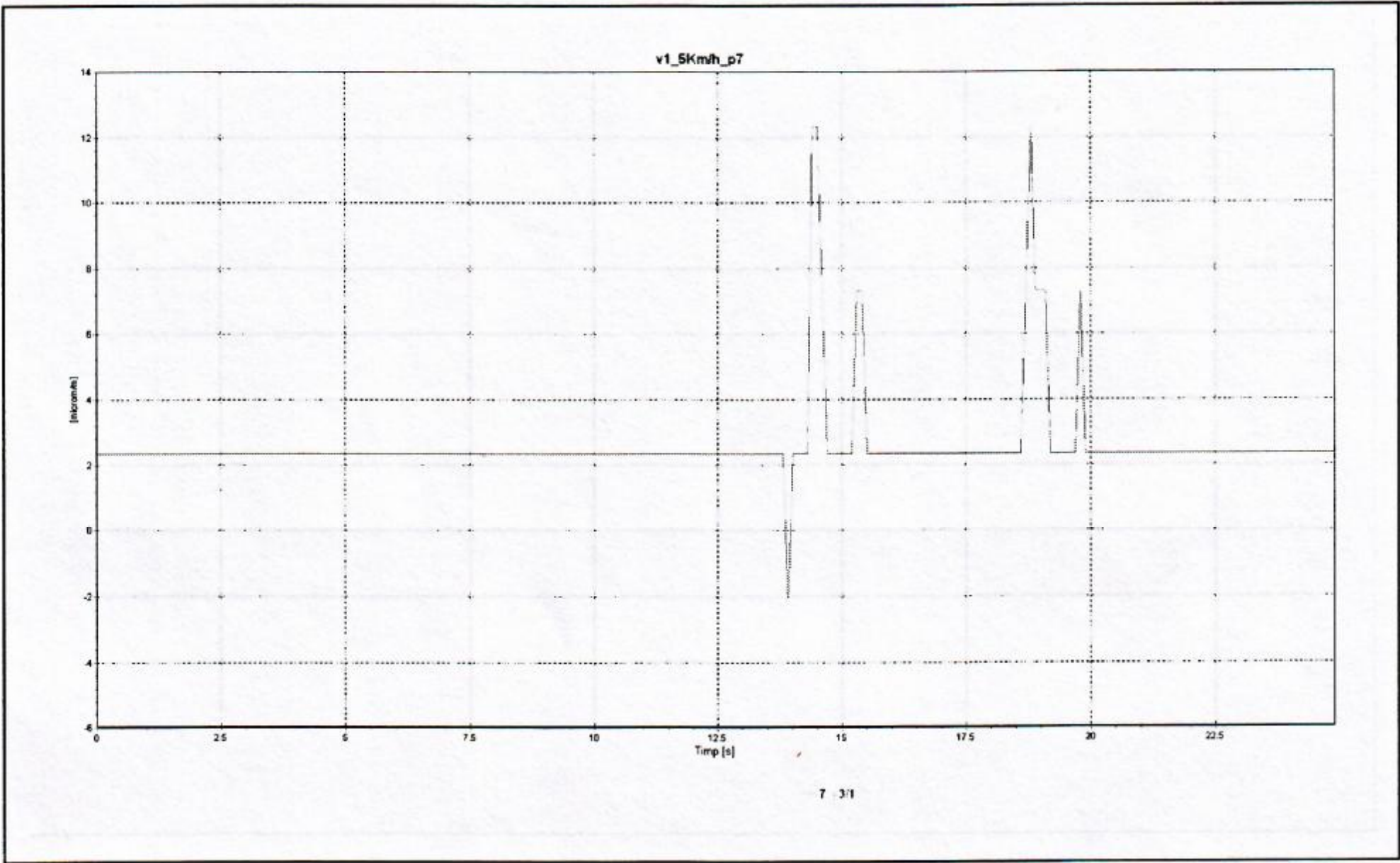
— 7 : 18:1



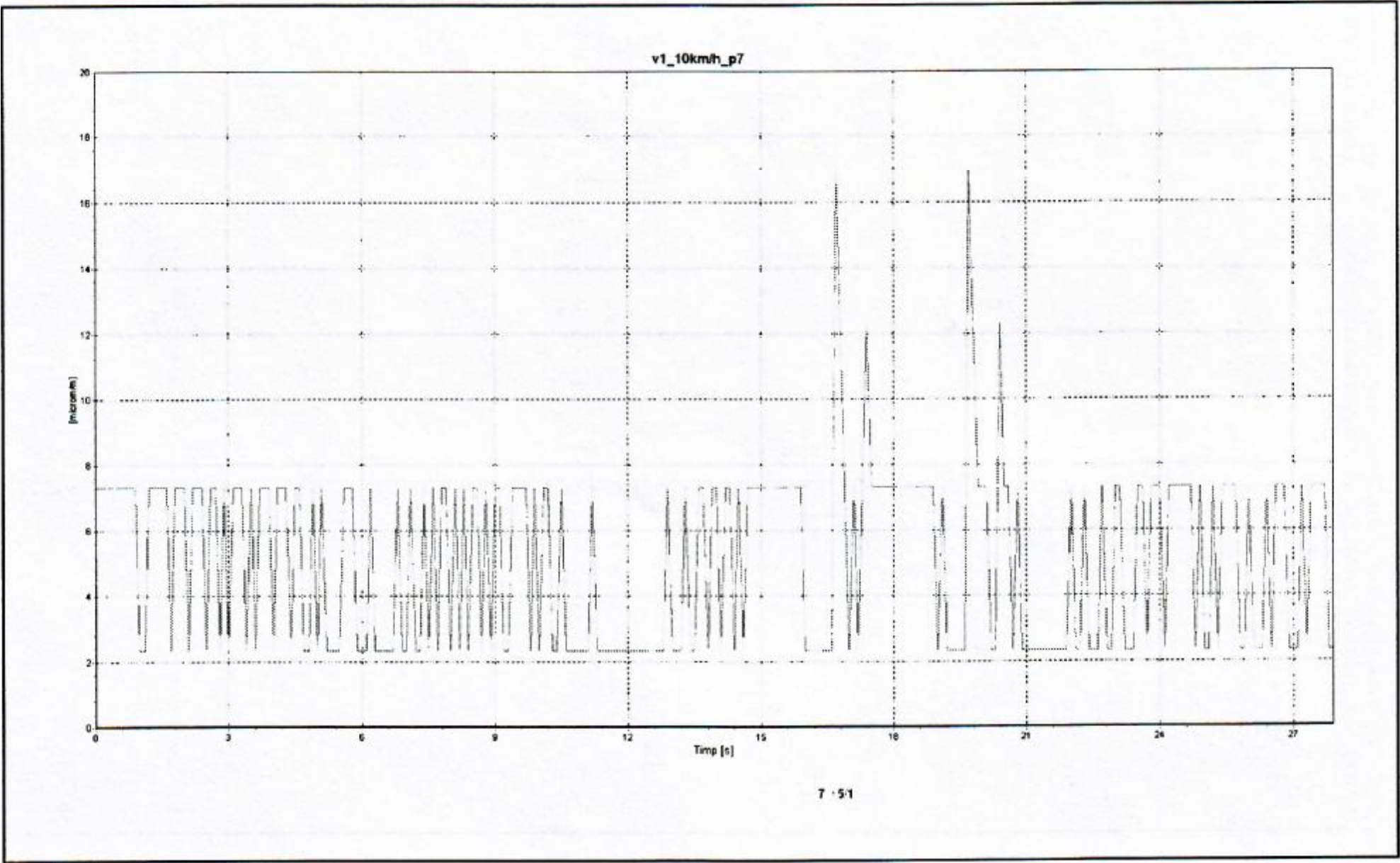
-- 7 : 34.1





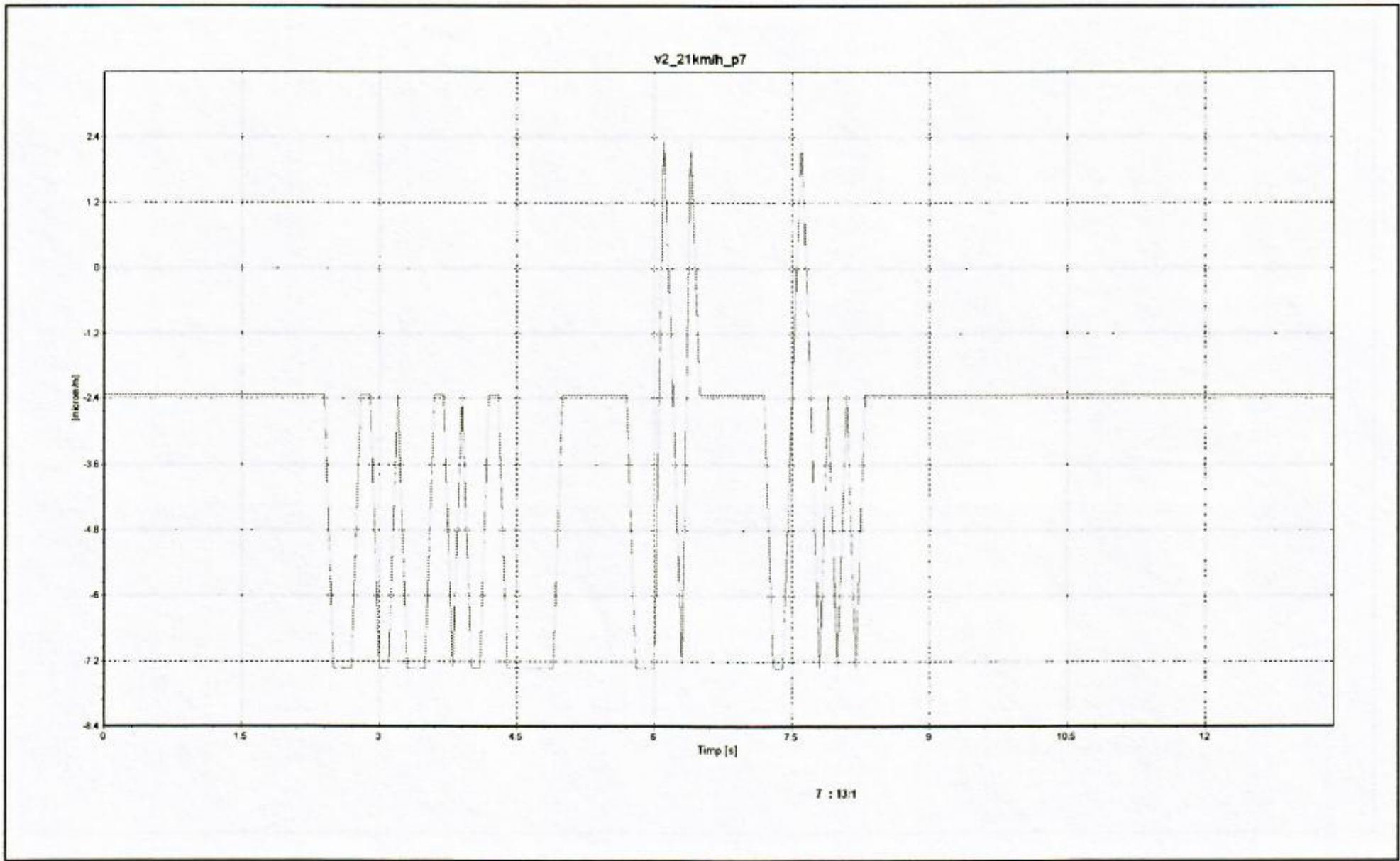


7 3/1



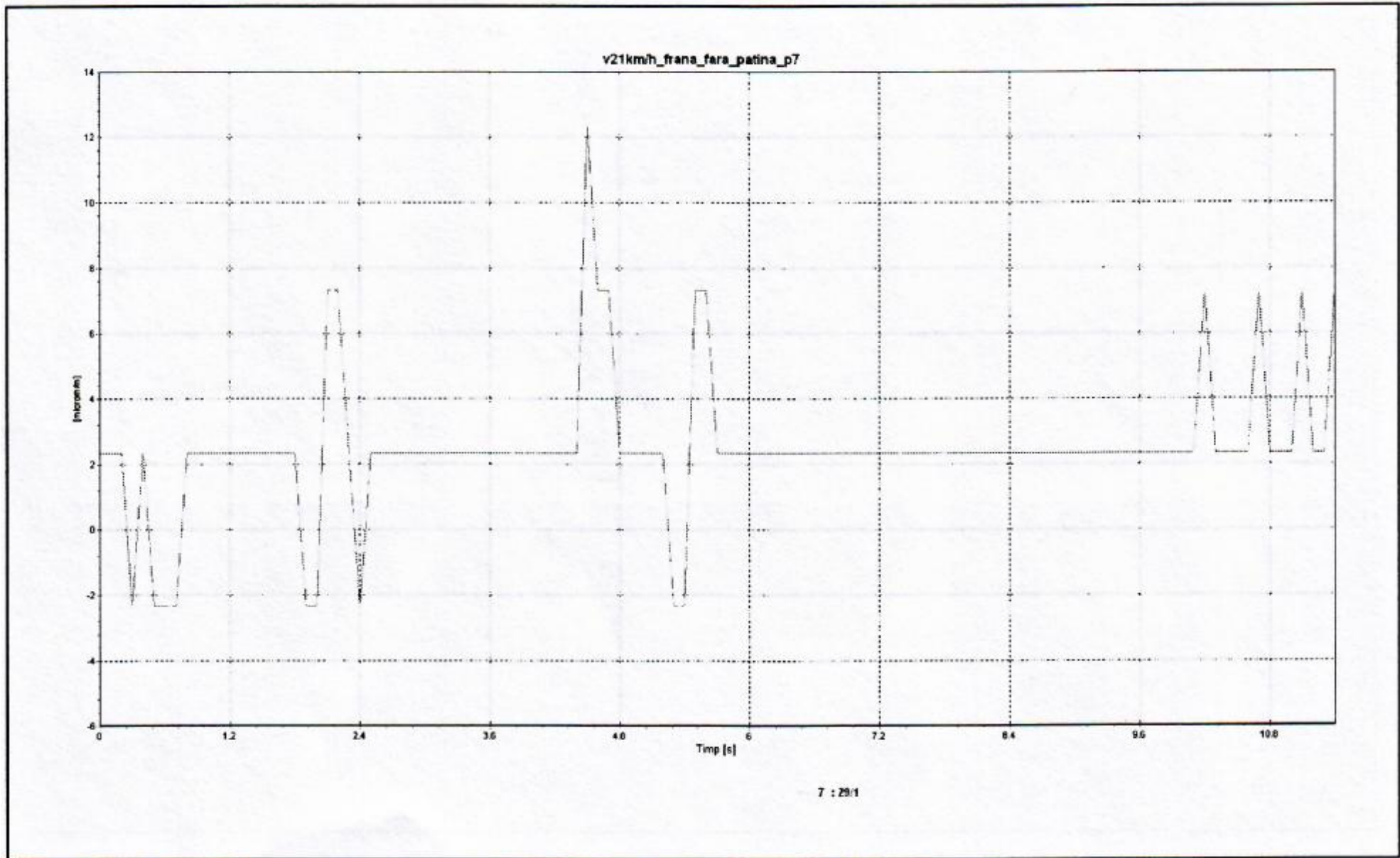
7 · 51



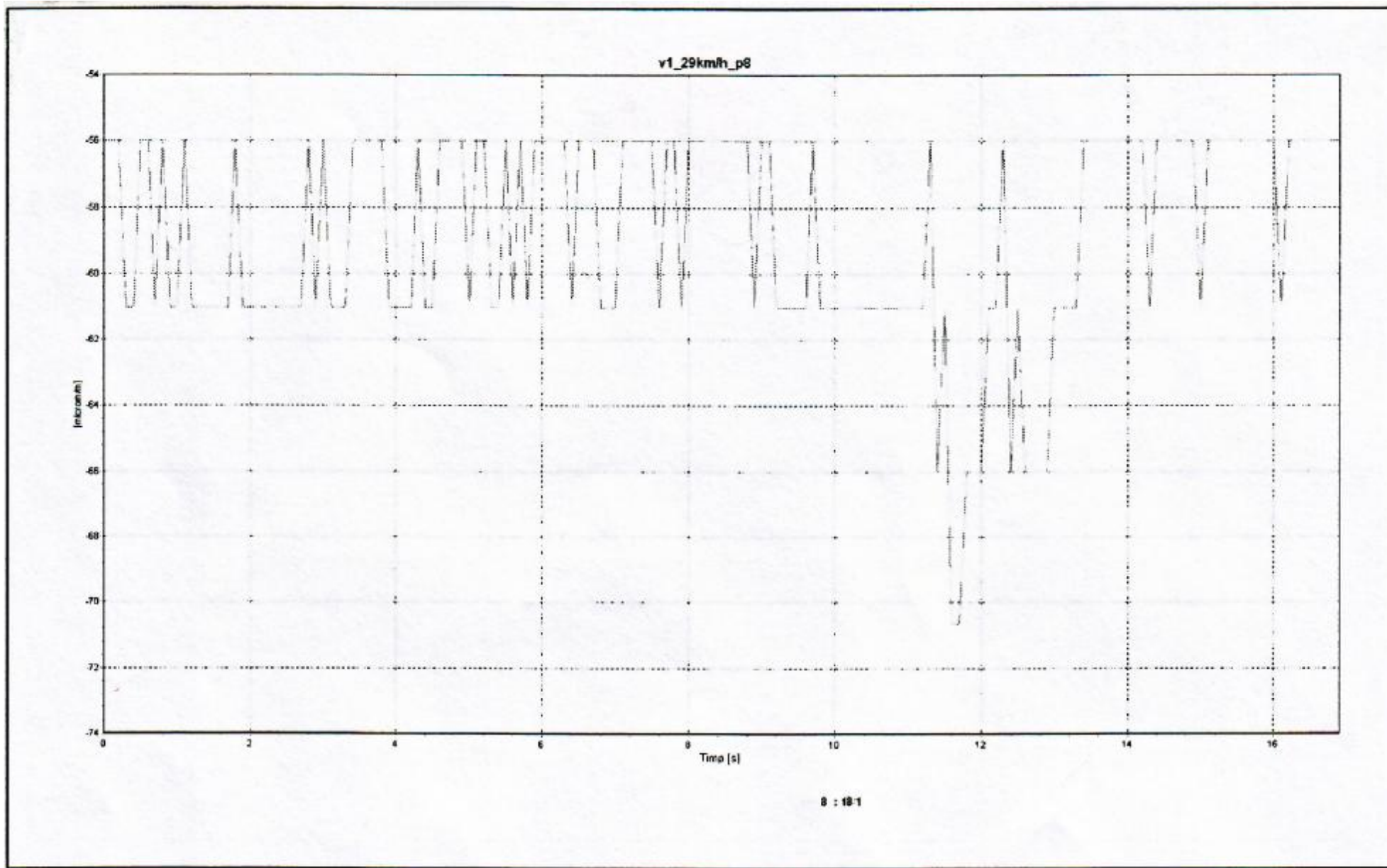


7 : 13:1

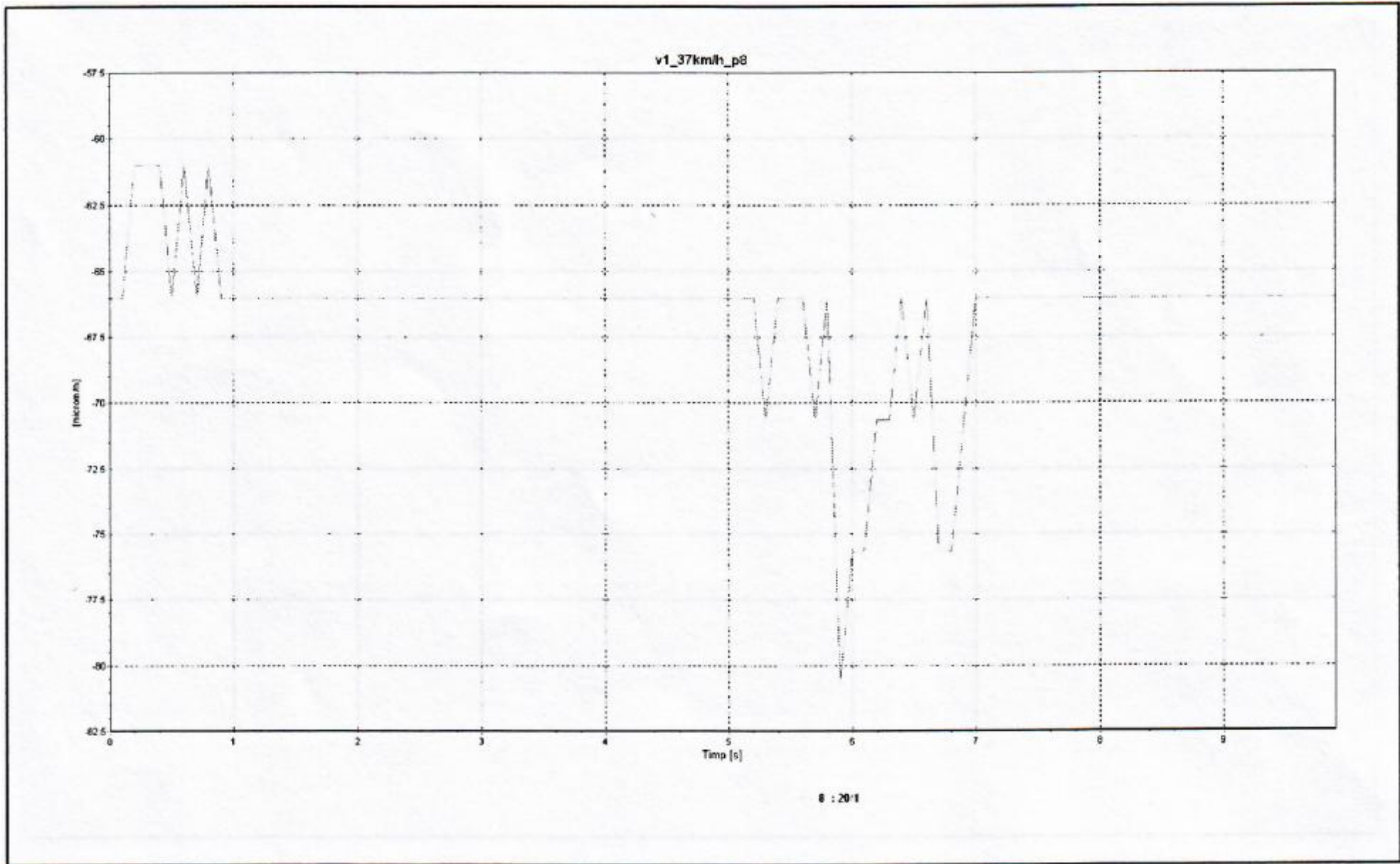


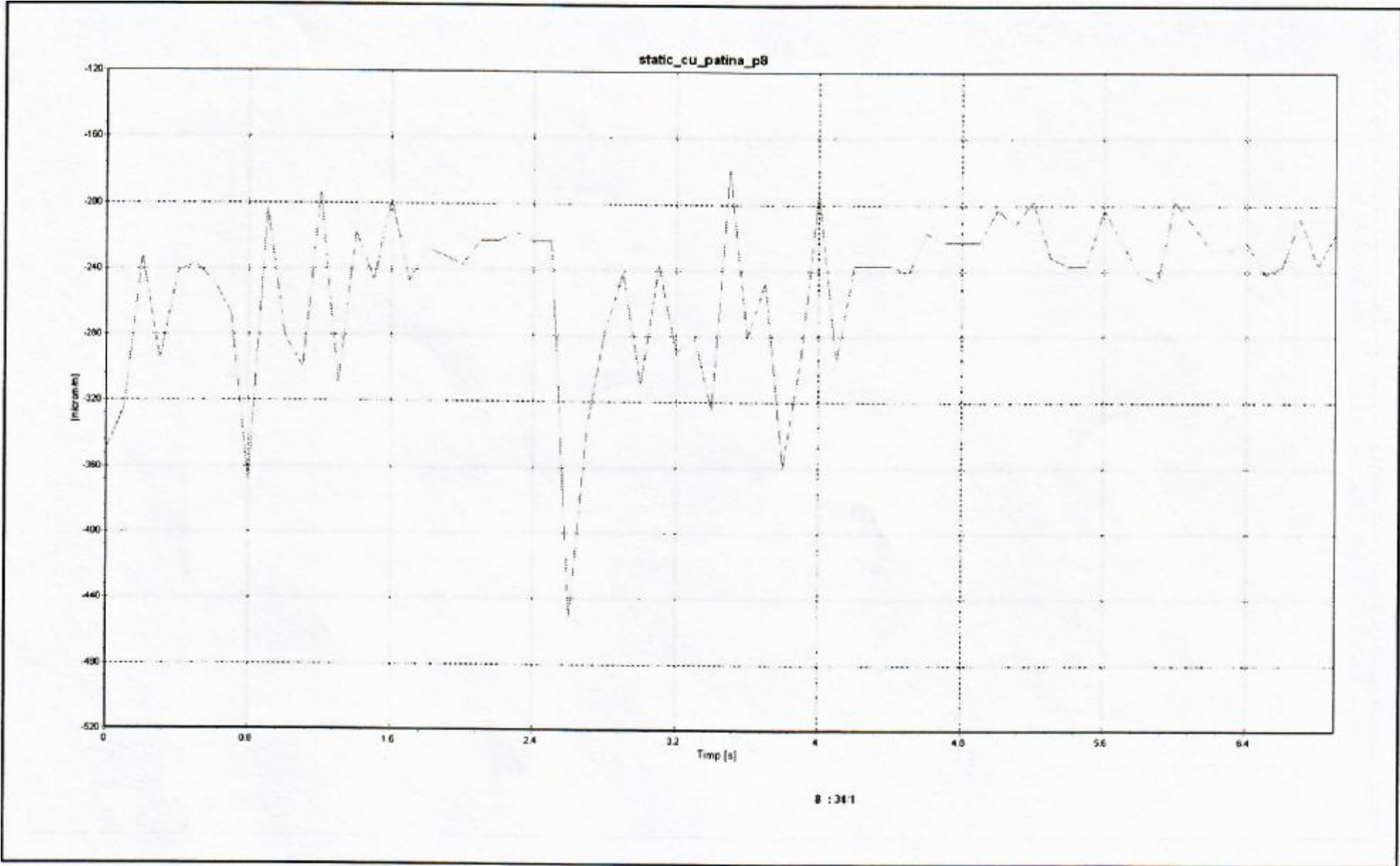


7 : 29/1

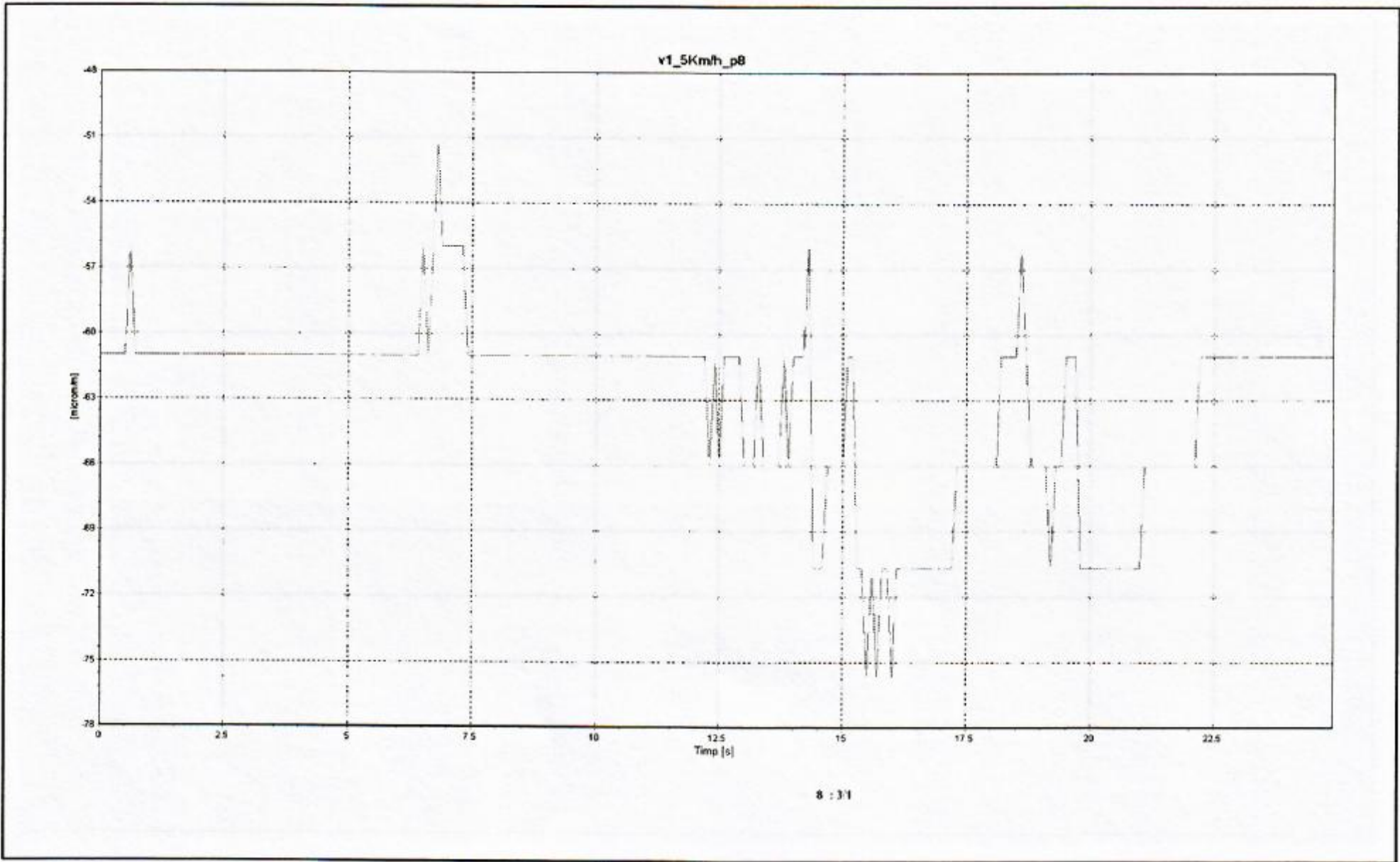


8 : 18.1

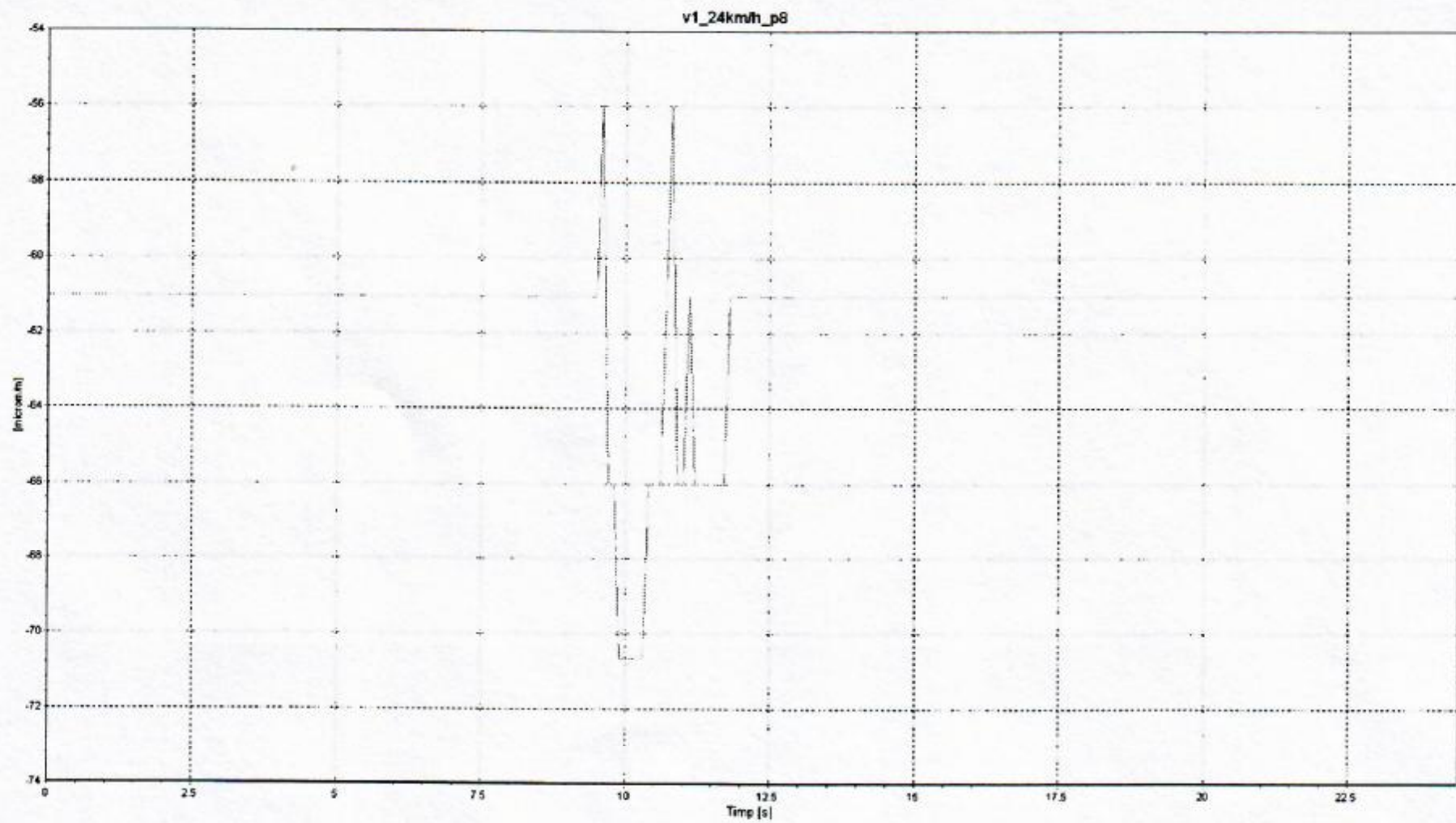




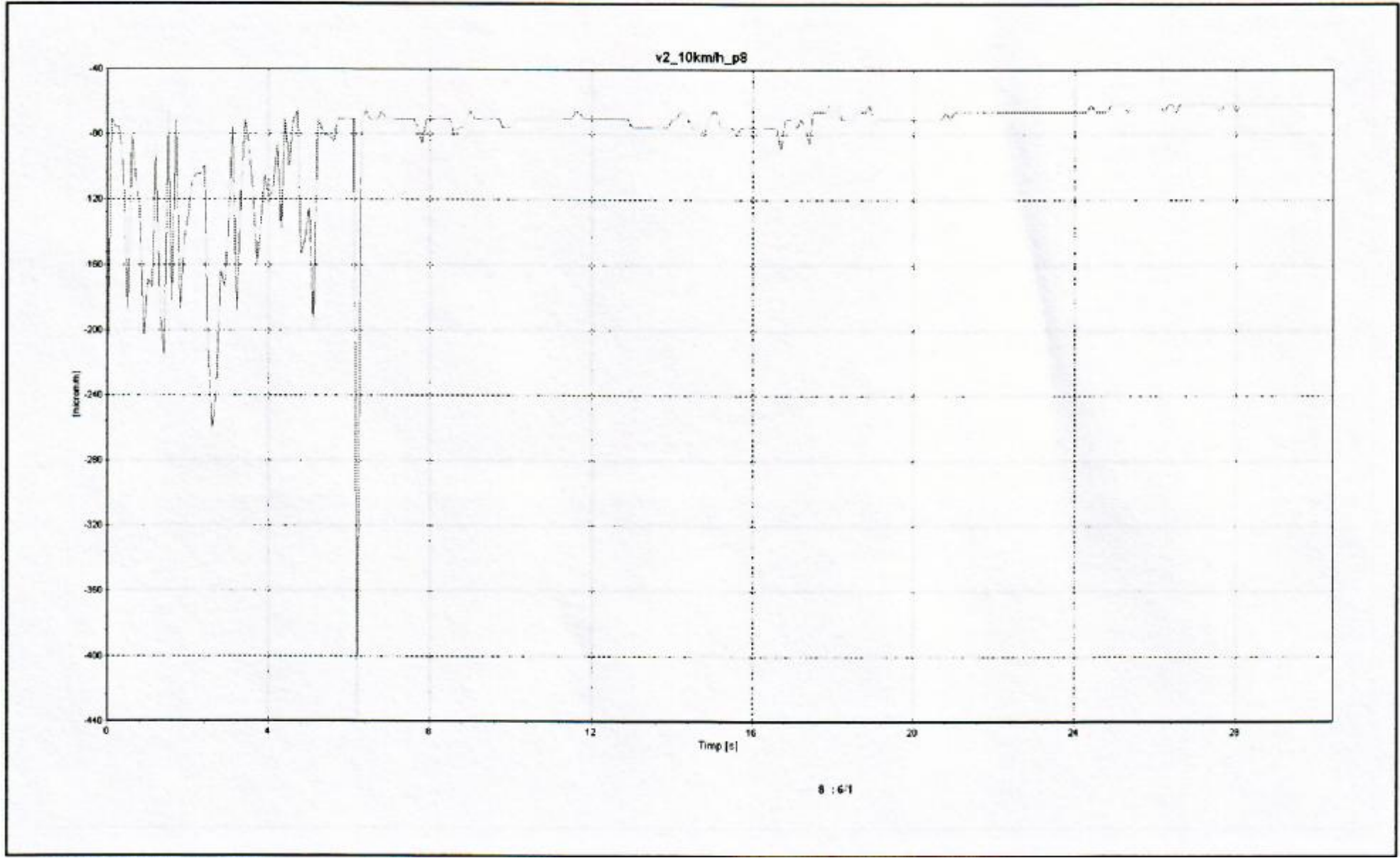




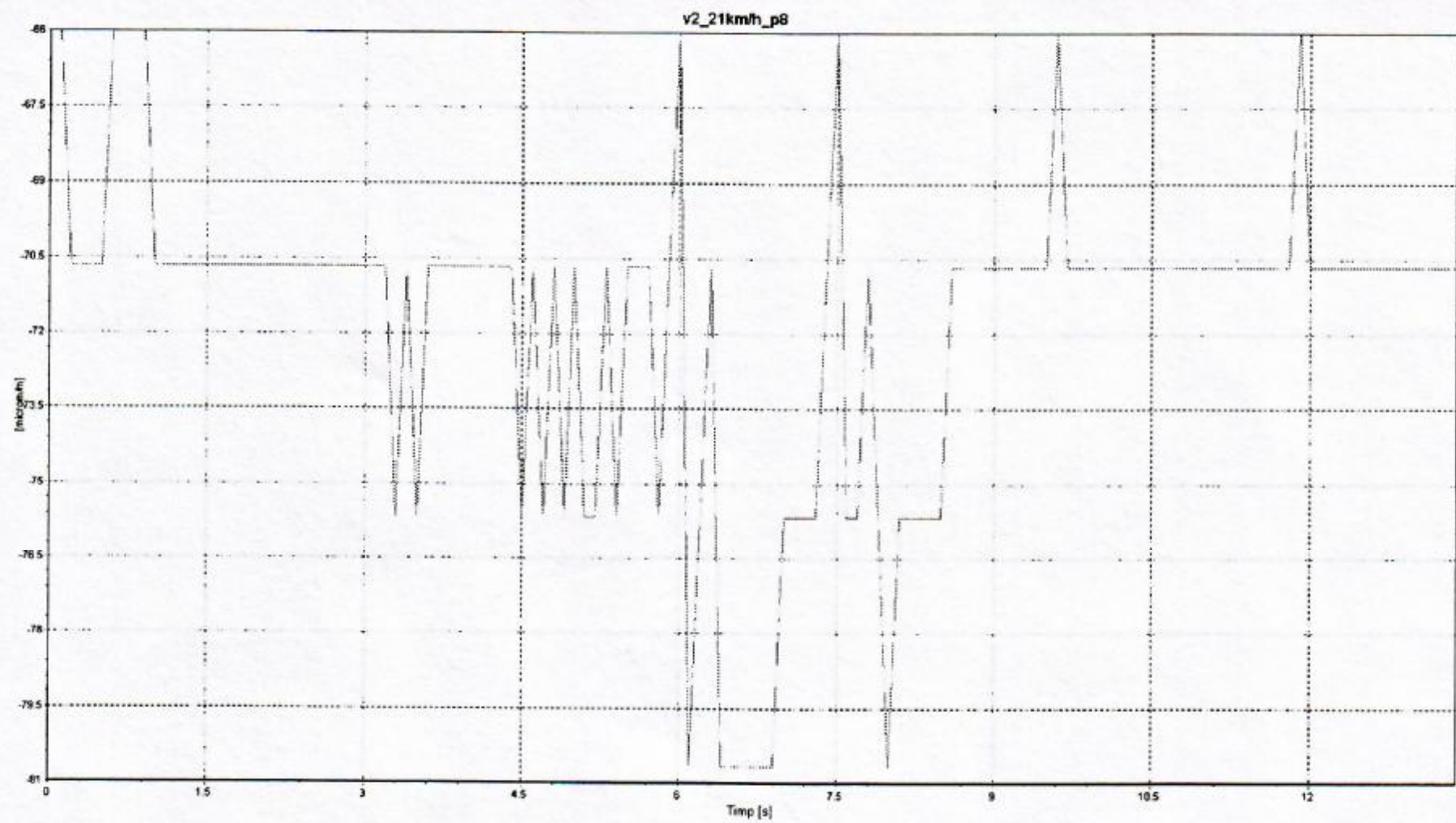
8 : 31



8 : 15'1

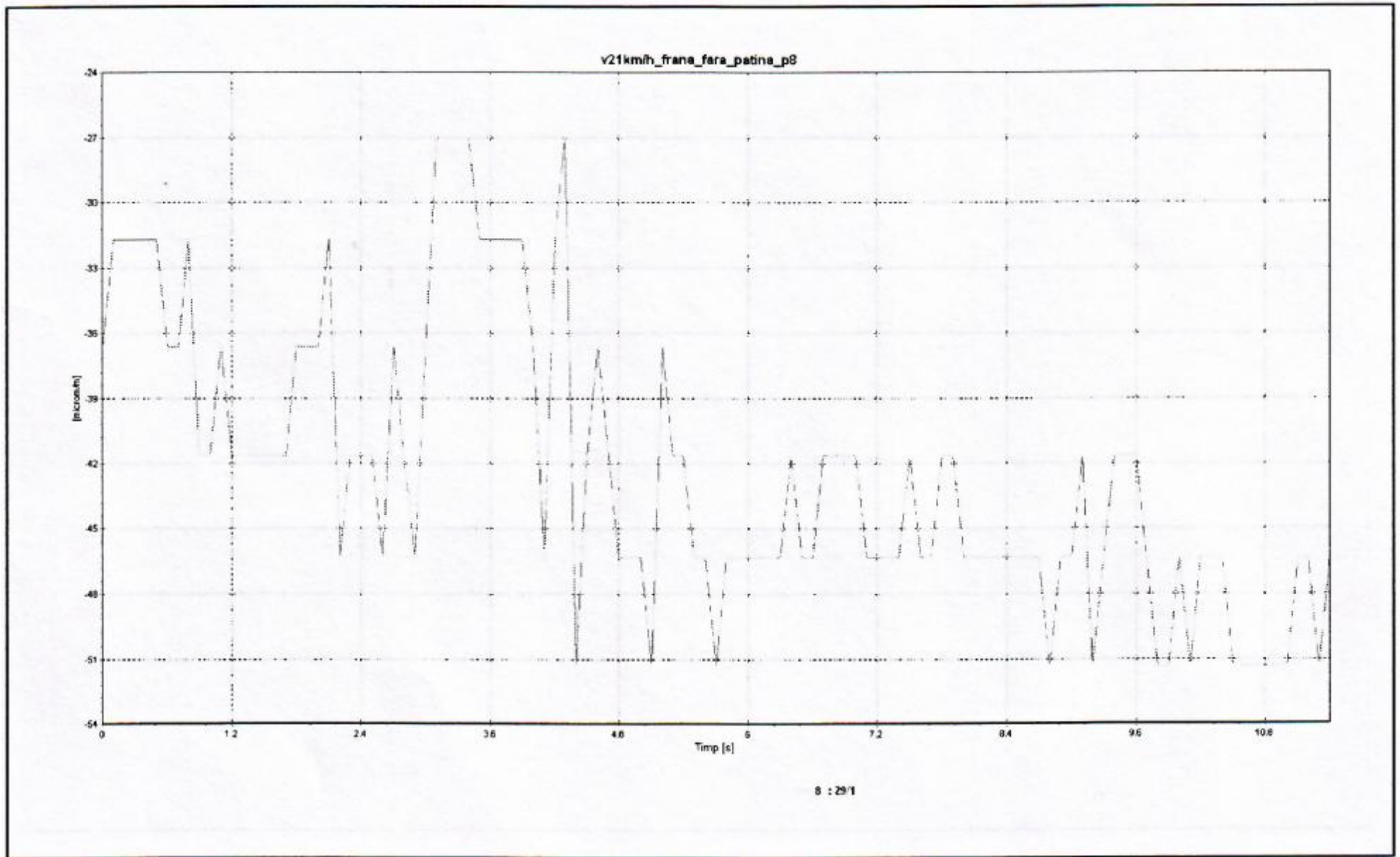


8 : 6-1



8 : 131





## BIBLIOGRAFIE

- [1] AHRENS, H.; RAQUET, E. (1993). Innere Variablen in linear-viskoelastischen Systemen. Dissertation TU Braunschweig, VDI-Verlag.
- [2] ALBERT, H.; RAQUET, E. (1979). Gummigefederte Räder in Leichtbauweise zur Geräuschkürzung der U-Bahn-Fahrzeuge der Hamburger Hochbahn AG. Verkehr und Technik, Heft 1, S. 27-31.
- [3] ARRUDA, E. M.; BOYCE, M.C. (1993). A three-dimensional constitutive model for the large stretch behaviour of rubber elastic materials. J. Mech. Phys. Solids, Vol. 41, Nummer 2, S. 389-412.
- [4] Andersson, E., Berg, M. and Stichel, S., 2000, "Dynamics of rail vehicles (in Swedish)", Railway Technology, Dept. of Vehicle Engineering, Royal Institute of Technology, KTH, Stockholm, Sweden.
- [5] Ansys. ANSYS theory reference, release 7.0. ANSYS, INC.; 2003.
- [6] AAR (Association of American Railroads). Manual of standards and recommended practices: section G-wheels and axles. Issue of 1998.
- [7] Al-Zakeri, Ibrahim, Flow Analysis Inside Shear And Streamlined Extrusion Dies For Feeder Plate Design, M.S. Thesis, Ohio University, 1999.
- [8] A. Kainz and G. Finstermann, "A New Eulerian Lagrangian Hybrid Finite Element Method for the Numerical Simulation of Stationary Rolling Processes", in J.H. Benyon et al., Modelling of Metal Rolling Processes 3, IOM Conference Papers, Church House, London UK, 1999, pp. 104 – 113.
- [9] A. Kainz and A. Obereder, "Finite Element Simulations of the Visco – Plastic Strip Behaviour for Steady State Flat Hot Rolling Processes", Proceedings of the Fifth World Congress on Computational Mechanics WCCM V, July 7-12, 2002, Vienna, Austria, Editors: Mang, H.A.; Rammerstorfer, F.G.; Eberhardsteiner, J., Publisher: Vienna University
- [10] Baránszky – Jób Imre; Vasúti jármű-szerkezetek (Structuri ale vehiculelor de cale ferată) Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1979.
- [11] Buzdugan Ghe., L. Fetcu, M. Rades, Vibrații mecanice. Editura didactică și Pedagogică București, 1982.
- [12] Buzdugan Ghe., L. Fetcu, M. Rades; Vibrațiile sistemelor mecanice. Editura academiiei, București, 1975.
- [13] Buzdugan Gheorghe; Izolarea Antivibratorie. Editura academiiei, Bucuresti, 1993.
- [14] Buzdugan Gheorghe, E.Mihailescu, M.Rades.; Masurarea Vibratiilor. Editura academiiei, București, 1979.
- [15] Buzdugan Gheorghe; Manualul inginerului mecanic. Editura Tehnică București, 1976.
- [16] Burada C., Buga M., Al. Crasnean ; Elemente și structuri portante ale vehiculelor de cale ferată, Editura Tehnică București, 1980.
- [17] Bihoi Gheorghe; Cale de rulare a tramvaielor. Editura Ploiești 1998.
- [18] Berge S. Shattered rim fracture research. Proceedings of 2000 Brenco Rail conference, LaQuinta, California; October 19-20, 2000.
- [19] B. Manhartsgruber, A. Kainz, R. Scheidl, Computer Aided Design and Optimization of a Test-Rig for Magneto-Rheological Fluid Behavior", in: Conference Proceedings for the First International Conference on Computational Methods in Fluid Power Technology, Stecki, Jacek S (Editor), Fluid Power Net Publications, ISBN 0-9578574-1-1, November 26-28, 2003, Melbourne, Australia.
- [20] B. Winkler, B. Manhartsgruber, R. Scheidl, A Visco – Elasto – Plastic Material Law for Magneto-Rheological Liquids, 2<sup>nd</sup> International Workshop on Computer Software for Design, Analysis and Control of Fluid Power Systems, September 5-7, 2001, Ostrava-Malenovice, Czech Republic, p.175-182.
- [21] BEASY User Guide, Computational Mechanics BEASY Ltd, Ashurst, Southampton, UK, 2000.
- [22] BERG, M. (1997). A model for rubber springs in the dynamic analysis. Proceedings of the Institutions of Mechanical Engineers. Vol. 211, Nr. 2, S. 95-108.
- [23] BERG, M. (1998). A Non-Linear Rubber Spring Model for Rail Vehicle, Vehicle system dynamics. Vol. 30, Nr. 3/4, S. 197-212.
- [24] BETTEN, J. (2002). Creep Mechanics. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, zweite Auflage 2005.

- [25] BETTEN, J. (1998). Finite Elemente für Ingenieure 2. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, zweite Auflage 2004.
- [26] BETTEN, J. (2001). Kontinuumsmechanik. Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, zweite Auflage.
- [27] BETTEN, J. (1972). Zur Ermittlung der mechanischen Hysterese rheologischer Körper. Zeitschrift für Naturforschung 27a, S.718-719.
- [28] BIEHLER, G. (1954). Gummibereifung und Eisenbahn. Eisenbahntechnische Rundschau, Sonderausgabe 3, S. 51-60.
- [29] BOCKENMÜHL, A. (1965). Gummigefederte Räder: Erfahrung mit dem Einringrad. Verkehr und Technik, Nr. 10/11.
- [30] BREMER, H.; PFEIFFER, F. (1992). Elastische Mehrkörpersysteme. Teubner Verlag Stuttgart. 15. Literaturverzeichnis 217
- [31] C. Wheelhouse & B. Miller, The Industrial Application of Forging Simulation at UEF Ltd, CBM Technical Conference 2000.
- [32] CLAUS, H. (2004): Dynamikanalyse eines Eisenbahnwagens mit radialelastischen Rädern. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12.
- [33] CLAUS, H.; SCHIELEN, W. (2002). Stability Analysis of Railways with Radialelastic Wheelsets. Dynamics of Vehicles on roads and tracks.
- [34] CLAUS, H.; SCHIELEN, W. (2001). System Dynamics of Railcars with Radial- and Lateralelastic Wheels. Stuttgart.
- [35] CLAUS, H. (2000). Systemdynamik radial-elastischer Räder. Dynamik-Workshop 2000. Theorie und Praxis.
- [36] CLAUS, H. (2001). Zur Fahrstabilität radialelastischer Eisenbahnwagensätze. Seminar über Fragen der Mechanik Stuttgart.
- [37] CLAUS, H.; SCHIELEN, W. (1997). Modeling and simulation of railway bogie structural vibrations. Dynamics of Vehicles on roads and tracks, S. 1-15.
- [38] CLAUS, H.; SCHIELEN, W. (2001). Stability analysis of railways with Radial elastic wheelsets. Dynamics of Vehicles on roads and tracks, S. 1-12.
- [39] CLAUS, H.; SCHIELEN, W. (2002). System Dynamics of Radial- and Lateralelastic Railway Wheels. Concluding Colloquium of DFG Priority- Programm, Stuttgart.
- [40] CLAUS, H.; SCHLIEHLEN, W. (2002). Symbolic-Numeric Analysis of Flexible Multibody Systems. Mech. Struct. & Mach., Vol 30(1), S. 1-30.
- [41] Cavaliere, MA, Berazategui, D. Goldschmit, MB. Dvorkin, EN. Montelatici, L., "Modeling of the Piercing Process: Preliminary Results, 14 conferencia de laminacion y 4º Encuentro de la Sección argentina de la Iron and Steel Society, Buenos Aires, Argentina (2002).
- [42] Cavaliere, MA, Goldschmit, MB, Dvorkin, EN, "Finite Element Simulation of the Steel Plates Hot Rolling Process", Int J Numerical Methods in Engrg, 52, pp. 1411-1430.
- [43] Ceretti, E, Giardini, C, Attanasio, A, "Analysis of Rotary Tube Piercing Process: Simulation and Experimental Results", AITEM 01, Bari, Italy (September 2001). Capoferri, G, Ceretti, E, Giardini, C, Attanasio, A, Brisotto, F, "FEM Analysis of Rotary Tube Piercing Process" Tube & Pipe Technology, pp. 55-58 (May/June 2002).
- [44] Capoferri, G, Ceretti, E, Giardini, C, Attanasio, A, Brisotto, F, "Studio del Processo di Laminazione Obliqua agli Elementi Finiti: Simulazioni 2D- 3D e Risultati Sperimentali", La metallurgia Italiana, pp. 60-63 (October 2002).
- [45] Ceretti, E, Giardini, C, Attanasio, A, Brisotto, F, "Further Improvements in Modelling a Tube Rotary Piercing Process", VII AITEM, Cassino, Italy (September 2003).
- [46] Cavaliere, MA, Gomez, G, Gazzarri, JL, Perez, T, Dvorkin, EN, "Experimental Procedure for Determining True Stress-True Strain Curves for Steels in the High Temperature Range and Under Controlled Deformation Rate", ECCOMAS 2000 (European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering), Barcellona, CIMNE (2000).
- [47] Constantinescu D.M, Noțiuni de mecanica ruperii și oboseală materialelor, Editura Printech, București, 1998, Structural Integrity, Editura U.P.B., București, 1998.
- [48] Constantinescu D.M Noțiuni de mecanica ruperii și oboseala materialelor, Editura Printech, București, 1998.

- [49] Dumitru Ion, Nicolae Faur, Rezistența materialelor Bazele teoretice în oboseala materialelor, mecanicii ruperii, compoziție, metode de analiză numeric, Lito., Editura Politehnica Timișoara - 1997.
- [50] Dumitru Ion, Nicolae Faur, Elemente de calcul și aplicații în rezistența materialelor, Colecția rezistența materialelor, Editura Politehnica Timișoara - 1999.
- [51] Darabont Al., I. Iorga, D. Vaiteanu, Șocuri și vibrații. Aplicații în tehnică. Editura tehnică. București 1988.
- [52] Darabont A, D. Văiteanu ; Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor. Editura tehnică. București 1988.
- [53] Damme, S., Nackenhorst, U., Wetzel, A., Zastru, B., 2002, On the Numerical Analysis of the Wheel – Rail System in Rolling Contact, In: Popp, Schiehlen (Ed.): System Dynamics and 10 S. Damme, B. Zastru.
- [54] Dumitru Ion , Particularități ale calculului la solicitări prin șoc, Colecția rezistența materialelor, Editura Politehnica Timișoara - 2007.
- [55] Ekeberg A, Kabo E, Andersson H. An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. Fatigue Fract Eng Mater Struct 2002; 25: 899-909.
- [56] Ekberg A. Rolling contact fatigue of railway wheels – towards tread life prediction through numerical modeling considering material imperfections, probabilistic loading and operational data. PhD – Thesis. Chalmers University of Technology, Departament of Solid Mechanics, Göteborg, Sweden; 2000.
- [57] Ekberg A, Kabo E. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading – an overview. Wear 2005; 258 (7-8): 1288 – 300.
- [58] **Prof. Ph. D. Eng. Nicolae Faur; Candidate for a Doctor's degree Eng. Ion Goia; Candidate for a Doctor's degree Eng. Laurențiu Culea; Candidate for a Doctor's degree Eng. Anghel Cernescu; Candidate for a Doctor's Degree Eng. Asistent Radu Negru , Analiza teoretică și experimentală a stării de tensiune din ansamblul roată șină la transportul urban de călători, Politehnica University Timișoara; Regia Autonomă de Transport Timișoara, 20-21 noiembrie 2007, Conferința Internațională, Timișoara. Integritatea structurală a construcțiilor sudate.**
- [59] Faur Nicolae, Mecanica materialelor, Noțiuni fundamentale, statică, solicitări simple, Colecția “Rezistența materialelor”. Editura Politehnica Timișoara – 2005.
- [60] Faur Nicolae, Dumitru Ion Diferențe finite și Elemente finite în rezistența materialelor,. Editura Mirton, Timișoara 1997.
- [61] Faur Nicolae, Elemente finite. Editura Politehnica, Colecția “Rezistența materialelor”.
- [62] **Ghita Eugen, Goia Ioan, Dan Stepan, Analiza stării de tensiune și deformație în osiile vehiculelor feroviare, First South – East European Conference on Computational Mechanics SECCM – 06 (M.Kojic, M.Papadarakakis(Eds.)) June 28 – 30, 2006 Kragujevac, Serbia and Montenegro University of Kragujevac.**
- [63] **Ghita Eugen, Goia Ioan, Mocuta, Cernescu Anghel; A comparative analysis about the state of stress in the elastic tram wheel for urban public transportation and the railway wheel. Scientific bulletin of the “ Politehnica “ University of Timisoara, Romania; Transactions on Mechanics.**
- [64] **Goia Ioan, Analiza comparativă a tehnologiilor de ungere buză bandaj pentru roata de tramvai în scopul reducerii poluării fonice. Zilele Academice Arădene 12 - 14. 05. 2006, Științe inginerești referat.**
- [65] **Goia Ioan, Sinteză asupra contactului roată - șină în transportul urban de călători. Zilele Academice Arădene 12 - 14. 05. 2006, Științe inginerești referat.**
- [66] **Goia Ioan, I. Ghita, Cercetări privind creșterea durabilității bandajului roții elastice la transportul urban de călători cu tramvaiul. Conferința Internațională “ Mecanica contactului și uzura sistemelor roată-șină “, Budapesta, Noiembrie 2006,**
- [67] **Goia Ioan, I. Ghita, Cercetări privind evoluția profilelor și materialelor, căilor și roților de rulare la transportul urban de călători cu tramvaiul pe șine. Conferința Internațională “ Mecanica contactului și uzura sistemelor roată-șină “, Budapesta, Noiembrie 2006.**
- [68] GRAMBOW, A. (2002). Bestimmung der Materialparameter gefüllter Elastomere in Abhängigkeit von Zeit, Temperatur und Beanspruchungszustand. Dissertation IKV, RWTH-Aachen.
- [69] GREEN A.E.; RIVLIN, R.S.; SPENCER, A. J. M. (1957). The mechanics of nonlinear materials with memory. Part I, Arch. Rat. Mech., 1, S. 1-21.



- [70] GREEN A.E.; RIVLIN, R.S.; Spencer, A. J. M. (1957). The mechanics of nonlinear materials with memory. Part II, Arch. Rat. Mech., 3, S. 82-90.
- [71] Giammarise AW, Gilmore Rs. Wheel quality: a North American locomotive builder's perspective. GE Research & Development Center, CRD140; Sep. 2001.
- [72] Guo YB, Barkey ME. Modeling of rolling contact fatigue for hard machined components with process-induced residual stress. Int J Fatigue 2004; 26 (6): 605-13.
- [73] Herman Alexandru, Elemente geometrice ale căii ferate. Editura Mirton Timișoara, 1999.
- [74] Herman Alexandru; Calea fără joante – volumul I. Editura Mirton Timișoara, 1998.
- [75] Horun S.; T. Păunică O.M. Sebe S.Șerban ; Memorator de Materiale Plastice Editura Tehnică București 1988.
- [76] HAIGERMOSER, A. (2000). Vorlesungsskriptum Schienenfahrzeuge. Uni Graz.
- [77] HIRSCHFELD, C. F. (1933) Grundlagen elastischer Räder. Electric Traction and Bus Journal.
- [78] HOLOPAINEN, T. (1999). Component modes of deformable bodies in multibody dynamics. [www.vtt.fi/val/val3/projects/Masi](http://www.vtt.fi/val/val3/projects/Masi). 15. Literaturverzeichnis 219
- [79] JAHNKE, M. (1994). Ein Beitrag zur Untersuchung elastischer Mehrkörpersysteme unter Nutzung von Finite-Elemente-Software. Dissertation Fortschrittberichte VDI, Reihe 11, Nr. 214.
- [80] JÖRN, R.. Gummigefederte Räder für Schienenfahrzeuge. VDI Zeitschrift, Band 99, Nr. 22, S. 1049-1096.
- [81] Jendel T., 2000, “prediction of wheel profile wear – comparison with field measurements“, submitted to Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Tokyo, 25-27 July, 2000.
- [82] Izdrăilă, V. W. Berberich; Indrumător de proiectare căi ferate. Timișoara 1983.
- [83] Isakov E. Mechanical properties of work materials. Cincinnati, OH: Hanser Gardner Publications; 2000.
- [84] KNOTHE, K.; BÖHMER, A.; KIMPEL, T. (2000). Dynamik und Verschleiß von gummigefederten Radreifen. ZEV Glasers Analen, S. 223-230.
- [85] KOLSCH, H. (1993). Schwingungsdämpfung durch statische Hysterese. VDI Verlag, Düsseldorf.
- [86] KRETTEK, O.; WEIDEMANN, C. (2001). Horizontal Dynamics and Wear of Rubber Cushioned Wheels. 5th International Conference on Railway Bogies and Running Gears.
- [87] LAMBERTZ, S. (1993). Nichtlineares Materialgedächtnis für technische Gummiwerkstoffe mit deformationsabhängigen Eigenschaften und seine experimentelle Überprüfung an Gummifederelementen. Dissertation RWTH, Aachen.
- [88] LIEBIG, S.; QUARZ, V., DRONKA, S.. Simulation von Schienenfahrzeugen mit MKS-Software. Vortrag für Tagung Simulation im Maschinenbau.
- [89] LIN, R. (2002). Viscoelastic and Elastic-viscoelastic-elastoplastic Constitutive Characterisation of Polymers at Finite Strains. Theoretical and Numerical Aspects, Dissertation, Hamburg.
- [90] LUDWIG, R. (2000). Tensorielle Verallgemeinerung eines Stoffmodells für Elastomere. Dissertation RWTH Aachen.
- [91] Liu Y, Mahadevan S. Multiaxial high-cycle fatigue criterion and life prediction for metals. Int J Fatigue 2005; 7(7): 790-800.
- [92] Miklosi Corneliu, Tracțiune electrică. Institutul Politehnic Timișoara, 1954.
- [93] Mocanu Dumitru Remus și colectivul, Încercarea materialelor. Editura Tehnică, București, 1982.
- [94] MEINDERS, T. (1997). Rotordynamik eines elastischen Radsatzes. Zwischenbericht ZB-94, Institut für Mechanik, Universität Stuttgart.
- [95] MELZER, F. (1994). Symbolisch-numerische Modellierung elastischer Mehrkörpersysteme mit Anwendung auf rechnerische Lebensdauervorhersagen. Fortschrittberichte VDI, Reihe 20, Nr. 139, Dissertation Universität Stuttgart.
- [96] MOONEY, M. (1940). A theorie of large elastic deformations. Journal of Applied Physics, Volume 11, S. 582-592.
- [97] MORYS, B.; KUNTZE, H.B.. Entstehung und Ausreglung von Strukturschwingungen bei Hochgeschwindigkeitszügen verursacht durch Radunrundheiten. Fraunhofer Institut IITB, Karlsruhe.
- [98] MORYS, B.; KUNTZE, H.B.. Simulation analysis and active compensation of the out-of-round phenomena at wheel of high speed trains. Fraunhofer Institut IITB, Karlsruhe.

- [99] MÜLLER-BORUTTAU, F.; EBERSBACH, D. (1994) Elastische Zwischenlagen im Gleis lösen Schwingungsprobleme. Proc. Fachtagung Systemdynamik der Eisenbahn. Henningsdorf, 1994, Hestra Verlag, Darmstadt, S. 87-95.
- [100] Nichici Alex., E. Cicala, Robert Mee, Prelucrarea datelor experimentale. Curs și aplicați. Biblioteca centrală " Universitatea Politehnica " Timișoara, 1996.
- [101] NACKENHORST, U. (2000). Rollkontaktdynamik – Numerische Analyse der Dynamik rollender Körper mit der Finite Elemente Methode. Habilitation Universität der Bundeswehr Hamburg.
- [102] NETTER, H. (1998). Rad-Schiene-Systeme in differential-algebraischer Darstellung. VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Band 352, Düsseldorf.
- [103] Nilsson R., 2000, Wheel and rail wear – measured profiles and hardness changes during 2.5 years for Stockholm commuter traffic”, Hannover EUROMECH 409 Colloquium 6-9 Mars, 2000.
- [104] Nackenhorst, U., 2000, Rollkontaktdynamik, Habilitation, Institut für Mechanik, Universität der Bundeswehr Hamburg.
- [105] Office de Recherches et d’Essais (ORE) de l’Union Internationale des Chemins de Fer (UIC). B-176.95/08-81, Annex III-3.
- [106] OGDEN, R.W. (1972). Large deformation isotropic elasticity – on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids. Proc. Roy. Soc., A326, S. 565-585.
- [107] OTTARSSON G. (2000). Modal Flexibility Method in ADAMS/Flex, <http://www.adams.com>.
- [108] Prodan I., I Răducanu, Referate - Preocupări în cadrul RATB pentru îmbunătățirea suprastructurii rețelei de tramvai. Simpozion Iași 1997.
- [109] PADOWAN, J. (1987). Finite Element Analysis of steady and transiently moving /rolling nonlinear viscoelastic structure – 1. theory. Computers & Structures, Vol 27, No. 2, S. 249-257.
- [110] PAYNE, A.R. (1965). Strainwork Dependence of Filler-Loaded Vulcanizates. Journal of Applied Polymer Science, Vol. 8, S. 2661-2686.
- [111] PAYNE, A.R.. The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates– Part I. Journal of Applied Polymer Science, Vol. 6 No. 19, S. 57-63. 15. Literaturverzeichnis 222
- [112] PAYNE, A.R.; WHITTAKER, R.E. (1971). Low strain dynamic properties of filled rubbers. Rubber Chemistry and Technology, Band 44, S. 440- 478.
- [113] PAYNE, A.R.; WHITTAKER, R.E.; SMITH, J.F. (1972). Effect of Vulcanization on the Low-Strain Dynamic Properties of Filled Rubbers. Journal of Applied Polymer Science, Vol. 6, S. 1191-1212.
- [114] PAYNE, A.R. (1960). An Note on the existence of a yield point in the dynamic modulus of loaded vulcanisates. Journal of Applied Polymer Science Vol. 3, S. 127.
- [115] PEEKEN, H.; LAMBERTZ, S. (1994). Nichtlineares Materialmodell zur Beschreibung des Spannungs-Dehnungsverhalten gefüllter Kautschuk- Vulkanisate. Konstruktion 46, S. 9-15.
- [116] PETYT, M. (1998 ). Introduction to finite element vibration analysis. Cambridge.
- [117] PFEFFER, P.; HOFER, K. (2002). Einfaches nichtlineares Modell für Elastomer- und Hydrolager – zur Optimierung der Gesamtfahrzeugsimulation. ATZ 5 Jahrgang 104, S. 442-451.
- [118] PHILIPP, M. (1999). Konstruktion einer Prüfvorrichtung für Elastomerwerkstoffe bei biaxialer Druckbelastung mit Hilfe der Finite-Elemente- Methode (ABAQUS). Diplomarbeit FH-Aachen.
- [119] PIRAM, U. (2001). Zur Optimierung elastischer Mehrkörpersysteme. Fortschritt-Bericht VDI, Reihe 11, Nr. 298, Dissertation Universität Stuttgart.
- [120] POPP, K., SCHIELEN W. (1993). Fahrzeugdynamik – Eine Einführung in die Dynamik des Systems Fahrzeug-Fahrweg. Stuttgart.
- [121] POPP, K.; SCHIELEN, W. (1993). Fahrzeugdynamik. Stuttgart.
- [122] RULKA, W. (1998). Effiziente Simulation der Dynamik mechatronischer Systeme für industrielle Anwendungen. Dissertation Technische Universität Wien.
- [123] Sandu Marin, Sandu Adriana, Ștefan Sorohan, Găvan Mircea, Îndrumar în proiectare senzorilor cu traductoare rezistive, Editura Printech, București, 2005.
- [124] Sandu Adriana, Sandu Marin, Găvan Mircea, Metode și programe pentru calculul structurilor elastic, Editura Printech, București, 2003.
- [125] Sebeșan Ioan, Dinamica Vehiculelor de cale ferată. Editura Tehnică București, 1996.
- [126] Silaș Gheorghe; Mecanică - vibrații mecanice. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.

- [127] Șimonea Gheorghe, Ioan Goia, Constantin Bolcu; **Sisteme elastice de montare a liniei cale, Zilele Academice Timișene 27 – 28. 05 .1999: “ Infrastructuri eficiente pentru transporturi terestre “ Vol 1 si 2, Editura Mirton, Timisoara, 1999.**
- [128] SCHIELEN, W. (Hrsg.) (1990). *Multibody Systems Handbook*. Berlin, Heidelberg, New York.
- [129] SCHWERTASSEK, R.; DROMBROWSKI, S.V; WALLRAPP, O. (1999). Modal Representation of Stress in Flexible Multibody Simulation. *Nonlinear Dynamics* Vol. 20, S. 381-399.
- [130] SCHWERTASSEK, R.; WALLRAPP, O. (1999). *Dynamik flexible Mehrkörpersysteme*. Vieweg Verlag Braunschweig Wiesbaden.
- [131] SCHWERTASSEK, R.; WALLRAPP, O.; SHABANA A.A. (1999). Flexible Multibody Simulation and Choice of Shape Functions. *Nonlinear Dynamics* Vol. 20, S. 361-380.
- [132] SCHWERTASSEK, R.; WALLRAPP, O.; SHABANA, A. A. (1997). Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments. *Multibody System Dynamics* 1, S.189-222.
- [133] SHABANA, A.A. (1998). *Dynamics of Multibody Systems*. Cambridge.
- [134] SIMEON, B. (2001). *Numerical Analysis of Flexible Multibody Systems*. *Multibody System Dynamics*, Vol 6, S. 305-325.
- [135] SOKOL, P. (1991). *Kinematik und Dynamik von Mehrkörperschleifen mit elastischen Körpern*, Dissertation Gesamthochschule Duisburg.
- [136] SORGE, K. (1993). *Mehrkörpersysteme mit starr-elastischen Subsystemen*. Fortschrittberichte VDI, Reihe 11, Nr. 184, Dissertation Universität Stuttgart. 15. Literaturverzeichnis 224.
- [137] STEINWEGER, T.; WELTIN, U. (1997). Beschreibung elastischer Lager in MKS-Simulationen. Tagung Elastische Lagerungen im Automobilbau, Haus der Technik.
- [138] STEINWEGER, T.; WELTIN, U. (1998). Mehrdimensionale Beschreibung elastischer Lager in MKS-Simulationen. VDI-Berichte 1416, Tagung Schwingungen in Antrieben.
- [139] STÖRZEL, K. RUPP, A. PONGRACZ, R. HAUENSCHIED, R. FROHN, J. (2003). Rechnerische Dimensionierung von Schienenfahrzeugrädern – Lebensdauerabschätzung gummigefederter Schienenfahrzeugräder. *MP Materialprüfung*, Vol. 45 4, S. 145-151.
- [140] SZABÓ, I. (1972). *Technische Mechanik*. Springer-Verlag.
- [141] SZOLC, T. (1998). Simulation of Bending-Torsional-Lateral Vibrations. *Vehicle Systems dynamic*, Vol. 30, Nr. 6, S. 473-505.
- [142] Stone DH, Majumder G, Bowaj VS. Shattered rim wheel defects and the effect of lateral loads and brake heating on their growth. *ASME international mechanical engineering congress & exposition, New Orleans, Louisiana; 1-4 November 2002*.
- [143] Stone DH, Geoffrey ED. The effect of discontinuity size on the initiation of shattered rim defects. *ASME transportation division*, vol. 19. New York: ASME; 2000. P. 7-14.
- [144] Šrami M, Flašker J, Potrč I. Numerical procedure for predicting the rolling contact fatigue crack initiation. *Int J Fatigue* 2003; 25(7): 585-95.
- [145] Snyder T. Personal meeting; November 2003. of Technology, Austria, ISBN 3-9501554-0-6.
- [146] Synka and A. Kainz, Extension of the Concept of Material Objectivity to Mixed Eulerian – Lagrangian Reference Systems, *Acta Mechanica*, Vol. 166, No. 1-4, Springer-Verlag Wien, pp. 13-25, 12, 2003.
- [147] Synka and A. Kainz, “A Novel Mixed Eulerian-Lagrangian Finite-Element Method for Steady-State Hot Rolling Processes”, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 45, (12), pp. 2043-2060, Elsevier, 2003.
- [148] Santos, F.C., Santos Jr, A.A., 2001, “Análise elasto – plástico de rodas de vagões de carga utilizando o método dos elementos finitos”, XVI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA (COBEM).
- [149] Santos, F.C., 2000: “Análise do contato roda – trilho e sua influência na vida em service de rodas ferroviárias”, (In Portuguese), Master’s Degree Dissertation, Faculty of Mechanical Engineer, State University of Campinas, Campinas, Brazil, pp.151.
- [150] Toma Pană, Ștefan Dan Pastramă, *Integritatea structurilor metalice*, Editura Fair Partners, București, 2000.
- [151] Ursu Costache; *Dinamica materialului rulant de cale ferată*. Institutul Politehnic “Traian Vuia” Timișoara, 1981.
- [152] UIC Code 518 OR (1999). Testing and acceptance of railway vehicles from the point of view of dynamic behaviour, safety, track fatigue and running behaviour. International Union of Railways, 2nd edition.

- [153] VALANIS, C.K.; LANDEL, R.F. (1967). The strain-energy function of a hyperelastic material in n-terms of the extension ratios. Journal of Applied Physics, Volume 38, S. 2997-3003.
- [154] WAHLE, M. (1987). Optimale Auslegung von Schwingungsdämpfern zur Schwingungsberuhigung elastischer Strukturen. VDI-Berichte Nr. 628, S. 355-373.
- [155] WAHLE, M. (1999). Angewandte Strukturanalyse (Dynamik). Mainz-Verlag, Vorlesungsumdruck an der FH-Aachen.
- [156] WAHLE, M. (1999). Entwicklung eines Rechenmodells zur Beschreibung von Gummibauteilen bei statischer und dynamischer Belastung (Simulationsmodell für Gummibauteile). Abschlussbericht zum BMBFForschungsvorhabens, Aachen.
- [157] WALTZ, M. (1998). Entwicklung eines Berechnungsverfahrens von Schienenfahrzeugstrukturen mit zusätzlichen flächig aufgebracht 15. Literaturverzeichnis 225 Dämpfungselementen mit Hilfe der FEM-Programme ABAQUS und ANSYS. Diplomarbeit am Labor für Leichtbau- und Schwingungstechnik an der FH-Aachen.
- [158] WALTZ, M. (2001). Grundlagenuntersuchung zur MKS-Simulation unter Berücksichtigung von modalen Daten elastischer Systeme, Wissenschaftliche Abschlussarbeit RWTH Aachen, unveröffentlicht.
- [159] WEIDEMANN, C. (2001). Fahrdynamik und Verschleiß starrer und gummigefederter Eisenbahnräder. Dissertation RWTH Aachen.
- [160] WEIDEMANN, C. (2000). Simulation der Querdynamik gummigefederter Eisenbahnräder. SIMPACK Benutzertreffen.
- [161] WITTENBURG, J. (1977). Dynamics of Multibody Systems. B.G. Teubner, Stuttgart.
- [162] Wang YY, Yao WX. Evaluation and comparison of several multiaxial fatigue criteria. Int J Fatigue 2004;26(1): 17-25.
- [163] W.T. Wu, J.P. Tang and G.Li, Recent Developments of Process Simulation and its Applications to Manufacturing Processes”, 1<sup>st</sup> International Conference on Thermal Process Modelling and Computer Simulation, March 28-30, 2000, Shanghai, P.R. China.
- [164] Yongming Liu, Brant Stratman, Sankaran Mahadevan. Fatigue crack initiation life prediction of railroad wheels. International Journal of Fatigue 28 (2006) 747–756 Vanderbilt University, Nashville, TN 37235, USA Received 17 January 2005; received in revised form 10 June 2005; accepted 23 September 2005.
- [165] Zienkiewicz O.C. and R.L. Taylor, “The Finite Element Method”, Vol. 1-3, Butterworth, Heinemann, 5<sup>th</sup> edition, 2000.
- [166] Zienkiewicz, O.C. The finite element method 4<sup>th</sup> Ed., McGraw – Hill, New York, 1989.
- [167] ZACHER, M. (1990). Unrunde Räder und Oberbausteifigkeit. Eisenbahntechnische Rundschau, 45(10), S. 605-610.
- [168] Zobory, I., Prediction of wheel/ rail profile wear. State of the art paper for the 15 – th IASVD Symposium, vehicle system dynamics Swet & ZEitlinger publisher, Vol 28, 1997 ( p. 221 – 259).
- [169] \*\*\* Ansys Design Space, 2003.
- [170] \*\*\* Congresul UITP Stuttgart, Germania 1997. Elemente de infrastructură pentru transportul urban de călători. 1997.
- [171] \*\*\* Congresul UITP Toronto, Canada 1999. Vehicule în transportul oraşenesc de călători; 1999.
- [172] \*\*\* Catalog General de Organe de Asamblare ; NR. 07195/OA ; Tehn. - Invest.
- [173] \*\*\* Suprastructura Căi Şină Tip 49; Ministerul Transporturilor şi Telecomunicaţiilor 1976.
- [174] \*\*\* Normativ Linie Cale; I.S.L.G.C.1989.
- [175] \*\*\* Culegere de standarde. A.S.R.O.
- [176] \*\*\* Ghid de instrucţiuni şi norme tehnice privind construirea şi întreţinerea liniilor de cale ferată pe drumuri publice. Budapesta, 2000, Publicat cu Aprobarea Regiei Autonome de Transport al Capitalei Nr IV-499/3/1999. Volum pregătit de Conducerea Operatorului Liniilor de Tramvai SC BKV şi Institutul Széchenyi István.
- [177] \*\*\* Conferinţa Internaţională “Mecanica contactului şi uzura sistemelor roată-şină“. Budapesta, Noiembrie 2006.
- [178] \*\*\* Cercetări UIC pentru determinarea punctului critic la trecere peste acul de macaz.
- [179] SR 2954-80/ Şine grele de cale ferată.
- [180] SR 3089-80/ Şine uşoare de cale ferată de tip 17, 65 şi tip 18.
- [181] SR 1954-80/ Şine uşoare de cale ferată.



- [182] \*\*\* (1993). DIN 7224 – Polymere Werkstoffe aufgrund ihres mechanischen Verhaltens.
- [183] \*\*\* (2000). Gummigefederte Räder der Bauart BO 54 und BO 84. Prospekte Bochumer Verein Verkehrstechnik GmbH, Bochum.
- [184] \*\*\* (1993). SAB Resilient Wheel, Prospekt SAB WABCO AB, Landskrona.
- [185] \*\*\* (1982). DIN 53535:1982 – Prüfung von Kautschuk und Elastomeren – Grundlagen für dynamische Prüfverfahren, Berlin.
- [186] \*\*\* ABAQUS Handbuch, Version 6.4., 15. Literaturverzeichnis 221
- [187] \*\*\* Anwendung moderner Auslegungsstrategien für Schienenfahrzeuge durch Einsatz des Simulationsprogramms SIMPACK. VDI Bericht 1219
- [188] \*\*\* DIN 53535 – Grundlagen für dynamische Prüfverfahren.
- [189] \*\*\* (1982). Engineering design with natural rubber, NR technical Bulletin. ISSN 0956-3856
- [190] \*\*\* Rechnerische Dimensionierung eines gummigefederten Schienenfahrzeugrades. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit LBF, Darmstadt, Internet: <http://www.simptop.fhg.de>.