Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.21-00149

Received date : 23 April, 2021

Accepted date : 24 October, 2021

J-STAGE Advance Publication date : 4 November, 2021

日本機械学会維持規格の極限荷重評価に対する有限要素解析の適用方法

釜谷 昌幸^{*1}, 町田 秀夫^{*2}, 北条 公伸^{*3}

Application of finite element analyses to limit load assessment of JSME fitness-for-service code

Masayuki KAMAYA^{*1}, Hideo MACHIDA^{*2} and Kiminobu HOJO^{*3}

^{*1} Institute of Nuclear Safety System, Inc.

64 Sata, Mihama-cho, Mikata-gun, Fukui 919-1205, Japan

^{*2} TEPCO SYSTEMS Corporation, Nuclear Plant Engineering Department

Shibusawa City Place Eitai, 2-37-28 Eitai, Koto-ku, Tokyo 135-0034, Japan

^{*3} Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Nuclear Energy Systems

1-1-1 Wadasaki-cho, Hyogo-ku, Kobe 652-8585, Japan

Abstract

A procedure for application of finite element analyses (FEAs) for the limit load assessment was investigated for the fitness-for-service code for nuclear facility by the Japan Society of Mechanical Engineers. The current code prescribes the equations to obtain the limit load for pipes. FEAs were carried out for various geometrical conditions and their results were compared with the limit load obtained by the equations. It was shown that the FEAs derived unconservative limit loads for pipes with a circumferential crack. The stress triaxiality near the crack tip, whose effect is not considered in the limit load equations, increased the failure load. On the other hand, the limit load equation for pipes with an axial crack predicted conservative burst pressure because the equation was originally developed for wall-thinning. The comparison with the failure tests using cracked pipe revealed that FEAs predicted accurate burst pressure for pipes with an axial crack whereas they made unconservative prediction of failure bending load for pipes with a circumferential crack. It was suggested, for plastic collapse assessment of pipes under bending load, the flow stress for the elastic-perfect-plastic stress-strain curve should be multiplied by 0.84 to the average of yield strength and ultimate strength, which is used for the current code. On the other hand, the flow stress prescribed in the current code is applicable to the assessment for pipes subjected to internal pressure or tensile load.

Keywords : Limit load, Plastic collapse, Fitness-for-service code, Finite element analysis, Pipe, Nuclear facilities

1. 緒 言

国内の原子力発電プラント機器・配管において亀裂が発見された場合、日本機械学会発電用原子力設備規格維持規格（以後、維持規格）（日本機械学会, 2020a）の手順にしたがい亀裂の進展予測と、進展後の亀裂寸法を想定した破壊評価が実施される。そして、予測された破壊強度が基準を満足すれば、亀裂を補修することなく使用を継続することができる。オーステナイト系ステンレス鋼やニッケル合金（日本機械学会, 2010）などの十分な延性を有する機器・配管の破壊荷重の算出には極限荷重評価法が適用される。極限荷重評価法では、破壊モードとして亀裂断面の残存部分の塑性崩壊を想定し、材料強度として流動応力を用いて崩壊荷重（極限荷重）を予測する。維持規格では、周方向亀裂または軸方向亀裂を有する配管に対する極限荷重が式により与えられている。

この極限荷重評価式は、力及びモーメントのつり合い式（周方向亀裂）、または実験データをもとにした半経験式（軸方向亀裂）により得られている（日本機械学会, 2020a）。いずれの場合も直管を想定している。実機を対象にした評価では、レジャーサや管台部等直管以外の形状を対象とする場合も考えられ、そのような場合にも極限

No.21-00149 [DOI: 10.1299/transjsme.21-00149]

^{*1} 正員, (株) 原子力安全システム研究所 (〒919-1205 福井県三方郡美浜町佐田 64)

^{*2} 正員, (株) テプコシステムズ (〒135-0034 東京都江東区永代 2-37-28 澁澤シティブレイス永代)

^{*3} 正員, フェロー, 三菱重工業 (株) (〒652-8585 兵庫県神戸市兵庫区和田崎町 1-1-1)

E-mail of corresponding author: kamaya@inss.co.jp

荷重評価が可能ないようにしておくことが望まれる。その手段の一つとして、有限要素解析（FEA）の適用が考えられる。

極限荷重評価は、原子力発電プラントの機器設計においても適用され、式による評価のみでなく FEA の適用が認められている（日本機械学会, 2020b, 2008, 朝田他, 2008）。設計に適用される極限荷重評価のための FEA では、維持規格の式による極限荷重評価と同じく、材料の変形特性として弾完全塑性の応力・ひずみ関係（以後、弾完全塑性体とよぶ）が用いられる。ただし、亀裂は想定されていない。亀裂を有する場合、亀裂先端近傍における多軸応力場による切欠き強化が発生する。そのため、FEA による最大荷重が、力のつり合いより導出される式による極限荷重より大きくなる（釜谷, 町田, 2010）。したがって、維持規格の極限荷重評価に FEA を適用するためには、現在適用されている式による極限荷重からの差異が生じることを考察しておく必要がある。

本報では、亀裂を有する配管の極限荷重評価に FEA を適用するための評価手順の検討を行った。手順の検討のためには、式による極限荷重と FEA の解析結果の差異の大きさと差異の生じる要因を明確にしておく必要がある。そこで、FEA を用いて算出される極限荷重と、式による極限荷重を比較した。とくに、多軸応力場の影響に着目し、FEA と式による極限荷重に差異が生じる原因を考察した。次に、過去に実施された破壊試験の結果と FEA の結果を比較した。最終的に、実験による破壊荷重を適切に評価できるよう有限要素解析に用いる流動応力を提案した。

2. 式による極限荷重評価

2・1 周方向亀裂

維持規格では、図 1 に示すような周方向亀裂が存在するクラス 1 配管の極限荷重の算出に、次式で得られる曲げモーメント $M_{L(eq)}$ を用いている。

$$M_{L(eq)} = 2\sigma_f R_m^2 t \left(2 \sin \beta - \frac{a}{t} \sin \theta \right) \quad (1)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\pi - \frac{a}{t} \theta - \pi \frac{P_m}{\sigma_f} \right) \quad (2)$$

ここで、 a は亀裂深さ、 θ は亀裂の周方向長さ（角度）の 2 分の 1 を示す。 R_m と t はそれぞれ配管の平均半径と厚さとなる。 P_m は一次一般膜応力を示す。 β は中立角であり、曲げ荷重が作用する管断面において応力が零となる中立点の角度に相当する。材料強度としては流動応力 σ_f が用いられ、実測した降伏点と引張強さの平均値を用いるか、 $2.7S_m$ (S_m は設計応力強さ) を用いるよう規定されている。梁に曲げ荷重を負荷した場合の材料の降伏状態を模式的に図 2 に示す。弾完全塑性体を用いた場合、全断面が降伏する図 2(c) の状態に至らしめる荷重（モーメント）として式 (1) が解析的に導出されている（日本機械学会, 2020a）。本稿では、弾完全塑性体に対して得られる図 2(c) の状態に至らしめる荷重を極限荷重とよび、弾完全塑性体の折れ曲がり点の降伏点に相当する応力を流動応力と称する。

維持規格の規定では、浅い亀裂に対する座屈の影響も考慮される。また、 $(\theta + \beta)$ が π より大きくなる場合は別の式が適用される。そして、最終的に予測された極限荷重に安全率を考慮したものが許容荷重として用いられる。

2・2 軸方向亀裂

維持規格における軸方向亀裂を有する管の極限荷重（内圧）の算出には、次式で得られる内圧 $p_{L(eq)}$ が用いられる。

Fig. 1 Geometry of pipe containing circumferential crack under bending load.

Fig. 2 Schematic drawing for representing critical condition for limit load analysis for a beam. (a) Applied bending load makes yielding at the surface of the component. (b) Then, the yielding zone develops inside the components. (c) Finally, the yielding at the net-section causes plastic collapse failure of the component.

$$p_{L(eq)} = \sigma_f \frac{t}{R_o} \left(\frac{\frac{t}{a} - 1}{\frac{t}{a} - \frac{1}{M_T}} \right) \quad (3)$$

$$M_T = \sqrt{1 + \frac{1.64}{R_m t} c^2} \quad (4)$$

ここで、 c は亀裂の軸方向長さの2分の1を、 R_o 及び R_m は管のそれぞれ外半径と平均半径を示す。維持規格の解説には、式(3)は「多数の実験データをもとに半経験的に得られた」と記載されている。この式は、減肉配管のバースト内圧予測式として提案されている(Folias, 1965)。また、米国機械学会のB31G(ANSI/ASME, 1984)に減肉した配管の強度評価式として同じ式が規定されている。維持規格及び維持規格のベースとなった米国機械学会の規格(ASME, 2019)では、減肉配管のバースト内圧予測式を、投影面での長さとし深さが等しい亀裂形状に適

Fig. 3 Analyzed model for pipe with an axial crack subjected to internal pressure.

Fig. 4 Model for pipe with wall-thinning flaw, which corresponds to a crack with width. The flaw of $\delta = 0$ or $\theta = 0$ corresponds to the circumferential or axial crack, respectively.

用したと考えられる。減肉配管のバースト内圧に対しては比較的多くの実験的及び解析的な検討が報告されている (Kiefner, 1969, Hahn et al., 1969, Erdogan, 1976, Stephens and Leis, 1997, Janelle et al., 2005)。その中で式 (3) は比較的初期に提案されている。式 (3) は、試験結果を上回るバースト内圧を予測する傾向があり、その精度は決して良くはないようである (Kamaya et al., 2008)。

周方向亀裂と同様に、維持規格では $p_{L(eq)}$ に安全率を考慮した圧力が評価に用いられる。

3. 有限要素解析による極限荷重

3・1 解析方法

内面に図 1 に示す周方向亀裂、または図 3 に示す軸方向亀裂を有する管を対象に Abaqus 2020 を用いた FEA を実施した。維持規格と同じく、周方向亀裂を有する管は曲げ荷重による塑性崩壊、軸方向亀裂を有する管は内圧によるバーストを想定する。管の厚さ t は 40 mm とし、平均半径と厚さの比は $R_m/t = 5, 10$ または 20 とした。一定深さの亀裂を想定し、亀裂の深さ a は $0.1t$ から $0.8t$ まで変化させた。亀裂長さなどの詳細な条件については、周方向亀裂と軸方向亀裂で異なるため各節にて説明する。応力多軸度の影響を考察するために、図 4 に示す非平面状の切り欠き (減肉モデル) を対象とした解析も行った。減肉モデルは、本来間隙のない亀裂に 2δ の間隙を有する周方向亀裂、または間隙 2θ を有する軸方向亀裂を模擬している。解析に用いた有限要素メッシュの例を図 5 に示す。周方向及び軸方向亀裂を有するモデルでは 2 次の次数低減積分ソリッド要素 (C3D20R)、減肉モデルには 1 次のソリッド要素 (C3D8) を用いた。対称性を考慮した 4 分の 1 モデルを用いた。メッシュ分割の妥当性を

Fig. 5 Finite element mesh used for limit load analyses ($R_m/t = 5$).

Fig. 6 Finite element mesh used for limit load analyses ($R_m/t = 5$). Mesh size is finer than that used in Fig. 5 for validation analyses.

検証するため、図 6 に示す周方向及び軸方向亀裂の各 1 条件について分割を細かくしたメッシュを用いた解析も実施した。

オーステナイト系ステンレス鋼（釜谷, 2010）を対象に流動応力 421 MPa の弾完全塑性体を仮定した微小変形解析を実施した。流動応力の解析結果に及ぼす影響を考察するため、一部の条件では流動応力を 100 MPa とした場合の計算も実施した。ヤング率及びポアソン比はそれぞれ 200 GPa 及び 0.3 とした。弾完全塑性体に対する解

Fig. 7 Relationship between applied rotation angle and normalized moment. The cracked pipe was collapsed after elastic deformation ($R_m/t = 5$, $2\theta = 60^\circ$).

Fig. 8 Change in limit load obtained by finite element analyses normalized by that obtained by the equation prescribed in the JSME fitness-for-service code. The normalized limit load was more than unity and this implies that limit load predicted by finite element analyses is less conservative than that predicted by the equation.

析では、全断面が塑性すると荷重の増加なしに変形が進む不安定状態となり、図2(c)に示す塑性崩壊状態に至る。周方向亀裂の解析では管端部に 20° の回転変位を付与し、軸方向亀裂の解析では内圧を負荷した。そして、塑性崩壊が発生し、荷重点の変位に対する荷重の増加が十分小さくなった時点、または解析が収束しなくなった時点を超限荷重と判断した。実機では軸力が作用する場合も想定されるが、軸力を考慮しない方が極限荷重を小さく評価することから、内圧負荷による軸力（キャップ効果）は考慮しなかった。

3・2 周方向亀裂の解析

$R_m/t = 5, 10, 20$ 、亀裂角度 $2\theta = 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ 、そして亀裂深さ $a/t = 0.25, 0.5, 0.75$ の全ての組合せの条件において、図1のモデルに対してFEAを行い、極限荷重（極限モーメント） $M_{L(FEA)}$ を算出した。また、亀裂のない場合（ $a=0$ とした場合）の解析も実施した。

付与した回転変位と曲げモーメント M の関係の例を図7に示す。曲げモーメントは断面係数 Z と流動応力の積で正規化している。 20° に到達した時点では、荷重増加がない塑性崩壊状態になっている。本解析では、 20° 到達

Fig. 9 Change in normalized limit load obtained by finite element analyses ($M_{L(FA)}/M_{L(eq)}$) and crack depth a/t . The limit for crack-like flaw ($\delta = 0$) was larger than that for flaw of $\delta > 0$ due to the stress triaxiality. The limit load equation prescribed in the JSME fitness-for-service code corresponds to $\delta \gg 0$.

Fig. 10 Stress and stress triaxiality near the crack tip for crack of $a/t = 0.5$ and $2\theta = 60^\circ$ when the applied load reached the limit load. Flaw of small δ caused relatively large hoop stress and stress triaxiality.

時点の荷重（モーメント）を極限荷重とした。条件によっては、 20° 到達する前に解析が収束しない場合もあった。その場合は、解析で得られた最大荷重を極限荷重とした。

式による極限荷重 $M_{L(eq)}$ で正規化した $M_{L(FA)}$ を図 8 に示す。亀裂がない場合の $M_{L(FA)}$ は $M_{L(eq)}$ と一致した。すなわち、塑性崩壊状態が解析により再現された。一方、亀裂が深くなる、または亀裂が長くなるほど $M_{L(FA)}$ が $M_{L(eq)}$ より大きくなる傾向があった。亀裂角度と $M_{L(FA)}/M_{L(eq)}$ はよい相関を示した。 $R_m/t = 5$ 、 $2\theta = 60^\circ$ 、 $a/t = 0.5$ の条件における $M_{L(FA)}/M_{L(eq)}$ は 1.099 であった。それに対し、図 6 のメッシュを用いた解析では 1.096 となり、その差は 0.27% であった。図 5 のメッシュ分割で十分収束した極限荷重を得られると判断できる。また、同じ解析

Fig. 11 Relationship between applied pressure and radial displacement measured at the pipe end. The cracked pipe was collapsed after elastic deformation. ($R_m/t = 5$, $c/t = 4$).

Fig. 12 Change in normalized limit load (pressure) with the crack depth obtained by finite element analyses. Due to stress triaxiality, the limit load of crack ($\delta = 0$) was larger than that of the crack of $\delta > 0$. The limit load equation corresponds to the limit load of $\delta \gg 0$.

条件において流動応力を 100 MPa とした場合の $M_{L(FeA)}/M_{L(eq)}$ は流動応力が 421 MPa の結果と同じ値となり、 $M_{L(FeA)}/M_{L(eq)}$ は流動応力に依存しないことを確認した。

$M_{L(FeA)}$ が $M_{L(eq)}$ より大きくなる要因を考察するために、軸方向に間隙 δ を有する減肉モデルを用いて極限荷重を算出した。 $R_m/t = 5$, $2\theta = 60^\circ$ の条件で、 a/t を 0 から 0.8 まで 0.1 ずつ増加させた。間隙は $2\delta = 10t$, $4t$, または t とした。 $\delta = 0$ は亀裂形状に相当する。図 9 に正規化した極限荷重 ($M_{L(FeA)}/M_{L(eq)}$) を示す。単調ではないが、亀裂が深くなると $M_{L(FeA)}/M_{L(eq)}$ が大きくなる傾向を示した。そして、間隙が大きくなると $M_{L(FeA)}/M_{L(eq)}$ が小さくなり、 $2\delta = 10t$ では 1 に近くなった。この変化は亀裂先端近傍の応力多軸度により説明できる。図 10 に極限荷重到達時の流動応力 σ_f で正規化した軸方向応力 σ_z と周方向応力 σ_θ 、及び次式で定義される応力多軸度 η の分布を示す。

$$\eta = \frac{\sigma_m}{\sigma_{eq}} \quad (5)$$

Fig. 13 Failure load for cracked pipe with circumferential crack subjected to bending load. The prediction by the limit load analysis may cause unconservative failure load prediction even if safety factor is considered.

ここで、 σ_m は主応力の平均、 σ_{eq} はミーゼスの相当応力を示す。図には $2\theta = 60^\circ$ 、 $a/t = 0.5$ の条件において、極限荷重到達時の亀裂先端からの距離 x との関係を示している。単軸荷重では $\eta = 1/3$ となる。 $2\delta = 10t$ における亀裂先端の η は $1/3$ に近かった。一方、 $2\delta = 2t$ では η が 0.4 近くまで増加している。この変化は、周方向応力によってもたらされている。亀裂形状に近い $2\delta = 2t$ においては $x/t < 0.3$ の亀裂先端近傍に $0.5\sigma_f$ 程度の周方向応力が発生している。極限荷重到達時には $x/t < 1$ の断面全体において相当応力が流動応力に到達する。多軸応力状態では最大主応力方向である軸方向応力の実断面応力（図 10(a) の $x/t = 0 \sim 0.5$ の平均的な応力）が流動応力よりも大きな $1.1\sigma_f$ 近傍の値となり、相対的に大きなモーメント荷重まで耐えることができた。すなわち、亀裂が存在すると、その先端近傍の応力多軸度が大きくなり、同じ曲げ荷重に対する亀裂部近傍の相当応力が低下する。そのため降伏状態に達しにくくなり、耐荷重が増加した。一方、式による極限荷重では応力多軸度の影響は考慮されていないため $M_{L(eq)}$ が $M_{L(FEA)}$ よりも小さくなった。以上のことから、図 8 における $M_{L(FEA)}$ と $M_{L(eq)}$ の差異は応力多軸度によってもたらされていると考えることができる。

3・3 軸方向亀裂の解析

軸方向亀裂に対しては $R_m/t = 5$ 、亀裂長さ $2c = 2t$ または $8t$ の条件に対して亀裂深さを $a/t = 0.1$ から 0.8 まで 0.1 ずつ変化させた場合の極限荷重（内圧） $p_{L(FEA)}$ を算出した。亀裂に間隙 2θ （最大 240° ）を考慮した減肉モデルの解析も実施した。

付与した内圧と管の半径方向変位の関係の例を図 11 に示す。有限要素モデルにおいて亀裂の存在する側とは逆側の管端部における半径方向変位を示している。解析は 300 ステップまで実施した。ただし、 $a/t = 0.1$ の条件では、174 ステップにおいて解析が収束せずに終了した。いずれの解析も、解析終了時点の圧力を $p_{L(FEA)}$ とした。 $2c = 8t$ 、 $a/t = 0.5$ の条件における $p_{L(FEA)}$ は 76.48 MPa であった。それに対し、図 6 のメッシュを用いた解析で得られた $p_{L(FEA)}$ は 76.24 となり、その差は 0.32% であった。図 5 のメッシュ分割で十分収束した極限荷重を得られると判断できる。

正規化した極限荷重 $p_{L(FEA)}$ を図 12 に示す。流動応力を 100 MPa とした場合も正規化した極限荷重は同じ値となった。いずれの場合も、極限荷重は亀裂深さが大きくなるほど低下した。そして、周方向亀裂と同様に、間隙が小さくなるほど $p_{L(FEA)}$ は増加し、 $\theta = 0$ の亀裂形状の場合に $p_{L(FEA)}$ が最大となった。周方向亀裂の解析で考察したように、間隙による極限荷重の変化は応力多軸度の影響によると考えられる。

図中に赤線で示した式 (3) による極限荷重は、FEA による極限荷重 ($\theta = 0$) を大きく下回った。そして、長く、間隙が大きい $c/t = 4$ 、 $2\theta = 240^\circ$ における極限荷重に近かった。極限荷重は、間隙（周方向角度）が大きくな

Fig. 14 The failure load obtained by tests normalized by that obtained by the equation. The equation predict conservative failure load if the safety factor is considered in assessment.

Fig. 15 The change in limit load obtained by the finite element analyses normalized by that by the equation with crack depth calculated for test conditions. The finite element analyses predict larger failure load than the equation.

ると低下するが、その傾向は $2\theta = 120^\circ$ や 240° 近傍では一定値に収れんするように見える。そして、間隙が十分大きな場合の亀裂は減肉形状と見なすことができる。先に述べたように、式 (3) によって得られる内圧は減肉配管の強度に相当することから、式による極限荷重は間隙が大きい条件の結果と比較的よく一致したと推定される。

4. 有限要素解析による極限荷重と実験結果との比較

4・1 周方向亀裂

FEA による極限荷重が実構造物の破壊荷重の予測に適用できるかを検証するため試験結果と比較した。参照データとして米国の Battelle 研究所で収集された配管破壊試験データベース (三浦, 2005, 町田, 荒川, 2015) から 304 及び 316 ステンレス鋼管の曲げ試験の結果を抽出した。抽出作業は日本機械学会維持規格分科会に設置された周方向欠陥角度制限検討タスク II (活動期間: 2007 年 11 月～2009 年 12 月) にて実施され、そこでは溶接継手部や繰返し荷重、 0°C 以下の試験データは除き、最終的に 41 の試験データが得られた。試験では平均半径 $R_m = 27.5 \sim 192.6 \text{ mm}$ 、板厚 $t = 5.4 \sim 40.5 \text{ mm}$ 、 $R_m/t = 3.2 \sim 7.6$ の直管に $a/t = 0.25 \sim 0.75$ 、 $2\theta = 60 \sim 360^\circ$ の周方向亀裂を導入した試験体が用いられている。また、 $0 \sim 39.3 \text{ MPa}$ の内圧も負荷されている。

3 章に実施した FEA と同じメッシュ作成手順と解析方法にしたがって、各試験条件に対応する極限荷重を算出した。外径の 5 倍の長さの管に一定深さの亀裂を導入した。メッシュ生成に使用したソフトウェアの制約から $2\theta = 360^\circ$ の亀裂は $2\theta = 300^\circ$ の亀裂としてモデル化した。内圧は亀裂面にも負荷し、内圧による軸力も考慮した。そして、管端面に回転変位を付与して解析を行った。流動応力には、試験材の降伏点と引張強さの平均を用いた。

試験では最大荷重に到達する前に亀裂が貫通する場合もある (Hasegawa et al., 1984)。最大荷重に到達するか亀裂が貫通した時点を破壊と定義し、最大荷重と亀裂貫通時の荷重の小さい方を破壊荷重 (モーメント) M_{exp} とした。図 13 に FEA による極限荷重 $M_{\text{L(FEA)}}$ で正規化した M_{exp} を示す。 $M_{\text{exp}}/M_{\text{L(FEA)}}$ は多くの場合に 1 を下回っている。すなわち、FEA による極限荷重評価は試験結果を上回る。維持規格の評価では式により予測される極限荷重に安全率 SF を考慮する。周方向亀裂に対しては、通常運転では想定されないような異常や事故などに対応する供用状態 C 及び D に対して $SF = 1.39$ を適用することが規定されている (日本機械学会, 2020a)。図の緑実線は安全率を考慮した場合の $M_{\text{exp}}/(M_{\text{L(FEA)}}/SF) = 1$ に相当するが、安全率を考慮しても、FEA による極限荷重は、破壊荷重を高く予測する場合がある。 $M_{\text{exp}}/M_{\text{L(FEA)}}$ と a/t や 2θ には相関は見られない。また、図は省略するが R_m/t や内圧の大きさに対しても明確な相関は見られなかった。図 14 は、 $M_{\text{exp}}/M_{\text{L(eq)}}$ を示すが、 $M_{\text{exp}}/M_{\text{L(FEA)}}$ と同様に 1 を下回る場

Fig. 16 The burst pressure for cracked pipe with axial crack subjected to internal pressure obtained using carbon steel. The limit load by the finite element analyses predict accurate burst pressure.

合があった。しかし、安全率を考慮した $M_{exp}/(M_{L(FAE)}/SF)$ は全ての場合で 1 を超えた。図 15 は、 $M_{L(FAE)}$ と $M_{L(eq)}$ の比を示すが、 $M_{L(FAE)}/M_{L(eq)}$ は全ての条件で 1 を上回り、FEA による極限荷重は式によるそれより大きくなっている。これは、3 章で検討したように、応力多軸度の影響による。

4・2 軸方向亀裂

軸方向亀裂に対する延性破壊は内圧バースト試験により模擬される。亀裂を付与した配管の内圧バースト試験の結果が、基本データがそろった形で報告されたものは、延性材料であるステンレス鋼では見当たらなかった。炭素鋼 (STPT370) では、Tsuiji らによって種々の減肉形状に対する内圧バースト試験が実施されている (Tsuiji and Meshii, 2013)。その中で、周方向角度 2θ が 1.08° の軸方向亀裂に近い減肉形状に対して試験結果が報告されている。具体的には、配管は呼び径 4B の肉厚 4 mm の管形状の試験体に、表 1 に示す 5 種類の減肉 (以後、亀裂とよぶ) が導入されている。軸方向断面に投影した亀裂形状は、底面の長さ $2c$ に対してテーパ付きの台形となっている。深さと面積が等しい矩形形状と見なしたときの表面長さを $2c_{equivalent}$ とした。室温にて水圧を付与して、バーストした圧力 p_f が調べられている。

3 章に実施した FEA と同じメッシュ作成手順と解析方法にしたがって、試験に対応する極限荷重 $p_{L(FAE)}$ を算出した。解析では減肉を長さ $2c_{equivalent}$ の矩形亀裂としてモデル化した。管の長さは内径の 5 倍とした。試験材料の降伏点 333 MPa と引張強さ 487 MPa の平均を流動応力として使用した。実験の状況を模擬し、亀裂面を含めて管内部を加圧し、内圧による軸力も負荷した。

図 16 に解析による極限荷重 $p_{L(FAE)}$ および式 (3) による極限荷重 $p_{L(eq)}$ をバースト内圧 p_f と比較した。 $p_{L(FAE)}$ と p_f はほぼ同じ値となった。減肉形状に対しては、実際の応力・ひずみ曲線を用いた FEA による予測が、実際のバースト内圧とよく一致することが示されている (Kamaya et al., 2008)。さらに、弾完全塑性体を用いた極限解析は、バースト内圧を包含することが示されている (Kamaya et al., 2008)。応力多軸度の影響により亀裂形状に対する極限荷重は、同じ深さと長さを有する減肉形状のそれよりも大きくなる。解析のみでなく、試験のバースト内圧も応力多軸度によって増加すると考えられる。そのため、亀裂形状に近い減肉のバースト内圧が、FEA による極限荷重と一致したと考えられる。

Table 1 Summary of burst tests using STPT370 pipes with axial flaw (Tsuji and Meshii, 2013).

Case	a/t	$2c$ (mm)	$2c_{\text{equivalent}}$ (mm)	p_F (MPa)
1	0.5	145	167.69	25.41
2	0.5	100	122.69	25.76
3	0.5	50	72.69	26.90
4	0.75	50	61.34	35.24
5	0.25	50	84.03	18.70

Fig. 17 Comparison of failure load obtained by the tests and finite element analysis obtained for bending tests. The positive correlation implies that the failure load by the tests increased due to the stress triaxiality.

Fig. 18 Limit load obtained by FEA normalized by that by the equation with crack depth calculated for test conditions. The normalized limit load was almost unity by multiplying 0.84 to the limit load by the FEA.

Fig. 19 The failure load obtained by tests normalized by that obtained by the finite element analyses. The finite element analyses predict conservative failure load by multiplying 0.84 to the original flow stress together with the safety factor prescribed in the fitness-for-service code.

5. 考 察

5・1 周方向亀裂

先に述べたように、式 (1) は一様深さの亀裂を有する管断面全体が曲げ負荷によって塑性崩壊するモーメントとして、力学的に導出される。しかし、式 (1) の破壊荷重の予測精度は良くなかった。管断面の塑性ひずみの発達の様相や、亀裂先端での延性亀裂の貫通挙動などの曲げ荷重特有の複雑な変形を、単純な弾完全塑性体で模擬することは難しいと考えられる (釜谷, 2016)。式 (1) による極限荷重は、材料定数として流動応力のみを用いて極限荷重を予測するという工学的な有用性によって適用されてきたもので、その妥当性は実験結果などによって経験的に確認しておく必要がある。FEA を適用する場合も同様に妥当性の検証が求められる。

維持規格では流動応力として降伏点と引張強さの平均値を適用している。流動応力にはいくつかの定義があり、必ずしも降伏点と引張強さの平均が用いられるわけではない (Janelle et al., 2005)。式 (1) と流動応力の組合せに対する妥当性を検証するため、多くの実験的な検討が行われ、その一部の結果が 4 章に引用されている。図 14 に示すように、式 (1) による極限荷重は、安全率を含めると、実験による破壊荷重を下回ることが示された。FEA により予測される極限荷重は式 (1) よりも大きくなった。実験による予測の検証は、応力多軸度の効果を含まない式 (1) に対して実施されており、応力多軸度による極限荷重の増加を予測に考慮すると、図 13 に示すように実験結果を上回る予測になる場合もあった。図 17 は、 $M_{L(FEA)}/M_{L(eq)}$ と $M_{exp}/M_{L(eq)}$ の関係を示している。 $M_{L(FEA)}/M_{L(eq)}$ の増加は応力多軸度によってもたらされている。 $M_{L(FEA)}/M_{L(eq)}$ と $M_{exp}/M_{L(eq)}$ の相関は、試験による破壊荷重も応力多軸度の影響を受けていることを示している。すなわち、応力多軸度の影響が考慮できる FEA の適用は極限荷重の予測精度を向上させることになる。

FEA による極限荷重評価の妥当性は、式による極限荷重と同様に、実験による破壊荷重を下回るように予測できることで示すことができる。図 15 において、 $M_{L(FEA)}/M_{L(eq)}$ の単純平均は 1/0.839 であった。そこで、FEA における流動応力を (降伏点と引張強さの平均) $\times 0.84$ として極限荷重を算出した。具体的には $M_{L(FEA)} \times 0.84$ とすることで、流動応力を変化させることができる。図 15 で示した $M_{L(FEA)}/M_{L(eq)}$ に対して $M_{L(FEA)} \times 0.84 / M_{L(eq)}$ としたものを図 18 に示す。 $M_{L(FEA)}$ を 0.84 倍することで正規化した極限荷重は 1 近傍の値となった。つまり、 $M_{L(FEA)}$ を 0.84 倍することにより、応力多軸度の影響を考慮しない場合と同等の極限荷重を FEA により推定することができる。図 19 に $M_{exp}/(M_{L(FEA)} \times 0.84)$ を示す。 $M_{exp}/M_{L(eq)}$ と同様に、安全率を考慮した場合の極限荷重は実験結果を下回ることが確認できる。

現在の維持規格では、降伏点と引張強さが得られない場合は、流動応力として $2.7S_m$ を用いることになる。FEA を適用する場合には、同様に $2.7 \times 0.84 \div 2.3S_m$ を用いることで、現状の式による極限荷重と同等の評価が可能となる。

5・2 軸方向亀裂

減肉を有する内圧バースト試験では降伏点と引張強さの平均を流動応力とした式 (3) の予測が試験結果を下回ることが報告されている (Kamaya et al., 2008)。そして、FEA による極限荷重評価でも、減肉配管のバースト内圧を下回る (Kamaya et al., 2008)。すなわち、降伏点と引張強さの平均を流動応力とした式 (3) と FEA による極限荷重評価は、安全率を考慮しない場合でも、減肉配管の破壊荷重が予測できる。曲げ荷重と異なり、内圧による破壊では、管の軸方向断面にほぼ均一な引張荷重が作用することになる。その限界荷重は、単純な弾完全塑性体で模擬できたと考えられる。

間隙が小さくなると、応力多軸度の影響によって FEA による極限荷重が増加する。それによって、実際のバースト内圧も増加すると考えられる。本報では、4 章において、亀裂形状に近い減肉のバースト内圧と FEA の結果がほぼ一致する結果を得た。応力腐食割れや疲労など、理想的な亀裂に近い場合、塑性崩壊によるバースト内圧も増加すると予想される。

以上のことから、降伏点と引張強さの平均を流動応力とした FEA によって算出される極限荷重は、実際のバースト内圧をある程度の精度で予測できる。維持規格評価ではさらに安全率が考慮される。

5・3 評価手順

今回の検討は直管を対象に解析を行ったが、FEA は直管とは見なせない形状に適用されると想定される。その場合でも、断面が円環形状、またはそれに類する形状であれば、断面における崩壊挙動は大きく異ならないと推測される。過去の報告と併せて考えると、内圧荷重が作用する管形状構造物に対しては、軸方向の亀裂や減肉と同様に、流動応力をそのまま適用した FEA が適用できると考えられる。また、維持規格の配管の評価では想定されていないが、引張荷重に対する極限荷重も、流動応力をそのまま用いた FEA が適用できることが示されている (Miyazaki and Saito, 2010, JNES, 2010, 北条他, 2013)。一方、曲げ荷重が作用する管に対しては、本研究で示したように、流動応力を 0.84 倍する必要があると考えられる。

FEA から極限荷重を得る方法として、2 倍勾配法により決定する場合と解析が継続できる最大の荷重 (以下、包絡荷重) をとる場合の 2 種類の方法が選択できる (日本機械学会, 2008)。本報では包絡荷重を用いたが、2 倍勾配法も一般的に用いられる。包絡荷重が極限荷重の定義に従った荷重になるが、2 倍勾配法により決定される荷重は包絡荷重よりも小さくなる。包絡荷重に対する 2 倍勾配法による荷重の比の平均は、図 8 の結果で 0.92、図 12 の結果 (亀裂のみ) では 0.98 であった。加工硬化を考慮しない弾完全塑性体を用いる解析においては、降伏開始後の荷重増加が限定的であるため、包絡荷重と 2 倍勾配法により決定される荷重の差は大きくない (釜谷, 町田, 2010)。

以上の考察をもとに FEA を用いた極限荷重評価の手順として、以下が提案できる。

- ① 有限要素モデルを準備する。その際、要素分割は十分小さくする。
- ② 応力・ひずみ曲線としては、弾完全塑性体を用いた微小変形解析を実施する。
- ③ 流動応力としては、維持規格と同じく、降伏点と引張強さの平均、または $2.7S_m$ を用いる。ただし、曲げ荷重による塑性崩壊を想定する場合は、(降伏点と引張強さの平均) $\times 0.84$ または $2.3S_m$ を用いる。
- ④ 代表点の変位と負荷した荷重の関係から極限荷重を算出する。その際、2 倍勾配法と包絡荷重のいずれを用いてもよい。

6. 結 言

亀裂を有する配管の極限荷重を算出する手段として、現行の維持規格に規定されている式による方法に加え、FEA を適用するため、実験による破壊荷重を適切に評価できるよう FEA に用いる流動応力を検討した。以下の結果を得た。

- (1) FEA を用いて算出される周方向亀裂を有する曲げ荷重下での極限荷重は、維持規格で規定されている式による極限荷重より大きくなった。その要因として、亀裂先端近傍の多軸応力場の影響が示された。
- (2) 軸方向亀裂を有する維持規格の式による極限荷重は、減肉形状を対象にしており、亀裂形状に対しては破壊荷重を小さめに予測する。
- (3) 過去に報告されている試験条件に対する極限解析を実施し、実験結果と比較した。軸方向亀裂配管の極限荷重は試験のバースト内圧とよく一致したが、周方向亀裂配管の曲げ試験に対しては、試験の破壊荷重を上回る予測になる場合もあった。
- (4) 周方向亀裂に対しては、流動応力として、維持規格で適用されている降伏点と引張強さの平均ではなく、(降伏点と引張強さの平均) $\times 0.84$ とすることで、式による評価と同等の評価が可能であることを示した。
- (5) 一方、軸方向亀裂に対しては、現状の降伏点と引張強さの平均をそのまま FEA に適用することが可能との結論を得た。

文 献

- ANSI/ASME, Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines, ANSI/ASME B31G (1984).
朝田誠治, 平野隆, 永田徹也, 笠原直人, 機械学会設計・建設規格事例規格における弾塑性有限要素解析を用いたクラス 1 容器に対する強度評価手法, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.748 (2008), pp.1485-1492.
ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section XI Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components

(2019).

- Erdogan, F., Ductile fracture theories for pressurized pipes and containers, *International Journal of Pressure Vessel Piping*, Vol.4 (1976), pp.253–283.
- Folias, E. S., An axial crack in a pressurized cylindrical shell, *International Journal of Fracture Mechanics*, Vol.1 (1965), pp.104-113.
- Hahn, G. T., Sarrate, M., Rosenfield, A. R., Criteria for crack extension in cylindrical pressure vessel, *International Journal of Fracture Mechanics*, Vol. 5 (1969), pp.187–210.
- Hasegawa, K., Shimizu, T., Sakata, S. and Shida, S., Leakage and breakage estimation based on a net-stress approach for stainless steel pipes with circumferential cracks, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 81 (1984), pp.285-290.
- 北条公伸, 釜谷昌幸, 宮崎克雅, 浅い軸方向欠陥を有する管に対する極限荷重評価法, *日本機械学会論文集 A 編*, Vol.79, No.799 (2013), pp.349-353.
- Janelle, J. L., Osage, D. A. and Burkhart, S. J., An overview and validation of the fitness-for-service assessment procedures for local thin areas, *WRC Bulletin 505*, The Welding Research Council, Inc (2005).
- JNES, ニッケル基合金溶接金属の破壊評価手法実証に関する事業報告書(平成21年度), 10 原高報-0007 (2010), 原子力安全基盤機構.
- 釜谷昌幸, 欠陥構造物の破壊強度に及ぼす塑性ひずみの影響, *日本機械学会論文集 A 編*, Vol.76, No.762 (2010), pp.205-214.
- 釜谷昌幸, 弾塑性有限要素解析によるき裂を有する構造物の耐荷重評価 (ステンレス鋼平板および管の耐荷重予測方法の検討), *日本機械学会論文集*, Vol.82, No.836 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00677.
- 釜谷昌幸, 町田秀夫, 有限要素解析による欠陥を有する管の極限荷重評価, *日本機械学会論文集 A 編*, Vol.76, No.771 (2010), pp.1520-1522.
- Kamaya, M., Suzuki, T. and Meshii, T., Normalizing the influence of flaw length on failure pressure of straight pipe with wall-thinning, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.238 (2008), pp.8–15.
- Kiefner, J. F., Fracture initiation, *Fourth Symposium on Line Pipe Research*, PRCI Catalog No. L30075 (1969), G1-G36.
- 町田秀夫, 荒川学, 周方向表面欠陥を有する管の欠陥評価に用いる安全率, *日本機械学会論文集*, Vol.81, No.824 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.14-00603.
- 三浦直樹, Battelle 原子力配管健全性国際強度研究 (成果の概要と我が国の規格基準への影響評価), 電力中央研究所報告, Q04021 (2005).
- Miyazaki, K. and Saito, K., Ductile fracture strength of Ni-based alloy with an inch thickness, *Proceedings of ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference* (1997), paper no. PVP2010-26120.
- Stephens, D. R. and Leis, B. N., Material and geometry factors controlling the failure of corrosion defects in piping, *Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Vol.350 (1997), pp.3–11.
- 日本機械学会, 発電用原子力設備規格維持規格, JSME S NA1-2020 (2020a).
- 日本機械学会, 発電用原子力設備規格維持規格 事例規格ニッケル合金の欠陥評価法, JSME S NA-CC-005 (2010).
- 日本機械学会, 発電用原子力設備規格設計・建設規格, JSME S NC1-2020 (2020b).
- 日本機械学会, 発電用原子力設備規格設計・建設規格 事例規格弾塑性有限要素解析を用いたクラス1 容器に対する強度評価の代替規定, JSME S NC-CC-005 (2008).
- Tsuji, M. and Meshii, T., Influence of circumferential flaw length on internal burst pressure of a wall-thinned pipe, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.255 (2013), pp.59-67.

References

- ANSI/ASME, Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines, ANSI/ASME B31G (1984).
- Asada, S., Hirano, T., Nagata, T. and Kasahara, N., Structural evaluation method for class 1 vessels by using elastic-plastic finite element analysis in code case of JSME rules on design and construction, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.74, No.748 (2008), pp.1485-1492 (in Japanese).
- ASME, Boiler and Pressure Vessel Code Section XI Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components (2019).
- Erdogan, F., Ductile fracture theories for pressurized pipes and containers, *International Journal of Pressure Vessel Piping*, Vol.4 (1976), pp.253–283.
- Folias, E. S., An axial crack in a pressurized cylindrical shell, *International Journal of Fracture Mechanics*, Vol.1 (1965),

pp.104-113.

- Hahn, G. T., Sarrate, M., Rosenfield, A. R., Criteria for crack extension in cylindrical pressure vessel, *International Journal of Fracture Mechanics*, Vol. 5 (1969), pp.187–210.
- Hasegawa, K., Shimizu, T., Sakata, S. and Shida, S., Leakage and breakage estimation based on a net-stress approach for stainless steel pipes with circumferential cracks, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 81 (1984), pp.285-290.
- Hojo, K., Kamaya, M. and Miyazaki, K., Limit load analysis method for a pipe with an axial shallow flaw, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.79, No.799 (2013), pp.349-353 (in Japanese).
- Janelle, J. L., Osage, D. A. and Burkhart, S. J., An overview and validation of the fitness-for-service assessment procedures for local thin areas, *WRC Bulletin 505*, The Welding Research Council, Inc (2005).
- Japan Nuclear Energy Safety Organization, Report of the project for fracture analysis procedure of Nickel alloy welds (FY2009), 10-0007 (2010) (in Japanese).
- Kamaya, M., Effect of plastic strain on fracture strength of cracked components, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.76, No.762 (2010), pp.205-214 (in Japanese).
- Kamaya, M., Load carrying capacity assessment of cracked components by elastic-plastic finite element analysis (Investigation of load carrying capacity assessment procedures for stainless steel plates and pipes), *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol.82, No.836 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00677.
- Kamaya, M. and Machida, H., Limit load assessment by finite element analysis for cracked pipe, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A*, Vol.76, No.771 (2010), pp.1520-1522 (in Japanese).
- Kamaya, M., Suzuki, T. and Meshii, T., Normalizing the influence of flaw length on failure pressure of straight pipe with wall-thinning, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.238 (2008), pp.8–15.
- Kiefner, J. F., Fracture initiation, *Fourth Symposium on Line Pipe Research*, PRCI Catalog No. L30075 (1969), G1-G36.
- Machida, H. and Arakawa, M., Safety factor for flaw evaluation of a pipe having a circumferential surface flaw, *Transactions of the JSME (in Japanese)*, Vol.81, No.824 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.14-00603.
- Miura, N., Battelle integrity of nuclear piping program (summary of results and implications for codes/standards), *CRIEPI Research Report*, Q04021 (2005) (in Japanese).
- Miyazaki, K. and Saito, K., Ductile fracture strength of Ni-based alloy with an inch thickness, *Proceedings of ASME 2010 Pressure Vessels and Piping Conference* (1997), paper no. PVP2010-26120.
- Stephens, D. R. and Leis, B. N., Material and geometry factors controlling the failure of corrosion defects in piping, *Proceedings of ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Vol.350 (1997), pp.3–11.
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., Codes for nuclear power generation facilities: rules on fitness-for-service for nuclear power plants JSME S NA1-2020 (2020a) (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., Codes for nuclear power generation facilities: rules on fitness-for-service for nuclear power plants: code case for fracture assessment of nickel alloy JSME S NA-CC-0012 (2008) (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., Codes for nuclear power generation facilities: rules of design and construction for nuclear power plants JSME S NC1-2020 (2020b) (in Japanese).
- The Japan Society of Mechanical Engineers ed., Codes for nuclear power generation facilities: rules of design and construction for nuclear power plants: code case for structural evaluation method for class 1 vessels by using elastic-plastic finite element analysis, JSME S NC-CC-005 (2008) (in Japanese).
- Tsuji, M. and Meshii, T., Influence of circumferential flaw length on internal burst pressure of a wall-thinned pipe, *Nuclear Engineering and Design*, Vol.255 (2013), pp.59-67.