

オメガ形ベローズの疲労強度解析*
(第2報, 肉厚の影響と引張荷重の場合)関 東 康 祐**, 三 柴 隆***
末 永 隆***, 本 間 寛 臣**A Numerical Analysis of the Fatigue Strength of Ω -Bellows
(2nd Report, On the Thickness Effect and the Case of the Tensile Loading)by Yasuhiro KANTO, Takashi MISHIBA,
Takashi SUENAGA, and Hiroomi HOMMA

In the primary piping systems of nuclear power plants, many valves with bellows in their seal systems are used in order to prevent the leakage of high-pressurized and high-radioactive coolant. The Ω -bellows for high-pressure valves hold rings in them in order to heighten their compressive stiffness and reduce their stresses. The contact and frictional effects between the bellows and the rings prevent their stress analyses. In this paper, we analyzed the stresses in Ω -bellows using the finite element program applicable to contact problems, and then estimated the fatigue strength for 4 types of loading histories. The effect of the thickness of the bellows was investigated in two compressive types of loading. The responses of two tensile types of loading were compared with the above results.

Key Words: Fatigue, Numerical Analysis, FEM, Contact Problem, Axisymmetrical Shell, Ω -Bellows

1. 序 論

原子力プラントの配管系には、無数の弁が使用されており、そのうちの一部は放射性的な冷却水の漏えいを防ぐため、ベローズを組み込んだ無漏えい形の弁が使用されている。これらのベローズでは、弁開閉に伴う強制変位、およびそれに伴い変動する圧力の荷重を受けるため、その安全設計において疲労破壊が重要となる。

溶接ベローズであるオメガ形ベローズは、内部に円環がはめ込まれており、耐圧性に優れているが、円環とベローズとの間に接触、摩擦が生じ、上記の弁開閉に伴う荷重履歴を受けるときに生じる応力を精度良く解析することは困難であった。前報⁽¹⁾では、接触を考慮した有限要素解析を行うことにより、疲労試験のデータとの比較から、オメガ形ベローズの破壊部位の予測が可能であることを示した。本報では、肉厚を変えた場合、および引張荷重の場合の解析を行った。

2. 解析方法

解析に使用した有限要素法プログラムは前報と同じものであり、要素は2節点軸対称殻要素、および4節点接触特殊要素である。接触条件は対応する節点どうしで考慮され、摩擦すべりも考慮される⁽²⁾。

2.1 解析モデル ここではオメガ形ベローズを対称条件を考慮して、図1に示す半山モデルで模擬した。左端が谷部中央部で、右端が山部である。実際のオメガ形ベローズでは谷部、山部の両方で溶接されており、盛り肉されているが、ここでは考慮しなかった。また、山部内側に円環がはめ込まれており、圧縮荷重、外圧に対して剛性が高められている。円環とベローズとの間に接触特殊要素が挿入されている。ここで、円環はベローズと同じ2節点軸対称殻要素を用いて、そ

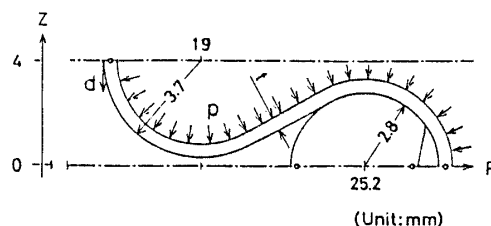


図1 解析モデル

* 昭和61年7月18日 東海支部豊橋地方講演会において講演、原稿受付 昭和61年1月6日。

** 正員、豊橋技術科学大学(〒440 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。

*** バルカーベローズ工業(株)(〒441-13 新城市川田本宮道8-52)。

の表面のみ分割したが、ベローズとの剛性の差が十分大きいと仮定して、円環の要素のすべての自由度を拘束した。ベローズは肉厚 t を 0.3, 0.4, 0.5 mm の 3 種類解析したが、いずれも内側の形状が一致するようにした。これは同一の形で製造でき、同一の円環が使用できるように考慮したものである。要素数は、 $t = 0.3, 0.4$ mm で 52, 0.5 mm で 51 である。要素数が異なっているが、山部の接触域では分割は同一になるようにした。材質は SUS 304 とし、円環とベローズとの間の摩擦係数は 0.3 とした。

2.2 荷重条件 荷重は図 1 に示すとおり、外圧 p と谷部中央での z 方向強制変位 d で与える。ここでは圧縮側を正にとっている。図 2 に圧縮形の荷重履歴を示す。上側が外圧、下側が強制変位の履歴である。図 2 の (a) は一定外圧において弁が開閉する場合 (荷重タイプ I) を示し、(b) は弁が閉じたとき圧力が零になる場合 (荷重タイプ II) である。弁は $d=0$ すなわち自由状態で閉じるようになっている。したがって強制変位は圧縮のみである。荷重タイプ I と II では、最大の応力値は同一となるが、くり返し荷重に対する疲労の評価は異なってくる。

図 3 に引張りもある場合の荷重履歴を示す。この場合、引張りの状態で弁は閉じるようになっている。圧縮のみではストロークが不十分な場合、このような使用が考えられる。ここで図 3 の (a) は一定外圧における弁の開閉 (荷重タイプ III)、(b) は弁が閉じたときに

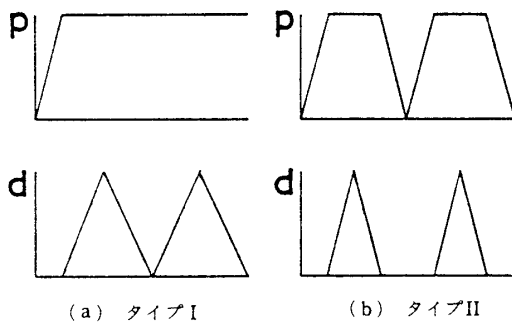


図 2 圧縮形荷重履歴

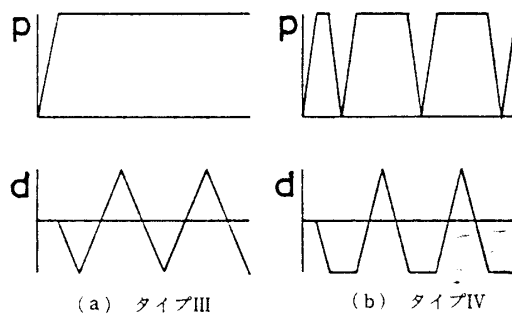


図 3 圧縮引張形荷重履歴

外圧が零に下がる場合 (荷重タイプ IV) である。いずれの荷重タイプにおいても最大外圧は 1718 MPa (175 kgf/mm²), 最大変位は ±0.5 mm (1 mm/1 山) とした。

3. 肉厚の影響

3.1 相当応力 図 4, 5 にベローズ表面の荷重タイプ I, II に対する相当応力の最大値の分布を示す。相当応力は塑性のパラメータであり、次式で計算した⁽³⁾。

$$\sigma_{\text{mises}} = \sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_s - \sigma_\theta)^2 + \sigma_\theta^2 + \sigma_s^2)^{1/2}} \dots\dots\dots (1)$$

ここに σ_s および σ_θ はベローズ表面における経線方向および周方向応力である。図 4, 5 は荷重履歴を通じて式 (1) の最大値をプロットしたものである。横軸は谷部中央からの経線に沿った距離である。約 11 mm 付近と約 15 mm 付近 (肉厚により多少の差がある) が円環との接触域の両端にあたる。いずれも山部接触域の

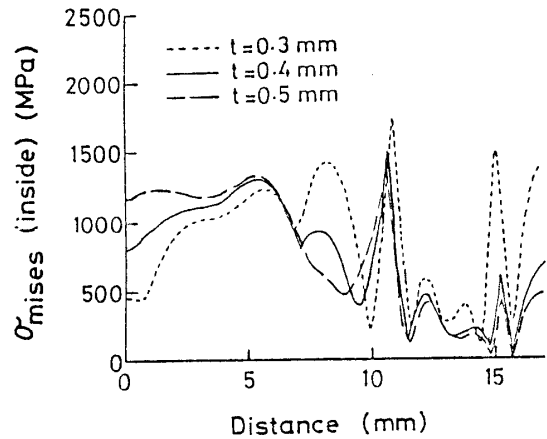


図 4 相当応力 (内側, タイプ I, II)

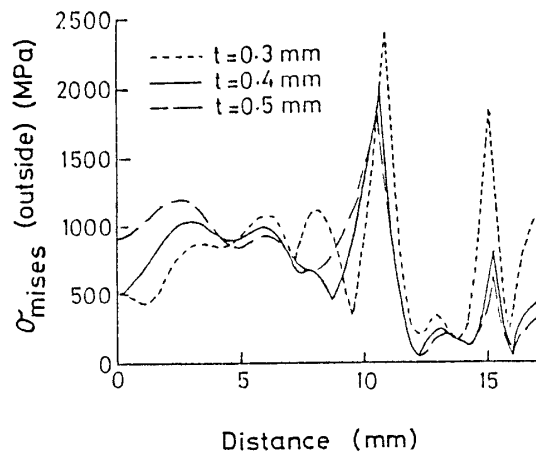


図 5 相当応力 (外側, タイプ I, II)

両端で鋭いピークを持つ。山部では外側のほうが大きいのにに対し、谷部では内側のほうが大きい。また、肉厚の影響は内外両面とも肉厚が増すにつれ、山部では小さく、谷部では大きくなっている。これは、山部では外圧の影響が、谷部では強制変位の影響が大きいことを示している。したがってこれらの分布は、荷重の組合せ方により変化するので、最適な肉厚の決定にはまず荷重パターンの決定が必要となり、その最適肉厚はその荷重パターン固有のものとなる。ここでは、約11 mm付近の外表面のピークが最も大きいので、肉厚は厚いほうがよいが、 $t=0.4$ mmと0.5 mmの差異はごくわずかである。

3.2 最大せん断応力範囲 荷重タイプIに対する最大せん断応力範囲を図6, 7に示す。疲労破壊のパラメータである最大せん断応力範囲は次式で求めた⁽³⁾。

$$\Delta\tau_{\max} = \max(\Delta\tau_1, \Delta\tau_2, \Delta\tau_3) \dots\dots\dots(2)$$

$$\begin{cases} \Delta\tau_1 = \max_i \left(\frac{\sigma_{si} - \sigma_{oi}}{2} \right) - \min_i \left(\frac{\sigma_{si} - \sigma_{oi}}{2} \right) \\ \Delta\tau_2 = \max_i \left(\frac{\sigma_{oi}}{2} \right) - \min_i \left(\frac{\sigma_{oi}}{2} \right) \\ \Delta\tau_3 = \max_i \left(\frac{\sigma_{si}}{2} \right) - \min_i \left(\frac{\sigma_{si}}{2} \right) \end{cases}$$

.....(3)

ここに、 σ_{si} , σ_{oi} は第*i*ステップにおける経線方向、周方向応力であり、 $\Delta\tau_1$, $\Delta\tau_2$, $\Delta\tau_3$ はそれぞれの方向のせん断応力の最大範囲である。 $\max(\)$, $\min(\)$ はそれぞれ、いま考えている全ステップ中での最大値および最小値をあらわす。内外両面とも、谷部のほうが大きくなっており、内側の約6 mm付近、外側の約3 mm付近にピークを持っている。また、いずれも肉厚が厚くなるほど大きくなっている。これは荷重タイプIでは、強制変位のくり返しのみであり、外圧の影響が出てこないことによる。

図8, 9に荷重タイプIIに対する最大せん断応力範囲を示す。これらは図6, 7に外圧の変動による部分が

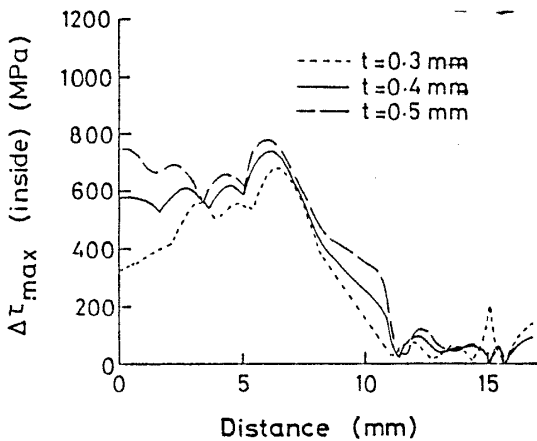


図6 最大せん断応力範囲 (内側, タイプI)

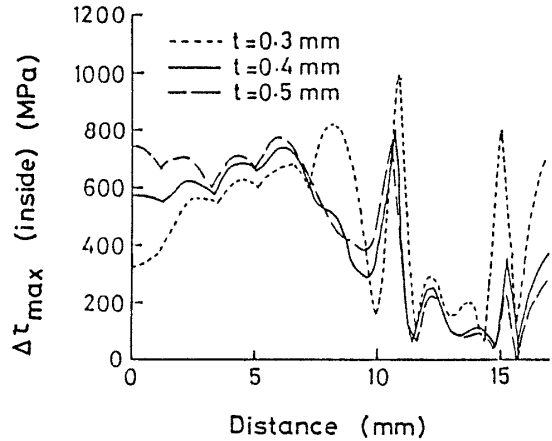


図8 最大せん断応力範囲 (内側, タイプII)

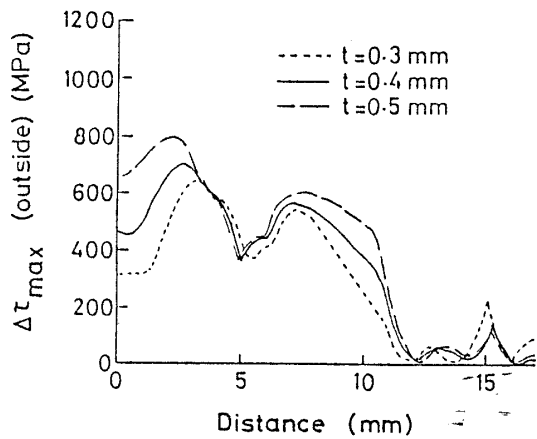


図7 最大せん断応力範囲 (外側, タイプI)

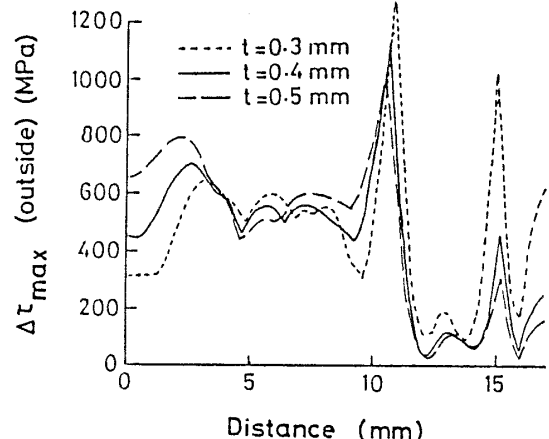


図9 最大せん断応力範囲 (外側, タイプII)

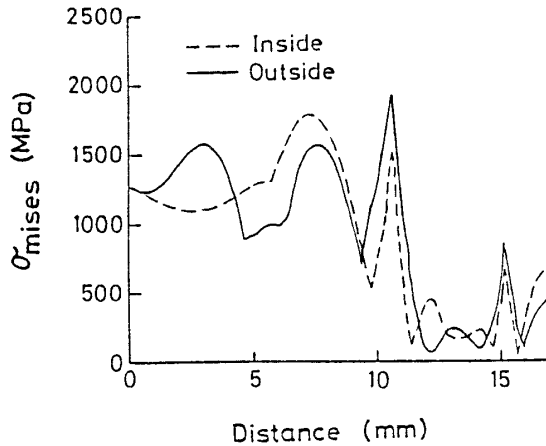


図 10 相当応力 (タイプIII)

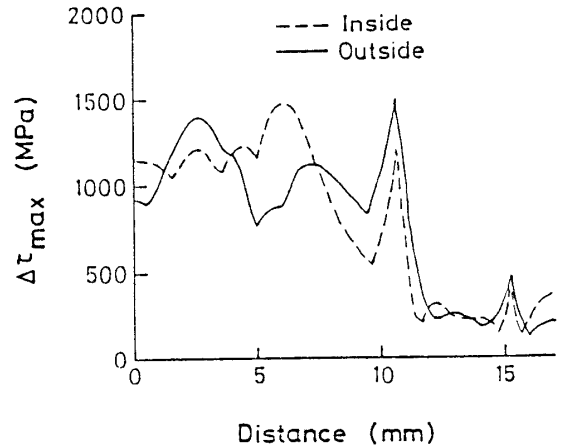


図 12 最大せん断応力範囲 (タイプIV)

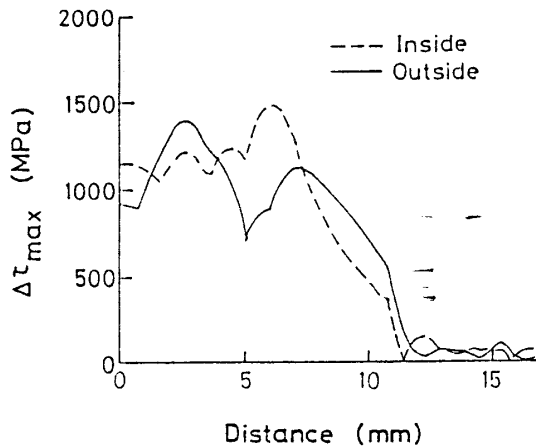


図 11 最大せん断応力範囲 (タイプIII)

重ね合されたものであり、図 4, 5 の相当応力からも予想されるように、山部で鋭いピークを持つ。肉厚の影響も、相当応力に対するのも同じ傾向を持つ。

4. 圧縮引張形荷重の場合

4・1 相当応力 図 10 に荷重タイプIIIに対する相当応力の最大値の分布を示す。肉厚は $t=0.4$ mm である。荷重タイプIVに対する相当応力もほとんど同じであった。図 4, 5 の圧縮荷重のみの場合と比べて、谷部と谷部と山部の間の直線部で大きくなっており、引張荷重によって、これらの部分に応力が集中することがわかる。山部での接触域では、引張荷重のとき外圧

と強制変位の方向が逆になるため、接触圧力が小さくなり、圧縮荷重による相当応力より小さくなるので、最大値をとった図 10 へは、引張荷重の影響はあらわれない。

4・2 最大せん断応力範囲 図 11, 12 に荷重タイプIII, IVに対する最大せん断応力範囲の分布を示す。図 12 の約 11 mm にあるピークを除いて、図 6~9 の圧縮荷重のみの場合と比較して、約 2 倍になっている。これは強制変位が両振りになり変位幅が 2 倍になったためである。外圧の変動によるピークは約 1.5 倍になっており、このピークに対しても引張荷重の影響があらわれている。

5. 結 論

圧縮形の二つのタイプの荷重履歴に対して肉厚の影響を調べ、肉厚が厚くなるほど強制変位の影響を強く受けることがわかった。 $t=0.4$ mm のペローズで、圧縮引張形の二つのタイプの荷重履歴の場合の解析を行い、圧縮形荷重との比較を行った。谷部での相当応力が大きくなること、谷部の最大せん断応力範囲が約 2 倍になることなどがわかった。

文 献

- (1) 関東・ほか 3 名, 機論, 52-477, A (昭 61), 1248.
- (2) 矢川・ほか 3 名, 機論, 48-428, A (昭 57), 454.
- (3) 中沢・本間, 金属の疲労強度, (昭 57), 63, 養賢堂.