たる形ベローズ*の開発

森田 歩*¹・梶原 悟*²・谷水 徹*²
高橋 正行*³・橋本 隆範*⁴・四元 善治*⁵

(受理1999年5月28日, 掲載決定2000年1月8日)

Development of the Barrel Type Bellows

Ayumu MORITA*¹, Satoru KAJIWARA*², Toru TANIMIZU*²,
Masayuki TAKAHASHI*³, Takanori HASHIMOTO*⁴
and Yoshiharu YOTSUMOTO*⁵

*¹(Power & Industrial Systems R & D Laboratory, Hitachi Ltd.,
7-2-1 Omika-cho, Hitachi, 319-1221 Ibaraki)

*²(Kokubu Administrative Division, Hitachi Ltd., 1-1-1 Kokubu-cho, 316-8501 Ibaraki)

*³(Power Distribution Systems Center, Mitsubishi Electric Corporation,
8 Hourai-cho, Marugame, 763-8516 Kagawa)

*⁴(Kuze Bellows, 74-1 Minaminakajyou-ri, Tsuhan-cho, Kouhoku-gun, 929-0343 Ishikawa)

*⁵(Distribution Engineering Division, Tokyo Electric Power Company,
1-1-3 Uchisaiwai, Chiyoda-ku, 100-0011 Tokyo)

(Received May 28, 1999, Accepted January 8, 2000)

This paper presents the development of the bending bellows named "barrel type bellows" for the multi-functional vacuum tube. Conventional bellows with a bending axis outside of the bellows is imposed the complex motions of bending and sliding, and the stress concentrates on the pleat near the end portions. Based on the numerical analysis, it is found that the concentrated stress is reduced by making the outer diameter increase continuously from the both ends toward the center. As a result, the offset width of the bellows decreases and the vacuum tube becomes small. The endurance test shows that the operating cycles are over 30,000, which roughly corresponds to that predicted from the calculated stress and the fatigue data of the thin stainless sheet in Refs. 2) and 4).

1. はじめに

一般に, 真空システムにおける駆動力の伝達にはベ

ーズが利用され, 半導体製造装置の真空マニピュレータ, 電力機器の真空バルブなど, その利用範囲は広い。ベローズには, その使用目的によって様々の仕様が要求され, 例えば真空バルブ用のベローズでは1万回以上の高速動作に耐えなければならない。

Fig. 1 は, 電力機器の小型化, 低コスト化を目的として開発した機能集積形真空バルブの内部構造を示す。機能集積形真空バルブ, および同真空バルブを用いたスイッチギヤについては文献1)が詳しい。横方向に延びる可動導体は主軸を支点に駆動され, 上下に配置した固定導

* 特許出願済

*¹ ㈱日立製作所電力・電機開発研究所 (〒319-1221 茨城県日立市大みか町 7-2-1)

*² ㈱日立製作所 国分事業所 (〒316-8501 茨城県日立市国分町 1-1-1)

*³ 三菱電機㈱受配電システム事業所 (〒763-8516 香川県丸亀市蓬萊町 8)

*⁴ ㈱久世ベローズ工業所 (〒929-0343 石川県河北郡津幡町南中条 74-1)

*⁵ 東京電力㈱配電部 (〒100-0011 東京都千代田区内幸町 1-1-3)

DIS : Disconnecting, G : Grounding
Fig. 1 Cross sectional view of the multi-functional vacuum tube.

体および接地導体と開閉する。固定導体は母線に、可動導体は負荷側フィードに接続される。可動導体は入・切・断路・接地の4位置に停止し、遮断器（入・切）、断路器（断路）、接地開閉器（接地）の3つの機能を実現する。操作機構には新開発4位置操作器を適用し、入・切間は電動ばね操作、切・断路間および断路・接地間は手動操作で可動導体を動作させる。本真空バルブの開発における技術的ポイントの一つにベローズの使用法がある。ベローズを曲げ動作で使用することによって長ストロークが可能になり、真空バルブのサイズを拡大することなく上記の3機能を集積することができる。

機能集積形真空バルブにおけるベローズの目標仕様をTable 1に記す。ベローズは、コストを考慮してステンレス製の成形ベローズを使用した。主軸（ベローズの曲げ中心）はベローズ外部に配置した。これは、入・切動作時において主軸および軸受に働く衝撃荷重に対する機械的強度の確保、軸受が可動導体と負荷側フィードとの集電部を兼ねること、などから主軸をベローズ内部に配置すると真空バルブが大型化するためである。ベローズ端部と主軸間の距離 L は軸受のサイズで決定され、 $L=12\text{ mm}$ とした。その他、遮断・絶縁性能、スイッチギヤ全体のサイズなどの観点から、ベローズの動作角度（ $\theta=\pm 9^\circ$ ）、移動範囲（ $W<40\text{ mm}$ ）を定めた。目標動作回数は、入・切間を10,000回、切・断路間および断路・接地間を2,000回に設定した。許容応力は、後述する疲労データ（Fig. 10）を参考に、線形被害側により求めた。裕度として動作寿命を各30,000回、6,000回動作とし、許容応力は全振幅応力として、

Table 1 Specifications of the bellows for the multi-functional vacuum tube

material	SUS 347 ($t=0.14$)
inner diameter, D_2	$D_2=\phi 46.5\text{ mm}$
bending angle, θ	$\theta=\pm 9^\circ$
distance between the bellows edge and bending axis, L	$L=12\text{ mm}$
offset width, W	$W<40\text{ mm}$
operating cycles	ON-OFF: 10,000 OFF-DIS-G: 2,000
bending stress, σ	full cycle: $<133\text{ kgf/mm}^2$ half cycle: $<67\text{ kgf/mm}^2$

$$\sigma = 110\text{ kg/mm}^2 \times \frac{30,000}{30,000+6,000} + 250\text{ kg/mm}^2 \times \frac{6,000}{30,000+6,000} = 133\text{ kg/mm}^2 \quad (1)$$

となる。片振幅応力では、その1/2、 $\sigma_0=67\text{ kgf/mm}^2$ である。

以上の条件を満たすものとして、我々は、外径（ひだの長さ）を端部から中央部に向かって連続的に増加させた“たる形ベローズ”を開発した。本論文では、応力解析に基づく“たる形ベローズ”の導出と耐久試験による試作品の評価について述べる。先ず、次章では解析方法について説明する。3章では、曲げ中心の配置、ひだの数・長さなどのベローズパラメータと曲げ応力・移動範囲の関係について議論し、“たる形ベローズ”を導出する。4章では試作したベローズの耐久試験を実施し、ステンレスの疲労データとの整合性について検討する。

2. 解析方法

Fig. 2(a)に解析条件を示す。ベローズ内径 D_2 は内部を貫通する可動導体のサイズで決まり、 $D_2=\phi 46.5\text{ mm}$ で一定とした。外径 D_1 、ひだ数 n をパラメータとし、ベローズの最適形状を求める。材質は、ベローズを厚さ $t=0.14\text{ mm}$ のSUS347、可動導体を完全剛体とし、物性値（ヤング率 E 、ポアソン比 ν ）は文献2)を参照してFig. 2(a)記載の値を用いた。ベローズ内面には、内外の圧力差に基づく一様荷重 $\Delta P=0.01\text{ kgf/mm}^2$ （大気圧相当）を与えた。Fig. 2(b)に解析モデルの例を示す。薄板近似の1/2シェルモデルで構成し、可動導体端部に回転角 $\theta=9^\circ$ に相当する変位量 d を与える。解析プログラムには汎用の構造解析コードADINAを使用し、静解析によって歪み δ 、応力 σ などを求める。

Fig. 2 (a) Calculation conditions and (b) a sample of calculation model.

3. 解析結果

3.1 曲げ中心の位置 \$L\$ と応力 \$\sigma\$ の関係

外径 \$D_1=\phi 68\$ mm, ひだ数 \$n=8\$ のベローズにおける曲げ中心の位置 \$L\$ と応力 \$\sigma\$ の関係を Fig. 3 に示す。グラフ中 \$\circ\$ および \$\bullet\$ は、圧力差 \$\Delta P\$ を考慮した場合としない場合の計算結果を表す。応力 \$\sigma\$ は、曲げ中心の位置 \$L\$ がベローズ外部に向かうにつれて増加することが分かる。回転軸がベローズ中心に存在する場合 (\$L=-20\$) には、例えば Kellogg の式³⁾

$$\delta = \frac{(D_1 - D_2)/2}{4n} \theta, \sigma = \frac{1.5Et\delta}{b^{0.5}((D_1 - D_2)/2)^{1.5}} \quad (2)$$

を用いてひずみ \$\delta\$, 応力 \$\sigma\$ を算出できる。ここで、\$b\$ はひだの半ピッチを表す。Fig. 3 には、式(2)より得られた値を同時に示した。数値解析の結果と一致しており、解析方法の妥当性を示している。目標仕様位置 (\$L=12\$

Fig. 3 Stress, \$\sigma\$, plotted versus the axis position, \$L\$. Dashed lines indicate \$\sigma\$ when the pleats contact each other near the end portion. Symbols \$\circ\$ and \$\bullet\$ indicate the stress with and without the pressure difference, \$\Delta P\$, respectively.

Fig. 4 Bellows deformations with different axis positions of (a) \$L = -20\$ and (b) \$L = 12\$.

mm) における発生応力は \$108 \text{ kgf/mm}^2\$ であり、許容応力 \$\sigma_0\$ を大幅に上回っている。

曲げ中心をベローズ中央 (\$L=-20\$ mm), および目標仕様位置 (\$L=12\$ mm) に配置した場合の変形の様子を Fig. 4 に示す。曲げ中心をベローズ中央に配置すると、ベローズは純粋な「曲げ動作」(一方の側面が「伸び」、他方が「縮み」となる状態)となるため発生応力は小さい。しかし、曲げ中心をベローズの外部に配置すると、「曲げ動作」と「軸直角動作」の複合動作となる。この場合、一方の側面に「伸び」と「縮み」が共存した状態となり、中央部に応力が働かないゼロ点が存在して端部 A に応力が集中する。また、曲げ中心をベローズ外部に配置すると端部の歪みが大きく、ひだ同士が接触した状態になる場合がある。Fig. 3 の鎖線部分はひだ同

Fig. 5 Stress, σ , plotted versus the outer diameter, D_1 . Symbols $\circ$ and $\bullet$ indicate the stress with and without the pressure difference, ΔP , respectively.

Fig. 6 Stress, σ , plotted versus the number of pleats, n . Dashed line indicates σ when the pleats contact near the end portion.

士が接触する状態を示す。本解析は接触問題を考慮していないため、実際の応力は計算結果よりかなり大きくなる。

3.2 ベローズ外径 D_1 , ひだ数 n と応力 σ の関係

ベローズ外径 D_1 , あるいはひだ数 n を増加することによって応力を低減できることはよく知られている。Fig. 5 は、ひだ数 $n=15$ のベローズにおける外径 D_1 と応力 σ の関係を示す。曲げ中心の位置は $L=12$ mm である。Fig. 3 と同様に、グラフ中 $\circ$ および $\bullet$ はベローズ内外の圧力差 ΔP を考慮した場合としない場合の計算結果を表す。外径 D_1 の増加とともに応力 σ は減少するが、圧力差 ΔP に基づく応力 $\delta\sigma$ が増大する。 $\delta\sigma$ はひだ長のほぼ 2 乗に比例し、 $D_1 > \phi 65$ mm では応力緩和の効

Fig. 7 n - D_1 diagram. Areas 1 and 2 indicate the regimes that satisfy the stress condition, $\sigma < \sigma_0$, and the offset width condition, $W < 40$ mm, respectively.

果は小さい。なお、許容応力 σ_0 を満足するためには、 $D_1 > \phi 62$ mm とする必要がある。Fig. 6 は、外径 $D_1 = \phi 68$ mm のベローズにおけるひだ数 n と応力 σ の関係を表す。グラフ中の鎖線は、Fig. 3 と同様にひだ同士が接触した状態を表している。ひだ同士の接触を回避し、許容応力を満足するためには、 $n > 13$ に設定しなければならない。以上から、 $D_1 = \phi 62 \sim \phi 68$ mm, $n = 13 \sim 15$ に最適解があると推測できる。

3.3 たる形ベローズの導出

Table 1 の目標仕様に示したように、本真空バルブのベローズでは発生応力とともに移動範囲が制限される。

Fig. 7 は、縦軸は外径 D_1 , 横軸はひだ数 n を示し、応力・移動範囲の各条件を満足する領域を表したものである。Area 1 は発生応力が許容応力 σ_0 以下となる領域、Area 2 は移動範囲が許容範囲以下 ($W < 40$ mm) となる領域を示す。2 つの条件をともに満足する領域は存在せず、通常のベローズは適用できないことを示している。

そこで、外径 D_1 (具体的にはひだ長) を分布させる手法により、上記 2 つの条件を満足するベローズを検討した。Fig. 8(a)(b) は、両端から中央に向けて連続的に外径を増加させた“たる形ベローズ”と、通常のベローズでの計算結果を比較したものである。Fig. 8(a) は、最大外径 $D_{max} = \phi 68$ mm, 最小外径 $D_{min} = \phi 52$ mm, ひだ数 $n=15$ の“たる形ベローズ”である。一方、Fig. 8(b) は、外径 $D_1 = \phi 65$ mm, ひだ数 13 の通常ベローズである。図からわかるように、ひだの長さに分布を持たせ、その長さを最適化することによって、変形時の移動範囲に対する条件 ($W < 40$ mm) を満足し、集中する応力の条件 ($\sigma_0 < 67$ kgf/mm²) をも同時に満たす構造が得られ

Fig. 8 Bellows deformations and corresponding σ profile for (a) barrel type bellows and (b) conventional bellows ($D_1 = \phi 65$, $n = 13$). Open and closed symbols indicate σ on the top and bottom of pleat, respectively

Fig. 9 Whole view of the barrel type bellows.

Fig. 10 Experimental setup for the endurance test.

た。すなわち，“外径の分布”という自由度を加えることで、通常のペローズでは得られなかった、Fig. 7における Area1 と Area2 が重なる部分を作り出せたことになる。さらに、Fig. 8 から、(1)両端の剛性が中央部のそれに比べて高くなるため、両端の応力が中央部に拡散した状態になる（両端の応力分布が一様になっている）、(2)最大応力部（端部）のひだ長が短いため圧力差 ΔP の影響が低減される、などの効果があることもわかる。

これらの検討結果から、我々は、この“たる形ペローズ”を機能集積形真空バルブに使用するペローズ構造として採用することとした。

4. 試作と耐久試験

試作した“たる形ペローズ”の写真を Fig. 9 に示す。

寸法などは Fig. 8(a) 記載の解析条件と同一である。ここでは、ペローズの耐久試験を実施し、薄肉ステンレス板の疲労データと比較検討する。

Fig. 10は、試験装置および試験条件を示す。実際の真空バルブと製造条件を等しくするため、高温真空炉中においてペローズと可動導体および端板とをろう付け接合し、試験は真空容器に取り付けた状態で行った。操作は、入-切間を想定した片振幅 ($\theta = 0 \sim +9^\circ$)、および入-接地間を想定した全振幅 ($\theta = -9 \sim +9^\circ$) の2つの条件で実施した。操作速度は正弦波 100 ms/cycle（電極位置にて 1.25 m/s に相当）である。Table 2 に試験結果を示す。片振幅試験では 100 万回以上の寿命を確認した。

Table 2 Results of the endurance test.

Samples no.	Moving angle	Cycle to failure
1	0° ↔ +9°	over 1,000,000
2	0° ↔ +9°	over 1,000,000
3	0° ↔ +9°	over 1,000,000
4	-9° ↔ +9°	32,479
5	-9° ↔ +9°	34,617
6	-9° ↔ +9°	33,294
7	-9° ↔ +9°	40,862
8	-9° ↔ +9°	32,228
9	-9° ↔ +9°	33,460
Average (4-9), $\bar{x}$		34,490
σ_{n-1} (%)		9.37
$\bar{x}$ (1-4 σ)		21,563

全振幅試験では、平均破壊到達回数 $\bar{x}=34,490$ 回、偏差 $\sigma_{n-1}=9.37\%$ となり、破壊確率が0.1%以下となる条件 $\bar{x}(1-4\sigma_{n-1})=21,563$ 回が得られた。すなわち、1 万回以上の高速動作が可能であることを示している。なお、亀裂発生箇所はいずれも解析における最大応力位置 P (Fig. 8(a)記載) であった。これは、解析で得られたベローズの変形が実動作時の変形と合致していることを示唆している。

ここで、上記の試験結果を文献 2), 4) に記載される薄肉ステンレス板の疲労データと比較してみる。Fig. 11 は、SUS316, SUS347 薄板 ($t=0.74$ mm) の全振幅試験における応力と破壊到達回数の関係を表したものである。Fig. 8(a)の解析値 (67×2 kgf/mm²) から予測される破壊到達回数 ($\bar{x} \sim 20,000$ 回) とはほぼ合致しているが、試験結果の方が若干寿命が長い。これは、(1)ベローズの肉厚がデータとして用いたステンレス薄板の肉厚に比べて薄い、(2)成形ベローズのひだは山の厚みが谷に比べて薄くなっているが、解析では考慮していない、などの理由が考えられる。

5. 結 論

本論文では、機能集積形真空バルブ用のベローズとして“たる形ベローズ”を考案し、応力、移動量などを通

Fig. 11 Fatigue data of the stainless sheet referred from Refs. 2) and 4) with the experimental results.

常のベローズと比較検討した。さらに、試作品の製作、および耐久試験による評価を行った。一般に、ベローズを曲げ動作で使用する場合、曲げ中心をベローズ中央に配置するのが普通であるが、真空バルブでは内部に軸受が存在するためにベローズ径が大きくなる。曲げ中心をベローズ外部に置くと、通常のベローズでは端部の応力集中や移動範囲が問題となる。ここで開発した“たる形ベローズ”では、この端部の応力集中を回避でき、同時に移動範囲も狭くなる。今後、真空バルブだけでなく各種機器の小型化に有効なコンポーネントになると期待される。

謝辞

本研究を遂行するにあたり、(株)日立製作所機械研究所の初田俊夫博士には多くの助言を頂きました。感謝致します。

〔文 献〕

- 梶原 悟, 谷水 徹, 高橋正行, 四元善治: 電気学会開閉保護研究会資料, SP-98-48 (1998) 39.
- AEROSPACE STRUCTURAL METALS HANDBOOK (Belfour Stulen, Inc., 1973), CODE1309, p. 19.
- M. W. Kellogg: *Design of Piping Systems* (Pullman Power Products)
- 金属技研データシート, 15 (1979) 12.