



Universitatea POLITEHNICA din Timișoara

**Facultatea de Mecanică**

# **Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate  
de transport specifice industriei de automobile**

UNIV. "POLITEHNICA" TIMIȘOARA BIBLIOTECA CENTRALĂ Nr. volum <u>77000</u> Dulap <u>369</u> Lit. <u>D</u>
---

**Conducător doctorat:**  
**Prof.Dr.Ing.**  
**Tudor Iclănzan**

**Doctorand:**  
**Ing.**  
**Sentian Paul Schwerin**

**Timișoara 2005**

<b>Introducere</b>	<b>4</b>
<b>Capitolul 1 – Logistica în industria de automobile</b>	<b>5</b>
1.1. Planificarea logisticii industriale în industria de automobile	5
1.2. Principalele sisteme logistice de transport	6
<b>Capitolul 2 – Analiza sistemelor suspendate de transport</b>	<b>13</b>
2.1. Sisteme suspendate de transport de tip 300-1	13
2.1.1. Șina de transport de tip 300-1	13
2.1.2. Macazuri de tip 300-1	19
2.1.3. Lifturi de tip 300-1	25
2.1.4. Conveioare de tip 300-1	29
2.2. Sisteme suspendate de transport de tip 500-1	32
2.2.1. Șina de transport de tip 500-1	32
2.2.2. Macazuri de tip 500-1	38
2.2.3. Lifturi de tip 500-1	44
2.2.4. Conveioare de tip 500-1	48
2.3. Sisteme suspendate de transport de tip 2000-1	51
2.3.1. Șina de transport de tip 2000-1	51
2.3.2. Macazuri de tip 2000-1	56
2.3.3. Lifturi de tip 2000-1	60
2.3.4. Conveioare de tip 2000-1	64
<b>Capitolul 3 – Reconceptia unui nou sistem suspendat de transport</b>	<b>67</b>
3.1. Metoda și metodică de reconcepție	67
3.1.1. Caracteristici ale metodei de concepție a produsului	67
3.1.2. Concepția preliminară a produsului	73
3.2. Flexibilizarea producției și a liniilor de montaj	79
3.2.1. Flexibilizarea ca definiție	79
3.2.2. Dovada economică pentru flexibilizarea și automatizarea unei instalații suspendate de transport	83
3.3. Reconceptia părților componente a noului sistem suspendat	87
3.3.1. Reconceptia șinei de transport	87
3.3.2. Macazuri: tipuri noi și grupări specifice	96
3.3.3. Lifturi	102
3.3.4. Conveioare: tipuri adaptate șinei noi de transport	107
<b>Capitolul 4 – Analiza noului sistem suspendat de transport</b>	<b>111</b>
4.1. Analiza metodei elementelor finite	111
4.1.1. Noțiuni introductive	111
4.1.2. Aplicații inginerești ale metodei elementului finit	114
4.1.3. Analiza de varianță ( ANOVA)	116

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

<b>4.2. Analiza șinei de tip 300-1</b>	<b>117</b>
4.2.1. Analiza segmentelor de șină cu placă de joncțiune	117
4.2.2. Analiza segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare	132
4.2.3. Analiza segmentului de șină și a segmentului de șină curbă	141
<b>4.3. Analiza șinei de tip 200-1</b>	<b>149</b>
4.3.1. Analiza segmentelor de șină cu placă de joncțiune	149
4.3.2. Analiza segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare	158
4.3.3. Analiza segmentului de șină și a segmentului de șină curbă	167
<b>4.4 Experimentele șinei de tip 200-1</b>	<b>175</b>
4.4.1. Experimentul segmentelor de șină cu placă de joncțiune	175
4.4.2. Experimentul segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare	183
<b>4.5 Reanalizarea datelor experimentale</b>	<b>191</b>
4.5.1. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu placă de joncțiune	191
4.5.2. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu dispozitiv de compensare	196
4.5.3. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu segment de șină curbă	200
<b>4.6 Concluzii</b>	<b>205</b>
<b>Capitolul 5 – Optimizarea conveioarelor de tip 200-1</b>	<b>207</b>
5.1. Analiza traversei conveioarelor de tip 200-1	207
5.2. Optimizarea traversei conveioarelor de tip 200-1	213
<b>Capitolul 6 – Concluzii finale și contribuții personale</b>	<b>219</b>
6.1. Concluzii finale	219
6.2. Contribuții personale	221
<b>Anexa</b>	<b>222</b>
<b>Bibliografie</b>	<b>228</b>

Manipularea, depozitarea și transportul intern, adesea denumite generic ca " sistem logistic industrial ", reprezintă elemente esențiale fără de care nu se pot iniția, executa și finaliza producția bunurilor materiale. În ansamblul lor acestea se constituie ca și tehnologie a transportului intern al unei întreprinderi.

Prin transport intern se înțelege [Tabacu S.C. - Transport intern Manipulare Depozitare - Editura Tehnica București 1991] "activitatea de deplasare a uneia sau mai multor unități de încărcatura pe distanțe medii și lungi sau între punctele în care se finalizează o activitate de manipulare. Transportul intern din întreprinderi se desfășoară între diverse secții de lucru, spații de depozitare, puncte de primire sau expediere, cu ajutorul mijloacelor de transport. Organizarea și ingineria tehnologică a manipulării, depozitării și transportului intern trebuie exercitate în cadrul unui sistem unitar care impune un proces decizional cu particularități și o cercetare sistematică adecvată ".

Optimizarea regimului de exploatare a mijloacelor de manipulare, depozitare și transport intern ține de asigurarea unei viteze de lucru și accelerații adecvate, iar acestea se pot obține doar dacă construcția echipamentelor asigură o îmbinare echilibrată a unor elemente aparent contradictorii cum sunt cele de rezistență și rigiditate în raport cu masa mijloacelor mobile folosite. Din acest punct de vedere calitatea căilor de transport și adecvanța mijloacelor mobile este esențială.

Obiectivul principal al prezentei teze de doctorat a constat în analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport folosite în mod curent în domeniul industriei de automobile. În teza de față efortul de cercetare a fost axat pe sistemele de transport suspendat utilizate în industria de automobile în special la transportul pieselor sau subansamblurilor de caroserie.

Ca element referențial a fost utilizată experiența în domeniu atinsă de firma AFT - Automatisierungs und Fördertechnik GmbH & Co.KG, studiile efectuate axându-se pe analiza și optimizarea construcției și funcționării sistemelor realizate de aceasta. Pe această cale țin să aduc mulțumiri firmei pentru permisiunea de a folosi și face public într-o teză de doctorat elemente ce țin de patrimoniul intelectual al acesteia (scheme, fotografii) precum și a firmelor la care se referă aplicațiile prezentate în lucrare.

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

# 1. Logistica în industria de automobile

## 1.1. Planificarea logisticii industriale în industria de automobile

Planificarea este un instrument foarte important de conducere, care permite realizarea anumitor țeluri, prin acțiune și / sau reacțiune.

Importanța planificării logistice pentru întreprindere este reflectată prin următoarele idei:

- Planificarea ușurează recunoașterea și structurarea problemelor;
- Stimulează gândirea creativă și dezvoltă fantezia;
- Planificarea duce la orientarea problemelor și la rezolvarea lor;
- Orientează și ghidează spre gândirea științifică și concretă;
- Dă prilejul întreprinzătorilor să aibă o privire de ansamblu clară, asupra a ceea ce e de întreprins;
- Planificarea logistică pregătește deciziile, ajută să descoperi țelurile și să iei măsurile potrivite;
- Obligă reacțiunea la situațiile schimbate;
- Determină muncitorii să gândească pe bucăți de timp, pe timp îndelungat și conduce la recunoașterea problemelor spre orizonturi;
- Planificarea logistică obligă la chibzuință și cumpănire înainte de aplicarea deciziilor;
- Totodată face posibil să se creeze o legătură între ceea ce este de făcut și ceea ce se poate realiza (modalitate de control).

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

## 1.2. Principalele sisteme logistice de transport

Pentru a se asigura transportul anumitor părți componente în industria de automobile s-a recurs la sisteme automate de transport, care sunt supuse unor sisteme logistice.

În continuare vor fi prezentate sistemele automate de transport a părților componente, în special în halele de asamblare a caroseriilor, în industria de automobile.

Sistemele de transport pot fi de două categorii:

- 1.- Sisteme de transport suspendate
- 2.- Sisteme de transport la sol

**1. Sistemele de transport suspendate** la rândul lor se deosebesc în funcție de sarcina maximă pe care o pot transporta și de viteza de deplasare.

Sistemele suspendate în funcție de sarcina maximă se împart în următoarele grupe:

- 1.- sisteme de transport suspendate de tip 300-1;
- 2.- sisteme de transport suspendate de tip 500-1;
- 3.- sisteme de transport suspendate de tip 2000-1.

Sistemele suspendate, în funcție de viteza de deplasare se împart în următoarele grupe:

A.- sisteme de transport suspendate care se deplasează doar cu o singură viteză constantă;

B.- sisteme de transport suspendate a căror viteză este reglată prin frecvență, prin intermediul modulului de comandă a conveiorului.

Sistemele de transport suspendate de tip 300-1, 500-1 și de tip 2000-1 vor fi prezentate în capitolul 2.

În figura 1.2.1 este prezentat un sistem suspendat de transport de tip 300-1 care funcționează în subteranul unei clinici universitare și are rolul de a transporta containere cu alimente, medicamente, lenjerie de pat și gunoi menajer.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

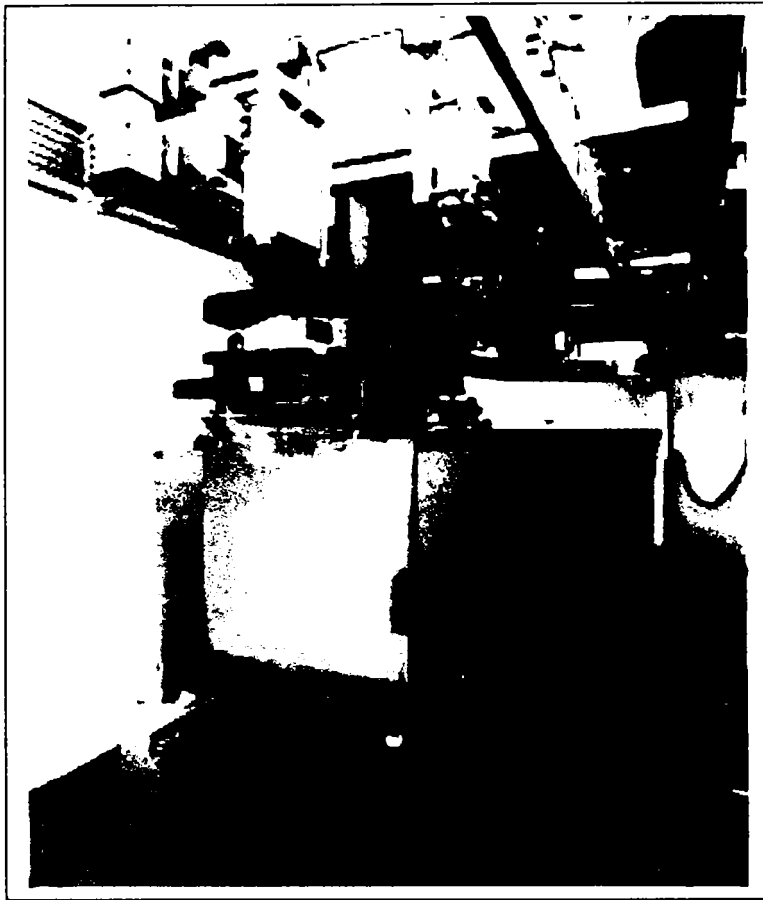


Fig. 1.2.1 (după documentație AFT)

În continuare este prezentat în figura 1.2.2 un sistem de transport suspendat de tip 500-1 care este utilizat pentru montajul final al portierelor unui autoturism.

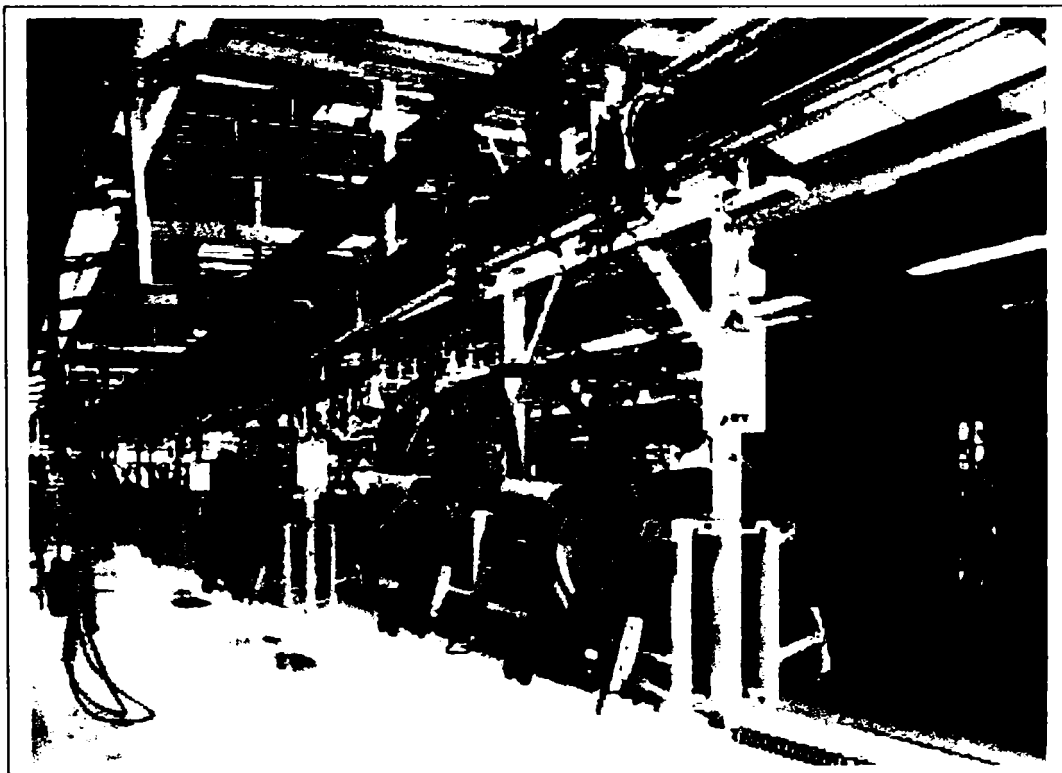


Fig. 1.2.2 (după documentație BMW)

---

Teză de doctorat  
Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Sistemul suspendat de transport de tip 2000-1 având o sarcină maximă de transport de 2000 kg este prezentat în figura de mai jos și a fost montat tot în hala de asamblare finală a unui autoturism.

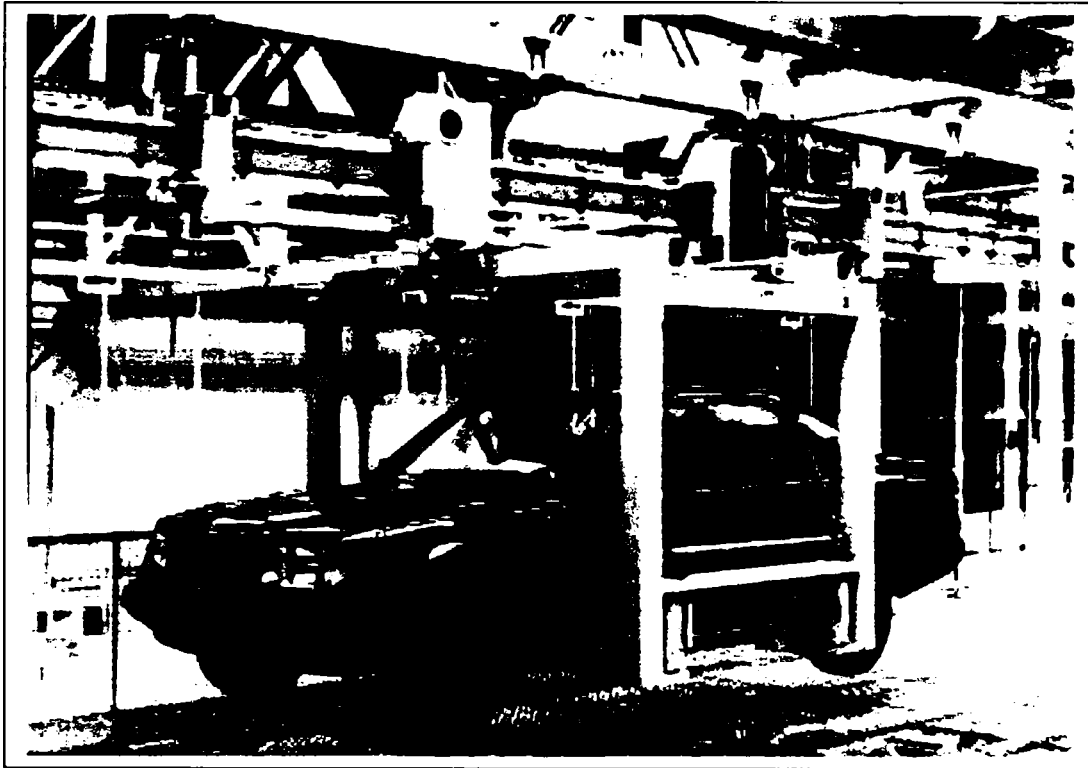


Fig. 1.2.3 (după documentație Daimler-Chrysler)

Tot din cadrul sistemelor suspendate de transport fac parte și sistemele de transport de tip Power & Free.



Fig.1.2.4 (după documentație AFT)

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



Sistemele de transport Power & Free sunt învechite ca tehnologie, folosind ca și sistem de antrenare un lanț. După cum spune și numele instalației Power & Free, există un lanț de antrenare și unul de comandă.

Tot din categoria sistemelor de transport suspendate mai fac parte și conveioarele cu lanț care la fel ca și cele de tip Power & Free fac parte din cadrul tehnologiilor învechite.

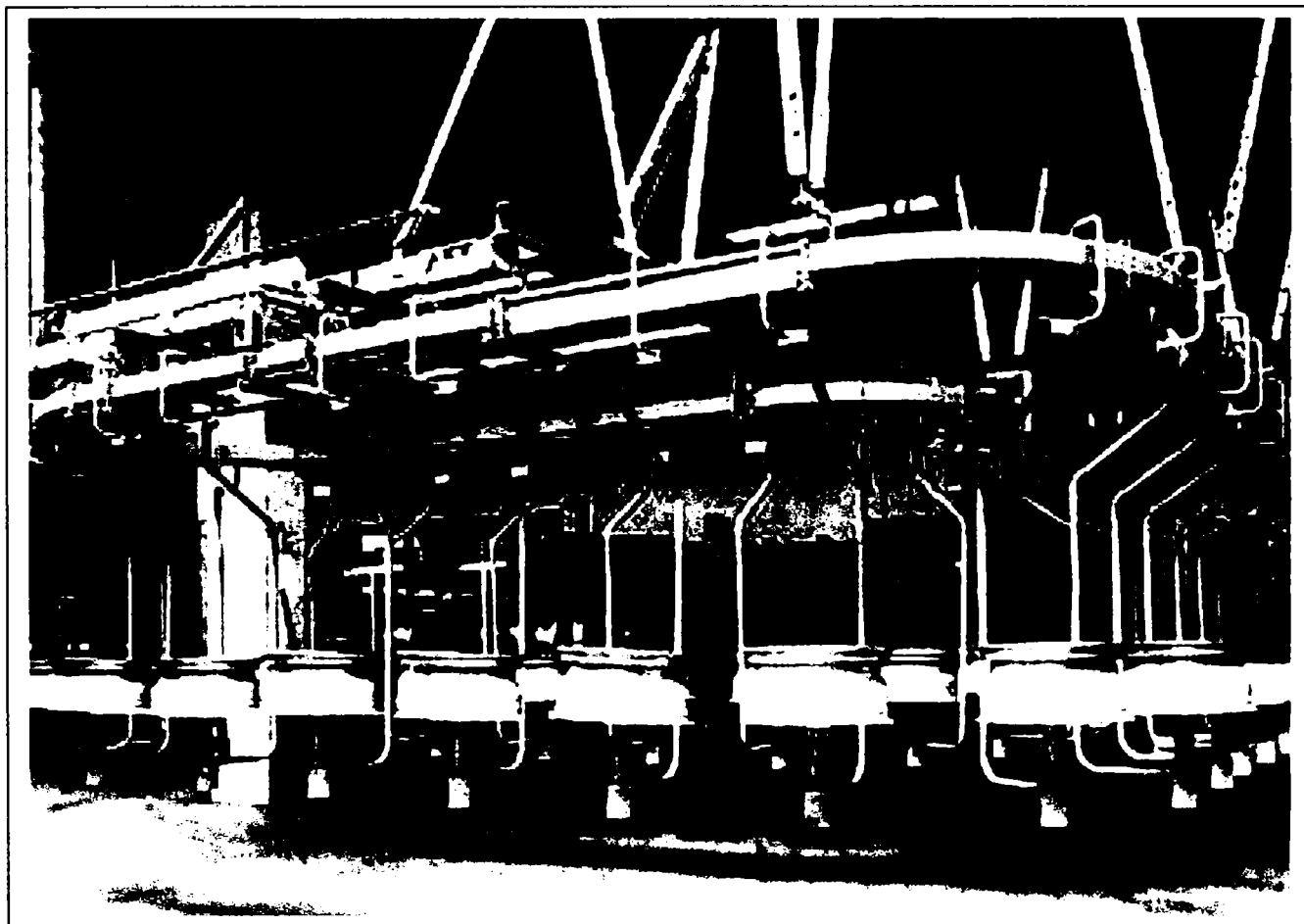


Fig. 1.2.5 (după documentație AFT)

Cele două sisteme de transport suspendate, cel de tip Power & Free și cel cu lanț nu mai corespund standartelor actuale pentru că sunt foarte zgomotoase și necesită o mentenanță deosebită. Lanțul de antrenare al celor două sisteme necesită dispozitive de ungere și dispozitive de întindere automată a acestuia.

**2. Sistemele de transport la sol** la rândul lor se deosebesc în funcție de tipul elementelor de antrenare:

- 1.- sisteme de transport la sol ghidate pe șină;
- 2.- sisteme de transport la sol ghidate pe șină de tip 500-1;
- 3.- sisteme de transport la sol de tip skid.

În figura 1.2.6 este reprezentat un sistem de transport la sol ghidat pe șină.

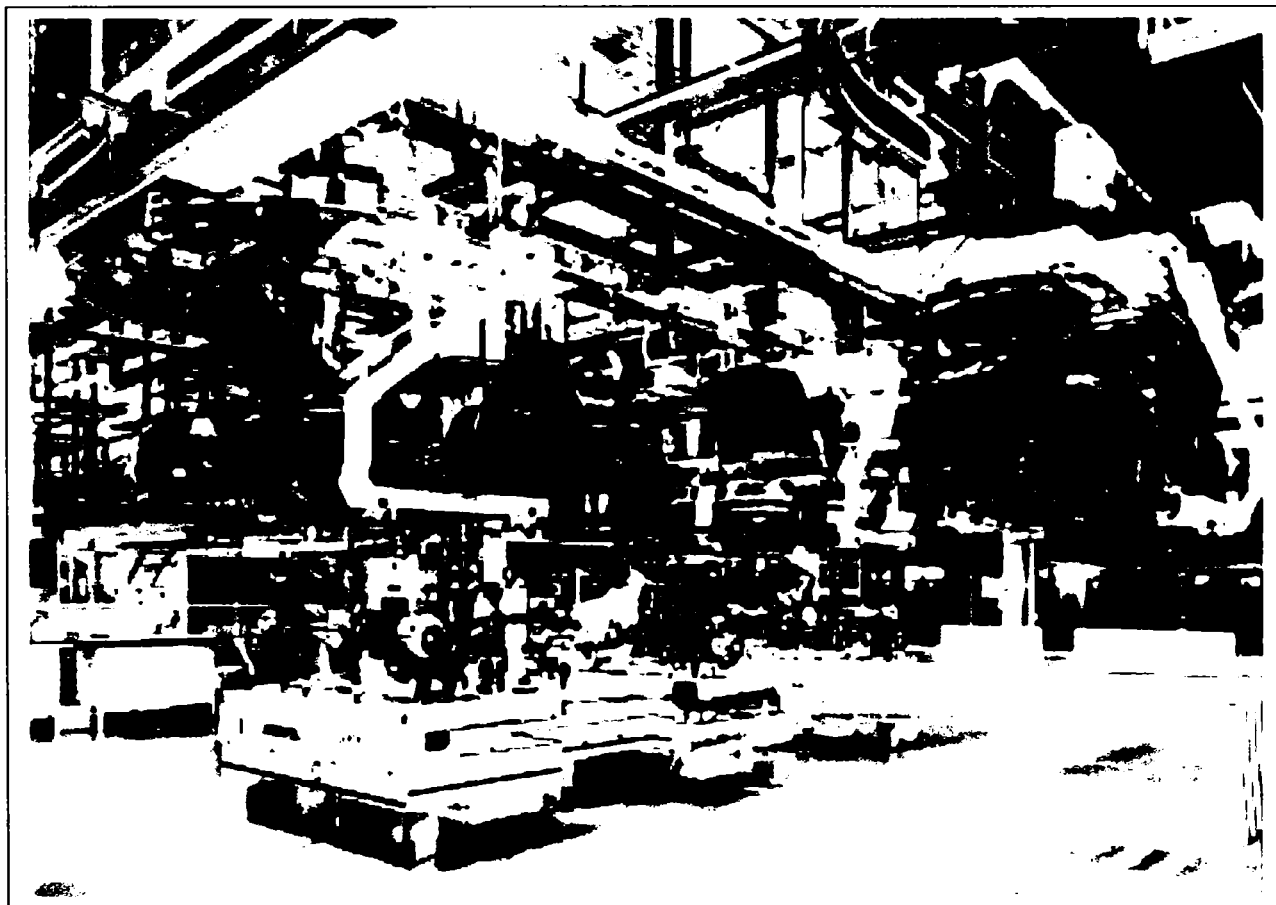


Fig. 1.2.6 (după documentație BMW)

Sistemul de transport la sol ghidat pe șină reprezentat în figura de mai sus a fost montat într-o hală de montaj final a caroseriilor și anume în secțiunea în care se assemblează motorul și partea de antrenare cu caroseria propriuzisă.

În figura 1.2.7 este reprezentat un sistem de transport la sol ghidat pe șină de tip 500-1, care transportă motoare în zonele de preasamblare ale acestora. Acest sistem este similar cu cel suspendat de transport de tip 500-1, doar că sistemul de transport la sol are suportii de susținere a șinei montați pe sol.

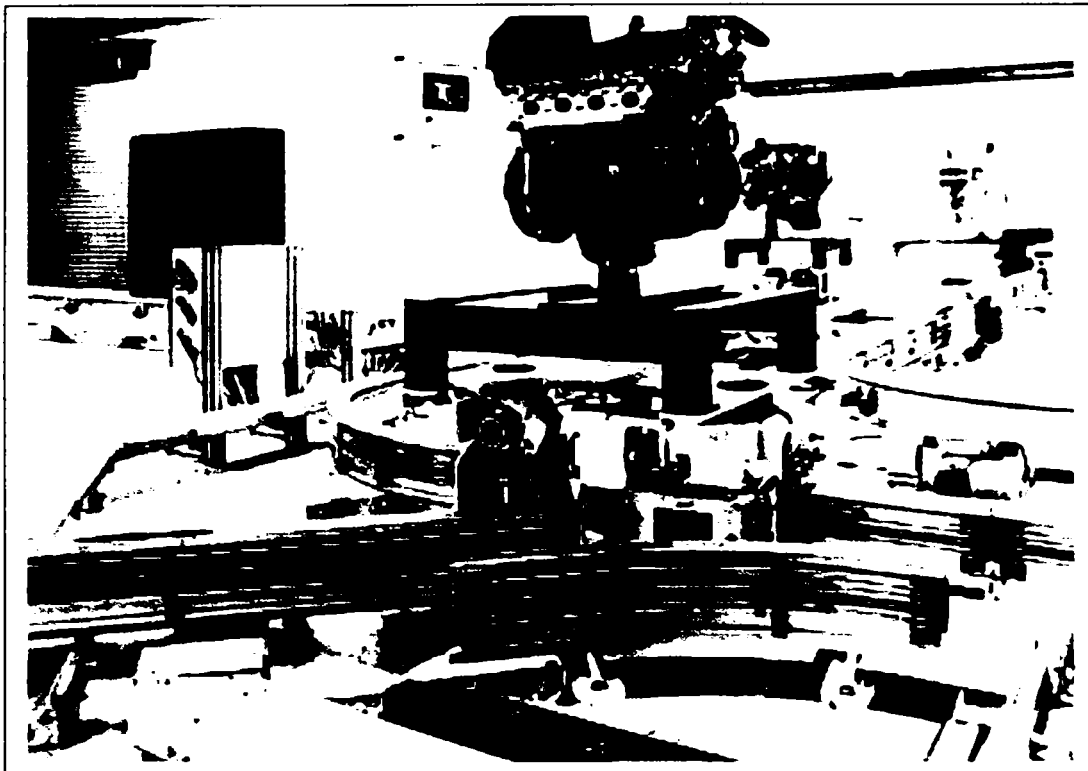


Fig. 1.2.7 (după documentație BMW)



Fig. 1.2.8 (după documentație Volkswagen)

În figura 1.2.8 este prezentat un sistem de transport la sol, care este antrenat cu role, iar caroseria este transportată pe o sanie, care este doar pe o parte ghidată prin role de ghidare iar cealaltă parte a saniei este antrenată prin role de antrenare.

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Pentru a se realiza o instalație de transport, fie suspendată, fie la sol, în primul rând trebuie proiectată, aceasta însemnând întocmirea unui așa numit „Layout” în care sunt reprezentate direcțiile de conveiere și părțile componente ale unei asemenea instalații, ca de exemplu: macazurile, lifturile, conveioarele și în final parcursul întregii instalații.

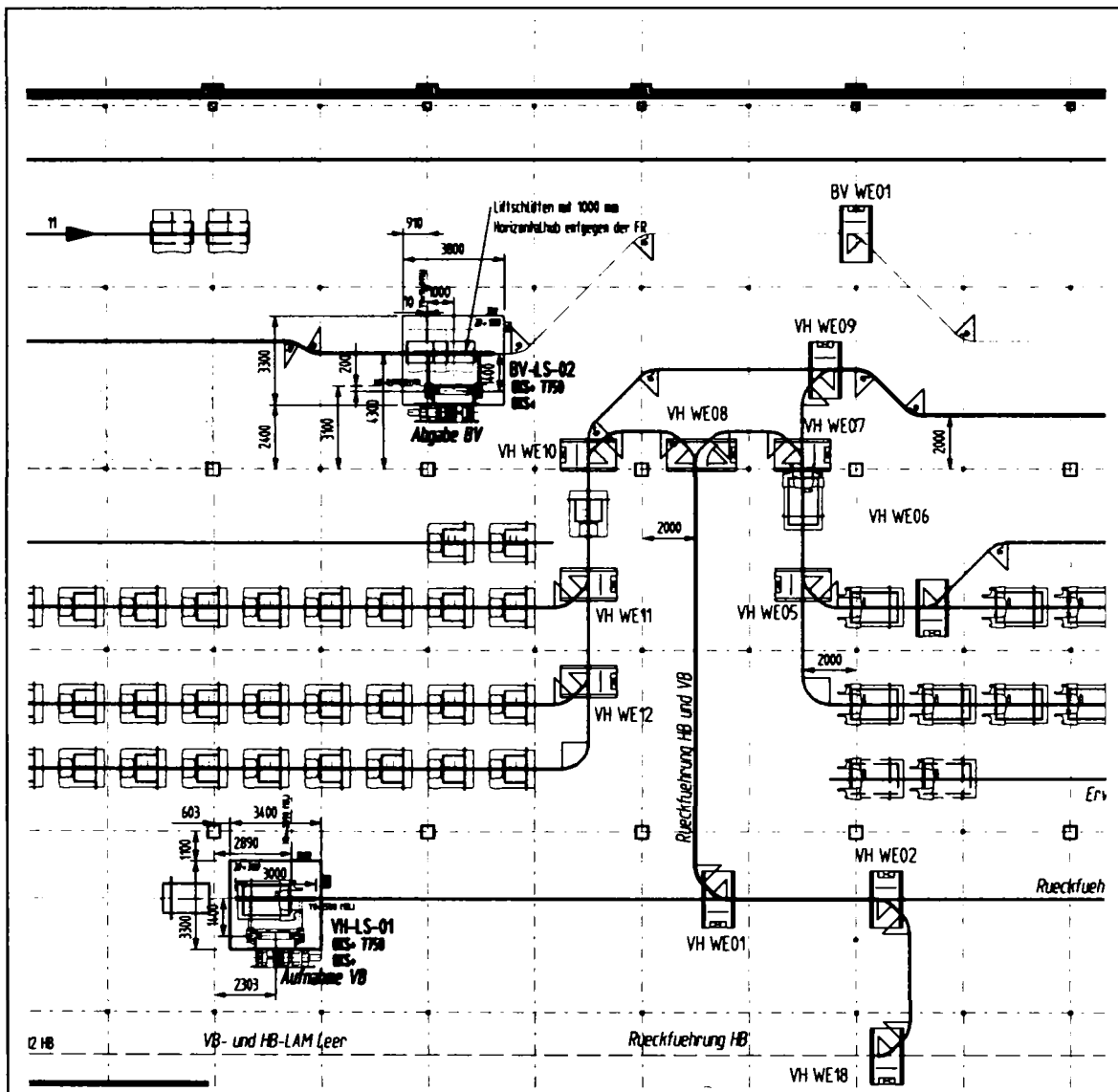


Fig. 1.2.9 (după documentație AFT)

În figura 1.2.9 este reprezentată o parte dintr-un Layout a unei instalații suspendate de transport în care sunt redată: șina de transport, macazurile, lifturile și conveioarele .

Părțile componente ale unui sistem suspendat de transport vor fi prezentate amănunțit în capitolul următor.

## 2. Analiza sistemelor suspendate de transport

### 2.1 Sisteme suspendate de transport de tip 300-1

#### 2.1.1. Șina de transport de tip 300-1

Sistemele de transport suspendate de tip 300-1 sunt proiectate pentru o sarcină de 300 kg pe metru liniar, măsurat pe șina de transport, la o distanță de suspendare de 2000 mm.

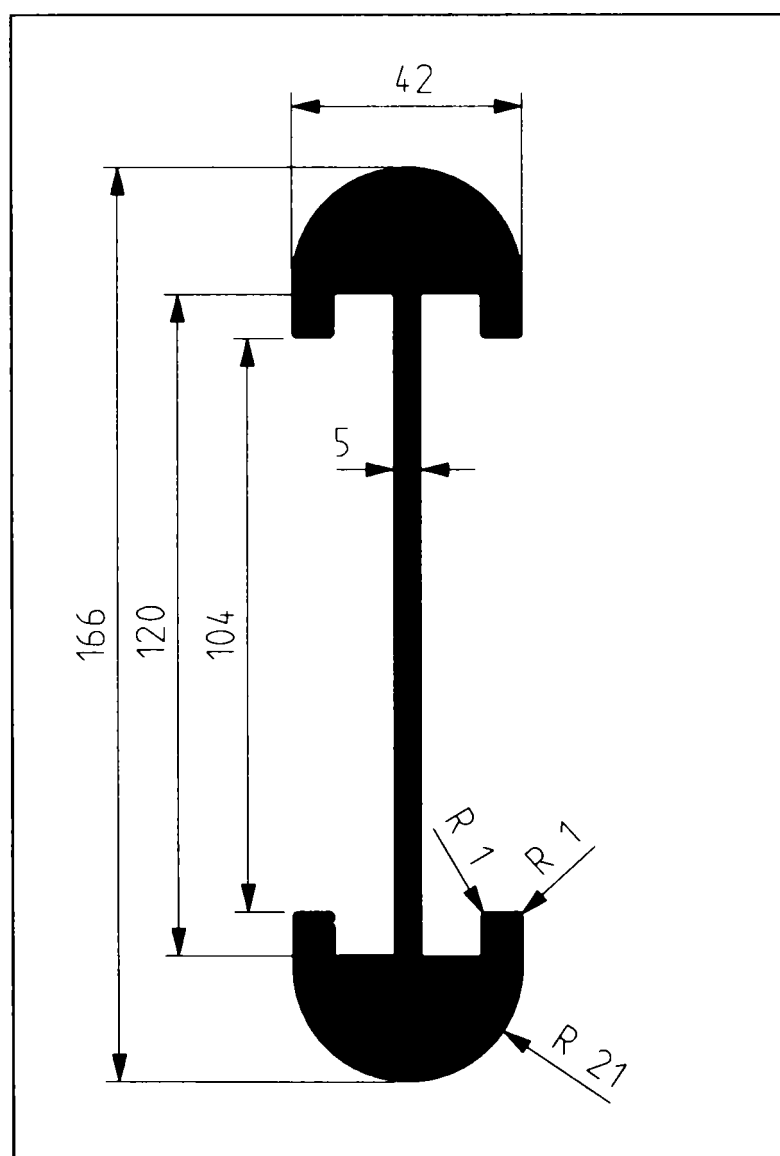


Fig.2.1.1.1

În fig. 2.1.1.1 este reprezentată șina de transport în secțiune.

Șina este trasă la cald și este compusă dintr-un aliaj de aluminiu, magneziu și siliciu  $AlMgSi0,5$ , avînd o greutate de 6,5 kg/m și se livrează la o lungime de 6000 mm.

În funcție de sarcina cu care se încarcă șina se modifică și distanța de suspendare de construcția metalică. La o sarcină de exemplu de 100 kg / m se suspendă la o distanță de 3000 mm, iar la o sarcină maximă de 300 kg / m se suspendă la o distanță de 2000 mm.

Șina este îmbinată cap la cap printr-o placă de îmbinare reprezentată în figura de mai jos (Fig.2.1.1.2).

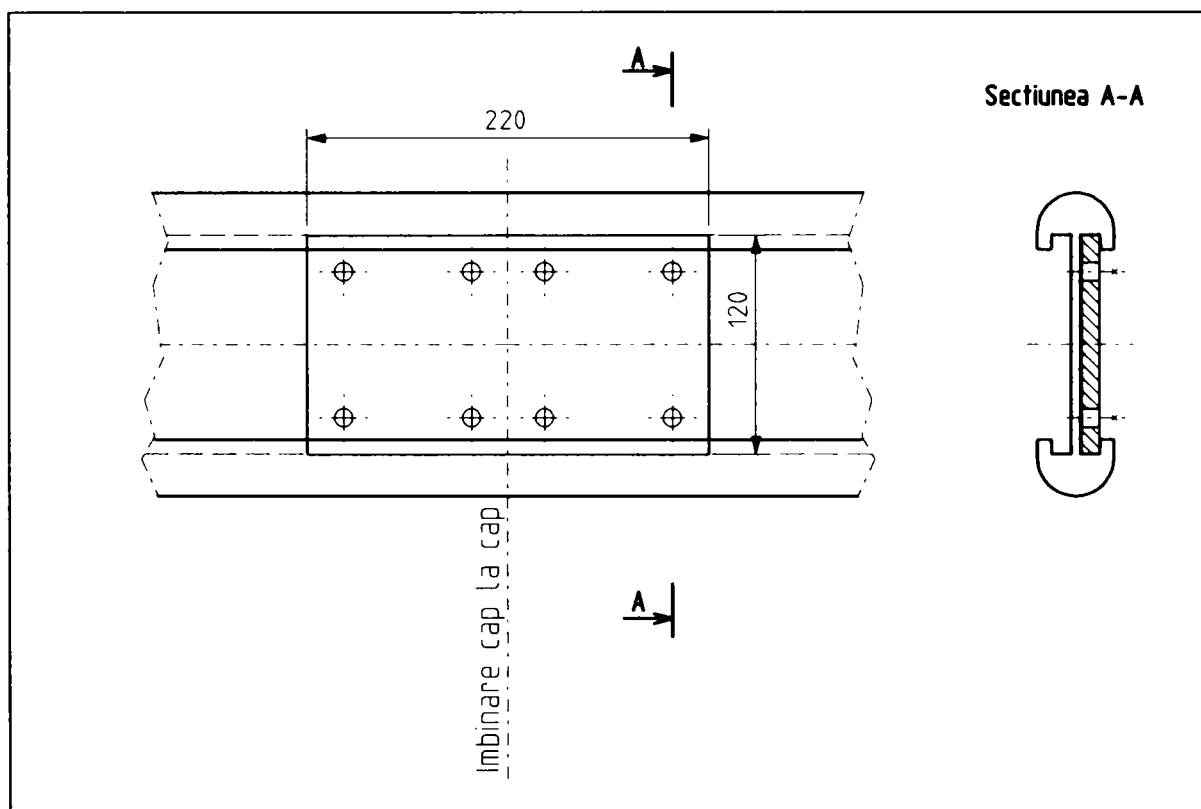


Fig.2.1.1.2

Placa de îmbinare se montează la îmbinările cap la cap ale șinei, fie la o distanță constantă de 6 m, fie la capătul șinei și / sau după macazuri, sau după o curbă. Placa de îmbinare este prevăzută cu 8 găuri filetate de M10 și se fixează pe șină cu știfturi filetate de M10 x 25 mm care se asigură cu o piuliță de M10.

Șina la rândul ei se montează de construcția metalică cu ajutorul unui braț de susținere, care poate fi montat paralel, perpendicular, sau rotit cu un unghi oarecare la șina suspendată de transport.

În figurile următoare vor fi prezentate sistemele de susținere ale șinei de transport în cele trei variante și anume: paralel, perpendicular și rotativ.

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În figura 2.1.1.3 este prezentat un sistem de susținere paralel la construcția metalică și anume de un profil I 180.

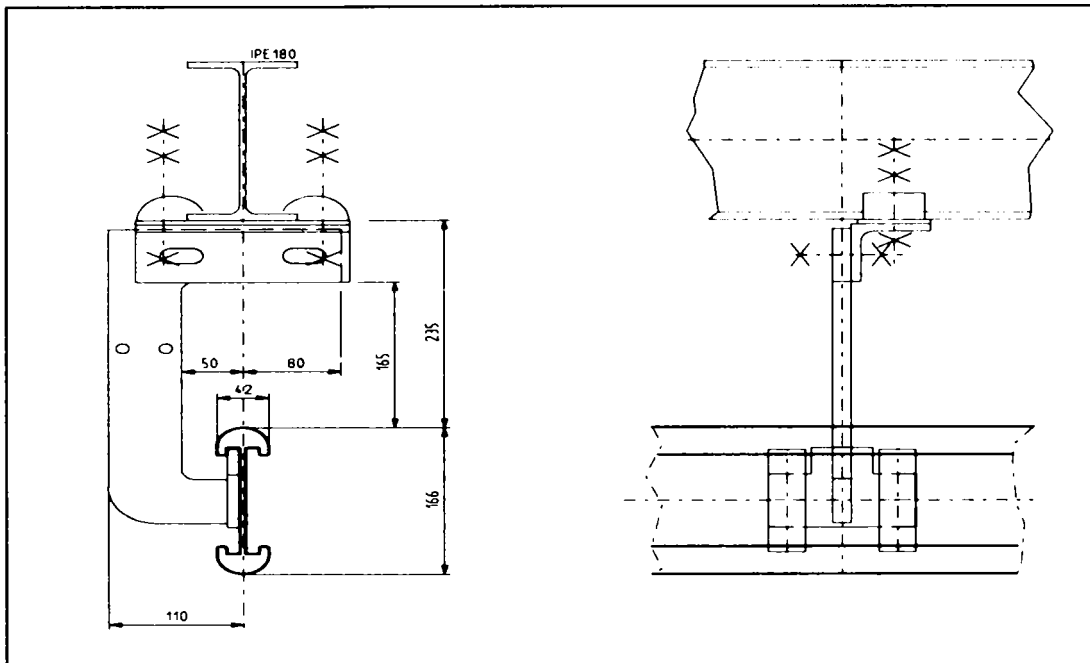


Fig. 2.1.1.3

În figura 2.1.1.4 este prezentat un sistem de susținere perpendicular, aceasta înseamnă că șina de transport este orientată perpendicular la profilul construcției metalice.

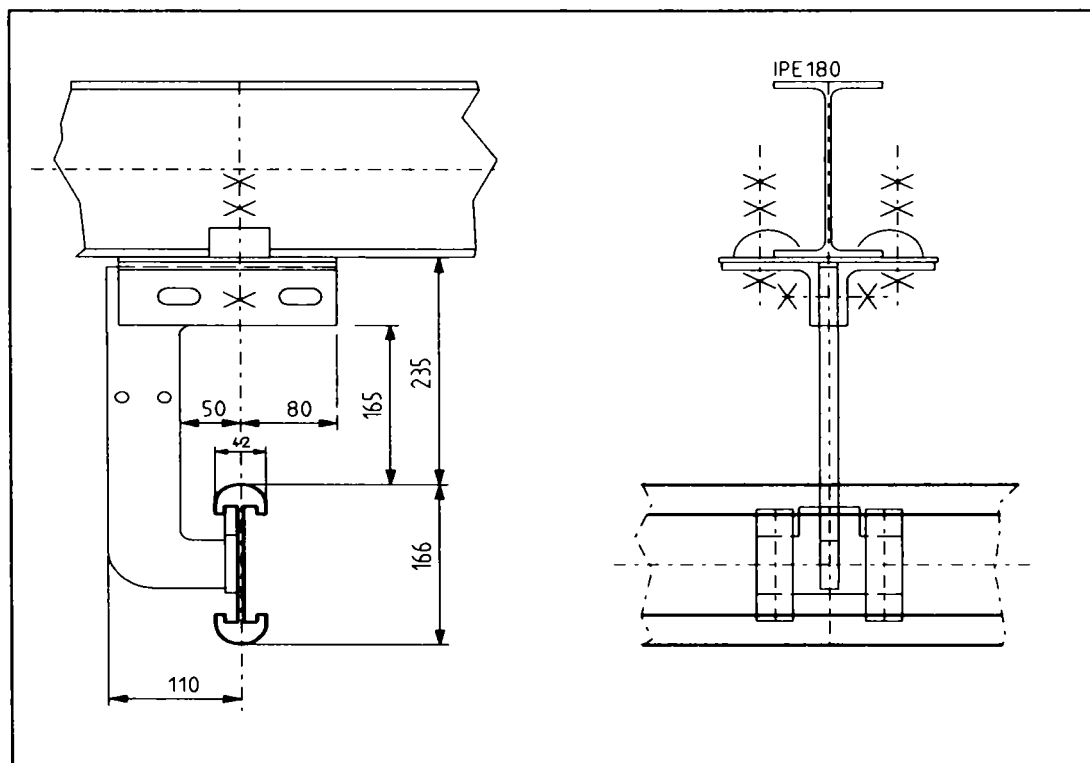


Fig. 2.1.1.4

În figura 2.1.1.5 este prezentat un sistem de susținere rotativ , aceasta înseamnă că brațul de fixare se poate roti în funcție de unghiul sub care este orientată șina de transport.

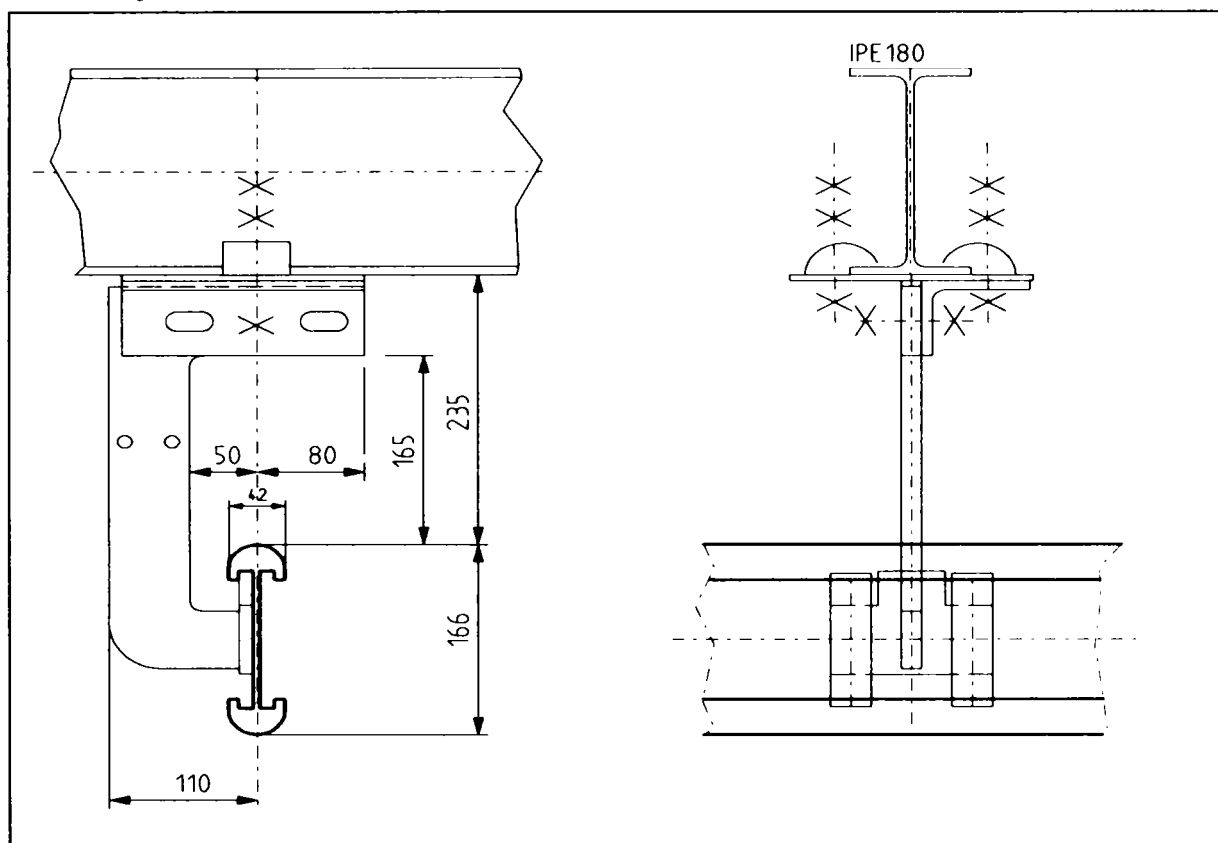


Fig. 2.1.1.5

Având în vedere că șina de transport este dintr-un aliaj de aluminiu și se montează și pe distanțe mai mari în linie dreaptă, în funcție de schimbările de temperatură din hala de montaj, șina de transport se poate dilata sau contracta în funcție de temperatură. Pentru a se putea egaliza aceste deformații în lungime, care sunt de obicei minime, se montează așa numitele dispozitive de egalizare a dilatației șinei de transport (Fig.2.1.1.6).

Aceleași dispozitive se montează și în zonele instalațiilor în care se trece dintr-o hală de montaj în alta.

Distanța maximă de dilatație sau contracție este de 20 mm și depinde de coeficientul de dilatație al aliajului de aluminiu.

Înainte și după dispozitivul de egalizare a dilatațiilor se montează la o distanță de până la 500 mm un braț de susținere pentru a rigidiza șina.



În figura 2.1.1.6 este prezentat un asemenea dispozitiv, care se montează similar ca o placă de îmbinare, cap la cap.

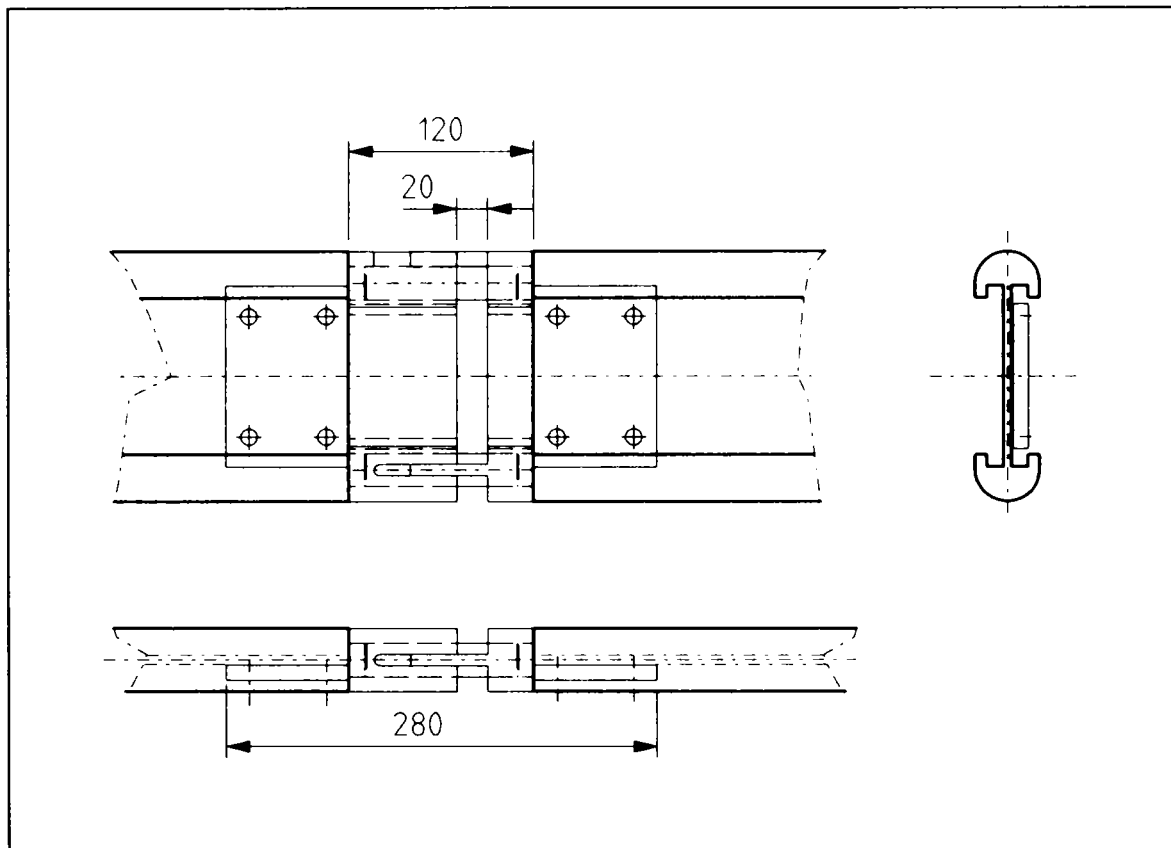


Fig. 2.1.1.6

Deci, în concluzie, șina de transport este susținută prin brațul de fixare, care se montează în partea stângă văzut în direcția de conveiere, iar în partea dreaptă se montează șinele de cupru, care sunt izolate și care diferă în funcție de tipul de producător.

Barele de cupru au o formă de tip "U" care sunt izolate și în funcție de tipul instalației diferă și numărul lor.

De exemplu o instalație care funcționează la o tensiune de 42 V are 4 șine de cupru: prin șina 1 și 2 se transmite tensiunea de 42 V, șina 3 este șina de comandă sau impuls, care transmite prin colectorul de cupru un semnal sau impuls către blocul de comandă a conveierului, iar în final șina 4 este legată la circuitul de pământare. O instalație care funcționează la 400 V are 6 șine de cupru: prin șinele 1, 2, 3 se transmit cele 3 faze, șina 4 este nulul, șina 5 este șina de comandă, iar în final șina 6 este legată la circuitul de pământare.

Izolația șinei conectată la circuitul de pământare este bineînțeles de o altă culoare, de obicei galben cu verde.

Șina de transport suspendată se poate bineînțeles îndoi în funcție de traiectoriile care trebuie parcurse. Astfel se pot realiza diferite curbe de diferite raze în funcție de cerințele Layoutului (Cap.1.2.).

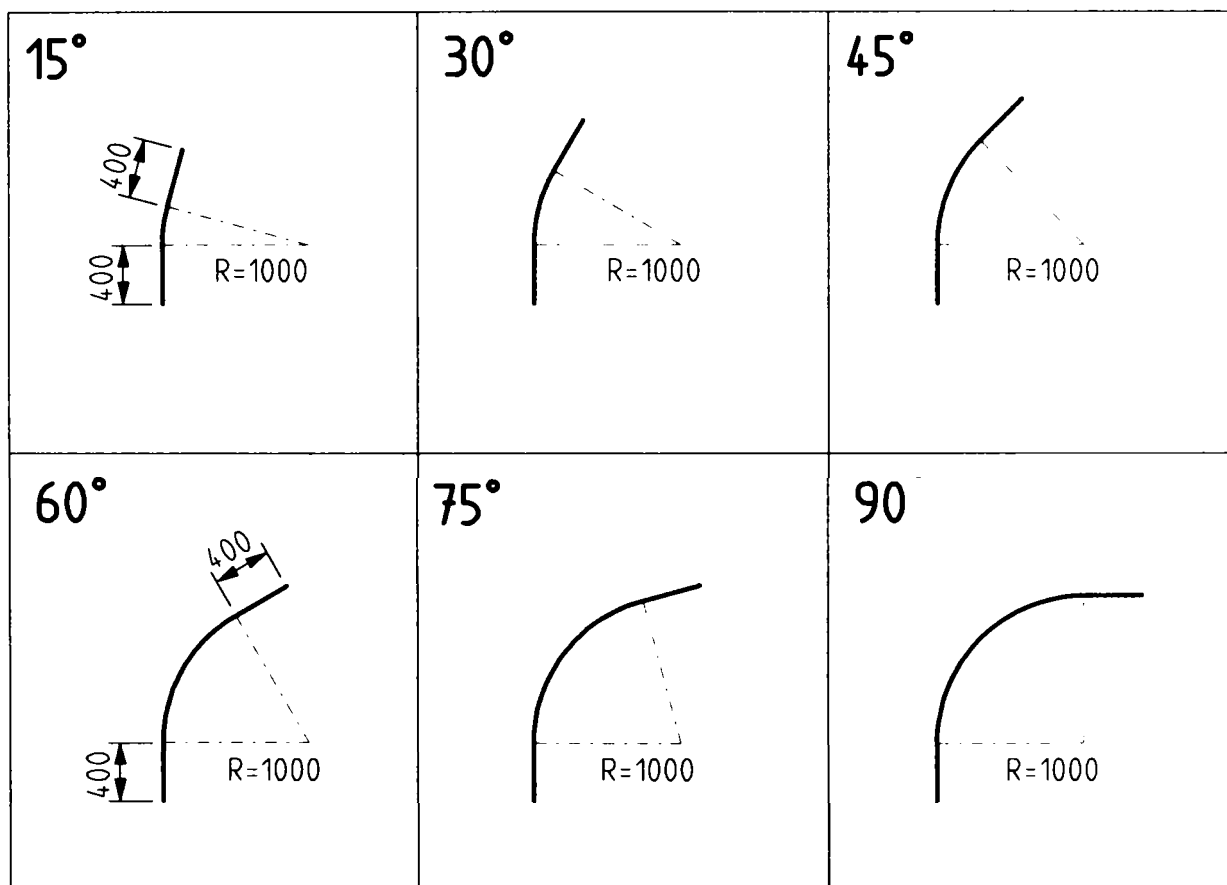


Fig. 2.1.1.7

În figura 2.1.1.7 sunt reprezentate unghiurile și razele sub care se poate curba șina de transport. La fiecare capăt al curbei este un segment de șină drept de 400 mm care are rolul de prindere a plăcii de îmbinare cap la cap (vezi Fig.2.1.1.2). Razele prezentate în figura 7 sunt standard, bineînțeles că se pot curba și alte raze ca de exemplu: R750, R1200, R1250, R1500, R2000 și R3000.

### 2.1.2. Macazuri de tip 300-1

Macazurile sunt dispozitive prin care se modifică direcția de rulare a conveioarelor.

Acestea pot fi antrenate electric sau pneumatic, dar având în vedere că în halele industriale în Germania, branșarea și distribuția aerului comprimat implică un factor de cost foarte ridicat se montează în majoritatea cazurilor doar macazuri antrenate electric. Principalii furnizori de motoare electrice și reductoare pentru industria de automobile germană sunt următoarele firme: SEW, Bauer și Flender.

Macazul are următoarele caracteristici:

-sarcina max.:	500 kg
-greutatea proprie:	220 kg
-dimensiuni:	cca. 1022x1880x500 mm
-timpul de comutație:	2 s
-raza șinei saniei macazului:	500 mm

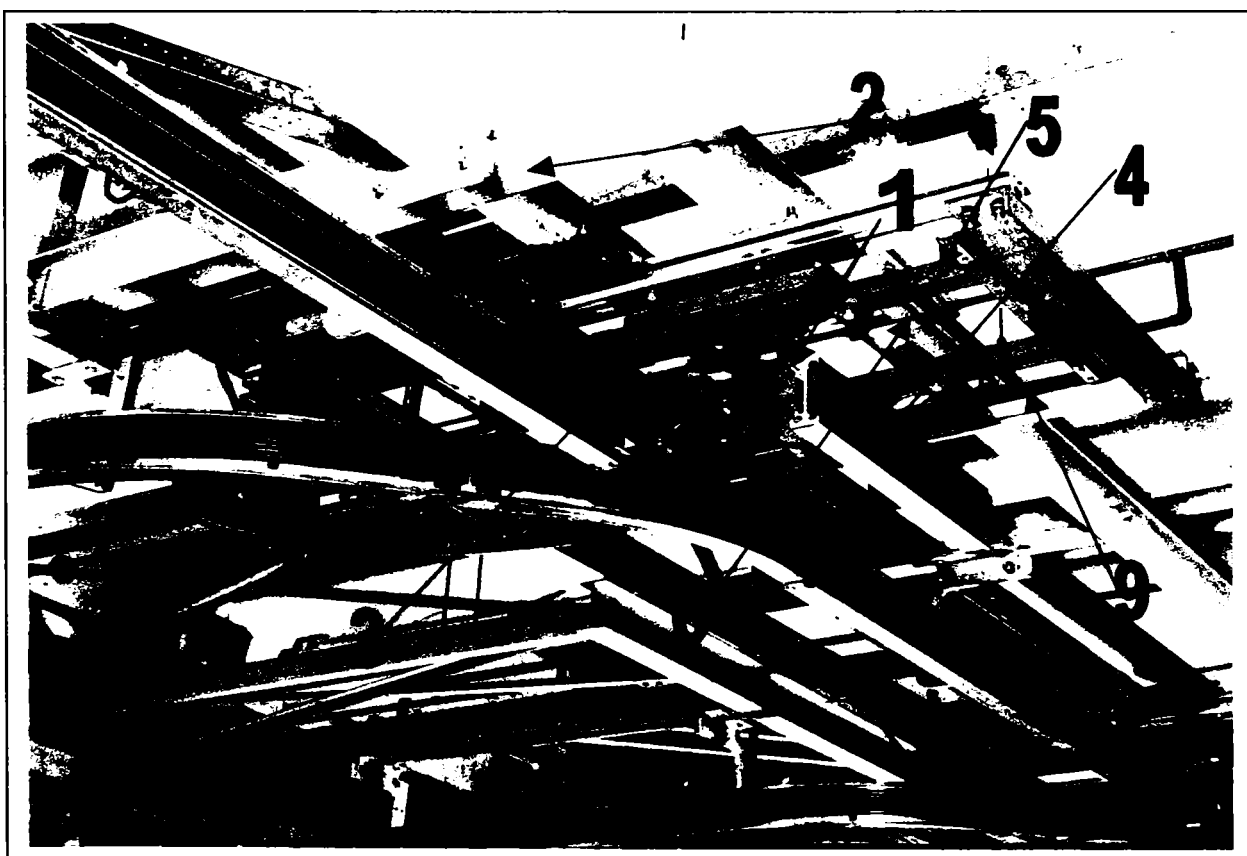


Fig.2.1.2.1 (după documentație AFT)

În figura 2.1.2.1 este reprezentat un macaz montat și sunt numerotate principalele module componente.

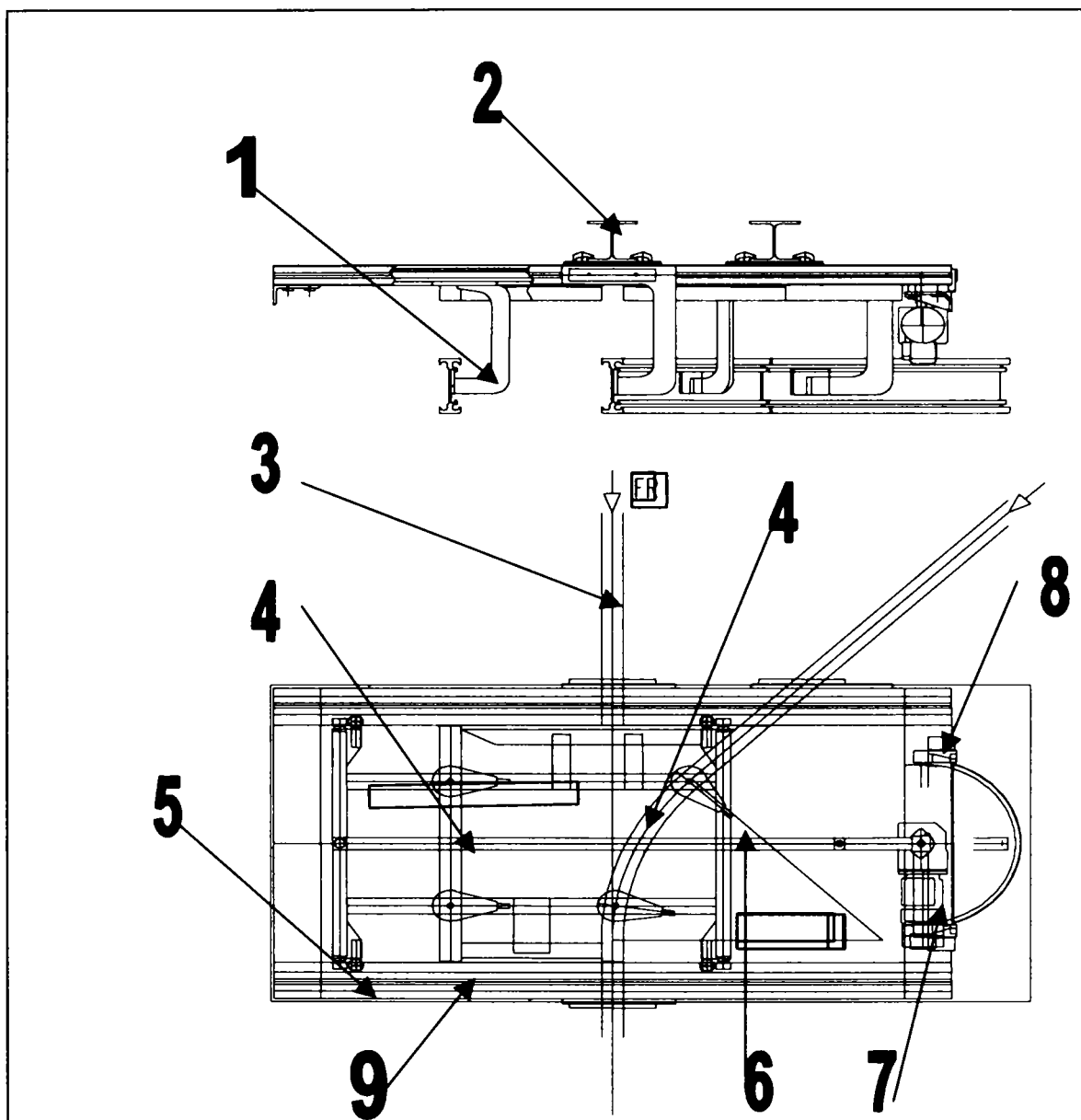


Fig. 2.1.2.2

În figura 2.1.2.2 este schițat un macaz și sunt de asemenea numerotate subansamblele componente.

- 1- Brațul de fixare a segmentului de șină ;
- 2- Profilul metalic pentru susținerea macazului;
- 3- Parte din șina fixă;
- 4- Segment de șină mobilă;
- 5- Sania macazului;
- 6- Sistemul de pârghii;
- 7- Motorul si reductorul de antrenare;
- 8- Întrerupător de proximitate;
- 9- Profilul de ghidare a saniei.

### **Segmentele de șină mobilă**

Segmentele de șină mobilă, cel drept și curba la 45° sunt fixate prin brațele de fixare de sania macazului. Între segmentul de șină mobilă și cel fix se prevede o distanță maximă de 2-3 mm.

### **Sania macazului**

constă dintr-un cadru de metal, care este ghidat prin 4 role de ghidare și este condus în profilul de ghidare a saniei. De sania macazului sunt montate segmentele de șină mobilă prin brațele de fixare.

### **Motorul și reductorul de antrenare**

execută cursa de schimbare a direcției de rulare a conveioarelor. Motorul este un motor de curent alternativ, iar reductorul este un reductor cu melc / roată melcată.

Timpul de comutație este de 2 sec., iar motorul face doar jumătate de rotație pentru o mișcare de comutație. Pentru revenirea macazului în poziția inițială, motorul va executa tot o jumătate de rotație, doar în sens opus.

### **Profilul de ghidare a saniei**

este realizat dintr-o construcție de aluminiu și oțel și are rolul de a ghida sania macazului, pentru susținerea brațelor de fixare a segmentelor de șină fixă, pentru montarea și fixarea motorului și a reductorului și în final pentru fixarea întregului ansamblu de construcția metalică.

În funcție de direcția de conveiere, se deosebesc mai multe tipuri de macazuri și anume:

- RO (Right Out)      Șina de deviere spre dreapta și pleacă dinspre macaz;
- RI (Right In)      Șina de deviere este spre dreapta și vine înspre macaz;
- LO (Left Out)      Șina de deviere este spre stânga și pleacă dinspre macaz;
- LI (Left In)      Șina de deviere este spre stânga și vine înspre macaz;
- VO (V Out)      Ambele șine sunt curbate și pleacă dinspre macaz;
- VI (V In)      Ambele șine sunt curbate și vin înspre macaz;
- 3O (3 Out)      Cele 3 șine de deviere pleacă dinspre macaz;
- 3I (3 In)      Cele 3 șine de deviere vin înspre macaz;
- RS      Macaz rotativ.

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

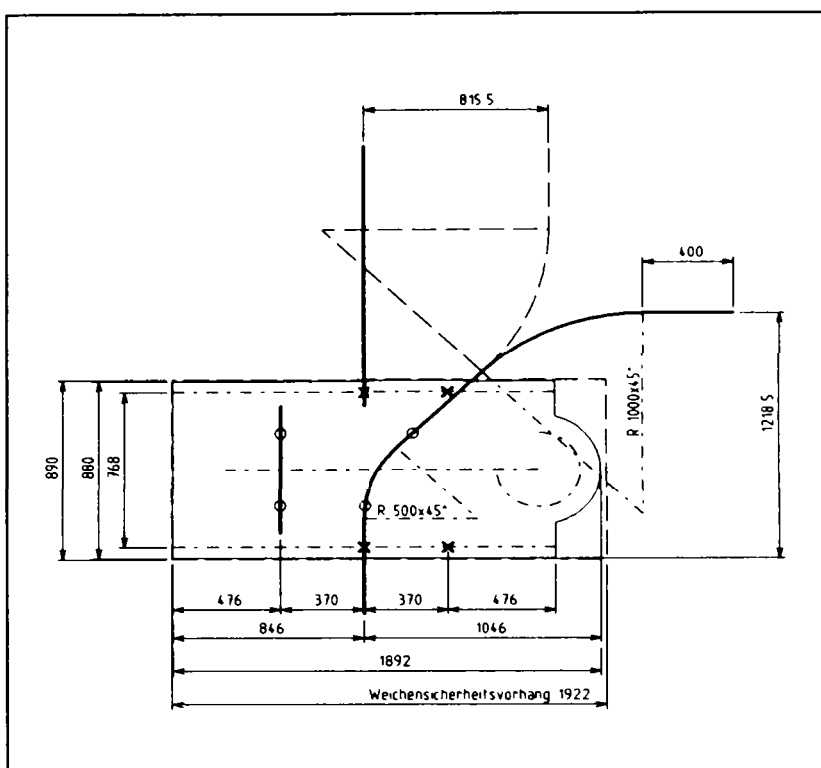


Fig. 2.1.2.3

În figura 2.1.2.3 este reprezentat un macaz care poate fi de tip RO sau de tip RI, în funcție de direcția de conveiere.

În figura 2.1.2.4 este reprezentat un macaz care poate fi de tip VO sau de tip VI, în funcție de direcția de conveiere.

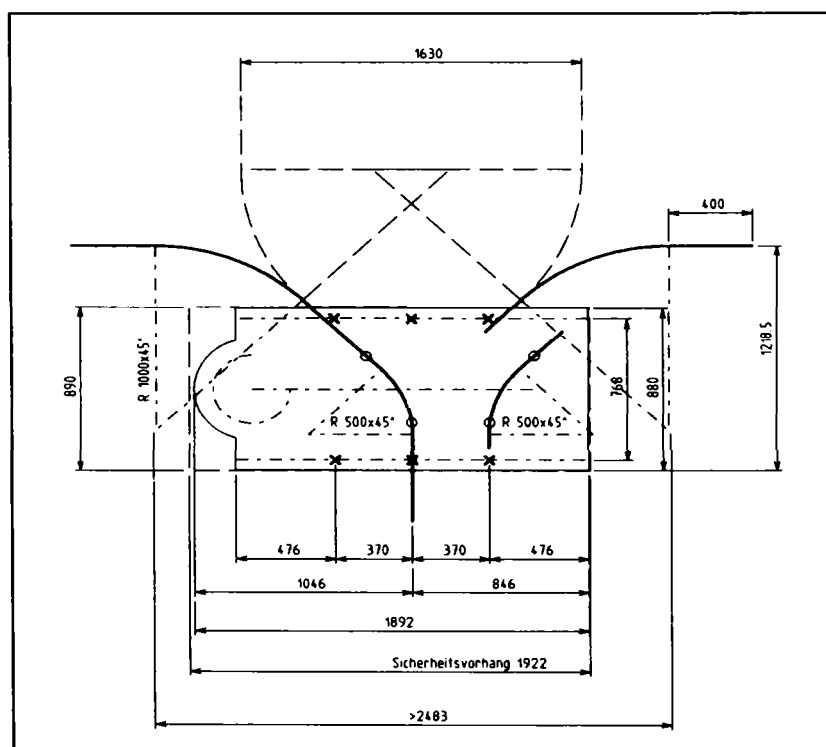


Fig. 2.1.2.4

În figura 2.1.2.5 este reprezentat un macaz care poate fi de tip 30 sau de tip 31, în funcție de direcția de conveiere.

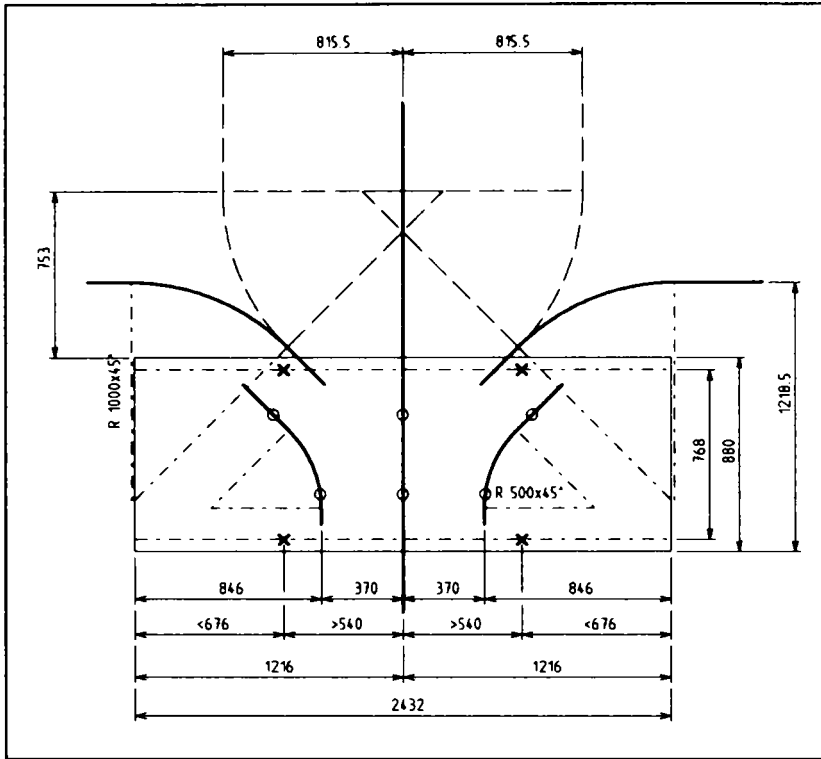


Fig.2.1.2.5

În figura 2.1.2.6 este reprezentat un macaz de rotire, a cărui șină poate diferi în lungime în funcție de cerințele instalației.

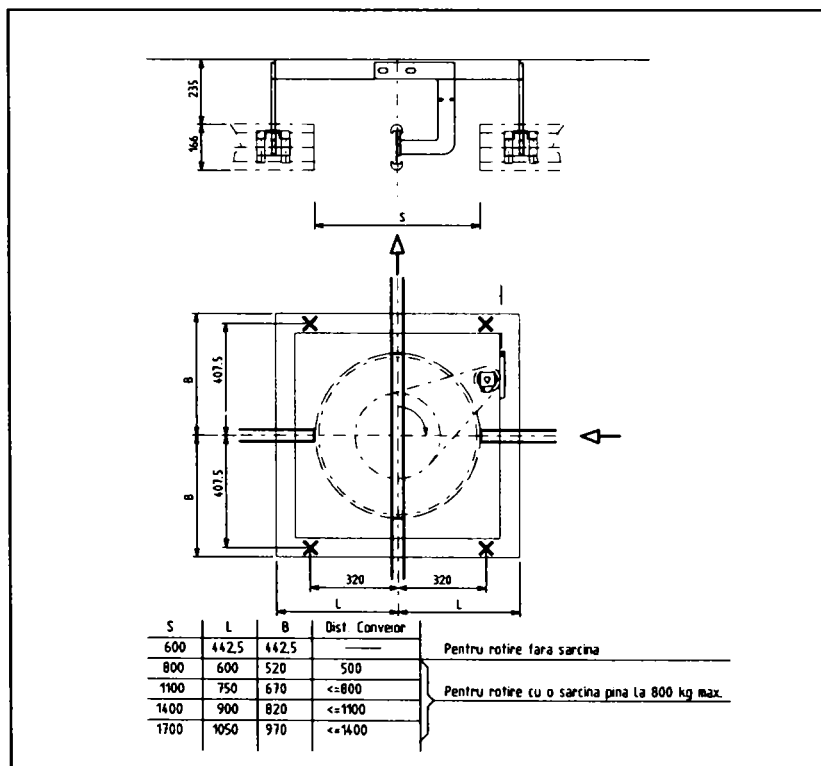


Fig.2.1.2.6

În figurile 2.1.2.7, 2.1.2.8, 2.1.2.9, 2.1.2.10, 2.1.2.11, și 2.1.2.12 sunt reprezentate grupări posibile de macazuri de diferite tipuri.

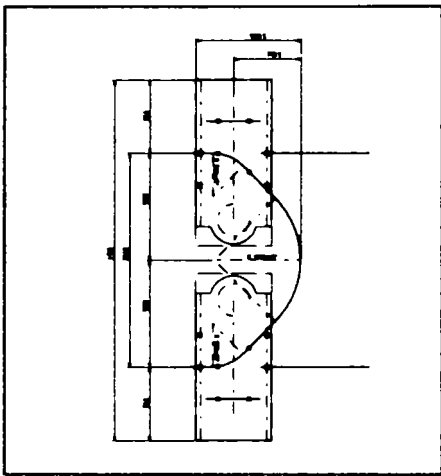


Fig. 2.1.2.7

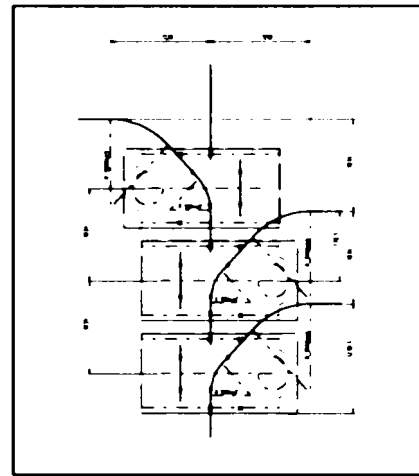


Fig. 2.1.2.8

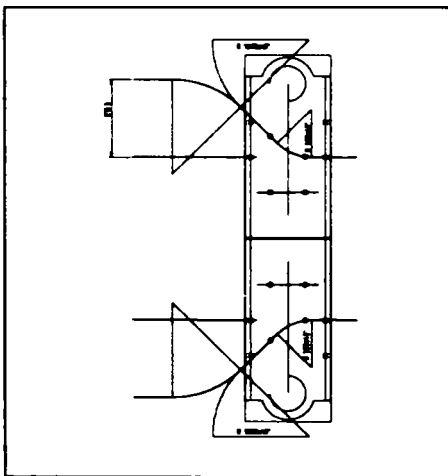


Fig. 2.1.2.9

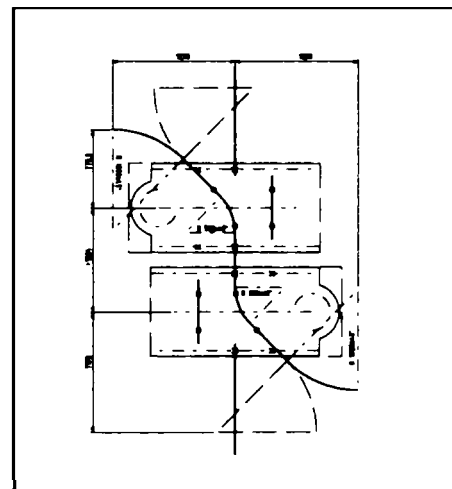


Fig. 2.1.2.10

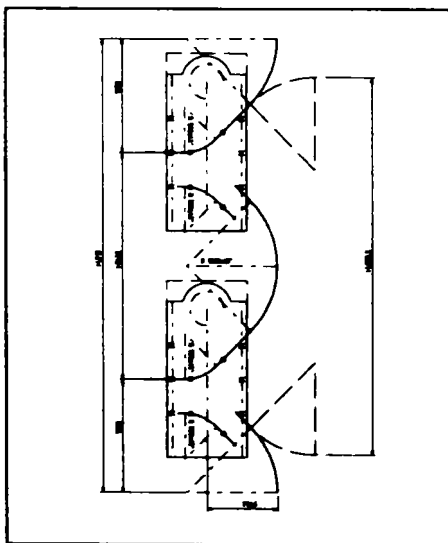


Fig. 2.1.2.11

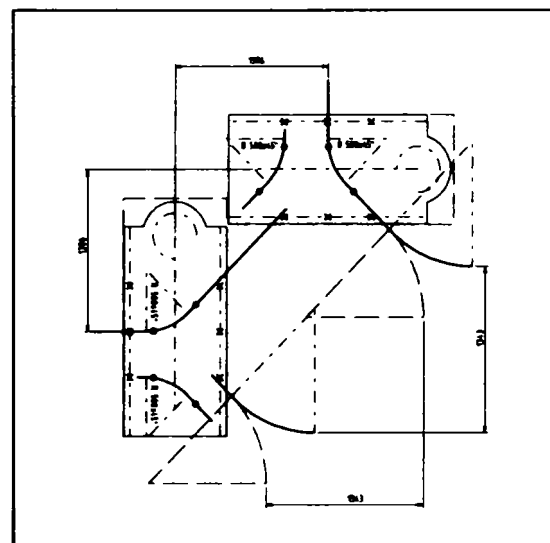


Fig. 2.1.2.12



### 2.1.3. Lifturi de tip 300-1

Lifturile sunt dispozitive prin care se efectuează o mișcare pe verticală, de exemplu de a egaliza o diferență de înălțime de la o cotă de înălțime a instalației la alta.

Lifturile sunt antrenate de motoare electrice cu reductor, care au de obicei o putere de 5,5 Kw și sunt motoare o căror turație este reglată prin frecvență.

Lifturile pot fi de mai multe categorii și anume:

- Lifturi cu antrenare prin lanț;
- Lifturi cu antrenare prin curele late;
- Lifturi cu antrenare prin curele late dințate.

Cele mai folosite sunt lifturile cu curele late dințate, cele cu lanț nu se mai folosesc din cauza întreținerii și din cauză că nu sunt silențioase ca și cele cu curele. Cele cu curele late se folosesc doar de firmele beneficiare a căror standard sunt.

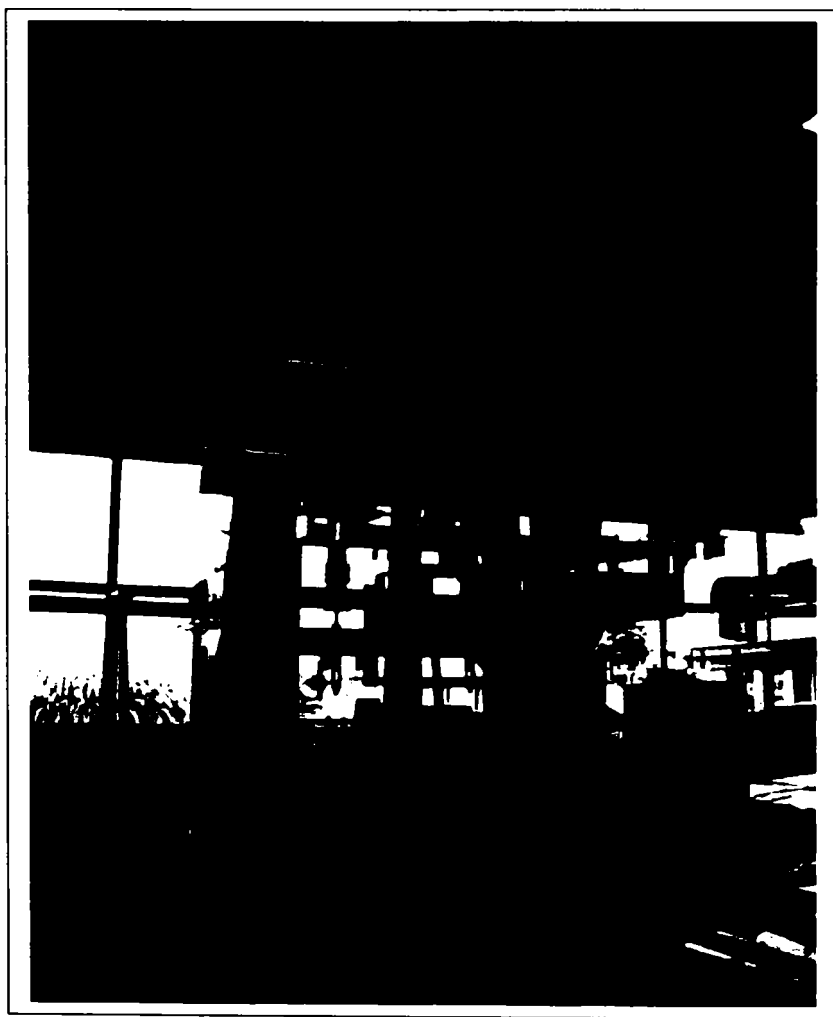


Fig. 2.1.3.1 (după documentație AFT)

În figura 2.1.3.1 este reprezentat un lift cu curele late dințate și care are unitatea de antrenare amplasată la sol.



Fig. 2.1.3.2 (după documentație AFT)

În figura de mai sus este reprezentat motorul și reductorul de antrenare, cuplajul cu lanț, rolele de rulaj ale curelelor late dințate și în final curelele late dințate.

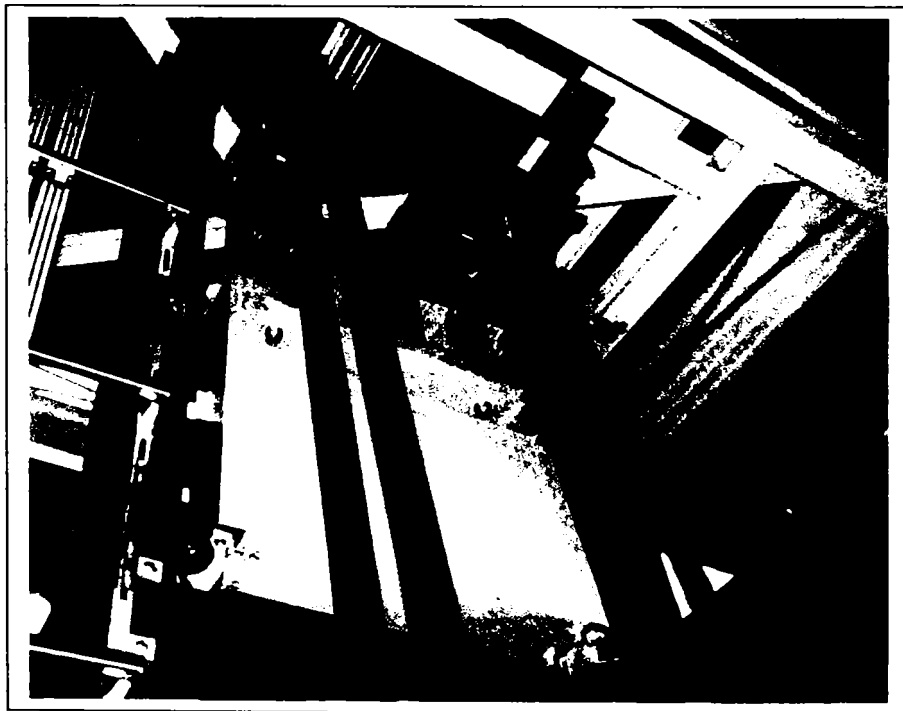


Fig. 2.1.3.3 (după documentație AFT)

În figura 2.1.3.3 se poate observa contragreutatea liftului, care este ghidată pe scheletul liftului cu role de ghidaj pe care este vulcanizat un aliaj de cauciuc.

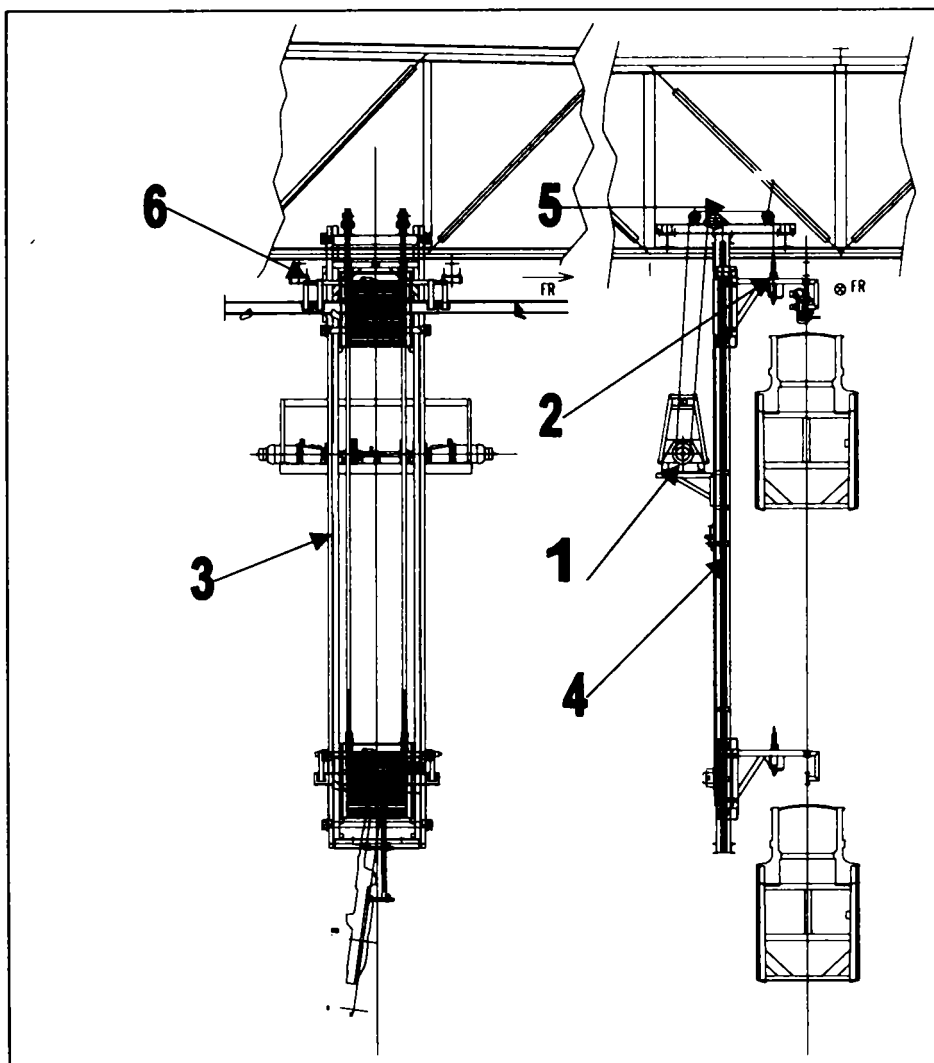


Fig 2.1.3.4

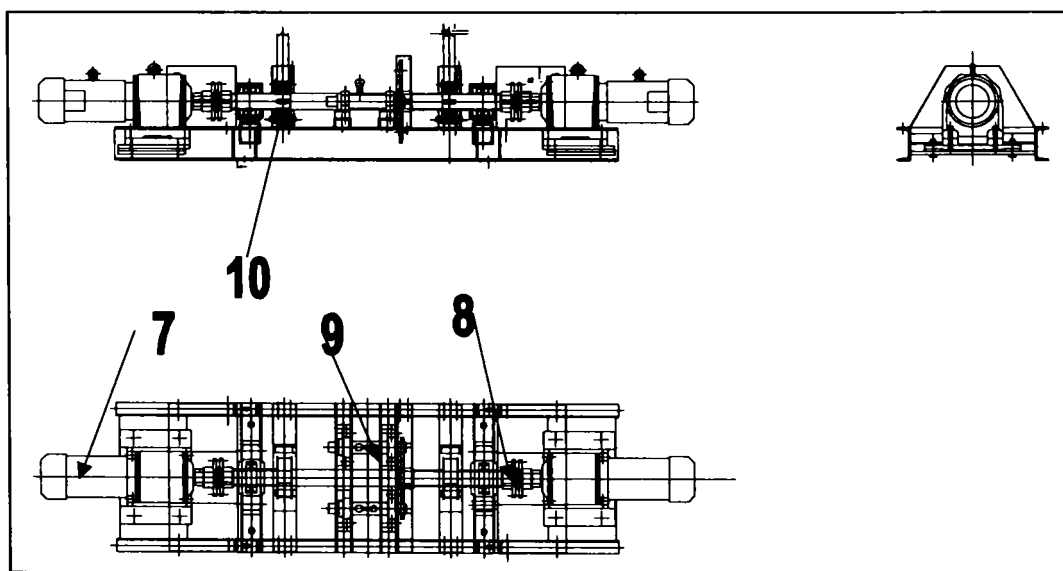


Fig. 2.1.3.5

În figurile 2.1.3.4 și 2.1.3.5 este schițat un lift și sunt numerotate subansamblurile componente.

- 1- Unitatea de antrenare;
- 2- Sania Liftului;
- 3- Curea lată dințată;
- 4- Scheletul liftului;
- 5- Rola de ghidare a curelei;
- 6- Dispozitiv de fixare a saniei liftului;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Cuplaj cu lanț;
- 9- Dispozitiv de blocare manuală a saniei;
- 10- Rola dințată de ghidare a curelei.

### **Unitatea de antrenare**

constă din motorul și reductorul de antrenare, arborele de antrenare, cele 2 role dințate de ghidare a curelei, cuplajul cu lanț, și dispozitivul de blocare manuală a saniei liftului.

Opțional, unitatea de antrenare este dotată cu un al doilea motor cu reductor care se numește “Stand By” (Rezervă) și se cuplează prin cuplajul cu lanț, doar atunci când motorul principal de antrenare este avariat și trebuie schimbat.

### **Sania Liftului**

este o construcție sudată și se deplasează pe scheletul liftului prin intermediul rolor de ghidare.

Sania liftului se deplasează prin intermediul curelelor late dințate, care sunt fixate pe de o parte de sanie și de partea cealaltă sunt fixate de contragreutate. De sania liftului mai este fixat și segmentul de șină mobilă care poate avea lungimi diferite, în funcție de cerințele instalației.

### **Scheletul liftului**

este o construcție sudată și constă din două țevi pătrate de 200 x 200 mm care sunt situate la o distanță de 1600 mm și care pot fi orientate la 90° sau la 45°.

De scheletul liftului se fixează unitatea de antrenare, dispozitivul de numărare al curselor liftului și alte dispozitive de susținere a întrerupătoarelor de proximitate.

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

BIBLIOTECA CENTRALĂ

#### 2.1.4. Conveioare de tip 300-1

Conveioarele sunt dispozitive propriuzise de transport. Ele se deplasează pe șina de transport prin intermediul motorului și reductorului de antrenare. Transmiterea energiei necesară motorului de antrenare se execută prin colectorii de cupru care se deplasează pe șinele de cupru fixate în partea dreaptă pe șina de transport în direcția de conveiere.

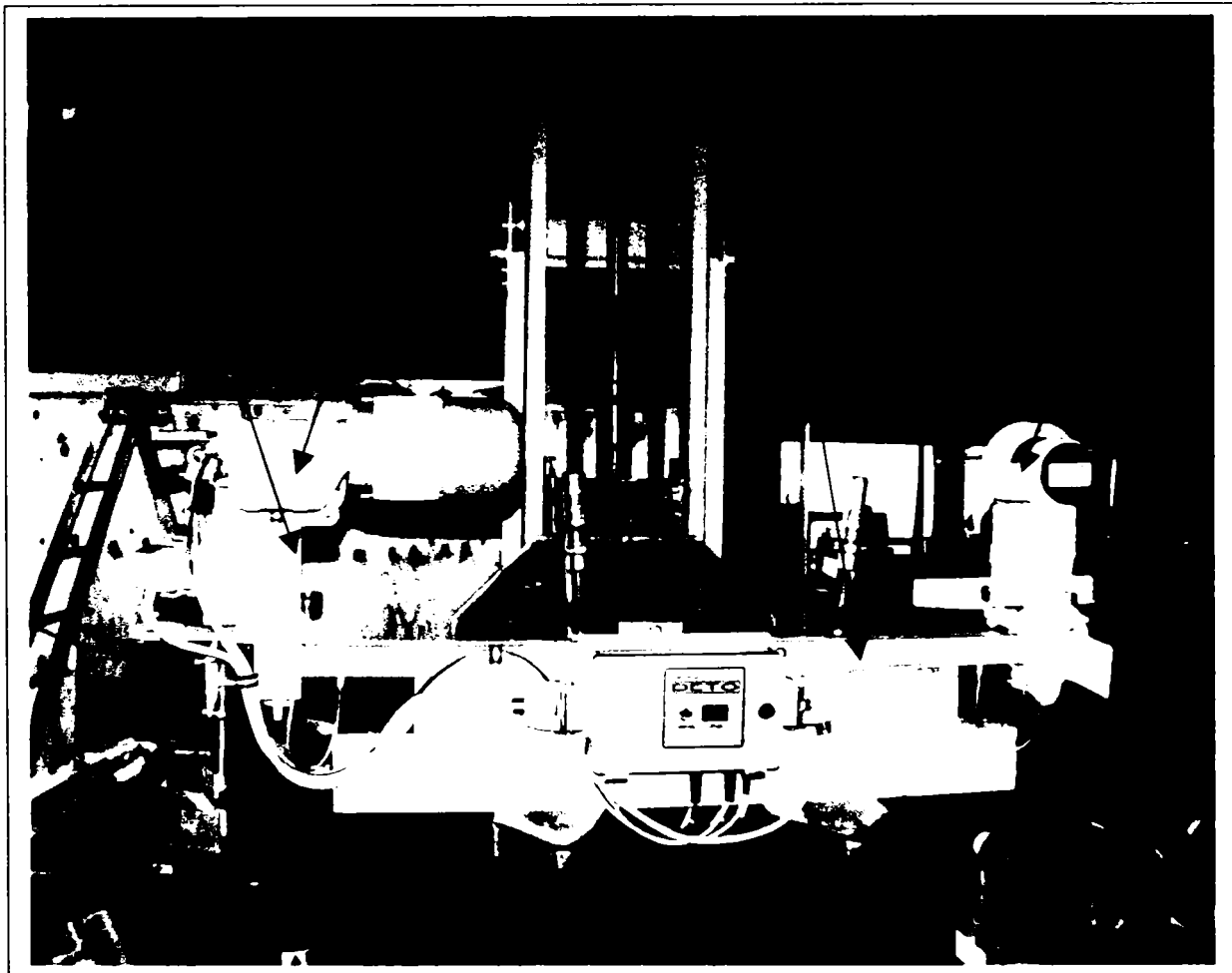


Fig. 2.1.4.1 (după documentație AFT)

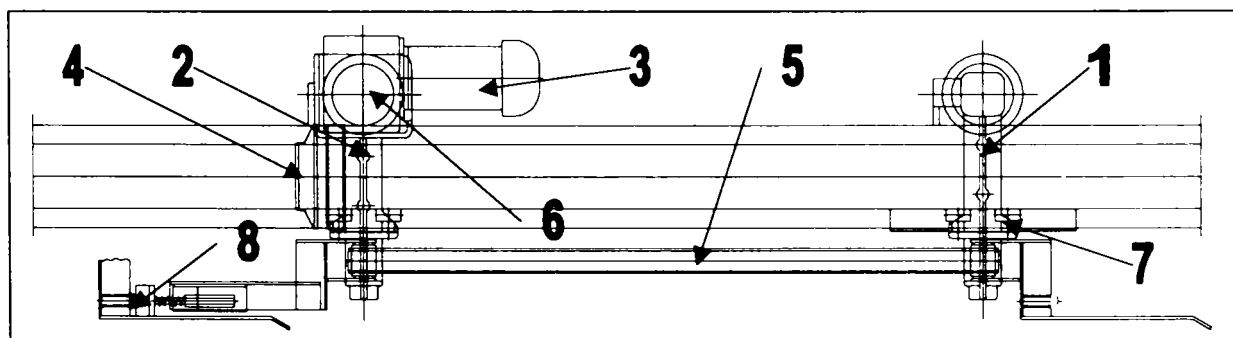


Fig. 2.1.4.2

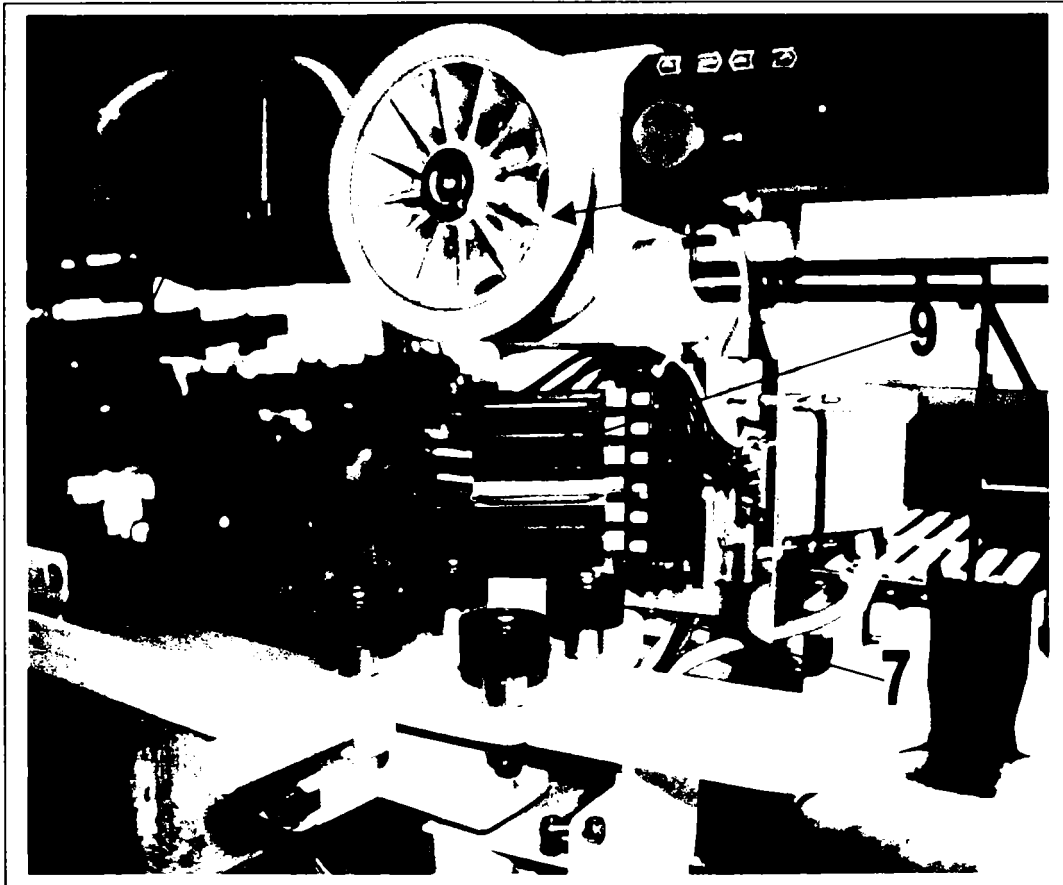


Fig. 2.1.4.3 (după documentație AFT)

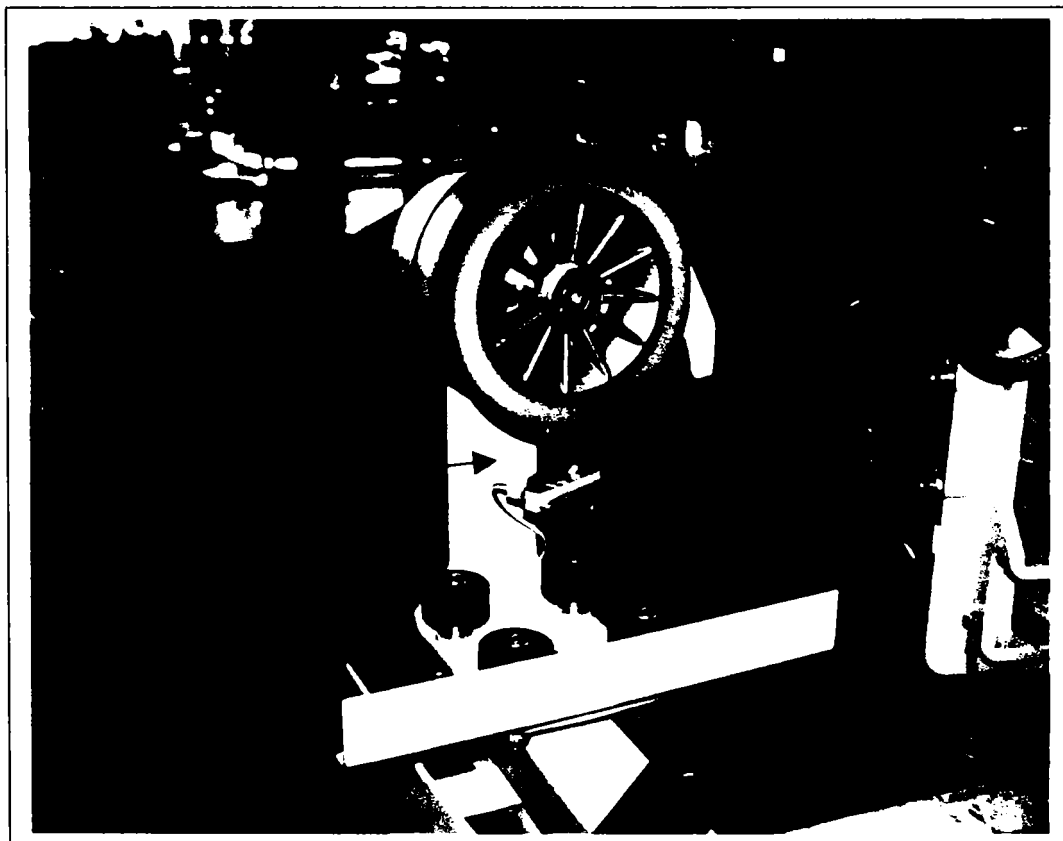


Fig. 2.1.4.4 (după documentație AFT)

---

Teză de doctorat  
Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de  
automobile

Caracteristicile tehnice ale conveioarelor sunt următoarele:

sarcina maximă:	500 kg
diametrul rolei de antrenare:	$d_1=100$ mm, $d_2=130$ mm
greutatea modulului de rulaj:	10 kg
greutatea modulului de antrenare:	15 kg
greutatea motorului:	15 kg
viteza minimă de deplasare:	15 m / min.
viteza maximă de deplasare:	60 m / min.

În figurile 2.1.4.1, 2.1.4.2, 2.1.4.3, 2.1.4.3 este reprezentat un conveior și subsansamblele sale.

- 1- Modulul de rulaj;
- 2- Modulul de antrenare;
- 3- Motorul și reductorul de antrenare;
- 4- Modulul de comandă;
- 5- Traversa între modulul de antrenare și cel de rulare;
- 6- Rolă de antrenare;
- 7- Role de ghidare;
- 8- Întrerupător de proximitate;
- 9- Colectori de cupru;

#### **Modulul de antrenare**

constă dintr-o construcție sudată, rola de antrenare, rolele de ghidare, modulul de comandă, întrerupătorul de proximitate și traversa de legătură cu modulul de rulaj.

#### **Modulul de rulaj**

constă dintr-o construcție sudată, rola de rulaj, rolele de ghidare și traversa de legătură cu modulul de antrenare.

#### **Traversa de legătură**

reprezintă partea de legătură între modulul de antrenare și modulul de rulaj.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

## 2.2 Sisteme suspendate de transport de tip 500-1

### 2.2.1. Șina de transport de tip 500-1

Sistemele de transport de tip 500-1 sunt proiectate pentru o sarcină de 500 kg pe metru liniar, măsurat pe șina de transport, la o distanță de suspendare de 2000 mm.

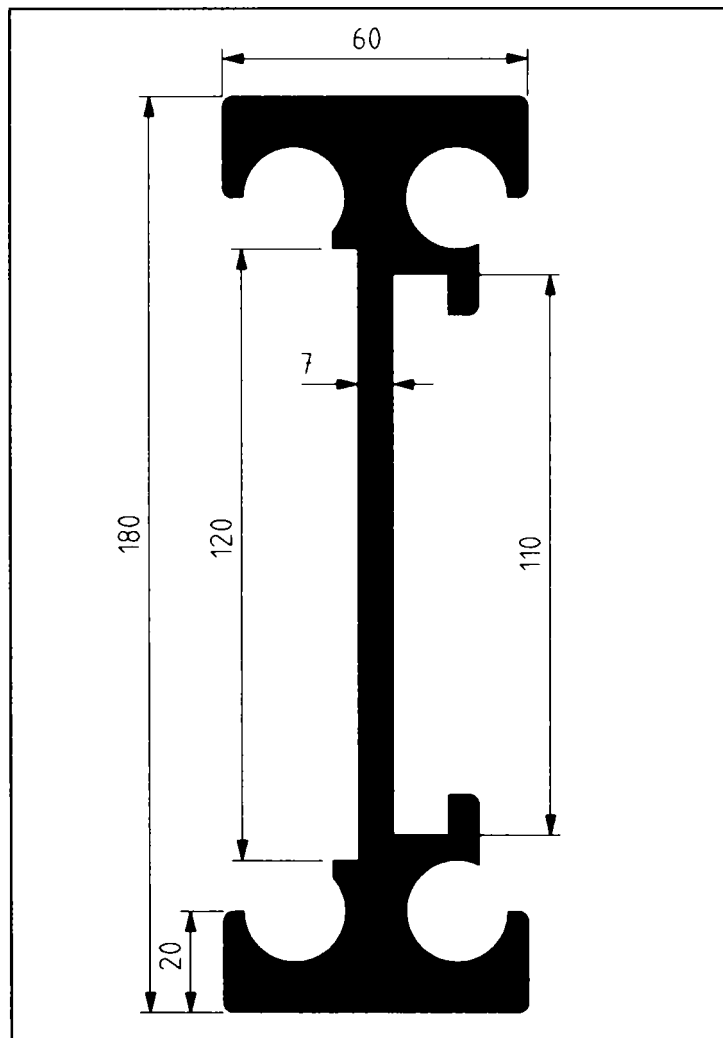


Fig.2.2.1.1

În fig. 2.2.1.1 este reprezentată șina de transport în secțiune. Șina este trasă la cald și este compusă dintr-un aliaj de aluminiu, magneziu și siliciu  $AlMgSi0,5$ , avînd o greutate de 8,3 kg/m și se livrează la o lungime de 6000 mm.



În funcție de sarcina cu care se încarcă șina se modifică și distanța de suspendare de construcția metalică. La o sarcină de exemplu de 300 kg / m se suspendă la o distanță de 3000 mm iar la o sarcină maximă de 500 kg / m, se suspendă la o distanță de 2000 mm.

Șina este îmbinată cap la cap printr-o placă de îmbinare reprezentată în figura de mai jos (Fig.2.2.1.2).

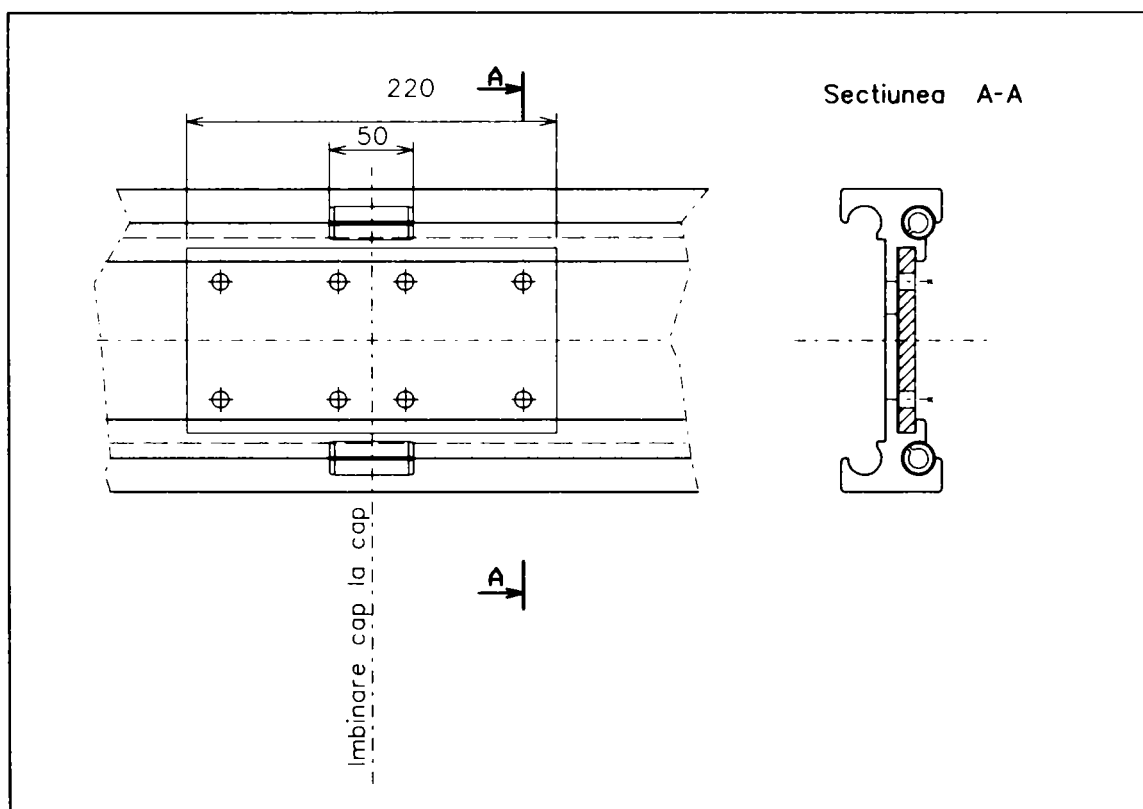


Fig.2.2.1.2

Placa de îmbinare se montează la îmbinările cap la cap ale șinei, fie la o distanță constantă de 6 m fie la capătul șinei, după macazuri, sau după o curbă.

Placa de îmbinare este prevăzută cu 8 găuri filetate de M10 și se fixează pe șină cu știfturi filetate de M10 x 25 mm care se asigură cu o piuliță de M10.

Șina la rândul ei se montează de construcția metalică cu ajutorul unui braț de susținere, care poate fi montat paralel, perpendicular, sau rotit cu un unghi oarecare la șina suspendată de transport.

În figurile următoare vor fi prezentate sistemele de susținere ale șinei de transport în cele trei variante și anume: paralel, perpendicular și rotativ.

În figura 2.2.1.3 este prezentat un sistem de susținere paralel la construcția metalică și anume de un profil I 200.

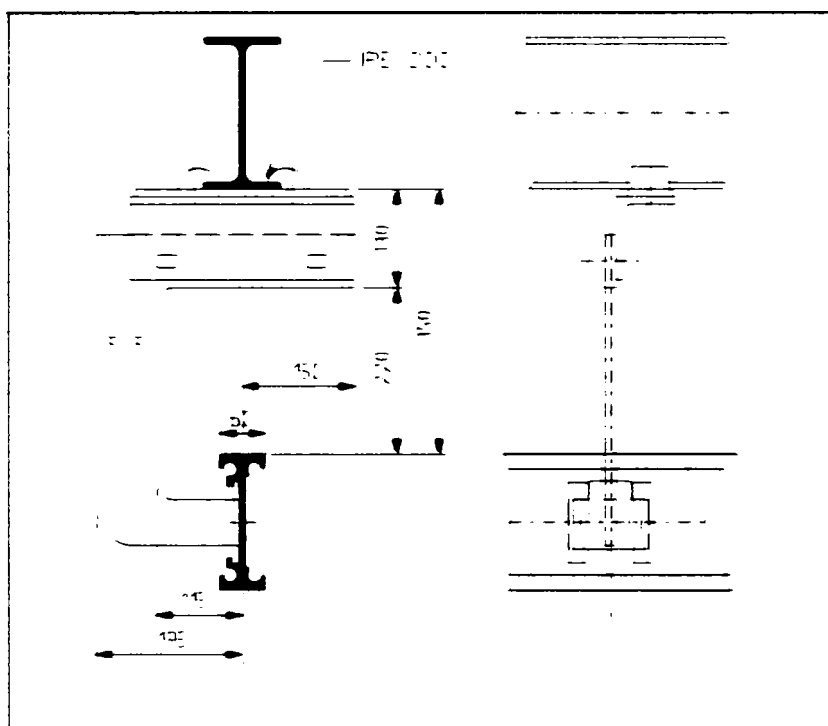


Fig. 2.2.1.3

În figura 2.2.1.4 este prezentat un sistem de susținere perpendicular, aceasta înseamnă că șina de transport este orientată perpendicular la profilul construcției metalice.

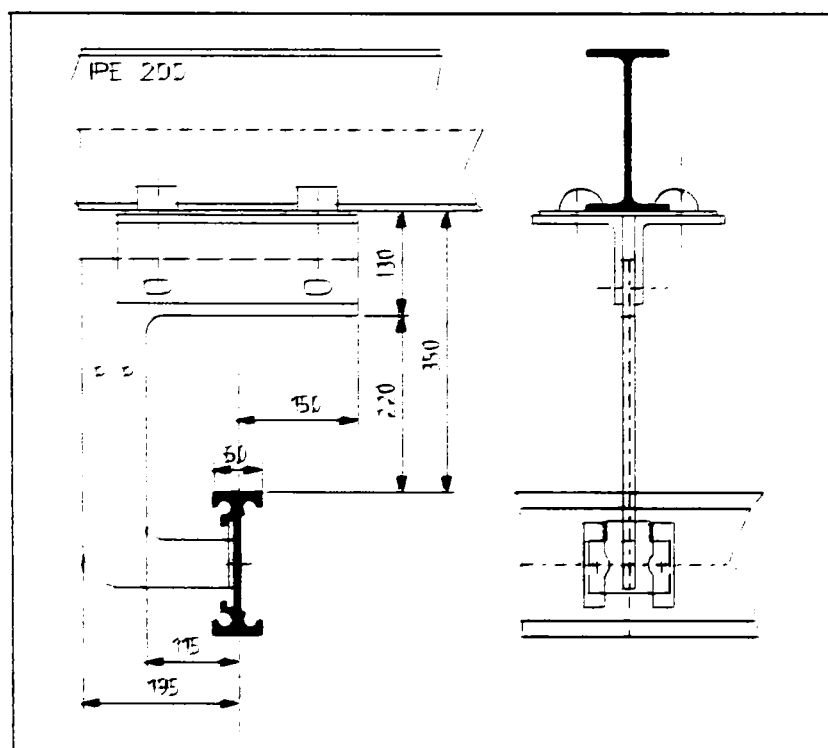


Fig. 2.2.1.4

În figura 2.2.1.5 este prezentat un sistem de susținere rotativ , aceasta însemnând că brațul de fixare se poate roti în funcție de unghiul sub care este orientată șina de transport.

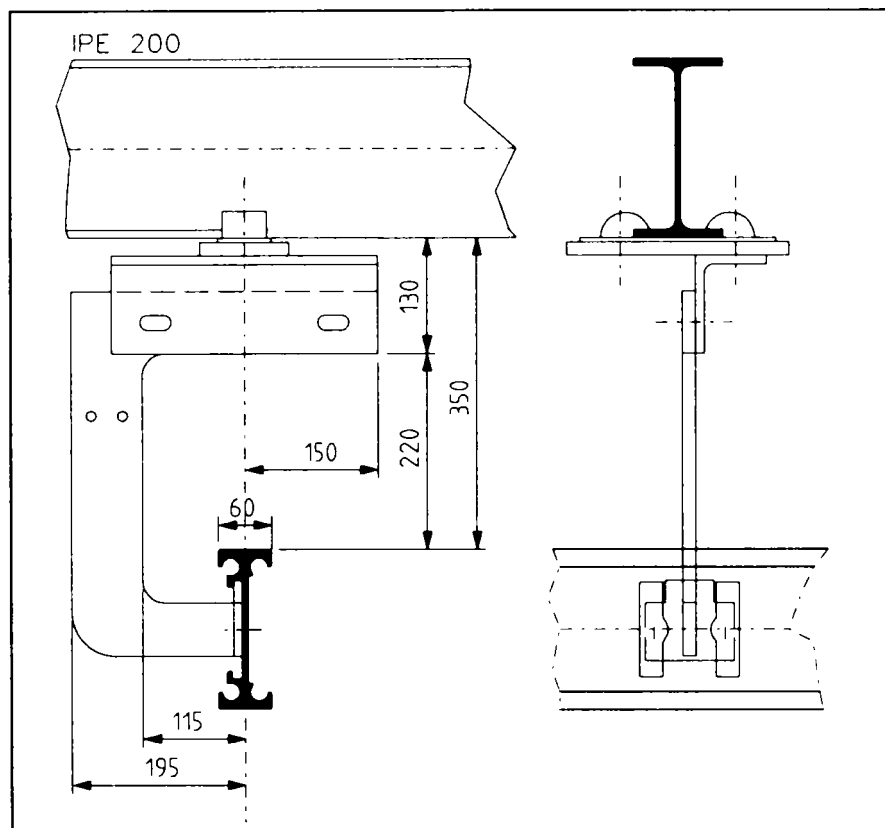


Fig. 2.2.1.5

Având în vedere că șina de transport este dintr-un aliaj de Aluminiu și se montează și pe distanțe mai mari în linie dreaptă, în funcție de schimbările de temperatură din hala de montaj, șina de transport se poate dilata sau contracta în funcție de temperatură. Pentru a se putea egaliza aceste deformații în lungime, care sunt de obicei minime, se montează așa numitele dispozitive de egalizare a dilatației șinei de transport (Fig.2.2.1.6). Aceleași dispozitive se montează și în zonele instalațiilor în care se trece dintr-o hală de montaj în alta.

Distanța maximă de dilatație sau contracție este de 22 mm și depinde de coeficientul de dilatație al aliajului de aluminiu.

Înainte și după dispozitivul de egalizare a dilatațiilor se montează la o distanță de până la 500 mm un braț de susținere pentru a rigidiza șina. În figura 6 este prezentat un asemenea dispozitiv, care se montează similar ca o placă de îmbinare, cap la cap.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

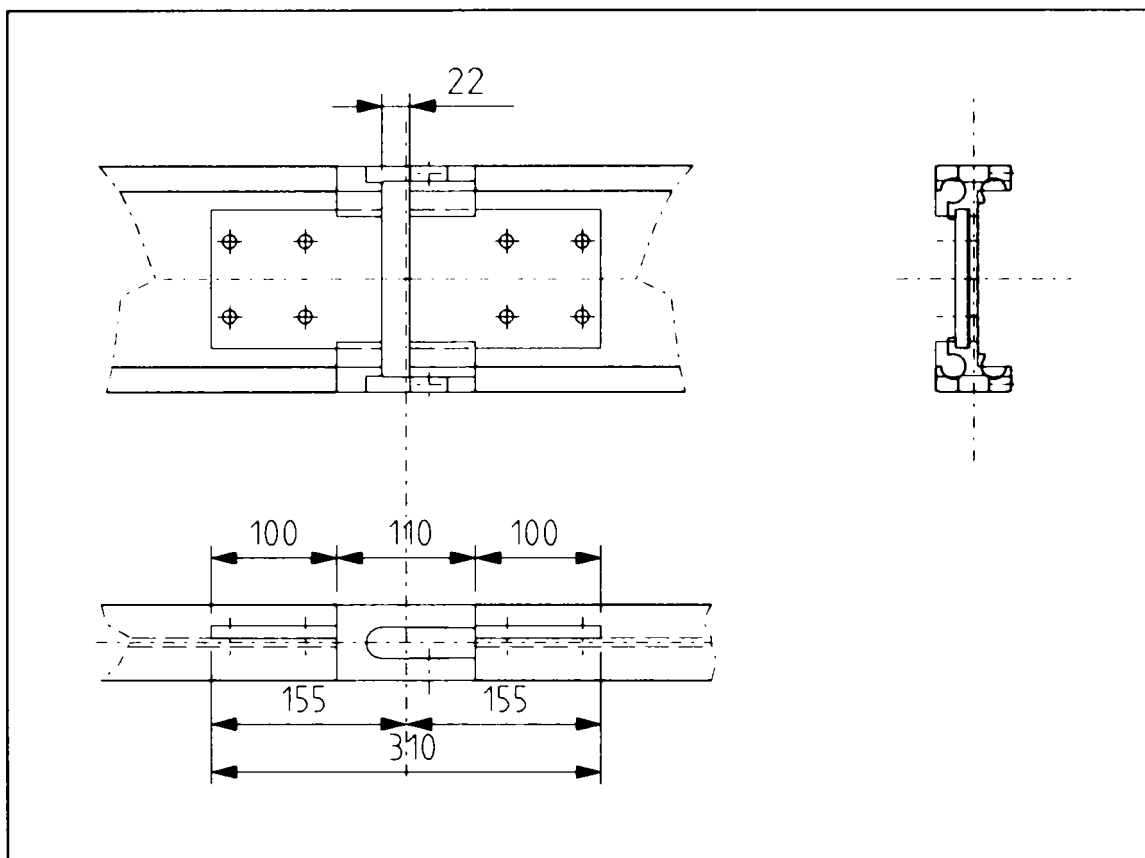


Fig. 2.2.1.6

Deci, în concluzie, șina de transport este susținută prin brațul de fixare, care se montează în partea stângă văzut în direcția de conveiere, iar în partea dreaptă se montează șinele de cupru, care sunt izolate și care diferă în funcție de tipul de producător.

Barele de cupru au o forma de tip "U" care sunt izolate și in funcție de tipul instalației diferă și numărul lor.

O instalație care funcționează la 400 V are 6 șine de cupru: prin șinele 1, 2, 3 se transmit cele 3 faze, șina 4 este nulul, șina 5 este șina de comandă, iar în final șina 6 este legată la circuitul de pământare. Izolația șinei conectată la circuitul de pământare este bineînțeles de o altă culoare, de obicei galben cu verde.

Șina de transport suspendată se poate bineînțeles îndoi în funcție de traiectoriile care trebuiesc parcurse.

Astfel se pot realiza diferite curbe, de diferite raze, în funcție de cerințele Layoutului (Cap.1.2.).

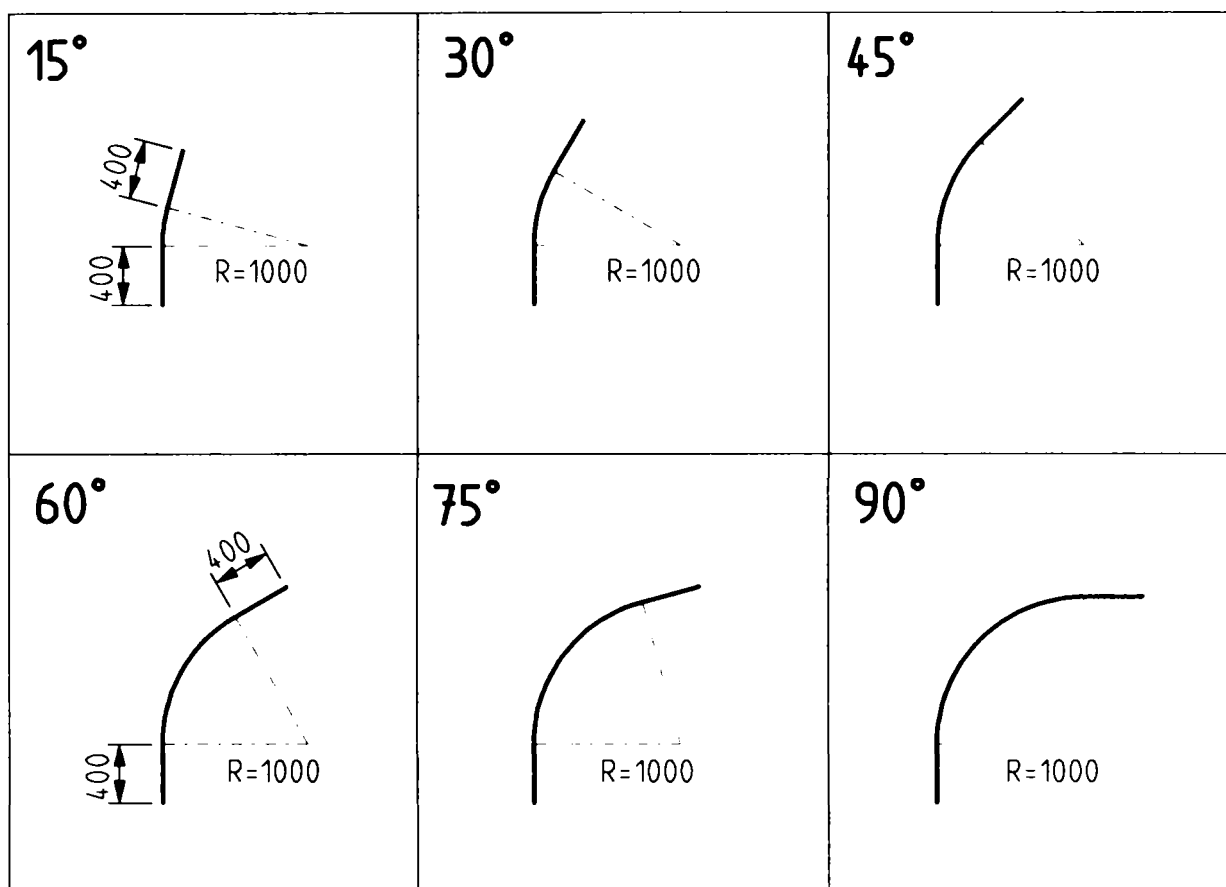


Fig. 2.2.1.7

În figura 2.2.1.7 sunt reprezentate unghiurile și razele sub care se poate curba șina de transport. La fiecare capăt al curbei este un segment de șină drept de 400 mm care are rolul de prindere a plăcii de îmbinare cap la cap (vezi Fig. 2.2.1.2).

Razele prezentate în figura 2.2.1.7 sunt standard, bineînțeles că se pot curba și alte raze ca de exemplu: R750, R1200, R1250, R1500, R2000 și R3000.

### 2.2.2. Macazuri de tip 500-1

Macazurile sunt dispozitive prin care se modifică direcția de rulare a conveioarelor. Acestea pot fi antrenate electric sau pneumatic, dar având în vedere că în halele industriale branșarea și distribuția aerului comprimat implică un factor de cost foarte ridicat, se montează în majoritatea cazurilor doar macazuri antrenate electric. Principalii furnizori de motoare electrice și reductoare pentru industria de automobile germană sunt următoarele firme: SEW, Bauer și Flender.

Macazul are următoarele caracteristici:

-sarcina max.:	800 kg
-greutatea proprie:	220 kg
-dimensiuni:	cca. 1022x1880x500 mm
-timpul de comutație:	2 s
-raza șinei saniei macazului:	750 mm

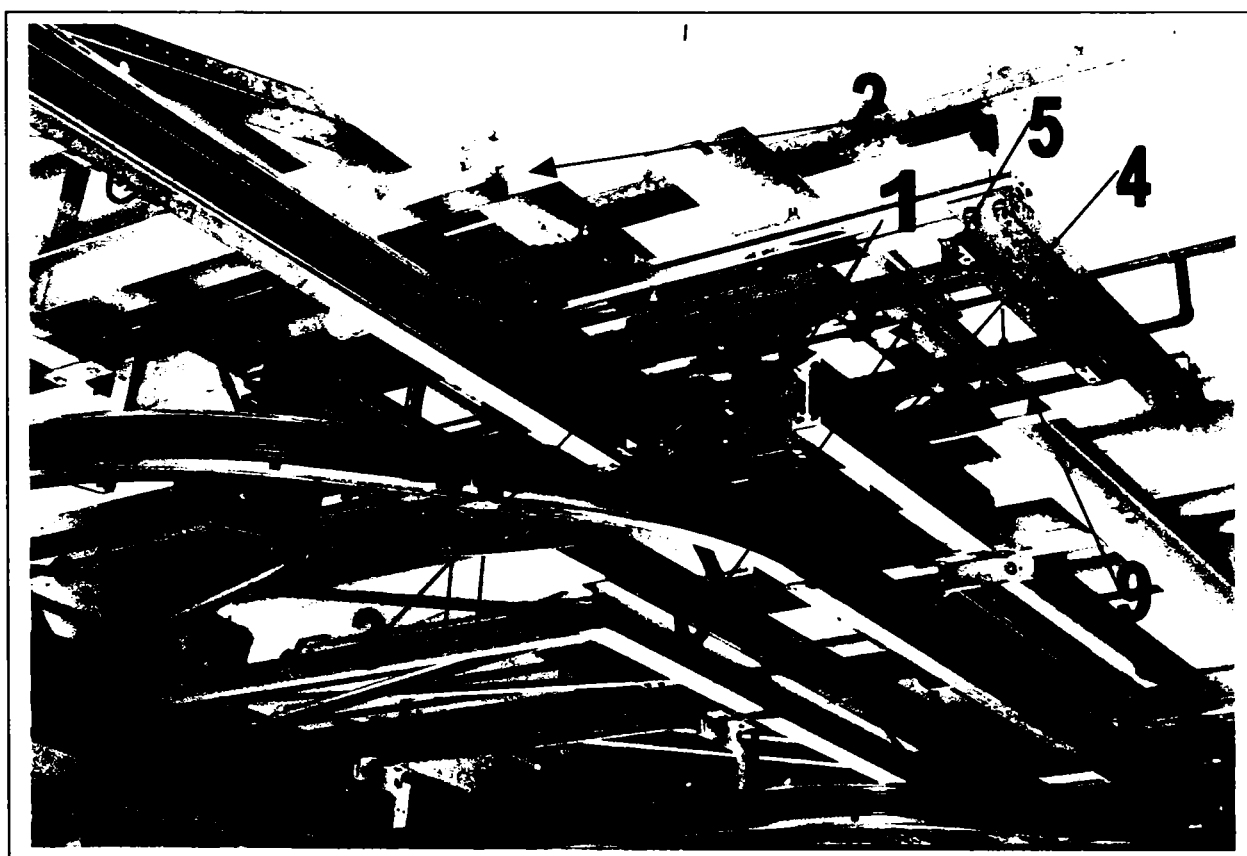


Fig.2.2.2.1 (după documentație AFT)

În figura 2.2.2.1 este reprezentat un macaz montat și sunt numerotate principalele module componente.

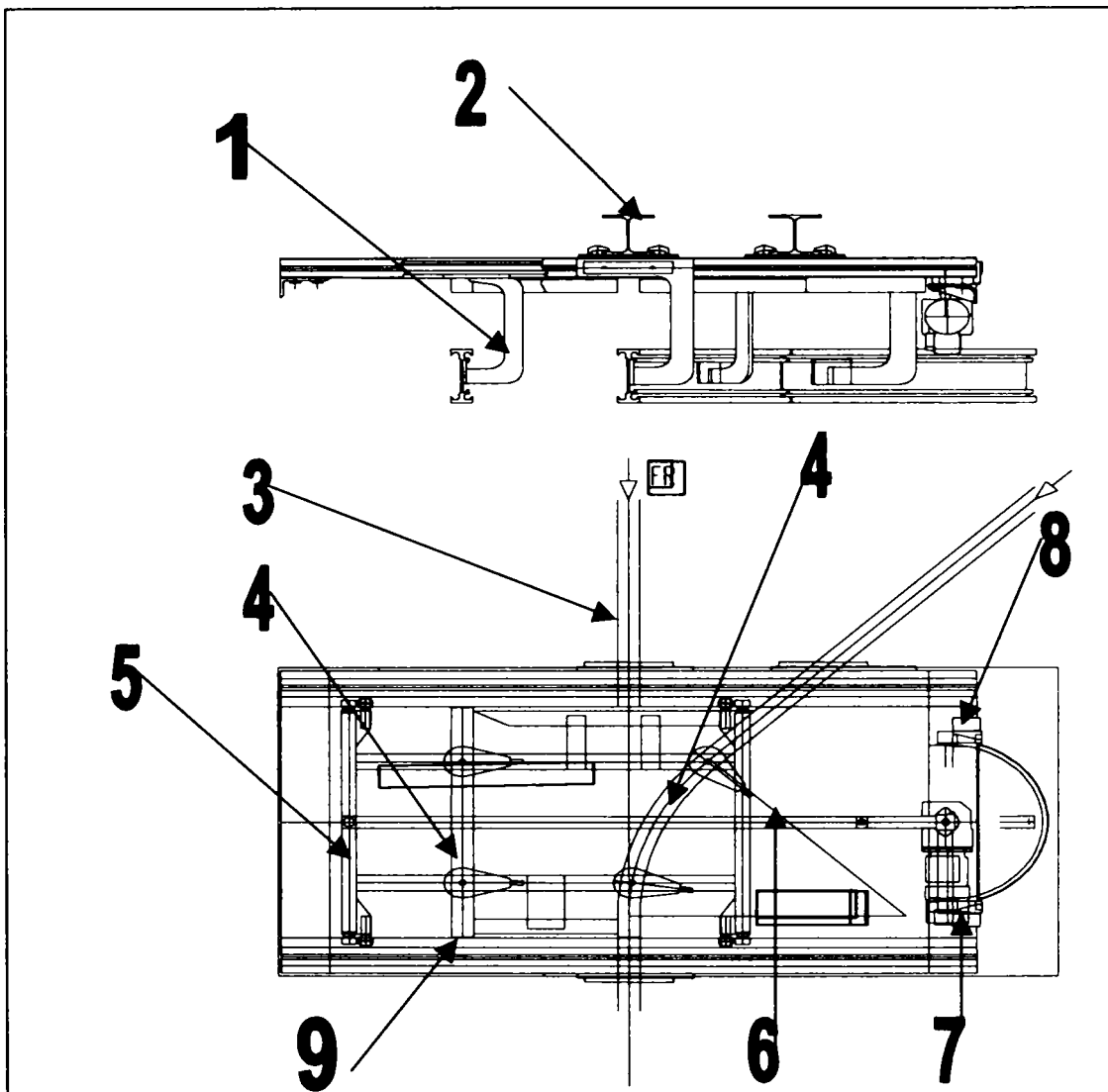


Fig. 2.2.2.2

În figura 2.2.2.2 este schițat un macaz și de asemenea sunt numerotate subansamblele componente.

- 1- Brațul de fixare a segmentului de șină;
- 2- Profilul metalic pentru susținerea macazului;
- 3- Parte din șina fixă;
- 4- Segment de șină mobilă;
- 5- Sania macazului;
- 6- Sistemul de pîrghii;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Înterupător de proximitate;
- 9- Profilul de ghidare a saniei.

### **Segmentele de șină mobilă**

Segmentele de șină mobilă, cel drept și curba la 45° sunt fixate prin brațele de fixare de sania macazului. Între segmentul de șină mobilă și cel fix se prevede o distanță maximă de 2-3 mm.

### **Sania macazului**

constă dintr-un cadru de metal, care este ghidat prin 4 role de ghidare și este condus în profilul de ghidare a săniei.

De sania macazului sunt montate segmentele de șină mobilă prin brațele de fixare.

### **Motorul și reductorul de antrenare**

execută cursa de schimbare a direcției de rulare a conveioarelor. Motorul este un motor de curent alternativ, iar reductorul este un reductor cu melc / roată melcată.

Timpul de comutație este de 2 sec., iar motorul face doar jumătate de rotație pentru o mișcare de comutație. Pentru revenirea macazului în poziția inițială, motorul va executa tot o jumătate de rotație, doar în sens opus.

### **Profilul de ghidare a săniei**

este realizat dintr-o construcție de aluminiu și oțel și are rolul de a ghida sania macazului, pentru susținerea brațelor de fixare a segmentelor de șină fixă, pentru montarea și fixarea motorului și a reductorului și în final pentru fixarea întregului ansamblu de construcția metalică.

În funcție de direcția de conveiere, se deosebesc mai multe tipuri de macazuri și anume:

RO (Right Out)	Șina de deviere spre dreapta și pleacă dinspre macaz;
RI (Right In)	Șina de deviere este spre dreapta și vine înspre macaz;
LO (Left Out)	Șina de deviere este spre stânga și pleacă dinspre macaz.
LI (Left In)	Șina de deviere este spre stânga și vine înspre macaz;
VO (V Out)	Ambele șine sunt curbate și pleacă dinspre macaz;
VI (V In)	Ambele șine de deviere sunt curbate și vin înspre macaz;
3O (3 Out)	Cele 3 șine de deviere pleacă dinspre macaz;
3I (3 In)	Cele 3 șine de deviere vin înspre macaz;
RS	Macaz rotativ.

---

#### **Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



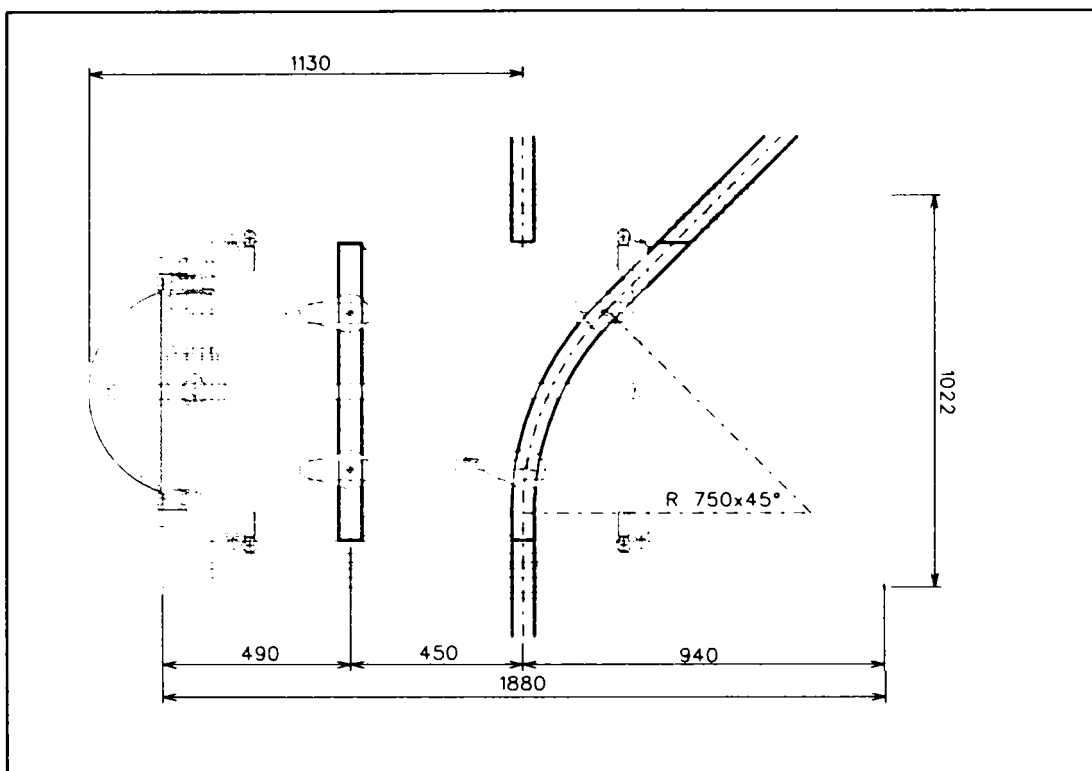


Fig. 2.2.2.3

În figura 2.2.2.3 este reprezentat un macaz care poate fi de tip RO sau de tip RI, în funcție de direcția de conveiere.

În figura 2.2.2.4 este reprezentat un macaz care poate fi de tip VO sau de tip VI, în funcție de direcția de conveiere.

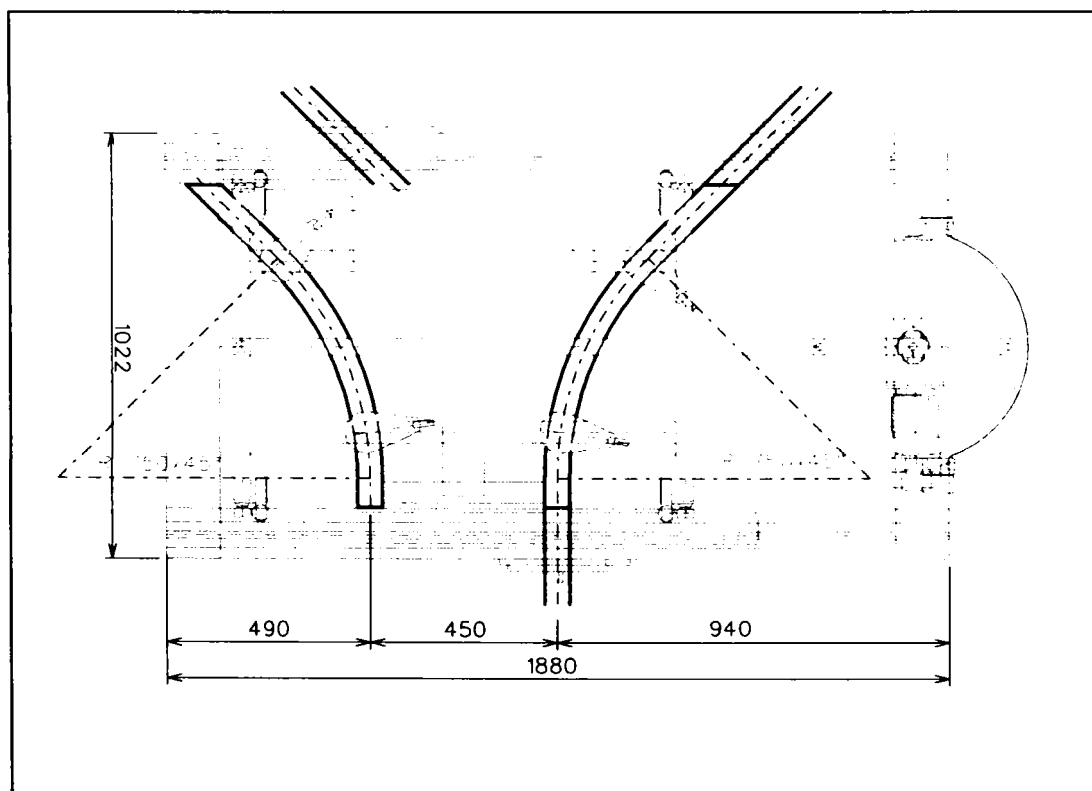


Fig. 2.2.2.4

În figura 2.2.2.5 este reprezentat un macaz care poate fi de tip 30 sau de tip 31, în funcție de direcția de conveiere.

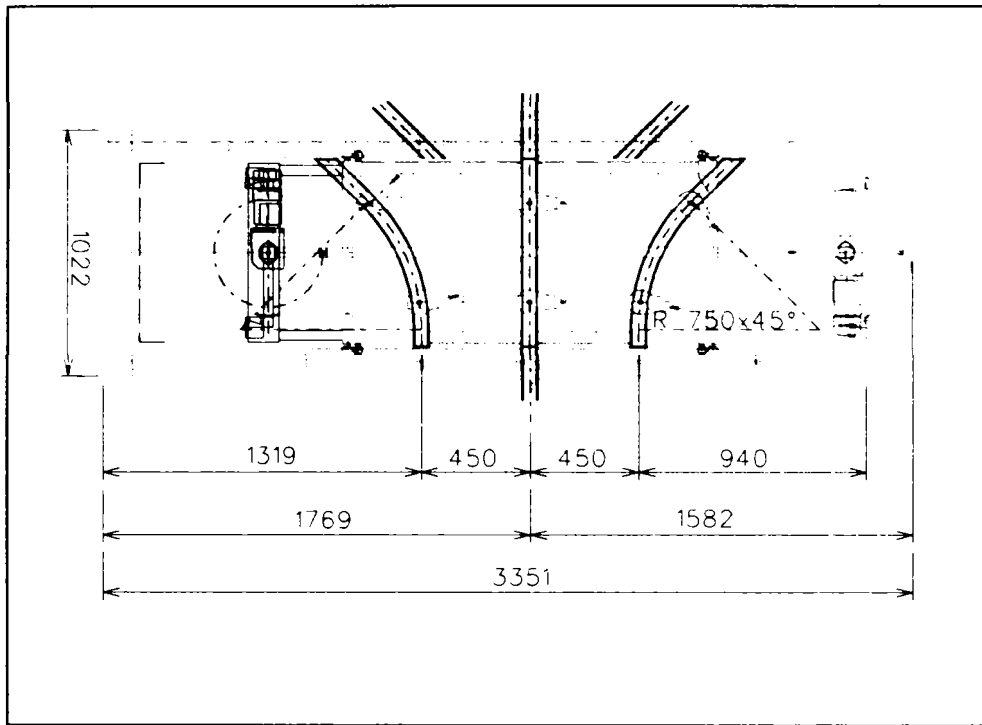


Fig. 2.2.2.5

În figura 2.2.2.6 este reprezentat un macaz de rotire, a cărui șină poate diferi în lungime în funcție de cerințele instalației.

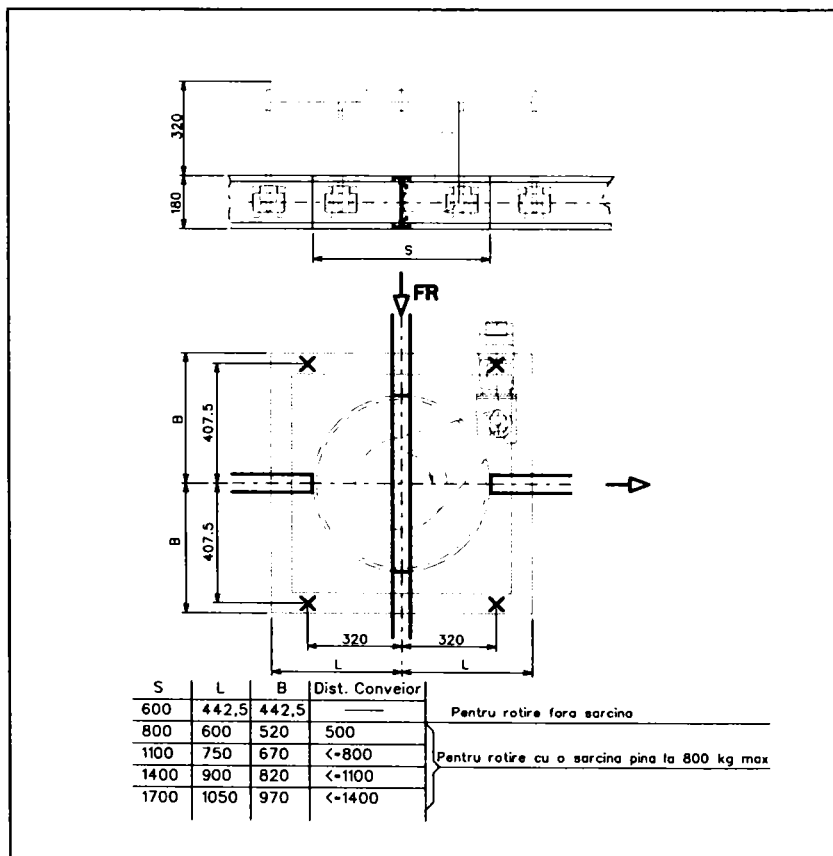


Fig.2.2.2.6

În figurile 2.2.2.7, 2.2.2.8, 2.2.2.9, 2.2.2.10, sunt reprezentate grupări posibile de macazuri de diferite tipuri.

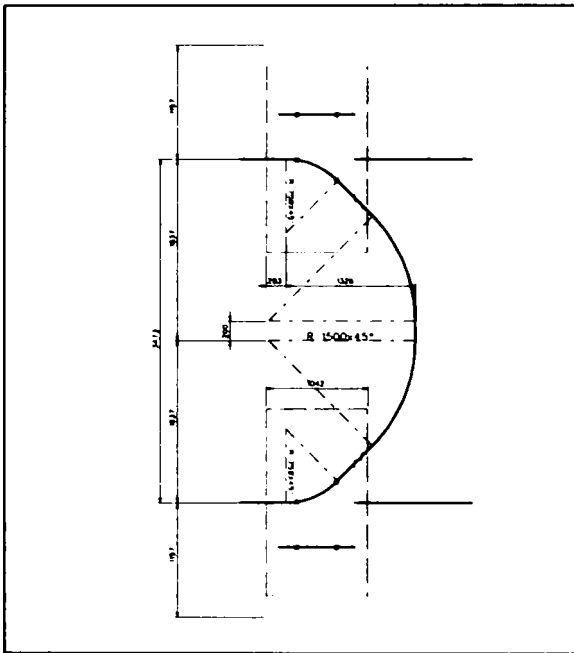


Fig. 2.2.2.7

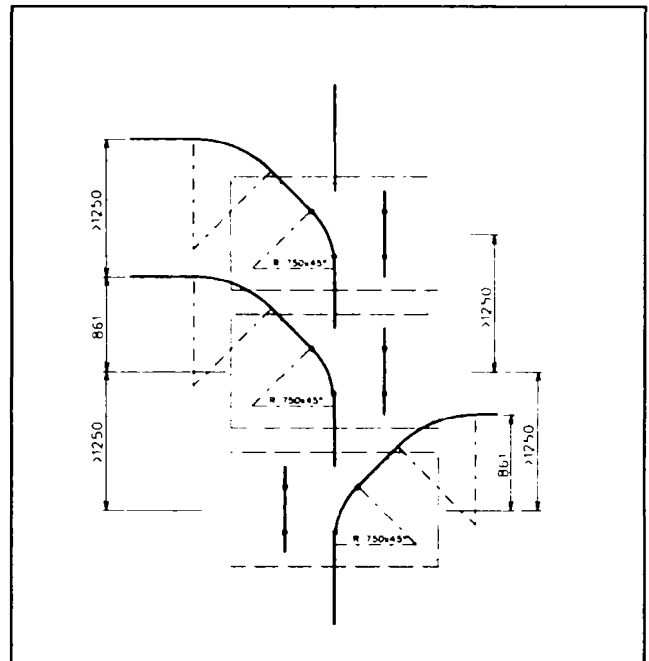


Fig. 2.2.2.8

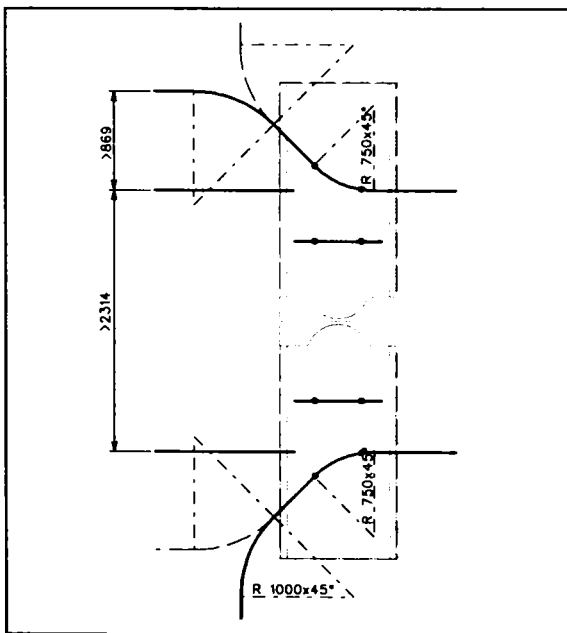


Fig. 2.2.2.9

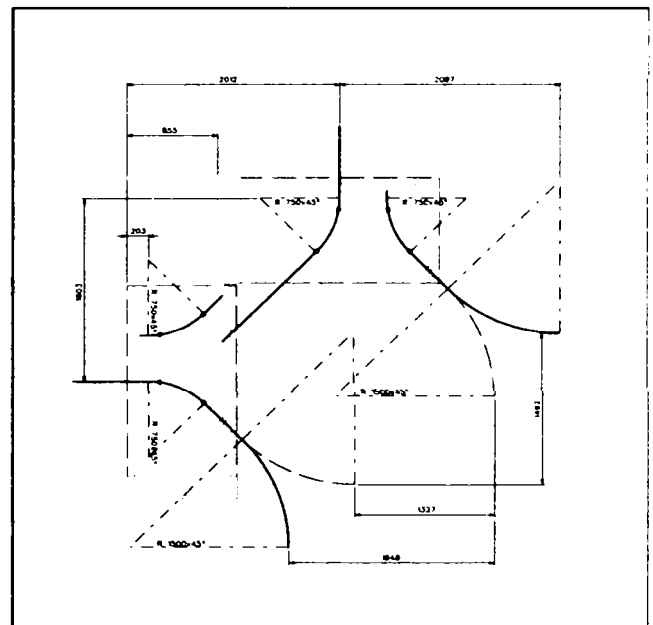
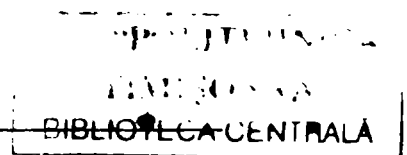


Fig. 2.2.2.10



### 2.2.3. Lifturi de tip 500-1

Lifturile sunt dispozitive prin care se efectuează o mișcare pe verticală, de exemplu de a egaliza o diferență de înălțime de la o cotă de înălțime a instalației la alta.

Lifturile sunt antrenate de motoare electrice cu reductor, care au de obicei o putere de 5,5 Kw și sunt motoare a căror turație este reglată prin frecvență.

Lifturile pot fi de mai multe categorii și anume:

- Lifturi cu antrenare prin lanț;
- Lifturi cu antrenare prin curele late;
- Lifturi cu antrenare prin curele late dințate.

Cele mai folosite sunt lifturile cu curele late dințate, cele cu lanț nu se mai folosesc din cauza întreținerii și din cauză că nu sunt silențioase ca și cele cu curele. Cele cu curele late se folosesc doar de firmele beneficiare a căror standard sunt.

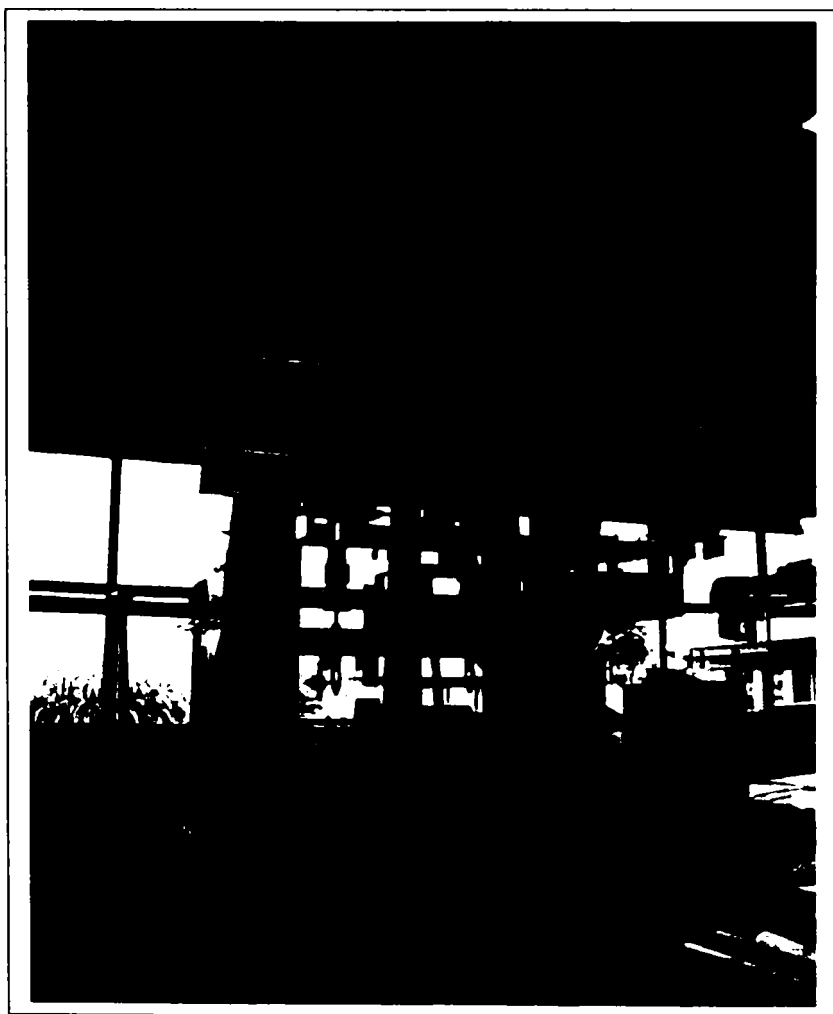


Fig. 2.2.3.1 (după documentație AFT)

În figura 2.2.3.1 este reprezentat un lift cu curele late dințate și care are unitatea de antrenare amplasată la sol.



Fig. 2.2.3.2 (după documentație AFT)

În figura de mai sus este reprezentat motorul și reductorul de antrenare, cuplajul cu lanț, rolele de rulaj ale curelelor late dințate și în final curelele late dințate.

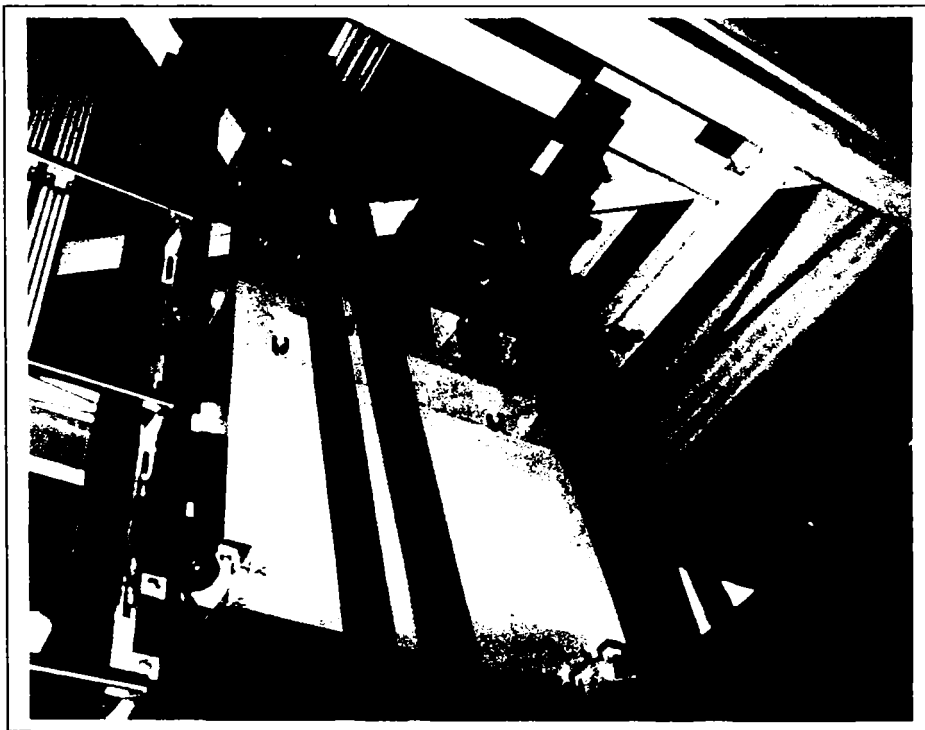


Fig 2.2.3.3 (după documentație AFT)

În figura 2.2.3.3 se poate observa contragreutatea liftului, care este ghidată pe scheletul liftului cu role de ghidaj pe care este vulcanizat un aliaj de cauciuc.

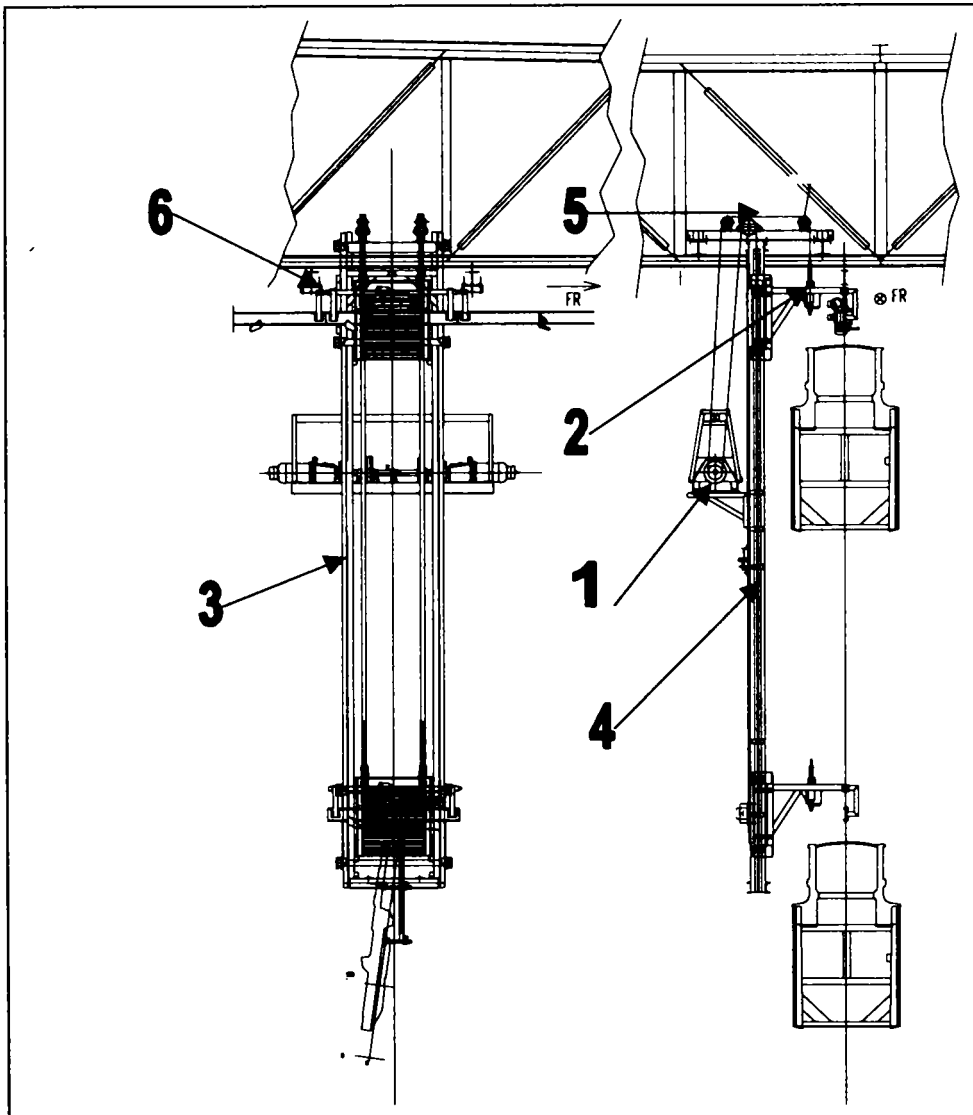
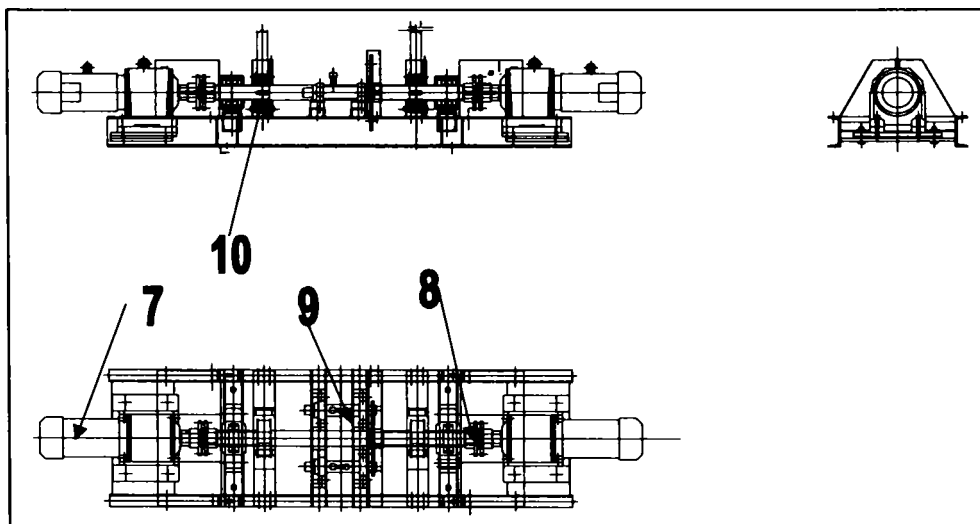


Fig. 2.2.3.4



.. Fig. 2.2.3.5

În figurile 2.2.3.4 și 2.2.3.5 este schițat un lift și sunt numerotate subansamblurile componente:

- 1- Unitatea de antrenare;
- 2- Sania Liftului;
- 3- Curea lată dințată;
- 4- Scheletul liftului;
- 5- Rola de ghidare a curelei;
- 6- Dispozitiv de fixare a saniei liftului;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Cuplaj cu lanț;
- 9- Dispozitiv de blocare manuală a saniei;
- 10- Rola dințată de ghidare a curelei.

### **Unitatea de antrenare**

constă din motorul și reductorul de antrenare, arborele de antrenare, cele 2 role dințate de ghidare a curelei, cuplajul cu lanț, și dispozitivul de blocare manuală a saniei liftului.

Opțional, unitatea de antrenare este dotată cu un al doilea motor cu reductor care se numește "Stand By" (Rezervă) și se cuplează prin cuplajul cu lanț, doar atunci când motorul principal de antrenare este avariat și trebuie schimbat.

### **Sania Liftului**

este o construcție sudată și se deplasează pe scheletul liftului prin intermediul rolor de ghidare.

Sania liftului se deplasează prin intermediul curelelor late dințate, care sunt fixate pe de o parte de sanie și de partea cealaltă sunt fixate de contragreutate.

De sania liftului mai este fixat și segmentul de șină mobilă care poate avea lungimi diferite, în funcție de cerințele instalației.

### **Scheletul liftului**

este o construcție sudată și constă din două țevi pătrate de 200 x 200 mm care sunt situate la o distanță de 1600 mm și care pot fi orientate la 90° sau la 45°.

De scheletul liftului se fixează unitatea de antrenare, dispozitivul de numărare al curselor liftului și alte dispozitive de susținere a întrerupătoarelor de proximitate.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

### 2.2.4. Conveioare de tip 500-1

Conveioarele sunt dispozitive propriuzise de transport. Ele se deplasează pe șina de transport prin intermediul motorului și reductorului de antrenare.

Transmiterea energiei necesară motorului de antrenare se execută prin colectorii de cupru care se deplasează pe șinele de cupru fixate în partea dreaptă pe șina de transport, în direcția de conveiere.

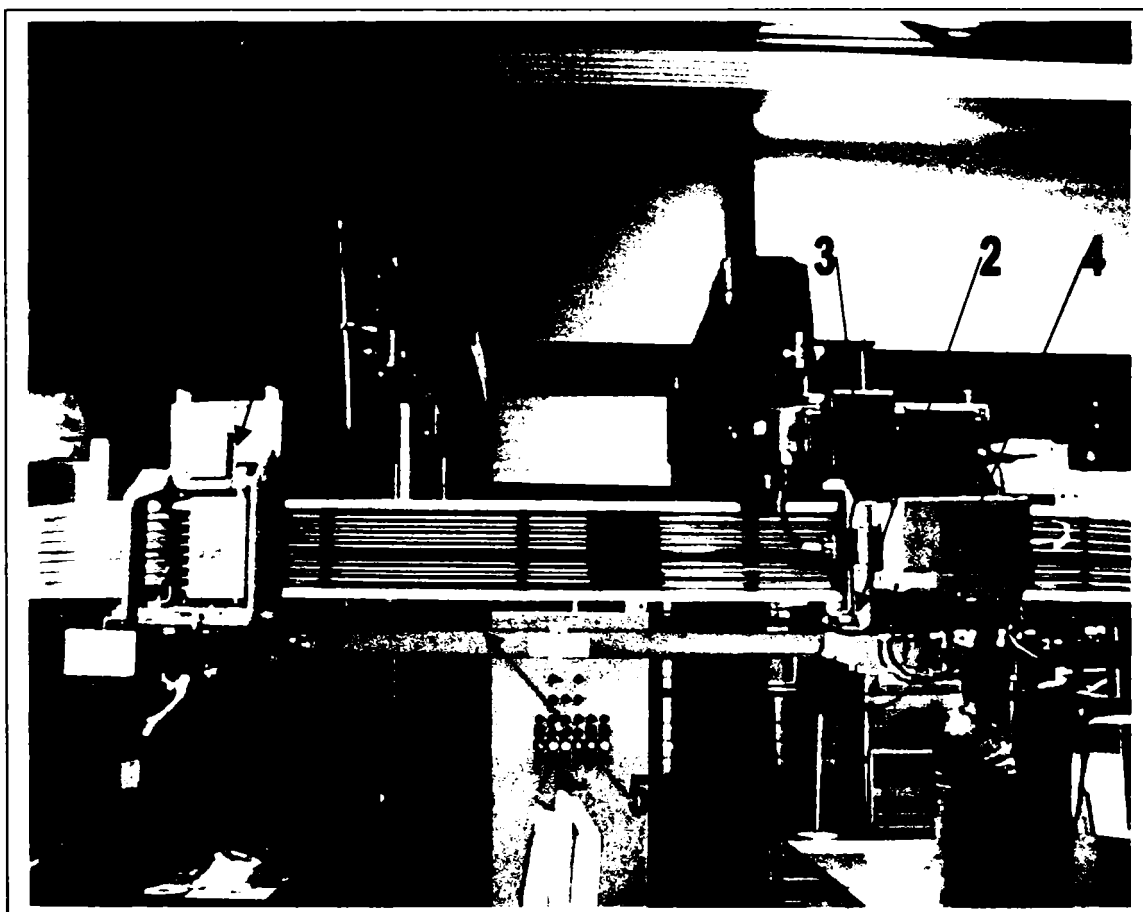


Fig. 2.2.4.1 (după documentație AFT)

Caracteristicile tehnice ale conveioarelor sunt următoarele:

- sarcina maximă:	500 kg
- diametrul rolei de antrenare:	Ø 160 x 60 mm
- greutatea modulului de rulaj:	18 kg
- greutatea modulului de antrenare ( fără motor):	19 kg
- greutatea motorului:	35 kg
- viteza minimă de deplasare:	15 m / min.
- viteza maximă de deplasare:	60 m / min.



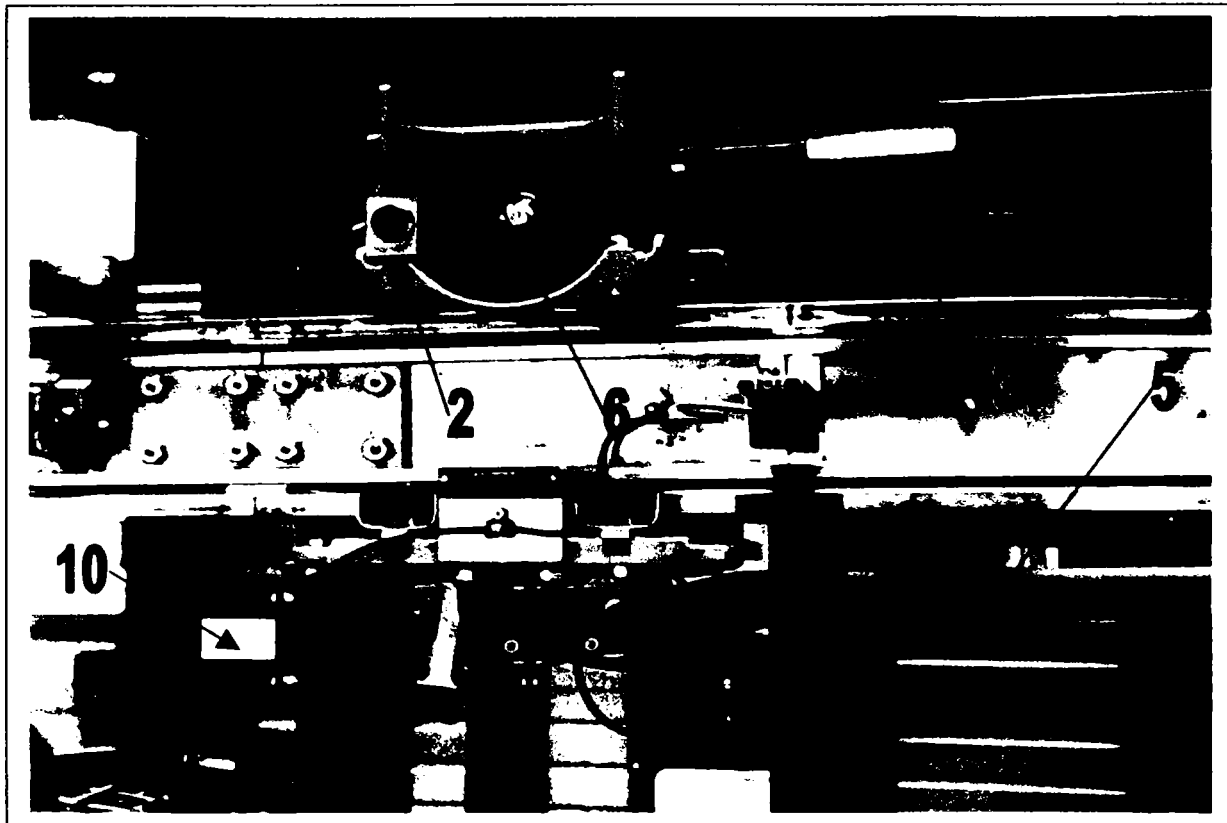


Fig. 2.2.4.2 (după documentație AFT)

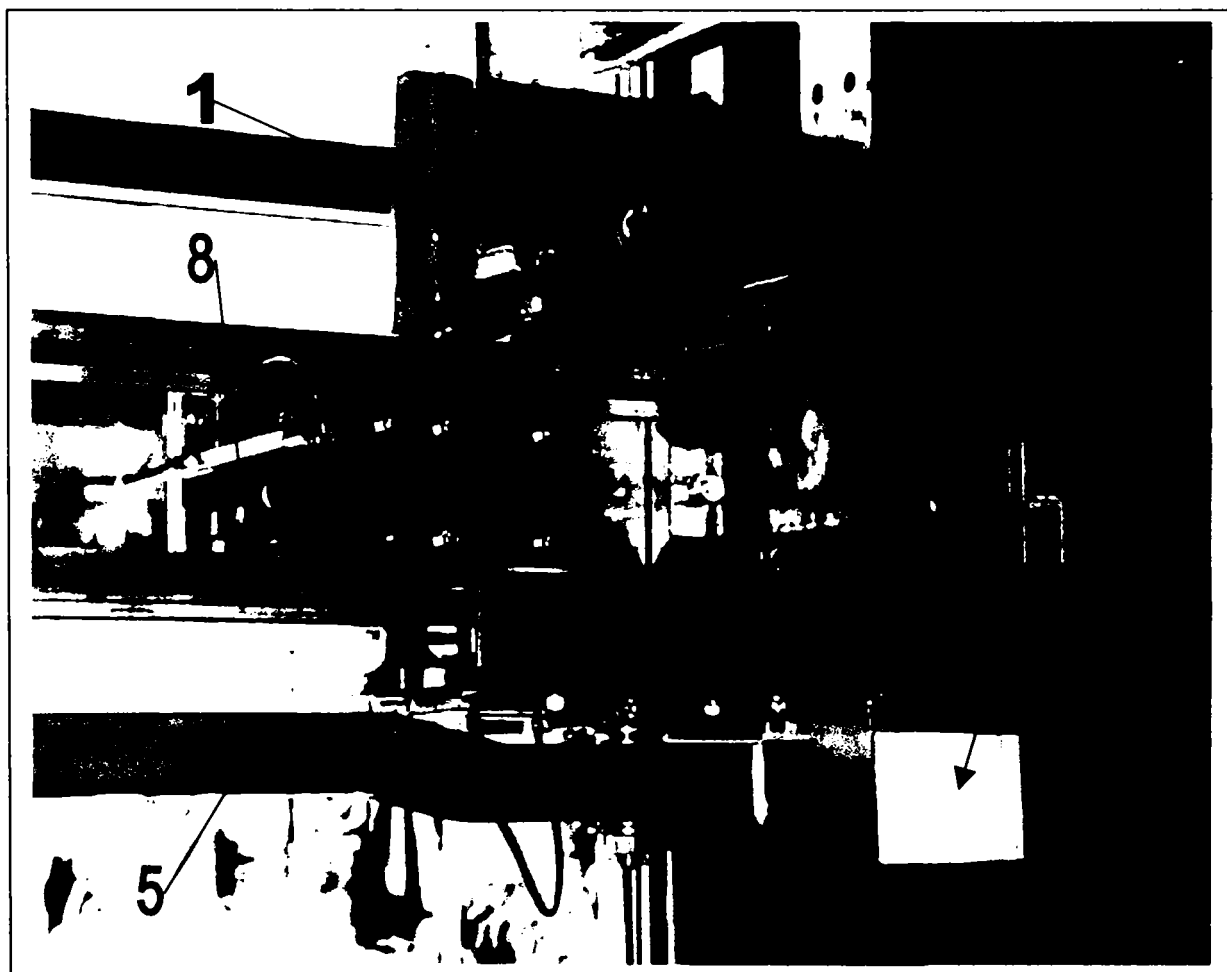


Fig. 2.2.4.3 (după documentație AFT)

---

Teză de doctorat  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În figurile 2.2.4.1, 2.2.4.2, 2.2.4.3 este reprezentat un conveyer și subansamblele sale.

- 1- Modulul de rulaj
- 2- Modulul de antrenare
- 3- Motorul și reductorul de antrenare
- 4- Modulul de comandă
- 5- Traversă de legătură între modulul de antrenare și cel de rulare
- 6- Rolă de antrenare
- 7- Role de ghidare
- 8- Întrerupător de proximitate
- 9- Reflectorul pentru menținerea distanței
- 10- Dispozitivul pentru menținerea automată a distanței

### **Modulul de antrenare**

constă dintr-o construcție sudată sau turnată, rola de antrenare, rolele de ghidare, modulul de comandă, întrerupătorul de proximitate și traversa de legătură cu modulul de rulaj.

### **Modulul de rulaj**

constă dintr-o construcție sudată sau turnată, rola de rulaj, rolele de ghidare și traversa de legătură cu modulul de antrenare.

### **Traversa de legătură**

reprezintă partea de legătură între modulul de antrenare și modulul de rulaj.

### **Dispozitivul pentru menținerea automată a distanței**

este conceput și construit de firma "Sensopart" și cum spune și numele lucrează pe bază de senzori.

Dispozitivul sesizează reflectorul conveyerului dinaintea sa și se oprește la distanța reglată. De obicei distanța de oprire se reglează la 500 mm +/- 50 mm.

## 2.3 Sisteme suspendate de transport de tip 2000-1

### 2.3.1. Șina de transport de tip 2000-1

Sistemele de transport de tip 2000-1 sunt proiectate pentru o sarcină de 2000 kg pe metru liniar, măsurat pe șina de transport, la o distanță de suspendare de 2000 mm.

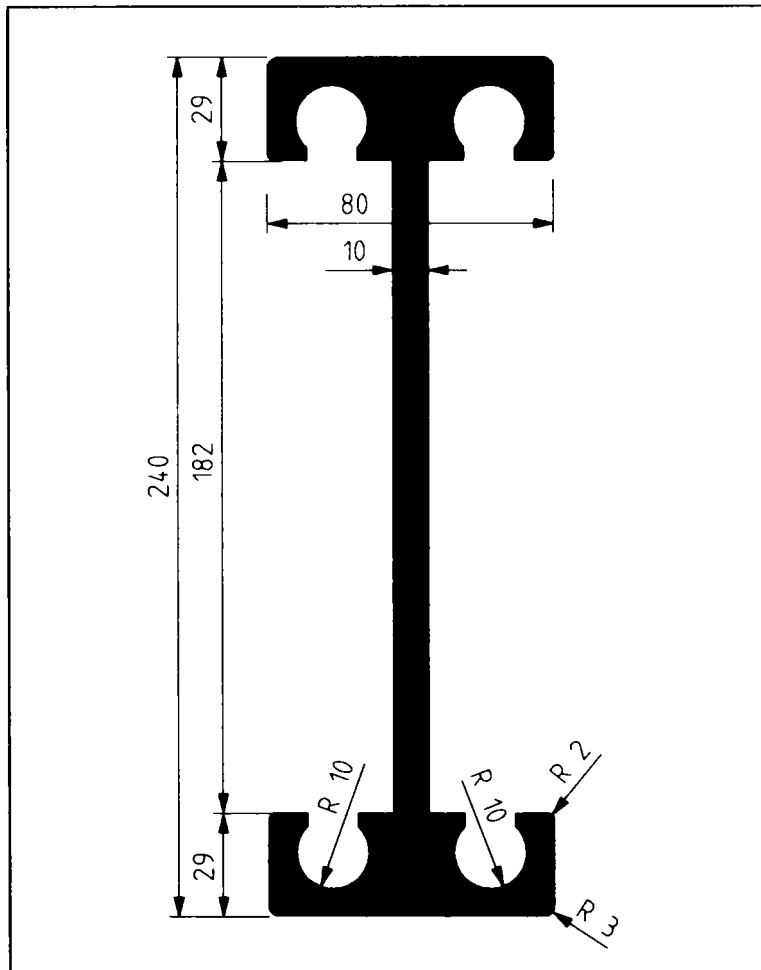


Fig.2.3.1.1

În fig. 2.3.1.1 este reprezentată șina de transport în secțiune. Șina este trasă la cald și este compusă dintr-un aliaj de aluminiu, magneziu și siliciu  $AlMgSi_{0,5}$ , având o greutate de 14 kg/m și se livrează la o lungime de 6000 mm.

În funcție de sarcina cu care se încarcă șina se modifică și distanța de suspendare de construcția metalică. La o sarcină de exemplu de 1000 kg / m se suspendă la o distanță de 3000 mm, iar la o sarcină maximă de 2000 kg / m se suspendă la o distanță de 2000 mm.

Șina este îmbinată cap la cap printr-o placă de îmbinare reprezentată în figura de mai jos (Fig.2.3.1.2).

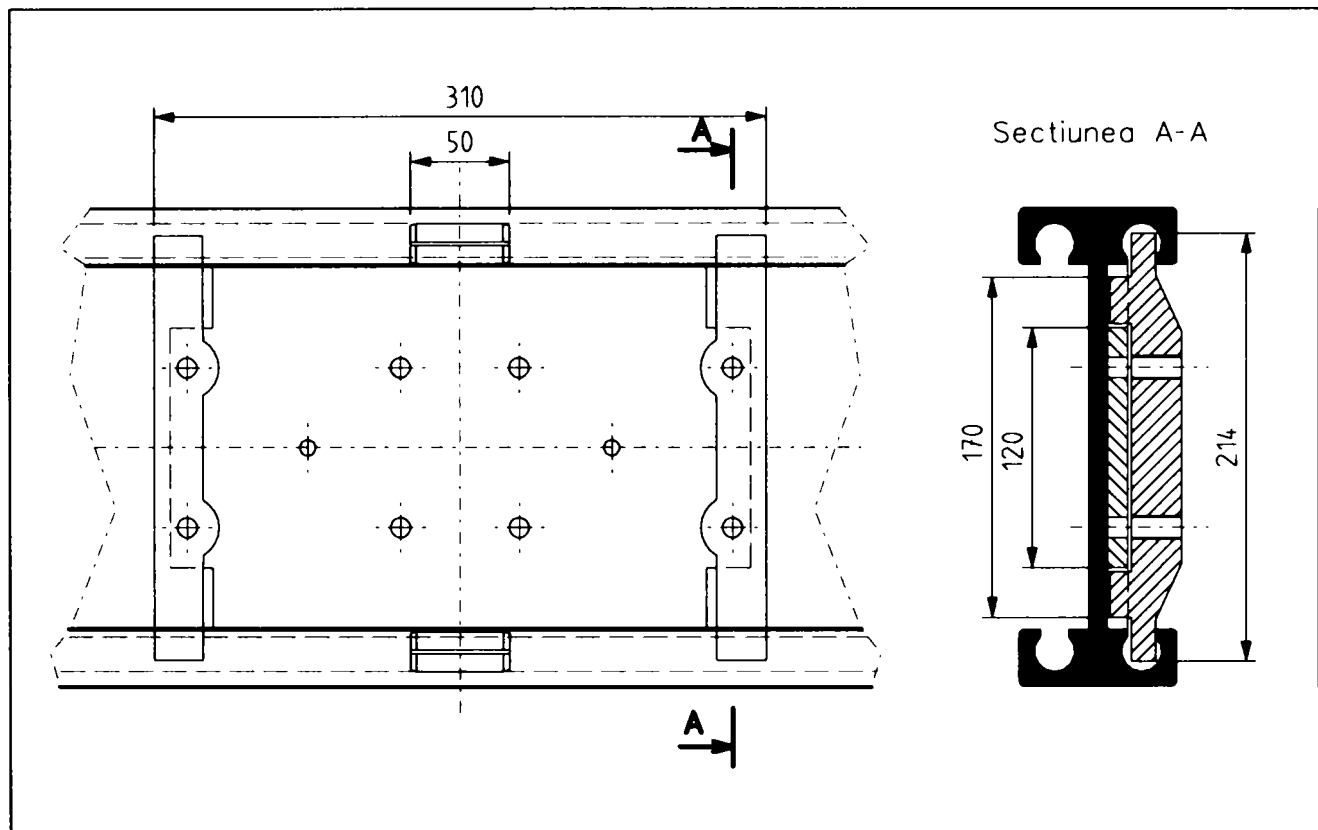


Fig.2.3.1.2

Placa de îmbinare se montează la îmbinările cap la cap ale șinei, fie la o distanță constantă de 6 m, fie la capătul șinei și / sau după macazuri, sau după o curbă.

Placa de îmbinare este prevăzută cu 8 găuri filetate de M10 și se fixează pe șină cu două știfturi filetate de M10 x 25 mm și pe partea exterioară cu două știfturi filetate de M10 x 45 mm care se asigură cu piulițe de M10.

Șina, la rândul ei, se montează de construcția metalică cu ajutorul unui braț de susținere, care poate fi montat paralel sau perpendicular la șina suspendată de transport.

În figurile următoare vor fi prezentate sistemele de susținere ale șinei de transport în cele două variante și anume: paralel și perpendicular.

În figura 2.3.1.3 este prezentat un sistem de susținere paralel la construcția metalică și anume de un profil I 300.

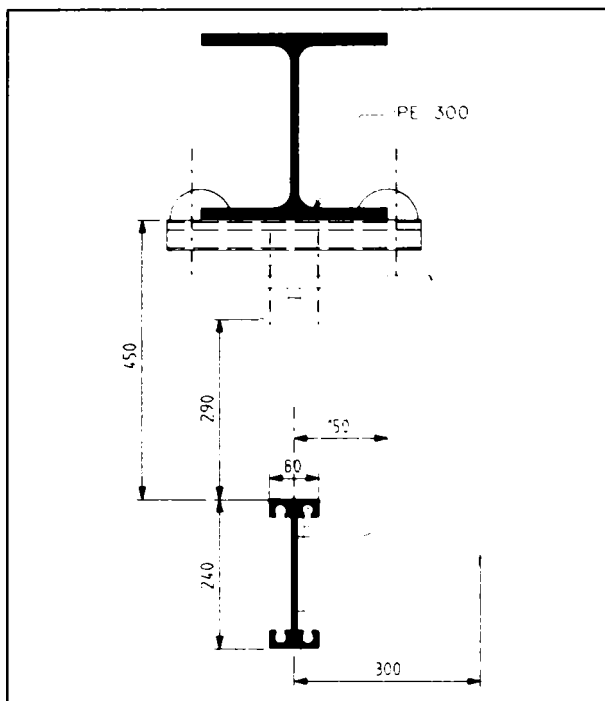


Fig. 2.3.1.3

În figura 2.3.1.4 este prezentat un sistem de susținere perpendicular, aceasta însemnând că șina de transport este orientată perpendicular la profilul construcției metalice.

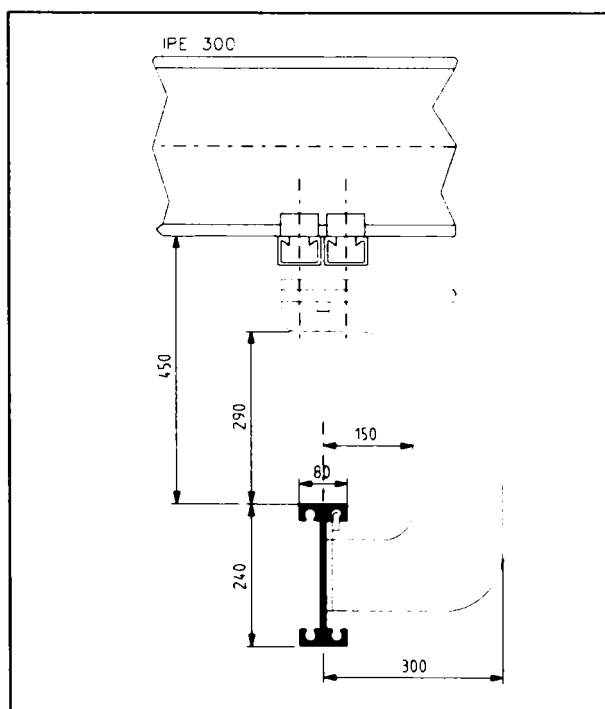


Fig. 2.3.1.4

Având în vedere că șina de transport este dintr-un aliaj de aluminiu și se montează și pe distanțe mai mari în linie dreaptă, în funcție de schimbările de temperatură din hala de montaj, șina de transport se poate dilata sau contracta în funcție de temperatură.

Pentru a se putea egaliza aceste deformații în lungime, care sunt de obicei minime, se montează așa numitele dispozitive de egalizare a dilatației șinei de transport (Fig.2.3.1.5). Aceleași dispozitive se montează și în zonele instalațiilor în care se trece dintr-o hală de montaj în alta. Distanța maximă de dilatație sau de contracție este de 25 mm și depinde de coeficientul de dilatație al aliajului de aluminiu.

Înainte și după dispozitivul de egalizare a dilatațiilor se montează la o distanță de până la 500 mm un braț de susținere pentru a rigidiza șina. În figura 6 este prezentat un asemenea dispozitiv, care se montează similar ca o placă de îmbinare, cap la cap.

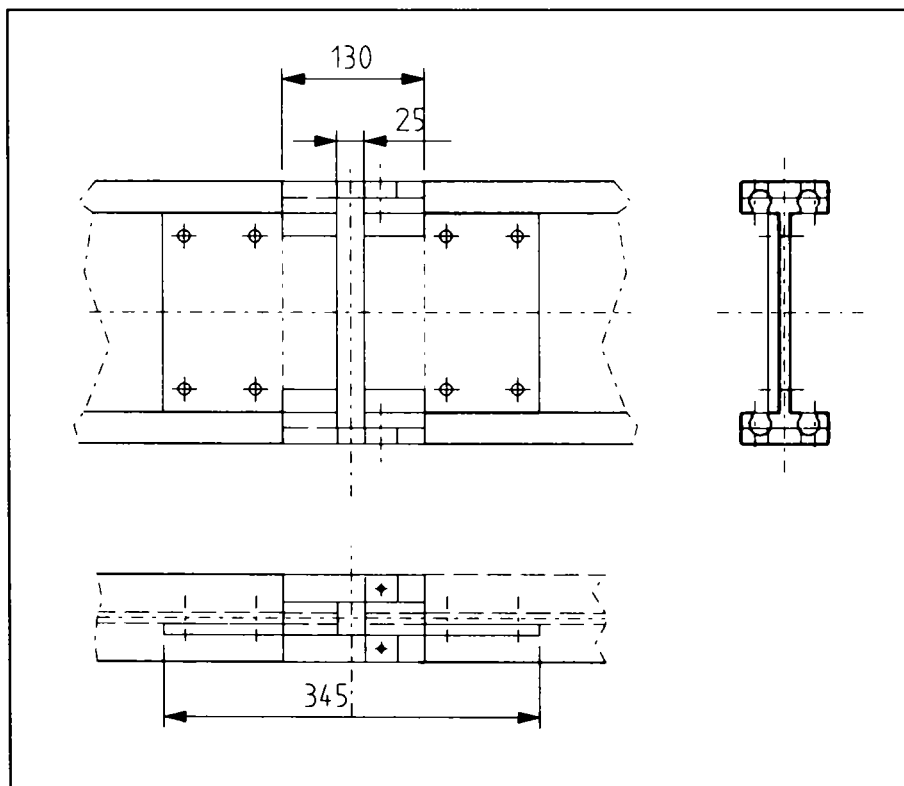


Fig. 2.3.1.5

Deci, în concluzie, șina de transport este susținută prin brațul de fixare, care se montează în partea stângă văzut în direcția de conveiere, iar în partea dreaptă se montează șinele de cupru, care sunt izolate și care diferă în funcție de tipul de producător.

Barele de cupru au o forma de tip "U" care sunt izolate și in funcție de tipul instalației diferă și numărul lor.

O instalație care funcționează la 400 V are 6 șine de cupru: prin șinele 1, 2, 3 se transmit cele 3 faze, șina 4 este nulul, șina 5 este șina de comandă, iar în final șina 6 este legată la circuitul de pământare.

Izolația șinei conectată la circuitul de pământare este bineînțeles de o altă culoare, de obicei galben cu verde.

Șina de transport suspendată se poate bineînțeles îndoi în funcție de traiectoriile care trebuiesc parcurse. Astfel se pot realiza diferite curbe de diferite raze în funcție de cerințele Layoutului (Cap.1.2.).

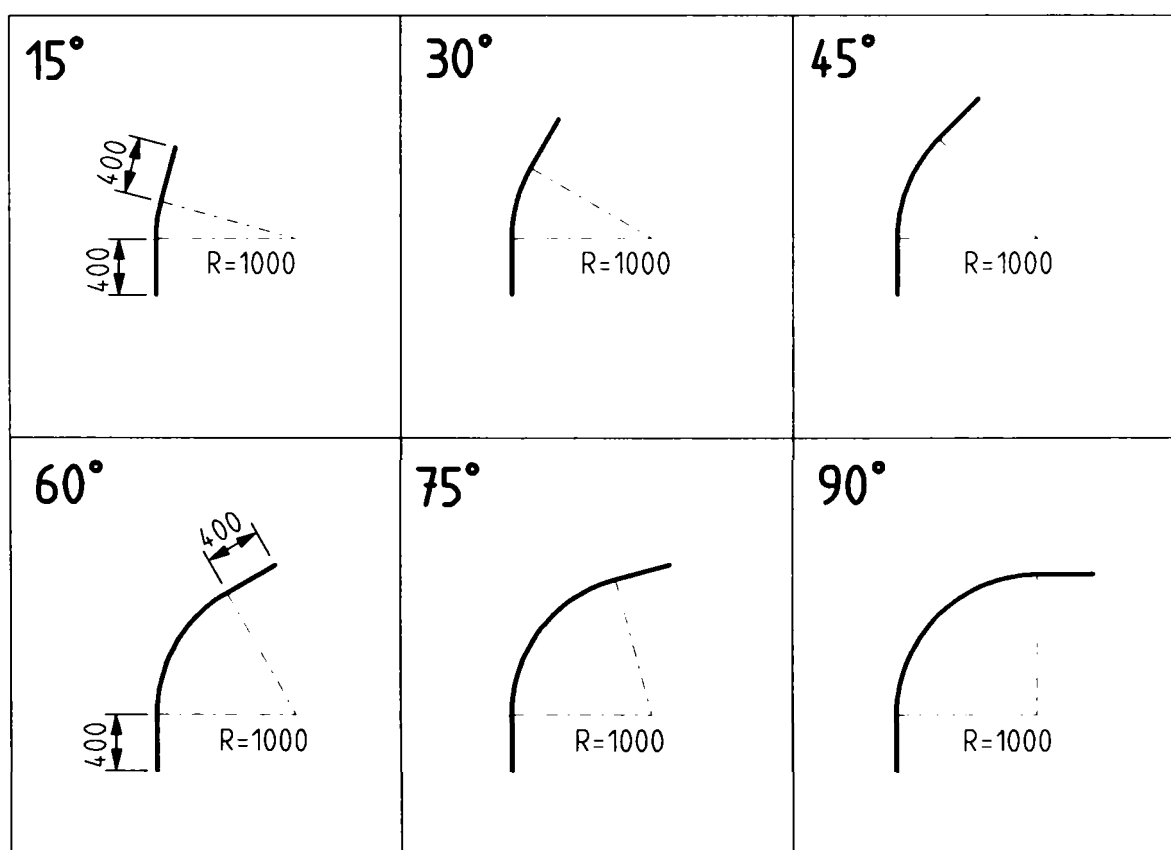


Fig. 2.3.1.6

În figura 2.3.1.6 sunt reprezentate unghiurile și razele sub care se poate curba șina de transport. La fiecare capăt al curbei este un segment de șină drept de 400 mm care are rolul de prindere a plăcii de îmbinare cap la cap (vezi Fig.2.1.3.2).

Razele prezentate in figura 2.3.1.6 sunt standard: bineînțeles că se pot curba și alte raze, ca de exemplu: R750, R1200, R1250, R1500, R2000 și R3000.

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

### 2.3.2. Macazuri de tip 2000-1

Macazurile sunt dispozitive prin care se modifică direcția de rulare a conveioarelor. Acestea pot fi antrenate electric sau pneumatic, dar având în vedere că în halele industriale branșarea și distribuția aerului comprimat implică un factor de cost foarte ridicat, se montează în majoritatea cazurilor doar macazuri antrenate electric. Principalii furnizori de motoare electrice și reductoare pentru industria de automobile germană sunt următoarele firme: SEW, Bauer și Flender.

Macazul are următoarele caracteristici:

-sarcina max.:	1000 kg
-greutatea proprie:	1100 kg
-dimensiuni:	cca. 4000x1850x700 mm
-timpul de comutație:	2 s
-raza șinei saniei macazului:	1000 mm

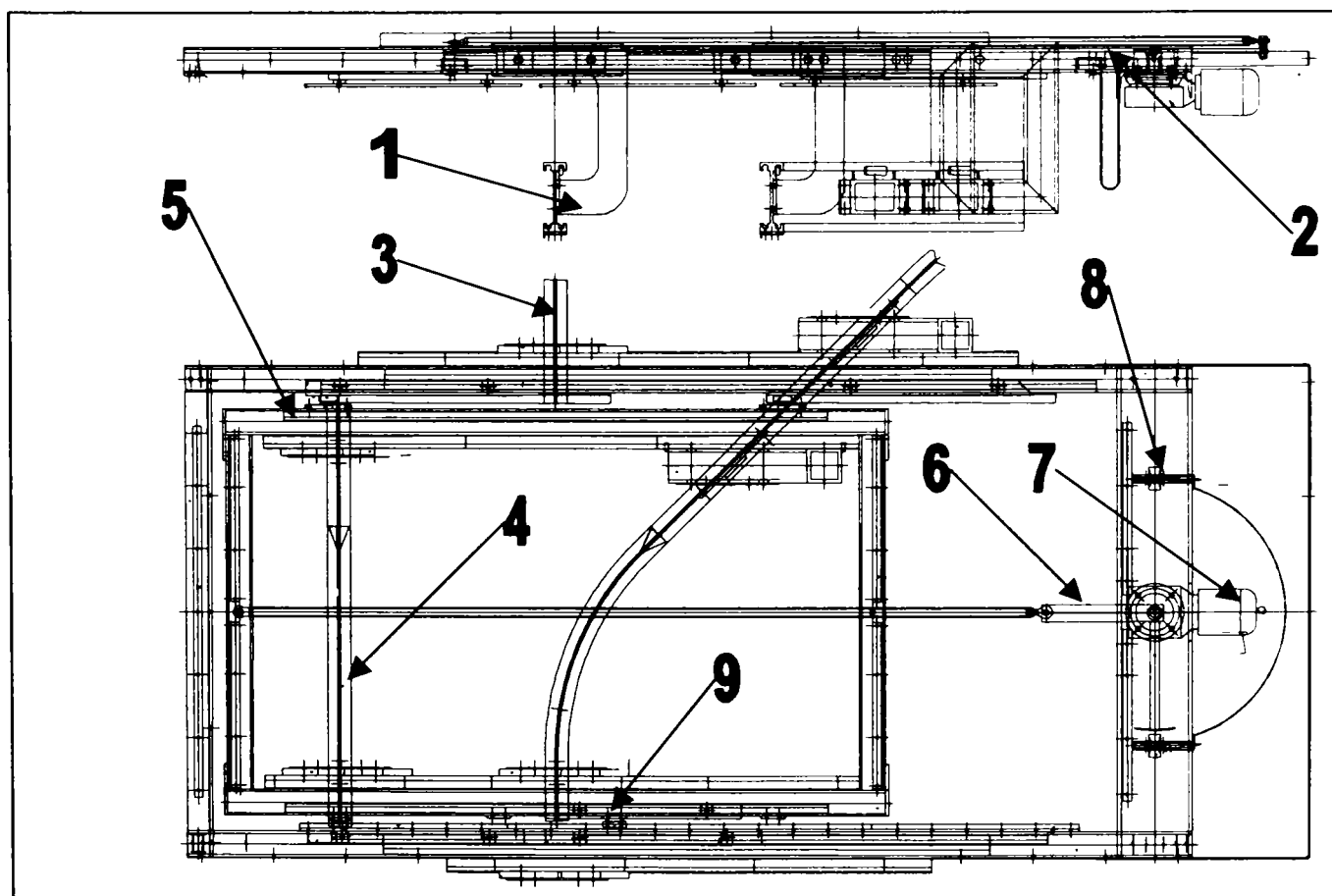


Fig.2.3.2.1



În figura 2.3.2.1 este schițat un macaz și sunt de asemenea numerotate subansamblele componente.

- 1- Brațul de fixare a segmentului de șină;
- 2- Profilul metalic pentru susținerea macazului;
- 3- Parte din șina fixă;
- 4- Segment de șină mobilă;
- 5- Sania macazului;
- 6- Sistemul de pîrghii;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Întrerupător de proximitate;
- 9- Profilul de ghidare a saniei.

### **Segmentele de șină mobilă**

Segmentele de șină mobilă, cel drept și curba la 45° sunt fixate prin brațele de fixare de sania macazului. Între segmentul de șină mobilă și cel fix se prevede o distanță maximă de 2-3 mm.

### **Sania macazului**

constă dintr-un cadru de metal, care este ghidat prin 4 role de ghidare și este condus în profilul de ghidare a saniei.

De sania macazului sunt montate segmentele de șină mobilă prin brațele de fixare.

### **Motorul și reductorul de antrenare**

execută cursa de schimbare a direcției de rulare a conveioarelor. Motorul este un motor de curent alternativ, iar reductorul este un reductor cu melc / roată melcată.

Timpul de comutație este de 2 sec., iar motorul face doar jumătate de rotație pentru o mișcare de comutație. Pentru revenirea macazului în poziția inițială, motorul va executa tot o jumătate de rotație, doar în sens opus.

### **Profilul de ghidare a saniei**

este realizat dintr-o construcție de aluminiu și oțel și are rolul de a ghida sania macazului, pentru susținerea brațelor de fixare a segmentelor de șină fixă, pentru montarea și fixarea motorului și a reductorului și în final pentru fixarea întregului ansamblu de construcția metalică.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Macazurile au la fel ca și șina de transport șinele de cupru în direcția de conveiere în partea dreaptă. Se deosebesc mai multe tipuri de macazuri în funcție de direcția de conveiere și anume:

- macazuri de tip:

RO (Right Out)	Șina de deviere spre dreapta și pleacă dinspre macaz;
RI (Right In)	Șina de deviere este spre dreapta și vine înspre macaz;
LO (Left Out)	Șina de deviere este spre stânga și pleacă dinspre macaz.
LI (Left In)	Șina de deviere este spre stânga și vine înspre macaz;
VO (V Out)	Ambele șine sunt curbate și pleacă dinspre macaz;
VI (V In)	Ambele șine de deviere sunt curbate și vin înspre macaz;
3O (3 Out)	Cele 3 șine de deviere pleacă dinspre macaz;
3I (3 In)	Cele 3 șine de deviere vin înspre macaz;
RS	Macaz rotativ.

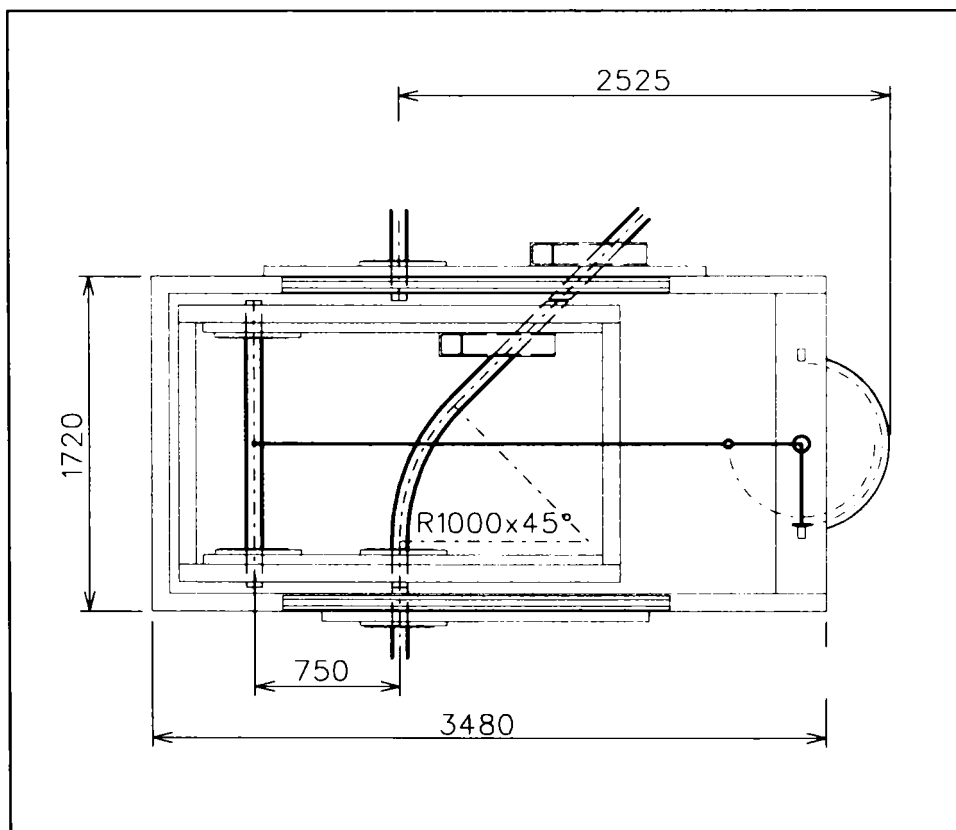


Fig. 2.3.2.2

În figura 2.3.2.2 este reprezentat un macaz care poate fi de tip RO sau de tip RI, în funcție de direcția de conveiere.

În figura 2.3.2.3 este reprezentat un macaz care poate fi de tip LO sau de tip LI, în funcție de direcția de conveiere.

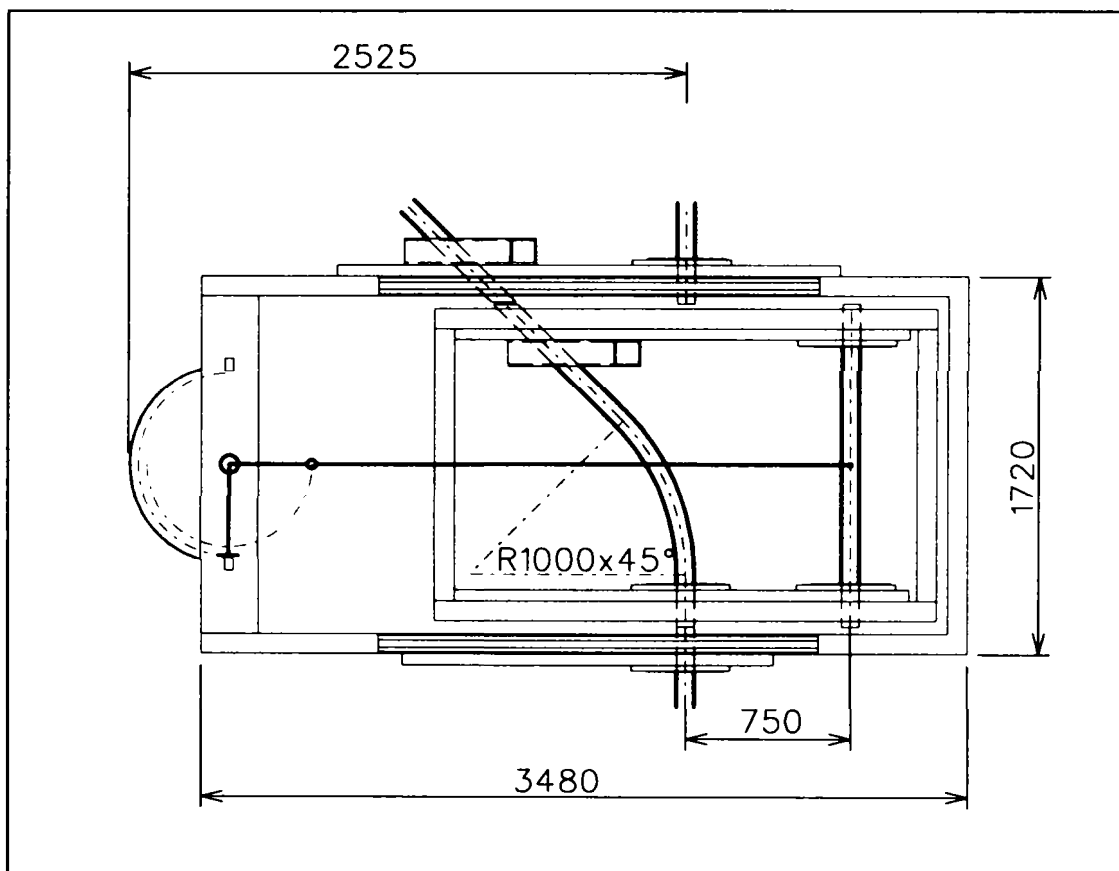


Fig. 2.3.2.3

În figurile 2.3.2.4 și 2.3.2.5 sunt reprezentate grupări posibile de macazuri de diferite tipuri.

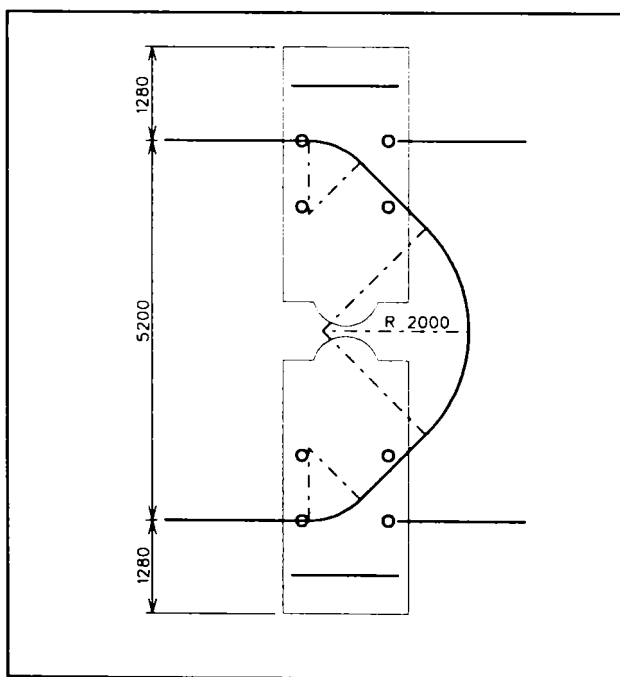


Fig. 2.3.2.4

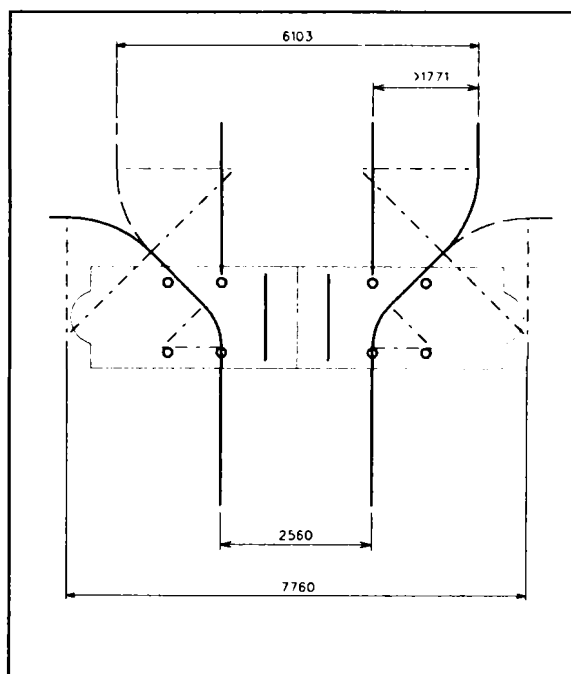


Fig. 2.3.2.5

### 2.3.3. Lifturi de tip 2000-1

Lifturile sunt dispozitive prin care se efectuează o mișcare pe verticală, de exemplu de a egaliza o diferență de înălțime de la o cotă de înălțime a instalației la alta.

Lifturile sunt antrenate de motoare electrice cu reductor, care au de obicei o putere de 5,5 KW și sunt motoare a căror turație este reglată prin frecvență.

Lifturile pot fi de mai multe categorii și anume:

- Lifturi cu antrenare prin lanț;
- Lifturi cu antrenare prin curele late;
- Lifturi cu antrenare prin curele late dințate.

Cele mai folosite sunt lifturile cu curele late dințate, cele cu lanț nu se mai folosesc din cauza întreținerii și din cauză că nu sunt silențioase ca și cele cu curele.

Cele cu curele late se folosesc doar de firmele beneficiare a căror standard sunt.

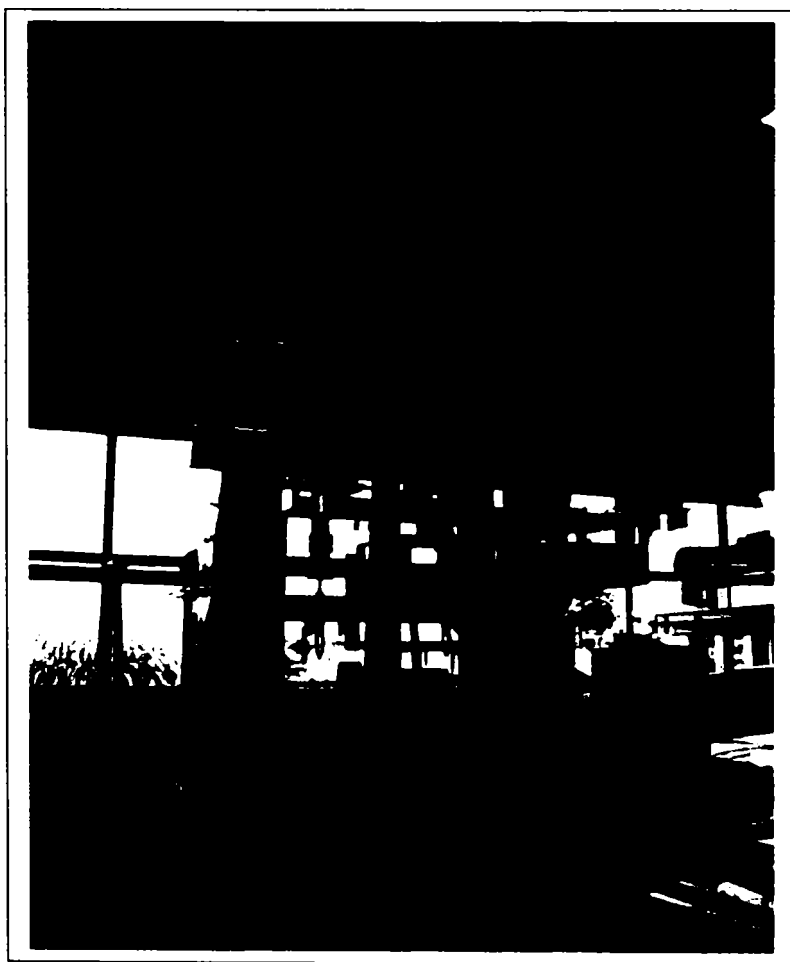


Fig. 2.3.3.1 (după documentație AFT)

În figura 2.3.3.1 este reprezentat un lift cu curele late dințate și care are unitatea de antrenare aliniată la sol.



Fig. 2.3.3.2 (după documentație AFT)

În figura de mai sus este reprezentat motorul și reductorul de antrenare, cuplajul cu lanț, rolele de rulaj ale curelelor late dințate și în final curelele late dințate.

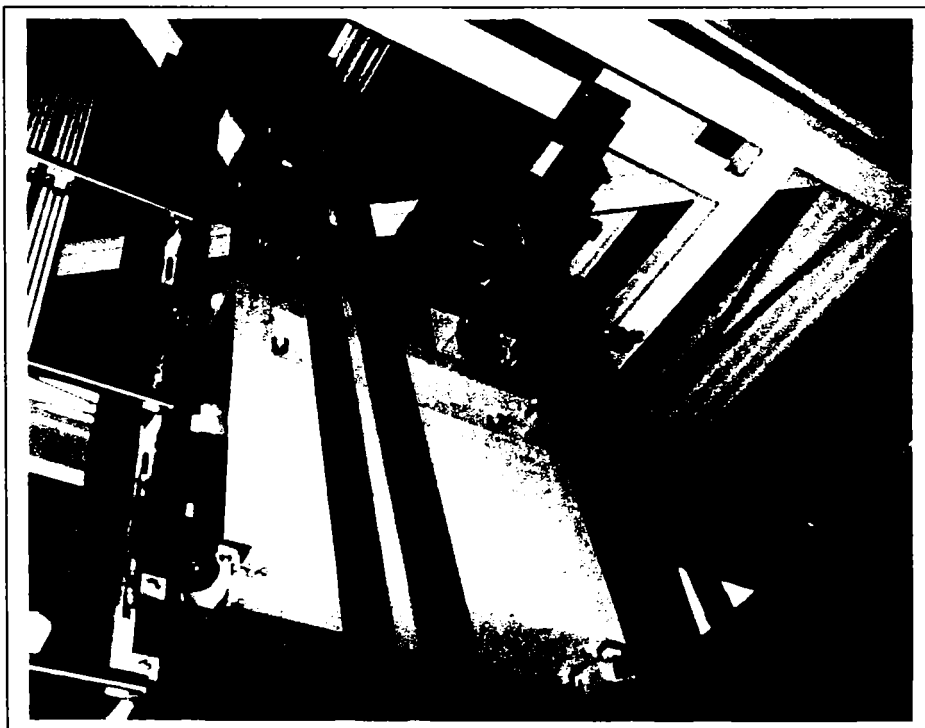


Fig 2.3.3.3 (după documentație AFT)

In figura 2.3.3.3 se poate observa contragreutatea liftului, care este ghidată pe scheletul liftului cu role de ghidaj, pe care este vulcanizat un aliaj de cauciuc.

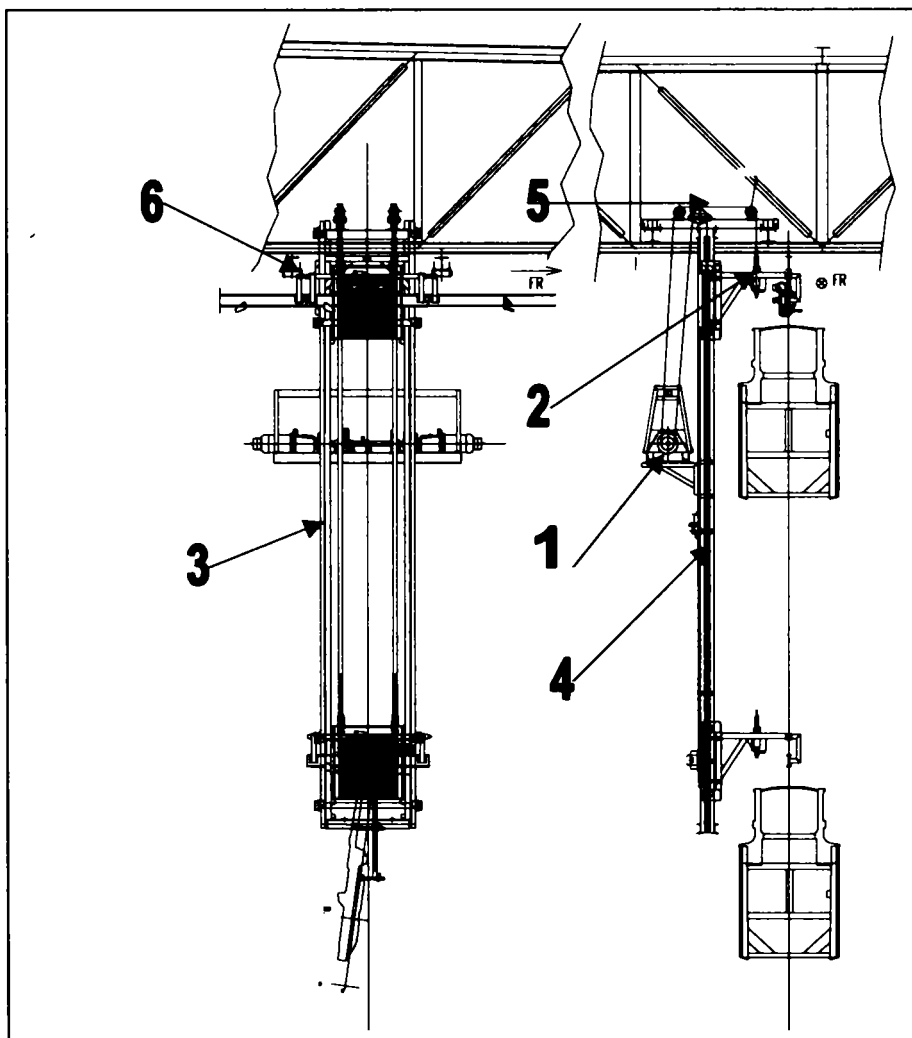


Fig 2.3.3.4

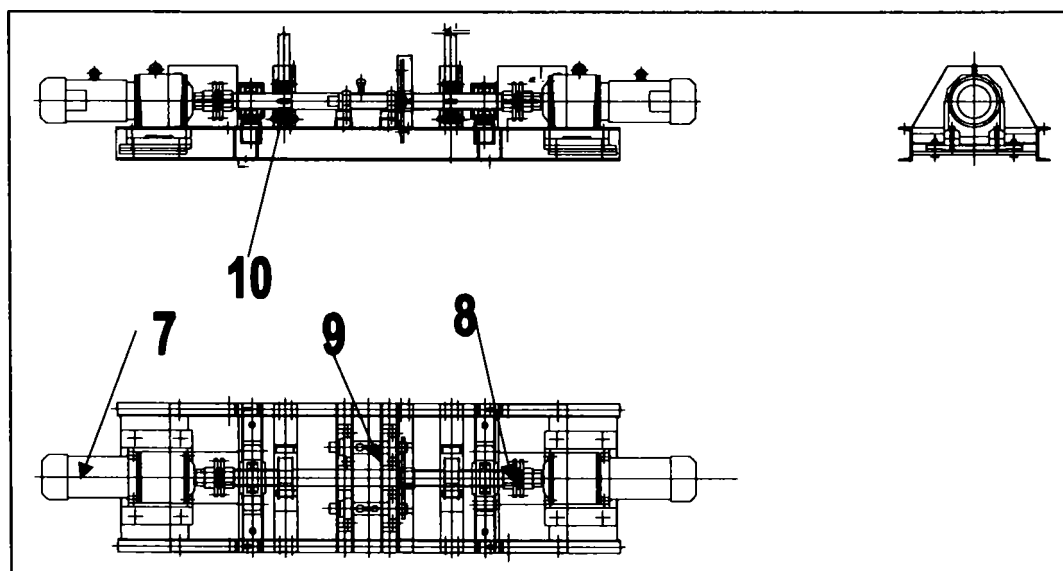


Fig. 2.3.3.5

Teză de doctorat  
 Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În figurile 2.3.3.4 și 2.3.3.5 este schițat un lift și sunt numerotate subansamblele componente.

- 1- Unitatea de antrenare;
- 2- Sania Liftului;
- 3- Curea lată dințată;
- 4- Scheletul liftului;
- 5- Rola de ghidare a curelei;
- 6- Dispozitiv de fixare a saniei liftului;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Cuplaj cu lanț;
- 9- Dispozitiv de blocare manuală a saniei;
- 10- Rola dințată de ghidare a curelei.

### **Unitatea de antrenare**

constă din motorul și reductorul de antrenare, arborele de antrenare, cele 2 role dințate de ghidare a curelei, cuplajul cu lanț, și dispozitivul de blocare manuală a saniei liftului.

Opțional, unitatea de antrenare este dotată cu un al doilea motor cu reductor care se numește "Stand By" (Rezervă) și se cuplează prin cuplajul cu lanț, doar atunci când motorul principal de antrenare este avariat și trebuie schimbat.

### **Sania Liftului**

este o construcție sudată și se deplasează pe scheletul liftului prin intermediul rolor de ghidare. Sania liftului se deplasează prin intermediul curelelor late dințate, care sunt fixate pe de o parte de sanie și de partea cealaltă sunt fixate de contragreutate.

De sania liftului mai este fixată și segmentul de șină mobilă care poate avea lungimi diferite, în funcție de cerințele instalației.

### **Scheletul liftului**

este o construcție sudată și constă din două țevi pătrate de 200 x 200 mm care sunt situate la o distanță de 1600 mm și care pot fi orientate la 90° sau la 45°.

De scheletul liftului se fixează unitatea de antrenare, dispozitivul de numărare al curselor liftului și alte dispozitive de susținere a întrerupătoarelor de proximitate.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

### 2.3.4. Conveioare de tip 2000-1

Conveioarele sunt dispozitivele propriuzise de transport. Ele se deplasează pe șina de transport prin intermediul motorului și reductorului de antrenare.

Transmiterea energiei necesară motorului de antrenare se execută prin colectorii de cupru care se deplasează pe șinele de cupru fixate în partea dreaptă pe șina de transport în direcția de conveiere.



Fig. 2.3.4.1 (după documentație AFT)

Caracteristicile tehnice ale conveioarelor sunt următoarele:

-sarcina maximă:	2000 kg
-diametrul rolei de antrenare	$\varnothing=250$ mm
-greutatea modulului de rulaj	42 kg
-greutatea modulului de antrenare ( fără motor)	35 kg
-greutatea motorului	65 kg
-viteza minimă de deplasare	15 m / min.
-viteza maximă de deplasare	30 m / min.



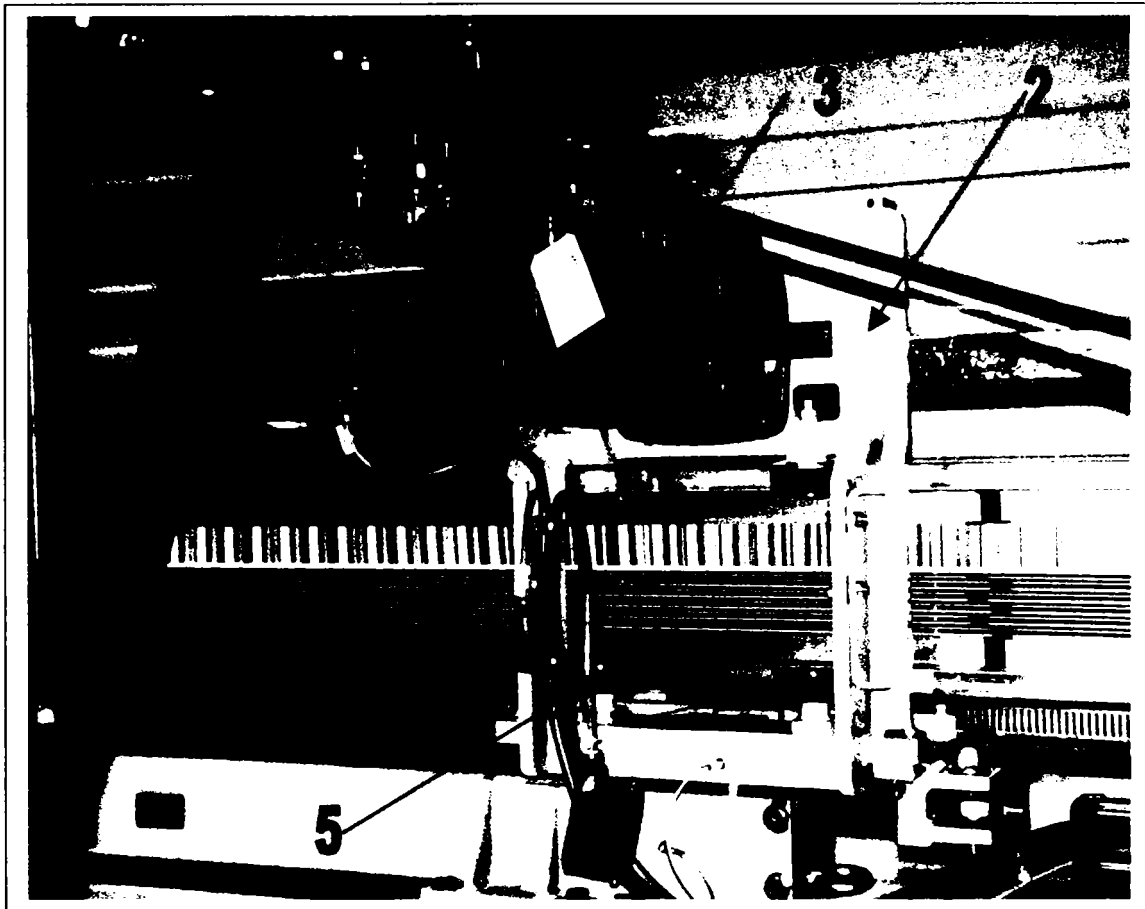


Fig. 2.3.4.2 (după documentație AFT)

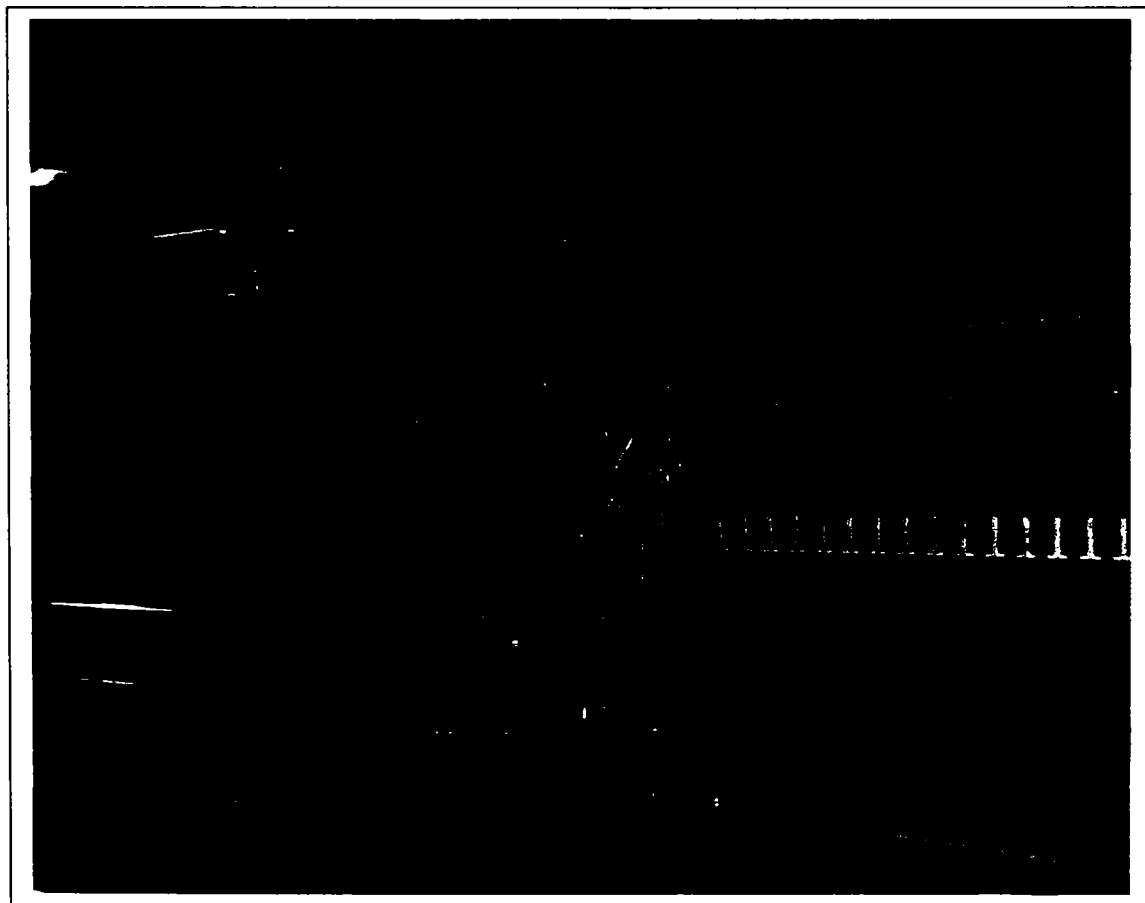


Fig. 2.3.4.3 (după documentație AFT)

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În figurile 2.3.4.1, 2.3.4.2 și 2.3.4.3 este reprezentat un conveior și subansamblele sale.

- 1- Modulul de rulaj;
- 2- Modulul de antrenare;
- 3- Motorul și reductorul de antrenare;
- 4- Traversa între modulul de antrenare și cel de rulare;
- 5- Role de ghidare;

### **Modulul de antrenare**

constă dintr-o construcție sudată, rola de antrenare, rolele de ghidare, modulul de comandă, întrerupătorul de proximitate și traversa de legătură cu modulul de rulaj.

### **Modulul de rulaj**

constă dintr-o construcție sudată, rola de rulaj, rolele de ghidare și traversa de legătură cu modulul de antrenare.

### **Traversa de legătură**

reprezintă partea de legătură între modulul de antrenare și modulul de rulaj.

### 3.Reconcepția unui nou sistem suspendat de transport

#### 3.1 Metoda și metodica de reconcepție [3,6,14,29,39,46,64]

##### 3.1.1. Caracteristici și funcții ale metodei de concepție a produsului.

**Metoda** reprezintă o mulțime de instrucțiuni a căror execuție se bazează pe anumite operații și în anumite condiții.

**Metodica** reprezintă o parte a unei științe sau clase, ori discipline științifice, care se ocupă cu cercetarea analitică și dezvoltarea prin muncă efectivă, care asigură rezultate calitative la un nivel înalt prin metode adecvate a unui sistem.

##### 1.Noțiunea de concepție

Concepția (*engineering design*) este o activitate creativă care, pornind de la necesități exprimate și de la cunoștințe existente, are ca scop definirea unui obiect material sau imaterial, numit și **artefact**, care satisface aceste necesități și care poate fi realizat industrial.

Concepția este factorul cheie al procesului de dezvoltare al unui nou produs. Dacă ne referim la termenul englez **design**, activitatea de concepție este cea care permite transformarea unei invenții în inovare.

Funcțiile și frontierele concepției nu pot fi precizate fără definirea în prealabil a termenilor de invenție, de inovare, precum și de descoperire științifică.

Cele mai interesante definiții ale inovarei sunt:

- procesul care conduce de la o invenție la difuzarea ei;
- noutatea care rezultă dintr-o invenție, produsă pe scară mare și lansată pe piață în urma unei activități economice;
- transformarea unei idei într-un produs nou sau îmbunătățit introdus pe piață, într-un procedeu operațional nou sau îmbunătățit utilizat în industrie sau în comerț, sau într-un demers privitor la un serviciu social;
- corespondența dintre o necesitate reală sau potențială, o piață și soluțiile de realizare;

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Invenția este un nou principiu tehnic și / sau un nou mijloc tehnic care pune în aplicare o anumită funcție.

Descoperirile științifice pot avea la origine invenții, dar ceea ce distinge fundamental o invenție de o descoperire științifică este aceea că invenția este în primul rând o rezolvare a problemei prin construirea unui obiect material sau imaterial (software, organizare, serviciu), numit și **artefact**. A descoperi înseamnă a dezvălui, ceea ce explică faptul că obiectul descoperirii există deja, poate fi căutat și poate fi găsit. A inventa, dimpotrivă, înseamnă a produce ceva ce nu există încă. Astfel, Einstein a descoperit teoria relativității, în timp ce Leonardo da Vinci a inventat o mașină de zburat. Descoperirea științifică este rezultatul unui demers de căutare (cercetare), în timp ce invenția este rezultatul unui demers de concepție ! Nu poate exista deci invenție fără concepție, iar concepția permite transformarea unei invenții într-o inovare reușită.

Se poate defini concepția unui produs (*product design*) ca ansamblul activităților și proceselor care permit trecerea de la ideea unui nou produs (sau îmbunătățirea unui produs existent) la informațiile (desene, programe etc.) care permit lansarea producției, asigurarea folosirii și mentenabilității acestuia. Adesea, noțiunea de concepție a unui produs este sinonimă cu cea de dezvoltare a unui produs, definită ca ansamblul activităților de creație și de comunicare de informații care transformă datele pieței și oportunitățile tehnice în informații pentru producție - modele, specificații, prototipuri, desene, programe, mașini-unelte, scule etc.

## **2. Metodologia de concepție**

Conceptul de metodologie poate fi înțeles în sens restrâns ca ansamblul de proceduri și prescripții pe care un practician trebuie să le urmeze pentru a atinge un rezultat, iar în sens larg, ca reflexii asupra practicii.

Metodologia de concepție cuprinde studiul principiilor, practicilor și procedurilor de concepție. Obiectul său de studiu este concepția și maniera în care trebuie condus demersul de concepție. Ea include:

- studiul modurilor de lucru și de gândire al conceptorilor;
- implementarea structurilor adecvate pentru procesul de concepție;
- dezvoltarea și aplicarea de noi metode, tehnici și proceduri;

- reflexii asupra naturii și domeniilor de aplicare a cunoștințelor de concepție și aplicațiile lor la rezolvarea problemelor de concepție.

Considerarea procesului de inovare ca un proces de concepție sugerează punerea înainte a noțiunii de proiect. Proiectul este un demers specific care permite structurarea metodică și progresivă a unei realități care urmează. Proiectul este definit și pus în aplicare pentru a răspunde la nevoia unui utilizator, a unui client sau a unei clientele, implicând un obiectiv și acțiuni care se întreprind cu anumite resurse de către o echipă însărcinată să elaboreze documentația și să realizeze produsul. Se poate percepe deci că orice proiect pune în aplicare un proces de concepție.

Demersul de concepție cuprinde două activități de bază și anume :

- enunțarea problemei (*problem forming*), al cărei obiectiv este definirea caietului de sarcini;
- rezolvarea problemei (*problem solving*).

Pentru rezolvarea problemei într-un mod necesar și ingenios este reprezentat în figura 3.1.1.1 un asemenea model.

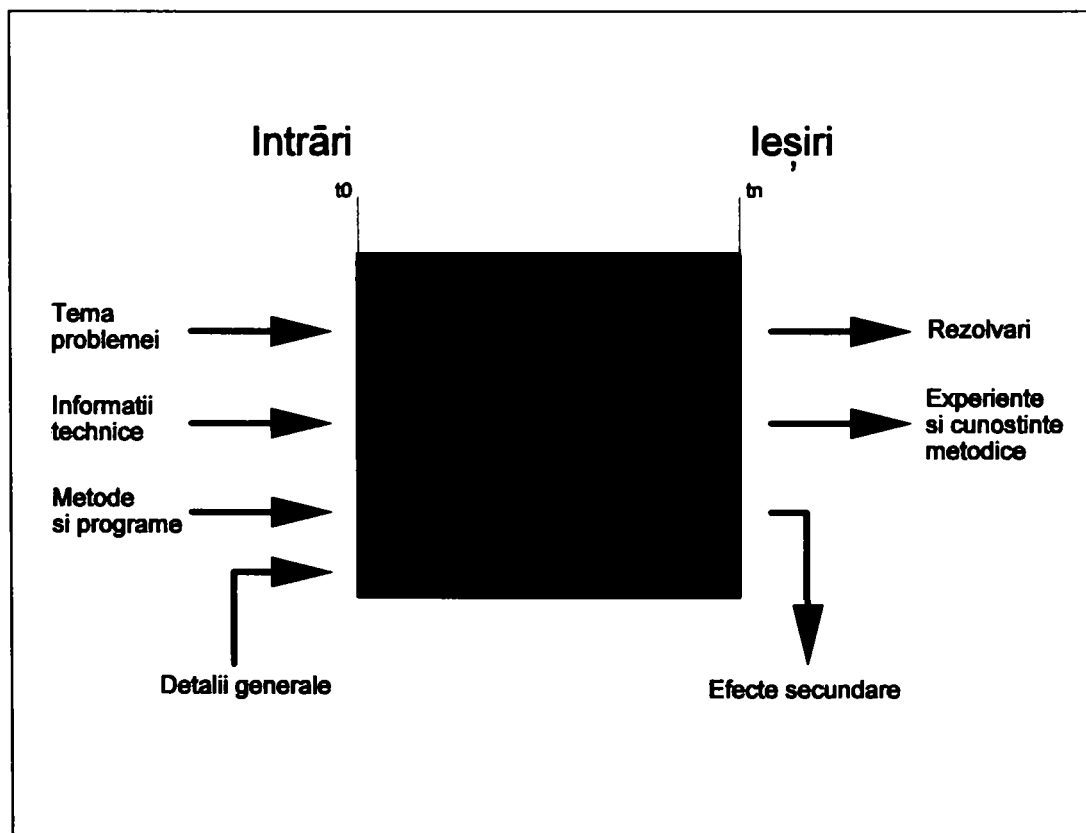


Fig. 3.1.1.1

UNIVERSITATEA  
TEHNICĂ  
BUCUREȘTI  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Teză de doctorat  
Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Operațiunile pentru rezolvarea problemelor se desfășoară după principiul reaferenței. În urma unui proces de lucru cu surse de informații insuficiente, devin operațiunile ce trebuiesc executate mai mult sau mai puțin nesigure în funcție de complexitatea informațiilor. În cazul în care informațiile sunt insuficiente, acestea trebuiesc verificate și completate. În literatura psihologică acest fenomen se numește ciclu TOTE (*Test-Operate-Test-Exit*).

Acest ciclu este reprezentat în figura 3.1.1.2.

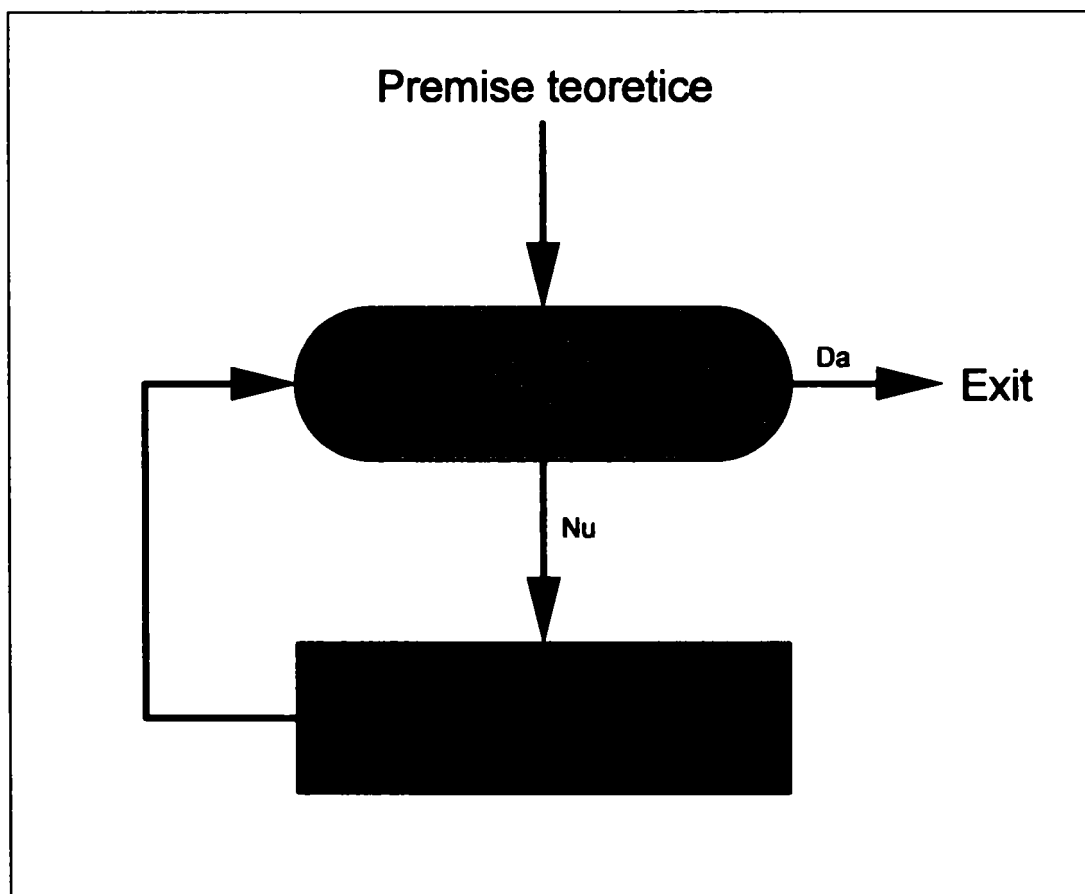


Fig. 3.1.1.2

### 3. Activitatea de concepție

Constă din emergența soluțiilor, evaluarea soluțiilor și luarea deciziei, mobilizarea raționamentelor logice, calculelor, simulărilor, experimentelor.

Concepția este un proces incremental, soluția reținută fiind rezultatul unor modificări, adaptări, îmbunătățiri succesive.

Concepția este totodată un proces iterativ, care necesită adesea întoarceri pentru precizarea sau revederea specificațiilor sau a soluțiilor deja reținute.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Un demers de concepție poate fi structurat în jurul a trei logici de acțiune:

- **divergența** – acțiunea care vizează lărgirea frontierelor situației de concepție pentru a lărgi spațiul de cercetare a soluțiilor;
- **transformarea** – acțiunea de construire a unei structuri, a unui model, a unei soluții, pornind de la rezultatele logicii de divergență; este o fază de descoperire și de creativitate;
- **convergența** – acțiunea de reducere progresivă a incertitudinii datorită multitudinii soluțiilor posibile, în scopul selecționării celei mai satisfăcătoare soluții.

În raport cu cele două forme canonice de raționament, analiza și sinteza, divergența face apel la analiză, în timp ce transformarea și convergența mobilizează mai ales capacitățile de sinteză ale conectorilor.

Modelele de concepție sunt totodată reprezentări, filozofii și strategii propuse pentru a arăta ce este concepția și cum poate fi pusă în aplicare.

La originea oricărui nou obiect tehnic se află o problemă specifică de rezolvat și un obiectiv de atins. Prima fază de concepție constă în stabilirea caietului de sarcini sau a specificațiilor tehnice și economice dorite. Fazele următoare constau din înțelegerea concepției ca un proces de concretizare crescător al soluției adoptate sau ca o trecere de la o funcție (formă abstractă) la o soluție (formă concretă).

În faza de concepție preliminară (*conceptual design*) este ales un concept de obiect pornind de la o analiză funcțională și de la un studiu al alternativelor tehnice disponibile pentru fiecare funcție și subfuncție.

Obiectivul în faza de concepție constructivă (*embodiment design*) este de a determina formele și dimensiunile artefactului.

În cursul fazei de concepție detaliată (*detail design*) se precizează componentele care compun produsul și se elaborează documentele necesare aprovizionării și pregătirii fabricației acestora.

În acest tip de model procesul de concepție nu este liniar descendent, numeroase interacțiuni (*feed back*) apărând între faze și etape intermediare.

Câteva observații esențiale pot fi făcute în urma acestei treceri în revistă a principalelor metode de concepție a unui produs:

- nu există o filiație naturală și simplă între aceste categorii diferite de metode și succesiunea de etape ale demersului de rezolvare a problemei;
- nici una dintre metodele citate în faza de dezvoltare de concepte nu permite sau nu facilitează cercetarea unei soluții în afara domeniului de expertiză al inginerilor de concepție sau al întreprinderii de care aparțin;
- aceste metode sunt foarte eficiente în primele două etape, cât și în ultima, în schimb etapa de cercetare a ideilor și a conceptelor nu are ca suport decât metode bazate pe psihologie, puțin sistematice și lipsite de reproductibilitate;

În figura 3.1.1.3 se prezintă cele mai folosite metode de concepție.

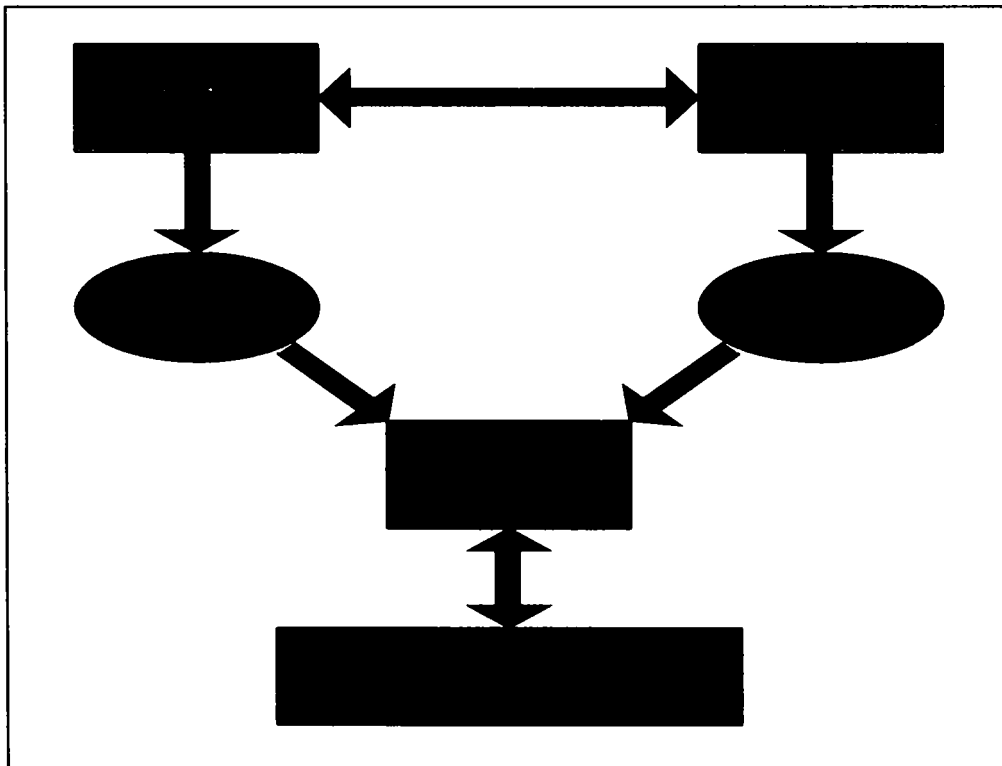


Fig.3.1.1.3

Ca și concluzie finală se poate spune că în raport cu metodele și mijloacele menționate, teoria de rezolvare a problemelor inventive trebuie, de asemenea, să-și găsească locul în ciclul de concepție al unui produs, pentru rezolvarea problemelor de inovare, acolo unde metoda este performantă.



### 3.1.2. Concepția preliminară a produsului

#### Analiza valorii

La originea acesteia este doar o simplă tehnică de reducere a costurilor produselor industriale, analiza valorii a devenit o veritabilă metodă de optimizare a majorității activităților din întreprindere, ea privind atât concepția produselor cât și organizarea, procedeele și procedurile. Importanța sa nu încetează să crească și în prezent, în ultimii ani fiind dezvoltate noi concepte: concepția pentru cost (*Design for Cost*).

Analiza valorii este definită ca o metodă de competitivitate, organizată și creativă, vizând satisfacerea nevoilor utilizatorului printr-un demers specific de concepție, atât funcțional, cât și economic și pluridisciplinar.

Analiza valorii este o activitate al cărei obiectiv este găsirea compromisului optimal între costul și funcțiile unui produs, asigurând în același timp un nivel de calitate necesar și suficient. Definiția se bazează pe patru noțiuni fundamentale: funcții, valoare, cost, grup de lucru.

Analiza valorii apare ca o metodă logică, structurată, în care se caută înainte de toate conceperea unui produs perfect adaptat nevoilor consumatorului, la costuri cât mai mici.

Nevoile se exprimă în termeni de funcții, care se materializează în produs. Caracterul economic al acestei metode constă în estimarea costurilor legate de funcțiile sau soluțiile reținute.

Metoda este un demers pluridisciplinar, grupul de lucru fiind alcătuit din persoane cu profesii și responsabilități diferite. În cadrul grupului trebuie să se găsească un consens asupra funcțiilor, performanțelor, principiilor, soluțiilor, costurilor. Grupul are o muncă simultană, nu în cascadă, și trebuie să dețină competența necesară pentru a propune soluții tehnice viabile, deci nu este în exclusivitate un grup de creativitate. Participanții la o acțiune de analiza valorii sunt: decidorul, animatorul, echipa de proiect, serviciile operaționale.

**Decidorul** este persoana mandatată pentru a lua decizii la o acțiune de analiza valorii, a le face cunoscute și a le aplica. El intervine în demararea unei

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

astfel de acțiuni, precum și în cursul acțiunii, de fiecare dată când este necesară alegerea unei soluții optime. Decidorul poate fi directorul general al întreprinderii sau orice persoană mandatată de acesta.

**Animatorul** este ales de către decidor. Animatorul este o persoană având competențele metodologice și personalitatea cerute pentru a asigura organizarea, derularea și animarea unei acțiuni de analiza valorii. El trebuie să dețină în egală măsură cunoștințe despre tehnologia produselor, tehnici economice și financiare. Rolul animatorului este variat, el trebuie să știe să discute cu decidorul, să dialogheze cu membrii grupului, să întocmească bilanțuri.

**Echipa de proiect** este alcătuită din persoane cu calificări diferite și nu este în exclusivitate un grup de creativitate, ci un grup care este capabil să emită soluții tehnice viabile. Se pot introduce la nevoie membri suplimentari, specialiști în anumite domenii, în funcție de nevoi.

Analiza valorii se bazează pe o derulare structurată, totodată simplă și iterativă a acțiunii, care permite atingerea cu siguranță a obiectivelor fără a lăsa nimic pe dinafară, acestea cu condiția să se dispună de un conducător de grup competent.

Metoda poate fi folosită pentru modificarea unui produs existent (*value analysis*) sau pentru concepția unui nou produs (*value engineering*), în ambele cazuri constând din următoarele:

- definirea funcțiilor;
- eliminarea funcțiilor inutile;
- ierarhizarea funcțiilor rămase;
- atribuirea unui cost fiecărei funcții.

Prin această metodologie se înlătură posibilitatea de a rămâne la un demers clasic foarte restrictiv spre care este predispus comportamentul uman și care constă în dorința de a trece direct de la problemă la soluție fără a lua în seamă faptul că există o multitudine de idei (soluții), prima nefiind în general și neaparat cea mai bună.

Demersul analizei valorii se materializează în 7 etape:

- orientarea acțiunii;
- cercetarea informației;
- analiza funcțională;
- cercetarea ideilor și a soluțiilor;
- studiul și evaluarea soluțiilor;
- bilanțul previzional și alegerea soluției (soluțiilor);
- realizarea soluției (soluțiilor) alese – bilanțul definitiv.

**Orientarea acțiunii** definește obiectivele acțiunii de analiză a valorii, cadrul său general, punând în evidență restricțiile și gradul de reevaluare necesar pentru îmbunătățirea unui produs. Ea se realizează între decidor (cel care cere studiul) și animator (cel care conduce grupul de lucru). În general, datele care justifică o acțiune de analiză a valorii pentru anumite nevoi determinate provin de la serviciile de marketing și / sau comercial. În această fază are loc redactarea dosarului de dezvoltare a unui nou produs, care va descrie pe scurt întreprinderea în care va avea loc acțiunea de analiză a valorii, fixarea orientărilor generale care canalizează acțiunea, natura ei, fixarea orientărilor particulare ale acțiunii ce va fi desfășurată.

Cadrul general al întreprinderii este dat de următoarele:

- orientarea serviciilor și caracteristicile acestora;
- politica de gestiune a întreprinderii;
- mediul concurențial;
- cunoștințele și experiența (know – how) specifice ale întreprinderii (acuratețea analizei, achiziții, etc.)

**Analiza funcțională** este un mijloc eficace pentru a defini produsele care răspund așteptărilor clienților. Ea trebuie deci să permită definirea "**produsului bun**", acela pe care îl așteaptă clientul final, integrând începând din faza de concepție utilizatorii intermediari, care vor interveni pentru a-i da viață. Aceasta presupune a analiza mai întâi necesitatea reală a clientului final și a integra, de asemenea, pe cea a utilizatorului intermediar. Etapa următoare constă în concepția produsului, traducând aceste necesități în funcție de

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

serviciile dorite, ținând cont de restricțiile indicate de către client și de utilizatorii intermediari.

În cazul în care se urmărește îmbunătățirea unui produs existent (Cap.III) (reconcepție), trebuie de asemenea reconsiderate funcțiile tehnice, care sunt răspunsurile printr-o tehnologie dată la funcțiile de serviciu și la restricții.

Caracterizarea constă în enunțarea pentru fiecare funcție și restricție (și funcție tehnică în cazul reconcepției), a criteriilor care permit aprecierea lor. Aceste criterii sunt de natură diversă: nivel, flexibilitate, clasă de flexibilitate, limită de acceptare, rată de schimb.

Ierarhizarea funcțiilor de serviciu și a restricțiilor trebuie făcută în vederea definirii ordinii lor de importanță: care funcție este prioritară în raport cu alta. Ierarhizarea constă în întocmirea unui clasament al ordinii de interes a funcțiilor. Pe primul loc se va afla în mod sistematic funcția principală.

Funcțiile complementare sunt clasate apoi în ordine descrescătoare, în raport cu gradul de interes prezentat pentru utilizator. Această ierarhizare este uneori dificil de realizat, fiind o problemă complexă. Se efectuează compararea pe rând a fiecăreia dintre funcții cu fiecare dintre celelalte, două câte două.

Cercetarea ideilor și a soluțiilor constă în faptul de a găsi un număr cât mai mare de soluții pentru fiecare funcție de serviciu. Aceste soluții nu sunt întotdeauna foarte precise, unele reprezentând doar simple piste de căutare.

Pentru a dezvolta la maximum spiritul creativ se recurge la anumite tehnici de creativitate și anume:

- raționale – căutarea de brevete, matrici de descoperire, liste de verificare (check-lists);
- nonraționale – brainstorming, demersurile prin analogii (sinectics).

Studiul și evaluarea soluțiilor se va face în două etape:

- o primă selecție este efectuată de către echipa de proiect, sub conducerea animatorului, care trebuie să înlăture soluțiile care nu pot fi exploatate, aceste soluții fiind judecate ca fiind prea sumare sau prea puțin inovante;
- cele câteva soluții rămase fac în continuare obiectul studiilor conduse de diferite servicii ale întreprinderii implicate în concepția produsului;

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

de-a lungul acestei faze soluțiile funcției de serviciu se transformă în funcții tehnice, generând produsul.

Serviciile operaționale sunt cele care au competența necesară pentru a decide dacă soluțiile sunt viabile din punct de vedere tehnic și economic. Trebuie să se asigure coerența între funcțiile de serviciu și funcțiile tehnice. Aceste soluții sunt studiate și evaluate folosind multiple criterii definite de grupul analizei valorii. Aceste criterii variază considerabil de la un produs la altul, după cum se operează cu obiecte materiale, procese, servicii etc., dar respectând în fiecare caz orientările definite, pornind de la faza 1.

Criteriile de evaluare pot fi de natură diferită:

- tehnică: -principii, concepție, dezvoltare, producție, distribuție;
- economică: -costuri, vânzare, distribuție, investiții;
- criterii specifice: -termene, obiective, restricții, concurența etc.

Cu privire la aceste criterii, unele dintre soluții vor fi eliminate, după această a doua selecție rămânând o singură soluție ca funcție. Aceasta conduce la concepția unui singur produs. Există situații în care mai multe soluții sunt aplicabile unei funcții. Există astfel, corespunzător legăturilor posibile, mai multe produse ce pot fi concepute (realizate) și care pot fi diferite unele față de altele, sau pot exista mai multe variante ale aceluiași produs. Grupul de analiză a valorii va clasa diferitele produse înainte de a face deciderului o propunere de alegere.

În cadrul bilanțului previzional și alegerea soluției (soluțiilor) animatorul, asistat de grupul de analiză a valorii, expune deciderului produsul sau produsele selecționate de-a lungul fazei precedente, sub forma unui bilanț previzional. Acest bilanț va pune în evidență eventualele incidente asupra gestiunii la termen a întreprinderii, care poate folosi criterii economice, sociale, politice sau de evoluție a produsului.

Concluzia acestui bilanț previzional va fi de fapt o propunere de alegere în care vor fi prezentate recomandările grupului de analiză a valorii, de exemplu punctele forte ale unui produs vizavi de altele. Această alegere poate face obiectul deciziei finale care va fi luată de către decidor.

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Realizarea soluției (soluțiilor) alese – bilanțul definitiv se obține prin aplicarea rezultatelor dintr-o acțiune de analiză a valorii prin domeniul serviciilor operaționale ale întreprinderii.

Animatorul urmărește realizarea produsului. După punerea în vânzare a produsului, la câteva săptămâni, se va putea stabili un bilanț definitiv axat în special pe următoarele aspecte:

- economice – cantități vândute, costuri;
- sociale – incidența asupra personalului a reușitei produsului, motivarea tuturor pentru o activitate viitoare;
- incidența asupra imaginii întreprinderii – calitate, modernism, competitivitate.

Pentru a realiza acest bilanț animatorul va fi asistat de serviciile operaționale. Bilanțul definitiv poate să cuprindă grafice prin care se demonstrează eficacitatea metodei analizei valorii pentru studiul unui produs care trebuie să satisfacă o anumită nevoie.

Prin supravegherea analizei valorii se înțelege perioada de timp în cadrul căreia, la intervale de timp regulate (6 luni, 1 an, 2 ani ...), se verifică rezultatele acestei acțiuni. Această curbă arată faptul că valoarea produsului crește cu gradul de satisfacere a nevoii și că în paralel costurile sunt diminuate.

Analiza valorii aduce un câștig asupra costurilor odată cu creșterea numărului de produse. Bilanțul definitiv fiind stabilit, acesta trebuie comparat cu cel din faza ultimă, cât și cu orientările stabilite în fazele precedente. Acesta va permite verificarea atingerii obiectivelor, a depășirii lor, sau constatarea că rezultatele sunt sub așteptări, ultima constatare fiind întradevăr total nedorită.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

## 3.2 Flexibilitatea producției și a liniilor de montaj [ 31, 57, 73, 76 ]

### 3.2.1. Flexibilitatea ca definiție

În primul rând vor fi definite ce fel de forme ale flexibilității există de fapt și care dintre ele pot fi aplicate pentru sistemele automate de alimentare cu semifabricate și sistemele suspendate de transport.

Nivelul cercetărilor referitoare la flexibilitatea instalațiilor suspendate de transport va fi redată amănunțit în rândurile de mai jos.

**Flexibilitatea** este o caracteristică a sistemelor în general care se bazează pe modificarea stării și a condițiilor de funcționare a acestora.

Noțiunea de flexibilitate poate fi specificată după cum urmează: flexibilitatea în cadrul sistemelor automate de alimentare cu semifabricate și a sistemelor suspendate și automate de transport poate fi definită ca și o adecvare a unui sistem asupra pieselor de produs (*geometrie, materiale de bază, mase, numărul subansamblelor*), asupra cerințelor producției (*componetele de montare, termene, timp, costuri*) ca și asupra condițiilor producției (*scule de lucru, personal, condiții limitrofe*).

În figura de mai jos sunt prezentate modificări ale capacității de montaj, diferite stări ale sistemelor și condițiile limitrofe cauzate de diferențierea în timp a acestora.

Comportarea în timp	Modificări	Exemple de cauze
Termen scurt	Produs Proces Condiții limitrofe	Toleranțe ale materialelor Deranjamente ale utilajelor Deranjamente energetice
Termen mediu	Produs Proces Condiții limitrofe	Variante noi Variații de cantitate Rulajul de personal
Termen lung	Produs Proces Condiții limitrofe	Produse noi, serii noi Modificari ale calității Modele noi de lucru

Fig. 3.2.1.1

În funcție de reacția în timp a flexibilității unui sistem se deosebesc de fapt două forme ale acesteia.

**Flexibilitatea de rangul întâi** este numită starea unui sistem suspendat de transport, care este în măsură într-un timp scurt și în anumite condiții să-și schimbe starea de funcționare dintr-un sistem automat cu anumiți parametri de funcționare în altul cu alți parametri.

**Flexibilitatea de rangul doi** se referă la posibilitatea unui sistem de a-și schimba starea de funcționare în regim automat, prin procese sau produse care schimbă starea acestuia de funcționare pentru o perioadă de timp medie, sau lungă.

În cazul sistemelor suspendate și automate de transport se definește flexibilitatea ca și capacitatea unui asemenea sistem de a se conforma cerințelor producție și condițiilor de producție. Ca și urmare a acestei caracteristici unui asemenea sistem se poate diferenția între flexibilitate internă și flexibilitate externă a unui sistem suspendat și automat de transport.

**Flexibilitatea internă** a unui sistem este asigurată în cazul în care acesta cât și părțile componente ale acestuia sunt programate în așa fel încât printr-o reprogramare simplă a programului său de funcționare (*software*) acesta să se adapteze rapid noului program, fără intervenții din exterior.

Ca și exemplu concret de flexibilitate internă a unui sistem suspendat de transport este schimbarea programului de operare a unei instalații; și anume conveioarele sunt programate prin unitatea de comandă să se deplaseze cu o viteză de exemplu de 15 m / min. Printr-un semnal obținut de unitatea de comandă prin șina de comandă, deci concret prin schimbarea programului de operare, conveioarele vor fi programate să se deplaseze de exemplu cu o viteză de 30 m / min.

Această modificare poate fi executată fie prin sistemul de operare (*software*) și / sau prin intermediul anumitor magneți, care sunt montați dealungul șinei de deplasare a conveioarelor. Conveioarele, la rândul lor, au și ele montate magneți, dar de polaritate inversă ca și cele montate dealungul șinei (*magnetic switch*) și prin intermediul cărora se poate schimba viteza de deplasare.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile



În acest moment se poate vorbi de o flexibilitate de gradul întâi, iar în cazul în care se poate modifica viteza de conveiere, fie prin modulul de comandă al conveioarelor, fie prin întreruptoarele magnetice, se poate vorbi de o corelare între flexibilitatea internă și cea de gradul întâi a sistemului suspendate automat de transport.

Un alt exemplu concret este și modificarea distanței de oprire între două conveioare și anume această distanță poate fi programată fie prin modulul de comandă (flexibilitate internă), fie prin întreruptoarele magnetice ale conveioarelor și cele montate dealungul șinei de transport (flexibilitate de gradul întâi).

**Flexibilitatea externă** a unui sistem este asigurată în cazul în care un sistem poate funcționa în continuare prin schimbarea anumitor componente sau subansamble (*hardware*), fără a se schimba programul său de operare (*software*).

Ca și exemplu concret de flexibilitate externă a unui sistem suspendat de transport este schimbarea subansamblelor ce se transportă- de exemplu un planșeu pedalier și o parte de podea a caroseriei- fără a schimba dispozitivul pe care se transportă și fără a modifica programul de operare a instalației. Această modificare este dată sau cerută de linia automată de montaj, conveioarele deplasându-se cu aceeași viteză.

În cazul în care se schimbă pe lângă subansamblul de transport și dispozitivul de transport al subansamblului, iar conveioarele rămân aceleași și se și deplasează cu aceeași viteză, se poate vorbi de o flexibilitate de rangul doi.

În urma cercetărilor efectuate referitor la flexibilitatea externă și / sau de gradul doi, s-a ajuns la concluzia că de fapt acest tip de flexibilitate este nerentabil din punct de vedere financiar, deoarece costurile pentru modificarea dispozitivelor care au posibilitatea de a transporta mai multe subansamble de tipuri diferite sunt foarte ridicate.

Ca și exemplu concret este graficul redat în figura 2. Pentru execuția unui dispozitiv de transport cu o instalație suspendată au fost interceptate un număr de

45 de firme pentru a-și prezenta oferta în ceea ce privește executarea produsului.

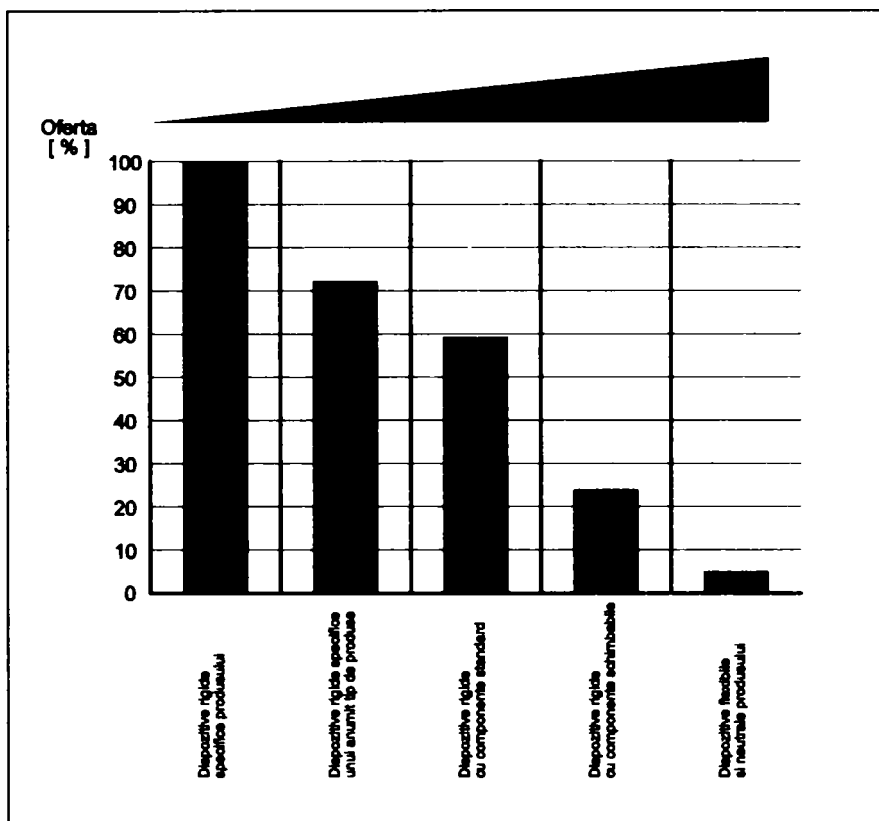


Fig.3.2.1.2

Din figura de mai sus se pot deduce următoarele: majoritatea ofertelor se referă la dispozitive rigide specifice produsului, un număr de aproape peste 70 % se referă la dispozitive rigide specifice unui anumit tip de produse, un număr de aproape 60% au predat o ofertă cu componente standard ale dispozitivului, un număr mai mic de firme și anume ceva în jur de 24% au predat o ofertă cu componente schimbabile ale dispozitivului de transport și în final un număr foarte mic au predat o ofertă cu dispozitive flexibile și neutrale produsului.

În final se poate concluziona că flexibilitatea (și anume flexibilitatea externă) unui dispozitiv de transport care face parte dintr-o instalație suspendată de transport este cu atât mai mare dacă dispozitivele de transport la rândul lor sunt dotate cu dispozitive flexibile și neutrale produsului.

Acestea asigură o flexibilitate mare a sistemului deoarece au un spectru larg de semifabricate ce pot fi transportate și totodată asigură schimbarea rapidă a dispozitivului de transport.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

### 3.2.2. Dovada economică pentru flexibilizarea și automatizarea unei instalații suspendate de transport

Rentabilitatea unei instalații suspendate de transport și o recăștigare într-un timp cât mai scurt a capitalului investit prin investiții de raționalizare, câștigă în prezent o importanță din ce în ce mai mare prin creșterea concurenței firmelor producătoare a unor astfel de instalații.

În perioada anilor '80 pentru o instalație suspendată de transport a fost o perioadă de amortizare de cinci ani acceptabilă. În prezent se discută de o perioadă de amortizare de doi ani, din cauza fiabilității produselor. Este foarte important ca la dimensionarea și proiectarea unei instalații suspendate de transport să se țină cont de rentabilitatea și eficacitatea unei investiții noi sau a unei investiții de modernizare a unei asemenea instalații.

Proiectarea unui sistem care constă din instalația suspendată de transport și linia automată de montaj -care este alimentată cu semifabricate de către instalația de transport- și în final a întregului sistem de producție este foarte dificilă din cauza complexității acestuia. Din acest motiv este necesară o proiectare a fiecărui sistem în parte și totodată trebuie să se țină cont de toți parametrii care pot influența într-un mod sau altul proiectarea și dimensionarea.

Deci liniile automate de montaj care sunt alimentate cu semifabricate prin instalațiile suspendate de transport depind de anumiți parametri, ca în figura următoare.

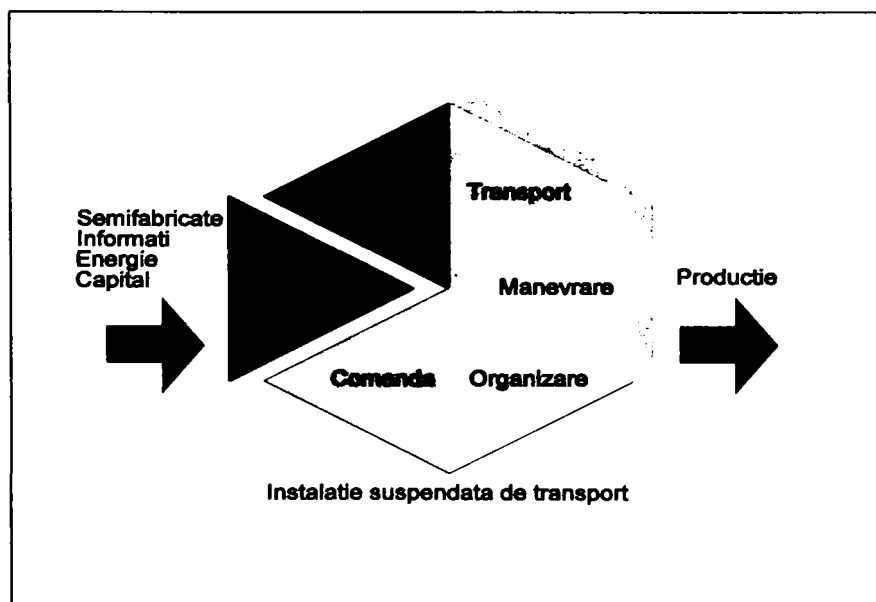


Fig.3.2.2.1

Intrările în sistem -numite input- depind de tipul semifabricatelor ce trebuie transportate, de informațiile referitoare la acestea, de cantitatea de energie și în final de capitalul necesar.

Ieșirea –numită output- este de fapt producția în sine.

Între intrare și ieșire se află instalația suspendată de transport, care la rândul ei este influențată de alimentarea cu semifabricate, suportul instalației, partea de comandă (software), felul cum este organizată, manevrarea acesteia și în final de transportul semifabricatelor.

Alimentarea cu semifabricate poate avea loc fie prin containere în care se află deja mai multe subansamble și sunt aduse în cadrul instalației prin intermediul lifturilor și / sau direct de la liniile automate de montaj, care la rândul lor sunt alimentate cu semifabricate direct de la producător. Aceste subansamble sunt aduse prin intermediul instalațiilor de transport în cadrul producției și a asamblării finale.

Partea de comandă (software) este de fapt un program care este dat de cerințele producției și de frecvența de tact a liniei automate de montaj.

Prin organizarea unei instalații de transport se înțelege de fapt determinarea vitezei de conveire a conveioarelor, care depinde de distanța pe care trebuie să o parcurgă de la un lift la altul și / sau de la un punct de lucru la altul, determinarea numărului necesar de conveioare pentru ca instalația să satisfacă cerințele producției și operațiile date de liniile automate de montaj.

Numărul de conveioare necesar depinde de tipul instalației de transport, de flexibilitatea acesteia, de sarcina care poate fi transportată, de parcursul instalației și în final de viteza cu care se deplasează acestea. În prezent conveioarele sunt antrenate de către un motor a cărui turație se poate modifica prin variația frecvenței, iar acest modul de variație a frecvenței este inclus în modulul de comandă al conveiorului. Numărul conveioarelor crește direct proporțional cu lungimea instalației și invers proporțional cu frecvența de tact a instalației, care este totodată aceeași ca și frecvența de tact a liniei automate de montaj. Dacă cerințele producției cresc, înseamnă că frecvența de tact a liniei automate de montaj cât și a instalației suspendate trebuie redusă având

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

ca repercursiune mărirea numărului de conveioare și / sau creșterea vitezei de conveiere prin variația frecvenței motorului de antrenare.

Calculul numărului de conveioare care deservește instalația suspendată de transport este foarte important și depinde în primul rând de condițiile date de linia automată de montaj. Pentru a calcula numărul conveioarelor se stabilește în primul rând lungimea distanței ce trebuie parcursă inclusiv lungimea segmentelor de șină curbată și a macazurilor. Această lungime totală a instalației se notează cu  $l$ . După aceea se determină o viteză medie de deplasare a conveioarelor notată cu  $V_m$ . Această viteză medie trebuie calculată deoarece conveioarele nu se deplasează pe întreg parcursul distanței cu aceeași viteză. De exemplu: înainte de macazuri se reduce viteza sau înainte de segmentele de șină curbată, sau înainte de intrarea în lift. Aceste viteze sunt definite de către proiectantul instalației de conveiere în funcție de caracteristicile și tipul motorului de antrenare. Vitezele de pornire sau cele de frânare nu se iau în considerare pentru că sunt valori relativ mici. Cunoscând  $V_m$ , se poate calcula foarte simplu timpul  $t$  necesar unui conveior pentru a străbate întregul parcurs prin formula:  $t = l / V_m$

iar  $V_m$  se calculează după formula:  $V_m = (V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_x) / X$

În această formulă  $V_1, V_2, V_3, V_4, V_x$  sunt vitezele de deplasare ale conveioarelor pe anumite distanțe bine definite ca de exemplu peste macazuri, sau peste segmentele de șină curbate sau la intrările în lift.

După calculul timpului necesar unui conveior pentru a parcurge întreaga distanță și fiind cunoscută frecvența de tact a instalației, care este dată de frecvența de tact a liniei automate de montaj, se poate calcula numărul conveioarelor necesare pentru a acoperi necesitățile liniei automate de montaj în timp de o oră, sau în timpul unui schimb de lucru, care durează de obicei 480 min. și anume:

$$n = t_{ft} / t$$

În această formulă  $t_{ft}$  reprezintă frecvența de tact care este dată fie pe oră, fie pe un schimb întreg de 480 min.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

După calculul exact al numărului necesar de conveioare, se adaugă un procentaj de 10% în plus ca și procentaj de siguranță.

Dacă instalația suspendată de transport este foarte complexă și beneficiarul cere o analiză foarte amănunțită a instalației, se poate efectua o așa numită simulare pe calculator a ciclurilor de producție cu un anumit program. Programul și operația de simulare implică costuri foarte ridicate și din acest motiv există doar anumite firme care au în spectrul lor asemenea programe.

În subcapitolul următor va fi prezentat un sistem nou de transport care este în primul rând caracterizat printr-o șină nouă de transport care are o secțiune nouă ce este de fapt o optimizare și totodată o reconcepție a unei secțiuni existente de tip 300-1, care a fost prezentată în capitolul 2, în cadrul subcapitolului 2.1.

Prin optimizarea secțiunii șinei de transport se poate vorbi de o optimizare a flexibilității externe a sistemului. În acest caz prin modificarea și reconcepția secțiunii șinei de transport, ce este parte componentă a sistemului suspendat se asigură o deplasare a conveioarelor cu o viteză mai mare, se poate optimiza traiectoria șinei și razele segmentelor de șină devin mai mici.

În concluzie prin reconcepția secțiunii șinei de transport se asigură posibilitatea proiectării și executării unui sistem suspendat de transport compact, care poate asigura totodată și viteze de conveiere mai mari decât cele de până acum.

### 3.3 Reconcepția părților componente a noului sistem suspendat

#### 3.3.1. Reconcepția șinei de transport

În capitolul 2, a fost descrisă șina de transport în secțiune a sistemului suspendat de tip 300-1, prezentată și mai jos în Fig. 3.3.1.1.

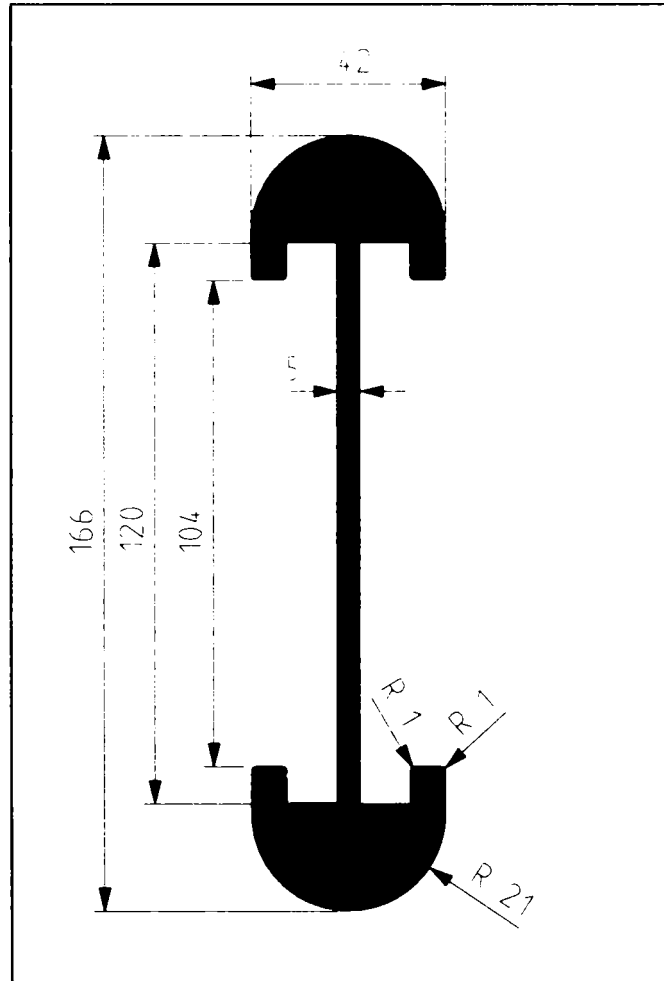


Fig.3.3.1.1

Această șina având un standard învechit și o secțiune care nu mai este acceptată de către beneficiari, cerințele rămânând totuși la un sistem de transport pentru sarcini mai mici de 300 kg și anume între 100 și 200 kg, a fost transformată secțiunea șinei așa cum este reprezentată în Fig. 3.3.1.2.

După cum se poate vedea în figura următoare, părțile superioare și inferioare cu  $R = 21$  mm au fost îndepărtate complet, rezultând o secțiune nouă cu o lățime de 42 mm și o înălțime de 140 mm.

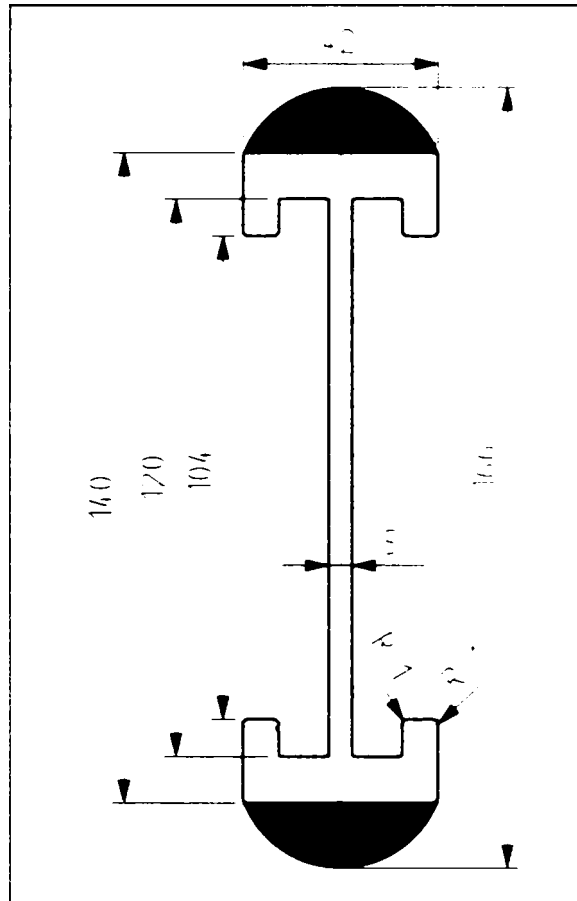


Fig. 3.3.1.2

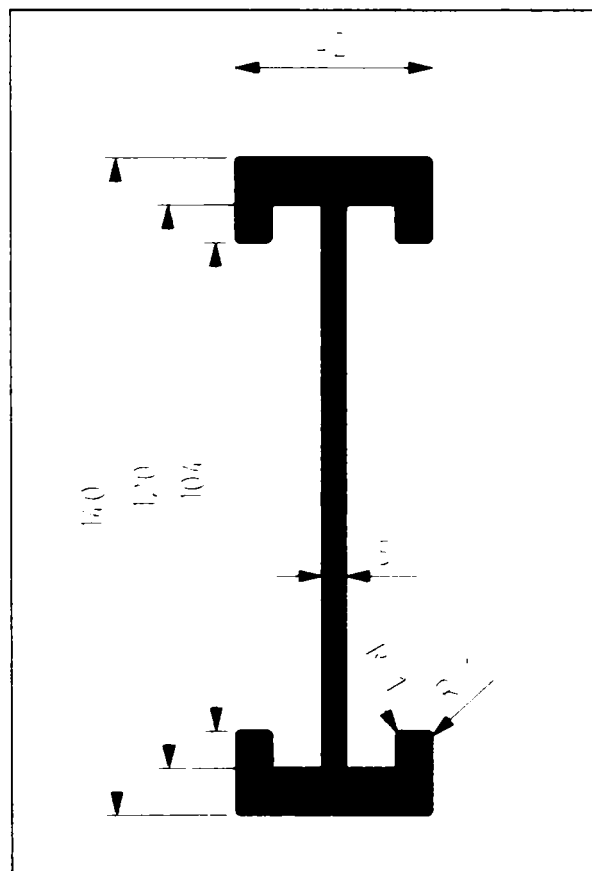


Fig. 3.3.1.3



În Fig. 3.3.1.3 este reprezentată în secțiune noua șină de transport.

Șina este trasă la cald și este compusă dintr-un aliaj de aluminiu, magneziu și siliciu AlMgSi0,5, având o greutate de 4,8 kg/m și se livrează la o lungime de 6000 mm.

În funcție de sarcina cu care se încarcă șina se modifică și distanța de suspendare de construcția metalică. La o sarcină de exemplu de 150 kg / m se suspendă la o distanță de 3500 mm, iar la o sarcină maximă de 200 kg / m se suspendă la o distanță de 2000 mm.

Șina este îmbinată cap la cap printr-o placă de îmbinare reprezentată în figura de mai jos (Fig. 3.3.1.4).

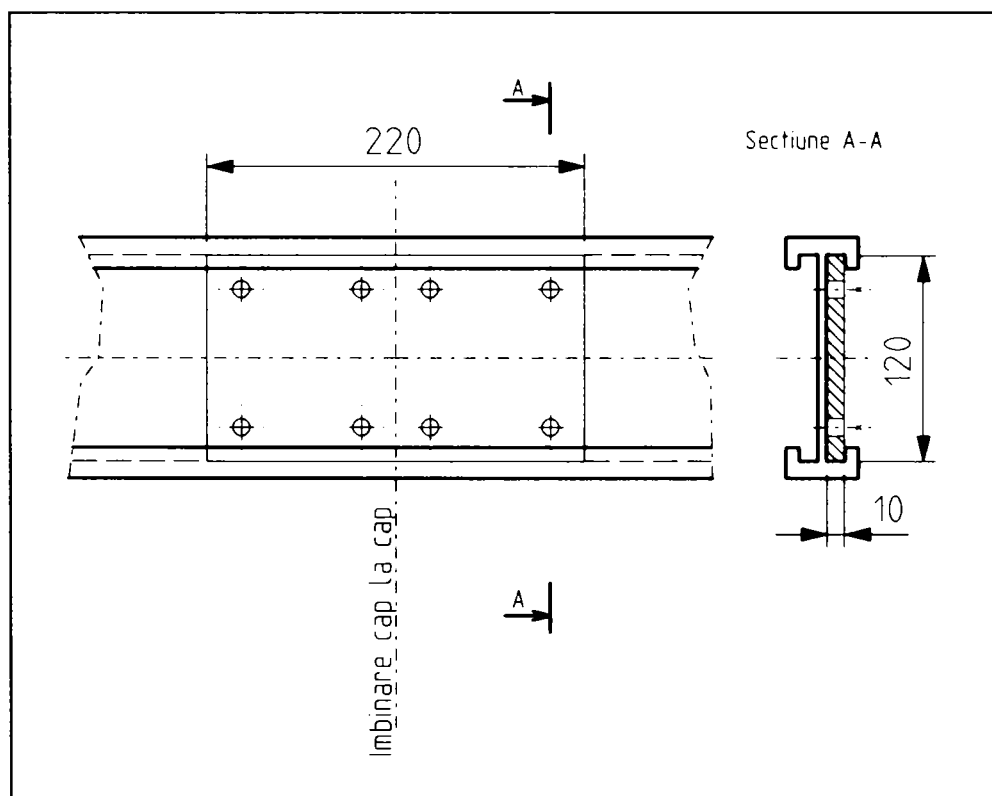
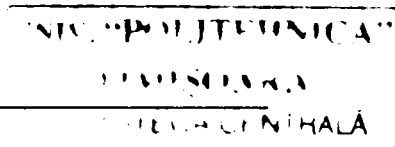


Fig. 3.3.1.4

Placa de îmbinare se montează la îmbinările cap la cap ale șinei, fie la o distanță constantă de 6 m, fie la capătul șinei și / sau după macazuri, sau după o curbă.

Placa de îmbinare este prevăzută cu 8 găuri filetate de M8 și se fixează pe șină cu știfturi filetate de M8 x 20 mm, care se asigură cu o piuliță de M8.

Șina la rândul ei se montează de construcția metalică cu ajutorul unui braț de susținere, care poate fi montat paralel, perpendicular, sau rotit cu un unghi oarecare la șina suspendată de transport.



Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În figurile următoare vor fi prezentate sistemele de susținere ale șinei de transport în cele trei variante și anume: paralel, perpendicular și rotativ.

În figura 3.3.1.5 este prezentat un sistem de susținere paralel la construcția metalică și anume de un profil I 180.

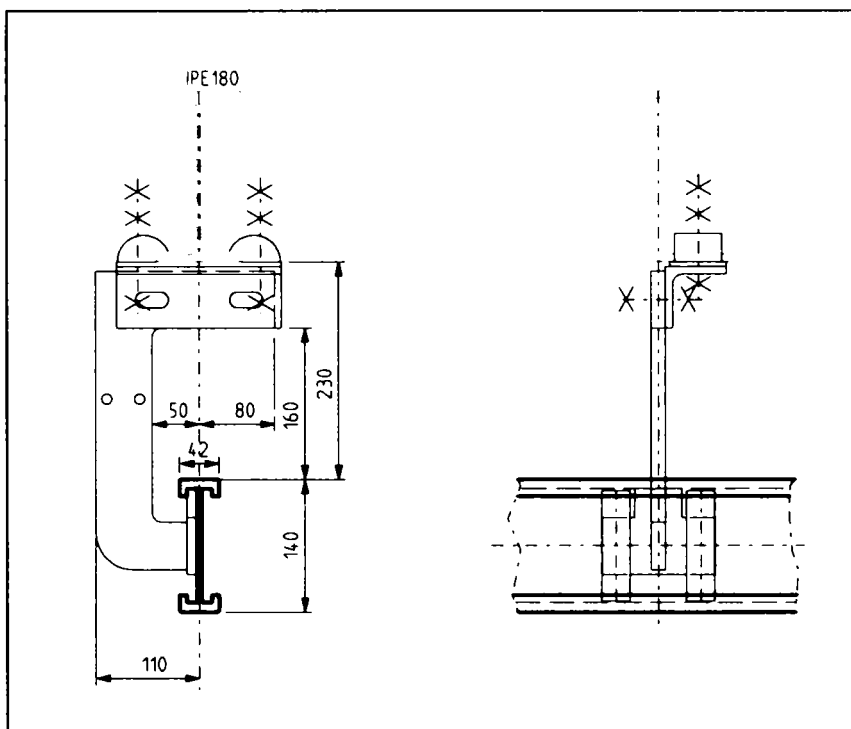


Fig. 3.3.1.5

În figura 6 este prezentat un sistem de susținere perpendicular, aceasta înseamnă că șina de transport este orientată perpendicular la profilul construcției metalice.

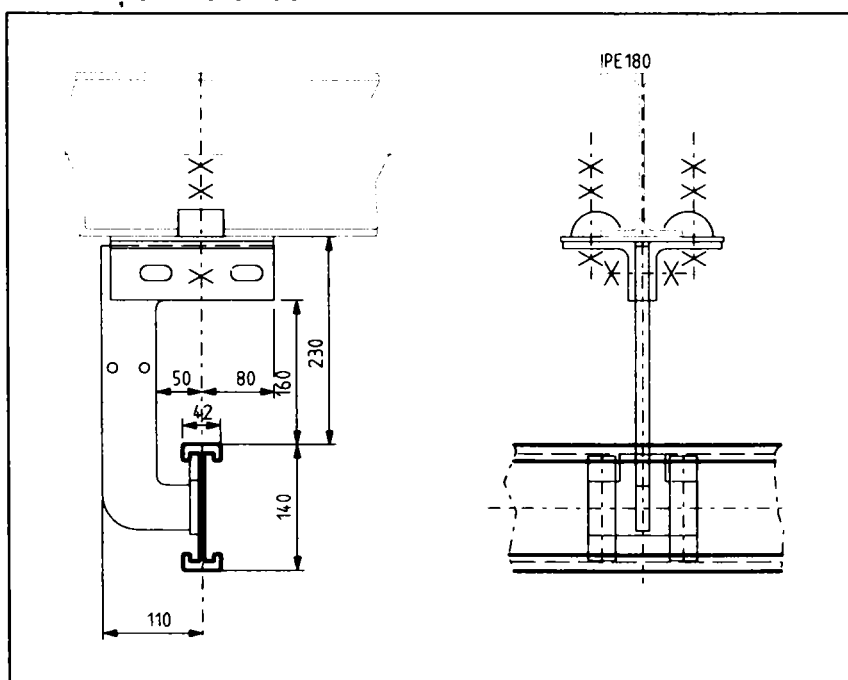


Fig. 3.3.1.6

În figura 3.3.1.7 este prezentat un sistem de susținere rotativ , aceasta înseamnă că brațul de fixare se poate roti în funcție de unghiul sub care este orientată șina de transport.

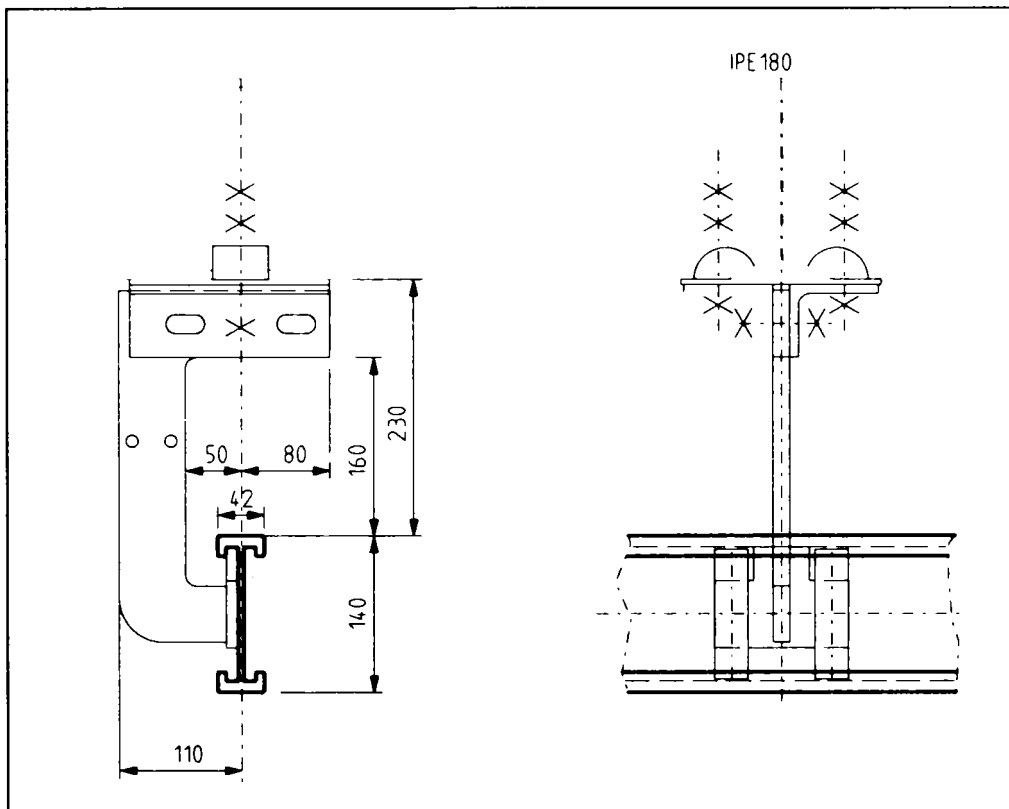


Fig. 3.3.1.7

Având în vedere că șina de transport este dintr-un aliaj de aluminiu și se montează și pe distanțe mai mari în linie dreaptă, în funcție de schimbările de temperatură din hala de montaj, șina de transport se poate dilata sau contracta în funcție de temperatură. Pentru a se putea egaliza aceste deformații în lungime, care sunt de obicei minime, se montează așa numitele dispozitive de egalizare a dilatației șinei de transport (Fig. 3.3.1.8).

Aceleași dispozitive se montează și în zonele instalațiilor în care se trece dintr-o hală de montaj în alta.

Distanța maximă de dilatație sau de contracție este de 20 mm și depinde de coeficientul de dilatație al aliajului de aluminiu.

Înainte și după dispozitivul de egalizare a dilatațiilor se montează la o distanță de până la 500 mm un braț de susținere pentru a rigidiza șina. În figura 3.3.1.8 este prezentat un asemenea dispozitiv, care se montează similar, ca o placă de îmbinare, cap la cap.

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

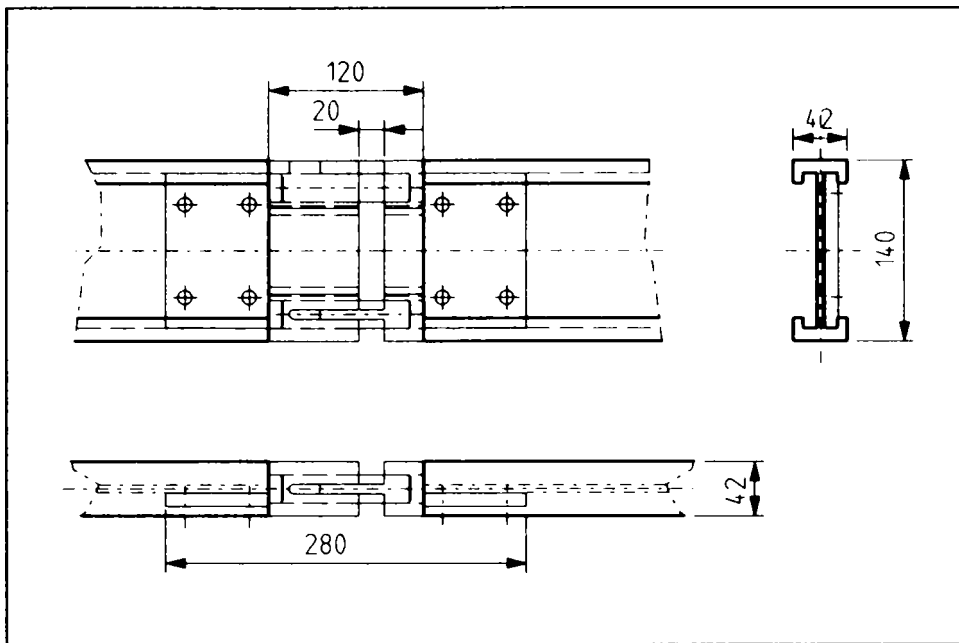


Fig. 3.3.1.8

O altă parte componentă a sistemelor de transport sunt întreruptoarele de proximitate care sunt acționate sau mai bine zis activate de către conveioare . Aceste întreruptoare sunt montate dealungul șinei de transport și au rolul de a modifica viteza de conveiere sau de a frâna conveioarele, sau mai bine spus au rolul de a modifica starea de deplasare a conveioarelor.

Întreruptoarele de proximitate se montează îndeosebi înainte de curbe, înainte de macazuri sau înainte de lifturi când este necesară reducerea vitezei de conveiere sau chiar oprirea acestora. Întreruptoarele sunt activate de către un linear care este montat fie pe modulul de antrenare, fie pe modulul de rulaj.

În figura 3.3.1.9 este reprezentat dispozitivul de susținere a unui întreruptor de proximitate.

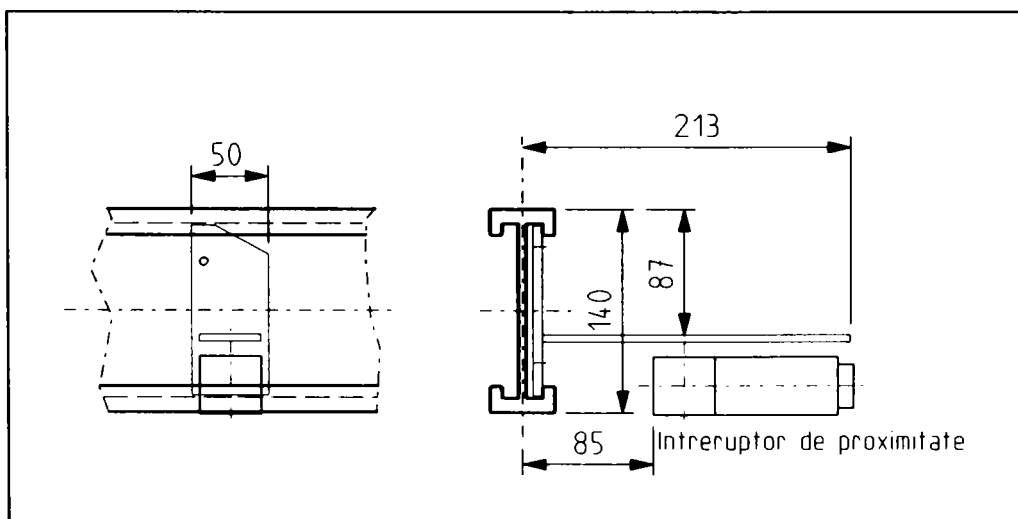


Fig. 3.3.1.9

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Deci, în concluzie, șina de transport este susținută prin brațul de fixare, care se montează în partea stângă văzut în direcția de conveiere, iar în partea dreaptă se montează șinele de cupru, care sunt izolate și care diferă în funcție de tipul de producător.

Barele de cupru au o formă de tip "U" care sunt izolate și în funcție de tipul instalației diferă și numărul lor.

De exemplu o instalație care funcționează la o tensiune de 42 V are 4 șine de cupru: prin șina 1 și 2 se transmite tensiunea de 42 V, șina 3 este șina de comandă sau impuls, care transmite prin colectorul de cupru un semnal sau impuls către blocul de comandă a conveiorului, iar în final șina 4 este legată la circuitul de pământare.

O instalație care funcționează la 400 V are 6 șine de cupru: prin șinele 1, 2, 3 se transmit cele 3 faze, șina 4 este nulul, șina 5 este șina de comandă, iar în final șina 6 este legată la circuitul de pământare.

Izolația șinei conectată la circuitul de pământare este bineînțeles de o altă culoare, de obicei galben cu verde.

Actualmente există doar două firme care produc această șina de cupru și anume firma Wampfler și firma Vahle. Cele două produse se deosebesc doar prin culoarea izolației; cea a firmei Wampfler are culoarea galbenă (Fig. 3.3.1.10), iar cea a firmei Vahle are culoarea portocalie (Fig. 3.3.1.11).

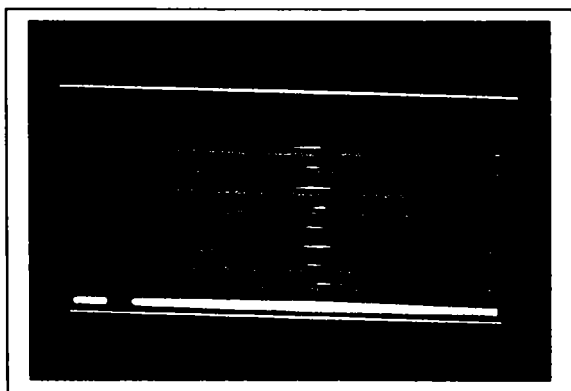


Fig. 3.3.1.10 (după documentație AFT)

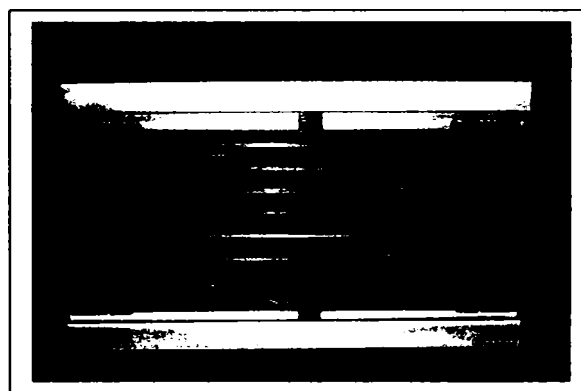


Fig. 3.3.1.11 (după documentație AFT)

Șina de transport suspendată se poate bineînțeles curba în funcție de traiectoriile care trebuiesc parcurse. Astfel se pot realiza diferite curbe de diferite raze în funcție de cerințele Layoutului .

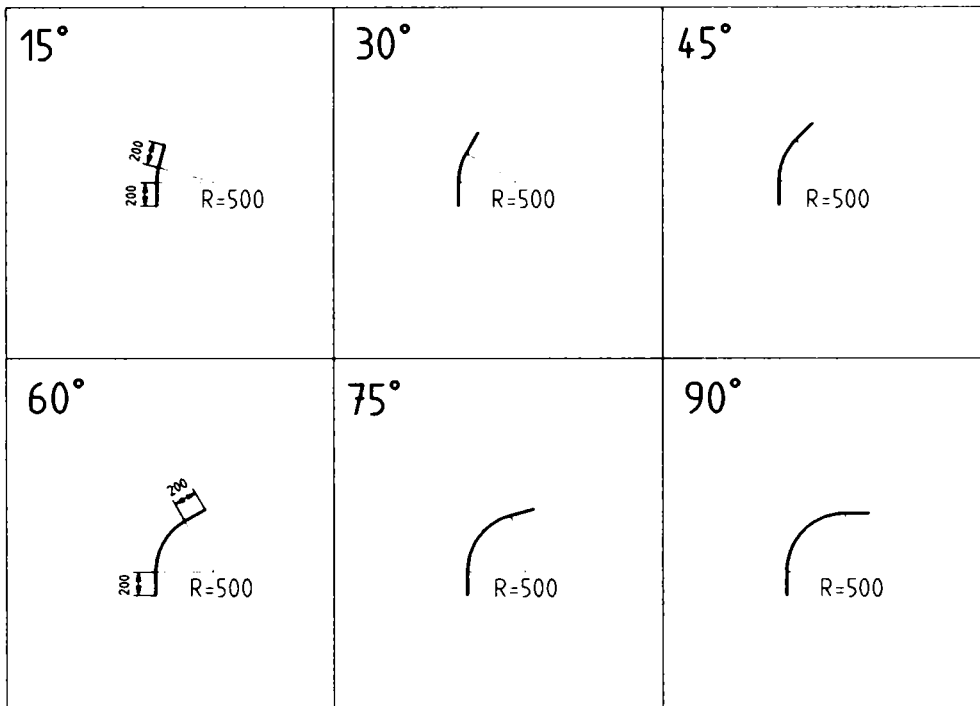


Fig. 3.3.1.12

În figura 3.3.1.12 sunt reprezentate unghiurile și razele de 500 mm sub care se poate curba șina de transport, iar în figura 13 sunt reprezentate unghiurile și razele de 1000 mm sub care se poate curba șina de transport.

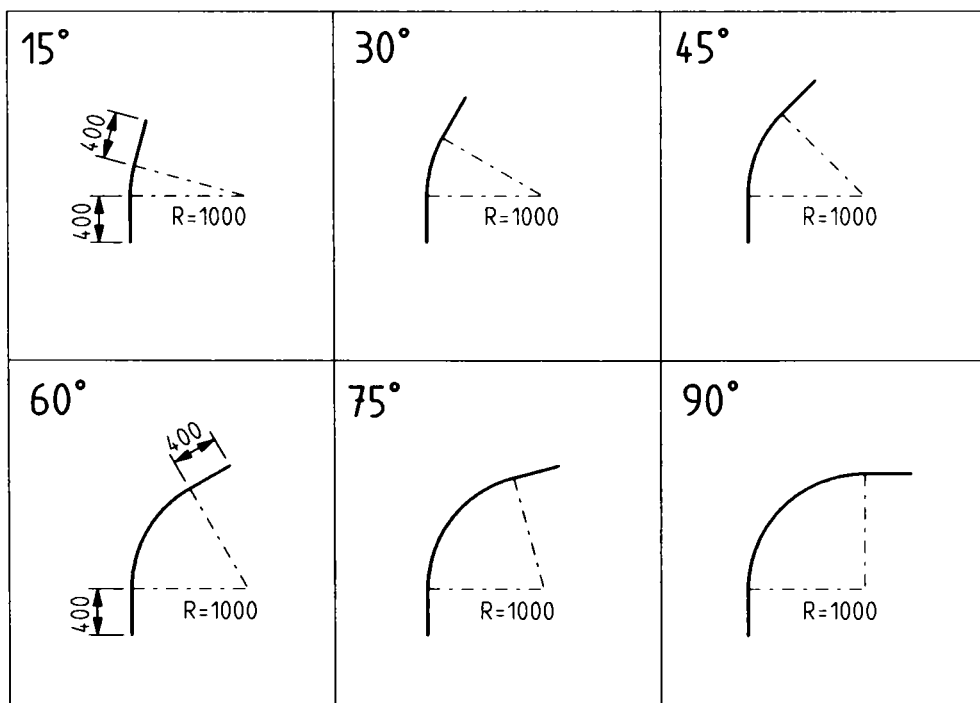


Fig. 3.3.1.13

La fiecare capăt al curbei este un segment de șină drept de 200 mm la razele cu  $R=500$  mm, iar la capătul curbei cu  $R=1000$  mm este un segment de șină drept de 400 mm, care are rolul de prindere a plăcii de îmbinare cap la cap (vezi Fig. 3.3.1.4).

Razele prezentate în figurile 3.3.1.12 și 3.3.1.13 sunt standard, bineînțeles că se pot curba și alte raze ca de exemplu:  $R750$ ,  $R1200$ ,  $R1250$ ,  $R1500$  și  $R2000$

O altă parte componentă, care face parte tot din sectorul razelor este segmentul de șină curbat, care se atașează după un macaz dacă șina face un unghi de  $90^\circ$ .

Un asemenea exemplu este redat în figura de mai jos (Fig. 3.3.1.14)

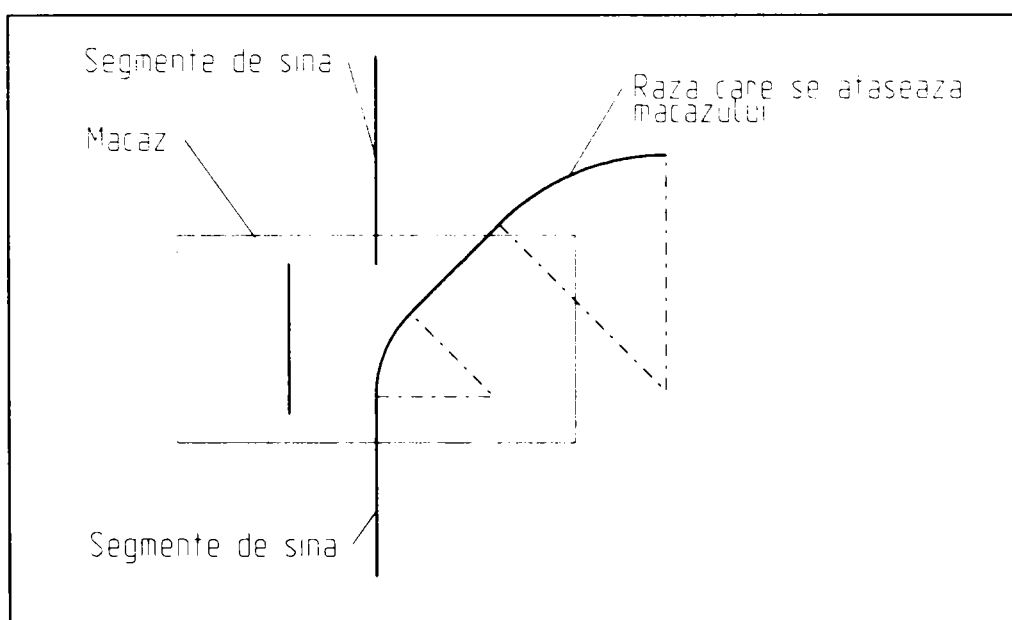


Fig. 3.3.1.14

Acest segment de șină curbat se poate executa la rândul lui de mai multe raze și anume:  $R500$ ,  $R750$ ,  $R1000$ ,  $R1200$ ,  $R1250$ , și  $R1500$ . În cazul acestui segment de șină curbat nu se poate vorbi de un anume standard, se execută raza în funcție de cerințele layoutului și în funcție de distanța dintre modulul de antrenare și cel de rulaj al conveioarelor.

### 3.3.2. Macazuri: tipuri noi și grupări specifice

Macazurile sunt dispozitive prin care se modifică direcția de rulare a conveioarelor. Acestea pot fi antrenate electric sau pneumatic, dar având în vedere ca în halele industriale în Germania, branșarea și distribuția aerului comprimat implică un factor de cost foarte ridicat se montează în majoritatea cazurilor doar macazuri antrenate electric. Principalii furnizori de motoare electrice și reductoare pentru industria de automobile germană sunt următoarele firme: SEW, Bauer și Flender.

Macazul are următoarele caracteristici:

- sarcina max.:	200 kg
- greutatea proprie:	120 kg
- dimensiuni:	cca. 716x1316x365 mm
- timpul de comutație:	2 s
- raza șinei saniei macazului:	500 mm

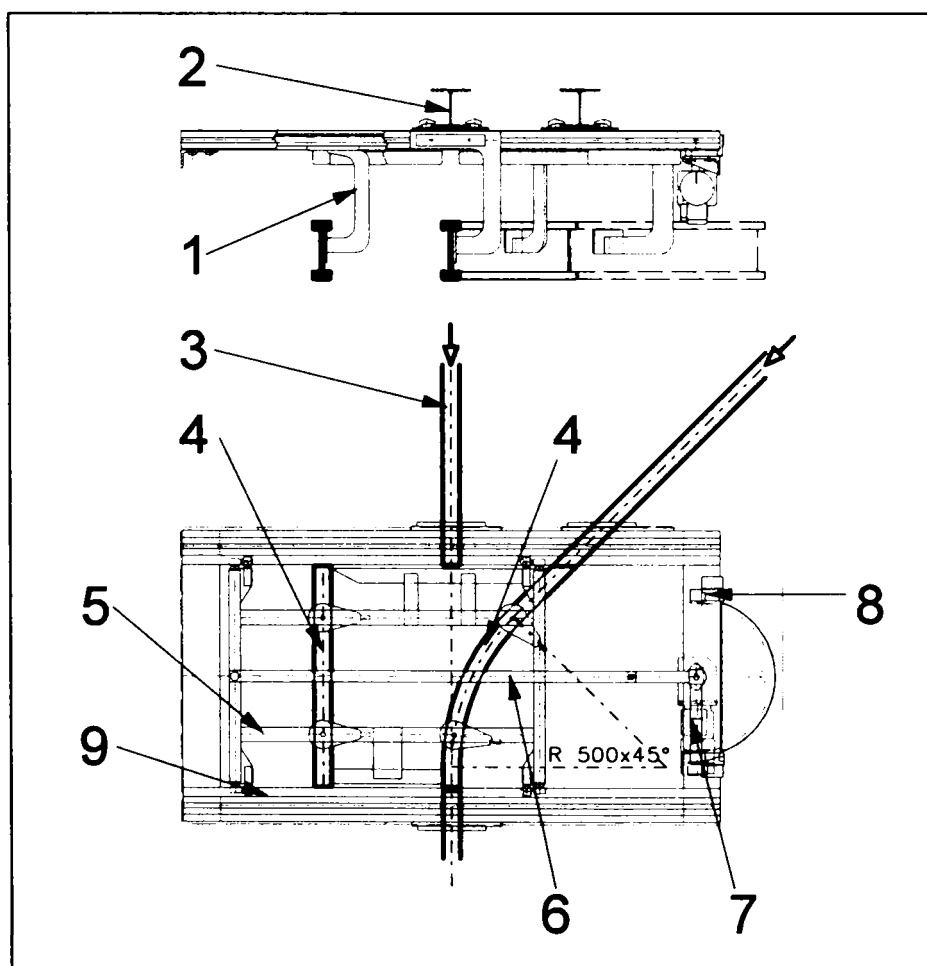


Fig. 3.3.2.1



În figura 3.3.2.1 este schițat un macaz și sunt de asemenea numerotate subansamblele componente.

- 1- Brațul de fixare a segmentului de șină ;
- 2- Profilul metalic pentru susținerea macazului;
- 3- Segmentele de șină fixă;
- 4- Segmentele de șină mobilă;
- 5- Sania macazului;
- 6- Sistemul de pârghii;
- 7- Motorul și reductorul de antrenare;
- 8- Întreprător de proximitate;
- 9- Profilul de ghidare a saniei.

### **1. Brațul de fixare a segmentului de șină**

Este similar ca și brațul de susținere a șinei (Fig. 3.3.1.6), doar că este fixat sau mai bine zis sunt fixate de sania macazului și au rolul de a susține părțile mobile de șină și anume cea dreaptă și segmentul de șină curbat la 45°.

### **2. Profilul metalic pentru susținerea macazului**

Face parte din construcția metalică a halei de montaj și la acest sistem de macazuri se montează două profile la o distanță de 450mm, primul fiind montat direct deasupra segmentului de șină drept.

### **3. Segmentele de șină fixă;**

Sunt de fapt partea de trecere sau mai bine zis segmentele de ramificație ale macazului. Segmentele de șină fixă asigură trecerea peste macaz fie drept fie peste segmentul de șină curbat.

### **4. Segmentele de șină mobilă**

Segmentele de șină mobilă, cel drept și cel curbat la 45° sunt fixate prin brațele de fixare, descrise la punctul 1, de sania macazului. Între segmentul de șină mobilă și cel fix se prevede o distanță maximă de 2-3 mm.

### **5. Sania macazului**

Constă dintr-un cadru de metal, care este ghidat prin 8 role de ghidare, pe fiecare colț al sănei una montată orizontal și una montată vertical, pentru a asigura ghidarea în cele două axe de simetrie și este condus în profilul de

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

ghidare a săniei. De sania macazului sunt montate segmentele de șină mobilă prin brațele de fixare.

### 6. Sistemul de pîrghii

Are rolul de a trece sania macazului dintr-o poziție în alta, executând o cursă orizontală de 315 mm ( Fig. 3.3.2.2).

### 7. Motorul și reductorul de antrenare

Execută cursa de schimbare a direcției de rulare a conveioarelor. Motorul este un motor de curent alternativ, iar reductorul este un reductor cu melc / roată melcată.

### 8. Întrerupător de proximitate

Este montat de partea fixă a macazului adică de profilul de ghidare a săniei și are rolul de a limita cursa motorului în momentul în care sistemul de pîrghii ajunge în dreptul său.

### 9. Profilul de ghidare a săniei

Este realizat dintr-o construcție de aluminiu și oțel și are rolul de a ghida sania macazului, pentru susținerea brațelor de fixare a segmentelor de șină fixă, pentru montarea și fixarea motorului și a reductorului și în final pentru fixarea întregului ansamblu de construcția metalică.

În figura 3.3.2.2 este reprezentat un macaz cu noul tip de șină unde sunt specificate și noile dimensiuni ale acestuia, îndeosebi noua cursă orizontală pe care o execută sania macazului.

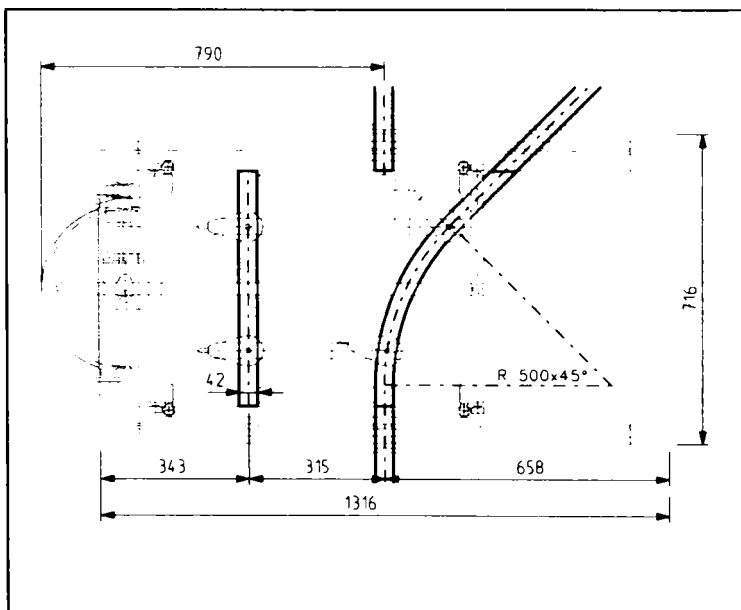


Fig. 3.3.2.2

Macazurile, având la fel ca și șina de transport șinele de cupru în direcția de conveiere în partea dreaptă, se deosebesc în funcție de direcția de conveiere și anume:

- RO (Right Out) Șina de deviere spre dreapta și pleacă dinspre macaz;
- RI (Right In) Șina de deviere este spre dreapta și vine înspre macaz;
- LO (Left Out) Șina de deviere este spre stânga și pleacă dinspre macaz;
- LI (Left In) Șina de deviere este spre stânga și vine înspre macaz;
- VO (V Out) Ambele șine sunt curbate și pleacă dinspre macaz;
- VI (V In) Ambele șine sunt curbate și vin înspre macaz;
- 3O (3 Out) Cele 3 șine de deviere pleacă dinspre macaz;
- 3I (3 In) Cele 3 șine de deviere vin înspre macaz;
- RS Macaz rotativ.

Macazul reprezentat în figura 3.3.2.2 poate fi de tip RO sau de tip RI, în funcție de direcția de conveiere. Dacă direcția de conveiere este de la partea fixă a șinei spre cele două segmente de șină fixă, atunci este de tip RO, iar dacă direcția de conveiere este în sens invers, este de tip RI.

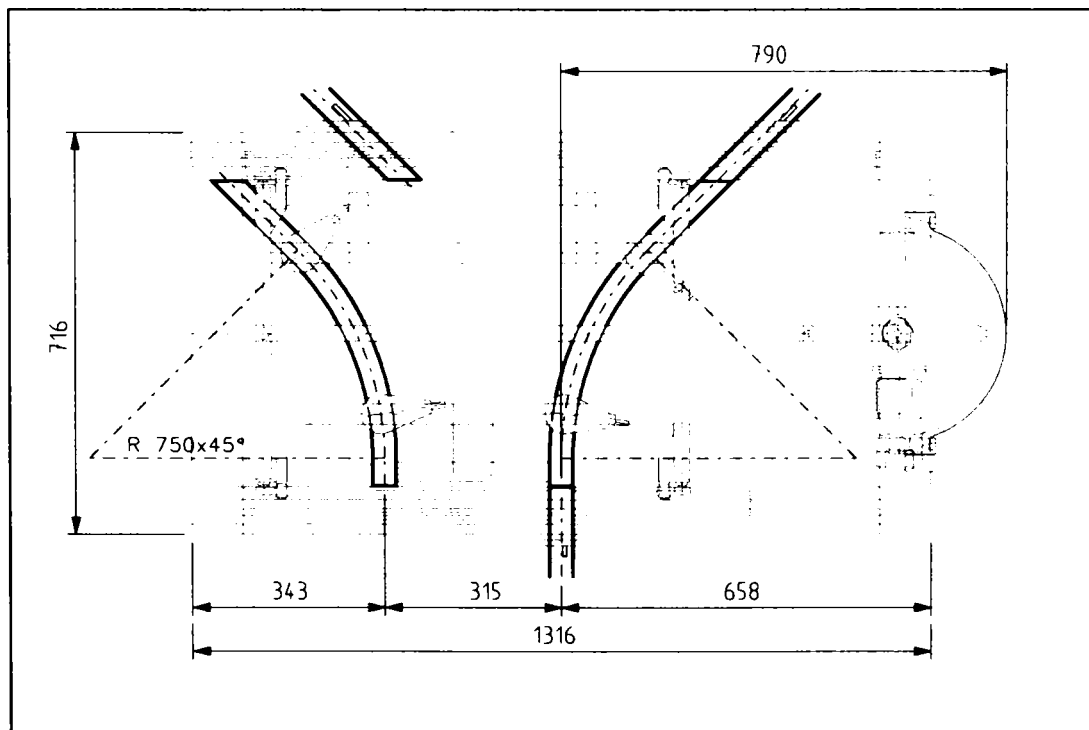


Fig. 3.3.2.3

În figura 3.3.2.3 este reprezentat un macaz care poate fi de tip VO sau de tip VI, în funcție de direcția de conveiere.

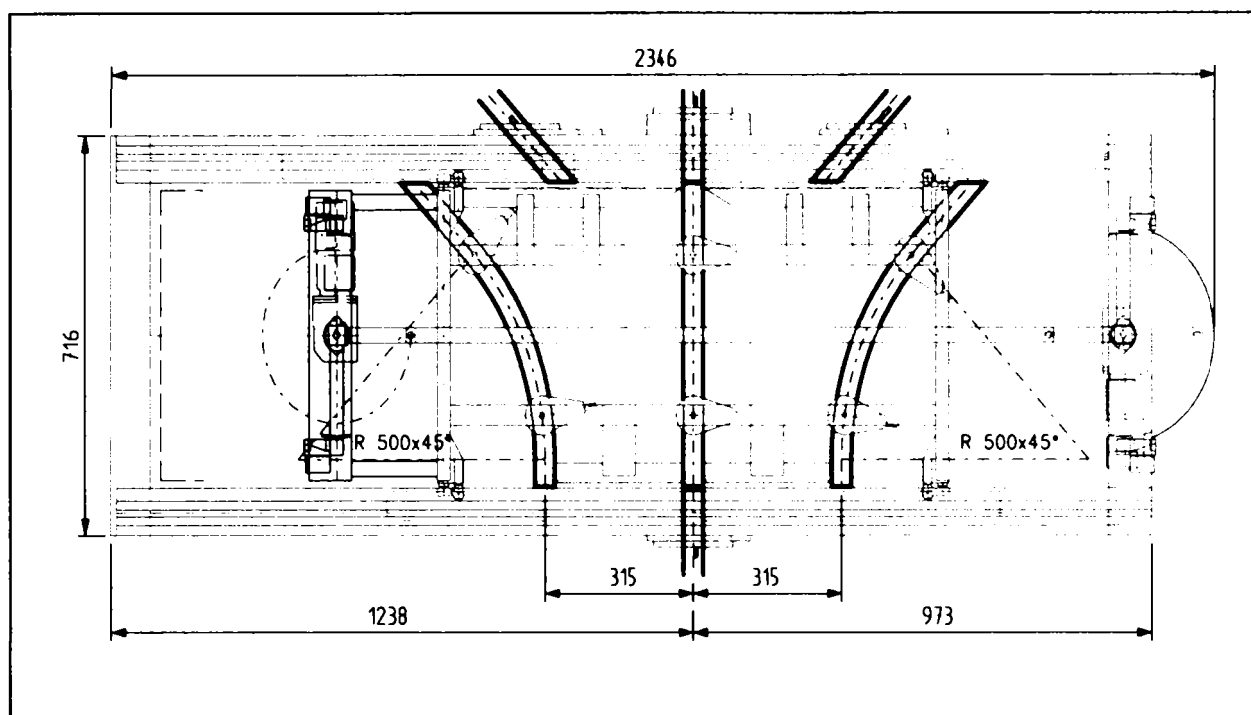


Fig. 3.3.2.4

În figura 3.3.2.4 este reprezentat un macaz care poate fi de tip 30 sau de tip 31, în funcție de direcția de conveiere.

În figura 3.3.2.5 este reprezentat un macaz de rotire, a cărei șină poate diferi în lungime în funcție de cerințele instalației.

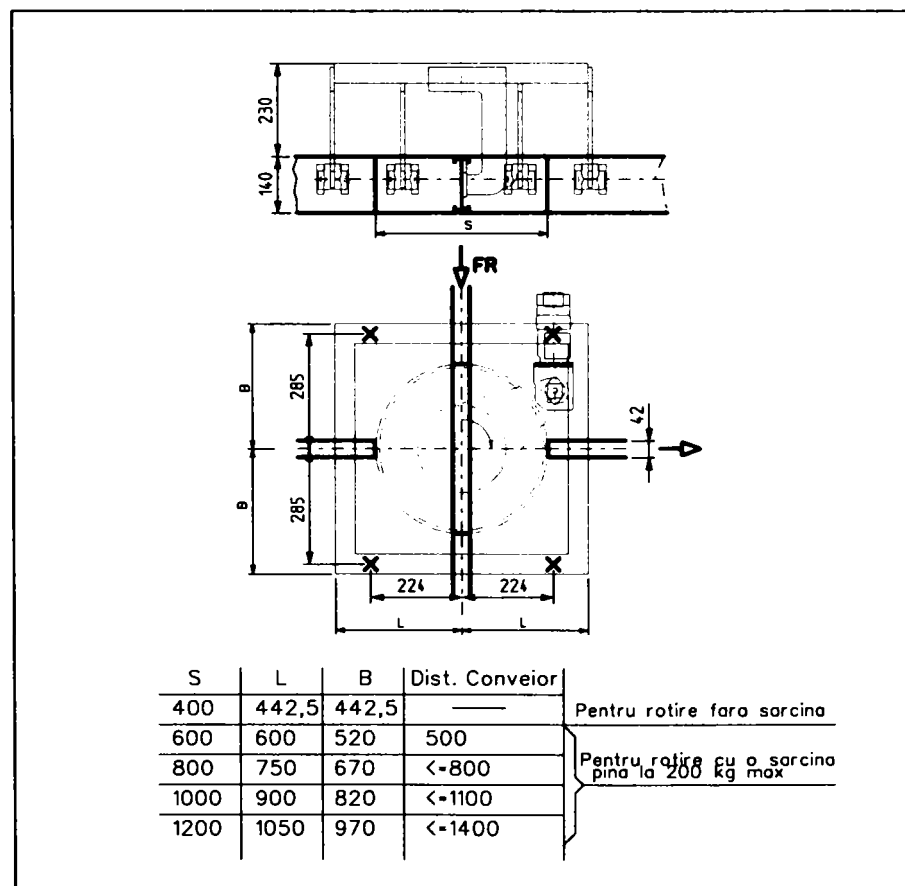


Fig. 3.3.2.5

În figurile 3.3.2.6, 3.3.2.7, 3.3.2.8 și 3.3.2.9 sunt reprezentate grupări posibile de macazuri de diferite tipuri.

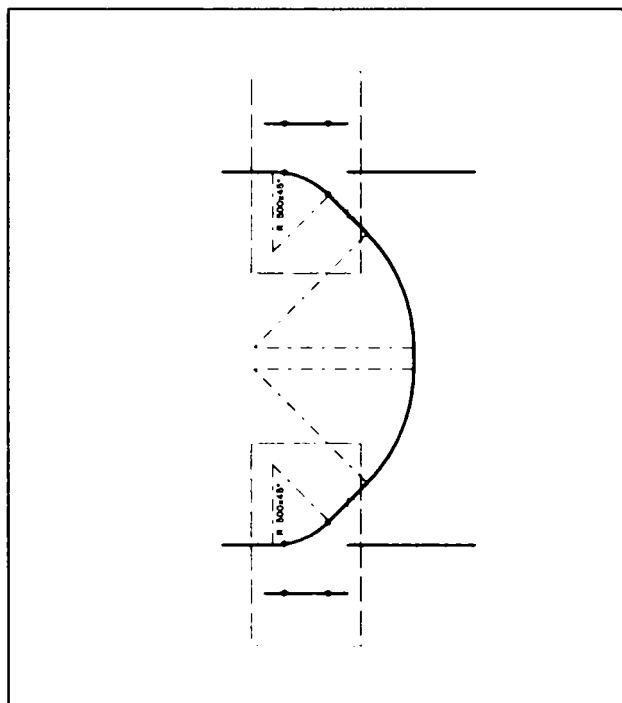


Fig. 3.3.2.6

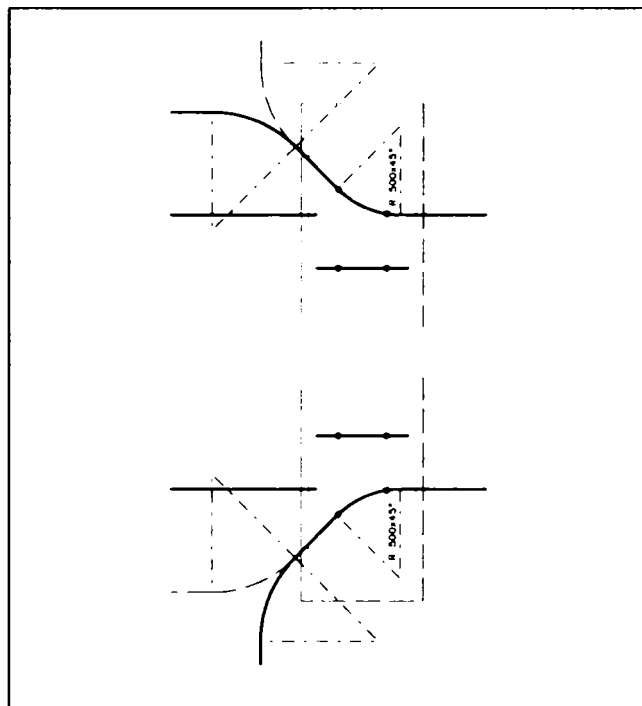


Fig. 3.3.2.7

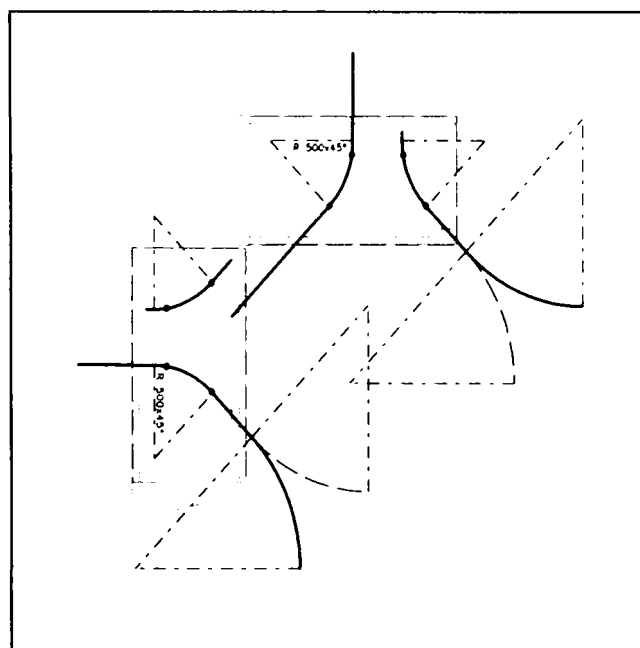


Fig. 3.3.2.8

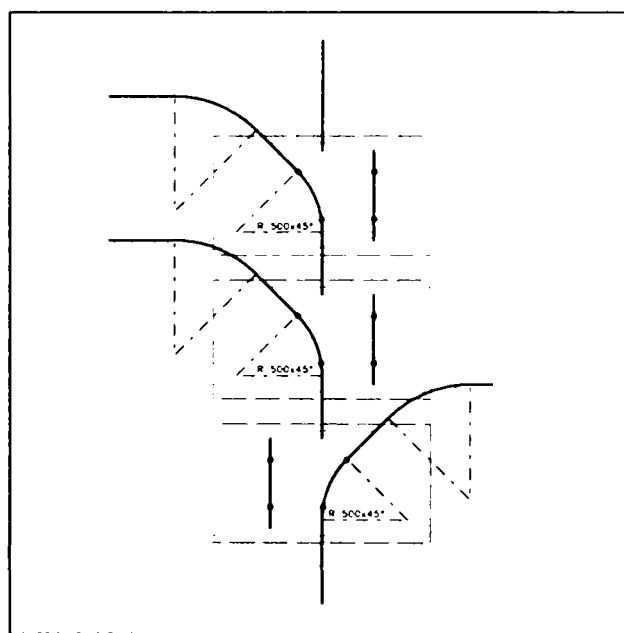


Fig. 3.3.2.9

### 3.3.3. Lifturi

Lifturile sunt dispozitive prin care se efectuează o mișcare pe verticală, de exemplu de a egaliza o diferență de înălțime de la o cotă de înălțime a instalației la alta.

Lifturile sunt antrenate de motoare electrice cu reductor, care au de obicei o putere de 5,5 Kw și sunt motoare o căror turație este reglată prin modul de variație prin frecvență.

Modulul de reglare a turației prin frecvență se dimensionează dublu față de puterea motorului de antrenare, deci dacă motorul de antrenare are o putere de 5,5 KW, înseamnă ca modulul de reglare a turației prin frecvență va avea o putere de 10 KW.

În referatul I au fost prezentate diferitele tipuri de lifturi și anume:

- Lifturi cu antrenare prin lanț;
- Lifturi cu antrenare prin curele late;
- Lifturi cu antrenare prin curele late dințate.

La sistemul cel nou de transport se vor folosi doar lifturi antrenate cu curele late dințate.

Având în vedere că la sistemul nou de transport sarcinile ce pot fi transportate sunt sub 200 kg sau maximum de 200 kg rezultă de aici că motorul de antrenare va fi dimensionat sub 5,5 kW și puterea adecvată a noului motor de antrenare va fi de 3 kW și puterea modulul de reglare a turației prin frecvență va avea o putere de 6 kW.

În figura următoare este reprezentat un lift cu curele late dințate și sunt numerotate subansamblurile componente.

Acest lift (Fig. 3.3.3.1) se deplasează pe trei nivele, adică are trei poziții de oprire. Independent de pozițiile de oprire lifturile pot fi suspendate în construcția metalică a halei de montaj sau pot fi montate până la sol în funcție de cerințele instalației de transport și mediului în care se lucrează. Dacă în zona de lucru sunt roboți de sudură care au nevoie de un spațiu mai mare de desfășurare, ca de exemplu în cazul liniilor automate de sudură și montaj (Fig. 3.3.3.2), atunci liftul este suspendat în construcția metalică, aceasta însemnând ca scheletul acestuia nu este montat până la sol.

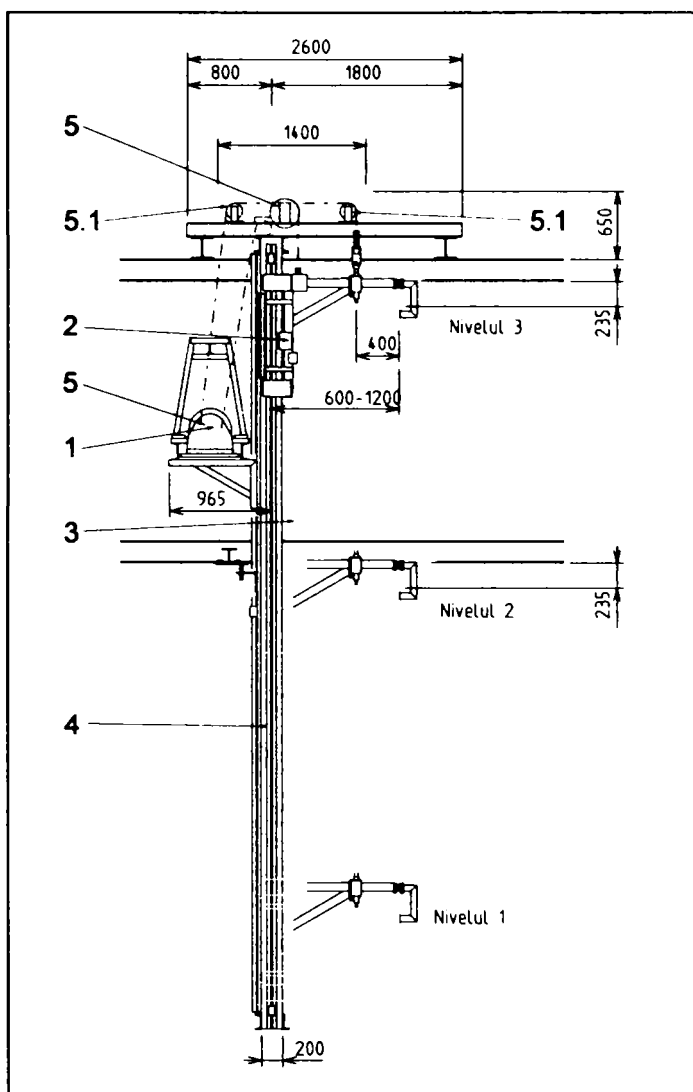


Fig. 3.3.3.1



Fig. 3.3.3.2 (după documentație BMW)

Subansamblurile componente ale unui lift sunt următoarele:

- 1- Unitatea de antrenare
- 2- Sania Liftului
- 3- Cureaua lată dințată
- 4- Scheletul liftului
- 5- Rola de ghidare a curelei

### 1. Unitatea de antrenare

constă din motorul și reductorul de antrenare, arborele de antrenare, cele 2 role dințate de ghidare a curelei, cuplajul cu lanț, și dispozitivul de blocare manuală a saniei liftului (Fig. 3.3.3.3)

Opțional, unitatea de antrenare este dotată cu un al doilea motor cu reductor care se numește "Stand By" (Rezervă) și se cuplează prin cuplajul cu lanț, doar atunci când motorul principal de antrenare este avariat și trebuie schimbat.



Fig. 3.3.3.3 (după documentație AFT)



## 2. Sania Liftului

este o construcție sudată și se deplasează pe scheletul liftului prin intermediul rolor de ghidare.

Sania liftului se deplasează prin intermediul curelelor late dințate, care sunt fixate pe de o parte de sanie și de partea cealaltă sunt fixate de contragreutate.

De sania liftului mai este fixat și segmentul de șină mobilă care poate avea lungimi diferite, în funcție de cerințele instalației.

## 3. Cureaua lată dințată

are rolul de a face legătura între sania liftului și contragreutatea acestuia.

Orice lift are două curele late dințate (Fig. 3.3.3.4) care de obicei au o lățime de 115 mm.

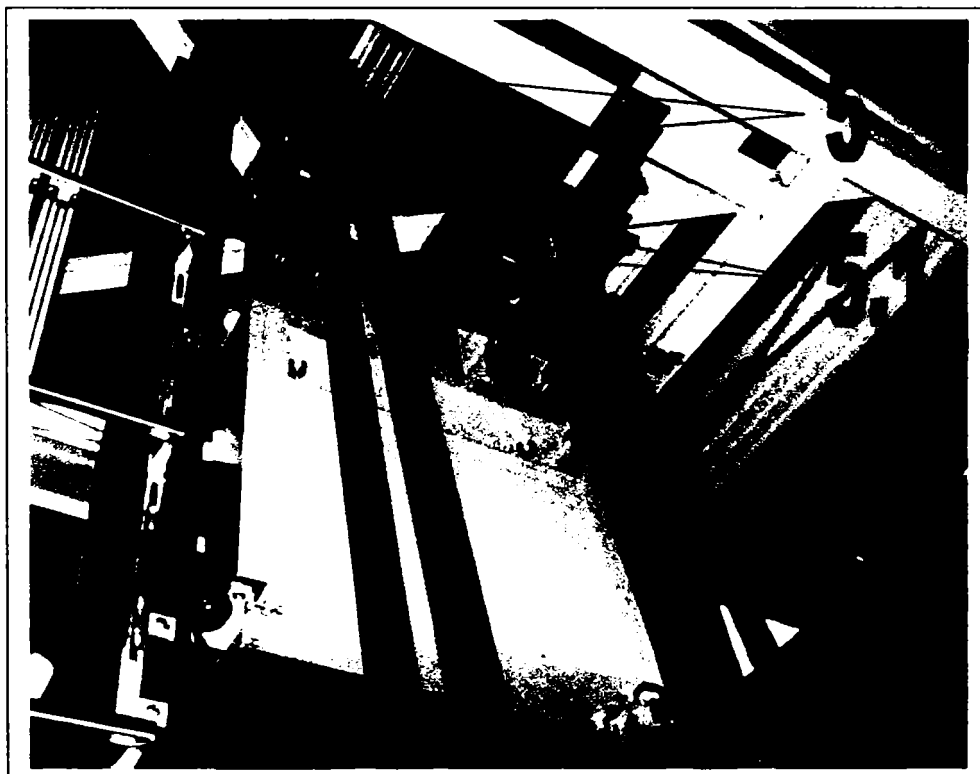


Fig. 3.3.3.4 (după documentație AFT)

## 4. Scheletul liftului

este o construcție sudată și constă din două țevi pătrate de 200 x 200 mm care sunt situate la o distanță de 1600 mm și care pot fi orientate la 90° sau la 45°.

De scheletul liftului se fixează unitatea de antrenare, dispozitivul de numărare al curselor liftului și alte dispozitive de susținere a întrerupătoarelor de proximitate.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

### 5. Rolele de ghidare a curelei

pot fi de două tipuri și anume pot fi role dințate de ghidare a curelei sau role fără dinți. În figura 3.3.3.4, poziția 5 sunt reprezentate rolele dințate care în acest caz sunt patru la număr, deoarece unitatea de antrenare este montată pe partea din spate a scheletului liftului. Acest tip de unitate de antrenare se mai numește salop și „rucsac”. Cu 5.1 sunt numerotate rolele de ghidare a curelei fără dinți care sunt în acest caz două la număr, în cazul în care unitatea de antrenare este montată ca în figura 3.3.3.4.

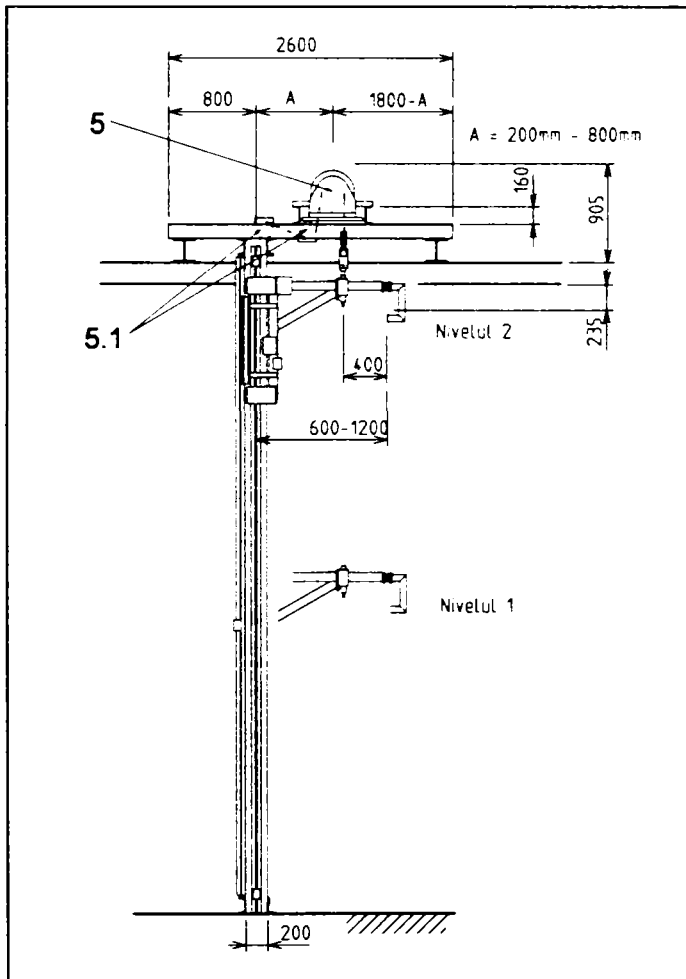


Fig. 3.3.3.5

În figura 3.3.3.5 este prezentat un lift care are unitatea de antrenarea în partea superioară, care are la fel ca și cel cu unitatea de antrenare „rucsac” două tipuri de role de ghidare a curelei și anume cele dințate (pos.5) și cele nedințate (pos.5.1). Numărul de role nedințate rămâne la acest tip de lift identic cu cel anterior, doar rolele dințate sunt doar două la număr.

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

### 3.3.4. Conveioare: tipuri adaptate șinei noi de transport

Conveioarele sunt dispozitivele propriuzise de transport. Ele se deplasează pe șina de transport prin intermediul motorului și reductorului de antrenare. Transmiterea energiei necesară motorului de antrenare se execută prin colectorii de cupru care se deplasează pe șinele de cupru fixate în partea dreaptă pe șina de transport în direcția de conveiere.

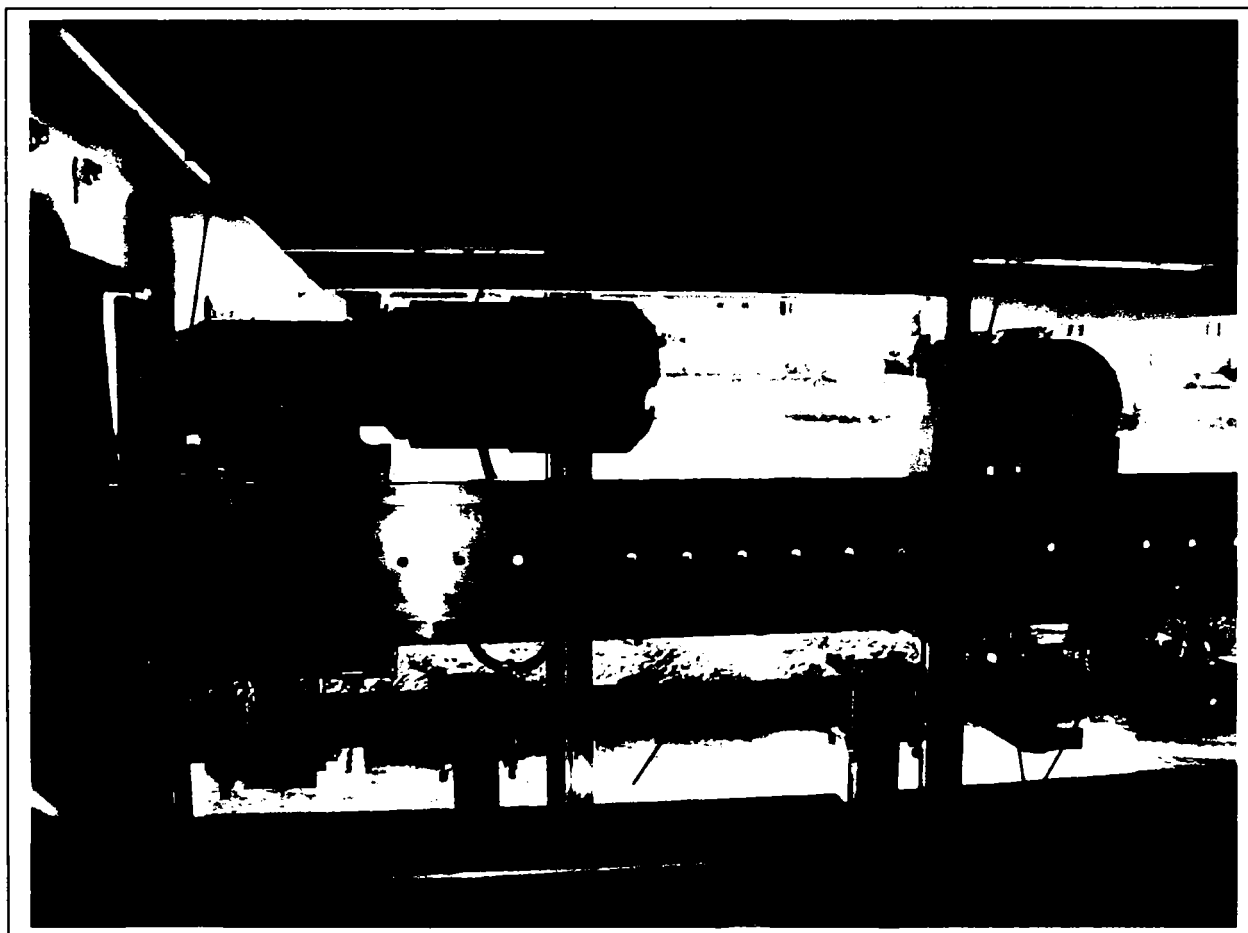


Fig. 3.3.4.1 (după documentație AFT)

Caracteristicile tehnice ale noului tip de conveioare sunt următoarele:

- sarcina maximă:	200 kg
- diametrul rolei de antrenare:	d=120 mm
- greutatea modulului de rulaj:	9 kg
- greutatea modulului de antrenare ( fără motor):	11 kg
- greutatea motorului:	12 kg
- viteza minimă de deplasare:	15 m / min.
- viteza maximă de deplasare:	75 m / min.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile



Fig. 3.3.4.2 (după documentație AFT)

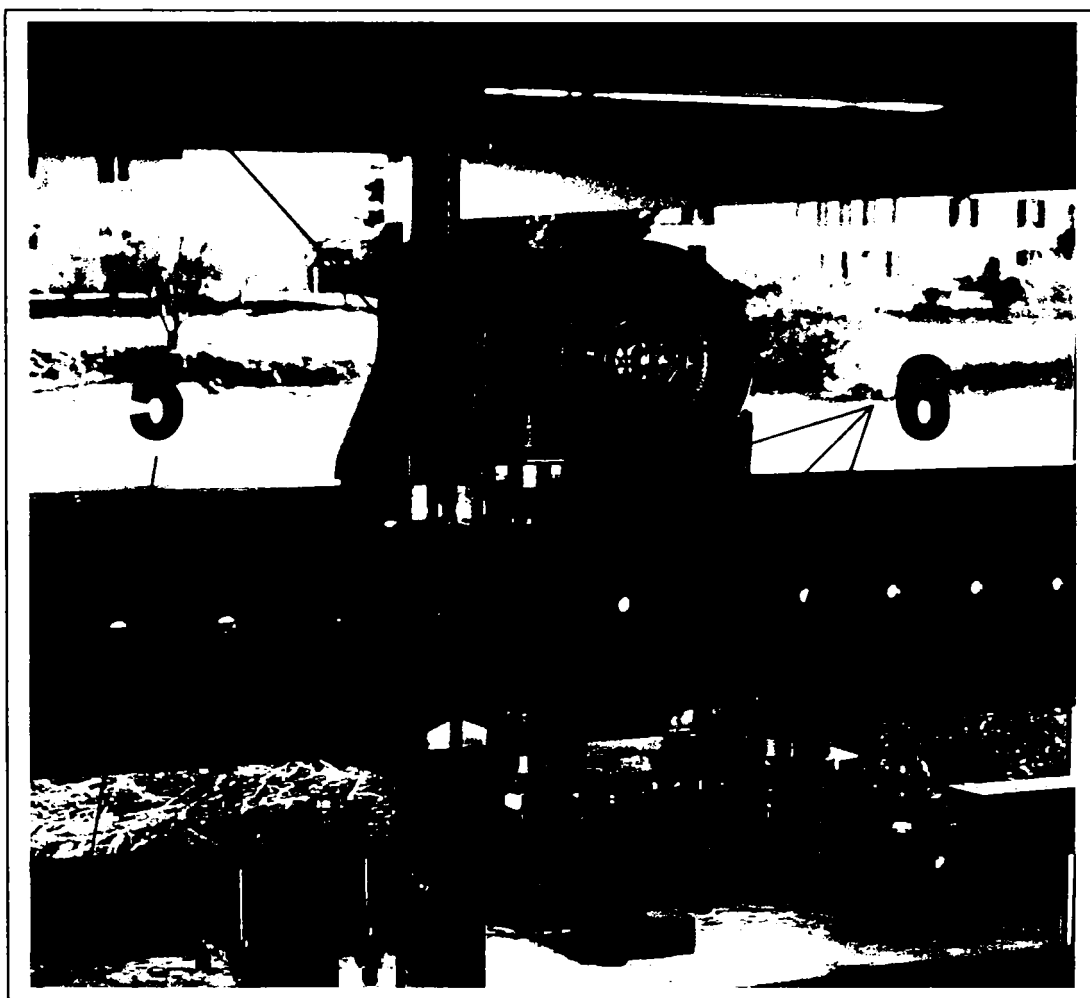


Fig. 3.3.4.3 (după documentație AFT)

---

Teză de doctorat  
Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de  
automobile

În figurile 3.3.4.1, 3.3.4.2, 3.3.4.3 este reprezentat noul tip de conveior și subansamblele sale.

- 1- Modulul de antrenare;
- 2- Modulul de rulaj;
- 3- Motorul și reductorul de antrenare;
- 4- Modulul de comandă;
- 5- Traversă între modulul de antrenare și cel de rulare;
- 6- Role de ghidare;

#### **1. Modulul de antrenare**

constă dintr-o construcție sudată, rola de antrenare, rolele de ghidare, modulul de comandă și traversa de legătură cu modulul de rulaj.

Rola de antrenare are un diametru de 120 mm și are rolul de a antrena conveiorul prin motorul și reductorul de antrenare.

De modulul de antrenare sunt fixate motorul și reductorul de antrenare, modulul de comandă al conveiorului de care sunt montați și colectorii de cupru prin care se transmite energia și impulsurile de la șina de cupru la modulul de comandă al conveiorului.

#### **2. Modulul de rulaj**

constă dintr-o construcție sudată, rola de rulaj, rolele de ghidare și traversa de legătură cu modulul de antrenare.

Rola modulului de rulaj are la fel ca și rola modulului de antrenare un diametru de 120 mm și are rolul doar de rulaj pe șină.

#### **3. Motorul și reductorul de antrenare**

reprezintă de fapt partea cea mai importantă a modulului de antrenare.

Motorul poate fi de mai multe tipuri și anume pot fi motoare a căror turație se reglează prin variația frecvenței, sau motore cu o singură turație.

#### **4. Modulul de comandă**

constă din mai multe module electronice de comandă, prin care se pot executa diferite setări ca de exemplu turația motorului, accelerația acestuia, diferite comenzi sau impulsuri transmise de instalație referitoare la deplasarea conveioarelor în general.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În cazul în care conveiorul este dotat cu un motor a cărui turație se reglează prin frecvență, modulul de reglare a turației motorului de antrenare este și el încadrat în modulul de comandă a conveiorului.

#### **5. Traversa de legătură**

este partea de legătură între modulul de antrenare și cel de rulaj al conveiorului. De traversa de legătură se fixează dispozitivele de transport a subansamblelor.

#### **6. Rolele de ghidare**

au rolul de a ghida conveioarele pe șina de transport, diametrul acestora fiind dat de sarcinile care trebuiesc transportate.

Diametrul rolor de ghidare este de exemplu de 40 mm pentru sarcini până la 100 kg, iar de 50 mm pentru sarcini până la 200 kg.

Rolele de ghidare sunt amplasate două pe fiecare parte inferioară a șinei, iar pe partea superioară este doar una pe fiecare parte. Rolele de ghidare sunt la fel amplasate și pe modulul de antrenare cât și pe cel de rulaj.

## 4. Analiza noului sistem suspendat de transport

### 4.1 Analiza metodei elementelor finite

#### 4.1.1. Noțiuni introductive

Metoda elementelor finite a apărut ca o necesitate de a studia starea de tensiune și deformație pentru structuri de rezistență de mare complexitate geometrică pentru care calculul se face mai ușor în cazul în care întregul se împarte în domenii mai simple. Datorită caracterului de generalitate al acestei metode, ea s-a extins cu rapiditate în toate domeniile calculului ingineresc, care au la bază metodele fizico-matematice de calcul.

Deși numele metodei elementului finit a fost introdus recent, conceptul a fost utilizat acum câteva secole în urmă. De exemplu matematicienii din antichitate au aflat circumferința cercului aproximându-l ca pe un poligon.

Aplicarea metodei elementelor finite sub forma actuală își are începuturile în fundamentarea următoarelor metode și teorii cu aplicații deosebite în inginerie:

- Metoda reziduurilor ponderate (Gauss 1795, Galerkin 1915, Biezeno-Koch 1923)
- Metode variaționale (Rayleigh 1870, Ritz 1909)
- Diferențe finite (Richardson 1910, Liebman 1918, Southwell 1940)
- Diferențe finite variaționale (Varga 1962)
- Testarea continuității funcțiilor pe subdomenii (Courant 1947, Prager-Synger 1947)
- Rezoluția prin analogie structurală (Hreikoff 1941, McHenry 1943, Mewark 1949)
- Discretizarea în elemente finite a mediilor continue (Argyris 1959, Turner-Clough, Martin și Topp 1956)
- Introducerea noțiunii de element finit (Clough 1960).

Calculul moderne de rezistență materialelor, chiar dacă se aplică în cazul problemelor clasice de teoria elasticității sau plasticității, nu pot fi concepute fără utilizarea metodelor numerice de calcul. Această situație este o consecință

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

directă a progreselor obținute în domeniul calculatoarelor electronice, atât în domeniul de hardware cât și software.

Evoluția metodelor de calcul numeric executate pe calculatoarele electronice trebuie privită în strânsă concordanță cu următoarele direcții principale de cercetare:

- Analiza erorilor care este deosebit de importantă în problemele de algebră liniară, cum este de exemplu rezolvarea sistemelor algebrice liniare, calculul valorilor vectorilor proprii ai matricelor, sau rezolvarea ecuațiilor polinomiale;

- Normele matriceale utilizate în studiul calitativ al metodelor de calcul numeric;

- Metode de extrapolare foarte utile în integrarea numerică, probleme cu valori la limită și inițiale, în rezolvarea ecuațiilor diferențiale ordinare;

- Metode de interpolare care conduc la obținerea unei funcții polinomiale a cărui ordin este determinat de continuitatea pe intervalul considerat;

- Analiza funcțională utilizată la rezolvarea numerică a ecuațiilor cu derivate parțiale și la rezolvarea numerică a ecuațiilor diferențiale ordinare;

- Metoda elementului finit ca instrument de lucru generalizat în domeniul inginerie structurilor de rezistență, transferului termic, curgerilor de fluide și studiul câmpurilor electromagnetice;

Trebuie remarcat faptul că metoda elementului finit are o largă aplicabilitate în studiul calitativ al algoritmilor de calcul numeric.

Prin algoritm de calcul se înțelege un sistem de reguli care aplicat la o anumită clasă de probleme de același tip conduce la obținerea soluției problemei pornind de la condițiile inițiale ale clasei din care face parte cu ajutorul unor operații succesive, unic determinate. Rezultă concluzia că un algoritm trebuie să aibă un caracter de generalitate, de finitudine și unicitate.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

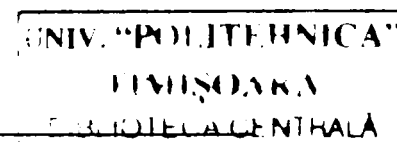


Utilizarea calculatorului în rezolvarea unei probleme presupune parcurgerea următoarelor etape:

1. Enunțarea problemei și formularea datelor de intrare;
2. Elaborarea modelului de calcul care pornind de la un ansamblu coerent de ipoteze stabilește o schemă de calcul care descrie atât cantitativ cât și calitativ fenomenul;
3. Alegerea celei mai potrivite metode numerice de calcul. Alegerea metodei de calcul numeric începe cu elaborarea algoritmului. Dintre criteriile care stau la baza alegerii metodei numerice de calcul amintim: simplitatea, precizia, viteza de calcul;
4. Elaborarea schemei logice pentru descrierea algoritmului metodei numerice. Schema logică reprezintă de fapt o prezentare grafică a algoritmului de calcul, prin punerea în evidență a succesului etapelor principale de calcul precum și deciziile logice necesare obținerii soluției;
5. Elaborarea programului de calcul. În această etapă algoritmul de calcul pus în evidență de schema logică se transcrie într-un limbaj de programare;
6. Verificarea corectitudinii rezultatelor se face de obicei aplicând metoda numerică elaborată pentru probleme simple a căror soluție analitică este cunoscută;
7. Prelucrarea datelor și interpretarea rezultatelor pentru problema studiată;

Calculatoarele numerice au asigurat mijloace rapide de efectuare a unui volum mare de calcule implicate în analiza cu elemente finite și a făcut practic ca metoda să fie aplicabilă. Se poate spune că metoda elementelor finite fără utilizarea calculatoarelor numerice de mare capacitate nu ar fi o metodă viabilă.

O dată cu dezvoltarea calculatoarelor digitale de mare viteză, aplicarea metodei elementului finit a progresat cu o viteză impresionant de mare.



**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

#### 4.1.2. Aplicații ingineresti ale metodei elementului finit

Aplicarea metodei elementelor finite s-a impus ca urmare a faptului că poate rezolva cu ușurință probleme a căror complexitate este dată de configurații geometrice complicate, neomogenități de material, anizotropiei materialelor, sau materiale composite.

Caracterul general al metodei elementelor finite o face aplicabilă unei varietăți largi de probleme cu soluții pe contur în inginerie. O problemă cu soluție pe contur este aceea în care soluția este verificată pe conturul corpului pentru variabilele dependente sau derivatelor lor ca urmare a impunerii condițiilor prescrise pe contur.

Sunt cunoscute trei categorii majore de probleme cu soluții pe contur și anume:

a. Probleme de echilibru sau staționare, sau probleme independente de timp. În problemele de echilibru trebuie să găsim deplasarea în starea de echilibru sau distribuția tensiunii, dacă aceasta este o problemă de mecanica solidului, distribuția temperaturii sau fluxului de căldură, dacă aceasta este o problemă de transfer a căldurii și distribuția presiunii sau vitezei, dacă aceasta este o problemă de mecanica fluidului.

b. Probleme de valori proprii. În problemele de valori proprii timpul nu apare în mod explicit. Acest tip de probleme pot fi considerate ca extensii ale problemelor de echilibru. În plus față de configurațiile corespunzătoare ale stării de echilibru în problemele de valori proprii este necesar să se determine valorile critice ale anumitor parametri care intervin în formulările acestora.

c. Problemele de propagare sau de tranziție. Problemele de propagare sau tranzitorii sunt probleme dependente de timp. Acest tip de probleme apar, de exemplu, ori de câte ori suntem interesați în găsirea răspunsului corpului care este supus la sarcini variabile în timp, în mecanica solidului deformabil, sau în cazul încălzirii sau răcirii bruște, în cazul transferului de căldură.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Nr.Crt.	Domeniul de studiu	Probleme de echilibru	Probleme de valori proprii	Probleme de propagare
1	Inginerie mecanică	Probleme de analiza tensiunilor si deformațiilor din carcasele transmisiilor mecanice. Analiza tensiunilor din vasele sub presiune, organelor de mașini, sau a materialelor compozite	Frecvențele naturale și stabilitatea mecanismelor cu pârghii, angrenajelor si mașinilor unelte	Probleme de mecanica ruperii și fisurării sub sarcini dinamice
2	Conductibilitatea termică	Distribuția temperaturii în starea de echilibru în solide și fluide		Curgerea căldurii tranzitorii la ajustajele rachetelor, motoarelor cu combustie internă și paletelor de turbină
3	Domeniul structurilor de construcții civile și industriale	Analiza statică a structurilor de bare articulate, a cadrelor, a plăcilor ondulate, sau a învelișurilor pentru acoperișuri	Frecvențe naturale și modurile proprii ale structurilor.	Propagarea undelor de tensiune. Răspunsul structurilor la sarcinile aperiode.
4	Geomecanică	Analiza escavațiilor, zidurilor de sprijin, deschiderile subterane și rosturilor de roci și probleme de interacțiune a structurilor cu solul	Frecvențele și modurile naturale a sistemelor baraje-rezervor.	Probleme de interacțiune structură sol, dependente de timp și infiltrații tranzitorii în soluri și roci.
5	Ingineria resurselor hidraulice și a apelor. Hidrodinamică	Analiza curgerii potențiale, curgerii libere a suprafețelor, curgerea pe contur a stratului, curgerea vâscoasă și probleme de aerodinamică transonică	Perioadele și modurile naturale ale bazinelor puțin adânci, lacurilor și porturilor	Analiza curgerii nestaționare a fluidelor și probleme de propagarea undei. Infiltrații tranzitorii în medii acvifere și poroase
6	Ingineria nucleară	Analiza vaselor nucleare sub presiune și analiza structurilor recipientilor de siguranță	Frecvențe naturale și stabilitatea structurilor recipientilor de siguranță	Răspunsul structurilor recipientul de siguranță al reactorului la sarcini dinamice.
7	Inginerie biomedicală	Analiza tensiunilor la nivelul protezelor oaselor, dinților, sistemului vascular, la nivelul globului ochilor		Analiza impactului craniului. Dinamica structurilor anatomice.
8	Structurile aeronautice	Analiza statică a structurilor unor nave spațiale, aripilor avioanelor și a structurilor de proiectile	Frecvențe naturale, vibrația aripilor și stabilitatea navei spațiale și structurilor proiectilelor	Răspunsul structurilor navei aeriene și spațiale la încărcările aleatorii, răspunsul dinamic al navei aeriene și spațiale și la sarcini aperiode

Tab. 4.1.2.1 Aplicații ingineresti ale MEF

## Teză de doctorat

## Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

### 4.1.3. Analiza de variantă (ANOVA)

Analiza de variantă (ANOVA) este o tehnică care permite să se determine efectul unei sau mai multor variabile asupra populației. În analiza de variantă se clasifică fiecare observație într-un eșantion corespunzător unui singur factor la diferite niveluri. Pentru fiecare eșantion se consideră efectul variabilei realizând experimentul randomizat.

Aplicațiile procedurii pot găsi un câmp larg de activități cum ar fi studiul influenței unui anumit tip de fertilizator asupra ratei de creștere a unei culturi cerealiere, acordând tipul fertilizatorului cu fiecare tarla investigată. În același mod se poate studia modul cum un automobil al anului afectează performanța legată de parcursul mediu pe unitatea de combustibil.

În mod concret se va aplica procedura pentru analizarea distanței optime între doi suporturi ai șinei de conveiere de tip 300-1 și de tip 200-1. Analizarea distanței optime pentru cele două sisteme de șină se va efectua succesiv și anume: întâi pentru segmente de șină dreaptă îmbinate prin placa de joncțiune, apoi pentru segmente de șină dreaptă îmbinate prin dispozitivul de compensare.

Analiza ANOVA realizează studiul efectului unui factor calitativ asupra populației prin variabila de răspuns a sistemului. Experimentul poate fi echilibrat sau nu, dar condiția care se pune este ca variabila aleatoare (dependentă) să urmeze o distribuție normală.

În cazul în care experimentele se efectuează cu modulul de operare STATGRAPHICS se poate aplica și metoda suprafețelor de răspuns sau RMS, care reprezintă un ansamblu de tehnici geometrice și statistice care permit modelarea unui sistem prin analiza statistică a răspunsului, sau răspunsurilor de interes în funcție de doi sau mai mulți parametri, la diverse niveluri, cu scopul optimizării comportamentului sistemului. În cazul experimentelor ce vor fi efectuate este de asemenea vorba de doi factori variabili, care vor fi forța de încărcare a modelului și deschiderea la baza celor două segmente de șină în funcție de încărcarea modelului.

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

## 4.2. Analiza șinei de tip 300-1

În acest subcapitol vor fi tratate și analizate diferite modele ale șinei de tip 300-1 cu ajutorul mediului de operare ANSYS DesignSpace și anume:

- segmente de șină dreaptă cu placă de joncțiune;
- segmente de șină dreaptă cu dispozitiv de compensare;
- segment de șină dreaptă și segment de șină curbă;

### 4.2.1. Analiza segmentelor de șină cu placă de joncțiune

În figura de mai jos este redată o îmbinare a două segmente de șină dreaptă, fiecare având o lungime de 2000 mm, îmbinate prin placa de joncțiune, iar suportii de suspendare a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm fiecare de capătul șinei drepte.

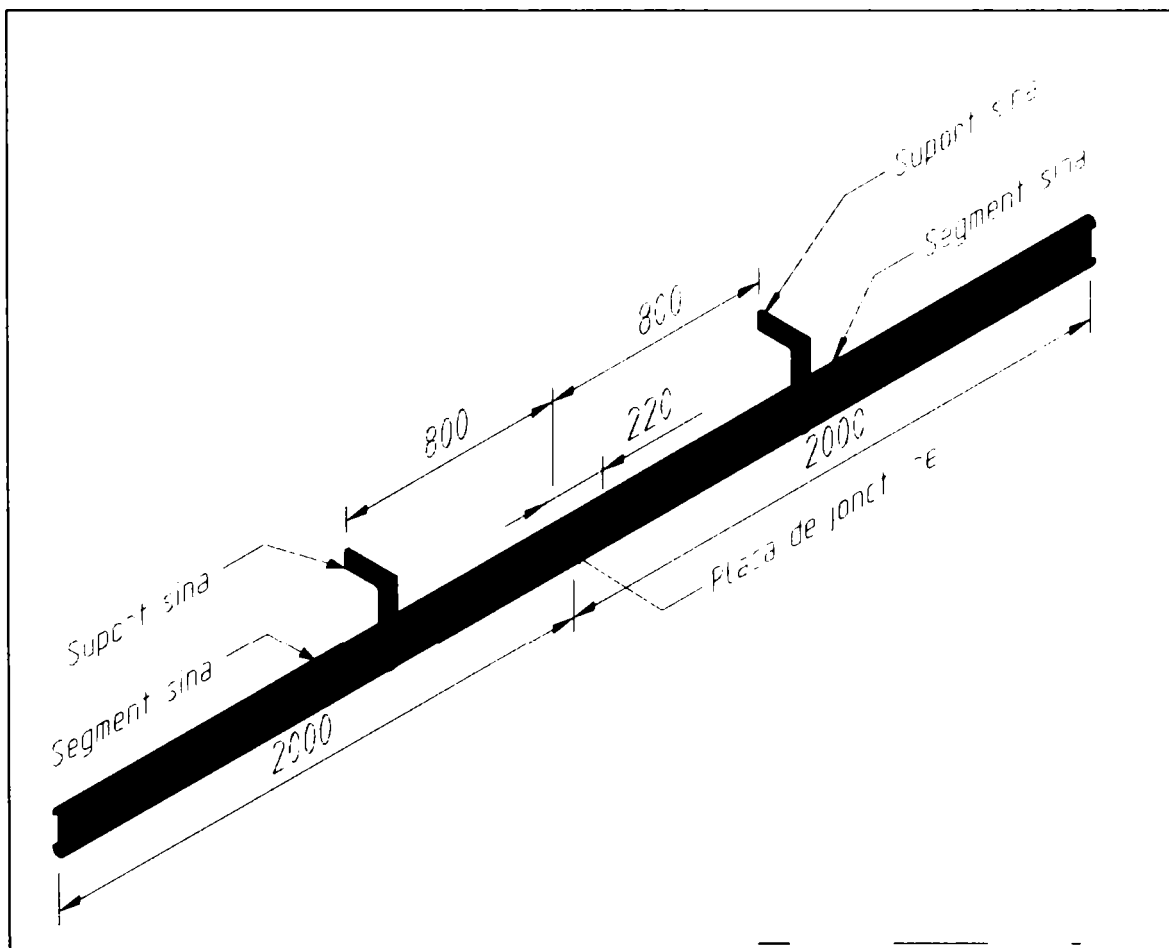


Fig. 4.2.1.1

Pe modelul șinei drepte se amplasează un conveyior (Fig. 4.2.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (3) și modulul de rulaj (1) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

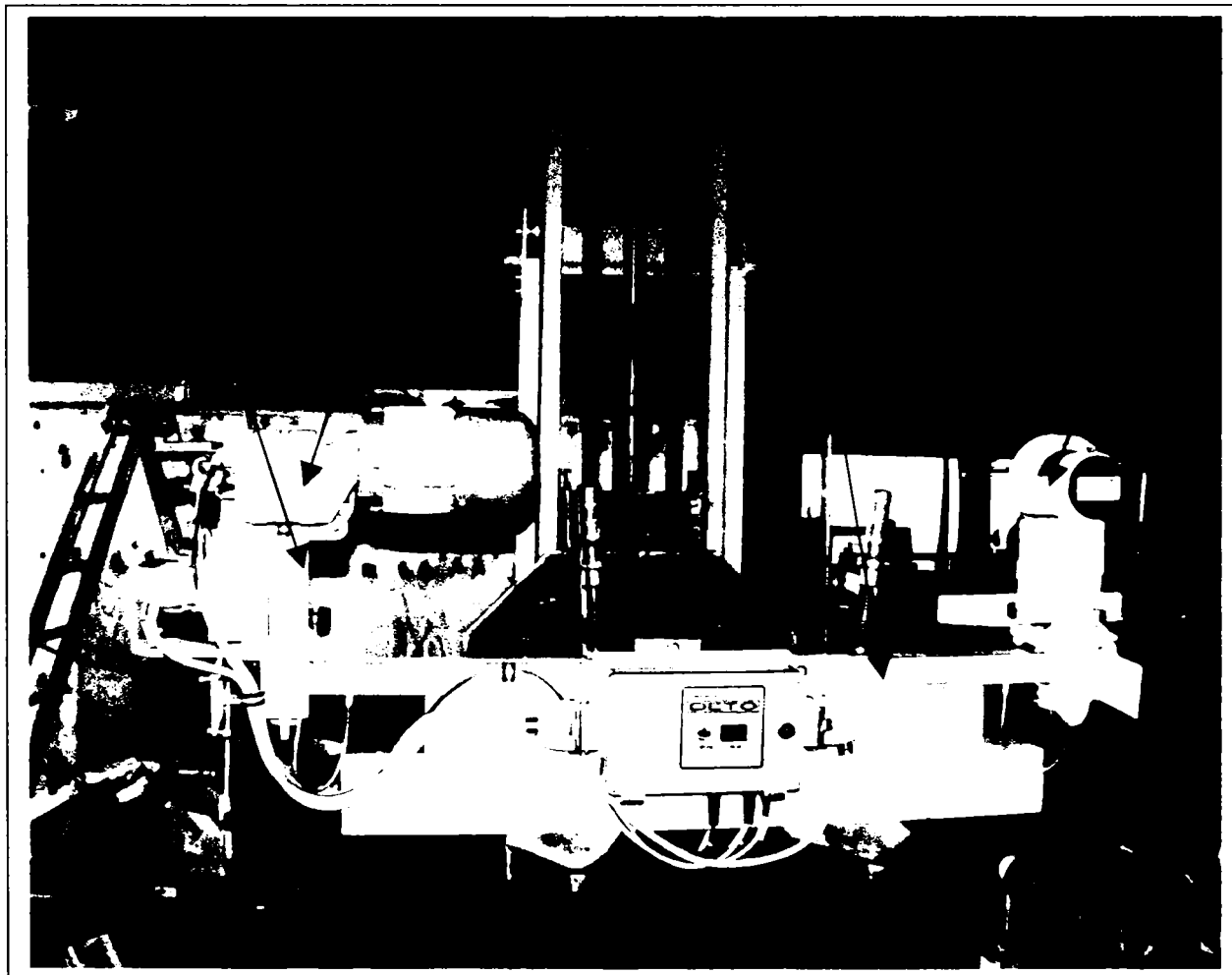


Fig. 4.2.1.2 (după documentație AFT)

Sistemul de tip 300-1 poate fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, deci se consideră ca această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm este reprezentat în figura 4.2.1.3

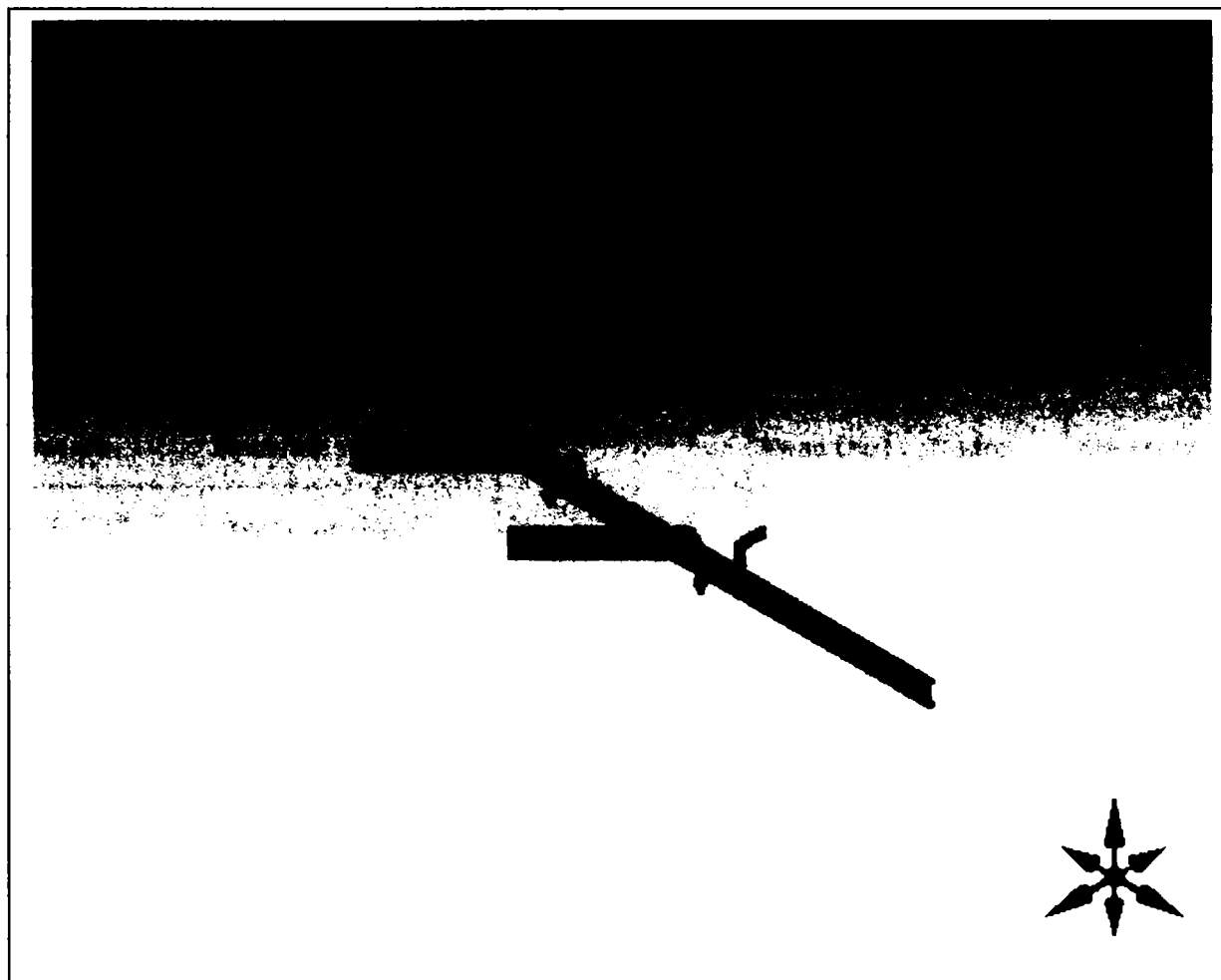


Fig. 4.2.1.3

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei, precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

**Tabelul 4.2.1.1. Suportii structurii**

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support"	Fixed Surface	2,997.68 N	$[-1.22 \times 10^{-5} \text{ N x}, 2,997.68 \text{ N y}, 5.61 \times 10^{-3} \text{ N z}]$	"Part 5", "Part 6", "Part 3" and "Part 1"

În tabelul 4.2.1.1 sunt reprezentate tabelar suportii ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

**Tabelul 4.2.1.2. Încărcările structurale**

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	$[0.0 \text{ N x}, -1,500.0 \text{ N y}, 0.0 \text{ N z}]$	"Part 1"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	$[0.0 \text{ N x}, -1,500.0 \text{ N y}, 0.0 \text{ N z}]$	"Part 5"

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În tabelul 4.2.1.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață, direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

**Tabelul 4.2.1.3. Părți componente ale modelului**

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	"Aluminum Alloy"	2,000.0, 166.0, 42.0	14.01	2399	364
"Part 2"	"Aluminum Alloy"	10.0, 0.5, 10.0	$1.09 \times 10^{-4}$	480	61
"Part 3"	"Structural Steel"	120.0, 353.0, 190.0	4.3	580	241
"Part 4"	"Aluminum Alloy"	10.0, 0.5, 10.0	$1.09 \times 10^{-4}$	389	48
"Part 5"	"Aluminum Alloy"	2,000.0, 166.0, 42.0	14.01	2399	364
"Part 6"	"Structural Steel"	120.0, 353.0, 190.0	4.3	575	239
"Part 7"	"Structural Steel"	220.0, 120.0, 10.0	2.07	254	28

În tabelul 4.2.1.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind primul segment de șină fix și este din aluminiu, partea a doua este tot din aluminiu și a fost definită ca fiind punctul în care se aplică forța, partea a treia este definită ca fiind primul suport de susținere al șinei și este din oțel, partea a patra este definită ca al doilea punct de aplicare al forței și este tot din aluminiu, partea a cincea este al doilea segment de șină dreaptă tot din aluminiu, partea a șasea este definită ca fiind al doilea suport de susținere al șinei tot din oțel și în final partea a șaptea este definită ca fiind placa de joncțiune tot din oțel.

În tabelele următoare sunt prezentate caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului. Totodată sunt reprezentate grafic și principalele caracteristici termice ale materialelor în funcție de temperatură și totodată tensiunile alternante în funcție de ciclurile efectuate.

În tabelul 4.2.1.4 vor fi prezentate caracteristicile oțelului, ca de exemplu: modulul de elasticitate, densitatea, coeficientul de expansiune termică, conductivitatea termică cât și căldura specifică.

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



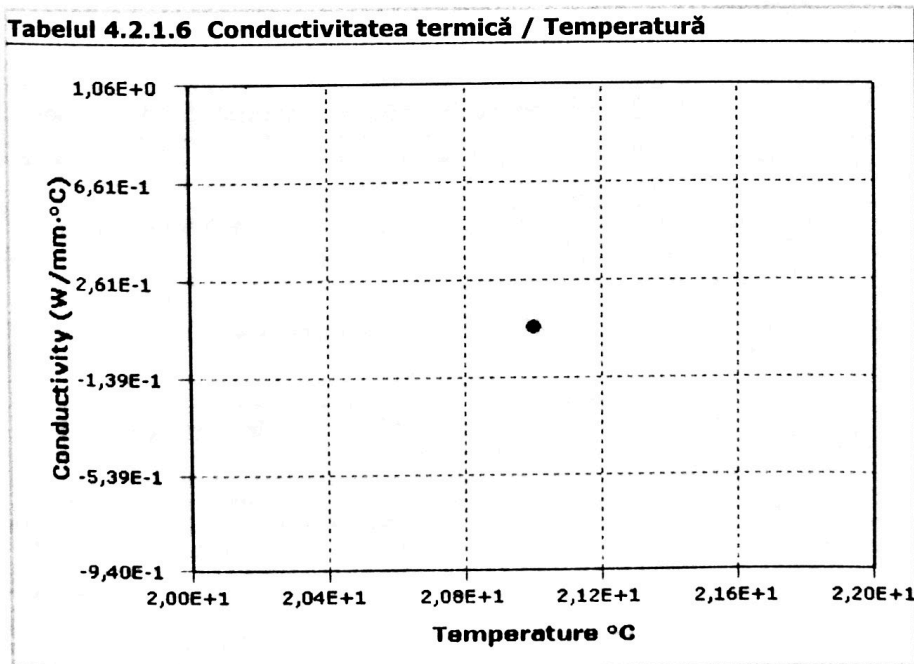
Tabelul 4.2.1.4 "Structural Steel" Proprietăți

Name	Type	Value
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	200,000.0 MPa
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.3
Mass Density	Temperature-Independent	$7.85 \times 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	$1.2 \times 10^{-5}$ 1/°C
Thermal Conductivity	Temperature-Independent	0.06 W/mm·°C
Specific Heat	Temperature-Independent	434.0 J/kg·°C

Tabelul 4.2.1.5 "Structural Steel" Limitele de presiune

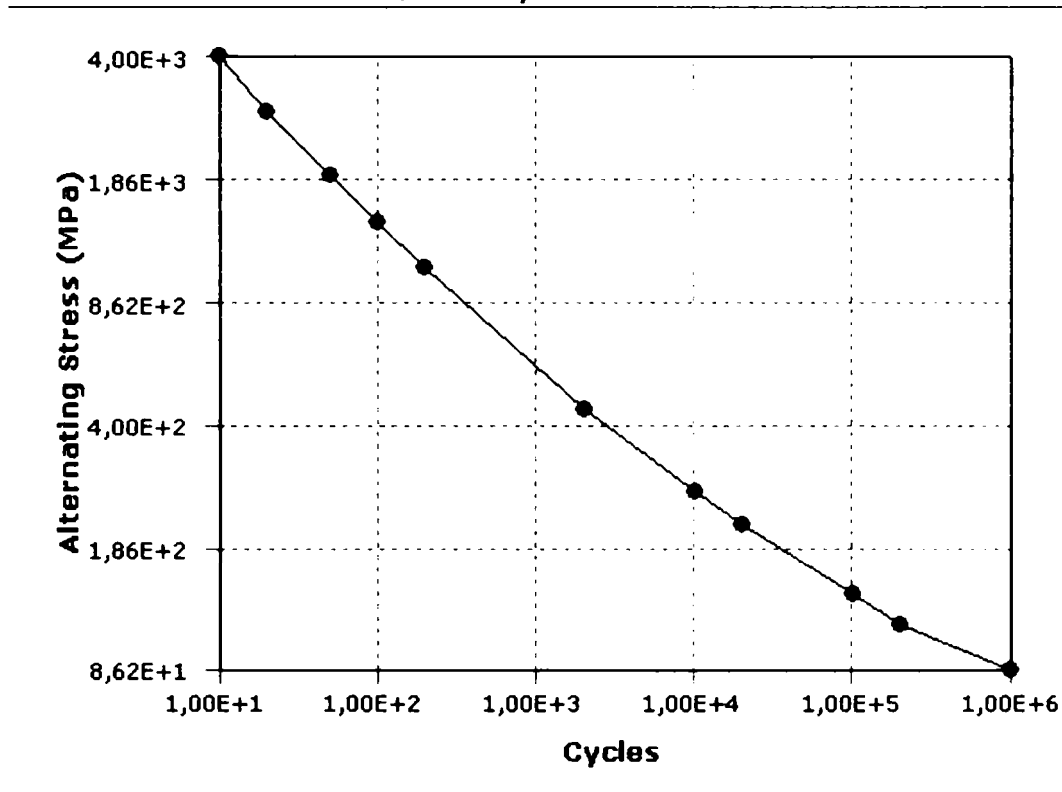
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	250.0 MPa
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	460.0 MPa
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	250.0 MPa
Compressive Ultimate Strength	Temperature-Independent	0.0 MPa

Tabelul 4.2.1.6 Conductivitatea termică / Temperatură



În tabelul 4.2.1.6 este reprezentată conductivitatea termică a oțelului în funcție de temperatură, iar în tabelul 4.2.1.7 va fi prezentată presiunea alternantă în funcție de numărul de cicluri.

**Tabelul 4.2.1.7 Presiunea alternantă / Cicluri**



**Tabelul 4.2.1.8 "Aluminum Alloy" Proprietăți**

Name	Type	Value	Temperature
Modulus of Elasticity	Temperature-Independent	71,000.0 MPa	
Poisson's Ratio	Temperature-Independent	0.33	
Mass Density	Temperature-Independent	$2.77 \times 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>	
Coefficient of Thermal Expansion	Temperature-Independent	$1.7 \times 10^{-5}$ 1/°C	
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	0.11 W/mm·°C	-100.0 °C
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	0.14 W/mm·°C	0.0 °C
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	0.17 W/mm·°C	100.0 °C
Thermal Conductivity	Temperature-Dependent	0.18 W/mm·°C	200.0 °C
Specific Heat	Temperature-Independent	875.0 J/kg·°C	

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

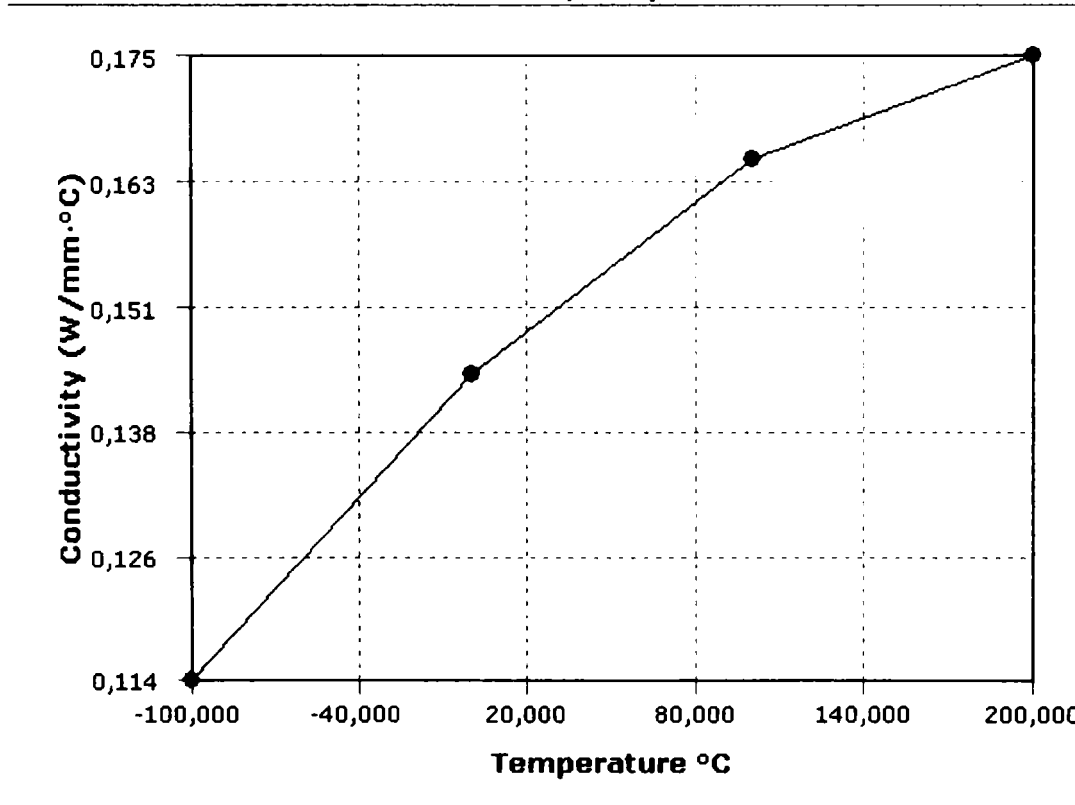
În tabelul 4.2.1.8 sunt prezentate caracteristicile aluminiului, ca de exemplu: modulul de elasticitate, densitatea, coeficientul de expansiune termică, conductivitatea termică și căldura specifică.

**Tabelul 4.2.1.9 "Aluminum Alloy" Limitele de presiune**

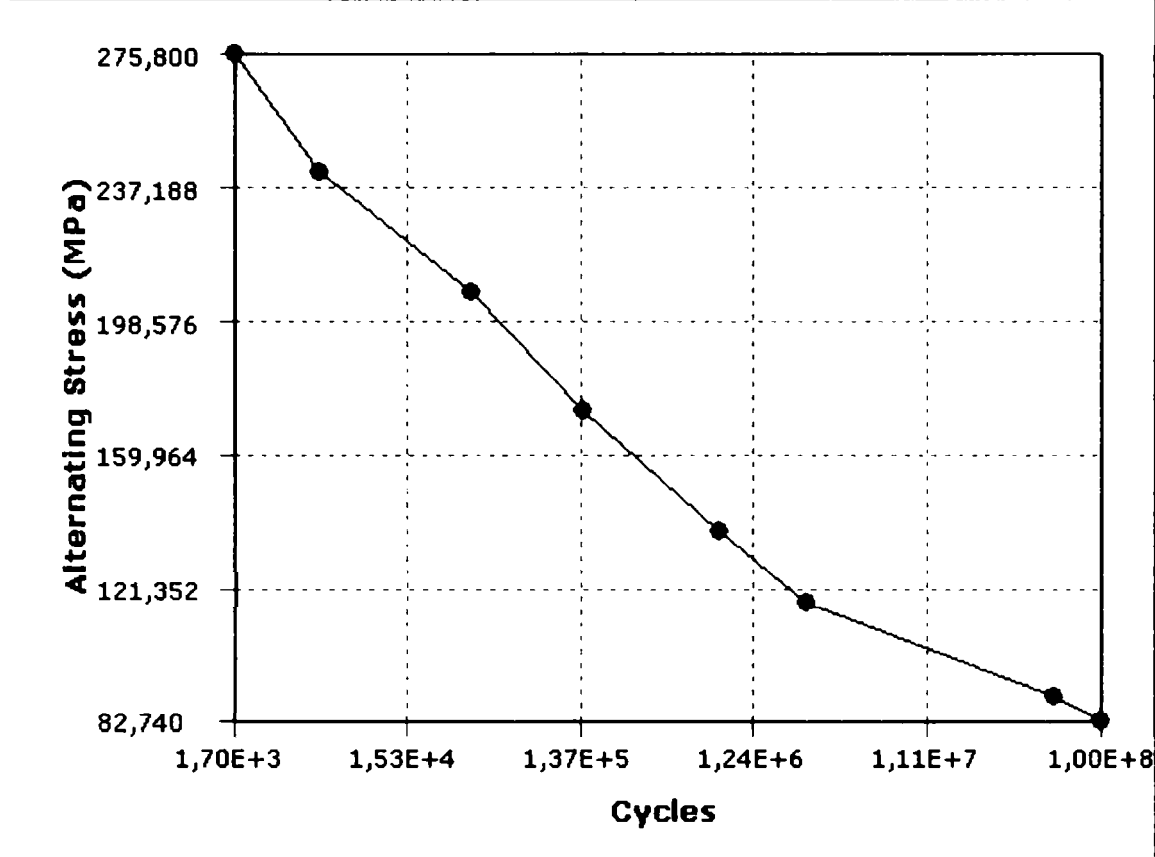
Name	Type	Value
Tensile Yield Strength	Temperature-Independent	280.0 MPa
Tensile Ultimate Strength	Temperature-Independent	310.0 MPa
Compressive Yield Strength	Temperature-Independent	280.0 MPa
Compressive Ultimate Strength	Temperature-Independent	0.0 MPa

În tabelul 4.2.1.10 este reprezentată conductivitatea termică a oțelului în funcție de temperatură, iar în tabelele 4.2.1.11, 4.2.1.12, 4.2.1.13 și 4.2.1.14 va fi prezentată presiunea alternantă în funcție de numărul de cicluri, în care presiunea alternantă are diferite valori și praguri de valori.

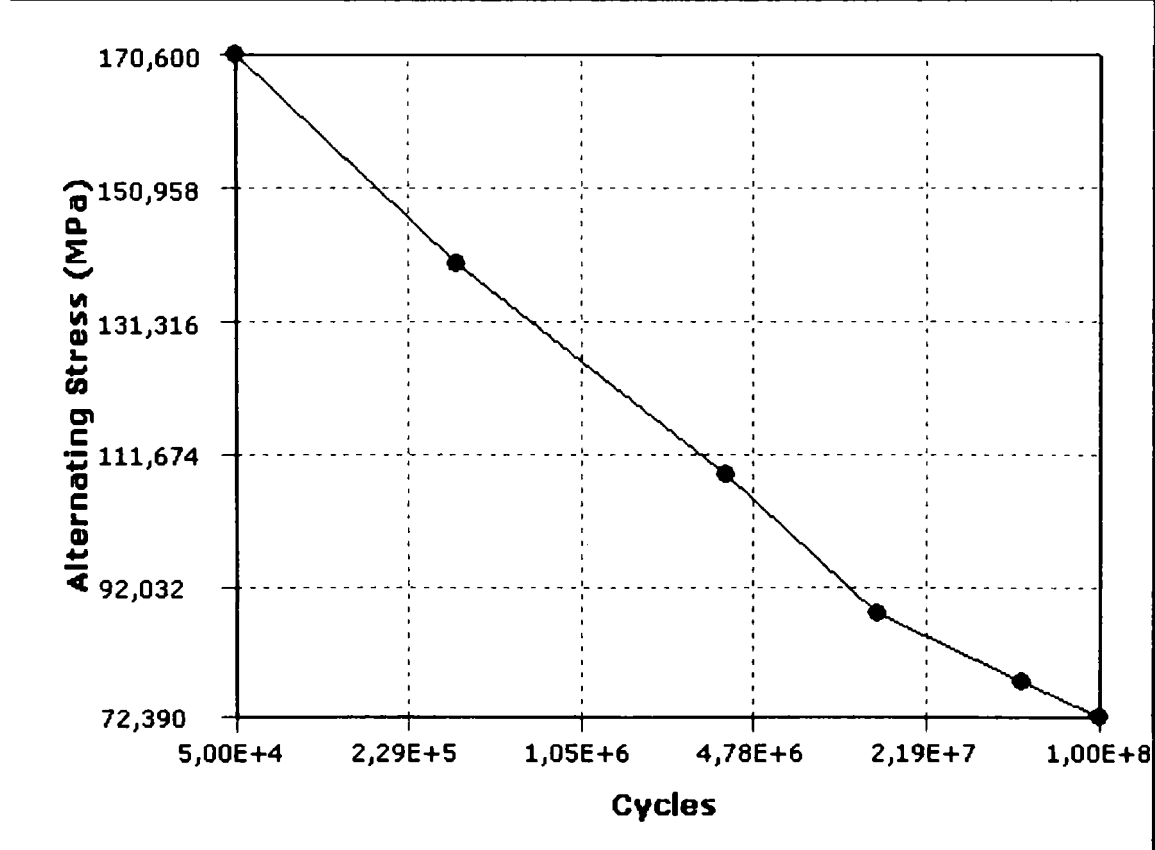
**Tabelul 4.2.1.10 Conductivitatea termică / Temperatură**



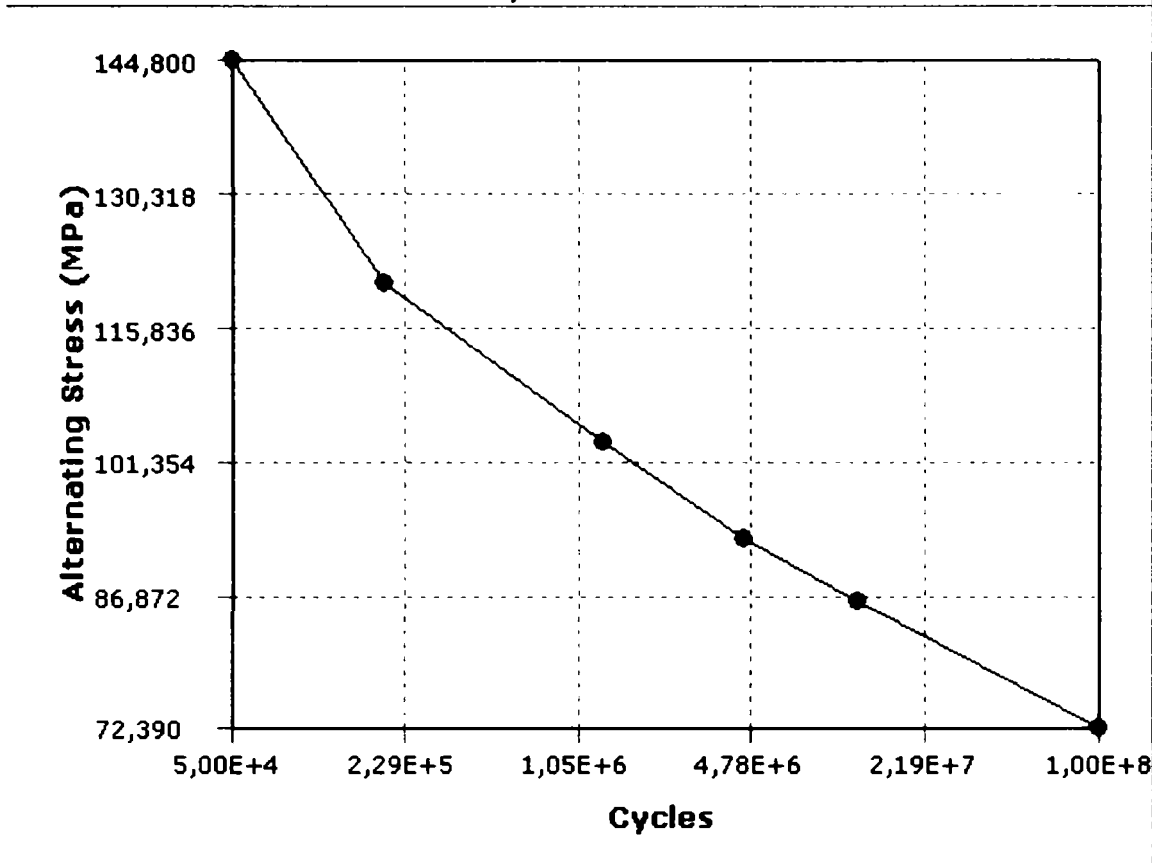
Tabelul 4.2.1.11 Presiune alternantă / Cicluri



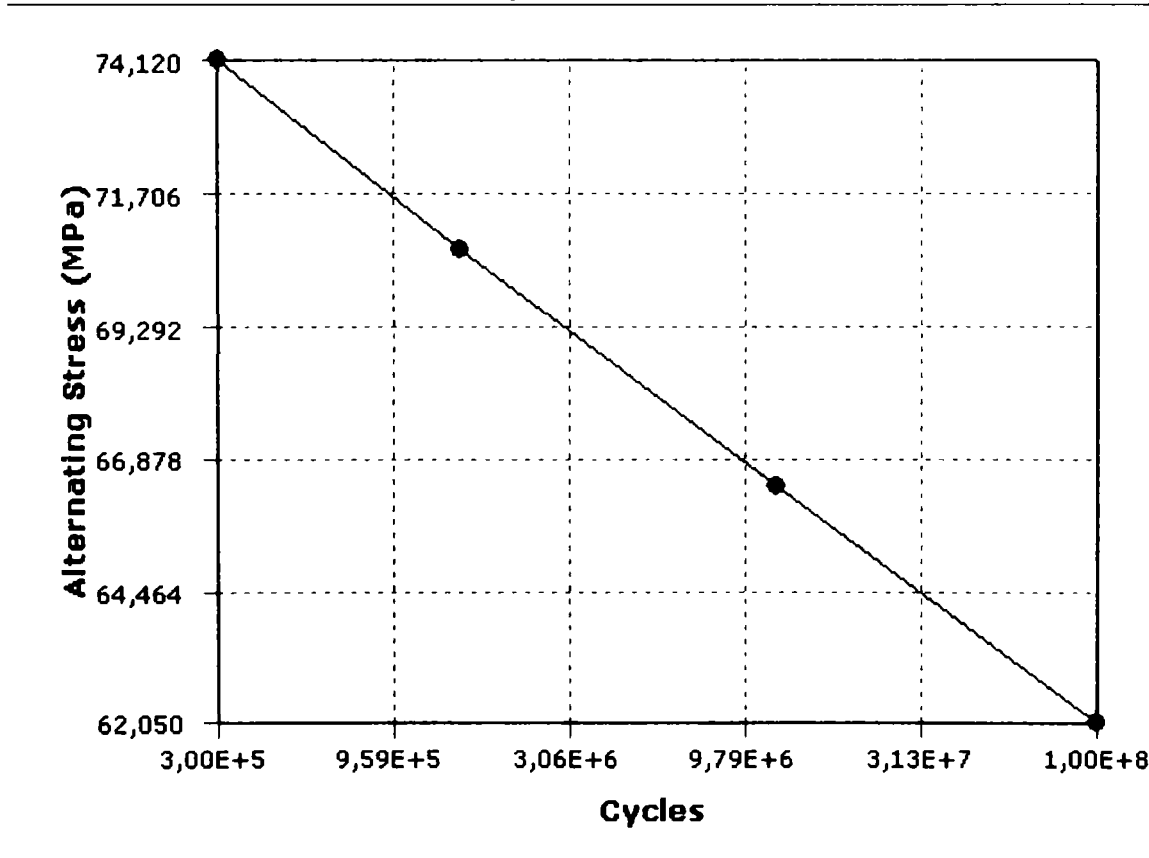
Tabelul 4.2.1.12 Presiune alternantă / Cicluri



Tabelul 4.2.1.13 Presiune alternantă / Cicluri



Tabelul 4.2.1.14 Presiune alternantă / Cicluri



Pentru efectuarea studiului cu mediul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între primul segment de șină și punctul în care se aplică forța a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 2** între primul segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 3** între cele două segmente de șină a fost definită ca regiune cu joc minim ;
- **regiunea de contact 4** între primul segment de șină și placa de joncțiune a fost definită la fel cu joc minim ;
- **regiunea de contact 5** între al doilea segment de șină și punctul în care se aplică forța a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 6** între al doilea segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 7** între al doilea segment de șină și placa de joncțiune a fost definită la fel cu joc minim .

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 4.2.1.15

**Tabelul 4.2.1.15 Condiții de contact**

<b>Name</b>	<b>Type</b>	<b>Associated Parts</b>	<b>Normal Stiffness</b>	<b>Scope Mode</b>	<b>Behavior</b>
"Contact Region 1"	<u>Bonded</u>	"Part 2" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"Part 3" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Frictionless</u>	"Part 5" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Frictionless</u>	"Part 7" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 4"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 6"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 5"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 7"	<u>Frictionless</u>	"Part 7" and "Part 5"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 4.2.1.4 ajunge la o valoare maximă de 13,880 MPa în zona de curbură a suportului șinei, iar zona minimă de tensiune apare înainte de al doilea suport al șinei.

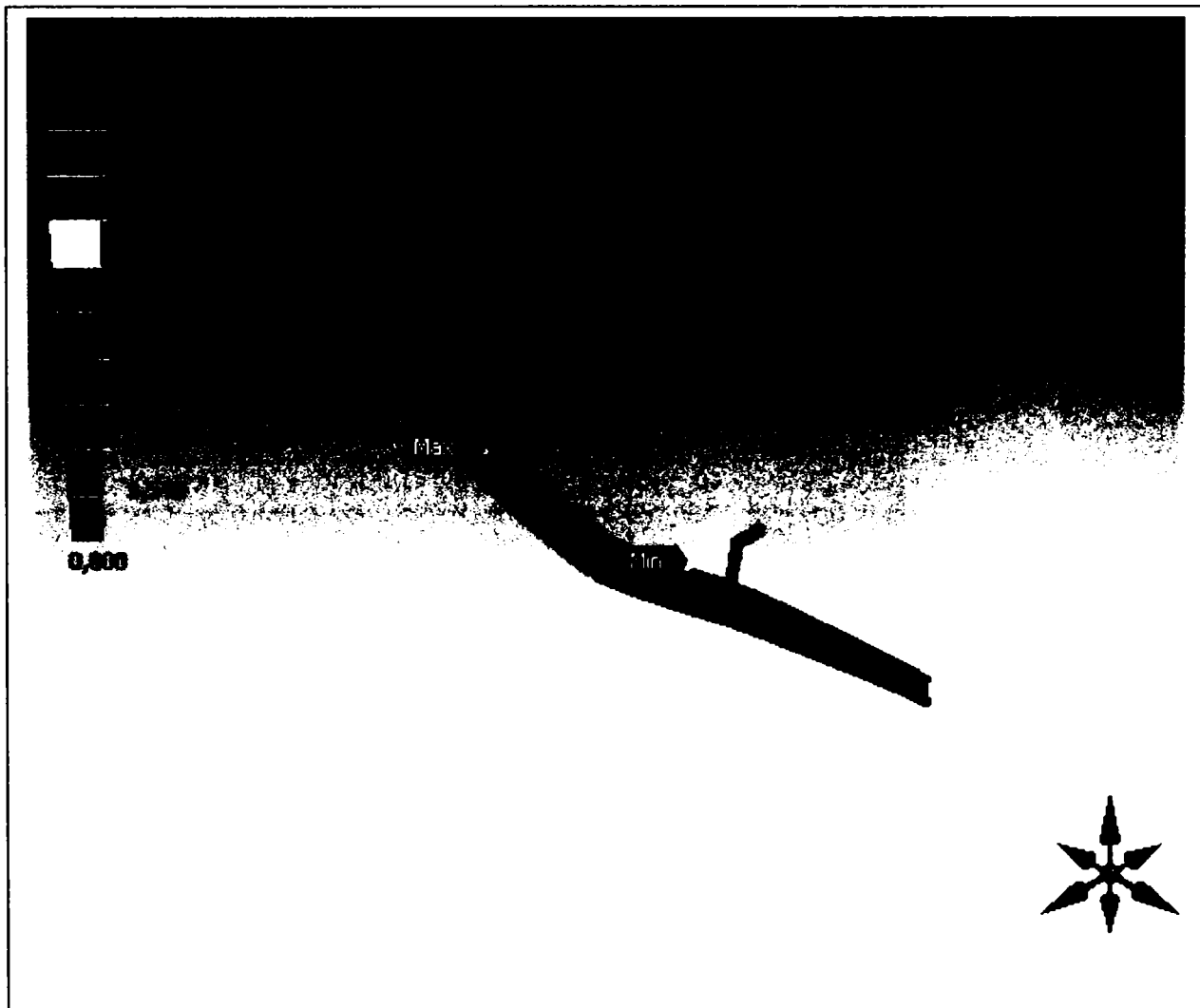


Fig. 4.2.1.4

În zona plăcii de joncțiune apare o tensiune cu o valoare cuprinsă între 1,542 MPa și 3,085 MPa, iar în zona de curbură și în zona interioară a suportilor șinei apare o tensiune cu o valoare cuprinsă între 7,711 MPa și 9,254 MPa.

În figura 4.2.1.5 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a primului suport, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 13,880 MPa.

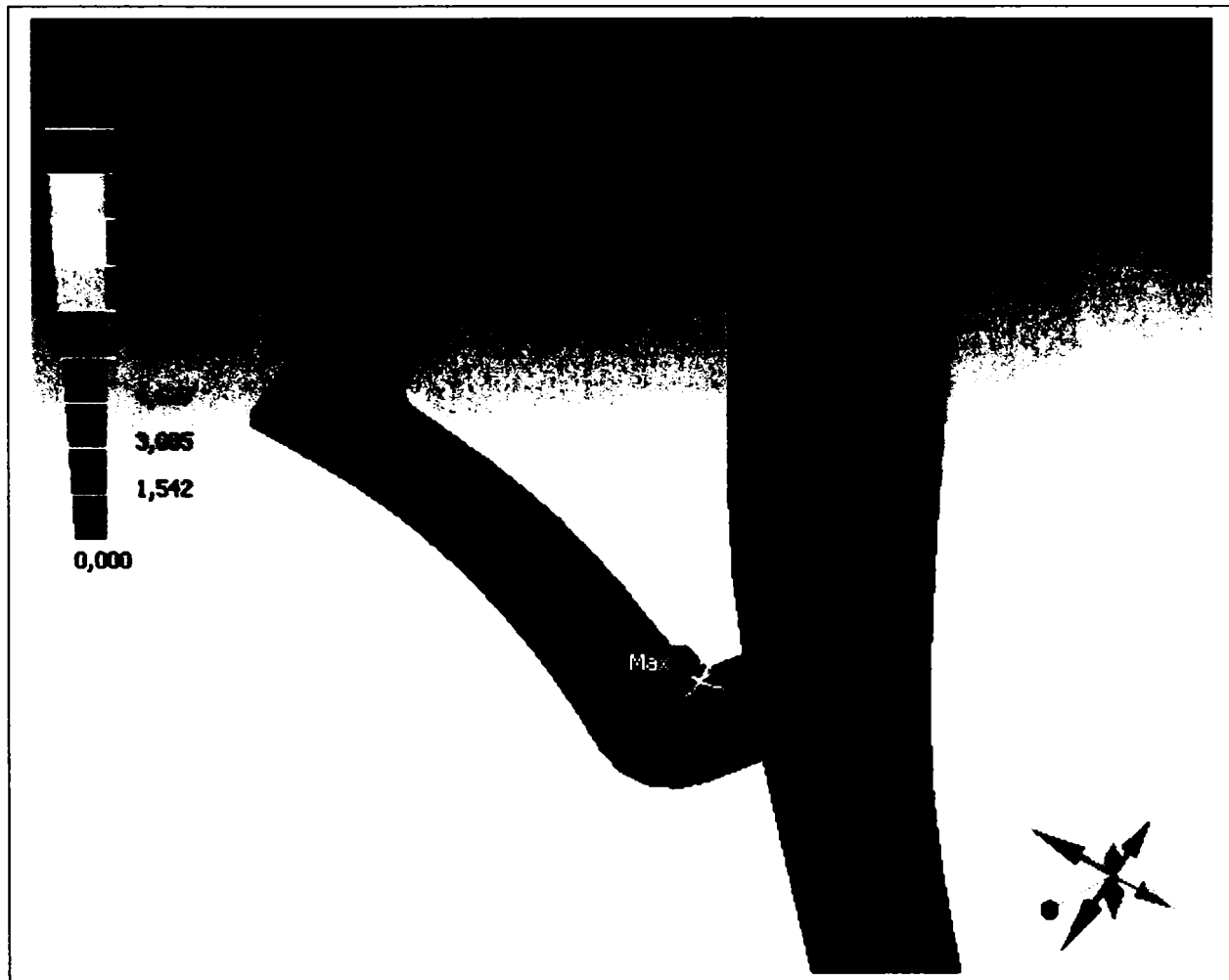


Fig. 4.2.1.5

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.2.1.6), care are o valoare maximă de 16,726 MPa tot în zona suportului șinei, iar în zona plăcii de joncțiune are o valoare cuprinsă între 1,234 MPa și 3,171 MPa. Valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate a primului segment de șină și are o valoare de  $-0,702$  MPa. În zona interioară a suporturilor de susținere a șinei apare o tensiune maximă principală și are valori cuprinse între 7,044 MPa și 14,789 MPa. În zona de rază interioară a primului suport de susținere apare chiar o tensiune maximă principală cu o valoare de până la 16,726 MPa (Fig. 4.2.1.7), în zona interioară a celui de-al doilea suport apare o tensiune maximă principală cu o valoare maximă de 14,789 MPa (Fig. 4.2.1.8).



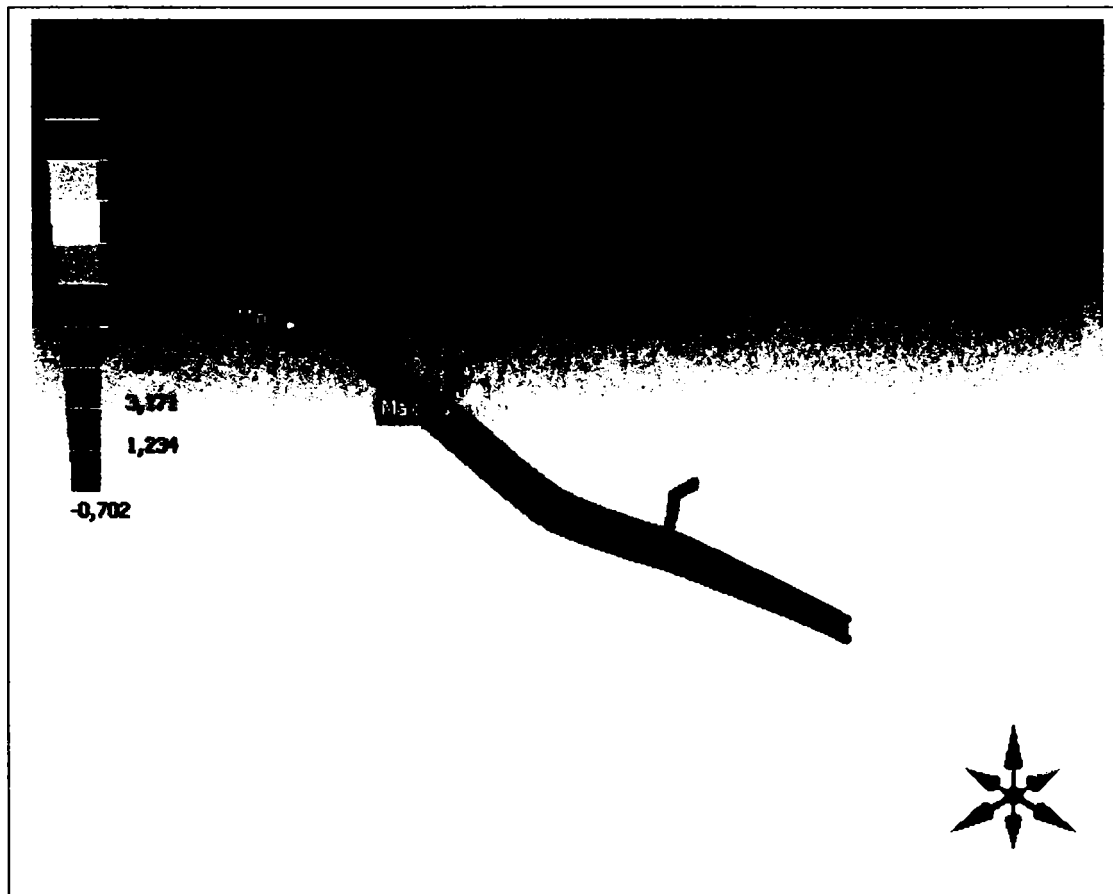


Fig. 4.2.1.6



Fig. 4.2.1.7

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

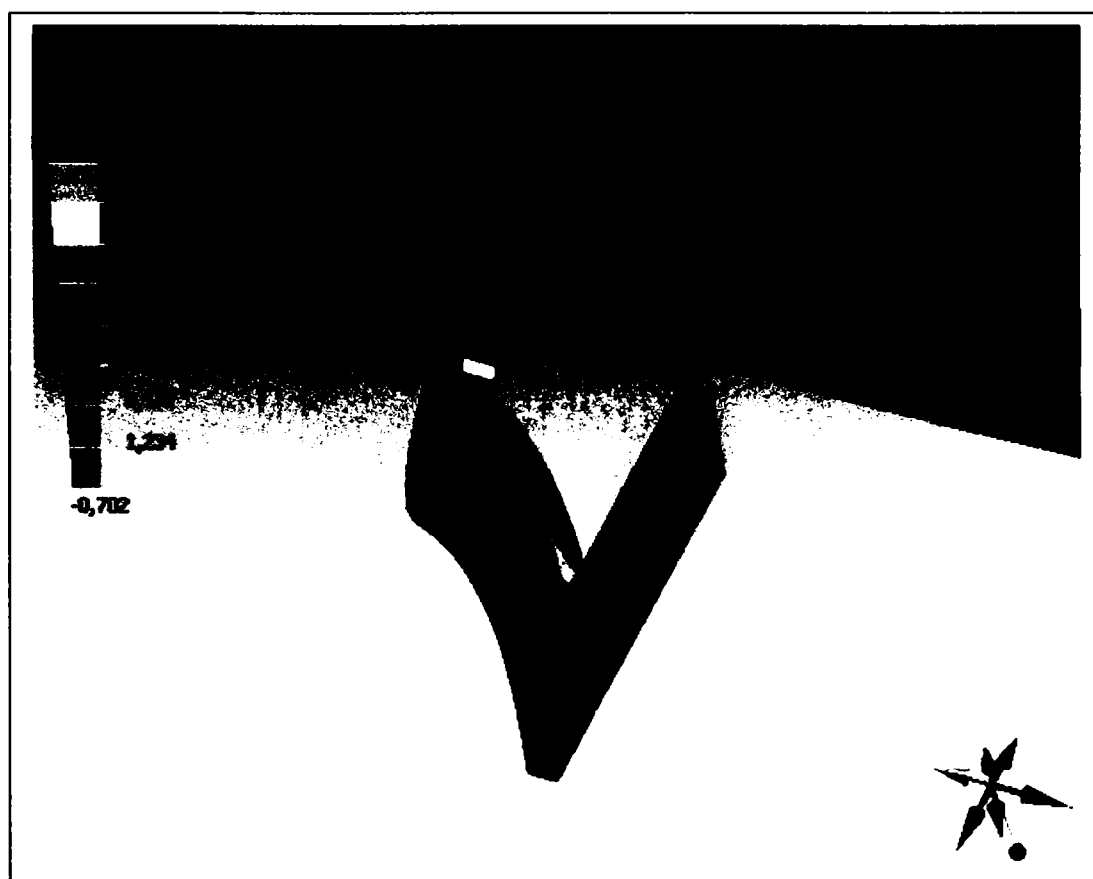


Fig. 4.2.1.8

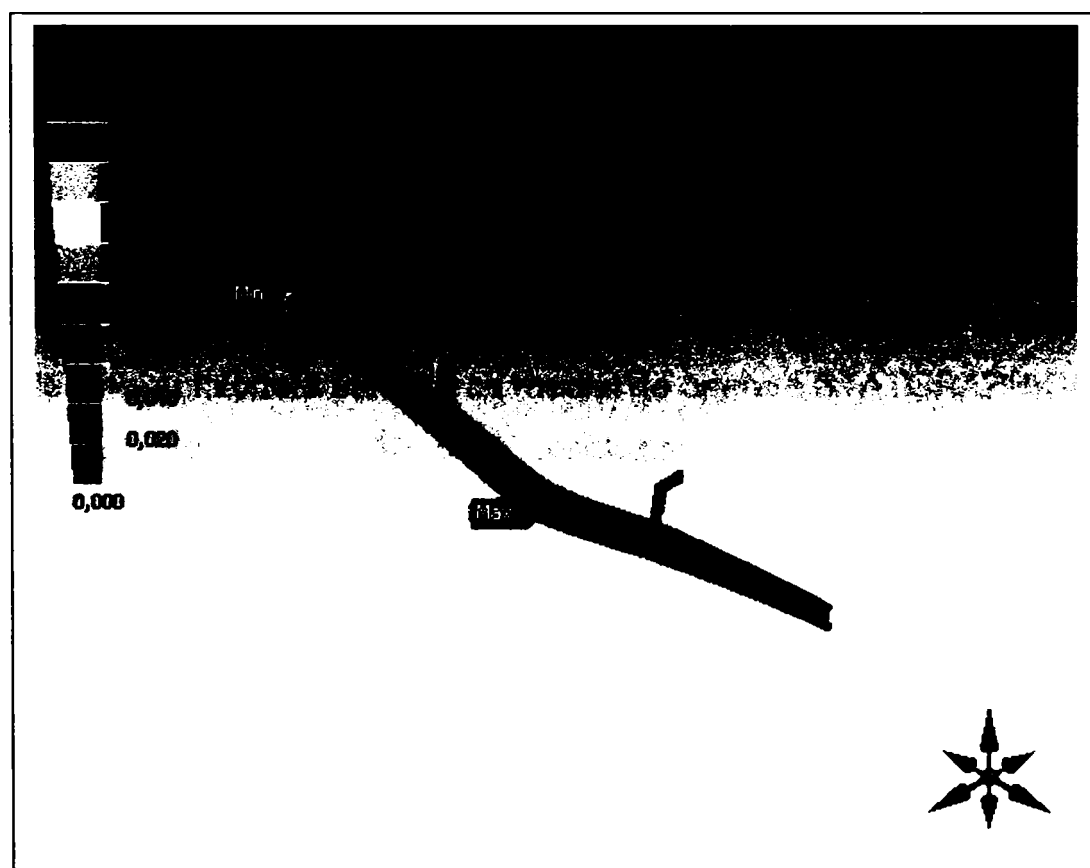


Fig. 4.2.1.9

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.2.1.9), iar deschiderea maximă între părțile inferioare ale celor două segmente de șină este reprezentată în figura 4.2.1.10



Fig. 4.2.1.10

Deformația maximă a îmbinării cu placa de joncțiune are loc la baza inferioară a îmbinării și va fi măsurată, în capitolul următor, cu diferite încărcări ale șinei și totodată studiată cu mediul de operare STATGRAPHICS.

În tabelul 4.2.1.16 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 300-1 cu placă de joncțiune.

**Tabelul 4.2.1.16 Valori ale deformațiilor**

<b>Name</b>	<b>Scope</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Alert Criteria</b>
<i>Tensiunea echivalentă</i>	All Parts In "Model"	$6.64 \times 10^{-5}$ MPa	13.88 MPa	None
<i>Tensiunea maximă principală</i>	All Parts In "Model"	-0.7 MPa	16.73 MPa	None
<i>Deformația totală</i>	All Parts In "Model"	0.0 mm	1.8 mm	None

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

#### 4.2.2. Analiza segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare

În figura de mai jos este redată o îmbinare a două segmente de șină dreaptă, fiecare având o lungime de 2000 mm îmbinate prin dispozitivul de compensare, iar suportii de suspendare a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm fiecare de capătul șinei drepte.

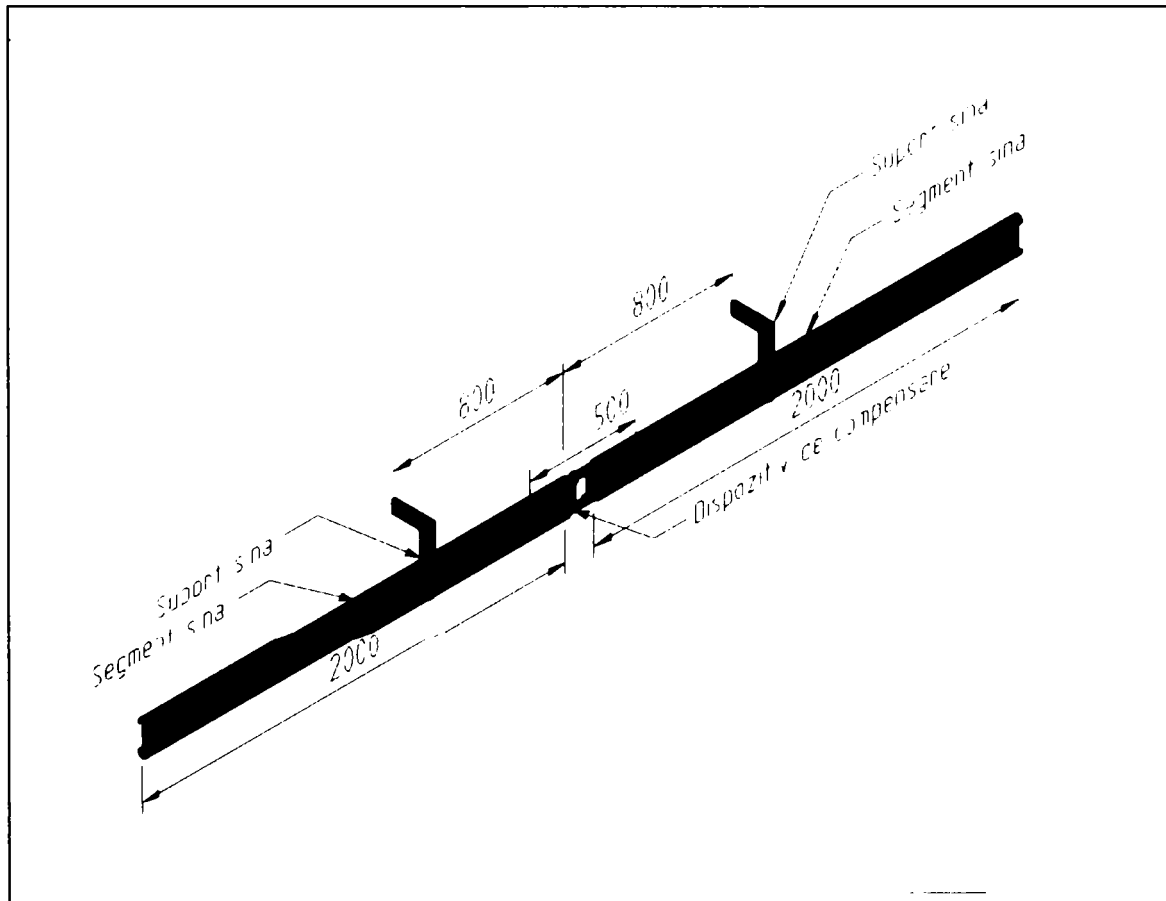


Fig. 4.2.2.1

Pe modelul șinei drepte se amplasează un conveior (Fig. 4.2.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (3) și modulul de rulaj (1) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

Sistemul de tip 300-1 poate fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, deci se consideră ca această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând ca fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm, este reprezentat în figura 4.2.2.2.

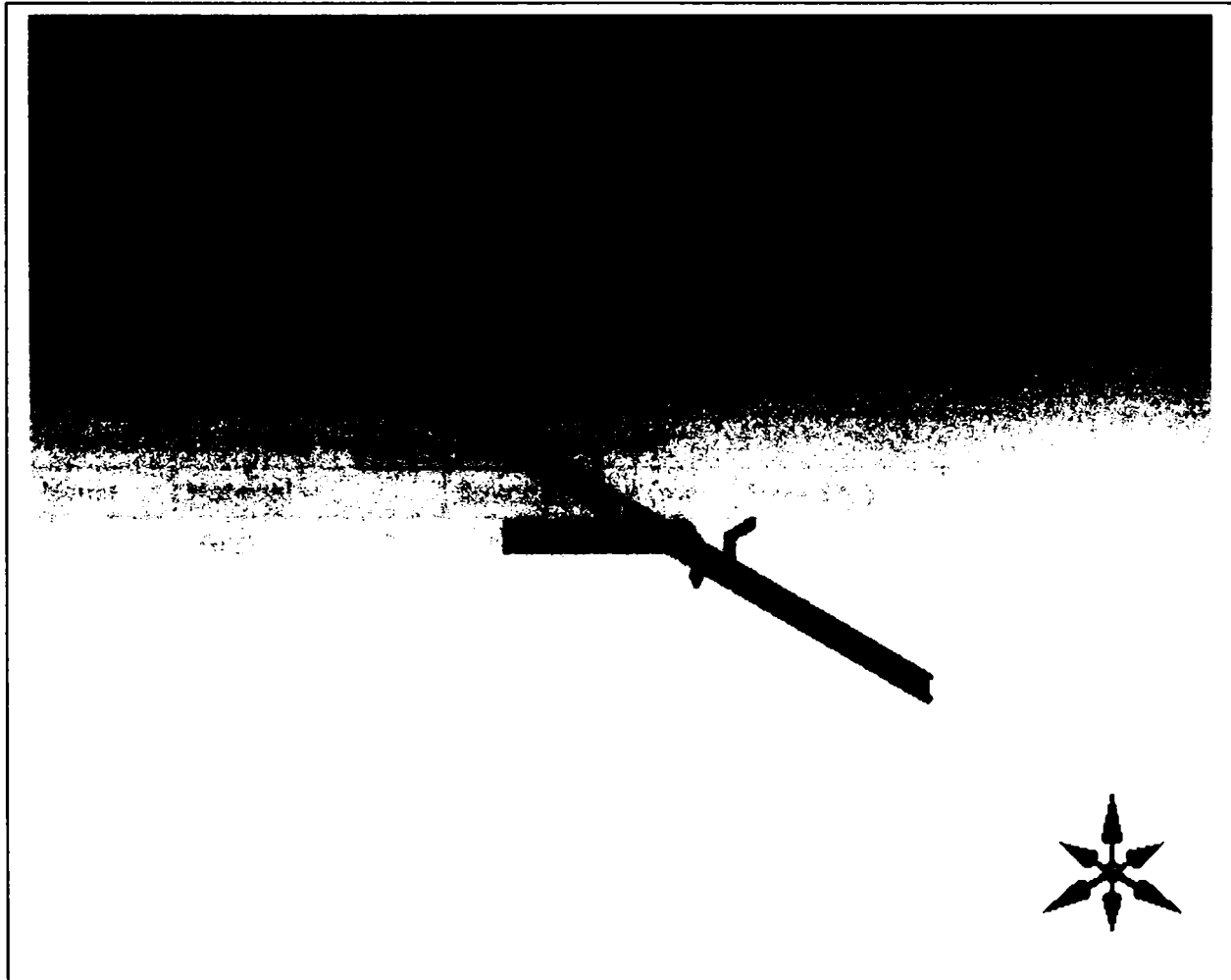


Fig. 4.2.2.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

Tabelul 4.2.2.1 Suportii structurii

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support"	Fixed Surface	2,997.68 N	$[-2.85 \times 10^{-5} \text{ N } x,$ $2,997.68 \text{ N } y, 5.03 \times 10^{-3} \text{ N } z]$	"Part 5", "Part 6", "Part 4" and "Part 1"

În tabelul 4.2.2.1 sunt reprezentați tabelar suportii ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

Tabelul 4.2.2.2 Încărcările structurale

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 1"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 4"

În tabelul 4.2.2.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață, direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

Tabelul 4.2.2.3 Părți componente ale modelului

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	"Aluminum Alloy"	2,000.0, 166.0, 42.0	14.01	2399	364
"Part 2"	"Aluminum Alloy"	10.0, 0.5, 10.0	$1.09 \times 10^{-4}$	452	57
"Part 3"	"Structural Steel"	270.0, 166.02, 42.0	3.1	1141	547
"Part 4"	"Aluminum Alloy"	2,000.0, 166.0, 42.0	14.01	2399	364
"Part 5"	"Structural Steel"	120.0, 353.0, 190.0	4.3	575	240
"Part 6"	"Structural Steel"	120.0, 353.0, 190.0	4.3	591	251
"Part 7"	"Structural Steel"	270.0, 166.0, 42.0	3.02	953	442
"Part 8"	"Aluminum Alloy"	10.0, 0.5, 10.0	$1.09 \times 10^{-4}$	389	48

În tabelul 4.2.2.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind primul segment de șină fix și este din aluminiu; partea a doua este tot din aluminiu și a fost definită ca fiind punctul în care se aplică forța; partea a treia este definită ca fiind prima parte componentă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor și este din oțel; partea a patra este definită ca al doilea segment de șină dreaptă tot din aluminiu; partea a cincea este al primului suport de susținere al șinei tot din oțel; partea a șasea este definită ca fiind al doilea suport de susținere al șinei tot din oțel; partea a șaptea este definită ca fiind a doua parte componentă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor și este din oțel și în final partea a opta este din aluminiu și a fost definită ca fiind punctul în care se aplică forța.

---

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului au fost prezentate în subcapitolul anterior și anume începând de la tabelul 4.2.1.4 până la tabelul 4.2.1.14.

Pentru efectuarea studiului cu modulul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între primul segment de șină și punctul în care se aplică forța a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 2** între primul segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 3** între primul segment de șină și prima parte a dispozitivului de compensare a fost definită ca regiune cu joc minim;
- **regiunea de contact 4** între al doilea segment de șină și a doua parte a dispozitivului de compensare definită la fel, ca regiune cu joc minim;
- **regiunea de contact 5** între cele două părți componente ale dispozitivului de compensare a fost definită ca regiune cu frecare;
- **regiunea de contact 6** între al doilea segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 7** între al doilea segment de șină și punctul în care se aplică forța a fost definită ca regiune de contact fixă .

Condițiile și regiunile de contact sunt concluzionate în tabelul 4.2.2.4.

**Tabelul 4.2.2.4 Condiții de contact**

Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region 1"	<u>Bonded</u>	"Part 2" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Frictionless</u>	"Part 7" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Frictionless</u>	"Part 4" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Rough</u>	"Part 7" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 6"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 4"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 7"	<u>Bonded</u>	"Part 8" and "Part 4"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: Tensiunea echivalentă redată în figura 4.2.2.3 ajunge la o valoare maximă de 17,444 MPa în zona de curbură a suportului șinei, iar zona minimă de tensiune apare după primul suport al șinei.

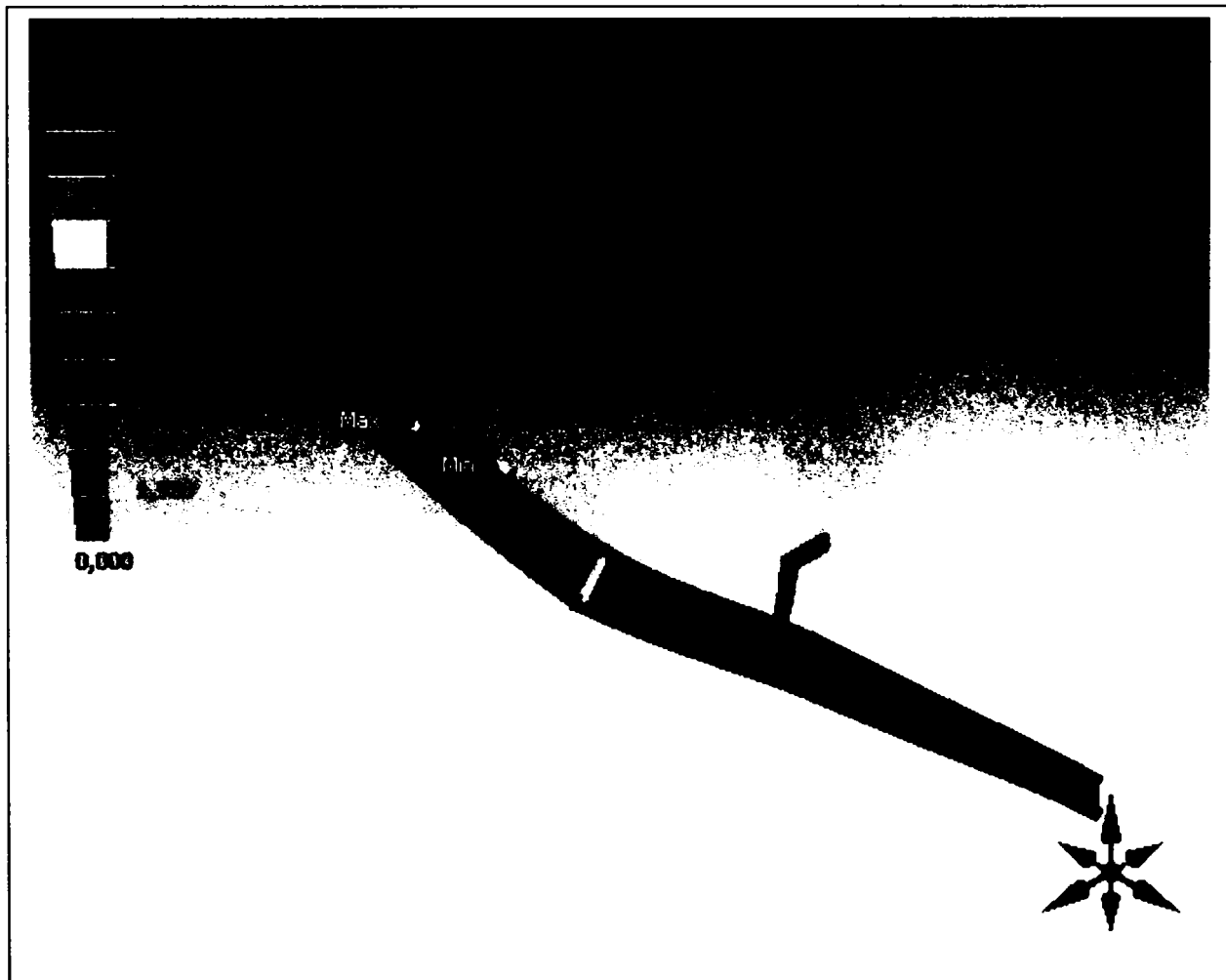


Fig. 4.2.2.3

În zona dispozitivului de compensare a dilatațiilor apare o tensiune cu o valoare între 1,938 MPa și 3,877 MPa, iar în zona de curbură și în zona interioară a suporturilor șinei apare o tensiune cu o valoare între 9,691 MPa și 11,629 MPa.

În figura 4.2.2.4 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a primului suport, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 17,444 MPa, iar pe partea interioară a celor doi suporturi apare o tensiune echivalentă minimă cu o valoare de 1,938 MPa iar maxima atinge valori de până la 11,629 MPa.





Fig. 4.2.2.4

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.2.2.5) care are o valoare maximă de 21,016 MPa în zona primului suport al șinei, iar în zona dispozitivului de compensare a dilatațiilor are o valoare cuprinsă între 1,484 MPa și 3,925 MPa. Valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a celui de-al doilea segment de șină și are o valoare de  $-0,958$  MPa. În zona interioară a suporturilor de susținere a șinei apare o tensiune maximă principală și are valori cuprinse între 11,250 MPa și 16,133 MPa. În zona de rază interioară a primului suport de susținere apare chiar o tensiune maximă principală cu o valoare de până la 21,016 MPa (Fig. 4.2.2.6), în zona interioară a celui de-al doilea suport apare o tensiune maximă principală cu o valoare maximă de 18,575 MPa (Fig. 4.2.2.7)

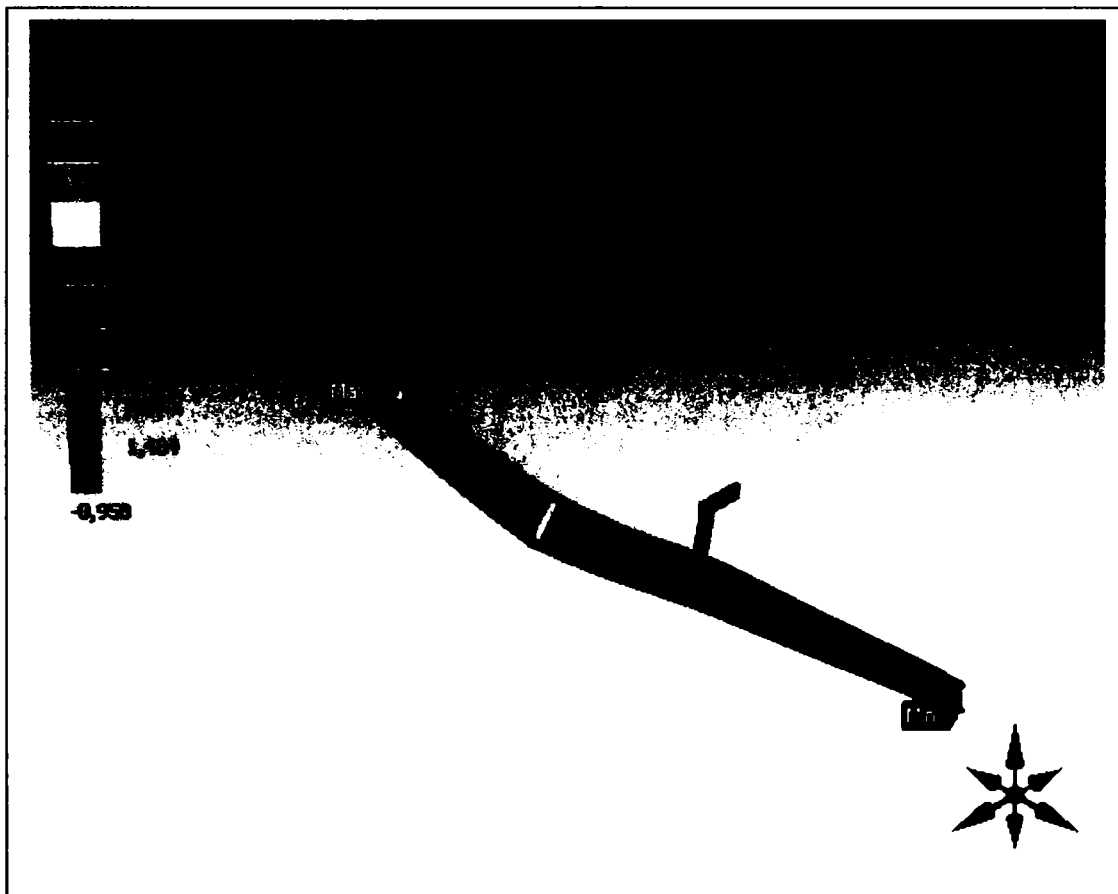


Fig. 4.2.2.5



Fig.4.2.2.6

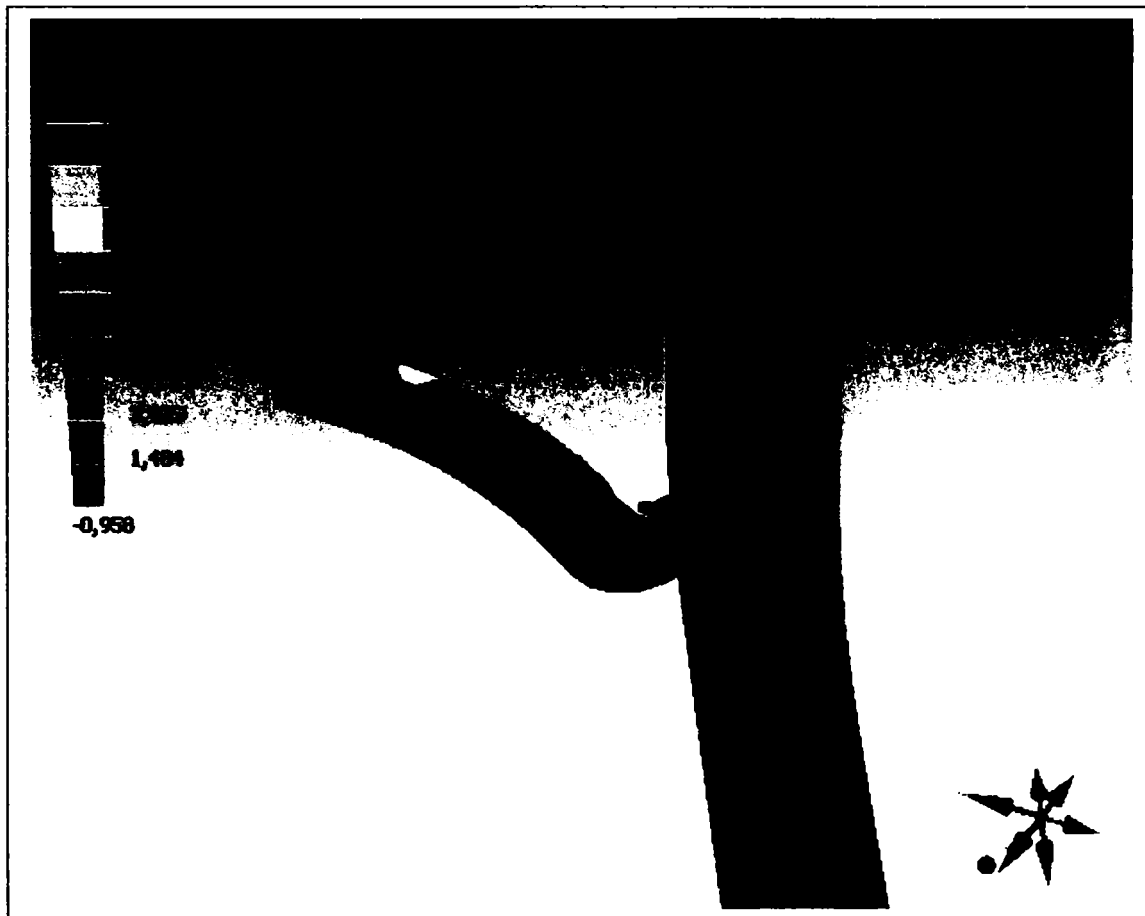


Fig. 4.2.2.7

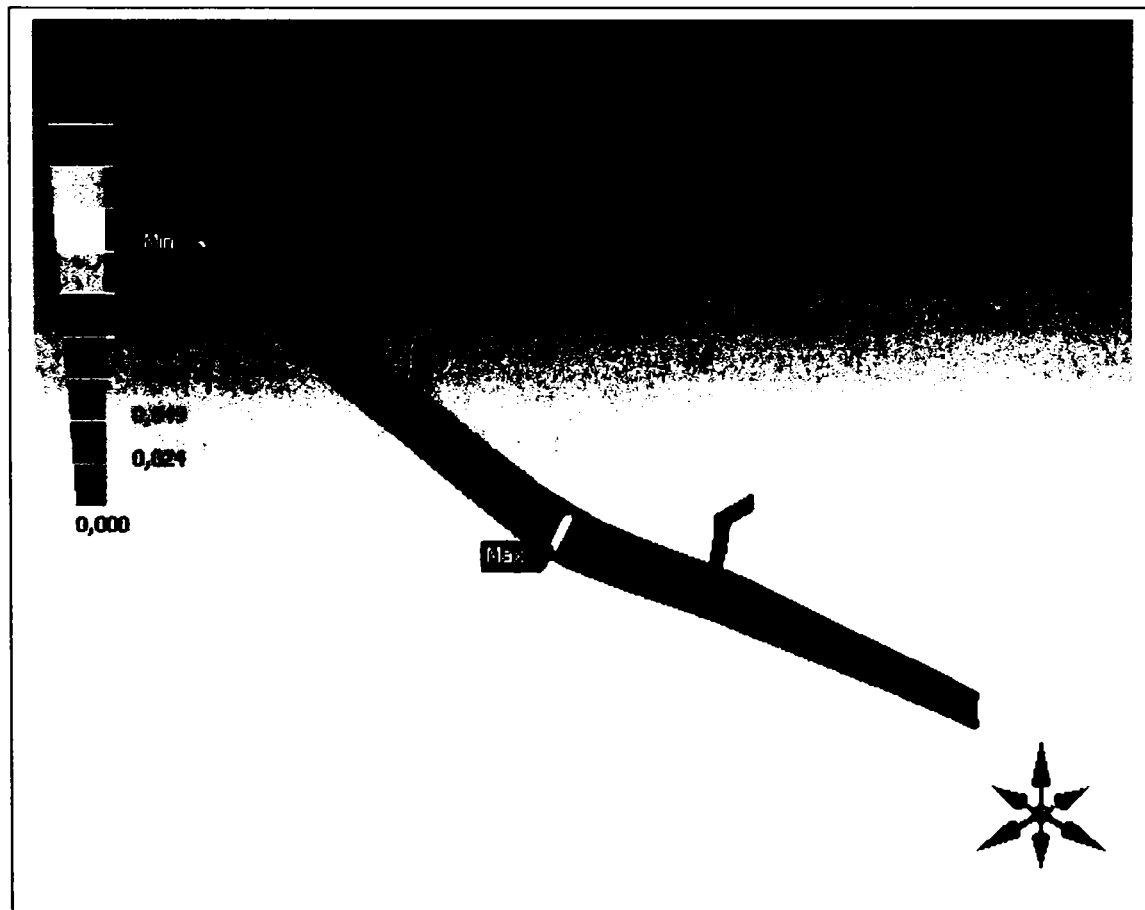


Fig. 4.2.2.8

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.2.2.8), iar săgeata maximă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor este reprezentată în figura 4.2.2.9

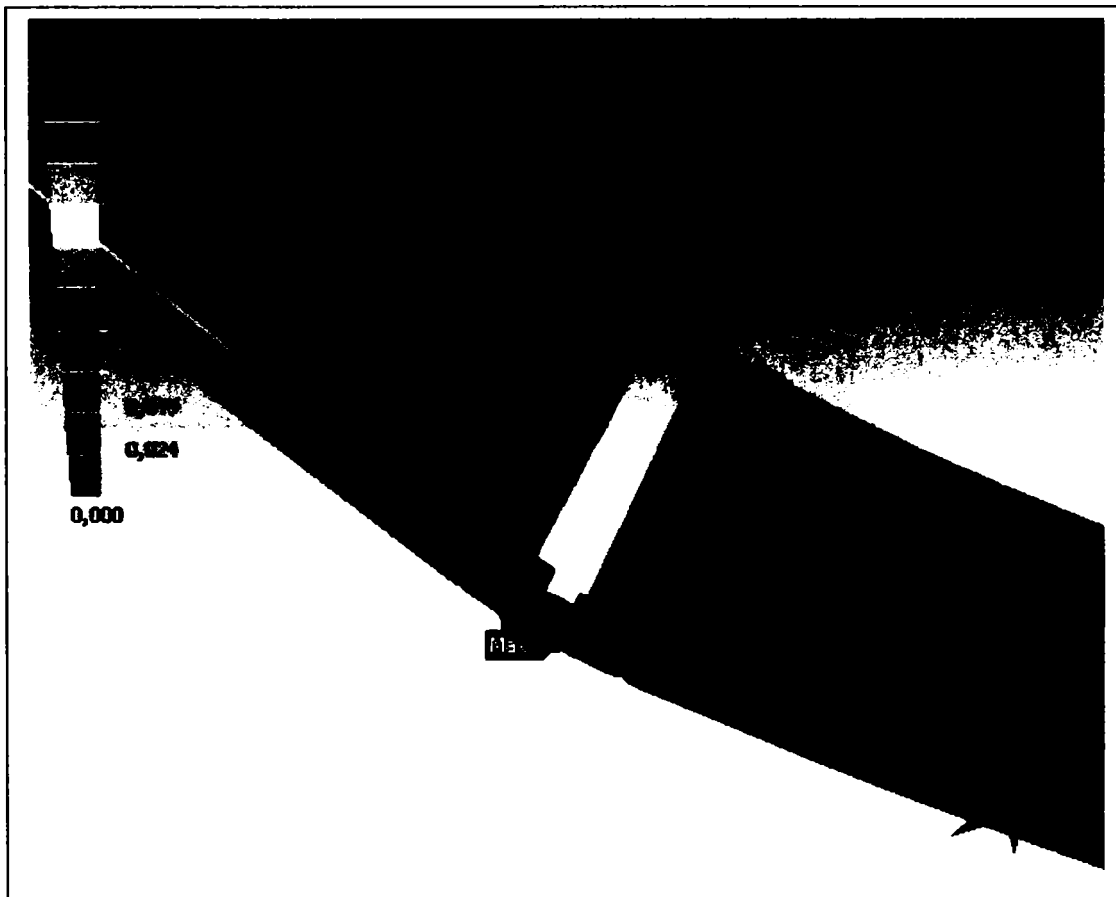


Fig. 4.2.2.9

Deformația maximă a îmbinării cu dispozitivul de compensare a dilatațiilor are loc la baza inferioară a îmbinării și va fi măsurată, în capitolul următor, cu diferite încărcări ale șinei și totodată studiată cu mediul de operare STATGRAPHICS.

În tabelul 4.2.2.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 300-1 cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor.

Tabelul 4.2.2.5 Valori ale deformațiilor

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$2.25 \times 10^{-4}$ MPa	17.44 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-0.96 MPa	21.02 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	2,2 mm	None

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

### 4.2.3. Analiza segmentului de șină și a segmentului de șină curbă

În figura de mai jos este redată o îmbinare a unui segment de șină dreaptă având o lungime de 2000 mm și a unui segment de șină curbă având o rază de  $R=2000$  mm îmbinate prin placa de joncțiune. Segmentul de șină curbă are la capete un segment de șină dreaptă de 400 mm, care rezultă din procedeul de curbare a șinei. Suportul de suspendare a segmentului de șină dreaptă este poziționat la o distanță de 800 mm, iar suportii segmentului de șină curbă sunt poziționați la o distanță de 200 mm de capetele acestuia.

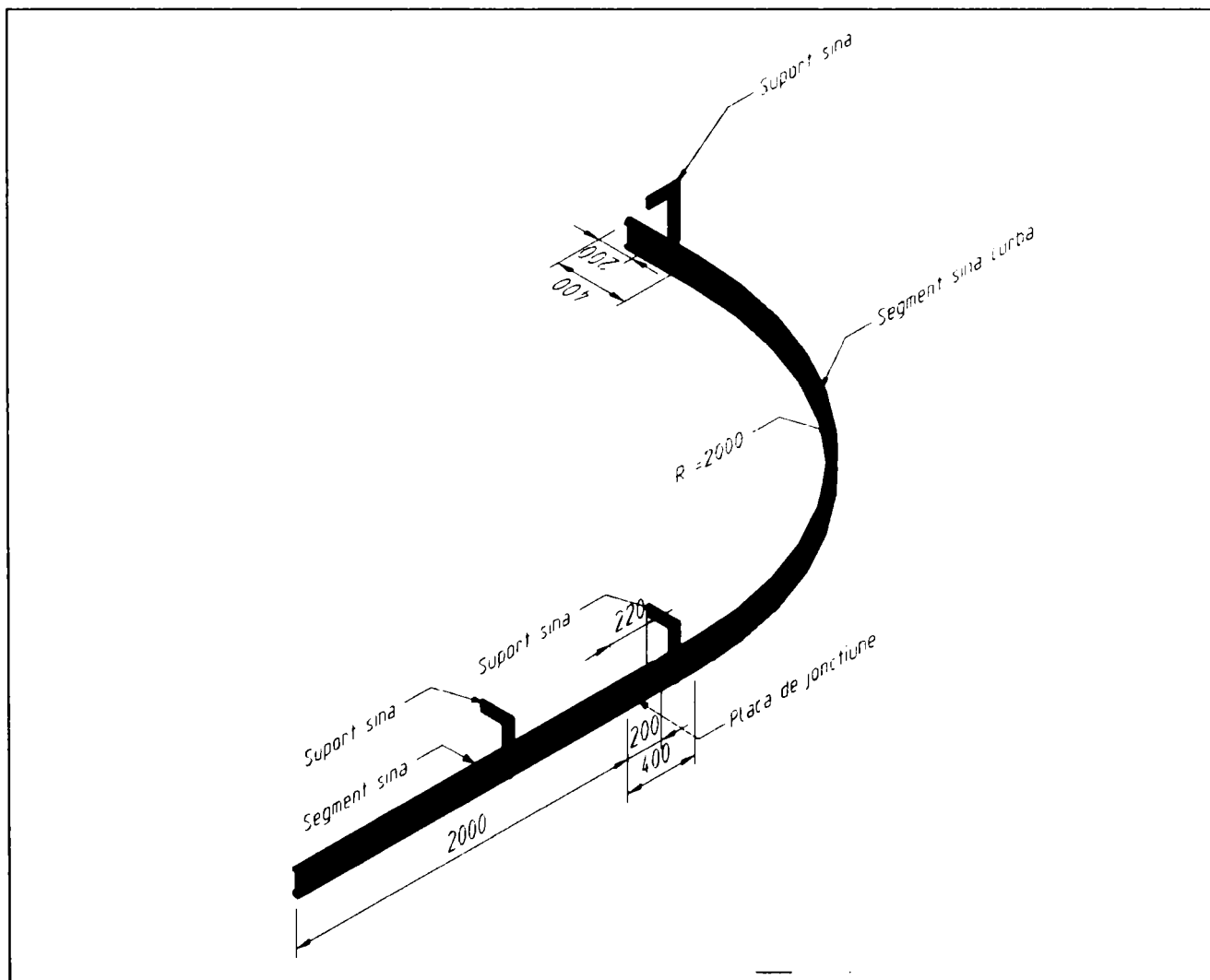


Fig. 4.2.3.1

Pe segmentul de șină curbă se poziționează un conveior (Fig. 4.2.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (3) și modulul de rulaj (1) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele

instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

Sistemul de tip 300-1 poate fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, deci se consideră ca această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm, este reprezentat în figura 4.2.3.2

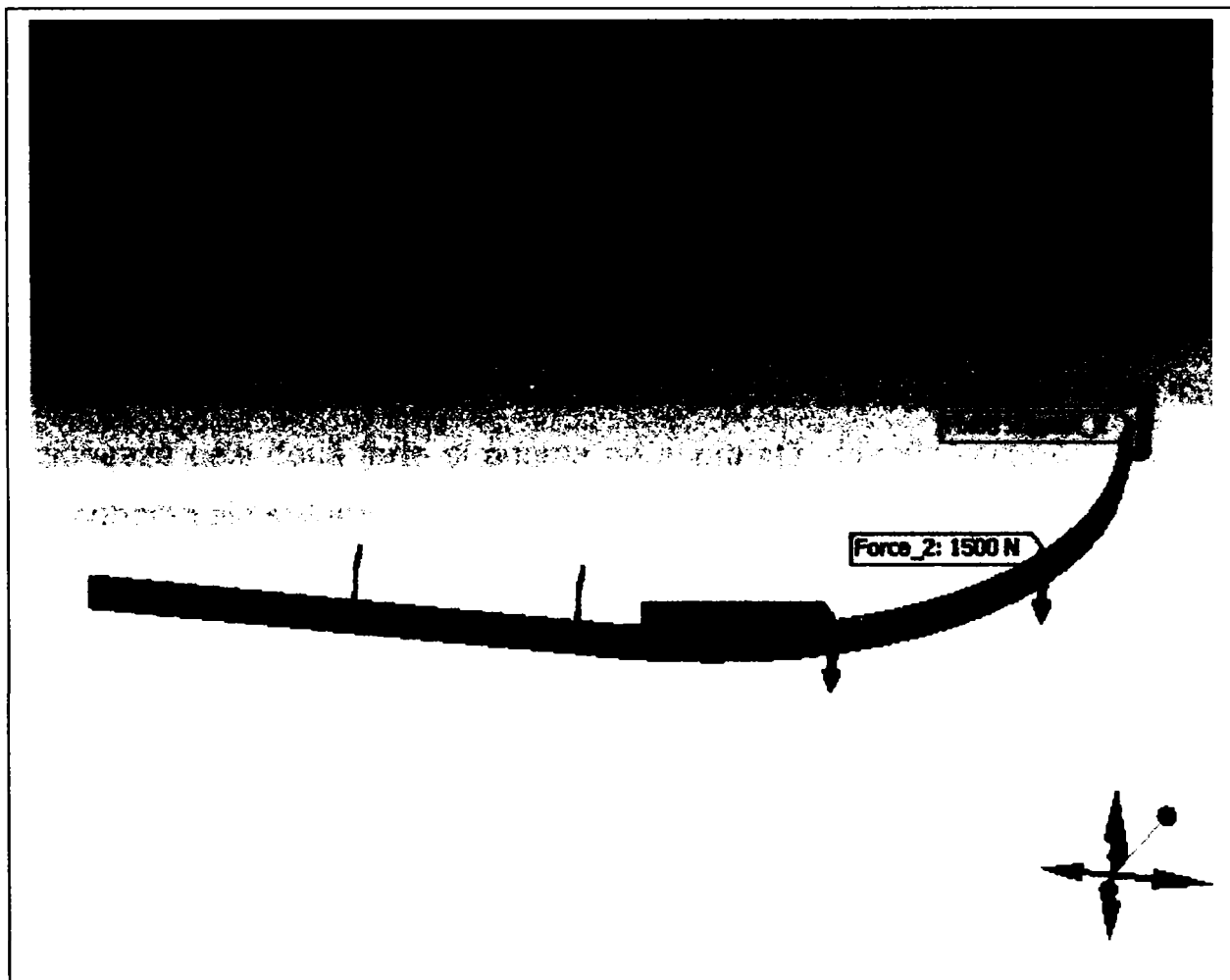


Fig. 4.2.3.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitatea exterioară a segmentului de șină drept, precum și extremitatea exterioară a segmentului de șină curbat, împreună cu părțile superioare ale celor trei suporturi sunt considerate ca fiind suporturi ficșe.

**Tabelul 4.2.3.1 Suportii structurii**

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support_1"	Fixed Surface	3,180.06 N	[741.92 N x, 52.25 N y, 3,091.86 N z]	"Part 6", "Part 4" and "Part 5"
"Fixed Support_2"	Fixed Surface	749.51 N	[-741.92 N x, -52.26 N y, -92.62 N z]	"Part 1" and "Part 2"

În tabelul 4.2.3.1 sunt reprezentați tabelar suportii ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

**Tabelul 4.2.3.2 Încărcările structurale**

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, 0.0 N y, -1,500.0 N z]	"Part 2"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, 0.0 N y, -1,500.0 N z]	"Part 2"

În tabelul 4.2.3.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață; direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

**Tabelul 4.2.3.3 Părțile componente ale modelului**

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	" <u>Aluminum Alloy</u> "	2,000.0, 42.0, 166.0	14.01	2073	312
"Part 2"	" <u>Aluminum Alloy</u> "	2,421.0, 2,421.0, 166.0	27.62	3070	486
"Part 3"	" <u>Structural Steel</u> "	220.0, 10.0, 120.0	2.07	254	28
"Part 4"	" <u>Structural Steel</u> "	120.0, 190.0, 353.0	4.3	582	244
"Part 5"	" <u>Structural Steel</u> "	190.0, 120.0, 353.0	4.3	594	250
"Part 6"	" <u>Structural Steel</u> "	120.0, 190.0, 353.0	4.3	568	235

În tabelul 4.2.3.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind primul

segment de șină fix și este din aluminiu, partea a doua este tot din aluminiu și a fost definită ca fiind segmentul de șină curbă, partea a treia este definită ca fiind placa de joncțiune și este din oțel, partea a patra este definită ca primul suport de susținere al segmentului de șină curbă tot din oțel, partea a cincea este al doilea suport de susținere al segmentului de șină curbă tot din oțel și în final partea a șasea este definită ca fiind suportul de susținere al segmentului de șină dreaptă, tot din oțel.

Caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului au fost prezentate în subcapitolul anterior și anume începând de la tabelul 4.2.1.4 până la tabelul 4.2.1.14.

Pentru a efectua studiul cu modulul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între segmentul de șină dreaptă și segmentul de șină curbă a fost definită ca regiune de contact cu joc minim ;
- **regiunea de contact 2** între segmentul de șină dreaptă și placa de joncțiune a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 3** între segmentul de șină dreaptă și suportul de susținere a acesteia a fost la fel definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 4** între segmentul de șină curbă și placa de joncțiune a fost la fel definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 5** între segmentul de șină curbă și primul suport acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 6** între segmentul de șină curbă și al doilea suport a acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă .

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 4.2.3.4.



Tabelul 4.2.3.4 Condiții de contact

Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region 1"	<u>Frictionless</u>	"Part 2" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"Part 3" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Bonded</u>	"Part 3" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Bonded</u>	"Part 4" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 6"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: Tensiunea echivalentă redată în figura 4.2.3.3 ajunge la o valoare maximă de 84,474 MPa în zona de curbură a primului suport de susținere al segmentului de șină curbă, iar zona minimă de tensiune apare pe segmentul de șină dreaptă.

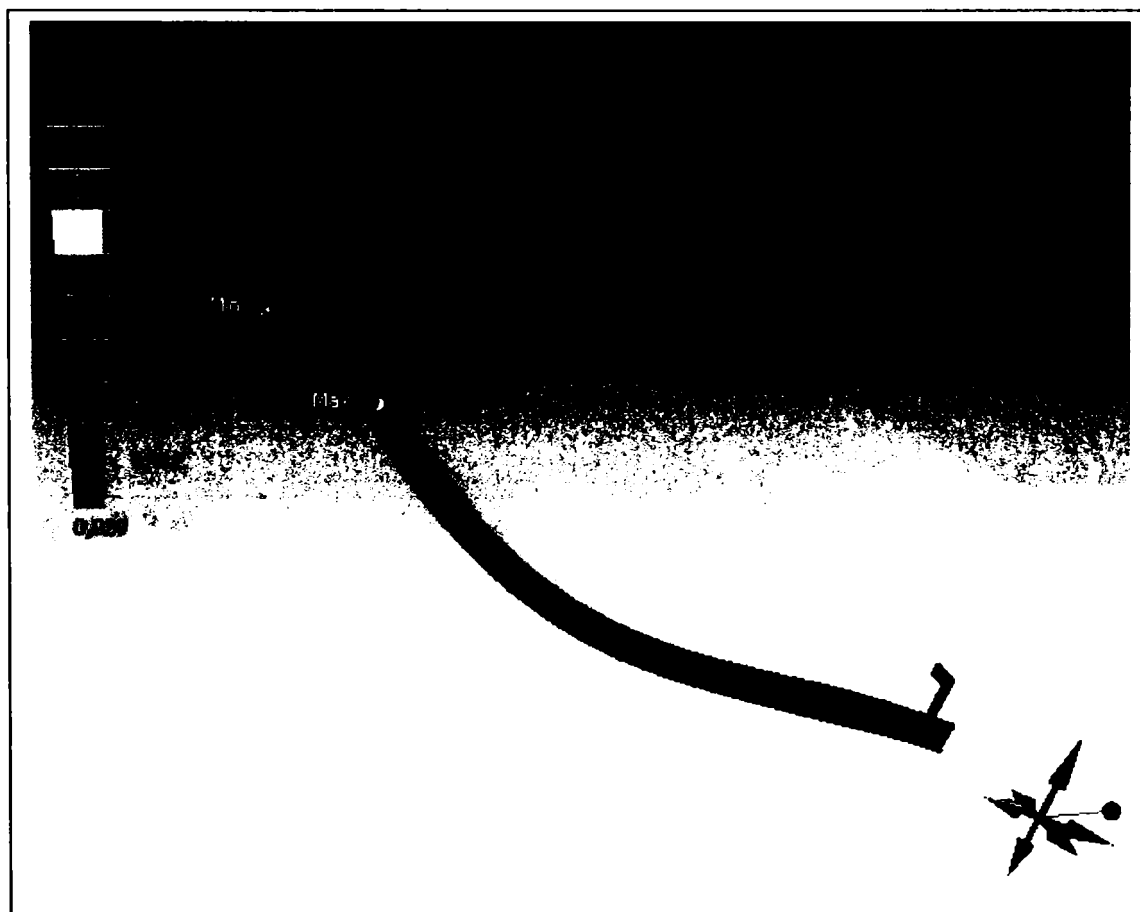


Fig. 4.2.3.3

În figura 4.2.3.4 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a primului suport a segmentului de șină curbă, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 84,474 MPa, iar tensiunea echivalentă minimă apare pe segmentul de șină drept înainte de suportul de susținere a acestuia, cu o valoare de 0,029 MPa. În zona de mijloc a segmentului de șină curbă apare o tensiune echivalentă cu valori între 9,412 MPa și 18,795 MPa.

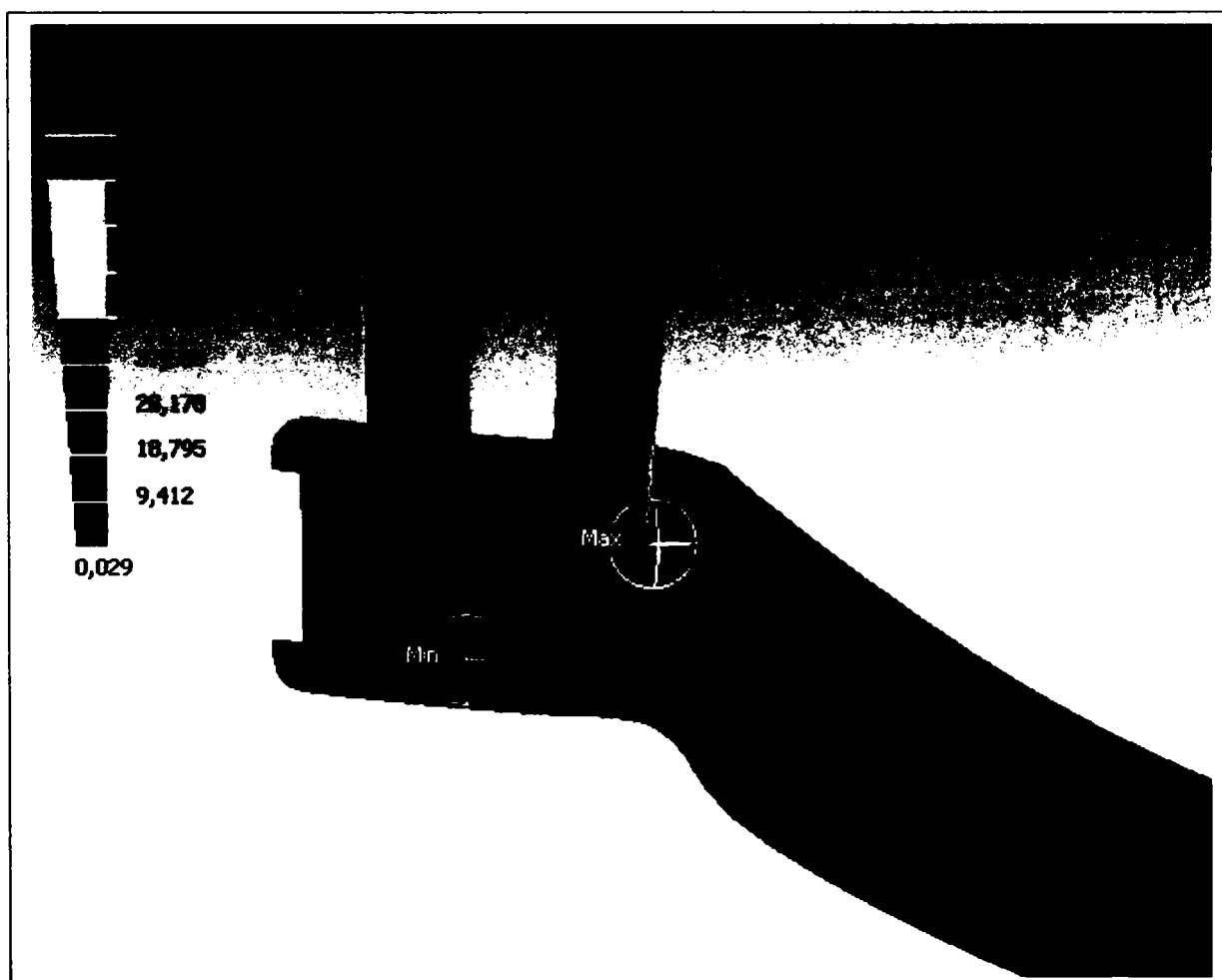


Fig. 4.2.3.4

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.2.3.5) care are o valoare maximă de 98,133 MPa tot în zona primului suport al segmentului de șină curbă, iar valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a segmentului de șină curbă și are o valoare de  $-9,095$  MPa. Valoarea maximă a tensiunii principale precum și dispersia acesteia pe primul suport al segmentului de șină curbă este reprezentată în figura 4.2.3.6

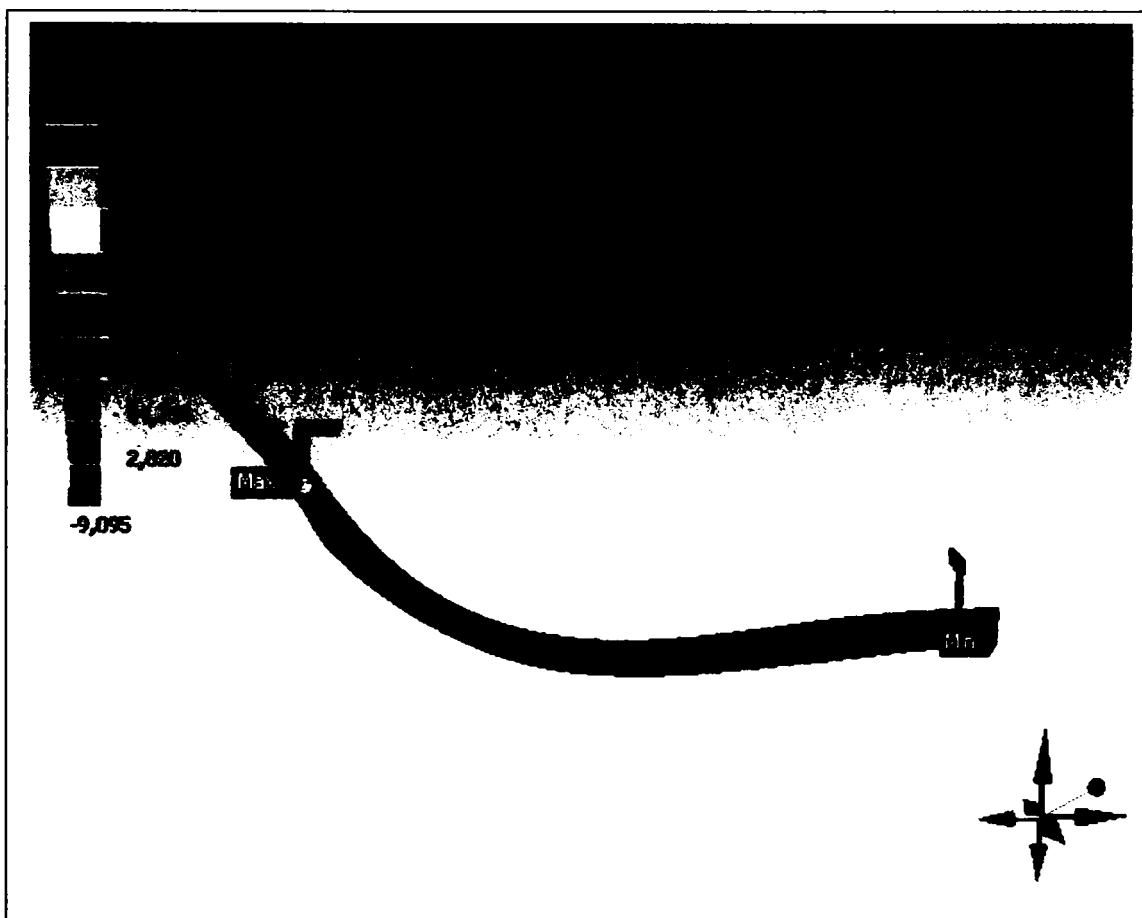


Fig. 4.2.3.5



Fig. 4.2.3.6

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.2.3.7), care apare în zona de mijloc a segmentului de șină curbă și are o valoare de 4,51 mm



Fig. 4.2.3.7

În tabelul 4.2.3.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 300-1, format dintr-un segment de șină dreaptă și un segment de șină curbă.

Tabelul 4.2.3.5 Valori ale deformațiilor

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$2.94 \times 10^{-2}$ MPa	84.47 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-9.09 MPa	98.13 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	4.51 mm	None

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

### 4.3. Analiza șinei de tip 200-1

În acest subcapitol vor fi tratate și analizate diferite modele ale șinei de tip 200-1 cu ajutorul mediului de operare ANSYS DesignSpace și anume:

- segmente de șină dreaptă cu placă de jonctiune;
- segmente de șină dreaptă cu dispozitiv de compensare;
- segment de șină dreaptă și segment de șină curbă;

#### 4.3.1. Analiza segmentelor de șină cu placă de jonctiune

În figura de mai jos este redată o îmbinare a două segmente de șină dreaptă, fiecare având o lungime de 2000 mm, îmbinate prin placa de jonctiune, iar suportii de suspendare a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm fiecare de capătul șinei drepte.

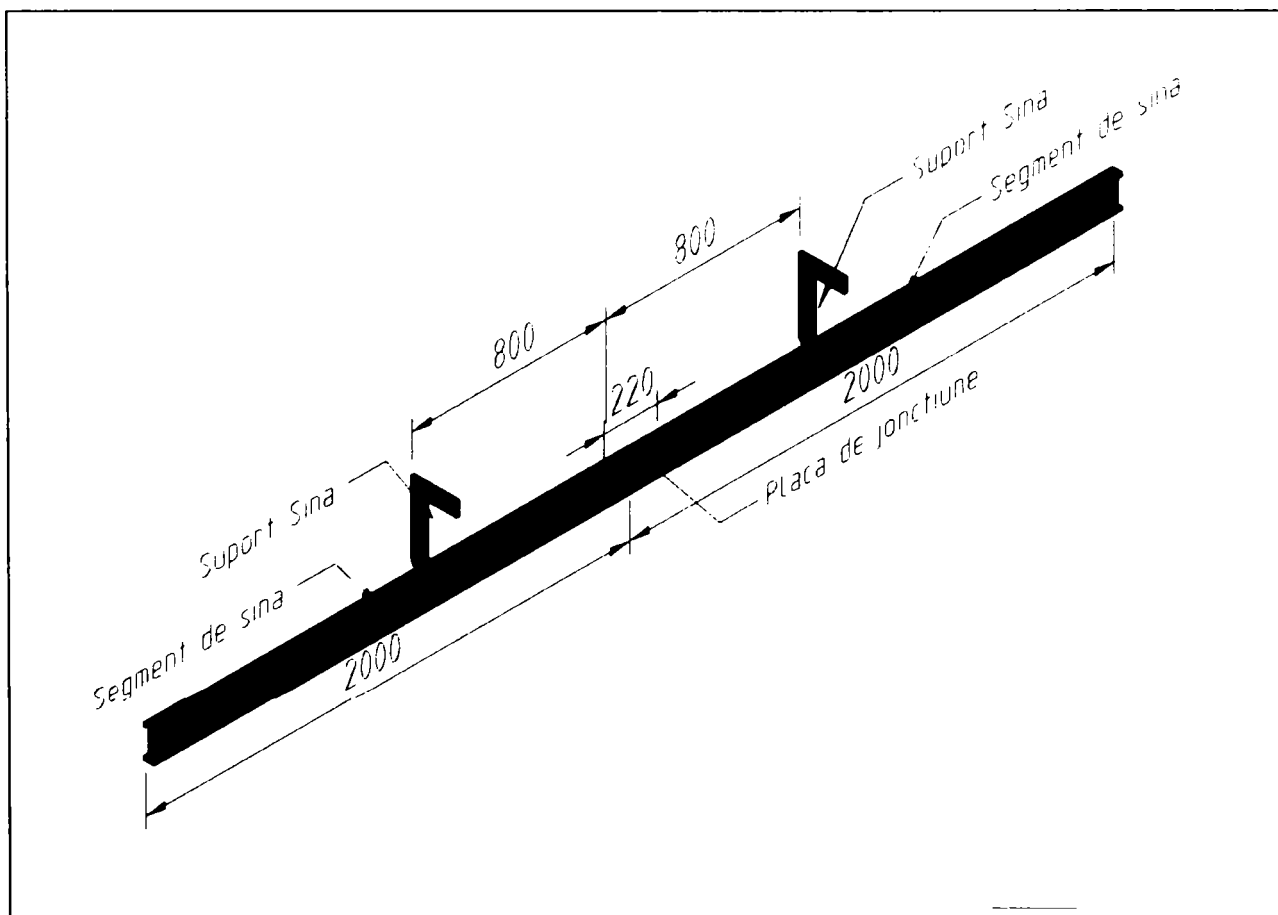


Fig. 4.3.1.1

Pe modelul șinei drepte se amplasează un conveior (Fig. 4.3.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (1) și modulul de rulaj (2) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

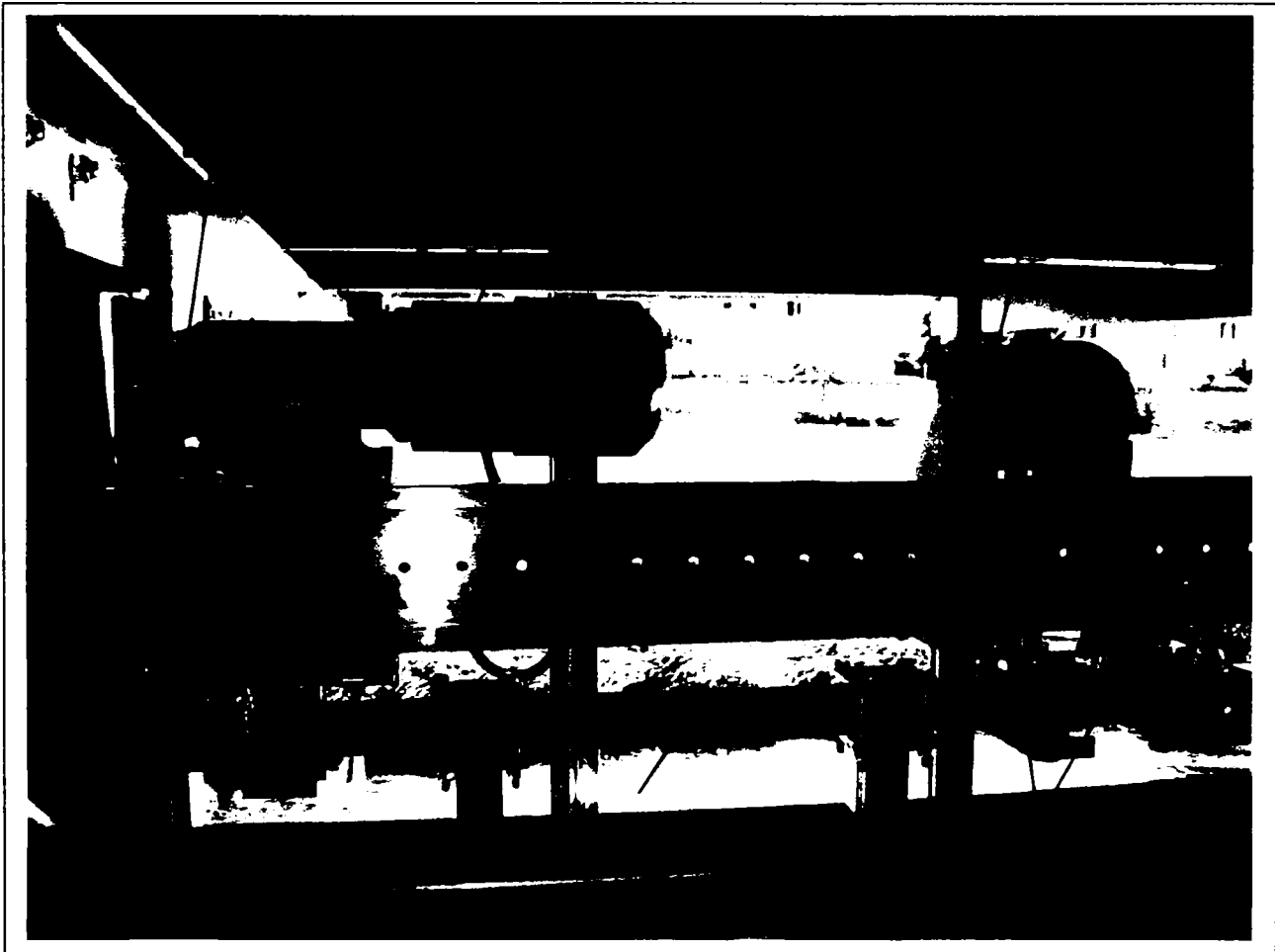


Fig. 4.3.1.2 (după documentație AFT)

Sistemul de tip 200-1 a fost conceput pentru a putea fi încărcat maxim cu o sarcină de 2000 N, dar în acest capitol va fi studiată încărcarea modelului cu o sarcină de 3000 N, sarcină care este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N, la fel ca și sistemul de tip 300-1.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm este reprezentat în figura 4.3.1.3

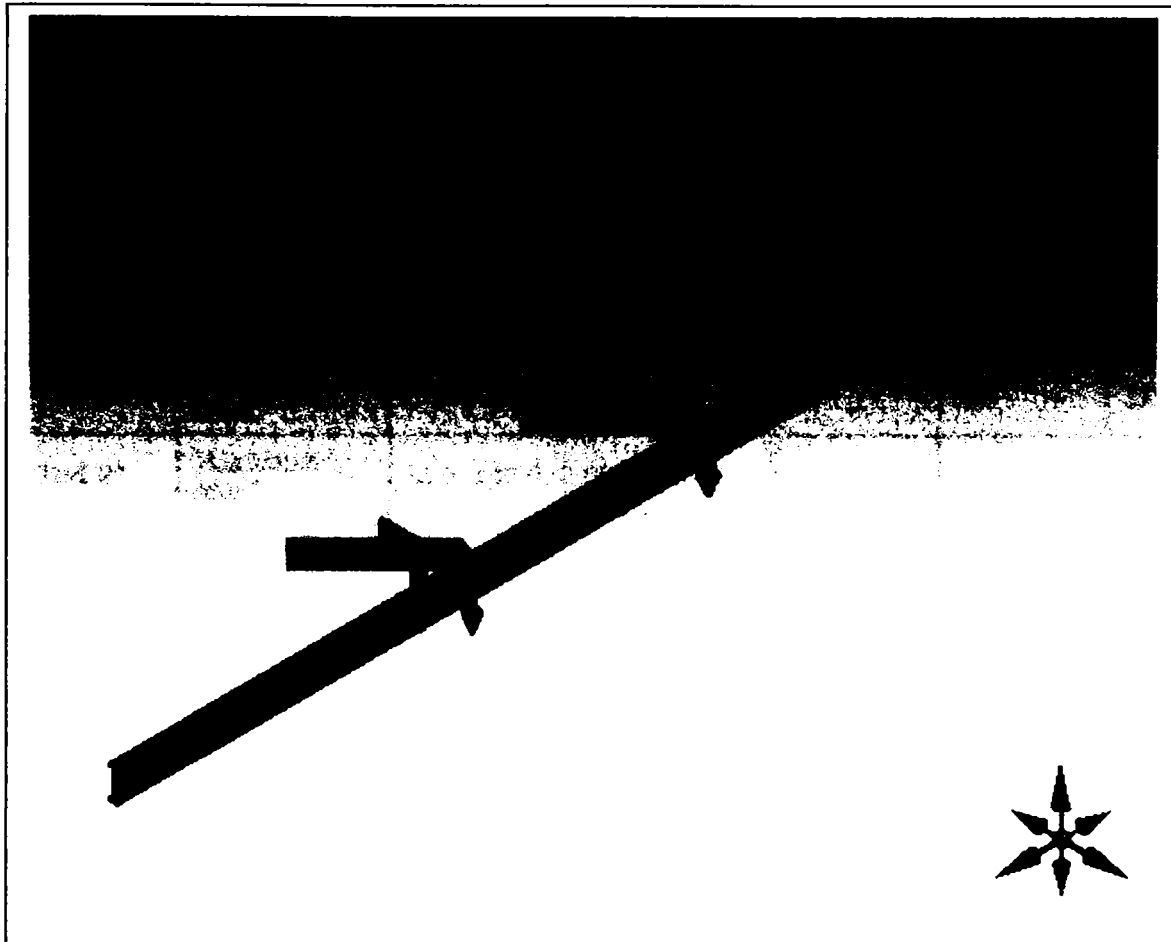


Fig. 4.3.1.3

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei, precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

**Tabelul 4.3.1.1 Suportii structurii**

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support_1"	Fixed Surface	2,158.24 N	[6.78 N x, 2,158.23 N y, -0.05 N z]	"Part 1" and "Part 3"
"Fixed Support_2"	Fixed Surface	841.79 N	[-6.78 N x, 841.76 N y, 5.4×10 <sup>-2</sup> N z]	"Part 2" and "Part 5"

În tabelul 4.3.1.1 sunt reprezentate tabelar suportii ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

**Tabelul 4.3.1.2. Încărcările structurale**

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 5"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 2"

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În tabelul 4.3.1.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață, direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

**Tabelul 4.3.1.3 Părți componente ale sistemului**

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	568	235
"Part 2"	"Aluminum Alloy"	42.0, 140.0, 2,000.0	10.06	1839	252
"Part 3"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	580	241
"Part 4"	"Structural Steel"	10.0, 120.0, 220.0	2.07	254	28
"Part 5"	"Aluminum Alloy"	42.0, 140.0, 2,000.0	10.06	1839	252

În tabelul 4.3.1.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind primul suport de susținere al șinei și este din oțel, partea a doua este definită ca fiind primul segment de șină și este din aluminiu, partea a treia este al doilea suport de susținere al șinei și este tot din oțel, partea a patra este definită ca fiind placa de joncțiune tot din oțel și în final partea a cincea este al doilea segment de șină dreaptă și este din aluminiu.

Caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului au fost prezentate în capitolul 2 și anume începând de la tabelul 4.2.1.4 până la tabelul 4.2.1.14.

Pentru efectuarea studiului cu modulul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între primul segment de șină și suportul de susținere al acestuia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 2** între primul segment de șină și placa de joncțiune a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 3** între cele două segmente de șină a fost definită ca regiune cu joc minim ;



- regiunea de contact 4 între al doilea segment de șină și al doilea suport de susținere al acestuia definită ca regiune de contact fixă ;
- regiunea de contact 5 între al doilea segment de șină și placa de jonctiune a fost definită ca regiune de contact fixă ;

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 4.3.1.4

Tabelul 4.3.1.4 Condiții de contact

Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region 1"	<u>Bonded</u>	"Part 2" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"Part 4" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Frictionless</u>	"Part 5" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 4"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

În urma studiului efectuat cu modulul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 4.3.1.4 ajunge la o valoare maximă de 15,094 MPa în zona de curbură a suportului șinei, iar zona minimă de tensiune apare pe segmentul de șină dreaptă.



Fig. 4.3.1.4

În zona plăcii de joncțiune apare o tensiune cu o valoare cuprinsă între 1,710 MPa și 3,383 MPa, iar în zona de curbură și în zona interioară a suportilor șinei apare o tensiune cu o valoare cuprinsă între 8,402 MPa și 10,075 MPa.

În figura 4.3.1.5 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a celui de-al doilea suport, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 15,094 MPa.

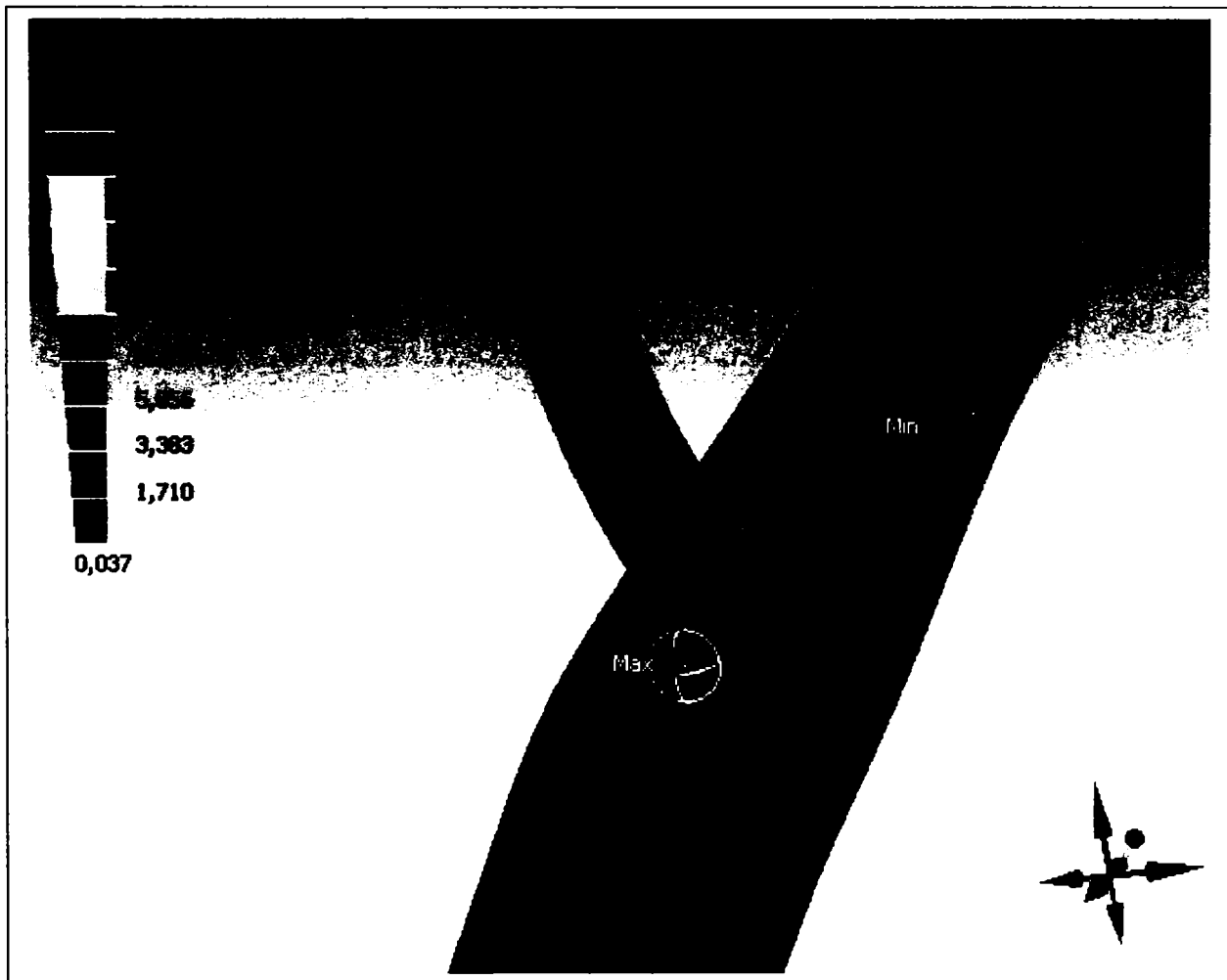


Fig. 4.3.1.5

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.3.1.6), care are o valoare maximă de 17,863 MPa tot în zona celui de-al doilea suport al șinei, iar în zona plăcii de joncțiune are o valoare cuprinsă între 1,253 MPa și 5,406 MPa. Valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a primului segment de șină și are o valoare de  $-0,823$  MPa.

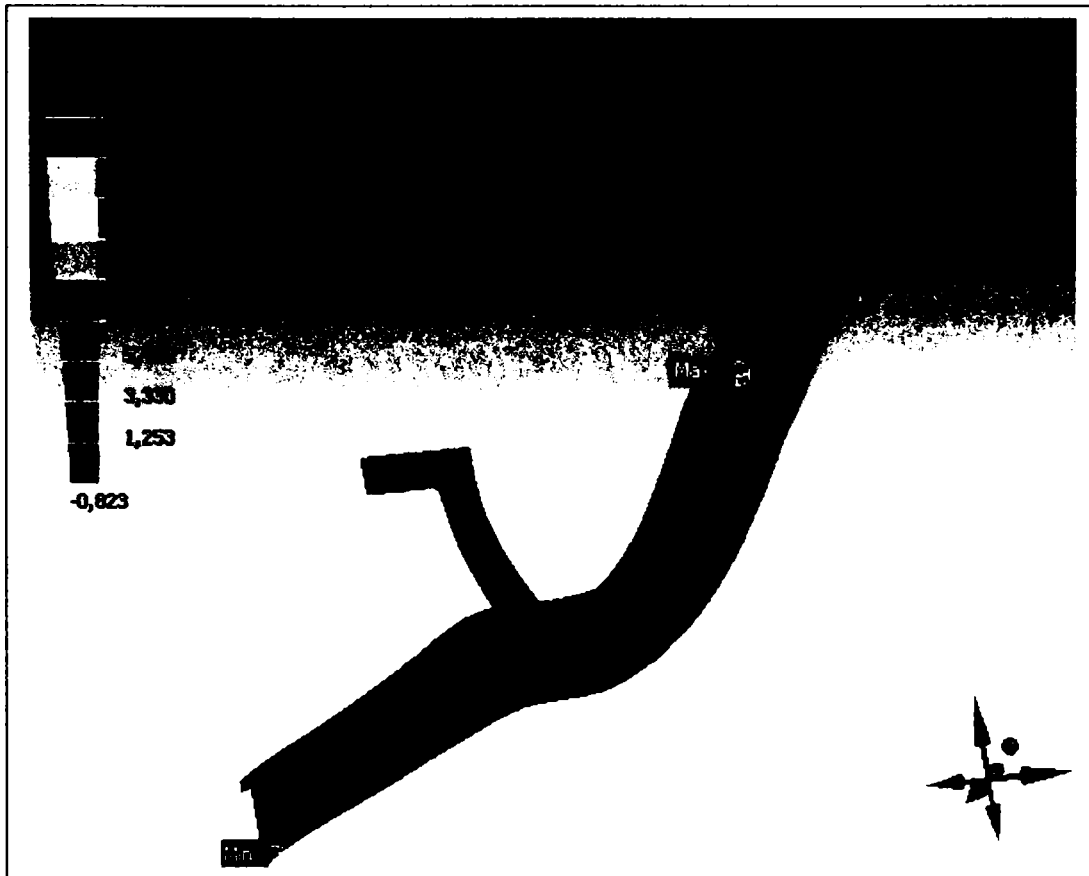


Fig 4.3.1.6

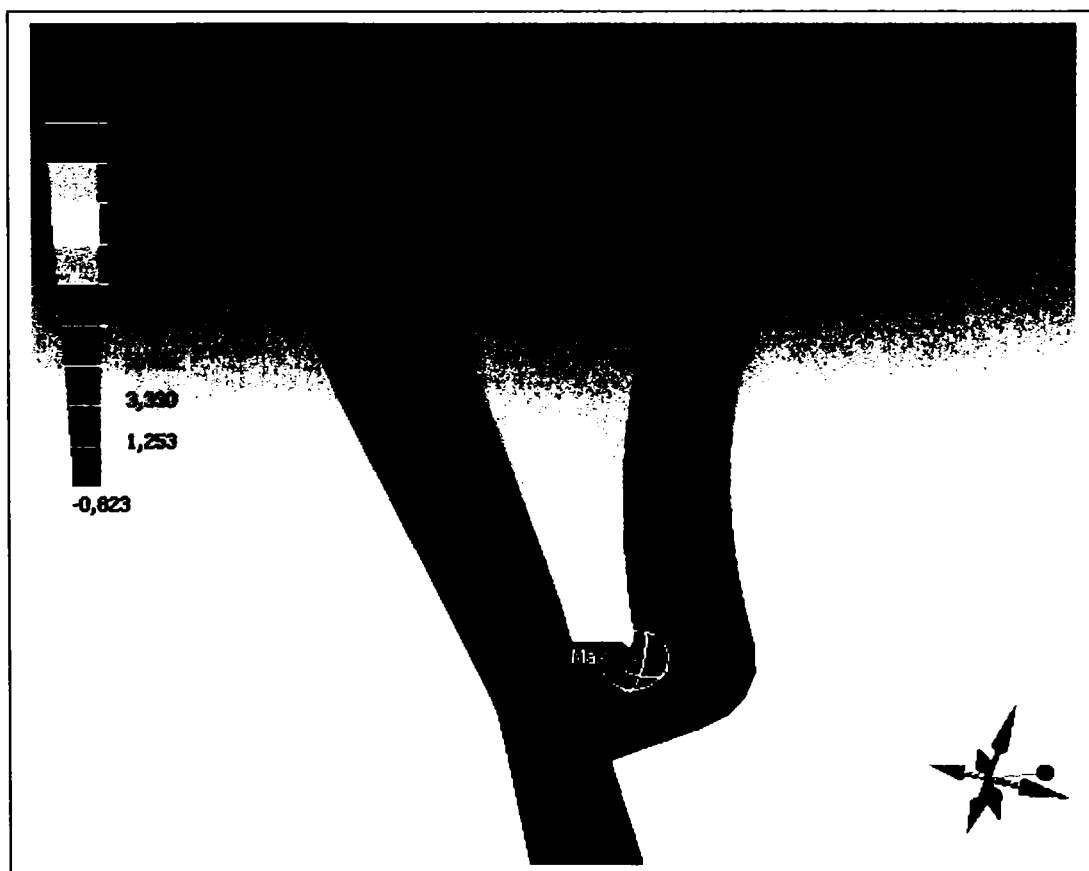


Fig 4.3.1.7

---

Teză de doctorat  
 Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În zona interioară a suportilor de susținere a șinei apare o tensiune maximă principală și are valori cuprinse între 3,330 MPa și 13,711 MPa. În zona de rază interioară a primului suport de susținere apare chiar o tensiune maximă principală cu o valoare de până la 17,863 MPa (Fig. 4.3.1.7), în zona interioară a celui de-al doilea suport apare o tensiune maximă principală cu o valoare maximă de 15,787 MPa (Fig. 4.3.1.8).

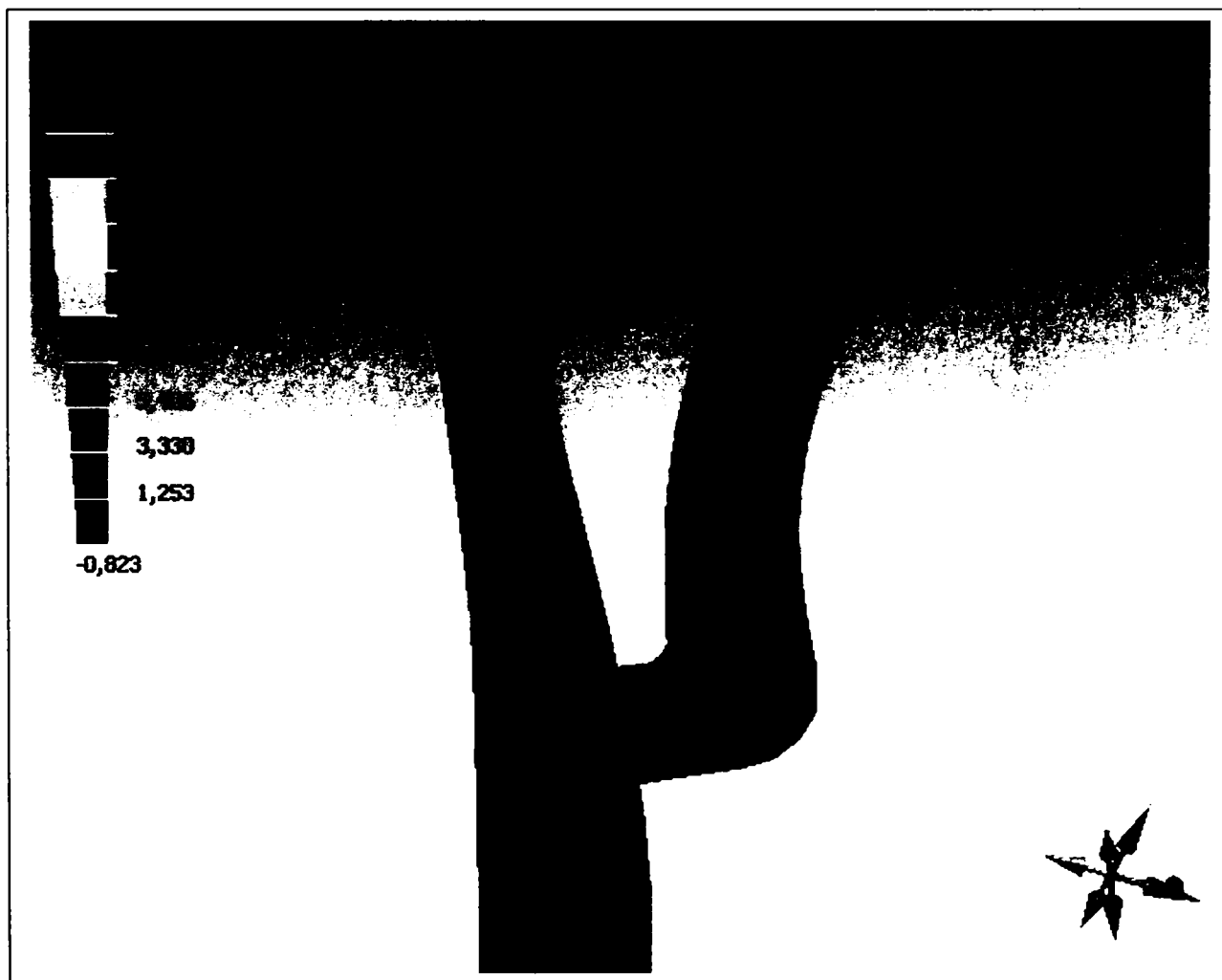


Fig. 4.3.1.8

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.3.1.9), iar deschiderea maximă între părțile inferioare ale celor două segmente de șină este reprezentată în figura 4.3.1.10

Deformația maximă a îmbinării cu placa de joncțiune are loc la baza inferioară a îmbinării și va fi măsurată, în capitolul următor, cu diferite încărcări ale șinei și totodată studiată cu modulul de operare STATGRAPHICS.

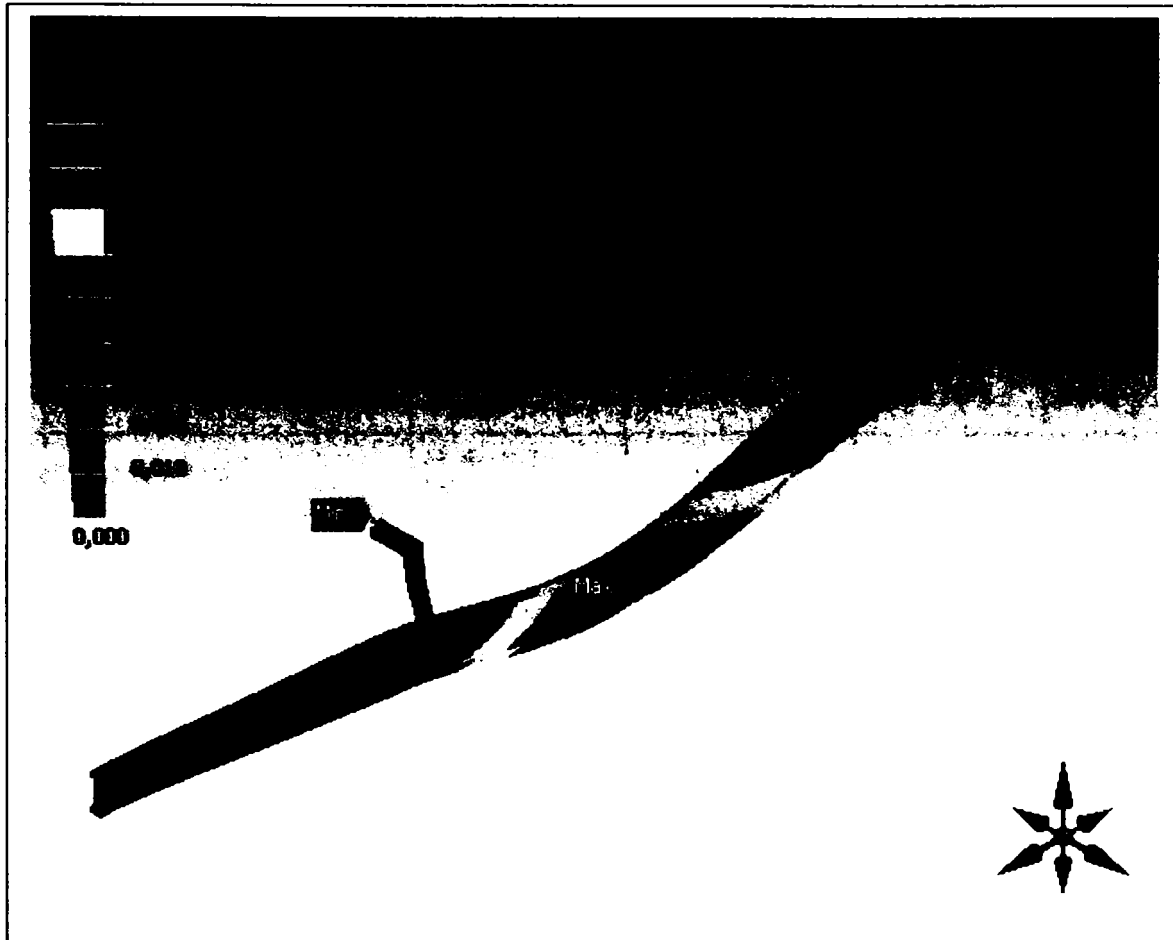


Fig. 4.3.1.9



Fig. 4.3.1.10

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În tabelul 4.3.1.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1 cu placă de joncțiune.

**Tabelul 4.3.1.5 Valori ale deformațiilor**

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$3.37 \times 10^{-2}$ MPa	15.09 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-0.82 MPa	17.86 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	1.6 mm	None

#### 4.3.2. Analiza segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare

În figura de mai jos este redată o îmbinare a două segmente de șină dreaptă, fiecare având o lungime de 2000 mm îmbinate prin dispozitivul de compensare, iar suportii de suspendare a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm fiecare de capătul șinei drepte.

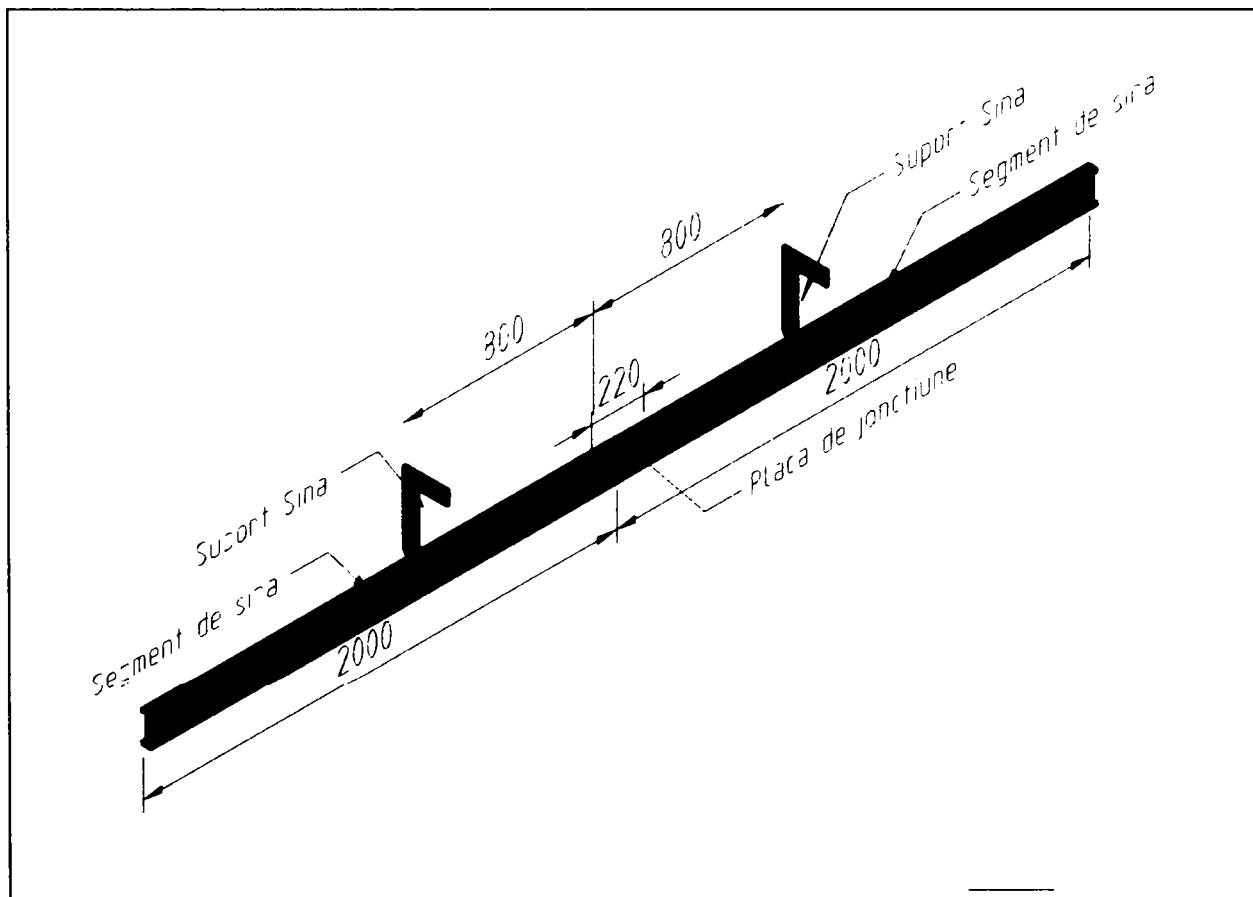


Fig. 4.3.2.1

Pe modelul șinei drepte se amplasează un conveyer (Fig. 4.3.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (1) și modulul de rulaj (2) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

Sistemul de tip 200-1 va fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, la fel ca și în cazul modelului cu placă de joncțiune, deci se consideră că această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm, este reprezentat în figura 4.3.2.2.

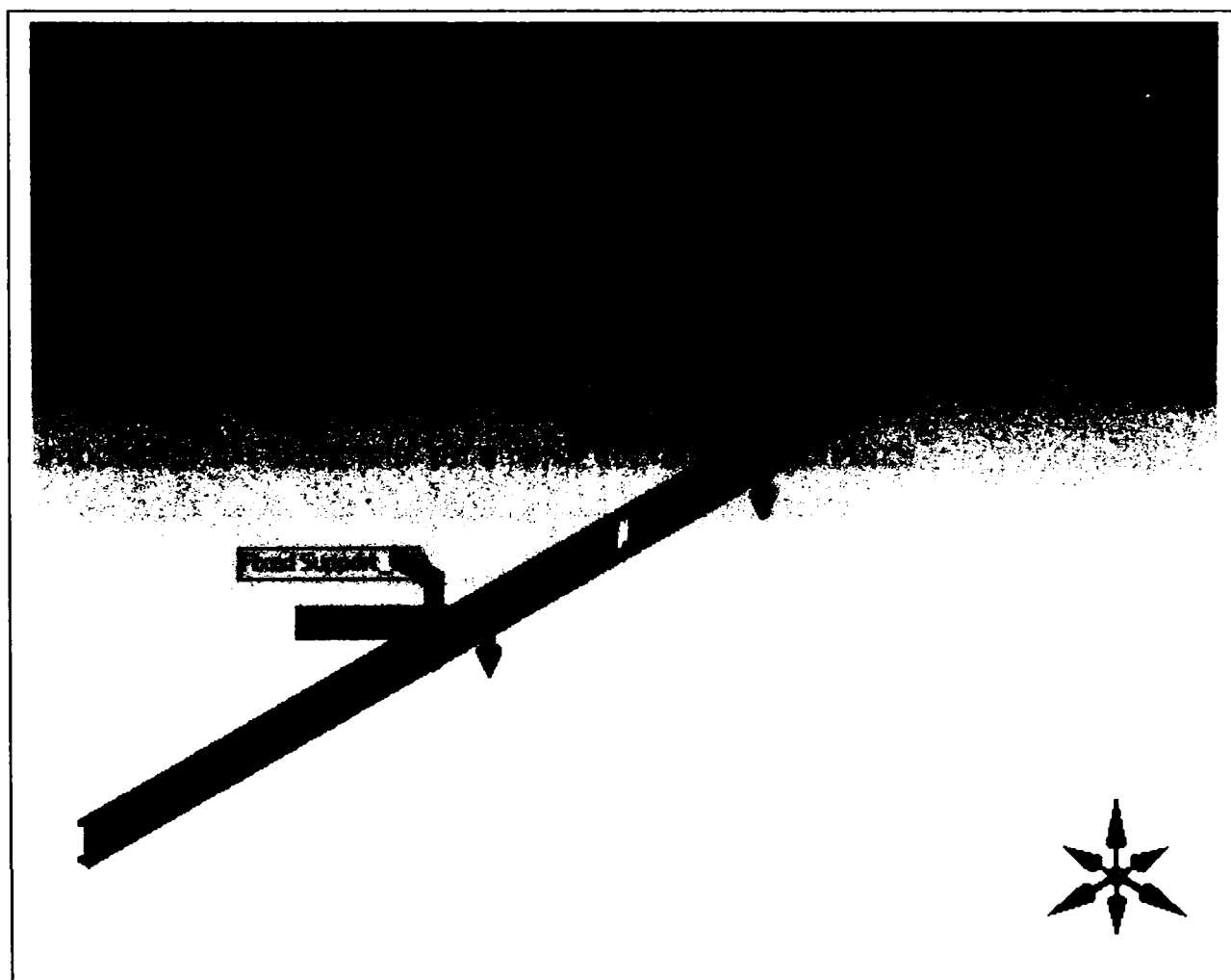


Fig. 4.3.2.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

Tabelul 4.3.2.1 Suportii structurii

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support_1"	Fixed Surface	1,488.18 N	[2.48 N x, 1,488.17 N y, -0.14 N z]	"Part 6" and "Part 5"
"Fixed Support_2"	Fixed Surface	511.83 N	[-2.47 N x, 511.82 N y, 0.14 N z]	"Part 1" and "Part 3"

În tabelul 4.3.2.1 sunt reprezentați tabelar suportii ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

Tabelul 4.3.2.2 Încărcările structurale

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 3"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, -1,500.0 N y, 0.0 N z]	"Part 1"

În tabelul 4.3.2.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață, direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

Tabelul 4.3.2.3 Părțile componente ale modelului

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	"Aluminum Alloy"	42.0, 140.0, 2,000.0	10.06	1839	252
"Part 2"	"Structural Steel"	42.0, 140.0, 270.0	2.72	1000	452
"Part 3"	"Aluminum Alloy"	42.0, 140.0, 2,000.0	10.06	1839	252
"Part 4"	"Structural Steel"	42.0, 140.0, 270.0	2.65	730	313
"Part 5"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	579	240
"Part 6"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	568	235

### Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



În tabelul 4.3.2.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind primul segment de șină fix și este din aluminiu; partea a doua este definită ca fiind prima parte componentă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor și este din oțel; partea a treia este definită ca al doilea segment de șină dreaptă tot din aluminiu; partea a patra este definită ca fiind a doua parte componentă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor și este din oțel, partea a cincea este definită ca fiind primul suport de susținere al șinei tot din oțel; partea a șasea este definită ca fiind al doilea suport de susținere al șinei tot din oțel.

Caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului au fost prezentate în capitolul 2 și anume începând de la tabelul 4.2.1.4 până la tabelul 4.2.1.14.

Pentru efectuarea studiului cu modulul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între primul segment de șină și prima parte a dispozitivului de compensare a fost definită ca regiune cu joc minim
- **regiunea de contact 2** între primul segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 3** între al doilea segment de șină și a doua parte a dispozitivului de compensare a fost definită ca regiune cu joc minim;
- **regiunea de contact 4** între cele două părți componente ale dispozitivului de compensare definită ca regiune cu frecare;
- **regiunea de contact 5** între al doilea segment de șină și suportul acesteia a fost definită la fel ca regiune de contact fixă .

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 4.3.2.4.

Tabelul 4.3.2.4 Condiții de contact

Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region 1"	<u>Frictionless</u>	"Part 4" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Frictionless</u>	"Part 3" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Rough</u>	"Part 4" and "Part 2"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: Tensiunea echivalentă redată în figura 4.3.2.3 ajunge la o valoare maximă de 17,444 MPa în zona de curbură a suportului șinei, iar zona minimă de tensiune apare după primul suport al șinei.



Fig. 4.3.2.3

În zona dispozitivului de compensare a dilatațiilor apare o tensiune cu o valoare între 0,002 MPa și 1,261 MPa, iar în zona de curbură și în zona interioară a suporturilor șinei apare o tensiune cu o valoare între 2,520 MPa și 6,297 MPa.

În figura 4.3.2.4 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a primului suport, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 11,333 MPa, iar pe partea interioară a celor doi suporturi apare o tensiune echivalentă minimă cu o valoare de 3,779 MPa iar maxima atinge valori de până la 8,815 MPa.

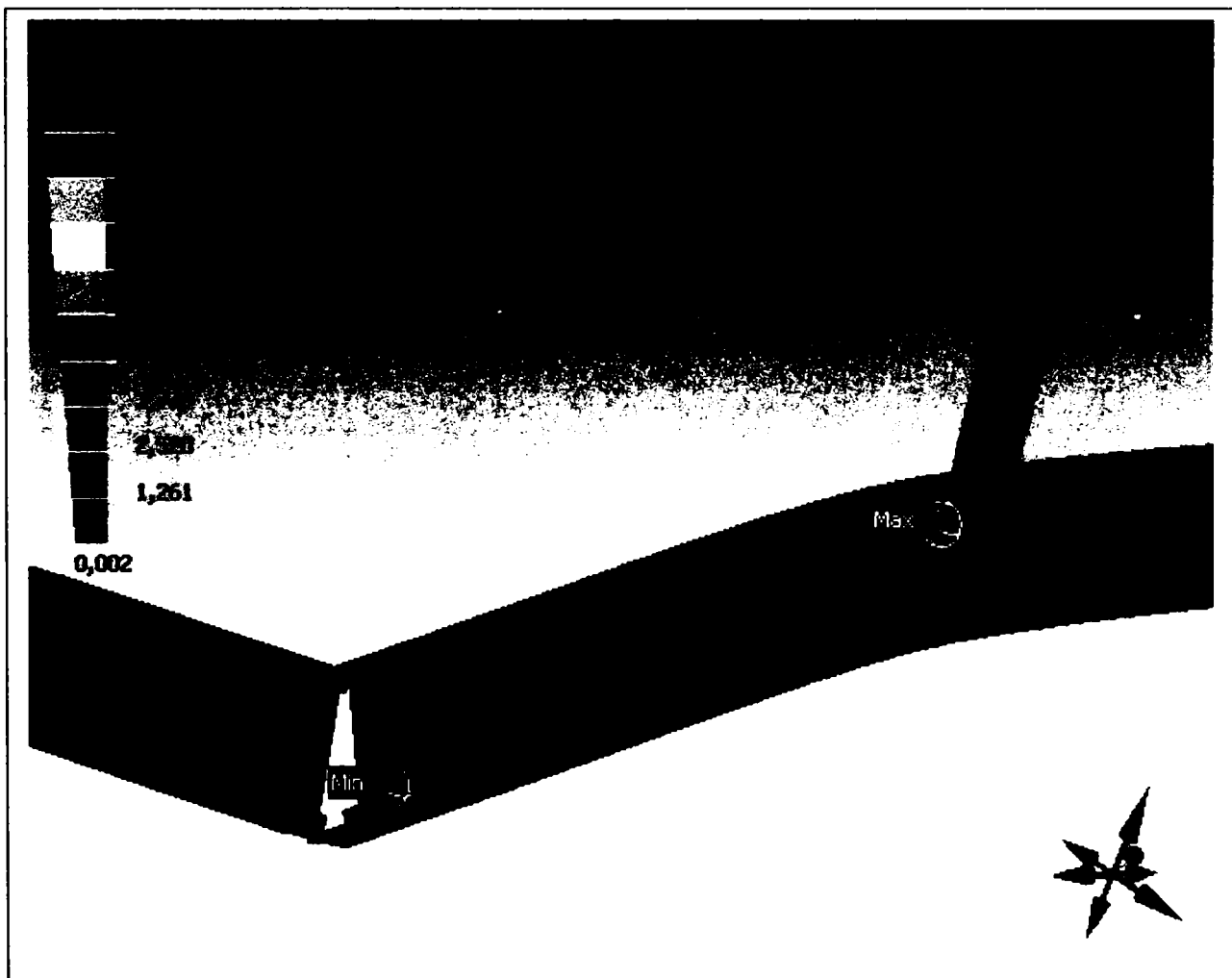


Fig. 4.3.2.4

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.3.2.5) care are o valoare maximă de 13,327 MPa în zona primului suport al șinei, iar în zona dispozitivului de compensare a dilatațiilor are o valoare cuprinsă între -0,442 MPa și 2,618 MPa.

Valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a primului segment de șină și are o valoare de -0,442 MPa. În zona interioară a suportilor de susținere a șinei apare o tensiune maximă principală și are valori cuprinse între 4,148 Mpa și 8,737 MPa. În zona de rază interioară a celui de-al doilea suport de susținere apare chiar o tensiune maximă principală cu o valoare de până la 13,327 MPa (Fig. 4.3.2.6), în zona interioară a celui de-al doilea suport apare o tensiune maximă principală cu o valoare maximă de 11,797 MPa (Fig. 4.3.2.7).

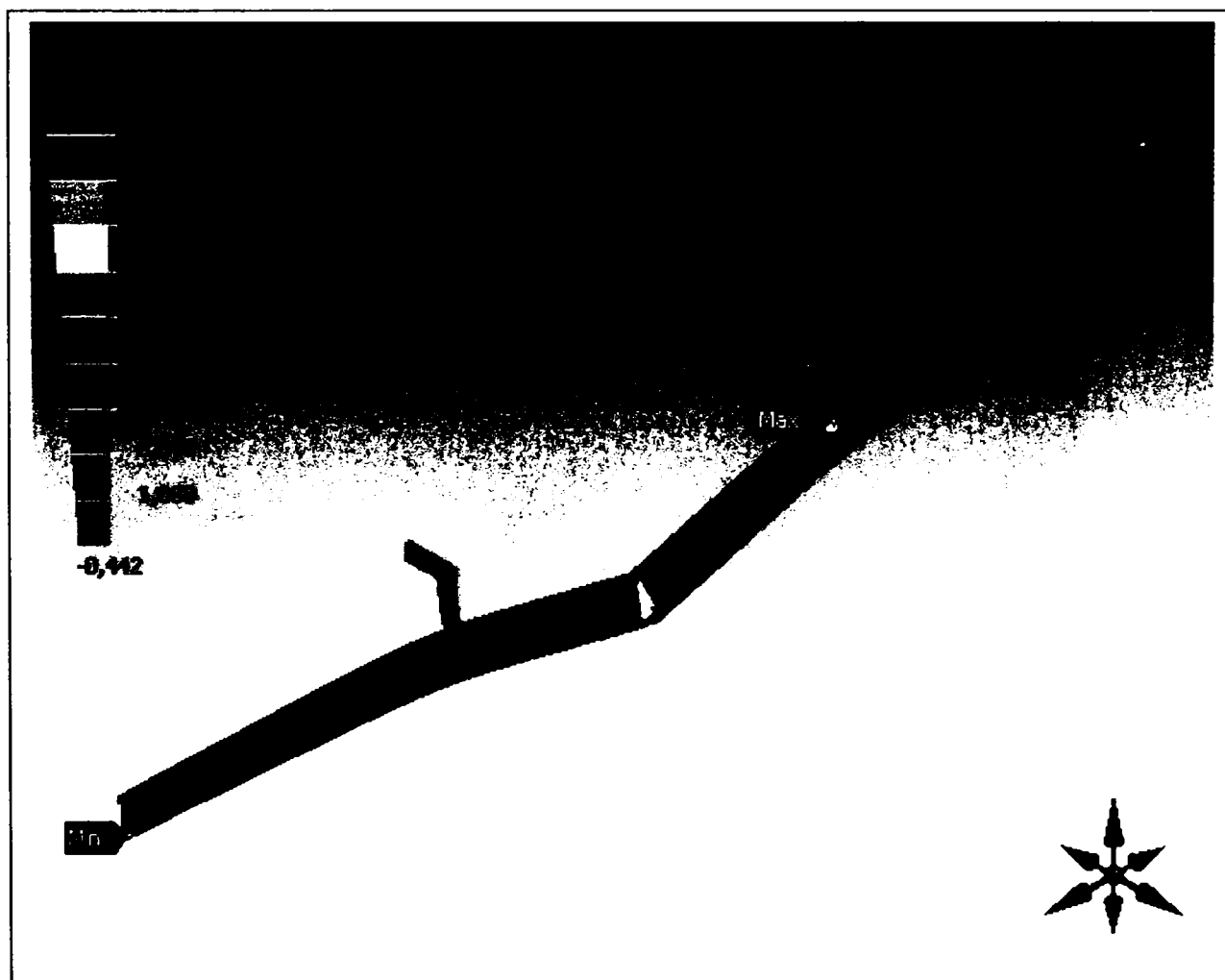


Fig. 4.3.2.5

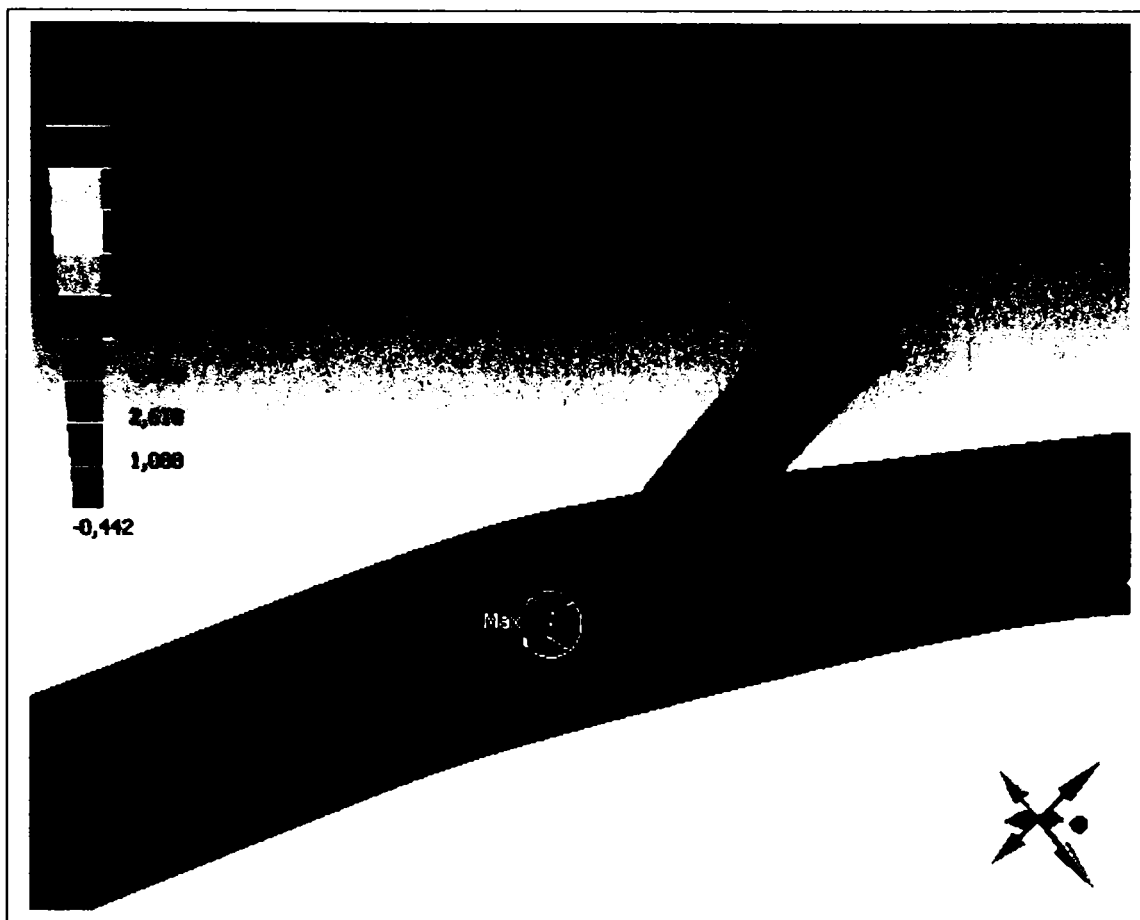


Fig. 4.3.2.6

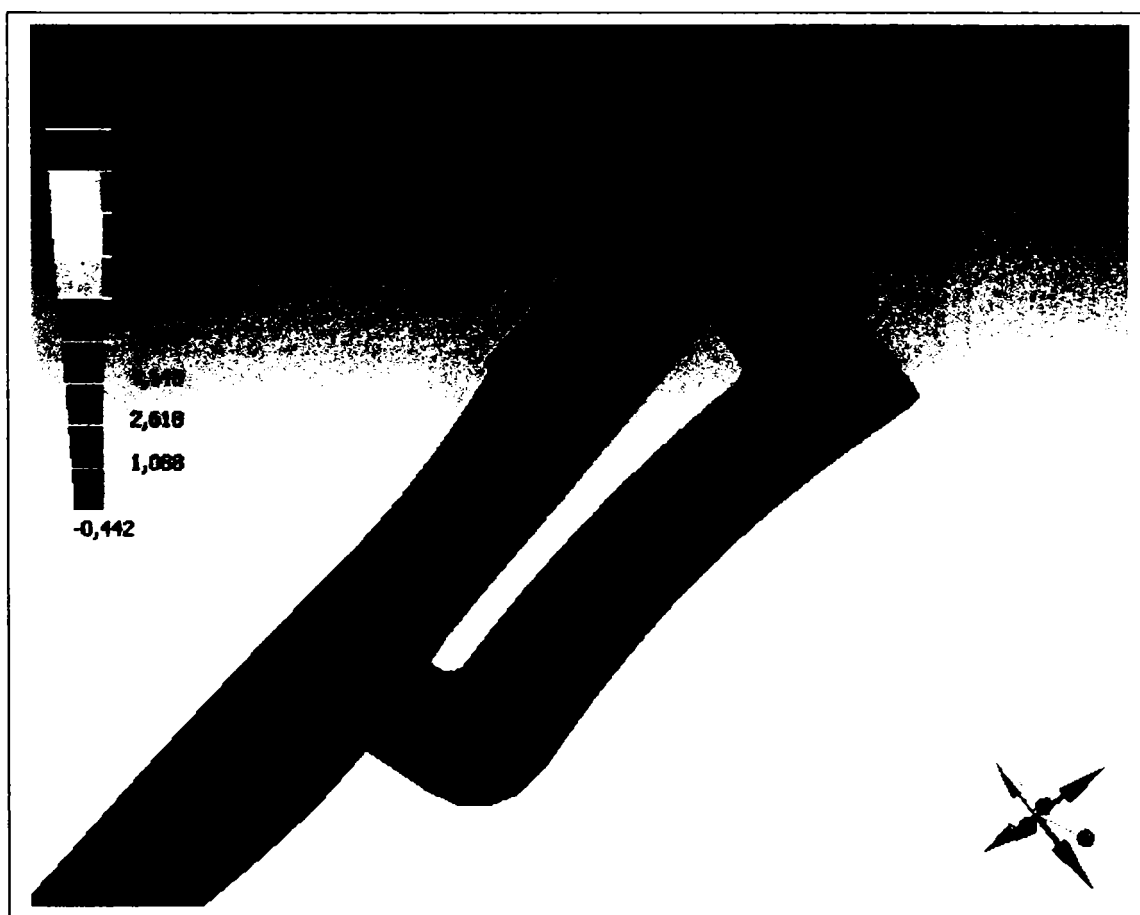


Fig. 4.3.2.7

Teză de doctorat  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.3.2.8), iar săgeata maximă a dispozitivului de compensare a dilatațiilor este reprezentată în figura 4.3.2.9



Fig. 4.3.2.8

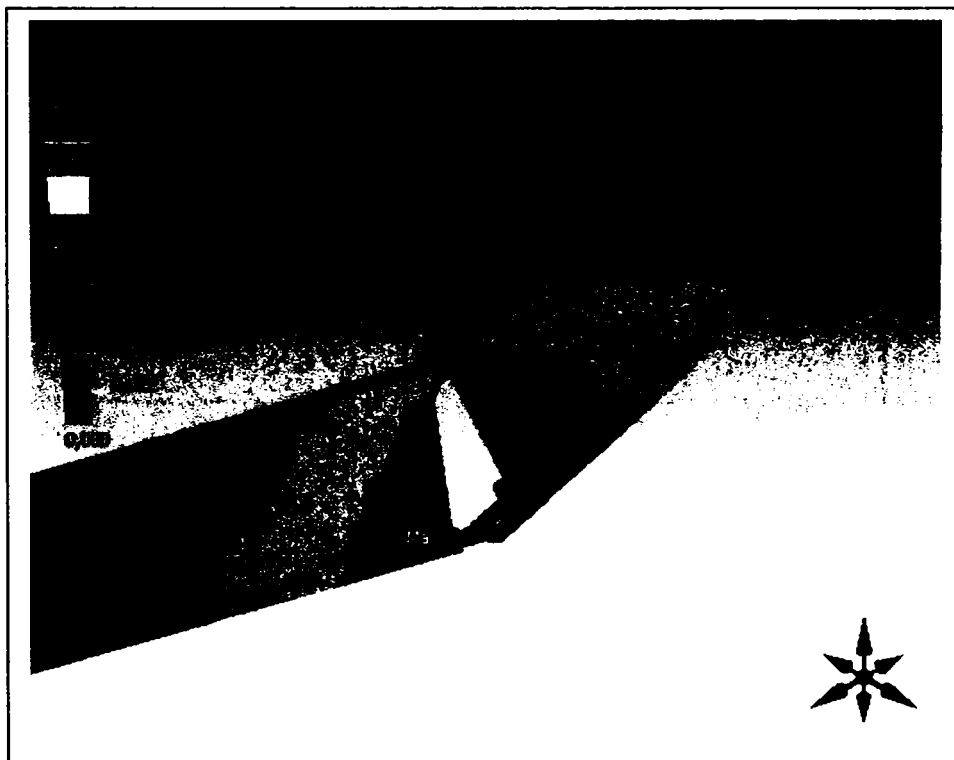


Fig. 4.3.2.9

Deformația maximă a îmbinării cu dispozitivul de compensare a dilatațiilor are loc la baza inferioară a îmbinării și va fi măsurată în capitolul următor cu diferite încărcări ale șinei și totodată studiată cu mediul de operare STATGRAPHICS.

În tabelul 4.3.2.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1 cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor.

**Tabelul 4.3.2.5 Valori ale deformațiilor**

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$2.45 \times 10^{-3}$ MPa	11.33 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-0.44 MPa	13.33 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	1,95 mm	None

**4.3.3. Analiza segmentului de șină și a segmentului de șină curbă**

În figura de mai jos este redată o îmbinare a unui segment de șină dreaptă având o lungime de 2000 mm și a unui segment de șină curbă având o rază de  $R=2000$  mm îmbinate prin placa de joncțiune. Segmentul de șină curbă are la capete un segment de șină dreaptă de 400 mm, care rezultă din procedeul de curbare a șinei. Suportul de suspendare a segmentului de șină dreaptă este poziționat la o distanță de 800 mm, iar suportii segmentului de șină curbă sunt poziționați la o distanță de 200 mm de capetele acestuia.

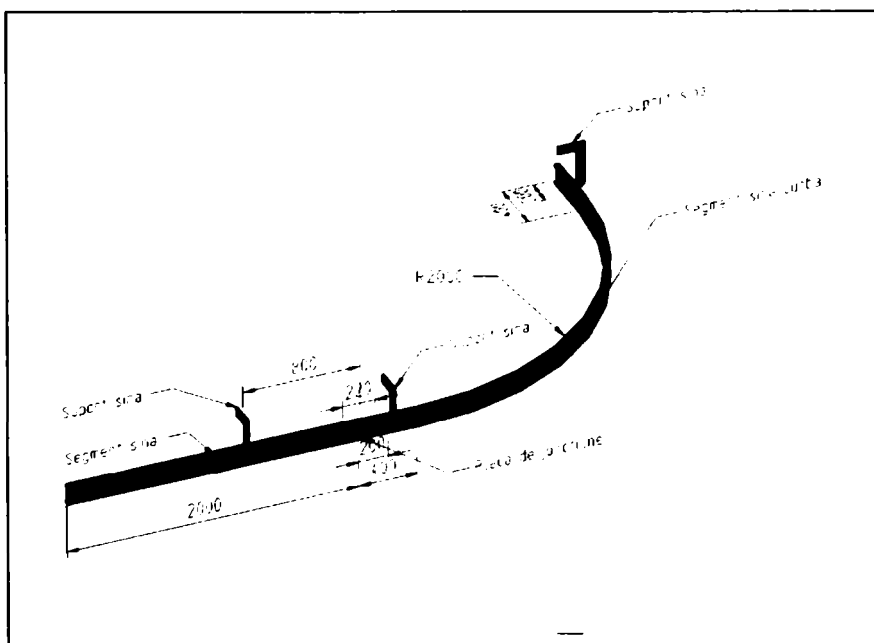


Fig. 4.3.3.1

Pe segmentul de șină curbă se poziționează un conveior (Fig. 4.3.1.2), care are distanța între modulul de antrenare (1) și modulul de rulaj (2) de 1000 mm; această distanță este bineînțeles variabilă în funcție de cerințele instalației, dar pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite se consideră distanța de 1000 mm.

Sistemul de tip 200-1 va fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, la fel ca și în cazul modelului cu placă de joncțiune și a celui cu dispozitiv de compensare, deci se consideră ca această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând ca fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm este reprezentat în figura 4.3.3.2

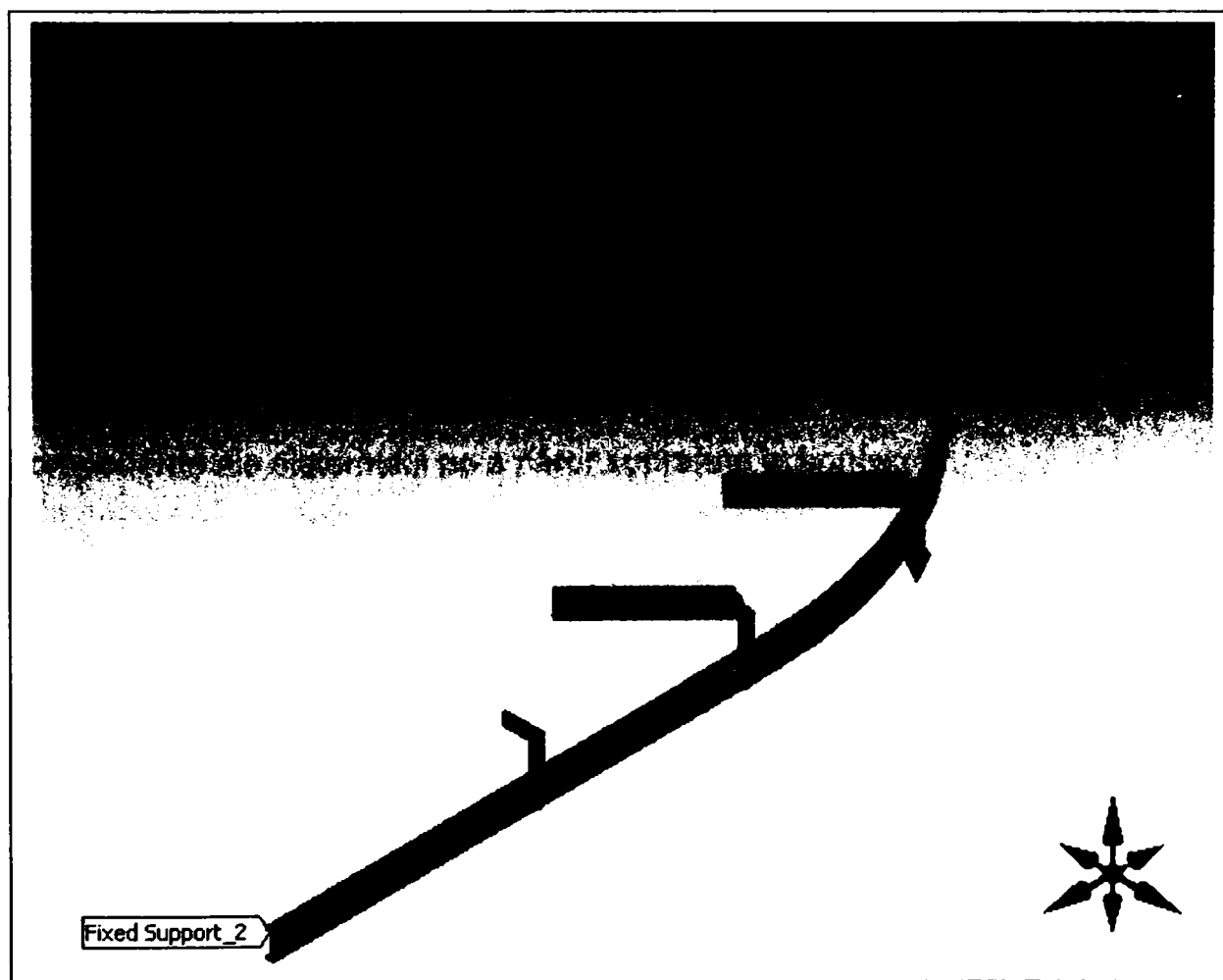


Fig. 4.3.3.2



Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitatea exterioară a segmentului de șină dreaptă, precum și extremitatea exterioară a segmentului de șină curbă, împreună cu părțile superioare ale celor trei suporti sunt considerate ca fiind suporti ficși.

**Tabelul 4.3.3.1 Suportii structurii**

Name	Type	Reaction Force	Reaction Vector	Associated Parts
"Fixed Support_1"	Fixed Surface	2,578.91 N	[-58.59 N x, 2,531.05 N y, -491.04 N z]	"Part 2", "Part 5" and "Part 4"
"Fixed Support_2"	Fixed Surface	495.49 N	[58.59 N x, -31.06 N y, 491.04 N z]	"Part 3" and "Part 1"

În tabelul 4.3.3.1 sunt reprezentați tabelar suporti ficși, suprafața fixă, forțele de reacție, vectorii de reacție și părțile modelului care sunt implicate.

**Tabelul 4.3.3.2 Încărcările structurale**

Name	Type	Magnitude	Vector	Associated Parts
"Force_1"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, 0.0 N y, -1,500.0 N z]	"Part 1"
"Force_2"	Surface Force	1,500.0 N	[0.0 N x, 0.0 N y, -1,500.0 N z]	"Part 1"

În tabelul 4.3.3.2 sunt redate încărcările structurale ale sistemului și anume cele două forțe care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează cele două forțe și anume pe suprafață; direcția vectorilor și părțile componente ale sistemului pe a căror suprafețe acționează.

**Tabelul 4.3.3.3 Părțile componente ale modelului**

Name	Material	Bounding Box (mm)	Mass (kg)	Nodes	Elements
"Part 1"	"Aluminum Alloy"	2,421.0, 140.0, 2,421.0	19.83	2464	342
"Part 2"	"Structural Steel"	120.0, 353.0, 190.0	4.3	575	239
"Part 3"	"Aluminum Alloy"	42.0, 140.0, 2,000.0	10.06	1589	216
"Part 4"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	580	241
"Part 5"	"Structural Steel"	190.0, 353.0, 120.0	4.3	574	238
"Part 6"	"Structural Steel"	10.0, 120.0, 220.0	2.07	254	28

UNIVERSITATEA  
TEHNICĂ  
BUCUREȘTI  
FACULTATEA DE INGINERIE  
MĂȘINI

Teză de doctorat

Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În tabelul 4.3.3.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind segmentul de șină curbă și este din aluminiu, partea a doua este al doilea suport de susținere al segmentului de șină curbă și este din oțel, partea a treia este definită ca fiind segmentul de șină dreaptă și este din aluminiu, partea a patra este definită ca suportul de susținere al segmentului de șină dreaptă, tot din aluminiu, partea a cincea este primul suport de susținere al segmentului de șină curbă și este din oțel și în final partea a șasea este definită ca fiind placa de joncțiune și este tot din oțel.

Caracteristicile materialelor părților componente și anume ale oțelului și ale aluminiului au fost prezentate în capitolul 2 și anume începând de la tabelul 4.2.1.4 până la tabelul 4.2.1.14.

Pentru a efectua studiul cu modulul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între segmentul de șină curbă și al doilea suport de susținere al acesteia ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 2** între segmentul de șină dreaptă și segmentul de șină curbă a fost definită ca regiune de contact cu joc minim ;
- **regiunea de contact 3** între segmentul de șină curbă și primul suport de susținere al acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 4** între segmentul de șină curbă și placa de joncțiune a fost la fel definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 5** între segmentul de șină dreaptă și suportul de susținere al acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 6** între segmentul de șină dreaptă și placa de joncțiune a fost definită ca regiune de contact fixă .

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 4.3.3.4.

**Tabelul 4.3.3.4 Condiții de contact**

Name	Type	Associated Parts	Normal Stiffness	Scope Mode	Behavior
"Contact Region 1"	<u>Bonded</u>	"Part 2" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 2"	<u>Frictionless</u>	"Part 3" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 3"	<u>Bonded</u>	"Part 5" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 4"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 1"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 5"	<u>Bonded</u>	"Part 4" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric
"Contact Region 6"	<u>Bonded</u>	"Part 6" and "Part 3"	Program Controlled	Automatic	Symmetric

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: Tensiunea echivalentă redată în figura 4.3.3.3 ajunge la o valoare maximă de 46,382 MPa în zona de curbură a primului suport de susținere al segmentului de șină curbă, iar zona minimă de tensiune apare la partea superioară a suportului de susținere al segmentului de șină dreaptă.



Fig. 4.3.3.3

În figura 4.3.3.4 este redată zona maximă de tensiune pentru tensiunea echivalentă și anume partea interioară a primului suport a segmentului de șină curbă, unde tensiunea maximă atinge valori maxime de 46,382 MPa, iar tensiunea echivalentă minimă apare la partea superioară a suportului de susținere al segmentului de șină dreaptă cu o valoare de 0,008 MPa. În zona de mijloc a segmentului de șină curbă apare o tensiune echivalentă cu valori între 5,161 MPa și 15,466 MPa.



Fig. 4.3.3.4

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.3.3.5) care are o valoare maximă de 51,405 MPa tot în zona primului suport al segmentului de șină curbă, iar valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a segmentului de șină curbă și are o valoare cuprinse între -1,587 Mpa și 11,661 MPa. Valoarea maximă a tensiunii principale precum și dispersia acestora pe primul suport al segmentului de șină curbă este reprezentată în figura 4.3.3.6

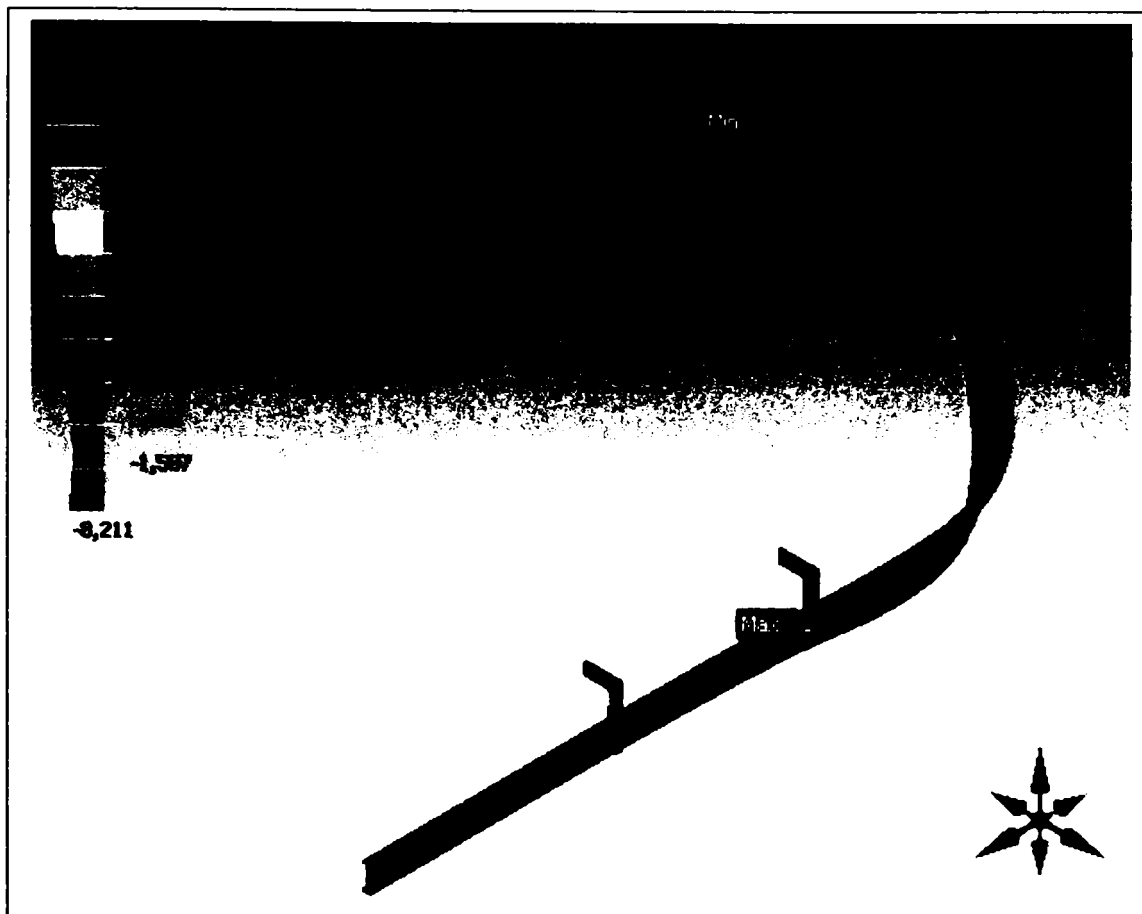


Fig. 4.3.3.5



Fig. 4.3.3.6

Teză de doctorat  
 Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.3.3.7), care apare în zona de mijloc a segmentului de șină curbă și are o valoare de 3,974 mm. Valoarea minimă a deformației totale se poate constata în extremitatea exterioară a segmentului de șină curbă și are valori cuprinse între 0,000 Mpa și 0,442 Mpa.

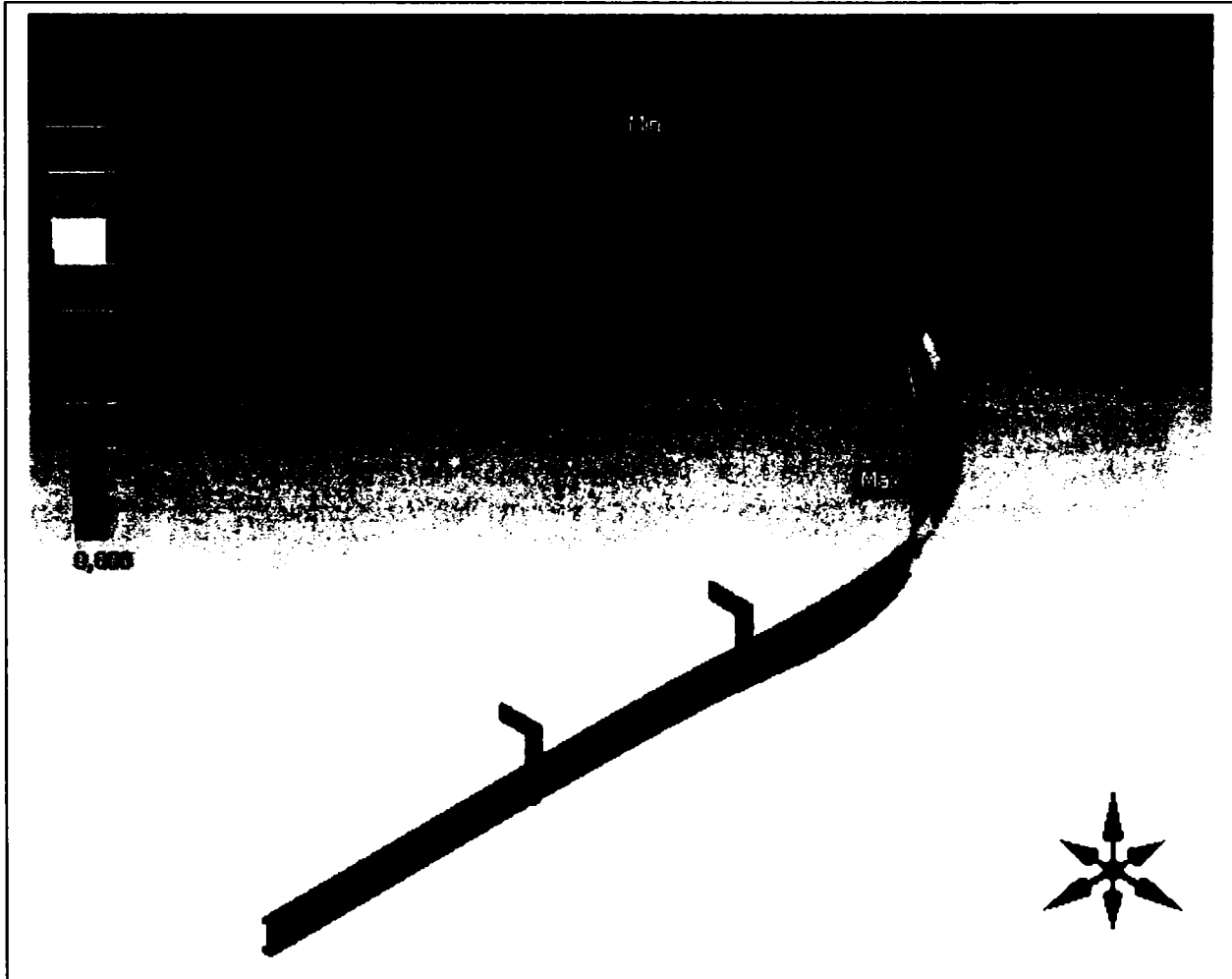


Fig. 4.3.3.7

În tabelul 4.3.3.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1 format dintr-un segment de șină dreaptă și un segment de șină curbă.

**Tabelul 4.3.3.5 Valori ale deformațiilor**

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$8.46 \times 10^{-3}$ MPa	46.38 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-8.21 MPa	51.41 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	3.974 mm	None

#### 4.4. Experimentele șinei de tip 200-1

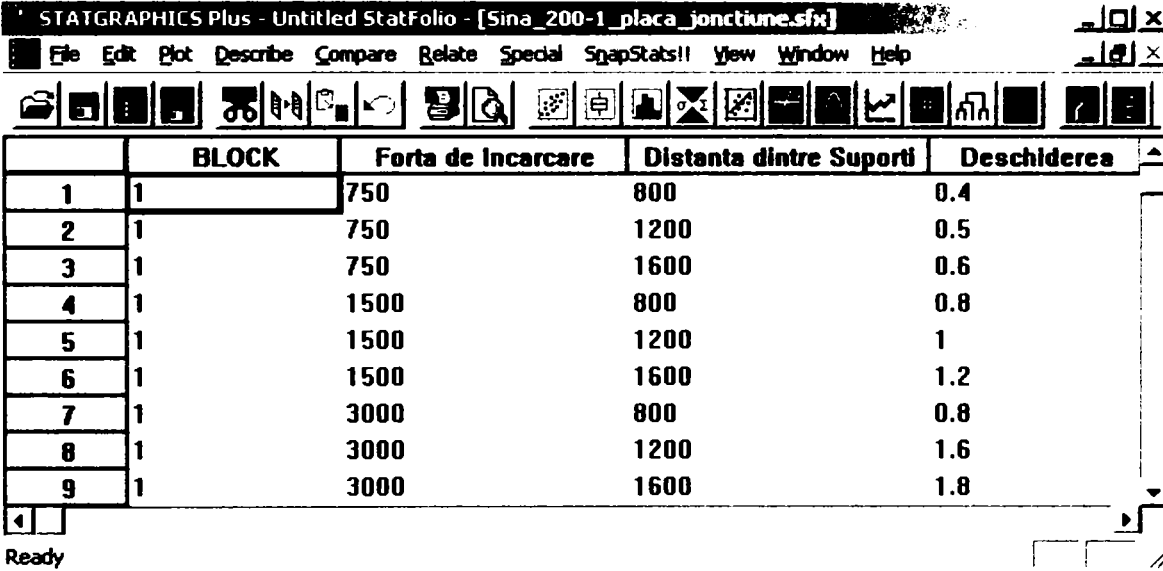
În acest subcapitol vor fi analizate ce două modele ale șinei de tip 200-1 cu ajutorul mediului de operare STAATGRAPHICS și anume:

- segmente de șină dreaptă cu placă de joncțiune;
- segmente de șină dreaptă cu dispozitiv de compensare;

##### 4.4.1. Experimentul segmentelor de șină cu placă de joncțiune

În cadrul acestui experiment au fost efectuate măsurători referitoare la deschiderea părții inferioare a unei îmbinări cu placă de joncțiune a două segmente de șină dreaptă.

În tabelul de mai jos sunt reprezentate rezultatele măsurătorilor efectuate.



	BLOCK	Forța de Incarcare	Distanța dintre Suport	Deschiderea
1	1	750	800	0.4
2	1	750	1200	0.5
3	1	750	1600	0.6
4	1	1500	800	0.8
5	1	1500	1200	1
6	1	1500	1600	1.2
7	1	3000	800	0.8
8	1	3000	1200	1.6
9	1	3000	1600	1.8

Tab. 4.4.1.1

#### Sumarul experimentului

Efectele estimate ale deschiderii

medie	= 1,22104	+/- 0,0884327
A:Forța de încărcare	= 0,88937	+/- 0,0879187
B:Distanța dintre suport	= 0,579396	+/- 0,0886566
AA	= -0,45	+/- 0,174376
AB	= 0,414567	+/- 0,105583
BB	= -0,159921	+/- 0,153264

Erorile standard sunt bazate pe o eroare totală de 3 d.f.

**Rezultatul statistic**

În tabelul anterior sunt estimate efectele și interacțiunile. De asemenea este prezentată eroarea standard a fiecărui efect ce măsoară eroarea statistică. Pentru a desena efectele estimate în ordinea descrescătoare a importanței, se selectează graficul Pareto din lista de opțiuni grafice. Pentru a demonstra statistic efectele majore, se selectează tabelul ANOVA din lista opțiuni tabelare.

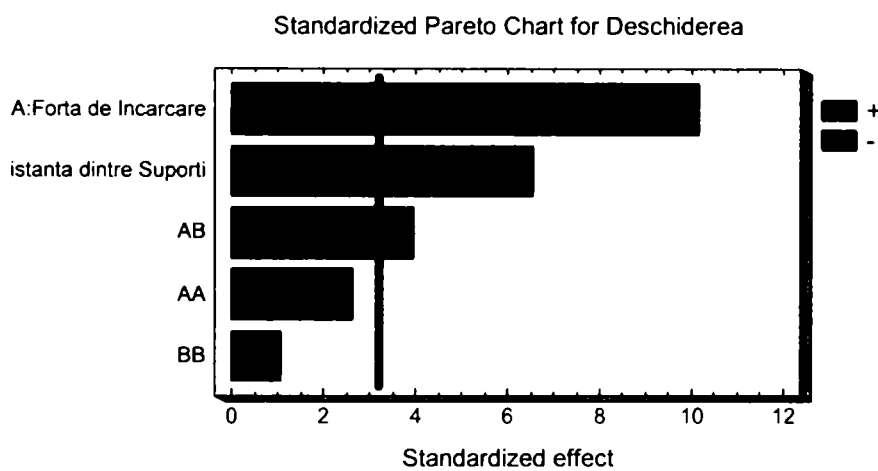


Fig. 4.4.1.1

**Analiza variației deschiderii**

Sursa	Suma ariilor	Df	Aria mediană	Factor-F	Valoarea P
A:Forța Incărcare	1,18534	1	1,18534	102,33	0,0021
B:Distanță Suporturi	0,494733	1	0,494733	42,71	0,0073
AA	0,0771429	1	0,0771429	6,66	0,0817
AB	0,178583	1	0,178583	15,42	0,0294
BB	0,0126115	1	0,0126115	1,09	0,3734
Eroarea totală	0,0347507	3	0,0115836		

Tab. 4.4.1.2



R-squared	= 98,1516 %
R-squared (ajustat pentru d.f.)	= 95,0708 %
Eroarea standard estimată	= 0,107627
Eroarea medie absolută	= 0,0540099
Statistica Durbin-Watson	= 3,07902 (P=0,0070)
Autocorelarea reziduală	= -0,589231

Tabelul ANOVA partiționează variabilitatea deschiderii în părți distincte ale fiecărui efect. Apoi analizează statistica importanței fiecărui efect prin compararea ariei medii față de un factor estimat al erorii experimentale. În acest exemplu trei efecte au valoarea P mai mică de 0,05, ceea ce indică, că ele sunt semnificativ diferite de zero la 95.0% nivel de încredere.

Aria statistică R indică, că acest model explică 98,1516% din variația deschiderii. Aria R ajustată statistic, ce este mai potrivită pentru compararea modelelor cu un număr de variabile independente diferite, este de 95,0708%.

Eroarea standard estimată arată că deviația standard a rezidurilor este 0,107627.

Eroarea medie absolută (MAE) de 0,0540099 este valoarea medie a rezidurilor. Statistica Durbin-Watson (DW) testează reziduurile pentru a determina dacă există o corelație semnificativă bazată pe ordinea în care apar în fișier. Deoarece valoarea P este mai mică de 0,05, este un indiciu al unei posibile corelații seriale.

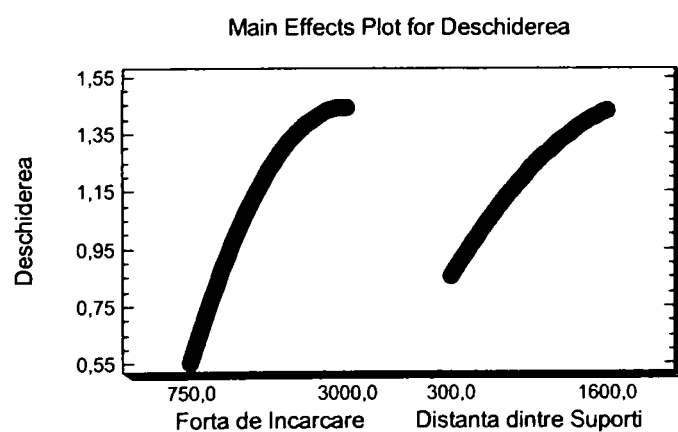


Fig. 4.4.1.2

**Coefficientul de regresie al deschiderii:**

Constanta	= -0,234392
A:Forța de încărcare	= 0,000792651
B:Distanța dintre suporti	= 0,000273778
AA	= -1,77778E-7
AB	= 2,83465E-7
BB	= -1,89255E-7

Dacă se notează cu D distanța dintre suporti și F se consideră ca fiind forța de încărcare, rezultă mai jos ecuația curbei reprezentată în figura 4.4.1.3

$$D = -0,234392 + 0,000792651 \times F + 0,000273778 \times D - 1,77778E-7 \times F^2 + 2,83465E-7 \times F \times D - 1,89255E-7 \times D^2$$

unde valorile variabilelor sunt specificate în unitățile lor originare.

Pentru ca mediul de operare STATGRAPHICS să evalueze această funcție, se selectează din lista opțiunilor tabelare. Pentru a desena această funcție, se selectează "response plots" din lista opțiunilor grafice.

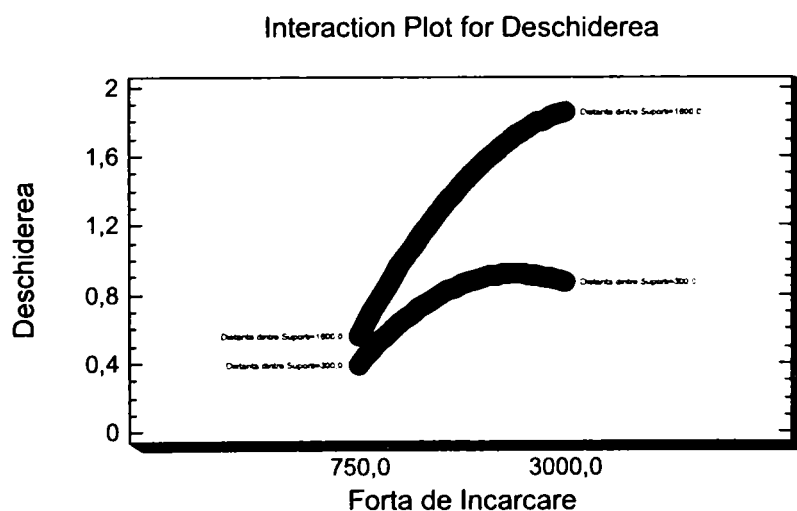


Fig. 4.4.1.3

**Matricea corelată a efectelor estimate**

		1	2	3	4	5	6
1	Media	1,0000	0,1863	-0,0383	-0,7042	-0,0017	-0,5800
2	A:Forța Încărcare	0,1863	1,0000	-0,0041	-0,1889	-0,0308	0,0000
3	B:Distanța suportți	-0,0383	-0,041	1,0000	0,0000	0,1323	0,0440
4	AA	-0,7042	-0,1889	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
5	AB	-0,0017	-0,0308	0,1323	0,0000	1,0000	0,0000
6	BB	-0,5800	0,0000	0,0440	0,0000	0,0000	1,0000

Tab. 4.4.1.3

Matricea corelată arată mărimea dintre efecte. Un desen perfect orthogonal ar afișa o matrice diagonală cu 1 pe diagonală și 0 în afara diagonalei. Orice termen non zero al diagonalei implică, că estimarea efectelor corespunde rândului și coloanei corelate. În acest caz sunt 5 perechi de efecte cu corelații non-zero. Cu toate acestea, deoarece nici una nu este mai mare sau egală cu 0,5 se poate interpreta rezultatul fără prea mare dificultate.

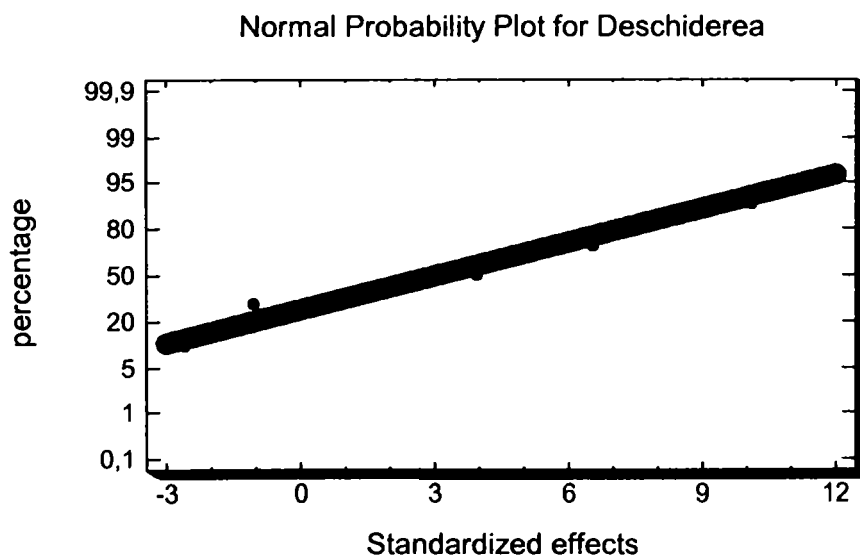


Fig. 4.4.1.4

**Rezultate estimative ale deschiderii**

Nr.Exp.	Val. observată	Val.potrivită	Val. minimă 95% ptr. medie	Val. maximă 95% ptr. medie
1	0,4	0,388976	0,0912561	0,686697
2	0,5	0,557218	0,301806	0,81263
3	0,6	0,553806	0,259952	0,847659
4	0,8	0,747244	0,489091	1,0054
5	1,0	1,0643	0,809	1,31961
6	1,2	1,18845	0,930576	1,44633
7	0,8	0,86378	0,544665	1,18289
8	1,6	1,47848	1,223	1,73395
9	1,8	1,85774	1,54428	2,17121

Tab. 4.4.1.4

Acest tabel conține informații despre valorile deschiderii generate utilizând modelul potrivit. Tabelul include:

- 1 - valoarea observată a deschiderii;
- 2 - valoarea estimată a deschiderii utilizând modelul potrivit;
- 3 - 95,0% toleranța pentru medie.

Fiecare poziție corespunde valorilor factorilor experimentali dintr-un rând specific al fișierului de date. Pentru a genera o previziune pentru combinațiile adiționale ale factorilor, se adaugă rânduri la sfârșitul fișierului. În fiecare nou rând, se introduc valorile experimentale și se lasă coloanele pentru răspuns necompletate. Când se revine la acest interval, valorile previzionate se vor adăuga în tabel în rândurile noi, dar modelul nu va fi afectat.

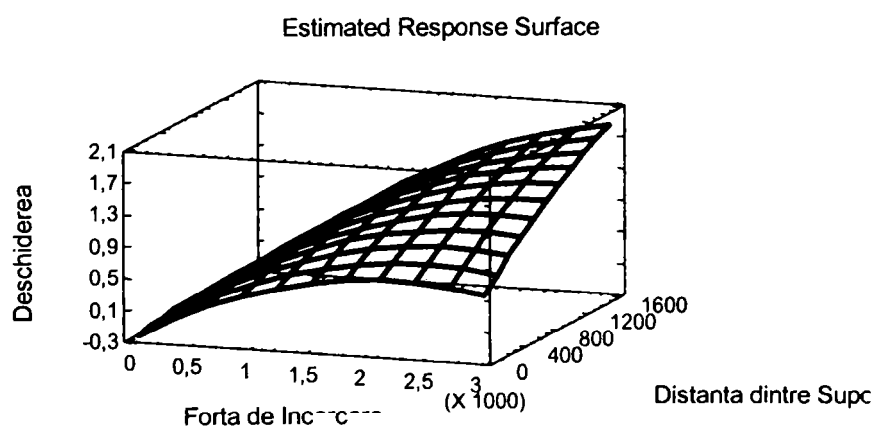


Fig. 4.4.1.5

## Linia ascendentă cea mai abruptă a deschiderii

Forța de încărcare [N]	Distanța dintre suporturi [mm]	Deschiderea estimată [mm]
1875,0	950,000	1,22104
1876,0	950,377	1,22160
1877,0	950,754	1,22216
1878,0	951,131	1,22273
1879,0	951,508	1,22329
1880,0	951,886	1,22385

Tab. 4.4.1.5

În tabelul 4.4.1.5 se afișează tabelar linia cea mai abruptă ascendentă (sau descendentă). Aceasta este linia din centrul regiunii curente experimentale de-a lungul căreia răspunsul estimat se modifică cel mai rapid pentru cea mai mică schimbare a factorilor experimentali. Această linie indică un loc potrivit pentru derularea experimentelor adiționale, dacă scopul urmărit este de a crește sau descrește deschiderea. De exemplu, 6 puncte au fost generate prin schimbarea forței de încărcare cu valori incrementale de 1,0 N. Mediul de operare STSTGRAPHICS va determina cu cât trebuie să se modifice toți ceilalți factori pentru a rămâne pe linia cea mai abruptă ascendentă. Programul va calcula și estimarea deschiderii în fiecare punct de-a lungul liniei, care se poate compara cu rezultatele obținute prin rularea acestor puncte.

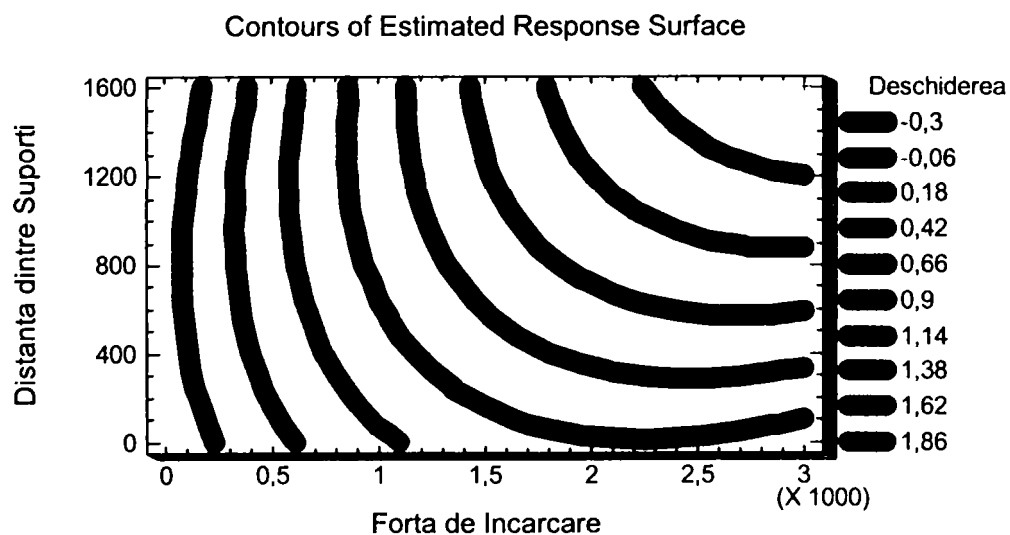


Fig. 4.4.1.6

**Răspunsul optim**

Scopul acestui experiment a fost studiul deschiderii minime la o forță de încărcare maximă de 3000 N și la o distanță minimă între suporturi care se poate deduce din tabelul 4.4.1.4 și are o valoare de 0,747244 mm

Factor	Minim	Maxim	Optim
Forța de încărcare	750,0	3000,0	3000,0
Distanța dintre suporturi	800,0	1600,0	800,00

Tab. 4.4.1.6

În acest tabel se poate observa combinația nivelelor factorilor care minimizează deschiderea în afara regiunii indicate. Se folosește fereastra dialogului opțiunilor analizei pentru a indica regiunea pentru care trebuie să se execute optimizarea. Se pot seta valorile unuia sau mai multor factori la o constantă prin setarea limitei minime și maxime a acestei valori.

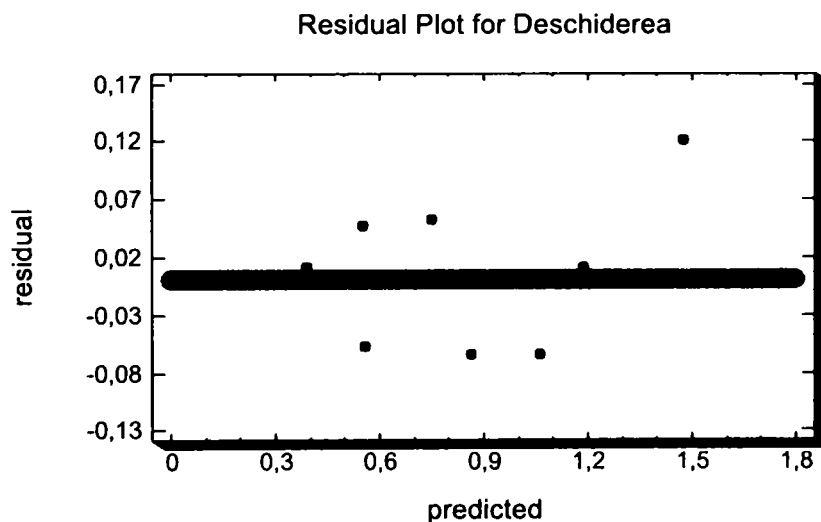


Fig. 4.4.1.7

#### 4.4.2. Experimentul segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare

În cadrul acestui experiment au fost efectuate măsurători referitoare la săgeata părții inferioare a unei îmbinări cu dispozitiv de compensare a două segmente de șină dreaptă.

În tabelul de mai jos sunt reprezentate rezultatele măsurătorilor efectuate.

	BLOCK	Forța de încărcare	Distanța dintre suporturi	Sageata
1	1	750	800	0.4
2	1	750	1200	0.7
3	1	750	1600	0.9
4	1	1500	800	0.8
5	1	1500	1200	1.2
6	1	1500	1600	1.6
7	1	3000	800	0.6
8	1	3000	1200	1.4
9	1	3000	1600	2.2

Tab. 4.4.2.1

#### Sumarul Experimentului

Efectele estimate ale săgeții

medie	= 1,33135	+/- 0,0316079
A:Forța de încărcare	= 0,719104	+/- 0,0314242
B:Distanța dintre suporturi	= 1,02833	+/- 0,0316879
AA	= -0,65	+/- 0,0623259
AB	= 0,554949	+/- 0,037738
BB	= -0,0412698	+/- 0,0547803

Erorile standard sunt bazate pe o eroare totală de 3 d.f.

**Rezultatul statistic**

În tabelul anterior sunt estimate efectele și interacțiunile. De asemenea este prezentată eroarea standard a fiecărui efect ce măsoară eroarea statistică. Pentru a desena efectele estimate în ordinea descrescătoare a importanței, se selectează graficul Pareto din lista de opțiuni grafice. Pentru a demonstra statistic efectele majore, se selectează tabelul ANOVA din lista opțiuni tabelare.

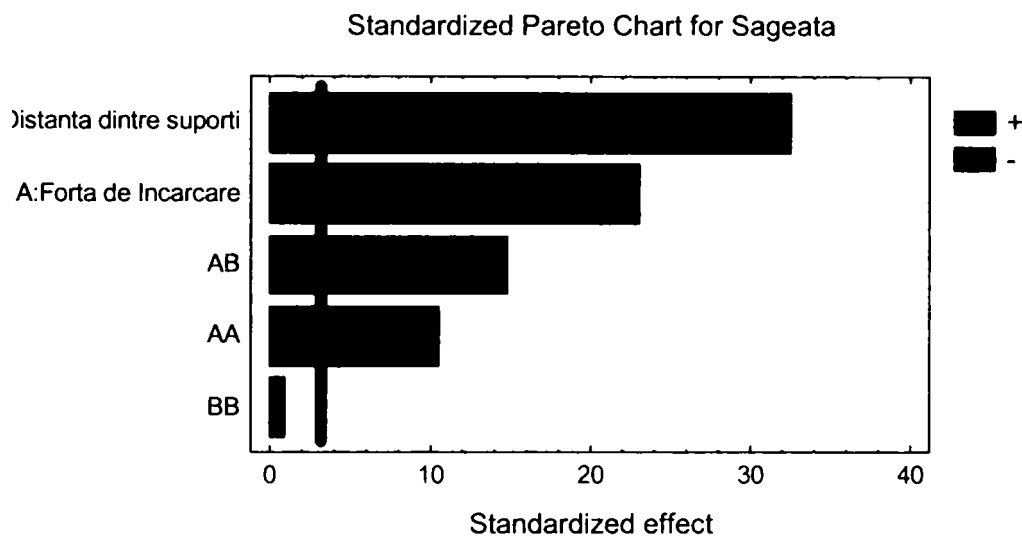


Fig.4.4.2.1

**Analiza variației săgeții**

Sursa	Suma ariilor	Df	Aria mediană	Factor-F	Valoarea P
A:Forța Incărcare	0,77493	1	0,77493	523,67	0,0002
B:Distanță Suportii	1,55841	1	1,55841	1053,11	0,0001
AA	0,160952	1	0,160952	108,77	0,0019
AB	0,320005	1	0,320005	216,25	0,0007
BB	0,000839895	1	0,000839895	0,57	0,5060
Eroarea totală	0,00443945	3	0,00147982		

Tab. 4.4.2.2

R-squared	= 99,8285 %
R-squared (ajustat pentru d.f.)	= 99,5427 %
Eroarea standard estimată	= 0,0384684
Eroarea medie absolută	= 0,0194309
Statistica Durbin-Watson	= 2,67089 (P=0,0352)
Autocorelarea reziduală	= -0,495546



Tabelul ANOVA partiționează variabilitatea săgeții în părți distincte ale fiecărui efect. Apoi analizează statistica importanței fiecărui efect prin compararea ariei medii față de un factor estimat al erorii experimentale. În acest exemplu patru efecte au valoarea P mai mică de 0,05, ceea ce indică că ele sunt semnificativ diferite de zero la 95.0% nivel de încredere. Aria statistică R indică că acest model explică 99,8285% din variația săgeții. Aria R ajustată statistic, ce este mai potrivită pentru compararea modelelor cu un număr de variabile independente diferite, este de 99,5427%. Eroarea standard estimată arată că deviația standard a rezidurilor este 0,0384684.

Eroarea medie absolută (MAE) de 0,0194309 este valoarea medie a reziduurilor. Statistica Durbin-Watson (DW) testează reziduurile pentru a determina dacă există o corelație semnificativă bazată pe ordinea în care apar în fișier. Deoarece valoarea P este mai mică de 0,05, este un indiciu al unei posibile corelații seriale.

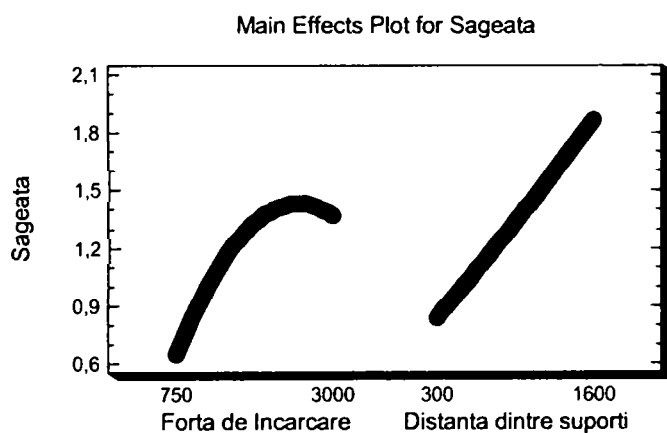


Fig. 4.4.2.2

**Coeficientul de regresie al săgeții:**

Constanta	= -0,202171
A:Forța de încărcare	= 0,000922085
B:Distanța dintre suporturi	= -0,0000132483
AA	= -2,5769E-7
AB	= 3,7945E-7
BB	= 4,884E-7

---

Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Dacă se notează cu D distanța dintre suporti și F se consideră ca fiind forța de încărcare, rezultă mai jos ecuația curbei reprezentată în figura 4.4.2.3

$$S = -0,202171 + 0,000922085 \times F + 0,0000132483 \times D - 2,5679E-7 \times F^2 + 3,79453E-7 \times F \times D + 4,8884E-8 \times D^2$$

unde valorile variabilelor sunt specificate în unitățile lor originare.

Pentru ca mediul de operare STATGRAPHICS să evalueze această funcție, se selectează din lista opțiunilor tabelare. Pentru a desena această funcție, se selectează "response plots" din lista opțiunilor grafice.

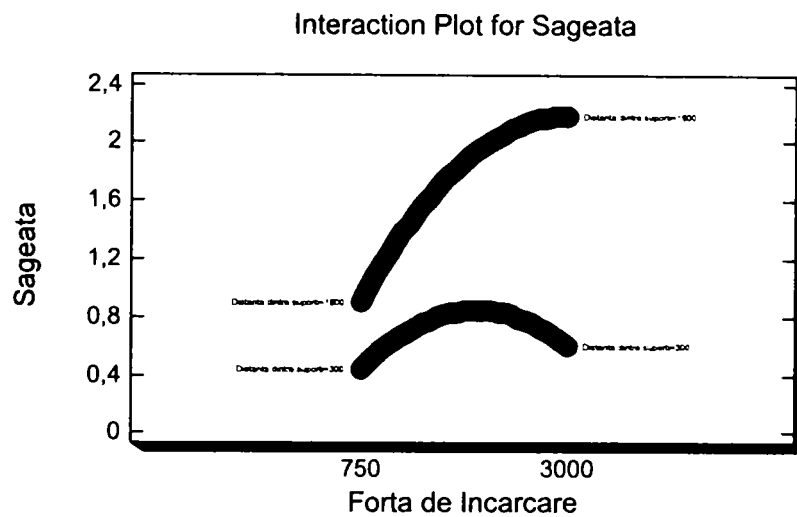


Fig. 4.4.2.3

**Matricea corelată a efectelor estimate**

		1	2	3	4	5	6
1	Media	1,0000	0,1863	-0,0383	-0,7042	-0,0017	-0,5800
2	A:Forța Încărcare	0,1863	1,0000	-0,0041	-0,1889	-0,0308	0,0000
3	B:Distanța suporti	-0,0383	-0,041	1,0000	0,0000	0,1323	0,0440
4	AA	-0,7042	-0,1889	0,0000	1,0000	0,0000	0,0000
5	AB	-0,0017	-0,0308	0,1323	0,0000	1,0000	0,0000
6	BB	-0,5800	0,0000	0,0440	0,0000	0,0000	1,0000

Tab.4.4.2.3

Matricea corelată arată mărimea dintre efecte. Un desen perfect orthogonal ar afișa o matrice diagonală cu 1 pe diagonală și 0 în afara diagonalei. Orice termen non zero al diagonalei implică, că estimarea efectelor corespunde rândului și coloanei corelate. In acest caz sunt 5 perechi de efecte cu corelații non-zero. Cu toate acestea, deoarece nici una nu este mai mare sau egală cu 0,5 se poate interpreta rezultatul fără prea mare dificultate.

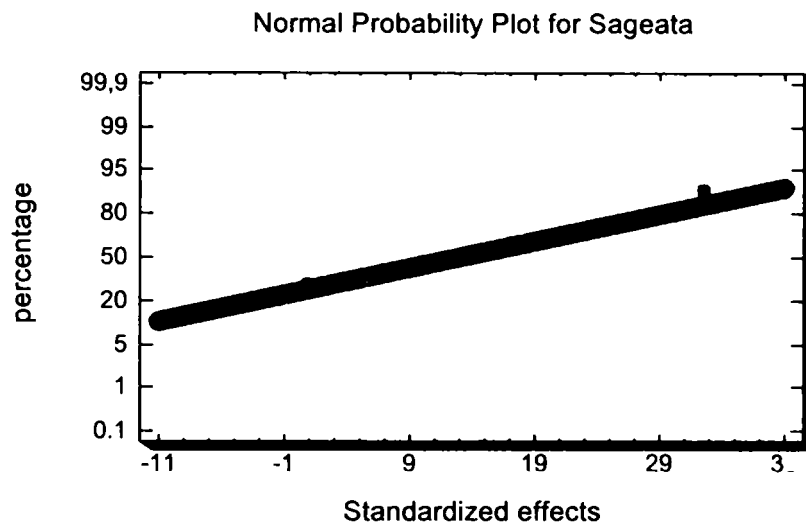


Fig. 4.4.2.4

**Rezultate estimative ale săgeții**

Nr.Exp.	Val. observată	Val.potrivită	Val. minimă 95% ptr. medie	Val. maximă 95% ptr. medie
1	0,4	0,430746	0,324334	0,537158
2	0,7	0,665129	0,573839	0,75642
3	0,9	0,904124	0,799094	1,00915
4	0,8	0,774353	0,682083	0,866623
5	1,2	1,20795	1,1167	1,2992
6	1,6	1,6177	1,52553	1,70987
7	0,6	0,594901	0,480842	1,50896
8	1,4	1,42692	1,33561	1,91823
9	2,2	2,17818	2,06614	2,29022

Tab. 4.4.2.4

Acest tabel conține informații despre valorile săgeții generate utilizând modelul potrivit. Tabelul include:

- 1 - valoarea observată a săgeții;
- 2 - valoarea estimată a săgeții utilizând modelul potrivit;
- 3 - 95,0% toleranța pentru medie.

Fiecare poziție corespunde valorilor factorilor experimentali dintr-un rând specific al fișierului de date. Pentru a genera o previziune pentru combinațiile adiționale ale factorilor, se adaugă rânduri la sfârșitul fișierului. În fiecare nou rând, se introduc valorile experimentale și se lasă coloanele pentru răspuns necompletate. Când se revine la acest interval, valorile previzionate se vor adăuga în tabel în rândurile noi, dar modelul nu va fi afectat.

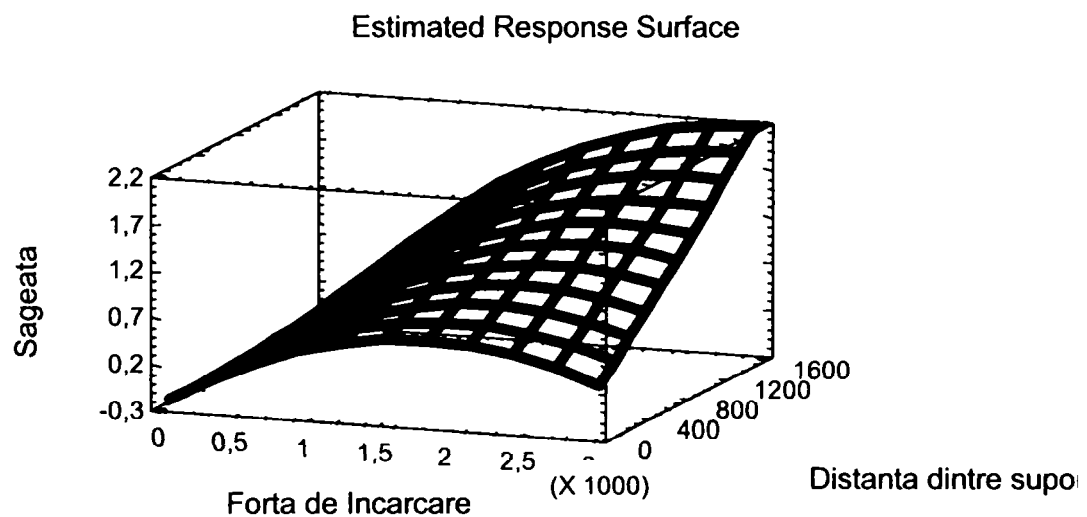


Fig. 4.4.2.5

**Linia ascendentă cea mai abruptă a deschiderii**

Forța de încărcare [N]	Distanța dintre suporturi [mm]	Săgeata estimată [mm]
1875,0	950,000	1,33135
1876,0	950,827	1,33233
1877,0	951,654	1,33330
1878,0	952,483	1,33428
1879,0	953,313	1,33525
1880,0	954,144	1,33623

Tab. 4.4.2.5

În tabelul 4.4.2.5 se afișează tabelar linia cea mai abruptă ascendentă (sau descendentă). Aceasta este linia din centrul regiunii curente experimentale de-a lungul căreia răspunsul estimat se modifică cel mai rapid pentru cea mai mică schimbare a factorilor experimentali. Această linie indică un loc potrivit pentru derularea experimentelor adiționale, dacă scopul urmărit este de a crește sau descrește deschiderea. De exemplu, 6 puncte au fost generate prin schimbarea forței de încărcare cu valori incrementale de 1,0 N. Mediul de operare STSTGRAPHICS va determina cu cât trebuie să se modifice toți ceilalți factori pentru a rămâne pe linia cea mai abruptă ascendentă. Programul va calcula și estimarea săgeții în fiecare punct de-a lungul liniei, care se poate compara cu rezultatele obținute prin rularea acestor puncte.

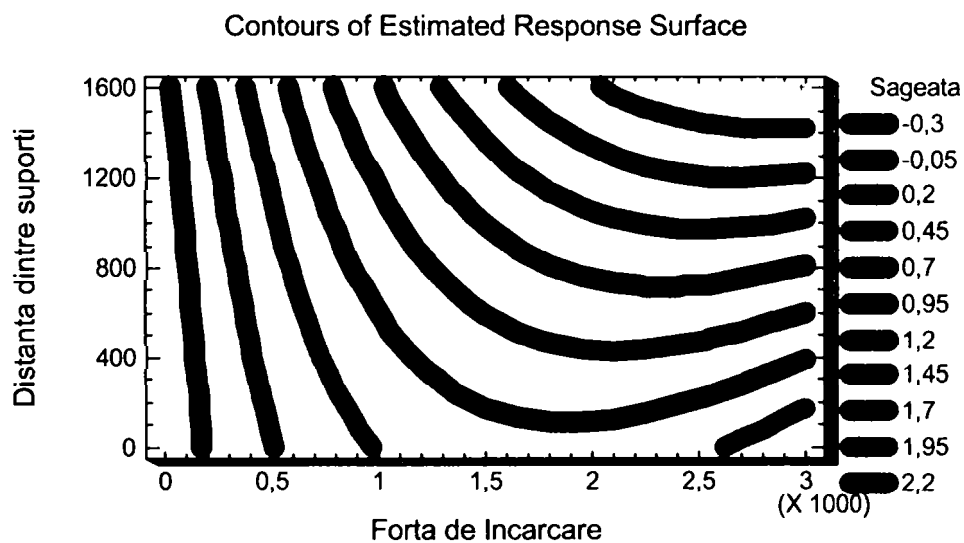


Fig. 4.4.2.6

**Răspunsul optim**

Scopul acestui experiment a fost studiul săgeții minime la o forță de încărcare maximă de 3000 N și la o distanță minimă între suporturi care se poate deduce din tabelul 4.4.2.4 și are o valoare de 0,594901 mm

Factor	Minim	Maxim	Optim
Forța de încărcare	750,0	3000,0	3000,0
Distanța dintre suporturi	800,0	1600,0	800,00

Tab. 4.4.2.6

În acest tabel se poate observa combinația nivelelor factorilor care minimizează săgeata în afara regiunii indicate. Se folosește fereastra dialogului opțiunilor analizei pentru a indica regiunea pentru care trebuie să se execute optimizarea. Se pot seta valorile unuia sau mai multor factori la o constantă prin setarea limitei minime și maxime a acestei valori.

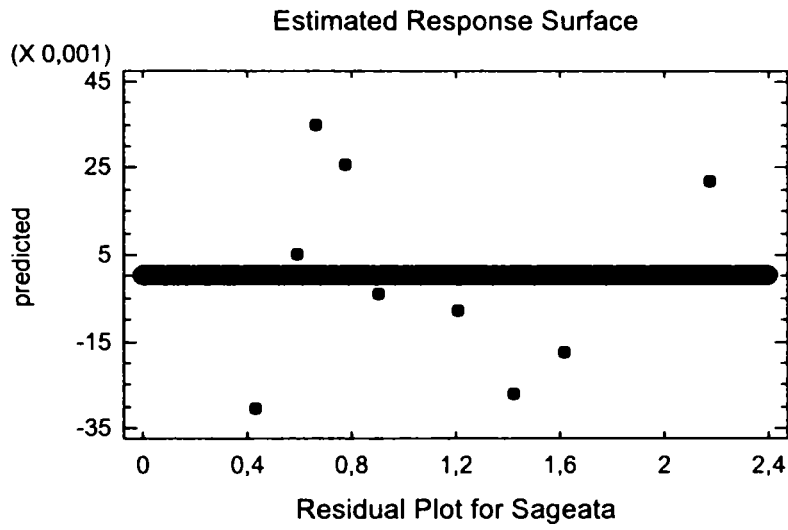


Fig. 4.4.2.7

## 4.5. Reanalizarea datelor experimentale

În acest capitol vor fi reanalizate datele experimentale obținute în capitolul anterior referitoare la modelul de șină de tip 200-1 și anume vor fi reanalizate modelele următoare:

- segmente de șină dreaptă cu placă de joncțiune;
- segmente de șină dreaptă cu dispozitiv de compensare;
- segment de șină dreaptă și segment de șină curbă;

### 4.5.1. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu placă de joncțiune

În urma experimentului efectuat în capitolul 4 se poate realiza noul model al segmentelor de șină dreaptă cu placă de joncțiune. Acest model este reprezentat în figura 4.5.1.1

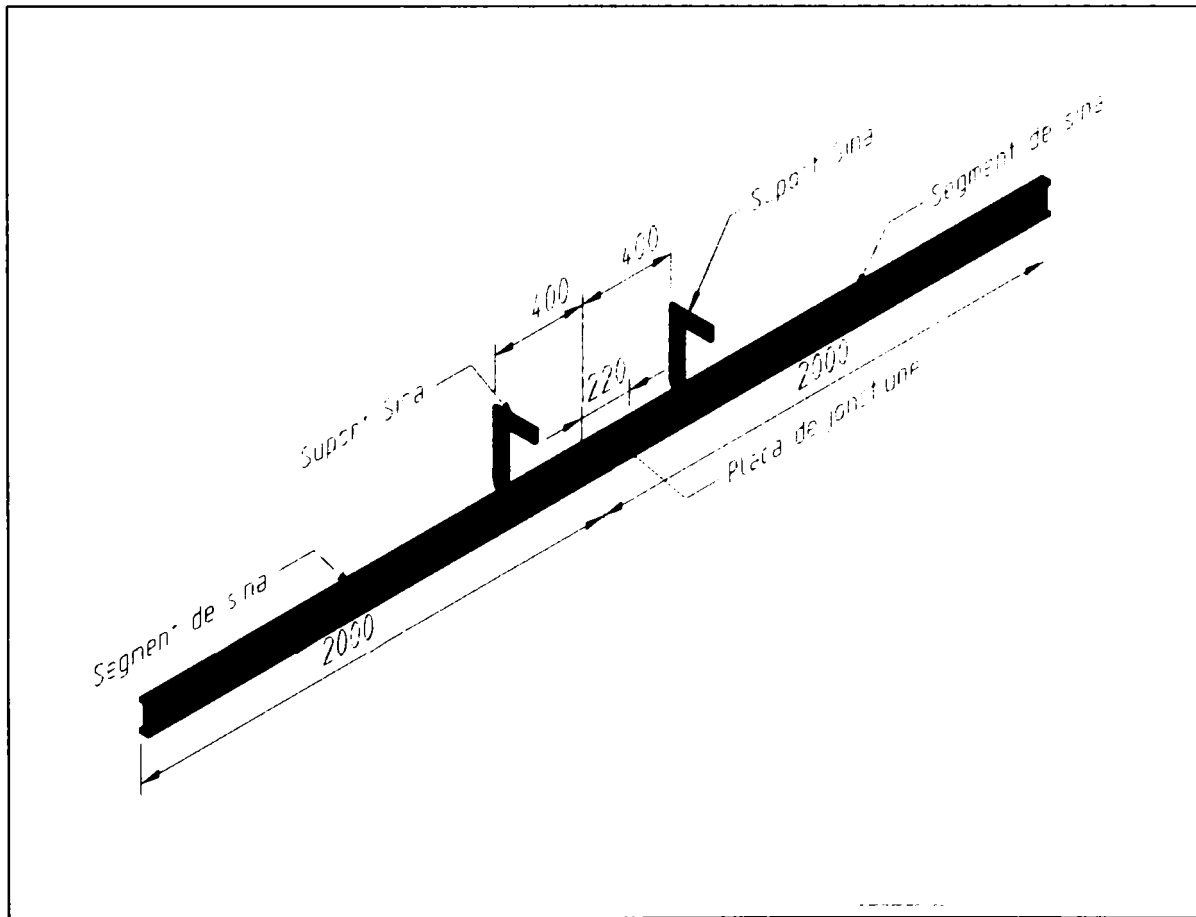


Fig. 4.5.1.1

Cei doi suporturi de susținere a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm, iar modelul va fi încărcat cu o sarcină de 3000 N, sarcină care este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și amplasate la o distanță constantă de 1000 mm este reprezentat în figura 4.5.1.2

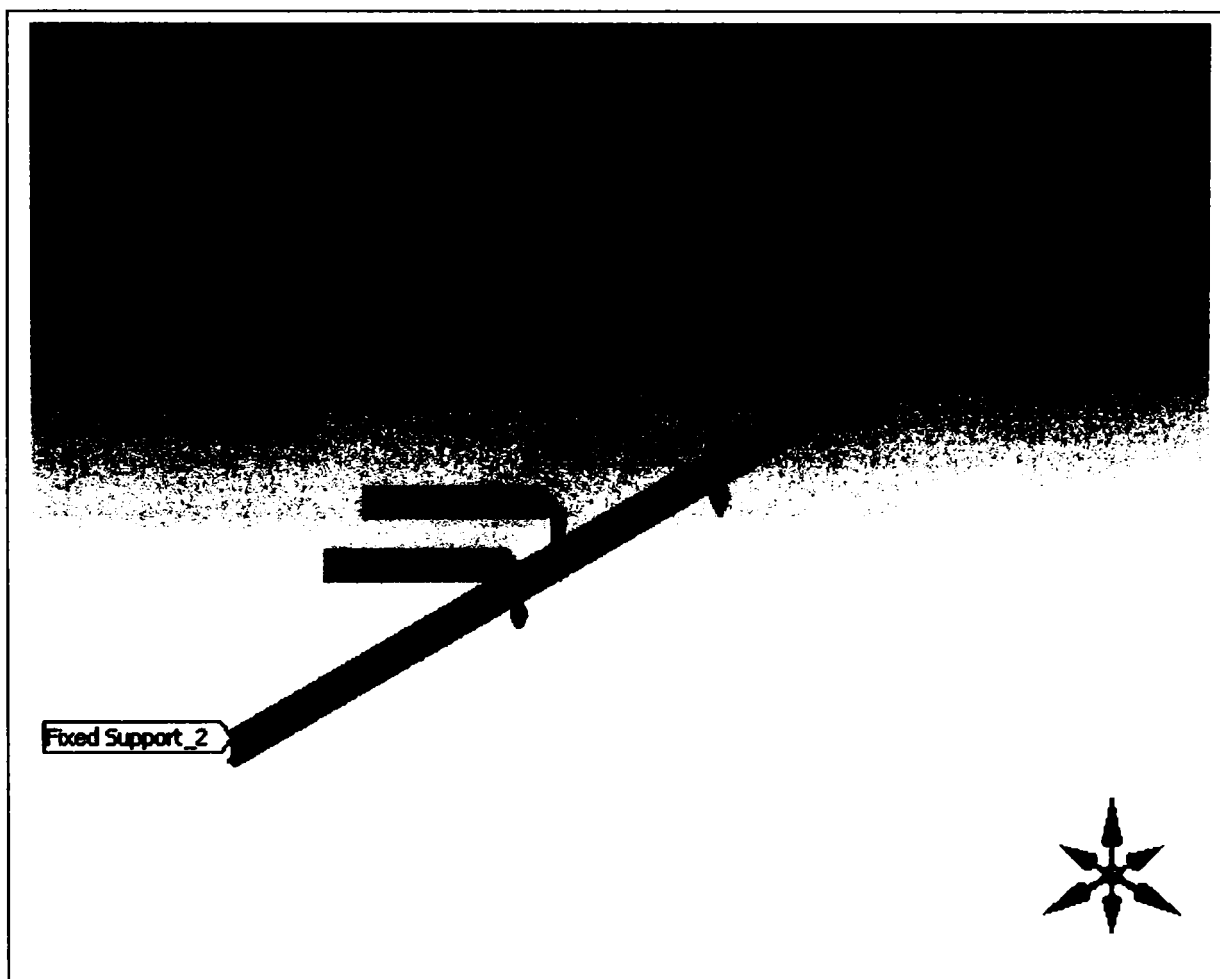


Fig. 4.5.1.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite extremitățile exterioare ale șinei, precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi ficșii.

Suportii structurii, încărcările structurale precum și părțile componente ale sistemului și regiunile de contact sunt similare cu cele redate în capitolul 4, subcapitolul 4.3.1 și anume de la tabelul 4.3.1.1 până la tabelul 4.3.1.4



În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 4.5.1.3 ajunge la o valoare maximă de 8,091 MPa în zona de curbură a celui de-al doilea suport al șinei, iar zona minimă de tensiune apare pe placa de joncțiune.

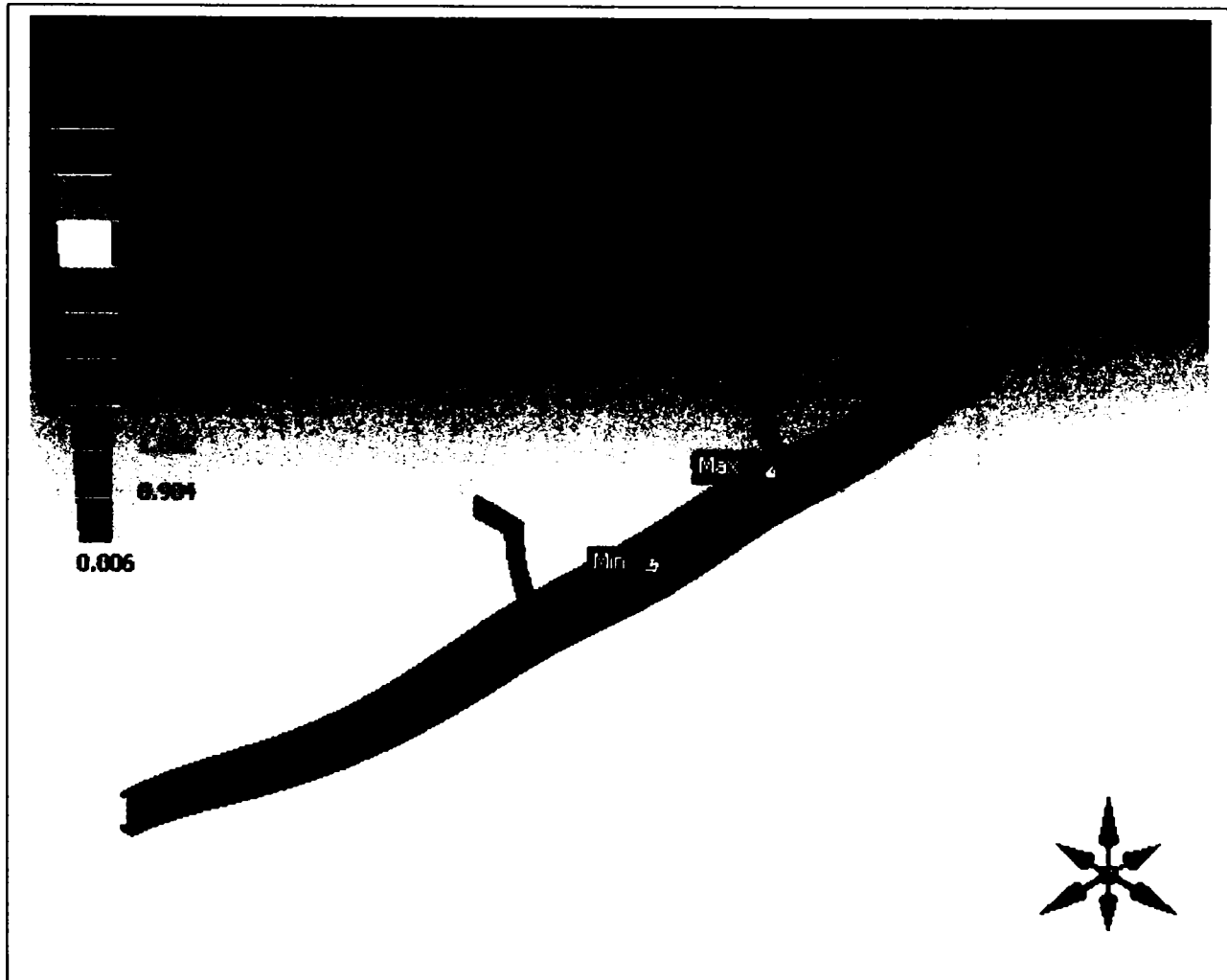


Fig. 4.5.1.3

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.5.1.4), care are o valoare maximă de 9,773 Mpa, tot în zona de curbură a celui de-al doilea suport al șinei, iar în zona plăcii de joncțiune are o valoare cuprinsă între 0,313 MPa și 1,496 MPa. Valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a primului segment de șină și are o valoare de  $-0,869$  MPa.

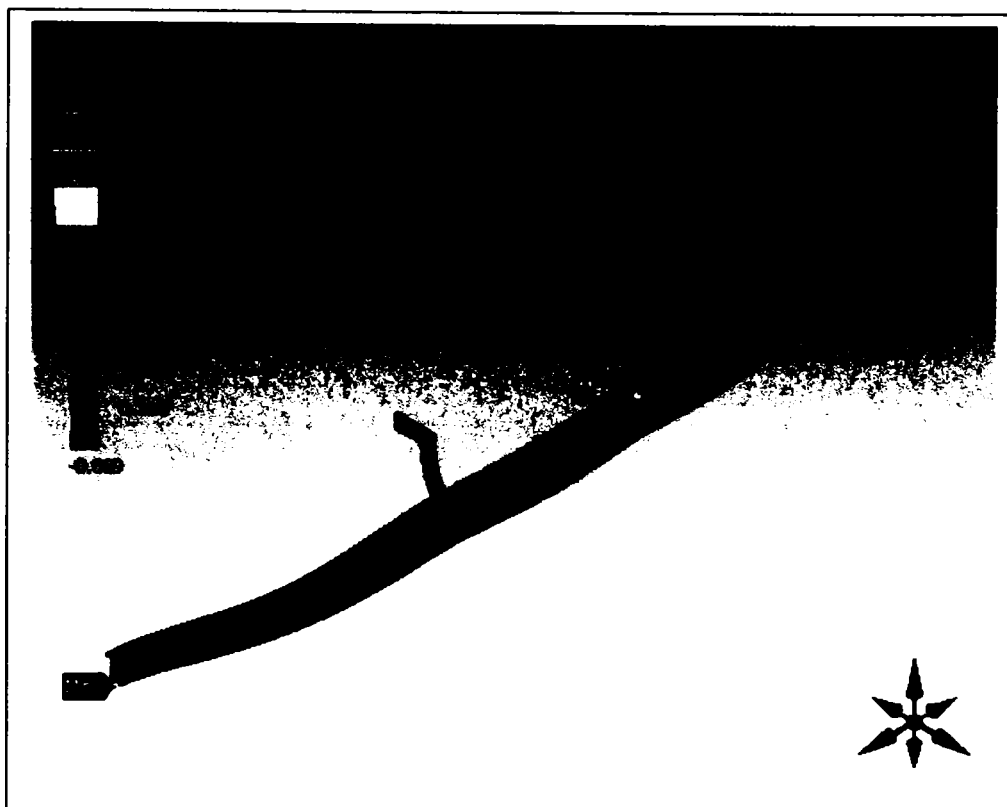


Fig. 4.5.1.4

Totodată a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.5.1.5), iar deschiderea maximă între părțile inferioare ale celor două segmente de șină este reprezentată în figura 4.5.1.6

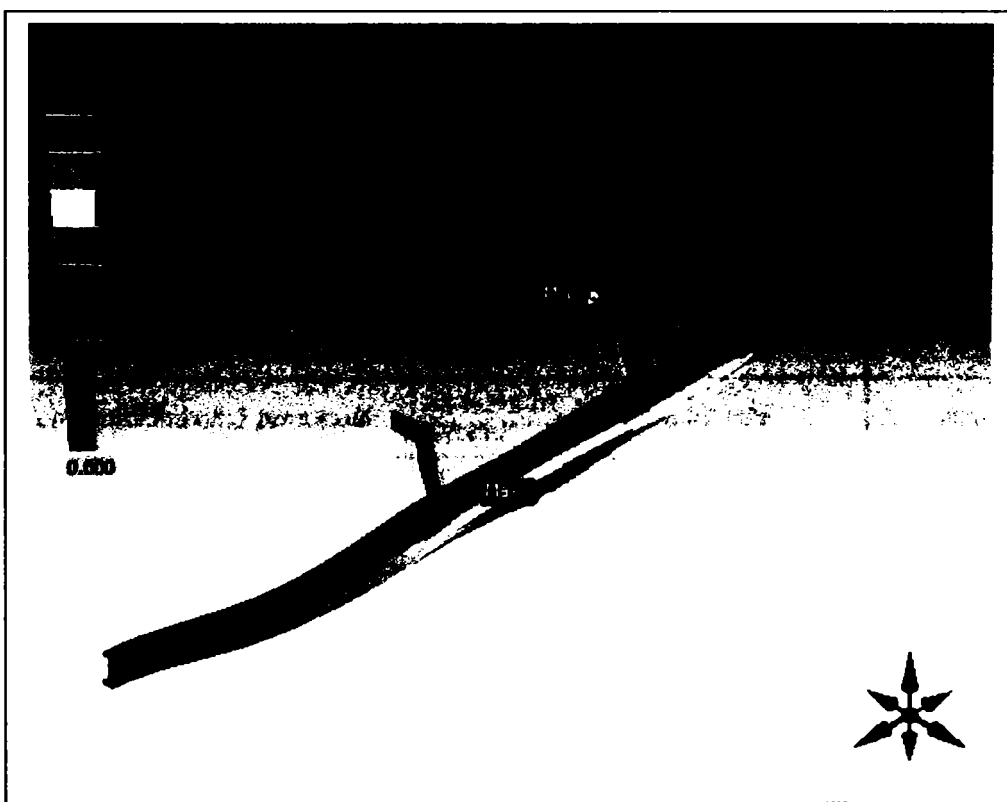


Fig. 4.5.1.5

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

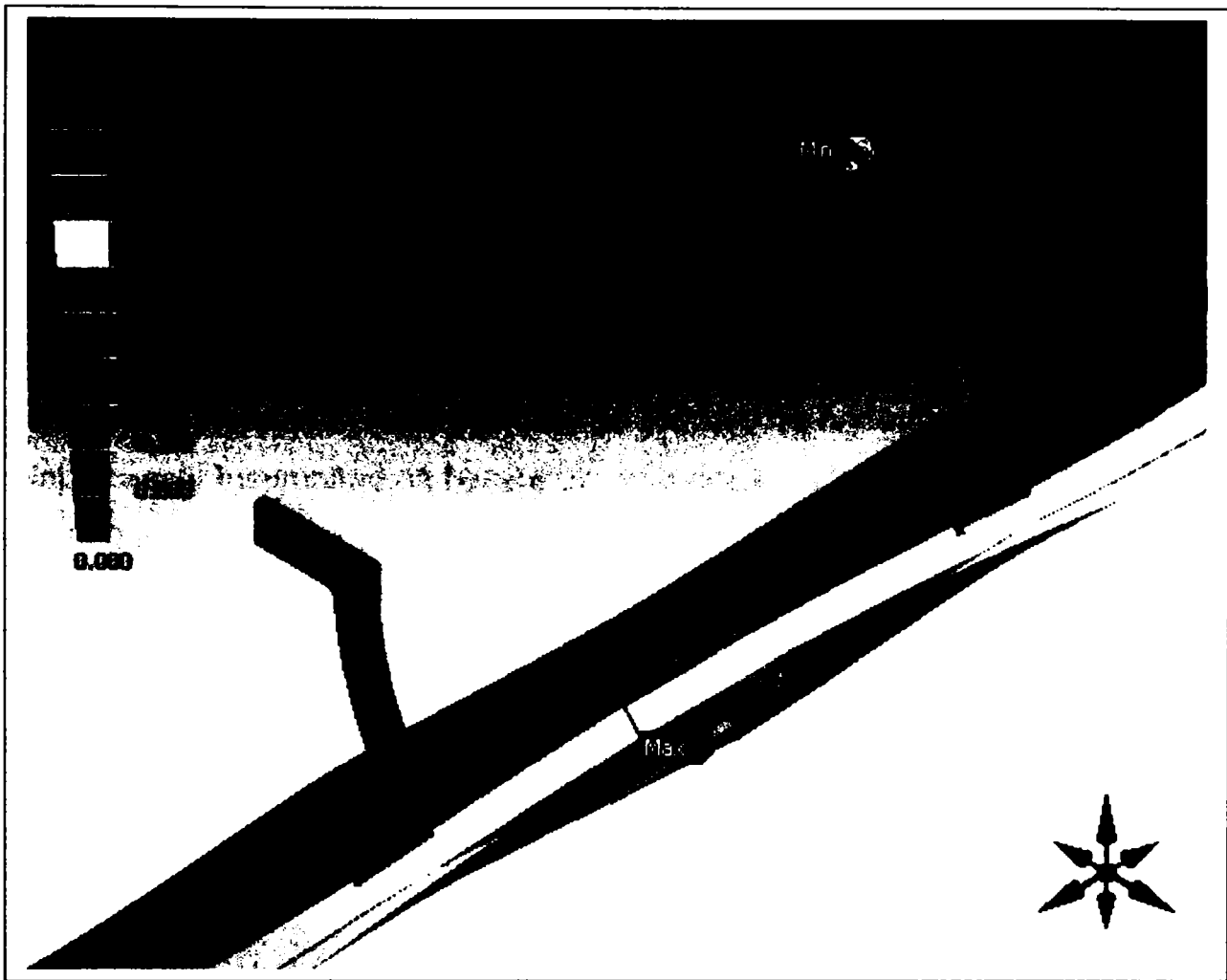


Fig. 4.5.1.6

În tabelul 4.5.1.1 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1 cu placă de joncțiune.

**Tabelul 4.5.1.1 Valori ale deformațiilor**

<b>Name</b>	<b>Scope</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Alert Criteria</b>
<i>Tensiunea echivalentă</i>	All Parts In "Model"	$5.69 \times 10^{-3}$ MPa	8.09 MPa	None
<i>Tensiunea maximă principală</i>	All Parts In "Model"	-0.87 MPa	9.77 MPa	None
<i>Deformația totală</i>	All Parts In "Model"	0.0 mm	0,747 mm	None

#### 4.5.2. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu dispozitiv de compensare

În figura 4.5.2.1 este redată o îmbinare a două segmente de șină dreaptă, fiecare având o lungime de 2000 mm, îmbinate prin dispozitivul de compensare, iar cei doi suportți de susținere a șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm, și modelul va fi încărcat cu o sarcină de 3000 N, sarcină care este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

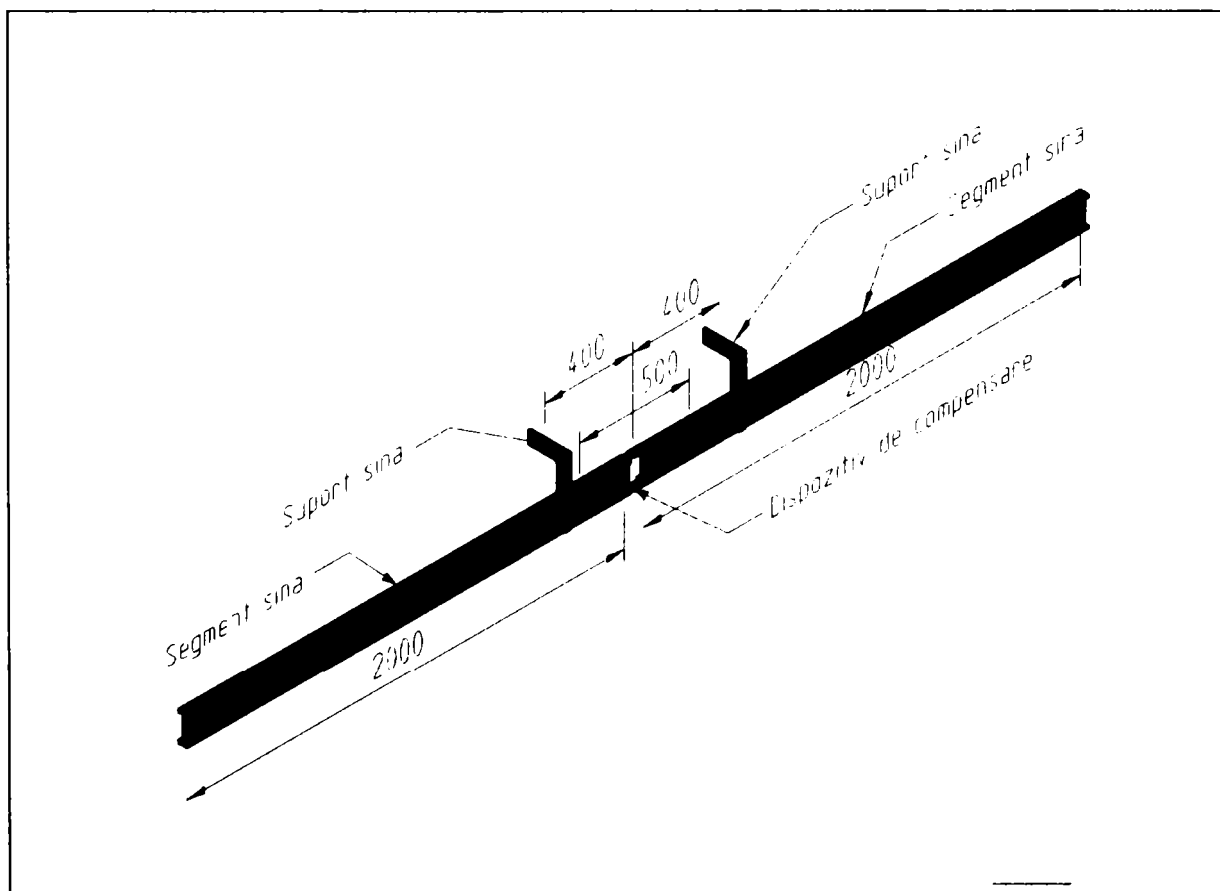


Fig. 4.5.2.1

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și amplasate la o distanță constantă de 1000 mm este reprezentat în figura 4.5.2.2

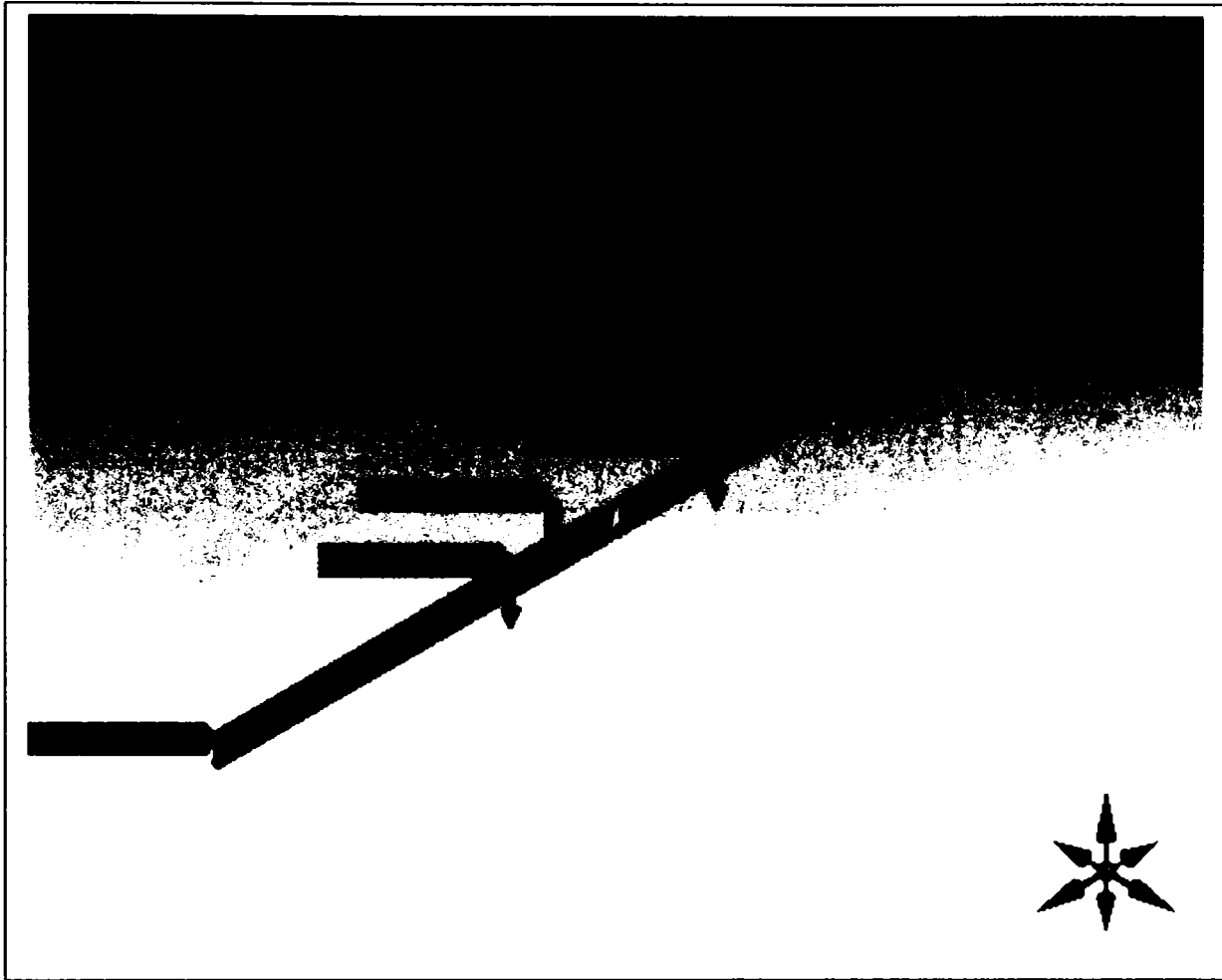


Fig. 4.5.2.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei, precum și părțile superioare ale celor doi suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

Suportii structurii, încărcările structurale precum părțile componente ale sistemului și regiunile de contact sunt similare cu cele redată în capitolul 4, subcapitolul 4.3.2 și anume de la tabelul 4.3.2.1 până la tabelul 4.3.2.4

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 4.5.2.3 ajunge la o valoare maximă de 5,196 MPa în zona de curbura a celui de-al doilea suport al șinei, iar zona minimă de tensiune apare pe partea superioară a dispozitivului de compensare.

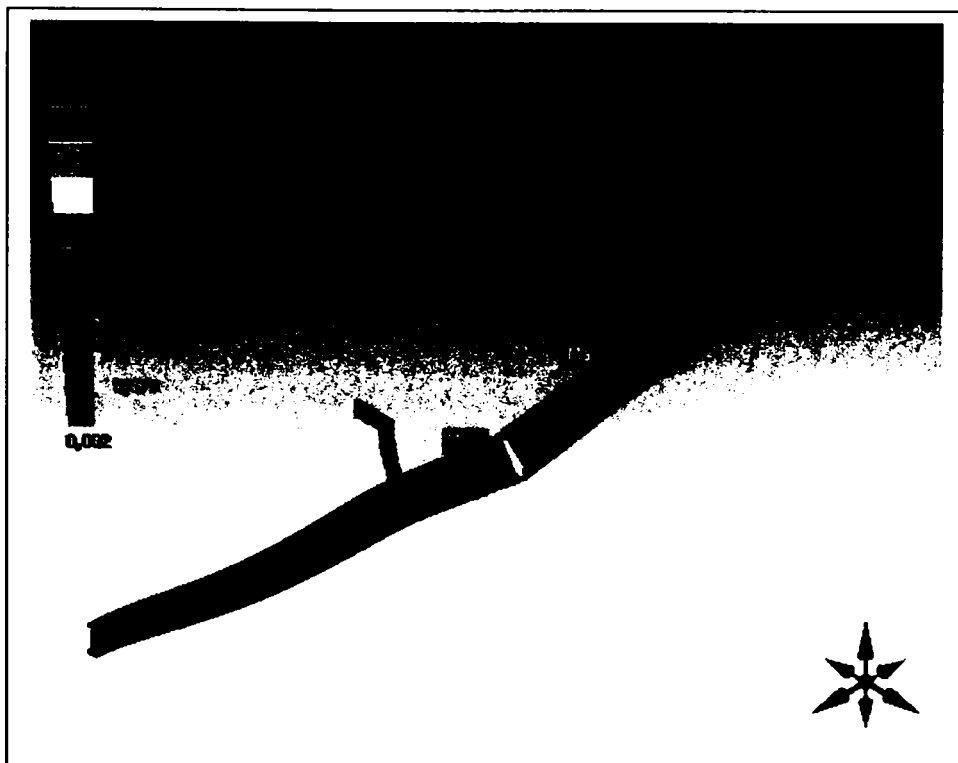


Fig. 4.5.2.3

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.5.2.4), care are o valoare maximă de 6,216 MPa tot în zona de curbură a celui de-al doilea suport al șinei, iar valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate exterioară a celui de-al doilea segment de șină și are o valoare de  $-0,504$  MPa.



Fig. 4.5.2.4

Totodata a fost calculată și deformația maximă sau totală (Fig. 4.5.2.5), iar săgeata maximă a dispozitivului de compensare este redată în figura 4.5.2.6



Fig. 4.5.2.5



Fig. 4.5.2.6

În tabelul 4.5.2.1 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1 cu dispozitiv de compensare.

**Tabelul 4.5.2.1 Valori ale deformațiilor**

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
Tensiunea echivalentă	All Parts In "Model"	$2.01 \times 10^{-3}$ MPa	5.2 MPa	None
Tensiunea maximă principală	All Parts In "Model"	-0.5 MPa	6.22 MPa	None
Deformația totală	All Parts In "Model"	0.0 mm	0,584 mm	None

#### 4.5.3. Reanalizarea șinei de tip 200-1 cu segment de șină curbă

În figura 4.5.3.1 este redată o îmbinare a unui segment de șină dreaptă având o lungime de 2000 mm și a unui segment de șină curbă având o rază de  $R=2000$  mm îmbinate prin placa de joncțiune.

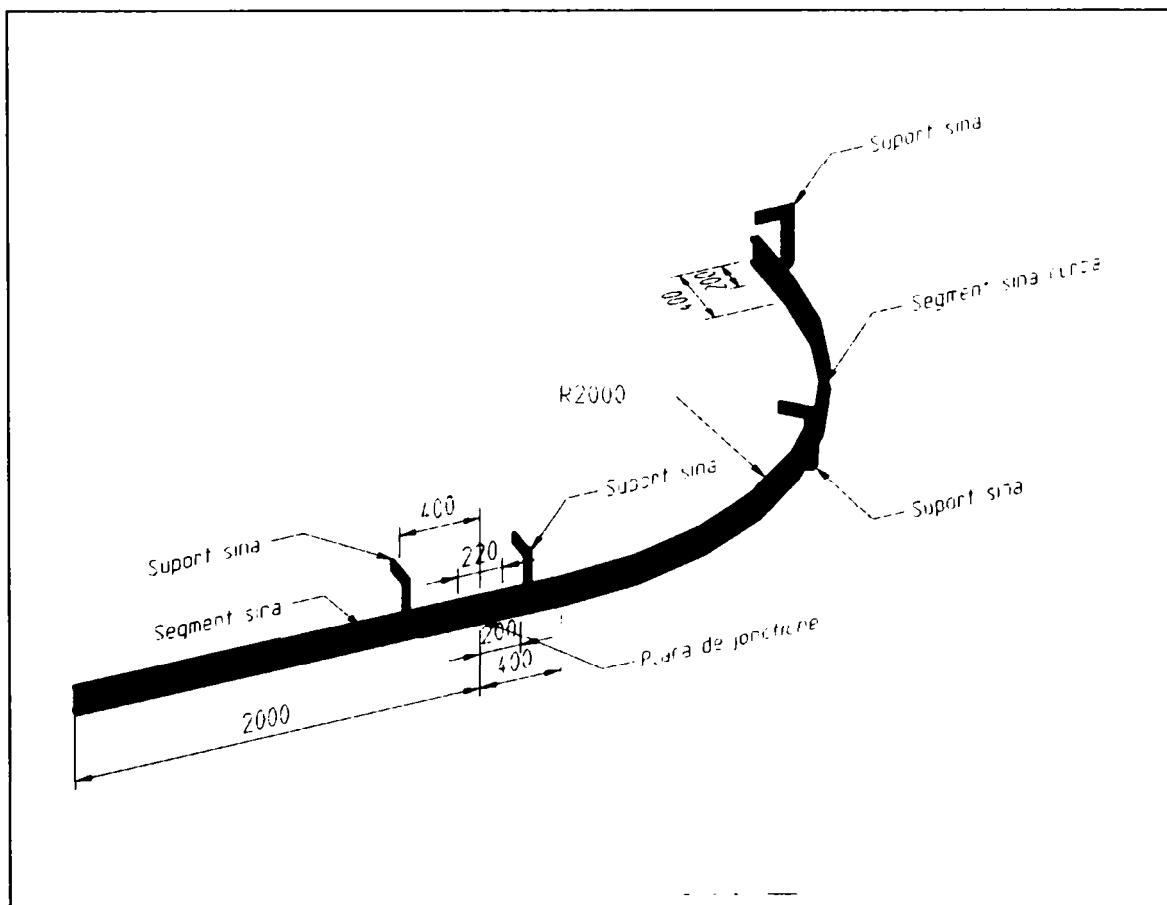


Fig. 4.5.3.1



Segmentul de șină curbă are la capete un segment de șină dreaptă de 400 mm, care rezultă din procedeul de curbare a șinei.

Suportul de suspendare a segmentului de șină dreaptă este poziționat la o distanță de 400 mm, iar suportii segmentului de șină curbă sunt poziționați la o distanță de 200 mm de capetele acestuia. Având în vedere deformațiile segmentului de șină curbă obținute în capitolul 4, subcapitolul 4.3.3, la mijlocul acestuia se va amplasa un suport de susținere al șinei suplimentar, pentru a reduce deformațiile segmentului de șină curbă.

Sistemul de tip 200-1 va fi încărcat maxim cu o sarcină de 3000 N, la fel ca și în cazul modelului cu placă de joncțiune și a celui cu dispozitiv de compensare, deci se consideră ca această sarcină de încărcare este distribuită și preluată în mod egal atât de modulul de antrenare cât și de cel de rulaj, aceasta însemnând că fiecare din cele două module se încarcă cu o forță de 1500 N.

Modelul de încărcare al segmentelor de șină cu cele două forțe constante de 1500 N și plasate la o distanță constantă de 1000 mm și cu suportul de susținere al șinei este reprezentat în figura 5.3.2

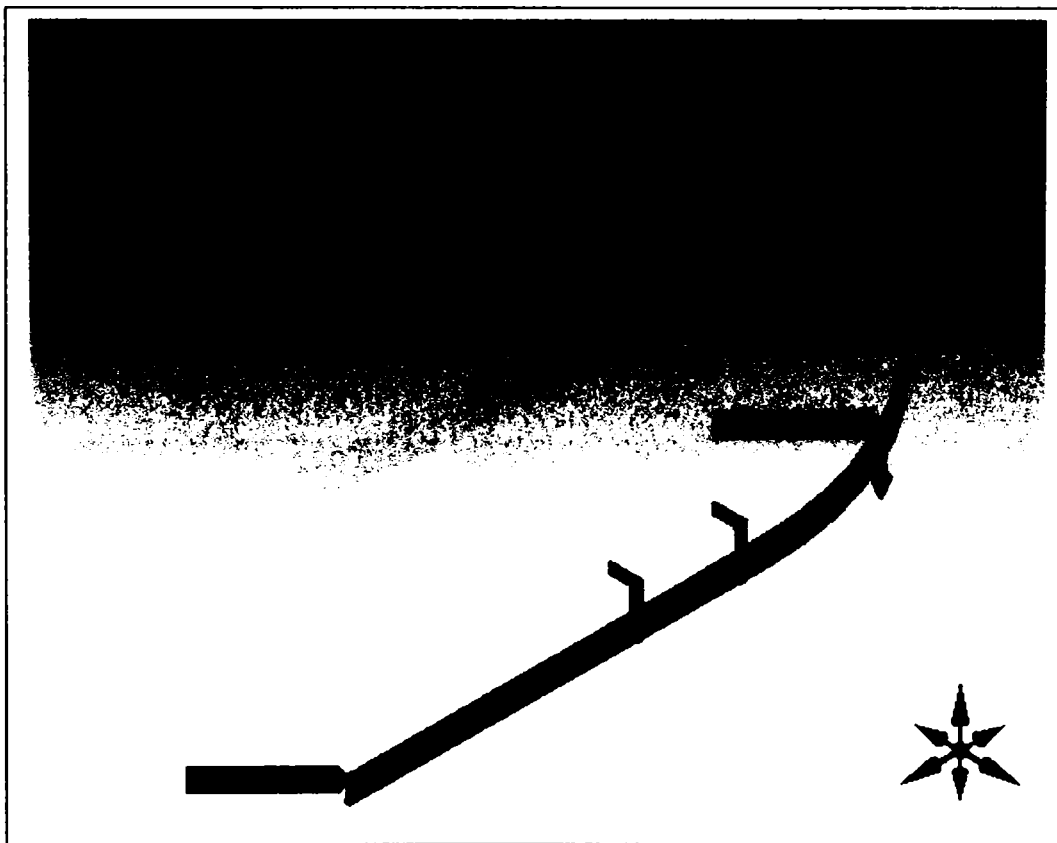


Fig. 4.5.3.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile exterioare ale șinei, precum și părțile superioare ale celor patru suporturi sunt considerate ca fiind suporturi fixe.

Suportii structurii, încărcările structurale precum și părțile componente ale sistemului și regiunile de contact sunt similare cu cele redată în capitolul 4, subcapitolul 4.3.3 și anume de la tabelul 4.3.3.1 până la tabelul 4.3.3.4

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 4.5.3.3 ajunge la o valoare maximă de 20,651 MPa în zona de curbură a suportului de susținere suplimentar al segmentului de șină curbă, iar zona minimă de tensiune apare pe partea superioară a suportului de susținere al segmentului de șină dreaptă.



Fig. 4.5.3.3

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 4.5.3.4), care are o valoare maximă de 24,958 MPa, iar valoarea minimă a tensiunii maxime principale este în partea de extremitate

exterioară a segmentului de șină curbă și are o valoare de  $-1,825$  MPa.



Fig. 4.5.3.4



Fig. 4.5.3.5

Teză de doctorat  
Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile

În tabelul 4.5.3.1 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului de șină de tip 200-1, format dintr-un segment de șină dreaptă și un segment de șină curbă.

**Tabelul 4.5.3.1 Valori ale deformațiilor**

<b>Name</b>	<b>Scope</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Alert Criteria</b>
<i>Tensiunea echivalentă</i>	All Parts In "Model"	$3.57 \times 10^{-3}$ MPa	20.65 MPa	None
<i>Tensiunea maximă principală</i>	All Parts In "Model"	-1.83 MPa	24.96 MPa	None
<i>Deformația totală</i>	All Parts In "Model"	0.0 mm	0.29 mm	None

## 4.6. Concluzii

În tabelele de mai jos sunt concluzionate rezultatele obținute în urma analizei diferitelor modele cu ajutorul modulului de operare ANSYS DesignSpace.

În tabelul 4.6.1 sunt redate deformațiile modelului de șină de tip 300-1, iar suportii de susținere ai șinei sunt amplasați la o distanță de 1600 mm

**Tabelul 4.6.1 Șina de tip 300-1 / Distanța dintre suportii D=1600 mm**

Name	Placă de jonctiune	Dispozitiv de compensare	Segment de șină curbă
<i>Tensiunea echivalentă</i>	13.88 MPa	17.44 MPa	84.47 MPa
<i>Tensiunea maximă principală</i>	16.73 MPa	21.02 MPa	98.13 MPa
<i>Deformația totală</i>	1.8 mm	2,2 mm	4.51 mm

În tabelul 4.6.2 sunt redate deformațiile modelului de șină de tip 200-1, iar suportii de susținere ai șinei sunt amplasați la o distanță de 1600 mm

**Tabelul 4.6.2 Șina de tip 200-1 / Distanța dintre suportii D=1600 mm**

Name	Placă de jonctiune	Dispozitiv de compensare	Segment de șină curbă
<i>Tensiunea echivalentă</i>	15.09 MPa	11.33 MPa	46.38 MPa
<i>Tensiunea maximă principală</i>	17.86 MPa	13.33 MPa	51.41 MPa
<i>Deformația totală</i>	1.6 mm	1,95 mm	3.974 mm

În tabelul 4.6.3 sunt redate deformațiile modelului de șină de tip 200-1 la care suportii de susținere ai șinei sunt amplasați la o distanță de 800 mm, iar în cazul modelului șinei drepte cu segment de șină curbă a fost amplasat un suport de susținere suplimentar în mijlocul razei segmentului.

**Tabelul 4.6.3 Șina de tip 200-1 / Distanța dintre suportii D=800 mm**

Name	Placă de jonctiune	Dispozitiv de compensare	Segment de șină curbă cu trei suportii
<i>Tensiunea echivalentă</i>	8.09 MPa	5.2 MPa	20.65 MPa
<i>Tensiunea maximă principală</i>	9.77 MPa	6.22 MPa	24.96 MPa
<i>Deformația totală</i>	0,747 mm	0,584 mm	0.29 mm

### Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

Din tabelele de mai sus se pot concluziona următoarele: având în vedere că deformațiile șinei de tip 200-1 au fost mai mici decât cele ale șinei de tip 300-1, s-a reanalizat doar modelul șinei de tip 200-1 iar distanța dintre suporti a acestui model a fost optimizată pentru a atinge valori minime ale deformației șinei. În cazul segmentului de șină curbă, la o rază de 2000 mm se amplasează un suport de susținere suplimentar pentru a atinge și în acest caz o deformație minimă a segmentului de șină curbă.

## 5. Optimizarea conveioarelor

### 5.1. Analiza traversei conveioarelor de tip 200-1

Traversa unui conveior este partea de legătură între modulul de antrenare și cel de rulaj (Pos.5, Fig. 5.1.1) . De traversă sunt fixate dispozitivele de susținere ale subansamblelor care sunt transportate. În cazul conveioarelor de tip 200-1 traversa a fost dimensionată pentru a fi încărcată cu o sarcină de 2000 N, dar în continuare va fi analizat cazul în care traversa va fi încărcată cu o sarcină de 3000N cu ajutorul mediului de operare ANSYS DesignSpace.

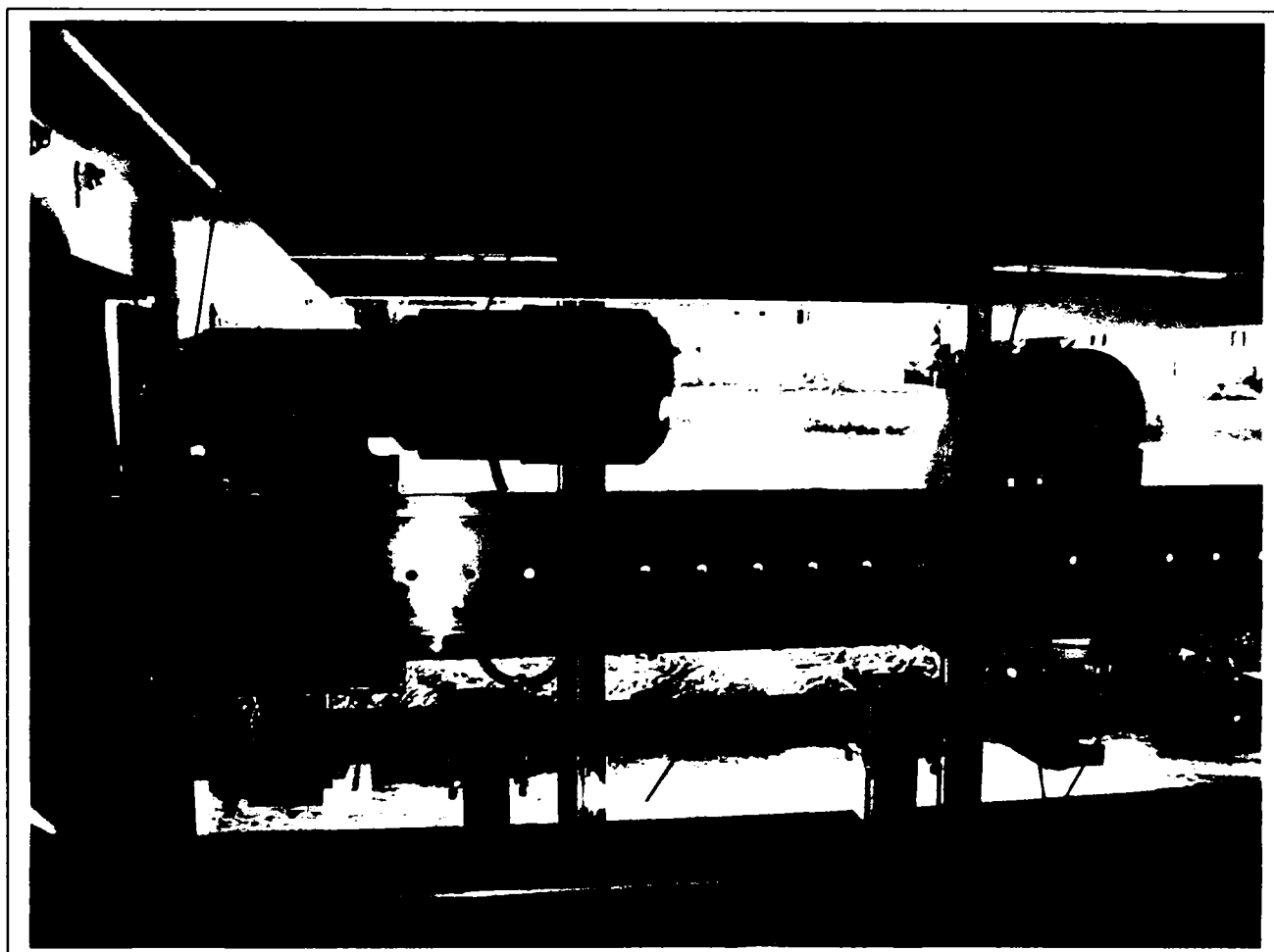


Fig. 5.1.1 (după documentație AFT)

Traversa este un subansamblu alcătuit dintr-o țeavă patrată de 40 mm și la capetei sunt cele două piese care asigură legătura între modulul de antrenare și cel de rulaj. Modelul geometric al traversei este redat în figura 5.1.2.

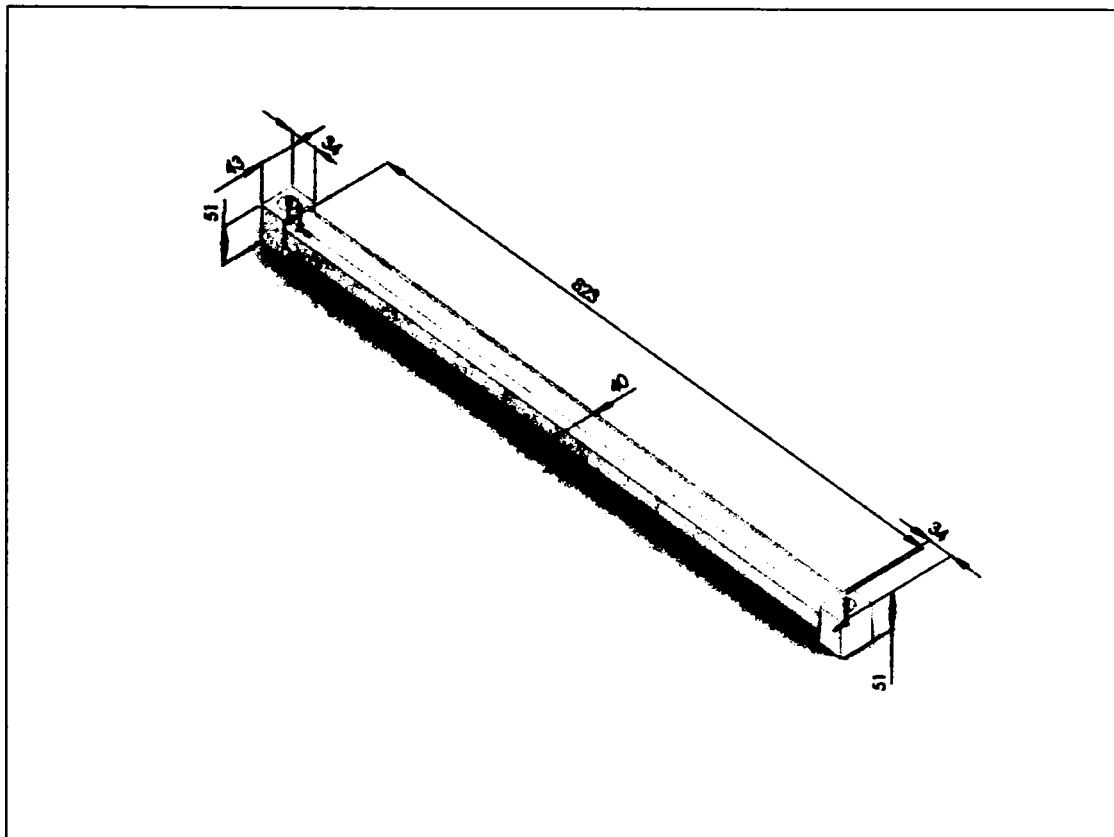


Fig. 5.1.2

Modelul de încărcare al traversei este reprezentat în figura 5.1.3

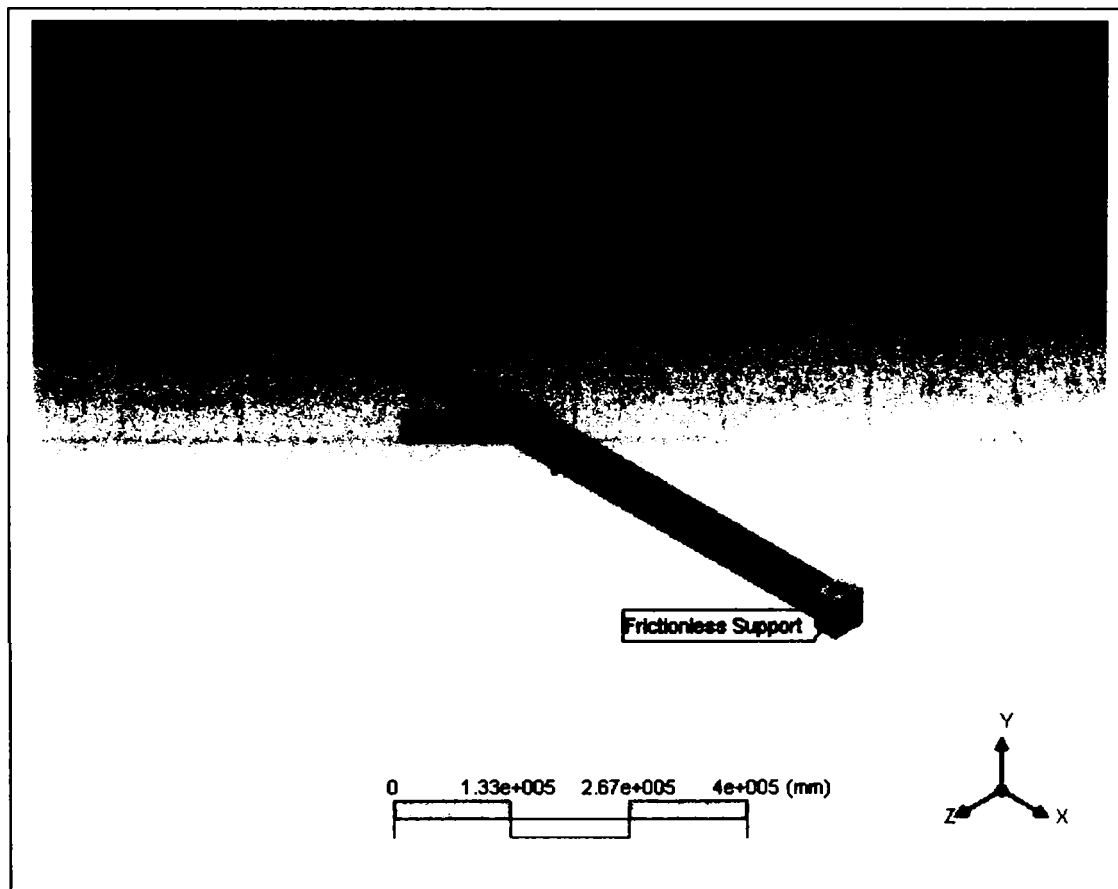


Fig. 5.1.3

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile traversei, adică părțile inferioare ale acestora, sunt considerate ca fiind suprafețe fără frecare (Tab. 5.1.1).

**Tabelul 5.1.1. Suportii Structurii**

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Frictionless Support"	Frictionless Support	3,000.0 N	[ $1.84 \times 10^{13}$ N x, 3,000.0 N y, - $1.47 \times 10^{17}$ N z]	$3.98 \times 10^6$ N·mm	[ $3.61 \times 10^6$ N·mm x, $-5.25 \times 10^{-8}$ N·mm y, $1.69 \times 10^6$ N·mm z]	"Part 2" and "Part 3"
Weak Springs	N/A	$4.5 \times 10^5$ N	[ $-7.54 \times 10^6$ N x, $4.44 \times 10^5$ N y, $1.39 \times 10^7$ N z]	N/A	N/A	N/A

În tabelul 5.1.2 este redată încărcarea structurală a traversei sistemului și anume forța care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează direcția vectorului și partea componentă a sistemului pe a cărei suprafață acționează.

**Tabelul 5.1.2. Încărcarea structurală**

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Force"	Surface Force	3,000.0 N	[0.0 N x, -3,000.0 N y, 0.0 N z]	N/A	N/A	N/A	N/A	"Part 1"

**Tabelul 5.1.3. Părți componente ale sistemului**

Name	Material	Bounding Box(mm)	Mass (kg)	Volume (mm <sup>3</sup> )	Nodes	Elements
"Part 1"	"Structural Steel"	823,000.02, 40,000.0, 40,000.0	$3.44 \times 10^9$	$4.39 \times 10^{14}$	2320	320
"Part 2"	"Structural Steel"	34,000.0, 51,000.0, 43,000.0	$4.34 \times 10^8$	$5.53 \times 10^{13}$	780	120
"Part 3"	"Structural Steel"	34,000.0, 51,000.0, 43,000.0	$4.34 \times 10^8$	$5.53 \times 10^{13}$	780	120

În tabelul 5.1.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind țeava patrată și este

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

din oțel, partea a doua este prima piesă de extremitate a traversei și este din oțel și în final partea a treia este a doua piesă de extremitate a traversei și este tot din oțel.

Pentru efectuarea studiului cu mediul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- regiunea de contact 1 între traversă și prima piesă de extremitate a acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- regiunea de contact 2 între traversă și a doua piesă de extremitate a acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 5.1.4

Tabelul 5.1.4. Condiții de contact

Name	Type	Associated Bodies	Scope	Normal Stiffness	Scope Mode	Formulation	Thermal Conductance	Pinball Region
"Contact Region 1"	Bonded	"Part 2" and "Part 1"	Face, Face	Program Controlled	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 2"	Bonded	"Part 3" and "Part 1"	Face, Face	Program Controlled	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled

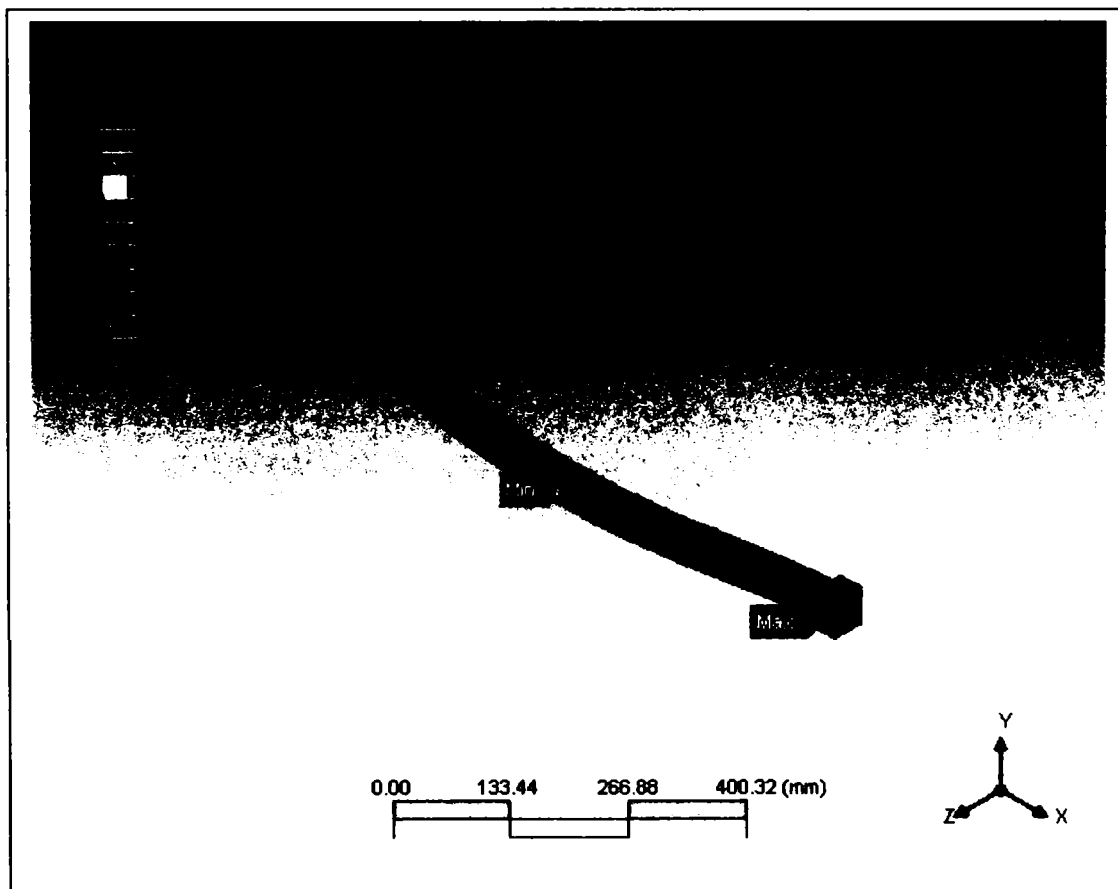


Fig. 5.1.4

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 5.1.4 ajunge la o valoare maximă de 72,260 MPa în zona de extremitate a celei de a doua piese de legătură, iar tensiunea minimă apare pe țeava patrată și are o valoare de 0,317 MPa.

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 5.1.5), care are o valoare maximă de 38,576 MPa în zona primei piese de extremitate a traversei, iar o tensiune minimă cu o valoare de -10,335 Mpa se poate constata la începutul țevii patrute de legătură. La îmbinarea celei de-a doua piese de extremitate cu țeava patrată se poate constata o tensiune maximă principală între 33,141 Mpa și 38,576 MPa.

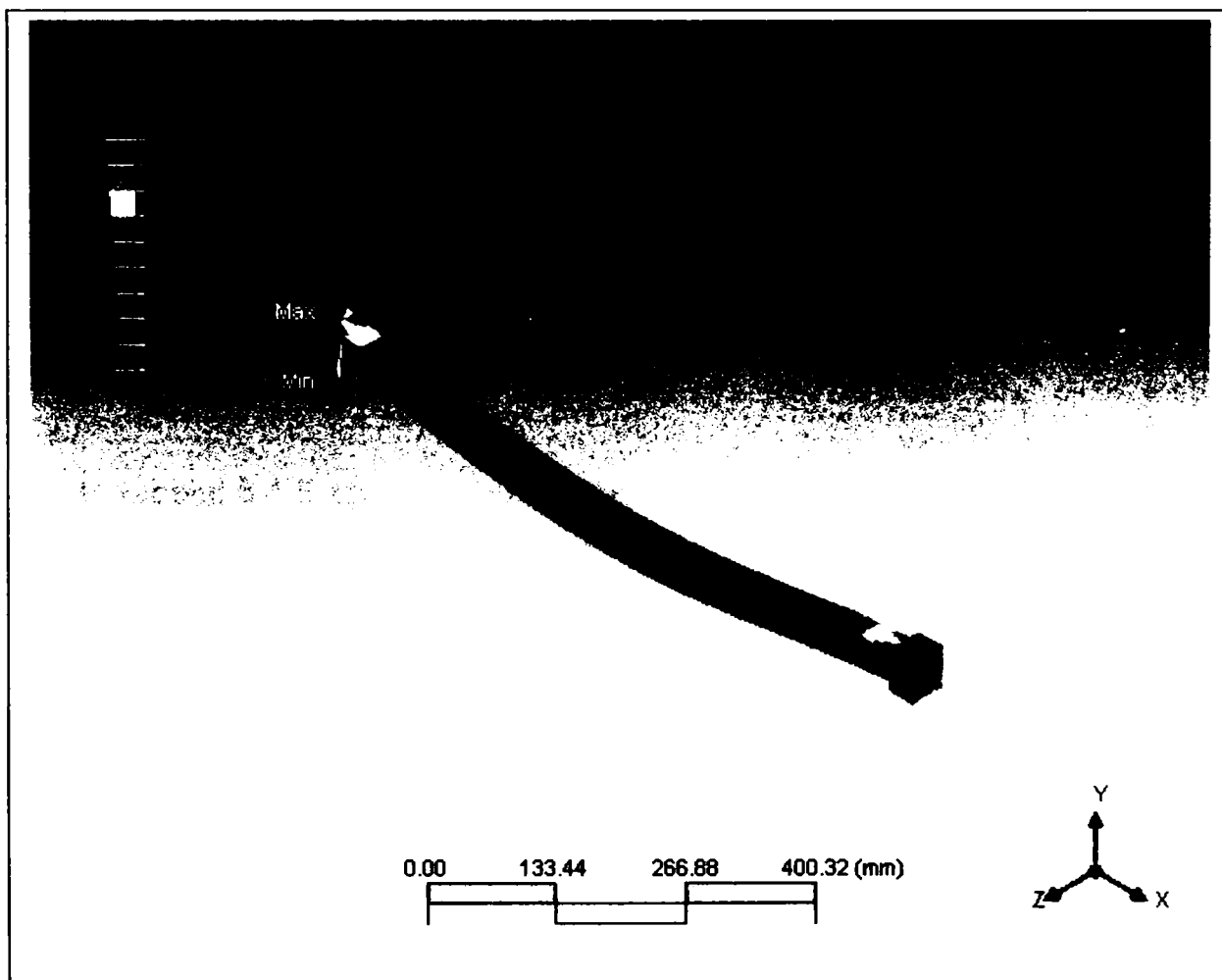


Fig. 5.1.5

În figura 5.1.6 este redată deformația totală a traversei și are o valoare maximă de 0,455 mm care apare în zona de mijloc a țevii patrute. Spre partea exterioară a țevii patrute deformația maximă scade, având valori cuprinse între 0,051 mm și 0,404 mm.

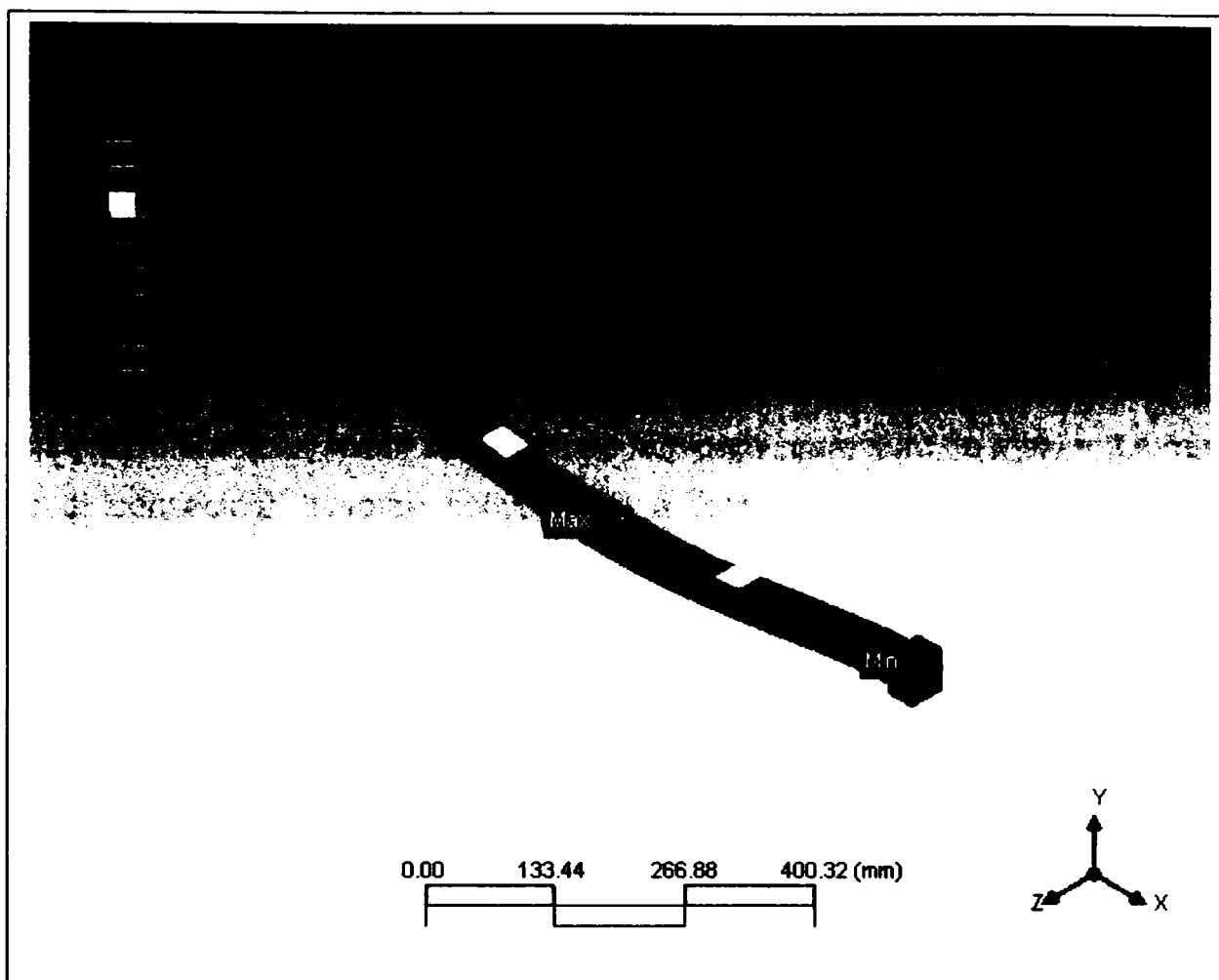


Fig. 5.1.6

În tabelul 5.1.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului traversei de legătură executată dintr-o țeavă patrată de 40 mm.

**Tabelul 5.1.5 Valori ale deformațiilor**

Name	Scope	Minimum	Maximum	Alert Criteria
<i>Tensiunea echivalentă</i>	All Parts In "Model"	0,317 MPa	72,260 MPa	None
<i>Tensiunea maximă principală</i>	All Parts In "Model"	-10,335 MPa	38,576 MPa	None
<i>Deformația totală</i>	All Parts In "Model"	0 mm	0.545 mm	None

## 5.2. Optimizarea traversei conveioarelor de tip 200-1

Având în vedere deformația maximă obținută în subcapitolul anterior care are o valoare de 0,545 mm, iar traversa conveiorului fiind partea de joncțiune între sistemul suspendat de transport și liniile automate de fabricație, deformația maximă a traversei are o valoare relativ mare comparativ cu cerințele toleranțelor liniilor automate de fabricație, care sunt de maxim 0,4 mm. Ca și consecință traversa conveiorului a fost redimensionată, adică țeava patrată de legătură între cele două piese extreme ale traversei a fost înlocuită cu o țeavă patrată de 50 mm (Fig. 5.2.1) și în continuare va fi analizat noul model al traversei care va fi încărcată cu o sarcină de 3000N cu ajutorul mediului de operare ANSYS DesignSpace.

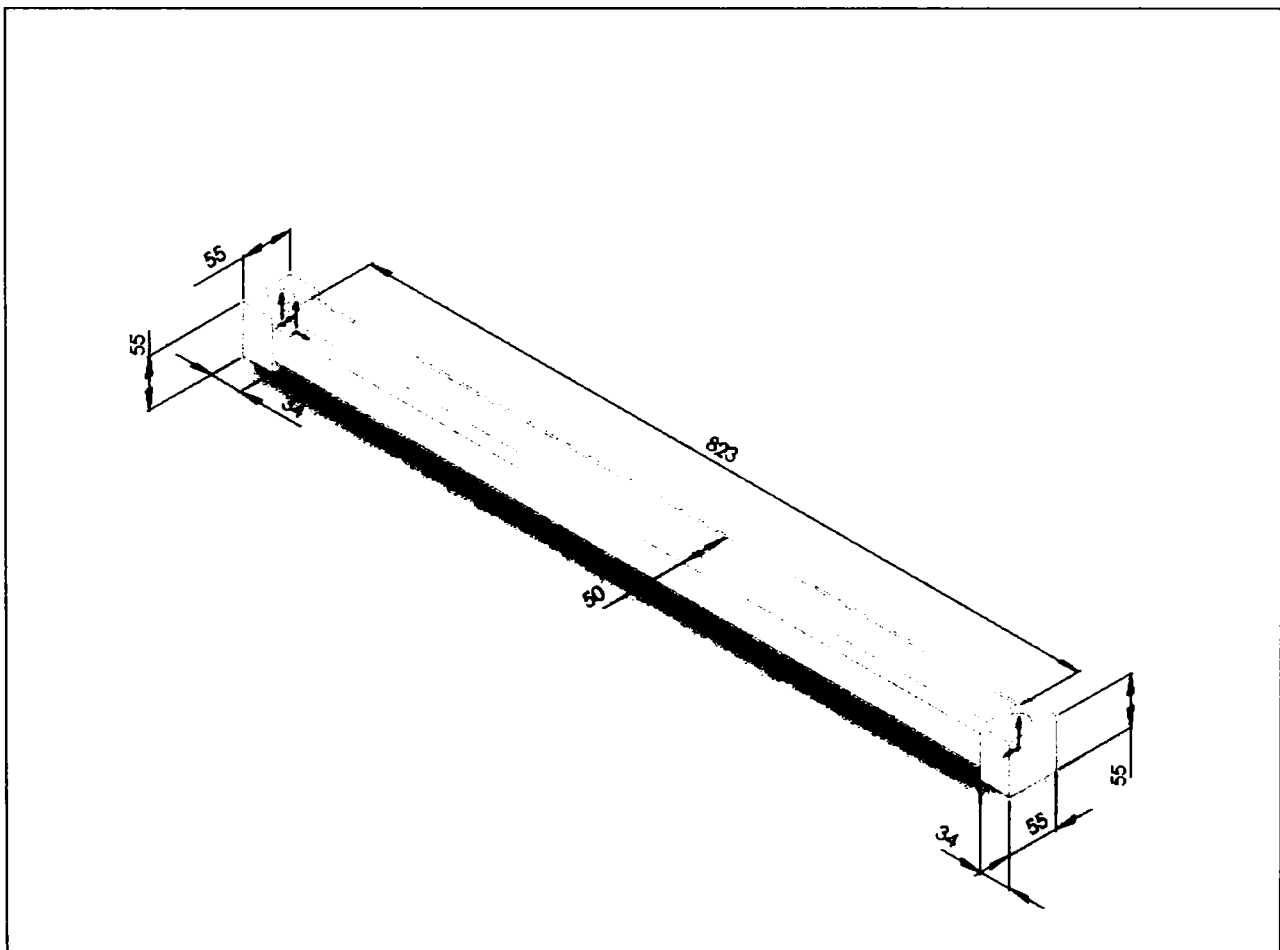


Fig. 5.2.1

Modelul de încărcare al traversei este reprezentat în figura 5.2.2

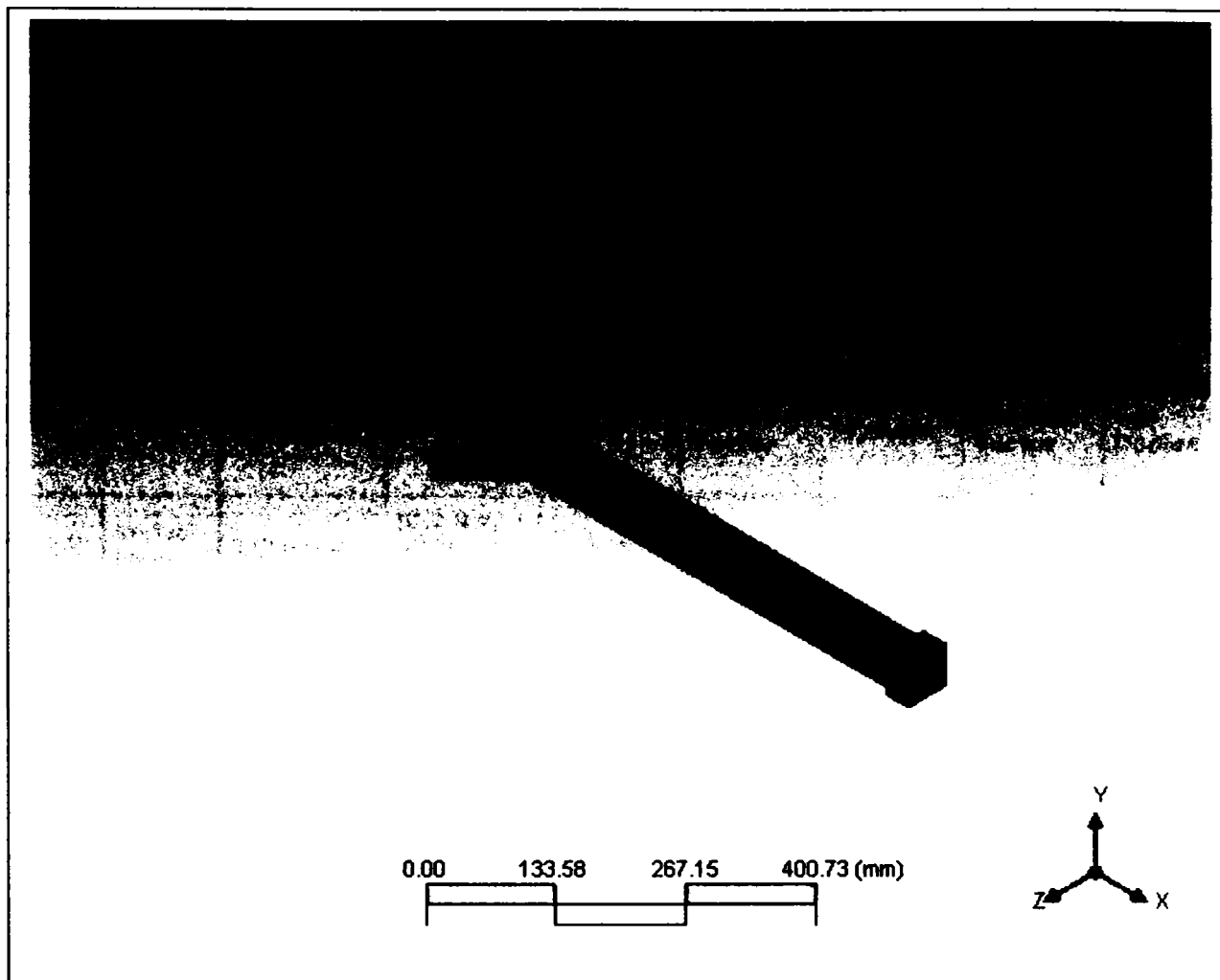


Fig. 5.2.2

Pentru analiza modelului cu metoda elementelor finite, extremitățile traversei, adică părțile inferioare ale acestora, sunt considerate ca fiind suprafețe fără frecare (Tab. 5.2.1).

Tabelul 5.2.1. Suportii Structurii

Name	Type	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Frictionless Support"	Frictionless Support	3,000.0 N	$[-1.84 \times 10^{13}$ N x, 3,000.35 N y, $1.84 \times 10^{13}$ N z]	4.31 N·mm	[4.23 N·mm x, $3.14 \times 10^{-16}$ N·mm y, -0.83 N·mm z]	"Part 2" and "Part 3"
Weak Springs	N/A	$2.14 \times 10^5$ N	$[6.95 \times 10^7$ N x, $2.12 \times 10^5$ N y, - $2.66 \times 10^6$ N z]	N/A	N/A	N/A

În tabelul 5.2.2 este redată încărcarea structurală a traversei sistemului și anume forța care acționează asupra subansamblului, felul cum acționează direcția vectorului și partea componentă a sistemului pe a cărei suprafață acționează.

Tabelul 5.2.2. Încărcarea structurală

Name	Type	Magnitude	Vector	Reaction Force	Reaction Force Vector	Reaction Moment	Reaction Moment Vector	Associated Bodies
"Force"	Surface Force	3,000.0 N	[0.0 N x, -3,000.0 N y, 0.0 N z]	N/A	N/A	N/A	N/A	"Part 1"

Tabelul 5.2.3. Părți componente ale sistemului

Name	Material	Bounding Box(mm)	Mass (kg)	Volume (mm <sup>3</sup> )	Nodes	Elements
"Part 1"	"Structural Steel"	823.0, 50.0, 50.0	4.48	570,404.68	4437	860
"Part 2"	"Structural Steel"	34.0, 55.0, 55.0	0.64	82,145.61	820	120
"Part 3"	"Structural Steel"	34.0, 55.0, 55.0	0.64	82,145.61	820	120

În tabelul 5.2.3 sunt definite materialele părților componente ale modelului care urmează a fi analizat. Partea 1 este definită ca fiind țeava patrată și este din oțel, partea a doua este prima piesă de extremitate a traversei și este din oțel și în final partea a treia este a doua piesă de extremitate a traversei și este tot din oțel.

Pentru efectuarea studiului cu mediul de operare ANSYS DesignSpace au fost puse următoarele condiții între suprafețele de contact :

- **regiunea de contact 1** între traversă și prima piesă de extremitate a acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;
- **regiunea de contact 2** între traversă și a doua piesă de extremitate a acesteia a fost definită ca regiune de contact fixă ;

Condițiile și regiunile de contact enumerate mai sus au fost concluzionate în tabelul 5.2.4

Tabelul 5.2.4. Condiții de contact

Name	Type	Associated Bodies	Scope	Normal Stiffness	Scope Mode	Formulation	Thermal Conductance	Pinball Region
"Contact Region 1"	Bonded	"Part 2" and "Part 1"	Face, Face	Program Controlled	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled
"Contact Region 2"	Bonded	"Part 3" and "Part 1"	Face, Face	Program Controlled	Symmetric	Pure Penalty	Program Controlled	Program Controlled

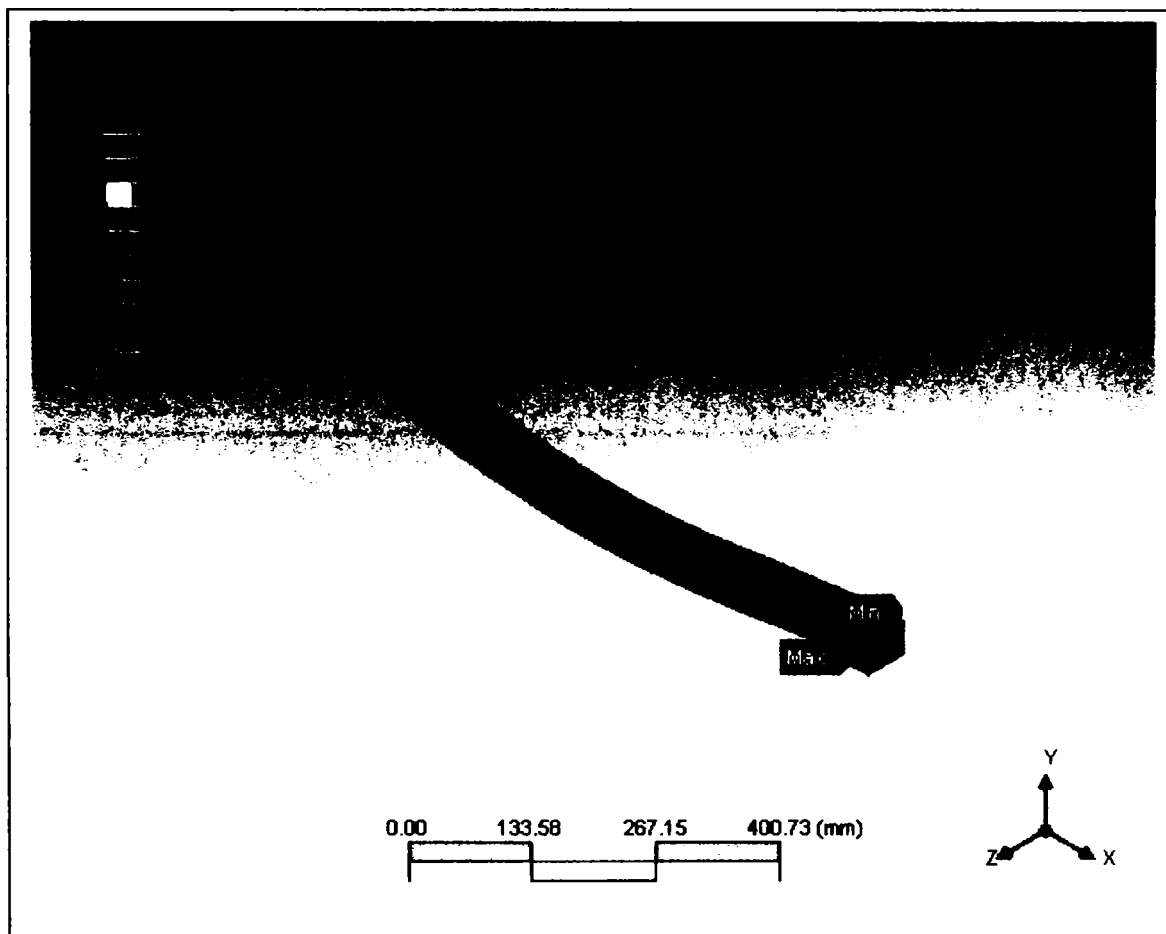


Fig. 5.2.3

În urma studiului efectuat cu mediul de operare au rezultat următoarele: tensiunea echivalentă redată în figura 5.2.3 ajunge la o valoare maximă de 35,128 MPa în zona de extremitate a celei de a doua piese de legătură, iar zona minimă de tensiune apare la extremitatea acesteia.

Tot cu ajutorul mediului de operare a fost calculată și tensiunea maximă principală (Fig. 5.2.4), care are o valoare maximă de 21,364 MPa în zona primei piese de extremitate a traversei, iar în zona celei de-a doua piese are o valoare minimă de -10,732 MPa. Valoarea tensiunii maxime principale are în partea de mijloc a țevii patrute o valoare între -3,599 Mpa și 3,533 MPa.



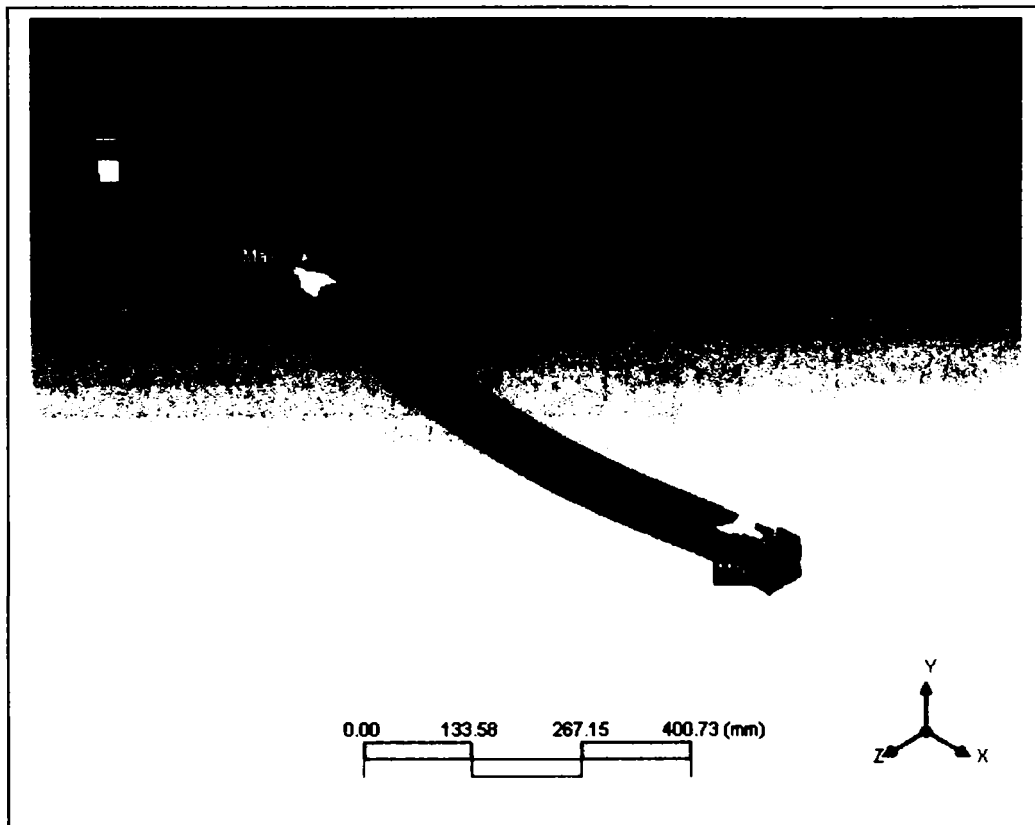


Fig. 5.2.4

În figura 5.2.5 este redată deformația totală a traversei și are o valoare maximă de 0,284 mm care apare în zona de mijloc a țevii patrute. Spre partea exterioară a țevii patrute deformația maximă scade, având valori cuprinse între 0,063 mm și 0,221 mm.

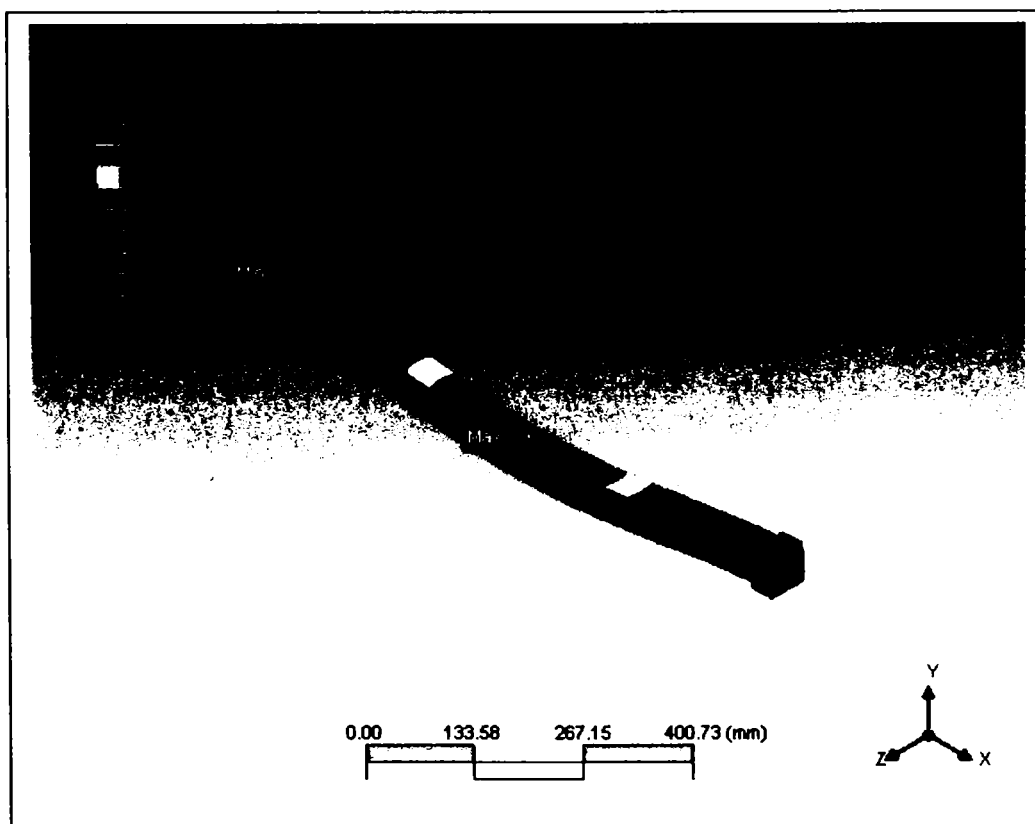


Fig. 5.2.5

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În tabelul 5.2.5 sunt concluzionate deformațiile rezultate în urma studiului modelului traversei de legătură executată dintr-o țeavă patrată de 50 mm.

**Tabelul 5.2.5 Valori ale deformațiilor**

<b>Name</b>	<b>Scope</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>	<b>Alert Criteria</b>
<i>Tensiunea echivalentă</i>	All Parts In "Model"	0,292 MPa	35,128 MPa	None
<i>Tensiunea maximă principală</i>	All Parts In "Model"	-10,732 MPa	21,364 MPa	None
<i>Deformația totală</i>	All Parts In "Model"	0 mm	0,284 mm	None

În urma analizei efectuate cu mediul de operare ANSYS DesignSpace, din tabelele 5.1.5. și 5.2.5 se poate trage următoarea concluzie: pentru a fi posibilă încărcarea travei sistemului suspendat de transpot de tip 200-1 cu o sarcină de 3000 N , este necesar ca traversa de legătură dintre modulul de antrenare și modulul de rulaj să fie executată dintr-o țeavă patrată de 50x50x4 mm, deoarece deformația maximă a modelului traversei nu poate depăși o valoare de 0,4 mm. Această valoare este impusă de toleranțele liniei automate de montaj.

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

## 6. Concluzii finale și contribuții personale

### 6.1. Concluzii finale

Pentru optimizarea concepției sistemului suspendat de transport în teza care conține 232 pagini aranjate în 6 capitole cu 225 figuri, 69 tabele și o anexă cu 12 figuri, s-a procedat la o analiză și optimizare a unor elemente din sistemul de transport suspendat și în special al șinei de transport și a conveiorului.

Astfel în primul capitol s-au amintit criteriile generale de referință pentru o bună practică în activitățile de reconcepție pe baza planificării logistice în industria de automobile, prezentându-se principalele sisteme logistice de transport.

În capitolul 2 s-a trecut la analiza sistemelor suspendate de transport, prezentându-se particularitățile șinei de transport de tip 300-1, a celei de tip 500-1 și în final a celei de tip 2000-1 folosită de firma AFT, modul de îmbinare și realizare a susținerii diferitelor tipuri de șină, a schimbărilor de traiectorie folosind diferitele tipuri de macazuri. Tot în acest capitol au fost prezentate și lifturile care au rolul de a transporta conveioarele împreună cu subansamblele care sunt transportate de pe un nivel de conveiere pe altul și în final conveioarele propriuzise care transportă subansamblele ce urmează a fi prelucrate pe liniile automate de montaj.

În capitolul 3 a fost reconceptuat un nou sistem suspendat de transport care este o optimizare a vechiului sistem suspendat de transport de tip 300-1. Noul sistem suspendat de transport a fost inițial conceput pentru o sarcină de 2000 N, de unde provine și denumirea acestuia de sistem suspendat de transport de tip 200-1. Tot în acest capitol a fost prezentat modul de îmbinare și realizare a susținerii șinei, a schimbărilor de traiectorie folosind diferitele tipuri de macazuri și în final liftul și conveiorul de tip 200-1.

În capitolul 4 a fost analizat modelul șinei de tip 300-1 cu metoda elementelor finite cu ajutorul mediului de operare ANSYS Design Space. Referitor la acest sistem de transport au fost analizate segmentele de șină

dreaptă îmbinate cu placa de joncțiune, segmentele de șină dreaptă îmbinate cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor și în final a fost analizată îmbinarea unui segment de șină dreaptă cu un segment de șină curbă. Tot în cadrul acestui capitol a fost analizat și modelul șinei de transport suspendat de tip 200-1 care a fost încărcat cu o sarcină de 3000 N. În continuare au fost efectuate două experimente cu modulul de operare STAATGRAPHICS referitoare la îmbinarea șinei de tip 200-1 cu placă de joncțiune și la îmbinarea șinei de tip 200-1 cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor. Apoi s-au reanalizat rezultatele obținute în urma experimentelor efectuate și au fost implementate în modelele șinei suspendate de transport de tip 200-1 și anume au fost reanalizate îmbinarea segmentelor de șină cu placă de joncțiune, îmbinarea segmentelor de șină cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor și îmbinarea segmentului de șină dreaptă și a segmentului de șină curbă. Tot în cadrul acestui capitol au fost trase și concluziile finale referitoare la modelul de șină de tip 200-1 care a fost încărcat cu o sarcină de 3000 N.

În capitolul 5 a fost analizată traversa conveioarelor, ca element principal de legătură între modulul de antrenare al conveiorului și cel de rulaj. În urma analizei traversei cu modulul de operare ANSYS DesignSpace, s-au obținut deformații maxime peste limitele admise de liniile automate de montaj și ca urmare a acestui rezultat traversa a fost redimensionată și modelul acesteia a fost reanalizat cu modulul de operare precizat mai sus. Noile rezultate obținute sunt sub limita impusă de toleranțele liniilor automate de montaj, aceasta însemnând că modelul traversei redimensionate va fi utilizat pentru noul sistem suspendat de transport de tip 200-1.

## 6.2. Contribuții personale

Printre contribuțiile personale relevante aduse în cadrul acestei teze se amintesc:

- realizarea unui studiu de analiză inginerescă asupra sistemului de transport suspendat de tip 200-1, analiză care contribuie la completarea unui domeniu cu foarte puține informații sistematizate și de utilitate practică. Literatura de specialitate în domeniu este foarte generală și doar documentațiile uzinale suplineau parțial această lacună;

- reconcepția șinei de transport prin modificarea secțiunii transversale a acesteia și analiza ei în diverse ipostaze; utilizarea metodei elementului finit în analiza unui sistem de transport suspendat și analiza segmentelor de șină cu placa de joncțiune și a celor cu dispozitiv de compensare a dilatațiilor, analiza segmentelor de șină dreaptă îmbinate cu segmente de șină curbă, definirea modelelor cu metoda elementelor finite, precum și analiza zonelor critice;

- introducerea în reconcepția subansamblelor specifice sistemului de transport suspendat a metodelor statistice de analiză și programare a experimentelor;

- proiectarea unui experiment factorial (RMS) pentru principalele elemente ale unui sistem conveyer și anume pentru îmbinarea a două segmente de șină prin placa de joncțiune și pentru îmbinarea a două segmente de șină prin dispozitivul de compensare a dilatațiilor;

- reconcepția conveyerului și anume reconcepția, redimensionarea și reanalizarea traversei de legătură între modulul de antrenare și cel de rulaj.

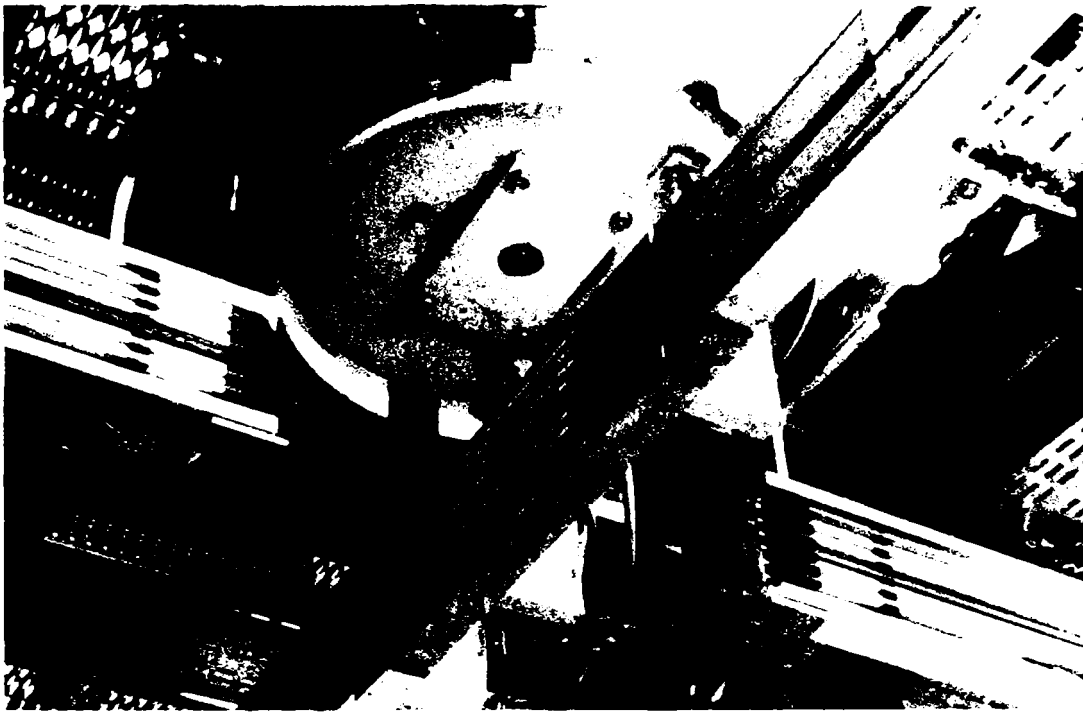
- realizarea unui studiu complet privind optimizarea sistemului de transport uzinal în condițiile impuse de criterii de economicitate și în concordanță cu politicile pragmatice de firmă privind implantarea sistemelor în diferite întreprinderi constructoare de automobile.

---

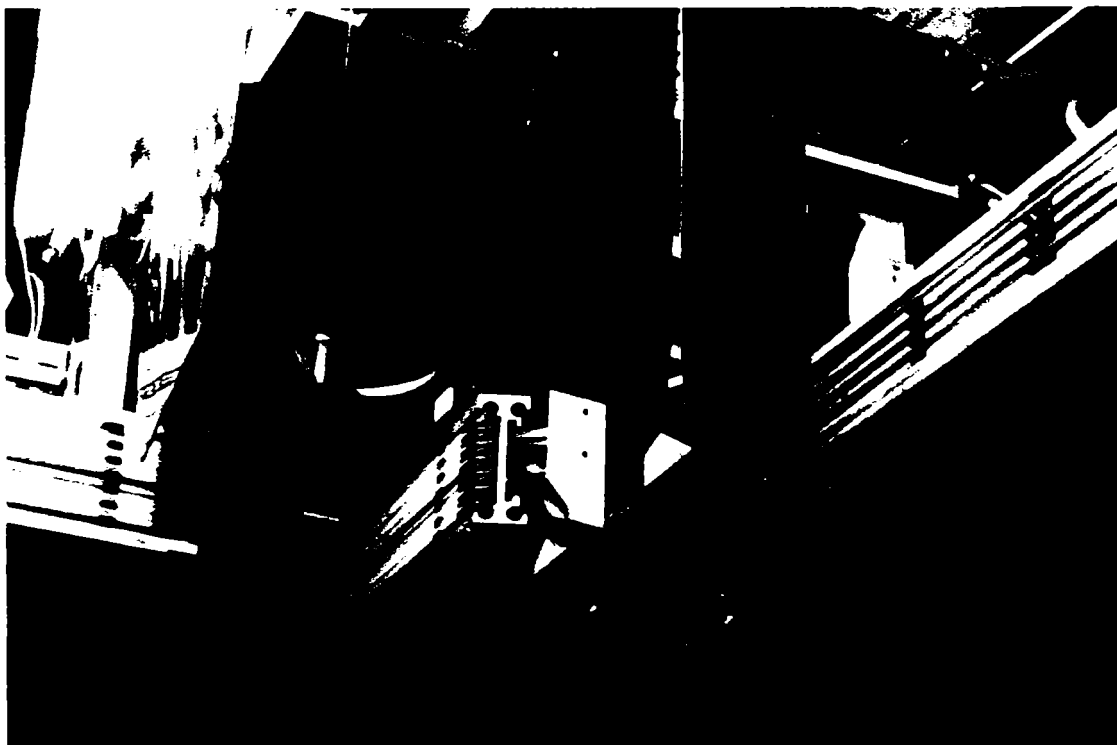
Teză de doctorat

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

În anexă sunt prezentate câteva exemple concrete de instalații de transport suspendate ce au fost realizate recent, respectiv în anii 2005 și 2004.



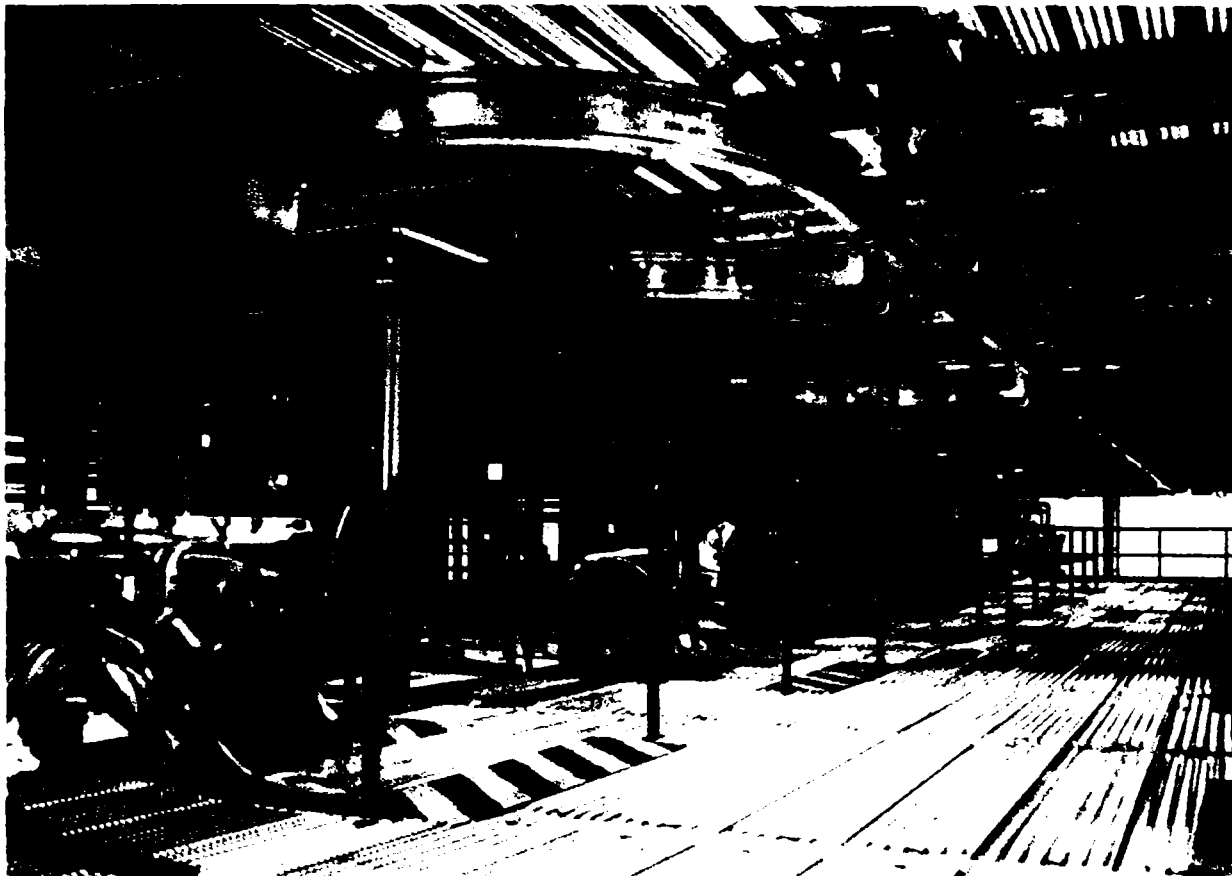
Macaz care schimbă direcția de conveiere și rotește un segment de șină cu  $90^\circ$  (după documentație BMW).



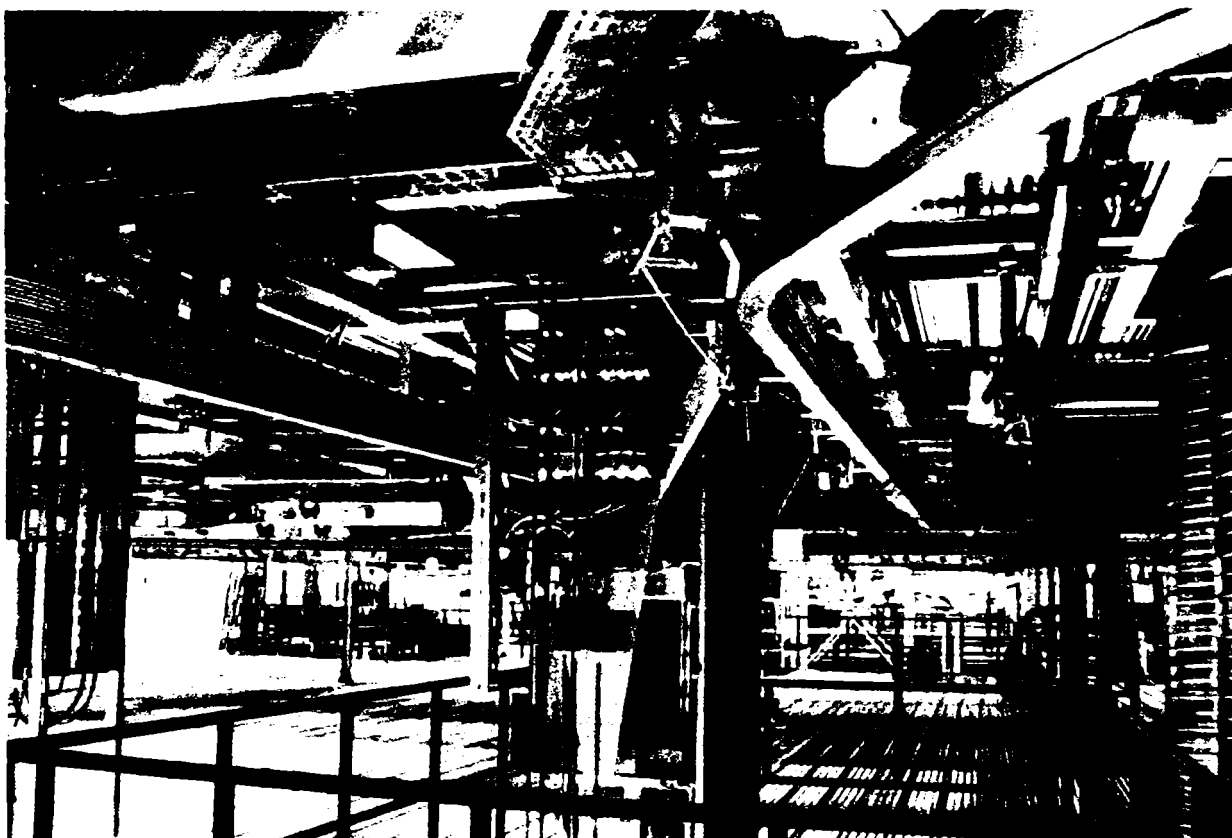
Macaz care schimbă direcția de conveiere între 2 sisteme diferite, de exemplu între sistemul 500-1 și 300-1 (după documentație BMW).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



Macaz cu trei direcții de deviere, componente a unui sistem 500-1 (după documentație BMW).



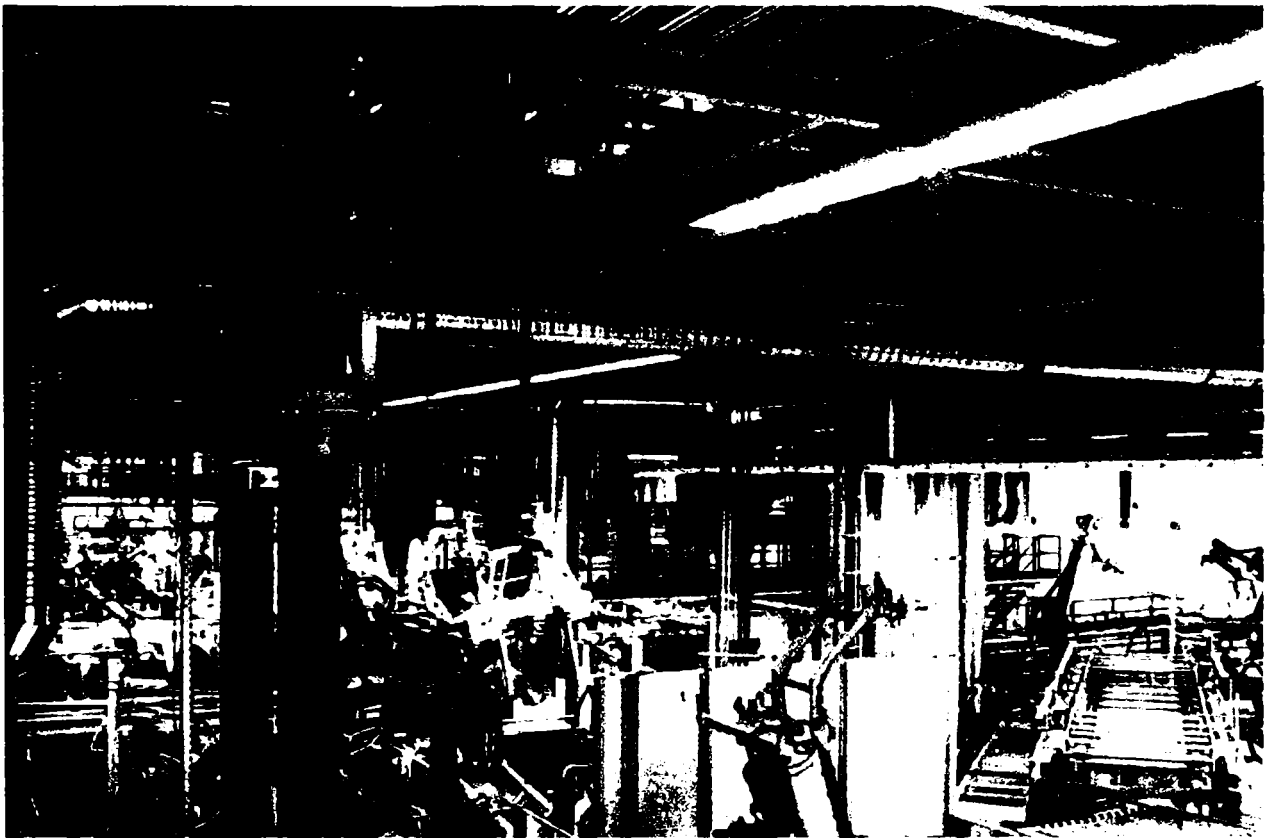
Lift cu o sanie dublă (cu două șine), component a unui sistem 500-1 (după documentație BMW).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



Conveioare pentru transportul părților laterale pe un sistem de transport 500-1 ( după documentație BMW ).

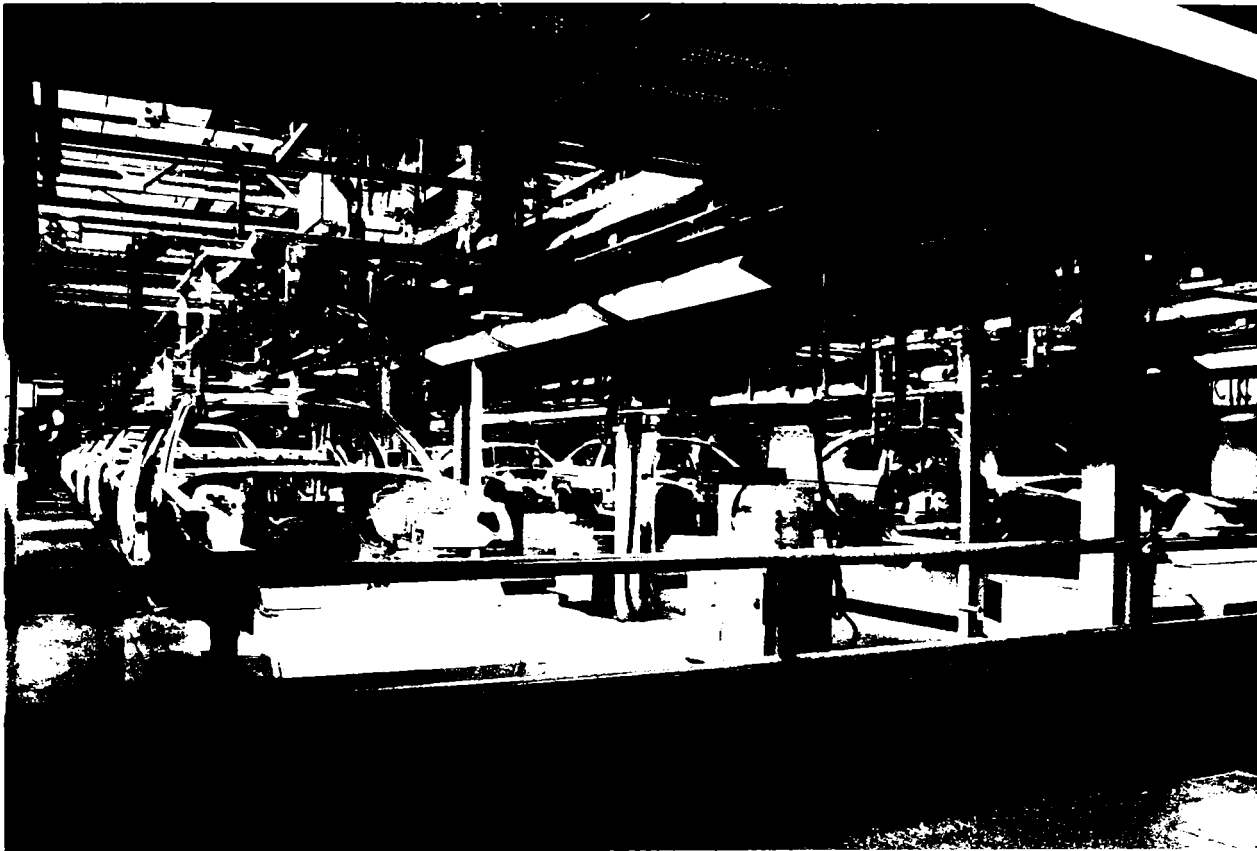


Lift pentru transportul planșeului pedalier (din Aluminiu) și o linie automată de montaj cu roboți de sudură ( după documentație BMW ).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**





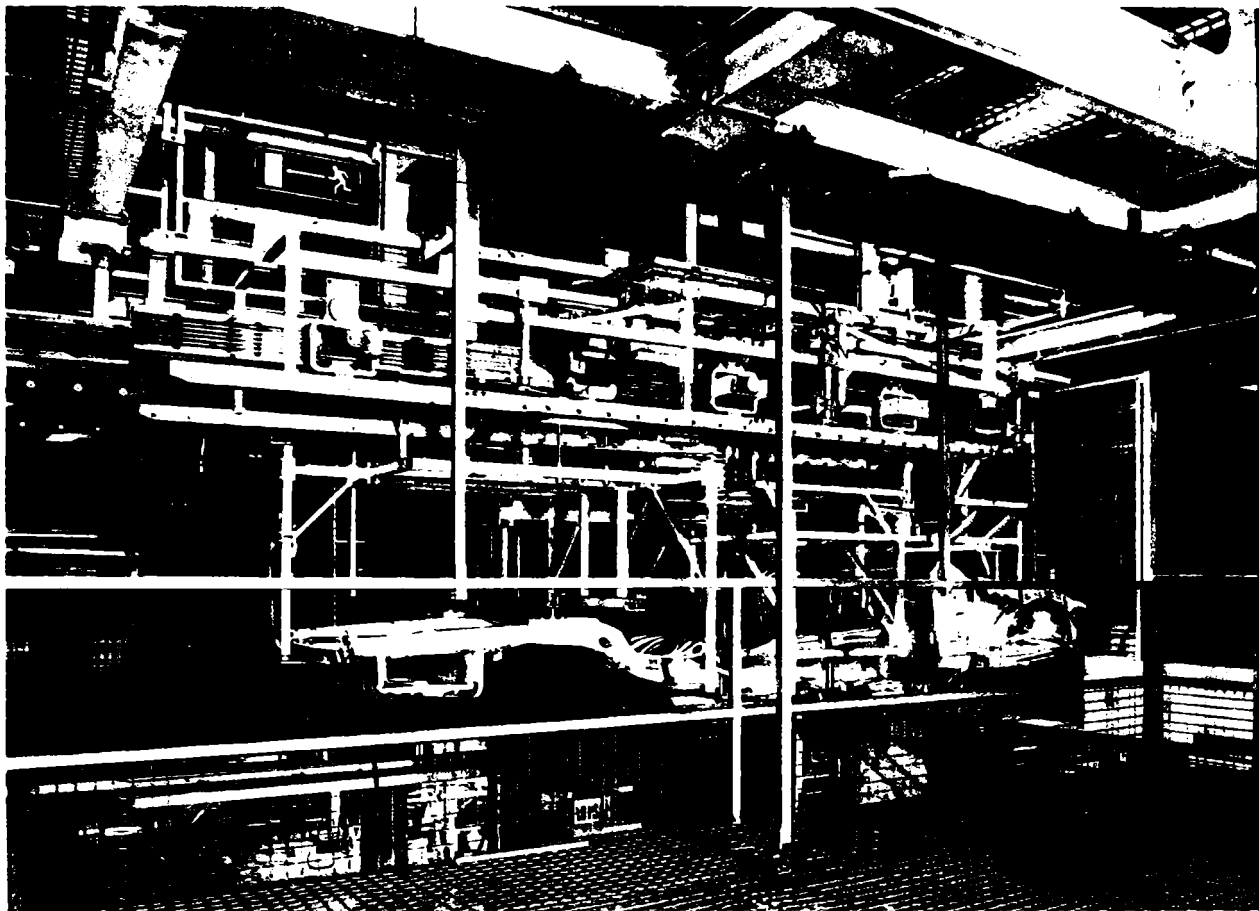
Vedere frontală a saniei unui lift sistem 300-1, în zona de finisaj a caroseriilor ( după documentație BMW ).



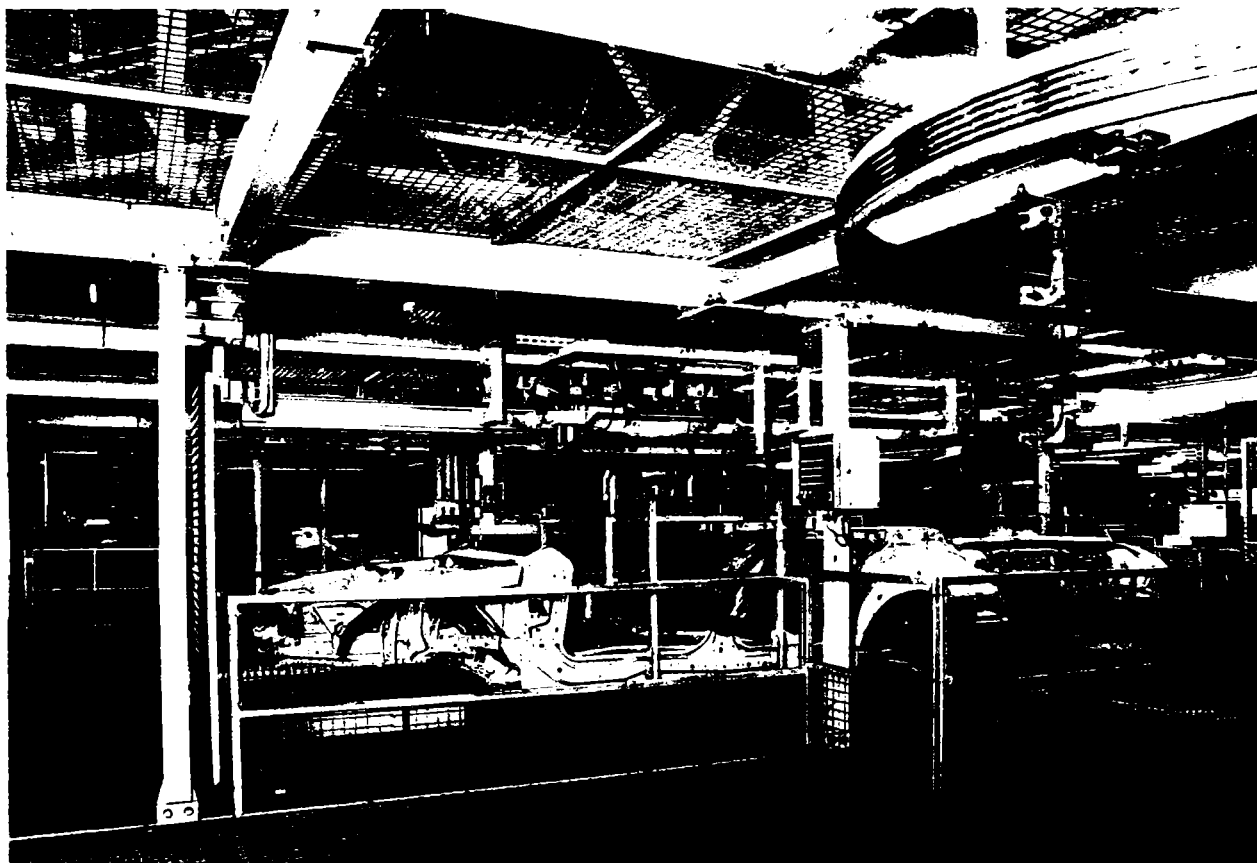
Vedere laterală a unui lift sistem 300-1, din zona de finisaj a caroseriilor ( după documentație BMW ).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



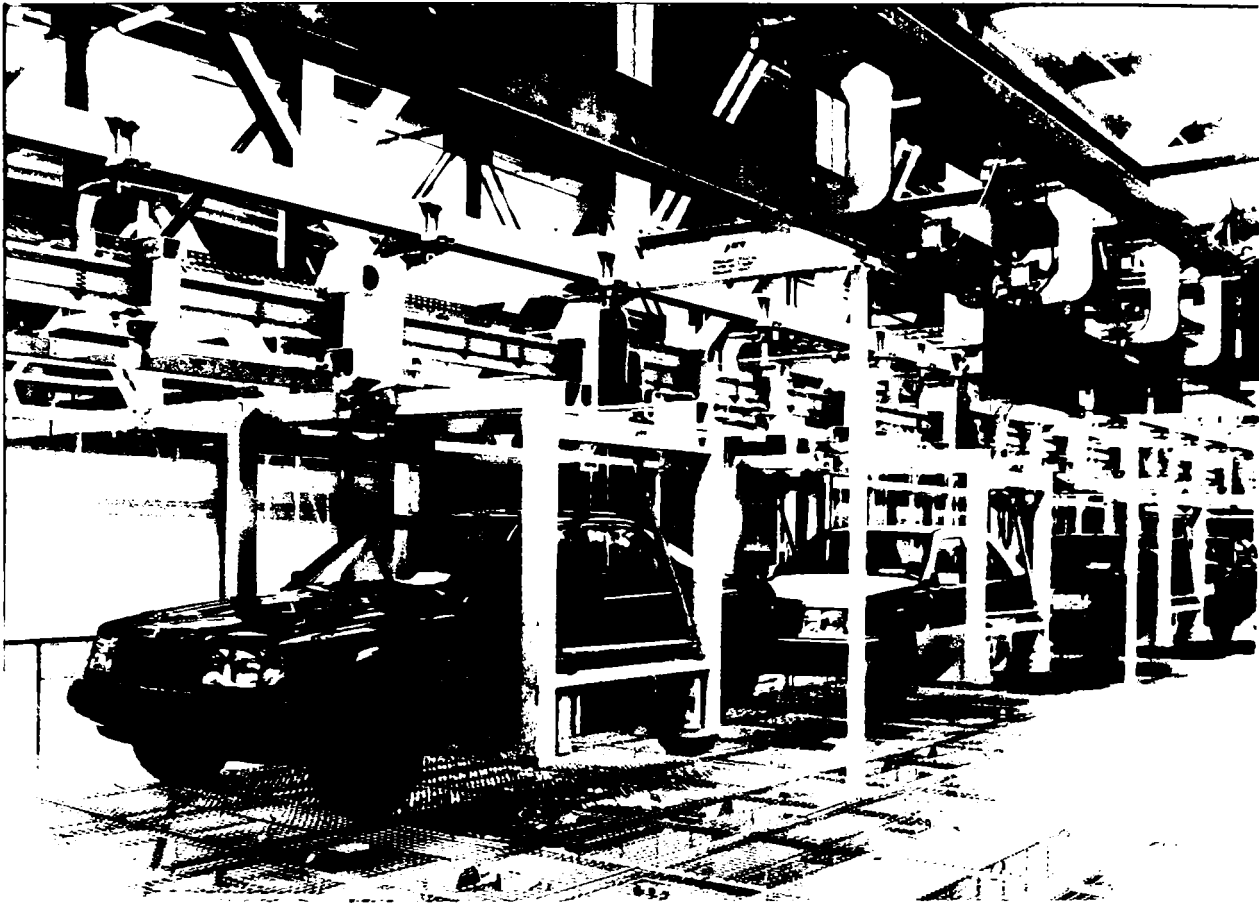
Lift complex cu trei conveioare , sistem 500-1 ( după documentație BMW ).



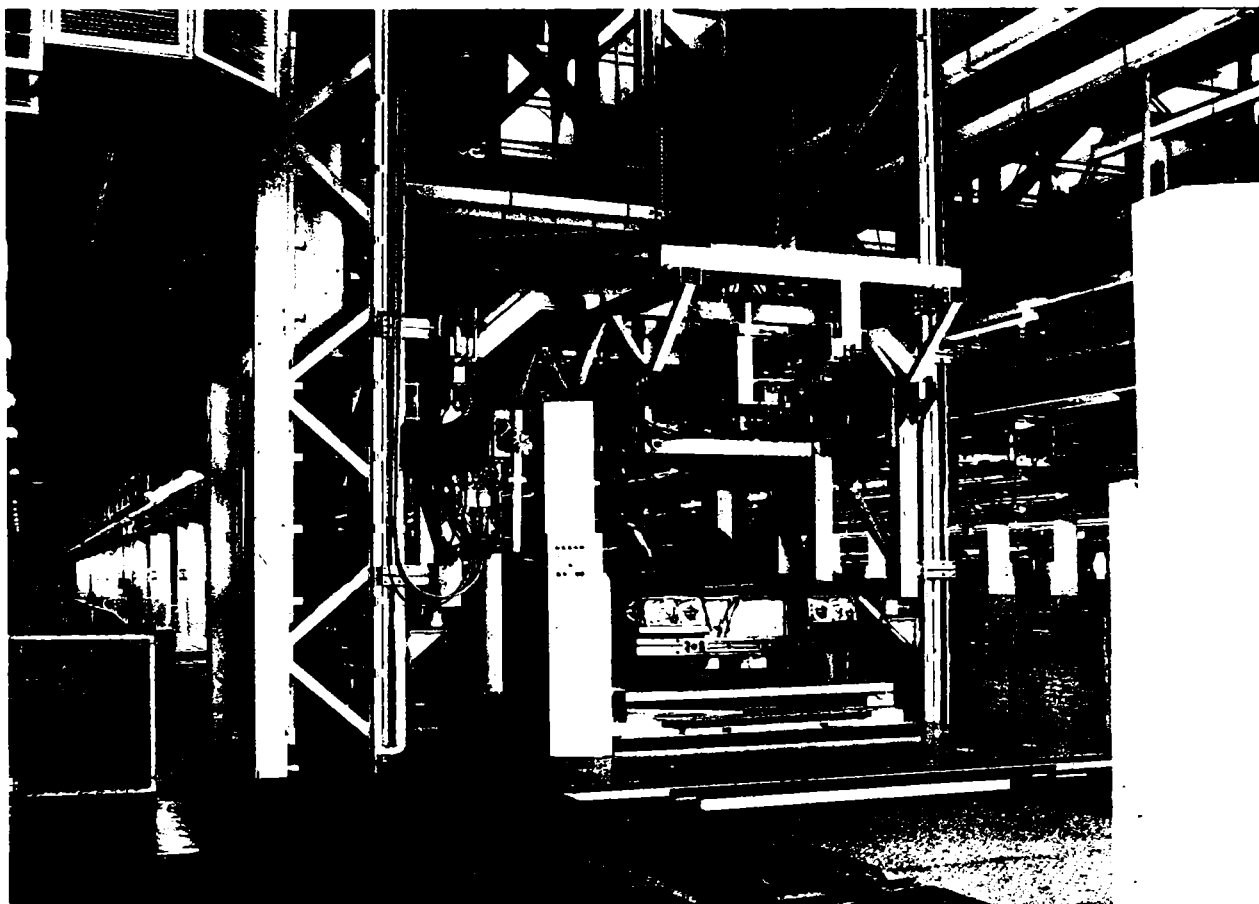
Lift din cadrul sistemului 300-1, care transportă caroseria spre o linia automată de sudură ( după documentație BMW ).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**



Instalație suspendată în cadrul montajului final, sistem 2000-1 (după documentație Daimler-Chrysler).



Lift în poziția inferioară, tot din cadrul sistemului 2000-1 (după documentație Daimler-Chrysler).

---

**Teză de doctorat**  
**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

1. Abeln O. Die CA-Techniken in der industriellen Praxis; München, 1994
2. ACTIS Fortschrittzahlen für Automobilzulieferer; Stuttgart, 1995
3. Alt M. Modernisierung von DV-Anlagen in Materialflußsystemen verschiedener Branchen, VDI, Köln 1996
4. Argeşanu V. Modelarea problemelor neliniare cu ajutorul metodei elementului finit, Editura Mirton Timișoara, 1999
5. Basan E. Zentrales Ersatzteillager der BMW AG in Dingolfing, 1998
6. Berschin, H. Handhabung Controlling; München, 1999
7. Bichler K. Beschaffung- und Lagerwirtschaft; Wiebaden, 1996
8. Bichler K. Praxisorientierte Logistik; Stuttgart, 1995
9. Bilger B. Flexibel automatisierte Montage; Springer-Verlag, 1994
10. Brandt H.P. Rechnergestützte Layoutplanung; Köln, 1999
11. Busch U. Entwicklung eines PPS-Systems; Berlin, 1990
12. Corsten H. Produktionswirtschaft. Einführung in das industrielle Produktmanagement; München, 1998
13. Cronjäger L. Bausteine für die Fabrik der Zukunft; Berlin, 1990
14. Delfmann W. Logistik Management; Universität Köln, 1991
15. Dippelt M. Die Werklogistik in der variantenreichen Automobilserien-Produktion, VDI, München, 1994
16. Dullinger K.H. Automatisierungskomponenten für die Logistik, VDI, 1996
17. Dullinger K.H. Automatisierungskonzept für das zentrale Versorgungs-Lager der Mercedes-Benz AG, VDI, 1996
18. Ehrmann H. Unternehmungsplanung; Ludwigshafen, 1997
19. Endlicher A. Organisation der Logistik; VDI, Essen, 1991
20. Erne H. Leittechnik für Materialflußsysteme in Montage und Fertigung, VDI, Essen, 1994

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

21. Eschenbach R. Erfolgspotential Materialwirtschaft; Wien/München, 1990
22. Faur N. Elemente Finite; Editura Politehnica Timișoara, 2000
23. Fieten R. Integrierte Materialwirtschaft; München, 1986
24. Firma AFT Fotoarchiv vom Jahre 1992 bis 2002
25. Firma AFT Fotoarchiv vom Jahre 2003
26. Firma AFT Prospekte vom Jahre 1992 bis 2001
27. Firma AFT Prospekte vom Jahre 2002 und 2003
28. Füller H.J. Optimale Kommissionierstrategie für ein Distributions-Zentrum, VDI, Köln, 1995
29. Götzelmann F. Computerunterstützte Layoutplanung von Fabrikanlagen; Köln, 1996
30. Gudehus T. Grundlagen der Kommissioniertechnik; Essen, 1973
31. Härdtnr M. Materialflusssteuerung als integraler Bestandteil eines flexiblen Fertigungssystem, VDI, München, 1992
32. Heinemeyer W. Fortschrittzahlen als Instrument zur Fertigungsplanung; Bremen, 1984
33. Heller J. Modulare Steuerungsstruktur für fahrerlose Transport-Systeme, VDI, München, 1992
34. Heptner K. Automatisierung contra Flexibilität bei Logistikzentren, VDI, Berlin, 1989
35. Hohmann K. Methodisches Konstruieren; Springer-Verlag, 1998
36. Horun S. Memorator de materiale plastice; Editura Tehnică București, 1988
37. Hubka V. Design Science; introduction to the needs, scope, and organisation of engineering design; Springer-Verlag, 1996
38. IFAO CAD / PPS-Integration; VDI, München, 1990
39. Jünemann R. Materialfluß und Logistik; Berlin, 1989
40. Jünemann R. Trends in Materialflußsystemen; Köln, 1991

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

41. Koppelman U. Prozessorientierte Beschaffung; Stuttgart, 1994
42. Kriz H. Innovative Methode zur leitdrahtlosen Steuerung von Fahrerlosen Transportsysteme, VDI, München 1994
43. Kuhn A. Leitstand für Materialflussautomation, Springer-Verlag, 1994
44. Langner D. Integrierte Materialflusskonzepte, VDI, München 1994
45. Langrehr W. Erfahrungen mit der Inbetriebnahme von kompletten Materialflußsteuerungen bei einem Fahrzeugzulieferer VDI, München, 1996
46. Loenards F. Steuerung flexibler Materialflußsysteme in einem Automobilmontagewerk, VDI, München 1994
47. Luczak H. Marktorientierte Flexibilisierung der Produktion; Köln, 1993
48. Marke K. Rechner- und Kommunikationsstrukturen in Materialfluß-Systemen, Springer-Verlag, 1994
49. Messinger H. Das große Wörterbuch Englisch; Berlin/München, 1977
50. Misselhorn W. Synchroner Material-und Informationsfluß mittels Mobiler Datenspeicher, Springer-Verlag, 1992
51. Müller J. Arbeitsmethoden der Technikwissenschaften; Systematik, Heuristik ;Kreativität; Springer-Verlag, 1990
52. Nass A. Einfluß des Steuerungskonzeptes auf die Verfügbarkeit Von Fördersystemen, VDI, München, 1996
53. Nottbohm H. Planung und Anwendung eines integrierten Flexiblen Fertigungssystems für Motorengroßteile, VDI, Köln, 1994
54. Oeldorf G. Materialwirtschaft; Ludwigshafen, 1993
55. Petri H. Produkt- und fertigungsgerechte Logistik-Konzepte, VDI, München, 1996
56. Piontek J. Internationale Logistik; Stuttgart/Berlin/Köln, 1992
57. Rockland M. Flexibilisierung der automatischen Teilbereitstellung in Montageanlagen; Springer-Verlag, 1995

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**

58. Rodenacker W. Metodisches Konstruieren; Grundlagen, Methodik praktische Beispiele; Springer-Verlag, 1991
59. Rummert Th. Prozessleitsysteme zur Warenflussplanung und Überwachung, Springer-Verlag, 1992
60. Sabău R.G. Modelarea și analiza cu elemente finite a cuțitelor de strung; Editura Alma Mater, Cluj-Napoca 2000
61. Schmidt M. Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme, Springer-Verlag, 1992
62. Schulte Ch. Logistik, Wege zur Optimierung; München, 1995
63. Schulte Ch. Konzepte der Materialbereitstellung; Wiebaden, 1994
64. Schulte Ch. Wege zur Optimierung des Material- und Informationsflusses; München, 1995
65. Schwerin S. Wirtschaftlichkeitsnachweis für die flexibel automatisierte Teilebereitstellung; Academic Journal of Manufacturing Engineering, ISSN 1583-7904, Vol.2, Nr.1/2004,
66. Schwerin S. Beitrag zum tatsächlichen Entwurf der Elektrohängebahnen in der Automobilindustrie; Academic Journal of Manufacturing Engineering, Vol.3, Nr.2/2005,
67. Schwerin S. Virtuelle Techniken für den Test der Leistung von Elektrohängebahnen; Academic Journal of Manufacturing Engineering, Vol.3, Nr.3/2005,
68. Seiculescu V. Proiectarea constructivă asistată de calculator; Universitatea Politehnica Timișoara, 2000
69. Sieber H.P. Analyse von Kommissioniertätigkeiten; Berlin, 1985
70. Specht O. produktionslogistik mit PPs-Systeme; München, 1998
71. Tirschler U. Bereitstellungssteuerung des Zulieferer, VDI, Köln, 1991
72. Trotignon J.P. Précis de Matières Plastiques; Afnor – Nathan, 1994
73. Tüchelamnn Y. Leittechnik in flexibel automatisierten Fertigungssystem VDI, Kassel, 2001
74. VDI Verlag Erfolgreiche Umsetzung innovativer Logistikkonzepte in der Automobil- und Zulieferindustrie/Rüsselsheim, 2002

---

**Teză de doctorat**

**Analiza și optimizarea sistemelor suspendate de transport specifice industriei de automobile**