

内圧を受ける減肉配管の変形特性に着目した減肉形状推定手法

Method to Estimate Pipe Wall Thinning Configuration Based on Its Deformation under Internal Pressure

福井大学大学院工学研究科 飯井 俊行 Toshiyuki MESHII Non-Member

In this paper, we proposed a method to estimate the configuration of wall thinning defects in pipes due to, for example, flow accelerated corrosion (FAC). The method requires measurement of circumferential stress distribution and internal pressure. The key issue is that the local circumferential stress and the corresponding local wall thickness are not necessary in a simple relationship, as taught in the Strength of Material course. We first point out that not only thickness but also the length of thinned area affects the local circumferential stress. Then we derived a closed form equation to evaluate the stress considering the effect of the length of thinned area. Finally, we proposed a method to estimate the thickness and length of the wall-thinned area by using the closed form equation we derived.

Keywords: Wall-Thinning, Wall Thickness, Defect Length, Beam on an Elastic Foundation, Shell Theory

1. 緒言

発電プラントの炭素鋼配管のオリフィス、エルボの後流にはコロージョンによる局部減肉が発生する場合があります。この肉厚管理が適切に行われないと最悪の場合内圧による延性破壊により配管が破裂することがある。たとえば1986年12月に発生した米国サリー2号機、2004年8月美浜3号機の配管破裂事故では死傷者を出す重大惨事に至っている。このような事故を未然に防止するには、FAC(Flow Accelerated Corrosion)の発生進展予測が困難であることを考えると、常日頃から配管肉厚の計測管理を行うことが必要である。ところが現状の配管肉厚計測方法は定期検査毎に配管の保温を外し、超音波(UT)厚さ計を用いてスポット的な計測を行うものであり、プラント全体の配管肉厚を計測する労力を考えると配管の肉厚を広領域・稠密かつオンラインで常時モニタするシステムの開発が急がれると考えた。

このシステムには各種提案されている応力モニタリングシステムを活用し、計測された応力より配管の減肉寸法を推定することが考えられる。しかし減肉部の応力は、肉厚のみならずその長さに影響されることが知られており[1]、この意味において現存するプラント

オンライン応力計測システムを適用したとしても減肉配管のオンライン肉厚測定が直ちに可能となるわけではない。そこで本研究ではまずは第一段階として図1の配管減肉最薄部B部の寸法(δ_0 , t_1)推定方法(何を計測しそれをどのように減肉部の寸法へ換算するか)を提案した。

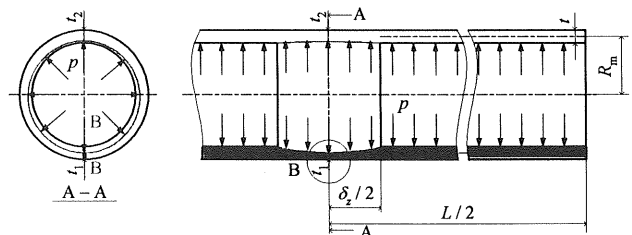


Fig. 1 Configuration of a pipe with local wall thinning.

2. 内圧を受ける減肉配管の変形特性に着目した減肉形状推定手法の提案

2.1 計測する量

配管は内圧 p 、軸力 N 、曲げモーメント M を受け、周方向応力 σ_θ 、軸方向応力 σ_z 、半径方向応力 σ_r の三軸応力状態にある。本研究では σ_θ が N 、 M の影響を受けず、 p と形状のみより定まることより σ_θ を計測することにした(図2)。

連絡先:飯井俊行、〒910-8507 福井市文京 3-9-1、福井大学大学院工学研究科原子力・エネルギー安全工学専攻、電話: 0776-27-8468、e-mail: meshii@mech.fukui-u.ac.jp

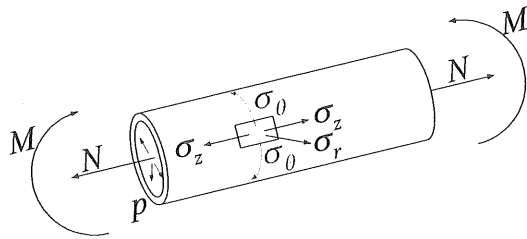


Fig. 2 Loads and principal stresses of a pipe.

2.2 内圧を受ける段付円筒の σ_θ 定式化

図1の内圧 p を受ける現実的な減肉形状を有する円筒については、最薄部 t_1 を含む断面 (図1中 B-B 断面) の長手方向の σ_θ 分布を考えると、これが図3(a)に示す肉厚 t_1 、長さ δ_z の段付円筒 (軸対称) の σ_θ 分布と同等となるとの粗い仮定の下、この段付円筒の σ_θ 分布をまずは定式化することにした。

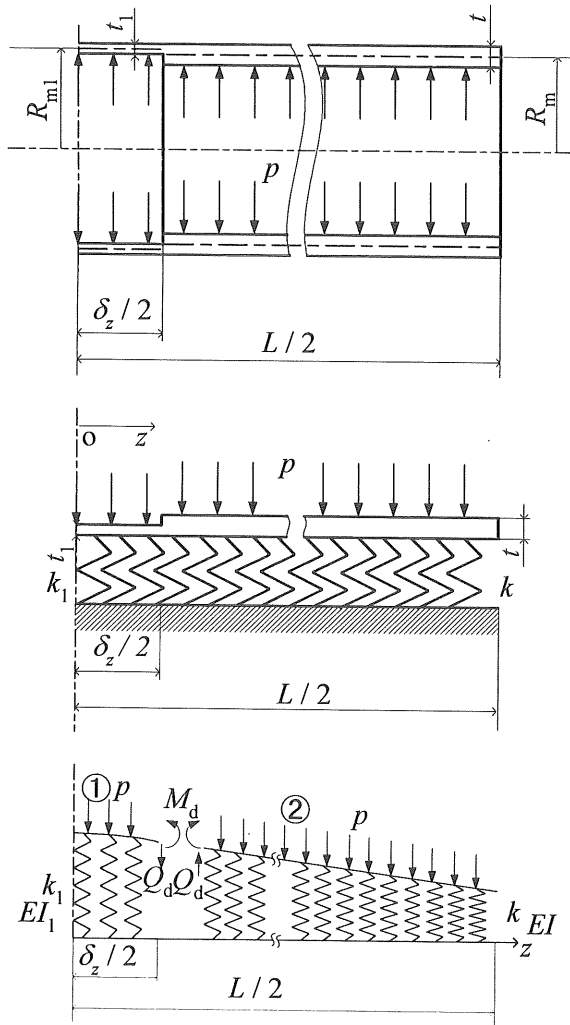


Fig. 3 Modeling a pressurized pipe with partially thinned wall.

このとき薄肉円筒であると仮定すると図3(a)は軸対称問題であるので、図3(b)の一樣分布荷重(内圧 p)を受ける弾性支持はりに置き換えることができると考えた。そして図3(b)の弾性支持はりについては段付きという構造不連続に対応して図3(c)の端部にせん断力 Q_d 、モーメント M_d を受ける二本の弾性支持はりに置き換えることができると考えた。

一般にバネ定数 k で弾性支持される曲げ剛性 EI のはりのたわみ v は $C_1 \sim C_4$ を積分定数として

$$v = e^{\beta z} (C_1 \cos \beta z + C_2 \sin \beta z) + e^{-\beta z} (C_3 \cos \beta z + C_4 \sin \beta z) + \frac{p}{k} \quad (1)$$

として与えられる[2]。ここに $\beta = [k/(EI)]^{1/4}$ であり、平均半径 R_m 、肉厚 t の円筒についてはヤング率 E 、 ν をポアソン比として $k = Et/R_m^2$ 、 $I = t^3/[12(1-\nu^2)]$ 、 $\beta = [3(1-\nu^2)/(R_m^2 t^3)]^{1/4}$ の置き換えをすれば式(1)の弾性支持はりの解を用いることができる。

さて、ここで位置 z のモーメント M 、せん断力 F とたわみ v 、たわみ角 i の関係は $M = -EI(d^2v/dz^2)$ 、 $F = dM/dz = -EI(d^3v/dz^3)$ 、 $i = dv/dz$ であり、 M, F, v, i については①、②のほりに対応して添字 1, 2 を用いることにする。

はり①については $-\delta_z/2 \leq z \leq \delta_z/2$ で連続かつ軸対称であるから $v_1(z) = v_1(-z)$ 、 $i_1(z) = -i_1(-z)$ より、積分定数を B_1, B_2 として

$$v_1(z) = B_1 \cos \beta_1 z \cosh \beta_1 z + B_2 \sin \beta_1 z \sinh \beta_1 z + \frac{p}{k_1} \quad (2)$$

と書くことができる。また左端に Q_d, M_d を受けることより、 $F_1(\delta_z/2) = Q_d$ 、 $M_1(\delta_z/2) = M_d$ である。ここに、 $k_1 = Et_1/R_{m1}^2$ 、 $I_1 = t_1^3/[12(1-\nu^2)]$ 、 $\beta_1 = [3(1-\nu^2)/(R_{m1}^2 t_1^3)]^{1/4}$ である。

はり②については左端に Q_d, M_d を受け、右端が自由である。積分定数を $A_1 \sim A_4$ として、式(1)をはり②用に書き下し

$$v_2 = e^{\beta z} (A_1 \cos \beta z + A_2 \sin \beta z) + e^{-\beta z} (A_3 \cos \beta z + A_4 \sin \beta z) + \frac{p}{k} \quad (3)$$

を得、はり②に対する境界条件は $F_2(\delta_z/2) = Q_d$ 、 $M_2(\delta_z/2) = M_d$ 、 $F_2(L/2) = 0$ 、 $M_2(L/2) = 0$ である。ここに、 $k = Et/R_m^2$ 、 $I = t^3/[12(1-\nu^2)]$ 、 $\beta = [3(1-\nu^2)/(R_m^2 t^3)]^{1/4}$ である。

さらには①, ②の連続条件より $v_1(\delta/2) = v_2(\delta/2)$, $i_1(\delta/2) = i_2(\delta/2)$ を境界条件として与えることにより, 積分定数 $A_1 \sim A_4$, B_1, B_2 および Q_0, M_d を定めることができる. この任意のたわみ $v(z)$ と周方向応力 $\sigma_\theta(z)$ の間には

$$\sigma_\theta = E \frac{v(z)}{R_m} \dots \dots \dots (4)$$

の関係があり [2], この意味において図 3(a)の内圧を受ける段付円筒の応力分布が円筒の寸法 (R_m, t), 減肉部の寸法 (δ, t_1), 内圧の関数(以下理論解)として定式化できた.

式(2)~(4)により求めた $\sigma_\theta(z)$ が内圧を受ける図 3(a)の段付円筒に適用できることを確認するため, 三次元有限要素解析 (FEA) を行った結果を以下に示す. 材料定数はヤング率 $E = 206 \text{ GPa}$, ポアソン比 $\nu = 0.3$ とし, 配管形状を $R_m/t = 18.0$, $t = 15.1 \text{ mm}$, $t_1/t = 0.5$, $\beta L = 307$ ($L = 20\,117 \text{ mm}$), $\beta\delta_z = 0.230$, 内圧 $p = 1.25 \text{ MPa}$ である. 図 4 の結果の整理には内圧を受ける無限に長い薄肉円筒の周方向応力 $\sigma_\theta = pR_m/t = 22.5 \text{ MPa}$ を用いた. 図中実線で式(2)~(4)により求めた応力を, 白抜き四角で FEA 結果を示してある.

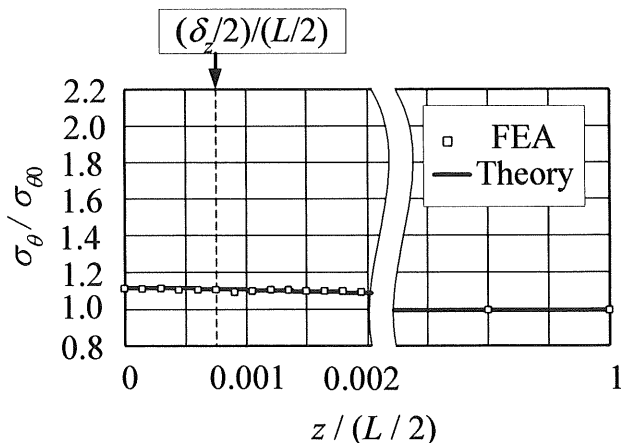


Fig. 4 Comparison of stress distribution by Eq. (2)~(4) with FEA results for wall-thinning configuration in Fig. 3 (a) ($R_m/t = 18.0$, $\beta L = 307$, $\beta\delta_z = 0.230$, $t_1/t = 0.5$)

図 4 より式(2)~(4)により図 3(a)の段付円筒の $\sigma_\theta(z)$ 評価を行うことの妥当性が確認できた. この例において両方法により求めた応力の最大差は 0.7% であった. その他広範囲の段付円筒形状に対しても同様の結果が得られている.

また, 段付部の応力については $t_1/t = 0.5$ であるから,

$\sigma_\theta = 2 \sigma_\theta 0$ となると一般に予想されがちであるが, σ_θ は高々 1.1 $\sigma_\theta 0$ であり, かつこの高応力範囲が段付部を含む広い範囲に広がっていることが読み取れる. これは $\beta\delta_z$ が小さい場合に生じる現象であり, この場合には σ_θ と p を計測し, 計測部の肉厚 t を $\sigma_\theta = pR_m/t$ の関係から逆算することができない.

次に, 図 1 の現実的な形状につき最薄部 t_1 の応力分布を式(2)~(4)で求めた応力分布 (図 3(a)の段付円筒によるモデル化) と比較してみた. 一例に対する結果を図 5 に示す. 材料, 内圧, 円筒基本寸法については図 4 の例と同じとし, ただ頂部肉厚 $t_2/t = 0.7$ となるよう A-A 断面の肉厚を円弧状につなげ, かつ軸方向に肉厚を図 1 に示すように二次曲線でなめらかにつなげた. また計算上の節点数の制約から, 配管の全長を $\beta L = 152$ ($L = 10\,000 \text{ mm}$) にて計算したが, この程度の長さがあれば減肉部の $\sigma_\theta(z)$ に影響がないことを別途確認してある.

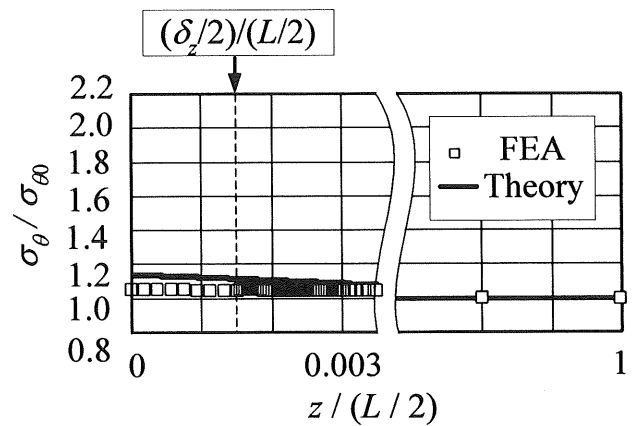


Fig. 5 Comparison of stress distribution by Eq. (2)~(4) with FEA results for wall-thinning configuration in Fig. 1 ($R_m/t = 18.0$, $\beta L = 152$, $\beta\delta_z = 0.230$, $t_1/t = 0.5$, $t_2/t = 0.7$)

図 5 にて実線で式(2)~(4)による求めた $\sigma_\theta(z)$, 白抜き四角で FEA 結果を示してあるが, その最大差は高々 6% であった. また応力分布形状についても, 理論解が FEA 結果の傾向をよく表しており, かつ図 1 のような現実的な減肉形状についても σ_θ は高々 1.1 $\sigma_\theta 0$ 程度であることがわかる.

なおここでは詳細を省略するが, 図 1 の現実的な円筒形状の最薄部の σ_θ 分布 ($\sigma_\theta(z)$) について減肉長さ $\beta\delta_z$ が小さい場合には図 5 と同様の傾向が得られる. 一方 $\beta\delta_z$ が大きくなると分布はずれるものの $z = 0$ および z

> $\delta_z/2$ について段付円筒のモデル化により最薄部の $\sigma_\theta(z)$ が工学的に許容される程度の精度で評価できることを別途確認してある。

3. 内圧を受ける減肉配管の減肉形状推定手法の提案

ここではまず図 3(a)の段付円筒問題について段付部寸法 (δ_z, t_1) を推定する方法を提案し、その後提案した手法を図 1 の最薄部の (δ_z, t_1) 推定へ適用することを考える。計測する量は周方向 σ_θ (実際は周ひずみ $\varepsilon_\theta = \sigma_\theta / E$) である。

3.1 段付円筒の段付部の長さ、肉厚の推定

図 3(a)中 $z = \pm\delta_z/2$ にて構造不連続に起因しせん断力が不連続になる結果、 $z = \pm\delta_z/2$ にて d^3v/dz^3 , そして結局式(4)により $d^3\sigma_\theta/dz^3$ の符号が変化する (図 6) 点に着眼する。手順は σ_θ を円筒の全長にわたり計測し、これを用いて $d^3\sigma_\theta/dz^3$ の符号が変わる点を探す。この点が構造不連続部 (図 3(a)の場合は $z = \pm\delta_z/2$) である。

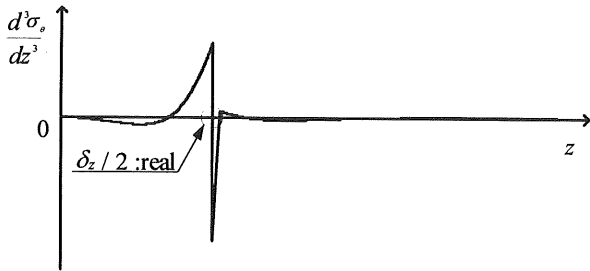


Fig. 6 Estimation of wall thinning length.

δ_z がわかったので、 $\delta_z/2 \leq z \leq L/2$ の範囲で計測した 4 点の σ_θ を、式(3), (4)に代入することにより積分定数 $A_1 \sim A_4$ を定める。そして段付部については、薄肉円筒であることより $R_{m1} \approx R_m$ とし、 $z = \delta_z/2$ におけるたわみおよびたわみ角の連続の条件と $z = 0$ の σ_θ を用いることにより、式(2), (4)を用いて積分定数 B_1, B_2 と所要の肉厚 t_1 を数値的に求める。

以上の方法により配管の正規寸法 (R_m, t), 内圧 p が既知のもとで図 3(a)の段付円筒について $\sigma_\theta(z)$ を計測することにより (δ_z, t_1) を推定することが可能となった。

例として、図 3(a)にて内圧 $p = 1.25$ MPa を受ける $R_m/t = 27.7, t = 10$ mm, $\beta L = 2970$ ($L = 160000$ mm), $t_1/t =$

0.19, $\beta\delta_z = 92.0$ の段付円筒に対する FEA による $\sigma_\theta(z)$ を用い、提案した手法により段付部の形状 (δ_z, t_1) を推定した結果を表 1 に示す。また周方向応力の 3 階微分を図 7 に示す。材料定数はヤング率 $E = 206$ GPa, ポアソン比 $\nu = 0.3$ としている。なお、応力の測定間隔は $\beta\Delta z = 0.290$ ($\Delta z = 15.63$ mm) である。

まず図 7 より、 $z = (\delta_z/2)/(L/2)$ 近傍で確かに $d^3\sigma_\theta/dz^3$ の符号が変化していることが読み取れる。ゼロクロス点を内挿により求めた結果、表 1 に示すように δ_z については 1.24% の差、そしてこの δ_z を用いて提案した手法により推定した t_1 は真値に対し 0% の差と、減肉長さに推定誤差があったにもかかわらず、よい結果が得られた。同様の結果は、式(2)~(4)の定式化の前提となる薄肉円筒の仮定 ($R_m/t > 5$ 程度) が満足される限り、そして周方向応力が z 方向に密に計測される限り、減肉長さによらず得られる。

Table 1 Estimation of (δ_z, t_1) in Fig. 3(a) by the proposed method ($R_m/t = 27.7, t = 10$ mm, $\beta L = 2970, t_1/t = 0.19, \beta\delta_z = 92.0$).

	$\delta_z/2$	t_1
Actual mm	2500	1.90
Estimation mm	2469	1.90
Difference %	1.24	0.00

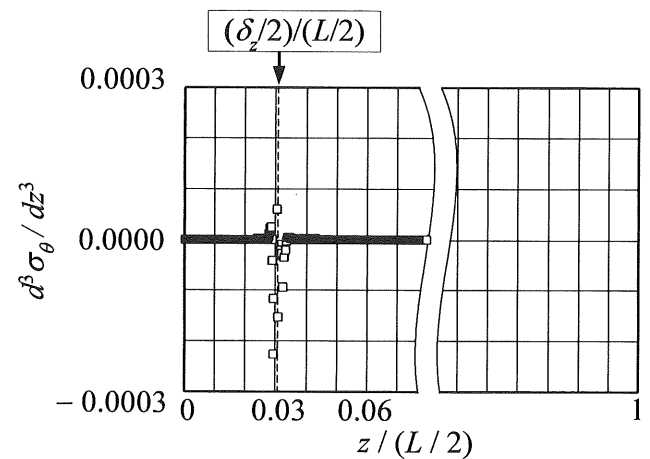


Fig. 7 3rd order differential coefficient of circumferential stress of a cylinder in Fig. 3 (a) ($R_m/t = 27.7, t = 10$ mm, $\beta L = 2970, t_1/t = 0.19, \beta\delta_z = 92.0$).

3.2 現実的な減肉形状への推定手法の適用

現実の減肉形状は図1のように長手方向に滑らかであり、また周方向に不均一である場合も少なくない。そこで提案した手法をより現実的な減肉形状へ適用することが可能であるかを検討した。ここでは表1の例に準じ、内圧 $p = 1.25 \text{ MPa}$ を受ける $R_m/t = 27.7$, $t = 10 \text{ mm}$, $\beta L = 2970$ (160 000 mm) の円筒に、図1に示す最薄部の肉厚 $t_1/t = 0.19$, 最厚部の肉厚 $t_2/t = 0.3$, 減肉長さ $\beta\delta_z = 92.0$ の減肉がある場合の例につき、最薄断面 B-B の周方向応力分布を FEA により求め、提案した方法により最薄減肉部形状 (δ_z , t_1) を推定した。頂部肉厚 $t_2/t = 0.3$ となるよう A-A 断面の肉厚を円弧状につなげ、かつ軸方向に肉厚を図1に示すように二次曲線でなめらかにつなげた。B-B 断面の周方向応力分布、その3階微分を各々図8, 9に示す。 (δ_z, t_1) の推定結果を表2に示す。なお、応力の測定間隔は $\beta\Delta z = 0.290$ ($\Delta z = 15.63 \text{ mm}$) である。

まず図8より、式(2)~(4)により断面 B-B の応力分布 $\sigma_d(z)$ を推定した結果、 $z = 0$ および $z \geq \delta_z/2$ において FEA 結果による $\sigma_d(z)$ を精度よく推定できるものの、 $0 < z < \delta_z/2$ については過大評価となることがわかる。これは $0 < z < \delta_z/2$ の範囲にて FEA のモデルにおいては肉厚が連続的に変化しているのに対し、式(2)~(4)のもとなる図3(a)のモデルでは肉厚一定としているわけであるから、当然といえば当然の結果である。

また今回の例では最薄部の $\sigma_d(0)/\sigma_{d0} = 1/(t_1/t) = 5.3$ とほぼ肉厚の逆比に対応する結果が得られており、 $\sigma_d(z)$ のずれとあわせて、図4の例のように $\beta\delta_z$ が 0.1 のオーダーの短い減肉の場合とは異なる傾向を示していた。

しかしながら $\sigma_d(z)$ の3階微分をとった図9を見ると、 $0 < z < \delta_z/2$ の範囲にて肉厚がなだらかに変化した例を扱ったにもかかわらず、表2に示すように1%程度の誤差で δ_z を推定できていることがわかる。そして、提案した手法では、 $z = 0$ および $z \geq \delta_z/2$ における $\sigma_d(z)$ の推定精度が重要であることに対応していると思われるが、 $0 < z < \delta_z/2$ の $\sigma_d(z)$ 分布が正しく予想できていないにもかかわらず、表2に示すように最薄部の肉厚 t_1 を 0.7% の差で精度よく推定できることが確認できた。

なおここでは詳細を省略するが、図4に示す例のような $\beta\delta_z$ が 0.1 のオーダーの短い減肉の場合には、 $0 < z < \delta_z/2$ の $\sigma_d(z)$ 分布も精度よく推定できる結果、当然のことながら、最薄部の肉厚 t_1 を精度よく推定できることを別途確認してある。

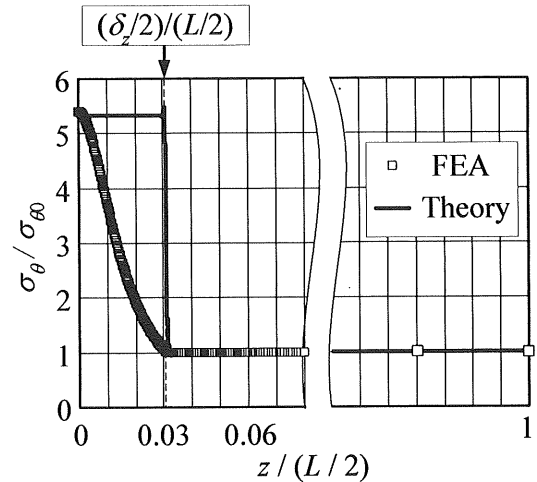


Fig. 8 Circumferential stress distribution of a cylinder in Fig. 1 B-B plane ($R_m/t = 27.7$, $t = 10 \text{ mm}$, $\beta L = 2970$, $t_1/t = 0.19$, $t_2/t = 0.3$, $\beta\delta_z = 92.0$)

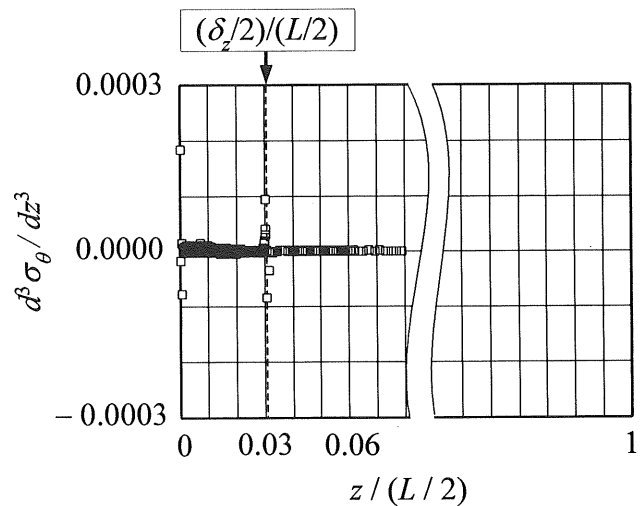


Fig. 9 Circumferential stress distribution of a cylinder in Fig. 1 B-B plane ($R_m/t = 27.7$, $t = 10 \text{ mm}$, $\beta L = 2970$, $t_1/t = 0.19$, $t_2/t = 0.3$, $\beta\delta_z = 92.0$)

Table 2 Estimation of (δ_z, t_1) in Fig. 1 B-B plane by the proposed method ($R_m/t = 27.7$, $t = 10 \text{ mm}$, $\beta L = 2970$, $t_1/t = 0.19$, $t_2/t = 0.3$, $\beta\delta_z = 92.0$)

	$\delta_z / 2$	t_1
Actual mm	2500	1.9
Estimation mm	2469	1.91
Difference %	1.24	0.7

4. 考察

本研究では内圧と曲げ荷重を受ける図1に示す直管中 B-B 断面の現実的な減肉形状(具体的には δ_z, t_1)を, 同断面の $\sigma_d(z)$ 計測結果から推定する手法を提案した. 提案した手法は図4, 8の応力分布の比較から予想されるように, 図4に対応する $\beta\delta_z$ が0.1のオーダの短い減肉に対しても有効な手法である.

この手法は直感的に予想されるように, t_1 と t_2 の差が小さければ小さいほど最薄部の肉厚 t_1 の推定精度がよくなる. $\sigma_d(z)$ が z 方向に十分密に計測されているとの前提の下で検討した結果, $t_2/t - t_1/t < 0.4$ の場合に実用的な精度で最薄部の肉厚 t_1 を推定できるようなのである. この範囲を逸脱した場合には, t_1 と t_2 の平均値に近い値が得られる.

ところでB-B断面の以外の $\sigma_d(z)$ 分布を計測した場合については, 上記の考察から予想されるように, t_1 と t_2 の中間の値が得られることになる. 現実的な減肉管理を行うことを考えると, 周方向に多数点応力センサを配置するよりも, まずは任意の断面にて $\sigma_d(z)$ 分布を計測することがよいように思われる.

そして $\sigma_d(z)$ の計測間隔 Δz については, これまでの検討結果をまとめると, 詳細は省略するが, $\beta\Delta z \leq 0.5$ (もちろん $0 \leq z \leq \delta_z/2$ の範囲内に3点以上 $\sigma_d(z)$ を計測する必要があるが) が表2と同程度の精度を得るためのガイドラインとなりそうである. $\beta L > 5$ で無限円筒の仮定が成り立つ[3]とされていることからすると, 0.5という値はそれほど小さくないとも考えることができそうである.

5. 結言

本研究では内圧と曲げ荷重を受ける図1に示す直管中 B-B 断面の現実的な減肉形状(具体的には δ_z, t_1)を, 同断面の $\sigma_d(z)$ 計測結果から推定する手法を提案し, その妥当性を FEA 結果と比較することにより確認した.

謝辞

本研究は H16 年度福井大学プロジェクト研究成果の一部である.

参考文献

- [1] A. Deardorff, L. Goyette, P. Krishnaswamy and M. Kupinski, "ASME section XI evaluation methods and acceptance criteria for analytical evaluation of wall thinning due to flow accelerated corrosion (FAC)", Proc. 1999 ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP. Vol. 392, 1999, pp.187-206.
- [2] M. Hetényi, Beams on Elastic Foundation, 2nd Edition (1971), The University of Michigan Press.
- [3] R. Labbens, A. Pellissier-Tanon, and J. Heliot, J., "Practical Method for Calculating Stress-Intensity Factors Through Weight Functions", ASTM STP 590, 1976, pp. 368-384.