

# BASINÇLI KAPLARDA HASARA TOLERANS YAKLAŞIMIYLA TEST BASINCININ BELİRLENMESİ

Kenan GENEL

SAÜ, Müh. Fak. Makina Bölümü, Esentepe, Adapazarı

**ÖZET-** Sıkıştırılmış gazların depolanması ve taşınmasında kullanılan basınçlı kaplarda malzemeden veya montajdan kaynaklanan hataların büyüklüğü yorulma açısından önemlidir. İşletme basıncının, gaz sarfiyatı ile zamanla azalarak sıfırlanması ve bir sonraki gaz dolun işlemiyle basıncın tekrar yükselmesi, kap cidarının etkisi altında kaldığı gerilmelerce yorulması anlamına gelmektedir.

Bu çalışmada hasara tolerans yaklaşımının basınçlı kaplara uygulanışı hakkında bilgi verilmiştir. Kap cidarındaki hata, yüzeyde veya içeride bulunmasına bağlı olarak, tam veya yarı eliptik benzeşim kullanarak belirli bir servis ömrü için test basıncının veya tespit edilmiş hata büyüklüğü için emniyetli servis ömrünün hesaplanmasını öngören bir program geliştirilmiş ve ekte birer örnek çıktı verilmiştir.

## I. GİRİŞ

Hasara toleranslı tasarım gerek maliyet ve gereksede hafifliğinin gözetildiği uygulamalarda başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. Ayrıca tasarımdan sonra servis sırasında yapılacak periyodik kontrollerle de güvenilirlik artırılmaktadır.

Hasara tolerans yaklaşımıyla yapılan tasarımda, her zaman yapıda ilerleyen bir yorulma çatlakının varlığı sözkonusudur. Kırılma mekaniği kullanılarak bu çatlakın tahribatsız muayene metodlarıyla farkedilmeksizin hasara neden olabilecek büyüklüğe ulaşmış olup olmadığı belirlenir[1].

İmalat sonrası kontrollerde tespit edilecek hata büyüklüğü tahribatsız muayene yöntemlerinin hassasiyeti ile sınırlıdır. Her ne kadar penetrasyon yöntemiyle yüzeyde 1mm lik, ultrasonik veya x-ışını ile içerideki 4 mm lik bir hata belirlenebilse[2] de bu değerler yeterince küçük olmadığından test basıncının belirlenmesinde kırılma mekaniğinin kullanımı zorunludur.

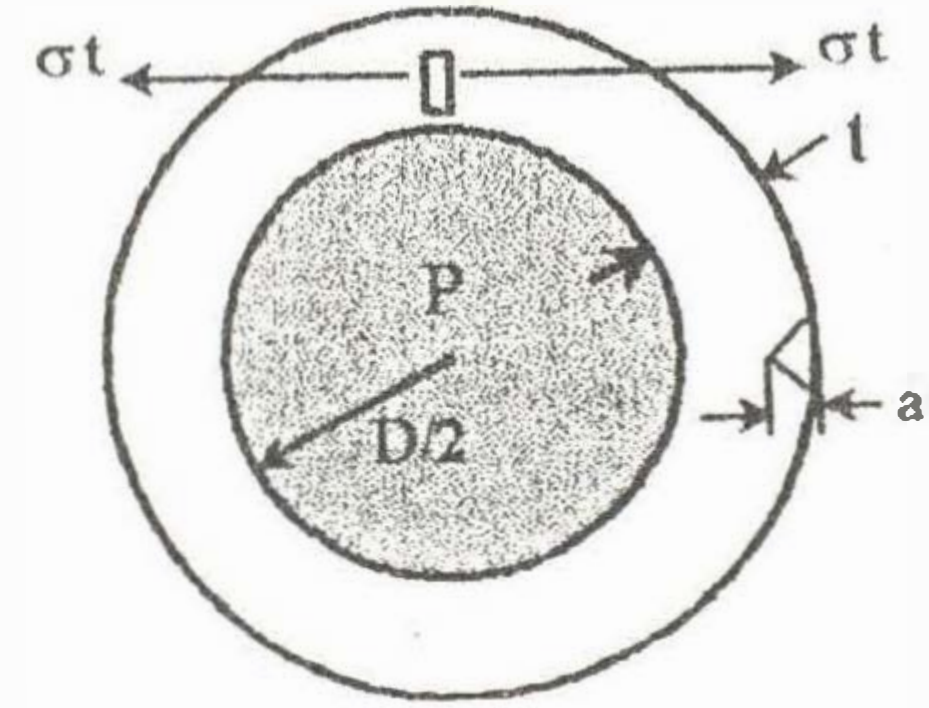
## II. KIRILMA MEKANIĞININ UYGULANMASI

Kırılma mekaniğinde, çatlak (hata) geometrisini dolayısıyla gerilme durumunu tanımlayan gerilme şiddet faktörü (K), zorlanma şartları ve malzeme özellikleri bilinmesi durumunda emniyetli tekrar sayısı (veya servis ömrü) belirlenebilir. Çatlak ucunda gelişen gerilme şiddet faktörü değeri malzemenin sözkonusu zorlanma şartlarındaki kırılma tokluğuna ulaştığında, (1) eşitliği

$$K_I = K_{Ic}, K_I = \sigma \sqrt{(\pi \cdot a / Q)} \quad (1)$$

gevrek kırılma şartı sağlanmış olacağından kırılma gerçekleşecektir[1]. Burada  $\sigma$  nominal gerilme, Q eliptik geometriye ve gerilme seviyesine bağlı bir büyüklük, "hata şekil parametresi", a ise çatlak boyu olarak tanımlanır.

İç basınca maruz silindirik bir kaptaki en büyük gerilme teğetsel gerilme bileşenidir. Çapı D, cidar kalınlığı t olan kaptaki (Şekil 1), P iç basıncın etkisiyle teğetsel doğrultuda gelişen gerilme bileşeni

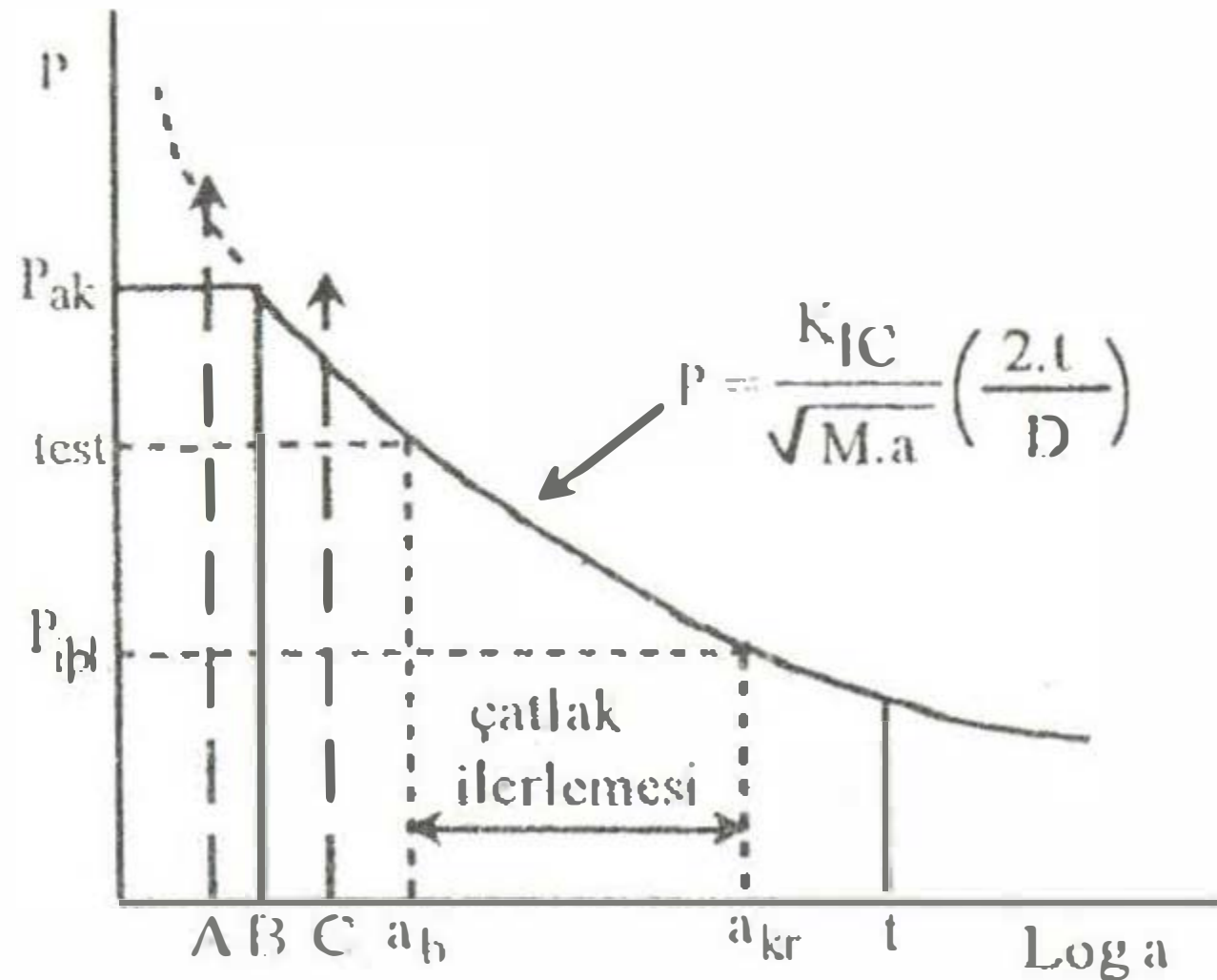


Şekil 1 Silindirik bir kaptaki teğetsel gerilme bileşeninin çatlak etkimesi

$$\sigma = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (2)$$

eşitliği ile verilmektedir[3]. Uygulanan basınç değeri kap cidarında, malzemenin akma sınırının üzerinde bir gerilme oluşturuyorsa hasar sünek kırılma ile gerçekleşecektir(Şekil 2, A noktası). Diğer taraftan

çatlak ucunda gelişen gerilme şiddet faktörünün değeri, basınç seviyesi düşük olmasına rağmen, sözkonusu zorlanma durumunda malzemenin kırılma tokluğu değerini aşarsa hasar gevrek olarak gerçekleşecektir(Şekil 2, C noktası)



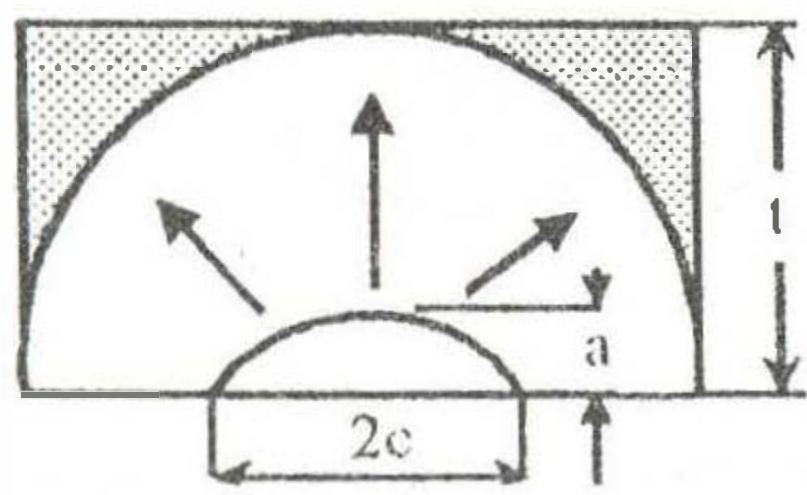
Şekil 2 Silindirik basınçlı bir kaptaki kırılma şartları[4]<sup>1</sup>. P<sub>ak</sub>: akma, P<sub>test</sub>: test, P<sub>işl.</sub>: işletme, basınçlarını göstermektedir.

Gevrek kırılmaya neden olan kritik çatlak boyu(a<sub>kr</sub>) cidar kalınlığından (t) büyük olması durumunda

$$a_{kr} \geq t \quad (3)$$

çatlak diğer yüzeye ulaşmasına rağmen kırılma oluşmaz. Bu olay literatüre "Leak before break", "patlamadan önce sızdır" prensibi olarak geçmiştir [1.5]. Sıkıştırılmaz akışkan kullanılarak yapılan basınç deneylerinde dışarı akışkanın sızmasıyla çatlakın yeri belirlenmekte ve gerekli önlemler alınmaktadır.

Bir basınçlı kap, kullanım sırasından tamamen boşalmaya dek etkisi altında kaldığı teğetsel gerilme zamanla azalmakta ve bir sonraki tekrar doldurma işlemiyle işletme basıncına ulaşmaktadır. Bu yüzden zorlanmanın dalgalı türde olduğu kabul edilmiştir. Kap cidarında en sık rastlanan hata eliptik geometriye sahip olduğundan[6] hata geometrisi için eliptik benzeşim kullanılmıştır(Şekil 3)



Şekil 3 Yüzeyde yarı-eliptik hatanın ilerlemesi

### III. ÇATLAK İLERLEMESİ

Çatlak ilerleme hızının gerilme şiddet faktörü aralığı ile değişimi veren Şekil 4'de, II bölgede Paris-Erdoğan [7] tarafından ileri sürülen

<sup>1</sup> Kullanılan kaynakta gerilmenin bulunduğu düşey eksen basınç olarak değiştirilmiştir

$$da/dN = A. (\Delta K)^m \quad (4)$$

şeklinde bir bağıntı geçerlidir. Eşitlikteki  $\Delta K$  "gerilme şiddet aralığı" yorulma sırasında en büyük ve en küçük gerilme şiddet faktörlerinin farkıdır. A ve m ise malzemeye özgü sabitlerdir.

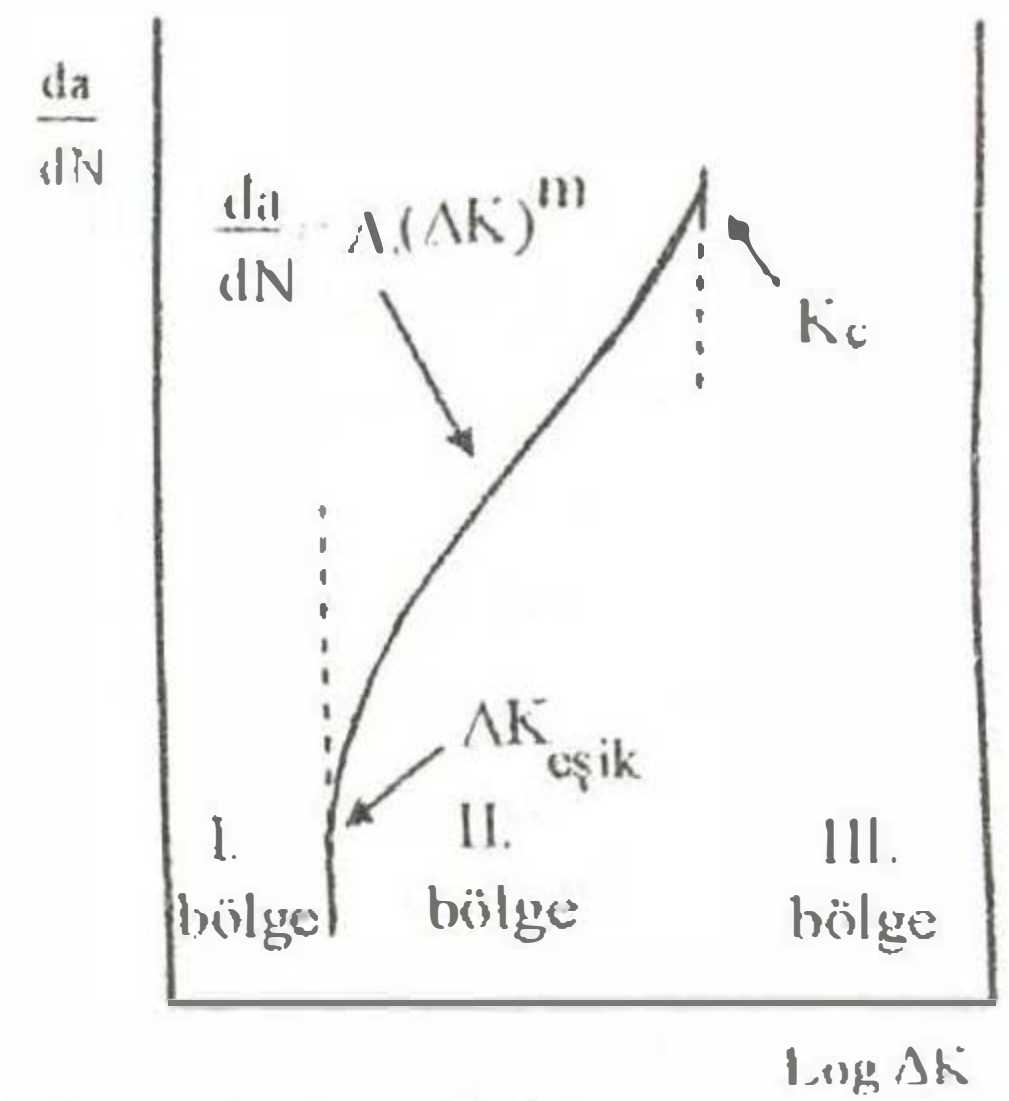
$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (5)$$

Çatlak, dengesiz çatlak ilerlemesinin görüldüğü III. bölgeye ulaştığında gevrek kırılma şartı  $\Delta K = K_c$  sağlanmış olacaktır.

$$\Delta K = \Delta \sigma \cdot \sqrt{M.a} \quad (6)$$

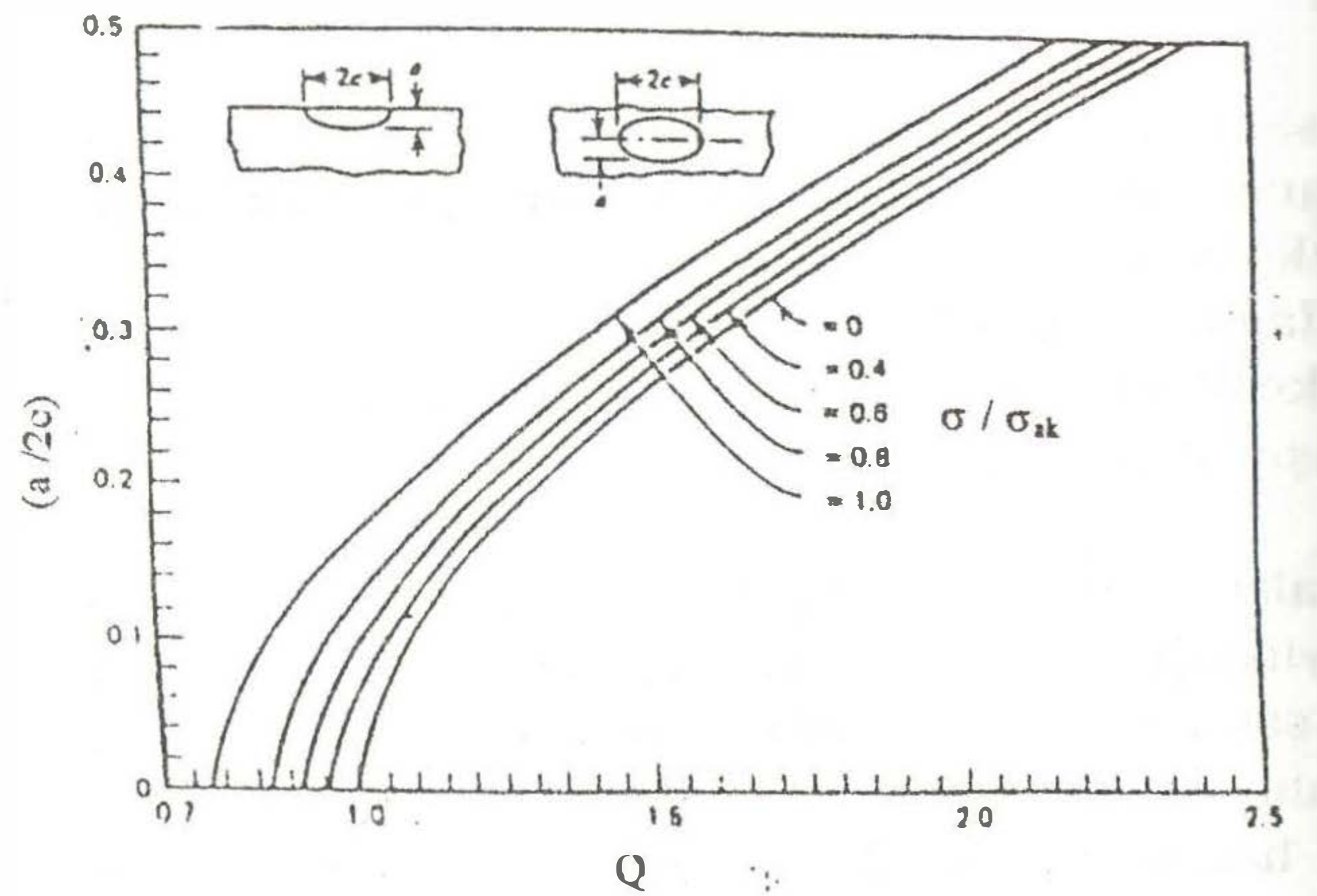
yazılabilir. Burada M hata geometrisini ve gerilmenin seviyesini belirtir bir büyüklük olup yüzey hataları için

$M = (1.21.\pi) / Q$ , iç hatalar için  $M = \pi / Q$  [2] şeklinde hesaplanabilir.



Şekil 4 Çatlak ilerleme hızı ile gerilme şiddet faktörü aralığının değişimi veren tipik bir diyagram (metaller için).

Zorlanma seviyesine ve eliptiklik oranına (a/2c) bağlı olarak Şekil 5'den Q değeri belirlenebilir.



Şekil 5 Şekil parametresinin eliptik hatalar için değişimi [8]

(6) eşitliğinde  $\Delta \sigma$  çatlakla etkilenen en büyük ve en küçük nominal gerilmelerin farkıdır.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (7)$$

(6) eşitliği Paris-Erdoğan ifadesinde yerine konur, integrali alındıktan sonra,  $a_b$  başlangıç çatlak boyu,  $a_{kr}$  kritik çatlak boyu sınır şartları için düzenleme yapılırsa

$$\int_{a_b}^{a_{kr}} a^{-m/2} \cdot da = A \cdot M^{m/2} \cdot (\Delta\sigma)^m \cdot \int_0^N dN \quad (8)$$

$$\left[ \frac{2}{(2-m)} \right] \cdot a^{(2-m/2)} \Big|_{a_b}^{a_{kr}} = A \cdot M^{m/2} \cdot (\Delta\sigma)^m \cdot N \quad (9)$$

Buradan hasara neden olacak tekrar sayısı

$$N = \frac{2}{(m-2) \cdot A \cdot M^{m/2} \cdot (\Delta\sigma)^m} \cdot \left( \frac{1}{a_b^{(m-2)/2}} - \frac{1}{a_{kr}^{(m-2)/2}} \right) \quad (10)$$

eşitliği elde edilir[2]. Basıncılı kap için  $\sigma_{\min} = 0$  olduğundan yukarıdaki eşitlikte  $\Delta\sigma$  yerine  $\sigma_t$  (teğetsel gerilme) yazılabilir.

Basınç altındaki bir kap, zorlanma şartlarına bağlı olarak servis ömrünü sağlayabilmesi için cidarda kabul edilebilir çatlak büyüklüğü tahribatsız muayene yöntemleriyle tespit edilemiyebilir. Dolayısıyla burada izlenecek algoritma; malzeme özellikleri ve çalışma şartları belirli bir kaptaki çatlakın kritik büyüklüğe ulaşmaya dek istenen dolum sayısına sağlayabilmesi için, işletme öncesi bulunabilecek en büyük çatlak (hata) büyüklüğünün ne olması gerektiği ve bu değerden hareketle test basıncının hesaplanması olmalıdır(Şekil 2).

Hazırlanan programın özelliği ve yapılan kabuller:

1-Eliptik hata benzeşimi kullanılarak başlangıçtaki çatlakın geometrisi ve teğetsel gerilme yardımıyla çatlak ucunda hesaplanan gerilme şiddet faktörü çatlakın ilerlemesi ile değişmektedir. Program, çatlakın, kullanıcı tarafından girilen  $\Delta a$  (çatlak artımı) miktarı kadar her artışında gerilme şiddet faktörüne yeniden hesaplamakta ve böylece çatlak ilerlemesi gerçeğe yakın bir şekilde gözönüne alınmaktadır.

2-Tasarımda hiç bir zaman zorlanmanın malzemenin akma sınırını aşmayacağı dolayısıyla çap ve işletme basıncı kabul edilebilir düzeyde olması şart koşulmuştur (aksi halde program kullanıcıya uyarılmaktadır). İstenen ömür, sözkonusu zorlanma ve çatlak ilerleme şartları için sağlanamaması durumunda emniyetli tekrar sayısı hesaplanır ve dolayısıyla işlem sonunda belirlenen basınç hesaplanan tekrar sayısı için geçerlidir.

3-Cidarındaki hatanın tekrarlı gerilmelerin etkisiyle silindirik ekseni boyunca ilerleyerek gevrek kırılmaya neden olacağı kabul edilmiştir.

4- Hesaplamalar, cidar kalınlığının ( $t$ ), kap çapına ( $D$ ) oranı  $t/D < 1/20$  olan, ince cidarlı kaplar için geçerlidir.

5- Hesaplamalarda emniyet katsayısı "1" olarak alınmıştır.

#### IV. SONUÇ

Yük tekrarı ile değişen çatlak geometrisi gözönünde bulundurulması durumunda hasara tolerans ilkesi basınçlı kaplara oldukça başarılı bir şekilde uygulanabilmektedir. Aksi halde çatlak ilerleme kinetiği gerçek davranışı yansıtmıyacağından elde edilen sonuçlar sınırlı düzeyde kabul edilebilir.

#### KAYNAKLAR

- [1] Dieter, G.E., Mechanical Metallurgy, McGraw-Hill, 1983.
- [2] Aran, A. Kırılma Mekaniğine Giriş, Seminer notları, Tübitak, 1981.
- [3] Nash, W.A (çeviri S.Sümer), Cisimlerin Mukavemeti, Güven kitabevi, Ankara, 1979.
- [4] Ashby, M.F - Jones, D.R.H., Engineering Materials 1, Pergamon Press, 1980.
- [5] Hellan, K., Introduction to Fracture Mechanics, McGraw-Hill, 1985.
- [6] Erdoğan, F., "On the Fracture Analysis of Pressure Vessels and Pipes", Birinci Kırılma Konf., Ankara, 1981, s.1-20
- [7] Paris, P.C., Erdoğan, F., "A Critical Analysis of Crack Propagation Laws", J.Bas.Eng.ASME, Vol.85, p.523, 1963.

- [8] Hertzberg, R.W. Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials, 1989.

#### V. EKLER

Tablo-1'de yer alan malzeme büyüklükleri oda sıcaklığında geçerlidir, sıkıştırılan akışkanın ve kabın bulunduğu ortamın özelliğine bağlı olarak değişecektir.

Tablo-1 Programda yer alan malzeme listesi[2,8]  
not:kullanıcı dışarıdan ayrıca değer girebilmektedir.

Çelik	$\sigma_{ak}$ (MPa)	$K_{Ic}$ (MPa.m <sup>1/2</sup> )
A216	314	170
A533B	490	143
A517F	755	186
HY-130	1020	270
4130	1089	110
4147	942	120
4330(275 temper.)	1400	86-94
4340(260 temper.)	1495-1640	50-63
4340(425 temper.)	1360-1455	79-91
18Ni	1450	110
12Ni-5Cr-3Mo	1206	143

Tablo 2 Bazı çelik türleri için A ve m değerleri

Çelikler	A(MPa.m <sup>1/2</sup> )	m
Alaşımız	$6.90 \times 10^{-9}$	3.0
Martenzitik	$1.35 \times 10^{-7}$	2.25
Ostenitik	$5.6 \times 10^{-9}$	3.25

### Örnek Program Çıktıları

#### Örnek-1

##### Kap ve işletme durumu

İşletme basıncı (MPa) : 6.2 (62 Bar)  
Kap çapı (m) : 5  
Cidar Kalınlığı (mm) : 35  
İstenen dolum sayısı : 2 000

##### Malzeme Özellikleri :

Kırılma Tokluğu(I.modu için),(MPa√m) : 200  
Akma sınırı (MPa) : 780  
A sabiti (MPa)<sup>-4</sup>m<sup>-1</sup> :  $2.4 \times 10^{-14}$   
m sabiti : 4

Çatlak artımı ( $\Delta a$ , mm) : 2 mm  
Çatlak Yeri : içerde

Test basıncı  $P_t \cong 9.3$  MPa, (93 Bar)

#### Örnek-2

Çatlak yeri : Yüzey  
Tespit edilen çatlak büyüklüğü : 1 mm  
Çatlak artımı ( $\Delta a$ , mm) : 1.5

##### Kap ve işletme durumu

İşletme basıncı (MPa) : 14 (140 Bar)  
Kap çapı (m) : 0.3  
Cidar Kalınlığı (mm) : 15

##### Malzeme Özellikleri

Kırılma Tokluğu(I.modu için),(MPa√m) : 40  
Akma sınırı (MPa) : 620  
A sabiti (MPa)<sup>-4</sup>m<sup>-1</sup> :  $7.2 \times 10^{-9}$   
m sabiti : 3

Servis ömrü (tekrar sayısı)  $\cong 346$

##### Hazırlanan programın akış diyagramı:

