解説

高圧機器の破損と破壊

Failure and Fracture of High Pressure Apparatus

西原 正夫

Masao Nishihara

Failure and fracture of high pressure apparatus result in occasionally the most dangerous accidents in laboratory and manufacturing plant. Elastic failure, bursting, brittle fracture and fatigue fracture are briefly reviewed.

1. はじめに

高圧機器の破損と破壊は危険な事故の原因となる場合が多いから、高圧機器の使用に際して守るべき事項や関連する法規の解説[1]は安全確保のために重要であるが、破損や破壊の発生の機構と様態に関する解説も安全な高圧機器の設計製作や、それらの安全な使用のために有用であろう。この解説は体系的なものではないが、気体や液体による流体圧力を使用する高圧機器の破損と破壊について考察し、若干の関連事項を述べたものである。

2. 破損と破壊

破損(failure)と破壊(fracture)にはいずれにも『破』が付いているが同義語ではない。元の形状に復元しないことが破損である。部材が2つ以上に分離することを破壊と言い、破壊により破損が生じたことになる。延性材料が引張り力を受けると断面積が次第に減少し局部収縮(くびれ)を生じ遂に2つに分離する。また脆性材料の場合には殆どくびれを生ずることなく2つに分離する。これを破断(rupture)と呼び、破壊の1種である。材料の内部に発生する応力が弾性限度に達すれば弾性理論を適用することはできなくなる。降伏点を示す材料では降伏点、降伏点を明瞭に示さない材料ではある大きさの残留ひずみを生じる応力に達すれば、応力が消失しても永久変形(塑性変形)が残って元の形状には復元せず破損したことになる。これが弾性破損(elastic failure)である。破壊には原因や様式により疲労破壊、脆性破壊など多くの種類がある。高圧機器は加圧、減圧を反復して使用することが多いので、繰

返し内圧による疲労破壊を生じ易く、また最も重要である。脆性破壊と応力腐食割れも高圧機器に発生する主な破壊の種類である。脆性破壊は疲労に起因する場合もあるが、高強度、低靱性の材料を使用した高圧要素が過負荷を受けるときに生じる非常に危険な破壊である。腐食性の圧媒体を使用したり高圧機器の材料と化学反応しやすい環境中で静的引張応力または引張残留応力が存在すると、応力腐食割れを生じ破壊することがある。

3. 弾性破損

内圧を受ける円筒の壁内に生じる応力は中心からの距離によって異なり応力分布は様でない。肉厚が大きい厚肉円筒ではその傾向は著しく、それに反して肉厚が小さい薄肉円筒では近似的に様な応力分布と考えることができる。

工業的に流体圧力を使用するときの圧力の範囲はほぼ50～1000 MPaであり、実験用の機器では2000 MPa(2 GPa)に達することもあるが、このような圧力を発生、保持するには厚肉円筒を使用しなければならない。その場合に、円筒の両端をねじ蓋などで閉塞して軸方向に作用する力を円筒壁で保持する両端閉塞円筒と、軸方向に作用する力を円筒以外の枠などで保持する両端解放円筒の2種類がある。両端解放円筒が内圧だけを受けるときの応力分布はFig.1に示すように、半径方向応力 σ_r は圧縮応力で内壁で最も高く、外壁に向かうにしたがって低下し、外壁では零になる。これに対して周方向応力 σ_θ は引張応力で内壁で最も高く、外壁に向かうに従って低下するが外壁でも零にはならない。

Fig. 1. Stress distribution in cylinder subjected to internal pressure (open-end cylinder, diameter ratio $W=2$).

内壁における周方向応力 σ_θ と半径方向応力 σ_r は、内圧を p_i 、外径内径比を W とすると次の式(1), (2)で表わされる。

$$\sigma_\theta = \frac{W^2 + 1}{W^2 - 1} p_i \quad (1)$$

$$\sigma_r = -p_i \quad (2)$$

いずれも内圧に比例して高くなるが、周方向応力は外径内径比にも依存する。内圧の上昇にともなう内壁の応力がある限度に達すれば降伏が開始し、弾性破損を生じる。降伏が起こる応力条件、すなわち降伏条件(基準)には、剪断応力が限界値に達すれば降伏するというトレスカ(Tresca)基準と、剪断歪エネルギーが限界値に達したときに降伏するというミーゼス(Mises)基準がある。

両端開放円筒の降伏開始圧力 p_y は、トレスカ基準によれば円筒の材料の降伏点を σ_y とすると、次の式(3)で与えられ

$$p_y = \frac{\sigma_y}{2} \left(1 - \frac{1}{W^2} \right) \quad (3)$$

外径内径比が非常に大きくなっても

降伏点の0.5倍を越えることはない。

またミーゼス基準の場合の降伏開始圧力は、

$$p_y = \sigma_y \frac{W^2 - 1}{\sqrt{3W^4 + 1}} \quad (4)$$

であって、降伏応力の0.577倍を越えることはない。換言すれば円筒の肉厚をどれ程大にしても降伏点の約1/2の圧力に達すれば内壁の降伏が始まり、弾性破損を生じるのである。

内圧がさらに上昇して内壁からある半径のところまで降伏した状態、即ち部分降伏の状態ではその外側は外壁まで弾性域として残っている。この状態で除圧すると塑性域はその外側の弾性域の収縮が「たが」の働きをして締めつけられる。これが自緊 (autofrettage) と呼ばれる一種の円筒強化法である。この場合の応力分布は Fig. 2 に示すように除圧時には内壁に圧縮残留応力を生じ、再び加圧した場合の内壁近傍の周方向応力は圧縮残留応力の分だけ低くから、自緊をしていないときより高い内圧に耐えられる。このように円筒の一部分を弾性破損させることによりかえって強化することができるが、この方法は今世紀初めに砲身の強化法として M. Malaval と J. Perry がそれぞれ独自に考案したものである。

4. 破 裂

内圧が高くなるに従って降伏域は次第に外壁に向かって広がり、遂に円筒壁が全部降伏した状態、即ち全域降伏状態になる。円筒材料が非硬化性のとき

Fig. 2. (a) Stress distribution in closed-end cylinder at applied autofrettage pressure. (b) Residual stress distribution after release of autofrettage pressure. (diameter ratio $W=3$, applied pressure/yield strength = 0.956)

には全域降伏圧が円筒の耐えうる最高内圧である。硬化性のときには材料の降伏応力が上昇するので全域降伏後もさらに高い内圧に耐えることができる。しかし遂にある部分の肉厚が急速に減少して破裂(bursting)する。破裂圧(塑性崩壊圧)を与える式は種々あるが、次のFaupeilの式が実験値に比較的よくあうと言われている[2]。

$$p_b = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \left(2 - \frac{\sigma_y}{\sigma_B} \right) \ln W \quad (5)$$

ここで σ_y は降伏点、 σ_B は引張強さである。Faupeilは破裂圧の下限としてミーゼス基準による全域降伏圧

$$p_{bmin} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_y \ln W \quad (6)$$

をとり、それ以下の圧力では破裂は起こらないと考え、また円筒材料の降伏点 σ_y と引張強さ σ_B が等しい場合には、

$$p_{bmax} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_B \ln W \quad (7)$$

で破裂する筈で、これを破裂圧の上限とした。しかし通常は $\sigma_y < \sigma_B$ であり、破裂は両者の中間の値で起こるので、比例関係を仮定して

$$p_b = p_{bmin} + \frac{\sigma_y}{\sigma_B} (p_{bmax} - p_{bmin}) \quad (8)$$

を破裂圧の式とした。上記の3式からFaupeilの式(5)が得られる。この式は半理論半実験式である。

5. 脆性破壊と破壊靱性

高压機器は静的な内圧を受ける場合であっても圧力が高ければ、上述のように弾性破損を生じたり破裂するから、設計に際しては降伏開始圧力、全域降伏圧力、破裂圧力などが基準になる。

き裂のない場合には強度を支配するのは応力である。しかし材料中に欠陥が存在したりき裂が発生した場合には、ある荷重を受けるとその後に荷重が増大しなくても、それらのき裂が急速に拡大して脆性破壊をする。き裂があるときの強度は応力が同じであってもき裂が大きいほど低く、き裂近傍の応力の強さの程度をあらわす応力拡大係数に依存する。これは応力とき裂の形状寸法、変形様式などによって定まる量で各種の条件に対して算定されている[3]。この値がある一定値に達すると脆性破壊が発生することが経験的に知られており、破壊靱性値と呼ばれ

る材料固有の限界値であって、種々の破壊靱性試験によって求められる。

引張強さや降伏点の高い高強度材料ほど破壊靱性値が低い傾向があり、危険な破壊や破裂を招く可能性が高い。

3種類の鋼材(ニッケルクロムモリブデン鋼SNCM8、18%Ni マルエージング鋼KMS18-17、合金工具鋼SKD61)からなる開放円筒(外径内径比1.8)に静的内圧を加えて行った破壊試験における内圧と外壁周方向歪みの関係はFig.3のようになる。いずれも直

Fig.3. Fracture test of monoblock cylinder.

線から外れる点の内圧はミーゼス基準により計算した降伏開始圧の計算値にほぼ一致している。Faupeilの式により計算した破裂圧と実験値を比較すると、SNCM8とKMS18-17ではほぼ一致するが、SKD61の実験値は計算値より約15%高い。しかし実際の破裂の様相は破壊靱性値が高いSNCM8とKMS18-17では円筒の軸方向にほぼ平行な割れ目を生じて圧力媒体が吹き出し比較的穏やかであるのに対して、破壊靱性値が低いSKD61では破裂して多数の破片を生じている。この例は内圧円筒の破裂を考えるとときには材料の破壊靱性が非常に重要であることと、高強度材料を使用する場合の危険性を示している。

6. 疲労破壊

高压力の応用分野は広いので一概には言えないが、工業的に利用されるときには加圧、減圧の回数が短時間に数千回、数万回に達することは希ではなく繰

返し内圧による疲労が重要である。高压機器に使用される容器には横穴を有するものや内壁が段付きになっているものがあり、また両端閉塞円筒では一体化された底部を除いて端部はねじ蓋で閉じられているから応力状態は複雑である。これらの幾何学的不連続を有する円筒の内圧疲労強度は、平滑な円筒に比較するとかなり低い。しかし高压容器の疲労強度の基本的問題は単純な平滑厚肉円筒について解明しておけば、その結果を幾何学的不連続を有する円筒に拡張することはある程度可能である。その場合に複雑な応力状態を応力関数による解析で求めることは一般に困難であるから、有限要素法による数値計算が用いられるが、内圧疲労試験によって実験的に確認する必要がある。下記の考察は平滑厚肉円筒を対象としている。

疲労破壊は静的破壊を生じる応力より低い応力が繰返されても起こり、き裂が次第に成長(進展)し最後に破壊(破断)する現象である。疲労破壊の出発点であるき裂には、高压機器の材料に内在していた欠陥やきず、製作中や使用中に生じたきずのほか、材料の降伏点より低い応力の繰返しによって発生する微小き裂もあり、使用前の検査に合格しても疲労破壊は起こりうる。

円筒内壁に実在するき裂の前縁は一般に曲率を有し、破壊力学的考察ではき裂の形状を半楕円状とみなすことが多い。き裂は最大剪断応力の方向に発生する傾向があるが、その後は最大引張応力(内圧円筒では周方向応力)に直角の方向に成長すると考えられる。換言すれば内圧円筒の軸方向を長軸とする半楕円き裂が半径方向に成長することになる。き裂のある材料の脆性破壊は、き裂の大きさと応力に依存する応力拡大係数が限界値すなわち破壊靱性値に達したときに発生するのであるから、内圧の繰返しによりき裂が成長してある大きさ(深さ)に達すると脆性破壊が起こることになる。疲労破壊靱性値は静的破壊靱性値より一般に低い。

繰返し応力の最大値と最小値に対応する応力拡大係数の最大値と最小値の差を応力拡大係数範囲と呼び、ある下限値以下であれば疲労き裂は成長進展しない。また応力拡大係数は応力とき裂の大きさ(深さ)の平方根の積に比例する量であるから、ある下限値以下の微小なき裂は繰返し応力によっても成長しない。この限界値以上のき裂は成長するのであるが、その成長速度は次式のように応力拡大係数範囲 ΔK_I のべき関数で表される[4]。

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_I)^m \quad (9)$$

ここで a はき裂の大きさ(深さ)、 N は繰返し回数、 C , m は実験定数である。この式により、初期のき裂深さからあるき裂深さに至るまでの繰返し回数を算定することができる。

疲労き裂が成長して円筒の肉厚を貫通しても脆性破壊をしないようにするには、円筒の肉厚を脆性破壊を生じるき裂限界深さ以下にしなければならない。この限界深さは円筒の内径、外径、内圧、応力拡大係数および円筒材料の破壊靱性値から決定できる。しかし円筒は使用する内圧に十分耐える必要があるから、焼きばめなどにより2層以上の多層構造とし、内層の厚さを限界厚さ以下にすれば、き裂が内層を貫通しても圧媒体が漏洩するだけで内層の寿命が穏やかに終わることになり、また内層を取り替えれば再使用が可能である。

内圧を受ける両端開放厚肉円筒には周方向応力と半径方向応力、両端閉塞円筒には周方向応力、半径方向応力および軸方向応力を生じているから、繰返し内圧を受けるときの疲労は多軸応力下の疲労である。多軸疲労に関する研究はかなり古くからあるが、内圧疲労に関する系統的な実験は今世紀の後半になってから始められた[5, 6]。それらの結果を、繰返し内圧と破壊までの繰返し数(対数)を座標として整理すると、通常の1軸の疲労試験による $S-N$ 線図と同様の線図が得られ、外径内径比が大であるほど $S-N$ 曲線は高い位置に現れ、高い繰返し圧力に耐えることを示している。圧力の代わりに円筒内壁に生じる最大周方向応力をとって整理すると実験値の分散はかなり小さくなり、最大剪断応力で整理すると分散は更に小さくなる。このように外径内径比の異なる単体円筒の内圧疲労強度は、静的降伏の場合と同様に最大剪断応力基準により統一的に整理できる。

厚肉円筒などに使用する高強度鋼の1軸疲労強度は平均応力に依存し、平均応力が圧縮側になるほど疲労強度が高く、その傾向は静的強度が高いほど著しい。また疲労強度は材料の縦方向(鍛伸方向)に比し横方向は低く、その差はは大気溶解材では大であるが、この異方性も平均応力が圧縮側になるに従い小さくなる。

円筒の内圧疲労強度も平均周方向応力が圧縮側になるに従って高くなるのであるが、これを実行するには円筒内壁に圧縮残留応力を与える方法がある。

円筒内壁に周方向の圧縮残留応力が存在すると降伏圧力が上昇することを自緊の項で既にのべたが、圧縮残留応力はこのほか焼嵌め、線巻き、外壁液圧支持などによって与えることができ、円筒の疲労寿命は長くなる。しかし自緊による残留圧縮応力は塑性変形によるものであるから、繰返し内圧により再分布し内壁近傍においては相当低下するから、疲労強度の評価に際しては注意しなければならない。

高圧機器を構成する要素としては厚肉円筒容器のほかに各種のバルブ、継手や圧力計なども含まれおり、これらの破壊、とくに疲労破壊は重大な事故につながることに留意しなければならない。既成品を無条件で信頼することは極めて危険である。

7. おわりに

高圧機器の破損と破壊には上述のほかに応力腐食割れが重要であり、また高温で使用するときにはクリープ破壊が問題である。今回の考察では省略した

が使用条件によっては無視できないから十分注意する必要がある。

参考文献

- [1] 福田保:『高圧流体技術』, 蒔田董・西原正夫編, 丸善, 1992年, p.20, “高圧装置の保守管理”
- [2] J.H.Faupel: Trans. ASME, **78**(5), 1031(1956), “Yield and Bursting Characteristics of Heavy-Wall Cylinder.”
- [3] *Stress Intensity Factors Handbook*, Ed. Y. Murakami *et al.*, vols.1-2(1987), vol.3(1993).
- [4] P.C.Paris: Proc. 10th Sagamore Conference, Syracuse University Press, 107-132(1965), “The Fracture Mechanics Approach to Fatigue.”
- [5] J.L.M.Morrison, B.Crossland, J.S.C.Parry: Proc. IME, 170(1956).
- [6] 西原征夫, 山口喜弘: 圧力技術, **17**(5), 226-235 (1979), “超高压容器の疲労強度に関する研究の展望”

〔1993年6月30日受理〕

☆ 投稿歓迎 ☆

編集委員会では、会員(個人会員・賛助会員)からの投稿を歓迎します。論文・解説類、トピックス、会合の案内、会議報告、訪問記、本誌や本会へのご意見など、どしどし原稿をお寄せください。投稿案内『執筆のご案内』を用意しておりますので、投稿をご希望の方は事務局へ請求して下さい。