

JAERI - M  
83-077

J T - 60真空容器のポートに用いられる  
成形ベローズの強度評価  
(臨界プラズマ試験装置設計報告・112)

1983年6月

高津英幸・山本正弘・清水正垂

君島富夫\*・梶浦宗次\*・大和田公郎\*

JAERI-Mレポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。  
入手の問合わせは、日本原子力研究所技術情報部情報資料課（〒319-11茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

JAERI-M reports are issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Information Section, Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1983

編集兼発行 日本原子力研究所  
印刷 (株)高野高速印刷

JT-60 真空容器のポートに用いられる  
成形ベローズの強度評価  
(臨界プラズマ試験装置設計報告・112)

日本原子力研究所東海研究所大型トカマク開発部

高津 英幸・山本 正弘・清水 正亜  
君島 富夫\*・梶浦 宗次\*・大和田公郎\*

(1983年5月6日受理)

JT-60 真空容器のポートに用いられる成形ベローズの強度評価を、振り荷重に対する評価を中心にまとめた。

成形ベローズには、真空容器と外部固定系との相対変位による軸方向強制変位、真空力、ポートに作用する振り電磁力に起因する振り変形が主に作用する。前二者による発生応力は Kellogg社の提唱する評価式に従って評価を行った。後者に対する応力の評価は、振り荷重の下での成形ベローズの挙動を実験的に調べた結果をもとに作成された剪断応力の評価式に依った。

振り試験の結果によれば、成形ベローズも溶接ベローズと同様に微小振り角で座屈が生じることが明らかとなった。上記剪断応力評価式は、振り角が座屈限界振り角以下である場合に物理的に有効であるが、振り角が座屈限界振り角を上回る場合でもその近傍の微小角であれば安全側の評価として設計的には有効であることが振り疲労試験で明らかにされた。

本応力評価手法を JT-60 実機に用いる 6 種類のポート用成形ベローズに適用した結果、いずれも設計荷重の範囲内での健全性が確認された。

\* (株) 日立製作所

Mechanical Strength Evaluation of the Formed Bellows  
for the Ports of the JT-60 Vacuum Vessel

Hideyuki TAKATSU, Masahiro YAMAMOTO, Masatsugu SHIMIZU  
Tomio KIMISHIMA\*, Soji KAJIURA\*, Kouro OWADA\*

Department of Large Tokamak Development  
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received May 6 , 1983)

Mechanical strength of the formed bellows for the ports of the JT-60 vacuum vessel was evaluated, laying the emphasis on the fatigue strength under the torsional load.

The formed bellows were designed to be loaded with the forced displacement between the vacuum vessel and the external fixed point, the atmospheric pressure and the forced torsional angle due to the electromagnetic force. Stresses caused by the former two were estimated following the formulae proposed by the Kellogg Company. On the other hand, the formulae were established to estimate the stress caused by the last, after examining experimentally the behavior of the formed bellows under the torsional load. In this experiment, it was shown that buckling of the formed bellows can be observed even under a small torsional angle and the newly proposed formulae was valid under the torsional angle in the vicinity of the critical buckling one.

The present mechanical strength evaluation method was applied to the formed bellows for the ports of the JT-60 vacuum vessel and it was confirmed that they have sufficient strength in the range of the design load conditions.

Keywords; Formed Bellows, JT-60 Tokamak, Vacuum Vessel, Stress Evaluation,  
Torsion, Electromagnetic force, Buckling, Fatigue Strength

---

\* Hitachi, Ltd.

## 目 次

1. はじめに .....	1
2. 設計条件 .....	4
2.1 成形ベローズ使用の目的 .....	4
2.2 設計荷重 .....	5
2.3 振り角の評価 .....	6
3. 強度評価式 .....	13
3.1 振り応力評価式 .....	13
3.2 その他の発生応力評価式 .....	14
3.3 疲労評価法 .....	14
4. 振り疲労試験 .....	17
4.1 試験条件 .....	17
4.2 疲労評価 .....	17
5. 実機成形ベローズの強度評価 .....	23
6. おわりに .....	27
記号 .....	28
謝辞 .....	28
参考文献 .....	28

Contents

1. Introduction .....	1
2. Design conditions .....	4
2.1 Objectives of the use of the formed bellows .....	4
2.2 Design load conditions .....	5
2.3 Evaluation of the torsional angle .....	6
3. Stress calculation formulae .....	13
3.1 Stress due to the torsion .....	13
3.2 Stress due to the other loads .....	14
3.3 Fatigue evaluation method .....	14
4. Torsional fatigue tests .....	17
4.1 Test conditions .....	17
4.2 Fatigue evaluation .....	17
5. Mechanical strength evaluation of the formed bellows for the ports of the JT-60 vacuum vessel .....	23
6. Conclusions .....	27
 Nomenclature .....	 28
Acknowledgement .....	28
References .....	28

## 1. はじめに

現在、日本原子力研究所で建設を進めている臨界プラズマ試験装置<sup>1)</sup>(JT-60)の真空容器には、プラズマ計測や第2段加熱等のための真空容器へのアクセスを目的として計182本のポートが設置される。それらの設置ヶ所および用途を第1表にまとめる。

これらのポートは、第1図に示す鳥瞰図からもわかる様に、一端が真空容器の厚肉リングに溶接され、他端は用途別に各系統(例えば、プラズマ計測であれば計測系統、中性粒子入射加熱用であれば中性粒子入射加熱装置)に結合されている。各々の系統は最終的に建家床等の外部固定系に支持されるのに対し、真空容器の厚肉リングはベーキング運転や高温運転に伴う熱膨張や電磁力等の外力によって変位するため、結果的にポートの両端において相対変位が生じる。この相対変位を吸収する方法としては、ポート軸方向および軸直角方向のいずれの相対変位もベローズで吸収する方法と、ポート軸直角方向の相対変位はポート自身のたわみで吸収しポート軸方向の相対変位はベローズで吸収する方法が考えられる。

前者の構造では、狭い限られた空間で大きな相対変位を吸収することのできる溶接ベローズの使用が不可欠であるが、溶接ベローズは成形ベローズに比べて機器信頼性が低く、しかも組立後に溶接ベローズの設置ヶ所へのアクセスが困難であるため破損時に修復することも不可能である等技術的に問題点が多い。<sup>2)</sup>一方、後者の構造では、機器信頼性の高い成形ベローズの使用が可能であり、しかもアクセスの容易な上下架台内に設置することができるため仮りに損傷を受けても取り替えが可能であるなど、装置全体の構造信頼性が高い。

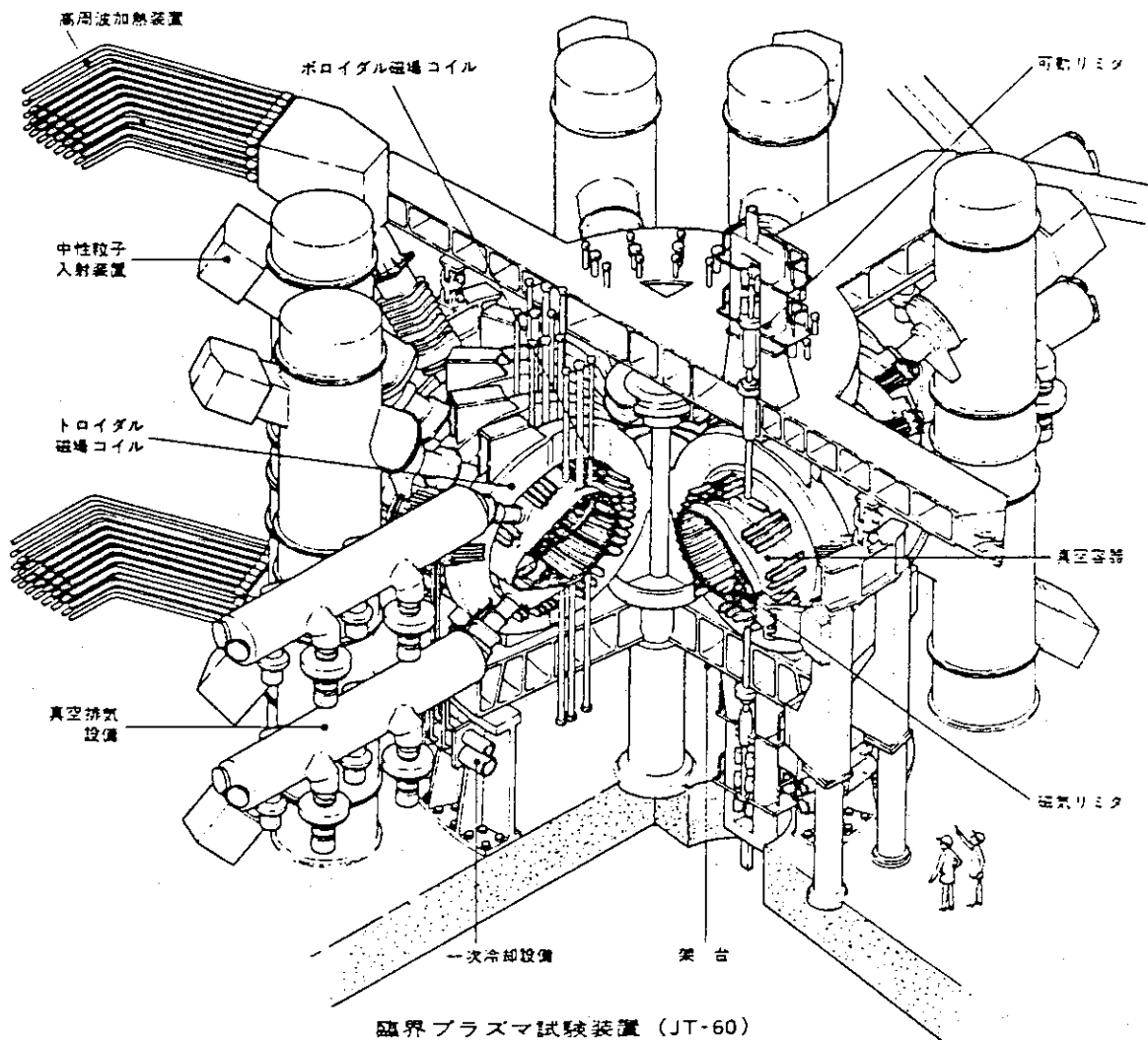
JT-60 真空容器用ポートの最終設計では、ベローズが必要とされる垂直ポート63本( $U_{23}$ ,  $U_4$ ,  $U_5$ ,  $U_6$ ), 斜めポート6本( $IN_4$ ,  $IN_5$ ), 特殊ポート20本(SL, V, NBI)のうち、溶接ベローズを用いないと構造解がないSLポートおよびポートの剛性が非常に高くポート自身のたわみで軸直角方向の相対変位を吸収することのできない大口径ポートのV, NBIポートの3種類のポートに関しては溶接ベローズを用いた前者の構造を採用し、その他のポートに関しては成形ベローズを用いた後者の構造を採用した。

成形ベローズは2つの比較的剛性の高いコンポーネントの間の相対変位を吸収する機械的絶縁のためのコンポーネントとして広く用いられている。またその強度評価は解析的にも数値計算の面からも数多く為されており、その中でも Kellogg 社の提唱する応力評価式<sup>3)</sup>が広く用いられており、軸方向や軸直角方向の強制変位による応力や真空力による応力が簡便に求められている。

一方、JT-60のポートに用いられる成形ベローズには、ポートに作用する振り電磁力に起因した振り荷重(強制的な振り角)が作用する。この振り荷重は従来の成形ベローズの設計では全く考えられなかった設計荷重であるため、JT-60のポートへの成形ベローズの使用に際しては、振り負荷に対する強度評価方法を確立する必要がある。そこで、実機相当の成形ベローズを用いて振り試験を行い、振り荷重の下での成形ベローズの挙動を調べるとともに、その結果を用いて振り荷重に対する成形ベローズの応力評価式を定めた。更に、振り疲労試験を行って応力評価法の妥当性を確認した。

本論文は、JT-60 真空容器のポートに用いられる成形ベローズの強度評価を、振り荷重に対する応力評価を中心にとまとめたものである。以下、第2章では、成形ベローズを使用する目的、実機成

形ペローズに作用する設計荷重，中でも振り角の評価について詳しく述べる。第3章では振り荷重に対する応力評価式を中心に，各種荷重に対する成形ペローズの応力評価方法と疲労評価方法をまとめる。ここで，真空力，軸方向強制変位等に対する応力評価は Kellogg 社の評価方法に従うものとするが，振り荷重に対しては第4章で述べる振り試験の結果より得られた応力評価式を用いている。第4章には，実機成形ペローズを用いた振り疲労試験の結果をまとめており，振り荷重に対する応力評価式の妥当性を検討している。第5章では，以上の強度評価法をもとに行った実機成形ペローズの強度評価結果をまとめる。



第1図 JT-60本体の鳥瞰図



第1表 JT-60 真空容器に設置されるポート一覧

位置	ポート名	U <sub>23</sub>	U <sub>4</sub>	U <sub>5</sub>	U <sub>6</sub>	U <sub>7</sub>	S <sub>1</sub>	S <sub>3</sub>	S <sub>4</sub>	T	IN <sub>2</sub>	RF	IN <sub>3</sub>	IN <sub>4</sub>	IN <sub>5</sub>	IRTV	SP	V	NBI	C	ML	SL	GM <sub>1</sub>	GM <sub>2</sub>	EB	GD <sub>1</sub>	GD <sub>2</sub>
P-1	上				D	D							D				D										
	下				D	D							D				D										
P-2	上	D	D	D	D								D														
	下	D	D	D	D								D														
P-3	上	D	C	D	D					D																	
	下	D	E	D	D					D																	
P-4	上	D	D	D	D								D														
	下	D	D	D	D								D														
P-5	上						D								D												
	下						D								D												
P-6	上	D	D	E	E																		G				
	下	D	D	E	E																		G				
P-7	上	E	C	E	E		D																				
	下	E	E	E	E		D																				
P-8	上	D	D	D	D								D														
	下	D	D	D	D								D														
P-9	上	E		D	D	D							D														
	下	E		D	D	D							D														
P-10	上									D												M	S				
	下									D												M	S				
P-11	上	D	D	D	D							R													G		
	下	E	D	D	D							R														G	
P-12	上	E	C	E	E																						
	下	E	E	E	E																						
P-13	上	D	E	E	E																						
	下	D	E	E	E																						
P-14	上	E	D	D	D		D																				
	下	E	D	D	D		D																				
P-15	上	E	C	E	E																			G			
	下	E	E	E	E																			G			
P-16	上	D	D	D	D																						
	下	D	D	D	D																						
P-17	上	D		D	D																						
	下	D	D	D	D																						
P-18	上	D	D	D	D							R															
	下	D	D	D	D						R																
ポート数		30	26	4	26	4	4	6	10	4	4	4	4	4	2	2	2	4	14	14	2	2	2	2	2	2	2

D: プラズマ計測用  
 E: 電磁気計測検出器用  
 C: コーディング用  
 N: 中性粒子入射加熱用  
 R: 高周波波動加熱用  
 V: 真空排気用  
 G: ガス注入・予備電離用  
 M: 可動リミタ用  
 S: 半固定リミタ用

## 2. 設 計 条 件

### 2.1 成形ベローズ使用の目的

真空容器に設置される各種ポートは、一端が真空容器本体の厚肉リングに溶接され、他端は外部の固定系に固定される。一方、真空容器本体は、ベーキング運転や高温運転時における熱膨張や外荷重による変位により、外部固定系との間に相対変位を生じる。

この真空容器本体と外部固定系との相対変位を吸収する方法として、第2図に示す様に真空容器本体と外部固定系との間のどこかにベローズを設置しポートの軸方向および軸直角方向の相対変位をこのベローズで吸収する設計(a)と、ポートの軸直角方向の相対変位はポート自身のたわみで吸収し軸方向の相対変位は真空容器本体と外部固定系との間に設置されたベローズで吸収する設計(b)の2つの構造解が考えられる。

前者の場合、ポートの視野の確保や他機器との干渉を考慮するとベローズの設置位置は第2図(a)に示す通り真空容器近傍とならざるを得ず、また、限られた狭い空間で3方向の大きな相対変位を吸収するためには溶接ベローズの使用が不可欠である。しかし、溶接ベローズの使用に対しては、振り負荷に対する強度的な信頼性が低く、真空容器の真空性能の劣化を引き起こす事も考えられる。また、板厚が薄いため、渦電流誘起時にアークの生じる可能性があり、プラズマからの入熱による溶損のおそれもある上に、装置組立後は溶接部位への接近が不可能であり、破損もしくは真空漏れが生じた場合には装置全体を分解しない限り修復は不可能となるため、可能な限り溶接ベローズの使用を避けることが望ましい。<sup>(2)</sup>

一方、後者の場合には、ポート付根に強制的な曲げ応力が働きポート自身の設計としては厳しくなるが、ベローズは軸方向相対変位のみを吸収するのであるから成形ベローズの使用が可能である。成形ベローズを用いた設計は溶接ベローズを用いた設計に比べて、

- ① 溶接線が短くなり、非破壊検査も容易であるため、溶接ヶ所の信頼性は高い。
- ② 設置される位置が上・下架台内の領域であるためプラズマ領域から遠く（プラズマ赤道面から約3.8 m）、プラズマとの相互作用が無視できる。従って、成形ベローズ自身を流れる渦電流はほぼ零であり、またプラズマからの入熱も無視し得るものと思われる。
- ③ 表面積が比較的小さく抑え得るため、真空容器の真空性能を劣化させる様な悪い影響は与えない。
- ④ 装置完成後も成形ベローズ部位への接近が可能であるため、破損もしくは真空漏れが生じた場合には修復もしくは交換が可能である。

など利点が多い。

最終設計では、ベローズが必要とされるプラズマ計測用垂直ポート（ $U_3$ ・23本、 $U_4$ ・20本、 $U_5$ ・4本、 $U_6$ ・16本）、プラズマ計測用斜めポート（ $IN_4$ ・4本、 $IN_5$ ・2本）、真空排気用ポート（ $V$ ・4本）、中性粒子入射加熱用ポート（ $NBI$ ・14本）、半固定リミタ挿入ポート（ $SL$ ・2本）のうち、溶接ベローズを用いないと構造解がない $SL$ ポートおよびポートの剛性が高いため第2図(b)の構造を採ると強制変位によるポート付根の応力が許容値を越える可能性のある $V$ および $NBI$

ポートの3種類のポートについてのみ溶接ベローズを用いた第2図(a)の構造を採用するものとし、残りのプラズマ計測用  $U_{23}$ ,  $U_4$ ,  $U_5$ ,  $U_6$ ,  $IN_4$ ,  $IN_5$  ポートは、成形ベローズを用いた第2図(b)の構造を採用するものとした。

なお、第2.3節に示す通り、第2図(b)の設計においてもポートを介して成形ベローズには振り荷重が作用するが、溶接ベローズと同様に、成形ベローズも振り荷重の下での使用実績が非常に少いため、設計には注意を要する。本成形ベローズの設計に際しては、第4章に記す振り疲労試験を行い、振り疲労強度の確証を行っている。

## 2.2 設計荷重

成形ベローズに作用する荷重は、真空容器と上・下架台との相対変位によるポート軸方向強制変位、真空容器の熱変位によるポートの軸直角方向変位に伴うベローズ端部の傾き、内部真空による真空力およびポートの捩れ変形に伴う振り負荷がある。各種のポート用成形ベローズに作用する設計荷重を第2表にまとめる。

真空容器と上・下架台との間に相対変位  $\delta$  が生じる要因としては、主に下記3項目が挙げられる。

- ① 真空容器のベーキング時 (500℃) および高温運転時 (400℃) におけるポート軸方向の熱膨張、およびポートのベーキング時 (250℃) の熱膨張
- ② 電磁力による真空容器のポート軸方向変位
- ③ 地震時における真空容器のポート軸方向変位

真空容器の熱膨張は安全側に520℃の値を用い、ポートの熱膨張と合成した値を第2表中の  $\delta_v$  で示す。これらの値は、真空容器の強度・構造設計<sup>(4)</sup> およびポートの強度・構造設計<sup>(5)</sup> において得られたものである。

電磁力による真空容器の変形  $\delta_f$  は、JT-60本体の仕様<sup>(6)</sup> に定めるプラズマ立ち上げ(着火)、同(不着火)、プラズマ消滅(時定数50msec)、同(時定数1msec)の計4つのプラズマ挙動をもとに求められている。ここで、前三者は通常運転時に考慮すべき電磁力であり、その中ではプラズマ立ち上げ(不着火)が最も厳しい条件であるので三者を代表させるものとし、第2表中に  $\delta_{f2}$  として示す。プラズマ消滅(時定数1msec)は異常運転モードであり、第2表中に  $\delta_{f1}$  で示す。

JT-60本体の仕様で定める運転時地震力は、90gal(発生頻度は2回/年)、70gal(3回/年)、50gal(5回/年)、30gal(10回/年)の4つが考慮されているが、成形ベローズの設計では全てを代表させて90galの地震力における変位値を設計荷重として与える。真空容器本体の耐震設計<sup>(7)</sup> より得られた地震時における成形ベローズの強制変位量を  $\delta_e$  として第2表に示す。

ベーキングおよび高温運転時の真空容器のポート軸直角方向熱変位により、真空容器に一端が溶接にて固定されているポートも同様の軸直角方向変位を行う。一方、ポートの他端は第3図に示す通り上・下架台に固定されている(自由支持状態)ためポートにたわみが生じ、結果的に成形ベローズに強制的な傾き角が作用する。この傾き角  $\alpha$  は、一端固定・他端自由支持の梁と考える事により  $\alpha = 3\delta / 2\ell$  で求める事ができる。ここで、 $\delta$  は真空容器のポート軸直角方向熱変位量であり  $\ell$  はポート長さである。

成形ベローズには、上記以外にも内部真空による真空力  $P$  およびポートの捩れ変形に伴う強制的な振り角  $\theta$  が作用するが、後者に関しては次節で述べる。

第3表には、第2表に示した設計荷重の繰返し数をまとめる。通常運転時に含まれるプラズマ立ち上げ（着火）、同（不着火）およびプラズマ消滅（時定数50 msec）の作用回数が、各々運転回数の95%、5%および20%であるため総繰返し数は運転回数の120%となり、最大定格運転（運転回数 $5 \times 10^4$ 回）で $6 \times 10^4$ 回となる。また同様に50%定格運転（運転回数 $1.5 \times 10^5$ 回）時の電磁力作用回数は $1.8 \times 10^5$ 回となる。

プラズマ消滅（時定数1 msec）の場合、荷重の時定数が真空容器の固有周期に比較的近く動的応答が顕著であるため<sup>(8)</sup>、繰返し数を運転回数だけとするのでは安全側の疲労評価とならない。ここでは、1回のパルスの電磁力による応答として1回のパルス応答とその応答振幅に換算して9回の自由減衰振動を考慮し、計10回の動的応答を受けるものとする<sup>(9)</sup>。従って、電磁力の作用回数は $10^4$ 回とする。

寿命中における地震動の発生回数は、前記の通り4つの地震力を全て90 gal で代表させていることから、本体の寿命10年を考慮すると20回/年 $\times$ 10年より200回となる。また、1回の地震動によって真空容器の受ける振動回数は、地震動に対する真空容器系の固有振動数8 Hz と地震動継続時間10秒を考慮して80回とし、これを各々の発生回数に乗じる事により $1.6 \times 10^4$ 回の総繰返し数を得る。

### 2.3 振り角の評価

成形ベローズには、電磁力によるポートの捩れ変形およびトラス中心軸まわりの架台の面内回転による強制的な捩り変形が作用する。電磁力が作用する場合として、前節に示したプラズマ立ち上げおよび消滅の4つのプラズマ挙動があるが、プラズマ消滅（時定数1 msec）時以外の電磁力は非常に小さいので設計荷重から除外する。

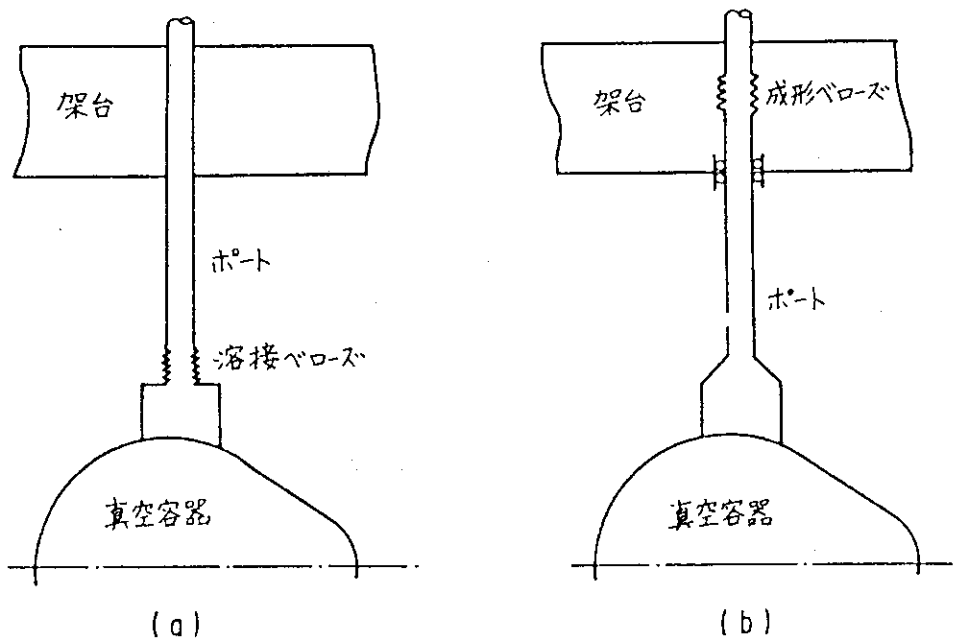
ポートに作用する電磁力の模式図を第4図に示す。プラズマ消滅時には、プラズマが作るポロイダル磁場  $B_p$  に急激な変化が生じ、この磁場と直交するポートに渦電流  $i$  が誘起される。この渦電流が強力なトロイダル磁場  $B_t$  を横切ることにより  $i \times B_t$  なる大きさの体積力  $F$  がポートに作用し、この力が全体としてポートを捩るトルク  $T$  となる。トロイダル磁場は、第5図に示す様なポート軸方向の分布を有しているため、捩りトルク  $T$  の分布も同様となる。第4表には、成形ベローズの設置される各種ポートの主要諸元および各々のポートに作用する渦電流、捩りトルク値がまとめられている。

第5図のトロイダル磁場分布からもわかる様に、捩り電磁力はポートの基部近傍で作用するが、これによりポート先端（すなわち成形ベローズとの結合部）でどの程度の捩り変形が生じるかを3次元のFEM計算により求めた。ポート管の剛性に比べて成形ベローズの剛性は低いため、成形ベローズの挙動はポート管に左右されると思われ、ポート管単独で求められた先端の捩り変形（捩り角）が成形ベローズの強制捩り変形条件となる。

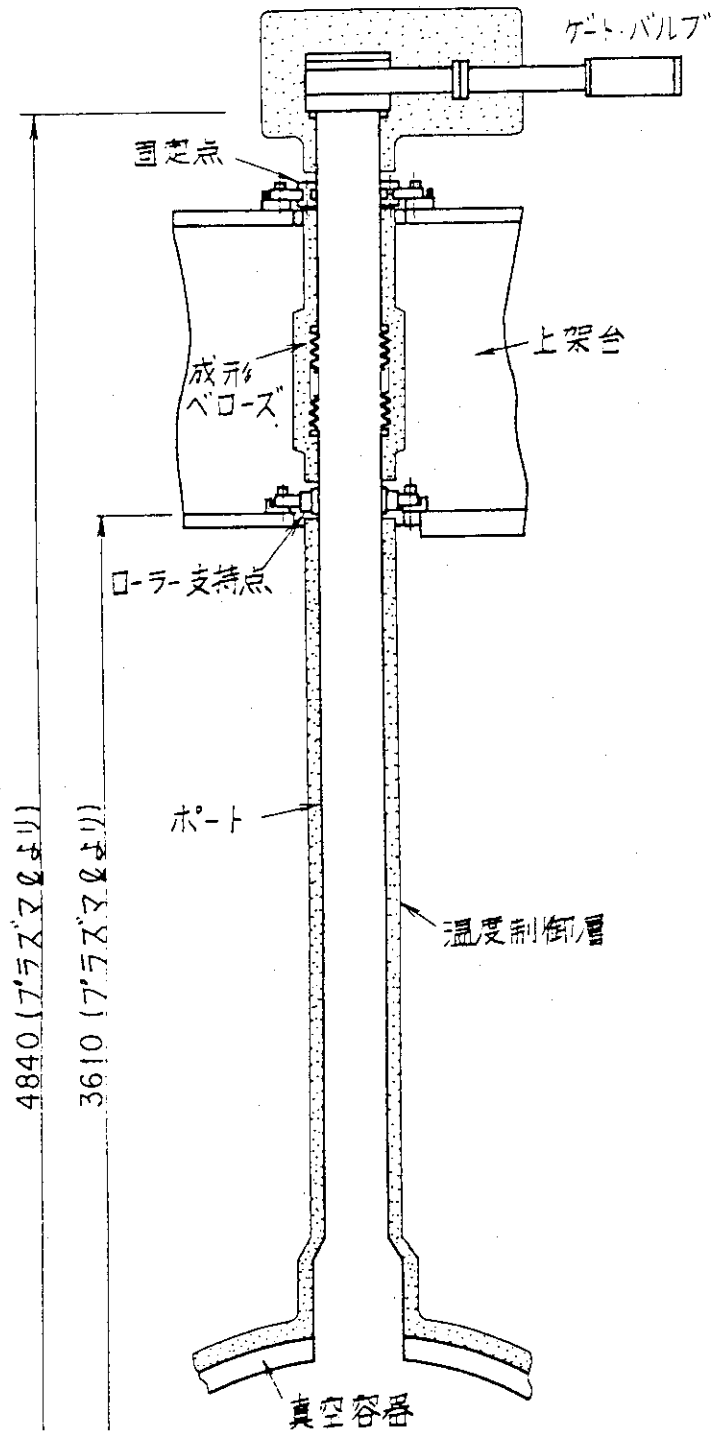
ポートの捩り変形の静解析は  $U_{23}$ 、 $U_4$ 、 $U_6$  および  $IN_4$  ポートについて行った。第6図に、解析に用いたFEMモデルの一例（ $U_4$  ポート）を破線で示す。モデルはシェル要素から成り、構造及び荷重の対称性によりポート断面を半分に合理化している。モデルの真空容器側の節点は全て固定条件であり、また対称面の節点はX、Z方向の変位およびY軸まわりの回転が拘束されている。なお、 $U_6$  および  $IN_6$  ポートは  $U_4$  ポートと同一形状であるため、 $U_4$  ポートの解析値を渦電流値の比で補正して用いるものとする。

第6図の実線は、U<sub>4</sub>ポートに振りトルクが作用した場合の変形状況を示す。この変形状況は静解析で得られたものであるが、荷重の時定数が非常に短く動的応答が無視できないと思われるため、静解析で得られた捩れ角の値を1.75倍することにより、1回のパルス外力に対する動的応答を最大限に評価する。<sup>(10)</sup>

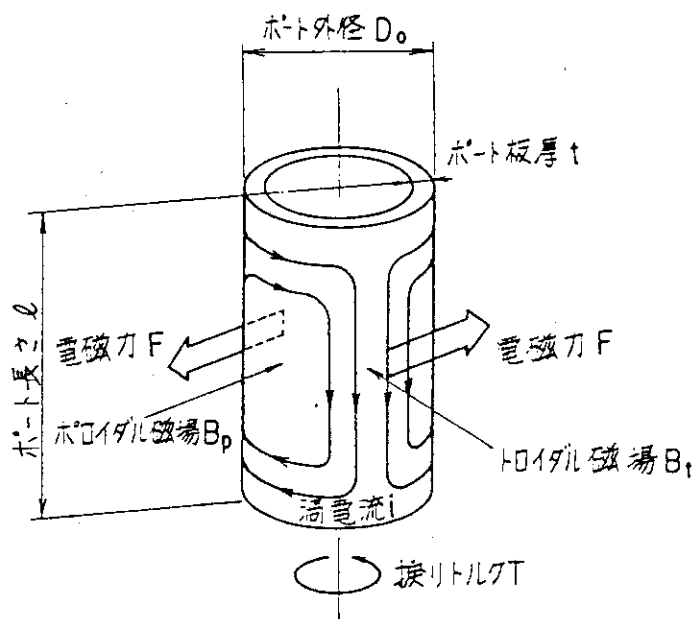
第5表には本FEM計算で得られたポート先端の捩れ角 $\theta_0$ をまとめる。この値は、長さ $l$ 、断面二次モーメント $I_p$ 、横弾性係数 $G$ の単純な梁モデルの一端に振りトルク $T$ を与えた場合の捩れ角 $\theta = lT/GI_p$ に比べて概略1/3程度となる。これはポート自身の断面剛性が捩りトルクに比べて小さく、電磁力の分布によりポートの面内の断面変形が生じるためである。第5表には、併せて電磁力によるトーラス中心軸まわりの架台の面内回転角 $\theta_s$ も示されている。本数値は架台の強度・構造設計<sup>(11)</sup>において得られたものである。以上より、各ポート先端の総捩れ角 $\theta$ は高さ $3.83 \times 10^{-3}$  radであるが、安全率1.8を乗じて0.007 radを全ての成形ベローズの設計条件とする。



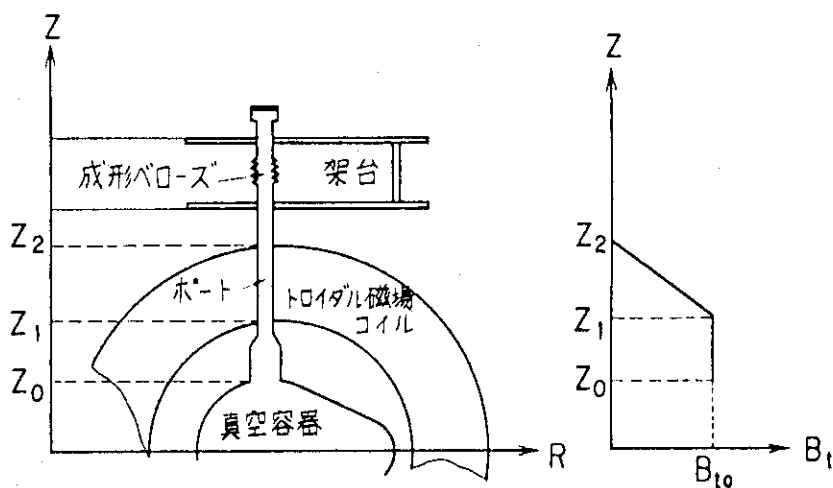
第2図 ポート構造案



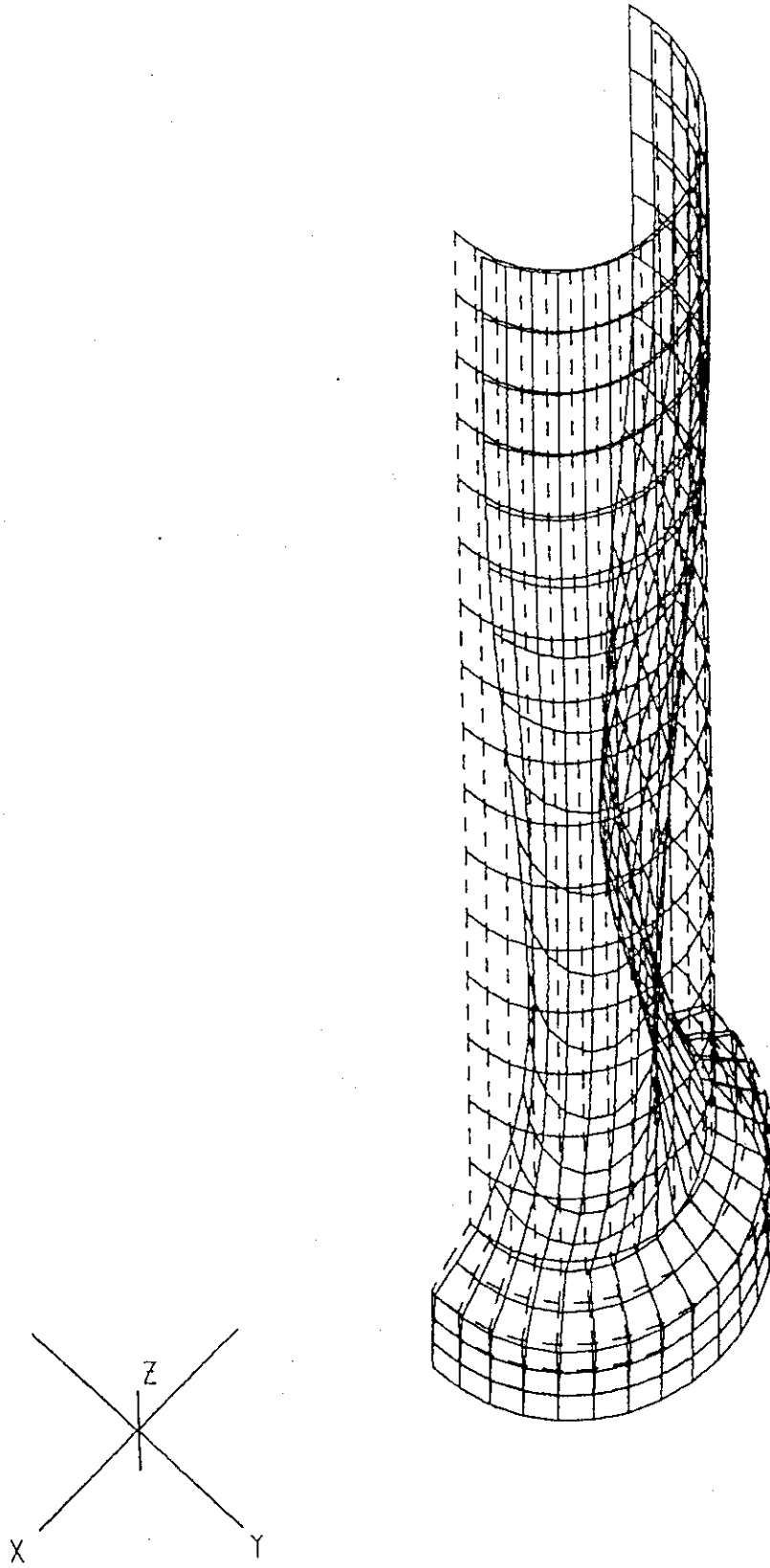
第3図 ポート構造図



第4図 ポートに作用する振り電磁力の模式図



第5図 トロイダル磁場強さのポート軸方向分布



第6図 U<sub>4</sub>ポートの振り変形図



第2表 ポート用成形ベローズの設計荷重

ポート名	軸方向強制変位量 $\delta$ (mm)				端部の傾き $\alpha$ (rad)	振り角 $\theta$ (rad)	外圧 P (kg/mm <sup>2</sup> )
	電磁力 $\delta_f$		熱膨張 $\delta_v$	地震 $\delta_e$			
	1 msec 消滅 $\delta_{f1}$	2段立上げ $\delta_{f2}$					
U <sub>23</sub>	±2	±2	26	±5	0.04	0.007	0.01
U <sub>4</sub>	±4	±3	24	±5	0.04	0.007	0.01
U <sub>5</sub>	±5	±4	22	±5	0.03	0.007	0.01
U <sub>6</sub>	±7	±5	24	±5	0.04	0.007	0.01
IN <sub>5</sub>	±6	±4	26	±5	0.03	0.007	0.01
IN <sub>4</sub>	±6	±4	24	±5	0.03	0.007	0.01

第3表 各運転モードの仕様繰返し数

運 転 モ ー ド	仕様繰返し数 $n_i$
熱サイクル	200
通常運転時の電磁力	$6 \times 10^4$
異常運転時の電磁力	$1 \times 10^4$
地震	$1.6 \times 10^4$
50%定格運転時の電磁力	$1.8 \times 10^5$

第4表 各種ポートの主要諸元と渦電流、トルク値

ポ ー ト 名	$U_{23}$	$U_4$	$U_5$	$U_6$	$IN_4$	$IN_5$
外径 $d_o$ (mm)	130×80	200	140	140	80	140
板厚 $t$ (mm)	5	5	5	5	5	5
長さ $l$ (mm)	1800	1500	1600	1600	1800	1500
水平面との角 (°)	90	90	90	90	75	107.5
ポロイダル磁場強さ $B_p$ (T)	0.40	0.40	0.40	0.35	0.40	0.30
渦電流 $i$ (KA)	5.8	19.5	10.5	9.2	3.8	7.8
トルク $T$ (kg·mm)	$3.3 \times 10^5$	$1.9 \times 10^6$	$7.4 \times 10^5$	$5.9 \times 10^5$	$1.7 \times 10^5$	$4.4 \times 10^5$

第5表 ポート先端の振れ角

ポート名	静解析による振れ角 $\theta_o$ (rad)	動的応答倍率 $\beta$	架台の振れ角 $\theta_s$ (rad)	総振れ角 $\theta$ $\theta = \beta \theta_o + \theta_s$ (rad)
$U_{23}$	$1.90 \times 10^{-3}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$3.83 \times 10^{-3}$
$U_4$	$1.17 \times 10^{-3}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$2.55 \times 10^{-3}$
$U_5$ *	$1.14 \times 10^{-3}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$2.50 \times 10^{-3}$
$U_6$	$9.94 \times 10^{-3}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$2.24 \times 10^{-3}$
$IN_4$	$1.81 \times 10^{-3}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$3.67 \times 10^{-3}$
$IN_5$ *	$8.44 \times 10^{-4}$	1.75	$0.5 \times 10^{-3}$	$1.98 \times 10^{-3}$

\*  $U_6$  ポートの数値を渦電流値の比で補正

### 3. 強度評価式

#### 3.1 振り応力評価式

第4章でみる様に、振り荷重による座屈現象が生じないと仮定して、振り荷重は全てペローズの剪断剛性で吸収されるものとして応力評価式を定める。

ペローズの各半山を中空円板とみなし、この中空円板の内・外周に振り荷重が作用する場合の振り量を求める。計算に用いる成形ペローズの形状及び記号を第7図に示す。この中空円板に振りトルク  $T$  が作用する場合、半径  $x$  なる面に作用する 断応力  $\tau$  は、

$$\tau = \frac{T}{2\pi x^2 t} \quad (1)$$

で与えられる。従って、微小幅  $dx$  における周方向捩れ量  $d\Delta\theta$  は、ペローズの横弾性係数を  $G$  とすると

$$d\Delta\theta = \frac{\tau}{G} dx$$

で示され、中空円板の内・外周での周方向捩れ量  $\Delta\theta$  は

$$\Delta\theta = \int_{R_i}^{R_o} \frac{\tau}{G} dx = \frac{T}{2\pi G t} \left( \frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_o} \right)$$

となる。ペローズの山数を  $n$  とすると、ペローズ全体での捩れ量は  $2n\Delta\theta$  で求められるから、ペローズ全体の捩れ角  $\theta$  は次式から求められる。

$$\theta = \frac{2n\Delta\theta}{R_o} = \frac{nT}{\pi G t R_o} \left( \frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_o} \right) \quad (2)$$

(1), (2)式より、振りによる剪断応力は最内周部で次式に示される最大値  $\tau_\theta$  をとる。

$$\tau_\theta = \frac{G\theta}{2nK(1-K)} \quad (3)$$

但し、ここで  $K$  は  $K = R_i / R_o$  で定義される。

### 3.2 その他の発生応力評価式

真空力による発生応力、軸方向伸縮による発生応力および端部の傾きによる発生応力は原則的に Kellogg 社の提唱する応力評価式に従って評価を行う。

真空力による発生応力  $\sigma_P$  は、大気圧を  $P$  とおくと

$$\sigma_P = \frac{P h^2}{2 t^2} \quad (4)$$

で求められる。

軸方向伸縮による発生応力  $\sigma_\delta$  は、軸方向伸縮量を  $\delta$  とすると、

$$\sigma_\delta = \frac{3 E t}{4 s^{0.5} h^{1.5} n} \delta \quad (5)$$

で求められる。ここで第 2.2 節で記した通り、軸方向伸縮量としては電磁力による真空容器の変位  $\delta_f$ 、地震時の真空容器の変位  $\delta_e$ 、高温運転に伴う真空容器とポートの熱膨張  $\delta_v$  および成形ベローズの熱膨張  $\delta_b$  が含まれる。

ベローズ端部の傾き角を  $\alpha$  とすると、ベローズ一山当たりの傾き角  $\alpha_0$  は  $\alpha/n$  で与えられる。この傾き角は、第 8 図に示す様に各山の軸方向伸縮量  $\delta_\alpha$  と

$$\delta_\alpha = \frac{D_0}{2} \sin \alpha_0 \quad (6)$$

なる関係があるから、端部の傾き角  $\alpha$  による発生応力は各山の軸方向伸縮応力  $\sigma_\alpha$  として

$$\sigma_\alpha = \frac{3 E t}{4 s^{0.5} h^{1.5} t} \delta_\alpha \quad (7)$$

で求められる。

### 3.3 疲労評価法

疲労評価においては、先ず前節で記した各応力算出式によりみかけの発生応力の算出を行ってから、この応力値をもとにみかけの平均応力およびみかけの応力振幅を求める。この平均応力と応力振幅よりみかけの両振等価応力振幅を求め、更に両振等価応力振幅より Kellogg 社の提唱する評価式に従って疲労寿命の予測を行うという手法をとった。

平均応力  $\sigma_m$  と応力振幅  $\sigma_a$  は、第 3 表に示した各荷重サイクルに対して次式のように定められる。

$$\sigma_m = \begin{cases} \sigma_p + \sigma_\delta = \delta_b & \text{(熱サイクル)} \\ \sigma_p + \sigma_\delta = \delta_v + \sigma_\alpha & \text{(通常運転)} \\ \sigma_p + \sigma_\delta = \delta_v + \delta_b + \sigma_\alpha & \text{(異常運転)} \\ \sqrt{(\sigma_p + \sigma_\delta = \delta_v + \delta_{f2} + \sigma_\alpha)^2 + 4\tau_\theta^2} & \text{(地震)} \end{cases} \quad (8)$$

$$\sigma_a = \begin{cases} \sigma_\delta = \delta_v + \delta_b + \sigma_\alpha & \text{(熱サイクル)} \\ \sqrt{\sigma_\delta = \delta_{f2} + 4\tau_\theta^2} & \text{(通常運転)} \\ \sqrt{\sigma_\delta = \delta_{f1} + 4\tau_\theta^2} & \text{(異常運転)} \\ \sigma_e & \text{(地震)} \end{cases} \quad (9)$$

これらのみかけの平均応力と応力振幅を修正 Goodman 線図に適用する事により、みかけの両振等価応力振幅  $\sigma_{eq}$  は、

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_u}} \quad (10)$$

で求められる。従って、疲労寿命Nは、Kellogg社の提唱する評価式により

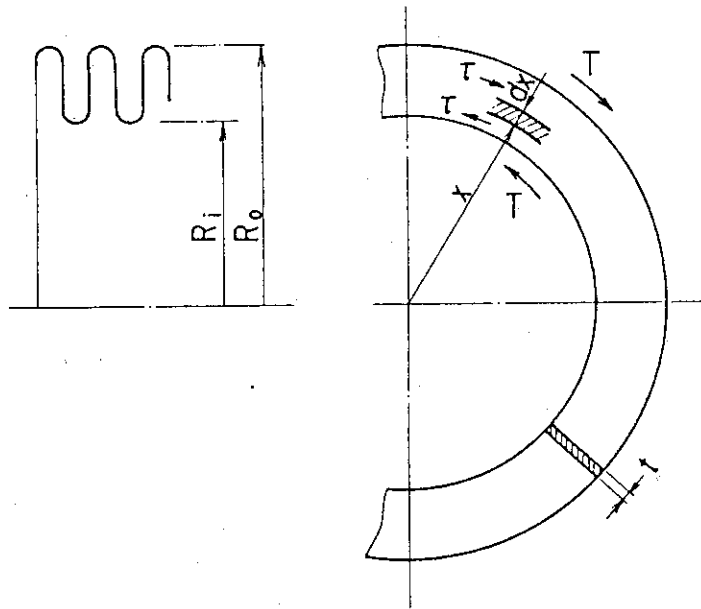
$$N = \left( \frac{1125}{\sigma_{eq}} \right)^{3.5} \quad (11)$$

で求められる。ある荷重サイクルに対する疲労寿命を  $N_i$ 、仕様繰返し数を  $n_i$  とすると、疲労損傷率  $U_i$ 、累積疲労損傷率Uおよび安全係数  $S_f$  は次式で定義される。

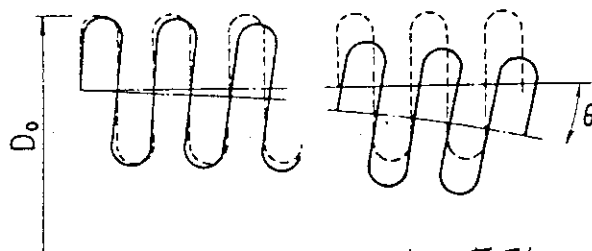
$$U_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (12)$$

$$U = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (13)$$

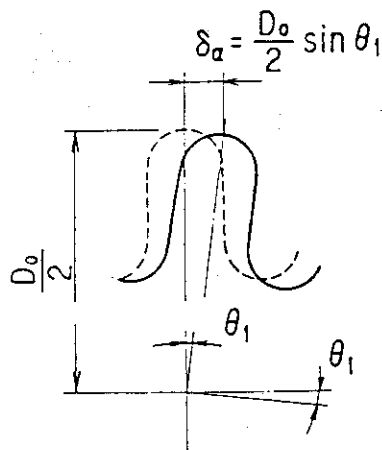
$$S_f = 1 / \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (14)$$



第7図 剪断応力算出モデル



(a) ベローズ全体の变形



(b) ベローズ1山の变形

第8図 端部の傾きによるベローズの变形

## 4. 振り疲労試験

### 4.1 試験条件

第3章に記した振り疲労評価方法は、振り負荷による成形ペローズの発生応力を全て剪断応力として評価するという仮定を含んでいるため、その妥当性を検討する必要がある。ここでは、先ず実機相当の成形ペローズを用いてばね定数測定試験を行い、振り荷重の下での成形ペローズの挙動を検討し、更に振り疲労試験を行って疲労評価手法の妥当性を確認した。

ばね定数測定試験は、第6表に示すNo.3ペローズを用いて行い、振り荷重に対するばね特性試験により振り荷重の下での成形ペローズの挙動を調べた。

振り疲労試験は、第6表に主要諸元をまとめる3個の成形ペローズを用いて行なった。供試用ペローズは実機と同一材料である SUS 316L 製であり、U<sub>1</sub>ポート用ペローズと同一寸法を有している。第9図には振り疲労試験機に取り付けられた供試用成形ペローズ (No.3) を示し、第10図には振り疲労試験機の全景を示す。

振り疲労試験供試用ペローズの荷重条件を第7表にまとめる。試験温度は全て常温であり、No.1ペローズでは、オフセットを伴う伸縮サイクルを繰返した後、オフセットを伴う振り荷重サイクルを繰返し、最後にオフセットを伴う伸縮+振り荷重のサイクルを繰返して破断に至っている。No.2ペローズは、オフセットを伴う伸縮+振り荷重のサイクルを破断に至るまで繰返している。また、No.3ペローズでは、オフセットを伴う伸縮サイクルとオフセットを伴う伸縮+振り荷重サイクルを繰返して破断に至っている。いずれのペローズも内部が真空状態 ( $< 10^{-2}$  Torr) にひかれており、真空の破断をもってペローズの破損を確認した。

### 4.2 疲労評価

疲労試験に先立って行なわれた振り荷重に対するばね定数測定試験の結果を第11図に示す。ばね特性は3回のサイクルで測定されたが、いずれのサイクルにおいても振り角が10分以内では振りトルクと振り角の間にはば線形性がある。振り角が10分を上回ると、振りトルクと振り角との間の線形性がくずれ、振りトルクの増加に伴い振り角も急激に増加する。1回目および2回目のサイクルは振り角が最大で30分であり、振りサイクルによるヒステリシスは見い出されないが、3回目のサイクルにおいて40分まで振り角を増すと、振りトルクを除去しても塑性歪が残ることがわかる。

第12図から第16図には、振り荷重に対する成形ペローズの変形状況を示す。第12図は振り角が10分の場合のペローズの変形状況を示しており、外見上の変化は見られない。第13図は振り角が30分の場合の変形状況であり、溶接ペローズの場合と同様の座屈現象が見られる。<sup>12)</sup>すなわち、ペローズの軸心がスパイラル状に振れ、軸心に垂直な各山が面外逃げを起し、各山の開きによって振れ量を吸収していることがわかる。第14図は第13図の一部を拡大してみたもので、ペローズ各山の面外の逃げと、軸方向の山の疎密が見られる。更に振り角を増して40分になると、第15図からもわかる様にスパイラル状の面外座屈が更に顕著になり、一部を拡大した第16図においても、各山

の面外逃げと軸方向の山の疎密が顕著になっている。

第11図のばね特性および第12図から第16図に示す変形状況より、試験供試ベローズは振り角10分近傍に座屈限界振り角を有し、これを越えた振り角をベローズに与えると、ベローズは容易に座屈し、軸心がスパイラル状に振れ、軸心に垂直な各山が面外逃げを起こし、各山の開き（従って各山の曲げ歪）により振り量を吸収するものと思われる。また、振り角が座屈限界振り角を下回る場合には座屈現象は起こらず、各山の剪断歪により振れ量は吸収されるものと判断される。従って、座屈限界振り角以下の振り角の場合には第3.1節で示した剪断応力評価式が応力評価法として妥当と思われる。一方、座屈限界振り角を越える振り角を与えた場合には、各山の開きによる曲げ応力と剪断応力との両者が作用する応力場となり、剪断応力評価式は物理的には有効性を失う。しかし、座屈状態にあるベローズの厳密な応力評価を行うことは、異方性板の大変形問題に帰着し取り扱いが困難である。本疲労評価では、ベローズの設計振り角が座屈限界振り角を上回るものの座屈限界振り角近傍の微小角である点と、座屈限界振り角を大幅に上回らない場合には剪断歪のみで振り量を吸収する場合の方が剪断歪と曲げ歪で振り量を吸収する場合より定性的には強度的に厳しいと予想される点の2点により、剪断応力評価式が設計的に有効性があるか否かの検討を振り疲労試験により行うものとする。

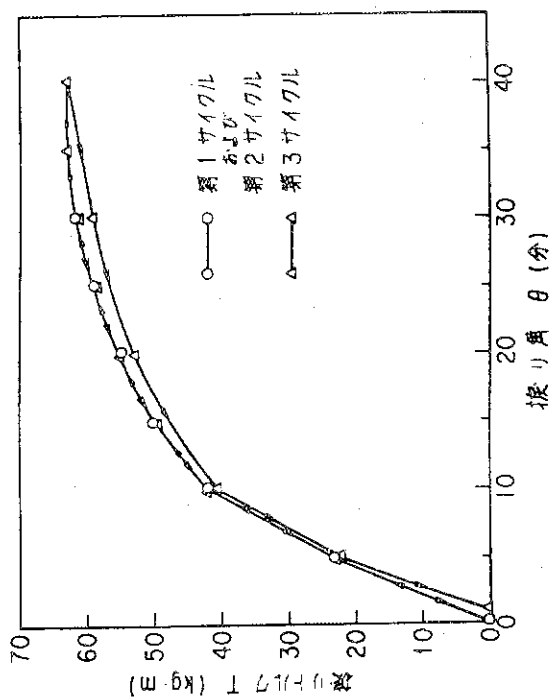
なお、第11図のばね特性曲線から、供試ベローズの振り剛性値  $1.44 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{rad}$  が得られるが、この値は第(2)式から得られる座屈を起こさない場合の振り剛性値  $G I_p = 1.36 \times 10^7 \text{ kg} \cdot \text{mm}/\text{rad}$  と良い一致を示す。

振り疲労試験供試用ベローズは、第7表にまとめた荷重条件の下で、同じく第8表に示した繰返し回数で破断に至った。供試ベローズが受けた累積疲労損傷率を、第3章に示した疲労評価手法に従って評価する。第8表には各ベローズ、各荷重サイクル毎に行った累積疲労損傷率の評価をまとめる。No.1, 2および3の供試ベローズは、各々累積疲労損傷率が6.43, 5.90および2.98の時点で破断に至っている。累積疲労損傷率が1以上で破断しているのは、試験条件に対する供試ベローズの許容繰返し数の過少評価、即ち発生応力の過大評価に依るものである。これは、成形ベローズの伸縮応力および真空力による応力評価が確立されている点や、振り荷重に対する発生応力の評価はベローズが座屈しない条件の下で行っているがNo.1, 2, 3のいずれの供試ベローズも試験条件の下では振り座屈を起こしている点を考慮すると、振り荷重による発生応力の過大評価に起因するものと思われる。また、本疲労試験の範囲内では、この評価はファクタ3程度以上の安全側の評価となっている。

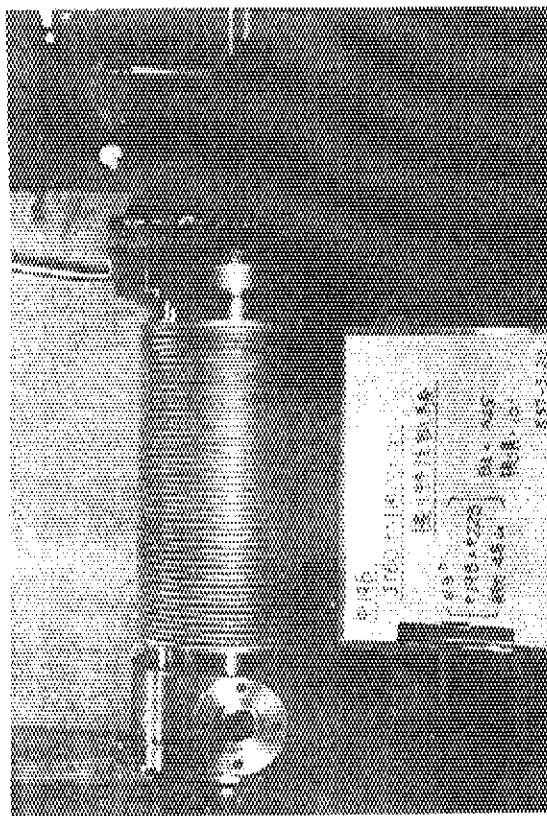
以上より、設計振り角がベローズの座屈限界振り角を大きく上回らない場合には、第3章に示した剪断応力評価式およびそれをを用いた疲労評価方法は十分な安全裕度を持って設計に適用できるものと思われる。

なお、振り角が座屈限界振り角を大幅に上回る場合には、座屈による大変形が一部の山に集中し局部的な曲げ応力が大きくなるため、ベローズの小周方向全周の剪断応力で振り荷重を吸収する場合より応力的に厳しくなるものと予想される。この場合には、剪断応力評価式にかわる応力評価式を用いて強度評価を行う必要があるが、それには座屈大変形後の成形ベローズの挙動をより詳細に解析する必要があるものと思われる。

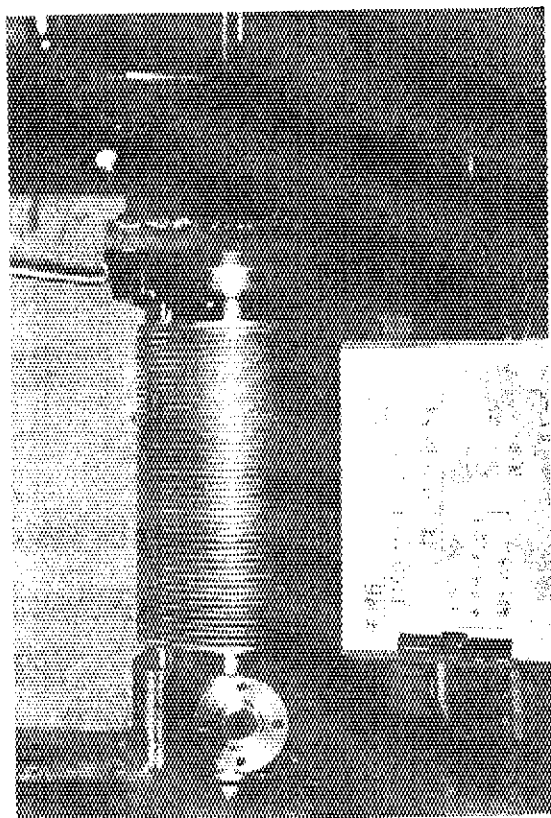




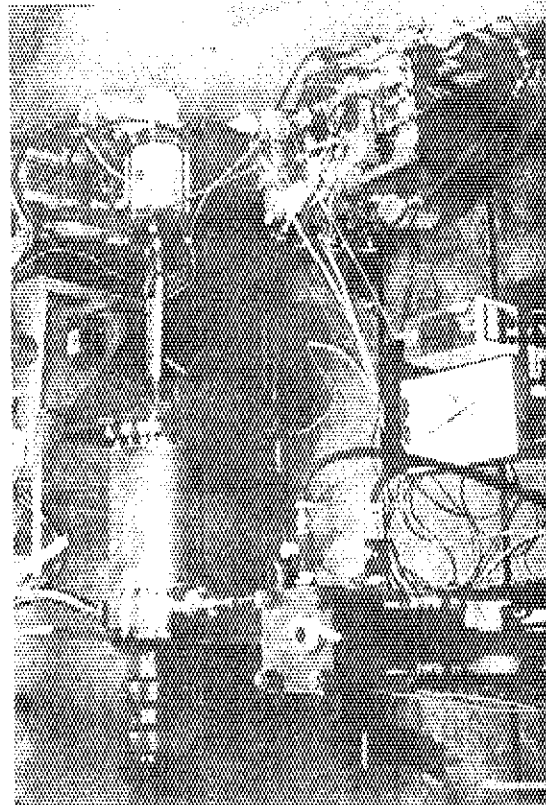
第11図 No.3供試ベローズのはね特性



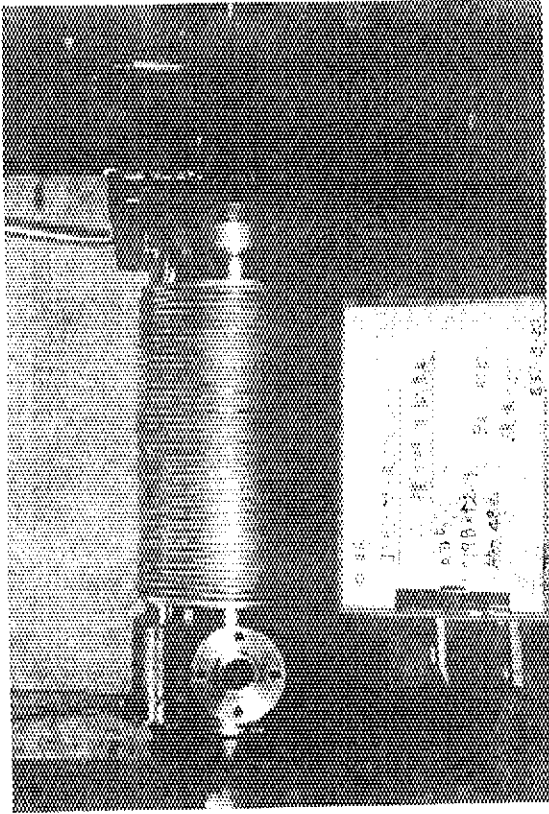
第12図 成形ベローズの振り変形状況 (振り角10分)



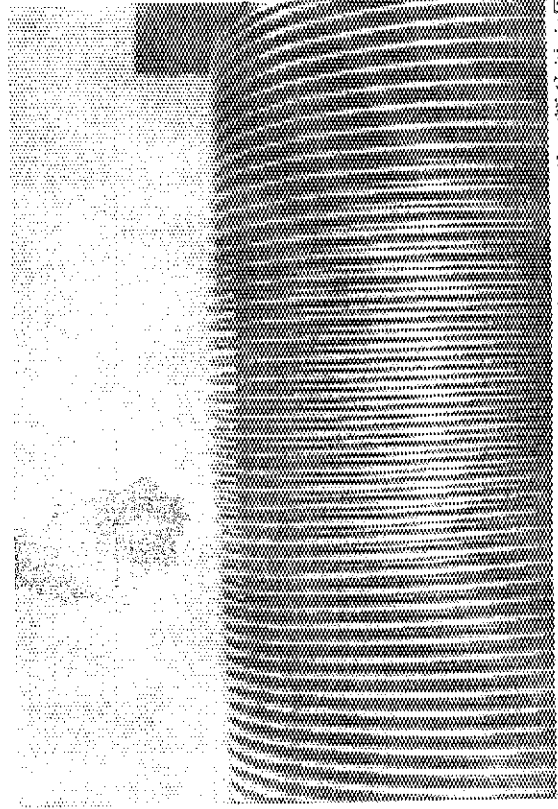
第9図 振り疲労試験供試ベローズ (No.3)



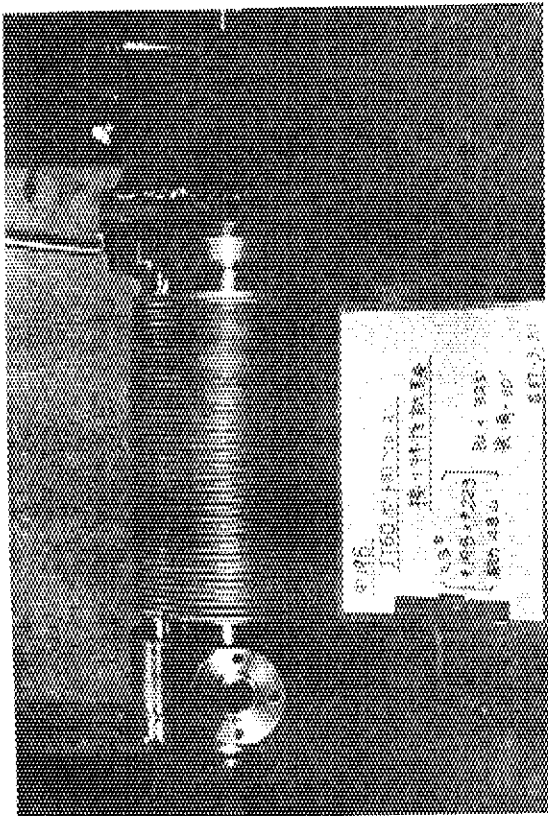
第10図 振り疲労試験状況



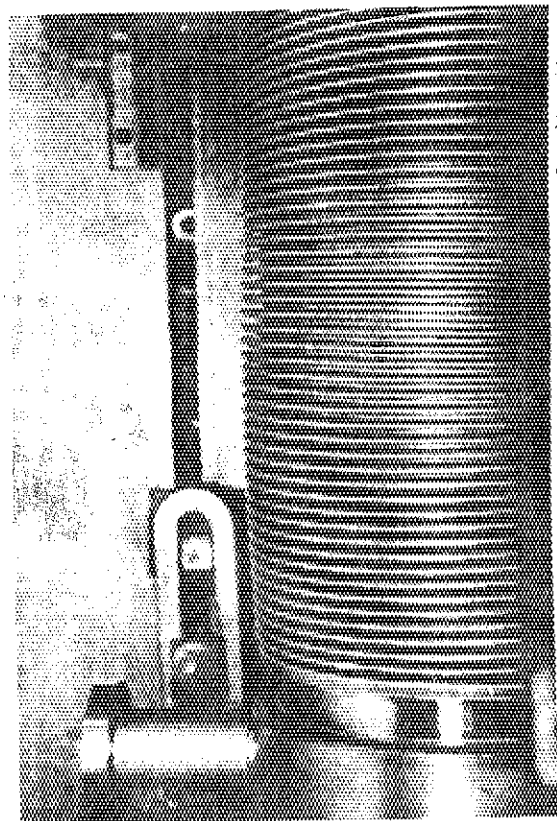
第15図 成形ベロースの振り変形状況 (振り角40分)



第16図 成形ベロースの振り変形状況 (振り角40分, 部分拡大図)



第13図 成形ベロースの振り変形状況 (振り角30分)



第14図 成形ベロースの振り変形状況 (振り角30分, 部分拡大図)

第6表 振り疲労試験供試用成形ベローズの主要諸元

No.	内径 $D_i$ (mm)	外径 $D_o$ (mm)	板厚 $t$ (mm)	ピッチ $p$ (mm)	山高さ $h$ (mm)	山数 $n$	材 質
1	196	225	0.3	10	14.2	32	SUS 316L
2	196	225	0.3	10	14.2	32	SUS 316L
3	198	223	0.3	6.6	12.2	48	SUS 316L

第7表 振り疲労試験の荷重条件

ベローズ No.	サイクル No.	軸方向平 均変位 $D_m$ (mm)	軸方向変 位振 幅 $D_a$ (mm)	端部の 傾き角 $\alpha$ (rad)	振り角 $\theta$ (rad)	外 圧 $P$ (kg/mm <sup>2</sup> )	繰返し数 $n$
1	1	16	26	0	0	0.01	$7.60 \times 10^2$
	2	10	0	0	0.007	0.01	$2.15 \times 10^5$
	3	16	26	0	0.008	0.01	$*7.80 \times 10^4$
2	1	15	25	0	0.025	0.01	$*1.42 \times 10^4$
3	1	12	18	0	0	0.01	$3.01 \times 10^2$
	2	4	12	0	0.008	0.01	$1.62 \times 10^5$
	3	10	26	0	0	0.01	$1.60 \times 10^5$
	4	16	0	0	0.008	0.01	$*1.60 \times 10^5$

\* この時点で破損したことを意味する。

第8表 振り疲労試験供試ペロローズの疲労評価

ペロローズ No.	サイクル No.	平均応力 $\sigma_m$ (kg/mm <sup>2</sup> )	応力振幅 $\sigma_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )	両振等価応力振幅 $\sigma_{eq}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	許容繰返し数 $N_i$	繰返し数 $n_i$	疲労損傷率 $U_i = n_i / N_i$	累積疲労損傷率 $U = \sum U_i$
1	1	28.4	28.0	66.5	$1.99 \times 10^4$	$7.60 \times 10^2$	$3.82 \times 10^{-2}$	6.43
	2	22.0	13.0	23.6	$7.53 \times 10^5$	$2.15 \times 10^5$	$2.85 \times 10^{-1}$	
	3	28.4	31.7	75.5	$1.28 \times 10^4$	$7.80 \times 10^4$	6.11	
2	1	27.3	53.8	121.7	$2.41 \times 10^3$	$1.42 \times 10^4$	5.90	5.90
	1	21.6	20.0	35.8	$1.75 \times 10^5$	$3.01 \times 10^2$	$1.72 \times 10^{-3}$	
3	2	12.7	17.5	23.7	$7.38 \times 10^5$	$1.62 \times 10^5$	$2.20 \times 10^{-1}$	2.98
	3	19.4	28.9	47.8	$6.34 \times 10^4$	$1.60 \times 10^5$	2.53	
	4	26.1	11.4	24.4	$6.70 \times 10^5$	$1.60 \times 10^5$	$2.39 \times 10^{-1}$	

## 5. 実機成形ベローズの強度評価

第2章で示した通り、成形ベローズは、 $U_{23}$ 、 $U_4$ 、 $U_5$  および  $U_6$  の4種類の垂直ポートと  $IN_4$  および  $IN_5$  の2種類の斜めポートに設置される。これらの成形ベローズの主要諸元を第9表にまとめる。これらの数値は、成形ベローズが溶接されるポートの主要諸元、ベローズメーカーの製作実績、振り疲労試験を含めた強度評価等をもとに決定されたものである。

第17図には、実機成形ベローズの一例として  $U_4$  ポート用成形ベローズの外形寸法図を示す。真空容器等の熱サイクルを考慮して、いずれのベローズもセット長さは自由長に比べて12mm長くとられている。

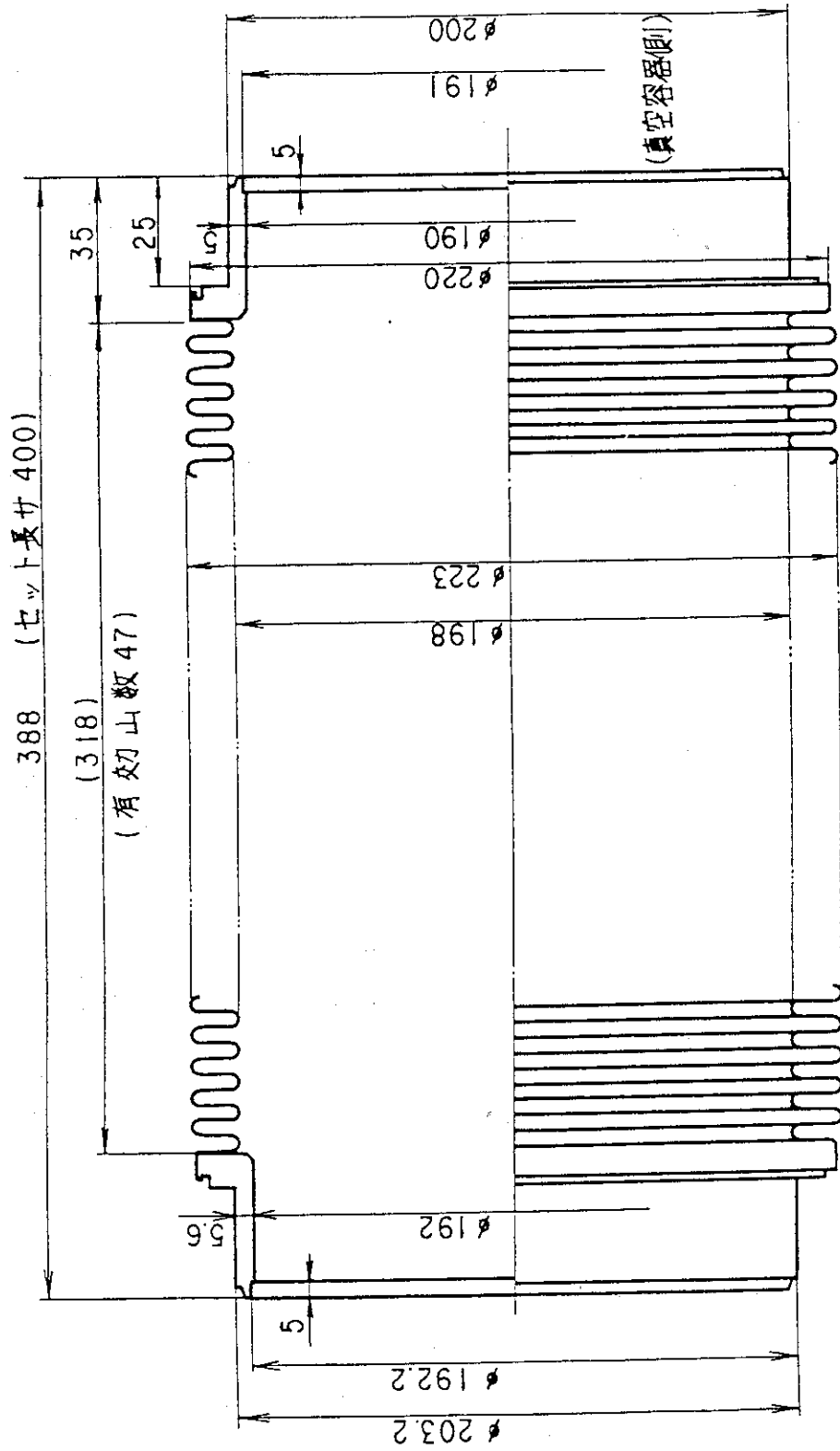
なお、ポートは付根部が真空容器と同程度の温度（ベーキング時500℃、高温運転時400℃）になり強度的にも厳しいため、高温強度の高い材料であるインコネル625を用いているが、ベーキング温度が250℃で比較的強度上の余裕がある成形ベローズの材質は全てSUS316Lであり、両者の溶接部は異材継手となる。

第3章に示した強度評価手法に従って行った実機成形ベローズの強度評価結果を第10表から第13表にまとめる。ここで、振り荷重に対する発生応力の評価は、第4章で述べた通り、座屈を起こさないものとし剪断応力で振り荷重を吸収するものとして行った。

第10表には強度的に最も厳しい  $U_4$  ポート用、第11表には  $U_{23}$  ポート用、第12表には  $U_6$  ポート用、第13表には  $IN_4$  ポート用成形ベローズの疲労評価結果をまとめる。 $U_5$  ポート用および  $IN_5$  ポート用成形ベローズは、形状が  $U_6$  ポート用ベローズと同一であり、かつ第2表からも明らかな様に荷重条件が  $U_6$  ポート用ベローズより楽であるため、累積疲労損傷率は  $U_6$  ポート用ベローズより小さくなり、表から除外した。

累積疲労損傷率は、最も口径の大きい  $U_4$  ポート用ベローズで約0.21であり、 $U_6$  ポート用で約0.13、 $U_{23}$  および  $IN_4$  ポート用は0.1以下であり、いずれのベローズもファクタ5以上の安全率を有している。振り荷重に対する発生応力評価式がファクタ3以上の安全率を有していることを併せて考慮すると、実機用成形ベローズは十分な安全率を有しているといえる。

なお、成形ベローズの受ける疲労損傷率はいずれのベローズにとっても異常運転時が最も大きく、また異常運転時と通常運転時に受ける疲労損傷率が累積疲労損傷率の80%以上を占める。



第17図 美機用成形ベローズ (U<sub>4</sub>ポート)

第9表 実機ポート用成形ベローズの主要諸元

ポ ー ト 名	$U_{23}$	$U_4$	$U_5, U_6, IN_5$	$IN_4$
外 径 $D_o$ (mm)	162	223	162	103
内 径 $D_i$ (mm)	137	198	137	79
板 厚 $t$ (mm)	0.3	0.3	0.3	0.3
ピ ッ チ $p$ (mm)	6.6	6.6	3.6	6.6
山 高 さ $h$ (mm)	12.2	12.2	12.2	11.7
自由長 $L_f$ (mm)	318	318	318	305
山 数	47	47	47	45
材 質	SUS 316L	SUS 316L	SUS 316L	SUS 316L

第10表  $U_4$  ポート用成形ベローズの疲労評価

運 転 モ ー ド	両振等価応力振幅 $\sigma_{eq}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	許容繰返し数 $N_i$	仕様繰返し数 $n_i$	疲労損傷率 $U_i = n_i / N_i$	累積疲労損傷率 $U = \sum U_i$
熱サイクル	26.3	$5.15 \times 10^5$	200	0.0004	0.2053
通常運転	23.9	$7.15 \times 10^5$	$6 \times 10^4$	0.0839	
異常運転	41.0	$1.09 \times 10^5$	$1 \times 10^4$	0.0921	
地 震	16.9	$2.39 \times 10^6$	$1.6 \times 10^4$	0.0067	
50%定格運転	12.0	$8.09 \times 10^6$	$1.8 \times 10^5$	0.0222	

第11表  $U_{23}$  ポート用成形ベローズの疲労評価

運転モード	両振等価応力振幅 $\sigma_{eq}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	許容繰返し数 $N_i$	仕様繰返し数 $n_i$	疲労損傷率 $U_i = n_i / N_i$	累積疲労損傷率 $U = \sum U_i$
熱サイクル	26.9	$4.71 \times 10^5$	200	0.0004	0.0751
通常運転	16.9	$2.43 \times 10^6$	$6 \times 10^4$	0.0247	
異常運転	32.2	$2.52 \times 10^5$	$1 \times 10^4$	0.0397	
地震	14.3	$4.37 \times 10^6$	$1.6 \times 10^4$	0.0037	
50%定格運転	8.5	$2.72 \times 10^7$	$1.8 \times 10^5$	0.0066	

第12表  $U_6$  ポート用成形ベローズの疲労評価

運転モード	両振等価応力振幅 $\sigma_{eq}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	許容繰返し数 $N_i$	仕様繰返し数 $n_i$	疲労損傷率 $U_i = n_i / N_i$	累積疲労損傷率 $U = \sum U_i$
熱サイクル	24.4	$6.63 \times 10^5$	200	0.0003	0.1281
通常運転	20.2	$1.28 \times 10^6$	$6 \times 10^4$	0.0468	
異常運転	36.5	$1.62 \times 10^5$	$1 \times 10^4$	0.0616	
地震	17.2	$2.28 \times 10^6$	$1.6 \times 10^4$	0.0070	
50%定格運転	10.1	$1.45 \times 10^7$	$1.8 \times 10^5$	0.0124	

第13表  $IN_4$  ポート用成形ベローズの疲労評価

運転モード	両振等価応力振幅 $\sigma_{eq}$ (kg/mm <sup>2</sup> )	許容繰返し数 $N_i$	仕様繰返し数 $n_i$	疲労損傷率 $U_i = n_i / N_i$	累積疲労損傷率 $U = \sum U_i$
熱サイクル	24.0	$7.05 \times 10^5$	200	0.0003	0.0621
通常運転	15.5	$3.26 \times 10^6$	$6 \times 10^4$	0.0184	
異常運転	30.3	$3.12 \times 10^5$	$1 \times 10^4$	0.0321	
地震	16.5	$2.62 \times 10^6$	$1.6 \times 10^4$	0.0061	
50%定格運転	7.9	$3.45 \times 10^7$	$1.8 \times 10^5$	0.0052	



## 6. お わ り に

J T - 6 0 真空容器のポートに用いられる成形ベローズの強度評価を、振り荷重に対する評価を中心にまとめた。

真空容器はベーキング運転時や高温運転時に熱膨張し、また真空力や電磁力等の外力により変形するため、真空容器と外部固定系との間に相対変位を生じる。ポート用成形ベローズは、このポート両端に生じる相対変位のうち軸方向成分を吸収するためのコンポーネントであり、この軸方向強制変位以外に内部真空による大気圧、ポートの傾きによる強制変形およびポートに働く振り電磁力に起因する振り荷重（強制的な振り角）が作用する。

前三者による発生応力は基本的に Kellogg 社の提唱する評価式に従って評価を行った。一方、振り荷重に対する応力の算出は、振り荷重の下での成形ベローズの使用実績が非常に少く応力評価方法が確立していないため、先ず振り荷重の下での成形ベローズの挙動を実験的に調べた結果を元にして応力算出式を定め、更に振り疲労試験を行って応力算出式の妥当性を確認するという手順をとった。

それによれば、成形ベローズは、振り角がある限界値を越えない場合には各山の剪断歪で振り荷重を吸収するが、振り角が限界値を越えると容易にスパイラル状に座屈しベローズの山の開きによって振り荷重を吸収することが明らかとなった。これは溶接ベローズに振り荷重が作用した場合に見られた座屈現象と全く同じ現象であるが、成形ベローズの方が剛性が高いため座屈限界振り角は相対的に高くなっている。

振り角が座屈限界振り角より小さい場合には、振り荷重による発生応力は剪断応力評価式で評価するのが物理的に妥当であるが、振り角が座屈限界振り角を越える場合にはこの評価式は物理的な有効性を失う。しかし、J T - 6 0 実機用成形ベローズの設計振り角は座屈限界振り角を上回るものの座屈限界振り角近傍の微小角であり、その範囲では剪断応力評価式による評価が十分安全側であることが、実機と同等の供試用成形ベローズを用いた振り疲労試験で明らかにされた。従って、剪断応力評価式は、振り荷重に対する成形ベローズの発生応力評価方法として設計的な有効性を有しており、実機成形ベローズの強度評価に用いるものとした。

以上の結果を踏まえて実機成形ベローズの疲労評価を行った結果、いずれもファクタ 5 以上の安全率を有していることが明らかとなり、設計荷重の範囲内の健全性が確認された。

## 記 号

E	縦弾性係数	R <sub>o</sub>	外 径
G	横弾性係数	R <sub>i</sub>	内 径
$\sigma_u$	破断応力	t	板 厚
		h	山高さ
		p	ピッチ
		s	p/2

## 謝 辞

本報告書を作成するに当り、終始有益な御意見、御指導を戴いた苫米地 顕大型トカマク開発部長、吉川 允二同次長、飯島 勉前 JT-60 第1開発室長（現 JT-60 計画室長）、太田 充同室長代理に深く感謝致します。また、成形ベローズの疲労試験等に御協力戴いた（株）日立製作所および入江工研株式会社の関係者各位に対しても深く感謝致します。

## 参 考 文 献

- (1) Y. Iso, M. Ohta : Trans. of the 6th SMIRT (1981) N 1/4\*.
- (2) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu, K. Suzuki, T. Sonobe, Y. Hayashi, G. Mizuno : JAERI-M 82-205 (1983).
- (3) The M. W. Kellogg Company : Design of Piping System, John Wiley & Sons Inc., New York (1964).
- (4) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (5) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (6) 臨界プラズマ試験装置本体契約書 (1978).
- (7) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.
- (8) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, K. Imai, S. Ono, M. Minami : Nucl. Engrg. Des. 71 (1982) 2.
- (9) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, Y. Nakamura, K. Sakai, K. Uchino : to be published in J. Nucl. Engrg. Des.
- (10) 例えば C. M. Harris and C. E. Crede : Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Company (1976).
- (11) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.

## 記 号

E	縦弾性係数	$R_o$	外 径
G	横弾性係数	$R_i$	内 径
$\sigma_u$	破断応力	t	板 厚
		h	山高さ
		p	ピッチ
		s	$p/2$

## 謝 辞

本報告書を作成するに当り、終始有益な御意見、御指導を戴いた苫米地 顕大型トカマク開発部長、吉川 允二同次長、飯島 勉前 JT-60 第1開発室長（現 JT-60 計画室長）、太田 充同室長代理に深く感謝致します。また、成形ベローズの疲労試験等に御協力戴いた（株）日立製作所および入江工研株式会社の関係者各位に対しても深く感謝致します。

## 参 考 文 献

- (1) Y. Iso, M. Ohta : Trans. of the 6th SMIRT (1981) N 1/4\*.
- (2) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu, K. Suzuki, T. Sonobe, Y. Hayashi, G. Mizuno : JAERI-M 82-205 (1983).
- (3) The M. W. Kellogg Company : Design of Piping System, John Wiley & Sons Inc., New York (1964).
- (4) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (5) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (6) 臨界プラズマ試験装置本体契約書 (1978).
- (7) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.
- (8) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, K. Imai, S. Ono, M. Minami : Nucl. Engrg. Des. 71 (1982) 2.
- (9) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, Y. Nakamura, K. Sakai, K. Uchino : to be published in J. Nucl. Engrg. Des.
- (10) 例えば C. M. Harris and C. E. Crede : Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Company (1976).
- (11) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.

## 記 号

E ; 縦弾性係数	$R_o$ ; 外 径
G ; 横弾性係数	$R_i$ ; 内 径
$\sigma_u$ ; 破断応力	t ; 板 厚
	h ; 山高さ
	p ; ピッチ
	s ; $p/2$

## 謝 辞

本報告書を作成するに当り、終始有益な御意見、御指導を戴いた苦米地 顕大型トカマク開発部長、吉川 允二同次長、飯島 勉前 JT-60 第1開発室長（現 JT-60 計画室長）、太田 充同室長代理に深く感謝致します。また、成形ベローズの疲労試験等に御協力戴いた（株）日立製作所および入江工研株式会社の関係者各位に対しても深く感謝致します。

## 参 考 文 献

- (1) Y. Iso, M. Ohta : Trans. of the 6th SMIRT (1981) N 1/4\*.
- (2) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu, K. Suzuki, T. Sonobe, Y. Hayashi, G. Mizuno : JAERI-M 82-205 (1983).
- (3) The M. W. Kellogg Company : Design of Piping System, John Wiley & Sons Inc., New York (1964).
- (4) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (5) H. Takatsu, M. Yamamoto, M. Shimizu : to be published.
- (6) 臨界プラズマ試験装置本体契約書 (1978).
- (7) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.
- (8) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, K. Imai, S. Ono, M. Minami : Nucl. Engrg. Des. 71 (1982) 2.
- (9) H. Takatsu, M. Shimizu, M. Ohta, Y. Nakamura, K. Sakai, K. Uchino : to be published in J. Nucl. Engrg. Des.
- (10) 例えば C. M. Harris and C. E. Crede : Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Company (1976).
- (11) H. Takatsu, M. Shimizu : to be published.