

原子炉の配管系における伸縮継手(ベローズ)に
関する実験および理論的研究

1967 年 3 月

日本原子力研究所

Japan Atomic Energy Research Institute

日本原子力研究所は、研究成果、調査結果の報告のため、つぎの3種の研究報告書を、それぞれの通しナンバーを付して、不定期に公刊しております。

1. 研究報告	まとまった研究の成果あるいはその一部における重要な結果の報告	JAERI 1001-3999
2. 調査報告	総説、展望、紹介などを含め、研究の成果、調査の結果をまとめたもの	JAERI 4001-5999
3. 資料	研究成果の普及、開発状況の紹介 施設共同利用の手引など	JAERI 6001-6999

このうち既刊分については「JAERI レポードー覧」にタイトル・要旨をまとめて掲載し、また新刊レポートは「原研びふりお」でその都度紹介しています。これらの研究報告書に関する頒布、版權、複写のお問合せは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あてお申し越しください。

Japan Atomic Energy Research Institute publishes the nonperiodical reports with the following classification numbers:

1. **JAERI 1001-3999** Research reports,
2. **JAERI 4001-5999** Survey reports and reviews,
3. **JAERI 6001-6999** Information and Guiding Booklets.

Any inquiries concerning distribution copyright and reprint of the above reports should be directed to the Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan

原子炉の配管系における伸縮継手（ベローズ）に 関する実験および理論的研究

要 旨

原子炉の配管系では、熱および機械的荷重による膨張収縮と振動を吸収する方法として、ベローズが使用されているが、最近ではU型のベローズがよく用いられる。

本報告では、U型ベローズの挙動に関して理論および実験的な解析をおこなった結果について述べる。U型ベローズは一山について考えると、平板部と内環部および外環部の三つの部分に分けて解析できるので、ここではそれぞれについて微小変形の仮定のもとで、面内張合および曲げを考えた基礎式を用い、これらの接続部において力学的つりあい条件および変形の連続条件を満足するような解を求めている。

次に、もっとも一般的に使用されている寸法形状のものについて数値計算をおこない、同時に試験用のベローズを製作して、静的荷重試験によってひずみを測定して計算値との比較をおこなった。ひずみはゲージ長さ2mmのストレイン・ゲージを用いて測定をおこなったが、測定値と計算値は数パーセントの範囲内で合ったので、この理論式が十分に使用できることが実証された。また、引張圧縮の両振り繰返し荷重試験もおこなったので、その結果についても報告する。

1966年11月

日本原子力研究所東海研究所
動力炉開発部構造強度研究室
宮 園 昭 八 郎

Experimental and theoretical studies of the expansion joints (bellows) in the piping systems of nuclear reactors

Summary

In the piping systems of various nuclear power plants, U-shaped expansion joints are employed to absorb the vibration, expansion and traction which are caused by thermal or mechanical loads.

In this report, the author represents the theoretical and experimental results which are acquired about some expansion joints when a mechanical load is given to them. We can analyze theoretically an U-shaped expansion joint by separating it three parts, namely a annular plate, inner and outer troidol shell of circular cross section. So, the basic equations for bending and normal force are used about every part and the solutions are worked out in the form which satisfies the conditions of compatibility and continuity in two boundaries.

He compares the theoretical with experimental results about some expansion joints which are generally employed in the piping systems of nuclear and chemical plants. In the experiment, strains are measured by the strain gages of 2 mm. The results agree with the accuracy less than 10%, so he considers that this theory can be applied to practical problems. The author represents also the results acquired by the tests of low cycle fatigue of some expansion joints.

Nov. 1966

SHOHACHIRO MIYAZONO
Division of Power Reactor Development
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute

目 次

1. まえがき	1	5.2 パラメータによる形状・寸法の決定	11
2. 種々の配管系と伸縮継手の種類	1	6. ベローズの応力（ひずみ）測定	13
2.1 熱膨張の影響を減少する方法	1	6.1 応力塗料による応力測定	13
2.1.1 Stiff piping systems	1	6.2 ストレーンゲージによる応力測定	14
2.1.2 Semi-rigid piping systems	1	7. U型ベローズに関する理論式	14
2.1.3 Non-rigid piping systems	1	7.1 平板部に関する基礎式とその解	14
2.1.4 Free movement piping systems and runs	1	7.2 外環部に関する基礎式とその解	16
2.2 伸縮継手の種類	2	7.3 内環部に関する基礎式とその解	18
2.2.1 スリップ式	2	7.4 円環部と平板部の接続条件	18
2.2.2 ベローズ式	2	8. 応力の計算値と静的ひずみ（応力）測定値との関連	21
3. 原子炉の配管系におけるベローズの使用例	4	8.1 曲げモーメントおよび面内張合力の数値計算	21
3.1 国産1号炉（JRR-3）における使用例	4	8.2 表面におけるひずみの実験値と理論値の比較	23
3.2 JPDR（沸騰水型）における使用例	6	8.3 1山のたわみについての実験値と理論値の比較	24
3.3 Calder Hall 型の東海炉における使用例	6	9. U型ベローズの繰返荷重試験	25
3.4 高温ガス冷却炉における使用例	8	9.1 試験機の設計製作	25
3.5 その他の原子炉における使用例	8	9.2 繰返荷重試験および実験結果	26
3.6 インパイルループにおける使用例	8	10. 結論	30
4. ベローズの非破壊検査	10	参考文献	31
4.1 X線による非破壊検査	10		
4.2 ダイマークによる欠陥検査	10		
5. 実験用ベローズの選定	11		
5.1 一般に製作使用されているベローズの調査	11		

Contents

1. Introduction	1	7. Theoretical formula of U-shaped bellows	14
2. Classification of piping systems and various expansion joints	1	8. Correlation of experimental results and theoretical values	21
3. Bellows in the piping systems of nuclear reactor	4	9. Alternating test of U-shaped bellows	25
4. Non-destructive test of bellows	10	10. Conclusions	30
5. Selection of experimental bellows	11	References	31
6. Stress measurement in bellows	13		

1. ま え が き

原子炉のように高温高圧で操作されている設備では、その配管系に十分な注意を払うことが必要である。配管が高温で使用されている場合、その周囲温度の変化あるいは管内を流体が通過するときの温度変化によって、配管は熱膨張または収縮を生ずる。もし、これらの寸法変化を吸収する適当な設備がなければ、管自体に過大な応力が加わるか、あるいは接続された機器に荷重を与えて破損させることがある。配管系に柔軟性をもたせるためによく使用されているのが彎曲配管(バンドチューブ)または伸縮継手である。彎曲配管では、一般に一定のスペースが必要とされるので、スペースが制限された場所で利用するときはあまり实际的でない。適当なスペースがあるときでも、小口径配管を除けば彎曲配管のコストは伸縮継手よりも高いものとなるので経済的でない。したがって最近では特に伸縮継手の利用はその頻度を増しているが、それに伴って製品の耐圧性、耐蝕性、寿命など、いわゆる信頼性の問題が理論および実験についてようやく検討されようとしている。しかしこの伸縮継手内に生ずる応力状態は複雑で、理論的な取扱いが困難で

あるが、近年になって弾性理論を用いた厳密解および近似解が公表されている。

伸縮継手は一般にスリップ式およびベローズ式の二種類に分けることができる。ベローズ式は固有の柔軟性を有するので配管を自由に設計できるが、スリップ式は軸方向のみの伸縮に限定されるので利用範囲が限られる。ベローズ式はその断面の形状から分類すると波型、U型、オメガ型などがあるが軸方向の変位だけでなく曲げ、ねじり等の変形を受ける箇所にも使用することができる。これらの種々の型のうちで最もよく使用されているのはU型のベローズである。ベローズの挙動を理論的に取扱う場合、U型のベローズは他のベローズに比較して解析が複雑なために、今までには3次元解析をおこなった例はなかったが、最近になって2, 3の論文が発表されている^{1), 2), 3)}。ここでは、一般によく製作し使用されている寸法・形状のU型のベローズを製作してストレインゲージによる応力測定をおこない、理論解析との比較検討をおこなった。

2. 種々の配管系と伸縮継手の種類

2.1 熱膨張の影響を減少する方法

高温の流体が流れている配管系では、温度の上下によって膨張収縮するが、これらの変形を調節するために次のような方法が用いられている⁴⁾。

2.1.1 Stiff piping systems

Fig. 1 (a) のように hinge も伸縮継手も使用せずに系の断面に生ずる曲げ、引張り、圧縮およびせん断応力によるひずみによって変形と回転を可能にしている。この系で生ずる応力および反作用はパイプの径を小さくすることによって緩和させることができる。厚さを小さくすれば端部にある装置の反作用や応力を減少させることができるが、パイプ内の応力は小さくならない。反作用を小さくする方法として、比較的大きい曲げかまたは引張り圧縮の影響を受ける場所に、真直ぐなパイプの代りに波形のものを用いるとよい。

2.1.2 Semi-rigid piping systems

この系は stiff piping systems の中に 1~2 コの hinge

を用いた場合で Fig. 1 (b) に示される。熱膨張の影響は一部は stiff として応力によって生じたひずみで、また一部は接合部の変形で除かれる。この場合接合部では回転だけが生ずるが、この部分はパッキンかベローズでシールされていなければならない。この構造は端部の装置に伝達されるモーメントの影響を少なくして、全体の応力を低くする場合に用いられるが、圧力荷重を伝えるために十分な寸法形状をもっていなければならない。

2.1.3 Non-rigid piping systems

この系は Fig. 1 (c) に示すように、少なくとも3コの hinge を中間部かまたは端に用いている。熱膨張によって引張り圧縮、およびせん断応力は生ずるが曲げは生じない。したがって、膨張によるモーメントはどこにも生じない。圧力荷重も伝達できる。この系は大きい直径の低圧、中圧のパイプラインによく使用されている。

2.1.4 Free movement piping systems and runs

この系は Fig. 1 (d) に示すように伸縮継手を使用する場合である。熱膨張による変位は拘束されないが、摩擦やベローズの影響の他の縦方向の荷重は伸縮継手を通し

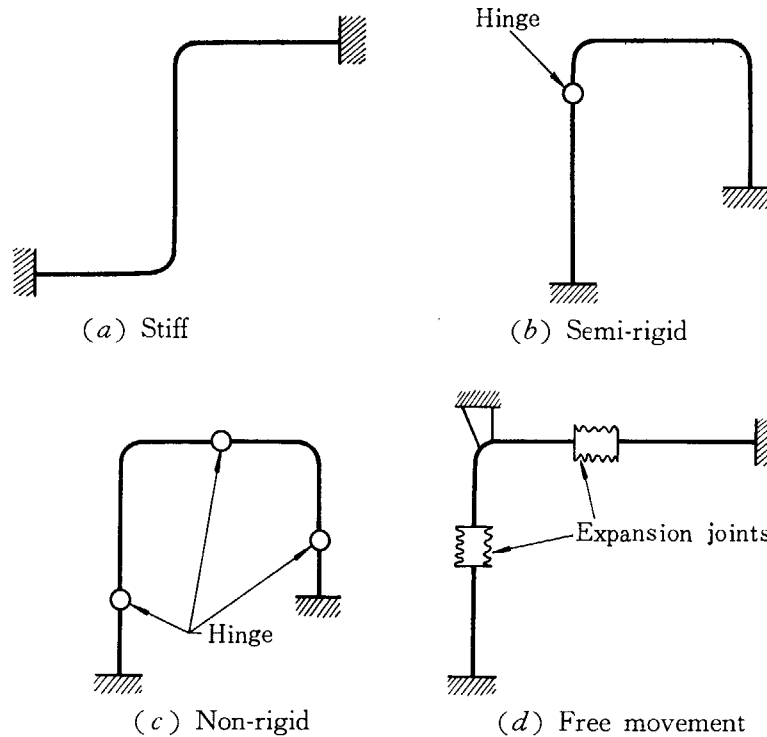


Fig. 1 Classification of piping systems

て伝達することはできない。圧縮荷重は外部のアンカーかまたは他の構造によってパイプから伝達される。系の中間に急な曲りがある場合には、パイプは不均一な圧力荷重だけでなく、これによって生じたモーメントを伝えることがある。この場合は補償用の伸縮継手で均一にできるが高価なので一般に不均一な圧力荷重および摩擦等には外部の連結材かまたはアンカーが用いられている。この系は主として低圧の場合に使用されている。

部に類似している。流体の漏れを防ぐためにパッキンが使用され、このパッキンを詰め込む Stuffing box を取り付けあって、互いのシリンダーの面は十分な滑りがおこなわれるようになめらかに仕上げられている。この継手は主として軸方向の変位、および軸の周りの回転を与える場合に使用されているが、わずかの角変位も許される。この継手を使用する場合もっとも困難なのは、パッキンによって流体の漏れを防ぐのが十分におこなわれにくいことである。特に高温高圧下で使用する時は、この問題が重要になる。

2.2 伸縮継手の種類

2.2.1 スリップ式

よく使用されているスリップ式の伸縮継手を Fig. 2 に示す。この形式の伸縮継手は、原理的には一対のシリンダーをはめ込んだもので普通に多く用いられている接合

2.2.2 ベローズ式

ベローズ式の継手では、接合するパイプ端でのシールは、このベローズが柔軟性の高い膜であるかどうかによって影響を受ける。ベローズは、漏洩しないシールであるから、“packed joints” で問題になる緊密さを保つ

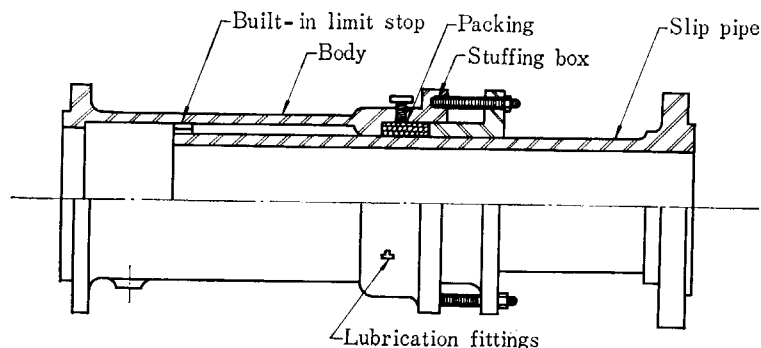


Fig. 2 Conventional slip type expansion joint

ということは問題にしないでよい。一般にベローズは経済的で、しかも溶接の可能な金属材料で製作される。また低温で循環している水用のパイプラインではゴム製のベローズがよく使用されるが、このときは腐食や摩耗に十分注意する必要がある。ベローズの主なる破損は、パイプを流れている流体が、急激に放出される場合に起る。この破損を防止するには、ベローズの材料の適当な選定、注意深い計画、装置の検査等をおこなって適切な設計によって避けることができる。この点については、スリップ式の継手よりもっと精密さを必要とする。ベローズ式では hinged joints における hinge の滑りに注意する必要はないが、腐食や他の破損に注意して、ときおり検査をおこない、パイプの動きが適切な範囲内で十分におこなわれているかどうかを確かめることが望ましい。ベローズを圧縮するかまたは引張る時の荷重は直径の1インチ当り 30 kg から 150 kg の間で、スリップ式の場合よりずっと小さい。縦方向の圧力による反作用は設計によって変わるが、実際上はベローズの平均直径での面積によって計算される。この値は、一般にスリップ式

の時より大きくなる。ベローズは、軸方向の回転とか振り調節できないがいくらかの角回転と横方向の変位を与えることができるから、packed joint よりも広範囲に利用できる。この多様性が種々のベローズの形状や構造を可能にし、また広範囲の外部拘束をおこなうこともできる。

ベローズの形状は、その断面によって分けると数種に分類されるが、Fig. 3 はその代表的なものを示す。なお、この形状は、ベローズの柔軟性と内圧に抵抗する容量の反対の必要条件を満たす最適な妥協点を見出すことによって決定される。

支持しないベローズは安価で、しかも使用条件がさほどきびしくない場合とか、パイプ・ラインが十分に保持されているときに用いられる。しかし、角変位や、横方向の動き (offset) のある場合は2コ以上のベローズを用いて調節される。この方法によって得られる offset は必要なベローズの長さが短かくてよい。二重になったベローズの継手は、軸方向の変位を一様に分布させ、ベローズから重さを移動させるために外部拘束 (支持リン

uru vru

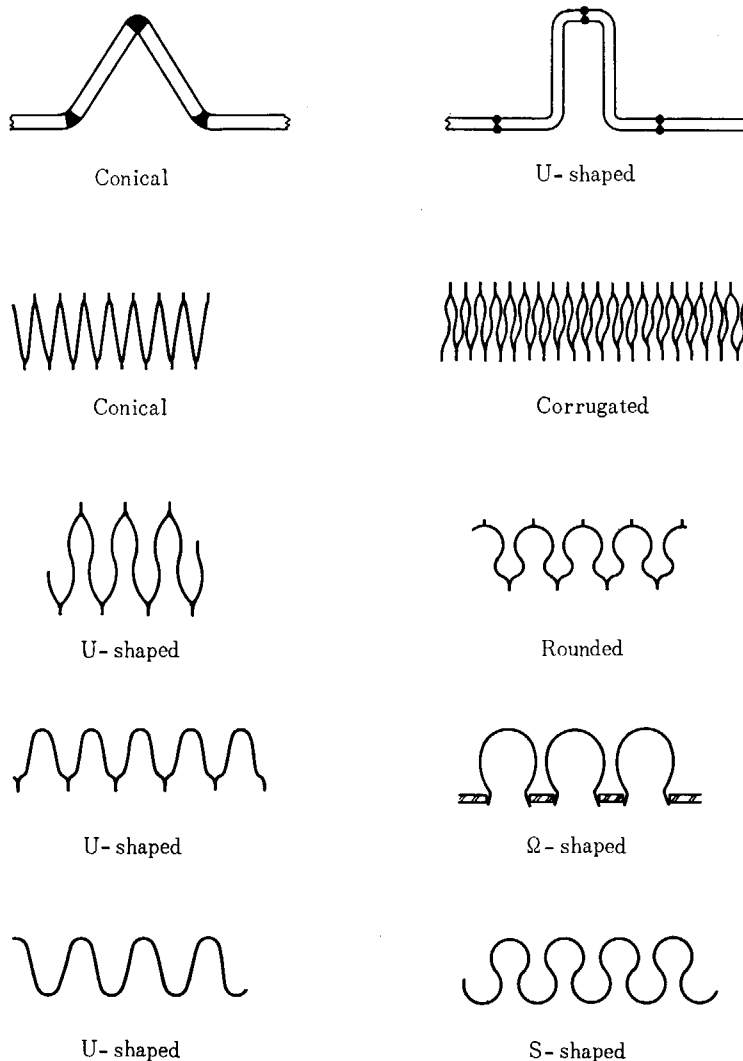


Fig. 3 Various shapes of bellows

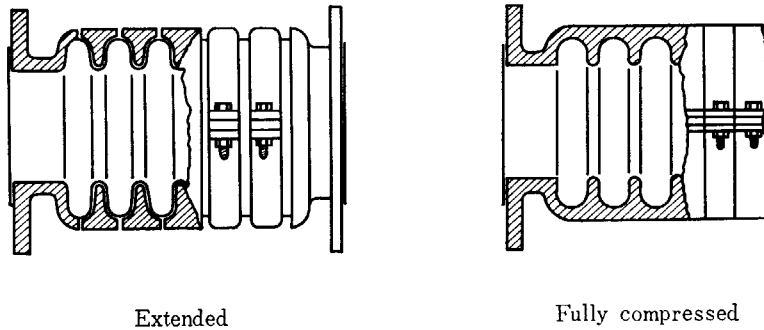


Fig. 4 Self-equalizing expansion joint

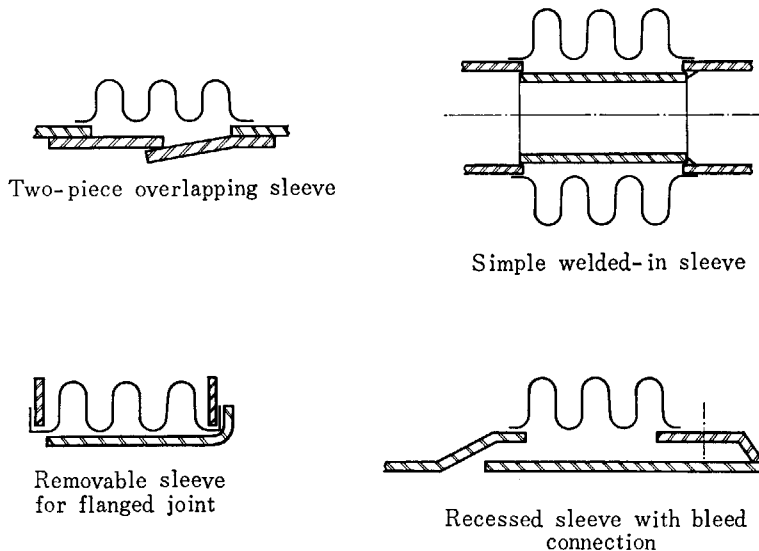


Fig. 5 Internal sleeve arrangements

グ)を取付ける。波型のベローズでは、Fig. 4 のように波の谷間にリングを固定して支持している。この支持リングは、全ての位置で各山の動きを一様にするために外部に接合されている。このリングは、ちょうど内部にチューブのはいた空気入りのタイヤのケースと同じような役割をして、内圧の影響に対してベローズを保持している。したがって、圧縮された位置でこれはもっとも

効果的に働く。このリングは、鋳物で作るかまたは溶接されて、普通は 180° で割ってボルトで止めてある。

ベローズの内側にスリーブを入れると腐食を防止する上に内径は小さくなるが、外乱による圧降下を減少させる。Fig. 5 は内部にスリーブを取付けたいいろいろな場合を示す。

3. 原子炉の配管系におけるベローズの使用例

ベローズは原子炉の配管系に多く使用されているだけでなく、インパイル・ループ等にもたびたび使われている。ベローズを原子炉関係に使用する場合は、従来の圧力容器や、化学プラント等で用いる場合に比べて使用温度、使用圧力、耐用年数および信頼性等に高性能を要求されるのでその設計、製作、検査および保守等の面で、種々の問題を生じている。化学プラント等に使用する場合も、まだ十分に解決されていない問題が多いので、今後原子炉関係に使用する場合も含めてあらゆる角度から検討して、これらの問題を解決していかなければならないだろう。以下に使用例を 2, 3 あげる

3.1 国産 1 号 (JRR-3) 炉における使用例

JRR-3 は、重水冷却炉であるが、炉心タンクと熱交換器を結ぶパイプ・ラインにベローズが使用されている。重水の入口および出口のパイプに使用され、材質はステンレス鋼で、山数 2~4 コの U 型ベローズである。ベローズの配置の概略図を Fig. 6 に示す。この他に反射体冷却用の CO₂ を流している系統で、ベローズ (アルミ製) が使用されているが、これが破損した。破損の原因

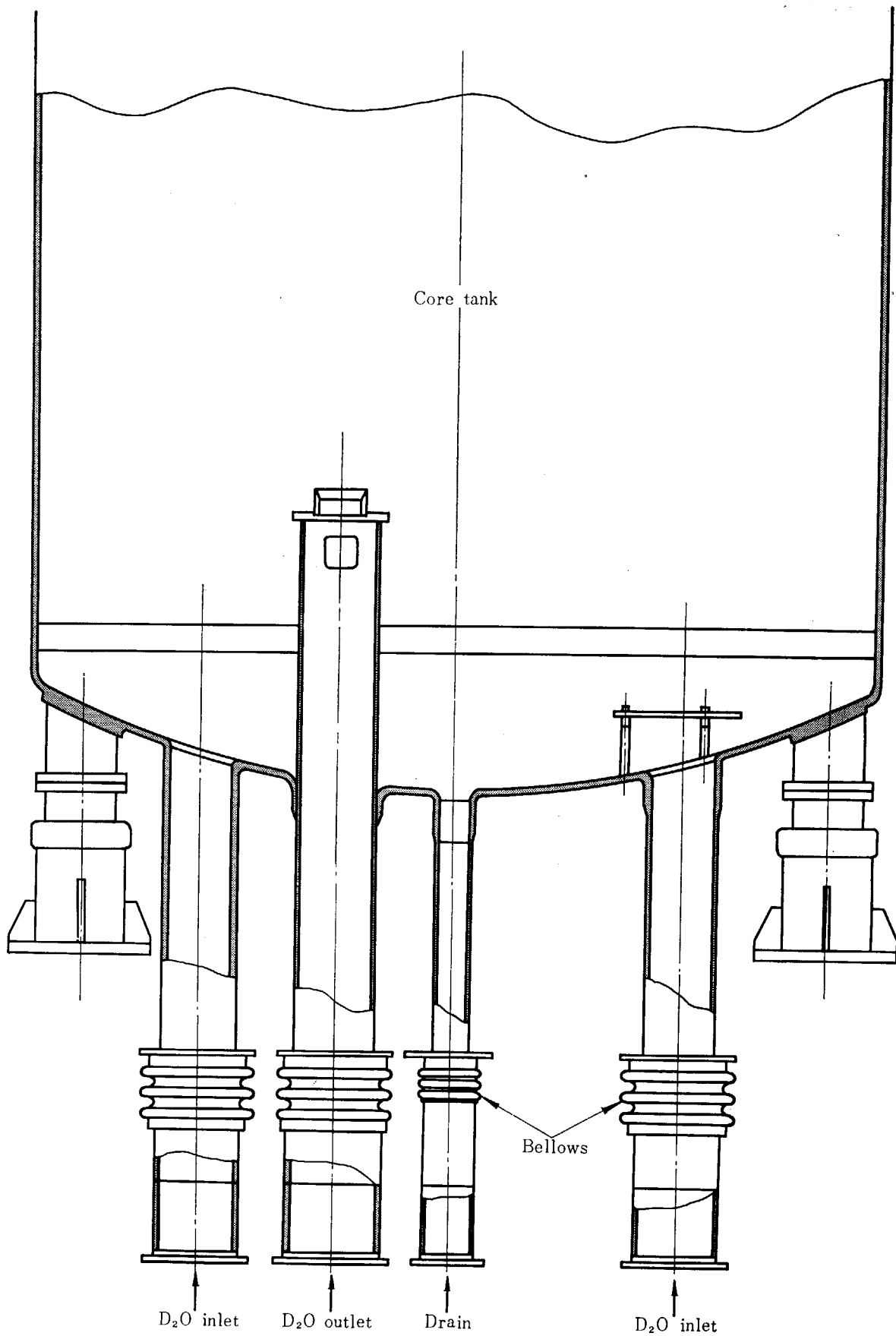


Fig. 6 Expansion joints in JRR-3

について検討されているが、板厚の不均一も主要な原因のように思われる。

3.2 JPDR (沸騰水型) における使用例

JPDR のガスシール用として、圧力容器の外側に、直径 3,500 mm のベローズが用いられている。設計条件は 1 気圧、250°C でステンレス鋼製の板厚 2.5 mm のベローズである。なお、この原子炉では、配管系で多くのベローズが使用されている。Fig. 7 に圧力容器の概略図を示す。

3.3 Calder Hall 型の東海炉における使用例

Calder Hall, Bradwell, Hunterson, Hinkly, Berkery 等の英国ガス冷却炉において使用されているベローズは、直径 5'~6', 厚さ 1/8", 使用圧力 7 kg/cm²~16 kg/cm² の使用条件のものである。これらのプラントにおいては、直径 5' 前後の大口径のダクトを限られた場所に、しかも両端に作用する反力をきわめて小さくおさえて配管しなければならないので、いろいろな問題が生じて

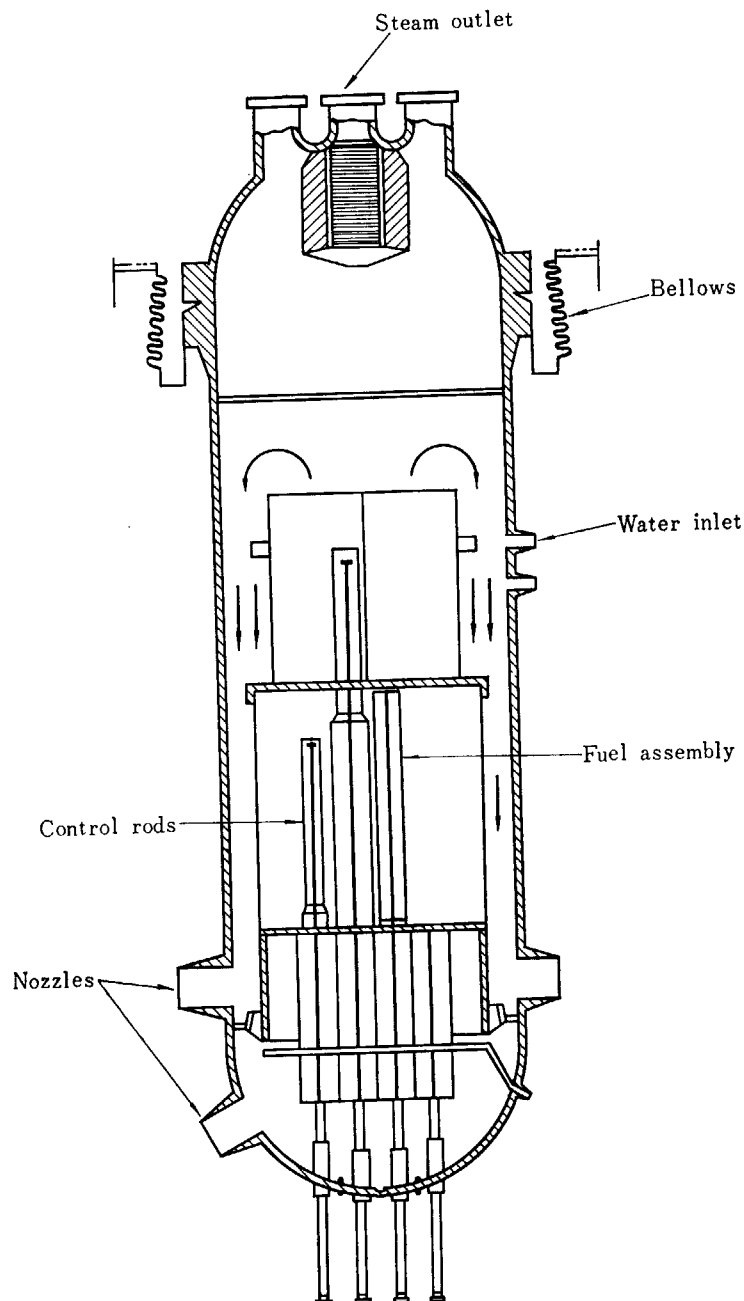
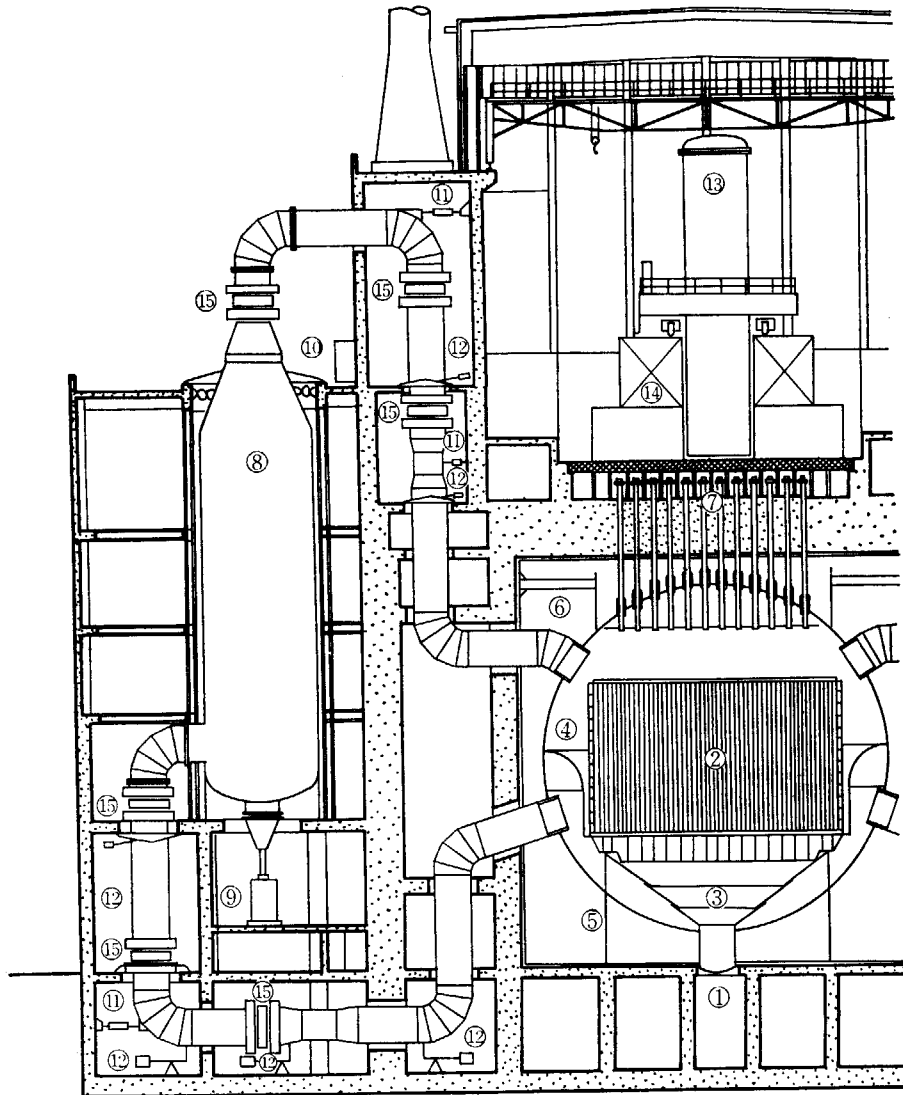


Fig. 7 Expansion joint in JPDR



② Core ④ Pressure vessel ⑧ Heat exchanger ⑮ Bellows

Fig. 8 Expansion joints in Tokai Reactor

いる。

東海炉に用いられているベローズは hinge 型で, Industrie Werke Karlsruhe 社製のもので, その配置を Fig. 8 に示す. 配管は 4 系統で, ベローズは 1 系統当り高温側 3 コ, 低温側 2 コで, 合計 20 コが使用されている. 配管の設計条件は高温側 425°C, 230 psi, 低温側は 230°C であり, ベローズは 400°C, 16 気圧, 角変位 ±1° の設計条件である. 使用材質は DIN 規格 16Cr・4 Mo で次の組成を有している.

C	Si	Mn	P
0.13~0.20	0.15~0.35	0.50~0.80	0.040
S	Cr	M	V
0.040	0.90~1.2	0.20~0.30	0.09~0.11

英国の Trawfynydd 原子力発電所のように, 高圧プラントに用いるために設計されたものに bar system の

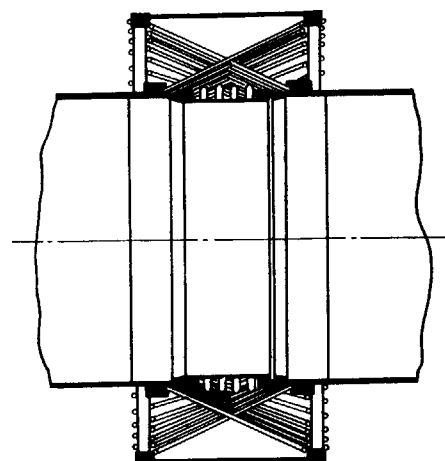


Fig. 9 Bar type bellows

ベローズがある. Fig. 9 に示すようにスラストを受けるために bar system を用い, 高張力鋼棒で鼓(つづみ)状につくって両端をとめている. これによって伸縮継手

は、全方向に柔軟性をもつことになる。Trawsfynydd プラントでの仕様は、CO₂ 圧力 18.5 気圧、使用温度 420°C、軸方向スラスト 450 ton である。

3.4 高温ガス冷却炉における使用例

Oakridge 国立研究所における、ガス冷却炉の概念である GCR-II において Fig. 10 のようなベローズが使用されることになっている。これは hinge 型のベローズであるが、この補強環は、圧力による継手の破壊を防ぎ、変形を一様に分布させ、また継手の回転に対して限界を与える役目をしている。

欧州 OECD の平均質高温ガス冷却炉計画である Dragon Project では発電はおこなわないが、原子炉の冷却材は 20 気圧の He で、出口温度は 750°C であるため配管は 2 重構造になっている。概略図は Fig. 11 に示す通りであるが、熱交換部でベローズを使用する設計になっている。

3.5 その他の原子炉における使用例

NPD は 20 MW(E) のカナダの動力試験炉であり、重水圧力 70 kg/cm²、炉の出口温度 272°C、蒸気は 28 気

圧、232°C である。この炉で重水冷却の炉心圧力管と熱交換器の間にベローズが使用されている。

ビスマスまたは鉛ビスマスを冷却材とする LMFR 型炉(Liquid Metal Fueled Reactor) の概念設計においては、材料の腐食、ヒダの間への冷却材の凝固等のために主冷却回路には、ベローズを使用した設計はない。液体金属の Na または NaK 冷却炉においては、設計上たとえば EFAPP (Enrico Fermi Atomic Power Plant) で一次冷却系の回路にベローズを使用している。フランスの高速炉 RAPSODY では、ベローズを Na 回路中に使わずに、ガス加熱回路 (Na 回路の外側) に相当数使用している。Na 冷却炉においては、さらに不活性ガスのシールのためベローズを用いており、例えば SCRE (Sodium Cooled Reactor Experiment) では炉上部の N₂ ガスをシールするために二重に使用されている。

3.6 インパイル・ループにおける使用例

原子炉用燃料および材料の炉内照射に用いるインパイル・ループのうち、炉内に装置されるものの多くは、ベローズを用いている。たとえば、Oakridge の GCR-ORR Loop では圧力容器上部の Pool water 中にある冷却器に用いている。EGCR (Oakridge の Experimental Gas-Cooled Reactor) の燃料実験用インパイル・ループでも

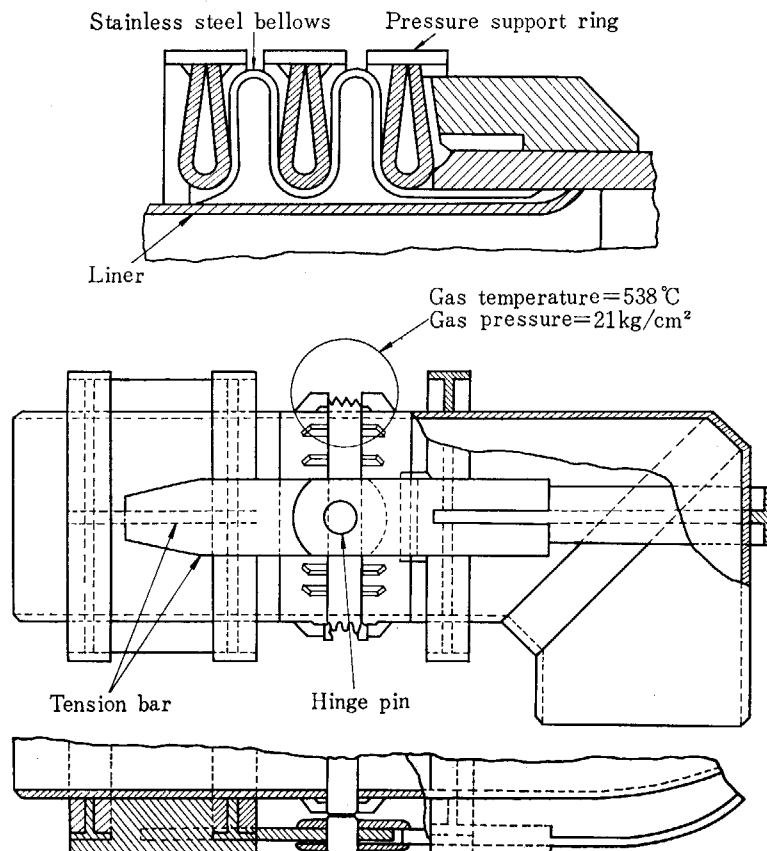


Fig. 10 Expansion joint in GCR-II (ORNL-2500)

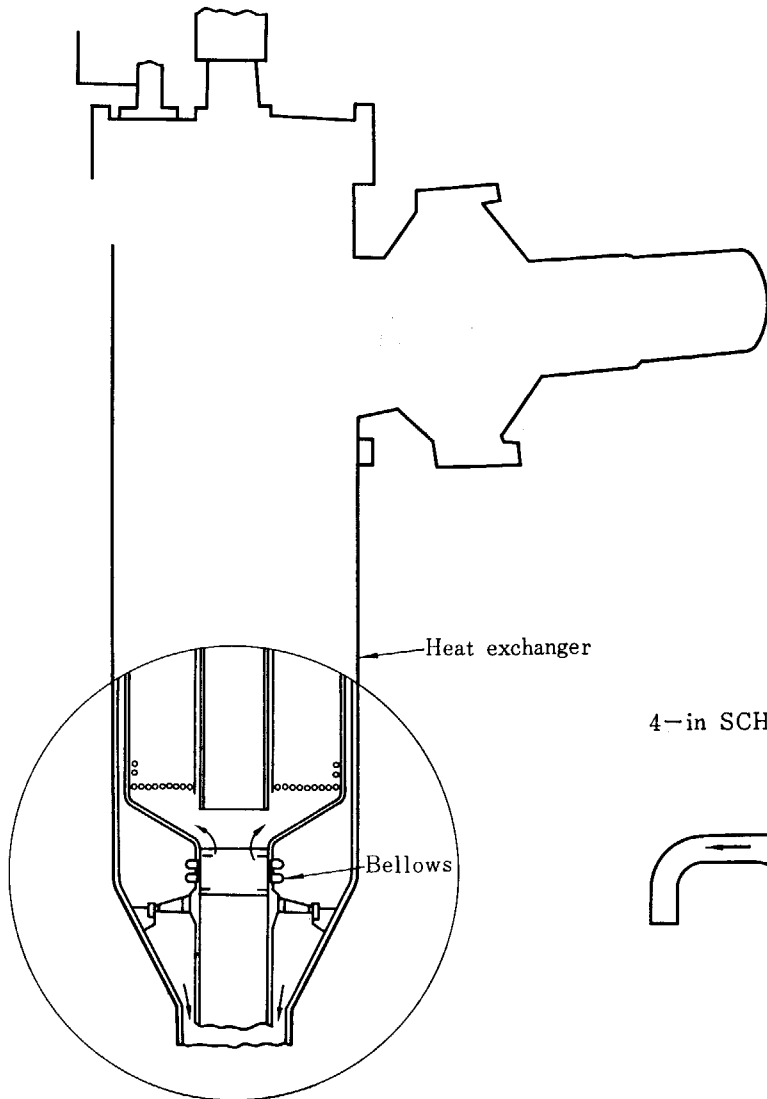


Fig. 11 Expansion joint in DRAGON

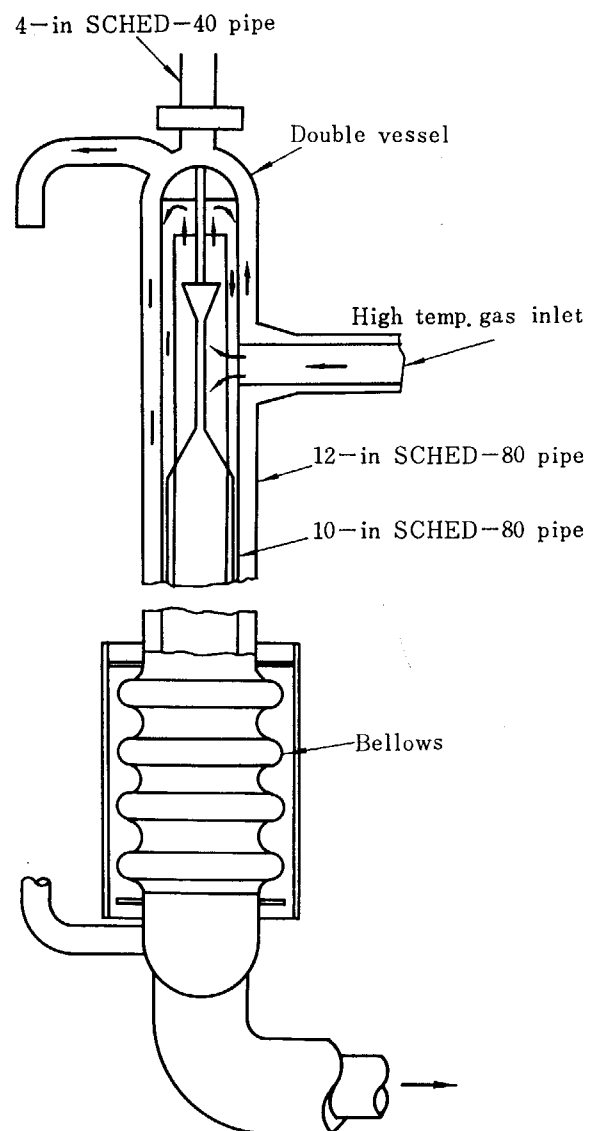


Fig. 12 Expansion joint in the inpile loop of EGCR

Fig. 12 のように冷却器に用いている。また、NASA(米
国航空宇宙局) の高温高圧ガスループにもベローズが使

用されており、使用条件は、圧力 230 psi、温度 510°F、
変位 3/4" である。

4. ベローズの非破壊検査

現在では、相当大型のベローズまで長手方向に溶接し
て加工したものが多いが、もっと大型のものは小部分を
成型加工したものを周方向に溶接して製作されている。
伸縮継手の山部または谷部はかなり大きい応力を受ける
ので溶接構造物として見ると、材料の選定、製作上の手
ぎわ、および熱処理等に十分注意を払う必要がある。

ベローズの破損を防ぐ方法として、各部に生ずる応力
を弾性限度以下になる(実際には塑性領域で使用される
場合がほとんどであるが)ように設計するとか、溶接部
は内面および外面ともきれいにグラインダー仕上げして
応力集中をできるだけ避けるようにするなどの考慮をは
らわねばならない。また材料はよく検討して選定した上
で溶接技術は最も優秀な技術を用いなければならない。

さらにベローズの安全性を確保し、できるだけ破損な
どの事故を避けるために溶接部は応力除去後 X 線検査、
電磁気探傷またはダイチェック等によって十分検査する
必要がある。ここでは X 線検査およびダイマークによる
検査結果を示す。

4.1 X 線による非破壊検査

Fig. 13 に示す形状・寸法のベローズについて 135
K. V. P. X 線撮影装置(理学電機製)を用いて X 線検査
をおこなった。

撮影条件は

電 圧 80 K. V. P.

電 流 4 mA

露出時間 1 min

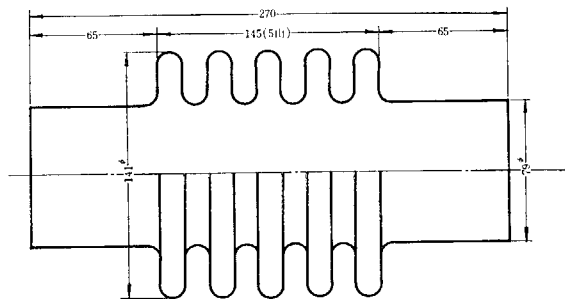


Fig. 13 Expansion joint for non-destructive inspection

距 離	120 cm
焦 点	1.5×1.0 mm
フィルム	さくら工業用 RR
増感紙	鉛 0.03 mm
現像温度	20°C
〃 時間	6 min

1 個の試料について 4 箇所撮影をおこなったが、長手方
向の溶接箇所ピンホール状の欠陥があるものが見出さ
れた。

4.2 ダイマークによる欠陥検査

ダイマーク(Dye-Mark-島津製)は非破壊検査の一種で
染色浸透探傷法といわれており、浸透液(Penetrant)を
被検体の表面に浸透させた後、洗浄液(Remover)で余分
を浸透液で除去し、発色液(Developer)で現像発色させ
て欠陥を調べる方法である。Fig. 14 は前記の試料(Fig.
13)について検査をおこなったものである。円筒部の溶
接箇所に線状の欠陥があることがわかる。

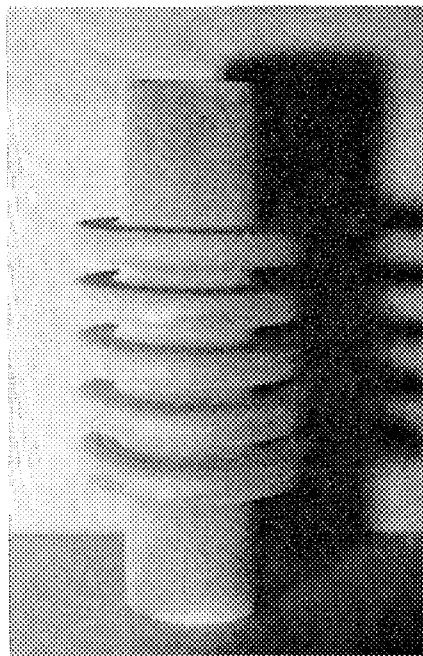


Fig. 14 Inspection by Dye Mark

5. 実験用ベローズの選定

範囲内にはいるが、コールドーホール型東海炉に使用されている大口径（直径約 1 m 800 mm）のベローズは、このマップから離れた箇所に位置している。

5.1 一般に製作使用されているベローズの調査

試験用ベローズを製作するに当たって、現在国内の各メーカーで製作されている形状・寸法のもをパラメータ β , λ , T および μ によって整理し、マップを製作してもっともよく使用されていると思われるベローズを選び出した。パラメータ β , λ , T および μ については、後の理論式に関する項目のところで述べる。Fig. 15, 16 および 17 は、これらの関係を示している。原子炉用に使用されているベローズも、大部分のものがこのマップの

5.2 パラメータによる形状寸法の決定

前項に述べたように、4 コのパラメータによって現在使用されているベローズについて整理してから、このマップを基準にして試験用のベローズの形状寸法を決定した。TABLE 1 はこの方法によって決めた試験用ベローズのパラメータを示し、TABLE 2 は試験用ベローズの形状寸法を示す。Fig. 15, 16 および 17 において、○印がこれらのベローズの位置を示している。

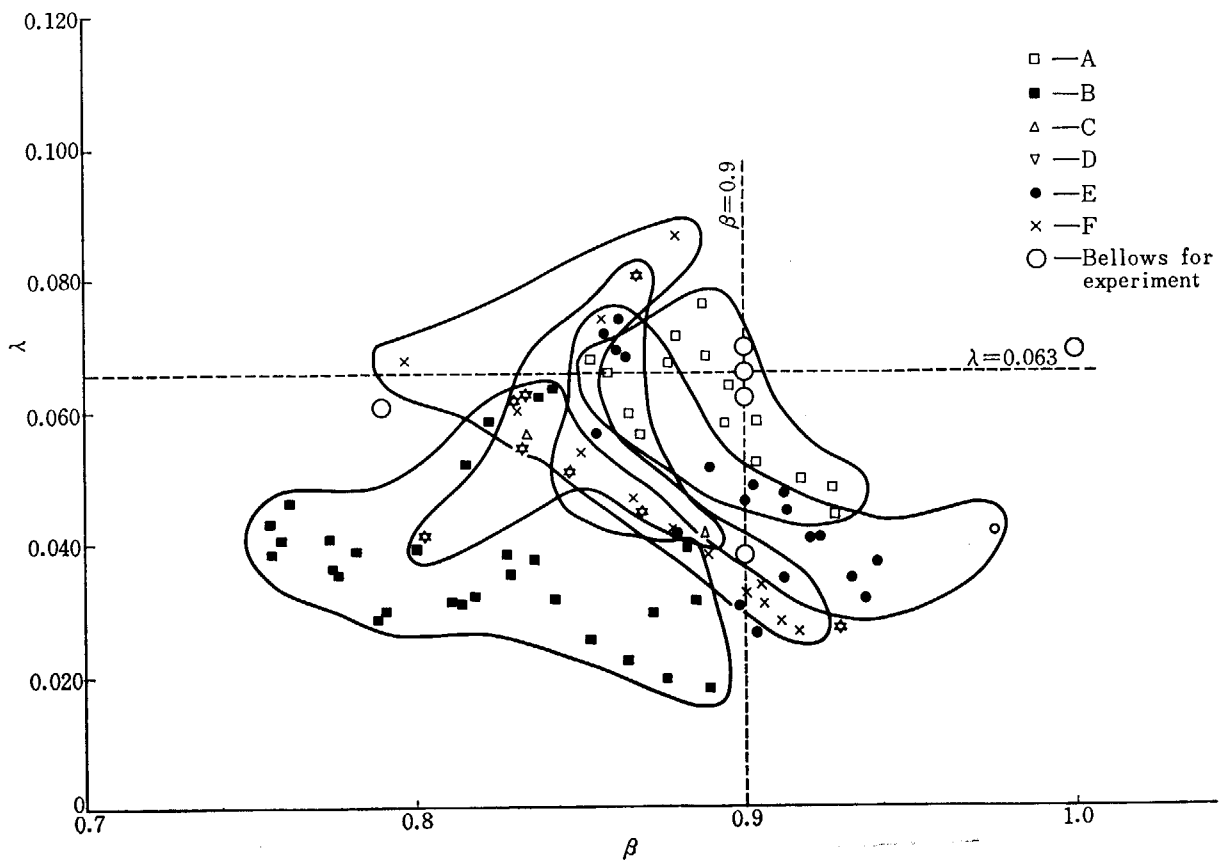


Fig. 15 Parameter β versus λ

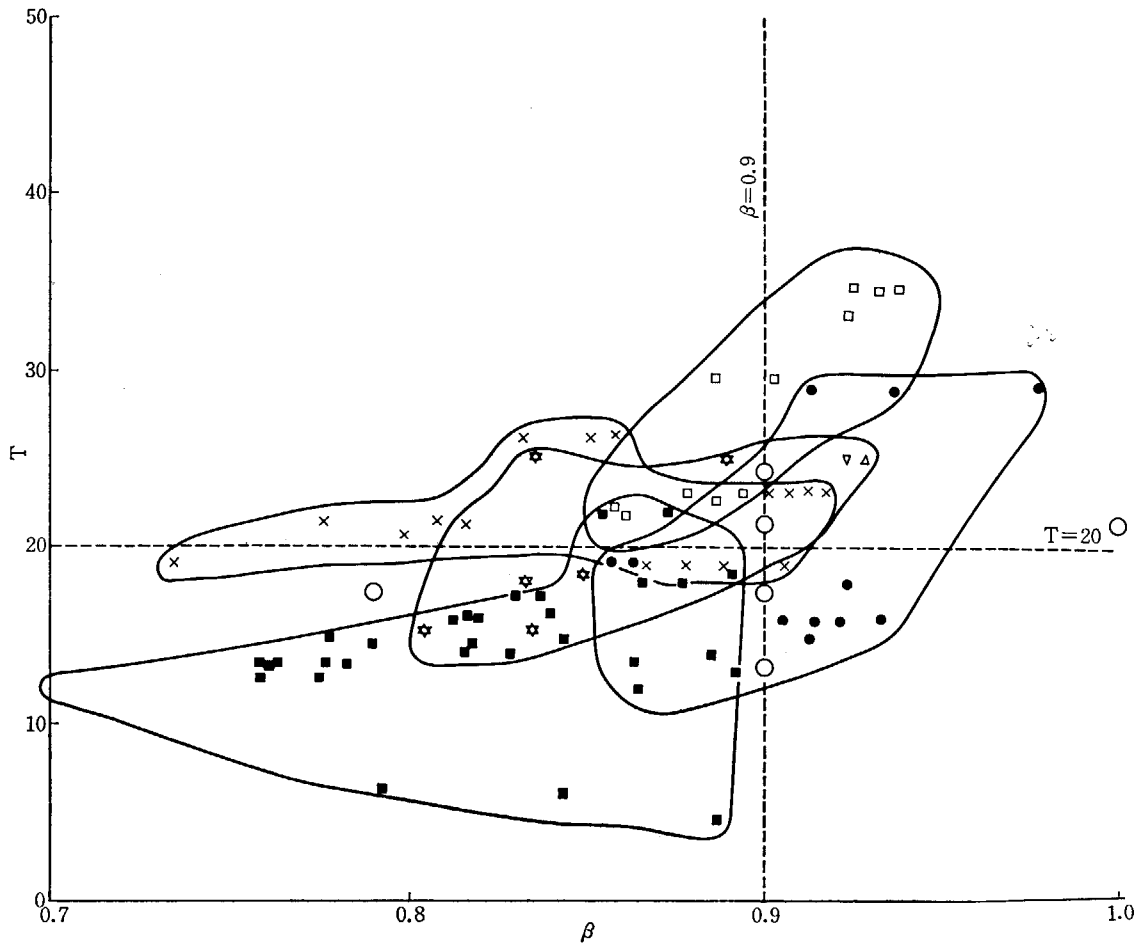


Fig. 16 Parameter β versus T

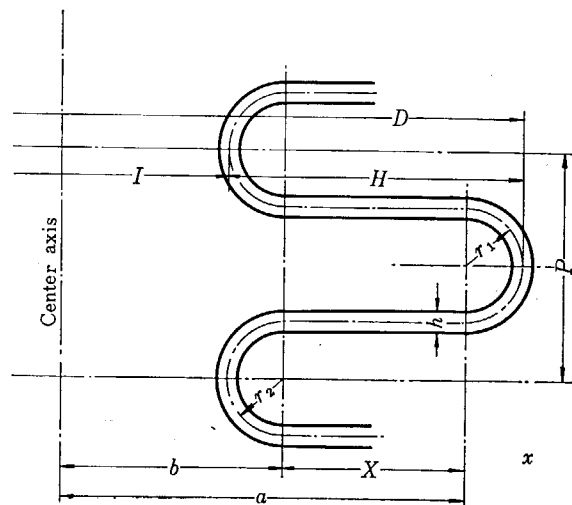
TABLE 1 Values of parameter for testing bellows

	A	B	C	D
$1_{\beta=1.0}$			$\lambda=0.0697$ $\beta=1.0$ $T=21.6$	
$2_{\beta=0.9}$	$\lambda=0.0661$ $\beta=0.9$ $T=13.2$	$\lambda=0.0693$ $\beta=0.9$ $T=17.4$	$\lambda=0.0628$ $\beta=0.9$ $T=21.6$	$\lambda=0.0369$ $\beta=0.9$ $T=24.0$
$3_{\beta=0.8}$			$\lambda=0.0609$ $\beta=0.79$ $T=17.4$	

TABLE 2 Dimension of testing bellows

	I	D	h	H	P	a	b	X	r ₁	r ₂
A2	200	260	2	30	32	121	109	12	8	8
B2	250	326	2	38	42	151.5	136.5	15	10.5	10.5
C2	345	442	2	48.5	52	207	186.5	20.5	13	13
C'2	420	540	2	60	46	256.5	221.5	13	12.5	10.5
D2	700	846	2	73	60	407	366	15	15	15
C1	345	401	2	28	52	186.5	186.5	13	13	13
C2	250	368	2	59	42	172.5	136.5	38	10.5	10.5

Unit: mm



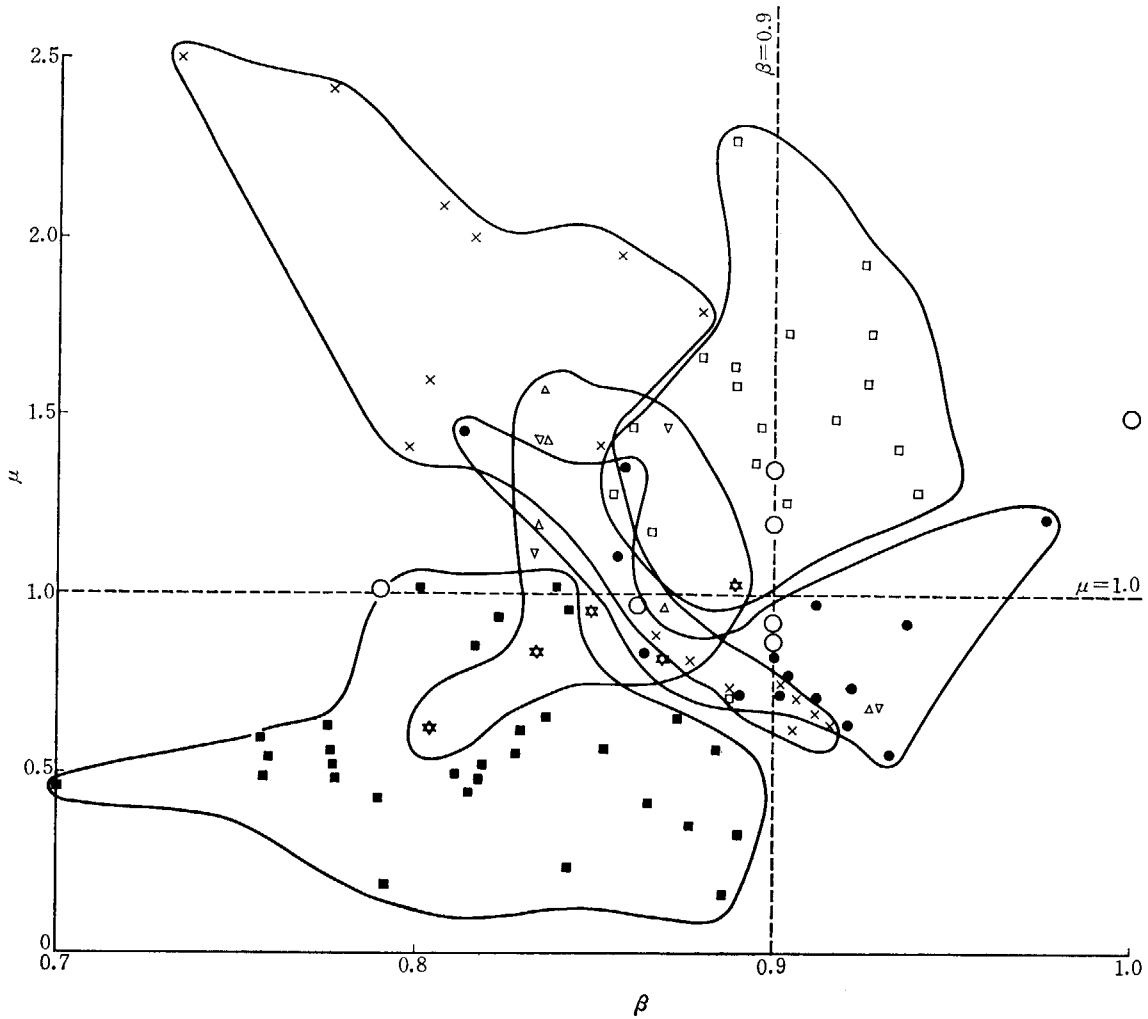


Fig. 17 Parameter β versus μ

6. 応力測定

6.1 応力塗料による応力測定

塗料によるひずみ測定は、試験物表面にあらかじめ作られた脆い塗膜の亀裂模様により、そのひずみ状態を求めるものである。この塗料を使用するには、まず特殊な塗装法を覚えなければならないが、塗装さえできれば小さな試験片だけでなく実際の機械、構造物等の全般にわたってひずみ測定を直接おこなうことができる。

塗膜に生ずる亀裂は試験物体の大きなひずみを受けている部分より順次発生し、かつ引張主歪に直角であるため、その亀裂模様より容易に試験構造物等の高応力箇所と主応力方向を求めることができる。したがって、ひずみ計により、各部のひずみ測定をおこなう場合にも、この塗料法を併用すれば、各部のひずみ量を精密に測定で

きると同時に、全般的な応力状態を知ることが可能になる。

応力塗料には、自然乾燥によるもの（加熱乾燥を補助手段とするもの）と、加熱乾燥を必要とするものとに大別することができる。前者は、屋外や加熱のできない試験物を対象とするもので、ダイラー A（関西ペイント株式会社製）および Stresscoat（米国-Magnaflux Corp.）がこれに属する。後者は、加熱乾燥の容易な場合に使用されるもので、ダイラー B や Vanish No. 108 等がある。

使用に当たって塗装法、乾燥法およびその他の知識が必要であるが、ここではその説明は省略する。ペローズの使用状態における応力分布を調べるために、この方法を用いてみたが、一様な厚さに塗装することが困難であり、かなり高度の技術を必要とすることがわかった。山部と平板部は大体一様に吹きつけることが可能であるが、谷部は吹きだまりができて厚くなりやすい。Fig. 18

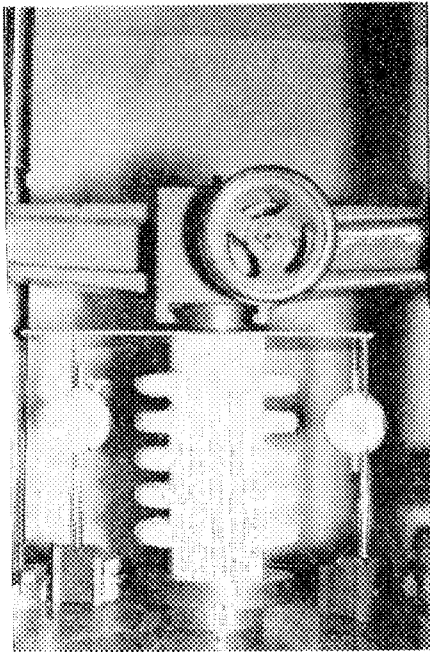


Fig. 18 Photograph measuring the strains in a bellows by stress coating

は応力塗料を使用した実験中の写真である。

6.2 ストレイン・ゲージによる応力測定

電気抵抗線ひずみ計は、従来広くおこなわれた応力測定法の一つである。伸縮継手の応力解析はすべてこの

トレン・ゲージを用いておこなった。使用機器等は次のものを用いた。

ストレン・ゲージ	Type F 2 (昭和測器製)
	Gage Length: 2.5 mm
	Gage Resistance: 60Ω
	Gage Factor: 2.10
接着剤	ビスコール (")
ストレン・メータ	静的ひずみ測定器 PS 7-L (新興通信工業(株)製)

Fig. 19 は測定中のものである。ベローズの実験でもっとも困難なのは、ストレン・ゲージの接着である。接着剤ビスコールが、かなり速乾性の接着剤であるから、この困難もどうにか克服できたが、曲部が多いので、この部分に接着するのにかなりの経験を必要とする。

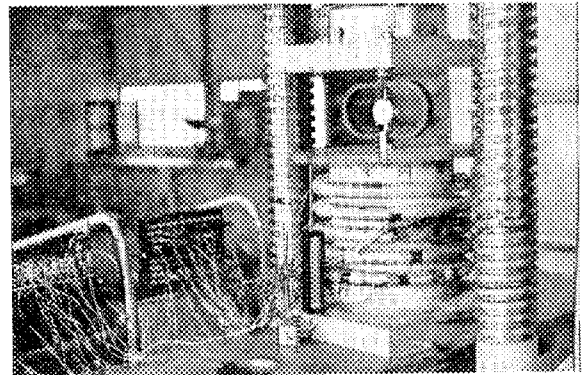


Fig. 19 Photograph measuring the strains in a bellows by strain gages

7. U 型ベローズに関する理論式

2.2.2 項で述べたように、ベローズはその断面形状に数種に分類されるが、この中で波型やS型のものについては、数学的な取り扱いが比較的簡単なために、従来多くの研究がなされている。しかし、もっと多く使用されているU型ベローズについては、理論的に取扱った例が少ない。中村康治；“平板部のある伸縮継手の応力計算”と A. LAUPA & N. A. WEIL；“Analysis of U-Shaped Expansion Joints” は、いずれもベローズを平板部と内環部および外環部の3つの部分に分け、前者においてはそれぞれについて微小変形の仮定のもとで、面内張合および曲げを考えた基礎式を用い、これらの接続部において、力学的つり合い条件および変形の連続条件を満足するような解を求めている。後者は、平板部と接続部については、前者と同じような考え方で式を導いているが、内外の円環部についてはエネルギー法を用いて解いている。この他に2次元的に考えて計算した例も2, 3ある¹¹⁾¹²⁾。この研究では、もっともよく使用されている寸法・形状のものについて、前者の解析法にしたがって数値計算をおこない、同時に試験用伸縮継手を製作して実

験し、計算値との比較をおこなった。

以下に平板部、外環部、内環部についての基本式とその解、およびその解から応力、変形を計算する関係式を示し、次に外環部と平板部、内環部と平板部の接続条件を整理し、連立方程式として解く手順を述べ、それによる計算結果を図示する。

7.1 平板部に関する基礎式とその解

円板の軸対称の曲げおよび面内張合の理論を適用する。記号およびパラメータを次に示す (Fig. 20, 21)。

M_r, M_t	半径方向および円周方向の曲げモーメント
V	r —一定なる円筒面断面にあるせん断力
N_r, N_t	面内張合力
\bar{w}	たわみ
\bar{u}	半径方向変位

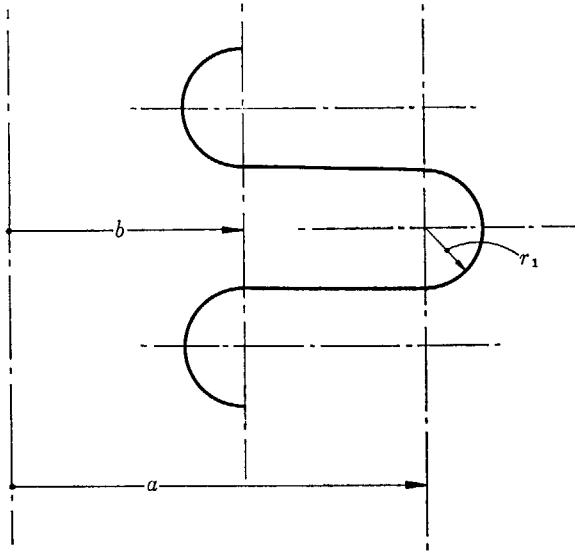


Fig. 20 Notation in the U-shaped bellows

- $\bar{\vartheta}$ 板の曲げによる断面の角変位
- h 板厚
- a 円板の外半径
- b 円板の内半径
- p 板面分布荷重
- $\Omega = p a^2 / 2 \alpha$
- F 中心にある軸方向集中荷重

$$\Phi = \frac{E}{2\pi\alpha}$$

$$\beta = \frac{b}{a} \quad \text{内外の半径比}$$

$$T_p = \sqrt{12(1-\nu^2)} \cdot \frac{a}{h} \quad \text{板厚に対する外径の大きさを示す値}$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad \text{板の曲げ剛性}$$

E 縦弾性係数

ν ポアソン比

$$\alpha = \frac{Eh^2}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \quad \text{無次元化のための係数}$$

r を板の中心よりある点までの距離とし、 $\xi = r/a$ によって基礎式を整理する。正負の記号を有するものは上図に示した向きのもを正とする。

(a) 板曲げに関する基礎式

板曲げによる断面の角変位について

$$\xi \frac{d^2 \bar{\vartheta}}{d\xi^2} + \frac{d\bar{\vartheta}}{d\xi} - \frac{\bar{\vartheta}}{\xi} = -T_p \Phi - T_p \Omega \xi^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

式(1) を解いて

$$\bar{\vartheta} = S_1 \xi + S_2 \frac{1}{\xi} - \frac{T_p \Phi}{2} \xi \log \xi - \frac{T_p \Omega}{8} \xi^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{d\bar{\vartheta}}{d\xi} = S_1 - S_2 \frac{1}{\xi^2} - \frac{T_p \Phi}{2} (1 + \log \xi) - \frac{3}{8} T_p \Omega \xi \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{\bar{\vartheta}}{\xi} = S_1 + S_2 \frac{1}{\xi^2} - \frac{T_p \Phi}{2} \log \xi - \frac{1}{8} T_p \Omega \xi^2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

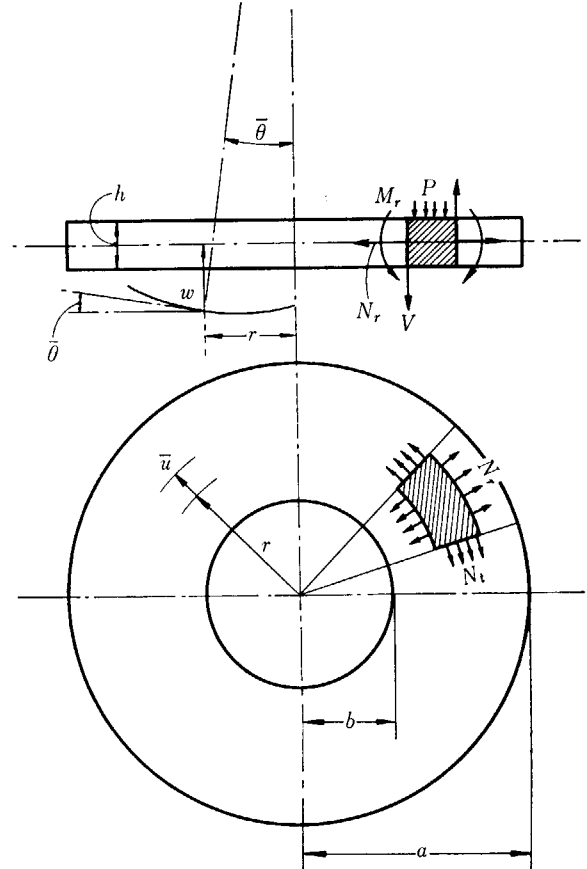


Fig. 21 Notation in the annular plate

ただし、 S_1, S_2 ; 積分定数.

板曲げによる半径方向および円周方向の曲率 K_r, K_t は

$$\left. \begin{aligned} K_r &= \frac{d\bar{\vartheta}}{dr} = \frac{1}{a} \cdot \frac{d\bar{\vartheta}}{d\xi} \\ K_t &= \frac{\bar{\vartheta}}{r} = \frac{1}{a} \cdot \frac{\bar{\vartheta}}{\xi} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

曲げモーメント M_r, M_t は

$$\left. \begin{aligned} M_r &= -D(K_r + \nu K_t) \\ &= -\frac{D}{a} \left[(1+\nu) S_1 - (1-\nu) S_2 \frac{1}{\xi^2} \right. \\ &\quad \left. - \frac{T_p \Phi}{2} \{1 + (1+\nu) \log \xi\} - \frac{3+\nu}{8} T_p \Omega \xi^2 \right] \\ M_t &= -D(K_t + \nu K_r) \\ &= -\frac{D}{a} \left[(1+\nu) S_1 + (1-\nu) S_2 \frac{1}{\xi^2} \right. \\ &\quad \left. - \frac{T_p \Phi}{2} \{ \nu + (1+\nu) \log \xi \} - \frac{1+3\nu}{8} T_p \Omega \xi^2 \right] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

変位(たわみ) \bar{w} は

$$\begin{aligned} \bar{w} &= \int_{\xi_0}^{\xi} \bar{\vartheta} dr \\ &= a \left[S_1 \frac{\xi^2}{2} + S_2 \log \xi^2 (1 - 2 \log \xi) - \frac{T_p \Omega}{32} \xi^4 \right]_{\xi_0}^{\xi} \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

(b) 板の面内張合に関する基礎式

面内張合については応力函数(無次元) $\bar{\lambda} = r N_r / \alpha$ を用

いると

$$\xi \frac{d^2 \bar{\chi}}{d\xi^2} + \frac{d\bar{\chi}}{d\xi} - \frac{\bar{\chi}}{\xi} = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(8)を解いて

$$\bar{\chi} = K_1 \xi + K_2 \frac{1}{\xi} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\frac{d\bar{\chi}}{d\xi} = K_1 - K_2 \frac{1}{\xi^2} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{\bar{\chi}}{\xi} = K_1 + K_2 \frac{1}{\xi^2} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし, K_1, K_2 ; 積分定数

面内張力は

$$\left. \begin{aligned} N_r &= \frac{\alpha \bar{\chi}}{r} = \frac{\alpha}{a} \cdot \frac{\bar{\chi}}{\xi} = \frac{\alpha}{a} \left(K_1 + \frac{K_2}{\xi^2} \right) \\ N_t &= \alpha \frac{d\bar{\chi}}{dr} = \frac{\alpha}{a} \cdot \frac{d\bar{\chi}}{d\xi} = \frac{\alpha}{a} \left(K_1 - \frac{K_2}{\xi^2} \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

半径方向変位 \bar{u} は

$$\bar{u} = r\epsilon t = \frac{\alpha}{Eh} \left[(1-\nu) K_1 \xi - (1+\nu) K_2 \frac{1}{\xi} \right] \quad \dots\dots\dots (13)$$

(c) 応力および歪

以上の諸関係を用いると応力および歪は次のように示される.

曲げ応力および歪

$$\left. \begin{aligned} m\sigma_r &= \pm \frac{6M_r}{h^2} \\ m\sigma_t &= \pm \frac{6M_t}{h^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

$$\left. \begin{aligned} m\epsilon_r &= \pm \frac{h}{2} \cdot \frac{12}{Eh^3} (M_r - \nu M_t) \\ m\epsilon_t &= \pm \frac{h}{2} \cdot \frac{12}{Eh^3} (M_t - \nu M_r) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

平均応力および歪

$$\left. \begin{aligned} n\sigma_r &= \frac{N_r}{h} \\ n\sigma_t &= \frac{N_t}{h} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

$$\left. \begin{aligned} n\epsilon_r &= \frac{1}{Eh} (N_r - \nu N_t) \\ n\epsilon_t &= \frac{1}{Eh} (N_t - \nu N_r) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

板の表面における合応力および歪

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= n\sigma_r \pm m\sigma_r \\ \sigma_t &= n\sigma_t \pm m\sigma_t \\ \epsilon_r &= n\epsilon_r \mp m\epsilon_r \\ \epsilon_t &= n\epsilon_t \mp m\epsilon_r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_r &= n\epsilon_r \mp m\epsilon_r \\ \epsilon_t &= n\epsilon_t \mp m\epsilon_r \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

7.2 外環部に関する基礎式とその解

円環部の曲げおよび面内張合の理論を用いる. 記号およびパラメータを次に示す (Fig. 22).

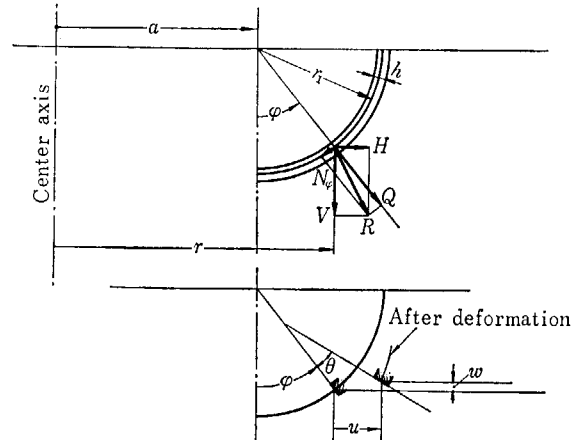


Fig. 22 Notation in the torus

M_φ, M_θ	メリディアン方向および円周方向の曲げモーメント
Q	図示のような円錐面断面にあるせん断力
N_φ, N_θ	メリディアン方向および円周方向の面内張合力
H, V	半径および軸方向張合力
w	軸方向変位
u	半径方向変位
θ	断面角度位
a	環の半径
r_1	殻のメリディアン切断面の曲率半径 (主曲率半径の一つ)
h	板厚
p	板面分布荷重
F	中心にある軸方向集中荷重
$\lambda = \frac{r_1}{a}$	環の半径に対する丸みの大きさを示す値
$T = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r_1}{h}$	板厚に対する丸みの大きさを示す値
$\mu = \lambda T$	

円環部の任意の点を示すには r (環の中心よりの距離) および φ (円環部の中心を通る軸からの角度) を用いる.

Fig. 22 における矢印の向きを正とする.

ϑ および $\chi = rH/\alpha$ に関する基礎式

基礎式は断面角変位 ϑ および応力函数 (無次元) $\chi = rH/\alpha$ について平板部の式 (1) および式 (8) に対応するものとして次の連立方程式となる¹³⁾

$$(1 + \lambda \sin \varphi) \vartheta'' + \lambda \cos \varphi \cdot \vartheta' - \left(\frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi}{1 + \lambda \sin \varphi} + \nu \lambda \sin \varphi \right) \vartheta = -\mu \sin \varphi \cdot \chi - \mu \cos \varphi \cdot U \quad \dots\dots (22)$$

$$(1 + \lambda \sin \varphi) \chi'' + \lambda \cos \varphi \cdot \chi' - \left(\frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi}{1 + \lambda \sin \varphi} - \nu \lambda \sin \varphi \right) \chi = \mu \sin \varphi \cdot \vartheta - \lambda \cos \varphi \cdot A \left(\nu + \frac{\lambda \sin \varphi}{1 + \lambda \sin \varphi} \right) - P \frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi}{1 + \lambda \sin \varphi} \quad \dots\dots (23)$$

ただし, $U=rV/\alpha$, $P=par_1/2\alpha$, また今の場合 $A=(U)_{\varphi=0}$ である.

式 (22) および (23) を解けば, 平板部に対応した解⁶⁾になるが, 本研究ではペローズの寸法比に応じて, 次のような簡単化された式を利用した⁹⁾. すなわち, 板厚 h は r_1 に比べて小さいので $\lambda \ll \mu$ となり基礎式 (22) および (23) は次のように簡略化できる.

$$[(1+\lambda \sin \varphi)\vartheta']' = -\mu \sin \varphi \cdot \chi_{\varphi} - \mu \cos \varphi \cdot A \quad \dots (24)$$

$$[(1+\lambda \sin \varphi)\chi_{\varphi}'] = \mu \sin \varphi \cdot \vartheta \quad \dots (25)$$

ただし, $\chi_{\varphi} = \chi + P(2+\lambda \sin \varphi) \cos \varphi$

さらにペローズの山の丸みはその環径に比し小さい場合には, $r_1 \ll a$ であり, 式 (24) および (25) は

$$\vartheta'' = -\mu \sin \varphi \cdot \chi_{\varphi} - \mu \cos \varphi \cdot A \quad \dots (26)$$

$$\chi_{\varphi}'' = \mu \sin \varphi \cdot \vartheta \quad \dots (27)$$

のように表わされる. 式 (26) および (27) の解は次の方程式

$$\eta'' + i\mu \sin \varphi \eta + i\mu \cos \varphi \cdot A = 0 \quad \dots (28)$$

を解くことによって求められる. 式 (28) の解を中級数の形で求め, その数値表が作成されている¹⁴⁾. 式 (28) の解を

$$\text{第1種の解} \quad \eta_1 = \eta_{1R} + i\eta_{1I} \quad \dots (29)$$

$$\text{第2種の解} \quad \eta_2 = \eta_{2R} + i\eta_{2I} \quad \dots (30)$$

$$A \text{ について} \quad \eta_A = A(\eta_{AR} + i\eta_{AI}) \quad \dots (31)$$

の特解

の形に示すと, θ および χ_{φ} に関する解は

$$\vartheta = C_1\eta_{1R} + C_2\eta_{1I} + C_3\eta_{2R} + C_4\eta_{2I} + A\eta_A \quad \dots (31)$$

$$\chi_{\varphi} = -C_1\eta_{1I} + C_2\eta_{1R} - C_3\eta_{2I} + C_4\eta_{2R} + A\eta_{AR} \quad \dots (32)$$

ただし, C_1, C_2, C_3, C_4 は積分定数. 後に示すように μ^2 が小さい値をとるときは $(\eta)_{\mu^2 \rightarrow 0}$ の値をもって η 値として近似的に利用することができる. TABLE 3 は $\mu^2 \rightarrow 0$ なるときの η の値を示す. $\int_0^{\pi/2} \eta \cos \varphi d\varphi$ は変形の計算に利用されるので併せて記した.

なお, 同次式の解 $\eta_{1R,1}, \eta_{2R,1}$ は次のような性質をもっている.

(i) 第1種の解

η_{1R}, η_{1I} (suffix "1") は \overline{OA} の上, 下の部分が A 点に

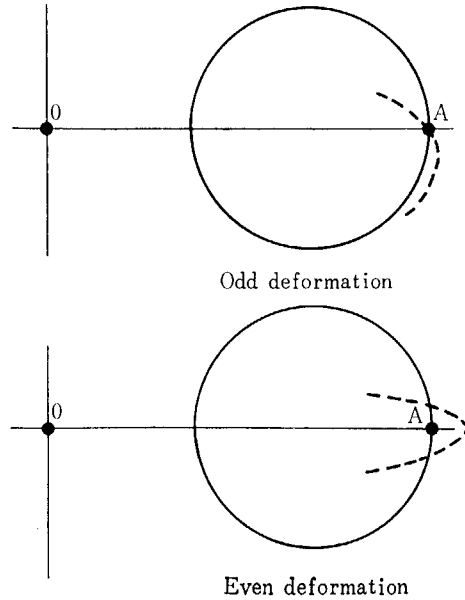


Fig. 23 Two types of the deformation of a tours

対して対称の変形をする場合に対応する. すなわち, A 点において $\mu=0, M_{\varphi}=0$ の条件を満足する. (奇の変形)

(ii) 第2種の解

η_{2R}, η_{2I} (suffix "2") は \overline{OA} の上, 下の部分が \overline{OA} 線に対して対称な変形をする場合に対応する. すなわち, A 点において $H=0, \theta=0$ の条件を満足する. (偶の変形)

(iii) η_{AR}, η_{AI} は偶変形の性質をもっている. 一般の変形はこれらの和として与えられる.

θ, χ_{φ} が求められたとき張合力, 曲げモーメント, 変位は次の諸関係で計算できる.

$$N_{\varphi} = -\frac{\alpha\chi_{\varphi}}{a} \cdot \frac{\cos \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} + \frac{\alpha A}{a} \cdot \frac{\sin \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} + \frac{\alpha P}{a} \cdot \frac{2+\lambda \sin \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} \quad \dots (34)$$

$$N_{\theta} = -\frac{\alpha\chi_{\varphi}'}{r_1} + \frac{\alpha P}{a} \quad \dots (35)$$

$$Q = \frac{\alpha\chi_{\varphi}}{a} \cdot \frac{\sin \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} + \frac{\alpha A}{a} \cdot \frac{\cos \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} \quad \dots (36)$$

$$M_{\varphi} = -\frac{D}{r_1} \left(\vartheta' + \nu\lambda\vartheta \frac{\cos \varphi}{1+\lambda \sin \varphi} \right) \quad \dots (37)$$

TABLE 3

	$\eta \sim$	$\eta' \sim$	$\int_0^{\pi/2} \eta \cos \varphi d\varphi$
η_{1R}	1	0	1
η_{1I}	$\eta(\sin \varphi - 1)$	$\mu \cos \varphi$	$-\mu_2$
η_{2R}	$\frac{\pi}{2} - \varphi$	-1	1
η_{2I}	$\mu \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) (1 + \sin \varphi) - 2 \cos \varphi \right]$	$\left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \cos \varphi + \sin \varphi - 1 \right]$	$-\mu \left(\frac{3}{8} \pi - 1 \right)$
η_{AR}	0	0	0
η_{AI}	$\mu \left(\cos \varphi + \varphi - \frac{\pi}{2} \right)$	$\mu(1 - \sin \varphi)$	$-\mu \left(1 - \frac{\pi}{4} \right)$

$$M_\theta = -\frac{D}{r_1} \left(\nu \vartheta' + \lambda \vartheta \frac{\cos \varphi}{1 + \lambda \sin \varphi} \right) \dots\dots\dots (38)$$

$$u = \frac{\alpha}{Eh} \left[\nu \chi_\varphi \cos \varphi - \chi_\varphi' \frac{1 + \lambda \sin \varphi}{\lambda} - \nu A \sin \varphi + P \{ 1 + \lambda \sin \varphi - \nu (2 + \lambda \sin \varphi) \} \right] \dots\dots\dots (39)$$

$$w = r_1 \int_{\varphi_0}^{\varphi} \vartheta \cos \varphi d\varphi \dots\dots\dots (40)$$

本報告に示す計算例では、いずれも TABLE 3 の近似値で計算をおこなっており、それに対応して張合量など何れも下記の関係式で計算をしている。

$$\dot{N}_\varphi = -\frac{\alpha \chi_\varphi}{a} \cos \varphi + \frac{\alpha \Phi}{a} \sin \varphi + \frac{\alpha \Omega}{a} (2\lambda_a + \sin \varphi) \quad (41)$$

$$\dot{N}_\theta = -\frac{\alpha \chi_\varphi'}{a} \cdot \frac{1}{\lambda_a} + \frac{\alpha \Omega}{a} \lambda_a \dots\dots\dots (42)$$

$$\dot{M}_\varphi = -\frac{D}{r_1} (\vartheta' + \nu \lambda_a \vartheta \cos \varphi) \dots\dots\dots (43)$$

$$\dot{M}_\theta = -\frac{D}{r_1} (\nu \vartheta' + \lambda_a \vartheta \cos \varphi) \dots\dots\dots (44)$$

以上の諸式から平板部の場合と同じようにして応力および歪は次のようにあらわされる。

曲げ応力および歪

$$\left. \begin{aligned} m\sigma_\varphi &= \pm \frac{6M_\varphi}{h^2} \\ m\sigma_\theta &= \pm \frac{6M_\theta}{h^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (45)$$

$$\left. \begin{aligned} m\varepsilon_\varphi &= \pm \frac{h}{2} \cdot \frac{12}{Eh^3} (M_\varphi - \nu M_\theta) \\ m\varepsilon_\theta &= \pm \frac{h}{2} \cdot \frac{12}{Eh^3} (M_\theta - \nu M_\varphi) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (46)$$

平均応力および歪

$$\left. \begin{aligned} n\sigma_\varphi &= \frac{N_\varphi}{h} \\ n\sigma_\theta &= \frac{N_\theta}{h} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (47)$$

$$\left. \begin{aligned} n\varepsilon_\varphi &= \frac{1}{Eh} (N_\varphi - \nu N_\theta) \\ n\varepsilon_\theta &= \frac{1}{Eh} (N_\theta - \nu N_\varphi) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (48)$$

板の表面における合応力および歪

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\varphi &= n\sigma_\varphi \pm m\sigma_\varphi \\ \sigma_\theta &= n\sigma_\theta \pm m\sigma_\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (49)$$

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_\varphi &= n\varepsilon_\varphi \mp m\varepsilon_\varphi \\ \varepsilon_\theta &= n\varepsilon_\theta \mp m\varepsilon_\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (50)$$

7.3 内環部に関する基礎式とその解

内環部は円環殻の BC 部分に当る。

AB 部分(正面殻)について取扱ったことを BC 部分(背面殻)について考えるときは次のような方法をとる

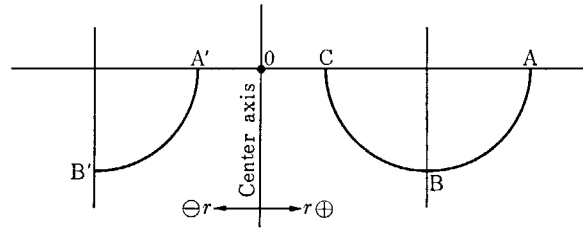


Fig. 24 Relation of the inner and outer torus

すなわち、 \widehat{AB} を紙面の平面内で左へ移動すれば $\widehat{A'B'}$ のようなものが得られる。ここで \widehat{AB} とく同じ取扱いをする。ただしこのとき r および a を (-) として中心軸からはかった量をマイナスにする。したがって、内環部に対しては、外環部についての a は $-b$ としておきかえる。内環部についての解や応力変形などの諸量については、たとえば、“ η_{1R} ” とか χ のように “ \sim ” 記号を付して区別する。寸法などのパラメーターには添字 b を付して λ_b, μ_b のように記して外環部に対する λ_a, μ_a と区別する。

前節 TABLE 3 の近似解を利用するときは次の関係がある。

$$\eta_{jR} = \eta_{jL} \quad \eta_{jL} = -\eta_{jL}/\beta \quad (j=1, 2, A, \beta=b/a) \quad (51)$$

張合量と ϑ, χ との関係式は次の近似式を用いた。

$$N_\varphi = \frac{\alpha \chi_\varphi'}{b} \cos \varphi + \frac{\alpha \Phi}{b} \sin \varphi + \frac{\alpha \Omega}{b} (-2\lambda_a \beta + \beta^2 \sin \varphi) \dots\dots\dots (52)$$

$$N_\theta = -\frac{\alpha \chi_\varphi'}{b} \cdot \frac{\beta}{\lambda_a} - \frac{\alpha \Omega}{b} \lambda_a \beta \dots\dots\dots (53)$$

$$M_\varphi = -\frac{D}{r_1} (\vartheta' - \nu \lambda_b \vartheta \cos \varphi) \dots\dots\dots (54)$$

$$M_\theta = -\frac{D}{r_1} (\nu \vartheta' - \lambda_a \vartheta \cos \varphi) \dots\dots\dots (55)$$

7.4 円環部と平板部の接続条件

(1) 外環部と平板部との接続条件

ペローズの端でない山について考えると、外環部は偶の変形をするから $C_1=C_2=0$ となり、基本解は

$$\vartheta = C_3 \eta_{2R} + C_4 \eta_{2L} + A \eta_{AL} \dots\dots\dots (56)$$

$$\chi_\varphi = -C_3 \eta_{2L} + C_4 \eta_{2R} + A \eta_{AR} \dots\dots\dots (57)$$

ただし、

$$A = \Phi + \Omega = \frac{V_a \cdot a}{2}$$

平板部は式(2)および式(9)である。すなわち、

$$\bar{\vartheta} = S_1 \xi + S_2 \frac{1}{\xi} - \frac{T_p \vartheta \xi}{2} \log \xi - \frac{T_p \Omega \xi^3}{8} \dots\dots\dots (2)$$

$$\bar{\chi} = K_1 \xi + K_2 \frac{1}{\xi} \dots\dots\dots (9)$$

今、 $\lambda_a = r_1/a, \mu_a = \lambda_a T$ とする。

Fig. 25 の B 点 ($\varphi=0, r=a, \xi=1$) における接続条件は

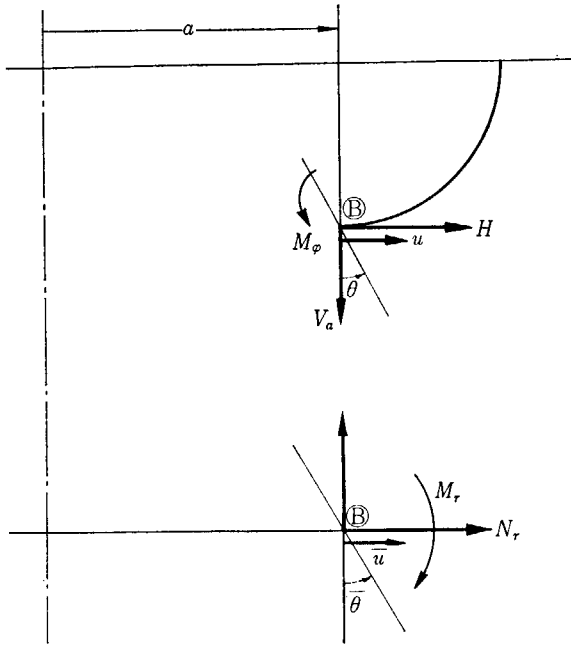


Fig. 25 Notation in the outer boundary

- i) $\bar{\vartheta} = \vartheta$
- ii) $M_r = M_\varphi$
 $\therefore \lambda_a \frac{d\bar{\vartheta}}{d\xi} = \vartheta'$
- iii) $N_r = -H$
 $\therefore \bar{\chi} = -\chi_p + \frac{P_a r_1}{\alpha}$
- iv) $\bar{u} = u$
 $\frac{d\bar{\chi}}{d\xi} = -\frac{1}{\lambda_a} \chi_p' + \frac{P_a r_1}{\alpha}$

である。この4条件式を式(56), (57), (2), (9) で書きかえると、

$$S_1 + S_2 = C_3(\eta_{2R})_0 + C_4(\eta_{21})_0 + \Phi(\eta_{A1})_0 + \left(\Omega \eta_{A1} + \frac{T_p}{8} \right)_0 \quad \dots\dots (58)$$

$$S_1 - S_2 = C_3 \left(\frac{\eta_{2R}'}{\lambda_a} \right)_0 + C_4 \left(\frac{\eta_{A1}'}{\lambda_a} \right)_0 + \Phi \left(\frac{\eta_{A1}'}{\lambda_a} + \frac{T_p}{2} \right) + \Omega \left(\frac{\eta_{A1}'}{\lambda_a} \right) + \frac{3}{8} T_p \quad \dots\dots (59)$$

$$K_1 + K_2 = C_3(\eta_{21})_0 - C_4(\eta_{2R}) + \Phi(\eta_{AR})_0 + \Omega(-\eta_{AR} + 2\lambda_a)_0 \quad \dots\dots (60)$$

$$K_1 - K_2 = C_3 \left(\frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right) - C_4 \left(\frac{\eta_{2R}'}{\lambda_a} \right) - \Phi \left(\frac{\eta_{AR}'}{\lambda_a} \right) + \Omega \left(\frac{\eta_{AR}'}{\lambda_a} + \lambda_a \right) \quad \dots\dots (61)$$

(2) 内環部と平板部との接続条件

内環部に対しては 5.1.3 のような整理方法をとれば

$$\lambda_b = \frac{r_1}{b}, \quad \mu_b = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{r_1^2}{b^2 h}$$

のような量は“b”が(-)値をとるため(-)値となる。しかし、以下の記述にはそのような符号の整理をした結果を示してあり、したがって、 λ_b, μ_b と記したのも

$|\lambda_b|, |\mu_b|$ であるとして (+) 値として取扱う。内環部も外環部と同じように偶の変形をすることにより基本解は

$$\bar{\vartheta} = B_3 \eta_{2R} + B_4 \eta_{21} + \bar{A} \eta_{A1} \quad \dots\dots (62)$$

$$\bar{\chi} = -B_3 \eta_{21} + B_4 \eta_{2R} + \bar{A} \eta_{AR} \quad \dots\dots (63)$$

$$\bar{A} = -\frac{V_b b}{\alpha} = -\Phi - \beta^2 \Omega$$

となる。ただし、 B_3, B_4 ; 積分定数。

平板部は外環部と同様に式(2), (9) を用いる。

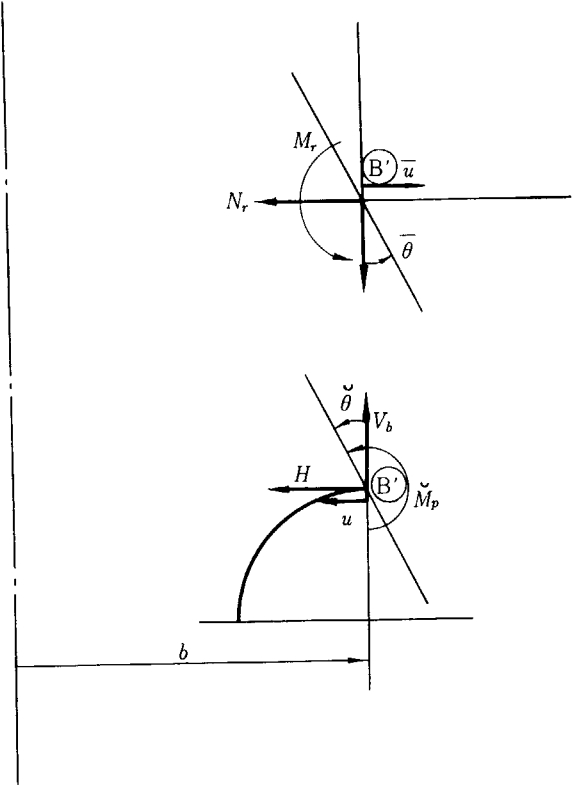


Fig. 26 Notation in the inner boundary

Fig. 26 の B' 点 ($\varphi=0, r=b, \xi=\beta$) における接続条件は

- i) $\bar{\vartheta} = \vartheta$
- ii) $\bar{M}_r = -M_\varphi$
 $\therefore \frac{d\bar{\vartheta}}{d\xi} = -\frac{1}{\lambda_a} \vartheta'$
- iii) $N_r = -H$
 $\therefore \bar{\chi} = \chi_p - \frac{Pbr}{\alpha}$
- iv) $\bar{u} = -u$
 $\therefore \frac{d\bar{\chi}}{d\xi} = -\frac{\bar{\chi}_p'}{\lambda_a} - \frac{P_a r_1}{2\alpha}$

である。この4条件式を式(62), (63), (2), (9) で書きかえると

$$S_1 \beta + \frac{S_2}{\beta} = B_3(\eta_{2R})_0 + B_4(\eta_{21})_0 + \Phi \left(-\eta_{A1} + \frac{T_p \beta}{2} \log \beta \right) + \Omega \left(-\beta^2 \eta_{A1} + \frac{T_p \beta^3}{8} \right) \quad \dots\dots (64)$$

$$S_1 - \frac{S}{\beta^2} = -B_3 \left(\frac{\eta_{2R}'}{\lambda_a} \right)_0 - B_4 \left(\frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 + \Phi \left(\frac{\eta_{AI}'}{\lambda} + \frac{T_p}{2} (1 + \log \beta) \right) + \Omega \left(\beta^2 \frac{\eta_{AI}'}{\lambda_a} + \frac{3}{8} T_p \beta^2 \right) \quad \dots\dots\dots (65)$$

$$K_1 \beta + \frac{K_2}{\beta} = -B_3 (\eta_{21})_0 + B_4 (\eta_{2R})_0 + \Phi (\eta_{AR})_0 + \Omega (-\beta^2 \eta_{AR} - 2\beta \lambda_a)_0 \quad \dots\dots\dots (66)$$

$$K_1 - \frac{K_2}{\beta} = B_3 \left(\frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 - B_4 \left(\frac{\eta_{2R}'}{\lambda_a} \right)_0 + \Phi \left(\frac{\eta_{AR}'}{\lambda_a} \right)_0 + \Omega \left(\beta^2 \frac{\eta_{AR}'}{\lambda_a} - \lambda_a \right)_0 \quad \dots\dots\dots (67)$$

(3) 未知定数の決定

以上の式 (58)~(61), (64)~(67) の 2 組の連立方程式より積分定数 $S_1, S_2; K_1, K_2; C_3, C_4; B_3, B_4$ を決定すればよい。実際には次の順序によって計算した。

(i) 外側接続条件 (58)~(61) の 4 式より平板部についての定数 S_1, S_2, K_1, K_2 を C_3, C_4, Φ, Ω であらわす。

(ii) 内側接続条件 (64)~(67) の 4 式より同じく S_1, S_2, K_1, K_2 を B_3, B_4, Φ, Ω であらわす。

(iii) (i), (ii) の S_1, S_2, K_1, K_2 を等置することにより $B_3, B_4, C_3, C_4, \Phi, \Omega$ の間の 4 個の連立方程式を得る。

(iv) この 4 式を数値的にとく。

(v) (i) の関係を用いて S_1, S_2, K_1, K_2 を決定する。

(4) TABLE 3 の近似解を用いるときの基本連立方程式

TABLE 3 の近似解を利用するときには 5.1.3 式 (51) の関係

$$\eta_{2R} = \eta_{2R}, \quad \eta_{21} = -\frac{\eta_{21}}{\beta}, \quad \eta_{AR} = \eta_{AR}, \quad \eta_{AI} = -\frac{\eta_{AI}}{\beta} \quad (68)$$

がある。これらの関係を用いて (i) (ii) (iii) の段階の式を次に記しておく。

(i)

$$2S_1 = \left(\frac{\pi}{2} - \frac{1}{\lambda_a} \right) C_3 + \left(\eta_{21} + \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 C_4 + \left\{ \mu \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{\mu}{\lambda_a} + \frac{T_p}{2} \right\} \Phi + \left\{ \mu \left(1 - \frac{\pi}{2} + \frac{\mu}{\lambda_a} + \frac{T_p}{2} \right) \right\} \Omega \quad \dots\dots\dots (69)$$

$$2S_2 = \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\lambda_a} \right) C_3 + \left(\eta_{21} - \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 C_4 + \left\{ \mu \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\mu}{\lambda_a} - \frac{T_p}{2} \right\} \Phi + \left\{ \mu \left(1 - \frac{\pi}{2} - \frac{\mu}{\lambda_a} - \frac{T_p}{2} \right) \right\} \Omega \quad \dots\dots\dots (70)$$

$$2K_1 = \left(\eta_{21} + \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 C_3 - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{1}{\lambda_a} \right) C_4 + 3\lambda_a \Omega \quad \dots\dots\dots (71)$$

$$2K_2 = \left(\eta_{21} - \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 C_3 - \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\lambda_a} \right) C_4 + \lambda_a \Omega \quad \dots\dots\dots (72)$$

(ii)

$$2S_1 = \left(\frac{1}{\beta} \frac{\pi}{2} - \frac{1}{\lambda_a} \right) B_3 + \left(\frac{\eta_{21}'}{\beta} \right)_0 \left(-\frac{1}{\beta} \right) B_4 + \left\{ \frac{\mu}{\beta^2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\mu}{\beta \lambda_a} + \frac{T_p}{2} \left(1 + 2 \log \beta \right) \right\} \Phi + \beta^2 \left\{ \frac{\mu}{\beta^2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\mu}{\beta \lambda_a} + \frac{T_p}{2} \right\} \Omega \quad \dots\dots\dots (73)$$

$$2S_2 = \beta^2 \left(\frac{1}{\beta} \frac{\pi}{2} + \frac{1}{\lambda_a} \right) B_3 + \beta^2 \left(\frac{\eta_{21}'}{\beta} + \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right) B_4 - \beta^2 \left\{ -\frac{\mu}{\beta^2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\mu}{\beta \lambda_a} + \frac{T_p}{2} \right\} \Phi - \beta^2 \left\{ -\frac{\mu}{\beta^2} \left(1 - \frac{\pi}{2} \right) - \frac{\mu}{\beta \lambda_a} + \frac{T_p}{4} \right\} \Omega \quad \dots\dots\dots (74)$$

$$2K_1 = -\left(\frac{\eta_{21}}{\beta} - \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 \left(-\frac{1}{\beta} \right) B_3 + \left(\frac{1}{\beta} \frac{\pi}{2} + \frac{1}{\lambda_a} \right) B_4 - 3\lambda_a \Omega \quad \dots\dots\dots (75)$$

$$2K_2 = -\beta^2 \left(\frac{\eta_{21}}{\beta} + \frac{\eta_{21}'}{\lambda_a} \right)_0 \left(-\frac{1}{\beta} \right) B_3 + \beta^2 \left(\frac{1}{\beta} \frac{\pi}{2} - \frac{1}{\lambda_a} \right) B_4 + \lambda_a \beta^2 \Omega \quad \dots\dots\dots (76)$$

(iii)

$$\left(\frac{\pi}{2} \lambda_a - 1 \right) C_3 + (\lambda_a \eta_{21} + \eta_{21}')_0 C_4 - \left(\frac{\pi}{2} \frac{\lambda_a}{\beta} + 1 \right) B_3 + \frac{1}{\beta} \left(\frac{\eta_{21}}{\beta} \lambda_a - \eta_{21}' \right) B_4 = \left[-\mu_a \left(1 + \frac{1}{\beta} \right) + \lambda_a T_p \log \beta \right] \Phi + \left[-\mu_a (1 + \beta) + \frac{T_p \lambda_a}{2} (1 - \beta^2) \right] \Omega \quad (77)$$

$$\left(\frac{\pi}{2} \lambda_a + 1 \right) C_3 + (\lambda_a \eta_{21} - \eta_{21}')_0 C_4 - \beta^2 \left(\frac{\pi}{2} \frac{\lambda_a}{\beta} - 1 \right) B_3 + \beta \left(\frac{\eta_{21}}{\beta} \lambda_a + \eta_{21}' \right)_0 B_4 = \left[\mu_a (1 + \beta) + \frac{T_p \lambda_a}{2} (1 - \beta^2) \right] \Phi + \left[\left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \mu_a (1 - \beta^2 (\lambda_a + \mu_a (1 + \beta^e))) + \frac{\lambda_a T_p}{4} (1 - \beta^4) \right] \Omega \quad \dots\dots\dots (78)$$

$$(\lambda_a \eta_{21} + \eta_{21}')_0 C_3 + \left(1 - \lambda_a \frac{\pi}{2} \right) C_4 - \frac{1}{\beta} \left(\frac{\lambda_a \eta_{21}}{\beta} - \eta_{21}' \right)_0 B_3 - \left(\frac{\pi}{2} \frac{\lambda_a}{\beta} + 1 \right) B_4 = -6\lambda_a \quad \dots\dots\dots (79)$$

$$(\lambda_a \eta_{21} - \eta_{21}')_0 C_3 - \left(\frac{\pi}{2} \lambda_a + 1 \right) C_4 - \beta \left(\eta_{21} \frac{\lambda_a}{\beta} + \eta_{21}' \right)_0 B_3 - \beta^2 \left(\frac{\pi}{2} \frac{\lambda_a}{\beta} - 1 \right) B_4 = -\lambda_a^2 (1 + \beta^2) \quad (80)$$

本研究で試験用として製作された伸縮継手は $\mu^2 = 0.7 \sim 2$ の範囲にあるので、数値計算はいつでも上の (77)~(80) の関係を用いて計算した。

8. 応力の計算値と静的ひずみ測定結果との関連

8.1 曲げモーメントおよび面内張合力の数値計算

数値計算は実験値と比較するために、試験継手と同じ寸法、形状のものについておこなった。Fig. 27~33 はこれら7種の試験継手の中心に集中圧縮荷重 F を加えた場合について、平板部には式 (6), (12) を、円環部には式 (41)~(44), (52)~(55) を用いて曲げモーメントおよび面内張合力を計算して縦軸に $M_{\phi, \theta}/F$ および $N_{\phi, \theta}/(F/2\pi a)$ をとり、断面上のこれらの分布を示したものである。

メリディアン方向のモーメント M_{ϕ} はその最大値が円環部にあるので、Fig. 34 は $(M_{\phi}/F)_{\max}$ の大きさとそれ

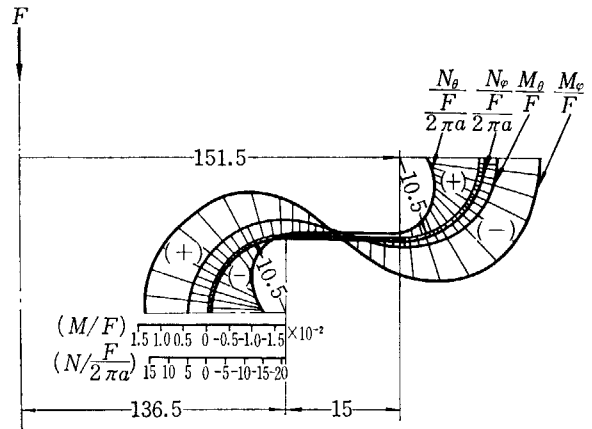


Fig. 28 B-2

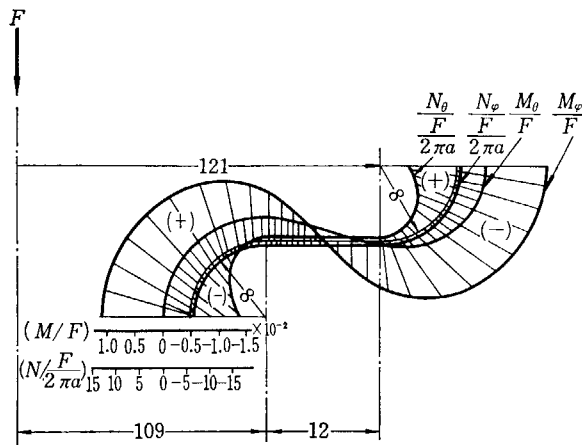


Fig. 27 A-2

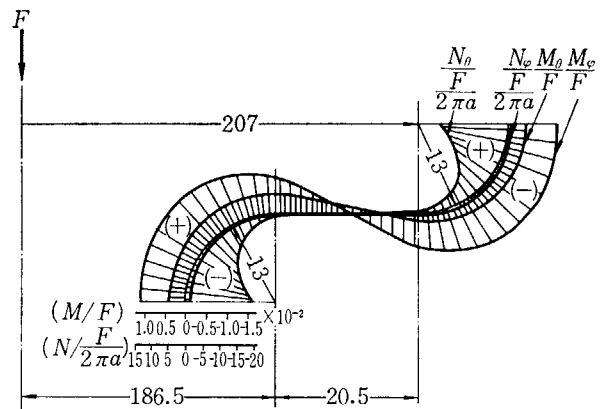


Fig. 29 C-2

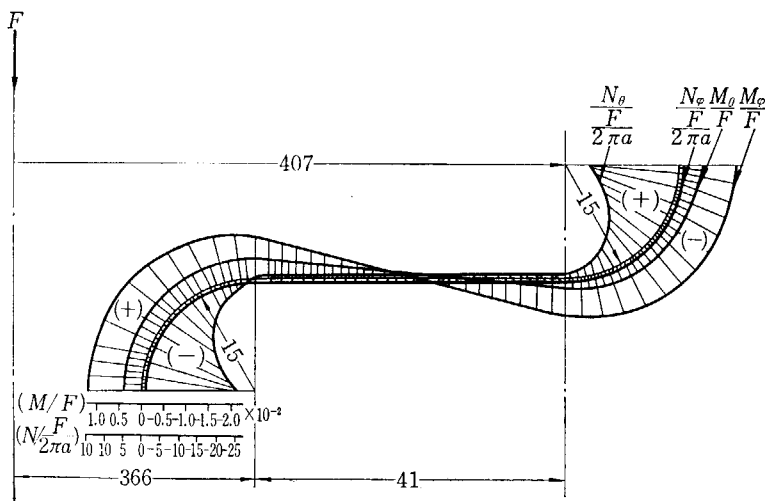


Fig. 30 D-2

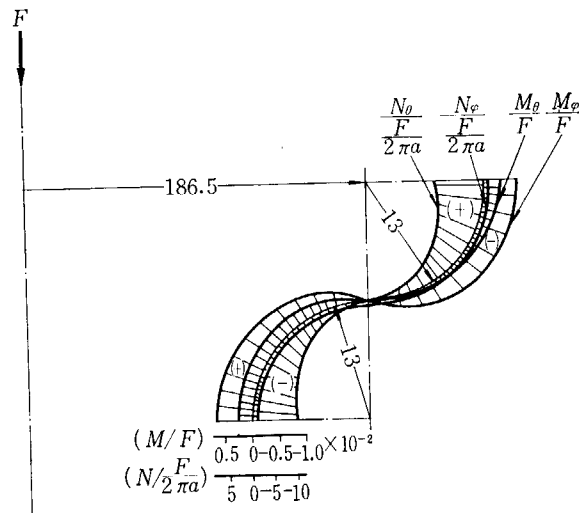


Fig. 31 C-1

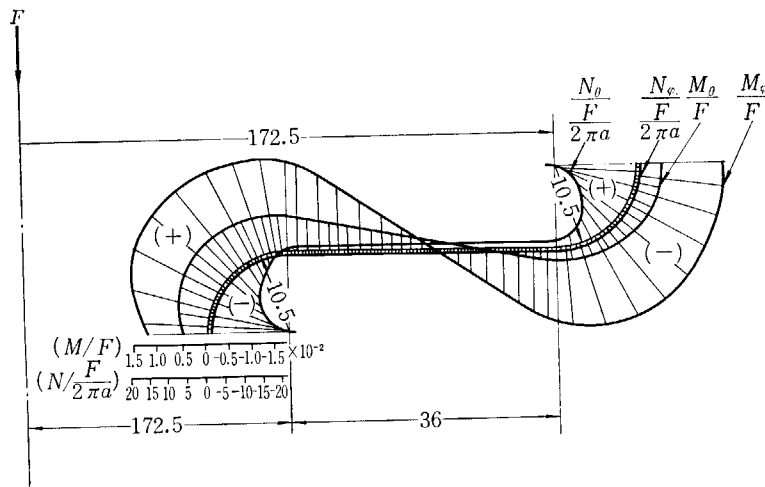


Fig. 32 C-3

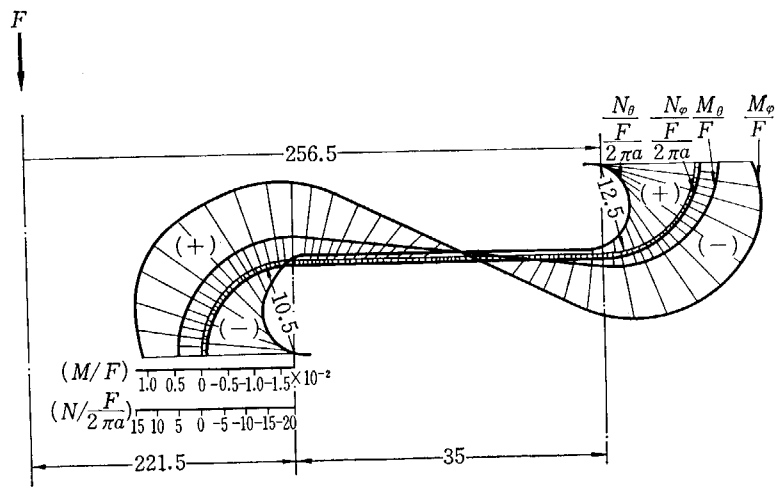


Fig. 33 C'-2

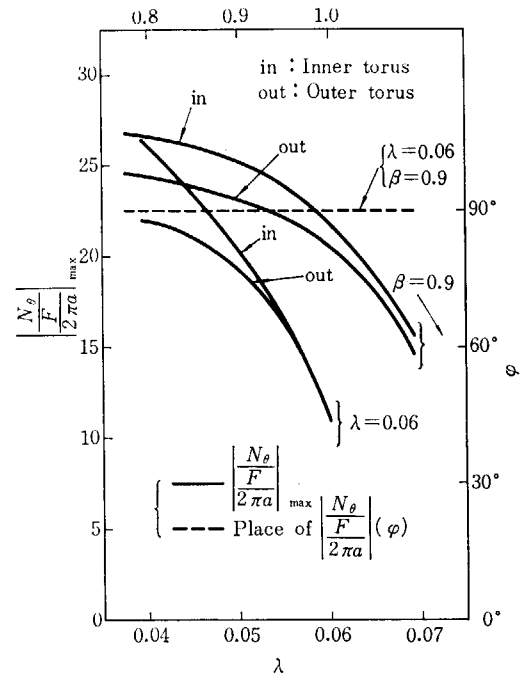
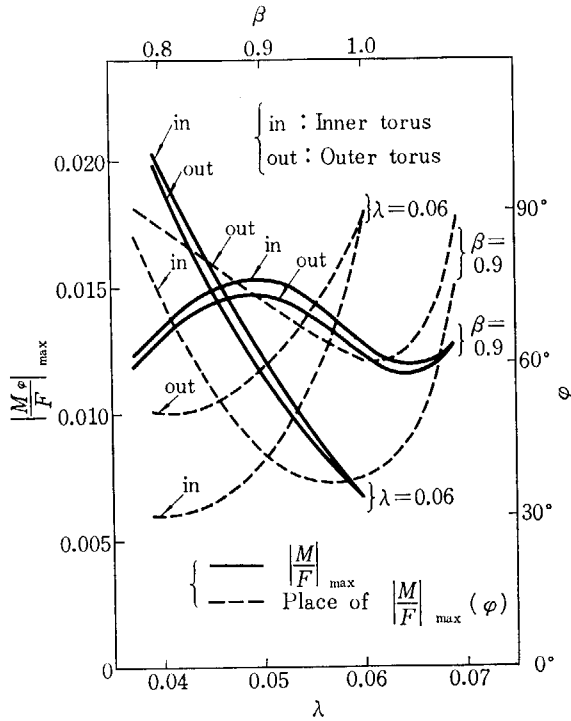


Fig. 34 Parameter β and λ versus $\left| \frac{M_\phi}{F} \right|_{\max}$ and angle ϕ Fig. 35 Parameter β and λ versus $\left| \frac{N_\theta}{F} \right|_{\max}$ and angle ϕ

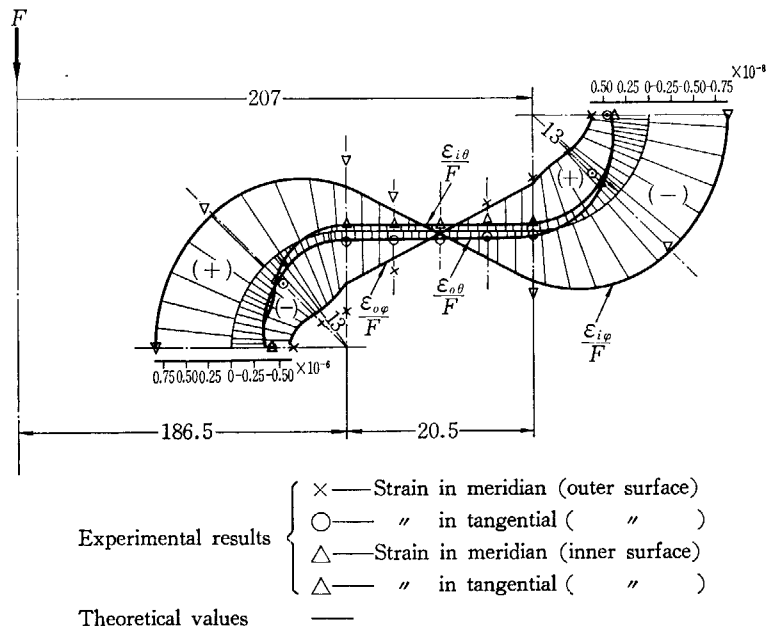


Fig. 36 Experimental and theoretical values of strains in the surface

が生ずる位置と β ($\lambda_a \approx 0.06 = \text{一定}$) および λ_a ($\beta \approx 0.9 = \text{一定}$) の関係を示したものである。 $(M_\phi/F)_{\max}$ の値は β が大きくなるとともに減少しているが、その位置は山の頂点に近づく傾向にある。

Fig. 35 は $(N_\theta/F/2\pi a)_{\max}$ の大きさとそれが生ずる位置と β ($\lambda_a \approx 0.06 = \text{一定}$) および λ_a ($\beta \approx 0.9 = \text{一定}$) の関係を示している。最大値の位置は β および λ_a の影響はなく、常に山の頂点にあるが、 $(N_\theta/F/2\pi a)_{\max}$ は β および λ_a の増大とともに減少している。

8.2 表面におけるひずみの実験値と計算値の比較

表面ひずみの計算は平板部については、式(14)~(19)を、円環部については式(45)~(50)を用いて縦および横方向に関しておこなった。代表的な一例として、試験片 C-2 について、内表面の縦および横方向ひずみを測定

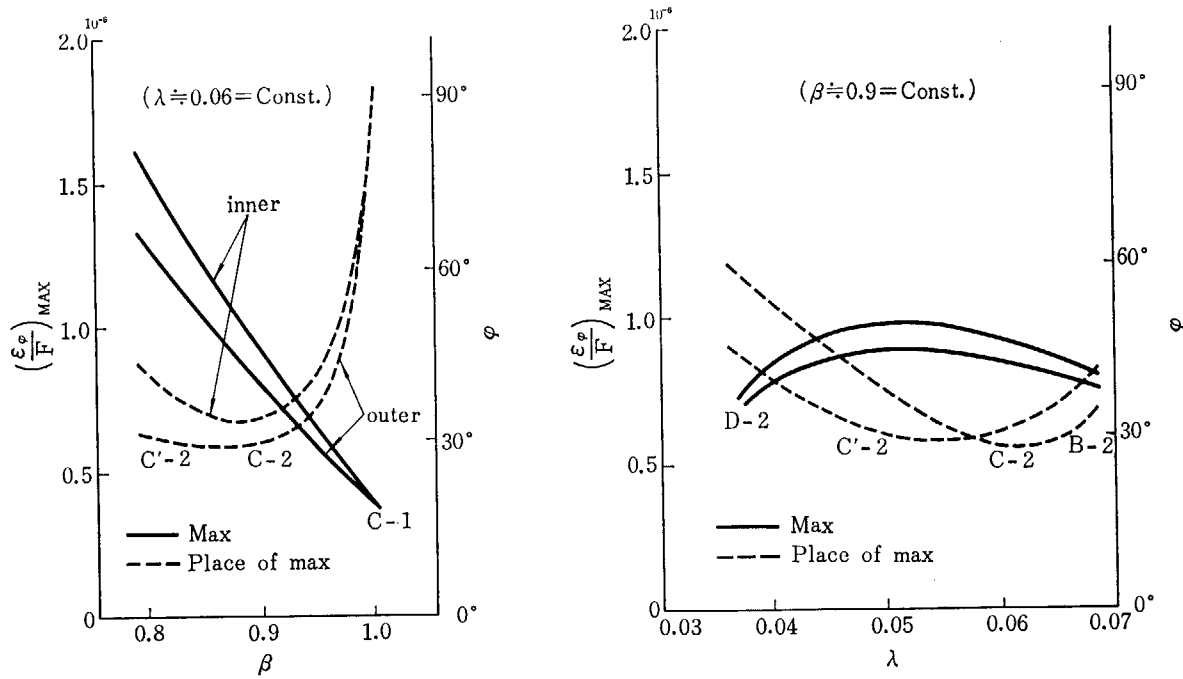


Fig. 37 Maximum of ϵ_p and its place in the outer surface of the bellows

し、この実験値と計算値との比較をおこなった。これは Fig. 36 に示してある。ストレイン・ゲージの貼付の不備やその他の実験誤差のために実験点が、かなりばらついているが、全体として実験値と理論値は大体合っている。U型の伸縮継手に関する理論解析は、これらの理論式を利用することによって、実用上役立つと思う。

Fig. 37 は外表面の縦方向ひずみの最大値について $\beta(\lambda_a \doteq 0.06 = \text{一定})$ と $\lambda_a(\beta \doteq 0.9 = \text{一定})$ の関係を示したものである。最大値は β の増加とともに減少しているが、最大値の位置は山の頂点に近づく傾向にある。

8.3 1山のたわみについての実験値と理論値の比較

1山のたわみを平板部については、式(7)を、円環部については、式(40)を用いて計算し、無次元化した値 $\Delta p/F \cdot Eh^3/a^2$ によって実験値との比較をおこなった。

Fig. 38 は $\Delta p/F \cdot Eh^3/a^2$ と $\beta(\lambda_a \doteq 0.6 = \text{一定})$ および $\lambda_a(\beta \doteq 0.9 = \text{一定})$ との関係を示したものである。図からわかるように理論値と実験値はかなりよく合っている。

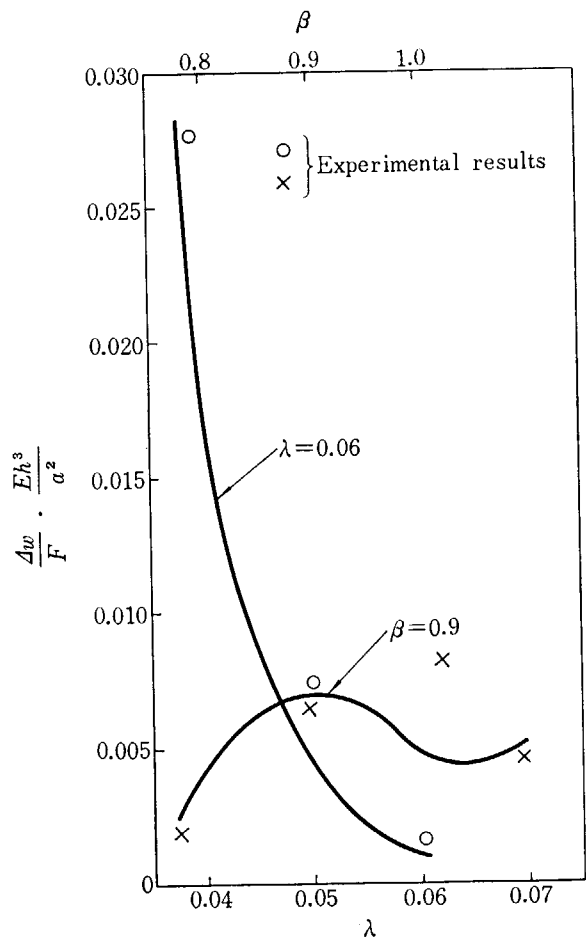


Fig. 38 Parameter β and λ versus $\frac{\Delta w}{F} \cdot \frac{Eh^3}{a^2}$

9. U型ベローズの繰返荷重試験

9.1 試験機の設計製作

伸縮継手をその実働状態に近い状態で、各種の強度試験をおこなうための試験機を設計製作した。第一の目的として、伸縮継手の引張圧縮の両振り繰返試験を自動的におこなうことをねらったものであるが、もちろん、引張りまたは圧縮の静的荷重試験もおこなうことができ、また試験中伸縮継手を密閉して、水圧による内圧を加える装置も付属させてある。

また、今回の試験項目には入れなかったが、将来さらに大口径の伸縮継手の試験、伸縮継手の軸中心荷重ばかりでなく、偏心荷重のかかる場合の試験、また、高温状態での試験などもおこなえるように、試験機支柱間隔をできるだけ大きくとり、上下取付台の間隔も大幅に変化できるように設計した。本試験機の配管系統図を Fig. 39 に示す。

本体は2本の支柱で支えられたラム①および複動シリンダ②、ラム頭に装置された上部試験片取付台③およびネジ棒で支えられた下部試験片取付台④とから成立っており、支柱間隔は1,100 mmである。また、炉を取付けて高温の試験をおこなう場合も考慮して、取付台間隔は

中間棒を取りはずすと1,200~1,800 mm (通常は200~800 mm)の間で自由に調節できるようになっている。下部取付台の中央には水圧取入口が設けられている。

油圧系統は、油圧ポンプ⑤、電磁弁⑥および絞り弁⑦、⑧が主要部分で、電磁弁の切換えによりシリンダ上下室への油の出入が切換えられ、ラムが上下動をする。最大荷重は±20 tで、ストロークは±100 mmまで可能である。

計測および制御系統は、シリンダ上下室の油圧をブルドン管⑨および差動変圧器⑩によって電気量に変換し、その出力差を増幅して荷重指示計⑪を作動させるようになっている。上下限の荷重を制定ダイヤル⑫でセットしておく、リレースイッチが前述の電磁弁⑥を作動させて、自動的に荷重の最大値、最小値および振幅一定の繰返試験をおこなうことができる。

変位(ストローク)振幅一定の繰返試験をおこなうときは、本体の支柱に取付けたリレースイッチ⑬によって変位の上下限をセットしておき、同様に電磁弁の切換えをおこなえばよい。

荷重は指示計で直読することができるが、オシログラフその他で記録するための出力端子も設けてある。ストロークの計測は、概略的にはストローク制御スイッチの箇所にある目盛でも直読できるが、精密および遠隔計測

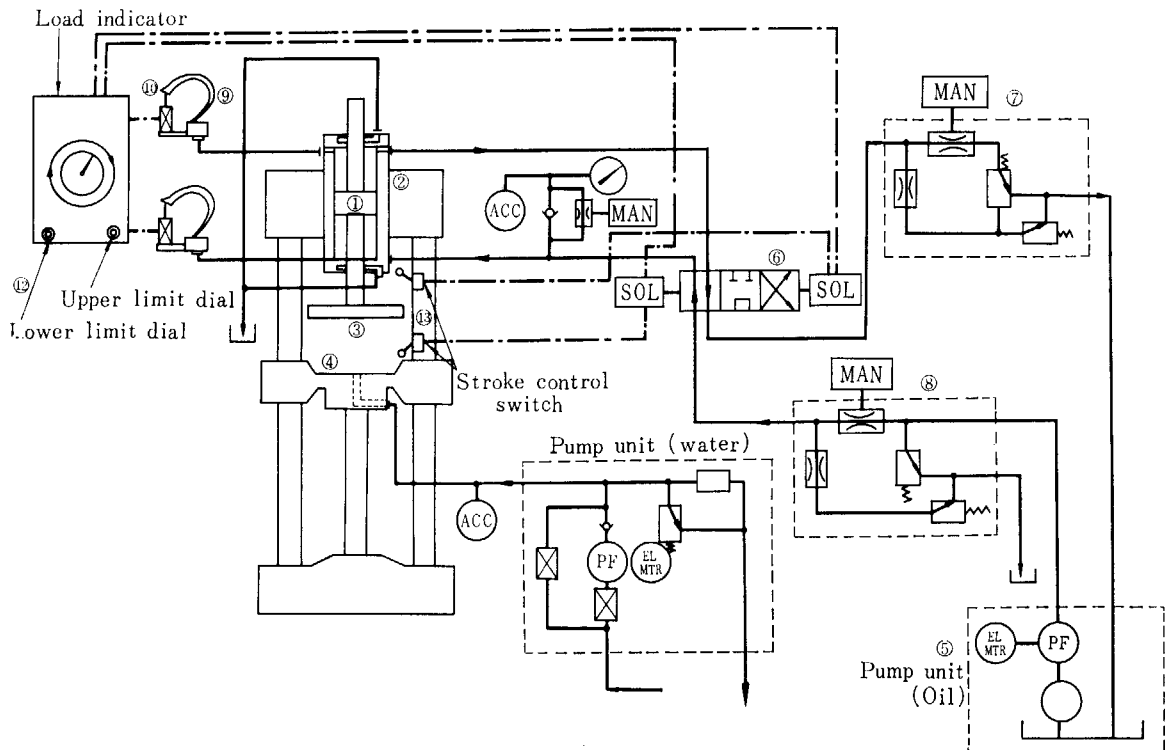


Fig. 39 Block diagram of the apparatus of test

用には電気的変位計を用意してある。水圧計は、水圧ポンプ④と蓄圧器⑤とから成立っている。

本試験機の概略仕様は下記の通りである。

- 1) 最大荷重 $\pm 20\text{ t}$
荷重指示レンジ $\pm 20, \pm 10, \pm 5\text{ t}$
の3段階
指示精度 フルスケールの3%
- 2) ストローク $\pm 100\text{ mm}$
- 3) 繰返速度
ストローク $\pm 60\text{ mm}$
で 20 c/m
ストローク $\pm 6\text{ mm}$
で 20 c/m
- 4) 試験片内圧水圧 $\text{max } 20\text{ kg/cm}^2$
- 5) 試験片取付台間隔 $1, 200\sim 1, 800\text{ mm}$
中間棒を使用すると $200\sim 800\text{ mm}$
- 6) 支柱間隔 内法 $1, 100\text{ mm}$
- 7) 電 源 AC $200\text{ V } 15\text{ kVA}$
AC $100\text{ V } 500\text{ VA}$

9.2 繰返荷重試験および実験結果

ペローズはその使用目的から明らかなように、使用中相当大きい変形を生ずるもので、この変形に対して、構造のすべての部分の応力を、降伏点以下とか、弾性限以

下とかに抑えるように設計することは、非常に困難である。どのような構造または形状にすれば、最小の応力で最大の変形を得ることができるかは、研究者および各メーカーが努力をしている点である。

しかし、応力が過大となっても、その期待される耐用年数の間伸縮継手としての役目を十分安全に果たすことができればよいわけで、事実そのような過大応力を受ける回数は、その一生を通じてあまり多いものではなく、使用箇所によっても異なるが、ふつう数千回の繰返しに耐えればよいとされている。すなわち、高応力低繰返数の疲労強度が問題となるわけである。

ここで代表別として C-2 型 (TABLE 2 参照) を選び、9.1 で述べた試験機によって、低繰返数の疲労破壊試験をおこなった。

繰返試験をおこなう前に、試験片1筒について静的に引張および圧縮荷重を加えた場合のたわみおよびすみの計測例を Fig. 40 および Fig. 41 に示す。Fig. 40 は荷重と全体のたわみの関係を示すもので、0点から出発して A, B, C, D……を経て R 点で試験を終っている。すなわち、処女状態からまず引張荷重を加えて伸び 50 mm の点 B で徐荷し、荷重零 (C 点) からさらに圧縮荷重を加えて縮み 50 mm (E 点) で徐荷し、再び引張荷重を加えて伸び 100 mm (J 点)、圧縮して縮み 100 mm (M 点)、引張って伸び 100 mm (Q 点) を与えたのち荷重零 (R 点) に戻したものである。途中の GGH のような徐荷および

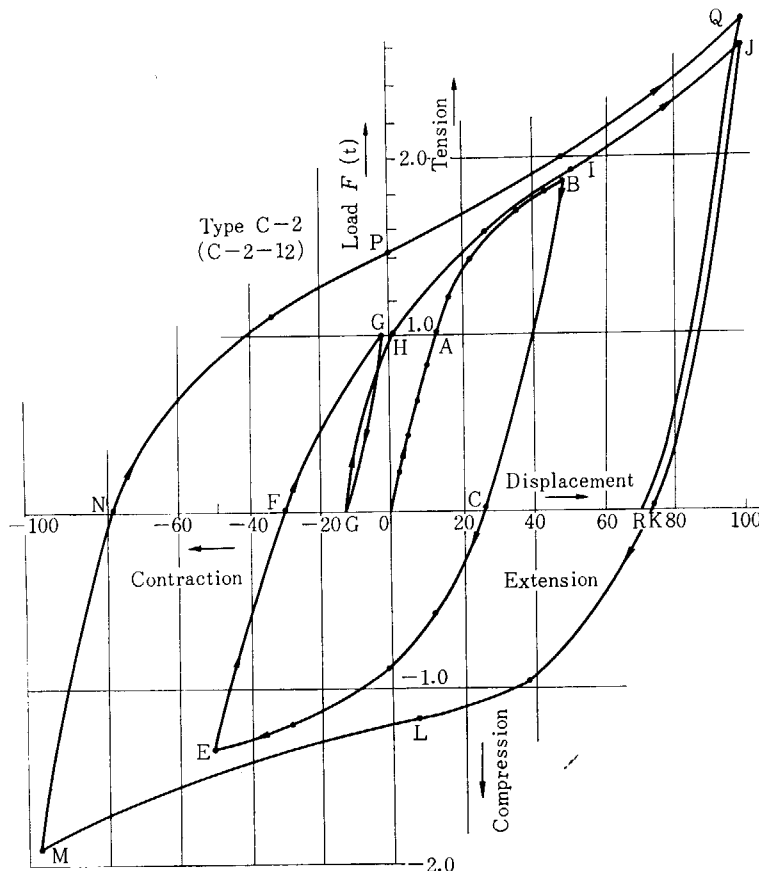


Fig. 40 Relation of the load and displacement

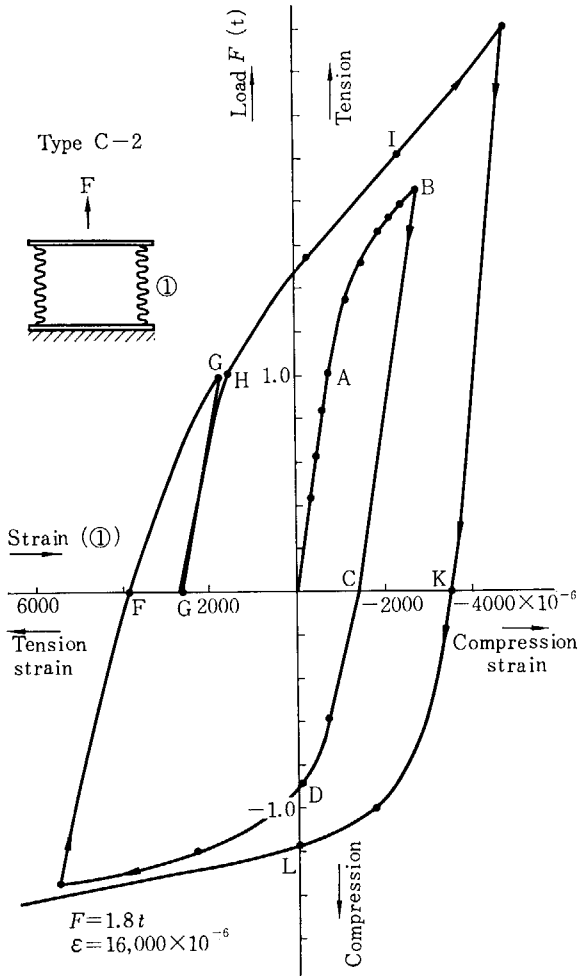


Fig. 41 Relation of the load and strain (①)

再荷重のサイクルは、ここだけでなく随所でおこなったものであるが、いずれの場合も大体もとの位置に戻っているため、図中には一例を記入するだけに止めた。

図から明らかのように、荷重零の場合のたわみは、引張後徐荷の場合の残留伸びの値と圧縮後徐荷の場合の残留縮みの値はほぼ等しく(OCとOF, またはOKとON), 平均的には零であるといつてよさそうである。これに対

して、同量のたわみを与えるに要する荷重は、引張りの場合の方が圧縮よりも大きく、いかえれば引張りに対して硬く、圧縮に対して柔らかいという性質を示している。GG/Hで例示したように、試験途中における徐荷および再荷重の直線の傾斜も、引張りの方が圧縮の場合よりも急となっている。

Fig. 41は同じ試験片について山の頂点の外側表面(計測点①)のひずみは右を圧縮、左を引張りひずみにとってある。上述の引張りに対して硬く圧縮に対して柔らかい傾向が顕著に表われており、圧縮時の引張りひずみがきわめて大きい。

繰返荷重試験はいずれもたわみ振幅一定の繰返しとした。処女状態の全体(5山)の長さを基準として、たわみ振幅 $\pm 10, \pm 20, \pm 30, \pm 40, \pm 50, \pm 60$ mmの繰返しをおこなったが、試験片10コの試験結果をFig. 42およびTABLE 4に示す。縦軸はたわみの片振幅 Δl , 横軸は破壊までの繰返数 N を示す。クラックの発生をもって破壊と考えたが、微視的なクラックの発生はもちろん探知することができない。肉眼で見えるような大きいクラックに進展する場合に、小さい破壊音を生ずるので、それを聞いた場合にはそこで破壊したと考えた。その音を聞き逃らした場合は、その後も荷重は低下せず相当大きい割れが生ずるまでは全く同じ荷重サイクルを描いているので、見逃すおそれがあるので予想回数附近に近づいた後は、絶えず試験片表面を監視して、クラックの早期発見につとめた。

ペローズの耐用回数はふつう5,000~6,000回と考えられていることが多いようであるが、この寸法のペローズで ± 30 mmのたわみで4,000回、 ± 20 mmで8,000回という寿命はほぼ妥当な値のようである。

ペローズとしての機能を十分安全に果すための寿命としては、ここに採った肉眼で検出できるクラックが生ずる以前の微視的クラック発生をもって抑える方が適当であろうから、実際には10%程度低い N を考えた方がよいと思う。

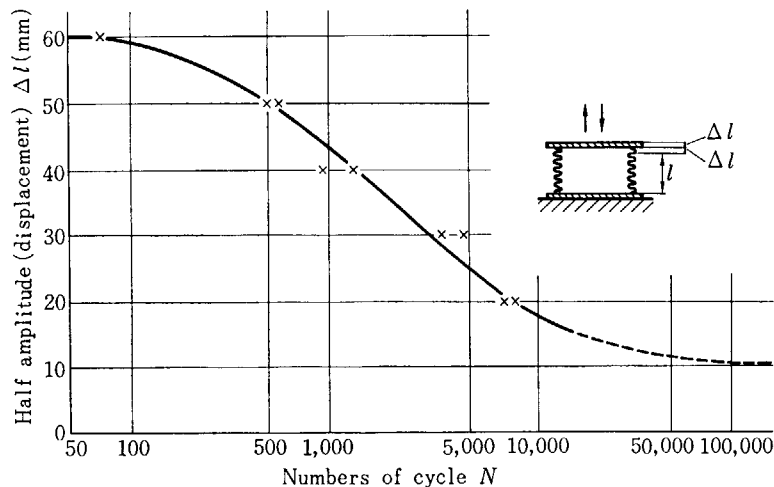


Fig. 42 Numbers of cycle to failure versus the half amplitude of displacement (Δl)

TABLE 4 Experimental results of fatigue test

Displacement Δl (mm)	Specimen	Load $F(t)$		Strain (①) ($\times 10^{-6}$)		Cycles
		Limit	Total Amp.	Limit	Total Amp.	
± 10	C-2-6	+1.2 0.5	1.7	500+ 600	1,100	>10,000
± 20	C-2-5	+1.3 1.0	2.3	1,050+1,400	2,500	7,800
	C-2-9	+1.6 0.9	2.5	530+1,580	2,110	7,500
± 30	C-2-3	+1.7 1.2	2.9	1,700+2,100	3,800	4,600
	C-2-8	+2.2 1.1	3.3	850+2,550	3,400	3,500
± 40	C-2-4	+1.9 1.4	3.3	1,200+3,000	4,200	1,300
	C-2-10	+2.4 1.3	3.7	2,600+3,300	5,900	896
± 50	C-2-7	+2.2 1.6	3.8	3,000+6,000	9,000	500
	C-2-11	+2.4 1.5	3.9			500
± 60	C-2-13	+2.4 1.8	4.2			70

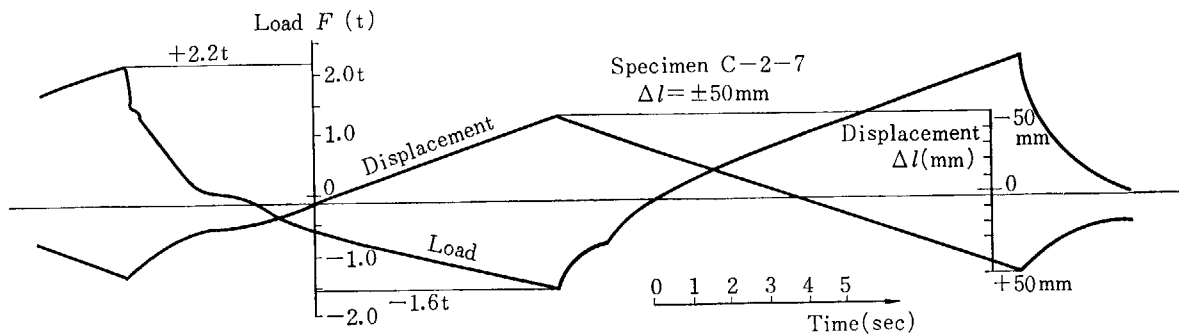


Fig. 43 Load-displacement

振幅 ± 10 mm のものは 10^5 回の繰返しで、なんらの異常を認めなかったもので、試験を中止したものである。

繰返速度は、試験機ラムへの送油能力の関係でたわみ振幅によって異なるが毎分 3~15 回程度である。荷重波形は Fig. 43 に例示したように、いずれもほぼ三角形で最高荷重に達した瞬間に徐荷される。この範囲の速度では繰返速度の影響はあまりないものと考えられる。

試験片の固着は Fig. 44 のようにしたので、クラックは図の④の位置に生ずるものが多かったが、それとほぼ時を同じくして、中央部の山の頂点①点に生ずる例もいくつかあった。実際に使用する場合は、端部を補強するので、この部分の破壊は少なくなるであろうが、大体本試験の結果からペローズの疲労寿命を推定しても大きい誤りはないものと思わる。

繰返試験中のたわみ Δl と荷重 F とのオシログラムの一例が Fig. 43 で、各場合について $F \sim \Delta l$ のサイクルを描くと Fig. 45 のようになる。いずれも試験中数回にわたって計測したが、試験初期と終期でほぼ同じサイクルを描いており、定はずみ振幅の試験であるが、同時に定荷重振幅の繰返しとなっている。荷重振幅は肉眼で見える程度のクラックが発生したのちもほとんど変わらない。クラックが円周方向に 10 cm 以上も伸長してはじめて、

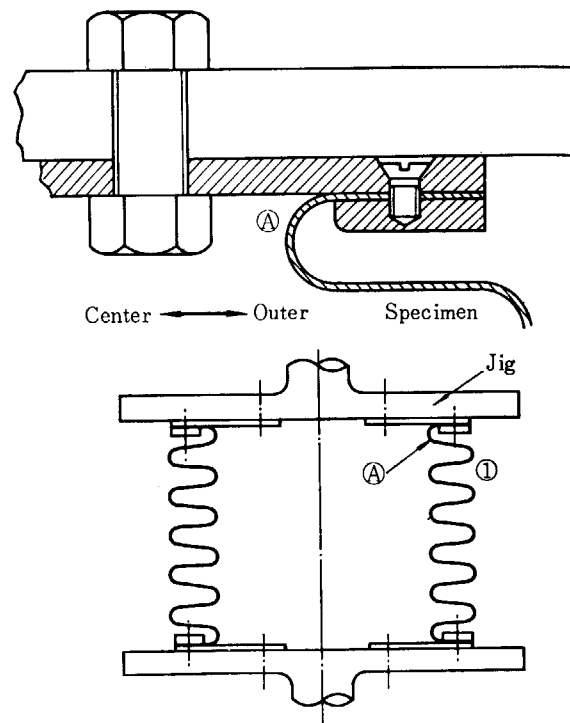


Fig. 44 Setting of specimen

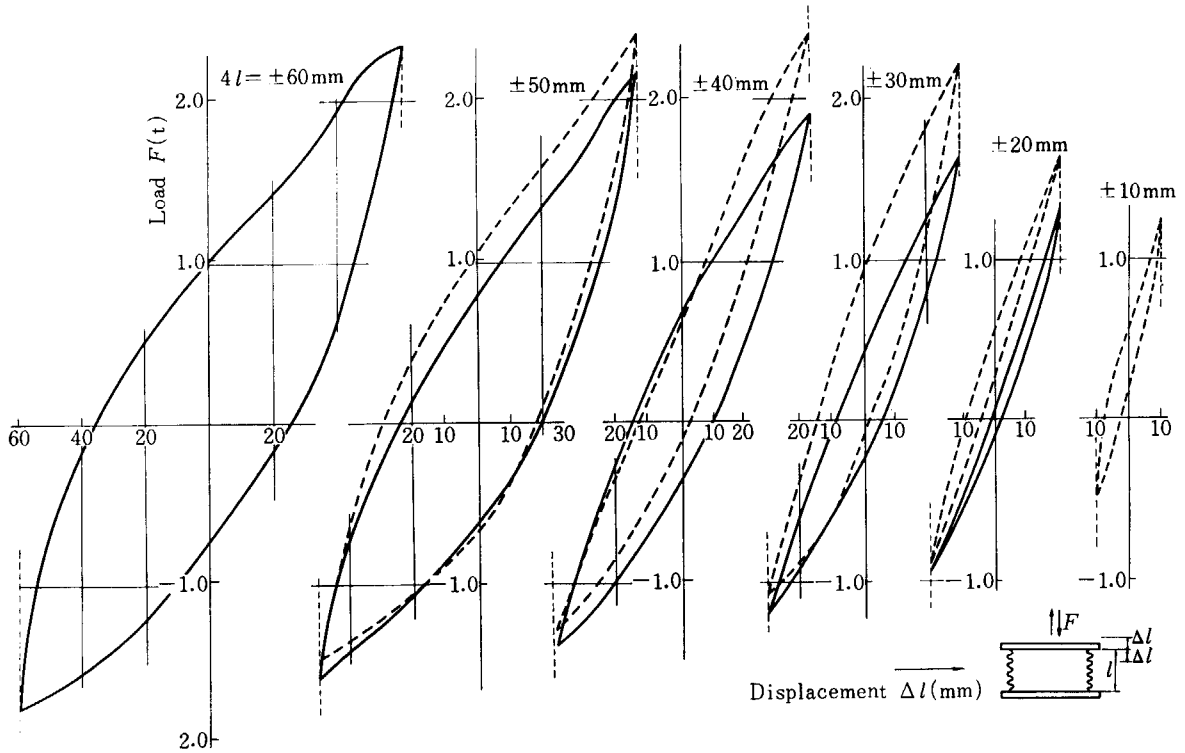


Fig. 45 Relation of the load and various amplitudes

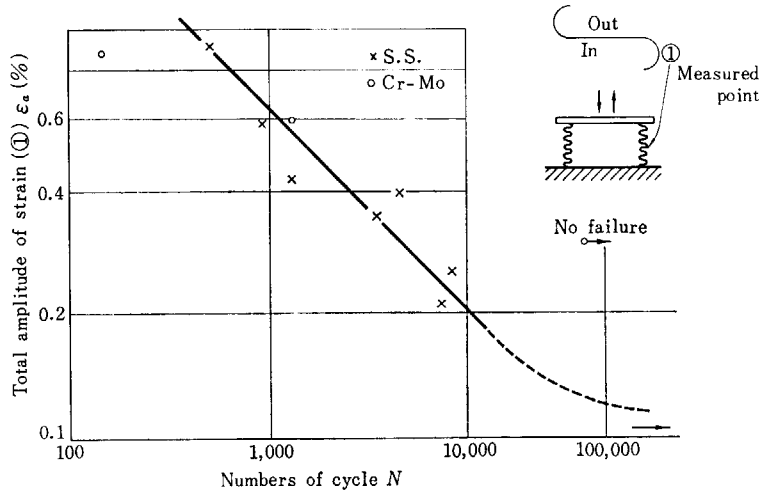


Fig. 46 Numbers of cycle to failure versus the total amplitude of strain ϵ_a (①)

いくらか荷重低下が認められる程度である。

山の頂点の外側表面 (①点) が、必ずしも応力最大の位置とは限らず、破壊もすべてそこで起っているとは限らないが、最大応力にはほぼ近い応力を示すと考えても大過ないようであるから、標準として①点のひずみ振幅を縦軸にとって $\epsilon \sim N$ 線図を描いてみると、Fig. 46 のようになる。本図には、加工その他の都合で数も少なくまた寸法も若干差があるので、たわみ量では整理できなかったが、Cr-Mo 鋼製の伸縮継手の試験結果もプロットしてある。疲労試験結果は、きわめてばらつきの大きいのがふつうであるから、わずかの試験片数で、しかもただ 1 型式だけの模型の結果から早急に結論を出すこと

はできない。また、この種の高応力繰返試験は非常に繰返速度が遅いため、きわめて多くの時間と労力を必要とするので、各種型式の試験片についての系統的な試験を早急におこなうこともできない。しかし、素材そのものについての疲労試験によって、高応力域の $S \sim N$ 線図、または $\epsilon \sim N$ 線図が求められておれば、Fig. 46 のように、ほぼ応力最大と思われる点のひずみ振幅がわかれば、ペローズについての繰返試験をおこなわなくても、ある程度近似的に寿命を推定することは可能であろうと思われる。装置の関係で素材の低サイクル疲労試験の結果があまり得られていないが、試みに Cr-Mo 鋼の加工材における丸棒試験片の回転曲げ試験結果と対比してみると、

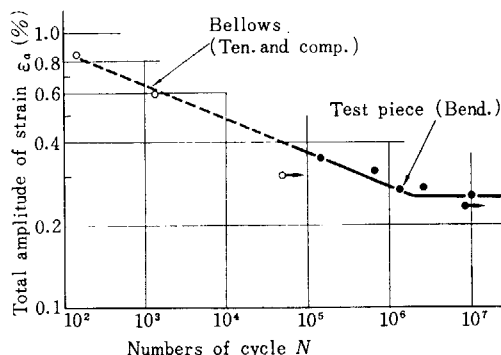


Fig. 47 Fatigue diagram of Cr-Mo steel and bellows

Fig. 47 のようになり、この方法には相当希望がもてるように思われる。すなわち、所要の耐用回数を得るにはどの程度のたわみまたはひずみに抑えなければならないか、またはどのような形や寸法にすべきかということも大略推論することができよう。

10. 結 論

原子炉における使用例に示したように、原子炉の配管系では、種々の形状のベローズが使用されている。近年原子炉以外の高圧高温プラントの配管系でも、ベローズが多く使用されつつあるが、ベローズの製作技術も向上して、最近ではその信頼性も高くなっている。今後ますますその使用頻度は多くなると考えられるが、ベローズの実際の使用状態における挙動については、まだ十分な解析はおこなわれていない。最近国内で、ベローズの挙動について理論的ならびに実験的な解析がなされつつあるが、今後さらに研究をすすめていくことが必要であろう。理論的ならびに実験的な裏付けの十分なされた設計公式を用いて、ベローズの設計製作をおこなえば、さらに信頼度の高い製品の使用が可能になるだろう。

本研究は、原子炉の配管系に使用されるベローズの問題の総合的研究(原子炉用伸縮継手の構造設計と溶接施工に関する試験研究)を実施しようとするグループ* の中でおこなったものの一部であり、ここでは、ベローズの材料、形状および寸法とその力学的挙動や強さおよび製作上の問題を取扱っている。本報告ではU型ベローズについて、(1)微小変形の仮定のもとに板の曲げ理論を適用して、中心軸対称の変形についての系統的解法の手順を示し、(2)実際に製作使用されているベローズの形状を調べ、その全域にわたるような形状を選んで、実際のベローズを製作し、その静的荷重試験をおこない、ひずみおよびたわみ等を測定した。(3)測定結果は(1)の曲げ理論による計算値とは、よい一致を示すことが確かめられたので、理論計算の適用価値に確信をもつことができた。(4)ベローズの強さの問題として、特別な繰返し荷重試験機を設計製作し、静的試験をおこなったのと同じ形状で

SUS 43(AISI 347)および Cr-Mo 鋼製のベローズについて高応力、低サイクル繰返し荷重試験をおこなった。ベローズとして使用目的に適した寸法、形状を求めるには系統的な見通しのつくような理論解を求めること、また繰返し荷重試験をさらに遂行して、素材の繰返し試験結果との関連に確信のもてるようにすること、また高温下の繰返し試験も実施することも必要であろう。

また、ベローズは実際に使用されている状態では、微小変形だけでなく、大きく変形した状態で挙動していることが考えられるので、塑性変形を考慮した理論および実験的な検討が必要であり、今後の課題として研究していく予定である。さらに、ベローズは軸対称の変形のみでなく、曲げや偏心荷重等を受ける場合が多いので、このような負荷条件下での挙動についても、検討しておくことが大切である。このようなことを考慮して、われわれの研究室では、ベローズに偏心荷重を与えた場合の挙動について、ストレイン・ゲージを用いた一連の実験をおこなっている。この場合には、内圧をかけた時にどのような挙動を示すかも、併わせて実験する予定である。

最後に、本研究については、東京大学工学部橋藤雄教授、横浜国立大学工学部中村康治教授、東京大学生産技術研究所高橋幸伯助教授、ならびに当研究所燃料試験室佐藤千之助室長、同構造強度研究室藤村理人室長、東京螺旋管製作所渡辺章専務取締役をはじめ、研究グループの方々のご指導ご協力に負うところが多いので、これらの方々へ感謝の意を表したい。また、実験は当研究所構造強度研究室坂本文男氏の協力によって実施することができた。ここに併わせて感謝の意を表す。

* 日本溶接協会原子力研究委員会 Expansion Joint 小委員会

参 考 文 献

- 1) 中村康治 (横国大); 日本原子力発電所設計安全性審査資料
 - 2) A. LAUPA and N. A. WEIL; Analysis of U-shaped Expansion Joint, *J. Appl. Mech.*, **28** (No. 3), 115 (1962).
 - 3) 宮入裕夫, 星谷雅保, 中原一郎 (東工大); 内圧および軸荷重を受けるU型ベローズの応力と変形, 日本機械学会講演前刷集, 1964, 4(第41期通常総会講演会) p. 49.
 - 4) M. W. KELLOG; Approaches for Reducing Expansion Effects, Expansion Joints, Design of Piping System, p. 214.
 - 5) E. J. FEELY and W. M. GORYL; Stress Studies on Piping Expansion Bellows, *J. Appl. Mech.*, **17** (No. 2), 135 (1950).
 - 6) R. A. CLARK; On the Theory of Thin Elastic Troidal Shells, *J. Math. and Phys.*, **29** (No. 3), 146 (1950).
 - 7) N. C. DAHL; Troidal Shell Expansion Joints, *J. Appl. Mech.*, **20**, (No. 4), 497 (1953).
 - 8) A. T. BOWDEN and J. C. DRUM; Design and Testing of Large Gas Ducts, *Proc. IME*, **174** (No. 3), 119 (1960).
 - 9) A. T. BOWDEN and J. C. DRUM; Design and Testing of Large Gas Ducts, *Proc. IME*, **174** (No. 3), 119 (1960).
 - 10) P. J. PALMER; An Approximate Analysis Giving Design Date for Corrugated Pipes, *Rroc. IME*, **174** (No. 20), 635 (1960).
 - 11) A. SAMOILOFF; Evaluation of Expansion Section-Joint Behavior, *Power*, 1961, Janu. p. 57.
 - 12) F. ZALZMANN; Über die Nachgiebigkeit von Wollrohexpansionen, *Schweiz. Bauz.*, **127** 127, 127 (1946).
 - 13) K. NAKAMURA; The Tables of the Functions for the Stress Analysis of the Troidal Shell of Circular Cross Section, Bulletin of the Faculty of Engineering Yokohama National Univ., **10**, March, 25 (1961).
 - 14) K. NAKAMURA; Bulletin of the Faculty of Engineering Yokohama National Univ., **6**, March, 103 (1957).
- ベローズに関するその他の参考文献
- 15) S. CROCKER; Piping Handbook, Mcgrow-Hill Co. (Now. York), 1945, 2nd ed., 1, 376 pages.
 - 16) F. E. WOLOSCHWICK; Expansion Joints and Their Application Refiner, **29**, (No. 5), 146 (1950).
 - 17) 中村康治; 圧力容器の応力計算, 第1報, 機械学会論文集, 19 卷 38 号, 1953, p. 54 .
 - 18) 中村康治; 圧力容器の応力計算, 第2報, 第6回応力連合前刷, No. 5, 1956.
 - 19) K. NAKAMURA; On the Stress Analysis of the General Cicular Ring Shell, Bulletin of the Faculty of Engineering Yokohama National Univ., **2**, 119 (1953).
 - 20) 竹中利夫; ベローズの有効面積とバネ定数について, 機械学会論文集, **25** (No. 149), 1951-1, p. 43.
 - 21) E. F. H. HARRINGTON; 伸縮継手の選択について (原題不明), *Power Engng.*, 1960-2, (抄訳) 配管技術, 1961-3, p. 91.
 - 22) 永野重造; 伸縮継手, 配管技術, 1961-5, p. 44.
 - 23) 太田友弥; 円環かくの応力の近似解法, 第11回応力連合前刷, 1961-8, p. 19.
 - 24) 太田友弥; 伸縮継手の応力計算法, 同上, p. 33.