# 外力による断面扁平からの曲管の応力診断法（第4報）

Stress diagnosis method based on the section flatness of a bent pipe

東京ガス㈱　正員　飯村正一　(Shoichi Iimura)

## 1.　はじめに

外力に対して管路を安全に維持管理するためには、発生している応力を知る必要がある。管路は供用状態にあるから、非破壊診断が原則となる。そこで、筆者は外力が作用すると曲管断面には扁平が生じることに着目し、Rodabaugh ＆ George [1]（以下「R＆G」と略す）の理論をベースにこれに式の追加を行うことで扁平量から応力をもとめる方法を提案した。これまでに、モナカエルボ [2]、高周波曲げ加工ベンド [3] に面内曲げ荷重が作用した場合 [4] およびマンドレルエルボに面外曲げ荷重が作用した場合 [5] についての実験を行い、提案方法との比較の結果、実用的に十分な精度で応力推定が可能であることを示した。本報では面内および面外曲げ荷重が同時に作用した場合について検討した結果を示す。対象とした曲管は第3報 [5] で用いたものと同じ製法で作られたマンドレルエルボである。

## 2.　断面扁平量から応力を算出する方法

曲管に面内または面外曲げモーメント($M_o$)が作用したときの管軸、管周方向応力 $\sigma_{il}, \sigma_{ic}, \sigma_{ol}, \sigma_{oc}$ は、R＆G によると、

$$
\begin{aligned}
\sigma_{il} &= \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_1(\phi) \\
\sigma_{ic} &= \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_2(\phi) \\
\sigma_{ol} &= \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_3(\phi) \\
\sigma_{oc} &= \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_4(\phi)
\end{aligned}
\qquad (1)
$$

と表わされる。ここで $\phi$：管の周方向角度（図-1参照）、$\nu$：ポアソン比、$R$：曲管の曲率半径、$r$：管半径、$t$：管厚、$I$：管の断面2次モーメント、$Mi, Mo$：曲管の作用モーメントである。また、$k_p$ はたわみ係数と呼ばれ、$\lambda = tR / r^2\sqrt{1-\nu^2}$ と置くと、λ

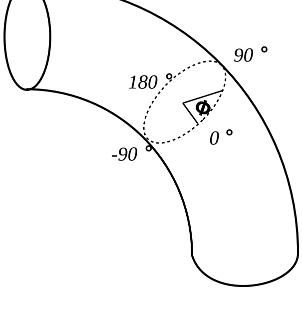



図-1　曲管の角度の定義

と内圧 $P$ の関数である。$f_1(\phi)$，$f_2(\phi)$　$f_3(\phi)$，$f_4(\phi)$について具体的に記述すると、次式のようになる。

$$
\begin{aligned}
f_1(\phi) &= (1+\frac{3m_1}{2})\sin\phi + \\
&\frac{1}{2}\sum_{n=1}^{\infty}\{m_n(1-2n)+m_{n+1}(2n+3)\}\sin(2n+1)\phi \\
&\pm\frac{\nu\lambda}{2}\sum_{n=1}^{\infty} m_n(2n-8n^3)\cos 2n\phi
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

$$
\begin{aligned}
f_2(\phi) &= \nu(1+\frac{3m_1}{2})\sin\phi + \\
&\frac{\nu}{2}\sum_{n=1}^{\infty}\{m_n(1-2n)+m_{n+1}(2n+3)\}\sin(2n+1)\phi \\
&\pm\frac{\lambda}{2}\sum_{n=1}^{\infty} m_n(2n-8n^3)\cos 2n\phi
\end{aligned}
\qquad (3)
$$

$$
\begin{aligned}
f_3(\phi) &= (1+\frac{3m_1}{2})\cos\phi + \\
&\frac{1}{2}\sum_{n=1}^{\infty}\{m_n(1-2n)+m_{n+1}(2n+3)\}\cos(2n+1)\phi \\
&\pm\frac{\nu\lambda}{2}\sum_{n=1}^{\infty} m_n(-2n+8n^3)\sin 2n\phi
\end{aligned}
\qquad (4)
$$

$$
\begin{aligned}
f_4(\phi) &= \nu(1+\frac{3m_1}{2})\cos\phi + \\
&\frac{\nu}{2}\sum_{n=1}^{\infty}\{m_n(1-2n)+m_{n+1}(2n+3)\}\cos(2n+1)\phi \\
&\pm\frac{\lambda}{2}\sum_{n=1}^{\infty} m_n(-2n+8n^3)\sin 2n\phi
\end{aligned}
\qquad (5)
$$

ここで、$m_n$ も $k_p$ と同様λと内圧 P の関数となる。$n$を何次の項まで取れば良いかについては、λ＞0.1 であれば 3 次まででで十分とされている。面内曲げが作用したときの水平方向外径変化量と鉛直方向外径変化量の差を $e_i$, 面外曲げが作用したときの+45 度方向の外径変化量と-45 度方向の外径変化量の差を $e_o$ とすると、理論における断面方向変位の式を 3 次の項まで展開し、モーメント$Mi$, ,$Mo$ との関係として求めると(6)、(7)式を得ることができる。

$$M_i = \frac{EIe_i}{k_p rR(8m_1 + 24m_3)} \tag{6}$$

$$M_o = \frac{EIe_o}{k_p rR(4m_1 - 12m_3)} \tag{7}$$

ただし、 $m_1, m_2, m_3$ は次式となる。

$$m_1 = \frac{3(C_2C_3 - 110.25)}{6.25C_3 - C_1(C_2C_3 - 110.25)}$$

$$m_2 = \frac{7.5C_3}{6.25C_3 - C_1(C_2C_3 - 110.25)}$$

$$m_3 = \frac{78.75}{6.25C_3 - C_1(C_2C_3 - 110.25)}$$

$$\psi = PR^2/Ert$$

$$C_1 = 5 + 6\lambda^2 + 24\psi$$

$$C_2 = 17 + 600\lambda^2 + 480\psi$$

$$C_3 = 37 + 7350\lambda^2 + 2520\psi$$

また、(6),(7)式の $e_i$ ,$e_o$ は図-2、図-3に基づいて(8)、(9)式で定義される。

$$\begin{aligned} e_i &= (d_1 - d_2) - (d_{01} - d_{02}) \\ &= 2(e_{i1} + e_{i2}) \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned} e_o &= (d_1 - d_2) - (d_{01} - d_{o2}) \\ &= 2(e_{o1} + e_{o2}) \end{aligned} \tag{9}$$

### 3．　実験方法

JIS-PT370sch40規格の肉厚10.3mm、呼び径300A、曲率

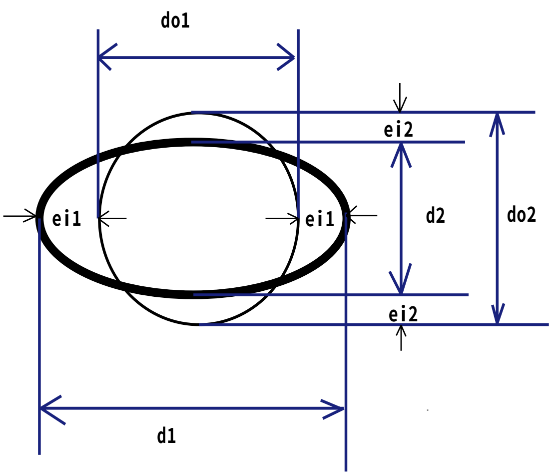



図-2　面内曲げの扁平量

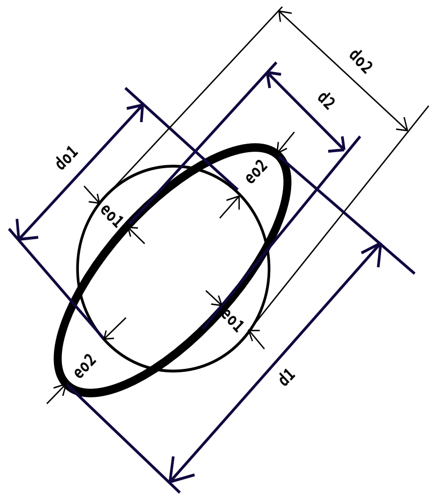



図-3　面外曲げの扁平量

半径1．5DR(45.72cm)のマンドレルエルボ(λ=0.22)に袖管を溶接したものを供試体とした。一方の袖管の端部には荷重を負荷し易くするためのフランジ板を溶接した。もう一方のフランジ板は供試体を鉛直面から30度傾斜させて床に固定するために袖管とは傾斜させて溶接した。荷重は図-4に示すようにフランジ板に油圧ジャッキを鉛直上下方向に押し当てて与えた。これにより、曲管には面内および面外曲げ荷重を負荷した。

図-5に曲管の中央断面における肉厚分布を示す。曲管の扁平量は、中央断面の位置でノギスを用い、45 度間隔で4 方向に測定した外径の値を(8),(9)式に代入し算出した。また、中央断面付近には検証のための2軸ひずみゲージを15度ピッチで全周に取り付けた。

### 4．実験結果

図-6にノギスによって測定された外径変化量とひずみゲージによって測定された最大応力(周方向)との関係を示す。当該材料の規格の降伏応力は約220MPa であるが、最大応力と扁平量との関係は降伏応力の 1.5 倍程度まで直線性が保持されている。線形領域を超えると、わずかな扁平量の増加に対して急激に歪が増大している。

### 5．提案方法と測定値との比較

図-6の外径変化(扁平)量の測定結果において、面内曲げ対応扁平量(図-6の◇印)が 4.39mm、面外曲げ対応扁平量(図-6の〇印)が 1.8mm の場合について(6)、(7)式を

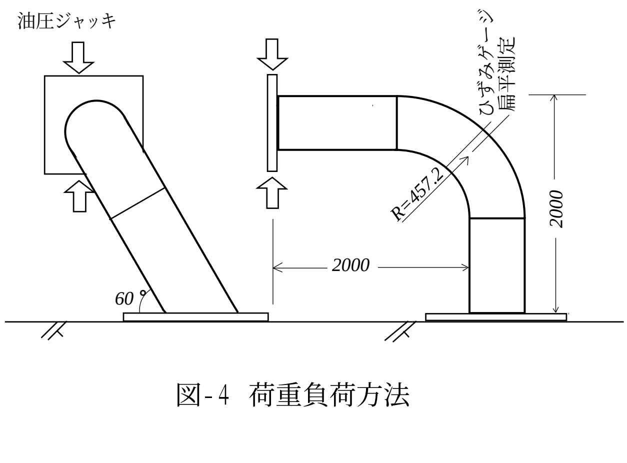
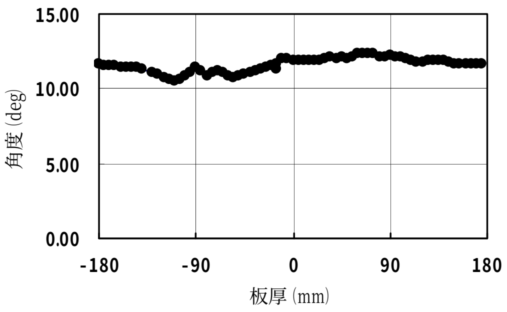



図-4　荷重負荷方法




図－5　マンドレルエルボの肉厚

用いてモーメント $M_i$ ，$M_o$ を求め、それらモーメントを (1) ～ (5) 式に代入し応力分布を計算した。

図-7にひずみゲージによって測定された応力と面内曲げ扁平量に基づいて計算された応力分布を示す。●は円周方向応力の測定値、○は軸方向応力の測定値を示す。太い実線は扁平量に基づいて計算された円周方向応力、細い実線は軸方向応力を示す。

図-8、9の●と○は図-7のそれらと同じである。図-8の実線は面外曲げ扁平量を (7) 式に代入し、面外曲げモーメントをもとめ、これを (1) 、(4) 、(5) 式に代入し得られた円周方向および軸方向応力を示す。図-9の実線は面内曲げ扁平量からもとめた円周方向応力および軸方向応力と、面外曲げ扁平量からもとめた円周方向応力および軸方向応力をそれぞれ重ね合わせた結果を示す。

最大応力は円周方向の 0 度付近に発生している。この最大応力が発生する位置付近における測定値と計算値の比較から、図-9のケースが最も実測値に近い応力分布となることがみられる。また、これまでの知見から R & G の理論は-90度付近において実際との乖離が比較的大きかったが、本実験結果でもこの傾向は同様である。

## 6．おわりに

曲管に面内および面外曲げが同時に作用している場合であっても、面内曲げが卓越する位置での扁平量と面外曲げが卓越する位置での扁平量を測定し、それぞれの扁平量によって発生する応力を重ね合わせることで、実用的には十分な精度の応力診断が可能であるといえる。


## 謝　辞

実験にあたって JFE エンジニアリング株式会社、エンジニアリング研究所研究員、境　禎明氏に多大なる尽力を頂いたことを記すとともに感謝の意を表します。


## 参考文献


1) Rodabaugh,E.C.,and George,H.H., Trans. ASME, Vol.79,1957, pp.939-948.
2) 飯村：曲管の断面扁平量を用いた応力管理法,第 57 回土木学会全国大会年次学術講演会,第VI部門, pp.475-476, 2002.
3) 飯村：曲管の断面扁平量を用いた応力管理法(第2報), 第 58 回土木学会全国大会年次学術講演会, 第VI部門, pp.689-690, 2003.
4) Iimura,S., Proc. 16th WC-NDT 2004,“Stress Diagnosis Method Based on the Section Flatness of a Bent Pipe”,Aug.30 to Sep.3, Montreal ,Quebec,Canada.

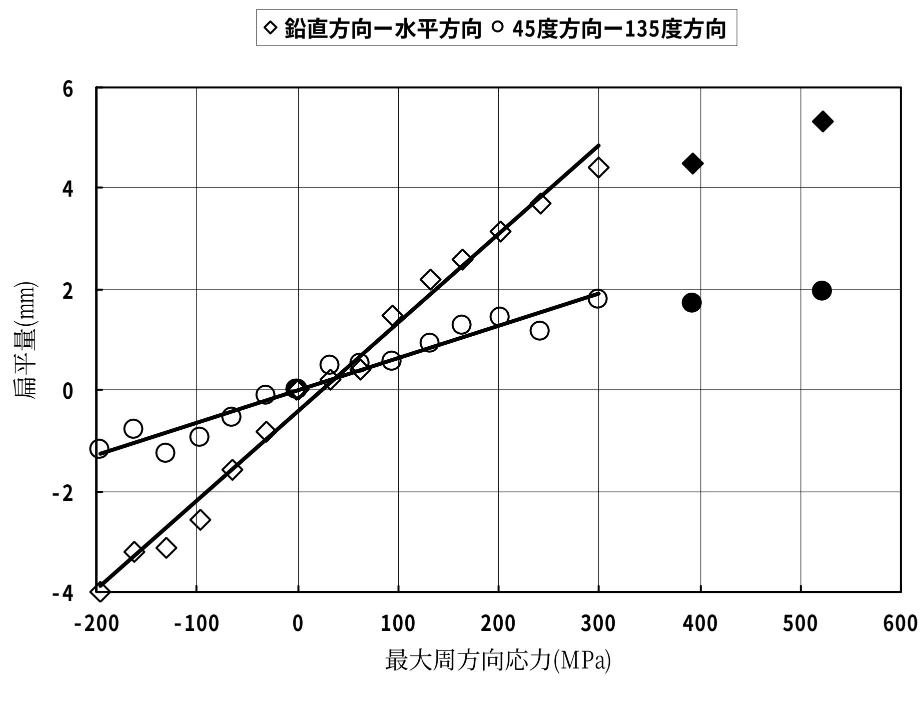




図-6　外径変化量と最大応力との関係

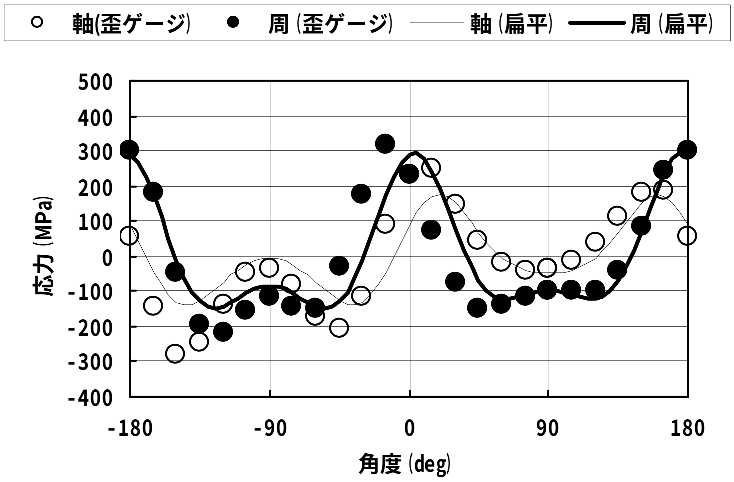



図-7　面内曲げ扁平量からの応力推定結果

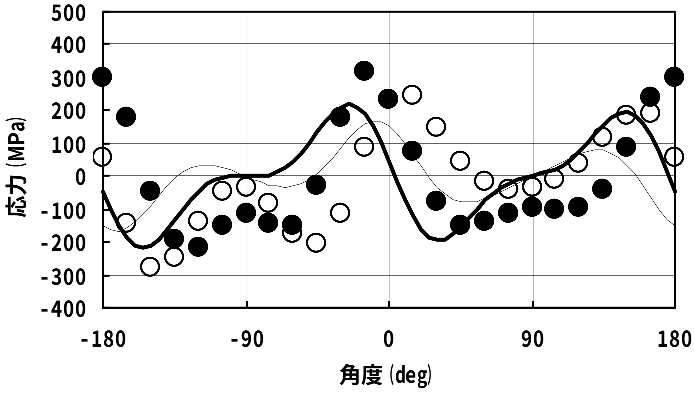



図-8　面外曲げ扁平量からの応力推定結果

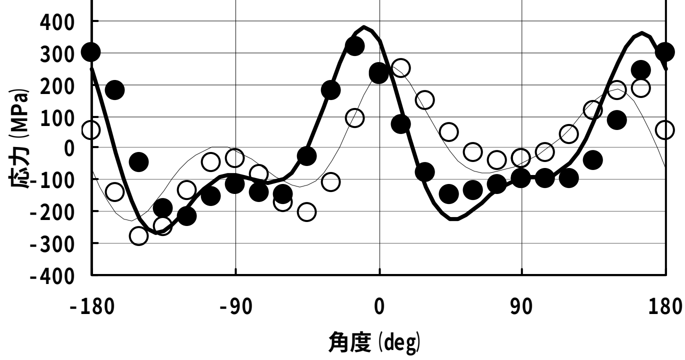



図-9　面内および面外曲げ扁平量からの応力推定結果

5)　飯村:曲管の断面扁平量を用いた応力管理法(第 3 報), 第 59 回土木学会全国大会年次学術講演会, 第VI部門, pp.203-204, 2004.