



**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE  
ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE  
POLITEHNICA BUCUREȘTI**



**Școala doctorală INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ**

# **TEZĂ DE DOCTORAT**

**(rezumat extins – limba română )**

**Autor:** Drd. ing. dipl. GHEORGHE-COSMIN CIOCOIU

**Conducător de doctorat:** Prof. univ. emerit dr. ing. RADU I. IATAN

**București 2024**

**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE  
POLITEHNICA BUCUREȘTI**

**Facultatea:** INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ  
**Departament:** ECHIPAMENTE PENTRU PROCESE INDUSTRIALE  
**Școala doctorală:** INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ

**TEZĂ DE DOCTORAT**

*”CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND EVALUAREA  
STĂRILOR DE TENSIUNI ÎN ZONELE CU DISCONTINUITĂȚI GEOMETRICE  
ȘI/SAU DE MATERIAL ALE ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE SUB PRESIUNE  
ȘI/SAU TEMPERATURĂ”*

*”THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE  
ASSESSMENT OF STRESS STATES IN AREAS WITH GEOMETRIC AND/OR  
MATERIAL DISCONTINUITIES OF INDUSTRIAL EQUIPMENT UNDER ORESSURE  
AND/OR TEMPERATURE”*

**Autor:** Drd. ing. dipl. CIOCOIU GHEORGHE - COSMIN  
**Conducător științific:** Prof. univ. emerit dr. ing. IATAN I. RADU

**Comisia de doctorat**

<b>Președinte</b>	<b>Prof. univ. abil. dr. ing. IONEL PÎȘĂ</b>	<b>de la</b>	<b>Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București</b>
<b>Conducător de doctorat</b>	<b>Prof. univ. emerit dr. ing. RADU I. IATAN</b>	<b>de la</b>	<b>Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București</b>
<b>Referent</b>	<b>Prof. univ. dr. ing. LUMINIȚA BIBIRE</b>	<b>de la</b>	<b>Universitatea “VASILE ALECSANDRI” din Bacău</b>
<b>Referent</b>	<b>Prof. univ. dr. ing. ANDREI DUMITRESCU</b>	<b>de la</b>	<b>Universitatea PETROL – GAZE din Ploiești</b>
<b>Referent</b>	<b>Conf. univ. dr. ing. NICOLETA SPOREA</b>	<b>de la</b>	<b>Universitatea Națională de Știință și Tehnologie POLITEHNICA București</b>

**BUCUREȘTI 2024**

**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE  
POLITEHNICA BUCUREȘTI**

**Școala doctorală INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ**

**TEZĂ DE DOCTORAT**

***”CERCETĂRI TEORETICE ȘI EXPERIMENTALE PRIVIND EVALUAREA  
STĂRILOR DE TENSIUNI ÎN ZONELE CU DISCONTINUITĂȚI GEOMETRICE  
ȘI/SAU DE MATERIAL ALE ECHIPAMENTELOR INDUSTRIALE SUB PRESIUNE  
ȘI/SAU TEMPERATURĂ”***

***”THEORETICAL AND EXPERIMENTAL RESEARCH REGARDING THE  
ASSESSMENT OF STRESS STATES IN AREAS WITH GEOMETRIC AND/OR  
MATERIAL DISCONTINUITIES OF INDUSTRIAL EQUIPMENT UNDER ORESSURE  
AND/OR TEMPERATURE”***

**Conducător de doctorat: Prof. univ. emerit dr. ing. RADU I. IATAN**

**Doctorand: ing. dipl. GHEORGHE-COSMIN CIOCOIU**

**București 2024**

**UNIVERSITATEA NAȚIONALĂ DE ȘTIINȚĂ ȘI TEHNOLOGIE  
POLITEHNICA BUCUREȘTI**

**Școala doctorală INGINERIE MECANICĂ ȘI MECATRONICĂ**

# **TEZĂ DE DOCTORAT**

**(rezumat limba română)**

# C A P I T O L U L 1

## ASPECTE GENERALE PRIVIND TIPURILE DE ABATERI DE FORMĂ, DEFECTE DE SUPRAFAȚĂ ȘI DISCONTINUITĂȚI GEOMETRICE DE STRUCTURĂ ÎN CAZUL ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE SUB PRESIUNE. INFLUENȚE DEZVOLTATE ASUPRA CAPACITĂȚII PORTANTE

### 1. 1. Introducere

Prezentul studiu dorește să ofere informații despre stările de tensiuni în zonele cu abateri de formă și discontinuități de structură geometrică ale echipamentelor industriale sub presiune, destinate utilizării în procese industriale, care pot avea implicații practice privind proiectarea, utilizarea și întreținerea echipamentelor, în vederea funcționării în condiții de siguranță pe toată durata de serviciu.

Cunoașterea stărilor de tensiuni poate ajuta la prezicerea comportamentului și performanței echipamentelor sub presiune, în diferite condiții de încărcare, ceea ce este crucial pentru asigurarea integrității lor structurale.

Capacitatea portantă și durata de viață a echipamentelor pentru procese industriale joacă un rol important, rezultatele obținute în urma analizei stărilor de tensiuni având un nivel ridicat de încredere și fiind deosebit de utile pentru acumularea de experiență și stabilirea criteriilor practice pentru selectarea procedurilor de reparare, în scopul funcționării în condiții de siguranță.



**Fig. 1. 1.** Transportarea rutieră a unui echipament agabaritic

<https://www.observatordearges.ro/transporturi-agabaritice-in-arges-7.html>

### 1. 2. Aspecte privind transportarea echipamentelor industriale agabaritice

Transportarea diverselor substanțe industriale este o problemă foarte acută la nivel mondial. Pentru a rezolva această problemă, s-au folosit diferite metode pentru transportare:

- transport auto [1, 2], – **figura 1. 1 – figura 1. 4;**
- transport pe căile ferate [3] - **figura 1. 5.**

Unele deteriorări, prin deformare excesivă, de exemplu, se pot produce la transportarea echipamentelor, îndeosebi a celor agabaritice, pe platforme de cale ferată sau pe platforme cu pneuri [108].



**Fig. 1. 2.** Transportarea rutieră a unui echipament agabaritic;<https://arges-stiri.ro/2018/07/26/arges-transport-agabaritic/>



**Fig. 1. 3.** Transportarea rutieră a unui echipament agabaritic  
<https://trans.info/ro/sfaturi-utile-pentru-transportul-agabaritic-70757>



**Fig. 1. 4.** Cisternă pentru transportarea fluidelor  
[<https://www.holdingredlich.com/dangerous-goods-in-the-transport-supply-chain>]

### 1. 3. Deteriorarea conductelor prin corodare

O deosebită grijă este acordată conductelor principale de gaz [4] – **figura 1. 6.** Această metodă este, în prezent, cea mai acceptată, datorită rentabilității sale, care poate fi atribuită următoarelor avantaje: a) viteză mare de livrare la instalații și puncte de depozitare; b) acoperire

geografică largă; c) transportarea produsului pe distanțe lungi; d) asigurarea livrărilor neîntrerupte indiferent de condițiile climatice; e) pierderi minime de resurse în timpul tranzitului.

Cu toate acestea, există și riscuri de urgență în timpul transportării fluidelor prin conducte, din diverse motive: a) corodarea materialului conductei (**fig. 1. 7; 1. 8; 1. 9**); b) concentrarea tensiunilor de-a lungul elementelor structurale; c) defectele structurale [**5 - 9**] - **figura 1. 10**; d) impacturile externe asupra părților structurale [**10 - 14**] care, ca urmare a impactului presiunii interne, sunt supuse distrugerii [**15 - 18**] și duc la accidente [**19 - 22**].

Investigarea problemei distrugerii conductelor, principale și convenționale, de gaz, au reprezentat baza adoptării unei mulțimi de norme și coduri de proiectare [**23 -30**]. În 1970, a fost studiată problema apariției fisurilor de-a lungul conductelor și modalitățile de oprire a acestora [**31**]. În 1980, au fost efectuate investigații pe scară largă privind ruperea țevilor cu diametru mare, unde accentul a fost pus pe metoda de fabricare și mecanica materialului țevii [**32, 33**]. În studiile efectuate în 1990 [**34, 35**], a fost stabilită problema propagării fisurilor principale, care este indusă de mișcarea gazului.

A fost descrisă dezvoltarea unui program de calcul, care constă din trei module: analiza stării de tensiuni, dinamica fluidelor și modelarea fisurilor. Au fost discutate abordările pentru prevenirea mișcărilor rapide de fisuri. În special la *Melenk J. M.* și *Babuska I.* [**36**] și *Moes N. et al.* [**37**], metoda extinsă, cu element finit, a fost utilizată pentru a modela starea de tensiuni aproape de fisuri care, la rândul său, și-a demonstrat acuratețea și fiabilitatea evaluării.

Au fost propuse metode de oprire a dezvoltării fisurilor principale de-a lungul conductelor de gaz. Autorii *Di Biagio M. et al.* [**46**] au ilustrat experiența de cercetare a Grupului european de cercetare privind rezistența conductelor de gaz. Au fost descrise abordări pentru analiza rezistenței fracturii plastice. Mai exact, a fost generat un model de fractură plastică, bazat pe o analiză numerică a stării de tensiune.

#### **1. 4. Aspecte generale privind defectele de suprafață în cazul echipamentelor tehnologice sub presiune**

Defectele de suprafață pot fi: a) crăpături fine (observabile numai pe suprafață neoxidată); b) pelicule, solzi, așchii; c) inegalități de suprafață; d) deteriorări ale suprafeței etc.

În accepțiunea curentă, defecțiunea este imperfecțiunea care depășește mărimea admisă în clasa de calitate prescrisă, stabilită prin standarde, prin prescripții tehnice etc.

Defectele, în anumite condiții, pot reduce rezistența la oboseală și prin aceasta pot determina ruperea prematură a structurii mecanice. Efectul unei astfel de ruperi premature poate fi, pe lângă costurile enorme implicate, poluarea mediului exterior. Acesta este, de exemplu, cazul conductelor pentru transportarea petrolului sau a gazelor naturale, care pot conține defecte atât de fabricare, cât și cele provenite din montare sau din exploatare [**107**].

Gestionarea pe toată durata de viață a conductelor subterane este obligatorie pentru sisteme sigure de transport și distribuire a hidrocarburilor. Analiza fiabilității este recunoscută ca un instrument puternic de luare a deciziilor pentru proiectarea și întreținerea bazată pe riscuri. Atât tensiunile reziduale generate în timpul procesului de fabricare, cât și corodarea în exploatare reduc capacitatea de a rezista la solicitări interne și externe [**159**].

#### **1. 5. Aspecte generale privind tipurile de abateri de formă în cazul echipamentelor tehnologice sub presiune**

Orice piesă poate avea, în urma fabricării, imperfecțiuni cu privire la forma suprafețelor cilindrice sau cele complexe, dar și de realizarea contururilor, a muchiilor drepte sau cu o anumită formă complicată.

Abaterile de formă a suprafețelor care se pot găsi pe componentele structurilor mecanice sub presiune, indiferent de geometria acestora, pot fi abateri de la: a) forma dată a suprafeței – **figura 1. 13; figura 1. 14**; b) circularitate – **figura 1.15**; c) cilindricitate [103 - 105] – **figura 1. 15**; d) forma dată a profilului [106] - **figura 1. 14** ; e) rectiliniaritate – **figura 1. 16**; f) planeitate – **figura 1. 17**.

]

## 1. 6. Obiectivele tezei

a) Aspecte generale privind activitățile care asigură fiabilitatea unui echipament industrial, urmărind întregul traseu al punerii în operă: proiectarea, fabricarea, transportarea de la furnizor la beneficiar, montarea și exploatarea propriu zisă. Evident că un rol important îl au reviziile programate pe baze științifice.

b) Studiu de literatură privind cuantificarea tipurilor de defecte care pot apărea și intensitatea produsă asupra capacității portante a structurii analizate.

c) Variante de evaluare a stărilor de tensiuni în cazul abaterilor de formă și a discontinuităților de structură existente în echipamentele sub presiune – studiu de literatură.

d) Metode analitice proprii pentru evaluarea stărilor de tensiuni în cazul discontinuităților geometrice existente în structura echipamentelor tehnologice sub presiune.

e) Analiza experimentală a stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități de structură ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda electrotensometrică (tensometrie rezistivă).

f) Analiza stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități geometrice ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda elementului finit.

g) Concluzii. Contribuții proprii. Perspective.

# C A P I T O L U L 2

## VARIANTE DE EVALUARE A STĂRILOR DE TENSIUNI ÎN CAZUL ABATERILOR DE FORMĂ ȘI A DISCONTINUITĂȚILOR DE STRUCTURĂ EXISTENTE ÎN ECHIPAMENTELE SUB PRESIUNE.

### Studiu de literatură

## 2. 1. Introducere

Odată cu dezvoltarea umanității, au crescut și necesitățile vieții acesteia. Este extrem de vizibilă folosirea din ce în ce mai atent a materialelor primare, dar și a celor produse ulterior, prin combinații adecvate. Scopul economisirii cantitative, calitative și valorice este demn de urmat. Este un motiv esențial luat în considerare la cercetarea, proiectarea, fabricarea și folosirea practică a echipamentelor, complexe constructiv, din industriile de proces. “Minimizarea” consumului de material de construcție are avantaj cantitativ, dar și economic.

Atât timp cât este vorba despre funcționarea în regim *pur static* a recipientelor sub presiune, împotriva acestui raționament nu se ridică obiecții – în condițiile unei fabricări îngrijite în accepțiunea obișnuită a cuvântului. În numeroase cazuri, însă, recipientele sub presiune funcționează în regim de “*oboseală la număr redus de cicluri de sarcină*”, sau/și la temperaturi scăzute sau ridicate, când concentrări de tensiuni și, prin aceasta, vârfuri locale ale deformațiilor



relative au efecte negative, [2, p. 129]. Așa cum se știe, abaterile de formă duc la astfel de concentrări de tensiuni [3, 4]. Deci, apare necesitatea ca aceste efecte să fie analizate și să fie evaluat nivelul la care ajung tensiunile suplimentare tinzându-se spre cuprinderea lor în calculele de proiectare.

## 2. 2. Influența abaterilor de formă

### 2. 2. 1. Efectul abaterilor de formă asupra rezistenței elementelor de construcție ale recipientelor sub presiune

#### 2. 2. 1. 1. Abateri de la circularitatea virolei cilindrice

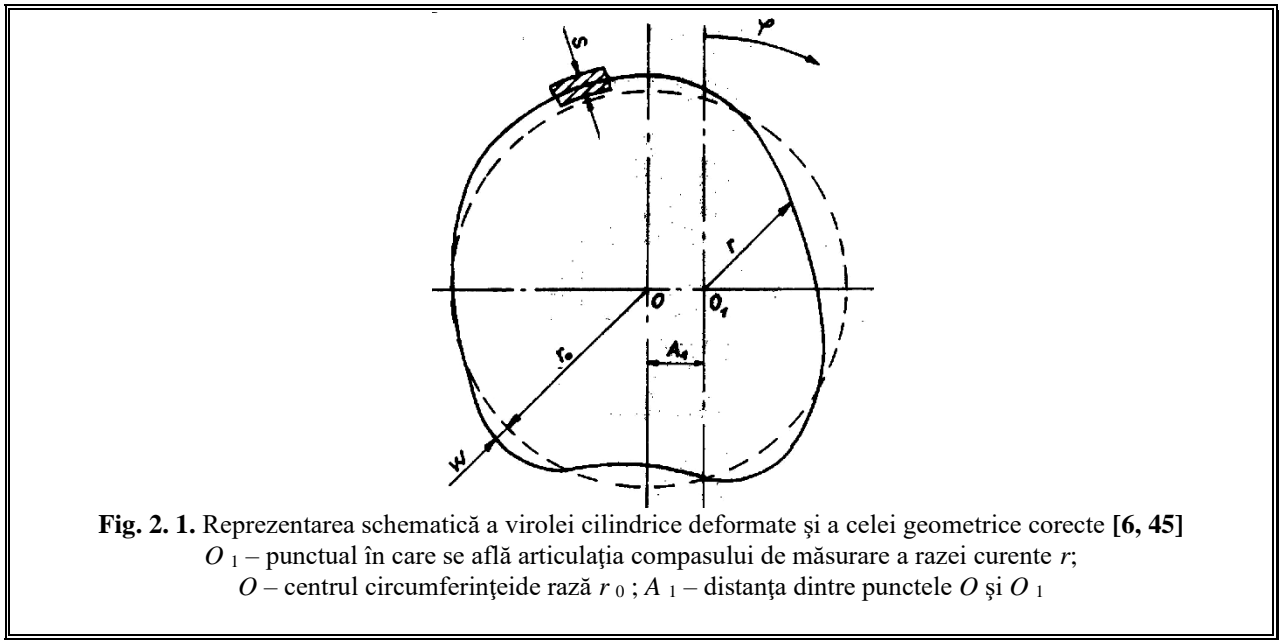


Fig. 2. 1. Reprezentarea schematică a virolei cilindrice deformate și a celei geometrice corecte [6, 45]

$O_1$  – punctual în care se află articulația compasului de măsurare a razei curente  $r$ ;  
 $O$  – centrul circumferinței de rază  $r_0$ ;  $A_1$  – distanța dintre punctele  $O$  și  $O_1$

În construcția unui echipament tehnologic, virola cilindrică constituie elementul de bază care, uneori, este afectat de abateri de la **circularitatea secțiunii**, sub forma [1, 5, 6, 45]:

$$r^* = r_0 + \sum_{n=1}^{\infty} w_n \cdot \cos(n \cdot \varphi + \varepsilon_n), \quad (2.1)$$

unde :  $r$  și  $r_0$ , conform figurii 2. 1; mărimile  $w_n$  și  $\varepsilon_n$  rezultă din calcul, când se cunosc valorile  $r = r(\varphi)$ , determinate prin măsurare.

#### 2. 2. 1. 2. Virolă cilindrică supusă presiunii interioare

În acest caz, în afara tensiunilor inelare  $\sigma_{2c}^{(p)} = p \cdot D_m / (2s)$  dezvoltate de presiunea interioară  $p$ , luate în calcul la proiectare (\*\*), considerând cilindrul geometric perfect, cu diametrul  $D_m$  al suprafeței mediane, rezultă suplimentar tensiunile inelare de încovoiere [5, 6]:

$$\sigma_{2c}^{(inc)} = 6p \cdot \frac{r_0}{s} \cdot \sum_{n=2}^{\infty} K_n \cdot w_n \cdot \cos(n \cdot \phi + \varepsilon_n). \quad (2.2)$$

Pentru cilindrul supus presiunii exterioare, abaterile maxime admisibile de la forma circulară, sunt prevăzute de prescripțiile indicate în [1], în funcție de valorile  $D_{ext}/s$  și  $L/D_{ext}$ .

## 2. 2. 1. 4. Îmbinarea a două virole cilindrice, cu suprafețe mediane dezaxate

### 2. 2. 1. 4. 1. Se neglijează efectul cordonului de sudură

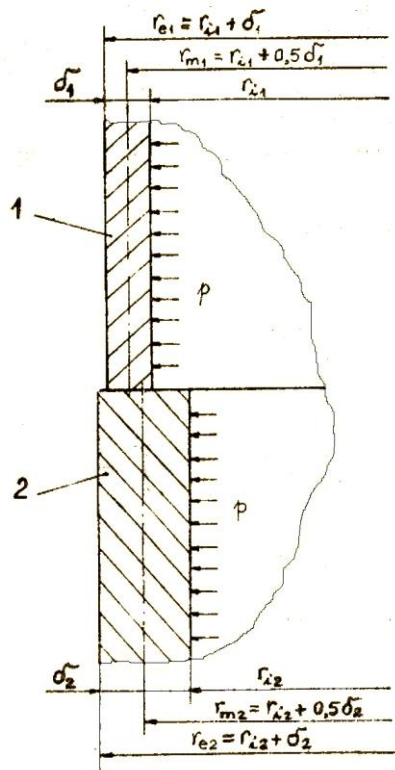


Fig. 2. 4. Schema îmbinării

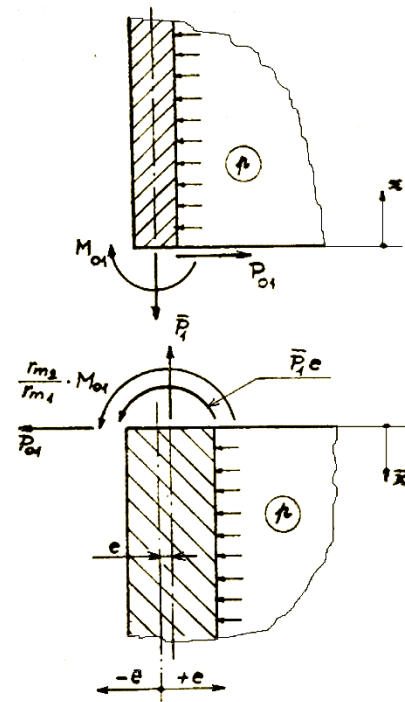


Fig. 2. 5. Separarea elementelor constructive

Acceptând ipotezele simplificatoare de calcul, din domeniul învelișurilor de rotație, și luând în considerație figura 2. 4, pentru evaluarea stărilor de tensiuni și de deformații în zona de îmbinare a celor două virole 1 și 2, este necesar să se stabilească, în primul rând, valorile sarcinilor de legătură  $P_{01}$  și  $M_{01}$ , figura 2. 5. Acest lucru este posibil, aici, prin adoptarea continuității deformațiilor – deplasări radiale și rotații (deformații unghiulare).

Prin rezolvarea sistemului ecuațiilor sarcinilor de legătură rezultă expresiile corespunzătoare:

$$M_{01} = \frac{a_{13} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{23}}{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}}; \quad P_{01} = \frac{a_{11} \cdot a_{23} - a_{13} \cdot a_{21}}{a_{11} \cdot a_{22} - a_{12} \cdot a_{21}}, \quad (2.12)$$

unde sunt prezenți factorii de influență.

## Stări de tensiuni

Sub acțiunea sarcinilor exterioare și a celor de legătură, în cele două virole se dezvoltă tensiunile:

- **pentru virola cilindrică 1** (fig. 2. 4):

$$\sigma_{11}(x) = \frac{p \cdot r_{m1}}{2 \cdot \delta_1} \pm \frac{6 \cdot M_{01}^{(1)}}{\delta_1^2}; \quad \sigma_{21}(x) = \frac{p \cdot r_{m1}}{\delta_1} \pm \frac{6 \cdot \nu_1 \cdot M_{01}^{(1)}}{\delta_1^2} + \frac{T^{(1)}}{\delta_1}. \quad (2. 14)$$

- **pentru virola cilindrică 2** (fig. 2. 4):

$$\sigma_{12}\left(\overset{-}{x}\right) = \frac{p \cdot r_{m2}}{2 \cdot \delta_2} \pm \frac{6 \cdot M_{01}^{(2)}}{\delta_2^2}; \quad \sigma_{22}\left(\overset{-}{x}\right) = \frac{p \cdot r_{m2}}{\delta_2} \pm \frac{6 \cdot \nu_2 \cdot M_{01}^{(2)}}{\delta_2^2} + \frac{T^{(2)}}{\delta_2}. \quad (2. 16)$$

**Notă:** În relațiile de mai sus se au în vedere sarcinile dependente de cota curentă măsurată în lungul fiecărui cilindru.

Tensiunile echivalente se calculează cu relații de forma:

$$\sigma_{echj} = \left( \sigma_{1j}^2 + \sigma_{2j}^2 - \sigma_{1j} \cdot \sigma_{2j} \right)^{0,5}; \quad j=1, 2, \quad (2. 18)$$

conform teoriei energiei de deformare, sau

$$\bar{\sigma}_{echj} = \max(\sigma_{1j}; \sigma_{2j}), \quad (2. 19)$$

conform teoriei tensiunilor tangențiale maxime.

Având în vedere concentrarea locală de tensiuni, se poate accepta construcția pentru care  $\sigma_{echj} \leq \sigma_a$ , respectiv  $\bar{\sigma}_{echj} \leq \sigma_a$  sau, pentru o utilizare mai eficientă a materialelor de construcție,  $\sigma_{echj} \leq \bar{\sigma}_a$ , respectiv  $\bar{\sigma}_{echj} \leq \bar{\sigma}_a$ .



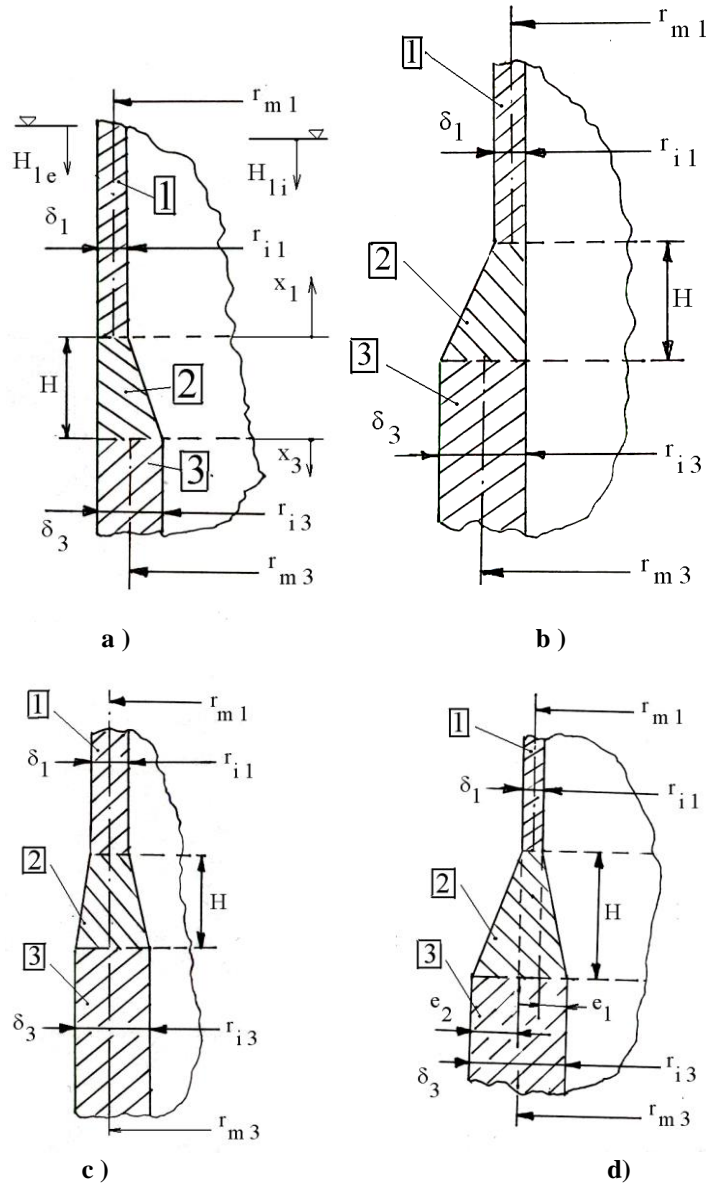
În cele de mai sus se prezintă stările de tensiuni și de deformații în zona de îmbinare a două virole cilindrice, între ale căror suprafețe mediane există o anumită excentricitate  $e$ , considerată ca o abatere de la geometria ideală. Se neglijează, în acest caz, efectul de rigidizare al cordonului de sudură, necesar îmbinării celor două elemente constructive menționate, urmând ca acesta să fie luat în considerație într-o altă analiză.

Relațiile obținute permit stabilirea valorilor tensiunilor echivalente și compararea acestora cu valorile admisibile prescrise de către proiectant.

### 2. 2. 1. 4. 2. Nu se neglijează efectul cordonului de sudură

În cazul de față, pe baza teoriei cu momente încovoietoare unitare, a învelișurilor de rotație și a egalității deformațiilor, pe de o parte [13 – 15, 32 - 34] și a metodei elementelor structurale scurte, pe de altă parte, se propune evaluarea stării de solicitare în zona teșită, de trecere între două virole cilindrice cu grosimi diferite (fig. 2. 8). În cazul de față se stabilește modalitatea de deducere a sarcinilor de legătură dezvoltate sub acțiunea sarcinilor exterioare, considerate, între virole și elementele structurale scurte (de tip înveliș cilindric cu înălțimea sub lungimea semiundeii [13 – 15], pe de o parte, cât și dintre elementele menționate [19, 26, 27, 29], pe de altă parte. Unele

normative recunoscute fac precizări adecvate asupra geometriei unei astfel de zone teșite. Practica nu poate respecta, întotdeauna, astfel de recomandări, și ca atare este necesară o metodologie specifică cazului concret.



**Fig. 2. 6.** Tipuri de zone teșite, de legătură între două virole cilindric successive, cu grosimi diferite  
a – rază exterioară constantă; b – rază interioară constantă; c – raza mediană constantă (zonă teșită simetrică); d – suprafețe mediane diferite (zonă teșită nesimetrică)

Pentru atingerea scopului propus, se procedează la divizarea zonelor teșite (fig. 2. 6 – 2. 10), de legătură între cele două virole cilindrice successive, într-un număr oarecare de elemente cilindrice scurte (lamelle).

Celelalte caracteristici geometrice ale elementelor lamelare se stabilesc cu relații adecvate (2.23 – 2.26).

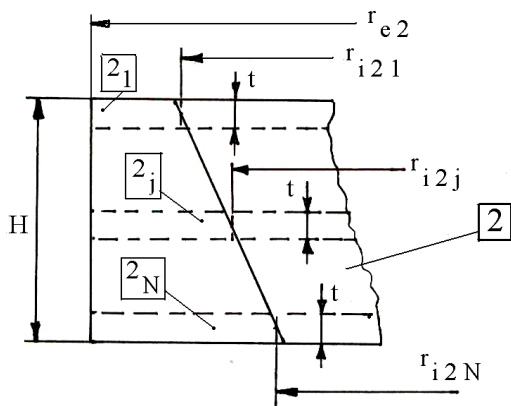


Fig. 2.7. Divizarea zonei teșite de forma din figura 2.6, a

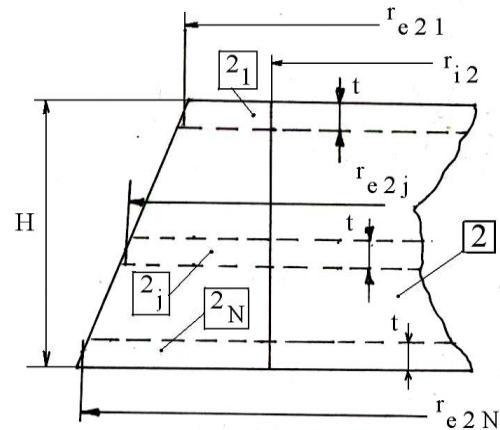


Fig. 2.8. Divizarea zonei teșite de forma din figura 2.6, b

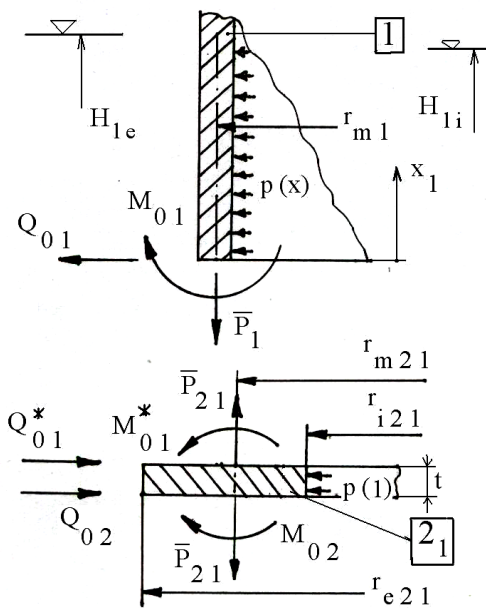


Fig. 2.11. Schema separării elementelor 1 și  $2_1$

**Nota 1:** Se poate lua ca bază de calcul raza exterioară a virolelor cilindrice sau raza interioară a virolei cilindrice 1 (ca mai sus), respectiv raza interioară a virolei 3 (fig. 2.6, a).

**Nota 2:** Pentru calculele care se efectuează în cadrul lucrării de față trebuie îndeplinite condițiile:

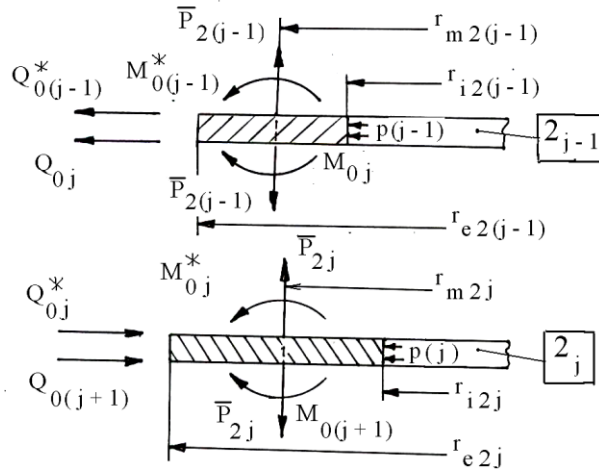
$$\delta_1/r_{i1} < 0,2; \delta_3/r_{i3} < 0,2, \quad (2.27)$$

ceea ce încadrează toate elementele structurale scurte, în categoria învelișurilor de rotație [12 – 15].

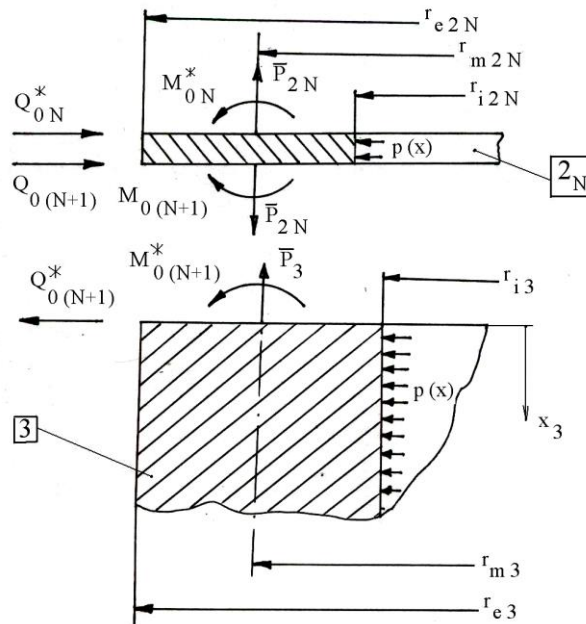
**Nota 4:** În analiza din cele de mai sus s-a considerat că structura este rezemată sub zona teșită. Când rezemarea este deasupra zonei menționate, eforturile axiale precizate anterior trebuie să se adapteze în mod adecvat.

### Ecuții de continuitate/compatibilitate a deformațiilor

Se iau în discuție figurile 2. 11... (2. 13).



**Fig. 2. 12.** Schema separării elementelor structurale scurte  $2_j$  și  $2_{j+1}$



**Fig. 2. 13.** Schema separării elementelor  $2_N$  și 3

Se scriu ecuațiile de continuitate a deformațiilor, conform relațiilor (2.35) --- (2.40) și se deduc sarcinile de legătură dintre elementele lamelare:

►  $\{N\}^T = \{M_{01}, Q_{01}, M_{02}, Q_{02}, \dots, M_{0j}, Q_{0j}, \dots, M_{0(N+1)}, Q_{0(N+1)}\}$  - vectorul

transpus al necunoscutelor problemei actuale – sarcini de legătură – moment încovoietoare radiale, unitare, și forțe tăietoare, unitare. Se stabilesc, în continuare, expresiile tensiunilor radiale și înelare, respectiv tensiunile echivalente.



În cele de mai sus se prezintă o metodologie originală, bazată pe teoria momentelor încovoietoare unitare, caracteristică învelișurilor de rotație, respectiv teoria elementelor structurale scurte. În acest sens se urmărește, în cazul de față, determinarea sarcinilor de legătură – momente încovoietoare radiale, unitare – și forțe tăietoare unitare, existente în planurile de separare a elementelor structurii cu zone de trecere de la o grosime la alta, cu variație liniară (cele patru cazuri analizate). Valorile acestora pot fi utilizate, în lucrări ulterioare, la evaluarea tensiunilor radiale și înelare, respectiv a tensiunii echivalente maxime. Pe baza valorii acesteia se poate concluziona dacă structura este aptă pentru funcționarea dată, sau se trece la adaptări specifice: schimbarea materialului de construcție sau a geometriei folosite în studiu.

### 2. 2. 1. 5. Abateri de formă ale capacelor bombate ale recipientelor

Alături de virola cilindrică, fundul bombat constituie element de bază în construcția recipientelor sub presiune. În țara noastră sunt utilizate fundurile cu profil eliptic, de săgeată  $h_m = D_m / 4$ , adică având raportul semiaxelor egal cu 2. În partea sa centrală, profilul eliptic, având caracteristicile geometrice indicate, poate fi aproximat prin profilul sferic, de rază  $r_e = 2 \cdot R_m$ ,  $D_m = 2 \cdot R_m$  fiind diametrul suprafeței mediane a corpului cilindric care se racordează la profilul eliptic.

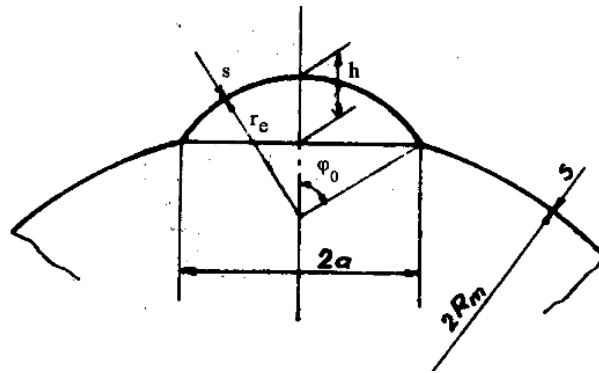


Fig. 2. 14. Înveliș sferic cu protuberanță sferică

În unele cazuri se întâlnesc și capace semisferice – potrivit cerințelor procesului tehnologic căruia îi servește echipamentul – de asemenea, capace/funduri conice, respectiv tronconice. În cele ce urmează se va examina, din punctul de vedere al preciziei de fabricare, învelișul sferic.

#### 2. 2. 1. 5. 1. Înveliș sferic supus presiunii interioare

Se poate constata ușor, admițând că  $(h/a) \ll 1$ , deci  $(\phi/2) \approx (h/a)$ .

Pe conturul de încastrare a protuberanței, învelișul sferic cu raza  $2 \cdot R_m$  este solicitat, așadar, de tensiunile:

$$\sigma_{1s} = \sigma_{1s}^{(ref)} + \sigma_{1s}^{(inc)}; \quad \sigma_{2s} = \sigma_{2s}^{(ref)} + \sigma_{2s}^{(inc)}, \quad (2.88)$$

adică:

$$\sigma_{2s} = \left[ 1 \mp \frac{3 \cdot (1 - \mu)}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} \cdot \frac{r_e}{2 \cdot R_m} \right] \cdot \frac{p \cdot R_m}{s}; \quad \sigma_{1s} = \left[ 1 \mp \frac{3 \cdot \mu \cdot (1 - \mu)}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} \cdot \frac{r_e}{2 \cdot R_m} \right] \cdot \frac{p \cdot R_m}{s}. \quad (2.89)$$

În consecință:

$$\alpha_{k,1,s} = \frac{\sigma_{1s}}{\sigma_{1s}^{(ref)}} = 1 + \frac{3 \cdot \mu \cdot (1 - \mu)}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} \cdot \frac{r_e}{2 \cdot R_m}; \quad \alpha_{k,2,s} = \frac{\sigma_{2s}}{\sigma_{2s}^{(ref)}} = 1 + \frac{3 \cdot (1 - \mu)}{\sqrt{3 \cdot (1 - \mu^2)}} \cdot \frac{r_e}{2 \cdot R_m}, \quad (2.99)$$

valorile  $\alpha_k$  cele mai mari fiind cele de la suprafața interioară (întindere), așa cum ele rezultă din relațiile (2.99), în care nu s-au mai introdus semnele “minus” din relațiile (2.89).

Coefficientul de concentrare a tensiunilor, echivalent, raportat la tensiunea echivalentă  $\sigma_{1s}^{(ref)} = \sigma_{2s}^{(ref)} = \sigma_{ech,s}^{(ref)}$  are valoarea:

$$\alpha_{k,ech,s} = \sqrt{\alpha_{k,1,s}^2 + \alpha_{k,2,s}^2 - \alpha_{k,1,s} \cdot \alpha_{k,2,s}}. \quad (2.100)$$

### 2. 2. 1. 5. 2. Înveliș sferic supus presiunii exterioare

Pentru forma sferică, cu abateri de la forma corectă [44]:

$$p_{cr,2} = 0,365 \cdot E \cdot (s / R_m)^2. \quad (2.102)$$

Experiența a arătat că, în domeniul sferelor cu perete subțire, relația (2.102) nu mai corespunde. În general, în formulă trebuie introdus, în locul coeficientului constant, un coeficient  $K = K(s / R_m)$ , determinat experimental. În cadrul unor lucrări recente. Se propune și expresia:

$$K = 2 / \left[ 7,5 + 0,006 \cdot (R_m / s) \right]. \quad (2.103)$$

În literatură sunt indicate, pentru coeficientul numeric din relația (2.102), chiar valori mai mari, de exemplu 0,457.

Cele arătate cu privire la comportarea fundului bombat, respectiv a învelișului sferic supus presiunii exterioare, scot în evidență, încă o dată, importanța mare a calității fabricării.

### 2. 2. 1. 6. Aspecte privind evaluarea duratei de viață



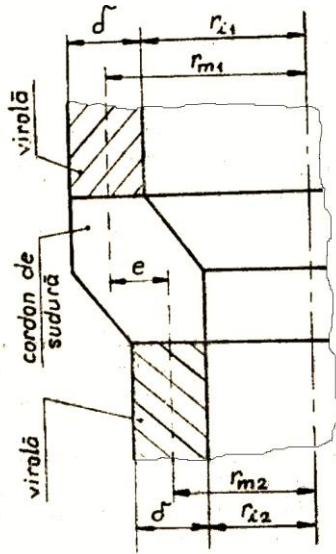


Fig. 2. 16. Abateri de la rectiliniaritatea generatoarei

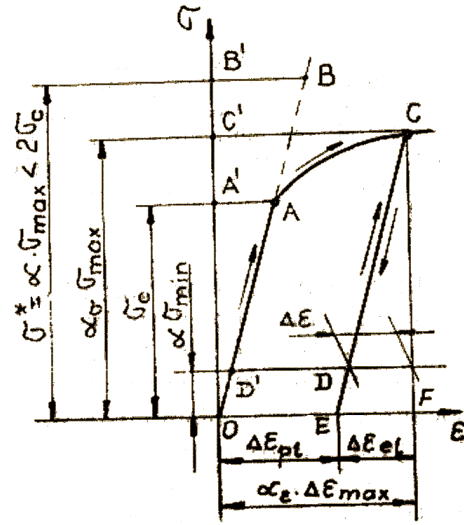


Fig. 2. 17. Deformații plastice

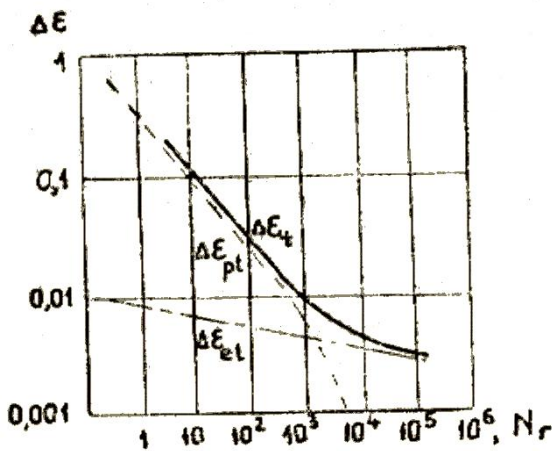


Fig. 2. 18. Numărul de cicluri până la rupere

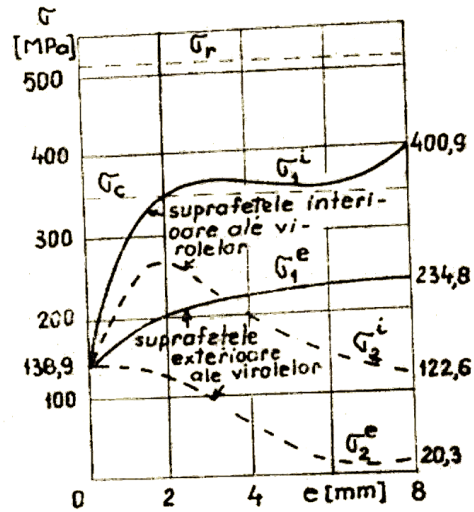


Fig. 2. 19. Valorile tensiunilor pentru cazul studiat

Pe lângă condițiile privind alegerea corectă a materialului de construcție, a soluțiilor constructive și a tehnologiei adecvate pentru fabricare, evitarea abaterilor geometrice de la forma corectă în realizarea recipientelor sub presiune, joacă un rol deosebit de important.

Corpul cilindric, elementul de bază în construcția recipientelor, se obține prin sudarea între ele a mai multor virole. Această operație, în cele mai multe cazuri, înregistrează abateri de la rectiliniaritatea generatoarei (fig. 2. 16). Ca o consecință a acestei imperfecțiuni de realizare a corpului cilindric, apar în zona îmbinării momente încovoietoare meridionale care duc la coeficienți de concentrare a tensiunilor cu valori importante.

În lucrările [36, 37] a fost analizat cazul a două virole cilindrice cu suprafețe mediane decalate cu o excentricitate “ $e$ ”, solícitate de o presiune interioară constantă. În studiul de față, se studiază durabilitatea aceleiași îmbinări sudate, în cazul solícitării la presiune interioară pulsatoare sau, altfel spus, se studiază îmbinarea la oboseală oligociclică (oboseală la mai puțin de  $10^5$  cicluri de sarcină). Fenomenul este condiționat de deformațiile plastice care apar în timpul funcționării recipientelor.

Legătura dintre amplitudinea deformației totale,  $\Delta \varepsilon_t$ , a deformației plastice,  $\Delta \varepsilon_e$ , și numărul de cicluri până la rupere ( $N_r$ ), este reprezentată în figura 2. 18 [38]. Ca relație de calcul pentru determinarea lui  $N_r$  se alege relația **Manson-Coffin** [39]:

$$\Delta \varepsilon_t = \frac{3,5 \cdot \sigma_r^T}{E^T \cdot N_r^{0,12}} + \left( \frac{\ln \frac{100}{100 - \psi_r}}{N_r} \right)^{0,6}, \quad (2. 106)$$

în care :  $\Delta \varepsilon_t$  - amplitudinea deformației totale care apare în zona îmbinării, [%];  $\sigma_r^T$  - rezistența la rupere a materialului la temperatura de lucru, [MN / m<sup>2</sup>];  $E^T$  - modulul de elasticitate a materialului , la temperatura de calcul, [MN/m<sup>2</sup>];  $\psi_r$  - gătuirea la rupere, [%].

Pentru aplicarea relației (2. 106) este necesar să se determine amplitudinea deformației totale,  $\Delta \varepsilon_t$ , cunoscând tensiunile care se dezvoltă în cazul studiat (fig. 2. 19).

### Cazul I

Pentru cele patru situații  $e = 2, 4, 6$  și  $8$  mm,  $\sigma_{max} > \sigma_c$  (dar  $\sigma_{max} < 2 \cdot \alpha_c$ ), se determină coeficientul de concentrare al tensiunilor în domeniul elastic :

$$\alpha = \sigma_{max} / \sigma_{membrană}, \quad (2. 107)$$

și coeficientul de concentrare a tensiunilor  $\alpha_k(\sigma)$  în domeniul plastic de solícitare:

$$\alpha_k(\sigma) = \sigma_{max} / \sigma_c. \quad (2. 108)$$

Aplicând relația **Neuber**:

$$\alpha_k^2 = \alpha_k(\sigma) \cdot \alpha_k(\varepsilon), \quad (2. 109)$$

se determină coeficientul de concentrare a deformațiilor în domeniul plastic:

$$a_k(\varepsilon) = \alpha_k^2 / [\alpha_k(\sigma)]. \quad (2. 110)$$

Cunoscând pe  $\alpha_k(\varepsilon)$ , se poate calcula amplitudinea deformației plastice apărută în fiecare caz în parte:

$$\Delta \varepsilon_{pl} = \Delta \varepsilon_c \cdot [\alpha_k(\varepsilon) - 1]. \quad (2. 111)$$

relație în care:

$$\Delta \varepsilon_c = \Delta \sigma_c / E.. \quad (2. 112)$$

Amplitudinea deformației totale se determină cu relația:

$$\Delta \varepsilon_t = \Delta \varepsilon_{pl} + \Delta \varepsilon_{el}. \quad (2.113)$$

**Notă:** În continuarea studiului se iau în considerare alte două cazuri.



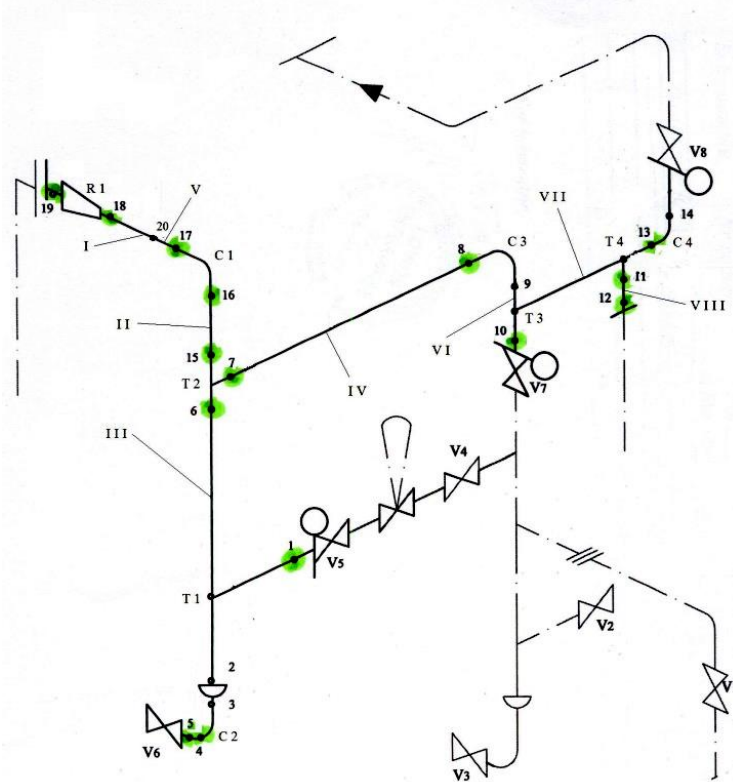
În urma calculelor efectuate se constată următoarele:

- a) durabilitatea îmbinării (numărul de cicluri până la rupere  $N_r$ ) scade la jumătate când excentricitatea virolelor crește de la  $e = 2$  mm la  $e = 8$  mm;
- b) diferențele dintre rezultatele obținute, aplicând cele trei moduri de calcul, sunt mari în domeniul excentricităților mici și scad mult în domeniul excentricităților mari;
- c) curbele permit determinarea directă a valorilor lui  $N_r$  pentru excentricități cuprinse între 2 - 8 mm.

### 2. 2. 1. 6. 2. Conducte tehnologice, Studiu de caz.

\* \* \*

Studiul, ținând seama de stările de tensiuni dezvoltate într-un tronson de conductă, pentru grosimi minime măsurate, după 18 ani de funcționare și 17 ani de conservare, sub acțiunea presiunii de regim și a presiunii de probare, propune o perioadă ulterioară de 12 ani de funcționare. Valoarea duratei reziduale de viață se stabilește pe baza criteriului de subțiere a peretelui, cu o viteză medie de corodare corespunzătoare celor 35 de ani, anteriori, și asigurarea condițiilor de rezistență.



**Fig. 2. 21.** Tronson de conductă - schemă

\* \* \*

Problema prelungirii duratei de folosire a unor componente industriale, după terminarea intervalului prognozat, pe de o parte, dar și după scoaterea din uz pe o perioadă de timp, pe de altă parte, este una interesantă, incitantă, dar și dificilă.

Analiza de față ia în discuție un tronson de conductă care face parte dintr-o instalație petrochimică.

### 2. 2. 1. 6. 2. 3. Tronsonul de conductă $\varnothing 273 \times 9,3$

#### Evaluarea duratei reziduale de serviciu

Dacă se adoptă diagrama simplificată de durabilitate și procedeul tensiunilor nominale [50, 51], se stabilește un număr foarte mare de cicluri (considerând un ciclu pulsator), adică o stare practic nedeterminată. Căutând o durată cu valoare limitată, în cele ce urmează se alege principiul subțierii progresive a peretelui.

În acest sens, se are în vedere viteza medie de corodare pe parcursul celor 35 ani de la punerea în funcțiune a instalației, dintre care 18 ani de funcționare normală și 17 ani de conservare:  $v_c = 0,031 \text{ mm/an}$ .

Introducând datele cunoscute se determină subțierea admisibilă  $a = 5,05 \text{ mm}$ . Atingerea acestei valori a adâncimii defectului considerat, în condițiile păstrării vitezei de corodare calculate mai sus, conduce la o perioadă de peste 57 de ani.

Adoptând o perioadă reziduală de funcționare de 12 ani, ca și în cazul utilajelor cu care conducta este în legătură, subțierea peretelui ar fi egală cu:  $\Delta s = 0,031 \cdot 12 = 0,37 \text{ mm}$ , care adăugată la starea actuală conduce la o adâncime a defectului de:  $\Delta s_{12} = 1,1 + 0,37 = 1,47 \text{ mm}$ .

Grosimea de rezistență, după cei 12 ani de utilizare ulterioară, este  $9,3 - 1,47 = 7,83 \text{ mm}$ , când raza medie este de  $131,1 \text{ mm}$ .

Tensiunea echivalentă maximă, după următorii 12 ani, are valoarea:

$$\sigma_{ech}^{III} = \frac{2,5 \cdot 131,1}{7,83} = 42,0 \text{ N/mm}^2 < 76 \text{ N/mm}^2 \text{ sau } 64,6 \text{ N/mm}^2.$$

Condiția de rezistență, conform pct. 2.6.1.2 [49], este îndeplinită, fiind justificată perioada ulterioară de utilizare a conductei.

La probarea hidraulică tensiunea echivalentă maximă are valoarea:

$$\sigma_{ech}^{III} = 62,0 \text{ N/mm}^2 < 207 \text{ N/mm}^2,$$

fiind îndeplinită condiția de rezistență și în acest caz.

### 2. 2. 1. 6. 2. 4. Tronsonul de conductă $\varnothing 114,3 \times 6$

Grosimea minimă (calculată) a peretelui țevii are valoarea:  $s_c = 2,16 \text{ mm} < 6,0 \text{ mm}$ .

Grosimea măsurată este de 5,2 mm (în zona caracteristică cotului C 3). Raza medie este:  
 $r_m = 53,75 \text{ mm}$ .

**Presiunea de calcul** ( $p_c = 2,5 \text{ MPa}$ ) ; **Presiunea de încercare hidraulică**  
( $p_h = 3,7 \text{ MPa}$ )

Condiția de rezistență este îndeplinită.

#### **2. 2. 1. 6. 2. 5. Tronsonul de conductă $\varnothing 26,7 \times 2,9$**

Grosimea minimă (calculată) de rezistență a peretelui țevii este:  
 $s_c = 0,51 \text{ mm} < 2,9 \text{ mm}$ .

Grosimea măsurată este de 3,2 mm (secțiunea VIII – fig. 1).

Raza medie are valoarea:  $r_m = 12,05 \text{ mm}$ .

**Presiunea de calcul** ( $p_c = 2,5 \text{ MPa}$ ). Condiția de rezistență 2.6.1.2 [49] este îndeplinită.

**Presiunea de încercare hidraulică** ( $p_h = 4,0 \text{ MPa}$ ). Condiția de rezistență este îndeplinită.

#### **2. 2. 1. 6. 2. 6. Solicitări în coturi**

##### **Estimarea duratei de viață**

Pentru estimarea perioadei ulterioare de viață a coturilor se remarcă faptul că viteza de corodare este mai mică decât cea apreciată pe zona liniară a conductei (luând în discuție cotul C4):  
 $v_c = 0,023 \text{ mm} / \text{an}$ , reprezentând 74% din valoarea vitezei de corodare pe porțiunea dreaptă a conductei.

Propunând o **funcționare ulterioară de 12 ani**, se constată o diminuare a grosimii peretelui (corespunzătoare cotului C4) cu valoarea  $0,023 \cdot 12 = 0,28 \text{ mm}$ , ceea ce ar conduce la grosimea peretelui la interiorul cotului egală cu  $9,1 - 0,28 = 8,82 \text{ mm} = s_i^*$ , iar la exteriorul acestuia  $9,0 - 0,28 = 8,72 \text{ mm} = s_e^*$ . Cu aceste date se determină, mai departe,  $d_e^* = 271,84 \text{ mm}$ ;  $R_e^* = 407,76 \text{ mm}$ .

Valorile tensiunilor stabilite arată că durata de serviciu pentru conductă este viabilă. Condițiile de rezistență în cele două cazuri sunt îndeplinite.

#### **2. 2. 1. 6. 2. 7. Concluzii și recomandări**

- Breviarul de calcul expus a stabilit în primul rând grosimile minime de rezistență necesare acceptării pentru proiectarea componentelor conductei analizate, urmând, în continuare, analiza stărilor de tensiuni create în locurile unde s-au efectuat măsurări de grosimi cu ajutorul ultrasunetelor.

- Stările de tensiuni calculate în diferitele zone ale traseului de conductă, unde s-au constatat diminuări ale grosimii de perete, îndeplinesc condițiile de rezistență cerute de normativele în vigoare, atât pentru presiunea de calcul, cât și pentru cea de probare hidraulică.

- Luând în considerare procedeul subțierii progresive a peretelui conductei, cu viteze de corodare similare celor deduse pentru perioada de existență a conductei (incluzând atât funcționarea normală – 18 ani -, cât și cea de conservare – 17 ani), se propune utilizarea acestei structuri încă 12 ani. Evident că în această etapă se vor efectua examinările legale și se vor adopta concluziile care se impun.

## C A P I T O L U L 3

### METODE ANALITICE PROPRII PENTRU EVALUAREA STĂRILOR DE TENSIUNI ÎN CAZUL DISCONTINUITĂȚILOR GEOMETRICE EXISTENTE ÎN STRUCTURA ECHIPAMENTELOR TEHNOLOGICE SUB PRESIUNE

#### 3. 1. Introducere

Substanțele agresive chimic și/sau mecanic pot conduce la deteriorarea componentelor, motiv esențial pentru care trebuie să se dezvolte metode teoretice, analitice și numerice, precum și experimentale, pentru estimarea stărilor curente de tensiuni. Cele enunțate se referă la echipamente statice sub presiune: recipiente sub presiune cu discontinuități geometrice sau imperfecțiuni structurale, conducte tehnologice [1], asamblări cu flanșe [2 - 14], mantale pentru încălzire/răcire [15, 16]; echipamente dinamice: centrifuge [17, 18, 19, 20]; criterii privind ruperea materialelor [21], găuri, creștături, de exemplu.

#### 3. 2. Studiu analitic al stărilor de solicitare în zone cilindrice cu discontinuități geometrice

În acest studiu este abordată evaluarea analitică a stărilor de tensiuni dezvoltate într-o structură geometrică compusă din zone cilindrice învecinate, cu geometrii diferite, cu trecere fără racordare între ele – figura 3. 1. Pentru determinarea sarcinilor de legătură (forțe tăietoare unitare  $Q_{01}, Q_{02} [N/m]$  și momente încovoietoare unitare  $M_{01}, M_{02} [N \cdot m/m]$ ) – figura 3. 2 - se folosește compatibilitatea ecuațiilor de continuitate a deplasărilor radiale și a rotirilor elementelor învecinate.

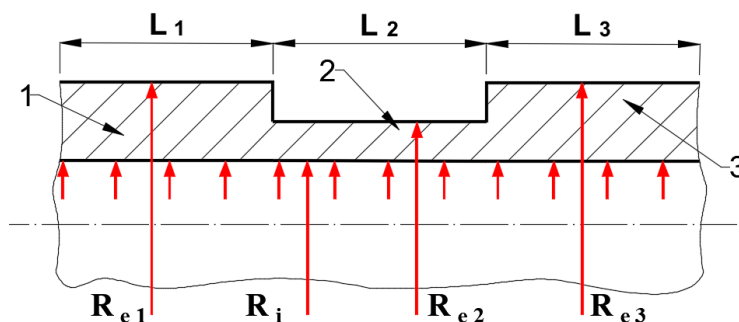
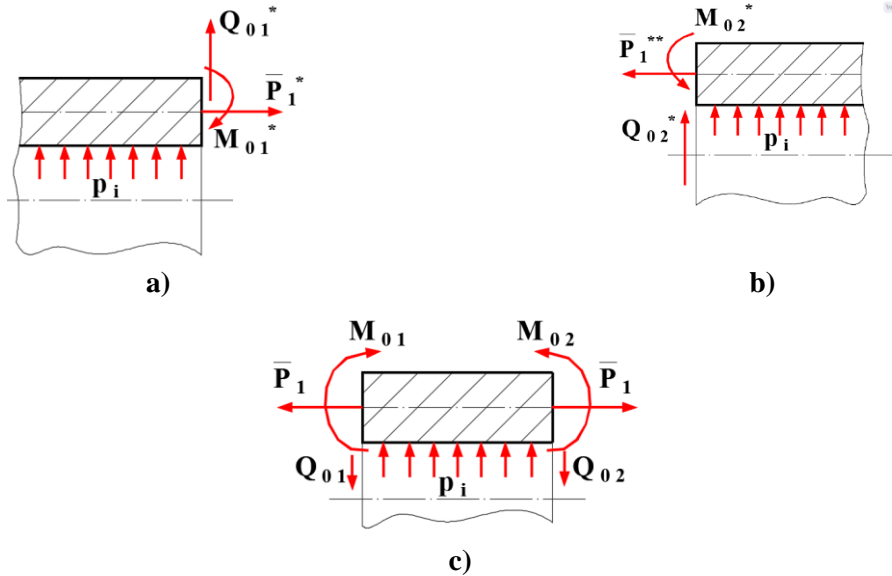


Fig. 3. 1. Structura geometrică supusă analizei [20]

##### 3. 2 . 1. Ipoteze de studiu

1. Materialul de construcție al tronsoanelor cilindrice se consideră omogen, izotrop și continuu. Sollicitarea se consideră în domeniul elastic. Trecerea între tronsoane, cu grosimi diferite, este bruscă (fără trecere liniară sau curbă).

2. Tronsonul intermediar este cu grosime constantă, mai redusă decât a tronsoanelor laterale. Lungimea sa se încadrează în categoria cilindrilor scurți [23]:  $L_2 < L_{sc} \approx 12.5 \cdot \sqrt{R_{m2} \cdot \delta_2}$  (lungime mai mică decât lungimea semiunde caracteristice [23])



**Fig. 3. 2.** Discretizarea și încărcarea structurii geometrice analizate  
a - elementul structural 1; b) – elementul structural 3; c) elementul structural 2 (element cilindric scurt) [20]

### 3. 2. 2. Stabilirea sarcinilor de legătură

Pentru determinarea sarcinilor de legătură cazului de față, se scriu ecuațiile de continuitate a deformațiilor, rezultând sistemul algebric liniar:

$$[A] \cdot \{M_{01}, Q_{01}, M_{02}, Q_{02}\}^T = \{b_1, b_2, b_3, b_4\}^T, \quad (3. 1)$$

unde  $[A]$  reprezintă matricea nenulă a factorilor de influență a sarcinilor de legătură:

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix}. \quad (3. 2)$$

Sarcinile de legătură, menționate, se stabilesc folosind egalitatea:

$$\{M_{01}, Q_{01}, M_{02}, Q_{02}\}^T = [A]^{-1} \cdot \{b_1, b_2, b_3, b_4\}^T, \quad (3. 6)$$

în care  $[A]^{-1}$  reprezintă inversa matricei nenule  $[A]$ .

### 3. 2. 3. Stări de tensiuni

### 3. 2. 3. 1. Elementele cilindrice 1 și 3

Tensiunile axiale  $\sigma_{1t}(x)$  și inelare  $\sigma_{2t}(x)$  dezvoltate în elementele cilindrice 1 și 3, sub acțiunea sarcinilor exterioare – presiune interioară și temperatură – au expresiile:

$$\sigma_{1t}(x) = \frac{p_i \cdot R_{m1}}{2 \cdot \delta_1} \pm \frac{6 \cdot M_{ct}(x)}{\delta_1^2} + E \cdot \alpha_T \cdot \Delta T_1; \quad (3.8)$$

$$\sigma_{2t}(x) = \frac{p_i \cdot R_{m1}}{\delta_1} \pm \frac{6 \cdot \nu \cdot M_{ct}(x)}{\delta_1^2} + \frac{T_t(x)}{\delta_1} + E \cdot \alpha_T \cdot \Delta T_1. \quad (3.9)$$

**Notă:** În relațiile anterioare se au în vedere secțiunile curente în lungul elementelor cilindrice.

### 3. 2. 3. 2 Elementul cilindric 2

Expresiile pentru tensiunea radială  $\sigma_{12}(x)$  și pentru tensiunea inelară  $\sigma_{22}(x)$ , corespunzătoare cilindrului 2 (fig. 2), au formele:

$$\sigma_{12}(x) = \frac{p_i \cdot R_{m2}}{2 \cdot \delta_2} \pm \frac{6 \cdot M_{2x}(x, M_{01}, M_{02})}{\delta_2^2} \mp \frac{6 \cdot M_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})}{\delta_2^2} + E \cdot \alpha_T \cdot \Delta T_2; \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{22}(x) = & \frac{p_i \cdot R_{m2}}{\delta_2} \pm \frac{6 \cdot K_{2x}(x, M_{01}, M_{02})}{\delta_2^2} \mp \frac{6 \cdot K_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})}{\delta_2^2} + \\ & + \frac{T_{2x}(x, M_{01}, M_{02})}{\delta_2} + \frac{T_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})}{\delta_2} + E \cdot \alpha_T \cdot \Delta T_2. \end{aligned} \quad (3.14)$$

**Notă:** În egalitățile (13) și (14) semnul plus pentru momentele încovoietoare unitare radiale  $M_{2x}(x, M_{01}, M_{02})$  și  $K_{2x}(x, M_{01}, M_{02})$  este caracteristic suprafeței interioare a elementului cilindric 2. În cazul momentelor încovoietoare unitare radiale  $M_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})$  și  $K_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})$  semnul plus revine suprafeței exterioare a cilindrului scurt 2 (fig. 3. 2). În cazul aceluiași egalități (3. 13) și (3. 14), forțele unitare inelare au semnul plus pentru  $T_{2x}(x, M_{01}, M_{02})$ , respectiv semnul minus pentru  $T_{2x}(x, Q_{01}, Q_{02})$ , așa cum arată, de altfel, egalitățile (3. 19) și (3. 20). Cota  $x$  are originea zero în planul de separare al elementelor 1 și 2 și valoarea maximă ( $x = L_2$ ), în planul de separare al componentelor 2 și 3.

### 3. 2. 4. . Concluzii

În cadrul studiului anterior se are în vedere legătura între două elemente cilindrice lungi și un element cilindric scurt, intermediar. Se stabilesc ecuațiile de continuitate a deformațiilor radiale și unghiulare, astfel încât pe baza sistemului algebric linear se deduc expresiile sarcinilor de legătură – momente încovoietoare unitare și forțe tăietoare unitare. Cu ajutorul acestora se descriu expresiile tensiunilor radiale și inelare (stare plană de solicitare), dependente de o cotă curentă, exprimată în context. Metodologia de calcul, anterioară, poate fi valorificată și în cazul în care trecerile de la o structură la alta va fi cu racordare sau trecere liniară.

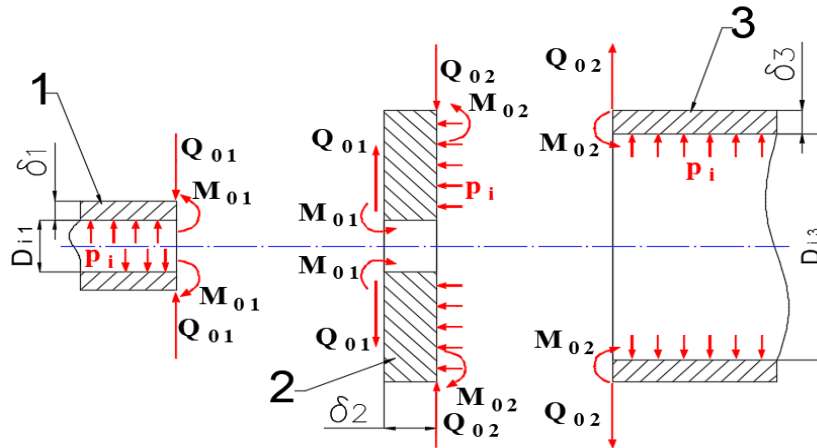


### 3. 3. Studiul analitic al stărilor de solicitare într-o placă circulară plană și un racord central

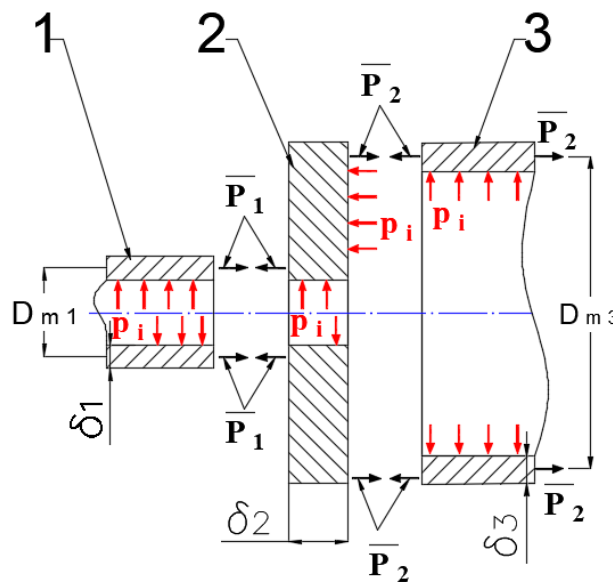
#### 3. 3. 1. Ipoteze de studiu

În structura echipamentelor industriale se întâlnesc , nu de puține ori, combinații între racorduri centrale pentru alimentarea cu fluide (lichide sau gaze) și plăci plane circulare, îmbinate, la rândul lor, cu corpuri cilindrice.

**Notă:** Modelul experimental adoptat și precizat anterior (fig. 3. 1) are o combinație de genul prezentat anterior. Se au în vedere ipotezele de calcul specifice învelișurilor de rotație.



**Fig. 3. 3.** Schema separării elementelor îmbinării racordului central cu o placă circulară plan, fixată la un corp cilindric [21]



**Fig. 3. 4.** Schema cu forțele axiale unitare  $\bar{P}_1$ ,  $\bar{P}_2$ , distribuite pe circumferințele mediale ale cilindrilor 1 și 3 [21]

#### 3. 3. 2. Ecuații de continuitate a deformațiilor. Sarcini de legătură

Scriind ecuațiile de continuitate a deformațiilor radiale și ale rotirilor pentru elementelor 1 și 2, respectiv 2 și 3, rezultă sistemul algebric scris sub forma:

$$[A] \cdot \{S_i\} = \{T_i\}, \quad (3.24)$$

unde determinantul *factorilor de influență* are forma:

$$[A] = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} & b_{14} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} & b_{24} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} & b_{34} \\ b_{41} & b_{42} & b_{43} & b_{44} \end{bmatrix}. \quad (3.25)$$

### 3.3.3. Stări de tensiuni

În continuare se trece la evaluarea *tensiunilor radiale și inelare*, în lungul tronsoanelor tubului pentru evacuarea prafului separat, pentru o stare plană de sollicitare statică.

#### Acțiunea sarcinilor exterioare - constante

Tensiunile radiale  $\sigma_1$  și inelare  $\sigma_2$ , constante pe lungimea elementelor cilindrice 1 și 3 (fig. 3.3), au formele:

- **Pentru elementul cilindric 1** (fig. 3.3):

$$\left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} = \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i} + \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{\Delta T_1} = p_i \cdot R_{m1} / (2 \cdot \delta_1) + E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1; \quad (3.54)_1$$

$$\left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} = \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i} + \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{\Delta T_1} = p_i \cdot R_{m1} / \delta_1 + E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1; \quad (3.54)_2$$

$$\left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i} = 2 \cdot \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i}; \quad \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{\Delta T_1} = \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{\Delta T_1} = E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1. \quad (3.54)_3$$

- **Pentru elementul cilindric 3** (fig. 3.3):

$$\left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} = \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i} + \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{\Delta T_3} = p_i \cdot R_{m3} / (2 \cdot \delta_3) + E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3; \quad (3.55)_1$$

$$\left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} = \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i} + \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{\Delta T_3} = p_i \cdot R_{m3} / \delta_3 + E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3; \quad (3.55)_2$$

$$\left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i} = 2 \cdot \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i}; \quad \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{\Delta T_3} = \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{\Delta T_3} = E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3. \quad (3.55)_3$$

#### Acțiunea sarcinilor de legătură

- **Pentru elementul cilindric 1** (fig. 3.3):

$$\left\{ (\sigma_1)_{1x}; (\sigma_2)_{1x} \right\} = \left\{ \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} \cdot (c_{i\sigma r})_{1x}; \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} \cdot (c_{i\sigma i})_{1x} \right\};$$

$$(3.58)_1$$

$$(c_{i\sigma r})_{1x} = 1 + \left\{ \left( \pm 6 \cdot M_{1x} / \delta_1^2 \right) / \left[ p_i \cdot R_{m1} / (2 \cdot \delta_1) + E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1 \right] \right\}; \quad (3.58)_2$$

$$(c_{i\sigma i})_{1x} = 1 + \left\{ \left[ \pm 6 \cdot \mu_1 \cdot M_{1x} / \delta_1^2 + T_{1x} / \delta_1 \right] / \left[ p_i \cdot R_{m1} / \delta_1 + E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1 \right] \right\}. \quad (3.58)_3$$

- **Pentru elementul cilindric 3** (fig. 3. 3):

$$\left\{ (\sigma_1)_{3x}, (\sigma_2)_{3x} \right\} = \left\{ \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} \cdot (c_{i\sigma r})_{3x}, \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} \cdot (c_{i\sigma i})_{3x} \right\}; \quad (3.59)_1$$

$$(c_{i\sigma r})_{3x} = 1 + \left\{ \left[ \pm 6 \cdot M_{3x} / \delta_3^2 \right] / \left[ p_i \cdot R_{m3} / (2 \cdot \delta_3) + E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3 \right] \right\}; \quad (3.59)_2$$

$$(c_{i\sigma i})_{3x} = 1 + \left\{ \left[ \pm 6 \cdot \mu_3 \cdot M_{3x} / \delta_3^2 + T_{3x} / \delta_3 \right] / \left[ p_i \cdot R_{m3} / \delta_3 + E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3 \right] \right\}. \quad (3.59)_3$$

**Notă:** Semnul plus din egalitățile (3. 58)<sub>2,3</sub> și (3. 59)<sub>2,3</sub> se ia în considerație pentru suprafețele interioare ale componentelor cilindrice  $j = 1, 3$  (fig. 3. 3), conform schemei acceptate pentru studiu.

În sensul celor de mai sus trebuie analizate variațiile funcțiilor  $M_{1x}, T_{1x}$ , respectiv  $M_{3x}, T_{3x}$ . Se poziționează secțiunile în care aceste mărimi sunt maxime, reflectând solicitarea de încovoiere ( $M_{1x}, M_{3x}$ ), respectiv solicitarea de întindere/comprimare în direcție inelară ( $T_{1x}, T_{3x}$ ). Se deduc cotele ( $x_{1M}$  - pentru momentul unitar radial, unitar  $M_{1x}$  și  $x_{1T}$  - pentru forța unitară inelară  $T_{1x}$ ); ( $x_{3M}$  - pentru momentul încovoierilor unitar radial  $M_{3x}$  și  $x_{3T}$  - pentru forța unitară inelară  $T_{3x}$ ).

### 3. 3. 3. 2. Tensiuni echivalente dezvoltate de sarcinile exterioare – constante

- **Pentru elementul cilindric 1** (fig. 17):

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} = \sqrt{\frac{\left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1}^2 + \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1}^2}{- \left[ (\sigma_1)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} \cdot \left[ (\sigma_2)_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1}}}; \quad (3.62)_1$$

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{p_i, \Delta T_1} = \sqrt{3 \cdot \left[ p_i \cdot R_{m1} / (2 \cdot \delta_1) \right]^2 + 3 \cdot \left[ p_i \cdot R_{m1} / (2 \cdot \delta_1) \right] \cdot (E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1) + (E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1)^2}, \quad (3.62)_2$$

sau, pentru efecte individuale:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{p_i} = \sqrt{3} \cdot p_i \cdot R_{m1} / (2 \cdot \delta_1); \quad \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{\Delta T_1} = E_1 \cdot \alpha_1 \cdot \Delta T_1. \quad (3.62)_3$$

- **Pentru elementul cilindric 3** (fig. 17):

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} = \sqrt{\frac{\left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3}^2 + \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3}^2}{- \left[ (\sigma_1)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} \cdot \left[ (\sigma_2)_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3}}}; \quad (3.62)_4$$

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{p_i, \Delta T_3} = \sqrt{3 \cdot \left[ p_i \cdot R_{m3} / (2 \cdot \delta_3) \right]^2 + 3 \cdot \left[ p_i \cdot R_{m3} / (2 \cdot \delta_3) \right] \cdot (E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3) + (E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3)^2}, \quad (3.62)_5$$

sau, pentru efecte individuale:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{p_i} = \sqrt{3} \cdot p_i \cdot R_{m3} / (2 \cdot \delta_3); \left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{\Delta T_3} = E_3 \cdot \alpha_3 \cdot \Delta T_3. \quad (3.62)_6$$

### Tensiuni echivalente dezvoltate de sarcinile de legătură

- **Pentru elementul cilindric 1** (fig. 3. 3):

$$\left( \sigma_{1M} \right)_{1x} = 6 \cdot M_{1x} / \delta_1^2; \left( \sigma_{2M} \right)_{1x} = \mu_1 \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{1x}; \left( \sigma_{1T} \right)_{1x} = 0; \left( \sigma_{2T} \right)_{1x} = T_{1x} / \delta_1; \quad (3.63)$$

tensiunile echivalente existente la interiorul sau la exteriorul cilindrului 1 pot fi evaluate cu relații de forma:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{M_{1x}, T_{1x}} = \sqrt{\left( \sigma_{1M} \right)_{1x}^2 + \left[ \left( \sigma_{2M} \right)_{1x} + \left( \sigma_{2T} \right)_{1x} \right]^2 - \left( \sigma_{1M} \right)_{1x} \cdot \left[ \left( \sigma_{2M} \right)_{1x} + \left( \sigma_{2T} \right)_{1x} \right]}, \quad (3.64)$$

respectiv:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{M_{1x}, T_{1x}} = \sqrt{(1 - \mu_1 + \mu_1^2) \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{1x}^2 + (2 \cdot \mu_1 - 1) \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{1x} \cdot \left( \sigma_{2T} \right)_{1x}}. \quad (3.65)$$

În cazul neglijării efectului forței unitare de întindere/comprimare  $T_{1x}$  se ajunge la:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{M_{1x}} = \left( \sigma_{1M} \right)_{1x} \cdot \sqrt{(1 - \mu_1 + \mu_1^2)}; \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{T_{1x}} = T_{1x} / \delta_1. \quad (3.66)$$

- **Pentru elementul cilindric 3** (fig. 3. 3):

$$\left( \sigma_{1M} \right)_{3x} = 6 \cdot M_{3x} / \delta_3^2; \left( \sigma_{2M} \right)_{3x} = \mu_3 \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{3x}; \left( \sigma_{1T} \right)_{3x} = 0; \left( \sigma_{2T} \right)_{3x} = T_{3x} / \delta_3; \quad (3.67)$$

tensiunile echivalente existente la interiorul sau la exteriorul cilindrului 1 pot fi evaluate cu relații de forma:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{M_{3x}, T_{3x}} = \sqrt{\left( \sigma_{1M} \right)_{3x}^2 + \left[ \left( \sigma_{2M} \right)_{3x} + \left( \sigma_{2T} \right)_{3x} \right]^2 - \left( \sigma_{1M} \right)_{3x} \cdot \left[ \left( \sigma_{2M} \right)_{3x} + \left( \sigma_{2T} \right)_{3x} \right]}, \quad (3.68)$$

respectiv:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{M_{3x}, T_{3x}} = \sqrt{(1 - \mu_3 + \mu_3^2) \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{3x}^2 + (2 \cdot \mu_3 - 1) \cdot \left( \sigma_{1M} \right)_{3x} \cdot \left( \sigma_{2T} \right)_{3x}}.$$

(3. 69)

În cazul neglijării efectului forței unitare de întindere/comprimare  $T_{3x}$  se ajunge la:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{M_{3x}} = (\sigma_{1M})_{3x}^2 \cdot \sqrt{(1 - \mu_3 + \mu_3^2)}; \quad \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{T_{3x}} = T_{3x} / \delta_3. \quad (3. 70)$$

**Observație:** Tensiunile echivalente dezvoltate de sarcinile de legătură trebuie să se calculeze în planurile în care acestea sunt extreme (expresiile ( 76 ) și ( 77 )).

### Tensiuni echivalente (cu efectul forțelor unitare de forfecare)

Tensiunile de forfecare dezvoltate de forțele unitare de forfecare și de momentele încovoietoare radiale unitare, pentru elementele cilindrice 1 și 3, se pot evalua cu relația:

$$\{ \tau_{1x}, \tau_{3x} \} = \{ Q_{1x} / \delta_1, Q_{3x} / \delta_3 \}, \quad (3. 71)$$

în care  $Q_{1x}$ ,  $Q_{3x}$  și au formele (3. 56) 2, (3. 57) 2.

Atunci când se are în vedere și efectul forfecării, expresia tensiunii echivalente se modifică conform expresiei [64]:

$$\left\{ (\sigma_{ech})_{1x}; (\sigma_{ech})_{3x} \right\} = \left\{ \sqrt{(\sigma_{ech})_{1x}^2 + 3 \cdot \tau_{1x}^2}; \sqrt{(\sigma_{ech})_{3x}^2 + 3 \cdot \tau_{3x}^2} \right\}, \quad (3. 72)_1$$

respectiv:

$$\left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{Q_{3x}} = \sqrt{3} \cdot \tau_{3x} \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{Q_{1x}} = \sqrt{3} \cdot \tau_{1x}. \quad (3. 72)_2$$

Tensiunile echivalente totale pot fi evaluate și prin intermediul tensiunilor echivalente parțiale ale presiunii, efectului termic, al momentelor încovoietoare radiale unitare, al forțelor unitare de întindere/comprimare, respectiv al tensiunilor de forfecare, scrise sub formele:

$$\begin{aligned} \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{max} &= c_p \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{p_i} + c_{\Delta T} \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{\Delta T_1} + \\ &+ c_M \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{M_{1x}} + c_T \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{T_{1x}} + c_Q \cdot \sqrt{3} \cdot \tau_{1x}, \end{aligned} \quad (3. 76)$$

pentru cilindrul 1, respectiv:

$$\begin{aligned} \left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{max} &= c_p \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{p_i} + c_{\Delta T} \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{1x} \right]_{\Delta T_3} + \\ &+ c_M \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{M_{3x}} + c_T \cdot \left[ (\sigma_{ech})_{3x} \right]_{T_{3x}} + c_Q \cdot \sqrt{3} \cdot \tau_{3x}, \end{aligned} \quad (3. 77)$$

pentru cilindrul 3.

În relațiile anterioare  $c_p, c_{\Delta T}, c_M, c_T, c_Q$  sunt factori de selectare a efectului sarcinilor precizate: presiune, gradient termic, moment încovoietor radial unitar, forță unitară inelară de întindere/comprimare, forță tăietoare unitară. Când coeficienții au valori egale cu unitatea, efectul sarcinii este prezent, în timp ce atunci când coeficienții au valori nule, acestea se îndepărtează.

**Notă:** Este necesară evaluarea valorilor maxime ale tensiunilor echivalente

pe suprafețele elementelor cilindrice 1 și 3, pentru a fi comparate cu rezistența admisibilă caracteristică materialelor de construcție, în condițiile de funcționare. Astfel,  $\left\{ \left( \sigma_{ech} \right)_{1x} \right\}_{max} \leq \sigma_{1a} = c_s \cdot \sigma_c$  sau  $\left\{ \left( \sigma_{ech} \right)_{3x} \right\}_{max} \leq \sigma_{3a} = c_s \cdot \sigma_c$ ,  $\sigma_c$  reprezentând limita convențională de curgere a materialului metalic.



Apelând la ***criteriul participării sau al contribuției sarcinilor*** privind capacitatea portantă a structurii analizate se poate scrie:

$$\left[ f_{pp} \right]_j + \left[ f_{p\Delta T} \right]_j + \left[ f_{pM_x} \right]_j + \left[ f_{pT_x} \right]_j + \left[ f_{p\tau_x} \right]_j \leq 1, \quad (3.78)$$

unde au fost utilizate notațiile:  $f_{pp}$  – factorul de participare/contribuție corespunzător presiunii de lucru;  $f_{p\Delta T}$  – factorul de participare/contribuție a efectului termic;  $f_{pM_x}$  – factorul de participare/contribuție a momentului încovoietor radial unitar, cu valoare maximă, la o cotă curentă  $x$ , situată în lungul învelișului cilindric;  $f_{pT_x}$  – factorul de participare/contribuție a forței unitare inelare de întindere/comprimare, la o cotă curentă  $x$ , situată în lungul învelișului cilindric analizat;  $f_{p\tau_x}$  – factorul de participare/contribuție a forței unitare tăietoare, la o cotă curentă  $x$ , măsurată în lungul învelișului cilindric;  $j$  – reprezintă numărul învelișului cilindric considerat.

### 3.3.4. Concluzii

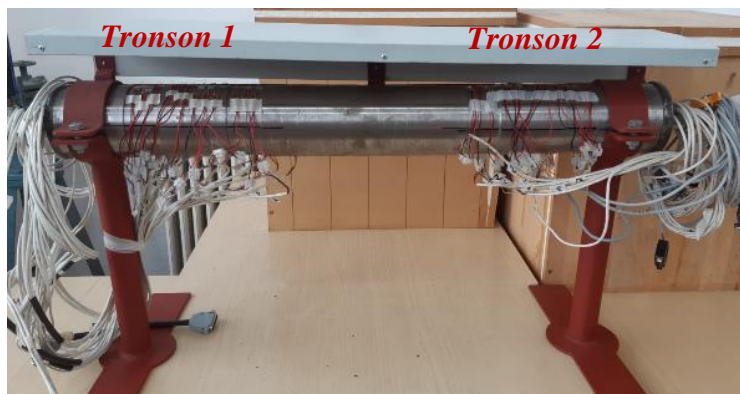
În cele ce preced se are în vedere analiza stărilor de tensiuni dezvoltate într-o structură formată dintr-o placă plană cu orificiu central și un tub de legătură, respectiv un cilindru care se sudează la partea marginală a plăcii. Se consideră o placă cu dimensiune relativ redusă, astfel încât se resimt reciproc efectele sarcinilor marginale. Elementele cilindrice se apreciază ca fiind lungi. Materialele din care se realizează componentele structurii pot la fel sau diferite. Expresiile matematice deduse atât pentru sarcinile de legătură, cât și pentru sarcinile de lucru, constante valoric.

## C A P I T O L U L 4

### **Analiza experimentală a stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități de structură ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda electrotensometrică**

#### 4.1. Introducere

În stadiul actual al cunoașterii este menționat faptul că tehnologia de fabricare a elementelor componente destinate a fi înglobate într-un echipament sub presiune are un rol important în apariția și dezvoltarea defectelor [1, 2]. În acest context, prezentul raport propune să aducă contribuții referitoare la problematica privind influența defectelor și discontinuităților geometrice asupra capacității portante a sistemelor tehnologice sub presiune.



**Fig. 4. 8.** Model experimental final

## **4. 2. Studiu experimental pe model cu discontinuități geometrice**

### **4. 2. 1. Scopul cercetărilor experimentale**

Studiul prezintă rezultatele experimentale obținute în urma testelor efectuate pe un corp cilindric cu geometrie variabilă, solicitat la o presiune interioară în trei trepte. Se ia în discuție cazul unei treceri fără racordare de la o grosime a peretelui la una mai redusă a corpului cilindric (sau invers), caz în care se stabilesc experimental, valorile deformațiilor liniare specifice și tensiunile corespunzătoare. În cazul de față s-a folosit tensometria electro-rezistivă.

### **4. 2. 2. Obiectul cercetărilor experimentale**

Studiul de față are în vedere determinarea tensiunilor manifestate pe suprafața exterioară cilindrică a unor zone cu geometrii diferite, folosind metoda tensometriei electro-rezistive.

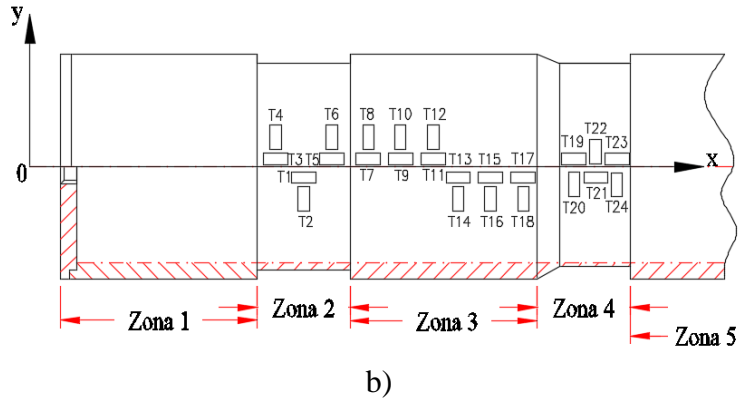
### **4. 2. 3. Metodica cercetărilor experimentale**

Tensometria electrorezistivă constituie o metodă eficientă pentru verificarea practică a stării de tensiuni mecanice în situația unui sistem tehnic, care este dificil de analizat prin procedee analitice, deoarece permite măsurarea deformațiilor liniare specifice pe mai multe direcții și aplicarea formulelor analitice corespunzătoare teoriei elasticității [32 - 34].

În vederea cercetării abordate în cazul de față, s-a realizat un model destinat desfășurării experimentelor (fig. 4. 2).



a)



b)  
**Fig. 4. 6.** Model experimental - Tronson 1  
 a) tronson 1; b) schiță 1 – amplasare traductoare 1, 2, 3 ... 24.

3.

Materialul de construcție al modelului experimental este P265GH, având simbolizarea 1.0425, conform EN 10216 (limita de curgere,  $R_{p_{0,2}} = 265 \text{ N/mm}^2$ ; rezistența de rupere,  $R_m = 410 - 570 \text{ N/mm}^2$ ; lungirea la rupere,  $A = 32\%$ ).

Celelalte caracteristici ale modelului experimental se prezintă sub forma: lungime țevă  $\varnothing 114.3 \text{ mm} \times 8 \text{ mm} \times 931 \text{ mm}$ ; capac  $\varnothing 114.3 \times 10 \text{ mm}$ , 2 buc.; suporturi pentru țevă, 2 buc.; protecție echipament realizată din tablă având grosimea 1 mm; 2 racorduri  $2^{1/2''}$ ; robinet alimentare  $2^{1/2''}$ ; manometru Afriso,  $p_{\text{max}} = 4 \text{ MPa}$

S-au amplasat traductoare pe modelul experimental conform **figurilor 4. 6.** și **4. 7.**

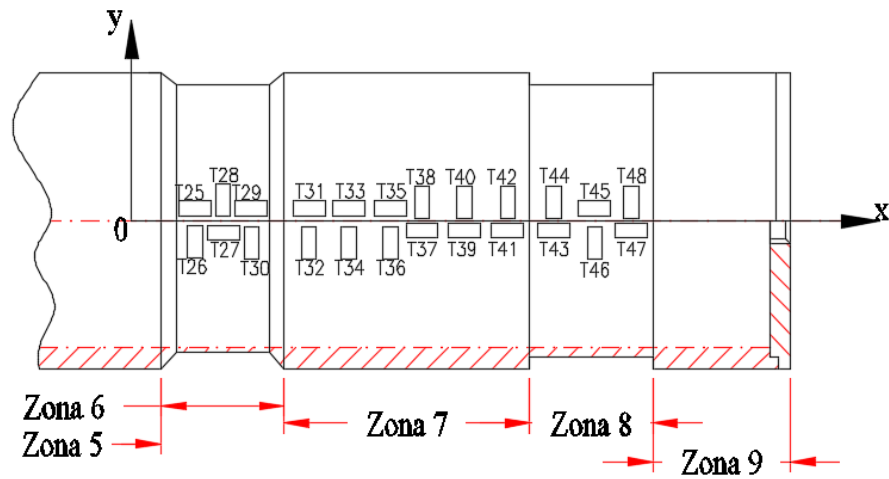
S-a împărțit modelul în două tronsoane, respectiv tronson 1 (partea din stânga – cu manometru) și tronson 2 (partea din dreapta – cu racordul de alimentare). Modelul a fost împărțit în 9 zone. Zonele 1, 5 și 9 au fost zone cu grosime constantă, pe care nu s-au amplasat traductoare și care, în lucrarea de față, nu au fost luate în considerare pentru cercetare. Zonele 2 (având dimensiunea de 50 mm), 3 (având dimensiunea de 100 mm), 4 (având dimensiunea de 50 mm), 6 (având dimensiunea de 50 mm), 7 (având dimensiunea de 100 mm) și 8 (având dimensiunea de 50 mm), sunt zone cu grosimi diferite și treceri de diametru diferite, unde au fost amplasate traductoare, după cum urmează:

- Zona 2, cu traductoarele T1...T6, diametrul exterior al țevii  $\phi 109 \text{ mm}$ .
- Zona 3, cu traductoarele T7...T18, diametrul exterior al țevii  $\phi 113,5 \text{ mm}$ .
- Zona 4, cu traductoarele T19...T24, diametrul exterior al țevii  $\phi 109,5 \text{ mm}$ .
- Zona 6, cu traductoarele T25...T30, diametrul exterior al țevii  $\phi 108,5 \text{ mm}$ .
- Zona 7, cu traductoarele T31...T42, diametrul exterior al țevii  $\phi 113,5 \text{ mm}$ .
- Zona 8, cu traductoarele T43...T48, diametrul exterior al țevii  $\phi 108,5 \text{ mm}$ .





a)



b)

**Fig. 4. 7.** Model experimental - tronson 2

a) Tronson 2; b) schiță 2 – amplasare traductoare 25, 26, 27....48.

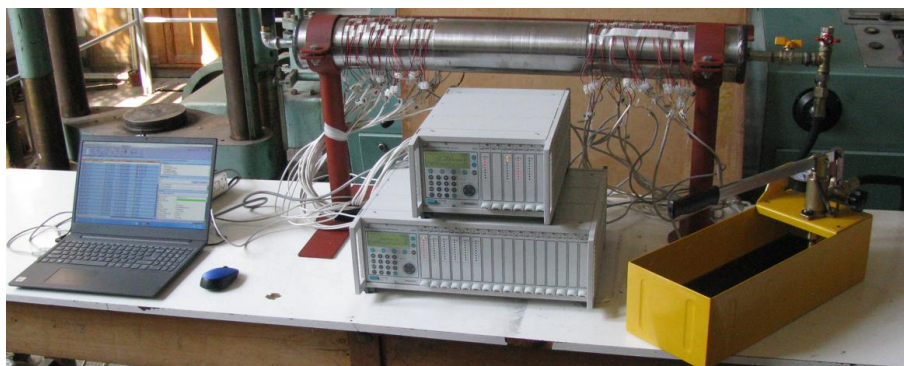
Calculul tensiunilor, pe fiecare zonă a modelului experimental, în funcție de presiunea interioară, s-a efectuat cu formulele din [32 - 34], corespunzătoare învelișurilor cilindrice de rotație.

#### 4. 2. 4. Aparatura utilizată în vederea cercetărilor experimentale

Pentru efectuarea experimentelor, au fost utilizate următoarele echipamente, precum și soft-ul pentru testare:

1. Stand experimental (**fig. 4.9.**);
2. Pompă cu manometru (**fig. 4. 11.**);
3. Echipamente MGCplus (**fig. 4. 12.**), necesare pentru achiziția de date (MGCplus 1 a achiziționat 40 de puncte de măsură, iar MGCplus 2 a achiziționat 8 puncte de măsură).
4. laptop Lenovo (**fig. 4. 13.**), cu soft specializat Catman Easy, necesar achiziției de date și procesarea rezultatelor încercărilor.

5. mărci electro-tensometrice cu folie de tipul 6/120 LY 11, fabricate de firma Hottinger; o singură direcție (L) conform codului, suportul din rășină poliamidică (Y), baza de măsurare de 6 mm, rezistența de  $120 \Omega \pm 0,2\%$ , coeficientul termic  $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ , K-1 (pentru oțel), plus datele din prospect; k și domeniul de temperatură, cuprins între  $-70^{\circ}\text{C}$  și  $+200^{\circ}\text{C}$ .



**Fig. 4. 9.** Stand pentru analiza experimentală a stărilor de tensiuni



**Fig. 4. 11.** Pompă cu manometru



**Fig. 4. 12.** Echipamente MGCplus 1 și MGCplus 2



**Fig. 4. 13.** Laptop Lenovo

#### **4. 2. 5. Desfășurarea cercetărilor experimentale**

Pe parcursul efectuării cercetărilor experimentale s-au avut în vedere următoarele cazuri:

1. În cazul 1 s-a folosit o presiune interioară în echipament până la valoarea  $p_1 = 1$  [MPa] = 1 [N/mm<sup>2</sup>], după care s-a efectuat descărcarea acesteia până la valoarea 0 [MPa] = 0 [N/mm<sup>2</sup>].

2. În cazul 2 s-a utilizat o presiune interioară în echipament până la valoarea  $p_2 = 2$  [MPa] = 2 [N/mm<sup>2</sup>] după care, s-a realizat descărcarea acesteia până la valoarea 0 MPa.

3. În cazul 3 s-a ridicat o presiune interioară în echipament până la valoarea  $p_3 = 3$  [MPa] = 3 [N/mm<sup>2</sup>], după care s-a produs descărcarea acesteia până la valoarea 0 MPa.

Cu ajutorul punțiilor tensometrice MGCplus, s-au obținut deformațiile liniare specifice pe direcție radială și pe direcție inelară, la presiunile de urcare/coborâre, mai sus menționate.

#### 4. 2. 6. Rezultatele cercetărilor experimentale

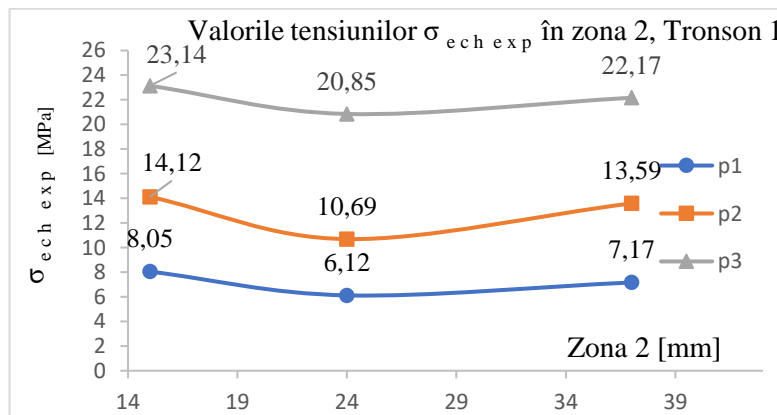
Valorile tensiunilor echivalente teoretice,  $\sigma_{ech\ t}$ , calculate cu formula (4. 6), respectiv relațiile (4. 1), pe lungimea tronsonului 1 (zonele 2, 3 și 4) și pe lungimea tronsonului 2 (zonele 6, 7 și 8), sunt prezentate în tabelul 1:

**Tabelul 4. 1.** Rezultate tensiuni echivalente teoretice calculate în cele 6 zone

Presiunea [MPa]	Zona 2	Zona 3	Zona 4	Zona 6	Zona 7	Zona 8
	$\sigma_{ech\ t}$ [MPa]					
$p_1 = 1$	8,39	6,03	8,03	8,78	8,99	5,89
$p_2 = 2$	16,78	12,07	16,07	17,56	17,98	11,78
$p_3 = 3$	25,17	18,10	24,10	26,34	26,97	17,67

Tensiunile echivalente teoretice, calculate pe lungimea fiecărui tronson, fără concentrări influențate de discontinuități, sunt folosite pentru compararea cu valorile tensiunilor echivalente experimentale, în diferite secțiuni menționate pe figurile 4. 14 – 4. 19.

#### 4. 2. 7. Prelucrarea și interpretarea rezultatelor



**Fig. 4. 14.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 2, Tronson 1

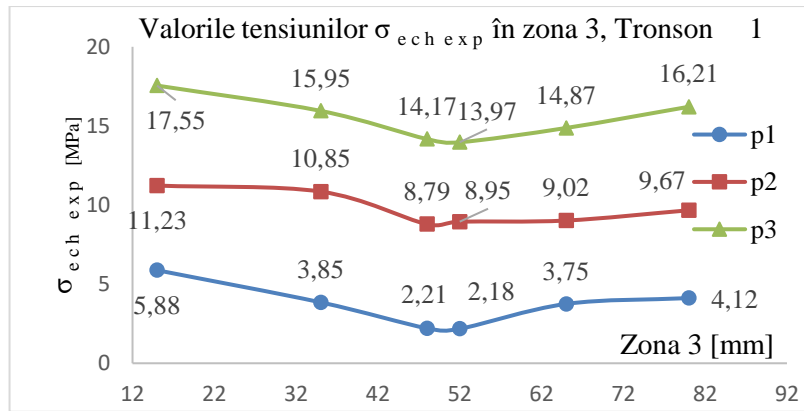


Fig. 4. 15. Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 3, Tronson 1

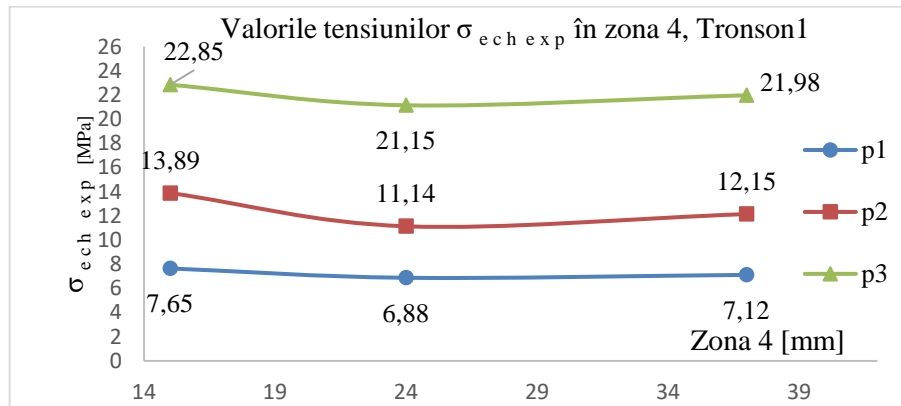


Fig. 4. 16. Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 4, Tronson 1

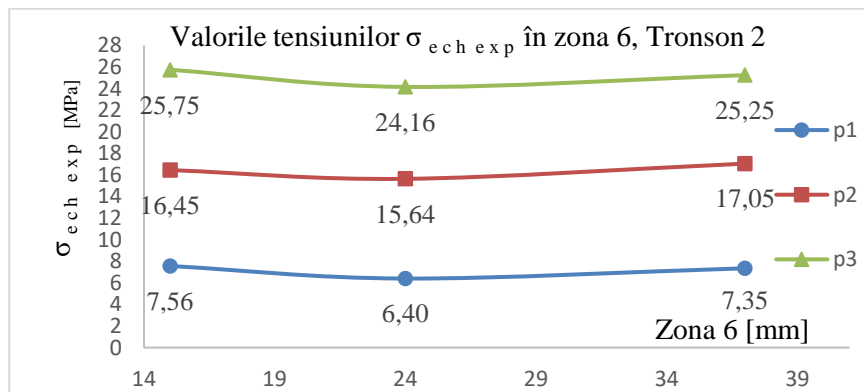
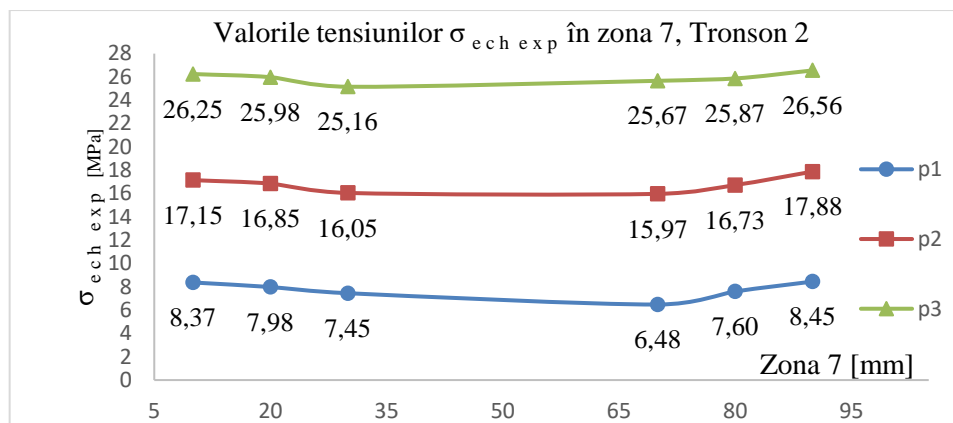
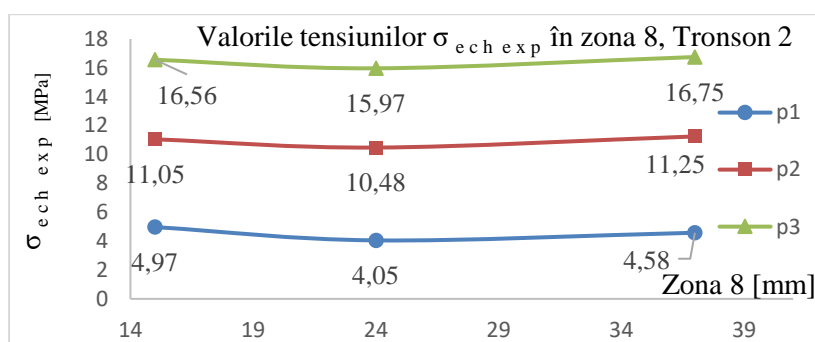


Fig. 4. 17. Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 6, Tronson 2



**Fig. 4. 18.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 7, Tronson 2



**Fig. 4. 19.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale în zona 8, Tronson 2

În figurile 4. 14 – 4.19 sunt prezentate variațiile tensiunilor echivalente experimentale,  $\sigma_{ech\ exp}$ , calculate cu formula (4. 6), pe lungimea Tronsonului 1 (zonele 2, 3 și 4) și pe lungimea Tronsonului 2 (zonele 6, 7 și 8) – în secțiunile cu traductoare electro-tensometrice.

Se observă că pentru toate zonele analizate, valorile tensiunilor echivalente măsurate sunt mai mici decât valorile tensiunilor echivalente teoretice. De exemplu, în zona 7, pentru presiunea  $p_3 = 3\text{ MPa}$ , există:

$$\sigma_{ech\ exp} = 25,92\text{ MPa} < \sigma_{ech\ t} = 26,97\text{ MPa}.$$

S-a considerat că experimentul a avut loc în condiții normale de lucru și la temperatura mediului ambiant.

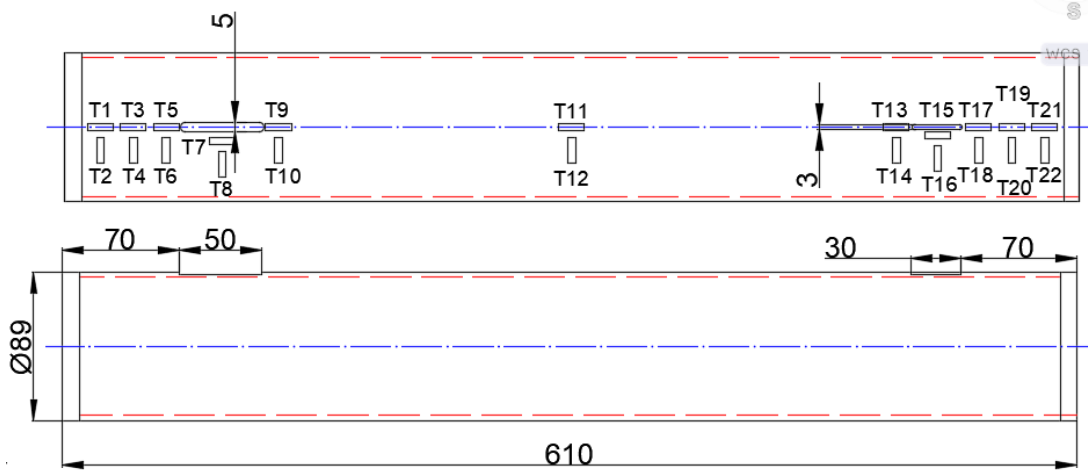
#### 4. 2. 8. Concluzii

Din interpretarea rezultatelor obținute, se observa că la o creștere a presiunii interioare se produce o modificare adecvată a tensiunilor radiale și inelare, respectiv a tensiunilor echivalente.

Se remarcă faptul că tensiunile echivalente experimentale sunt mai reduse, valoric, decât tensiunile echivalente de membrană. Diferențele sunt ne semnificative, în cadrul experimentului efectuat.



3. În cazul 3 s-a ridicat o presiune interioară în echipament până la valoarea  $p_3 = 3$  [MPa], după care, s-a produs descărcarea acesteia până la valoarea 0 MPa.



**Fig. 4. 25.** Schiță amplasare traductoare tensometrice

Cu ajutorul punții tensometrice MGCplus, s-au obținut deformațiile liniare specifice pe direcție radială și pe direcție inelară, la presiunile mai sus menționate.

Calculul tensiunilor pe fiecare zonă a modelului experimental, în funcție de presiunea interioară, s-a efectuat cu formulele cunoscute.

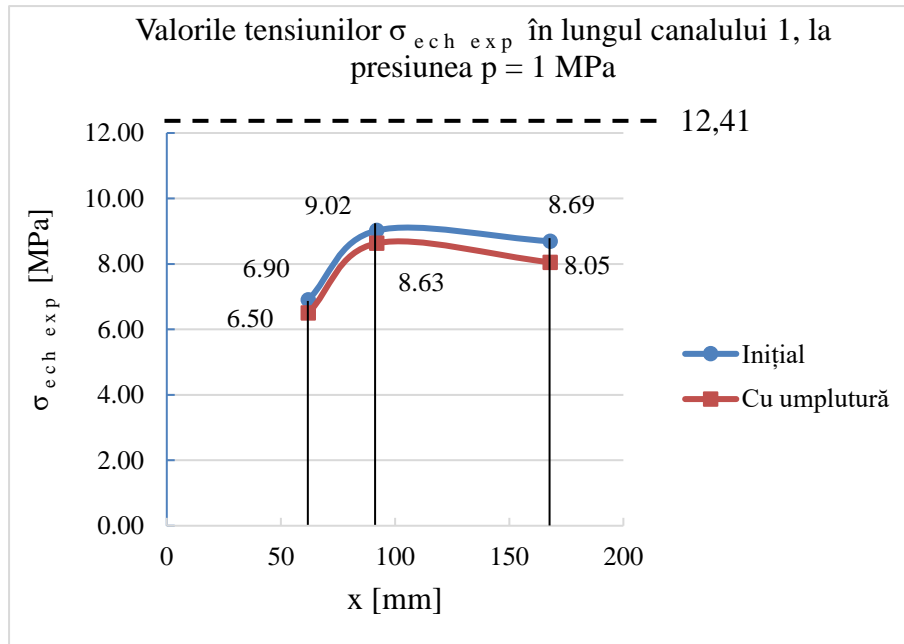
#### 4. 3. 1. Aparatura folosită pentru cercetările experimentale

Componența aparaturii utilizate pentru experimentări este cea descrisă la cazul 4. 2.

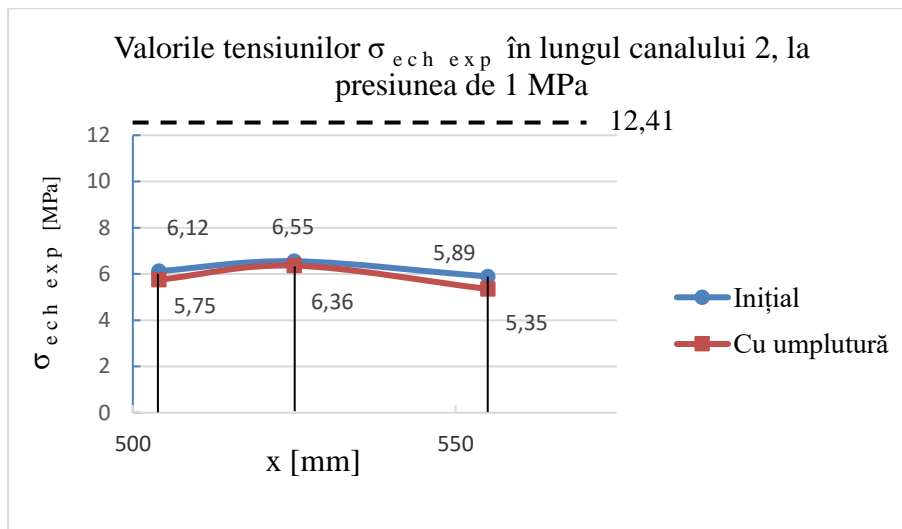
Este de menționat că s-au luat în considerare, în vederea analizei, doar traductoarele amplasate în jurul celor 2 canale, respectiv traductoarele 5, 6, ...10 și 13, 14, ....18 (fig. 4. 22).

Se observă că pentru zonele din jurul celor 2 canale, după ce au fost umplute cu un material compozit, valorile tensiunilor echivalente măsurate sunt mai reduse decât valorile tensiunilor echivalente măsurate inițial, în zonele adiacente canalului.

S-a considerat că experimentul a avut loc în condiții normale de lucru și la temperatura mediului ambiant.

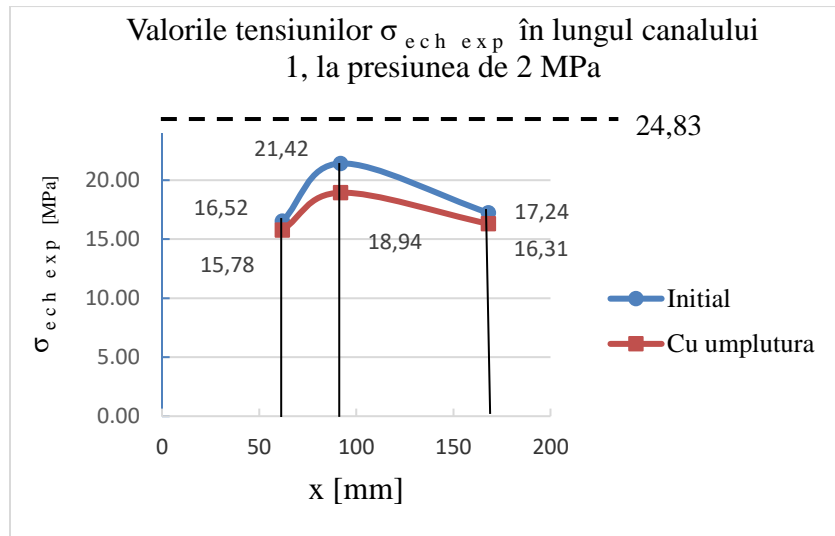


**Fig. 4. 32.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 1\ MPa$ , în lungul canalului 1

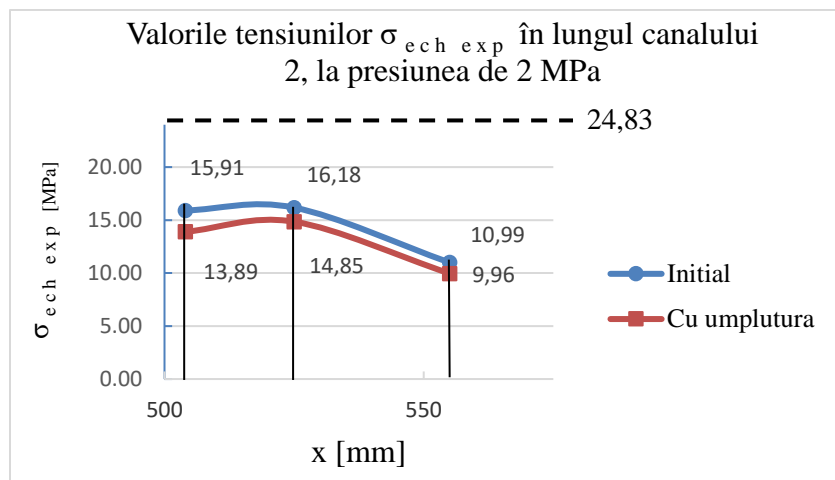


**Fig. 4. 33.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 1\ MPa$ , în lungul canalului 2

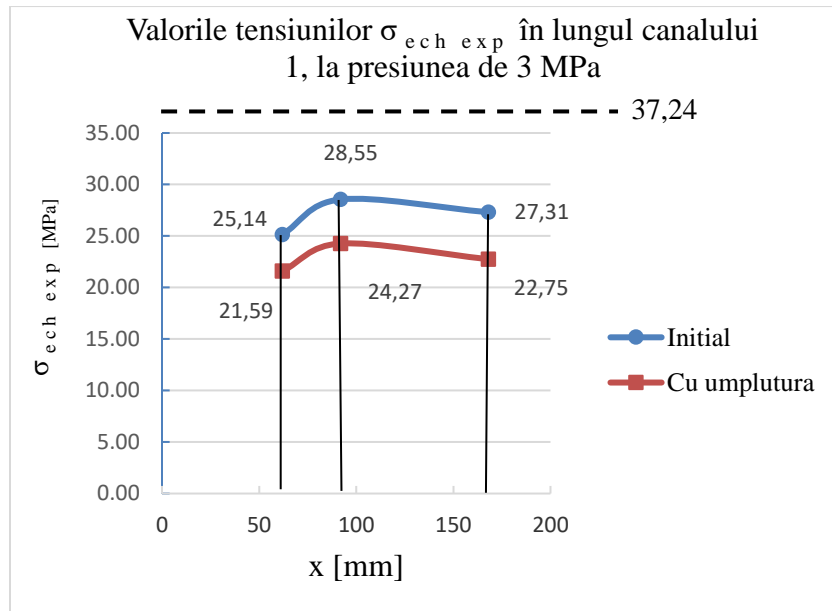




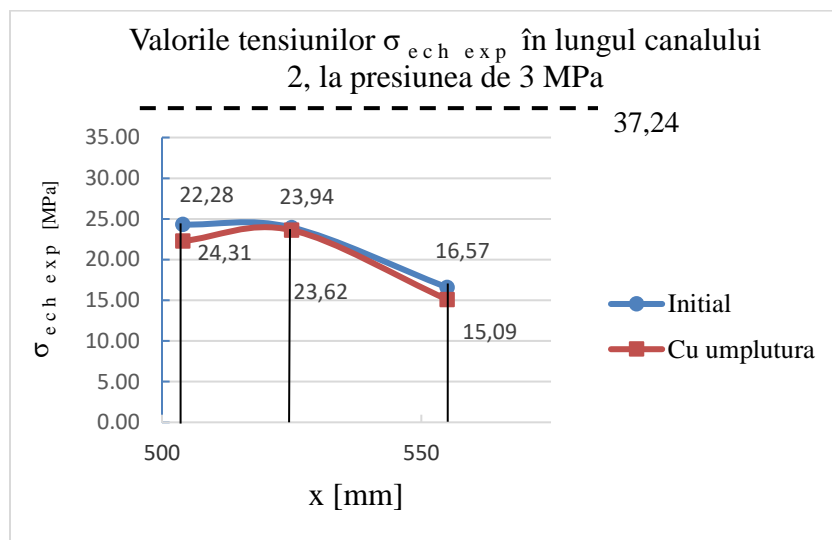
**Fig. 4. 34.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 2\ MPa$ , în lungul canalului 1



**Fig. 4. 35.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 2\ MPa$ , în lungul canalului 2



**Fig. 36.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 3 \text{ MPa}$ , în lungul canalului 1



**Fig. 37.** Valorile tensiunilor echivalente experimentale, pentru presiunea  $p = 3 \text{ MPa}$ , în lungul canalului 2

#### 4. 4. Concluzii

Se remarcă faptul că tensiunile echivalente experimentale sunt mai reduse, valoric, decât tensiunile echivalente de membrană. Diferențele sunt nesemnificative, în cadrul experimentului efectuat.

O analiză mai atentă confirmă valorile mai ridicate ale deformațiilor liniare specifice, dezvoltate în direcție inelară (circumferențială), care ilustrează un “*eventual effect de despicare*”.

## C A P I T O L U L 5

### Analiza stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități geometrice ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda elementului finit

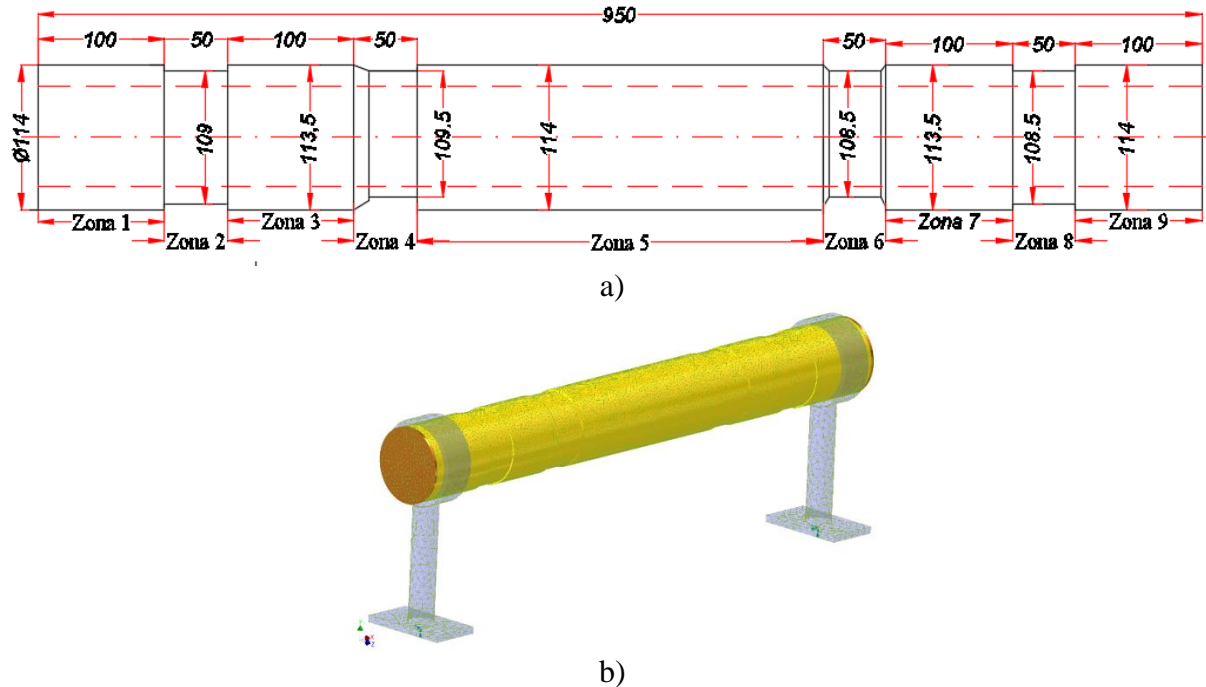


Fig. 5. 1. Modelul geometric - a) schița modelului; - b) modelul geometric construit în Inventor

### 5. 1. Introducere

Modelarea cu element finit se utilizează în prezent pe scară largă în mediul academic și industrial. Aplicațiile folosite în sprijinul proiectării și evaluării rezistenței diverselor structuri mecanice reprezintă o bază pentru funcționarea în condiții de siguranță a acestora [24 - 26]. Analiza prin această metodă este o componentă integrantă și majoră în multe domenii de proiectare și de fabricare ingierească.

### 5. 2. Cercetări numerice pe model 1 geometric

Scopul studiului constă în analiza numerică cu metoda elementului finit (MEF) efectuată pe un corp cilindric cu geometrie variabilă, solicitat la o presiune interioară. Se ia în discuție cazul unei treceri fără racordare de la o grosime a peretelui la una mai redusă, caz în care se investighează valorile deformațiilor liniare specifice și tensiunile corespunzătoare. În acest scop, a fost realizat un model geometric construit în Inventor Professional și apoi importat în Nastran In-CAD pentru calculul MEF al obiectului.

#### 5. 2. 1. Cercetări numerice cu soft-ware *NASTRAN*

Discretizarea modelului geometric s-a facut cu elemente solide, dupa metoda tetraedrală, cu laturi parabolice pentru țevă și liniară pentru restul componentelor, cu dimensiunile prezentate în figura 5. 2.

Part Name	Visibility	Color	Size (mm)	Tolerance (mm)	Element Order	Settings	Nodes	Elements
Ansamblu 2.i...	<input checked="" type="checkbox"/>		38,4778	0,000769555	Parabolic	Settings	0	0
Capac_24.03...	<input checked="" type="checkbox"/>		6,05416	0,000121083	Linear	Settings	4421	2327
Capac_24.03...	<input checked="" type="checkbox"/>		6,05416	0,000121083	Linear	Settings	753	2478
Model_rev.1:1	<input checked="" type="checkbox"/>		5,5	0,00072112	Parabolic	Settings	171203	98631
Suport:1	<input checked="" type="checkbox"/>		13,2618	0,000265237	Linear	Settings	725	2216
Suport:2	<input checked="" type="checkbox"/>		13,2618	0,000265237	Linear	Settings	711	2143

Fig. 5. 2. Discretizare model geometric

Încărcarea este dată de presiunea interioară,  $p = 3\text{MPa}$ , și s-a impus condiția de asigurare a unei convergențe a rezultatelor  $< 2\%$ . Această cerință permite automatizarea procesului de rafinare a rețelei discretizate în timpul procesului de evaluare. În acest caz s-a impus o rafinare globală în 5 pași ("global refinement") care va permite modificarea dimensiunii elemntului finit pe întregul volum al piesei.

Tensiunile echivalente **von Mises** (calculate pe baza tensiunilor principale) obținute cu ajutorul MEF, în diferite secțiuni, prezintă un maxim de  $48,61\text{MPa}$  în zona capacului, dar pe țevă se obțin tensiuni  $< 24\text{MPa}$  în zonele de grosime mai mică și în jur de  $15\text{MPa}$  în zonele de grosime mai mare (fig. 5. 4.).

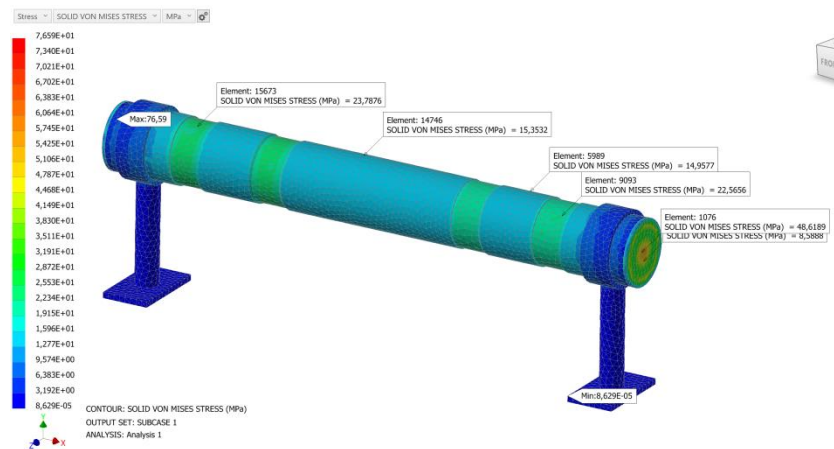
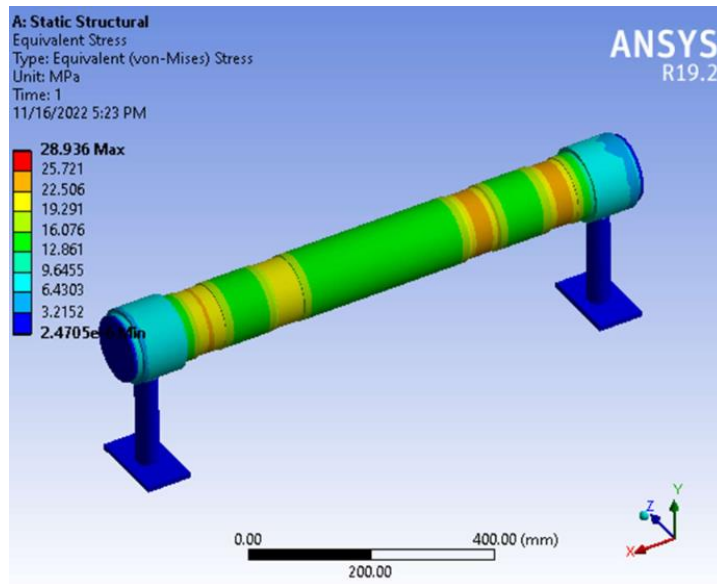
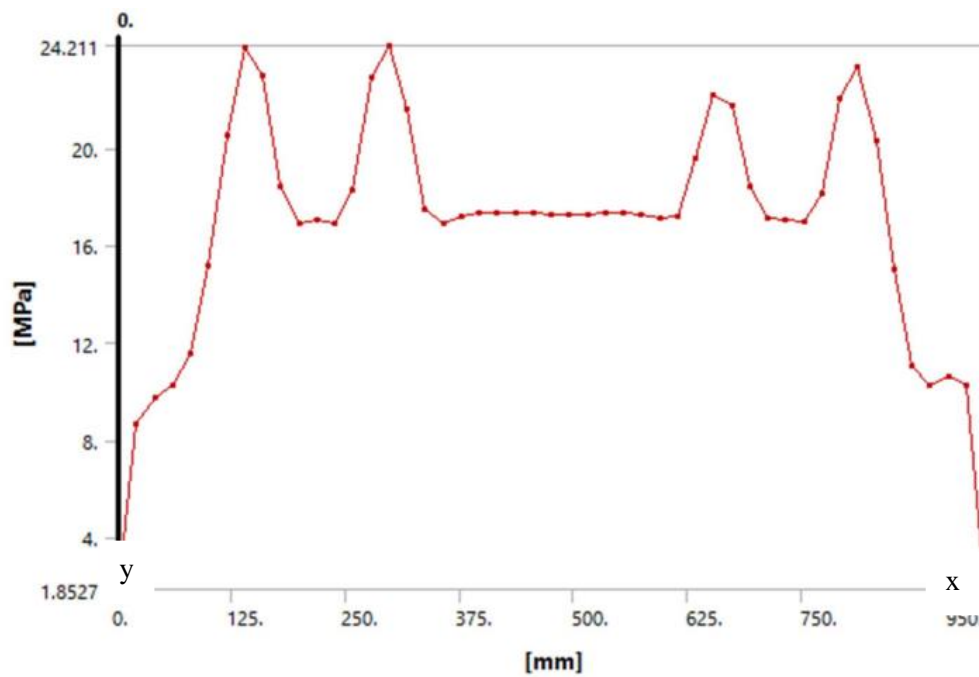


Fig. 5. 4. Valorile tensiunilor echivalente raportate la presiunea internă,  $p = 3\text{MPa}$

## 5. 2. 2. Cercetări numerice cu soft-ware ANSYS



**Fig. 5. 12.** Valorile tensiunilor echivalente



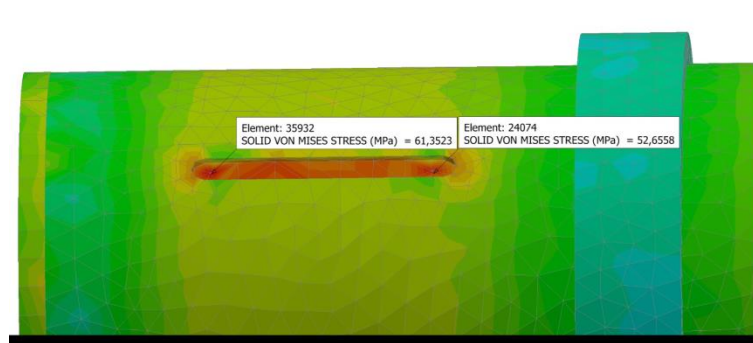
**Fig. 5. 14.** Reprezentarea grafică a valorilor tensiunilor echivalente în punctele aflate pe generatoarea exterioară, raportate la presiunea internă  $p = 3 \text{ MPa}$

## Concluzii

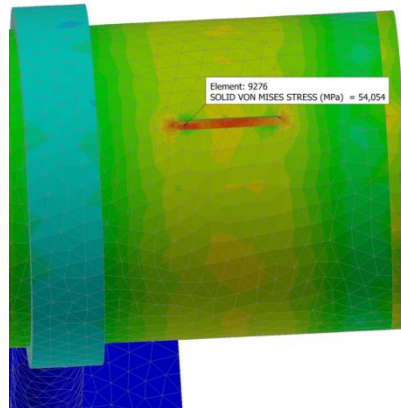
Rezultatele numerice obținute prin cele două programe de simulare au condus spre valori ale tensiunilor echivalente de  $23,86 \text{ MPa}$  prin modelarea cu soft-ware Nastran și de  $24,11 \text{ MPa}$  prin modelarea cu soft-ware Ansys.

### 5. 3. Cercetări numerice pe model 2 geometric

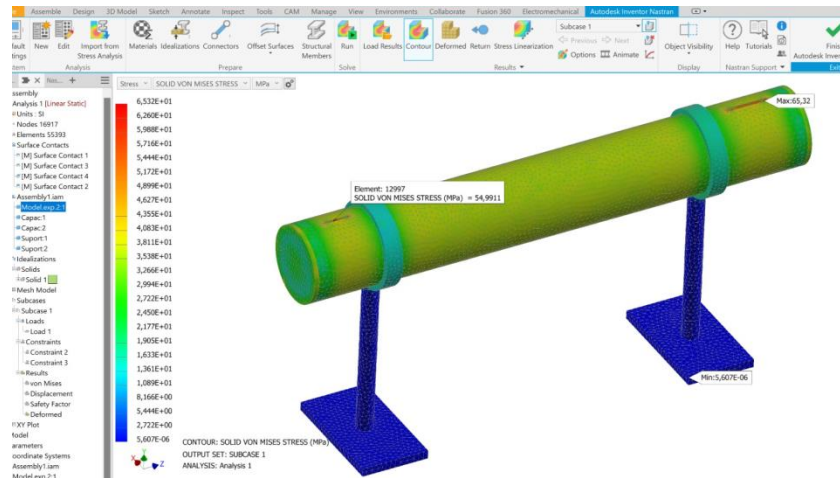
Încărcarea este dată de presiunea interioară,  $p = 3 \text{ MPa}$ , și s-a impus condiția de asigurare a unei convergențe a rezultatelor  $< 2\%$ .



**Fig. 5. 17.** Valorile tensiunilor von Mises în zona canalului 1.



**Fig. 5. 18.** Valoarea tensiunii von Mises în zona canalului 2



**Fig. 5. 19.** Valorile maxime ale tensiunilor în zonele celor 2 canale.

Valorile obținute prin metoda numerică Nastran prezintă un maxim de  $65,32MPa$  pentru canalul 1 și un maxim de  $54,99MPa$  pentru canalul 2, indicând faptul că în acele zone tensiunile echivalente sunt maxime și pot influența dezvoltarea ulterioară a unor defecte.

Modelul geometric prezentat poate fi baza pentru o analiză ulterioară, se sugerează utilizarea așa-numitei abordări hibride, combinând metoda analitică și experimentală cu modelarea prin metoda elementului finit. Acest lucru permite identificarea stării de tensiuni și deformații în timpul încărcărilor dinamice și în orice punct ales al structurii, mai ales că *generarea unor tensiuni reziduale poate influența integritatea structurii* [31].

#### 5. 4. Concluzii

Modelele geometrice prezentate în acest capitol sunt modele experimentale și au fost modelate folosind software-ul Inventor Professional și apoi importat în Nastran In-CAD pentru calculul MEF. Parametri corpurilor cilindrice și detaliile modelării au fost descrise mai sus.

Rezultatele numerice obținute prin modelarea cu ajutorul MEF au validat rezultatele experimentale.

## C A P I T O L U L 6

### CONCLUZII. CONTRIBUȚII PROPRII. PERSPECTIVE

#### 6. 1. Concluzii

Dezvoltarea permanentă a omenirii a impus, permanent, dezvoltarea industrială, pentru producerea de produse diversificate și în cantități tot mai mari. Ca urmare firească s-a trecut către construcții tot mai complicate și performante pentru prelucrarea materiilor prime, dar și alte materiale înlocuitoare. În acest sens s-a dezvoltat orientarea către materialele secundare rezultate în procesele industriale care să diminueze materiile prime recunoscute, ale căror cantități sunt tot mai mici. Materialele compozite și-au găsit o aplicare tot mai evidentă.

Echipamentele industriale au obținut configurații tot mai complicate care au impus dezvoltarea unor metode adecvate de calcul, odată cu impunerea avantajului calculatoarelor. S-a trecut, treptat, către analize intime ale construcțiilor. În această categorie se înscriu și discontinuitățile geometrice, cu trecere bruscă de la o formă la alta, sau cu racordare sau trecere liniară. În sensul celor de mai sus se înscrie și tematica prezentei teze.

Evident că au fost luate în discuție și etapele care pot fi remarcate de la proiectare la fabricare, transportare, punere în operă și funcționarea în exploatare.

- Unele aspecte legate de transportarea echipamentelor agabaritice sunt analizate de literatura de specialitate, situații când pot apărea deformații nedorite, în direcția longitudinală a suprafețelor cilindrice sau deformații ale secțiunilor transversale, dezvoltate de denivelările traseelor, de exemplu.

- O alt tip de structură industrială îl constituie conductele tehnologice, supraterane sau îngropate. În această situație se remarcă efectul produs de corodarea interioară sau de corodare exterioară ale conductelor. În acest sens este foarte importantă analiza pentru depistarea efectului corodării, asupra grosimii pereților. Nu se neglijează apariția defectelor de suprafață sau a fisurilor și dezvoltarea ruperii.

- Abaterile de formă a suprafețelor care se pot găsi pe componentele structurilor mecanice sub presiune, indiferent de geometria acestora, pot fi abateri de la: a) forma dată a suprafeței; circularitate; cilindricitate; forma dată a profilului; rectiliniaritate; planeitate.

- Aspecte privind evaluarea duratei de viață. Exemplificarea se face pe cazul a două virole cu suprafețe mediane decalate, respectiv în cazul conductelor cu defecte specifice.

## **6. 2. Contribuții proprii**

În cadrul tematicii adoptate pentru teza de doctorat, s-au avut în vedere:

### **Aspecte teoretice**

**a)** Studiu analitic al stărilor de solicitare în zone cilindrice cu discontinuități geometrice, incluzând: ipoteze de studiu; stabilirea sarcinilor de legatură; stări de tensiuni; concluzii.

**b)** Studiul analitic al stărilor de solicitare într-o placă circulară plană și un racord central, incluzând: ipoteze de studiu; ecuații de continuitate a deformațiilor; sarcini de legatură; stări de tensiuni; concluzii.

**c)** Analiza stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități geometrice ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda elementului finit, incluzând: cercetări numerice pe model 1 geometric (cercetări numerice cu soft-ware *NASTRAN*; cercetări numerice cu soft-ware *ANSYS*); cercetări numerice pe model 2 geometric; concluzii.

### **Aspecte experimentale**

Analiza experimentală a stărilor de tensiuni în zonele cu discontinuități de structură ale echipamentelor tehnologice, folosind metoda electrotensometrică, incluzând:

- Studiu experimental pe model cu discontinuități geometrice (scopul cercetărilor experimentale; obiectul cercetărilor experimentale; metodica cercetărilor experimentale; aparatura utilizată în vederea cercetărilor experimentale; desfășurarea cercetărilor experimentale; rezultatele cercetărilor experimentale; prelucrarea și interpretarea rezultatelor; concluzii).



- Studiu experimental pe model cu un defect tip canal de pană (aparatura folosită pentru cercetările experimentale; rezultate experimentale obținute; concluzii).

### **6. 3. Perspective**

Pentru cercetări viitoare se propun:

- Analiza stărilor de tensiuni dezvoltate în zone cu discontinuități de structură între forme cilindrice, tronconice sau bombate, în faza de proiectare sau pe parcursul exploatării echipamentelor unde au fost constatate defecte specifice. Se va utiliza, în acest sens: **a)** metoda elementelor cilindrice scurte; **b)** metoda elementelor lamelare.

- Dezvoltarea metodei elementului finit, în structuri analizate în perioada de exploatare.

- Dezvoltarea experimentelor în structuri în faza de probare sau de exploatare.