

PROIECTAREA ECHIPAMENTELOR SUB PRESIUNE CU CONSIDERAREA DETERIORĂRII PRODUSĂ DE FISURI

Valeriu V. JINESCU^{1,2}, Vali-Ifigenia IORDĂCHESCU (NICOLOF)³

¹Secretar general al Academiei de Științe Tehnice din Romania

²Universitatea "Politehnica" din București

³Colegiul Tehnic „Carol I”, București

Rezumat. Din procesul de fabricare rezultă microfisuri și defecte în echipamentele sub presiune (EP). În prezent proiectarea echipamentelor sub presiune constă în: - proiectarea EP fără fisuri pe baza metodei analitice sau/și a metodei cu elemente finite; - analiza ruperii la vârful fisurii pe baza conceptelor mecanicii ruperii. Regulile oficiale de analiză cu conceptele mecanicii ruperii (ASME Code - Diviziunea a VIII-a, British Standard PD 5500, European Standard EN 13445-3) sunt insuficiente, limitate și uneori greoaie. În lucrare se propune o metodă de proiectare a EP cu totul diferită, bazată pe principiul energiei critice. Ea constă în: – analiza stării de tensiuni cu metoda analitică sau /și metoda elementelor finite; – calculul tensiunii critice și a tensiunii admisibile cu considerarea deteriorării produsă de fisură. Unele rezultate experimentale cu epruvete tubulare cu fisuri au fost utilizate pentru a arăta dependența deteriorării de geometria fisurii și de varianta de solicitare (cu o singură sarcină sau simultan cu două sarcini).

Cuvinte cheie: echipamente sub presiune; fisuri; deteriorare; tensiuni critice; suprapunerea efectelor.

1. INTRODUCERE

La calculul echipamentelor sub presiune (EP) se pun două probleme și anume: – calculul echipamentelor fără fisuri; – calculul echipamentelor cu fisuri.

În prezent cele două probleme se tratează distinct: echipamentele fără fisuri se tratează pe baza relațiilor clasice corespunzătoare solicitării sub limita de curgere [1]. Aceste relații sunt cuprinse în normativele internaționale precum Codul ASME [2], European Standard [3], British Standard [4].

Echipamentele sub presiune cu fisuri, în prezent, sunt analizate pe baza conceptelor mecanicii ruperii. Prevederile normativelor de calcul, însă, sunt limitate, greoaie și insuficiente:

– niciunul nu conține relații de calcul care să permită suprapunerea sau cumularea efectelor diferitelor solicitări asupra unui echipament sub presiune cu fisuri;

– în Codul ASME [2], calculul se referă numai la echipamentele sub presiune cu fisuri solicitate la oboseală și se bazează pe conceptul de factor de intensitate a tensiunii și pe relația Paris-Erdogan. Calculul este anevoios;

– în normativul European Standard EN 13445-3 [3], capitolul referitor la calculul cu conceptele mecanicii ruperii este limitat și se referă doar la oțeluri carbon, C-Mn și slab aliate care au limita de curgere minimă mai mică decât 460MPa;

– în British Standard [4] calculele se referă numai la recipientele care funcționează la temperaturi negative ($T < 0^{\circ}\text{C}$). Se determină temperatura minimă de proiectare astfel încât să fie evitată ruperea fragilă a componentelor recipientului.

Este știut că în structurile mecanice se nasc fisuri sau microfisuri în decursul operațiilor tehnologice la care sunt supuse semifabricatele din care sunt alcătuite [5]: turnare, forjare, presare, laminare, extrudare, sudare, strunjire, nituire etc. Defectele „imprimare” în timpul fabricării sau montării stau adeseori la originea deteriorării structurilor mecanice. Corpul unui echipament de medie sau joasă presiune se obține prin virolarea tablelor (deformare plastică) și sudare pe generatoare și circumferențial. Ambele operații (deformare plastică și sudare prin topire) generează defecte și/sau fisuri. Acestea reduc rezistența structurii și prin aceasta determină ruperea ei prematură.

Din analiza a numeroase avarii care au avut loc în secolul XX s-a ajuns la unele concluzii [6] care redăm următoarele:

– cele mai multe ruperi au avut caracter fragil, deși structurile erau fabricate din materiale ductile;

- la originea celor mai multe ruperi erau defectele și fisurile existente în materialul structurii;
- tensiunea nominală din structură în momentul ruperii era cu mult sub valoarea rezistenței de rupere a materialului;
- una din cauzele acestor accidente a fost evaluarea incorectă a rezistenței de rupere a structurii care are fisuri, fără a se considera deteriorarea acesteia și deci reducerea rezistenței de rupere produsă de fisuri.

Din aceste observații rezultă că în locul rezistenței la rupere a materialului determinată pe epruvete fără fisuri, este necesar să se recurgă la rezistența de rupere a epruvetei cu fisuri. Prezența fisurii într-un material ductil poate avea ca efect ruperea sa fragilă, o rupere periculoasă.

Rezolvarea problemei se poate face pe două căi:

- proiectarea EP departe de fisuri pe baza relațiilor analitice și/sau a metodei elementelor finite, cu considerarea unei teorii de rezistență (de obicei a teoriei tensiunii tangențiale maxime a lui Tresca), urmată de analiza ruperii la vârful fisurii pe baza conceptelor mecanicii ruperii (factorul de intensitate a tensiunii, deplasarea de deschidere la vârful fisurii, integrala J...) așa cum se procedează în prezent;
- calculul sau determinarea experimentală a tensiunii critice a epruvetei cu o anumită fisură și compararea cu aceasta a tensiunii efective, calculată pe baza mecanicii mediului continuu, așa cum se propune în lucrarea de față.

În lucrare se propun: – un mod de calcul bazat pe considerarea deteriorării produsă de prezența fisurii, de forma și de dimensiunile acesteia; – o metodă pentru calculul deteriorării produsă de acțiunea unei singure sarcini, sau de suprapunerea acțiunilor a două sarcini diferite asupra unor epruvete tubulare.

Ambele probleme se rezolvă cu utilizarea principiului energiei critice [7;8].

În cele ce urmează se consideră numai echipamentele de joasă și de medie presiune.

2. TENSIUNI ÎN ECHIPAMENTELE SUB PRESIUNE

Echipamentele de joasă și de medie presiune sunt alcătuite din învelișuri de revoluție axial-simetrice, caracterizate prin raportul adimensional (Fig. 1),

$$\beta = \frac{R_2}{R_1} = 1 + \frac{s}{R_1}, \quad (1)$$

în care R_1 este raza interioară; R_2 – raza exterioară, iar $s = R_2 - R_1$ este grosimea peretelui. În învelișuri starea de tensiuni se consideră plană (fig. 1); tensiunea radială se neglijează.

Tensiunile principale în învelișurile uzuale (fig. 1) au expresiile din tabelul 1.

Tabelul 1. Tensiunile principale în învelișuri solícitate la presiune interioară, p [1]

Înveliș Tensiunea:	Cilindric (Fig. 1, a)	Conic (Fig. 1, b)	Sferic (Fig. 1, c)	Elipsoidal (Fig. 1, d)
σ_z	$\frac{p \cdot R_m}{2 \cdot s}$	$\frac{p \cdot R_m}{2s \cdot \cos \alpha}$	$\frac{p \cdot R_m}{2 \cdot s}$	$\frac{p \cdot a}{s} \cdot f_1$
σ_θ	$\frac{p \cdot R_m}{s}$	$\frac{p \cdot R_m}{s \cdot \cos \alpha}$	$\frac{p \cdot R_m}{2 \cdot s}$	$\frac{p \cdot a}{s} \cdot f_2$
$R_m = 0,5(R_1 + R_2)$ – raza suprafeței mediene în secțiunea în care se face calculul. a și b – semiaxa mare și semiaxa mică a suprafeței mediene a elipsoidului; x – coordonată pe direcția semiaxei mari.				
$f_1 = \frac{\sqrt{a^2 - (x/a)^2} \cdot (a^2 - b^2)}{2b}; \quad f_2 = f_1 \cdot \left[2 - \frac{a^4}{a^4 - x^2 \cdot (a^2 - b^2)} \right]$				

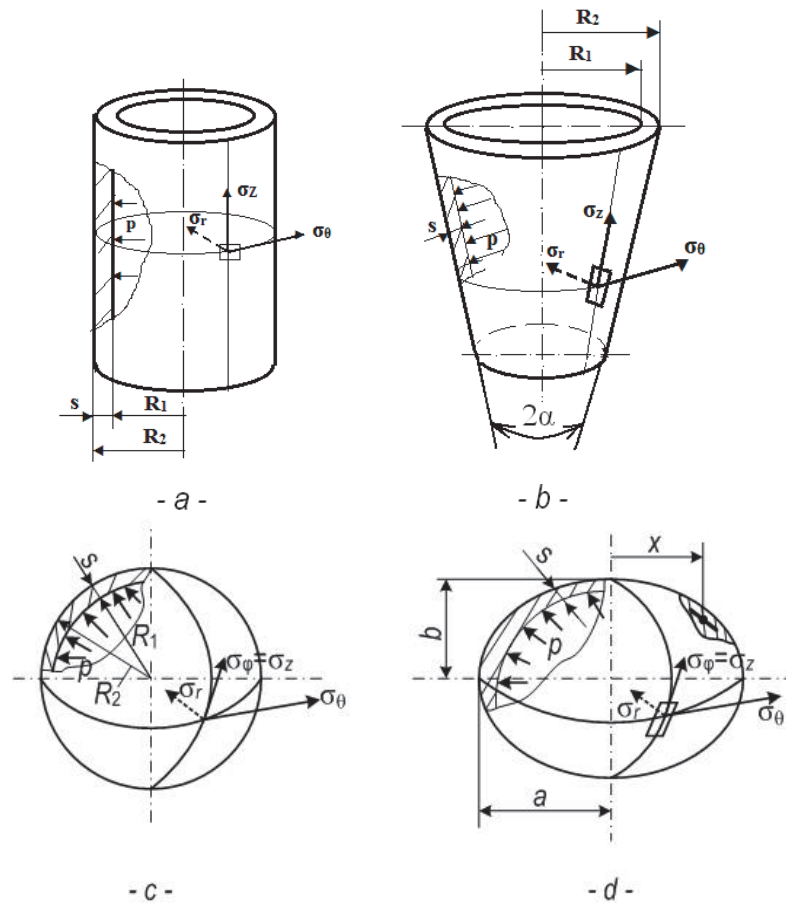


Fig. 1. Învelișuri axial-simetrice sollicitate cu presiune interioară p :
 a – cilindric; b – tronconic; c – sferic; d – elipsoidal.

Într-un înveliș cilindric (fig. 2, a) sollicitat cu:

– forța axială F , se naște o tensiune meridională,

$$\sigma_z(F) = \frac{F}{2\pi \cdot R_m \cdot s}; \quad (2)$$

– momentul încovoiator M_b , se produce tensiunea meridională,

$$\sigma_z(M_b) = \pm \frac{M_b}{\pi \cdot R_m^2 \cdot s}. \quad (3)$$

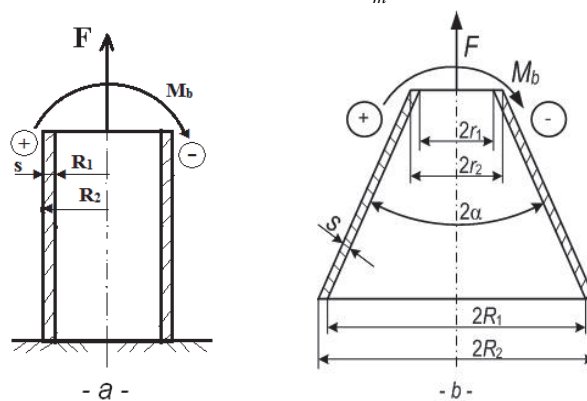


Fig. 2. Înveliș cilindric (a) și conic (b) sollicitate cu forță axială F și moment încovoiator M_b .

3. DIMENSIONAREA ECHIPAMENTELOR SUB PRESIUNE FĂRĂ FISURI, DIN CONDIȚIA DE REZISTENȚĂ

• Tensiunea maximă într-un înveliș cu generatoarea rectilinie (fig. 1, a, b) datorită numai presiunii interioare este

$$\sigma_{\theta}(p) = 2\sigma_z(p). \quad (4)$$

În normativele actuale relațiile de dimensionare la solicitarea numai cu presiune interioară se bazează pe teoria a treia de rezistență (Tresca), conform căreia tensiunea echivalentă,

$$\sigma_{ech} = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_{\theta}(p) - \sigma_r(p) = \sigma_{\theta}(p), \quad (5)$$

deoarece $\sigma_r(p) \approx 0$.

• Dacă învelișul cilindric (intră în structura majorității echipamentelor sub presiune) este solicitat și cu forță F sau/și cu momentul încovoietor M_b , atunci se calculează și tensiunea axială totală. La solicitarea sub limita de curgere tensiunile individuale se sumează.

Dacă tensiunea meridională totală îndeplinește condiția,

$$\sigma_{z,t} = \sigma_z(p) + \sigma_z(F) + \sigma_z(M_b) > \sigma_{\theta}(p), \quad (6)$$

atunci dimensionarea se face în funcție de tensiunea meridională totală care intră în expresia tensiunii echivalente,

$$\sigma_{ech} = \sigma_{z,t} - \sigma_r = \sigma_{z,t}. \quad (7)$$

La dimensionarea în varianta clasică se pune condiția,

$$\sigma_{ech} \leq \sigma_{ad}, \quad (8)$$

în care σ_{ad} este tensiunea admisibilă, calculată pentru materialul fără fisuri cu relația,

$$\sigma_{ad} = \max\left(\frac{\sigma_y}{c_y}; \frac{\sigma_u}{c_u}\right), \quad (9)$$

unde σ_y ; σ_u este limita de curgere, respectiv rezistența de rupere; $c_y > 1$; $c_u > 1$ sunt coeficienți de siguranță.

4. EVALUAREA ECHIPAMENTELOR SUB PRESIUNE CU FISURI, DIN CONDIȚIA DE REZISTENȚĂ

În prezent fisurile nu se consideră în calculele de rezistență ale echipamentelor sub presiune. Se impune însă, ca în condițiile date de operare, dacă propagarea fisurii este posibilă, aceasta să nu conducă la rupere fragilă.

Pentru echipamentele sub presiune adâncimea critică a fisurii trebuie să fie mai mare decât grosimea peretelui. Dacă această condiție este îndeplinită, atunci fisura se propagă stabil până la străpungerea peretelui provocând evacuarea fluidului sub presiune; înaintea ruperii peretelui, echipamentul sub presiune își pierde etanșeitatea („leak before break”).

Calculul de rezistență cu relația generală (8) și calculul cu conceptele mecanicii ruperii, așa cum se face în prezent, sunt calcule distincte.

Se pune problema efectuării calculului de rezistență cu considerarea fisurii existente la un moment dat, independent de conceptele mecanicii ruperii utilizate – în prezent – cu acest scop.

Se corelează rezistența la rupere a materialului cu deteriorarea produsă de fisură [9-11], notată $D(a;c)$, unde a este adâncimea fisurii, iar $2c$ este lungimea fisurii (fig. 3).

La învelișurile cilindrice și tronconice cele mai periculoase sunt fisurile axiale, deoarece ele sunt perpendiculare pe $\sigma_{\theta}(p)$. Dacă $\sigma_{z,t}$ este tensiunea cea mai mare, la același înveliș, fisurile cele mai periculoase sunt cele circumferențiale.

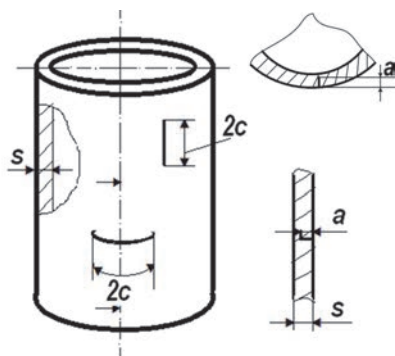


Fig. 3. Înveliș cilindric cu fisură exterioră circumferențială și respectiv axială de adâncime a și lungime $2c$.

Se consideră cazul general al materialelor cu comportare neliniară, funcție de putere, conform legilor:

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= M_{\sigma} \cdot \varepsilon^k; \\ \tau &= M_{\tau} \cdot \gamma^{k_1}, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

în care σ ; τ este tensiunea normală respectiv de forfecare sau tangențială; ε – deformația specifică; γ – alunecarea specifică; M_{σ} , M_{τ} , k și k_1 sunt constante ale materialului, care se determină experimental.

La solicitarea statică a EP tensiunile critice (de exemplu de rupere) ale materialului cu fisuri au următoarele expresii [9 - 11]:

– tensiunea normală critică,

$$\sigma_{cr}(a;c) = \sigma_{cr} \cdot [1 - D_{\sigma}(a;c)]^{\frac{1}{\alpha+1}}; \quad (11)$$

– tensiunea de forfecare critică,

$$\tau_{cr}(a;c) = \tau_{cr} \cdot [1 - D_{\tau}(a;c)]^{\frac{1}{\alpha_1+1}}, \quad (12)$$

în care σ_{cr} ; τ_{cr} este tensiunea normală critică și respectiv de forfecare critică a epruvetei fără fisuri; $D_{\sigma}(a;c)$; $D_{\tau}(a;c)$ este deteriorarea datorită fisurii la acțiunea tensiunii normale, respectiv de forfecare; $\alpha=1/k$ și $\alpha_1=1/k_1$. Deteriorarea $D(a;c)$ este o mărime adimensională care ia valori cuprinse între zero și unu [12].

La EP starea efectivă de tensiuni se calculează, după caz, cu relațiile din Tabelul 1, cu relațiile (2), (3) și (6). Dacă EP are fisuri, atunci tensiunea admisibilă se calculează cu relațiile

$$\sigma_{ad}(a;c) = \frac{\sigma_{cr}(a;c)}{c_{\sigma}}, \quad \tau_{ad}(a;c) = \frac{\tau_{cr}(a;c)}{c_{\tau}}, \quad (13)$$

în care $c_{\sigma} > 1$ și $c_{\tau} > 1$ sunt coeficienți de siguranță.

Condițiile de rezistență cu considerarea deteriorării produsă de fisură, pentru EP cu fisuri, la solicitarea independentă cu tensiuni normale și respectiv tangențiale, este

$$\sigma_{ech} \leq \sigma_{ad}(a;c); \quad \tau_{ech} \leq \tau_{ad}(a;c). \quad (14)$$

5. CALCULUL DETERIORĂRII EPRUVETELOR TUBULARE CU FISURI, SOLICITATE STATIC

Relațiile de calcul (11) și (12) pot fi utilizate practic numai dacă se cunoaște valoarea deteriorării.

În continuare se calculează deteriorarea $D_{\sigma}(a;c)$ pe baza datelor din literatură [16;17] și a experimentelor proprii [11].

Se prezintă două cazuri de calcul a deteriorării unor epruvete tubulare solicitate:

- cu o singură sarcină (presiune interioară sau forță axială);
- cu două sarcini simultan (presiune interioară și moment încovoietor).

5.1. Solicitarea statică cu o singură sarcină

Pentru epruvetele tubulare cu fisuri au fost propuse următoarele relații pentru deteriorare în cazul [9 -12]:

- fisurilor circumferențiale (fig. 4),

$$D(a;\theta) = D(\theta) \cdot [1 + D(a)]; \tag{15}$$

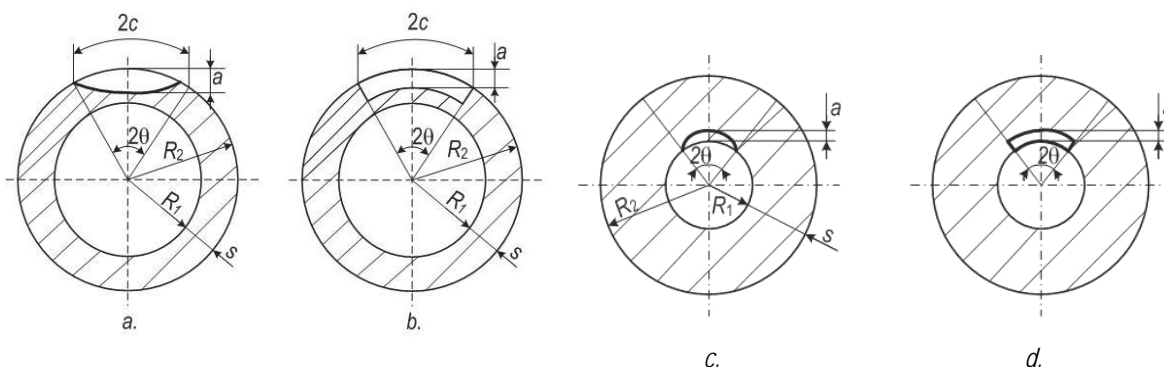


Figura 4. Învelișuri cilindrice cu fisuri circumferențiale la suprafața exterioară (a; b) și la suprafața interioară (c; d): semieliptice (a și c) și dreptunghiulare (b și d) [10].

- fisurilor axiale (fig. 5),

$$D(a;c) = D(c) \cdot [1 + D(a)], \tag{16}$$

în care $D(a)$, $D(\theta)$ și $D(c)$ se calculează cu relațiile generale,

$$D(a) = \left(\frac{a}{a_{cr}}\right)^{\frac{\alpha+1}{2}}, \quad D(\theta) = \left(\frac{\theta}{2\theta_{cr}}\right)^{\frac{\alpha+1}{2}}, \quad D(c) = \left(\frac{c}{2c_{cr}}\right)^{\frac{\alpha+1}{2}}, \tag{17}$$

unde din punctul de vedere al rezistenței mecanice, a_{cr} este adâncimea critică a fisurii, $2c_{cr}$ - lungimea critică a fisurii; $2\theta_{cr}$ - valoarea critică a unghiului 2θ . În general, $D(\theta) \leq 0,5$ și $D(c) \leq 0,5$.

$D(\theta)$ depinde de raportul θ/π iar $D(c)$ depinde de raportul $c/\sqrt{R_m \cdot s}$, în care $R_m=0,5(R_1+R_2)$ este raza suprafeței mediane a secțiunii învelișului.

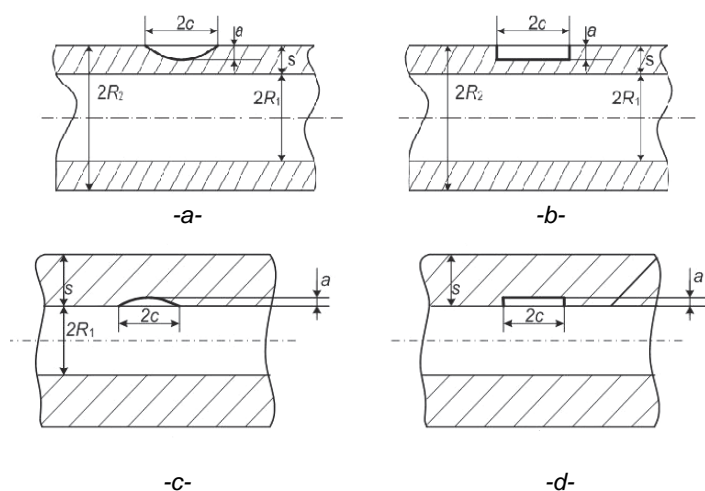


Fig. 5. Învelișuri cilindrice cu fisuri axiale la suprafața exterioară (a, b) și la suprafața interioară (c; d): semieliptice (a și c) și dreptunghiulare (b și d) [10].

• *Deteriorarea unui înveliș cu fisură axială dreptunghiulară la suprafața interioară (fig. 5, d) solicitat la presiune interioară. Pentru o astfel de epruvetă tubulară s-a reprezentat presiunea raportată $p_{cr}(a;c)/p_{cr}$ în funcție de raportul caracteristic $c/\sqrt{R_m \cdot s}$ (fig. 6) din [13], în care p_{cr} ; $p_{cr}(a;c)$ este presiunea de rupere a epruvetelor fără fisură și, respectiv, cu fisură cu dimensiunile a și $2c$. Pe baza acestor date s-a calculat deteriorarea $D_{\sigma}(a;c)$ cu relația,*

$$D_{\sigma}(a;c) = 1 - \left(\frac{\sigma_{cr}(a;c)}{\sigma_{cr}} \right)^2, \quad (18)$$

care s-a obținut din relația (12) în care s-a înlocuit $\alpha = 1$, deoarece materialul a fost considerat ideal-plastic în lucrarea [13]. În aceste condiții comportarea materialului la $\sigma < \sigma_y$ este liniar-elastică, astfel încât,

$$\frac{\sigma_{cr}(a;c)}{\sigma_{cr}} = \frac{p_{cr}(a;c)}{p_{cr}},$$

ceea ce s-a utilizat în expresia deteriorării (20).

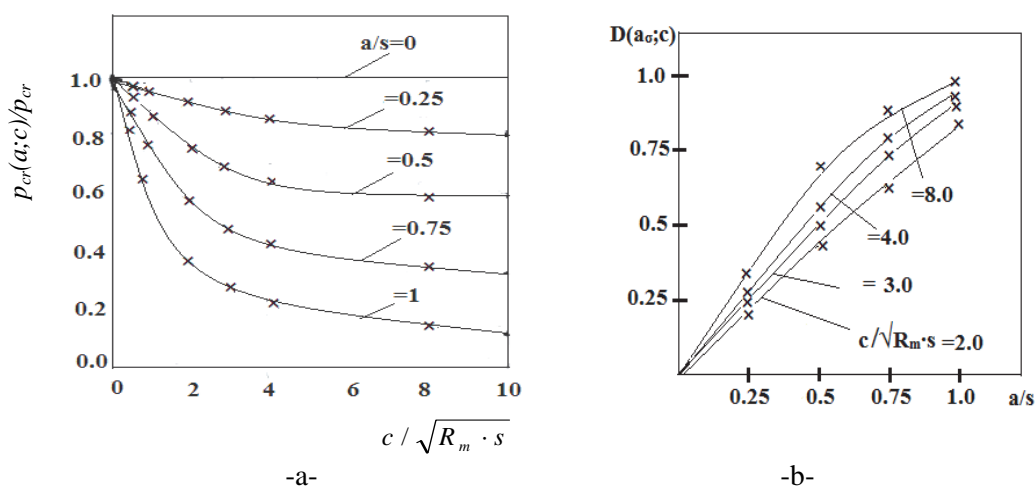


Fig. 6. Epruvete tubulare cu fisuri dreptunghiulare axiale la suprafața interioară (fig. 5, d) solicitate la presiune interioară, în cazul diferitelor valori ale adâncimii raportate a/s :

a – dependența raportului $p_{cr}(a;c)/p_{cr}$ de $c/\sqrt{R_m \cdot s}$; *b* – deteriorarea $D_{\sigma}(a;c)$ calculată cu relația (18) în funcție de adâncimea raportată a/s pentru patru valori ale raportului $c/\sqrt{R_m \cdot s}$ [10].

• *Epruvete tubulare cu fisuri pe suprafața exterioară (fig. 7) perpendicular pe direcția forței axiale F și respectiv la 45° față de aceasta. Fisurile au avut adâncimea $a/s = 0,5$ și $0,7$ mm și o lungime $2c$ egală cu jumătate din circumferință.*

La solicitarea statică la întindere a acestor epruvete tubulare din oțel slab aliat ($\sigma_r = 460$ MPa – rezistența de rupere; $\sigma_c = 357$ MPa – limita de curgere) au fost obținute valorile forței axiale critice și deteriorările înscrise în tabelul 1 [11].

Tabelul 1

Fisura	F_{cr} , kN	$F_{cr}(a;c)$, kN	$D_{\sigma}(a;c)$
- Perpendiculară pe direcția forței axiale F (fig. 8, a)	61,68	26,412	0,8166
- La 45° față de direcția forței axiale F (fig. 8, b)		50,515	0,3293

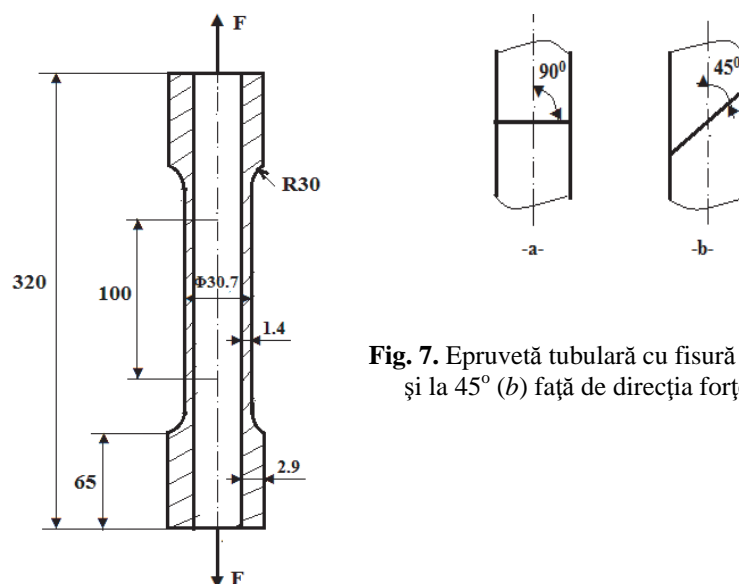


Fig. 7. Epruvetă tubulară cu fisură exterioră la 90° (a) și la 45° (b) față de direcția forței de tracțiune F .

Raportul tensiunilor critice în acest caz este egal cu raportul forțelor axiale critice,

$$\frac{\sigma_{cr}(a;c)}{\sigma_{cr}} = \frac{F_{cr}(a;c)}{F_{cr}},$$

ceea ce se introduce în relația (20) cu care s-a calculat deteriorarea înscrisă în ultima coloană a tabelului 1.

5.2. Solicitarea cu două sarcini diferite

Deteriorarea în acest caz se obține pe baza principiului energiei critice [7], scriind că participația totală datorită celor două sarcini este egală cu participația critică în care intervine deteriorarea,

$$P_T = P_{cr}(t). \quad (19)$$

Pentru comportare conform legilor (11) la solicitarea statică, în cazul materialelor considerate ideal-plastice ($\alpha = 1$) relația (19) pentru două sarcini (S_1 și S_2) devine:

$$\left(\frac{S_{1,cr}(a;c)}{S_{1,cr}} \right)^2 + \left(\frac{S_{2,cr}(a;c)}{S_{2,cr}} \right)^2 = 1 - D(a;c), \quad (20)$$

în care $S_{1,cr}$ și $S_{2,cr}$ sunt valorile critice ale sarcinilor S_1 și S_2 pentru epruvetele fără fisuri. $S_{1,cr}(a;c)$ și $S_{2,cr}(a;c)$ sunt valorile critice ale sarcinilor S_1 și S_2 pentru epruveta cu fisuri. Pentru fisurile circumferențiale în relația (20) c se înlocuiește cu θ , respectiv $D(a;c)$ se înlocuiește cu $D(a;\theta)$.

Solicitarea cu forță axială F și moment încovoietor M_b (fig. 2, a)

Deteriorarea în acest caz rezultă din relația (20) scrisă sub următoarea formă:

$$D(a;\theta) = 1 - \left[\left(\frac{F_{cr}(a;\theta)}{F_{cr}} \right)^2 + \left(\frac{M_{b,cr}(a;\theta)}{M_{b,cr}} \right)^2 \right]. \quad (21)$$

În figura 8 este redată dependența dintre forța critică raportată $F_{cr}(a;c)/F_{cr}$ și momentul încovoietor critic raportat $M_{b,cr}(a;c)/M_{b,cr}$ prelucrată după lucrarea [14], pentru epruvetă tubulară cu fisură circumferențială semieliptică la suprafața interioară (fig. 4, c). Curbele au fost trasate cu relația (20).

Pe baza acestei diagrame, cu relația (21), au fost obținute valorile deteriorării înscrise în tabelul 2.

Tabelul 2

$F_{cr}(a;c)/F_{cr}$	$M_{b,cr}(a;c)/M_{b,cr}$	$D(a;\theta)$	$D(a;\theta)_{medie}$
0,400	0,7868	0,2210	0,2609
0,6134	0,5912	0,2743	
0,7569	0,3737	0,2875	

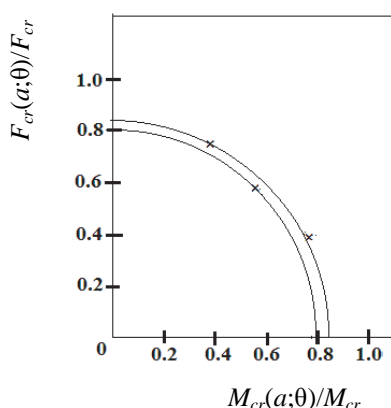


Fig. 8. Corelația dintre forța axială critică raportată și momentul încovoietor critic raportat pentru o epruvetă tubulară cu fisură circumferențială semieliptică la suprafața interioară, cu $a/s = 0,1$ și $\theta/\pi = 0,1$.

6. CONCLUZII

Întâi s-a făcut o scurtă prezentare a calculului tensiunilor efective și a tensiunii admisibile la echipamentele sub presiune cilindrice, tronconice, elipsoidale și sferice fără fisuri și s-a prezentat modul de calcul actual al rezistenței echipamentelor sub presiune cu fisuri.

Se propune ca starea de tensiuni să se calculeze fără a se considera fisurile, în schimb tensiunile critice și, pe baza acestora, tensiunile admisibile, să se determine ținând seama de deteriorarea produsă de fisură. Se exemplifică, principial, aplicarea modului de calcul propus, pentru calculul de rezistență la solicitarea statică a EP cu fisuri.

Aplicarea noului mod de calcul impune cunoașterea valorii deteriorării. Se prezintă relațiile generale ale deteriorării în funcție de geometria fisurii ((15) – (17)). Apoi, se determină deteriorarea pentru o geometrie dată a fisurii, la solicitarea statică a epruvetelor tubulare cu câte o singură sarcină (presiune interioară; forță axială de întindere) și cu câte două sarcini simultan (forță axială de întindere și moment încovoietor). Rezultatele obținute orientează asupra valorii deteriorării.

Introducerea în calculul clasic de rezistență a conceptului de tensiune critică în funcție de deteriorarea produsă de fisuri, așa cum se face în lucrare, au permis cuplarea sub o cupolă comună a mecanicii solidului deformabil și a mecanicii ruperii, aplicată la calculul de rezistență al echipamentelor sub presiune. Practic s-a schimbat „filozofia” calculului tensiunilor critice și, de fapt, a calculului de rezistență.

În locul modului actual de calcul prin care se calculează EP cu relațiile clasice de rezistență și se verifică zona fisurii cu conceptele mecanicii ruperii, s-a recurs la evaluarea rezistenței zonei cu fisuri, prin compararea tensiunii echivalente cu tensiunea admisibilă calculată cu considerarea deteriorării produsă de prezența fisurii.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Jinescu, V.V., *Calculul și Construcția Utilajului Chimic, Petrochimic și de Rafinării*, vol.1, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- [2] ASME Code, Boiler & Pressure Vessel Code, Division VIII, Section 3.
- [3] European Standard, EN 13445-3:2009.
- [4] British Standard, PD 5500-2009.
- [5] Jinescu, V.V., *Tratat de Termomecanică*, vol.1, Editura AGIR, București, 2011.

- [6] Gdoutos, E.E., *Fracture Mechanics – An Introduction*, Second Edition, Springer, Dordrecht, The Netherlands, 2005;
- [7] Jinescu, V.V., *Principiul energiei critice și aplicațiile sale*, Editura Academiei Române, București, 2005
- [8] Jinescu, V.V., *Principiul energiei critice*, Revista de Chimie, **35**, 1984, p.858-861.
- [9] Jinescu, V.V., Iordăchescu, V.I., Teodorescu, N., *Relations for the calculation of critical stress in pressure equipment with cracks*, Revista de Chimie, **64**, nr.8, 2013, p. 858-863.
- [10] Jinescu, V.V., Iordăchescu, V.I., *Calculation of Deterioration Due to Cracks in Tubular Specimens*, U.P.B. Sci. Bull, Series D, Mechanical Engineering, **76**, Iss.1, 2014, p. 149-160.
- [11] Iordăchescu (Nicolof), V.I., *Cercetări asupra rezistenței structurilor mecanice cu fisuri, cu aplicație la echipamentele sub presiune*, Teză de doctorat, Universitatea Politehnica din București, 2013.
- [12] Jinescu V. V., *Cumulation of Effects in Calculation the Deterioration of Fatigue Loaded Structure*, Int. J. Damage Mech, vol. 21, 2012, p. 671-675.
- [13] Nak-Hyum Kim, Chang-Sik Oh, Yun-Jae Kim, Jong-Sung Kim, Dong Wook Jerng, Peter J. Budden, *Limit loads and fracture mechanics parameters for thick-walled pipes*, Int J Pressure Vess and Piping, **88**, 2011, p. 403-414.
- [14] Yun-Jae Kim, Do-Jun Shim, Kamran Nikbin, Young-Jin Kim, Seong-Sik Hwan, Joung-Soo Kim, *Finite element based plastic limit loads for cylinders with part-through surface cracks under combined loading*, Int. J. Press Vess and Piping, **80**, 2003, p. 527-540.

PRESSURE EQUIPMENT DESIGN TAKING INTO ACCOUNT THE DETERIORATION DUE TO CRACKS

Valeriu V. JINESCU^{1,2}, Vali-Ifigenia IORDĂCHESCU (NICOLOF)³

¹ Full Member of the Academy of Technical Sciences in Romania

² "Politehnica" University of Bucharest

³ Technical College „Carol I” Bucharest

Abstract. Microcracks and defects results during the pressure equipment (EP) fabrication process. Nowadays the EP design consist in: – design of crackles EP on the basis of analytical method or/and finite elements method; – fracture analysis at the tip of the crack with fracture mechanics concepts. The official rules (ASME Code - Division VIII, British Standard PD 5500, European Standard EN 13445-3) are insufficient, limited and sometimes difficult to apply to fracture analysis. In the paper a quite different method of EP design is proposed based on the principle of critical energy: - stress state analysis on the analytical or/and finite elements method; - critical stress and allowable stress of the cracked PE calculation, taking into account the deterioration due to crack. Some experimental results of cracked tubular specimens have been used to show the dependence of the deterioration on the crack geometry and on the type of loading (one load or simultaneous two loads).

Keywords: pressure equipment; cracks; deterioration; critical stresses; effects superposition.