

外力による断面変形を利用した曲管の応力管理法（第5報）

東京ガス(株) 導管部 幹線グループ 正会員 ○飯村 正一

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大きな断面変形が生じることに着目し、Rodabaugh & George^[1]の理論をベース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^[4]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^[4]で用いたものと同じ製作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_0) が作用したときの管軸、管周方向応力 σ_{il} , σ_{ic} , σ_{ol} , σ_{oc} は、Rodabaugh & George によると、

面内曲げ

$$\sigma_{il} = \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_1(\phi) \quad , \quad \sigma_{ic} = \frac{k_p M_i r}{I(1-\nu^2)} f_2(\phi)$$

面外曲げ

$$\sigma_{ol} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_3(\phi) \quad , \quad \sigma_{oc} = \frac{k_p M_o r}{I(1-\nu^2)} f_4(\phi) \quad (1)$$

と表わされる。ここで ϕ : 管の周方向角度 (図1参照), ν : ポアソン比, R : 曲管の曲率半径, r : 管半径, I : 管の断面2次モーメント, M_i, M_o : 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 と内圧 P の関数である。 $f_1(\phi)$ について具体的に記述すると、

$$f_1(\phi) = (1 + \frac{3d_1}{2}) \sin \phi + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \{d_n(1-2n) + d_{n+1}(2n+3)\} \sin(2n+1)\phi \pm \frac{\nu\lambda}{2} \sum_{n=1}^{\infty} d_n(2n-8n^3) \cos 2n\phi \quad (2)$$

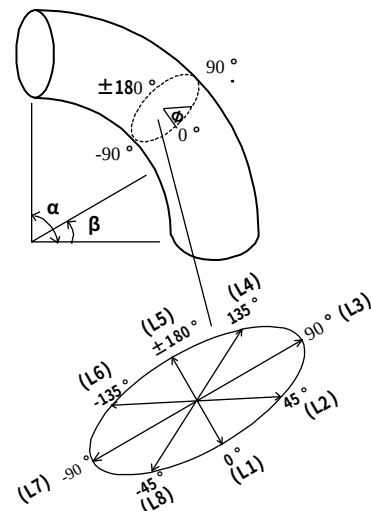
となる。ここで, d_n も k_p と同様 λ と内圧 P の関数となる。 n を何次の項まで取れば良いかについては, $\lambda > 0.1$ であれば3次までで十分とされている。面内曲げが作用したときの扁平量を e_i とし面外曲げが作用したときの扁平量を e_o とすると, e_i , e_o は図1に示すように定義される。理論における半径方向変位の式を3次の項まで展開し, モーメント M_i , M_o との関係として求を導くと式(3)が得られる。

$$M_i = \frac{E I e_i}{k_p r R (8 d_1 + 24 d_3)} \quad (3)$$

$$M_o = \frac{E I e_o}{k_p r R (4 d_1 - 12 d_3)}$$

3. 実験方法

供試体は JIS-PT370sch40 規格の肉厚 10.3mm, 呼び径 300A, 曲率半径 1.5DR (45.72cm) のエルボ ($\lambda = 0.22$) に袖管を溶接し, それらの袖管の端部にフランジ板を取り付け, 一方のフランジ板を水平面に対して 60度傾斜させて床に固定した。他方のフランジ板に油圧ジャッキを押し当て鉛直上下方向に荷重を加えることで, 曲管には面内および面外曲げを与えた (図2)。曲管の外径変化を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



面内曲げ扁平：
(L1-L5)方向外径－(L3-L7)方向外径
面外曲げ扁平：
(L4-L8)方向外径－(L2-L6)方向外径

図1. 扁平量の測定方向

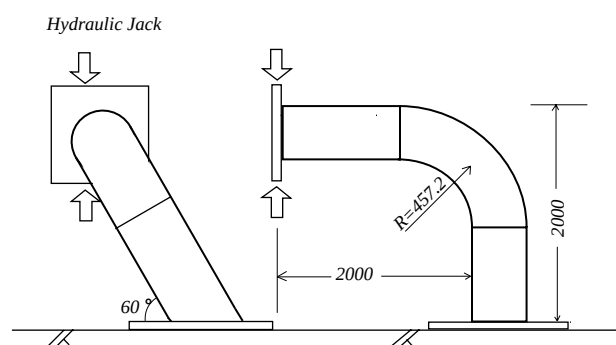


図2. 荷重負荷方法

キーワード 曲管, 応力, 面内面外曲げ, Rodabaugh & George, 断面扁平, マンドレルエルボ

連絡先 〒105-8527 東京都港区海岸 1-5-20 TEL 03-5400-7544 E-mail: siimura@tokyo-gas.co.jp

し、図1に示す要領で扁平量に変換した。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3にノギスによって測定された扁平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。当該材料の降伏応力は約350MPaであるが、最大応力と扁平量との関係は降伏応力以下の応力で非線形挙動を示している。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する。

5. 提案方法と実験との比較

図3の扁平量の測定結果において、面内曲げ対応扁平量（◇印）が4.39mm、面外曲げ対応扁平量（○印）が1.8mmの場合について扁平量から式（3）を用いてモーメントを求め、それらモーメントを式（1）、（2）に代入して応力分布を求めた。図4の上図は軸方向応力について、下図は円周方向応力について扁平量から計算した応力分布と、測定値の比較を示す。これまでの知見から、Rodabaugh & George の理論は-90度前後において実測との乖離が比較的大きいことが分かっている。そこでそれらの領域を除いた領域で提案方法の妥当性を評価する。最大応力は円周方向の0度付近に見られる。また、円周方向、軸方向ともに面内曲げによる応力と面外曲げによる応力を合成した曲線が最も測定値に近い応力分布であるといえる。

このことから、面内および面外曲げが同時に作用する場合であっても、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加え合わせることで、精度の良い応力診断が可能である。

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,2002年9月, [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,2003年9月, [4] 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,2004年9月, [5]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

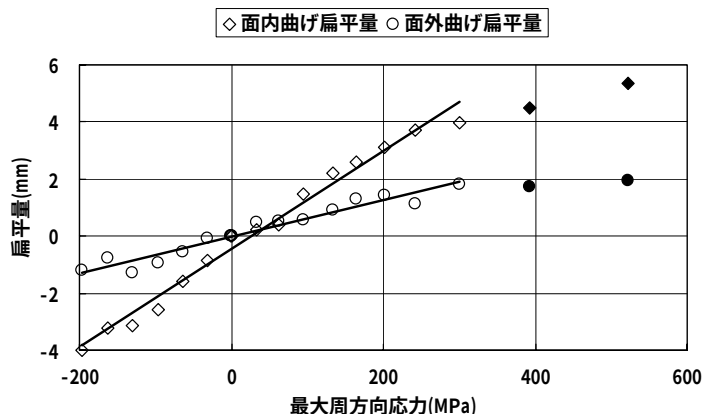


図3. 扁平量と最大測定応力との関係

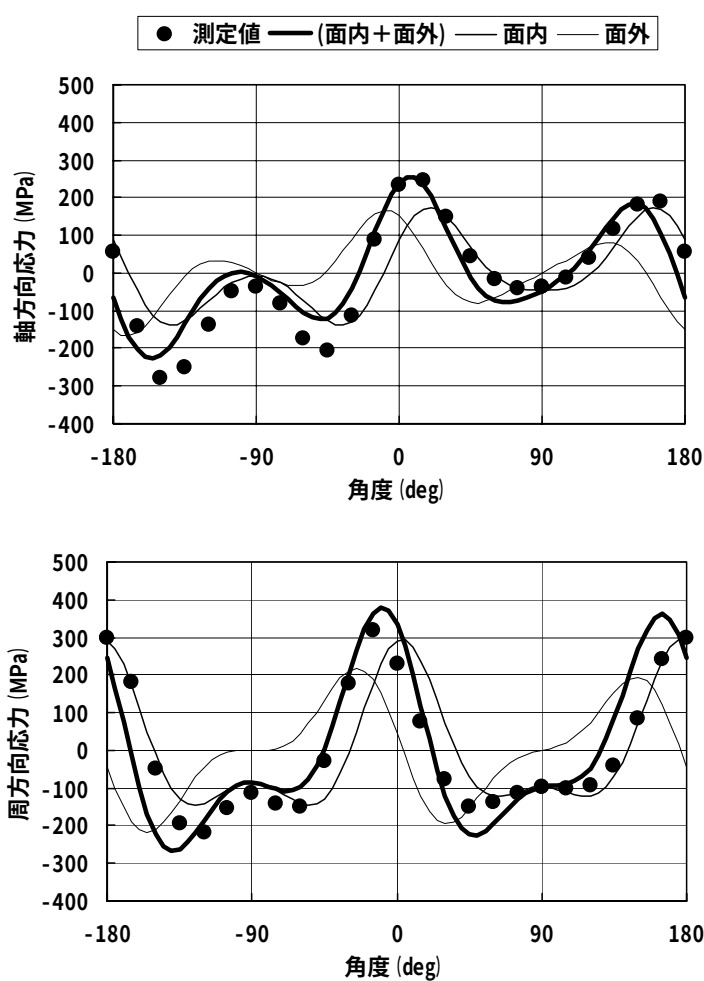


図4. 提案方法と実測値の比較