

分置

高温構造設計基準「ひずみ制限」の評価体系の整備－Ⅱ

－構造不連続部のラチェット評価法の開発－

1996年4月

動力炉・核燃料開発事業団
大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

高温構造設計基準「ひずみ制限」の評価体系の整備 - II

- 構造不連続部のラチェット評価法の開発 -

山下 卓哉*

要 旨

高速炉の機器は、様々な形状を有し、圧力や地震荷重のような機械荷重だけでなく、種々の過渡熱応力が作用する。特に、応力場が多軸状態になる構造不連続部では、ラチェットに関与する応力の組合せが複雑であることから適切な評価手法が無く、従来はBree線図とシェークダウン基準を準用することにより保守的な評価を行っていた。

本研究では、構造設計上最もニーズの高い原子炉容器の支持部やノズルの付け根部等の構造不連続部のラチェット評価法の開発を目的に、一定荷重が作用しない条件下で端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻と、一定の内圧と端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻のラチェットの発生メカニズムを検討した。その結果、構造不連続部のラチェットは、従来考えられていたメカニズムとは異なる2軸応力の相互作用で生じることがわかった。この知見をもとに、筆者が提案している2軸応力場のラチェットモデルを適用し、ラチェットの発生条件とラチェットひずみを予測する手法を開発するとともにBree線図とシェークダウン基準に変わる合理的な評価手法の提案を行った。また、提案した評価手法により

(1) 1次応力がほとんど無視できる条件下では、寿命中の発生頻度が1～2回程度と少ない過渡熱事象であれば、既存のシェークダウン基準に比べて許容値を2倍程度引き上げることができる。

(2) 1次応力として内圧による応力が作用する場合のラチェットに関しては、既存の評価法に比べ2次応力範囲の許容値を5倍程度引上げることが可能であることを明らかにした。

* 大洗工学センター 基盤技術開発部 構造・材料技術開発室

April, 1996

Systemization of "Strain Limit Requirements" of the
Structural Design Rule at Elevated Temperature - IIDevelopment of the Evaluation Method of Ratchetting for
Structural Discontinuities

Takuya Yamashita*

Abstract

Structural components of nuclear reactors have various configurations and are subjected to not only mechanical loadings but also many types of thermal loadings. Especially stresses generated in structural discontinuities of the components are very complex. Since appropriate method to evaluate the ratchetting of structural discontinuities is not existing from the complexity, conservative evaluations are carried out by using conventional design rules such as the Bree's method and the shakedown rule.

The author studied on ratchetting mechanism of a cylinder subjected to only cyclic radial deflection loading, and subjected to combined load of constant pressure and cyclic radial deflection in order to develop rational evaluation methods which can be applied to the ratchetting of structural discontinuities. It was found that the ratchetting in the cylinder occurs due to the interaction of bi-axial stresses. Using the ratchetting model for interaction of bi-axial stresses, new methods to predict the limit of ratchetting and accumulated strain in structural discontinuities were developed, and new design rules were proposed instead of conventional ones. The author obtained the following results.

- 1) When the primary stress is negligible small, it is allowable to about twice the stress range estimated by the conventional shakedown rule for the event which occurs once or twice in a reactor life.
- 2) For the ratchetting under constant pressure load, it is allowable to about five times of the secondary stress range estimated by the conventional design rule.

* Structure and Material Research Section, Advanced Technology Division
O-arai Engineering Center

目 次

	頁
1. 緒 言	1
2. 端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻のラチェット	4
2.1 発生応力	4
2.2 ラチェットの発生条件	5
2.3 端部に繰返し半径方向変位が負荷される円筒殻のラチェット解析	6
2.4 解析結果	6
3. 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット	25
3.1 発生応力	25
3.2 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット解析	25
3.3 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェットの特徴	26
3.4 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット評価法	28
3.4.1 ラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出に当たって	28
3.4.2 R_1 領域のラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出	28
3.4.3 R_2 領域のラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出	33
3.4.4 S_2 領域と P 領域の境界	35
4. 構造不連続部のラチェット評価	61
4.1 高速原型炉用高温構造設計方針の構造不連続部のラチェット評価	61
4.2 繰返し面内曲げ変形を受けるエルボのラチェット	62
4.3 構造不連続部のラチェット評価法の提案	64
4.4 提案したラチェット評価法の設計合理化に対する寄与について	65
5. 結 言	71
参考文献	72

List of Tables

Table1.1	The state of the simplified ratchetting evaluation method	3
Table2.1	Comparison between prediction and FEM analysis	8
Table3.1	Analysis Condition	27
Table3.2	Analysis result.....	36

List of Figures

Fig. 2. 1	Structural discontinuities studied in this report.....	9
Fig. 2. 2	Structural models and loadings considered in this report	10
Fig. 2. 3	Thermal stresses generated in structural components.....	11
Fig. 2. 4	Deflection due to thermal expansion.....	12
Fig. 2. 5	Stress distributions of a cylinder due to radial deflection.....	13
Fig. 2. 6	Ratchetting deformation of a cylinder due to cyclic radial deflection.....	14
Fig. 2. 7	Driving force of secondary stress ratchetting.....	14
Fig. 2. 8	Bending stress in a bi-axial stress field.....	15
Fig. 2. 9	Maximum yield stress in the Mises stress surface	15
Fig. 2.10	Concept of the equivalent primary stress	15
Fig. 2.11	Deformation shape of a cylinder (CASE A-1)	16
Fig. 2.12	Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE A-1).....	17
Fig. 2.13	Deformation shape of a cylinder (CASE A-2)	18
Fig. 2.14	Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE A-2).....	19
Fig. 2.15	Deformation shape of a cylinder (CASE A-3)	20
Fig. 2.16	Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE A-3).....	21
Fig. 2.17	Deformation shape of a cylinder (CASE A-4)	22
Fig. 2.18	Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE A-4).....	23
Fig. 2.19	Comparison of ratchet strain per cycle between prediction and FEM analysis	24
Fig. 3. 1	A cylindrical shell subjected to constant pressure and cyclic radial deflection loadings.....	37
Fig. 3. 2	Ratchetting deformation due to cyclic radial deflection under constant pressure load (CASE B-1).....	38
Fig. 3. 3	Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE B-1).....	39
Fig. 3. 4	Ratchetting deformation due to cyclic radial deflection under constant pressure load (CASE B-2).....	40

Fig. 3. 5 Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE B-2)..... 41

Fig. 3. 6 Stress-strain histories near the cylinder bottom (CASE B-2)..... 42

Fig. 3. 7 Ratchetting deformation due to cyclic radial deflection under
constant pressure load (CASE B-3).....43

Fig. 3. 8 Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE B-3)..... 44

Fig. 3. 9 Stress-strain histories near the cylinder bottom (CASE B-3)..... 45

Fig. 3.10 Ratchetting deformation due to cyclic radial deflection under
constant pressure load (CASE B-4).....46

Fig. 3.11 Stress-strain histories at the cylinder bottom (CASE B-4)..... 47

Fig. 3.12 Stress-strain histories near the cylinder bottom (CASE B-4)..... 48

Fig. 3.13 Features of the ratchetting due to constant pressure and
cyclic radial deflection loadings.....49

Fig. 3.14 Bree diagram50

Fig. 3.15 Assumed primary and secondary stresses51

Fig. 3.16 Yield surface of Tresca.....52

Fig. 3.17 Yield condition of axial stress.....52

Fig. 3.18 Distribution of axial stress52

Fig. 3.19 Equilibrium of force52

Fig. 3.20 Distribution of axial stress53

Fig. 3.21 Equilibrium of force53

Fig. 3.22 Modified Bree diagram for bi-axial stress field.....54

Fig. 3.23 Deformed shape of a cylinder with fillet (CASE-B2S)..... 55

Fig. 3.24 Stress-strain history at bottom (CASE-B2S) 56

Fig. 3.25 Stress-strain history at the maximum stress position (CASE-B2S)..... 57

Fig. 3.26 Deformed shape of a cylinder with fillet (CASE-B4S)..... 58

Fig. 3.27 Stress-strain history at bottom (CASE-B4S) 59

Fig. 3.28 Stress-strain history at the maximum stress position (CASE-B4S).....60

Fig. 4. 1 Increment of ratchet strain of elbows subjected to cyclic
in-plane bending moment67

Fig. 4. 2 Stress distribution at central portion of an elbow68
Fig. 4. 3 Predicted accumulated plastic strain of an elbow69
Fig. 4. 4 Modified Bree diagram for bi-axial stress field.....70

1. 緒言

圧力、自重等の一定荷重と繰返し熱荷重を受ける構造は、これらの荷重がある限界を超えると、熱荷重の繰返し毎に一定荷重の方向に変形が進行してゆく現象が知られており、進行性変形あるいはラチェット(Ratchet)と呼ばれている。ラチェットは、クリープ疲労損傷と並び原子炉機器の重要な破損モードのひとつと考えられており、軽水炉および高速増殖炉(FBR)の設計基準ではひずみの制限によりその発生を防止することが義務づけられている。現在、FBRの経済性を向上させるためにプラントの高温化が図られており、FBRの機器や配管は更に過酷な熱荷重を受けることになり、ひずみの制限はますます重要になるものと思われる。

ラチェットを評価する手法としては、一定の圧力と繰返し熱応力を受ける円筒の力学モデルに基づくBree¹⁾線図がよく知られている。この評価法は、軽水炉の基準をはじめアメリカの高速炉用高温構造設計基準であるASME CODE CASE N-47²⁾や「高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針(BDS)」³⁾のひずみ制限に採用されている。一方、ラチェットの発生メカニズムの説明に用いられる2本棒モデル⁴⁾やBreeモデル以外にも幾つかのラチェットメカニズムが存在することが、最近の研究によりわかってきた。Rocheらは、一定の軸力と繰返し振じり変位を受ける管のラチェット現象を試験や解析により検討し⁵⁾、このようなラチェットモードとともに2本棒のラチェットやBree円筒のラチェットを有効1次応力という新しい概念を使って評価する簡易手法を提案しており、これはフランスのFBR用高温構造設計基準であるRCC-MR⁶⁾に採用されている。英国のPonterらは、軸力を受けかつ温度分布が軸方向に移動する円筒殻のラチェット現象の研究を行い、このようなラチェットを制限する線図を提案している⁷⁾。また、和田らは軸力が無視できるような条件下で、温度分布が軸方向に移動する円筒殻のラチェット現象を検討し、ラチェットひずみの推定式の提案を行っている⁸⁾。著者らは、一定の圧力と繰返し軸変位を受ける配管ベローズ継手のラチェットメカニズムが従来知られていたメカニズムとは異なることを示し、ベローズのラチェットの発生を予測する評価手法を提案した^{9) 10) 11)}。また、1次荷重が無い場合であっても降伏応力に温度依存性があればラチェットを生じ得ること¹²⁾、応力場が2軸の場合のラチェットには4つの異なるモードが有ることを示し、これらのモードのラチェットを統一的に評価できる簡易評価手法の開発を行った¹³⁾。

ラチェット現象についてはこれまでの検討により多くのことがわかってきたが、従来予想されていたより多くのメカニズムが存在するため、構造設計の立場から見るとかなり複雑な状況になりつつある。原子炉の構造設計では発生する応力の特徴により1次応力と2

次応力あるいは膜応力と曲げ応力といった応力の分類を行う。著者らは、このように分類された応力の全ての組合せを考慮して、存在しうるラチェットメカニズムを分類するとともに (Table 1.1 参照)、分類されたラチェットの中で評価手法の無いものについては、新たに評価手法の作成を進めてきた^{14), 15)}。この結果、基本的なラチェットメカニズムについてはほぼ明らかになり、具体的な構造への応用が可能な段階にある。

高速炉の機器は、様々な形状を有し、圧力や地震荷重のような機械荷重だけでなく、種々の過渡熱応力が作用する。また、構造不連続部では、一般に応力場が多軸状態になり、ラチェット変形に関与する応力の組合せはかなり複雑である。従来の構造設計基準では、構造不連続部に対する適切な評価手法が無かったこともあり、Bree線図とシェークダウン基準を準用することにより保守的な評価を行っていた。今までに開発した手法を用いることにより、構造不連続部のラチェット発生メカニズムに立脚した適切な評価ができれば、保守性はかなり改善される。しかし、開発した手法を構造不連続部に適用できるようにするためには、今までに明らかにしたラチェットのうちのどのメカニズムによってラチェットが生じているかを把握することが必要である。

本報では、構造設計上最もニーズの高い原子炉容器の支持部やノズルの付け根部等の構造不連続部への適用を図るために、一定の荷重が作用しない条件下で端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻と一定の内圧と繰返し熱変位を受ける円筒殻のラチェット挙動の解明と、従来のBree線図とシェークダウン基準に変わる合理的な評価手法の提案を行う。

Table 1.1 The state of simplified ratchetting evaluation methods

応力場	荷重の組合せ	メカニズム	構造モデル	評価法	理論
単 軸	1次+2次	膜 + 膜	2本棒	○	Miller ⁴⁾
		膜 + 曲げ	内圧と繰返し熱応力を受ける円筒	○	Bree ¹⁾
		曲げ + 膜	梁	○	山下他 ^{14) 15)}
		曲げ + 曲げ	梁、ベローズ	○	山下他 ^{9) 10) 11)}
	2次単独	降伏応力の温度依存	円筒、2本棒	○	柄谷他 ¹²⁾
		温度分布の移動	円筒、3本棒	○	和田他 ⁶⁾
多 軸	1次+2次	垂直 + 垂直	内圧と軸変位を受ける円筒	○	Ponter他 ⁷⁾
		垂直 + せん断	軸力と捩じりを受ける円筒	○	山下他 ^{13) 15)}
		せん断 + 垂直	捩じりと軸変位を受ける円筒	○	山下他 ^{13) 15)}
		せん断 + せん断		○	山下他 ^{13) 15)}
	2次単独	現在までに検討例は無い（構造不連続部については本報で検討を加える）			

2. 端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻のラチェット

本報で対象とする構造は、Fig. 2. 1に示すように、高速炉の機器構造の中でも高い応力が発生しやすい原子炉容器上部フランジ、Y型構造、ノズルおよび炉心支持構造等の構造不連続部である。これらの構造不連続部は、いずれも肉厚の異なる円筒構造の接続部とみなせる。後述するよう、構造不連続部の熱応力の発生要因が主として温度応答の異なる構造間の熱膨張遅れの違いに起因することを考慮すると、構造不連続部の熱応力は円筒殻の端部に半径方向変位を加えた際に発生する応力と同等にみなせる。そこで、以下ではFig. 2. 2に示すように、主として円筒殻により理論的な検討を行い、一部フィレット構造で詳細な挙動を確認するという手順を採る。

Fig. 2. 2に示すように、本検討では1次荷重として圧力を考え、2次荷重として繰返し熱荷重を考える。本章では、このうち内圧が作用しない2次荷重のみの場合のラチェットを扱い、内圧が作用する場合のラチェットについては次章で扱うものとする。

2.1 発生応力

構造物で考慮すべき熱応力は、Fig. 2. 3に示すように、主として二つの要因により発生する。即ち、板厚内の温度分布に起因する応力と構造物内の温度応答の違いに起因する応力である。従来知見によれば、構造不連続部の最大応力は円筒殻の止端部の近傍で発生し、板厚内の温度差よりも温度応答の違いにより発生する応力の方が支配的であることがわかっている。

温度応答の違いに起因する応力は、Fig. 2. 4に示すように、半径方向の熱膨張差 ΔR の変位を与えられた円筒殻の端部に発生する応力と完全に等価である。そこで、以下の検討では、構造不連続部の熱応力を半径方向の変位を受ける円筒殻の応力で置き換える。

端部に ΔR の変位を与えた円筒殻端部の応力は、以下の式で与えられる¹⁰⁾。

(a) 軸方向曲げ応力

$$\sigma_{2b} = \frac{3E}{R^2 t \beta^2} \Delta R \quad (2-1)$$

(b) 周方向膜応力

$$\sigma_{\theta m} = \frac{E}{R} \Delta R \quad (2-2)$$

ここに

E : ヤング率 (kg/mm²)

R : 半径 (mm)

t : 板厚 (mm)

ΔR : 端部変位 (mm)

β : シェルパラメータ

ν : ポアソン比

$$\beta = \left\{ \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t^2} \right\}^{1/4} \quad (2-3)$$

である。また、円筒殻の軸方向に沿った応力の分布はFig. 2. 5のようになる。

2. 2 ラチェットの発生条件

(1) ラチェットの駆動力とメカニズム

予備的な検討により、円筒殻に負荷する変位が片振りの場合にのみラチェットを生じ、完全な両振りの場合にはラチェットが生じないことがわかっている。即ち、負荷変位範囲が中立位置に対して非対称な場合にのみラチェットを生じる。また、ラチェットにより生じる非弾性ひずみは曲げひずみであり、その変形はFig. 2. 6に示すように与えられた変位による曲げが元に戻る方向に進行する。

Fig. 2. 7に示すように、円筒殻に半径方向変位を負荷すると、円筒殻の端部が塑性降伏し、それ以外の部分は弾性状態に留まる。仮に、塑性域と弾性域が切り離せたとして、半径方向変位を除荷した場合を考えると、塑性域は完全には元に戻らず何らかの残留変形が残るが、弾性域は完全に元の状態に戻るであろう。この弾性域が元に戻ろうとする力が、このラチェットの駆動力になる。即ち、この復元力によって生じる軸方向曲げ応力が1次応力として作用し、繰返し変位による周方向膜応力が2次応力として作用するような2軸応力場のラチェットと考えられる。

筆者は、過去に直交する2軸応力の相互作用により生じるラチェットの評価手法の検討を行っており^{13), 15)}、そこで検討した手法が端部に繰返し半径方向変位が負荷される円筒殻のラチェット評価に適用できるものと考えられる。ただし、この手法は1次応力が一定の場合に対して定式化されているため、1次応力が繰返し性を有する場合には、ラチェット挙動を適切に予測できる等価な1次応力を定める必要がある。

(2) 繰返し性を有する場合の等価な1次応力の考え方

Fig. 2. 8に、円筒殻の端部に半径方向変位を負荷した場合の軸方向曲げ応力の板厚内分布を示す。Fig. 2. 8は、材料特性として弾完全塑性を仮定し、曲げ応力が降伏限界 S_y を超える単軸応力の場合の分布を示している。実際には、円筒殻の場合応力場が2軸になるため、降伏時に取れる軸方向応力成分の最大値は、Fig. 2. 9に示すように単軸応力場の降伏応力 S_y より大きくなり、 $2S_y/\sqrt{3}$ となる。

従って、円筒殻の端部に繰返し半径方向変位を与えた場合の軸方向曲げ応力は、Fig. 2. 10のよ

うな履歴を示すであろう。繰返し性を有する場合の等価な1次応力として、この履歴を平均した σ_{prim} を採る。

σ_{prim} は、図の斜線部分の面積を平均して、

$$\sigma_{prim} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} - \frac{2}{3} \frac{S_y}{\sigma_{zmax}} \right) S_y \quad (2-4)$$

ここに、 σ_{zmax} は弾性解析から得られる軸方向曲げ応力の最大値である。

繰返し2次応力範囲については、式(2-2)により与えられる周方向膜応力をそのまま用いる。参考文献13)より、ラチェット評価に適用する無次元応力パラメータは、それぞれ以下のようになる。

$$X = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\sigma_{prim}}{S_y} \quad (2-5)$$

$$Y = \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{S_y} \quad (2-6)$$

ラチェットの発生条件は、

$$X^2 + Y^2 > 1 \quad (2-7)$$

で与えられる。また、1サイクル当りのラチェットひずみは

$$Z = \left\{ \frac{XY}{\sqrt{1-X^2}} - X \right\} C_1 \quad (2-8)$$

$$C_1 = 2\sqrt{3} \frac{S_y}{E} \quad (2-9)$$

で与えられる。

2.3 端部に繰返し半径方向変位が負荷される円筒殻のラチェット解析

評価手法の妥当性を検証するために、端部に繰返し半径方向変位が負荷される円筒殻のラチェット解析を実施した。以下に、諸条件を示す。

(1) 解析モデル

解析モデルの寸法は、以下の通りである (Fig. 2.5 参照)。

半径	:	R = 500 mm
板厚	:	t = 15 mm
高さ	:	ℓ = 1000 mm

(2) 材料定数

ヤング率 : $E = 16000 \text{ kg/mm}^2$
 降伏応力 : $S_y = 16 \text{ kg/mm}^2$
 ポアソン比 : $\nu = 0.3$

弾完全塑性体を模擬するために、以下の加工硬化係数を用いた。

加工硬化係数 : $H' = 1.6 \text{ kg/mm}^2 = E/10000$

(3) 境界条件

Fig. 2. 5 に示すように、円筒殻の下端部を回転固定し半径方向に繰返し強制変位を負荷する。上端部は、フリーとする。

(4) 解析プログラム及び使用要素

解析プログラム : FINAS Ver. 12. 0
 使用要素 : CONIC2 (軸対象シェル要素)

(5) 解析条件

円筒殻端部に負荷する変位は、式(2-7) で与えられるラチェット限界の内外に位置する、 $\Delta R = 0.5$ 、 1.0 、 1.5 および 2.0 mm の 4 点とした (それぞれ、Case A-1~Case A-4 とする)。また、変位の繰返し数はいずれも 3 サイクルとした。

2. 4 解析結果

Case A-1 の 3 サイクル目までの変形挙動を Fig. 2. 11 に示す。変形挙動は、各サイクルでの半径方向の負荷変位が最大になる時点と変位を完全に除荷した時点を出力した。Fig. 2. 11 を見てわかるとおり、変位を除荷した時点で円筒殻の下端近傍に若干の残留変形が見られるが、この残留変形は第 2 サイクル目以降は変化せず、変形は進行していない。Fig. 2. 12 に、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力-ひずみ履歴を示す。いずれも、横軸がひずみで縦軸が応力を表す。応力-ひずみのループが完全に閉じてはいないが、ラチェット挙動は示していない。

Case A-2 の 3 サイクル目までの変形挙動を Fig. 2. 13 に示す。1.0 サイクル目の終了時点の変形 (㉔) と 3.0 サイクル目の終了時点の変形 (㉖) を比較すると、若干ではあるが、円筒殻の下端部で曲げ変形が、またそのやや上の部分で内側 (図の左側) に変形が進んだことがわかる。Fig. 2. 14 に、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力-ひずみ履歴を示す。Fig. 2. 14(1) の軸方向応力-ひずみの履歴から、円筒殻の下端部では内表面では圧縮側に、外表面では引張側に

ひずみが進行していることがわかる。また、中央面 (Fig. 2.14の(2)) ではひずみの進行が見られないことから、円筒殻下端部における進行性変形は純粋な曲げ変形である。

Fig. 2.15に、Case A-3の3サイクル目までの変形挙動を示す。Case A-3の場合も、Case A-2と同様に、円筒殻下端部のやや上の部分で内側に変形が進んでいる。1.0 サイクル目の変形と3.0 サイクル目の比較から、Case A-2より若干変形の進行が大きいことがわかる。Fig. 2.16に、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力-ひずみ履歴を示すが、この図からも同様に、円筒殻下端部における進行性変形は軸方向の曲げ変形であることがわかる。

Fig. 2.17にCase A-4の3サイクル目までの変形挙動を、Fig. 2.18に円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力-ひずみ履歴を示す。変形の特徴は前記の二つのケースと同様であるが、変形量、ひずみ量ともに前記の二つのケースより大きくなっていることがわかる。

Fig. 2.19およびTable 2.1に、式(2-5)～式(2-9)を用いて予測した1サイクル当りのラチェットひずみとFEM解析から得られた1サイクル当りのラチェットひずみの比較を示す。FEM解析の1サイクル当りのラチェットひずみ量として、ひずみサイクルが安定した2サイクル目と3サイクル目のひずみ量の差を取った。これらの比較からわかるように、全てのケースに対して予測とFEM解析結果は良く一致している。Fig. 2.19には、参考のために、高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針³⁾のひずみの制限にあるシェークダウン基準値 ($\beta, 3 \text{ S m}$)を示したが、端部に繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェットの発生限界は、このシェークダウン基準値に近いことがわかる。この理由については、シェークダウン基準値の設定根拠となったエルボの繰返し面内曲げ疲労試験に関連して4.2節で議論する。

Table 2.1 Comparison between Prediction and FEM Analysis

	ΔR (mm)	σ_{prim} (kg/mm ²)	σ_{θ} (kg/mm ²)	X	Y	Strain(mm/mm/cycle)	
						Prediction	FEM Analysis
CASE A-1	0.5	12.69	16.24	0.687	0.508	0.0	0.0
CASE A-2	1.0	15.58	32.49	0.843	1.015	2.60×10^{-3}	1.20×10^{-3}
CASE A-3	1.5	16.55	48.73	0.896	1.523	7.52×10^{-3}	6.20×10^{-3}
CASE A-4	2.0	17.03	64.97	0.922	2.030	1.35×10^{-2}	1.39×10^{-2}

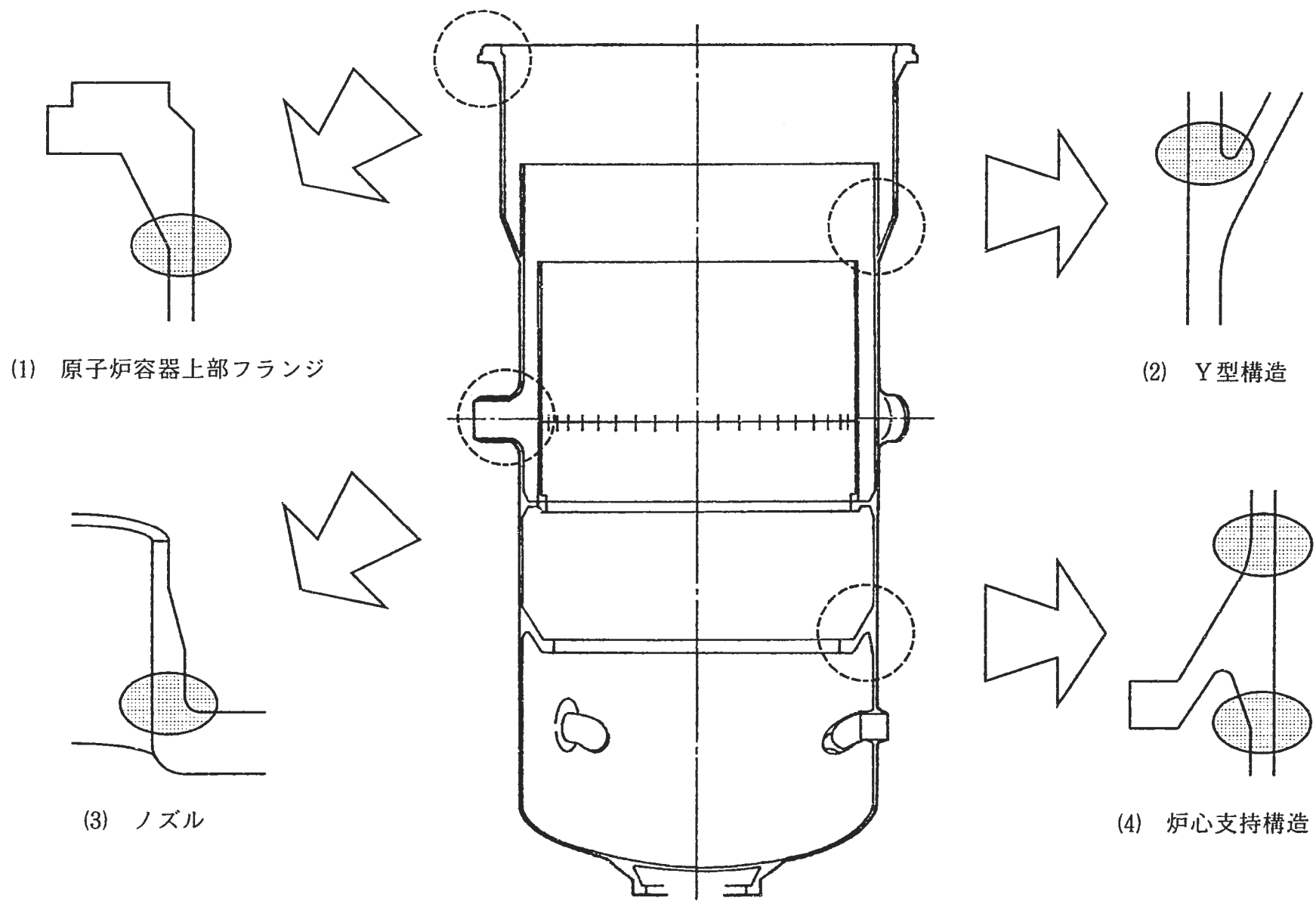


Fig. 2.1 Structural discontinuities studied in this report

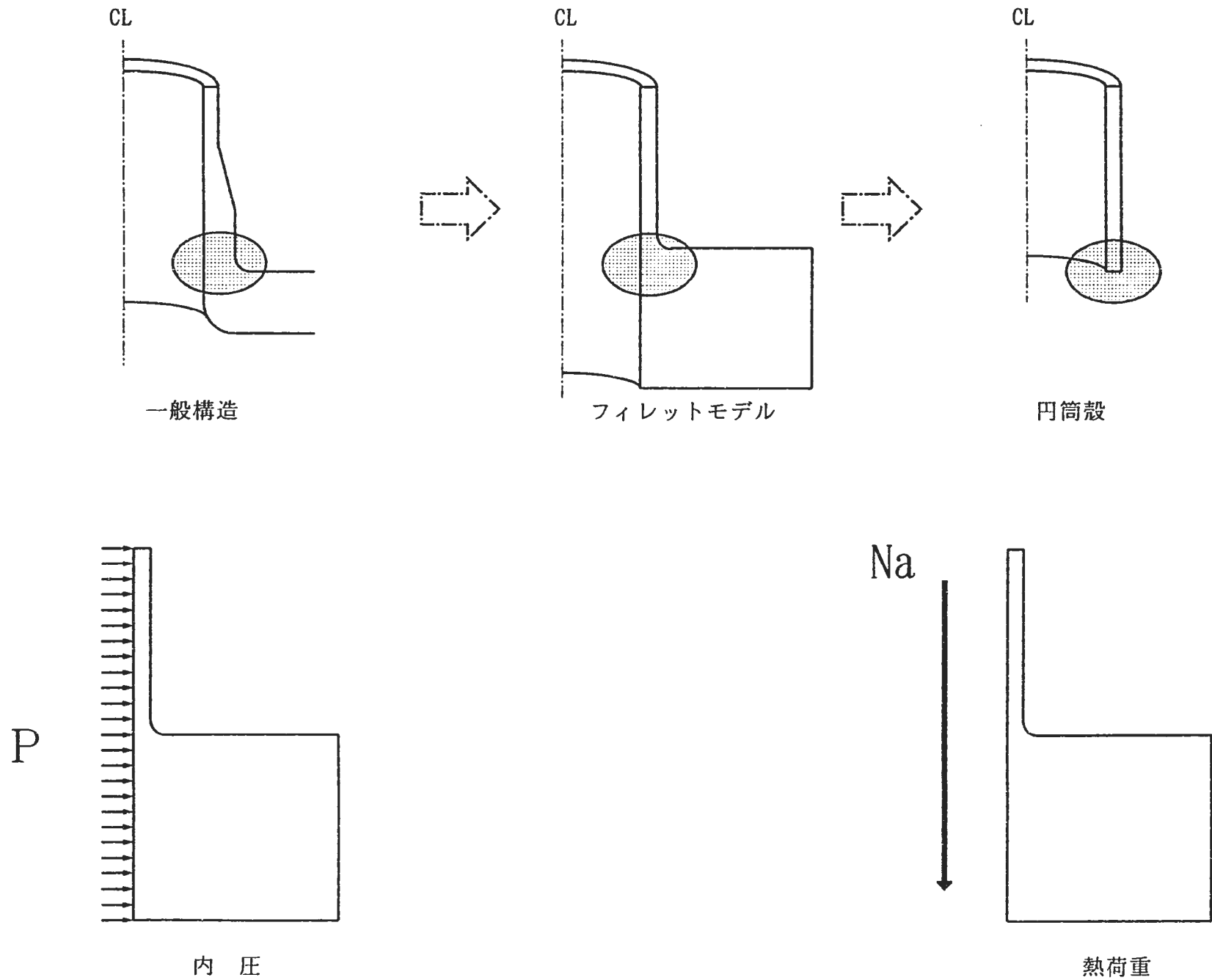
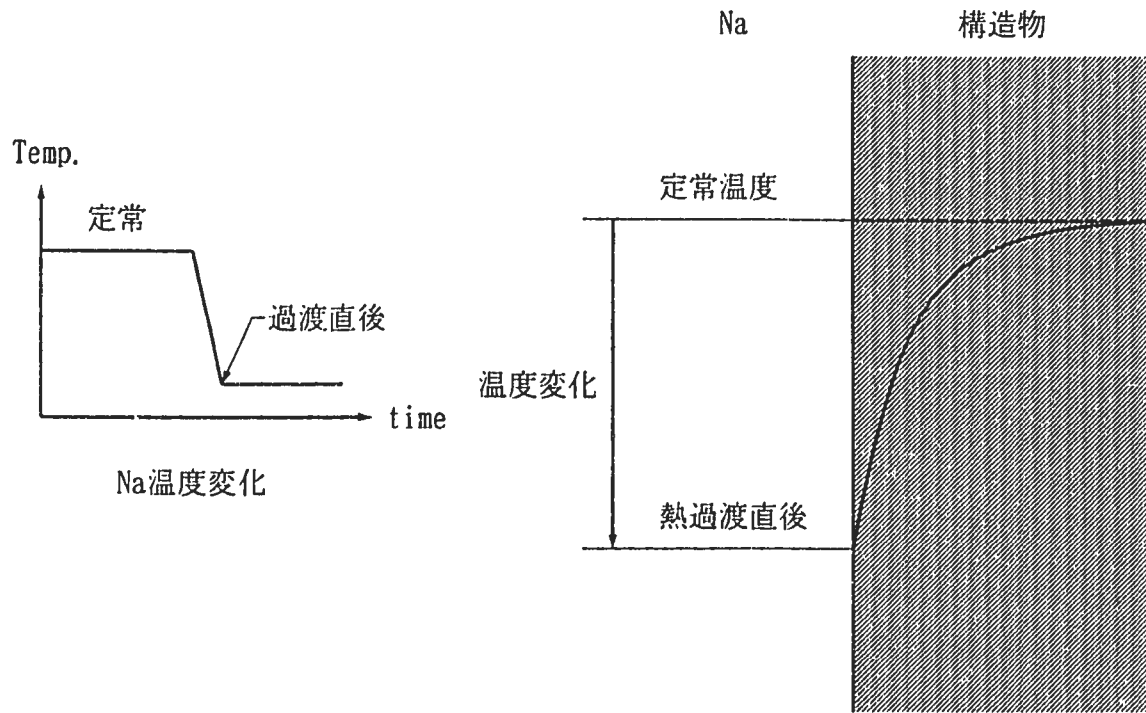
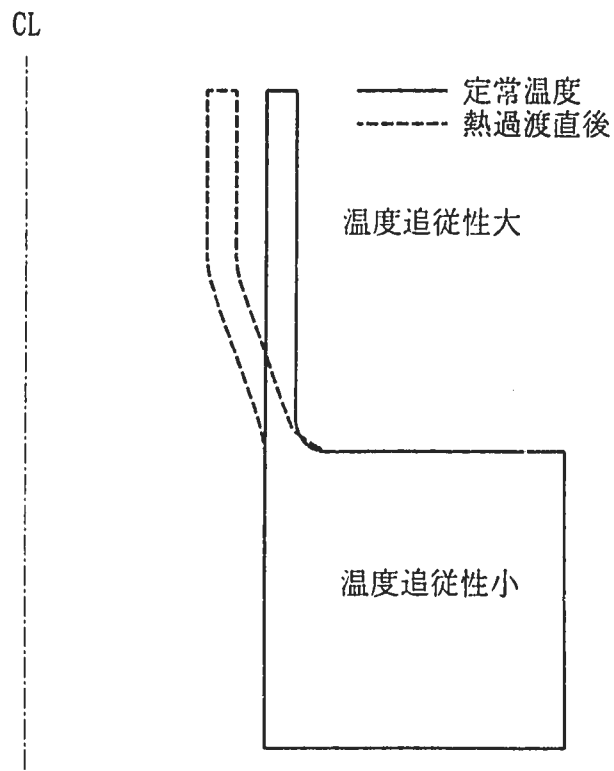


Fig. 2. 2 Structural models and loadings considered in this report



(1) 板厚内の温度分布



(2) 構造間の温度応答遅れ

Fig. 2. 3 Thermal stresses generated in structural components

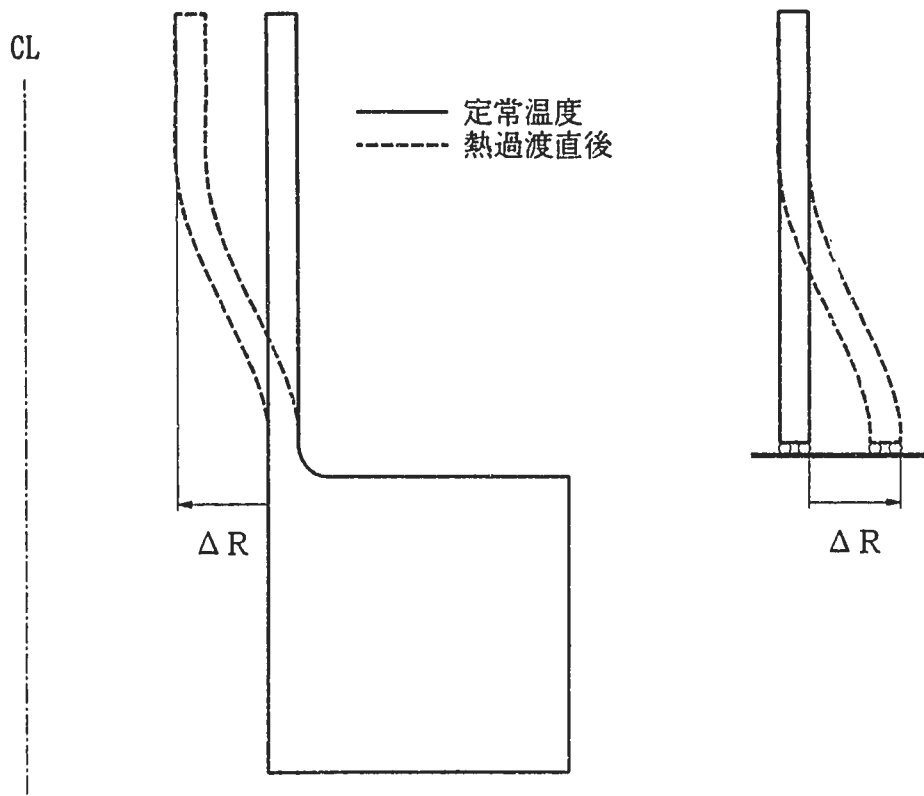


Fig. 2. 4 Deflection due to thermal expansion

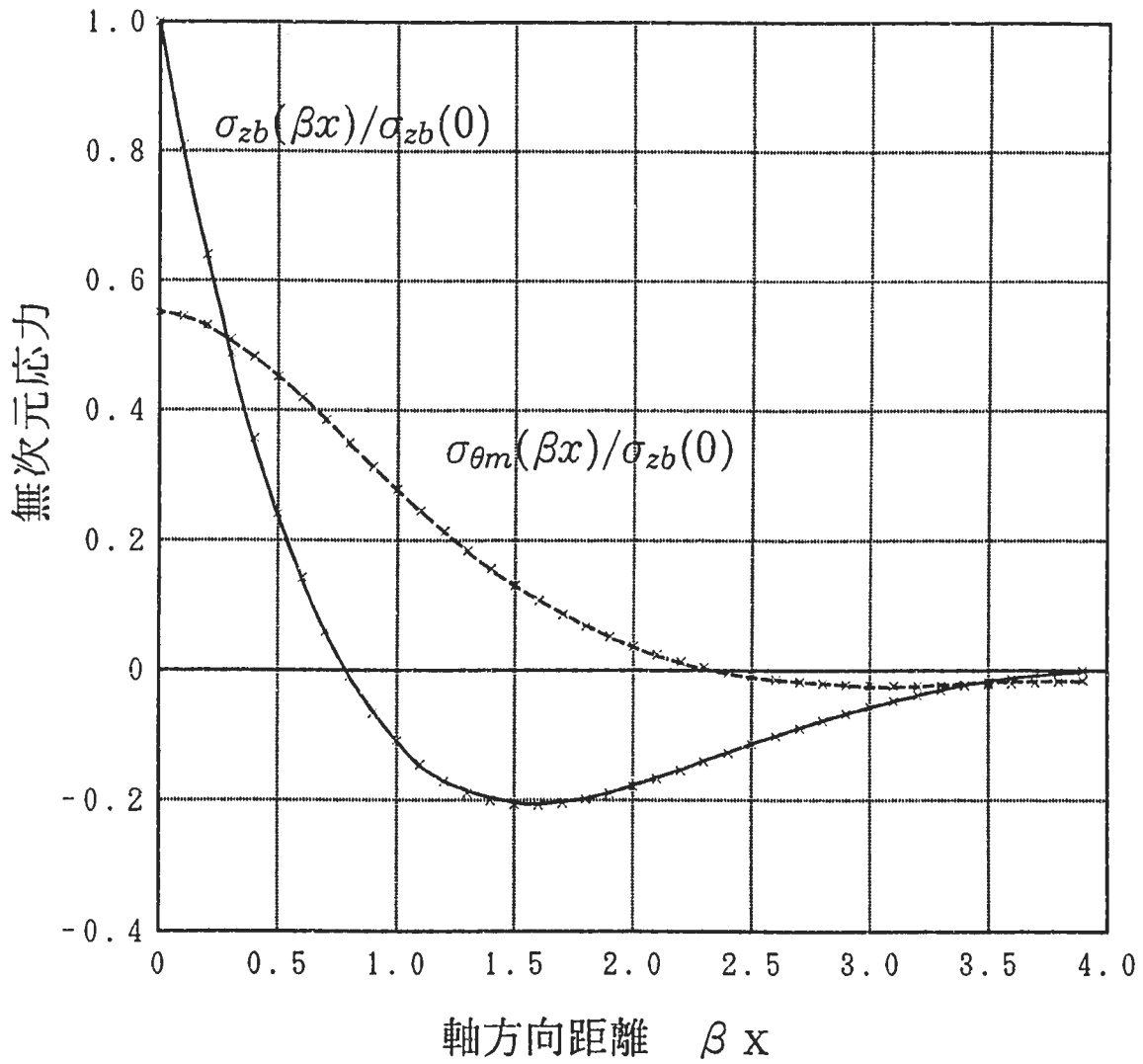
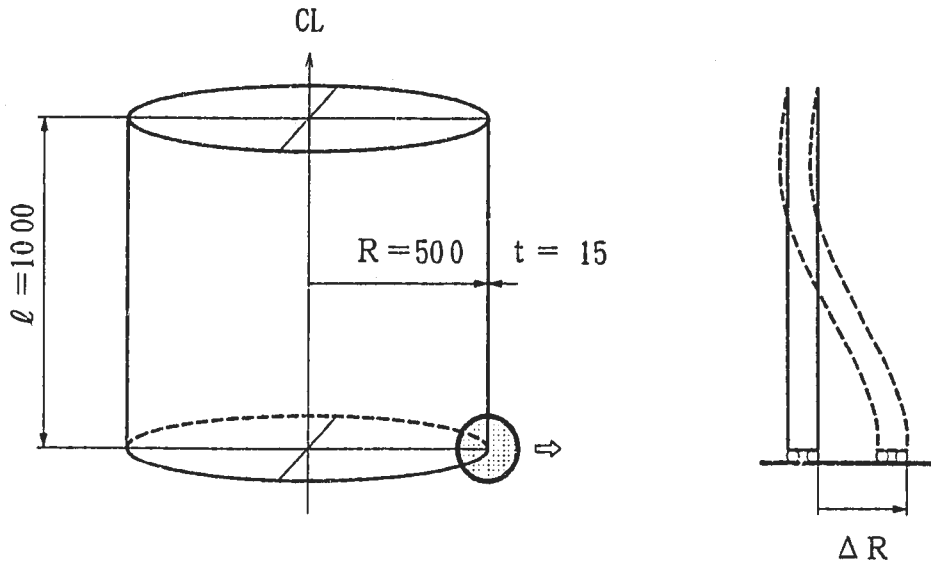


Fig. 2.5 Stress distributions of a cylinder due to radial deflection

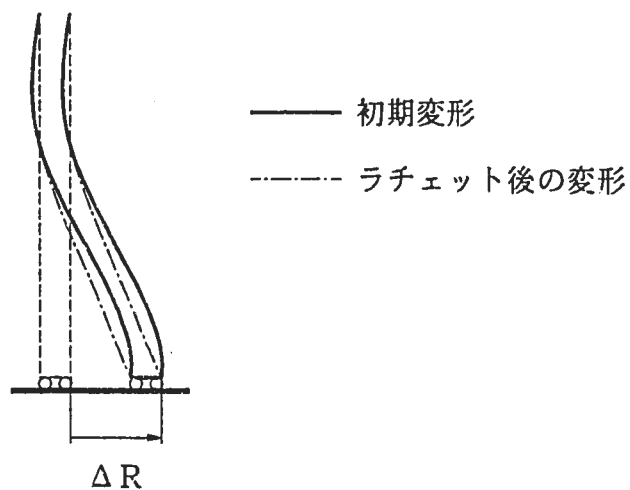


Fig. 2. 6 Ratchetting deformation of a cylinder due to cyclic radial deflection

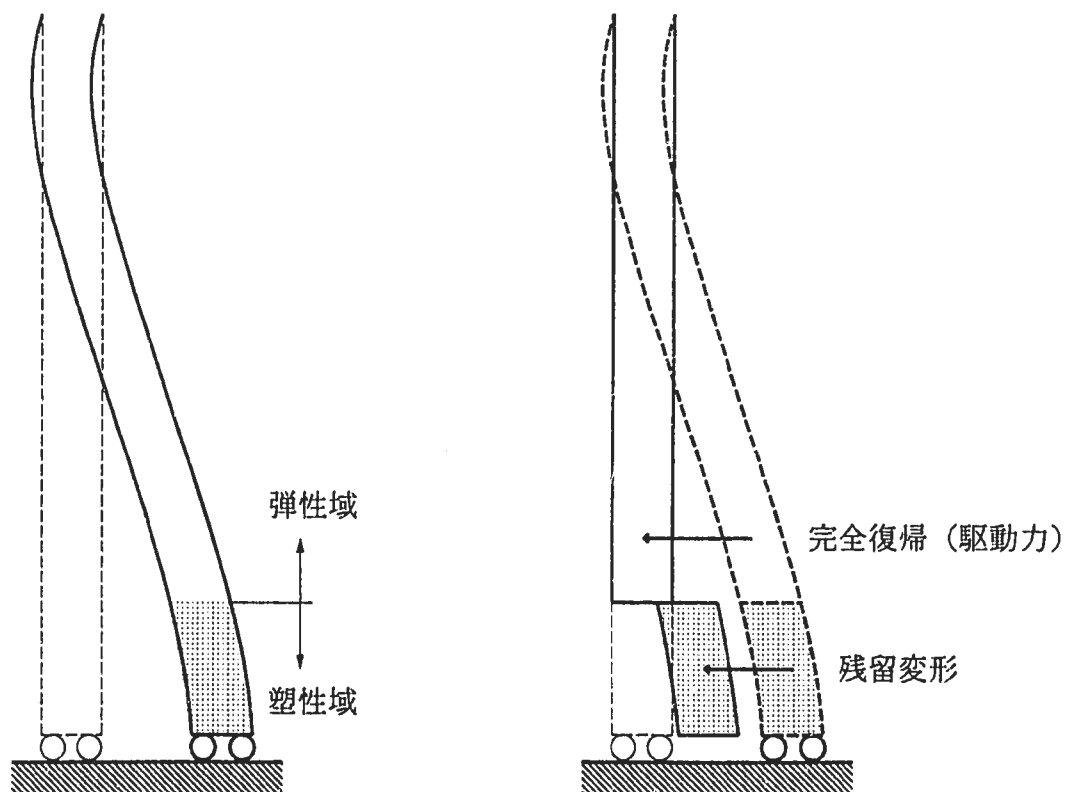


Fig. 2. 7 Driving force of secondary stress ratchetting

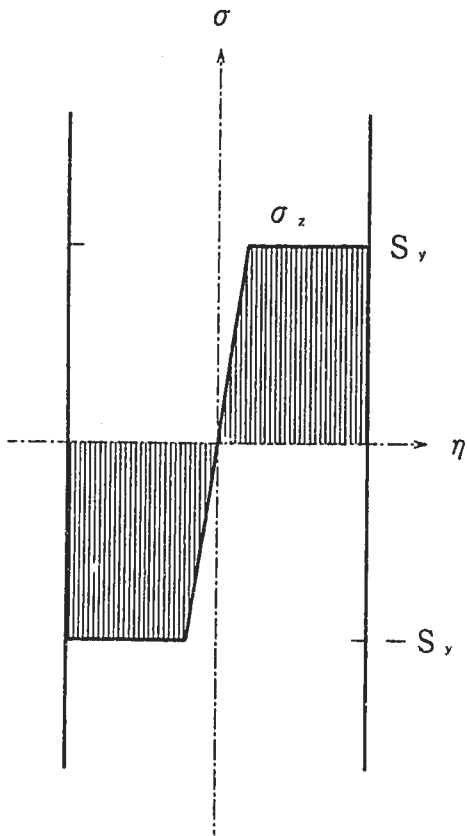


Fig. 2. 8 Bending stress in a bi-axial stress field

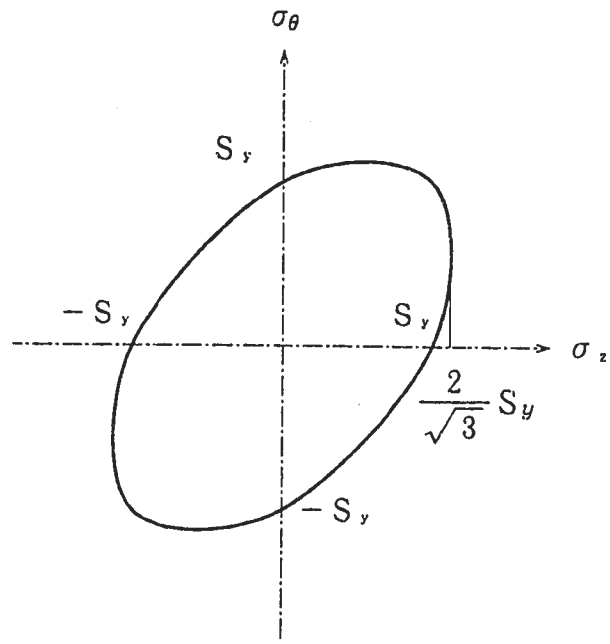


Fig. 2. 9 Maximum yield stress in the Mises stress surface

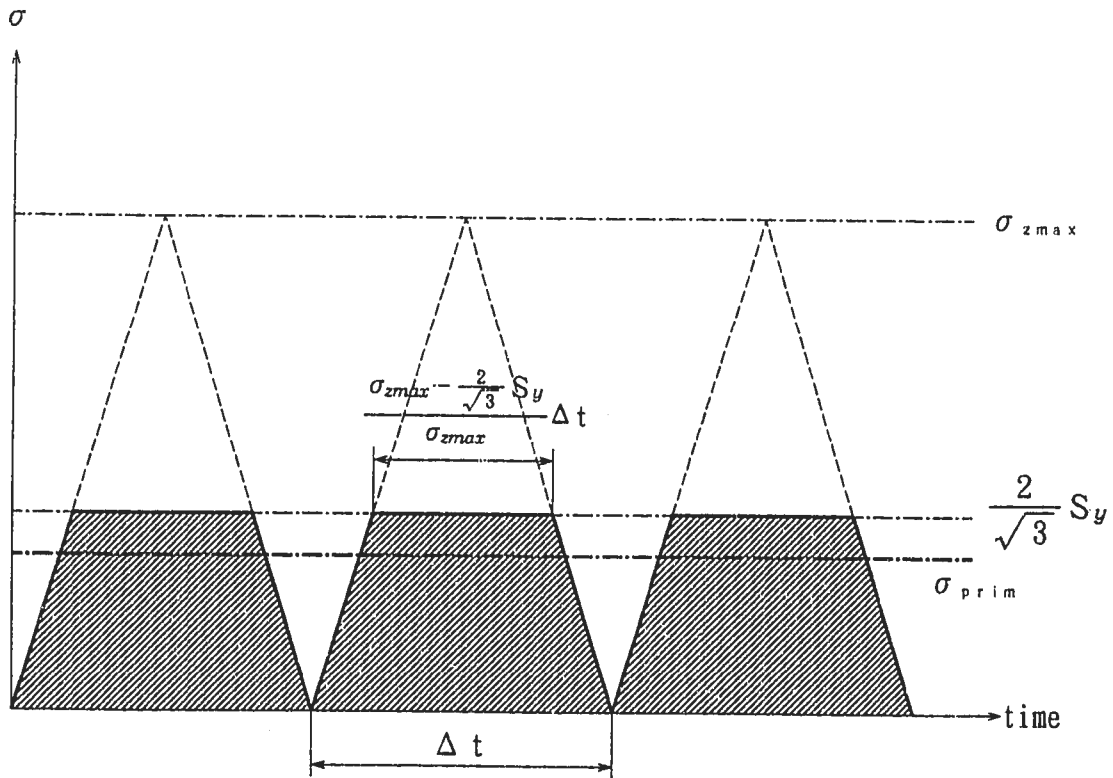
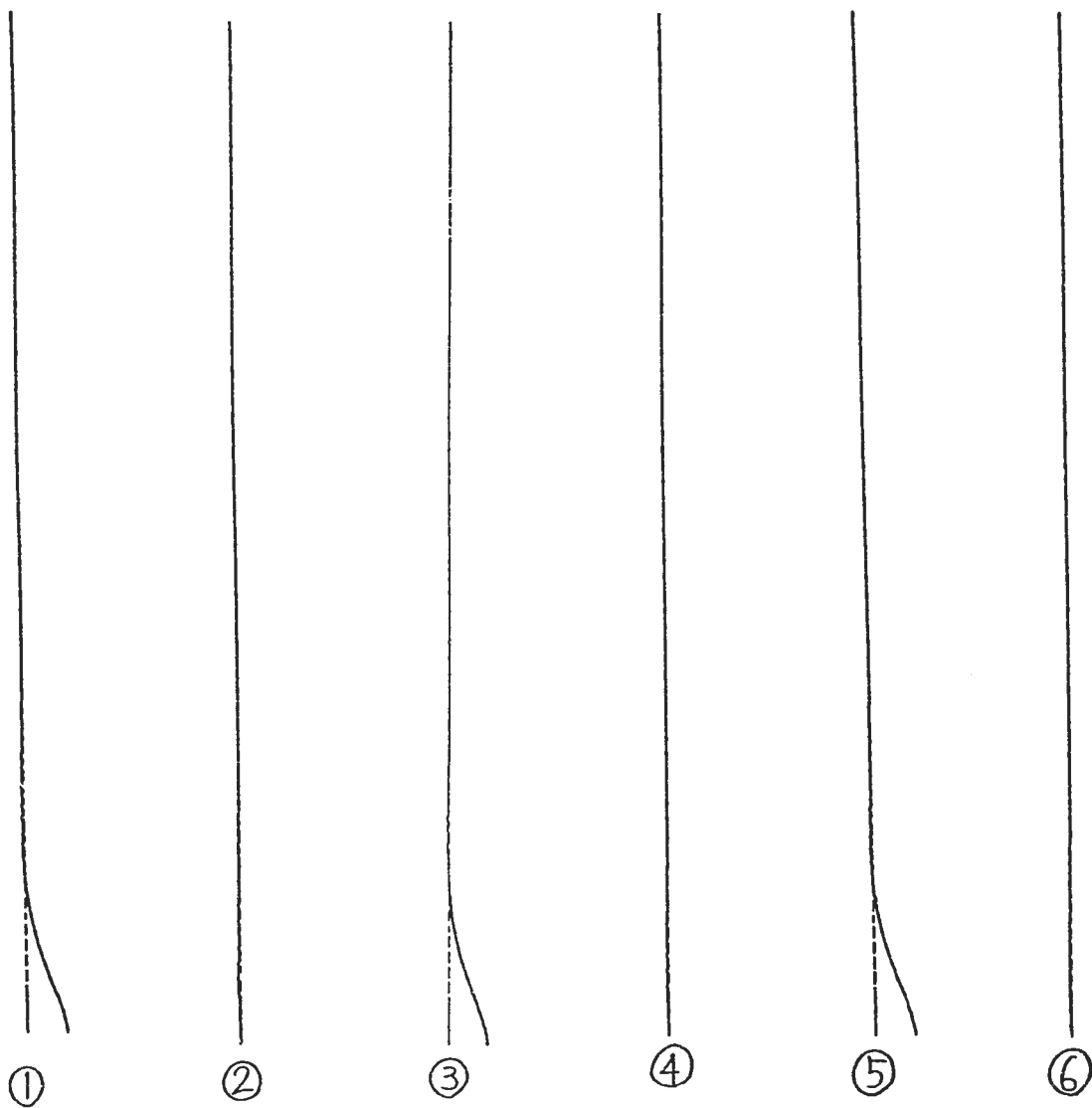




Fig. 2.10 Concept of the equivalent primary stress

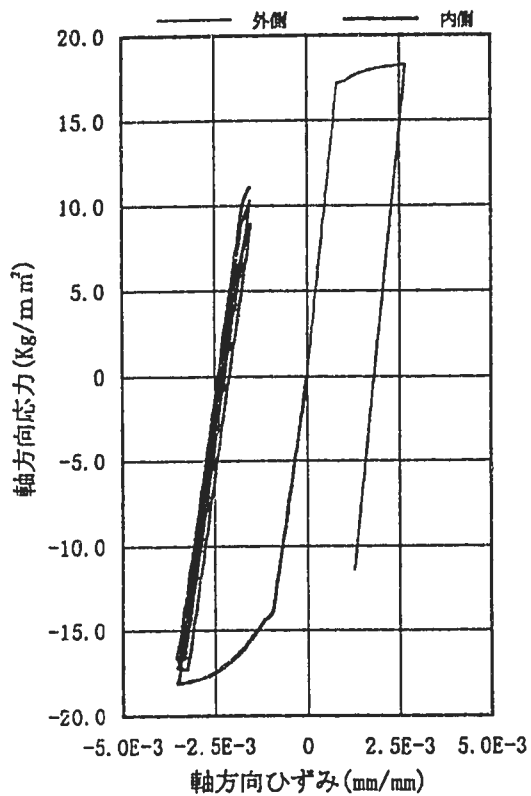


-16-

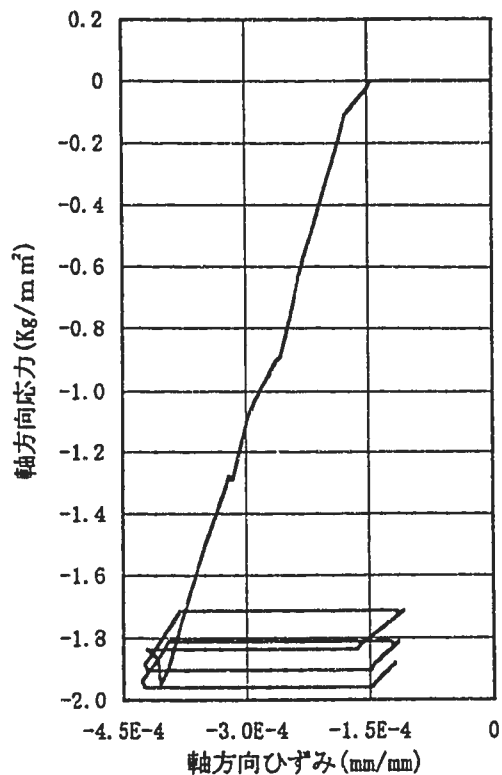


Fig. 2.11 Deformed shape of a cylinder (CASE A-1)

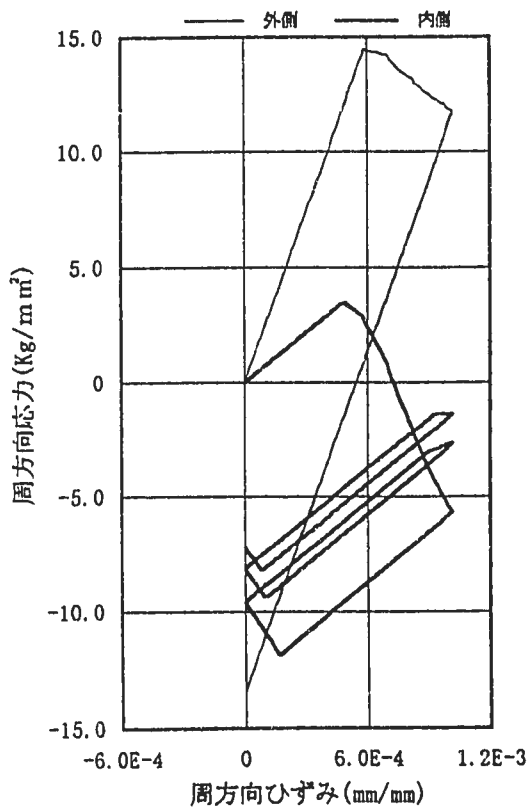
DISP. SCALE  2.00000
GEOM. SCALE  200.000



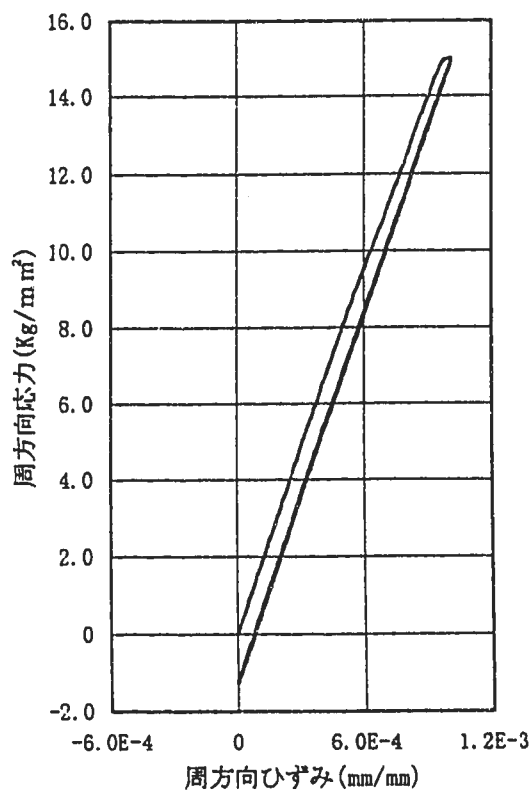
(1) 軸方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(2) 軸方向 応力-ひずみ線図(中央面)



(3) 周方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(4) 周方向 応力-ひずみ線図(中央面)

Fig. 2.12 Stress strain history at the cylinder bottom (CASE A-1)

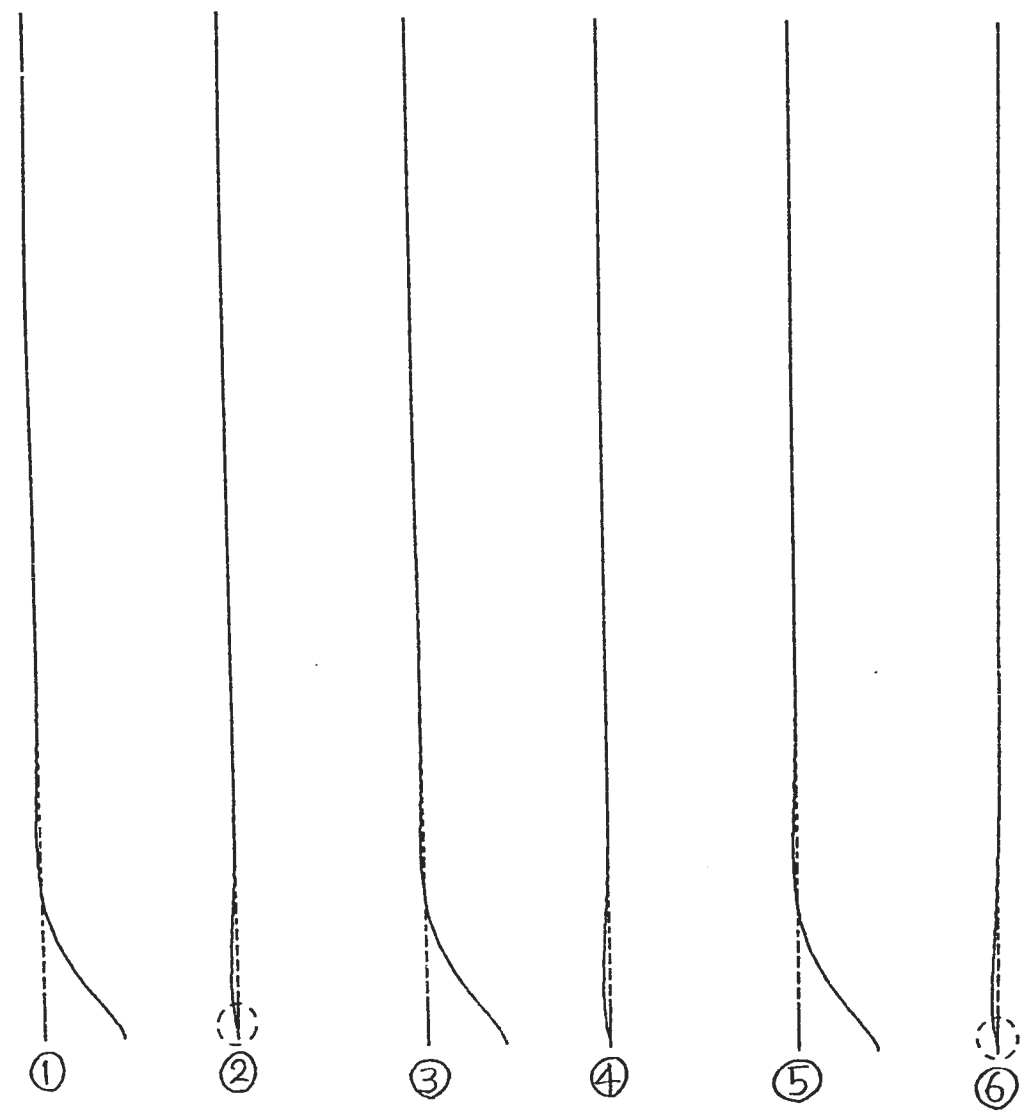
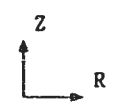
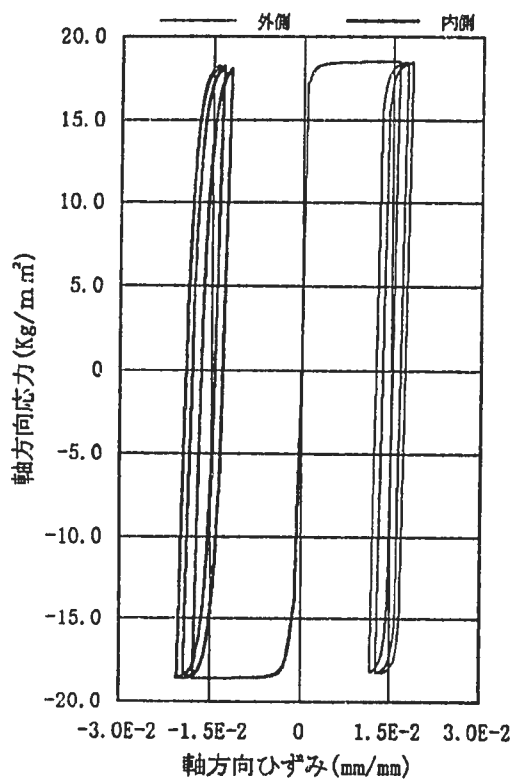
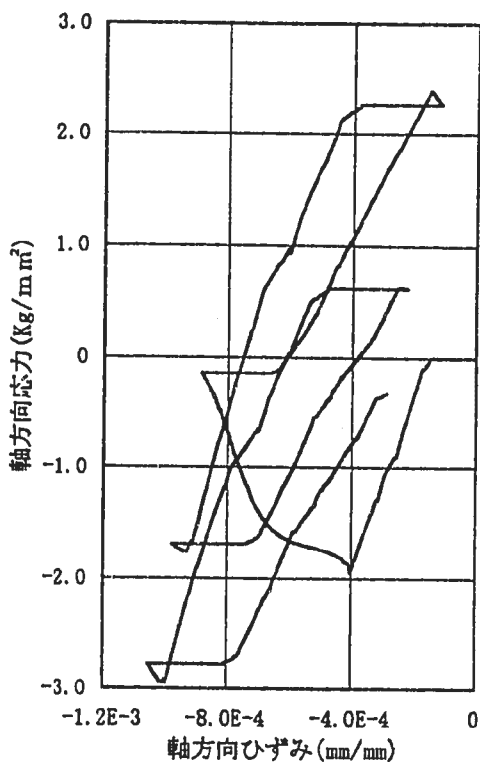


Fig. 2.13 Deformed shape of a cylinder (CASE A-2)

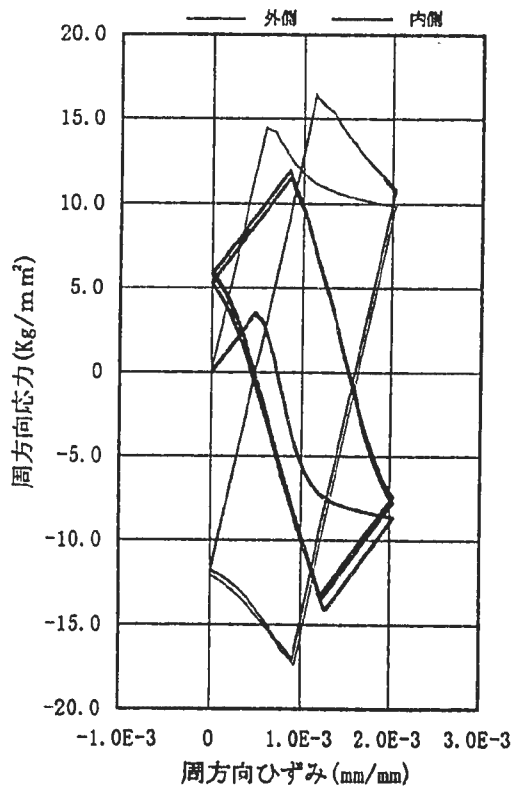
DISP. SCALE  2.00000
GEOM. SCALE  100.000



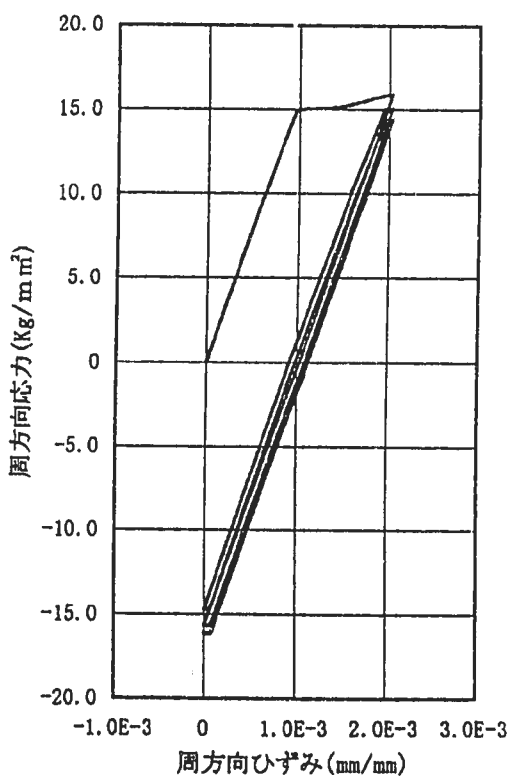
(1) 軸方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(2) 軸方向 応力-ひずみ線図(中央面)



(3) 周方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(4) 周方向 応力-ひずみ線図(中央面)

Fig. 2.14 Stress strain history at the cylinder bottom (CASE A-2)

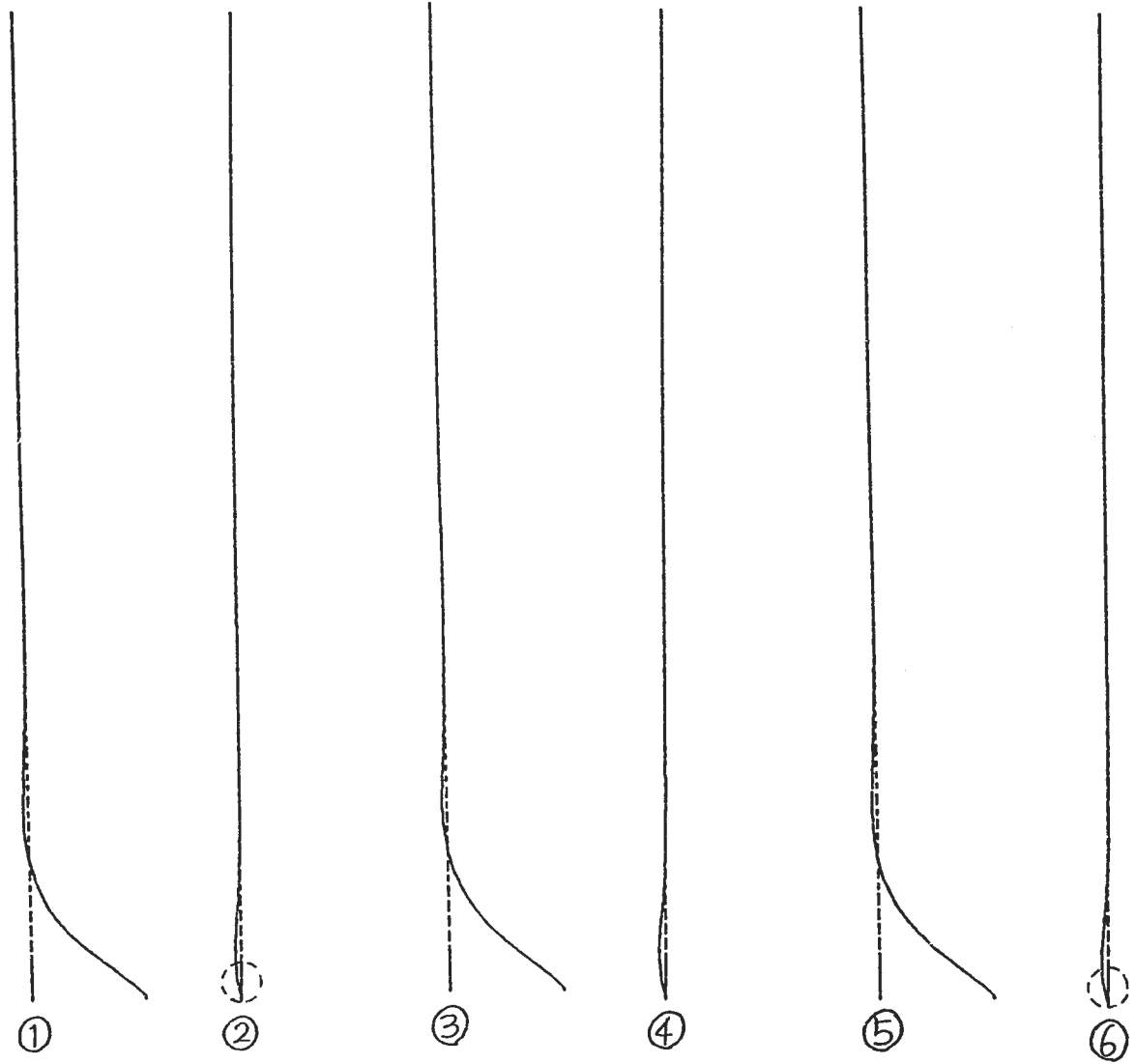
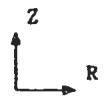


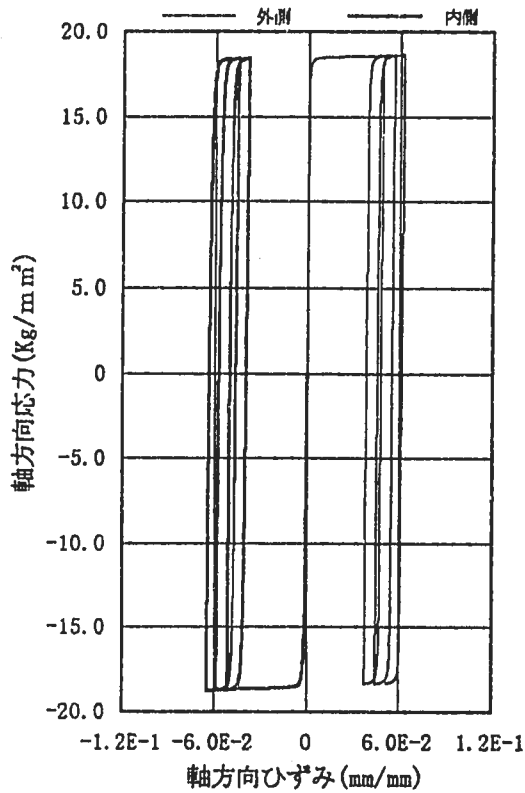
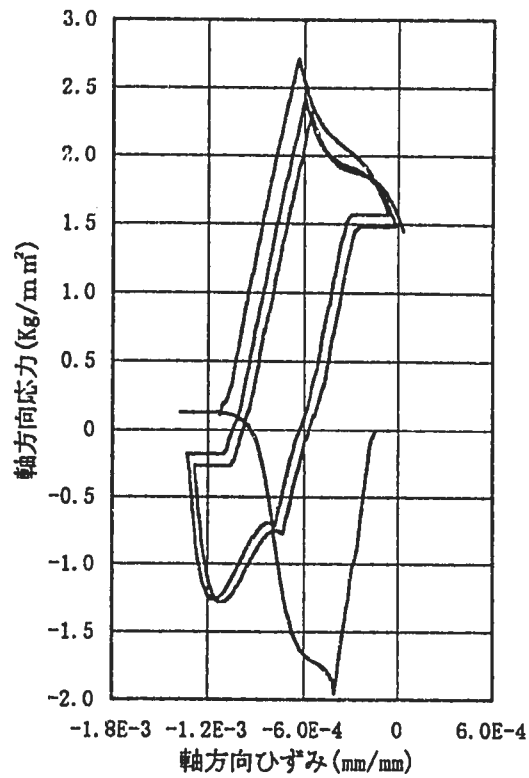


Fig. 2.15 Deformed shape of a cylinder (CASE A-3)

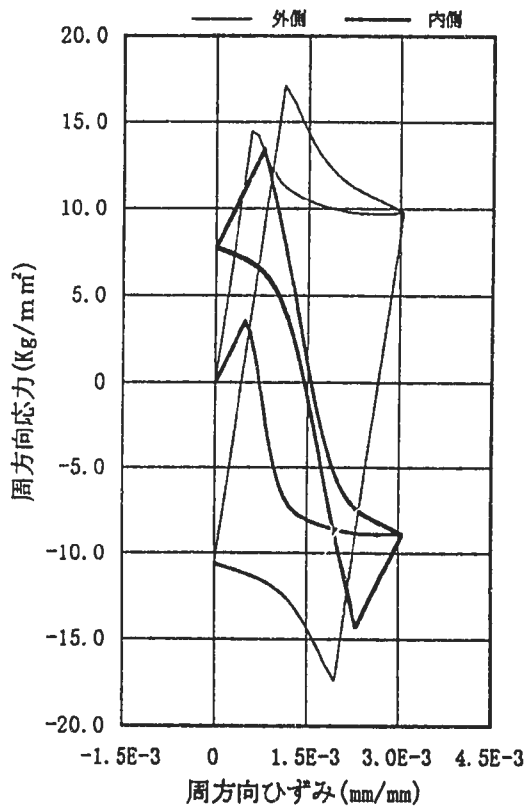
DISP. SCALE  2.00000
GROM. SCALE  200.000



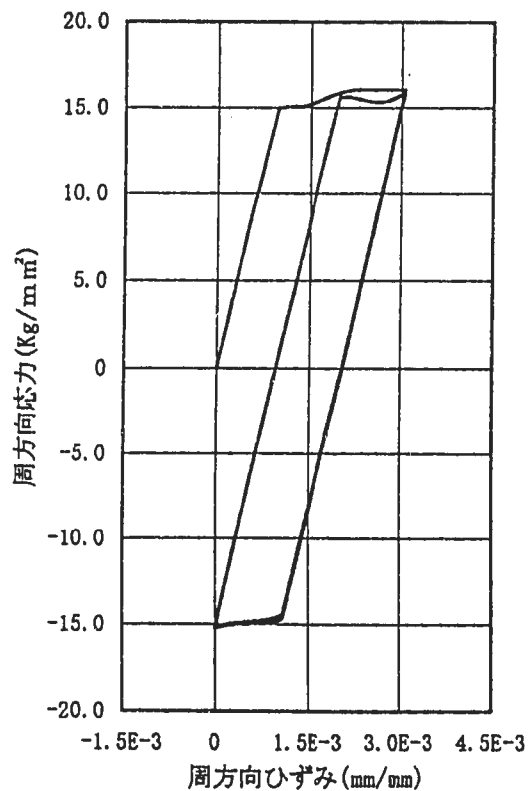
(1) 軸方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(2) 軸方向 応力-ひずみ線図(中央面)



(3) 周方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(4) 周方向 応力-ひずみ線図(中央面)

Fig. 2.16 Stress strain history at the cylinder bottom (CASE A-3)

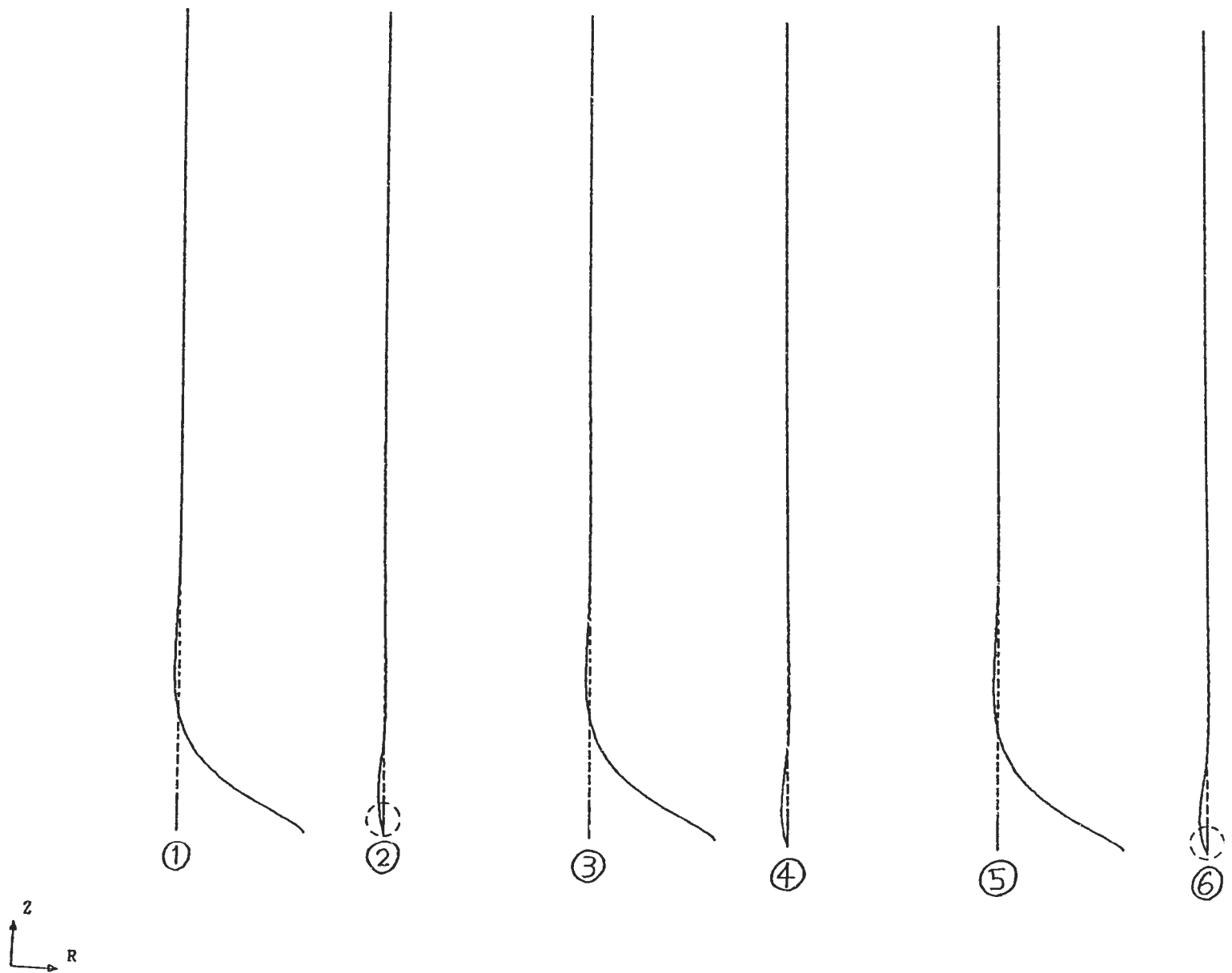
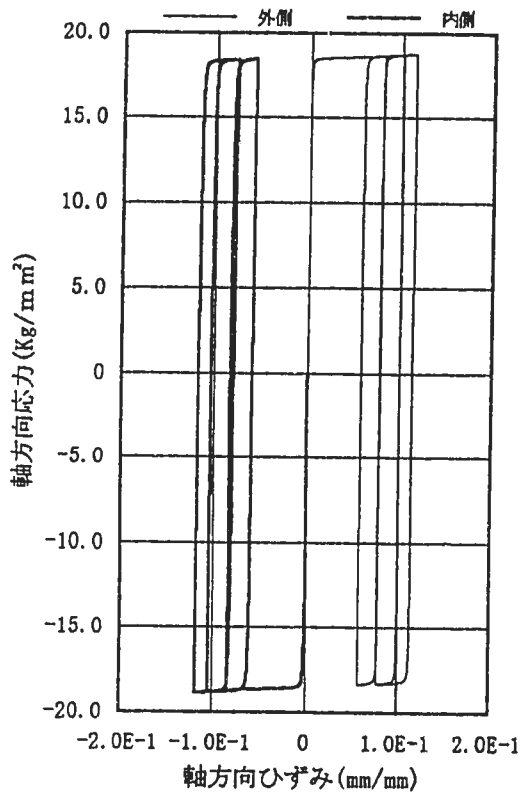
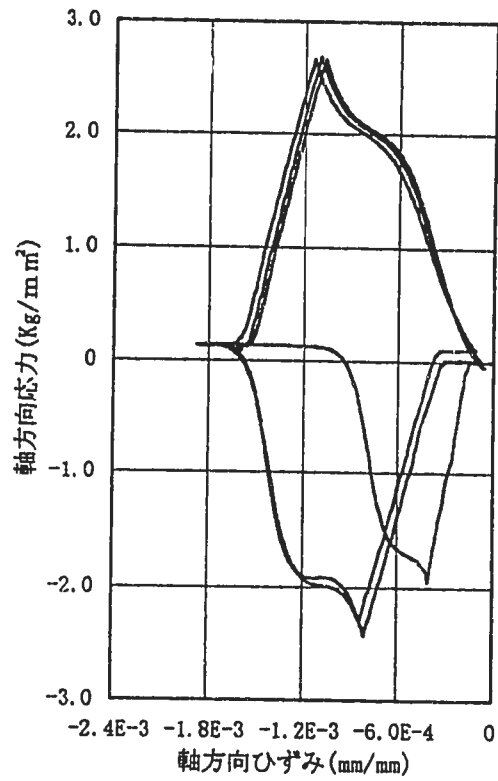


Fig. 2.17 Deformed shape of a cylinder (CASE A-4)

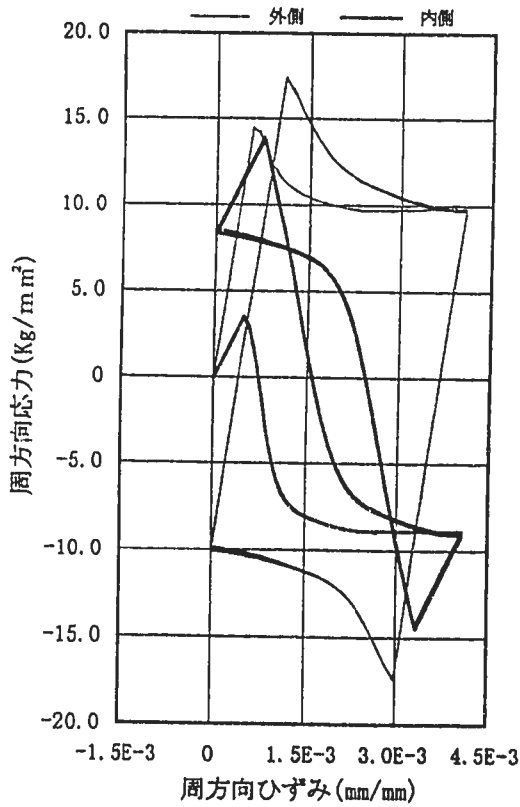
DISP. SCALE [] 2.0000
GROM. SCALE [] 200.000



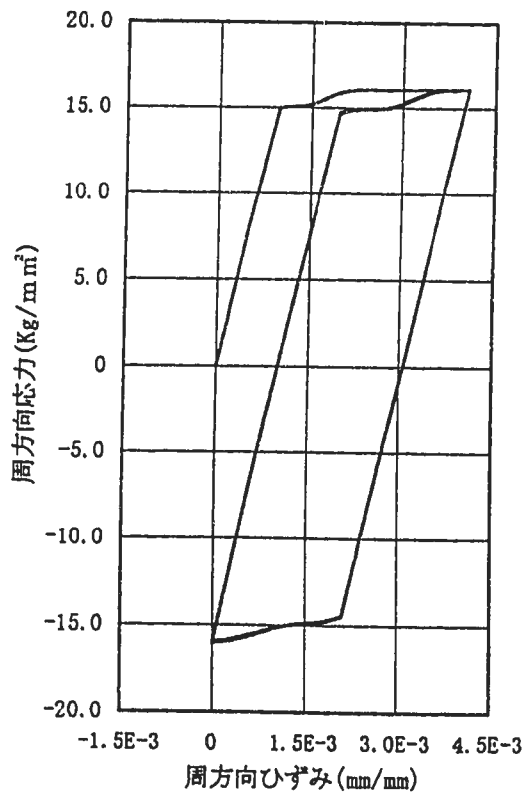
(1)軸方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(2)軸方向 応力-ひずみ線図(中央面)



(3)周方向 応力-ひずみ線図(内外面)



(4)周方向 応力-ひずみ線図(中央面)

Fig. 2.18 Stress strain history at the cylinder bottom (CASE A-4)

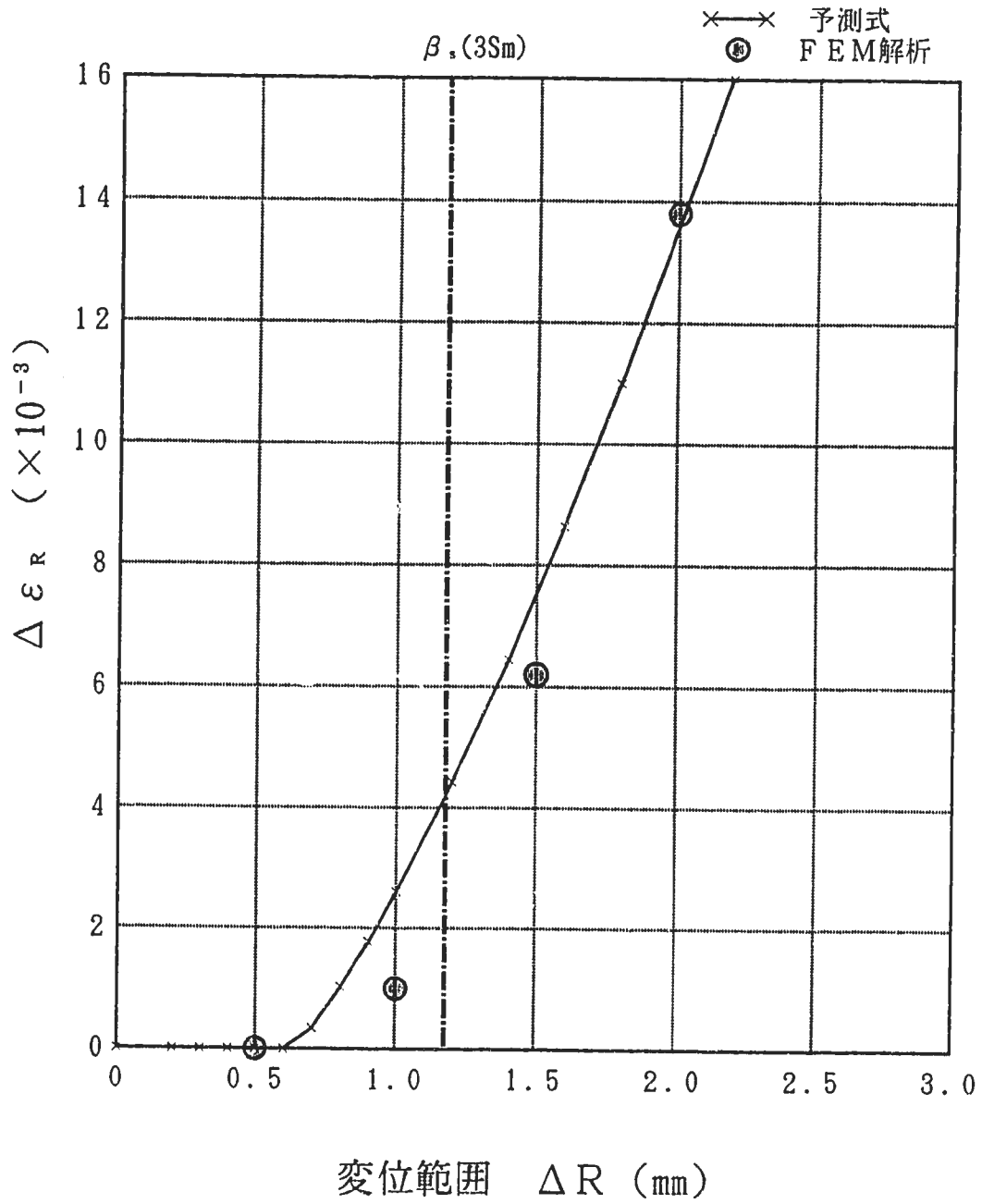


Fig. 2.19 Comparison of ratchet strain per cycle between prediction and FEM analyses

3. 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット

Fig. 3. 1 に示すような内圧を受ける円筒殻の端部に半径方向の繰返し変位を加えたときのラチェット挙動を考える。

3.1 発生応力

円筒に内圧 P (kg/mm^2) を負荷したときの円筒殻の一般部の周方向の膜応力は、以下の式で与えられる。

(1) 圧力による周方向膜応力

$$\sigma_{\theta m}^p = \frac{R}{t} P \quad (3-1)$$

円筒殻下端部に ΔR の半径方向変位を与えたときに発生する円筒殻端部の応力は、第 2 章で示したように、以下の式で与えられる。

(2) 変位による軸方向曲げ応力

$$\sigma_{z b}^s = \frac{3 E}{R^2 t \beta^2} \Delta R \quad (3-2)$$

(3) 変位による周方向膜応力

$$\sigma_{\theta m}^s = \frac{E}{R} \Delta R \quad (3-3)$$

ここで使用した記号の意味は、第 2 章を参照されたい。

3.2 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット解析

全節で示したように、ラチェットに関与する応力成分は 3 種類あり、これらの応力が互いに干渉し合うためにラチェットの予測は簡単ではない。そこで、本章では、予めラチェット解析を実施し、結果を詳細に検討した上で評価手法の検討を行う。

解析に用いた、モデル、材料定数、境界条件および使用した解析プログラム等は、第 2 章と同じである。ラチェット解析は、条件を Table 3. 1 に示したとおり、内圧を $38.19 \text{ kg}/\text{cm}^2$ 一定とし、変位を $0.5 \sim 2.0 \text{ mm}$ の範囲でパラメータに全部で 4 ケース実施した。

Case B-1 の 3 サイクル目までの変形挙動を Fig. 3. 2 に示す。変形図は、各サイクルでの半径方向の負荷変位が最大になる時点と変位を完全に除荷した時点を出力した。Fig. 3. 2 を見てわかるとおり、Case B-1 では変形の進行は見られない。Fig. 3. 3 に、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力-ひずみ履歴を示す。いずれの図も、横軸がひずみで縦軸が応力を表す。応力

—ひずみのループが完全に閉じてはいないが、有意なラチェット挙動は示していない。

Case B-2の3サイクル目までの変形挙動をFig. 3. 4に示す。1.0 サイクル目の変形と3.0 サイクル目の変形を比較すると、若干ではあるが、円筒殻の下端部のやや上の部分で外側（図の右側）に変形が進んだことがわかる。この変形の方法は、端部に繰返し熱変位だけを受ける場合とは逆方向で、1次荷重である内圧による荷重方向に一致している。Fig. 3. 5は、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力—ひずみ履歴である。Fig. 3. 5の(3)の軸方向応力—ひずみの履歴から、円筒殻の下端部では内表面（○印）は引張側に、外表面（△印）は圧縮側にひずみが進行していることがわかる。ひずみの進行方向は、端部に繰返し熱変位だけを受ける場合とは逆方向である。中央面（Fig. 3. 5の(4)）ではひずみの進行が見られないことから、円筒殻下端部における進行性変形は純粋な曲げ変形である。Fig. 3. 6に、外側への膨張変位が見られた円筒殻下端部のやや上の部分の応力—ひずみ履歴を示す。周方向のひずみは、内外面及び中央面ともに引張側に進行し、進行量はほぼ等しいことから、この部位での進行性変形は一様な膜ひずみと見なせる。

Fig. 3. 7に、Case B-3の3サイクル目までの変形挙動を示す。Case B-3の場合も、Case B-2と同様に、円筒殻下端部のやや上の部分で外側に変形が進んでいる。Fig. 3. 8に、円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力—ひずみ履歴を示すが、この図からも同様に、円筒殻下端部における進行性変形は軸方向の曲げ変形であることがわかる。また、Fig. 3. 9に、円筒殻下端部のやや上の部分の応力—ひずみ履歴を示すが、周方向についてはほぼ一様な膜ひずみの進行が見られ、軸方向に圧縮側のひずみの進行が見られる。

Fig. 3. 10にCase B-4の3サイクル目までの変形挙動を、Fig. 3. 11に円筒殻の下端部の内外表面及び中央面における応力—ひずみ履歴を、また、Fig. 3. 12に円筒殻下端部のやや上の部分の応力—ひずみ履歴を示す。変形の特徴は前記の二つのケースと同様であるが、変形量、ひずみ量ともに前記の二つのケースより大きくなっていることがわかる。

3.3 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェットの特徴

第2章で見たとおり、一定の内圧が作用しない場合のラチェット変形は、円筒殻の下端部が内側に變形して行く進行性変形であった。一方、一定の内圧が作用する場合は、Fig. 3. 13に特徴を示すように、変形の部位はほぼ同じであるが、変形の向きは逆であり、円筒殻の下端部で曲げ変形を生じ、そのやや上方で半径方向に膨張する変形を生じる。更に、円筒殻下端部のやや上方のひずみ進行の特徴を良く見ると、周方向に一様な膜ひずみの進行であり、この変形の方法が内圧による力の方向と一致していることから、1次応力が内圧による膜応力、2次応力が繰返し曲げ応力によるBreeのラチェット¹⁾と全く同じで特徴を有している。ただし、Breeのラチェットの場

合、1次膜応力も2次曲げ応力も同じ方向成分であるが、3.1節で示したように、このラチェットの場合は1次膜応力と2次曲げ応力の方向（内圧による周方向膜応力と変位による軸方向曲げ応力）が異なる。従って、このラチェットに対してBreeの評価手法をそのまま適用することはできない。

Table 3.1 Analysis Condition

	Pressure(kg/mm ²)	Deflection(mm)
CASE-B1	0.3819	0.5
CASE-B2	0.3819	1.0
CASE-B3	0.3819	1.5
CASE-B4	0.3819	2.0

3.4 一定の内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェット評価法

3.4.1 ラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出に当たって

1次膜応力と2次曲げ応力が直交する2軸応力場のラチェット限界とラチェットひずみの算出式を導出する。式の導出に当たっては、Bree¹⁾やPorowskiら^{1')}が一定の内圧と繰返し熱応力を受ける円筒殻のラチェット評価法の検討で採用した手法と同じ、力学的な力の釣合い条件を直接解く方法を用いる。

Breeは、円筒殻のラチェット挙動の予測方を作成する際に、1次応力と2次応力の組合せによりそれぞれの挙動を特徴付ける領域線図(Bree Diagram)を作成した。Breeの作成した領域線図をFig. 3.14に示す。横軸のXは1次応力強さを降伏応力で無次元化した応力パラメータで、縦軸のYは2次応力強さ範囲を降伏応力で無次元化した応力パラメータである。

Breeは、線図の領域を以下のように分類した。

- E 領域：1次応力(X)と2次応力(Y)が重畳しても常に弾性挙動となる領域。
- S₁ 領域：1サイクル目に板(容器壁)の片側だけが塑性し、2サイクル目以降は弾性挙動になる領域(シェークダウン領域)。
- S₂ 領域：1サイクル目に板の両側で塑性し、2サイクル目以降は弾性挙動になる領域。
- P 領域：S₂領域の中で2次応力強さ範囲が大きい場合の挙動で、基本的な挙動はS₂領域と変わらないが、2サイクル目以降は弾性挙動ではなく閉じた塑性サイクルになる領域。
- R₁ 領域：2次応力の負荷と除荷に合わせて、板の両側が交互に塑性しながらラチェットする領域(片側が降伏している間、他方は弾性状態)。
- R₂ 領域：2次応力の負荷と除荷に合わせて、板の両側が同時に塑性しながらラチェットする領域。

このような領域の分け方は、1次膜応力と2次曲げ応力が直交する2軸応力場のラチェットに対しても有効である。以下では、材料として弾完全塑性体を、降伏条件としてTrescaの降伏条件を仮定し、上記の領域の境界を与える式と1サイクル当りのラチェットひずみ量の算出式を導出する。

3.4.2 R₁領域のラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出

応力分布をFig. 3.15のように仮定する。即ち、周方向に一定の膜応力が作用し、軸方向に繰返し曲げ応力が作用する力学モデルを考える。

ラチェット限界を求めるために、以下の諸条件を仮定する。

(a) 内圧による応力は、板厚内に一様に分布しかつ一定とする。

$$\sigma_{\theta}(\eta) = \sigma_{\theta} = \text{constant} \quad (3-4)$$

(b) 軸方向には力が作用しない。

$$\int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \sigma_z(\eta) d\eta = 0 \quad (3-5)$$

(c) 軸方向曲げ応力はひずみ制御である。従って、板厚内で降伏が生じても、弾性部分の応力分布は弾性解と同じ傾きを持つことを仮定する。即ち、弾性部分の軸方向応力分布は、次式で表せる。

$$\sigma_z(\eta) = \frac{2}{h} \sigma_b \times \eta + \alpha \quad (3-6)$$

ここに、 σ_{θ} と σ_b は、それぞれ弾性解析から得られる周方向膜応力と軸方向曲げ応力である。また、 h は円筒殻の板厚、 η は厚さ方向の距離、 α は比例定数である。

以下では、式の導出の簡便さからTrescaの降伏条件を仮定する。Trescaの降伏条件を仮定すると、直交する二つの応力成分がある場合の降伏条件は次式で与えられる (Fig. 3.16参照)。

$$S_y = \text{Min.}[\sigma_1, \sigma_2, |\sigma_1 - \sigma_2|] \quad (3-7)$$

従って、+の符号を持つ周方向の応力が板厚内に一様に分布しかつ一定とすると、それと直交する軸方向の応力成分の降伏条件は、

$$\begin{cases} S_y & : & \sigma \geq 0 \\ -S_y + \sigma_{\theta} & : & \sigma < 0 \end{cases} \quad (3-8)$$

となる (Fig. 3.17参照)。

この状態で、軸方向の曲げ応力が負荷されると、軸方向の応力分布はFig. 3.18のようになる。上記(b)に述べた軸方向の力の釣合い条件より、引張側の面積 A_1 と圧縮側の面積 A_2 が等しくなる。

$$A_1 = A_2 \quad (3-9)$$

以下に、この釣合い条件を使って軸方向の応力分布を求める。

引張側の面積 A_1 は、

$$\begin{aligned} A_1 &= \left\{ a - \left(-\frac{h}{2} \right) \right\} (S_y - \sigma_{\theta}) + (b - a) (S_y - \sigma_{\theta}) \frac{1}{2} \\ &= \frac{1}{2} (a + b + h) (S_y - \sigma_{\theta}) \end{aligned} \quad (3-10)$$

ここに、 a は弾性域と降伏域の境界であり、 b は応力が0になる板厚方向距離である。

式(3-6) およびFig. 3.19より、弾性部分の直線の傾きは、

$$\frac{S_y - \sigma_\theta}{b - a} = \frac{2}{h} \sigma_b \quad (3-11)$$

と表せる。式(3-10)及び式(3-11)より、

$$A_1 = (a + b + h)(b - a) \frac{\sigma_b}{h} \quad (3-12)$$

となる。

一方、圧縮側の面積 A_2 は、式(3-6) および Fig. 3.19 より

$$A_2 = \left(\frac{h}{2} - b \right) \left(\frac{2}{h} \sigma_b \frac{h}{2} + \alpha \right) \frac{1}{2} = \left(\frac{h}{2} - b \right) (\sigma_b + \alpha) \frac{1}{2} \quad (3-13)$$

となる。ここで、 $\eta = b$ のとき $\sigma = 0$ であるから、式(3-6) より

$$\alpha = -\frac{2}{h} \sigma_b b \quad (3-14)$$

となる。式(3-13)及び式(3-14)より、

$$A_2 = \left(\frac{h}{2} - b \right)^2 \frac{\sigma_b}{h} b \quad (3-15)$$

となる。式(3-9)、(3-10)及び(3-15)より

$$a^2 + a h + \frac{h^2}{4} = 2 b h \quad (3-16)$$

また、式(3-11)より

$$b = \frac{h}{2} \frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b} + a \quad (3-17)$$

式(3-17)より式(3-16)は、

$$a^2 - a h + \frac{h^2}{4} = h^2 \frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b} \quad (3-18)$$

式(3-18)を、 a に対して解くと

$$a = \frac{h}{2} \left(1 - 2 \sqrt{\frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b}} \right) \quad (3-19)$$

が得られる。式(3-17)及び式(3-19)より、 b は

$$b = \frac{h}{2} \frac{S_y + \sigma_b - \sigma_\theta}{\sigma_b} - h \sqrt{\frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b}} \quad (3-20)$$

となる。式(3-14)及び式(3-20)より

$$\alpha = -(S_y + \sigma_b - \sigma_\theta) + 2 \sqrt{\sigma_b (S_y - \sigma_\theta)} \quad (3-21)$$

となる。従って、弾性部分の軸方向応力分布を与える式(3-6) は、式(3-21)より

$$\sigma_z(\eta) = \frac{2}{h} \sigma_b \eta - (S_y + \sigma_b - \sigma_\theta) + 2 \sqrt{\sigma_b (S_y - \sigma_\theta)} \quad (3-22)$$

となる。

ここで、 $\eta = 0$ 、即ち板厚中心の応力値（コア応力）を求める。

$$\sigma_z(0) = -(S_y + \sigma_b - \sigma_\theta) + 2 \sqrt{\sigma_b (S_y - \sigma_\theta)} \quad (3-23)$$

ラチェットを生じる条件は、コア応力が降伏応力に達する条件であるから、

$$\sigma_z(0) < -S_y + \sigma_\theta \quad (3-24)$$

と表せる。式(3-23)及び式(3-24)より

$$\sigma_b > 4(S_y - \sigma_\theta) \quad (3-25)$$

が得られる。ここで、1次膜応力 σ_θ と2次曲げ応力 σ_b を、降伏応力 S_y で無次元化した応力パラメータ X と Y をそれぞれ以下のように定義する。

$$X = \frac{\sigma_\theta}{S_y} \quad (3-26)$$

$$Y = \frac{\sigma_b}{S_y} \quad (3-27)$$

式(3-26)及び式(3-27)より、 R_1 領域のラチェット限界を与える式(3-25)は

$$Y > 4(1 - X) \quad (3-28)$$

となる。式(3-28)は、Fig. 3.14に示したBree線図の R_1 領域のラチェット限界と同じになる。従って、1次応力と2次応力が直交する場合の R_1 領域の境界線は、単軸応力場の場合と変わらない。

次に、 S_1 領域と S_2 領域（ R_1 領域と R_2 領域）の境界線を求める。 S_1 領域は、板の片側だけが降伏する領域であるから、

$$\sigma_z\left(\frac{h}{2}\right) < S_y$$

でなければならない。式(3-22)より

$$\frac{2}{h} \sigma_b \frac{h}{2} - (S_y + \sigma_b - \sigma_\theta) + 2 \sqrt{\sigma_b (S_y - \sigma_\theta)} < S_y \quad (3-29)$$

が S_1 領域となる条件である。式(3-26)及び式(3-27)を式(3-29)に代入し式を整理すると、 S_1 領域と S_2 領域の境界は以下ようになる。

$$Y > \frac{\left(1 - \frac{X}{2}\right)^2}{(1 - X)} \quad (3-30)$$

S_1 領域と S_2 領域の境界を与える式(3-30)は、Fig. 3.14に示したBree線図の S_1 領域と S_2 領域の境界を与える式とは異なった形をしていることがわかる。

コア応力の式(3-23)を、降伏応力で無次元化し、式(3-26)及び式(3-27)を用いると

$$Z = -1 - Y + X + 2\sqrt{Y(1-X)} \quad (3-31)$$

が得られる。ここに、

$$Z = \frac{\sigma_z(0)}{S_y} \quad (3-32)$$

である。

一方、Porowskiら¹⁷⁾ が導出した単軸応力場のコア応力は以下の形をしている。

$$Z = 1 + Y - 2\sqrt{Y(1-X)} \quad (3-33)$$

式(3-32)と式(3-33)を比較すると、式(3-32)にはXパラメータの項が余分にあり全体の符号が異なることがわかる。

無次元化されたコア応力Zは、1サイクル当りのラチェットひずみ量 $\Delta \varepsilon_R$ を算出する際に用いられ、単軸応力場の場合以下となる。

$$\Delta \varepsilon_R = \frac{\sigma_z(0) - S_y}{E} = (Z - 1) \frac{S_y}{E} \quad (3-34)$$

一方、1次応力と2次応力が直行する2軸応力場の場合には、ラチェットに關与する圧縮側の降伏条件が単軸の場合とは異なり、次式で与えられる。

$$\Delta \varepsilon_R = \frac{\sigma_z(0) - (-S_y + \sigma_\theta)}{E} = (Z + 1 - X) \frac{S_y}{E} \quad (3-35)$$

結局、式(3-31)の中にあるXパラメータは、ラチェットひずみを求める際に式(3-35)の中にあるXパラメータでキャンセルされ、R₁領域のラチェットひずみ量は、符号が異なるだけで単軸応力場の場合と同じになる。符号の違いは本質的ではないので、単軸応力場のラチェットとの整合性を考慮し、式(3-31)及び式(3-35)を以下のように書き換える。

$$Z = 1 + Y - X - 2\sqrt{Y(1-X)} \quad (3-36)$$

$$\Delta \varepsilon_R = (Z - 1 + X) \frac{S_y}{E} \quad (3-37)$$

ラチェットひずみの符号の違いは、単軸応力場の場合には1次応力の方向とラチェットひずみの方向が一致しているのに対して、2軸応力場の場合にはラチェットひずみの方向を1次応力（周方向応力）と直行する軸方向で定義したことによる。即ち、ラチェットひずみは単軸応力場の場合と同様に1次応力の方向に進行するが、塑性ひずみの非圧縮性により1次応力に直交する方向のひずみは逆符号になるからである。これについては、解析結果（例えばFig. 3.12）からも確認することができる。

3.4.3 R₂ 領域のラチェット限界とラチェットひずみ量の算出式の導出

R₁ 領域のラチェット限界を求めたときと同様に、(a)、(b)及び(c)の諸条件を仮定する。

R₂ 領域の軸方向応力分布は、板の両側が降伏することからFig. 3.20のようになる。以下に、釣合い条件を使って軸方向の応力分布を求める。

引張側の面積A₁ は、Fig. 3.21より

$$\begin{aligned} A_1 &= \left\{ a - \left(-\frac{h}{2} \right) \right\} (S_y - \sigma_\theta) + (b - a) (S_y - \sigma_\theta) \frac{1}{2} \\ &= \frac{1}{2} (a + b + h) (S_y - \sigma_\theta) \end{aligned} \quad (3-38)$$

ここに、aは弾性域と降伏域の境界であり、bは応力が0になる板厚方向距離である。

式(3-6) およびFig. 3.21より、弾性部分の直線の傾きは、

$$\frac{S_y - \sigma_\theta}{b - a} = \frac{2}{h} \sigma_b \quad (3-39)$$

と表せる。式(3-38)及び式(3-39)より、

$$A_1 = (a + b + h) (b - a) \frac{\sigma_b}{h} \quad (3-40)$$

となる。

一方、圧縮側の面積A₂ はFig. 3.21より

$$A_2 = \left(\frac{h}{2} - c + \frac{2}{h} - b \right) \times S_y \times \frac{1}{2} = \frac{1}{2} (h - b - c) S_y \quad (3-41)$$

となる。また、Fig. 3.21より

$$\frac{c - b}{b - a} = \frac{S_y}{S_y - \sigma_\theta} \quad (3-42)$$

式(3-39)および式(3-42)より

$$c = b + \frac{h}{2} \frac{S_y}{\sigma_b} \quad (3-43)$$

が得られる。また、式(3-39)より

$$b = \frac{h}{2} \frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b} + a \quad (3-44)$$

が得られる。式(3-43)および式(3-44)を、式(3-40)および式(3-41)に代入すると

$$A_1 = \left(2a + \frac{h}{2} \frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b} + h \right) \frac{S_y - \sigma_\theta}{2} \quad (3-45)$$

$$A_2 = \left(h - h \frac{3 S_y - 2 \sigma_\theta}{2 \sigma_b} - 2 a \right) \frac{S_y}{2} \quad (3-46)$$

となる。軸力の釣り合い条件 $A_1 = A_2$ より、 a を求めると

$$a = \frac{h}{2(2 S_y - \sigma_\theta)} \left(\sigma_\theta - \frac{(2 S_y - \sigma_\theta)^2}{2 \sigma_b} \right) \quad (3-47)$$

となる。一方、 b は式(3-44)および式(3-47)より

$$\begin{aligned} b &= \frac{h}{2} \frac{S_y - \sigma_\theta}{\sigma_b} + \frac{h}{2(2 S_y - \sigma_\theta)} \left(\sigma_\theta - \frac{(2 S_y - \sigma_\theta)^2}{2 \sigma_b} \right) \\ &= \frac{h}{2} \left(\frac{\sigma_\theta}{2 S_y - \sigma_\theta} - \frac{\sigma_\theta}{2 \sigma_b} \right) \end{aligned} \quad (3-48)$$

となる。

式(3-6) で $\eta = b$ のとき $\sigma = 0$ と置くことにより

$$\alpha = - \left(\frac{\sigma_\theta \cdot \sigma_b}{2 S_y - \sigma_\theta} - \frac{\sigma_\theta}{2} \right) \quad (3-49)$$

が得られる。従って、弾性部分の軸方向応力分布は

$$\sigma_z(\eta) = \frac{h}{2} \sigma_b \eta - \left(\frac{\sigma_\theta \cdot \sigma_b}{2 S_y - \sigma_\theta} - \frac{\sigma_\theta}{2} \right) \quad (3-50)$$

となる。

ラチェットを生じる条件は、 R_1 領域と同様に式(3-24)で与えられ

$$2 \sigma_\theta \cdot \sigma_b > (2 S_y - \sigma_\theta)^2 \quad (3-51)$$

が得られる。式(3-51)は、無次元応力パラメータ式(3-26)および式(3-27)を使って

$$Y > \frac{(2 - X)^2}{2 X} \quad (3-52)$$

となる。コア応力も同様に、式(3-50)より次式で与えられる。

$$\sigma_z(0) = - \left(\frac{\sigma_\theta \cdot \sigma_b}{2 S_y - \sigma_\theta} - \frac{\sigma_\theta}{2} \right) \quad (3-53)$$

これを、降伏応力 S_y で無次元化し、符号を直すと

$$Z = \frac{X \cdot Y}{2 - X} - \frac{X}{2} \quad (3-54)$$

となる。1 サイクル当りのラチェットひずみ量 $\Delta \varepsilon_R$ は以下で与えられる。

$$\Delta \varepsilon_R = \frac{\sigma_z(0) + (-S_y + \sigma_\theta)}{E} = (Z - 1 + X) \frac{S_y}{E} \quad (3-55)$$

3.4.4 S₂ 領域とP領域の境界

S₁ 領域とS₂ 領域の境界線が変わることによって、S₂ 領域とP領域の境界も変わる。S₂ 領域とP領域の挙動の違いは、S₂ 領域では2サイクル目以降は弾性サイクルになるのに対して、P領域では塑性サイクルになるところにある。従って、2次応力である軸方向曲げ応力 σ_b を除荷した際に再び降伏しない条件がS₂ 領域になる。この条件を、Fig. 3.22に示す板の外表面に適用すると

$$S_y - \sigma_b > -S_y + \sigma_\theta \quad (3-56)$$

となる。従って、S₂ 領域になる条件は、無次元応力パラメータ式(3-26)および式(3-27)を用いて

$$Y < 2 - X \quad (3-57)$$

と表せる。

3.4.2節、3.4.3節および本節で得られた各領域の境界をFig. 3.22に示す。本図から、1次応力と2次応力が直交する2軸応力場のBree線図は、オリジナルのBree線図に比べて塑性サイクル領域(P)とR₂領域が広がることにより、S₁領域とS₂領域が狭くなることがわかる。

3.4.5 改良Bree線図による評価

3.1節に示したように、内圧Pが作用する円筒殻に発生する周方向膜応力は

$$\sigma_{\theta m}^p = \frac{R}{t} P \quad (3-58)$$

で与えられる。また、 ΔR の半径方向変位により、円筒殻の下端部に

$$\sigma_{z b}^s = \frac{3 E}{R^2 t \beta^2} \Delta R \quad (3-59)$$

の軸方向曲げ応力を生じる。

一定内圧と繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェットを評価する場合、ラチェット変形が円筒殻の下端部よりやや上の部分で生じていることを考慮する必要がある。即ち、式(3-59)で与えられる下端部の応力をそのまま適用すると過大評価になる。Fig. 3.10より、ラチェットにより大きな変形を生じている部分は、円筒殻の下端部より50~200 mmの範囲であることがわかる。この範囲は、Fig. 2.5に示す円筒殻の無次元距離 $\beta x = 0.5 \sim 1.5$ の範囲に相当し、この範囲の無次元化した曲げ応力は0.2 ~ -0.2の範囲である。従って、半径方向変位による応力としては、式(3-59)の0.2倍を見込めば十分である。そこで、評価に用いる1次応力強さと2次応力強さ範囲をそれぞれ以下のように定義する。

$$\sigma_{\theta} = \frac{R}{t} P \quad (3-60)$$

$$\sigma_b = \frac{3E}{5R^2 t \beta^2} \Delta R \quad (3-61)$$

ここに、 R 、 t 、 ΔR 、 P 、 E および β は、それぞれ、円筒殻の半径、板厚、半径方向変位範囲、圧力、ヤング率およびシェルパラメータ（式(2-3) 参照）である。無次元化した応力パラメータはそれぞれ以下のとおりである。

$$X = \frac{\sigma_{\theta}}{S_y} \quad (3-62)$$

$$Y = \frac{\sigma_b}{S_y} \quad (3-63)$$

上記の評価手法の妥当性を検証するために、3.2節に示した解析結果を評価してみる。また、本評価では、3.2節に示した解析結果に加えソリッド要素を用いて行ったフィレットモデルの解析結果も示す。フィレットモデルの解析は2ケース（それぞれCASE-B2SおよびCASE-B4Sとする）実施し、解析条件は円筒殻モデルのCASE-B2 およびCASE-B4 と同じである（Table 3.1 参照）。

CASE-B2Sの変形図をFig. 3.23に、応力-ひずみ履歴をFig. 3.24およびFig. 3.25に示す。また、CASE-B4Sの変形図をFig. 3.26に、応力-ひずみ履歴をFig. 3.27およびFig. 3.28に示す。Table 3.2に、各荷重条件から計算される1サイクル当りのラチェットひずみと解析結果の比較を示す。Table 3.3から、円筒殻モデルについては予測と解析結果は非常に良く一致していることがわかる。フィレットモデルについては、若干予測精度が悪い。予測精度が悪い理由は、円筒殻モデルは境界条件により端部の回転が完全に拘束されているのに対して、フィレットモデルではフィレット部の弾性変形により円筒殻端部の回転が完全には拘束されないためである。端部の回転変形による応力の低下（弾性解析では2割弱の低下）を見込んで評価を行うと、ほぼ解析結果と合う（CASE-B4S'）。

Table 3.2 Analysis result

	P (kg/mm ²)	ΔR (mm)	σ_{θ} (kg/mm ²)	σ_b (kg/mm ²)	X	Y	$\Delta \epsilon_{R,pre}$ 予測	$\Delta \epsilon_{R,FEM}$ 解析結果
CASE-B1	0.319	0.5	12.54	5.90	0.784	0.369	S ₁ 領域	S ₁ 領域
CASE-B2	0.319	1.0	12.54	11.80	0.784	0.737	S ₁ 領域	S ₁ 領域
CASE-B3	0.319	1.5	12.54	17.70	0.784	1.106	1.28×10^{-4}	1.38×10^{-4}
CASE-B4	0.319	2.0	12.54	23.59	0.784	1.476	3.47×10^{-4}	3.51×10^{-4}
CASE-B2S	0.319	1.0	12.54	11.80	0.784	0.737	S ₁ 領域	S ₁ 領域
CASE-B4S	0.319	2.0	12.54	23.59	0.784	1.476	3.47×10^{-4}	2.10×10^{-4}
CASE-B4S'	0.319	2.0	12.54	19.40	0.784	1.213	1.89×10^{-4}	2.10×10^{-4}

注:1) CASE-B1 ~CASE-B4 は円筒殻モデル、CASE-B2SおよびCASE-B4Sはフィレットモデル。
2) CASE-B4S' は、CASE-B4Sに端部の回転変形による応力低下分を補正したもの。

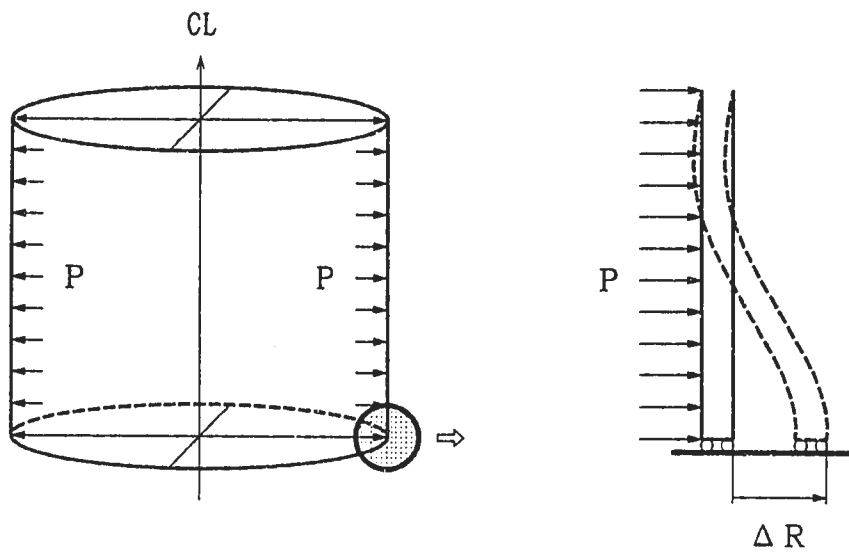


Fig. 3. 1 A cylindrical shell subjected to constant pressure and cyclic radial deflection loadings

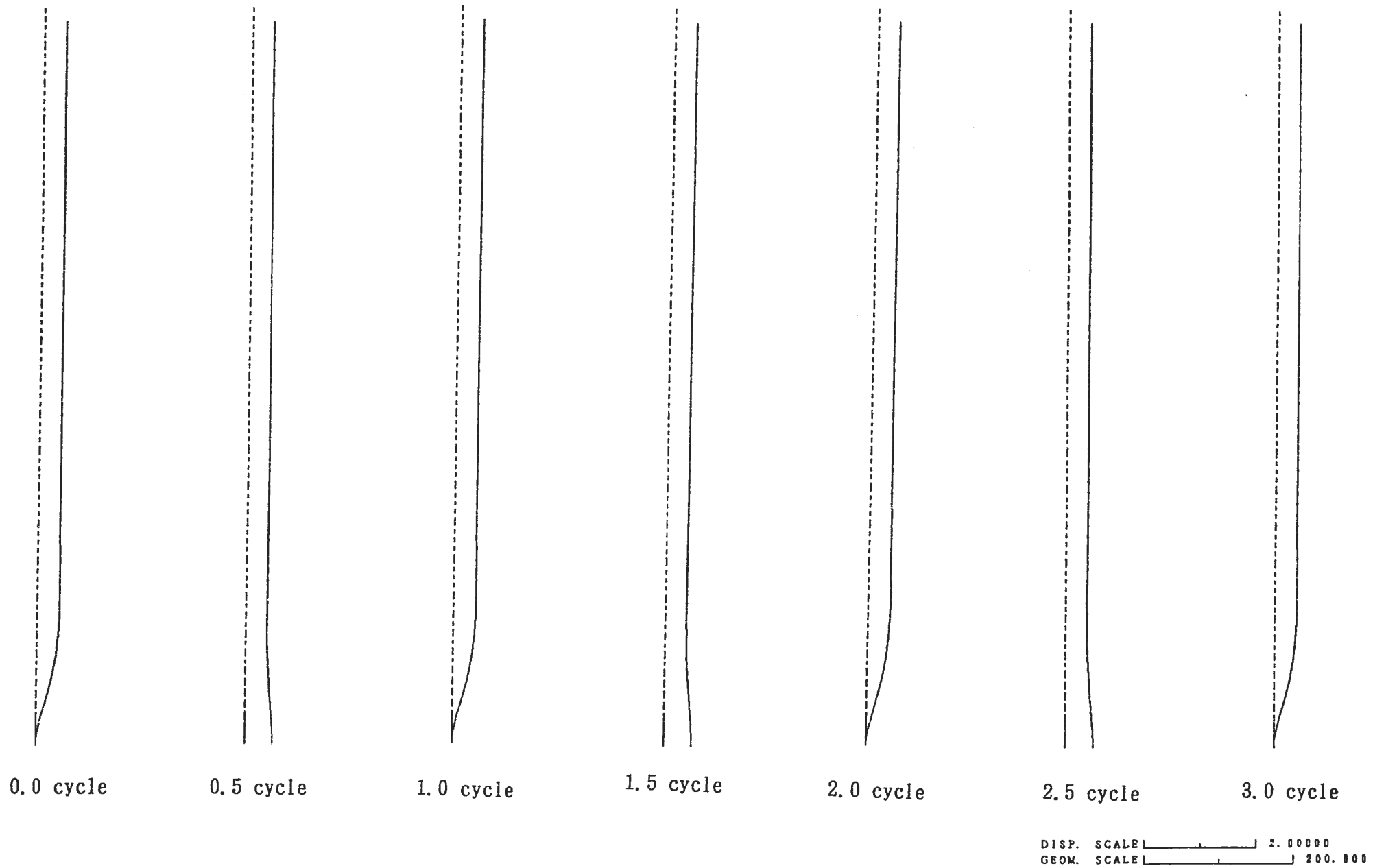
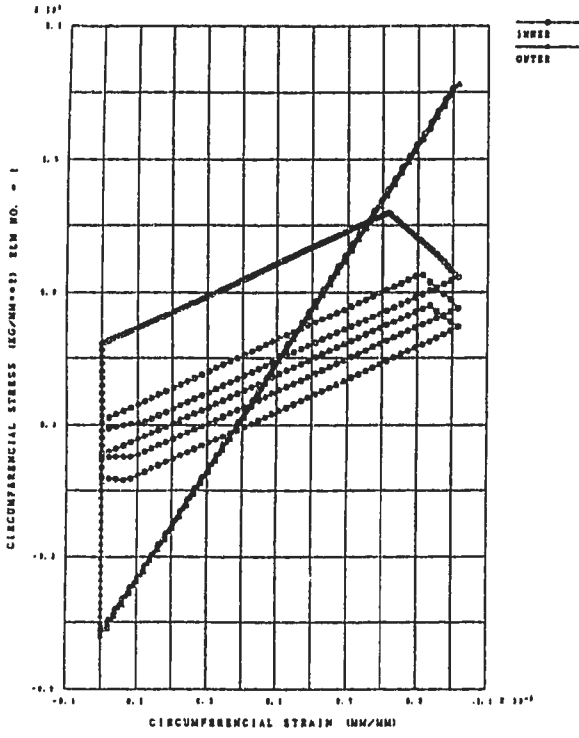


Fig. 3.2 Ratchetting deformation due to cyclic radial deformation under constant pressure load (Case B-1)

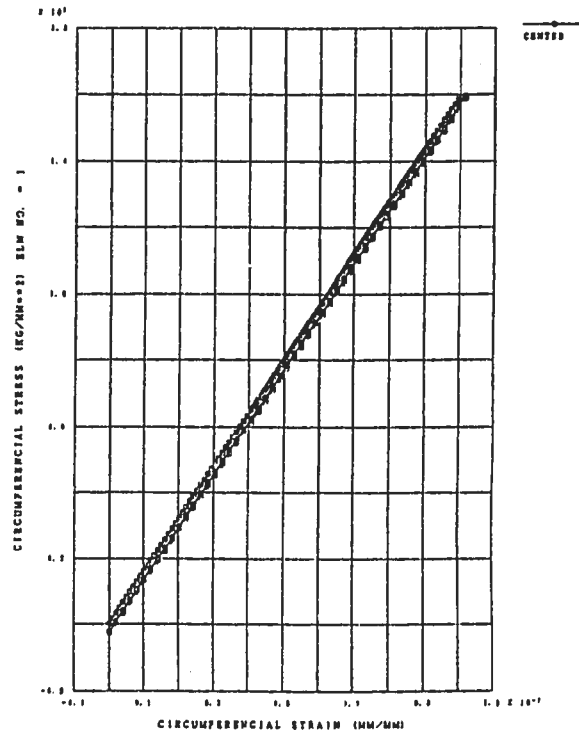
FINAS



CYLINDER MODEL SP ANALYSIS CASE B-1

(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)

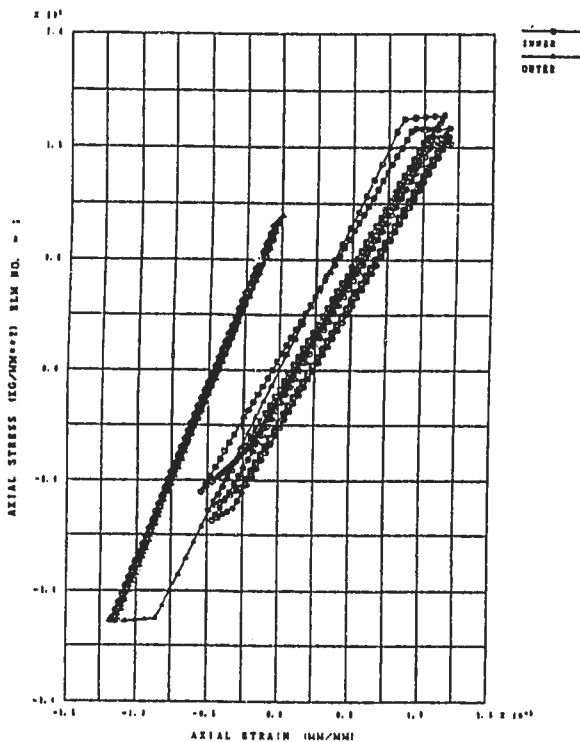
FINAS



CYLINDER MODEL SP ANALYSIS CASE B-1

(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

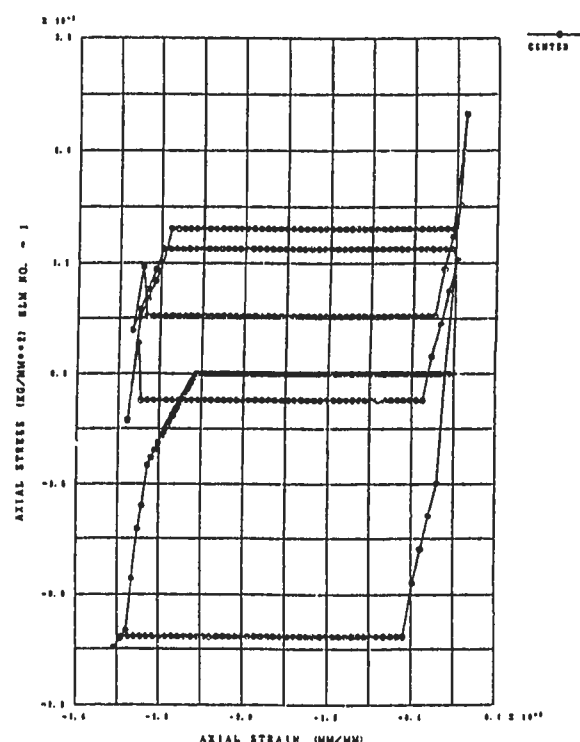
FINAS



CYLINDER MODEL SP ANALYSIS CASE B-1

(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)

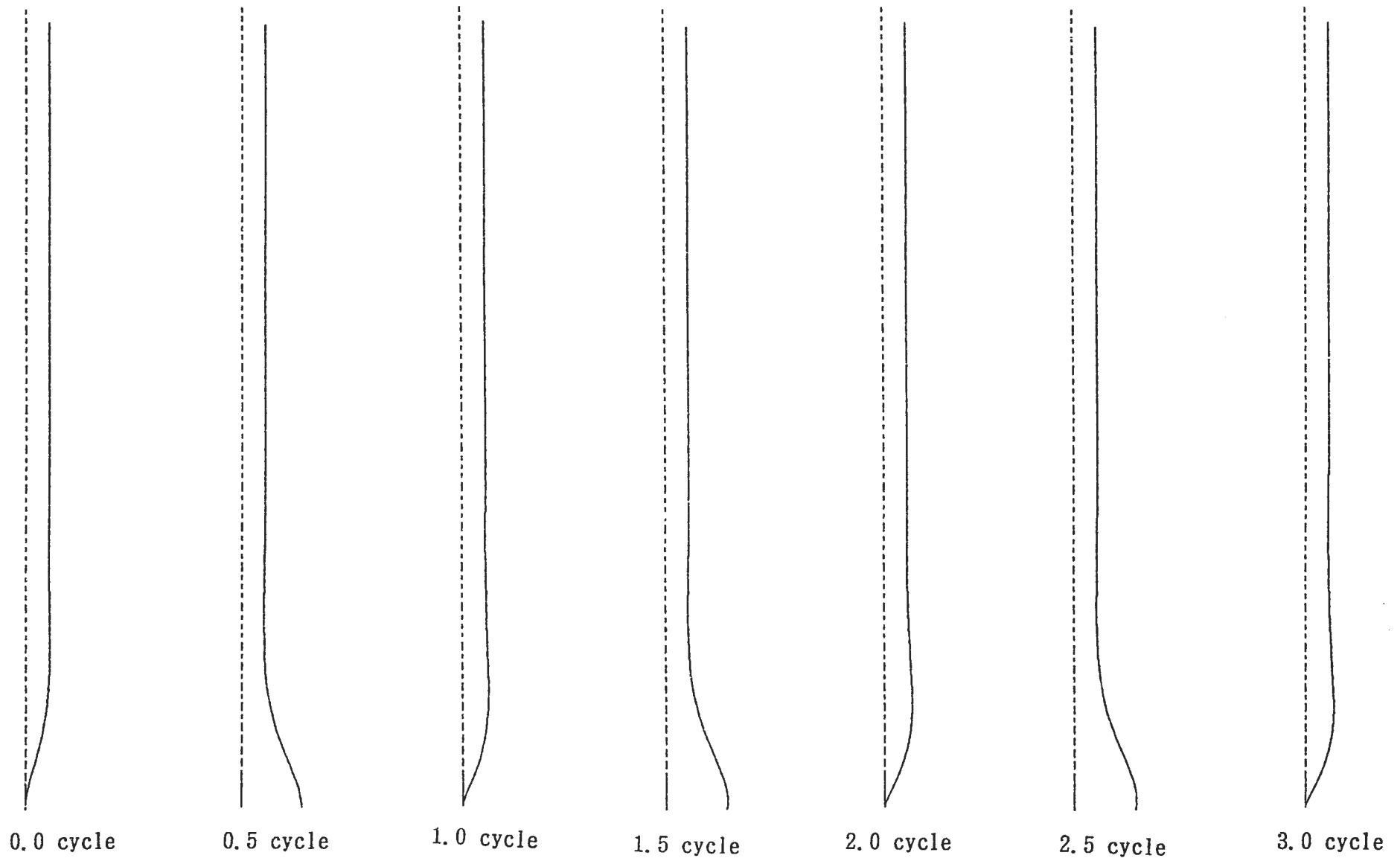
FINAS



CYLINDER MODEL SP ANALYSIS CASE B-1

(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

Fig. 3.3 Stress-strain histories at the cylinder bottom (Case B-1)





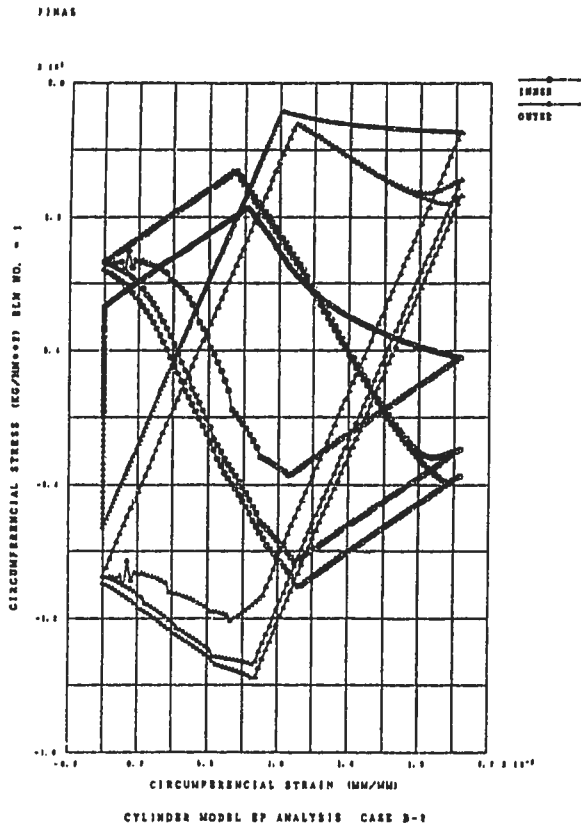
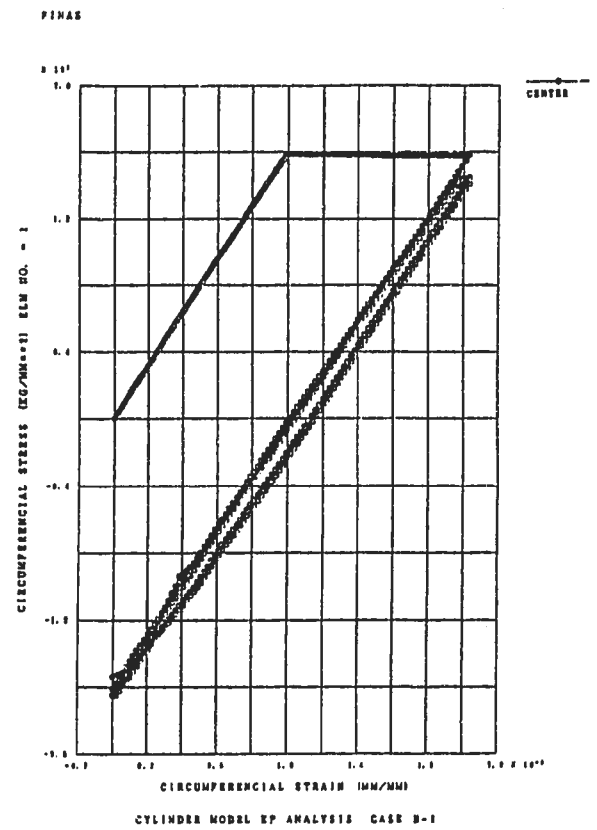
DISP. SCALE  2.00000
GEOM. SCALE  200.000

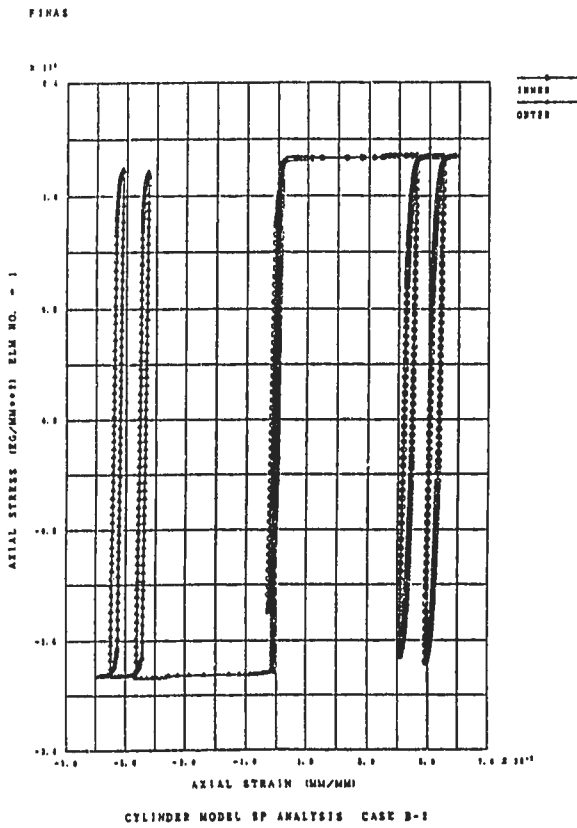
Fig. 3.4 Ratchetting deformation due to cyclic radial deformation under constant pressure load (Case B-2)



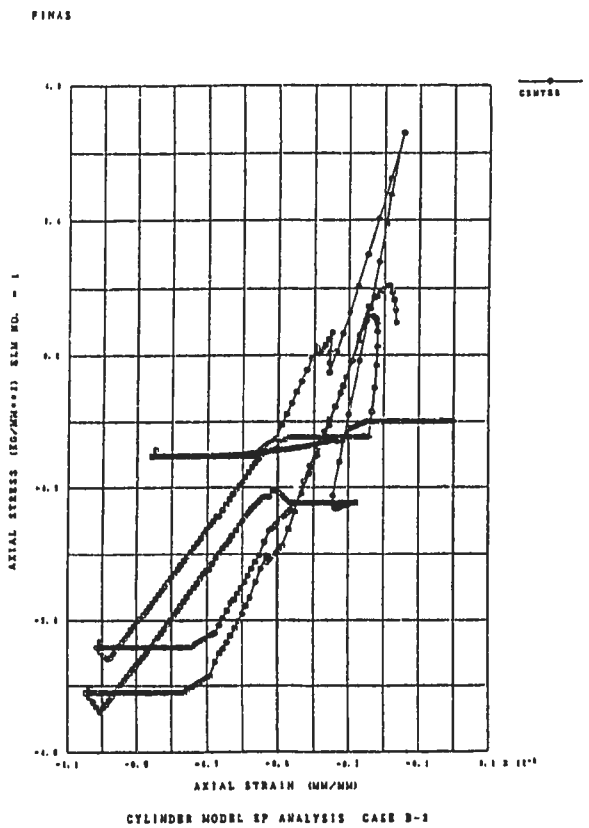
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

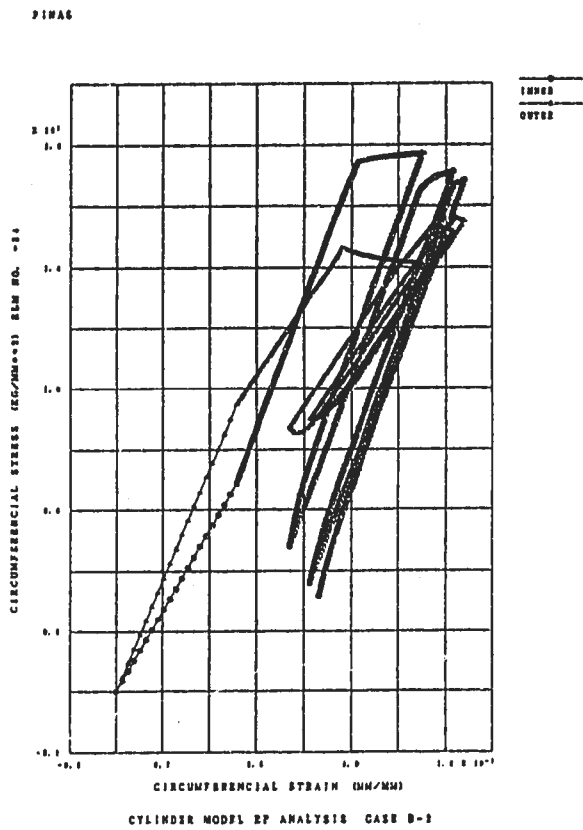


(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)

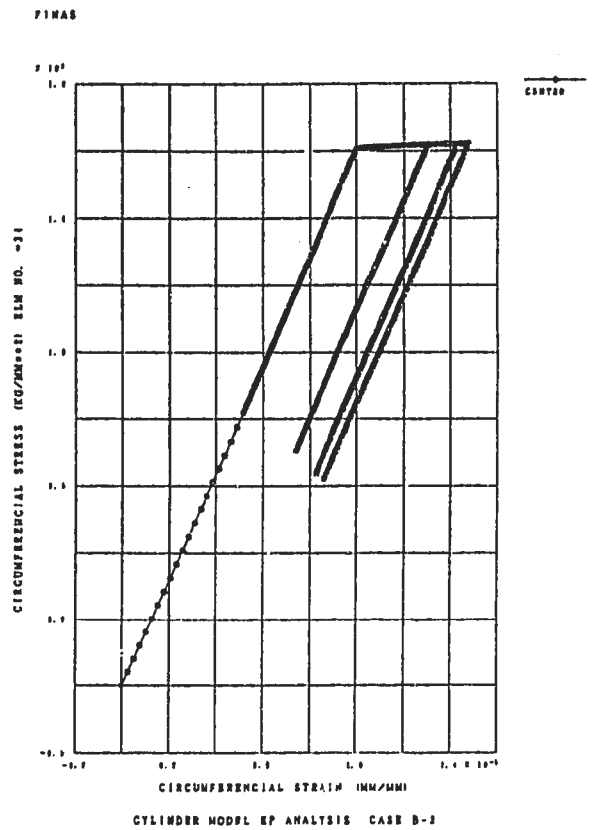


(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

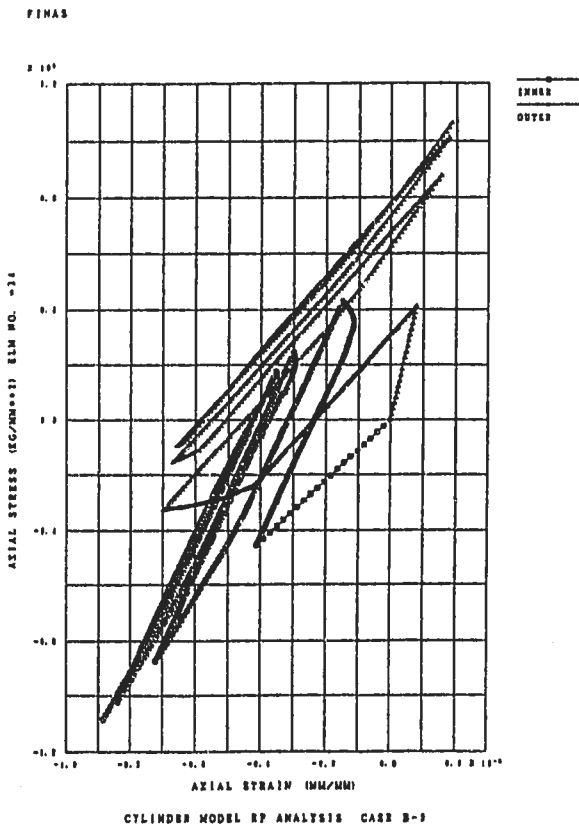
Fig. 3.5 Stress-strain histories at the cylinder bottom (Case B-2)



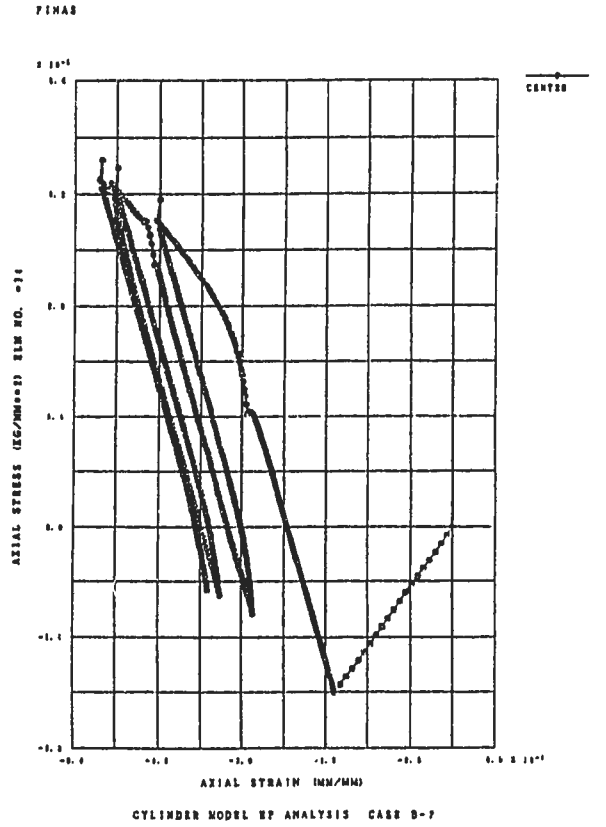
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

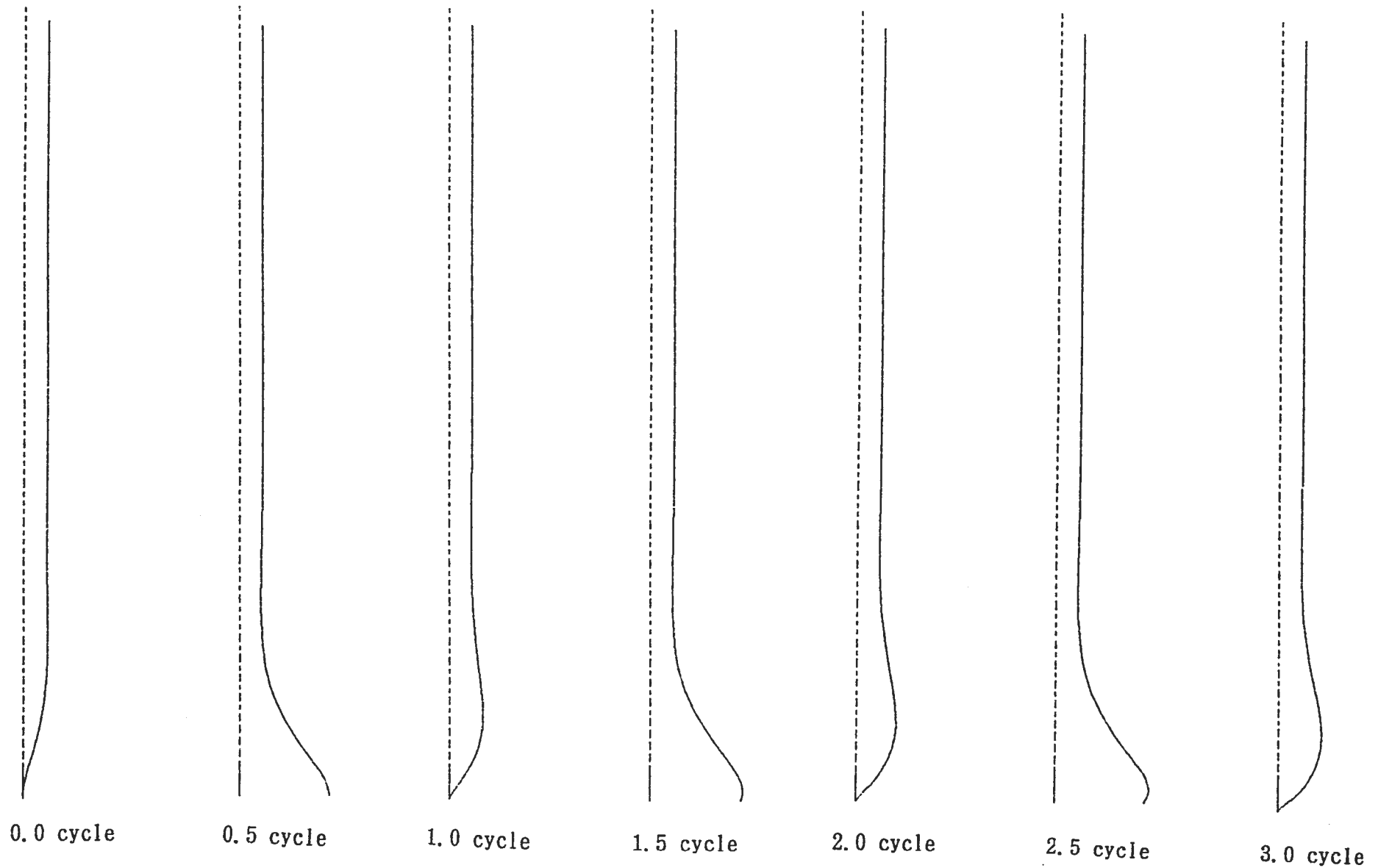


(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)



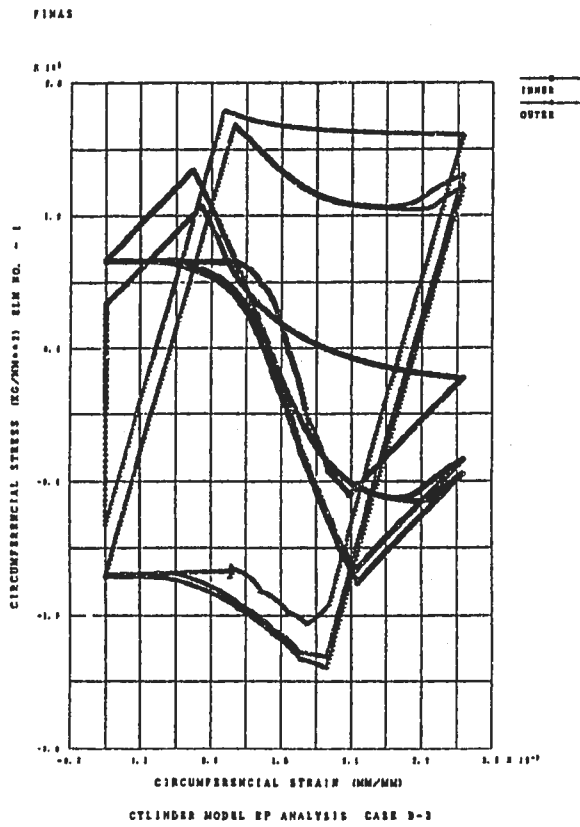
(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

Fig. 3.6 Stress-strain histories near the cylinder bottom (Case B-2)

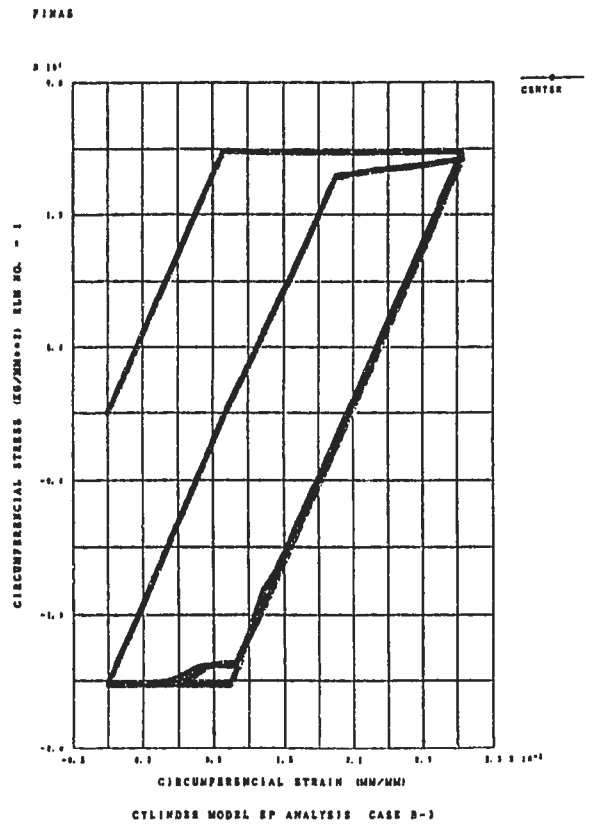


DISP. SCALE [] 2.00000
GEOM. SCALE [] 200.000

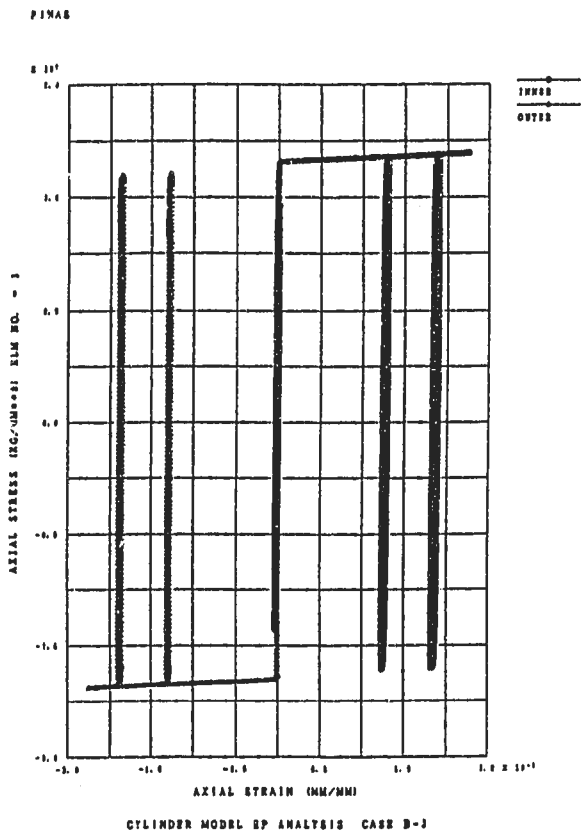
Fig. 3. 7 Ratchetting deformation due to cyclic radial deformation under constant pressure load (Case B-3)



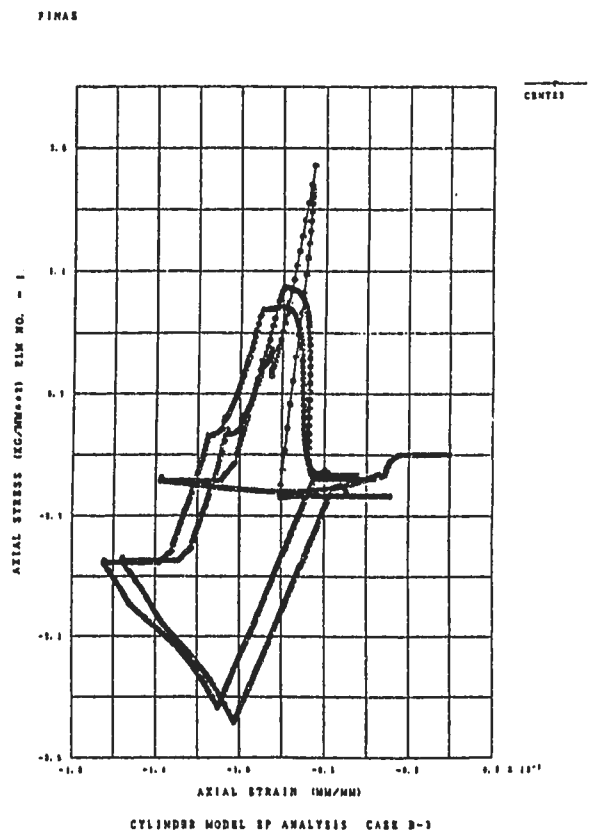
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

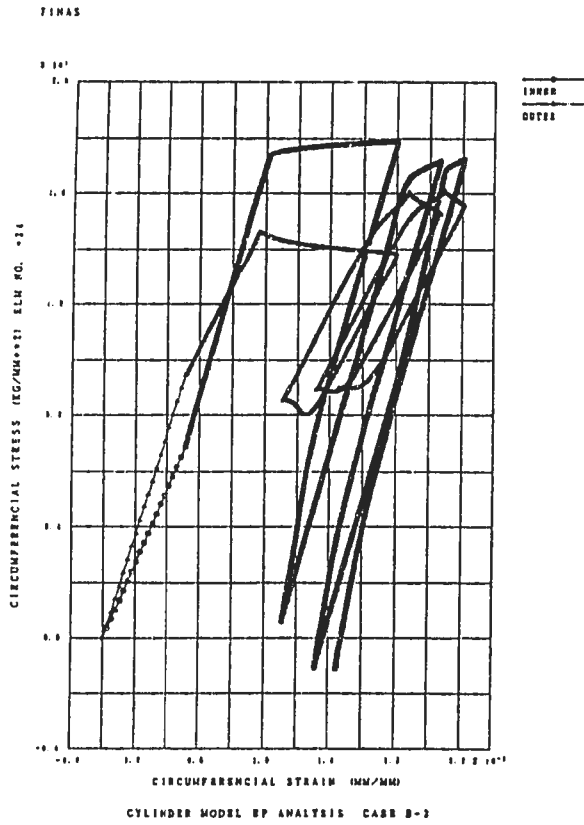


(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)

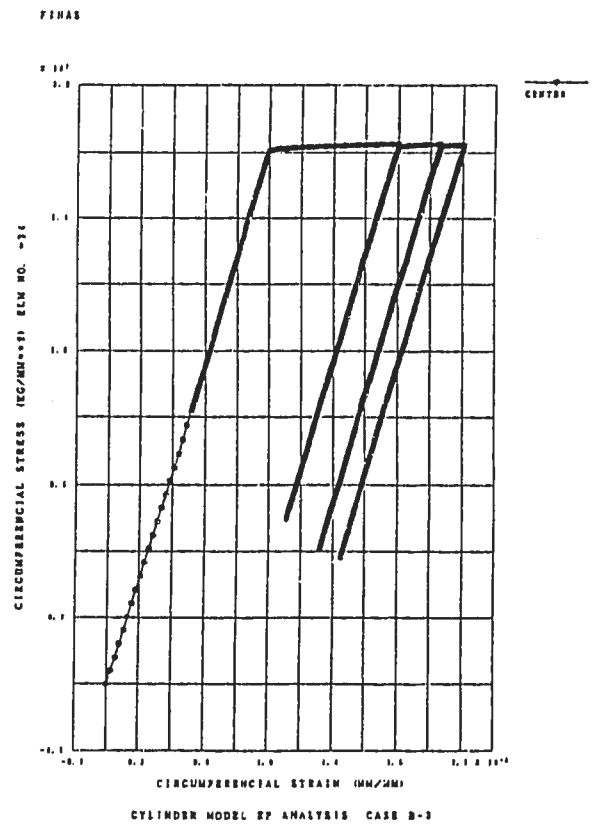


(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

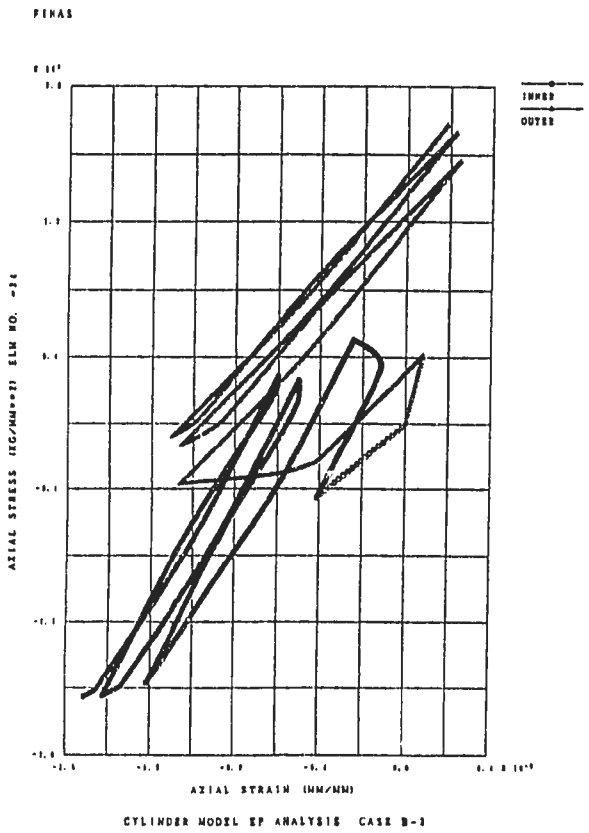
Fig. 3. 8 Stress-strain histories at the cylinder bottom (Case B-3)



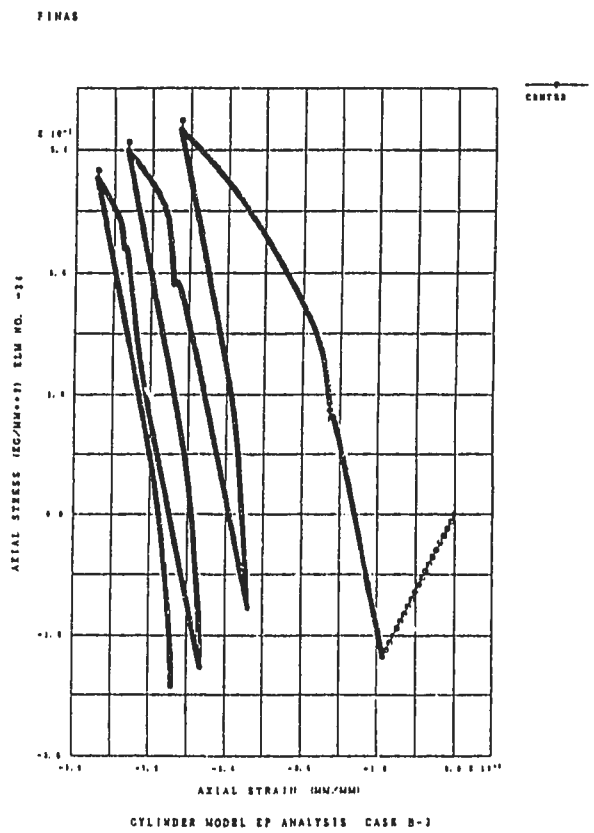
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

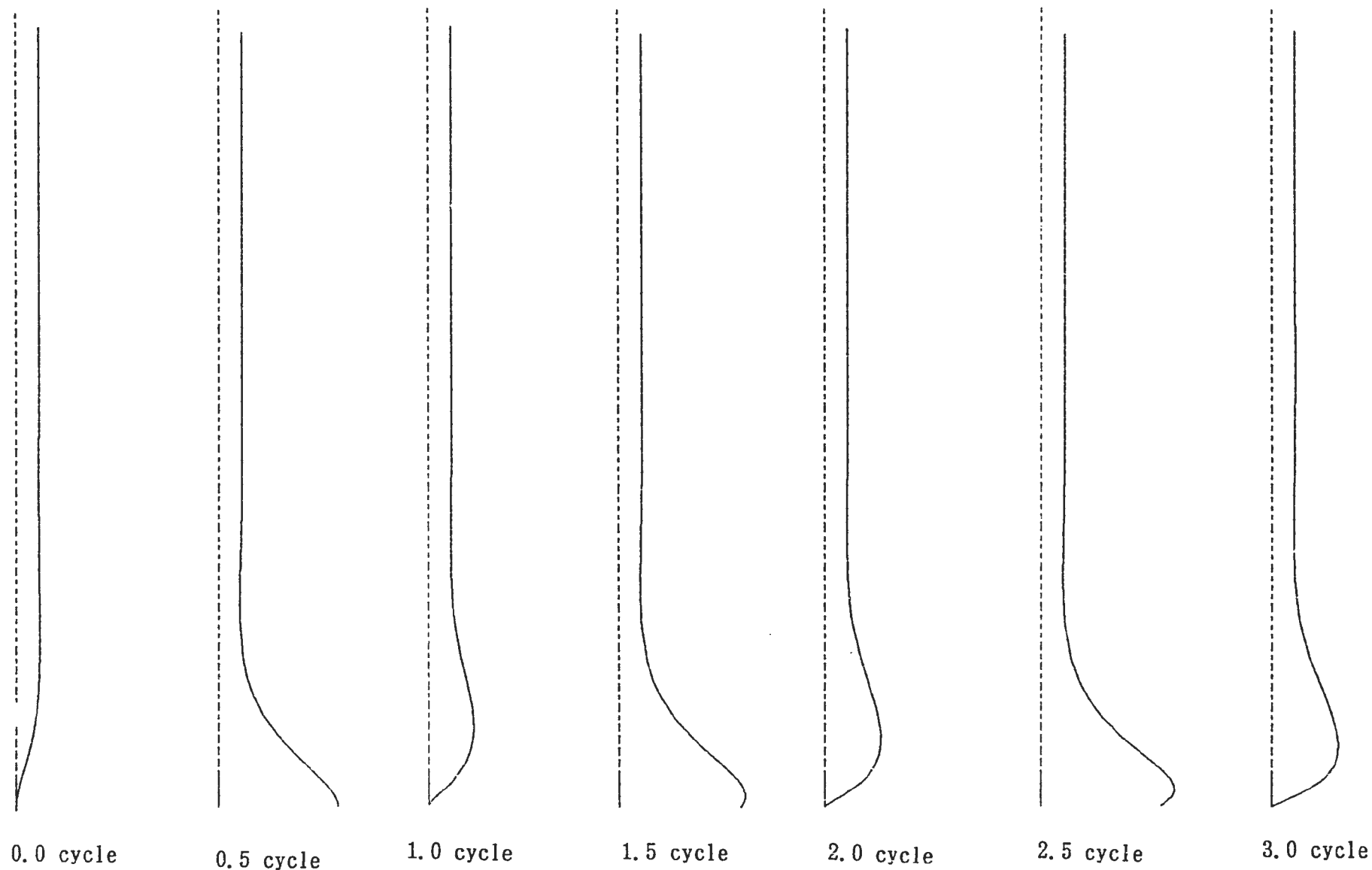


(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)



(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

Fig. 3. 9 Stress-strain histories near the cylinder bottom (Case B-3)





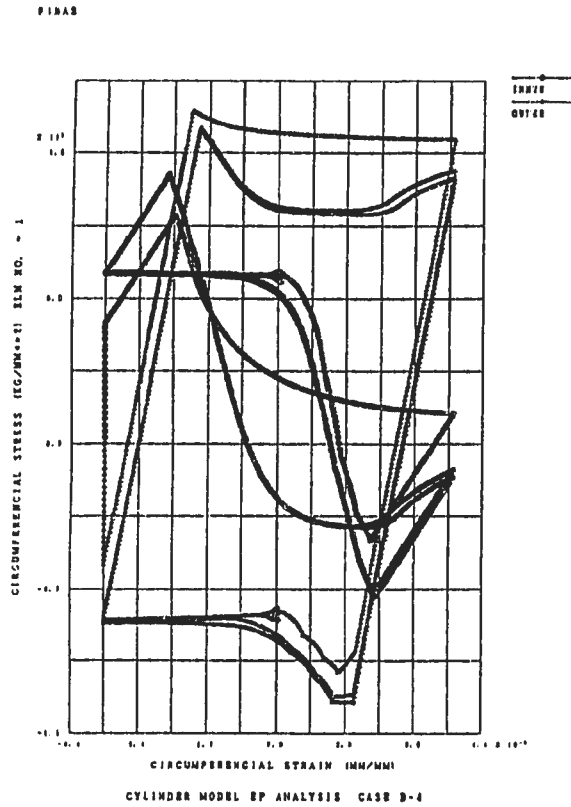
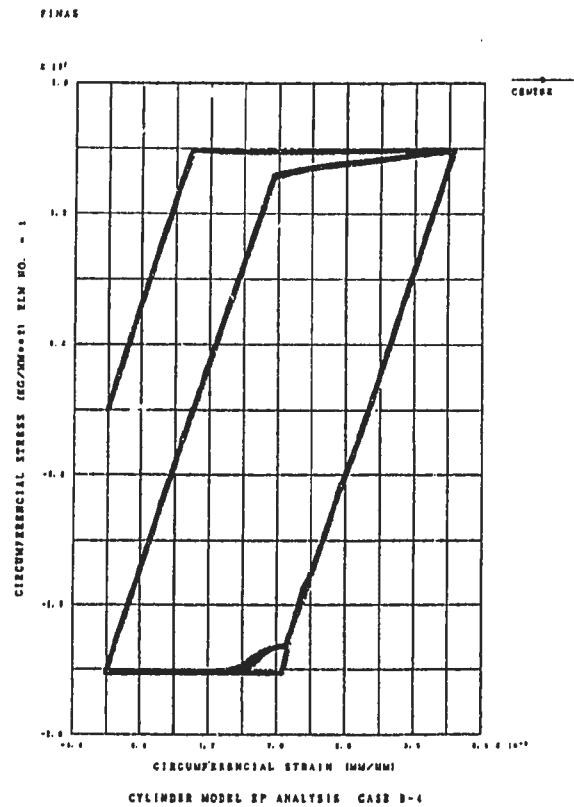
DISP. SCALE  2.00000
GEOM. SCALE  200.000

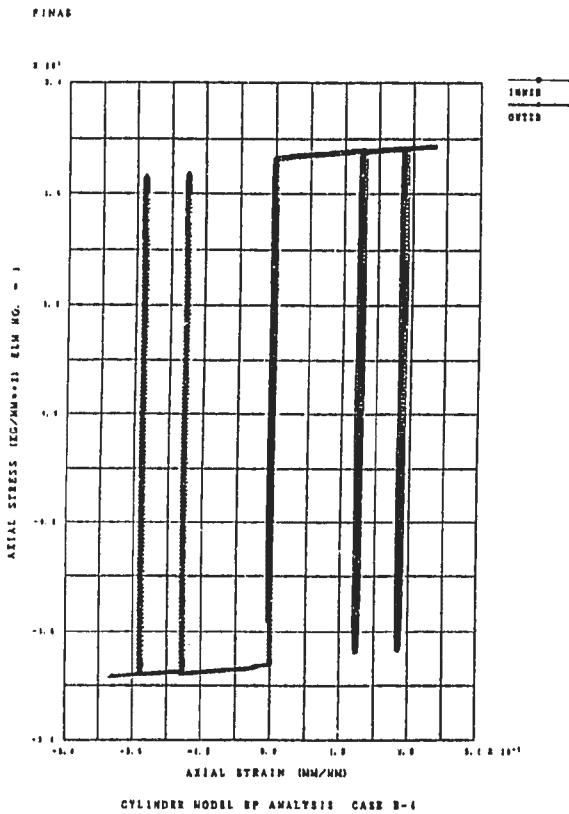
Fig. 3.10 Ratchetting deformation due to cyclic radial deformation under constant pressure load (Case B-4)



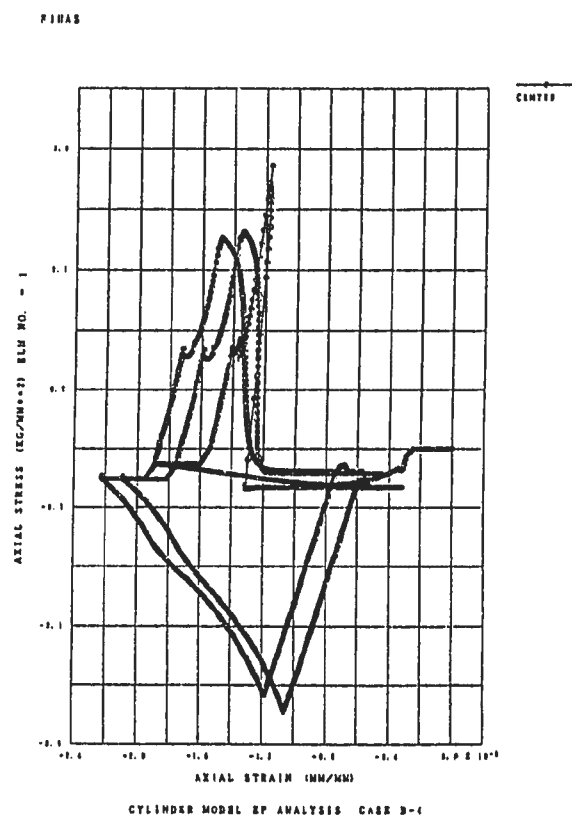
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)

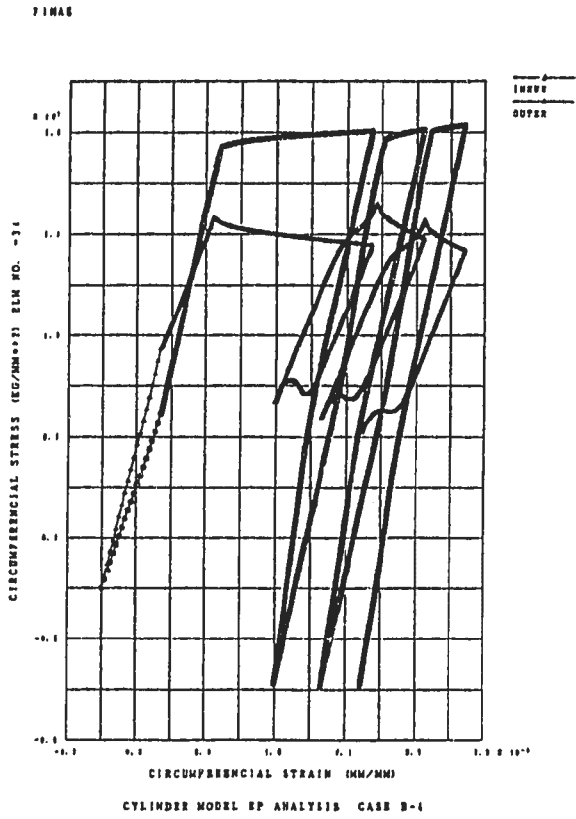


(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)

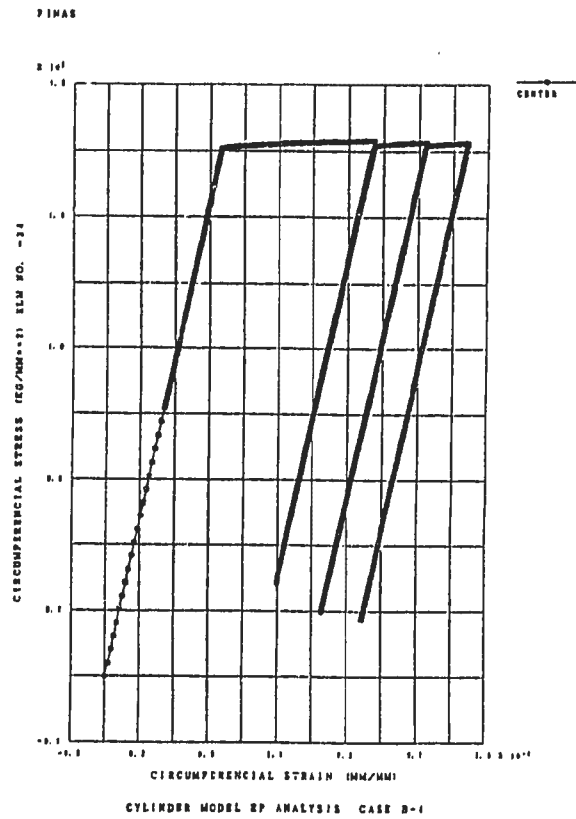


(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

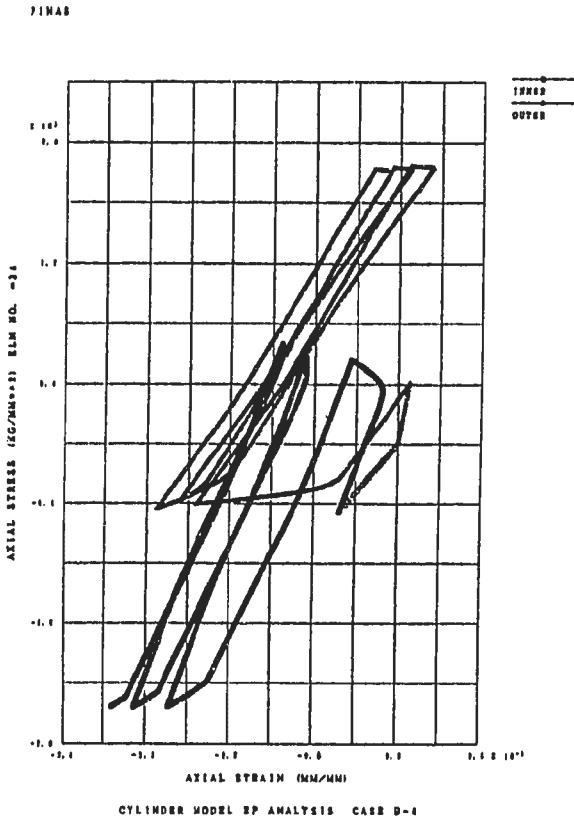
Fig. 3.11 Stress-strain histories at the cylinder bottom (Case B-4)



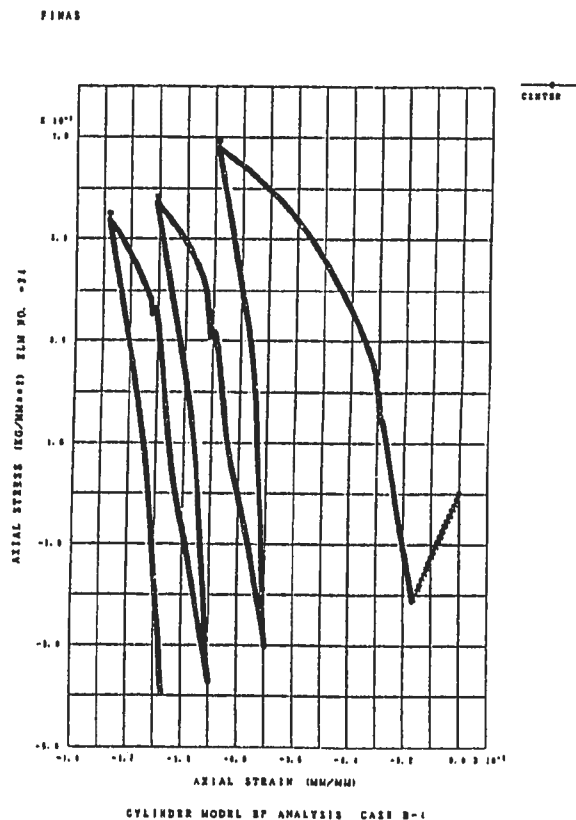
(1) 周方向応力-ひずみ (内外面)



(2) 周方向応力-ひずみ (中央面)



(3) 軸方向応力-ひずみ (内外面)



(4) 軸方向応力-ひずみ (中央面)

Fig. 3.12 Stress-strain histories near the cylinder bottom (Case B-4)

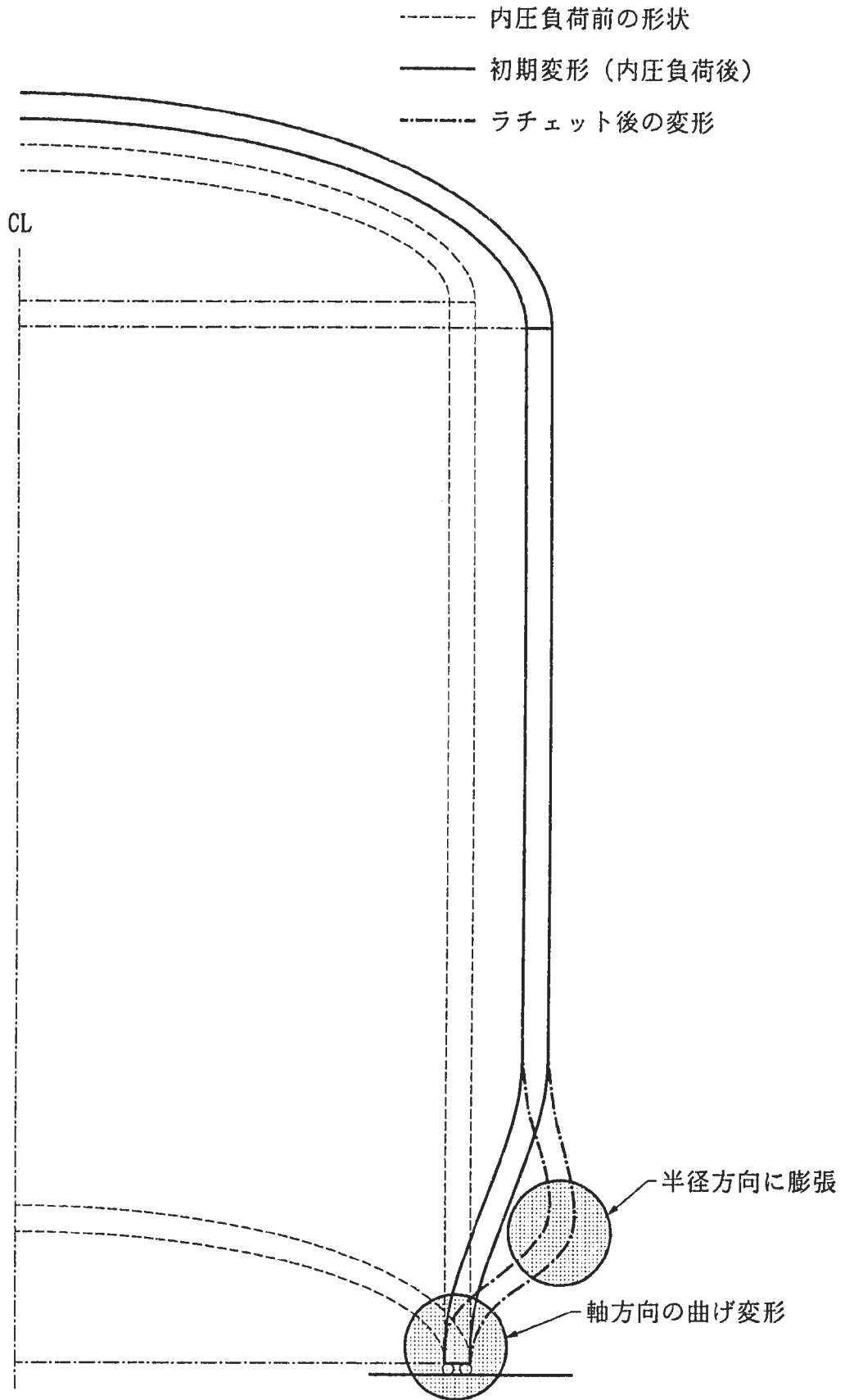


Fig. 3.13 Features of the ratchetting due to constant pressure and cyclic radial deflection loadings

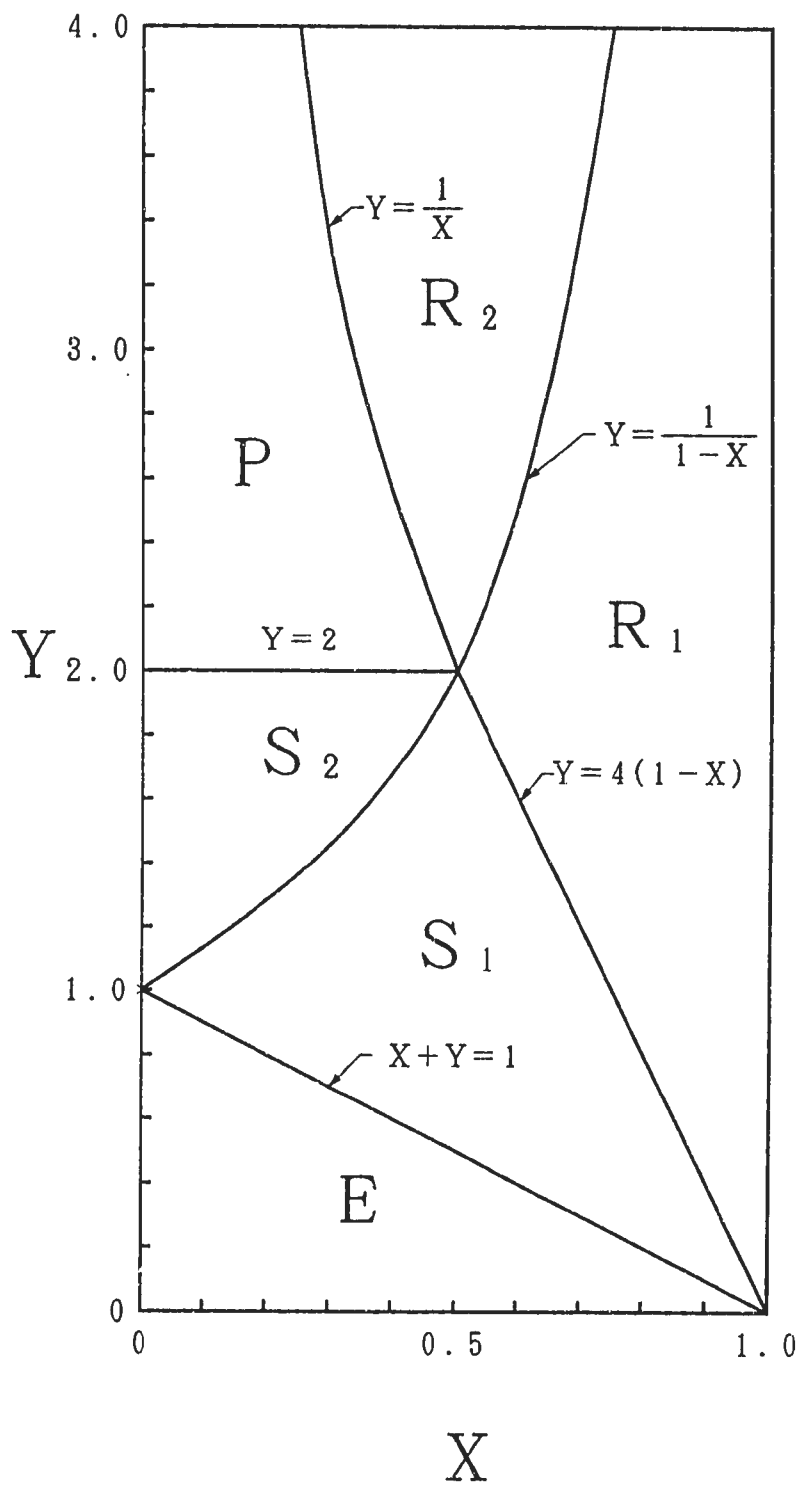


Fig. 3.14 Bree diagram

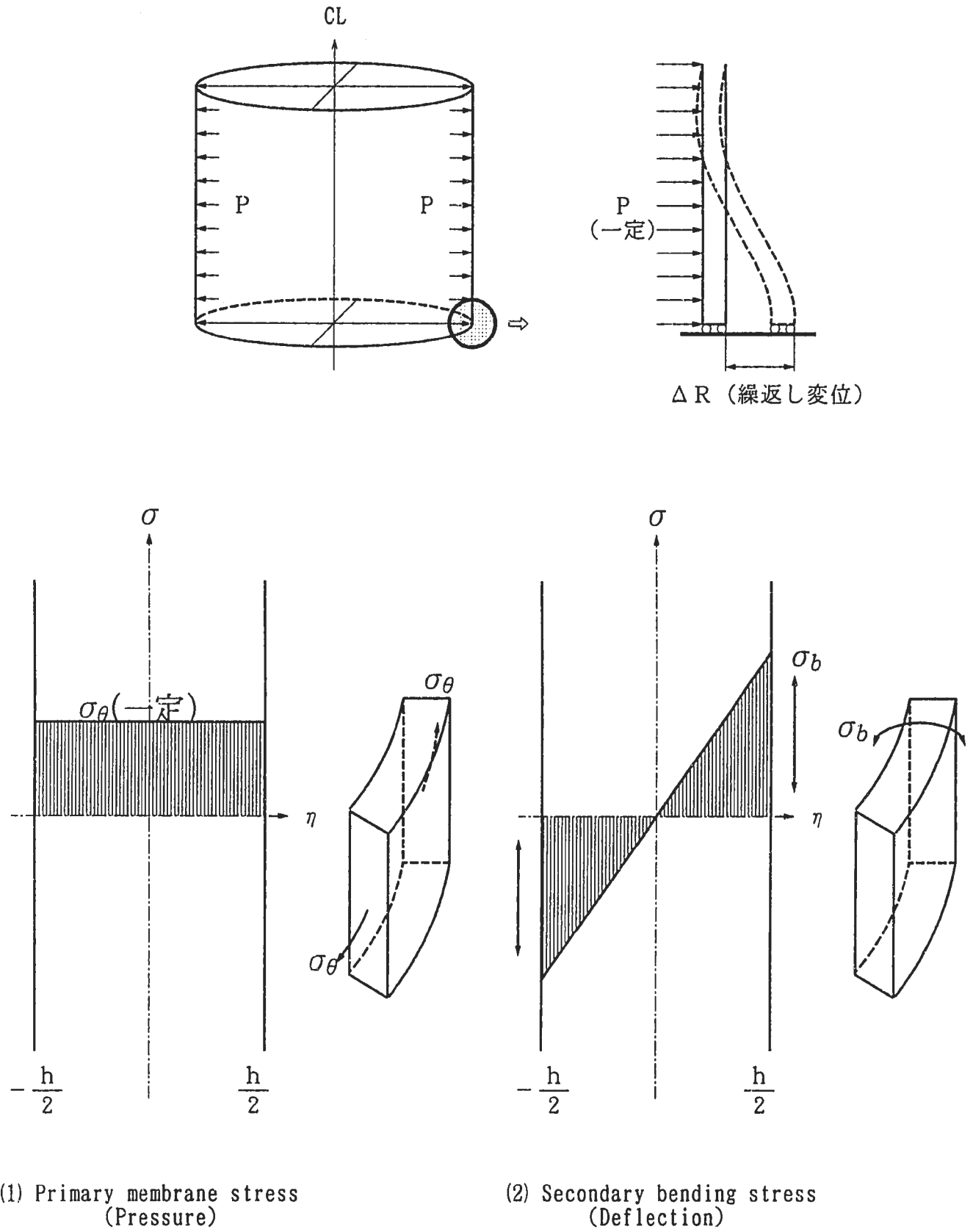


Fig. 3.15 Assumed primary and secondary stresses

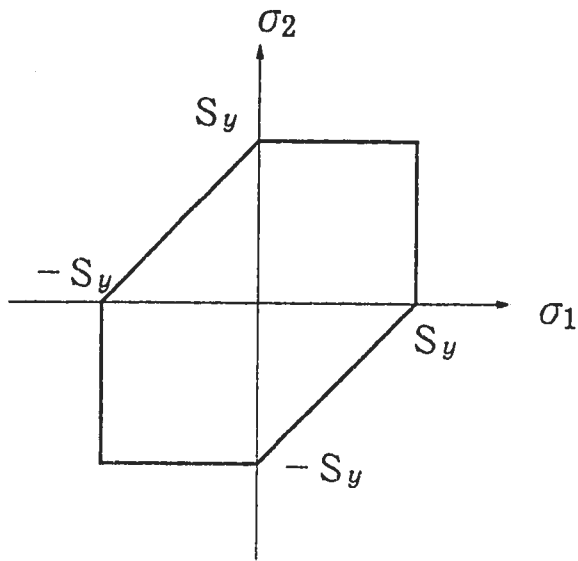


Fig. 3.16 Yield surface of Tresca

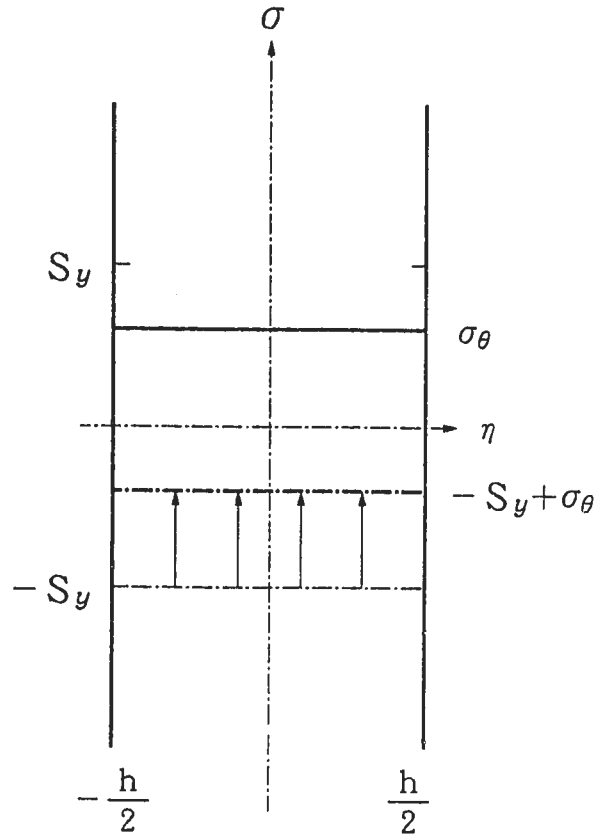


Fig. 3.17 Yield condition of axial stress

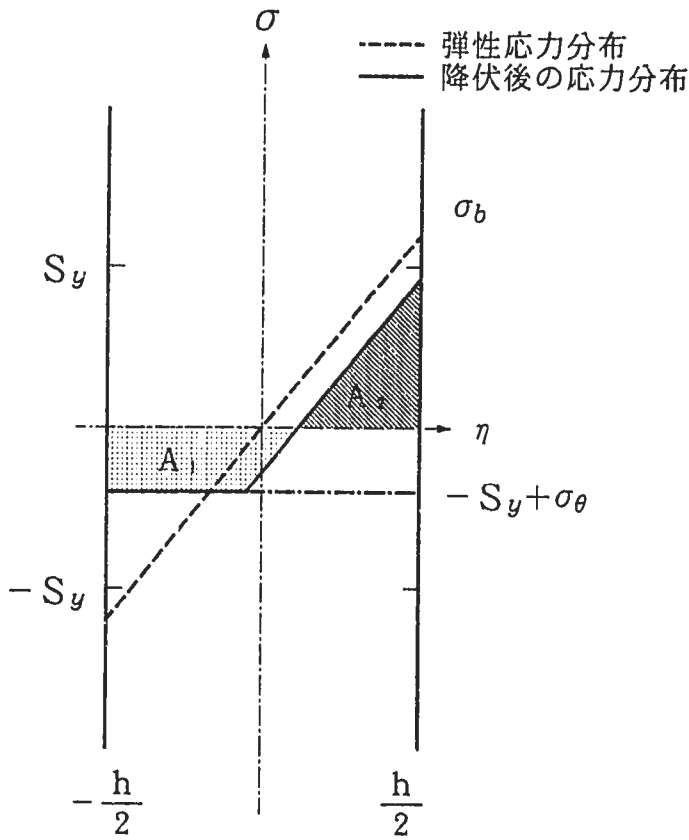


Fig. 3.18 Distribution of axial stress

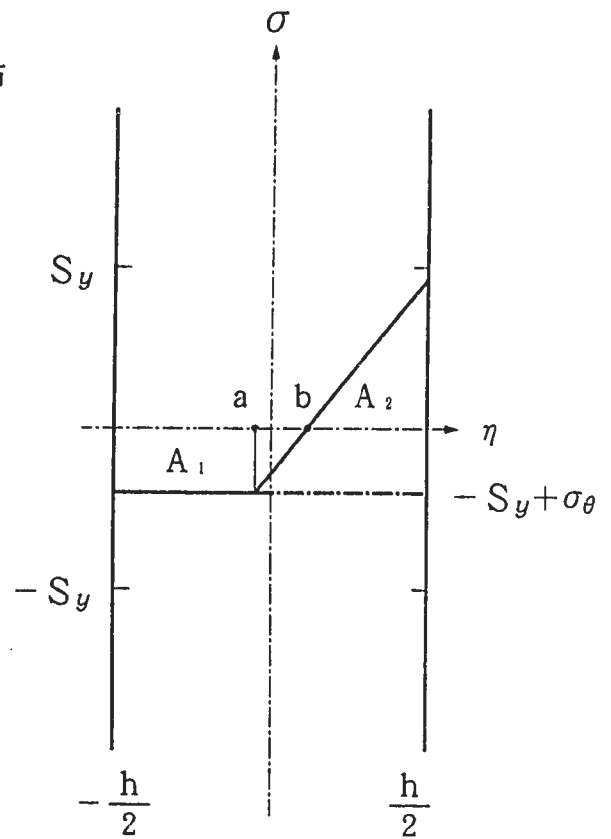


Fig. 3.19 Equilibrium of force

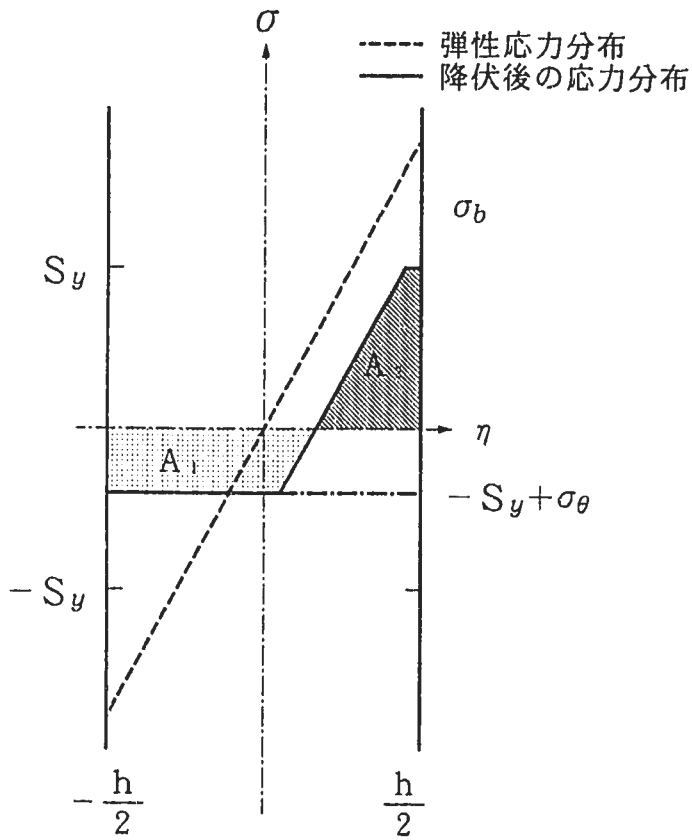


Fig. 3.20 Distribution of axial stress

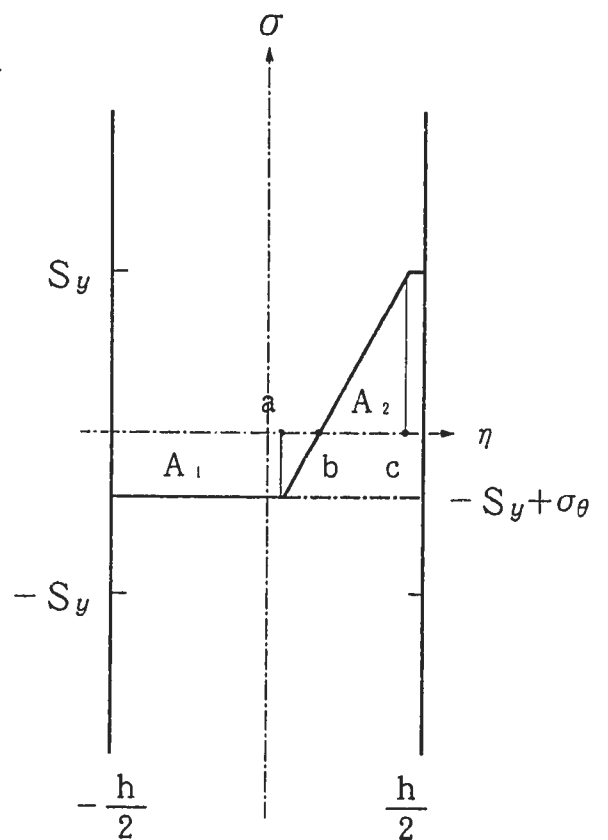


Fig. 3.21 Equilibrium of force

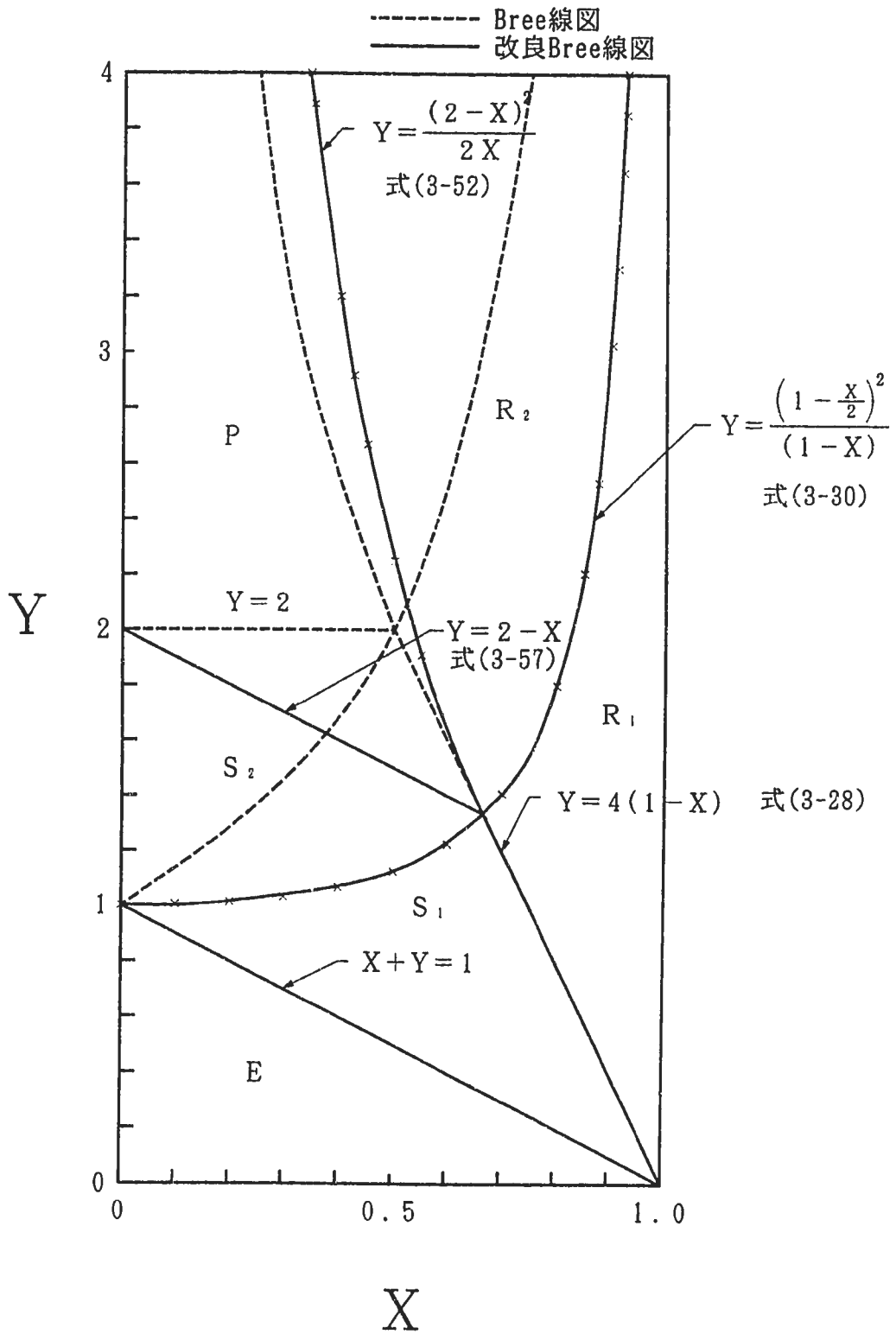
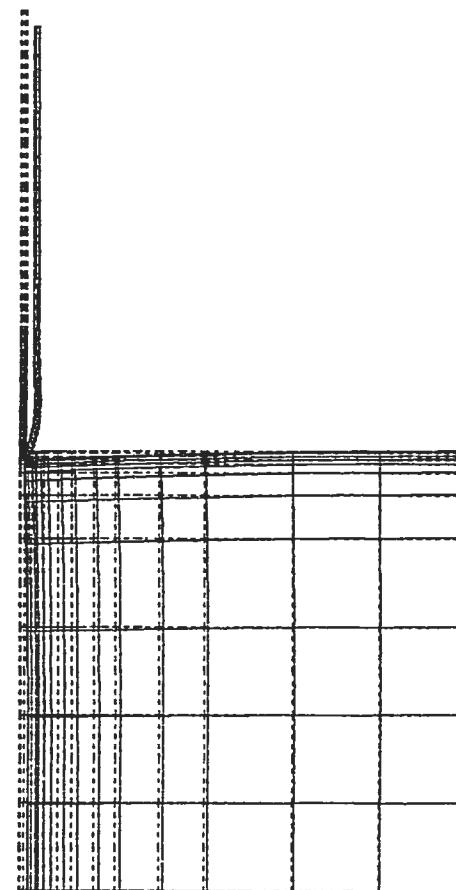
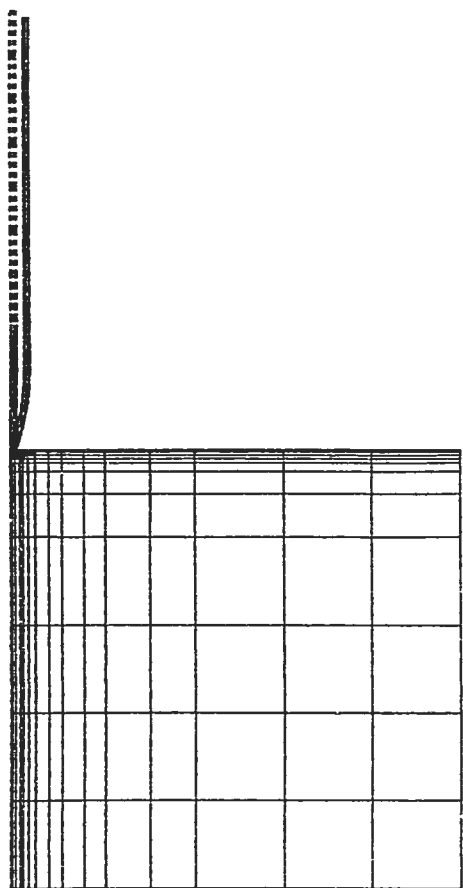




Fig. 3.22 Modified Bree diagram for bi-axial stress field



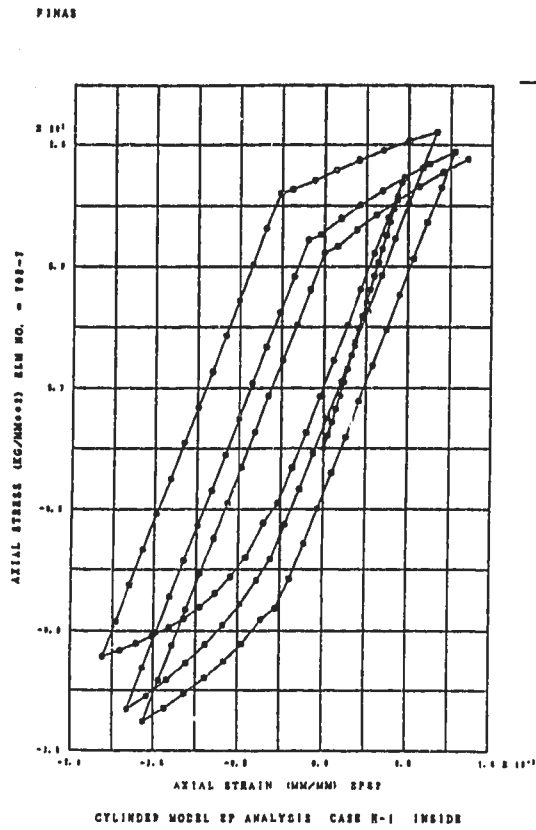
DISP. SCALE  5.00000
GEOM. SCALE  100.000

DISP. SCALE  5.00000
GEOM. SCALE  100.000

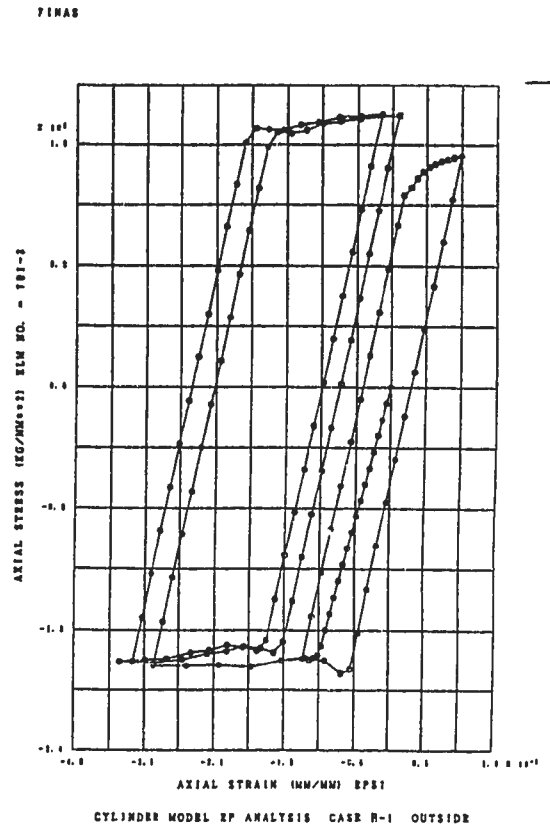
(a) 繰返し変位負荷前の形状

(b) 3 サイクル終了時の形状

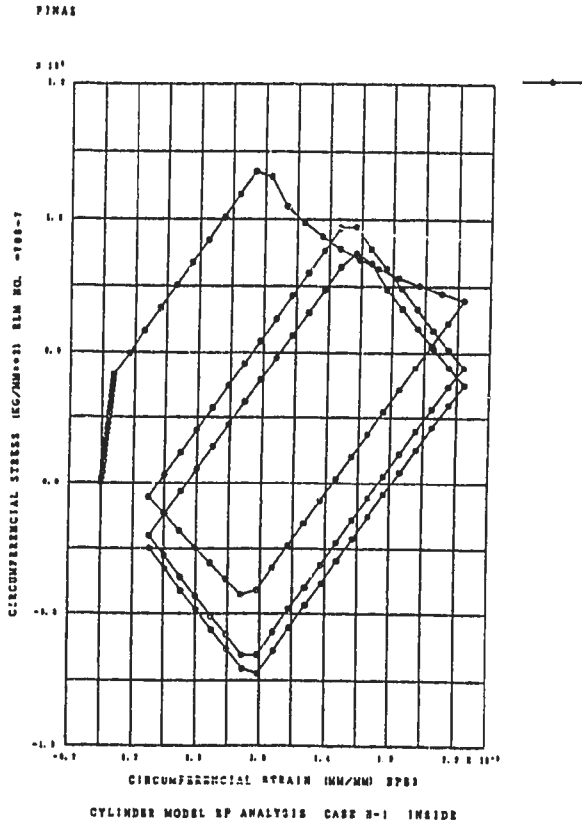
Fig. 3.23 Deformed shape of a cylinder with fillet(CASE-B2S)



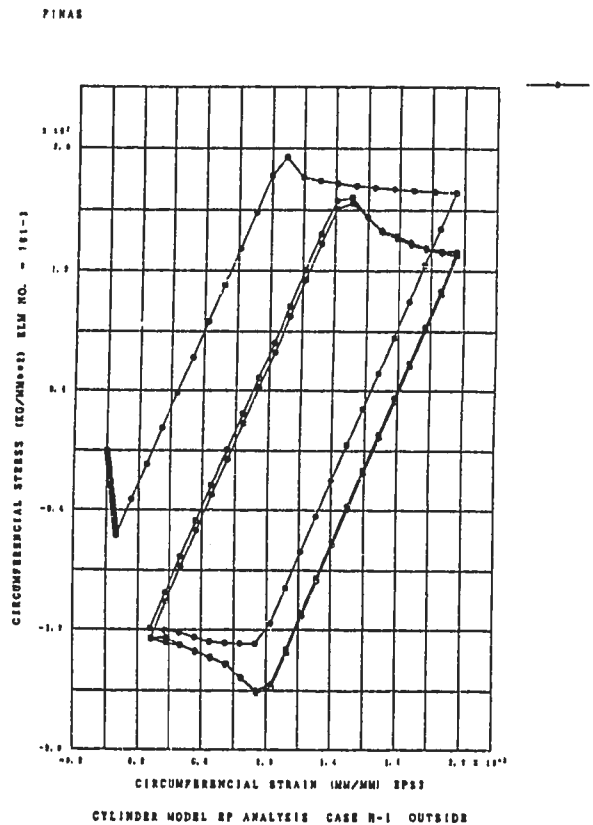
(a) 軸方向応力-ひずみ (下端部内面)



(b) 軸方向応力-ひずみ (下端部外面)

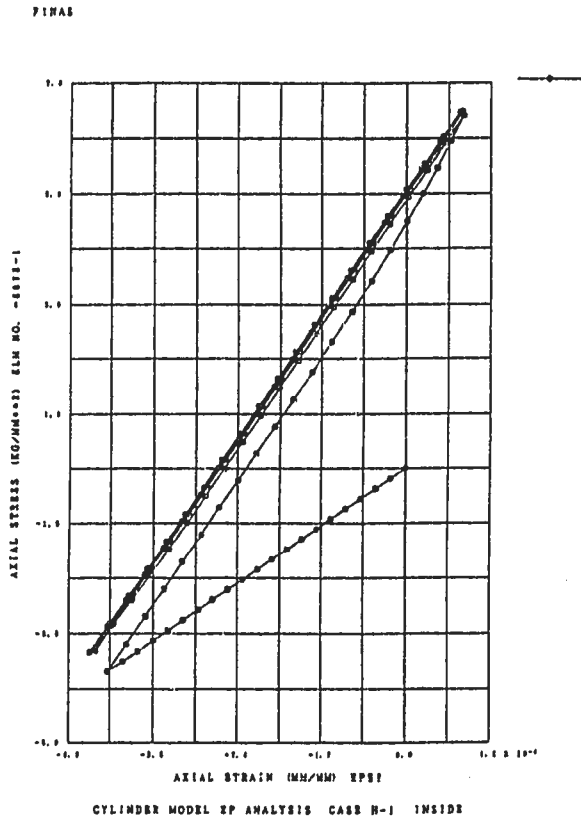


(c) 周方向応力-ひずみ (下端部内面)

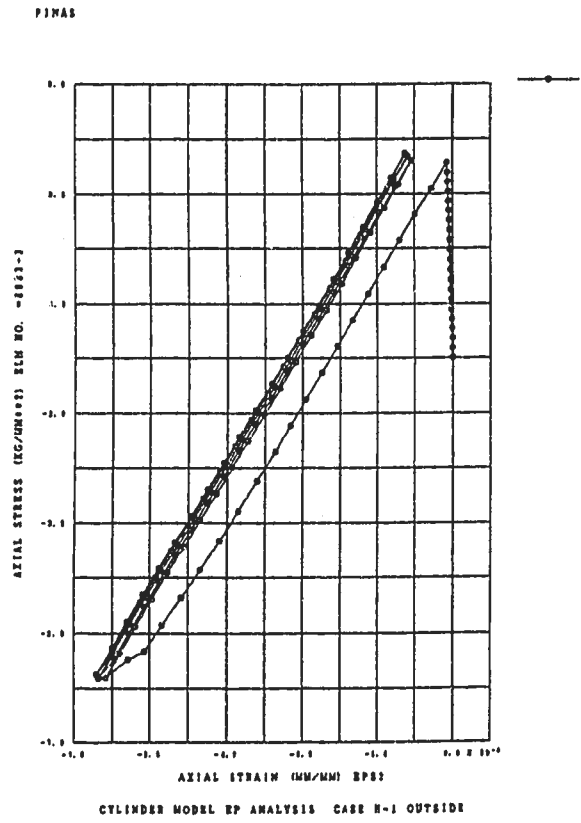


(d) 周方向応力-ひずみ (下端部外面)

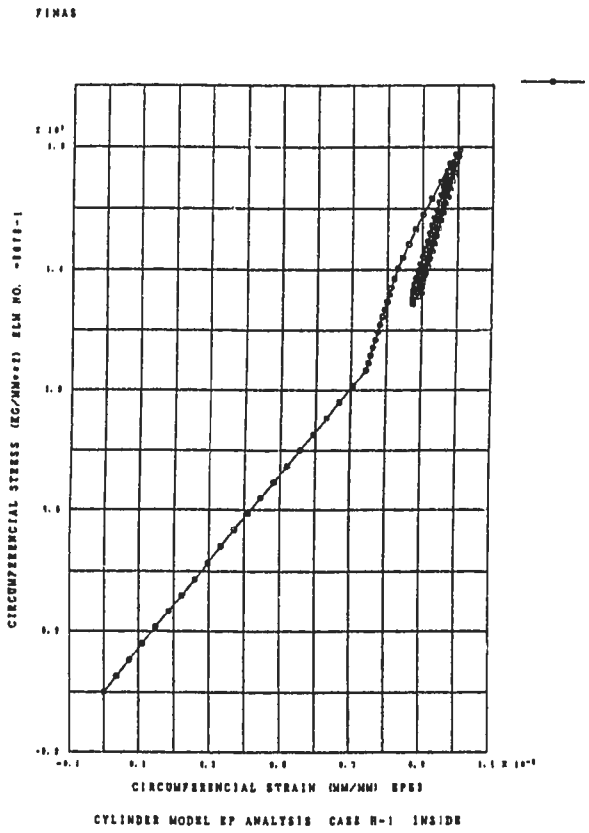
Fig. 3.24 Stress strain history at bottom(CASE-B2S)



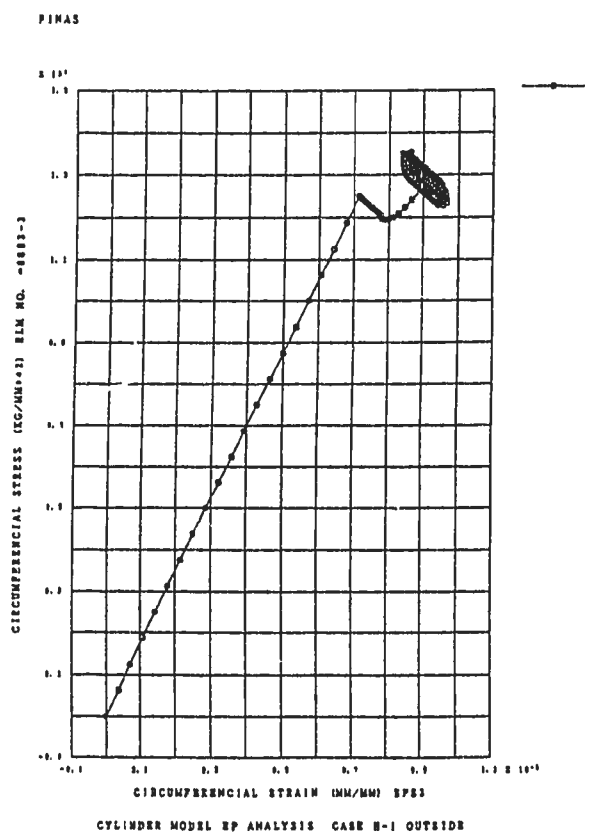
(a) 軸方向応力-ひずみ (下端近傍内面)



(b) 軸方向応力-ひずみ (下端近傍外面)

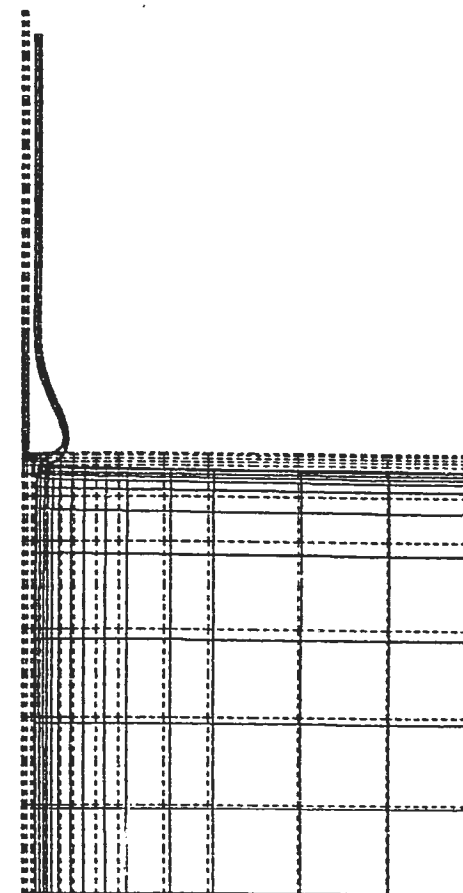
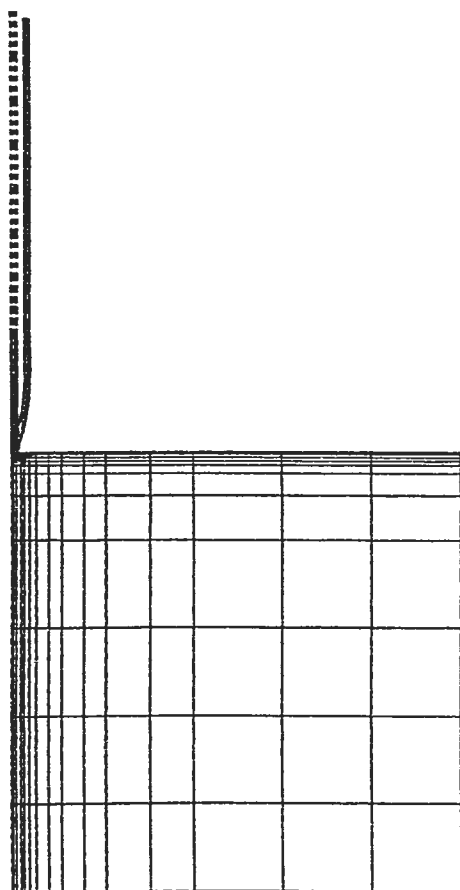




(c) 周方向応力-ひずみ (下端近傍内面)



(d) 周方向応力-ひずみ (下端近傍外面)



Fig. 3.25 Stress strain history at the maximum stress position(CASE-B2S)



DISP. SCALE  5.00000
 GEOM. SCALE  400.000

(a) 繰返し変位負荷前の形状

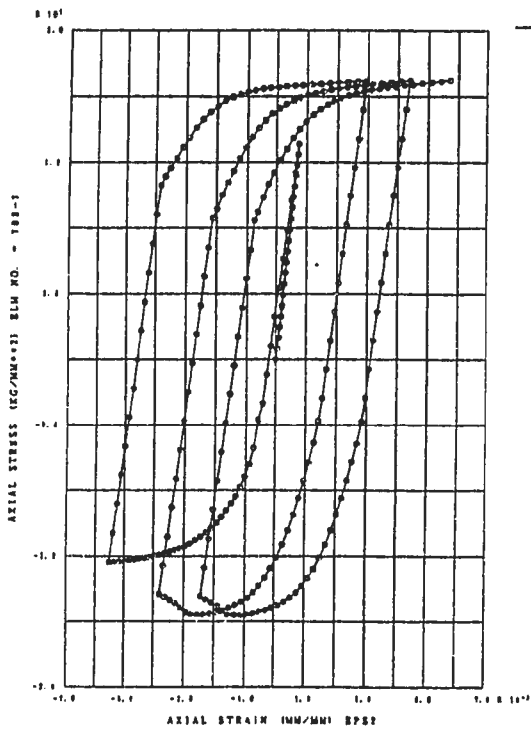


DISP. SCALE  5.00000
 GEOM. SCALE  400.000

(b) 3 サイクル終了時の形状

Fig. 3.26 Deformed shape of a cylinder with fillet(CASE-B4S)

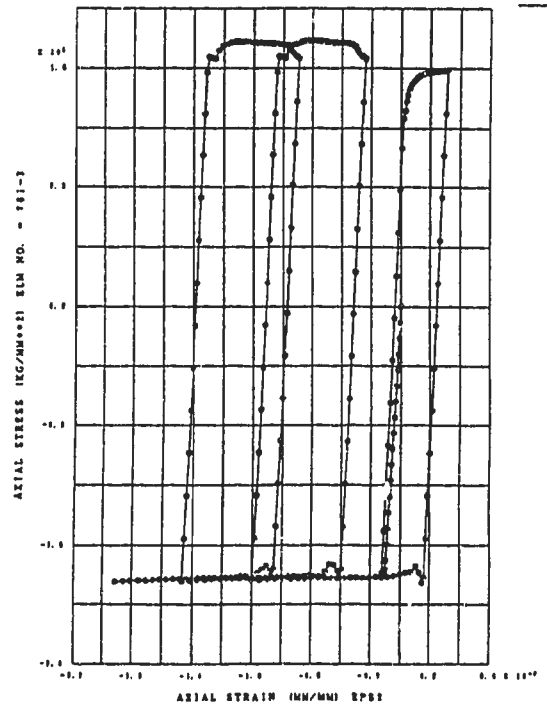
FINAS



CYLINDER MODEL EP ANALYSIS CASE H-3 INSIDE

(a) 軸方向応力-ひずみ (下端部内面)

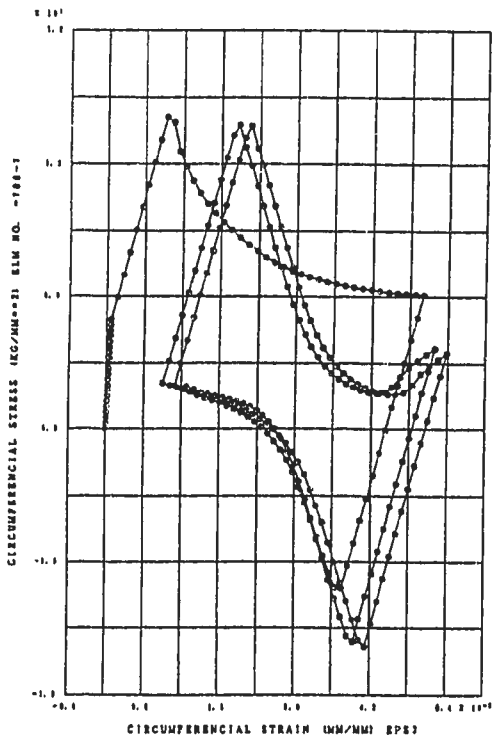
FINAS



CYLINDER MODEL EP ANALYSIS CASE H-3 OUTSIDE

(b) 軸方向応力-ひずみ (下端部外面)

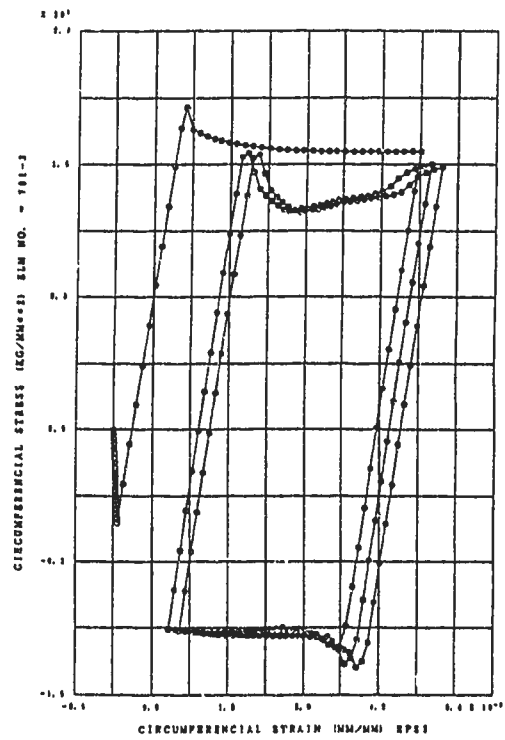
FINAS



CYLINDER MODEL EP ANALYSIS CASE H-3 INSIDE

(c) 周方向応力-ひずみ (下端部内面)

FINAS

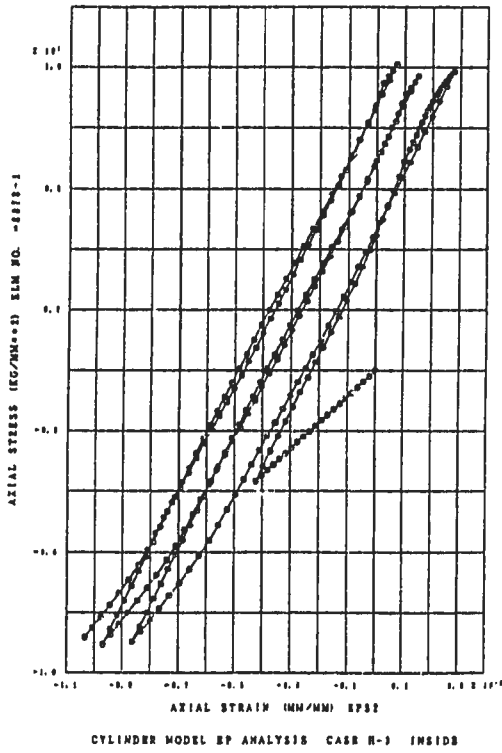


CYLINDER MODEL EP ANALYSIS CASE H-3 OUTSIDE

(d) 周方向応力-ひずみ (下端部外面)

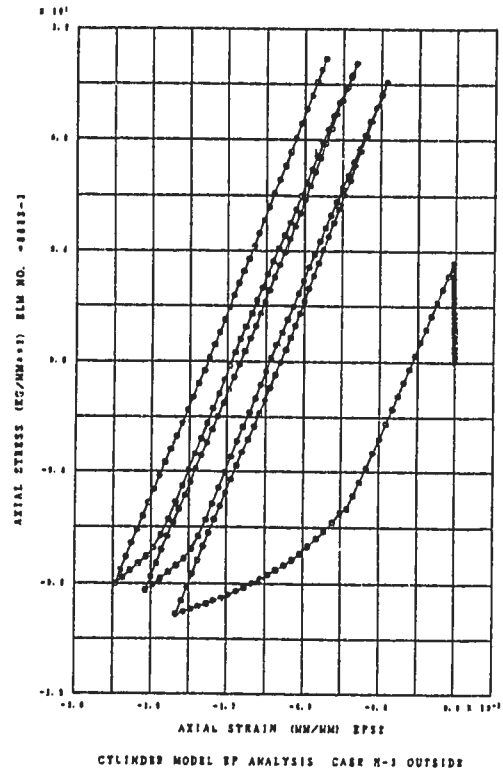
Fig. 3.27 Stress strain history at bottom(CASE-B4S)

FINAS



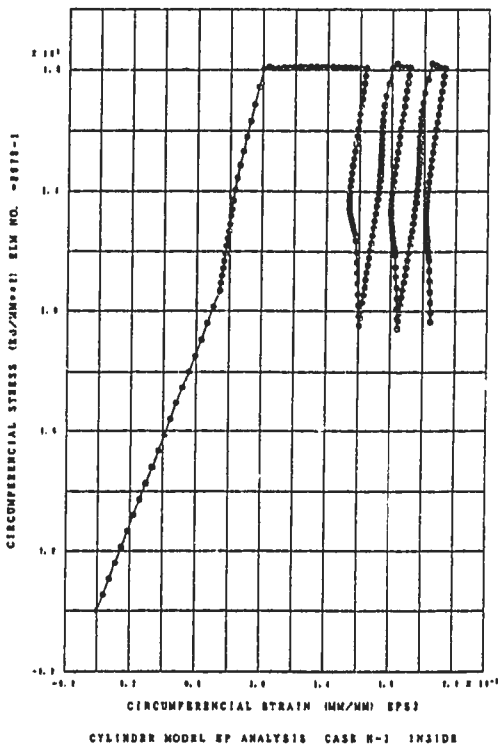
(a) 軸方向応力-ひずみ (下端近傍内面)

FINAS



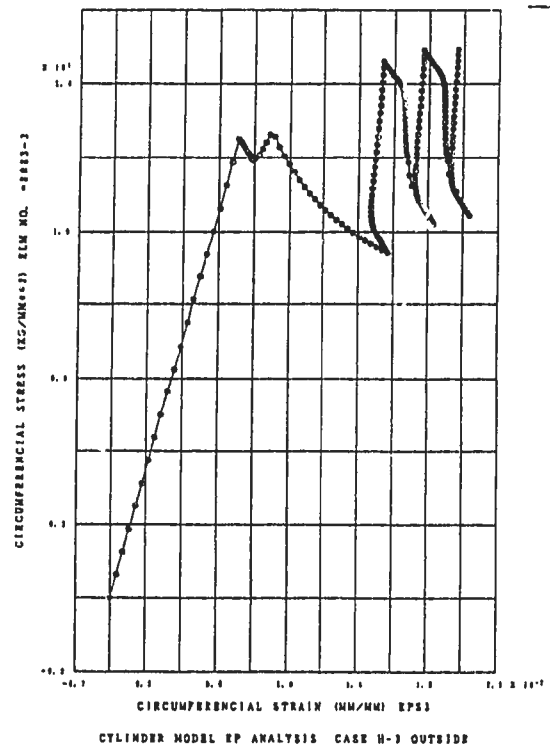
(b) 軸方向応力-ひずみ (下端近傍外面)

FINAS



(c) 周方向応力-ひずみ (下端近傍内面)

FINAS



(d) 周方向応力-ひずみ (下端近傍外面)

Fig. 3.28 Stress strain history at the maximum stress position(CASB-B4S)

4. 構造不連続部のラチェット評価法

4.1 高速原型炉用高温構造設計方針の構造不連続部のラチェット評価法

高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針³⁾（以下BDSと略称する）のひずみの制限には、構造不連続部のラチェット評価に関する直接的な記述はない。ただし、全ての構造に対してBree線図（Fig. 3.12）による評価とシェークダウン基準による評価が適用されるため、構造不連続部についてはこれらの評価法が準用されていることになる。しかし、第3章で述べたように、従来のBree線図は単軸応力場のラチェットを評価するものであり、構造不連続部のラチェットとは異なるメカニズムに立脚している。従来のBree線図を構造不連続部に適用した場合にも十分な保守性は確保されているが、評価法の高度化を図るためには本来のメカニズムに立脚した手法をベースにする必要がある。一方、シェークダウン基準

$$S_n \leq \beta, 3 \overline{S_m} \quad (\beta, = 2.5) \quad (4-1)$$

は、Fig. 4.1に示すエルボの繰返し面内曲げ疲労試験結果を参照して策定されたものであり、Bree線図では制限されない1次応力が十分小さな場合においても無制限に2次応力を許容しないことを目的とした補助規定になっている。BDSの策定時には、1次応力が無い場合のラチェットのメカニズムは十分に解明されておらず、上記の試験結果がその拠り所になっている。

BDSは基本的に熱ラチェットの発生を許容しない体系になっているため、これらの制限を超えるといかなる場合であっても設計は許容されない。一方、ひずみの制限自体は、非弾性ひずみが計算により求められる場合には、膜ひずみに対しては1%、曲げひずみに対しては2%が許容できることになっている。また、最近の高温構造設計基準の動向として、ラチェットひずみが算出できる場合には、算出されたひずみ許容値以下であればラチェット領域も許容する方向にある¹⁷⁾。従って、構造不連続部のラチェットの発生メカニズムを明らかにし、その計算手法の妥当性を示すことができれば、構造不連続部のラチェットに対する制限を大幅に合理化することができる。

このような観点から、第2章では、1次応力が無い場合の繰返し半径方向変位を受ける円筒殻のラチェットメカニズムを明らかにするとともに、ラチェットひずみを算出する手法を示した。また、第3章では1次応力として内圧が作用する場合について同様の検討を行った。以下では、第2章で述べた端部に繰返し変位を受ける円筒殻のラチェット評価法をベースに、上記シェークダウン基準のベースとなった繰返し面内曲げ変位を受けるエルボのラチェットメカニズムについて検討を加えるとともに、これらに代わる設計評価手法

を提案する。

4.2 繰返し面内曲げ変位を受けるエルボのラチェット

Fig. 4.1は、高温構造安全技術研究組合（以下ISESと略称する）により実施されたエルボの繰返し面内曲げ疲労試験結果^{18)・19)・20)}に基づいている。Fig. 4.1の試験は、SUS304製のJIS規格6BSch.10S配管を用いて、550℃、600℃および650℃の各温度で実施された。参考文献に応力解析結果が示されているので、これを基に面内曲げ変位を受けるエルボのラチェットを検討する。

Fig. 4.2に、試験に用いたエルボの面内曲げ変位に対する応力解析結果と試験体のひずみ測定から得られたエルボの中央断面の応力の円周方向分布¹⁸⁾を示す。最大応力の発生する位置は、周方向応力が95°近辺で長手方向応力が75°近辺であるが、ラチェットにより大きな変形を生じる位置は周方向応力が最大になる位置75°近辺であることがわかっている。そこで、75°近辺の周方向応力と長手方向応力を用いて評価する。面内曲げ変位によって発生する応力は、周方向応力はほとんど曲げ応力成分で、長手方向応力は膜応力にポアソン比の周方向応力がプラスされる。Fig. 4.2に示されている応力は表面値だけであるが、周方向応力はほとんど曲げ応力成分なので、75°における表面値10kg/mm²が周方向曲げ応力 $\sigma_{\theta b}$ と見なせる。一方、長手方向膜応力 $\sigma_{\phi m}$ は、

$$\sigma_{\phi m} = \sigma_{\phi \text{表面値}} - \nu \sigma_{\theta b} \quad (4-2)$$

から求められる。ここに ν はポアソン比である。Fig. 4.2より、 $\sigma_{\phi \text{表面値}} = 13 \text{kg/mm}^2$ であるからポアソン比 $\nu = 0.3$ より、 $\sigma_{\phi m} = 10 \text{kg/mm}^2$ となる。

第2章で述べた円筒殻のラチェット評価では、軸方向曲げ応力を1次応力と見なし、周方向膜応力を2次応力と見なした。円筒殻の応力との対応から、エルボの場合には、円周方向曲げ応力が1次応力で、長手方向膜応力が2次応力と見なせる。そこで、式(2-4)から式(2-9)と、これらの応力を用いて1サイクル当りのラチェットひずみ量を予測した。その結果をFig. 4.3に示す。横軸はエルボの最大応力発生位置での応力強さ範囲で、縦軸は1サイクル当りのラチェットひずみ量である。図中の実線は降伏応力をSUS304の600℃の1.5Sm(14.1kg/mm²)として予測した1サイクル当りのラチェットひずみ量で、破線は降伏応力を3Sm(28.2kg/mm²)として予測したものである。ヤング率は、いずれもSUS304の600℃の値を用いた。

Fig. 4.3には、ISESの試験から得られた1サイクル当りの平均ひずみ増分もプロットしてある。これらと比較すると、降伏応力を1.5Smとして予測した結果は試験結果に比べて保守的になっているが、降伏応力を3Smとして予測した結果はひずみ増分も傾向

も試験結果と非常に良い一致を示す。I S E S の試験の平均ひずみ増分は、疲労試験終了時の全ラチェットひずみを試験サイクル数で割って求めた1サイクル当りの平均値であり、これらの試験は、いずれも塑性域 ($S_n > 3 S_m$) で実施されているため試験体は繰返し加工を受けている。従って、降伏応力を $1.5 S_m$ として予測した結果が試験結果に比べて保守的になる要因は、繰返し加工効果により降伏応力が高くなった結果であり、実効的な降伏応力は S_m の3倍程度になっているものと推測される。B D S では、ラチェットを評価する場合の降伏応力として設計降伏応力 S_y (運転状態 I ~ III) および $1.5 S_m$ (運転状態 IV) を用いている。高速炉の構造材料であるオーステナイト系ステンレス鋼では、設計降伏応力 S_y と $1.5 S_m$ はほぼ同じ値になる。従って、B D S と同様に降伏応力として設計降伏応力 S_y と $1.5 S_m$ のいずれかを用いれば、繰返し面内変形を受けるエルボのラチェットひずみは保守的に評価できると言える。

Fig. 4.3 には、B D S のシェークダウン基準値である $\beta, 3 S_m$ を比較のために示してある。この図から、 $\beta, 3 S_m$ の制限を超える場合であっても寿命中に発生する頻度が小さければ、ひずみの制限の許容値を満たす可能性があることがわかる。繰返し変位を受ける円筒殻や面内変位を受けるエルボのラチェットひずみは曲げひずみであるため、ひずみ制限上は2%までの累積が許容される。従って、発生応力が従来では許容されない $S_n = 4 (3 S_m)$ の場合であっても、2回までの繰返しは許容できることになる。従来、発生頻度は少ないが発生応力が大きいため $\beta, 3 S_m$ の制限により構造設計が成り立たないケースが多かったが、このような手法でラチェットひずみを求めることにより大幅な許容値の引上げが可能になる。

以上の結果から、繰返し面内変位を受けるエルボのラチェットは、繰返し半径方向変位を受ける円筒殻と全く同じメカニズムによって発生するということが言える。さらに、式(4-1)のシェークダウン基準値は、これらのラチェットの発生限界を試験的に求めたものであり、この制限をラチェットひずみを直接求める方法に置き換えることで許容値の引上げが可能なが示された。

4.3 構造不連続部のラチェット評価法の提案

以下の評価は、原子炉容器フランジ、Y型構造、ノズル等の円筒からなる構造不連続部において、熱応力の主たる発生要因が構造部位間の温度応答の違いによる熱膨張差に起因する場合でかつクリープ効果が顕著でない場合に適用することができる。

(1) 内圧による応力が無視できない場合

1次応力 σ_θ および2次応力 σ_b を、それぞれ次式により求める。

$$\sigma_\theta = \frac{R}{t} P \quad (4-3)$$

$$\sigma_b = \frac{3E}{5R^2 t \beta^2} \Delta R \quad (4-4)$$

ここに、 R 、 t 、 P 、 E 、 β および ΔR は、それぞれ円筒半径、板厚、内圧、ヤング率、シェルパラメータおよび熱膨張差に起因する円筒端部の半径方向変位である。シェルパラメータ β は次式で与えられる。

$$\beta = \left\{ \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 t^2} \right\}^{1/4} \quad (4-5)$$

ここに、 ν はポアソン比である。

1次応力パラメータ X および2次応力パラメータ Y を、それぞれ次式により求める。

$$X = \frac{\sigma_\theta}{S_y} \quad (4-6)$$

$$Y = \frac{\sigma_b}{S_y} \quad (4-7)$$

これらのパラメータにより表される点が、Fig. 4.4の E 、 S_1 および S_2 のいずれかの領域にある場合にはひずみの制限は満たされる。

X および Y パラメータにより表される点が、 R_1 領域あるいは R_2 領域にある場合には、それぞれ以下の式により1サイクル当りのラチェットひずみを求める。

$$\Delta \epsilon_R = (Z - 1 + X) \frac{S_y}{E} \quad (4-8)$$

$$R_1 \text{ 領域} \quad Z = 1 + Y - X - 2\sqrt{Y(1-X)} \quad (4-9)$$

$$R_2 \text{ 領域} \quad Z = \frac{X \cdot Y}{2-X} - \frac{X}{2} \quad (4-10)$$

ここで求めた1サイクル当りのラチェットひずみに、当該事象の全繰返し数を掛けた値が0.01以下であればひずみの制限は満たされる。

(2) 内圧による応力が無視できる場合

XおよびYパラメータにより表される点が、P領域に有る場合には1次応力 σ_{prim} および2次応力 σ_θ を、それぞれ式(4-11)および式(4-12)により求める。

$$\sigma_{prim} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} - \frac{2}{3} \frac{S_y}{\sigma_z} \right) S_y \quad (4-11)$$

ここに、

$$\sigma_z = \frac{3E}{R^2 + \beta^2} \Delta R$$

である。

$$\sigma_\theta = \frac{E}{R} \Delta R \quad (4-12)$$

内圧による応力が無視できる場合の無次元応力パラメータxおよびyを、それぞれ次式により求める。

$$x = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{\sigma_{prim}}{S_y} \quad (4-13)$$

$$y = \frac{1}{2} \frac{\sigma_\theta}{S_y} \quad (4-14)$$

1サイクル当りのラチェットひずみを次式により求める。

$$Z = \left\{ \frac{xy}{\sqrt{1-x^2}} - x \right\} C_1 \quad (4-15)$$

$$C_1 = 2\sqrt{3} \frac{S_y}{E} \quad (4-16)$$

ここで求めた1サイクル当りのラチェットひずみに、当該事象の全繰返し数を掛けた値が0.02以下であればひずみの制限は満たされる。

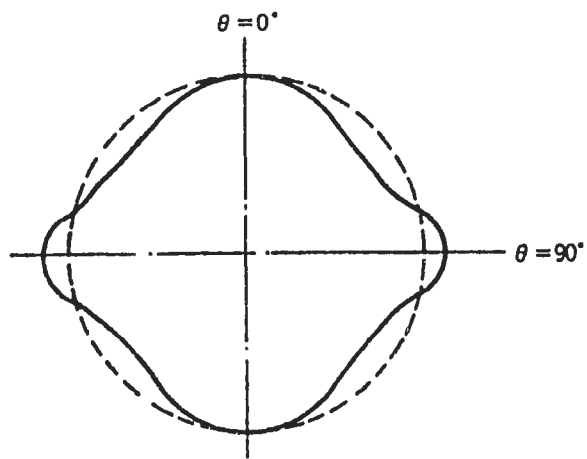
4.4 提案したラチェット評価法の設計合理化に対する寄与について

本節で提案したラチェット評価法により、構造不連続部のひずみ制限に関する許容値をどの程度引き上げることができるか簡単に述べる。

1次応力が十分小さい場合については、寿命中の発生頻度が1～2回程度と少ない過渡

熱事象であれば、BDSのシェークダウン基準値 β 、 $3 S m$ の2倍程度まで許容応力を引き上げることができる。これはについては、4.2節でエルボの試験結果と比較して述べたとおりである。

一方、1次応力が無視できない場合には、従来のBree線図 (Fig. 3.14) ではなくFig. 4.4に示す改良線図を用いて評価することを提案した。これらの線図は、一見したところ大きな差が無いため合理化の程度は小さく見える。しかし、3.4.5節で述べたように、内圧が1次応力として作用する場合の構造不連続部のラチェットは、2次応力が最大となる部位よりやや離れたところで生じており、この位置の2次応力は最大発生応力の2割まで減衰している。2次応力を算出する式(4-4)は、これを考慮して定めたもので、構造不連続部に発生する最大曲げ応力の1/5になっている。式(4-4)の妥当性は、FEM解析で示したとおりである。従って、2次応力の許容範囲は、従来の最大応力を用いたBree線図の評価に対して5倍程度引き上げられたことになる。



中央断面の変形状況

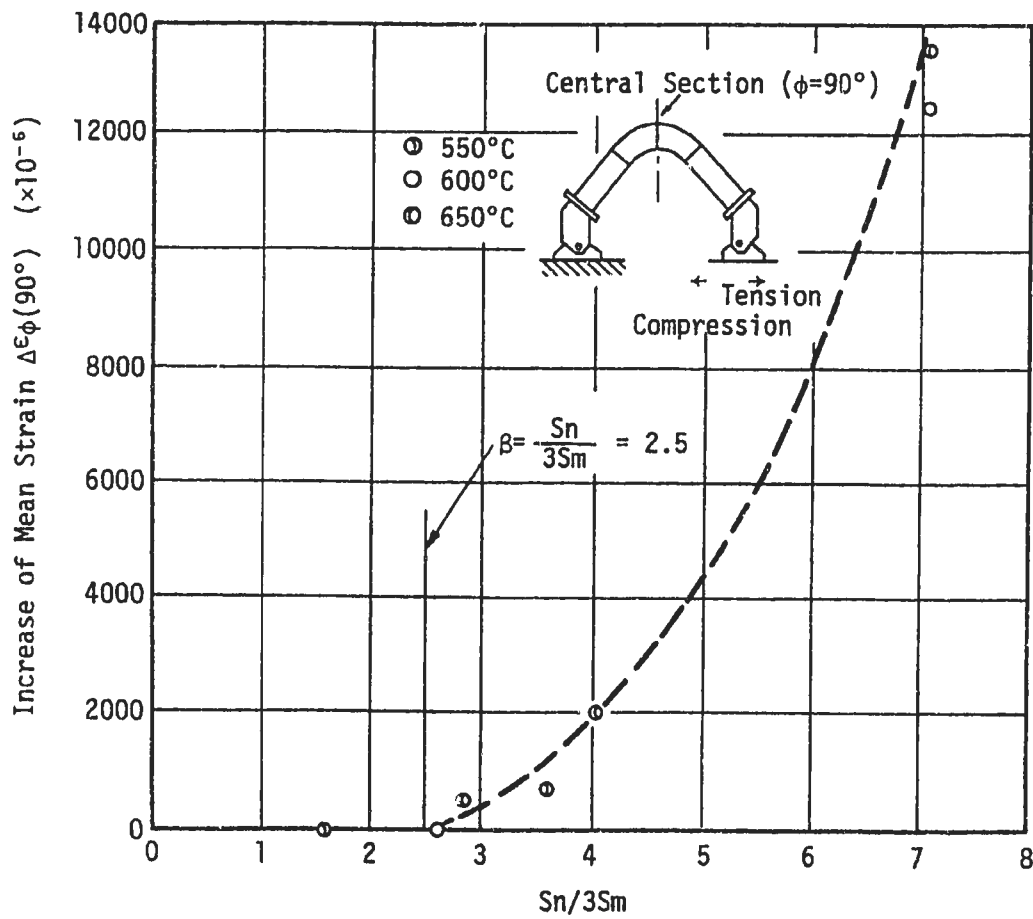
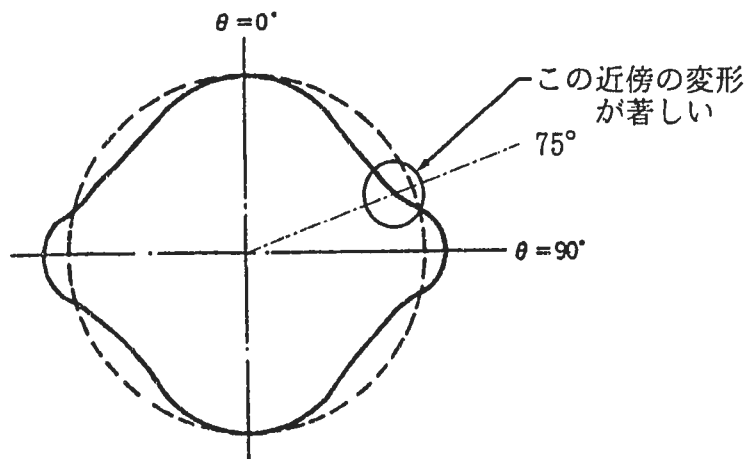


Fig. 4.1 Increment of ratchet strain of an elbow subjected to cyclic in-plane bending moment



中央断面の変形状況

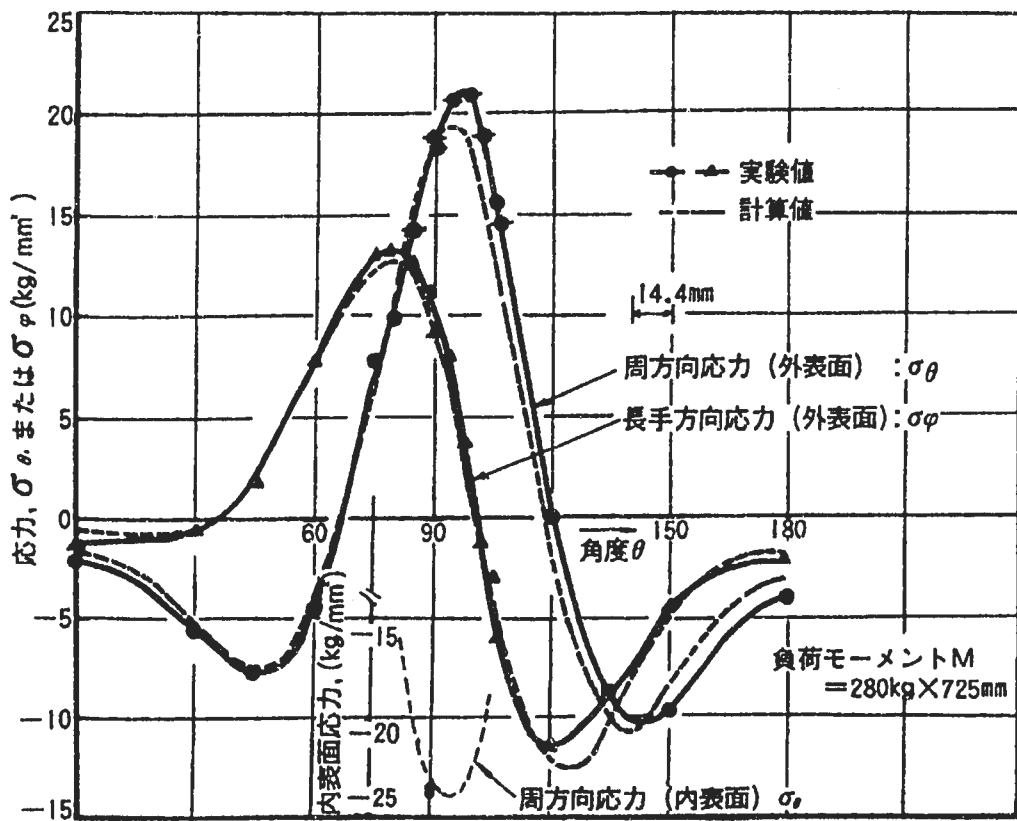


Fig. 4. 2 Stress distributions at central portion of an elbow

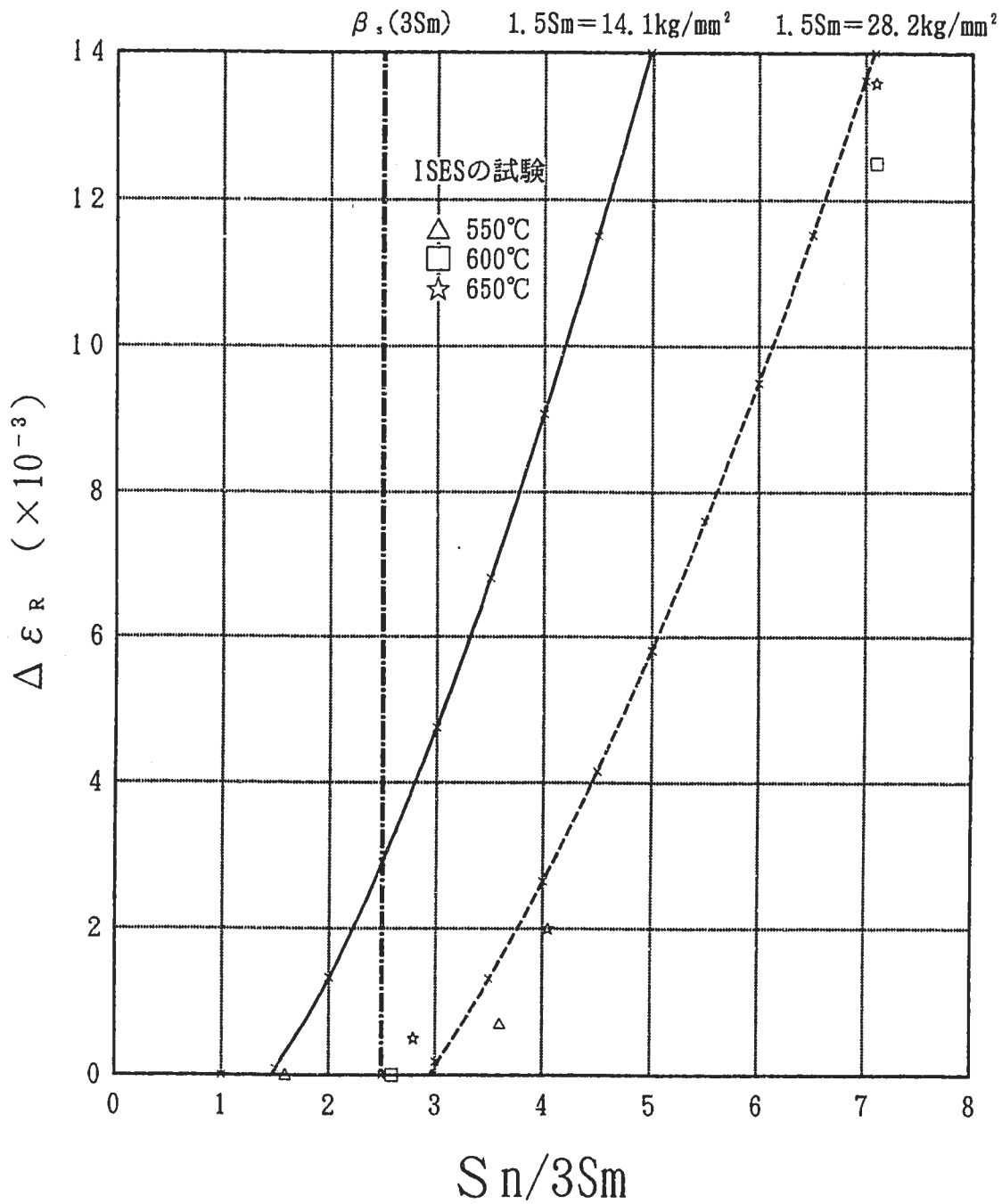


Fig. 4. 3 Predicted ratchet strain per cycle in elbows

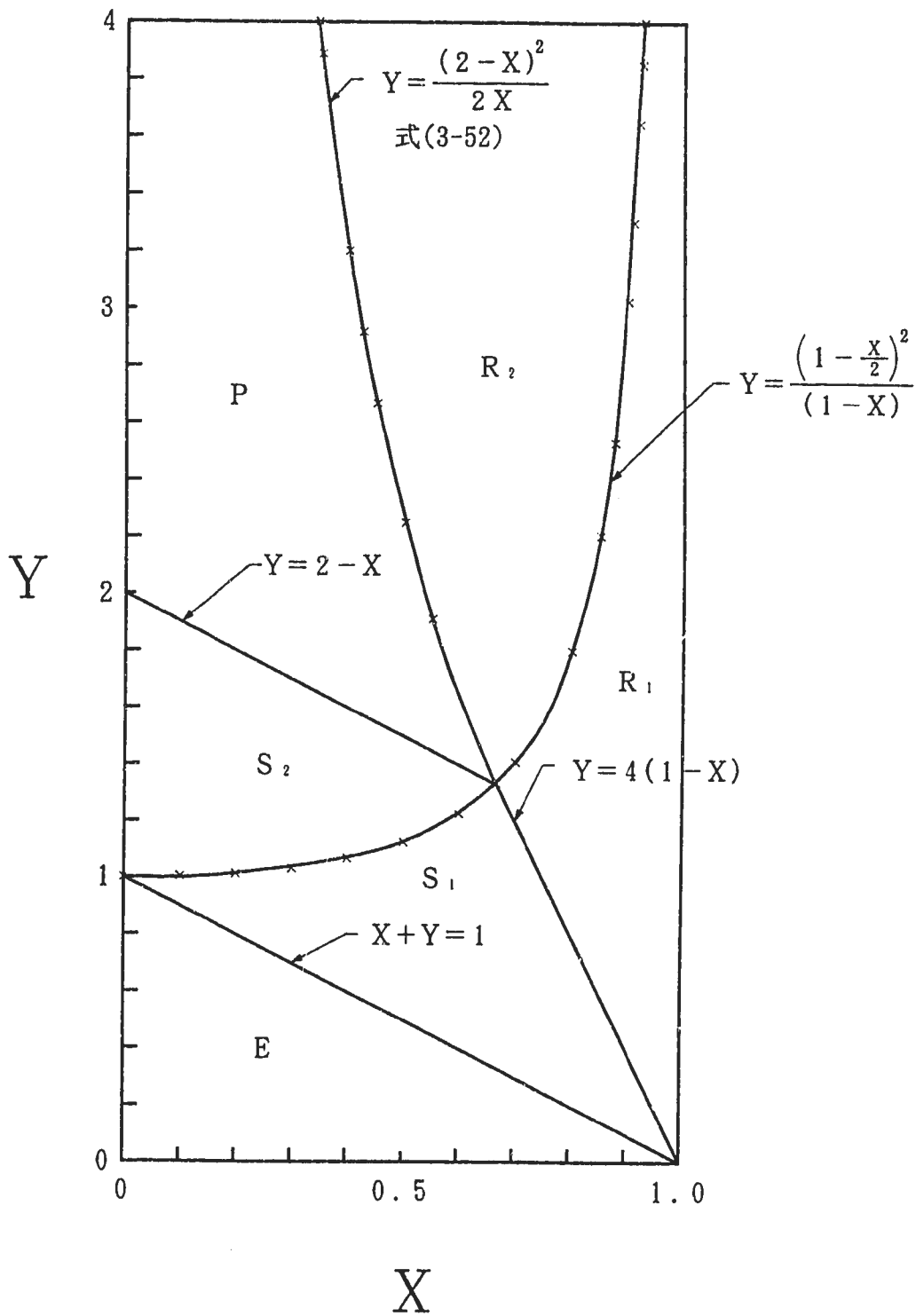


Fig. 4. 4 Modified Bree diagram for bi-axial stress field

5. 結 言

FEM解析により、一定荷重が作用しない条件下で端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻と、一定の内圧と端部に繰返し熱変位を受ける円筒殻のラチェットの発生メカニズムを調べた。その結果、これらのラチェットは、従来考えられていたメカニズムとは異なる2軸応力の相互作用で生じることがわかった。この知見をもとに、筆者が開発した2軸応力場のラチェットモデルを適用し、それぞれのラチェットの発生条件とラチェットひずみを予測する手法を開発した。また、原子炉容器の支持部やノズルの付け根部等の構造不連続部への適用を目的とした評価手法を提案した。さらに、提案した評価手法により

- (1) 1次応力がほとんど無視できる条件下では、寿命中の発生頻度が1～2回程度と少ない過渡熱事象であれば、既存のシェークダウン基準値を2倍程度引き上げることができる。
 - (2) 1次応力として内圧による応力が作用する場合のラチェットに関しては、既存の評価法に比べ2次応力範囲の許容値を5倍程度引上げることが可能である。
- ことを示した。

今後は、提案した手法を基準案としてまとめるとともに、クリープ効果が顕著な場合の促進クリープひずみ評価手法の検討および1次荷重として自重が作用する場合の評価手法について検討を行う予定である。

参考文献

- 1) Bree J., "Elastic-Plastic Behavior of Thin Tubes Subjected to Internal Pressure and Intermittent High-Heat Fluxes with Application to Fast-Nuclear Reactor Fuel Elements", Journal of Strain Analysis, Vol. 2, p. 226, 1967.
- 2) ASME Code Case N-47, "Class 1 Components in Elevated Temperature Service," Section III, Division 1.
- 3) 動力炉建設運転本部, 「高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針」, PNC N24184-08(1), 1984年9月
- 4) Miller, D. R., "Thermal Stress Ratchet Mechanism in Pressure Vessels", Trans. of ASME, Journal of Basic Engineering, p. 190, 1959
- 5) Roche R. L. et al., "Practical Analysis of Ratchetting", Nuclear engineering and Design, Vol. 71, p. 51, 1982.
- 6) RCC-MR Design and Construction Rules for Mechanical Components of FBR Nuclear Islands, Section 1, Subsection B:Class 1 Components, 1985.
- 7) Ponter A. R. S. et al., "The Incremental Strain Growth of Elastic-Plastic Bodies Subjected to High Levels of Cyclic Thermal Loading", Journal of Applied Mechanics, Transactions of ASME, p. 470, Vol. 51, 1984.
- 8) 和田 宏他, 「軸方向に温度分布移動を受ける円筒の熱ラチェット変形の推定法」, 機械学会論文集, 55-512, A, p. 985, 1989.
- 9) Yamashita T. et al., "A Simplified Method of Evaluating Ratchetting in Bellows and a Test of its Evaluation", Int. J. Pres. Ves. & Piping, Vol. 42, p. 263, 1990
- 10) 山下 卓哉他, 「ベローズの塑性ラチェット評価法」, PNC SN9410 87-067, 1987年3月
- 11) 山下 卓哉他, 「ベローズのクリープラチェット評価法」, PNC SN9410 90-021, 1990年2月
- 12) 柄谷 和輝他, 「1次応力が無い場合の3本棒熱ラチェット挙動の検討」, PNC ZN9410 91-350, 1991年11月
- 13) 山下 卓哉他, 「2軸応力の相互作用によるラチェットの簡易評価法」, PNC ZN9410 91-367, 1991年11月
- 14) 山下 卓哉他, 「高温構造設計基準「ひずみ制限」の評価体系の整備－1次曲げ2次膜応力ラチェットの簡易評価法の開発－」, PNC ZN9410 92-139, 1992年5月
- 15) Yamashita T. et al., "Development of strain Limit Criterion System for Elevated Temperature Structural Design Rules", Trans. of the 13th SMIRT, Vol. E, p. 433, 1995
- 16) Timoshenko and Woinowsky-Krieger, 板とシェルの理論, McGraw-Hill, 1959
- 17) Porowski J.S. et al., "Background and application examples of new rules for strain accumulation in ASME Code Case N=47", Review paper of subcommittee on elevated temperature design of PVRC, 1988

- 18) 高温構造安全技術組合, 「曲り管の高温構造強度試験 (I)」, J272 76-03,
1976年 9 月
- 19) 高温構造安全技術組合, 「曲り管の高温構造強度試験 (II)」, J272 77-03,
1977年 9 月
- 20) 高温構造安全技術組合, 「曲り管の高温構造強度試験 (III)」, J272 78-02,
1978年 8 月