

薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験(そのI)

—座屈挙動に及ぼす形状パラメータの影響に関する検討—

1992年 3 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)

1992年3月

薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験（その1）
 - 座屈挙動に及ぼす形状パラメータの影響に関する検討 -

岡田 純二* 中村 賢**
 月森 和之* 山下 卓哉*
 岩田 耕司*

要 旨

高速増殖炉（Fast Breeder Reactor: FBR）の容器や配管は、基本的に薄肉構造であるため地震時等の座屈の防止に対する配慮が重要となる。本報告書は、座屈評価法を開発することを目的として実施している薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験に関する第1報である。ここでは、特に円筒殻形状と座屈挙動の関係を明らかにすることを目的とし、形状の異なる円筒殻に生ずる座屈挙動の特徴を形状パラメータで整理することを試みた。同時に、座屈挙動に及ぼす初期形状不整や端部拘束条件の影響についても検討した。

試験体には、原子炉容器をモデル化した内径500mmのSUS304鋼製薄肉円筒殻試験体を用いた。試験では、下端を固定した試験体の上端にせん断方向強制変位を静的に負荷した。せん断変位負荷により生ずる荷重、変位、ひずみ及び変形形状を測定し、その結果を基に曲げ及びせん断座屈の特徴を明らかにした。

以下に、本研究で得られた知見を示す。

- (1) 曲げ座屈変形は負荷方向の円筒殻下部の膨らみとして、せん断座屈変形は側面中央部の斜めの皺として現われる。
- (2) 円筒殻の長さ半径の比 (L/R) が増加するとともに、生ずる座屈モードはせん断座屈から曲げ座屈に移行する。両者の境界は $L/R \approx 2.0$ である。
- (3) 円筒殻の半径板厚の比 (R/t) が増加するほど、座屈に至るまでに塑性する領域は減少し、生ずる座屈は弾性座屈に近づく。
- (4) 円筒殻に半径の1%程度の形状不整が存在する場合、座屈荷重 (Q_{cr}) は7% (軸方向2波) ~ 8% (周方向6波) 低下した。 Q_{cr} の低下量は、座屈モードによる変形形状と形状不整パターンの関係により変化する。
- (5) 円筒殻端部の接続方法にTIG溶接を用いた場合とはめ板構造を用いた場合の Q_{cr} を比較すると、溶接の方が約5%小さくなる。
- (6) L/R 及び R/t が増加するとともに Q_{cr} は低下し、その傾向は塑性の影響を考慮した簡易評価式から求めた座屈荷重 ($Q_{cr,0}$) では説明できる。今後、円筒殻のせん断曲げ座屈に対する簡易評価式を高度化していくためには、塑性の影響に加え初期形状不整及び端部拘束条件の影響について検討していくことが必要である。

* 大洗工学センター 機器構造開発部 構造工学室

** 同上 (現在、川崎重工業株式会社)

March, 1992

Buckling Test of Circular Cylindrical Shells under Shear Forces(Part I)
- Study of Shell Parameter Effects on Buckling Behavior -

Junji Okada * , Mitsugu Nakamura **
 Kazuyuki Tsukimori * , Takuya Yamashita *
 Koji Iwata *

Abstract

Since vessel and piping components of FBR plants are generally thin wall structures, prevention of buckling against seismic loadings is important. This paper is the first report on buckling tests of circular cylindrical shells by shear forces with the purpose of rationalizing the design method for FBR components. In this report, we try to classify the type of buckling behaviors for different shapes by using shell parameters and explain the effects of initial shape imperfection and edge constraint conditions on the bending behavior.

Test specimens are thin wall circular cylindrical shells made of SUS304 with the inner diameter of 500mm. In these tests, shear displacements were applied statically at the free end of the specimens. The characteristics of bending or shear buckling behavior were analyzed from the measured data of the force, displacements, strains and deformed shapes.

The following results were obtained.

- (1) Bending buckling deformation is characterized by bulging near the fixed end, while shear buckling deformation is characterized by oblique wrinkle of both sides between both ends of the shell.
- (2) Buckling mode changes from shear to bending type with the increase of the ratio of length to radius(L/R). The transition boundary of these modes is the line of $L/R \approx 2.0$.
- (3) The effect of plasticity on buckling behaviors becomes small, as the ratio of radius to thickness(R/t) increases.
- (4) The buckling load(Q_{cr}) of the shell with 2-wave artificial axial imperfection was 7% smaller and Q_{cr} of the shell with 6-wave artificial circumferential imperfection was 8% smaller than that of the shell without imperfection.
- (5) The buckling load of the shell with TIG welded end was 5% smaller than that with squeezing type constraint end.
- (6) The value of Q_{cr} decreases with the increase of R/t and L/R. This tendency can be explained by the effect of plasticity, that is, the plastic buckling load($Q_{cr,pl}$). In order to develop a simplified evaluation method, the effects of imperfections and end constraint conditions should be considered in addition to that of plasticity.

* Structural Engineering Section, System and Components Division,
 O-arai Engineering Center

** ditto(currently KAWASAKI Heavy Industries, LTD.)

目 次

1. 緒 言	1
2. 試 験	2
2-1. 概 要	2
2-2. 試験装置	2
2-2. 1 機構と制御	2
2-2. 2 構成と能力	3
2-3. 試験体	3
2-3. 1 試験体パラメータの選定	3
2-3. 2 試験体仕様	4
2-3. 3 試験体の形状・寸法計測	4
2-4. 計 測	5
2-4. 1 計測項目及び計測機器	5
2-4. 2 荷 重	5
2-4. 3 変 位	5
2-4. 4 ひずみ	5
2-4. 5 試験体の初期形状及び変形形状	6
2-5. 試験方法及び試験条件の設定	6
2-5. 1 概 要	6
2-5. 2 挙動試験	6
2-5. 3 せん断曲げ座屈試験	7
3. 結果	8
3-1. 挙動試験	8
3-2. 薄肉円筒のせん断曲げ座屈試験	9
3-2. 1 座屈挙動に及ぼす L/R の影響	9
3-2. 2 座屈挙動に及ぼす R/t の影響	10
3-2. 3 座屈挙動に及ぼす初期形状不整の影響	10
3-2. 4 座屈挙動に端部拘束条件の影響	11
4. 考 察	12
4-1. 曲げ座屈及びせん断座屈の特徴	12
4-1. 1 曲げ座屈	12
4-1. 2 せん断座屈	13
4-2. 座屈荷重と円筒殻形状の関係	14
5. 結 言	17

謝辞	18
参考文献リスト	19
Appendix- I 試験体の検査	69
Appendix- II 寸法・材料定数測定結果	75
Appendix- III SAXON処理マニュアル概要	77
Appendix- IV 荷重-変位関係図	83

List of Tables and Figures

- Table2-1 Main specification of S C F T.
- Table2-2 Specification of circular cylindrical shell.
- Table2-3 Specification of transducers.
- Table3-1 Summary of shear spring constant.
- Table4-1 Summary of shear buckling load(Q_{cr}).
-
- Photo3-1(1) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
($R/t=167, L/R=1.0$).
- Photo3-1(2) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
($R/t=167, L/R=2.0$).
- Photo3-1(3) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
($R/t=167, L/R=4.0$).
-
- Fig. 2-1 Construction of S C F T.
- Fig. 2-2 Appearance of test section on S C F T.
- Fig. 2-3 Flow diagram of safety action for abnormal conditions.
- Fig. 2-4 (1) Geometry and dimension of cylindrical test piece(Ordinary Model).
- Fig. 2-4 (2) Geometry and dimension of cylindrical test piece(CB500-1.0-02).
- Fig. 2-4 (3) Geometry and dimension of cylindrical test piece(CB500-1.2-01H).
- Fig. 2-4 (4) Geometry and dimension of cylindrical test piece(CB500-1.2-01V).
- Fig. 2-5 Measurement and record system.
- Fig. 2-6 Location of displacement transducer.
- Fig. 2-7 (1) Location of strain gages($L=250\text{mm}$).
- Fig. 2-7 (2) Location of strain gages($L=500\text{mm}$).
- Fig. 2-7 (3) Location of strain gages($L=1000\text{mm}$).
- Fig. 2-7 (4) Location of strain gages(CB500-1.2-01V).
- Fig. 2-8 Specification of C I M D.
- Fig. 2-9 Measurement and Record System of C I M D.
- Fig. 3-1 (1) Relation between shear force and shear displacement at behavior test
($R/t=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).
- Fig. 3-1 (2) Relation between shear force and shear displacement at behavior test
($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).
- Fig. 3-1 (3) Relation between shear force and shear displacement at behavior test
($R/t=208, L/R=2.0$).
- Fig. 3-1 (4) Relation between shear force and shear displacement at behavior test
($R/t=250, L/R=2.0$).

- Fig. 3-2 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).
- Fig. 3-3 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).
- Fig. 3-4 Relation between shear force and shear displacement divided by the value at three times of δ_{cr} ($R/t=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).
- Fig. 3-5 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).
- Fig. 3-6 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).
- Fig. 3-7 Relation between shear force and shear displacement divided by the value at three times of δ_{cr} ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).
- Fig. 3-8 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=208, L/R=2.0$).
- Fig. 3-9 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=208, L/R=2.0$).
- Fig. 3-10 Imperfection wave number analysis ($R/t=208, L/R=2.0, Z=250\text{mm}$).
- Fig. 3-11 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=250, L/R=2.0$).
- Fig. 3-12 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=250, L/R=2.0$).
- Fig. 4-1 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=4.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}$).
- Fig. 4-2 Meridional strain distribution on meridional line ($R/t=167, L/R=4.0, \theta=180^\circ$).
- Fig. 4-3 Meridional strain distribution on circumferential line ($R/t=167, L/R=4.0, Z=30\text{mm}$).
- Fig. 4-4 Relation between meridional strain and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=167, L/R=4.0, \theta=210^\circ, Z=30\text{mm}$).
- Fig. 4-5 Imperfection wave number analysis ($R/t=167, L/R=4.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}, Z=30\text{mm}$).
- Fig. 4-6 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=1.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}$).
- Fig. 4-7 Circumferential strain distribution on circumferential line ($R/t=167, L/R=1.0, Z=125\text{mm}$).
- Fig. 4-8 Relation between circumferential strain and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=167, L/R=4.0, \theta=90^\circ, Z=125\text{mm}$).

Fig. 4-9 Imperfection wave number analysis ($R/t=107, L/R=4.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}$,
 $Z=125\text{mm}$).

Fig. 4-10 Relation between Q_{cr} and L/R at shear-bending buckling test.

Fig. 4-11 Relation between Q_{cr} and R/t at shear-bending buckling test.

1 緒 言

FBR大型炉における原子炉容器等の薄肉構造物では、地震時等の座屈の防止が重要な課題となるが、現状の構造設計基準で規定されている座屈防止基準は、大型炉への適用を考えた場合まだ十分に整備されているとは言えない。このため、FBR大型炉で想定される主要薄肉構造物に対する適切な座屈解析法を開発し、これを設計基準に反映させることが急務となっている。

動燃事業団では、昭和63年度より原子炉容器等の主要機器を対象とした薄肉円筒殻構造のせん断曲げ座屈に関する評価手法の開発を主要研究開発テーマのひとつとして掲げ、一連の座屈試験を実施するとともに動燃事業団で開発した汎用非線形構造解析システム「FINAS」を使用して詳細座屈解析を行い、試験結果と比較することにより解析手法の妥当性を検討している。座屈解析法を確立するためには、典型的な構造モデルの各種座屈試験を実施し、解析法の妥当性を総合的に検証しなければならない。そこで、原子炉容器をモデル化した円筒殻試験体を用いたせん断曲げ座屈試験を実施することとした。

試験の目的は、先に述べたように座屈に至る詳細挙動を調べ、開発した評価法の信頼性の検証を行うためのデータとすることにある。試験はI、IIに分かれており、本試験（I）では、特に薄肉円筒殻の座屈挙動に及ぼす円筒殻形状パラメータの影響を明らかにすることに重点をおいた。ここで、形状パラメータとしては弾性座屈応力の基本的なパラメータである半径板厚比（ R/t ）、長さ半径比（ L/R ）を用いることとした^{(1)・(2)}。形状パラメータの設定に際し、FBR大型炉用の原子炉容器（タンク型、ループ型）相当の形状を含み、かつ座屈挙動の違いが明確になるよう R/t 及び L/R をある程度広い範囲で変化させることとした。また、軸方向温度分布による熱変形及び製作時に生ずる可能性のある形状不整などの影響を調べるために、長手方向及び円周方向の形状不整を加工した試験体もあわせて使用した。

取得した試験結果を正確に解析するためには、実際の試験体形状を適切にモデル化することが重要となる。そこで、本試験においては独自に円筒殻形状測定装置を開発することにより、試験体製作時に生じた微少な初期形状不整を測定し円筒殻形状を詳細にモデル化した。また、座屈後形状についても詳細に測定し、各座屈モード毎の特徴等を明らかにしていく。

本報告書は、座屈解析評価法の開発を目的とした研究開発の第1報である。

2 試 験

2-1 概 要

薄肉円筒のせん断曲げ座屈の詳細解析法の検証のために、既存の配管ベローズクリープ疲労試験装置を改造した構造物クリープ疲労試験装置 (Structure Creep Fatigue Test Rig, 略称 S C F T) を使用して、F B R 大型炉の炉容器相当の形状比を含んだある程度広範囲に選定した形状パラメータの試験体を用いて基本挙動試験 (以下、挙動試験) 及びせん断曲げ座屈試験を実施した。

挙動試験は、線形範囲での試験体の基本的な変形挙動を明らかにすることを目的とし、試験条件は弾性範囲内でせん断変位を負荷した。

また、せん断曲げ座屈試験は詳細座屈解析法の検証を目的とし、試験条件は座屈前後の試験体挙動を明確につかめるように、負荷ステップを適宜調整しながらマニュアル操作にてせん断変位を負荷した。

ここで、試験温度の変化は材料定数の変化として扱えると考え、挙動試験及びせん断曲げ座屈試験とも室温で行うこととした。試験計測は荷重、変位、ひずみ及び試験体標点間変位について行った。

2-2 試験装置

S C F T は疲労試験機、加熱設備、内圧負荷設備、鋼製定盤、機枠等から成る大気中における構造物挙動試験装置である。このうち、試験体に荷重、変位負荷を与えるための疲労試験機は、加振機、制御設備、油圧設備からなる。S C F T の全体構成を F i g. 2-1 に示す。ただし、加熱炉は試験体が横置きの場合にのみ使用可能なのでこの図には示していない。S C F T では、試験体に軸方向伸縮、曲げ、せん断の各荷重を独立に負荷できるとともに、軸方向伸縮と曲げの複合及び軸方向伸縮とせん断の複合の荷重を繰り返し負荷することも可能である。また、試験体に圧力を負荷することや試験体を加熱した高温下での試験が可能である。

今回の試験では、負荷できるせん断荷重の限界値を高めるために、試験体を横置きにせず、座屈試験用治具を新たに製作し最大せん断曲げ荷重が 150 ton まで負荷できるように F i g. 2-2 に示すように試験体を縦置きにした構成で S C F T を使用することにした。

2-2.1 機構と制御

F i g. 2-2 に示すように、S C F T において試験体への変位負荷は、2 基の加振機 (3 基あるが試験体を縦置きとしたので C -act は未使用のため)、スライドベアリング、負荷軸アーム、試験体取付フランジを介して行うことができる。即ち、試験体へのせん断

曲げ変位の負荷は、水平方向伸縮用加振機Aにより行う。この時、垂直方向用加振機Bは、試験開始位置より高さがずれないように保持しておく。

また、試験体の取付及び取外しの際に、加振機Bで負荷軸アームを持ち上げて作業を行う。加振器Bは最大100mmまで上方に加振することができる。

SCFTでは以上に記した以外に、圧縮空気ポンペを圧力源とした試験体への内圧負荷、電気加熱炉による試験体への温度負荷が可能である。また、装置の故障、停電等の異常が生じた際には、試験体を保護するように装置全体が停止する。異常事象と停止までの各機器の動作（安全動作）の流れをFig. 2-3に示す。

2-2. 2 構成と能力

SCFTは制御部に電気、動力部に油圧を用いた電気油圧式のもので、これにより加振機Aは±125mm、加振機Bでは+0mm、-100mmを負荷することができる。SCFTの主仕様をTable 2-1に示す。

今回の座屈試験で使用していない機能として、加熱及び内圧負荷設備がある。

試験体を加熱するための加熱設備は、電気加熱炉と制御設備から成っており最高650℃まで昇温し、一定温度に保つことができる。

試験体に内圧を負荷するための内圧負荷設備は、圧縮空気ポンペ、減圧弁、流調弁、電磁弁、安全弁及び制御設備等から成る。これらにより最高9.8kg/cm²Gまで圧力を負荷することができる。

これらの他に油圧設備の油冷却用及び加熱炉内からの熱伝導遮断用の冷却設備（水を媒体とする）を備えている。

2-3 試験体

2-3. 1 試験体パラメータの選定

試験体パラメータは、FBR大型炉における原子炉容器等の主要薄肉構造物に対する適切な座屈解析法の開発という主目的の観点から、原型炉「もんじゅ」の炉容器の縮小モデル、実証炉の概念設計データを参考にタンク型炉及びループ型炉の縮小モデルを含めて形状比を選定した。

試験体半径は、試験装置の仕様及び試験体の製作性を考慮して250mmとした。

具体的な試験体形状範囲は、半径板厚比（ R/t ）が83～313（もんじゅ炉容器は $R/t=80$ 、実証炉は $R/t=80\sim200$ 程度）の範囲で、また長さ半径比（ L/R ）が、1.0～4.0（もんじゅ炉容器は $L/R=4.0$ 、実証炉は $L/R=1.0\sim4.0$ 程度）の範囲で変化させることとした。形状パラメータの分布状態をTable 2-2の下図に示す。

また、形状不整が座屈挙動にどのように影響するかを調べるため、 $R/t=208$ 、

L/R = 2.0 の形状について、円周方向に 6 波形状不整（軸方向形状不整）を加工した試験体と、長手方向に 2 波形状不整（周方向形状不整）を加工した試験体の 2 体を加えることとした。なお、形状不整の波形は長手方向及び円周方向ともに Sin 波形とした。周方向形状不整は、せん断座屈の変形モードを考慮して選んだ。軸方向形状不整は、軸方向の温度分布による熱変形で生じる可能性がある。これら 2 体の詳細形状は Fig. 2-4 (3), (4) に示す通りである。

さらに、座屈挙動に及ぼす試験体端部の拘束条件の影響を調べるため、R/t = 250, L/R = 2.0 の形状について、円筒殻端部とフランジ部の接続方法に、他の試験体で用いた TIG 溶接ではなくスリット付のくさびによるはめ板方式を用いた試験体を加えることとした。端部拘束条件の異なる試験体を製作した目的は、座屈強度に及ぼす TIG 溶接の影響を調べるためである。つまり、TIG 溶接した場合、溶接による残留応力、熱変形等が多少生ずることは避けられないが、このような端部の状態を解析でモデル化することは困難であり、座屈挙動への影響を論ずることは難しい。そこで、端部の接続に溶接を用いない試験体を製作することにより、溶接施工の有無による座屈挙動の変化を調べることとした。円筒殻端部とフランジ部の接続構造を Fig. 2-4 (1), (2) の詳細図に示す。以上のように試験体を選定した結果、Table 2-2 に示すように試験体総数は 13 体となった。

2-3.2 試験体仕様

試験体は、薄肉円筒部とフランジ部（端管部を含む）とから成る。薄肉円筒部はオーステナイト系ステンレス鋼 SUS 304 L 2 D 材をロール成形して、1 ヶ所縦シーム継手（TIG 溶接）を設けたものである。端管、フランジ部は、薄肉円筒と同様の SUS 304 L 2 D 材を機械加工により製作したものである。

試験体の仕様及び主要寸法を Table 2-2 に、試験体の形状・寸法を Fig. 2-4 (1)~(4) に示す。

また、製作中及び完成後の試験体検査として、素材ミルシートの検査、溶接部の非破壊検査（P. T 検査、放射線透過検査）、試験体寸法検査及び耐圧・気密検査を実施した。その結果、いずれの試験体についても JIS の基準値を満足していることを確認した。なお、試験体検査に関する詳細は、Appendix-I 「試験体の検査」に、材料定数は Appendix-II 「寸法・材料定数測定結果」に各々示す。

2-3.3 試験体の形状・寸法計測

試験体の形状・寸法をノギス、長尺により計測した。計測は試験体のせん断変位負荷方向を 0° ~ 180° とした時の、 0° , 90° , 180° 及び 270° 位置でのフランジ面間寸法及び試験体の標点間寸法を計測した。また、超音波板厚測定器を使用して 0° から 22.5° 毎に高さ 25 mm ピッチで試験体の板厚を計測した。試験体の内径は、長手

方向に125mmピッチ，円周方向に2点をインサイドマイクロメータを使用して計測した。試験体形状の測定結果をまとめてAppendix- II 「寸法・材料定数測定結果」に示す。

2-4 計 測

2-4.1 計測項目及び計測機器

挙動試験及びせん断曲げ座屈試験では、試験体にせん断変位を負荷し、その時のせん断荷重，変位，ひずみ及び変形形状を計測した。Fig. 2-5に計測系統図を、Table 2-3に使用した計測センサーの仕様を示す。

計測したデータは増幅器を経てデータ集録装置へ送り、磁気テープへデジタル値に変換して記録する。その磁気テープに記録したデータは大型コンピュータによって処理した。

2-4.2 荷 重

挙動試験，せん断曲げ座屈試験によって生じる荷重は、装置備え付けの荷重検出器（ロードセル）により計測した（荷重検出器の仕様はTable 2-3に示す）。荷重の極性は、加振機B側方向に負荷する場合を正，加振機C側方向に負荷する場合を負とした。

2-4.3 変 位

Fig. 2-6に変位計の配置図を示す。挙動試験，せん断曲げ座屈試験における試験体の負荷変位量には、試験体の上部及び下部に設置したひずみゲージ検出型ダイヤルゲージ（DG5，DG6）の差を用いた。ただし、CB500-3.0-01では、DG5，DG6を取り付けていなかったため、ひずみゲージ検出型棒状変位計（LV1）の値を用いた。

また、試験実施時の制御用として装置内蔵の変位検出器（差動トランス型）を使用した。

2-4.4 ひずみ

挙動試験，せん断曲げ座屈試験における試験体のひずみ量は、抵抗線型の室温用箔大ひずみゲージ及び箔ひずみゲージを試験体の内側に貼り付けることにより計測した。ひずみゲージの仕様をTable 2-3に、ひずみゲージの配置図を、Fig. 2-7(1)~(4)に示す。この図に示したように、ひずみゲージの貼り付け位置は、試験体の長さ毎に生ずるひずみが最も大きくなると予想される付近にひずみゲージが密集するように配慮して決定した。具体的には、せん断座屈が支配的になると予想される試験体では側面中央部付近、曲げ座屈が支配的になると予想される試験体では負荷方向下部付近である。ただし、軸方向に形状不整を持つCB500-1.2-01Vでは、軸方向のひずみ分布を測定できる

ように貼り付け位置を工夫した。

また、座屈挙動を把握するため周方向及び軸方向のひずみ分布も測定できるようにひずみゲージを配置した。

2-4.5 試験体の初期形状及び変形形状

試験体の初期形状及び変形形状を形状不整量計測装置 (C I M D) を使用して詳細に計測した。計測時期には、試験開始前、座屈直前、座屈直後、座屈変形がある程度進行した時 (または新たな変形が発生した時)、最大変位負荷時及び試験終了後を選んだ。

C I M D では、接触型の変位センサーを試験体に垂直にあててながら円周方向にまわすか、または長手方向に動かすことにより、円周方向については 1° 間隔、長手方向はプログラムにより任意の間隔で計測できる。C I M D の仕様を Fig. 2-8 に示す。

C I M D で計測した形状データを形状近似プログラム「SAXON」で処理することにより、解析モデルの作成 (メッシュジェネレータ) や形状の波数分析を行うことができる。Fig. 2-9 に変形形状の計測システムを示す。

なお、「SAXON」の概要については、Appendix- III で述べる。

2-5 試験方法及び試験条件の設定

2-5.1 概要

試験は、室温で実施し、挙動試験、せん断曲げ座屈試験の順に実施した。以下にそれぞれの試験方法と試験条件について述べる。

2-5.2 挙動試験

座屈試験を実施する前に、試験体のせん断変位に対する基本的な挙動を把握しておく必要がある。このため、試験体全体が弾性である範囲内においてせん断変位を静的に負荷し、その時のせん断荷重及びせん断変位を測定することにより、試験体のせん断ばね定数を求め、その値を F E M 解析結果と比較した。F E M 解析には、公称寸法に基づき作成した真円筒モデルを用いた。

挙動試験における最大負荷変位は、解析により得られたひずみ量を参考にて決定した。それを 3 ~ 5 S T E P に分割して負荷した。

また、最大変位負荷時に変形形状計測を行った。

2-5.3 せん断曲げ座屈試験

座屈試験は、試験体上端にせん断変位を静的に段階的に負荷していくことにより円筒殻がどのように座屈するかを調べるものである。

座屈試験における計測項目は、せん断荷重、せん断変位、長手方向ひずみ、円周方向ひずみ、及び対角線方向ひずみである。また、座屈挙動を特徴的に表すと考えられる座屈直前、座屈直後、座屈変形がある程度進行した時（または新たな変形が発生した時）及び最大変位負荷時のSTEPにおいてはCIMDを用いて試験体の変形形状を計測した。

負荷変位の間隔については、既存の簡易評価式により算出したせん断座屈荷重と、変位負荷による荷重増分、ひずみ増分及び試験体形状の目視による観察結果を参考にして、各STEP毎に適宜調節した。変位の負荷は、座屈後の荷重低下が安定するまで行い、その後荷重零の位置まで除荷して試験を終了した。（荷重零位置においても変形形状計測も行った。）

3 結果

本章では、試験により得られた結果を整理し、薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈挙動の特徴を明確にしていく。特に、挙動試験においてはせん断曲げばね定数に、せん断曲げ試験においては荷重-変位関係、変形形状及びひずみ分布状態の3項目に着目し、座屈挙動と円筒殻形状の関係を検討した。円筒殻形状の違いによる座屈挙動を検討するために、座屈モードに影響すると考えられる L/R 及び材料の塑性化に影響すると考えられる R/t をパラメータとして選び用いた。また、初期形状不整及び端部拘束条件の座屈挙動への影響についても検討を加えた。なお、本文中で特に用いなかった試験結果については、その荷重-変位関係をAppendix- IVに示すこととした。

3-1 挙動試験

Table 3-1に、挙動試験から求めた試験体のせん断曲げばね定数を公称寸法に基づき作成した真円筒モデルを用いたFEM解析結果と比較し示す。この表に示したように、試験結果と解析結果の比は試験体毎に0.5~1.2と大きくばらついている。このようなばらつきは、真円を仮定した解析モデルと実際の試験体形状との相違(特に軸方向形状の相違)が試験体毎に異なっていることに起因していると考えられる。ただし、CB500-3.0-01のせん断曲げばね定数が解析結果の1/2程度の値になったのは、この試験体だけが変位として試験体実変位ではなく負荷軸変位を用いたことが原因である。次に、せん断曲げばね定数に及ぼす形状パラメータ、形状不整及び端部拘束条件の影響を調べるため、挙動試験及びFEM解析から求めた荷重-変位関係を比較し示す。

Fig. 3-1(1)は、 $R/t = 167$ の場合のせん断曲げばね定数に及ぼす L/R の影響を示した図である。ここで、 $L/R = 1.0, 2.0$ 及び 4.0 である。この図に示したように、せん断曲げばね定数は L/R が増加するとともに小さくなっている。これは、 L/R が増加するとともにレバーが長くなるためである。Fig. 3-1(2)は、 $L/R = 4.0$ の場合のせん断曲げばね定数に及ぼす R/t の影響を示した図である。ここで、 $R/t = 313, 208$ 及び 167 である。この図に示したように、せん断曲げばね定数は R/t が増加するとともに小さくなっている。これは、 R/t が増加するとともに板厚(t)が増加するためである。Fig. 3-1(3)は、 $R/t = 208, L/R = 2.0$ の場合のせん断曲げばね定数に及ぼす初期形状不整の影響を示した図である。この図に示したように、せん断曲げばね定数は軸方向2波の形状不整加工をした場合小さくなるが周方向6波の形状不整を加工した場合はほとんど差がない。これは、この形状の円筒殻のせん断曲げばね定数が主に曲げ剛性によって決定されるためである。Fig. 3-1(4)は、 $R/t = 250, L/R = 2.0$ の場合のせん断曲げ定数に及ぼす端部拘束条件の影響を示した図である。この図によると、スリット構造試験体の方が全体的に若干値は小さいものの、ここで示した挙動範囲において両者の傾きにはほとんど差がない。このことから、端部拘束条件はせん断曲げばね定数にはほとんど影響しないと判断した。

以上述べたように、弾性域における薄肉円筒殻のせん断荷重に対する剛性が把握できた。ここで得られた結果に基づき、せん断曲げ座屈試験の負荷ステップを決定した。

3-2 せん断曲げ座屈試験

3-2.1 座屈挙動に及ぼすL/Rの影響

Photo. 3-1(1)~(3)に、 $R/t = 167$ 、 $L/R = 1.0$ 、 2.0 及び 4.0 の場合の座屈後の試験体変形状写真を比較し示す。この写真より、 $L/R = 1.0$ では、試験体側面(90°、270°)中央部に斜めの皺が2、3波生じているのに対し、 $L/R = 4.0$ の場合では、負荷方向(180°)下部を中心とした数箇所凹凸が生じていることが分かる。 $L/R = 4.0$ の試験体において、凹凸があるのは高さ(Z) = 30~80mm程度の限られた領域であるので、変形した試験体全体の形状は丁度象の脚のように見える。また、 $L/R = 2.0$ の場合では、270°中央部の斜めの皺と180°下部付近の膨らみの両方が生じていることが分かる。180°下部は曲げモーメントによる圧縮応力が最大となるのに対し、90°及び270°中央部はせん断荷重によるせん断応力が最大となる点であることから、 $L/R = 1.0$ ではせん断支配型、 $L/R = 4.0$ では曲げ支配型の座屈であると判断した。また、 $L/R = 2.0$ では両方のモードの座屈が生ずることが分かった。つまり、 L/R は座屈モードに影響し、これが増加するとともに座屈モードはせん断支配型から曲げ支配型に変化することになる。ここでは示さなかったが、 $R/t = 208$ の場合にも L/R の影響は同様な傾向を示した。Fig. 3-2(1)~(3)に、 $R/t = 167$ 、 $L/R = 1.0$ 、 2.0 及び 4.0 の場合の座屈後の試験体変形状をCIMDにより計測した結果を比較し示す。図中、初期形状からの変形は5倍に誇張して表示した。この図に示したように、Photo. 3-1(1)~(3)に示したような複雑な変形状をCIMDを用いることにより詳細に測定できることが確認できた。今後、試験体の変形状は、ここで示したようなCIMD計測結果によって示すこととする。

次に、 L/R により荷重-変位関係がどのように変化するかを調べた結果を示す。

Fig. 3-3に、 $R/t = 167$ の場合の負荷せん断変位とその時生じたせん断荷重の関係を、縦軸に荷重(Q)、横軸に変位(δ)をとって示す(以下、この様な図を荷重-変位図と略す)。図中、 L/R は、Fig. 3-2と同様1.0、2.0及び4.0の3種類である。 $L/R = 1.0$ の場合、 δ が増加するとQは直線的に増加するが、その後局部的な塑性のため増加の傾きは鈍る。そして、あるピーク荷重(座屈荷重: Q_{cr})に達した後急激に減少する。Qの減少傾向は δ の増加とともに緩やかになっていく。 $L/R = 2.0$ 及び 4.0 の場合でもほぼ同様な傾向が見られるが、 L/R が増加すると初期剛性及び Q_{cr} は低下し座屈変位(δ_{cr})は逆に増加する傾向がある。さらに、 $L/R = 2.0$ ではQが2段階で低下している。荷重-変位関係がこのように複雑な形となったのは、この試験体においてせん断と曲げという2つのモードの座屈が続いて生じたことに起因するものである。

また、 L/R により座屈後の Q_{cr} の低下傾向も変化しているようである。しかし、円筒殻形状によって Q_{cr} 及び δ_{cr} が異なるため、この図から直接荷重低下傾向の緩急を断言することはできない。そこで、Fig. 3-3に示した荷重-変位関係を、試験体個々の δ_{cr} の3倍の変位($3\delta_{cr}$)及びその時の荷重($Q_{3\delta_{cr}}$)で無次元化した結果をFig. 3-4に示す。荷重及び変位の無次元化に $3\delta_{cr}$ 時の値を選んだのは、各試験体とも $3\delta_{cr}$ 程度変形すると荷重低下傾向は安定していることから、充分安定な変形形状に到達していると判断したからである。この図より、 L/R の増加により荷重増加傾向は変化しないが、座屈後の荷重低下傾向は急になっていることが分かる。つまり、 L/R は座屈に至るまでの円筒殻の塑性域の拡がりにはあまり影響しないが、円筒殻の座屈モードに影響すると書える。

3-2. 2 座屈挙動に及ぼす R/t の影響

Fig. 3-5(1)~(2)に、 $L/R=4.0$ 、 $R/t=167$ 、 208 及び 313 の場合の座屈後変形形状を比較し示す。この図より、 L/R が等しい場合、 R/t が異なっても座屈時に生ずる変形パターンはほぼ等しいことが分かる。つまり、 R/t は、座屈モードの変化にはほとんど影響しない。しかし、座屈変形の生じている位置は、各試験体毎に微妙にずれている。この原因は、試験体製作時に生じた初期形状不整の相違であろう。

次に、荷重-変位関係に及ぼす R/t の影響について検討する。Fig. 3-6に、 $L/R=4.0$ 、 $R/t=167$ 、 208 及び 313 の場合の荷重-変位関係を比較し示す。この図に示したように、荷重-変位線図の形はほぼ等しいが、 R/t が増加するとともに荷重及び変位は全体的に小さくはなっている。そこで、荷重-変位線図の形を比較するために、Fig. 3-4と同様、Fig. 3-6を試験体個々の $3\delta_{cr}$ 及び $Q_{3\delta_{cr}}$ を用いて無次元化した。その結果をFig. 3-7に示す。この図より、無次元化した荷重-変位関係は R/t によらずほぼ同様な傾向を示していることが分かる。これらの結果より、 L/R が等しい場合生ずる座屈モードは同じであり、荷重-変位関係もほぼ同様な傾向を示すことが確認できた。また、 R/t が増加するとともに Q_{cr} が比例限に近づいていくことから、 R/t が大きくなるほど座屈に至るまでに塑性化する領域は減少し弾性座屈に近づいていくことが分かった。

3-2. 3 座屈挙動に及ぼす初期形状不整の影響

Fig. 3-8(1)~(3)は、 $R/t=208$ 、 $L/R=2.0$ の場合について、(1)形状不整を加工していない試験体、(2)円周方向に6波形状不整(周方向形状不整)を加工した試験体及び(3)軸方向に2波形状不整(軸方向形状不整)を加工した試験体の座屈後変形形状を比較し示した図である。初期形状不整量の最大値はどちらの試験体とも半径の約1% (板厚の約4倍)である。この図に示したように、いずれの試験体においてもせん断座屈による変形が主要な変形となっているが、変形的位置や大きさは試験体毎に異なっており、

初期形状不整と座屈後変形状の明確な関係はつかめなかった。

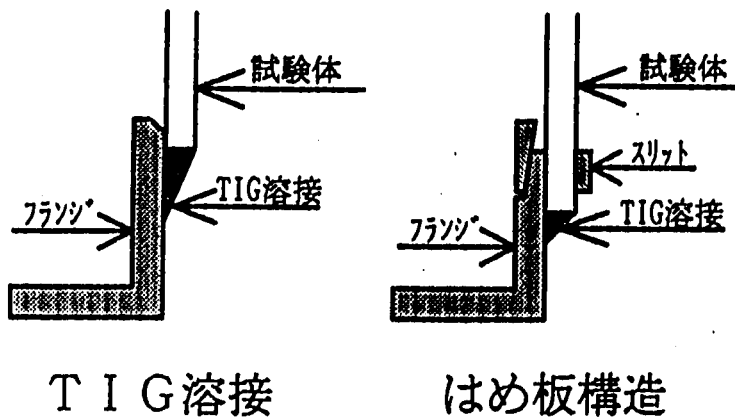
Fig. 3-9は、Fig. 3-8と同様な $R/t=208$ 、 $L/R=2.0$ の場合における、荷重-変位関係に及ぼす初期形状不整の影響を示した図である。この図より、上記のような初期形状不整が存在すると Q_{cr} は約7.8%程度減少することが分かる。しかし、この減少量は不整量（板厚の3倍以上）の大きさからすると小さな値である。 Q_{cr} の減少量がこのように小さくなった理由は、製作時に加工した形状が座屈時に生ずる変形状とは異なっているためではないかと考えられる。そこで、Fig. 3-8(1)をもう一度見直してみると、形状不整を加工していない試験体の変形は斜めの皺として表れるせん断座屈変形が大きく曲げ座屈変形は小さいことが分かる。したがって、軸方向の形状不整は座屈荷重にあまり影響しないことがまず考えられる。次に、座屈直後（ $\delta = \delta_{cr}$ ）の変形状を波数分析した結果をFig. 3-10に示す。この図は、 $Z=250$ mmにおける断面変形状を三角関数で近似した場合の三角関数の周期と振幅の関係を、波数（ N ）と波高（ h ）として表した図である。また、参考として初期形状についての波数分析結果も図中に示す。この図を見ると、(1)の形状不整を加工していない試験体では $N=10$ 前後で h が最大となっていることが分かる。よって、この座屈モードと異なる周方向6波（ $N=6$ ）の形状不整では、 Q_{cr} の減少する割合は小さくなったものと考えられる。今後、円筒殻の座屈荷重に及ぼす初期形状不整をさらに検討する場合には、その試験体の座屈モード及び座屈後変形状を予め考慮した形状不整付き試験体を製作する必要がある。

3-2.4 座屈挙動に及ぼす端部拘束条件の影響

Fig. 3-11(1)~(2)は、 $R/t=250$ 、 $L/R=2.0$ の場合について、試験体端部とフランジの接続方法にTIG溶接を用いた試験体とスリット付きのくさびによるはめ板構造を用いたものの座屈後変形状を比較し示した図である。この図に示したように、端部拘束条件が変わっても、変形状はほとんど変化していない。

Fig. 3-12は、Fig. 3-11と同様、 $R/t=250$ 、 $L/R=2.0$ の場合における、荷重-変位関係に及ぼす端部拘束条件の影響を示した図である。この図に示したように、試験体端部とフランジの接続方法がTIG溶接からスリット付きのくさびによるはめ板構造に変わることにより Q_{cr} は約5%増加しているが、荷重-変位関係全体の形はほぼ等しい。はめ板構造を用いることにより、TIG溶接による円筒殻固定断面の微妙な凹凸を抑えることができ、かつ試験体端部が固定支点となり試験体の回転を抑制できるようになったことにより、 Q_{cr} が増加したと考えられる。

なお、参考までに、TIG溶接とはめ板構造の概略を以下に示す。



端部拘束条件概略図

4 考察

4-1 曲げ座屈及びせん断座屈の特徴

ここでは、 $R/t = 167$ の場合を代表例として、曲げ及びせん断座屈の特徴について考察する。

4-1.1 曲げ座屈

Fig. 4-1(1)~(4)に、曲げ座屈が生じた $R/t = 167$, $L/R = 4.0$ の試験体について、負荷変位 (δ) の増加による試験体形状の変化の様子を CIMD 計測結果で示す。ここで選んだ計測時点は、初期形状 ($\delta = 0.0$), 座屈直後 ($\delta = \delta_{cr}$), 座屈変形がある程度進行した (または新たな変形が発生した) 時点 ($\delta = 2\delta_{cr}$), 及び形状計測が可能な最大の変位を負荷した時点 ($\delta = \delta_{max}$) の4点とした。この図より、この試験体では座屈時にまず 180° 下部付近に1箇所膨らみができ、さらに負荷変位が増加するとこの膨らみが増大するとともに新たな膨らみはその左右に生じていくことが分かる。また、試験体の他の部分 (例えば側面中央部等) には顕著な変形は生じない。

以上の結果より、曲げ座屈の場合は 180° 下部で最大となる曲げモーメントによる軸方向圧縮応力により座屈することが分かった。

そこで、この曲げモーメントによる影響が顕著に表れると予想される軸方向圧縮応力に着目する。ただし、試験では応力を直接測定することはできないので、試験体各部の軸方向ひずみを測定しその結果から軸方向圧縮応力の分布状態を推察することとした。

Fig. 4-2に、 $R/t = 167$, $L/R = 4.0$ の試験体について、 $\delta = 0.0$, δ_{cr} , $2\delta_{cr}$, 及び δ_{max} におけるの軸方向ひずみ (ϵ_m) の軸方向分布 ($\theta = 180^\circ$) を示す。この図に示したように、 δ が増加するとともに試験体下部の ϵ_m は圧縮側に増加し、かつ ϵ_m が最大となる位置は上部にずれていく。座屈時には、特に $Z = 30\text{ mm}$ における軸ひずみ ($\epsilon_{m30-180}$) が急激に変化している。

Fig. 4-3に、 $Z = 30\text{ mm}$ における軸ひずみ (ϵ_{m30}) の周方向分布を示す。この図より、 $\delta = \delta_{cr}$ において $\theta = 210^\circ$ における圧縮ひずみ ($\epsilon_{m30-210}$) が最大になっていることが分かる。圧縮ひずみが最大となる点が 180° でないのは、製作時に生じた初期形状不整により曲げモーメントにより軸方向圧縮応力が最大となる角度がずれたためと考えられる。

次に、 $\epsilon_{m30-210}$ と δ の関係を Fig. 4-4 に示す。この図より、 $\delta = \delta_{cr}$ 近傍において $\epsilon_{m30-210}$ は 0.6% から 1.6% へ急激に増加しており、この局部的に生じた急激な変形によりこの円筒殻は座屈したことが確かめられた。

また、変形の進行に伴う波数分析結果 ($Z = 30\text{ mm}$) の推移を Fig. 4-5 に示す。この図より、曲げ座屈では座屈時に $N = 7 \sim 9$ (波) の変形が主として生ずることが分かる。したがって、座屈防止の観点から、試験体下部にこのようなモードの初期形状不整が存在する場合は、この形状の円筒殻にとって最も厳しい条件となる。

4-1.2 せん断座屈

Fig. 4-6 (1)~(4)に、せん断座屈が生じた $R/t = 167$, $L/R = 1.0$ の試験体について、負荷変位(δ)の増加による試験体形状の変化の様子をCIMD計測結果で示す。ここで選んだ計測時点は、曲げ座屈の場合と同様、 $\delta = 0, 0, \delta_{cr}, 2\delta_{cr}$ 及び δ_{max} の4点とした。この図より、この試験体では座屈時にまず 90° 及び 270° 中央部に斜めの皺が生じ、その後両方の皺が成長するとともにそれらの両側に新たな皺が生じていくことが分かる。そして、側面部の皺が成長した結果として、 180° 下部に曲げ座屈変形が生ずることが観察された。

以上の結果より、せん断座屈の場合は 90° 及び 270° 中央部で最大となるせん断応力により座屈することが分かった。

そこで、せん断応力による影響が顕著に表れると予想される $Z = 125$ mmにおける周方向ひずみ(ϵ_θ)の周方向分布を調べることにより、せん断応力の分布状態を考察することとした。実際、試験体の各部に生ずる最大のひずみ(主ひずみ)は各部毎に異なる方向に生ずるが、その角度は曲げモーメントとせん断力の相互作用により変化するため、試験前に予想し計測することは難しい。よって、ここでは、せん断応力の分布状態を考察するために ϵ_θ を用いることとした。

Fig. 4-7に、 $R/t = 167$, $L/R = 1.0$ の試験体について、 $\delta = 0, 0, \delta_{cr}, 2\delta_{cr}$ 及び δ_{max} におけるの周方向ひずみ(ϵ_θ)の周方向分布($Z = 125$ mm)を示す。この図に示したように、 ϵ_θ の絶対値は δ が増加するとともに全体的に増加し、特に $\theta = 90^\circ$ における圧縮ひずみ($\epsilon_{\theta=90}$)が座屈時に急激に増加している。また、 δ_{cr} を超えた範囲では、 $\theta = 270^\circ$ 付近の周方向ひずみも大きく変化している。ここで、円筒殻の左右でひずみ量が不均等になっていることや、周方向ひずみが最大となる位置が予測($90^\circ, 270^\circ$)と一致していないのは、試験体製作時に生じた初期形状不整によるものであろう。

次に、 ϵ_θ と δ の関係について検討する。Fig. 4-8に、 $\epsilon_{\theta=90}$ と δ の関係を示す。この図に示したように、 $\epsilon_{\theta=90}$ は、 δ とともに増加し、 $\delta = \delta_{cr}$ 近傍において0.3%から2.0%に急激に変化している。よって、この試験体においては座屈時に 90° 付近で局所的な変形が生じたことが確かめられた。

Fig. 4-9に、変形の進行に伴う波数分析結果($Z = 125$ mm)の推移を示す。この図より、せん断座屈では座屈時に10~12波の変形が主として生ずることが分かる。したがって、座屈防止の観点から、このような試験体中央部に10~12波の初期形状不整が存在する場合は、この形状の円筒殻にとって最も厳しい条件となると予想される。以上述べたように、円筒殻形状(L/R)により生ずる座屈モードは変化し、生じた座屈モードにより、着目すべきひずみの方向や位置も異なったものとなる。特に、初期形状不整の影響は、その大きさや位置だけではなくその円筒殻の形状パラメータから予想される座屈モードにより変化するので、円筒殻を設計する場合には座屈モードに対する配慮が重要となる。また、 $L/R = 2.0 \sim 3.0$ の範囲では、せん断と曲げの両方のモードの

座屈がほぼ同時に生じ、各座屈モードが互いに影響し合うことが予想される。この場合、座屈荷重を単独の座屈モードのみを考慮し、評価して良いものかどうか不明である。

今後は、この点について検討していく必要があるであろう。

4-2 座屈荷重と円筒殻形状の関係

ここでは、座屈荷重を円筒殻形状により決まる形状パラメータで整理することにより、座屈荷重と円筒殻形状の関係について検討していく。

Table 4-1 に、本試験で得られた座屈荷重 (Q_{cr}) をまとめて示す。この表には、各円筒殻の形状パラメータも合わせて示した。

Fig. 4-10 に、 Q_{cr} に及ぼす L/R の影響を示す。この図では、横軸に L/R をとり $R/t (= 83 \sim 313)$ をパラメータとして Q_{cr} を整理した。図中には、軸方向 2 波及び周方向 6 波の形状不整を加工した試験体 (図中 ○, ● で示す) や試験体端部とフランジ部の接続方法にスリット付きくさびによるはめ板構造を用いた試験体 (図中 ■ で示す) のデータも合わせて示した。また、座屈強度に及ぼす塑性の影響について、試験データの傾向から定めた経験則⁽³⁾ を用いることなく、Gerard⁽⁴⁾ の方法にならない理論的に評価することにより求めた塑性座屈荷重 ($Q_{cr,p}$) を合わせて示した。ここで、 $Q_{cr,p}$ は以下に示す式 (4-1) ~ 式 (4-7) で与えられる。⁽⁵⁾

$$Q_{cr,p} = \min (Q_{cr,b}, Q_{cr,s}) \quad \dots \dots \dots (4-1)$$

$$Q_{cr,b} = \sigma_{cr,b} \frac{\pi R^2 t}{L} \quad \dots \dots \dots (4-2)$$

$$Q_{cr,s} = \tau_{cr,s} \pi R t \quad \dots \dots \dots (4-3)$$

$$\sigma_{cr,b} = \eta_c \sigma_{cr} \quad \dots \dots \dots (4-4)$$

$$\tau_{cr,s} = \eta_s \tau_{cr} \quad \dots \dots \dots (4-5)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{1}{\{3(1-\nu^2)\}^{1/2}} \frac{E t}{R} \quad \dots \dots \dots (4-6)$$

$$\tau_{cr} = 0.07708 \frac{\pi^2 E}{(1-\nu^2)^{1/2}} \left(\frac{R}{t}\right)^{-5/4} \left(\frac{L}{R}\right)^{-1/2} \quad \dots \dots \dots (4-7)$$

上式中の η_1 、 η_2 は、それぞれ軸圧縮及びせん断座屈強度に対する塑性の影響を表す塑性低減係数であり材料定数から求まる。 γ は円筒殻断面内の非線形応力分布を考慮した曲げ係数であり、材料定数及び円筒殻形状から求まる。これらの係数の算出には文献(5)の方法を用いた。また、計算に用いた材料定数には、以下の値を用いた。

ヤング率 : $E = 20000 \text{ kg/mm}^2$

ポアソン比 : $\nu = 0.266$

0.2%耐力 : $\sigma_{0.2} = 30 \text{ kg/mm}^2$

Ramberg-Osgoodタイプの : $n = 10$

応力-ひずみ式の指数

Fig. 4-10に示したように、 R/t が等しい場合 L/R が増加するとともに Q_{cr} は減少する。 L/R の増加にともなう Q_{cr} の減少傾向は、いずれの R/t についても $Q_{cr,0}$ によりほぼ説明できる。試験体によっては Q_{cr} と $Q_{cr,0}$ の差が大きくなっているが、これは主に初期形状不整が原因だと考えられる。また、先に述べたように形状不整加工により Q_{cr} は7~8%程度小さくなっている。さらに、端部拘束条件により Q_{cr} は5%程度変化している。Fig. 4-11に、 Q_{cr} に及ぼす R/t の影響を示す。この図では、横軸に R/t をとり $L/R (= 1.0 \sim 4.0)$ をパラメータとして Q_{cr} を整理した。図中には、Fig. 4-10と同様、形状不整を加工した試験体(図中○、●で示す)やスリット付きはめ板構造を用いた試験体(図中■で示す)のデータ及び、 $Q_{cr,0}$ を示した。この図より、 L/R が等しい場合 R/t が増加するとともに Q_{cr} は減少することが分かる。 Q_{cr} の分布は、 $R/t < 167$ の領域では $Q_{cr,0}$ によって説明できるが、 R/t が増加するとともに $Q_{cr,0}$ と Q_{cr} の差は大きくなっていく。これは、 R/t が増加すると生ずる座屈は弾性座屈に近づくため、座屈荷重は初期不整の影響を受けやすくなる⁽¹⁾ことに起因していると考えられる。また、 R/t が等しい場合、 L/R が小さくなるとともに $Q_{cr,0}$ と Q_{cr} の差は大きくなる事が分かる。これは、 L/R が小さくなりせん断座屈支配型に近づくほど、座屈に至るまでに塑性化する領域が減少する(弾性座屈に近づく)ためではないかと考えられる。

以上示した Q_{cr} と形状パラメータの関係から、円筒殻のせん断曲げ座屈に対する簡易評価法を開発する場合に注意すべき事項をまとめると以下ようになる。

- (1) Q_{cr} は L/R 及び R/t が増加するとともに減少する。つまり、 Q_{cr} はこれらのパラメータに対し負の依存性を持つことになり、その傾向は $Q_{cr,0}$ によってある程度説明できる。
- (2) 試験体に形状不整加工することにより Q_{cr} は減少する。したがって、製作時に生ずると予想される初期形状不整による Q_{cr} の減少割合を評価式に取り入れる必要がある。ただし、今回の試験では形状不整を加工した試験体の形状パラメータは1種類だけであるため、初期不整の影響と形状パラメータの関係について論ずることはできない。また、形状不整量も直径に対し1%と一定であったので、不整量の影響についても今後の課題である。

- (3) 形状パラメータが等しい場合であっても、端部拘束条件によって $Q_{0.1}$ は変化する。したがって、評価式を作成する場合に、対象とする円筒殻の端部構造の違いによる $Q_{0.1}$ のばらつきを予め考慮しておく必要がある。

今回の試験においては、円筒殻材料をSUS304L鋼で統一した。材料を統一したのは、材料特性を等しくして座屈挙動に及ぼす円筒殻形状の影響を明確にするためである。したがって、今まで述べてきた結果には、材料特性に関する記述は無かった。しかし、4章で示した簡易評価式からわかるように、材料の違いは材料定数の変化として評価に取り入れることが可能である。したがって、本研究により得られた知見は、他の材料の薄肉円筒殻の座屈に対しても応用可能であると考えられる。今後は、この点についても検討を加えていきたい。

5 結言

SUS304L鋼製薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験を実施し、座屈挙動に及ぼす円筒殻形状、初期形状不整及び端部拘束条件の影響について検討した。また、せん断座屈及び曲げ座屈の特徴を明らかにするとともに、円筒殻のせん断曲げ座屈に対する簡易評価法を作成する上で考慮すべき事項を抽出した。

以下に、本研究で得られた知見をまとめて示す。

- (1) 曲げ座屈変形は負荷方向の円筒殻下部の膨らみとして、せん断座屈変形は側面中央部の斜めの皺として現われる。
- (2) 円筒殻の長さ半径の比 (L/R) が増加するとともに、生ずる座屈モードはせん断座屈から曲げ座屈に移行する。両者の境界は $L/R = 2.0$ である。
- (3) 円筒殻の半径板厚の比 (R/t) が増加するほど、座屈に至るまでに塑性する領域は減少し、生ずる座屈は弾性座屈に近づく。
- (4) 円筒殻に半径の1%程度の形状不整が存在する場合、座屈荷重 (Q_{cr}) は7% (軸方向2波) ~ 8% (周方向6波) 低下した。 Q_{cr} の低下量は、座屈モードによる変形形状と形状不整パターンの関係により変化する。
- (5) 円筒殻端部の接続方法にTIG溶接を用いた場合とはめ板構造を用いた場合の Q_{cr} を比較すると、溶接の方が約5%小さくなる。
- (6) L/R 及び R/t が増加するとともに Q_{cr} は低下し、その傾向は塑性の影響を考慮した簡易評価式から求めた座屈荷重 ($Q_{cr,0}$) でほぼ説明できる。今後、円筒殻のせん断曲げ座屈に対する簡易評価式を高度化していくためには、塑性の影響に加え初期形状不整及び端部拘束条件の影響について検討していくことが必要である。

謝 辞

本試験の実施及び試験データの処理にあたっては、東興機械工業㈱の金子友好，河野
勇，根本 一美，大和 進，深作 博の諸氏の御協力よるところが大きい。
ここに記して、謝意を表します。

参考文献

- (1) NACA; Buckling of thin-walled circular cylinder, SP-8007, Sep. (1965).
- (2) N. Yamaki; Elastic stability of circular cylindrical shells, North-Holland series in Applied Mathematics and Mechanics, (1984).
- (3) S. Matsuura, H. Nakamura, S. Ogiso, Y. Ooka and H. Akiyama; Buckling strength evaluation of FBR main vessels under lateral seismic loads, SMiRT11, (1991).
- (4) G. Gerard; Compressive and torsional buckling of thin-wall cylinders in yield region. NACA Technical Note No. 3726, (1956).
- (5) PNC ZN9410 91-346 ; 薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈簡易評価法の開発 , 1991年9月.
- (6) S. Gellin; Buckling of cylindrical shells in the plastic range. Thesis for Harvard University, Nov. (1976).

Table2-1 Main specification of S C F T.

Detector and Instrumentation	Object	Maker	Type	Specification
Load Cell	A-actuator	Shimazu Corporation	SFL - 150	Capacity : 0 ~ ± 150 (ton) Non Linearity : ± 2 (%) Hysteresis : ± 2 (%)
	B. C-actuator	Shimazu Corportion	SFL - 20	Capacity : 0 ~ ± 20 (ton) Non Linearity : ± 2 (%) Hysteresis : ± 2 (%)
Displacement Transducer	Displacement of A-actuator	Shimazu Corportion	LVDT	Capacity : 0 ~ 125 (mm) Non Linearity : ± 1 (%)
	Displacement of B-actuator	Shimazu Corporation	LVDT	Capacity : 0 ~ ± 50 (mm) Non Linearity : ± 1 (%)
	Displacement of Measure Detail	Kyowa Elect. Kyowa Elect.	DT 100	Capacity : 0 ~ 50 (mm) Non Linearity : ± 0.5 (%)
DG 20			Capacity : 0 ~ ± 10 (mm) Non Linearity : ± 0.2 (%)	
Pressure Transducer	Internal Pressure	Kyowa Elect.	PH - 10 KA	Capacity : 0 ~ 10 (kg/cm ²) Non Linearity : 0.4 (%FS)
Strain Gage	Strain	Kyowa Elect.	KFE - 5 - D16	Gage Length : 5 (mm)
		Kyowa Elect.	KFC - 1 - D17	Gage Length : 1 (mm)
Strain Amplifier	Strain	Kyowa Elect.	DPM - 310 A 310 AM	Sensitivity : 0.2 (V) Linearity : ± 0.2 (%)
Data Acquisition System	Data	Texas Ins.	DS 990 Mode 120	Input Channel : Max. 128 Sampling rate : Min. 10msec

Table 2-2 Specification of Circular Cylindrical Shell.

Test Piece No.	R, mm	t, mm	L, mm	R/t	L/R	Remarks
CB500-0.8-01	250	0.8	1000	313	4.0	
CB500-1.0-01	250	1.0	500	250	2.0	
CB500-1.0-02	250	1.0	500	250	2.0	with slit edge
CB500-1.0-03	250	1.0	1000	250	4.0	
CB500-1.2-01	250	1.2	250	208	1.0	
CB500-1.2-02	250	1.2	500	208	2.0	
CB500-1.2-03	250	1.2	1000	208	4.0	
CB500-1.2-01H	250	1.2	500	208	2.0	with circumferential imperfection(6waves)
CB500-1.2-01V	250	1.2	500	208	2.0	with axial imperfection(2waves)
CB500-1.5-01	250	1.5	250	167	1.0	
CB500-1.5-02	250	1.5	500	167	2.0	
CB500-1.5-03	250	1.5	1000	167	4.0	
CB500-3.0-01	250	3.0	1000	83	4.0	

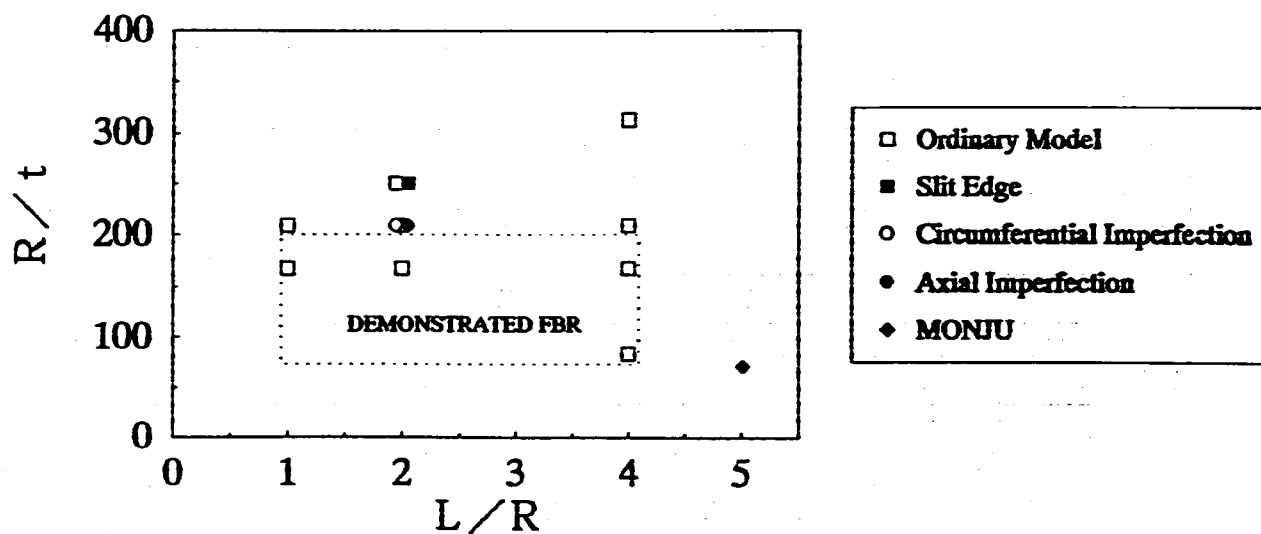
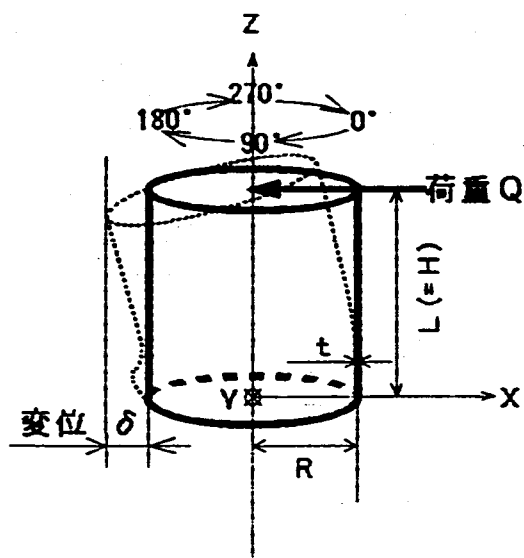
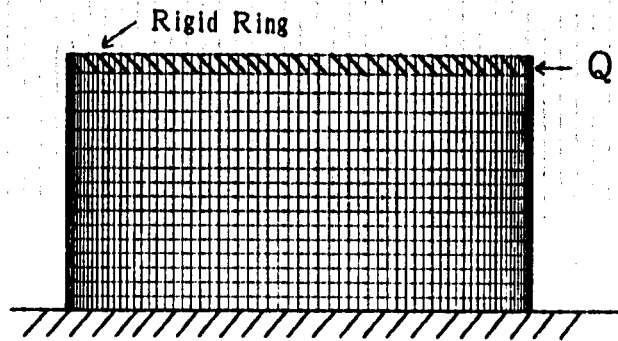


Table2-3 Specification of transducers.

		Specification	Instrument	Control Method
Displacement	Axial Disp	± 125 mm MAX	Electric - Hydraulic Fatigue Test Machine	Closed Loop Control by Servo Mechanism with CPU
	Bending Angle	± 10 deg MAX		
	Shearing Disp.	> 100 mm MAX		
Force	Axial Force	+ 80 ton MAX - 150 ton		
	Bending Moment	± 10 ton · m MAX		
	Shearing Force	± 20 ton MAX		
Pressure	Internal Pres.	9.8kg/cm ² G MAX	Air Gas Cylinder	PID Control
	Loading Speed	0.5kg/cm ² /min		
Temperature	Temperature	650°C MAX	Electric Furnace	PID Control
	Distribution	± 10°C MAX		
	Electric Capacity	140kW MAX		
Specimen	Diameter	1200 φ mm MAX		
	Length	1000 mm MAX		

Table 3-1 Summary of Shear Spring Constant.

Test Piece No.	Shear Spring Constant (kg/mm)		K _{exp} K _{exp}
	Test Result K _{exp}	FEM Analysis K _{exp}	
CB500-0.8-01	1 9 2 4	1 6 0 8	1. 1 9 7
CB500-1.0-01	7 8 4 5	8 1 7 4	0. 9 6 0
CB500-1.0-02	6 8 5 8	8 1 7 4	0. 8 3 9
CB500-1.0-03	2 0 2 5	2 0 1 2	1. 0 0 6
CB500-1.2-01	2 0 4 8 2	2 6 3 9 6	0. 7 7 6
CB500-1.2-02	8 9 0 7	9 8 1 7	0. 9 0 7
CB500-1.2-03	2 5 2 8	2 4 1 7	1. 0 4 6
CB500-1.2-01H	8 3 0 5	9 8 1 7	0. 8 4 6
CB500-1.2-01V	7 5 6 8	9 8 1 7	0. 7 7 1
CB500-1.5-01	3 0 4 6 7	3 3 0 1 4	0. 9 2 3
CB500-1.5-02	1 1 4 5 6	1 2 2 8 8	0. 9 3 2
CB500-1.5-03	3 0 1 4	3 0 2 6	0. 9 9 6
CB500-3.0-01	3 1 2 6	6 1 0 1	0. 5 1 2



FEM MODEL

Table 4-1 Summary of Shear Buckling Load(Q_{cr}).

Test Piece No.	R, mm	R/t	L/R	Q _{cr} , kg
CB500-0.8-01	2 5 0	3 1 3	4. 0	2 4 5 0
CB500-1.0-01	2 5 0	2 5 0	2. 0	7 6 0 0
CB500-1.0-02	2 5 0	2 5 0	2. 0	8 0 1 0
CB500-1.0-03	2 5 0	2 5 0	4. 0	4 5 0 0
CB500-1.2-01	2 5 0	2 0 8	1. 0	1 1 7 5 5
CB500-1.2-02	2 5 0	2 0 8	2. 0	1 0 5 0 5
CB500-1.2-03	2 5 0	2 0 8	4. 0	4 9 9 5
CB500-1.2-01H	2 5 0	2 0 8	2. 0	9 6 5 0
CB500-1.2-01V	2 5 0	2 0 8	2. 0	9 7 9 0
CB500-1.5-01	2 5 0	1 6 7	1. 0	1 9 4 6 0
CB500-1.5-02	2 5 0	1 6 7	2. 0	1 6 0 5 0
CB500-1.5-03	2 5 0	1 6 7	4. 0	8 5 5 0
CB500-3.0-01	2 5 0	8 3	4. 0	2 0 0 3 0

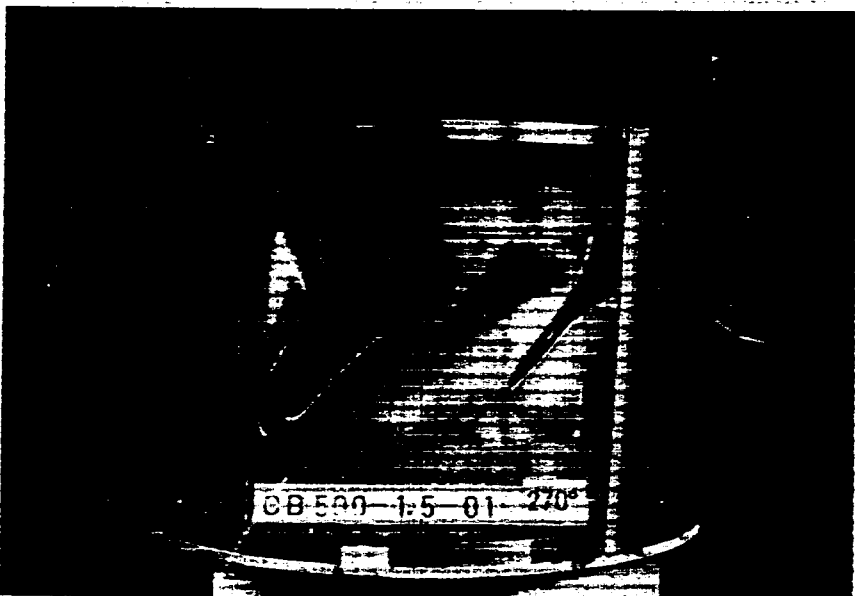
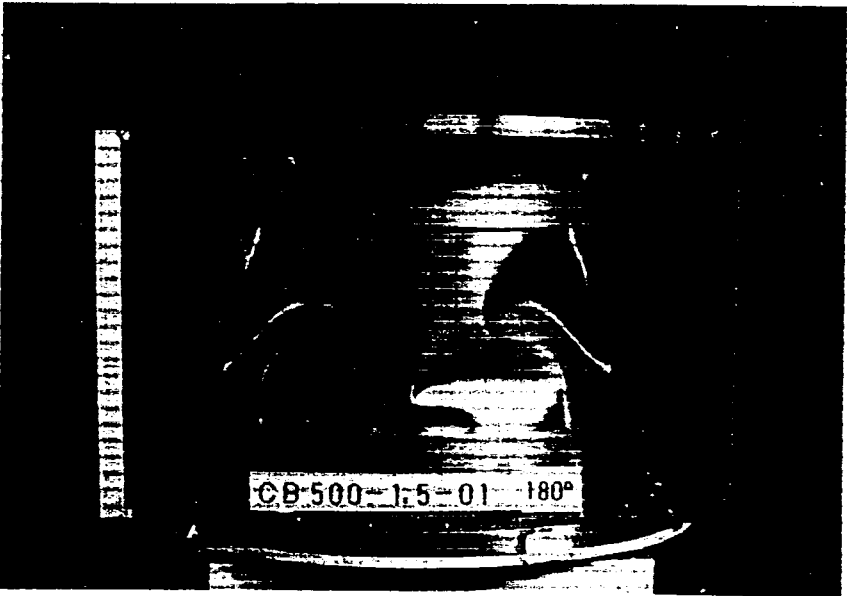
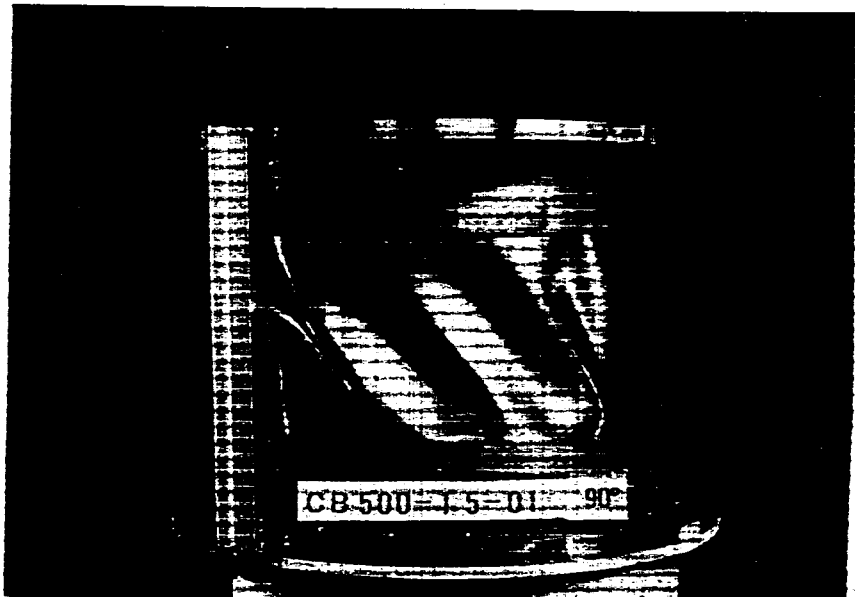
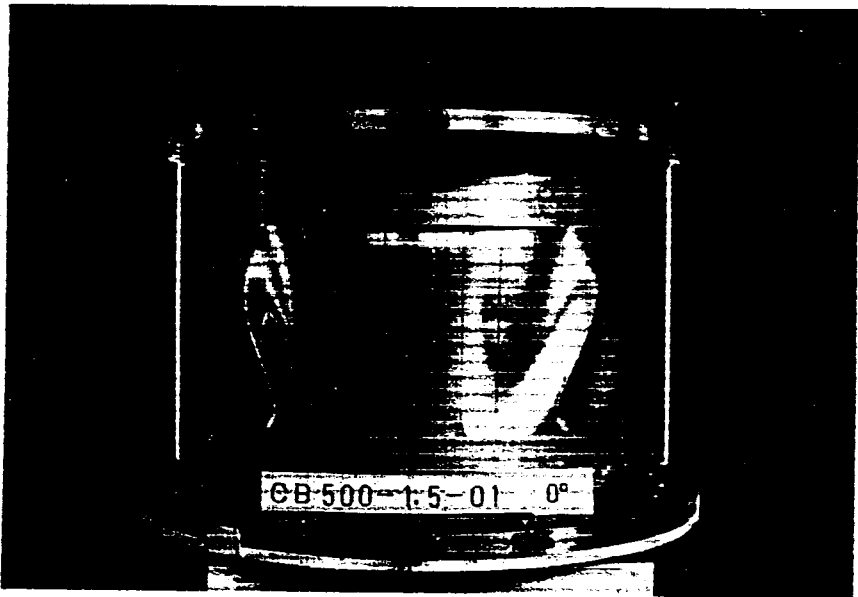


Photo3-1(d) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
(R/t=167, L/R=1.0).

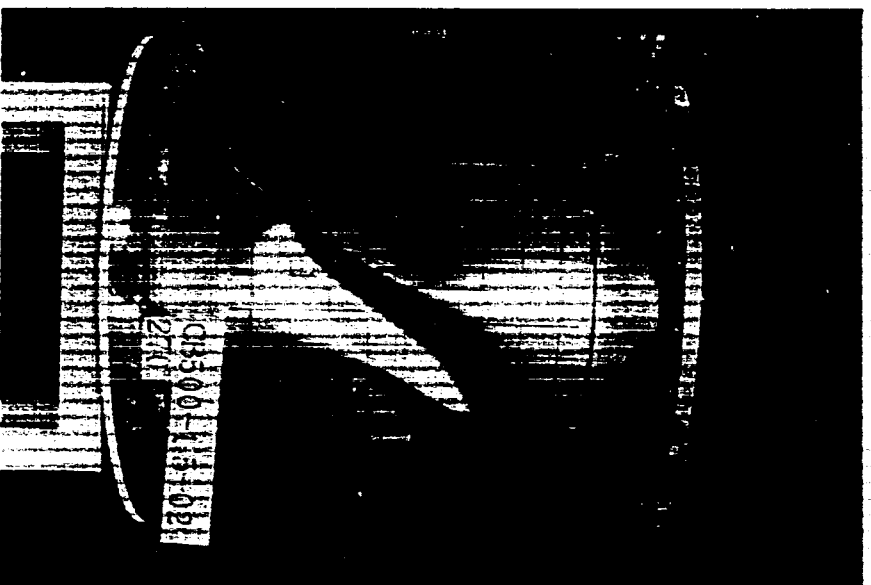
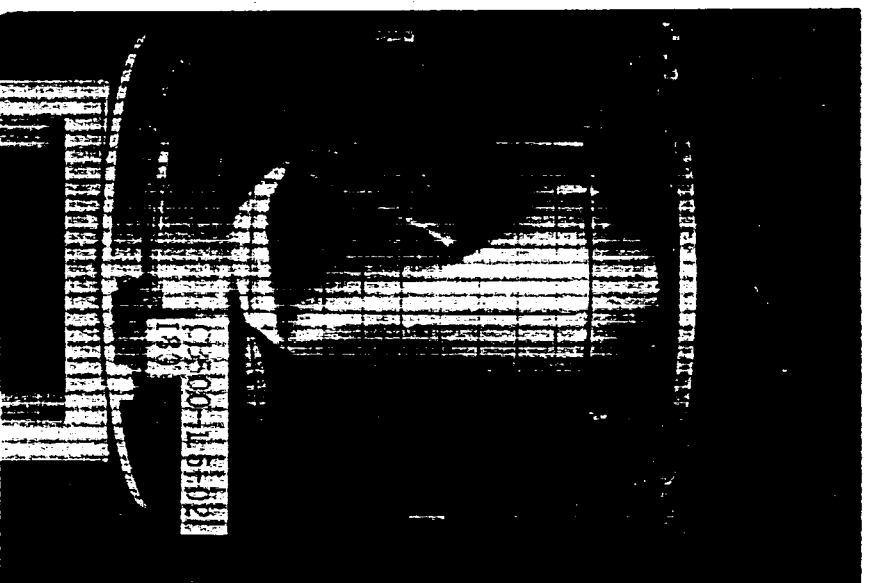
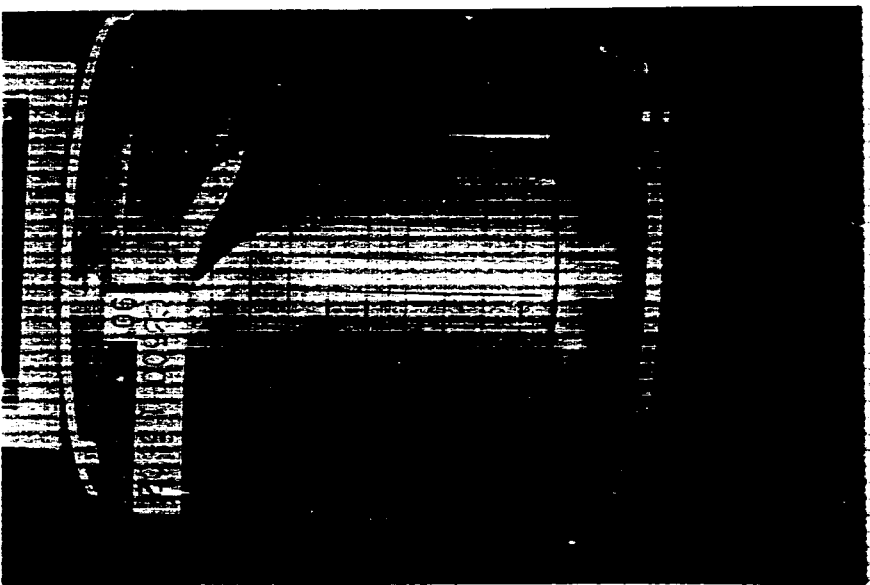
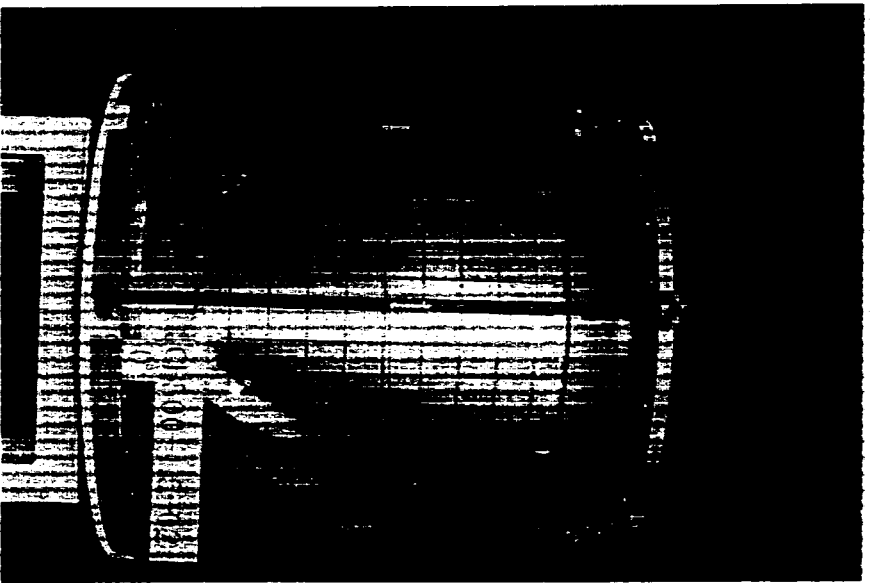


Photo3-1(2) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
(R/t=167, L/R=2.0).

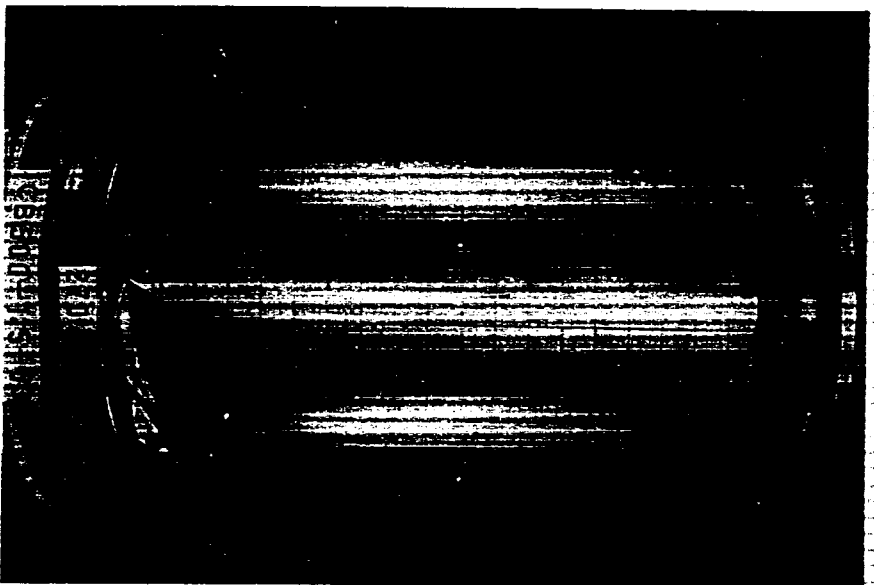
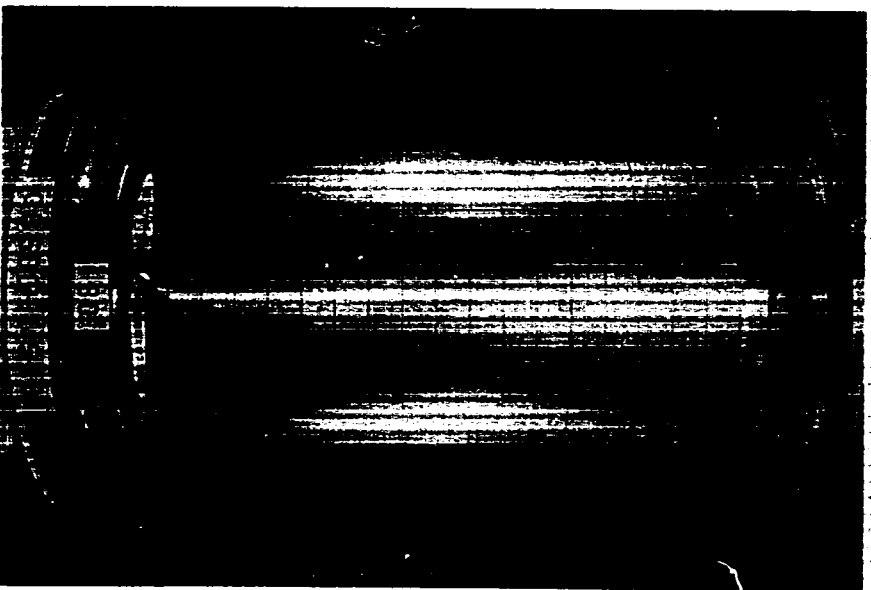
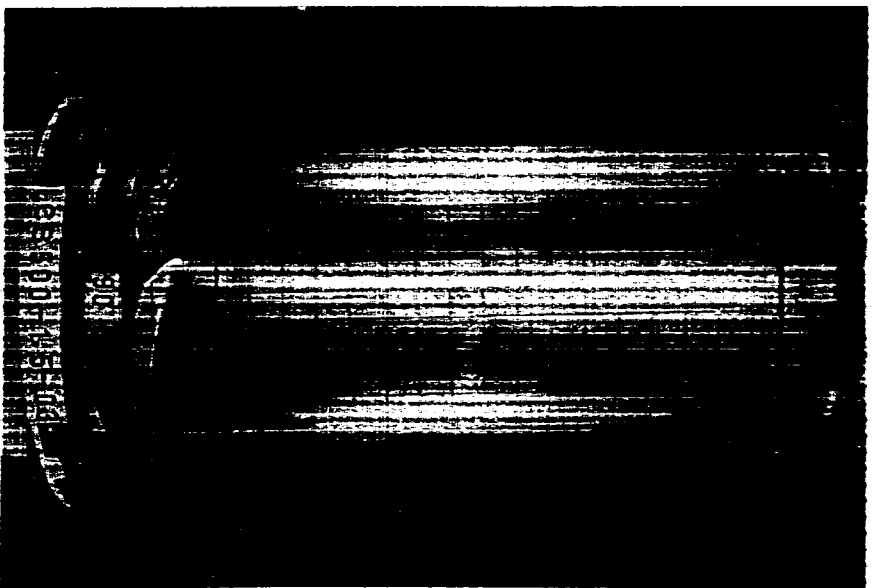
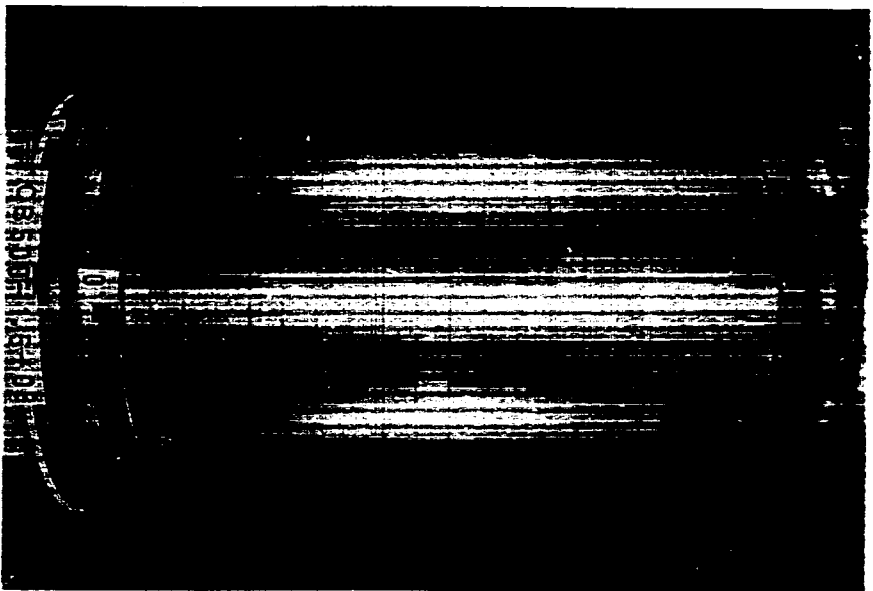


Photo3-1(3) Cylindrical test piece after shear-bending buckling test
(R/t=167, L/R=4.0).

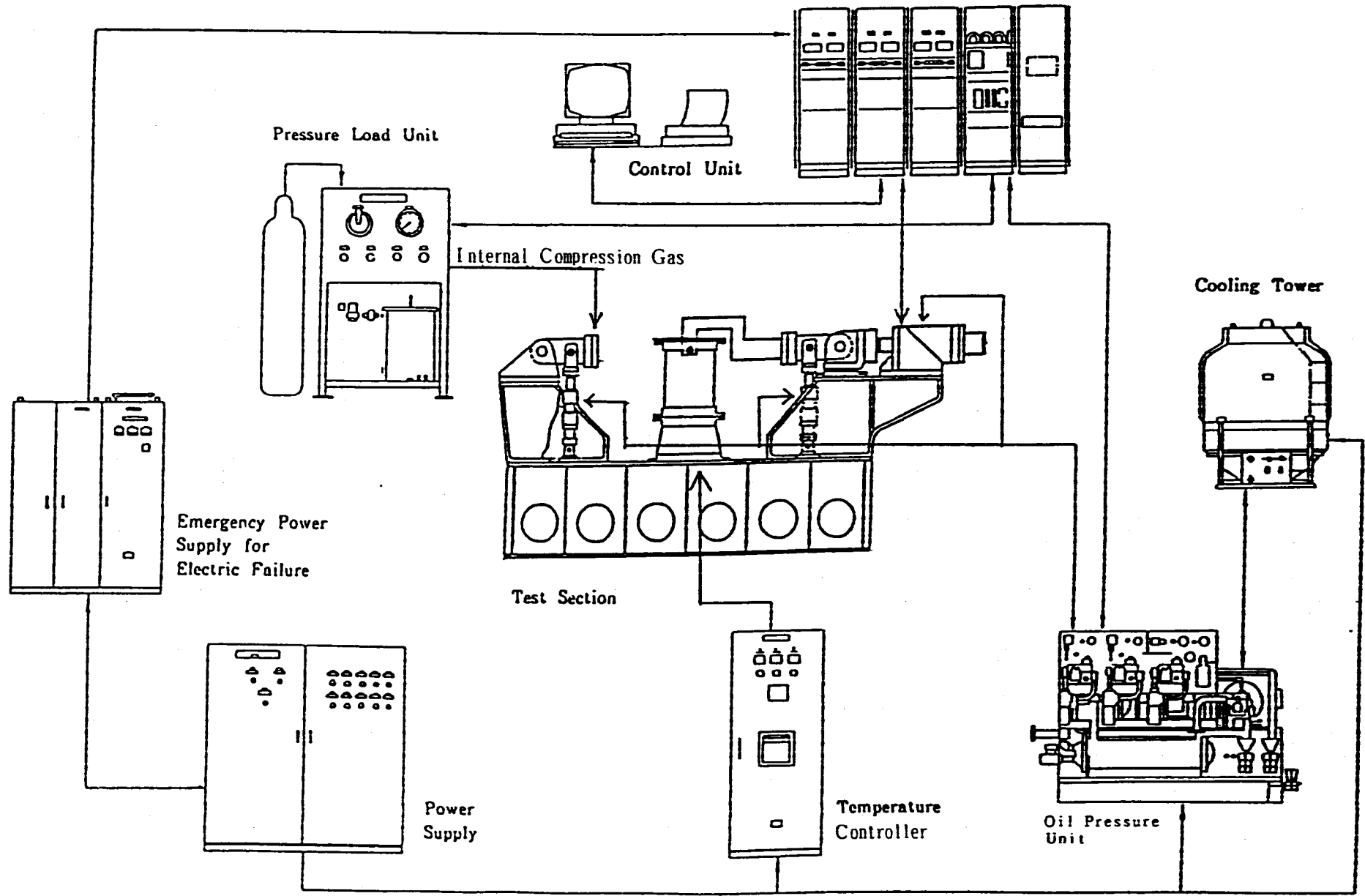


Fig.2-1 Construction of S C F T.

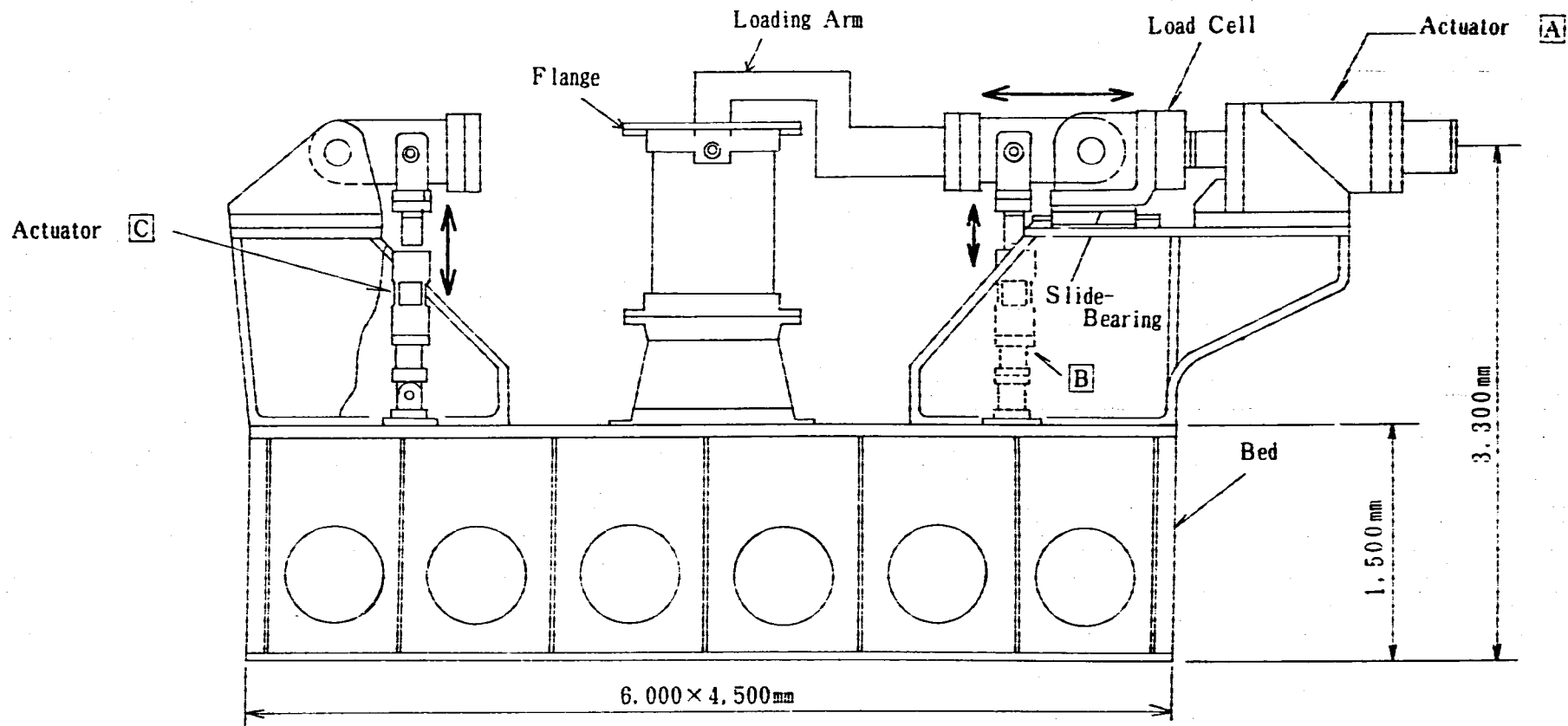


Fig. 2-2 Appearance of test section on SCFT.

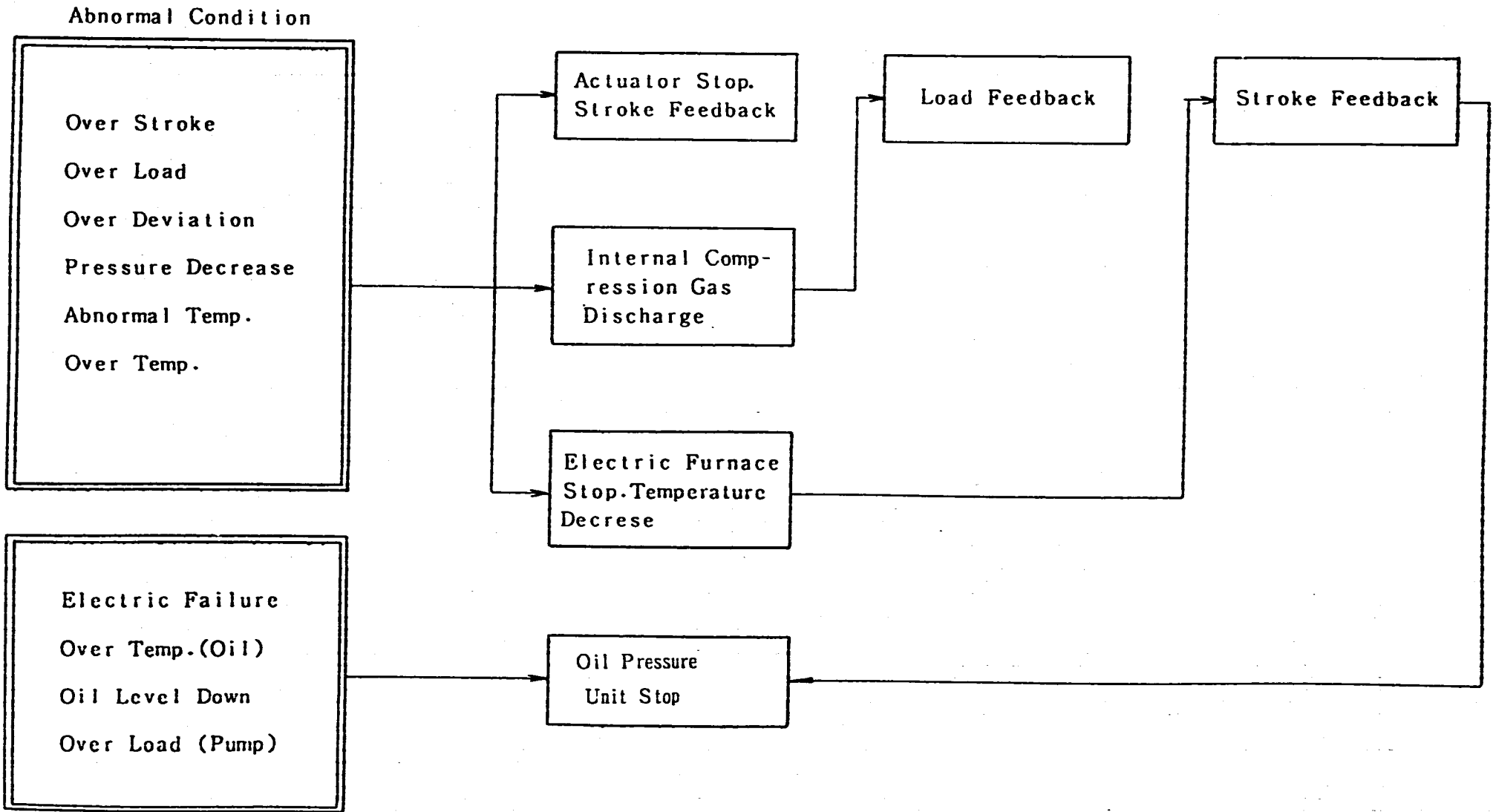
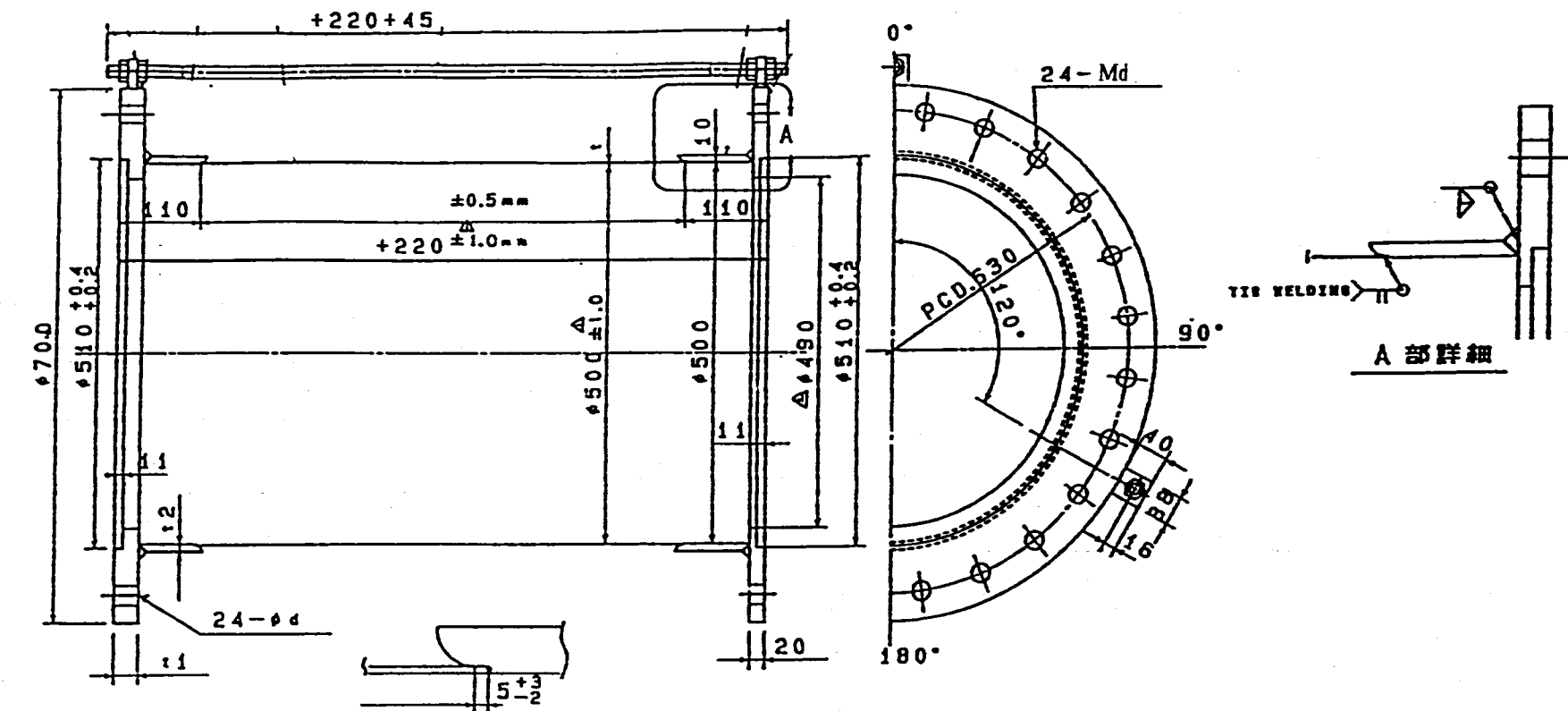


Fig. 2-3 Flow diagram of safety action for abnormal conditions.



NO	τ	L	$r1$	$r2$	Md	ϕd	個数
CB500-3.0-01	3.0	1000	48	12	36	39	1
CB500-1.5-01	1.5	250	25	10	24	26	1
CB500-1.5-02	1.5	500	35	10	24	26	1
CB500-1.5-03	1.5	1000	48	12	36	39	1
CB500-1.2-01	1.2	250	25	10	24	26	1
CB500-1.2-02	1.2	500	35	10	24	26	1
CB500-1.2-03	1.2	1000	48	12	36	39	1
CB500-1.0-01	1.0	500	35	10	24	26	1
CB500-1.0-03	1.0	1000	48	12	36	39	1
CB500-0.8-01	0.8	1000	48	12	36	39	1

Fig.2-4 (I) Geometry and dimension of cylindrical test piece(Ordinary Model).

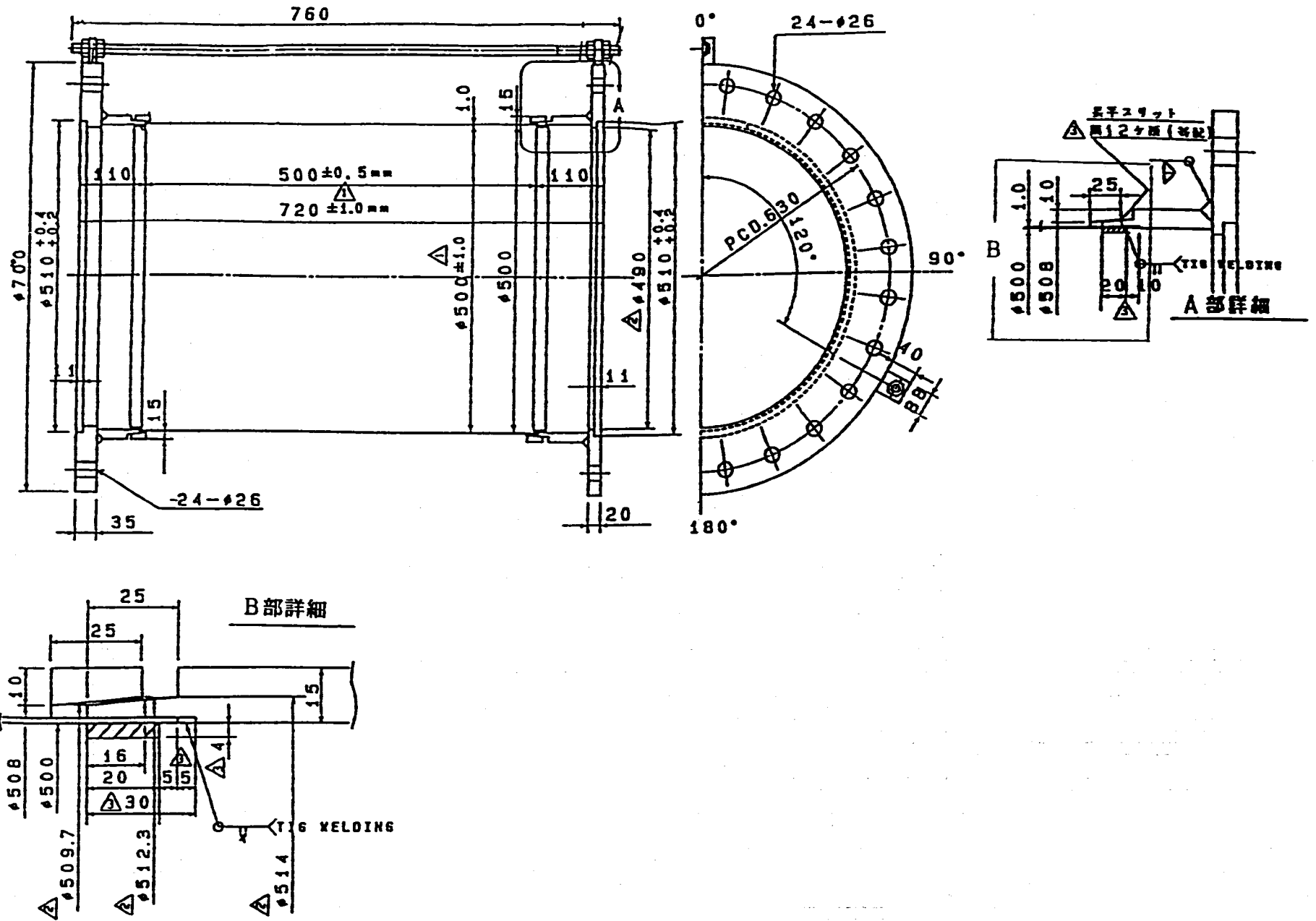


Fig.2-4 (2) Geometry and dimension of cylindrical test piece(CB500-1.0-02).

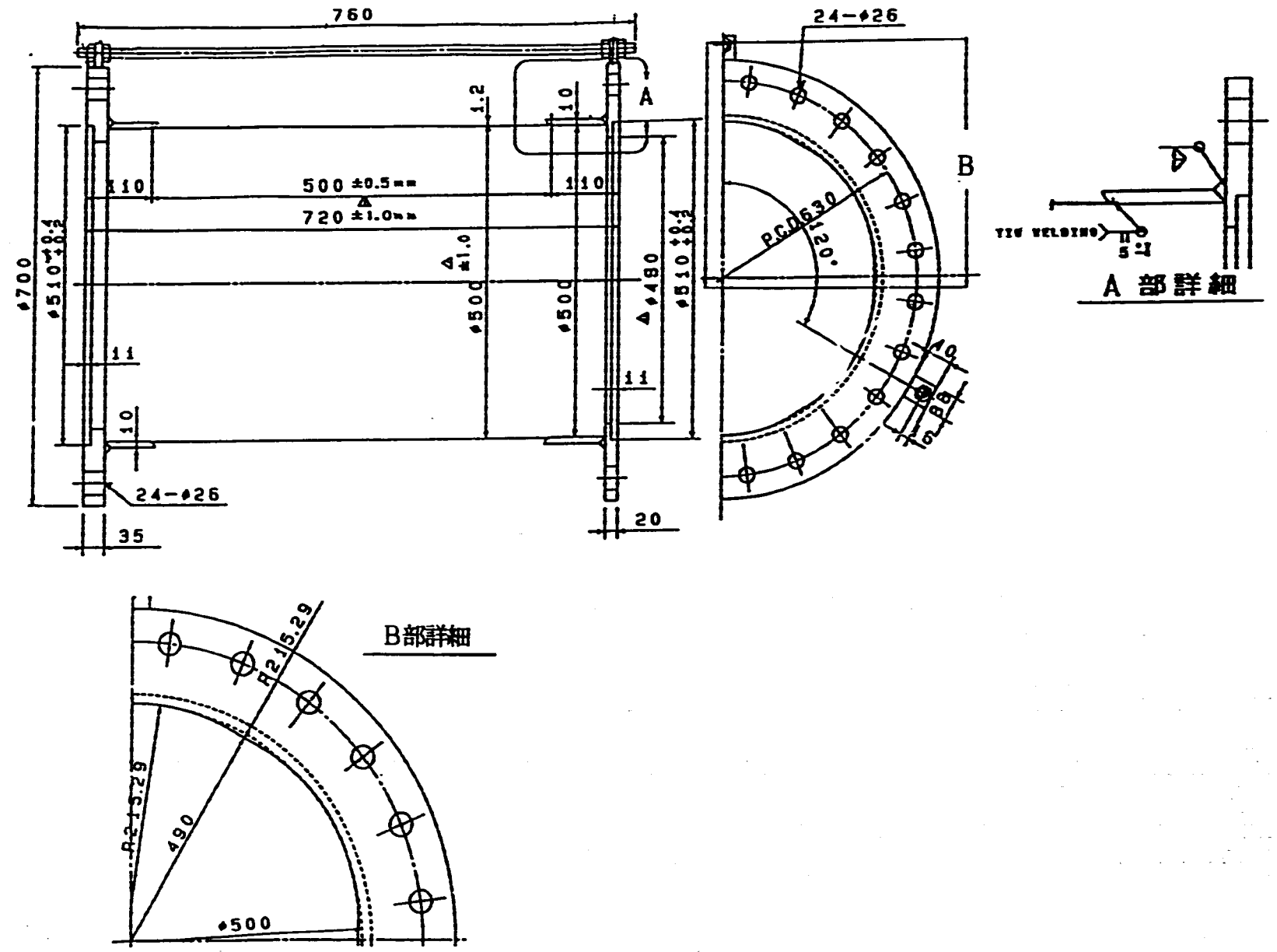


Fig.2-4 (3) Geometry and dimension of cylindrical test piece(CB500-1.2-01H).

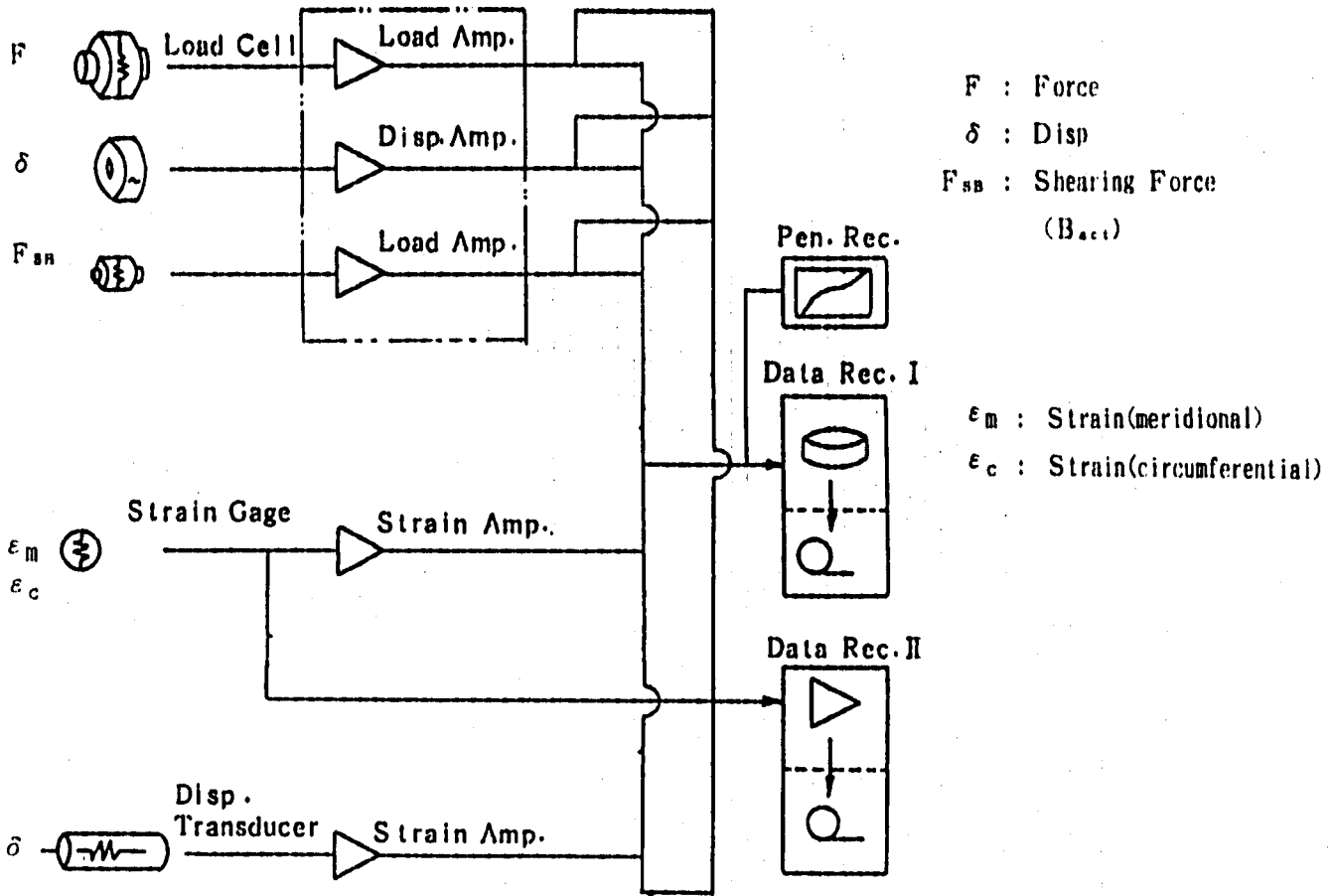
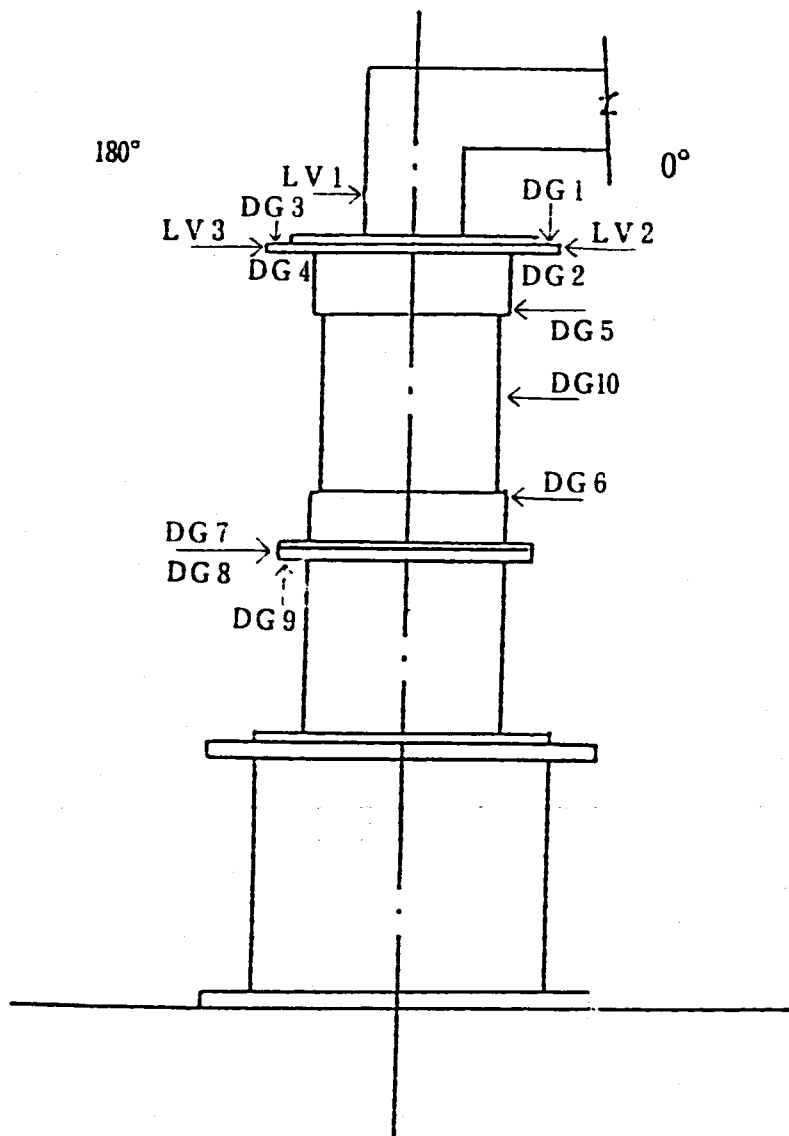


Fig. 2-5 Measurement and record system.



NUMBER	DIRECTION	TYPE	FULCUM
L V 1	Horizontal Direction	DT100	Base Plate of SCFT
L V 2 . 3	Horizontal Direction	DT100	Base Plate of SCFT
D G 1 . 3 . 9	Vertical Direction	Dialgage	Base Plate of SCFT
D G 2 . 4 . 8	Crossed Direction	Dialgage	Base Plate of SCFT
D G 7	Horizontal Direction	Dialgage	Base Plate of SCFT
D G 5 . 6 . 10	Horizontal Direction	Dialgage	The Lower Frange

Fig.2-6 Location of displacement transducer.

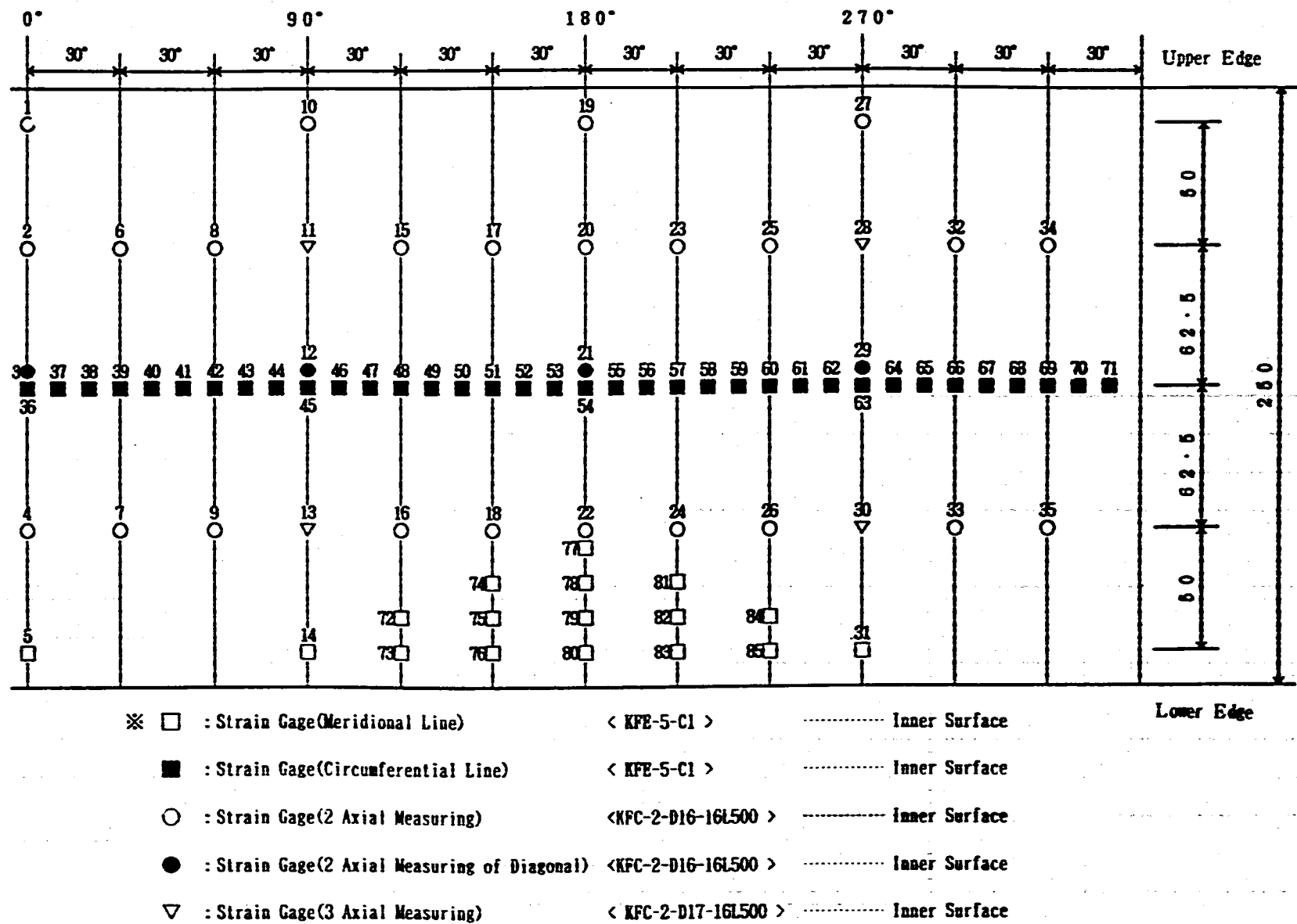
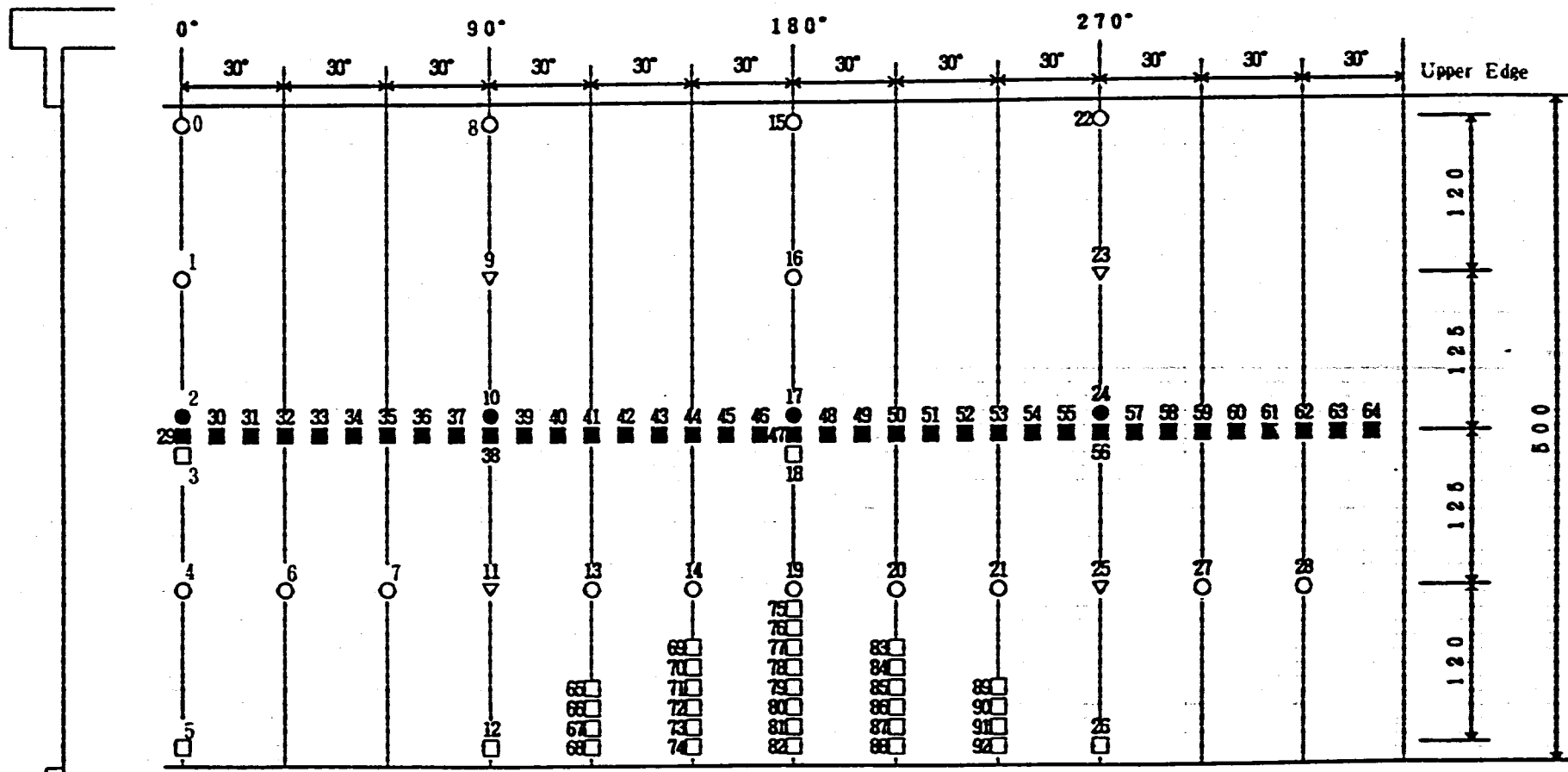


Fig. 2-7 (1) Location of strain gages(L= 250mm).



- ※ □ : Strain Gage(Meridional Line) < KFE-5-C1 > Inner Surface
- : Strain Gage(Circumferential Line) < KFE-5-C1 > Inner Surface
- : Strain Gage(2 Axial Measuring) < KFC-2-D16-16L500 > Inner Surface
- : Strain Gage(2 Axial Measuring of Diagonal) < KFC-2-D16-16L500 > Inner Surface
- ▽ : Strain Gage(3 Axial Measuring) < KFC-2-D17-16L500 > Inner Surface

Fig. 2-7 (2) Location of strain gages(L= 500mm).

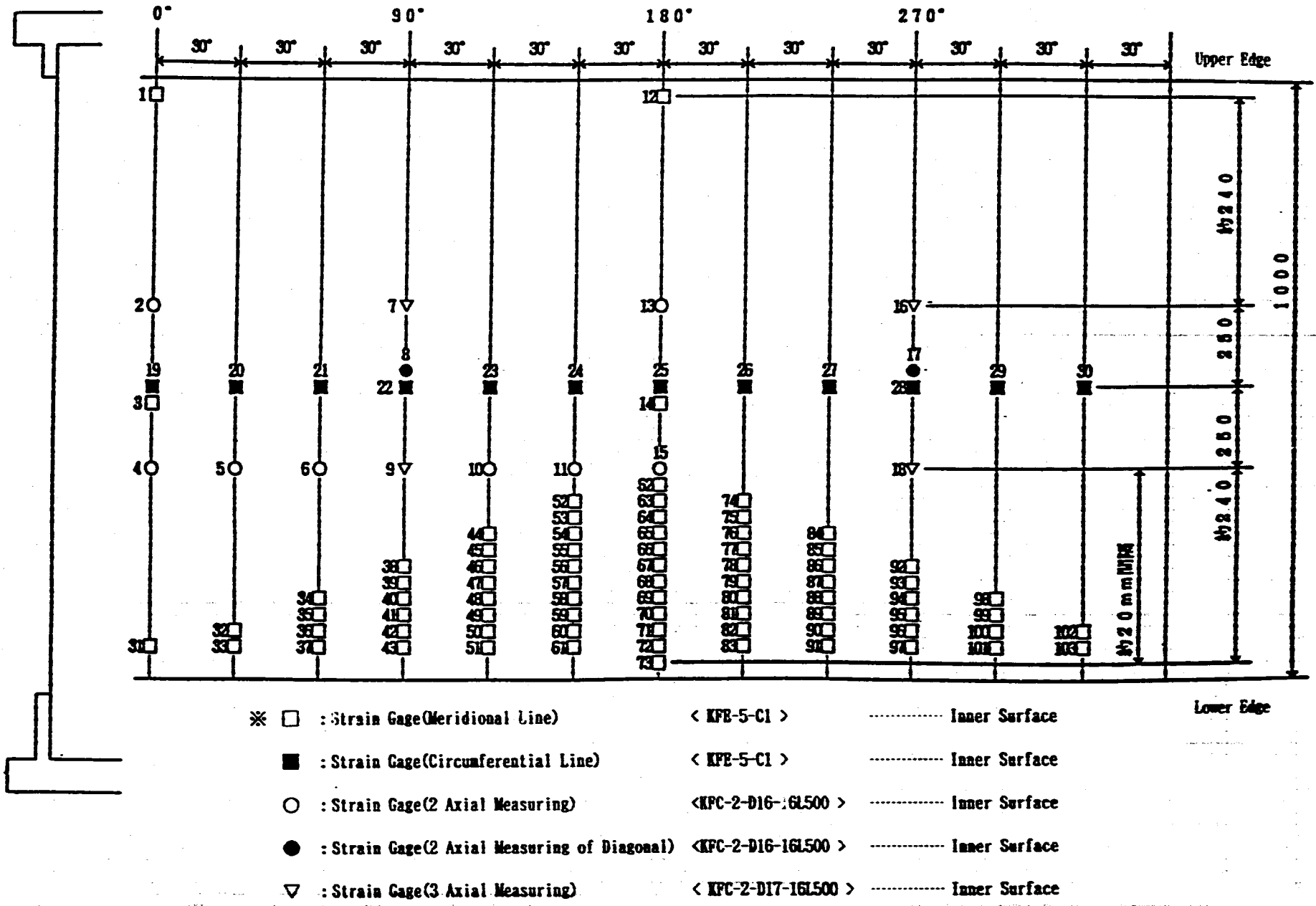


Fig.2-7 (3) Location of strain gages(L=1000mm).

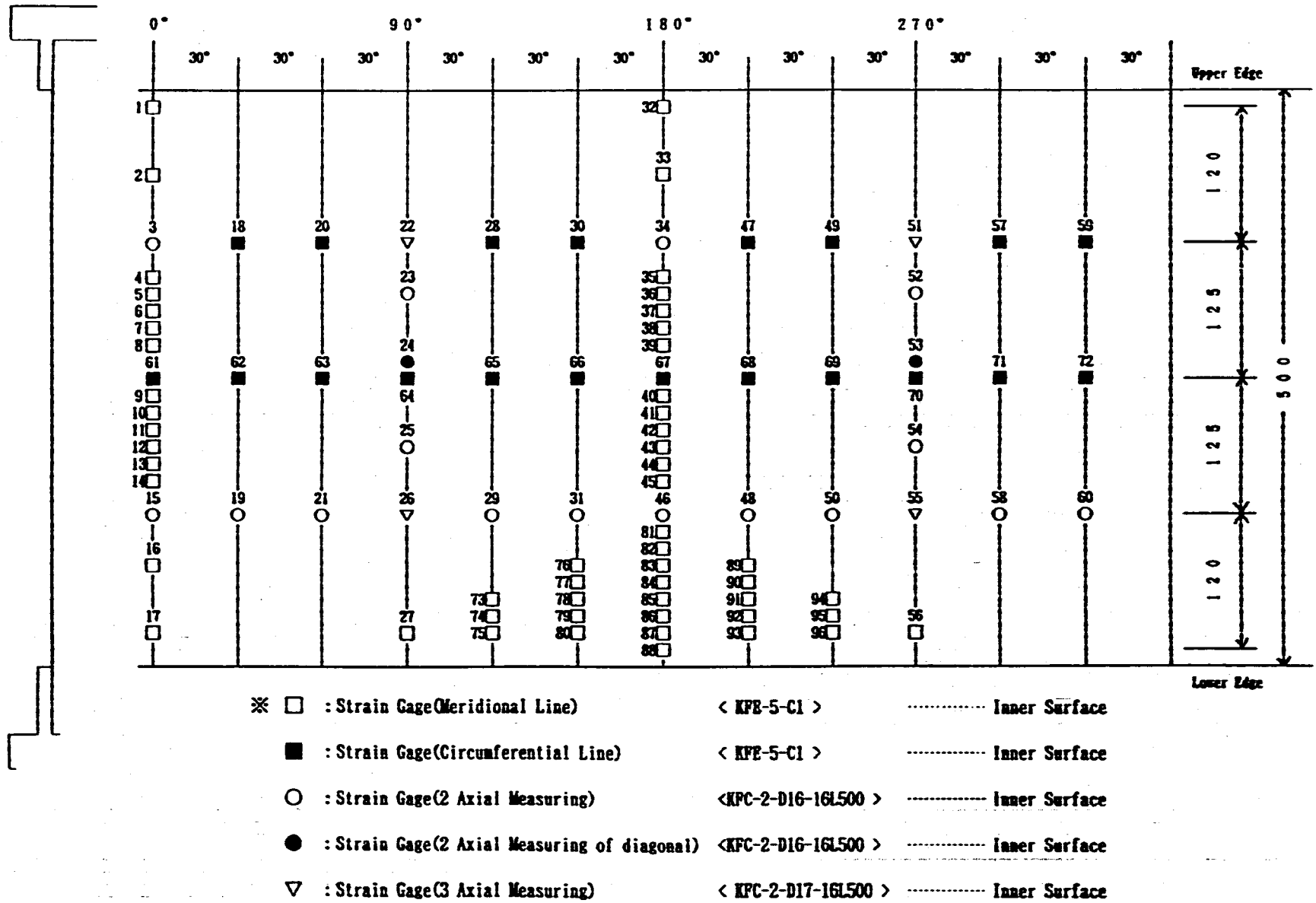
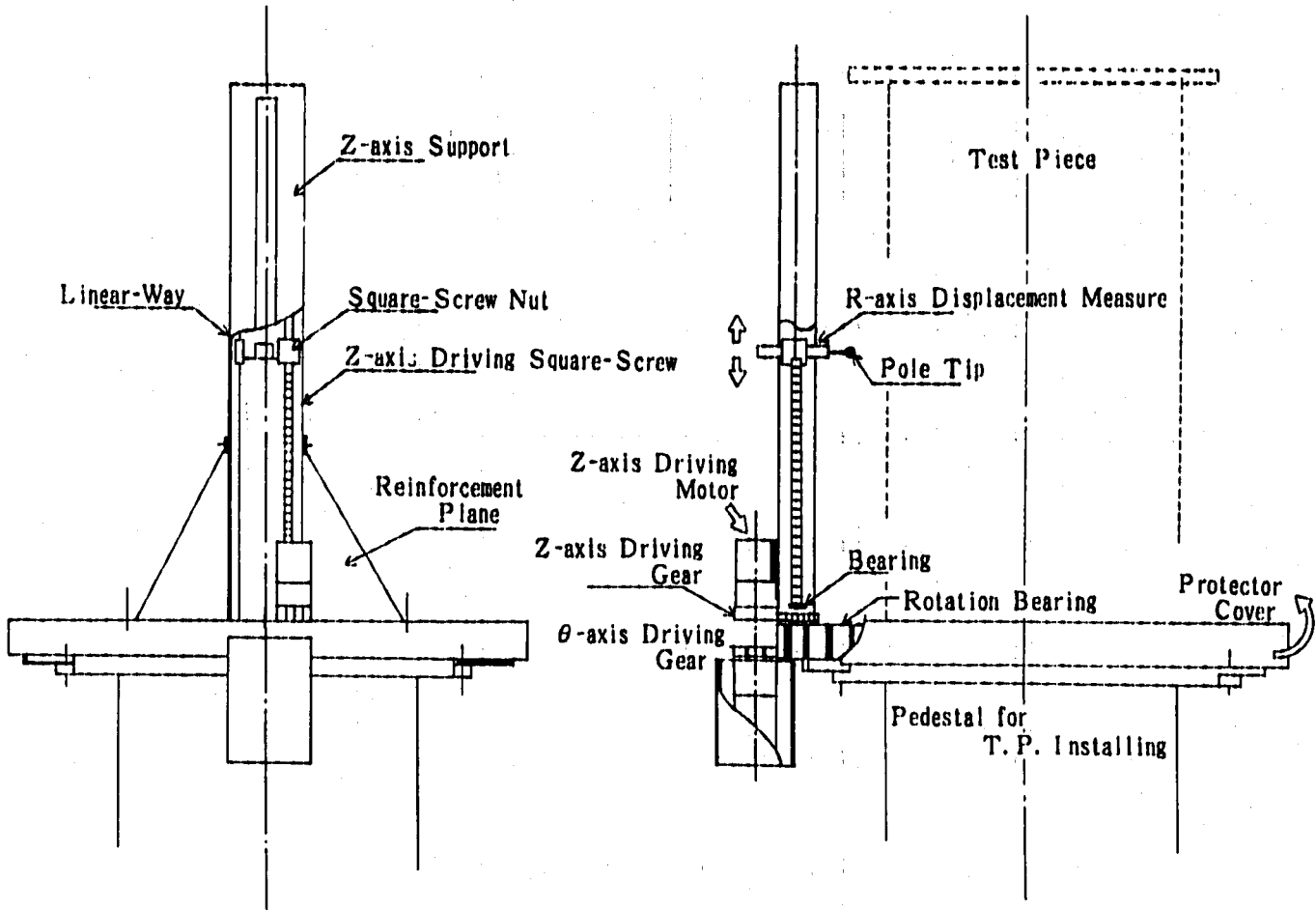


Fig. 2-7 (4) Location of strain gages(CB500-1.2-01V).



Main Specification

① Driving and Measurement Range

- Circumferential Direction(θ) : $0 \sim 360^\circ$ ($\Delta \theta = 0.1 \sim 10^\circ$)
- Axial Direction(Z) : $0 \sim 1020$ mm ($\Delta Z \geq 0.1$ mm)
- Measurement Range : +50 mm

② Control Method

- Open-Loop Circuit by Stepping-Pulse-Motor

③ Data Recording

- Recording Channel Number : 64 ch
- Recording Capacity : 150 MB
- Recording Way : Automatic Start by Cyclic Pulse

Fig. 2-8 Specification of C I M D.

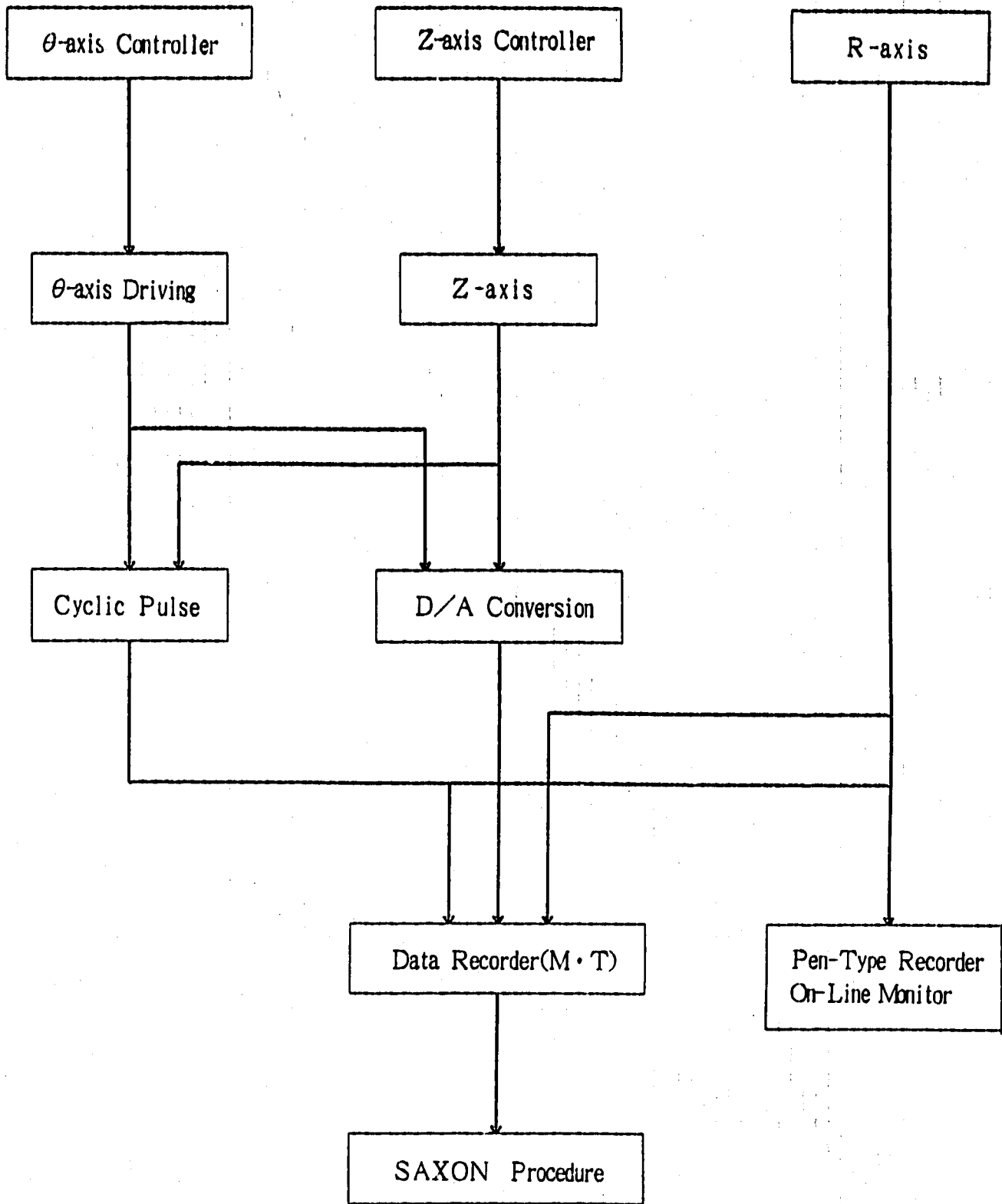


Fig. 2-9 Measurement and Record System of CIMD.

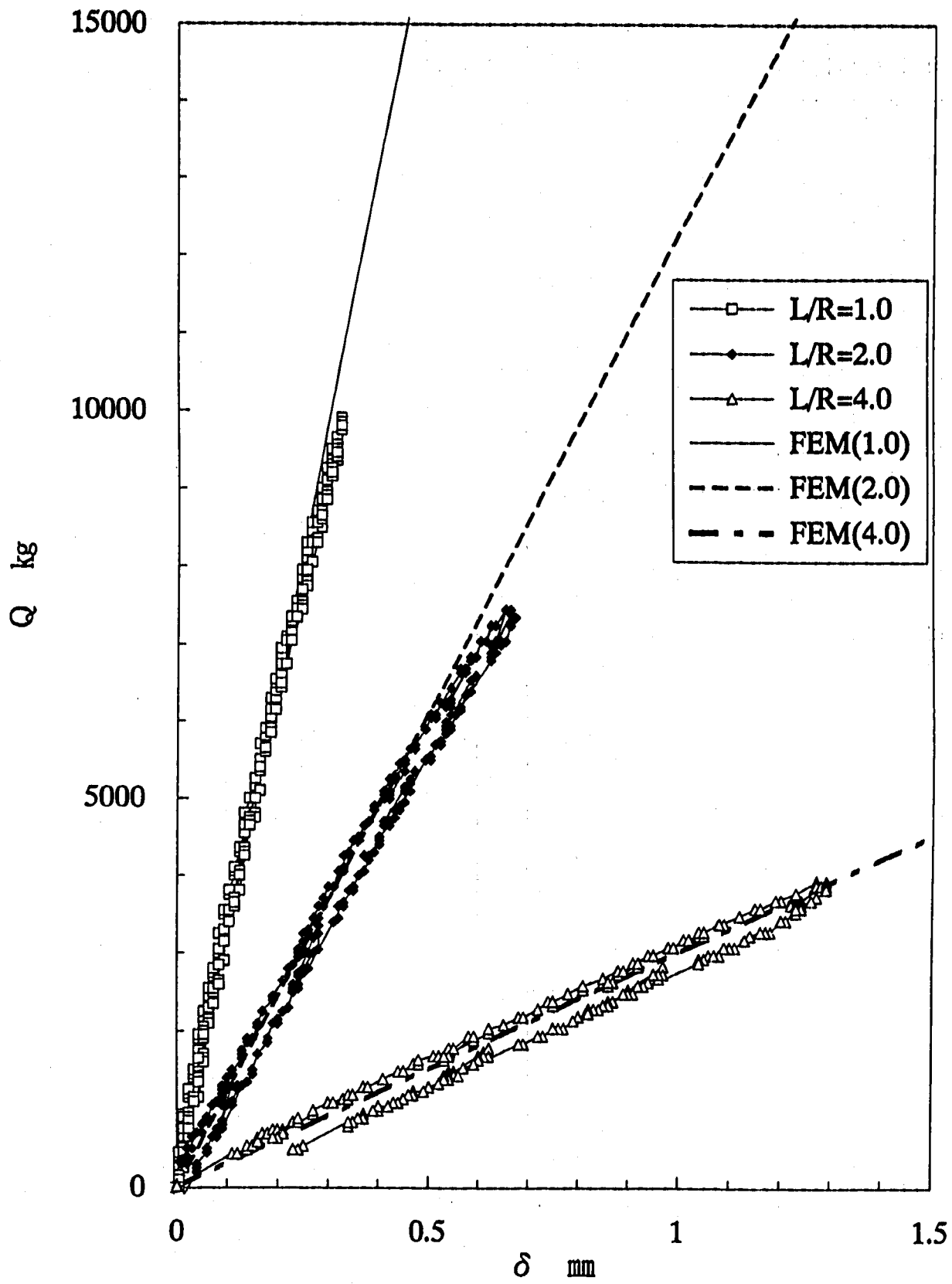


Fig. 3-1 (1) Relation between shear force and shear displacement at behavior test ($R/t=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).

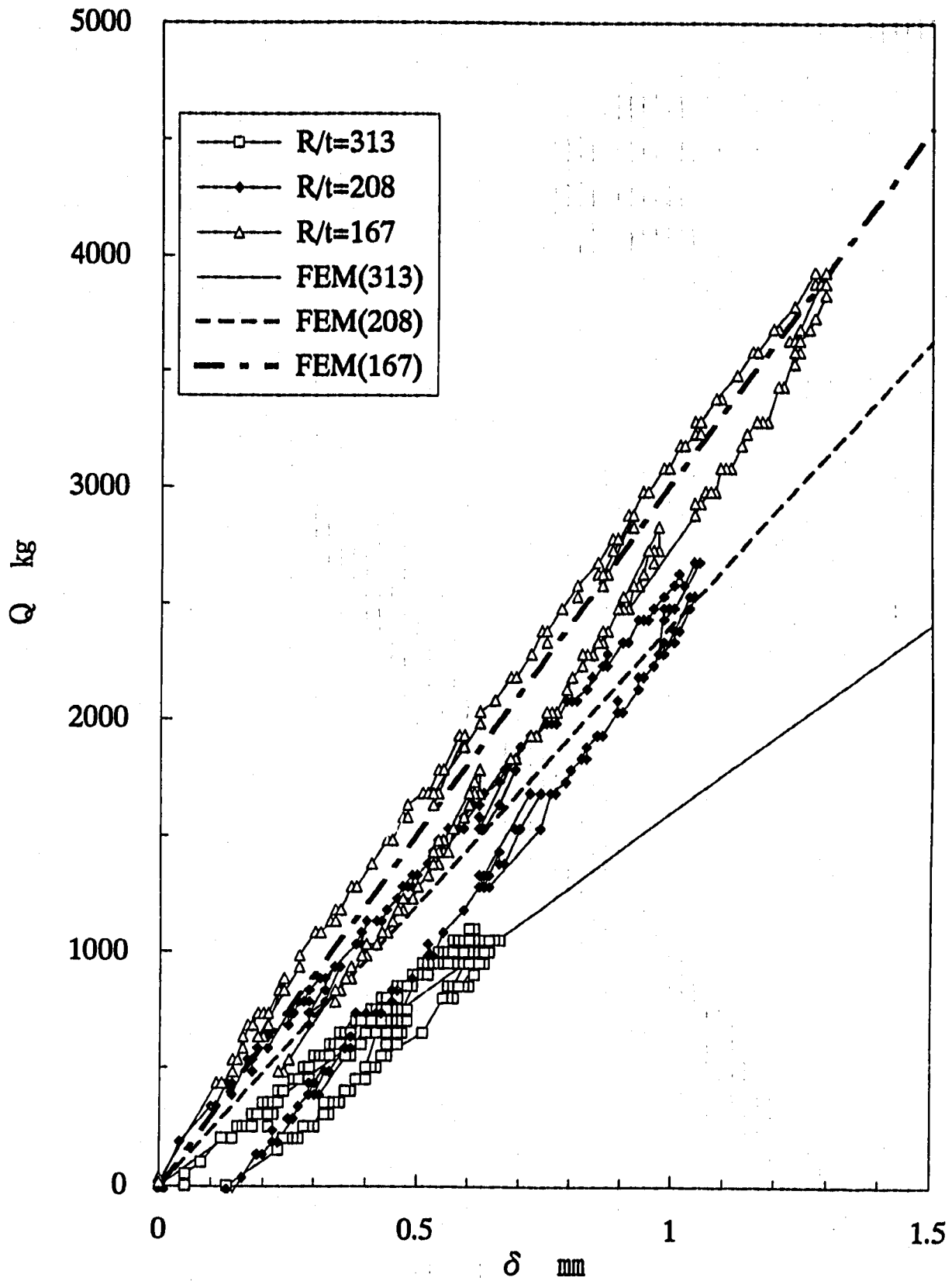


Fig. 3-1 (2) Relation between shear force and shear displacement at behavior test ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).

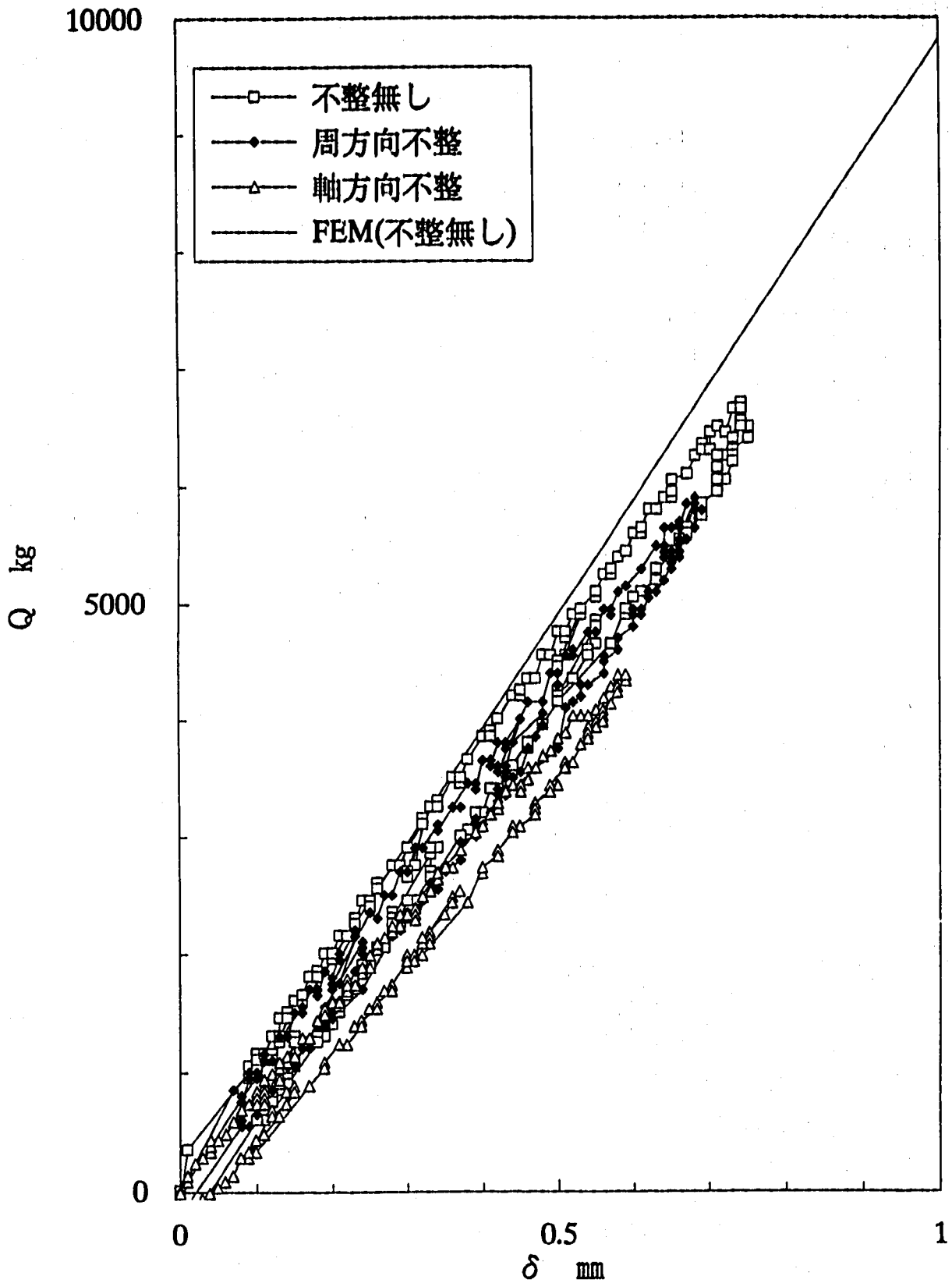


Fig. 3-1 (3) Relation between shear force and shear displacement at behavior test.
($R/t=208, L/R=2.0$).

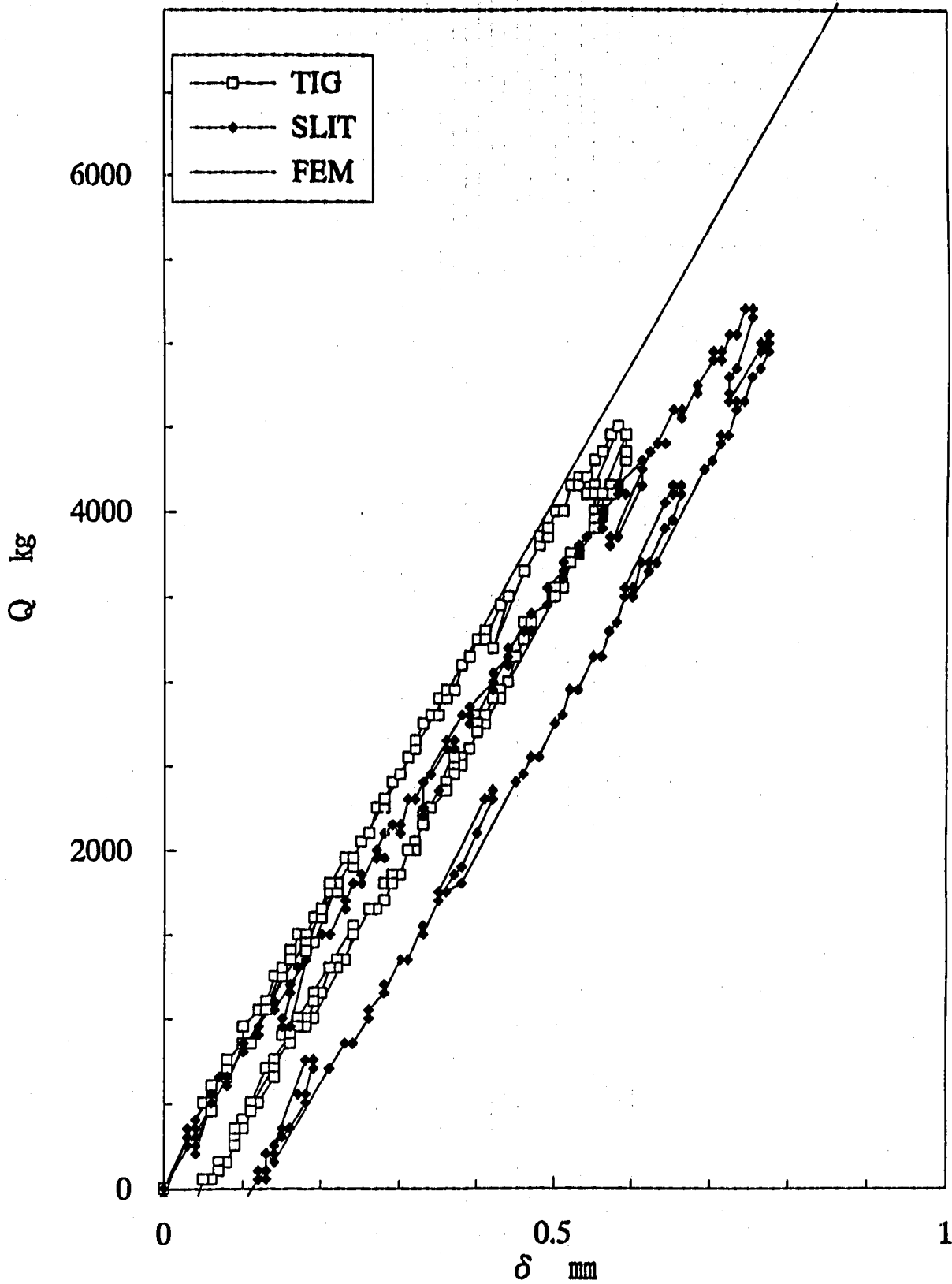


Fig. 3-1 (4) Relation between shear force and shear displacement at behavior test (R/t=250, L/R=2.0).

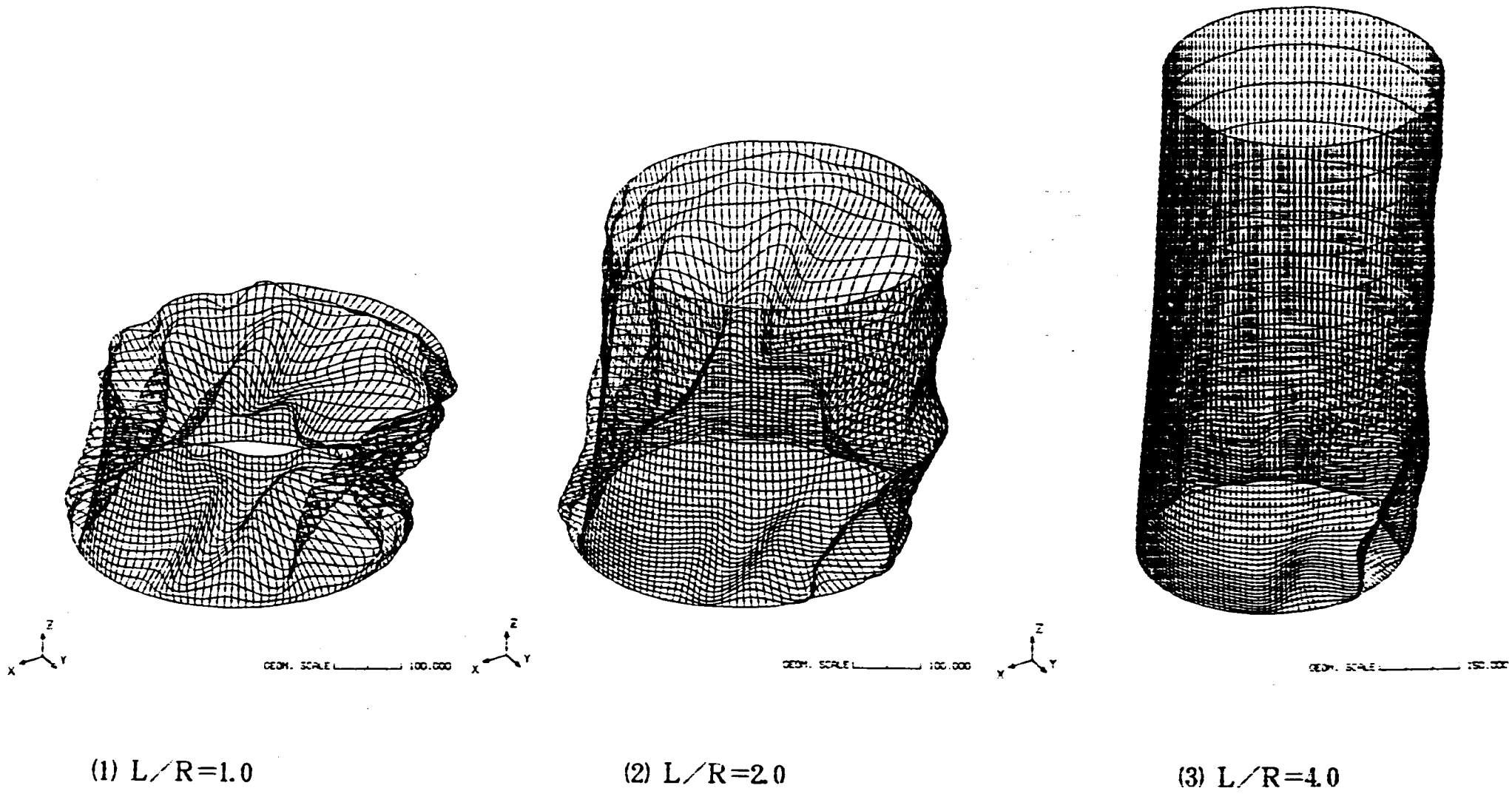


Fig.3-2 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=1.0\sim 4.0$).

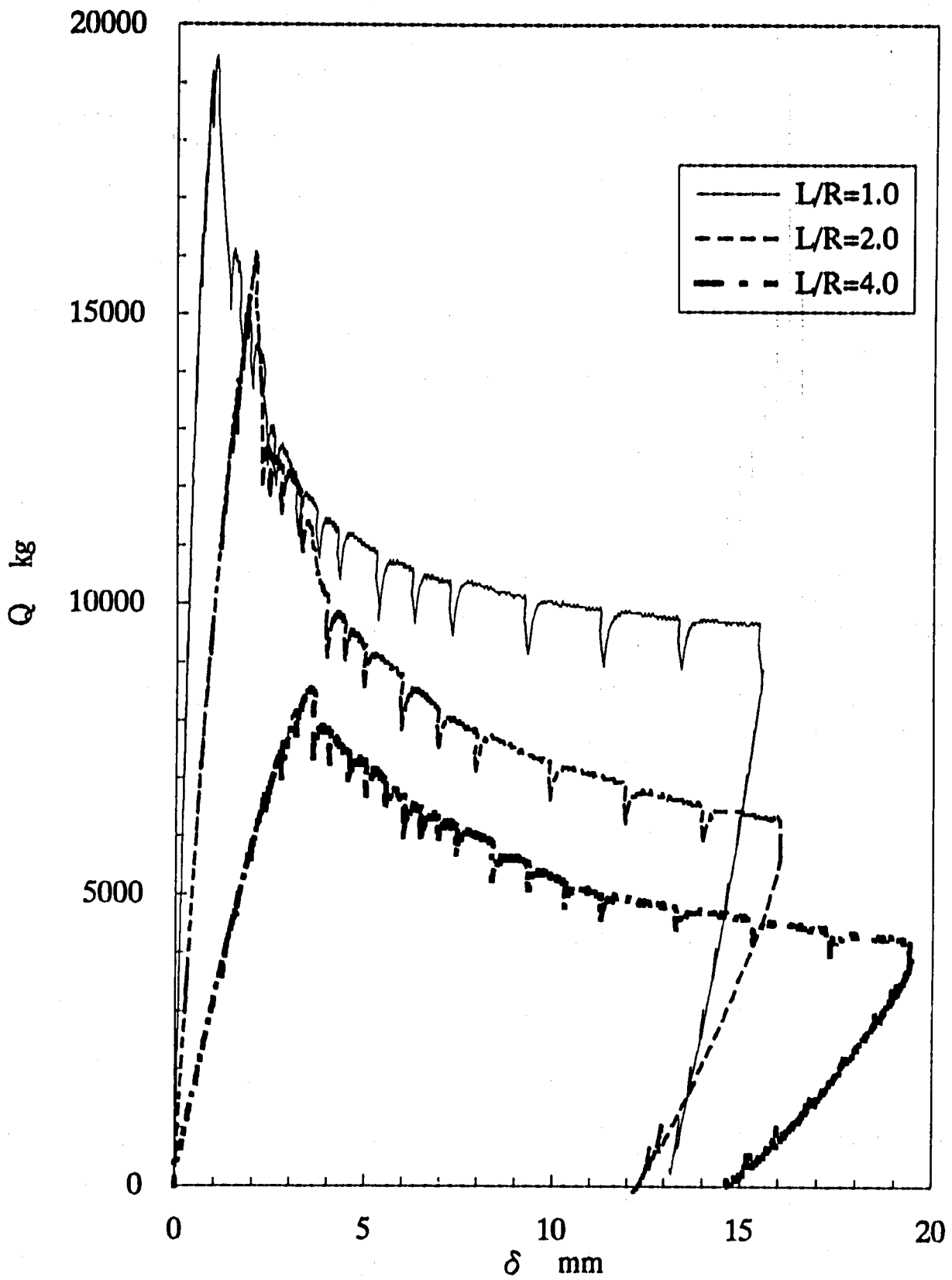


Fig.3-3 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/l=167, L/R=1.0 \sim 4.0$).

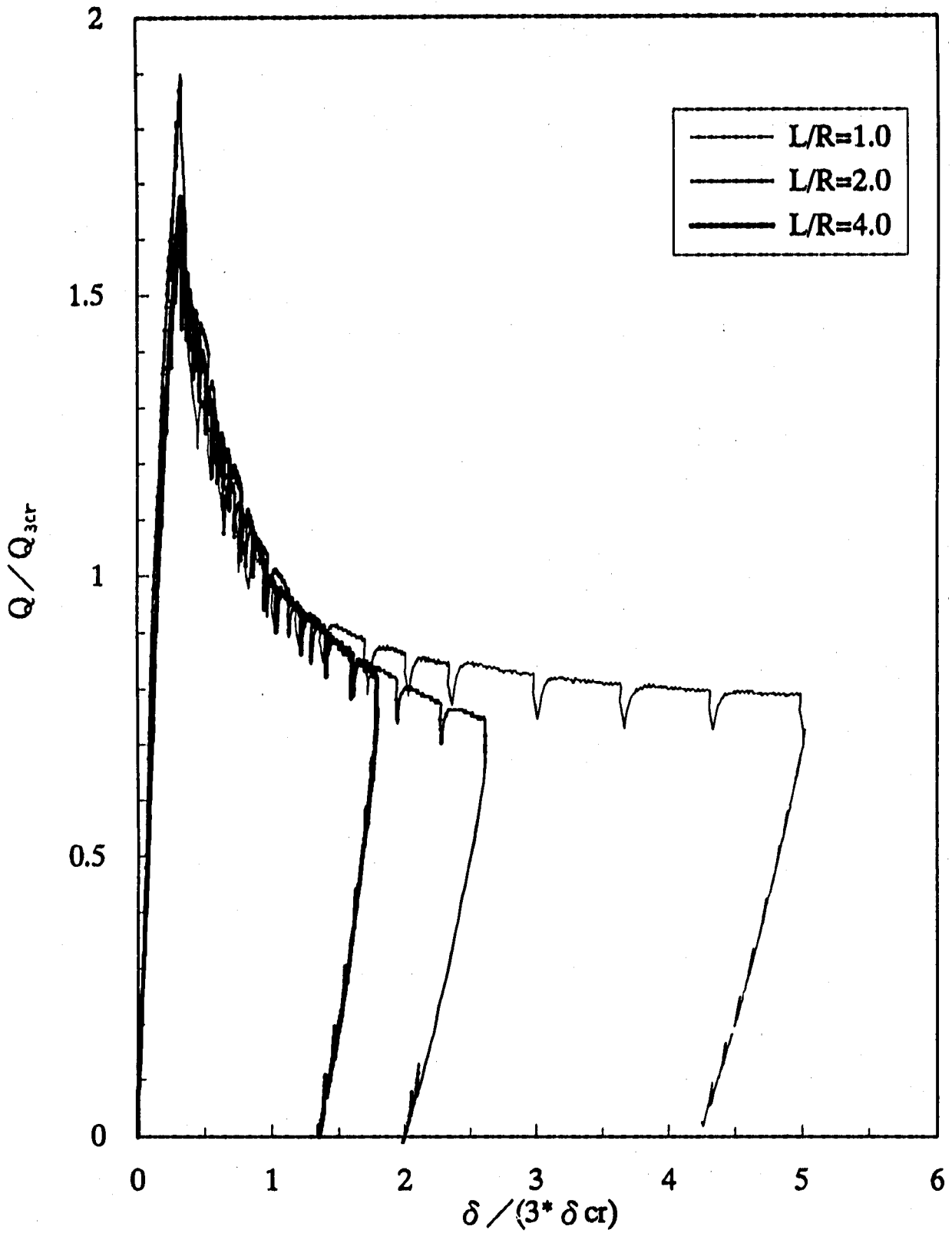
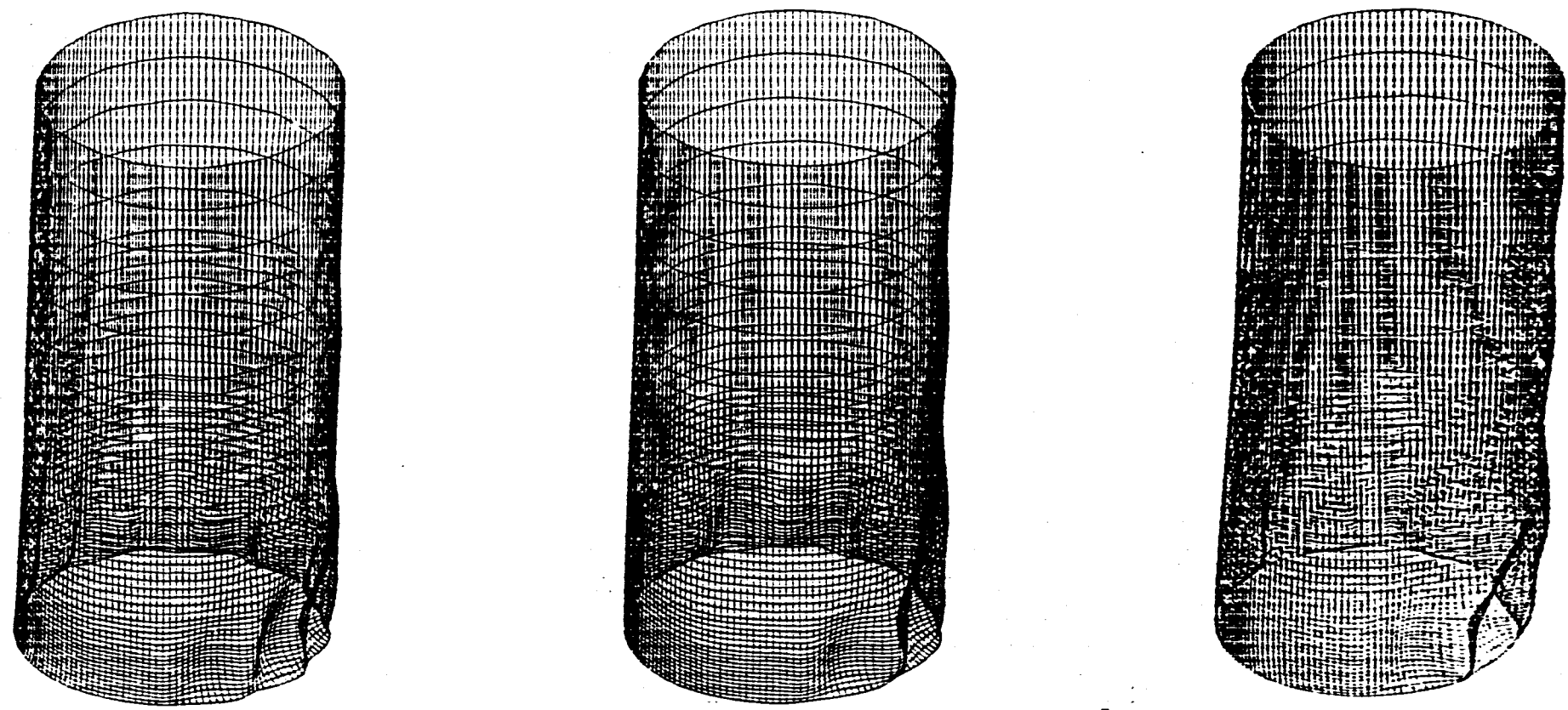


Fig. 3-4 Relation between shear force and shear displacement divided by the value at three times of δ_{cr} . ($R/t=167$, $L/R=1.0 \sim 4.0$).



(1) $R/t = 313$

(2) $R/t = 208$

(3) $R/t = 167$

Fig. 3-5 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=83\sim 313, L/R=4.0$).

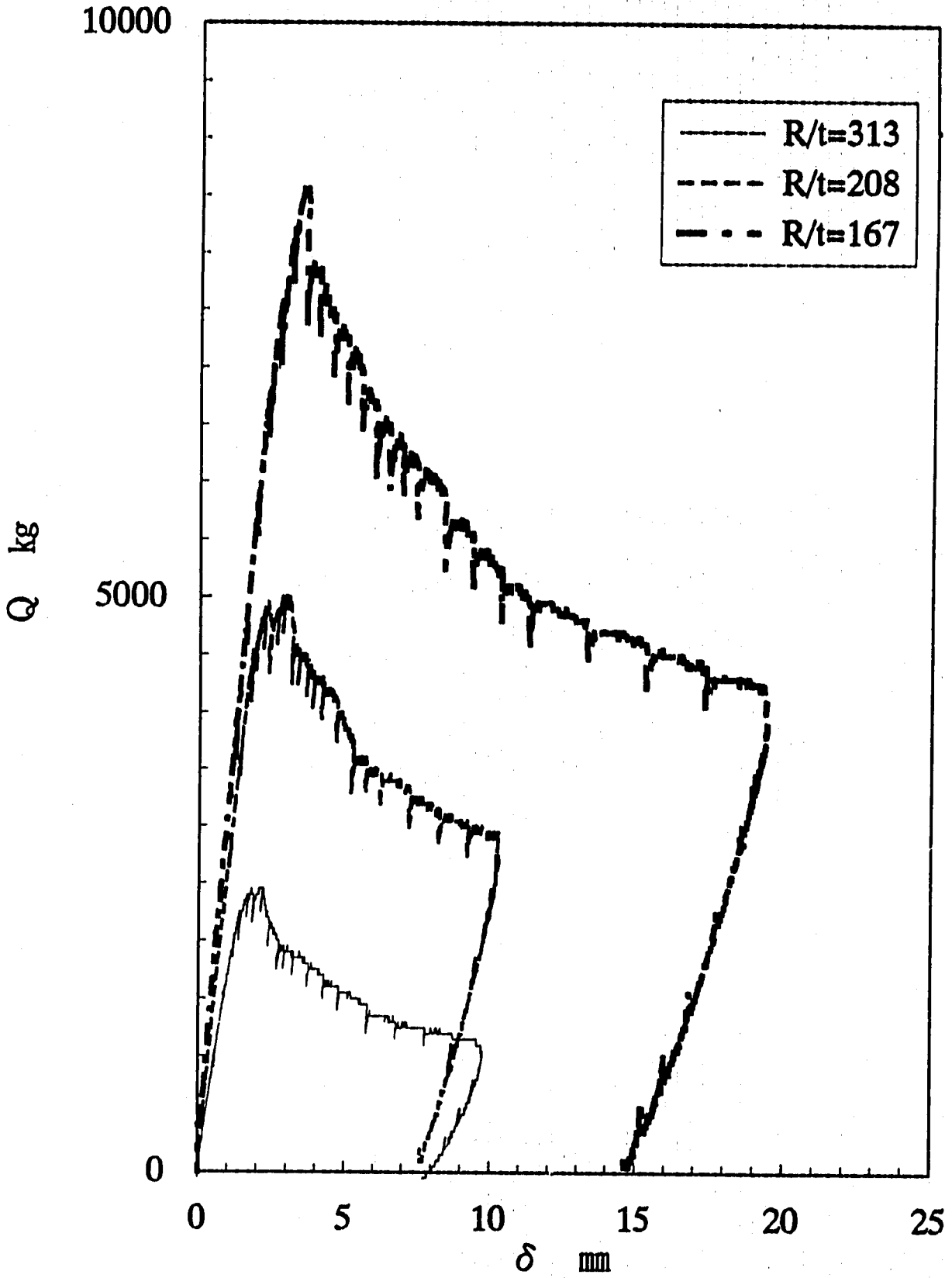


Fig. 3-6 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).

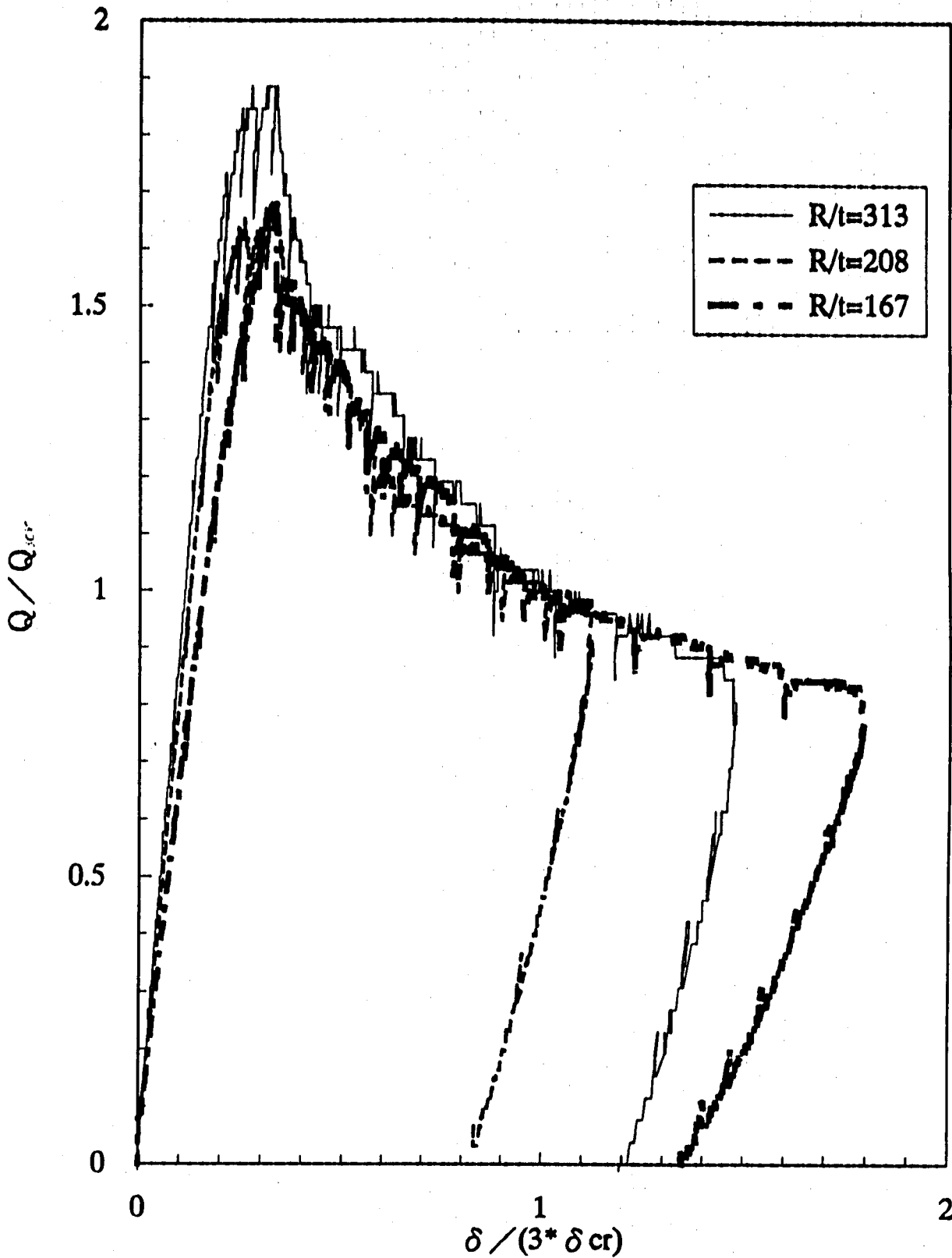


Fig. 3-7 Relation between shear force and shear displacement divided by the value at three times of δ_{cr} . ($R/t=83 \sim 313, L/R=4.0$).

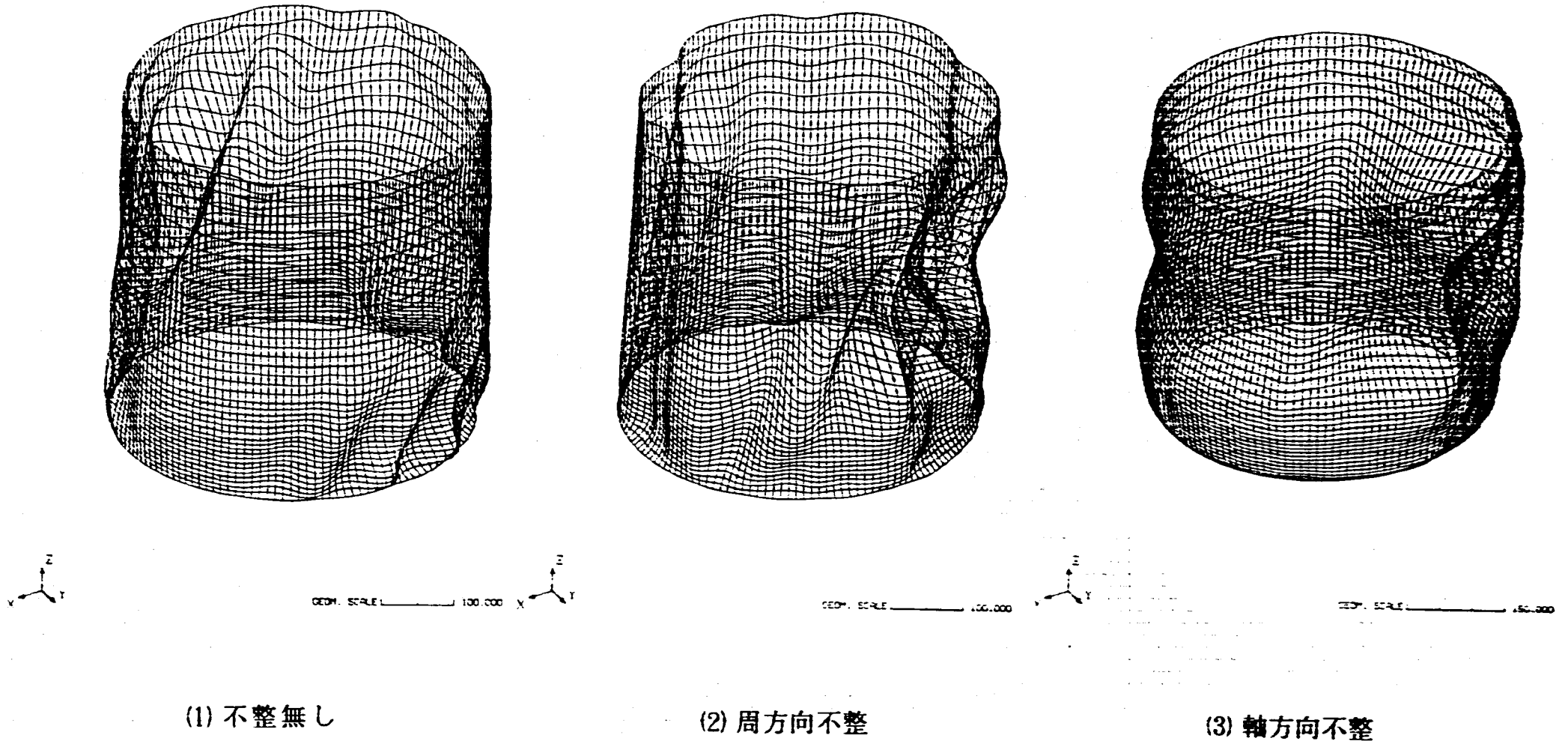


Fig. 3-8 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=208, L/R=2.0$).

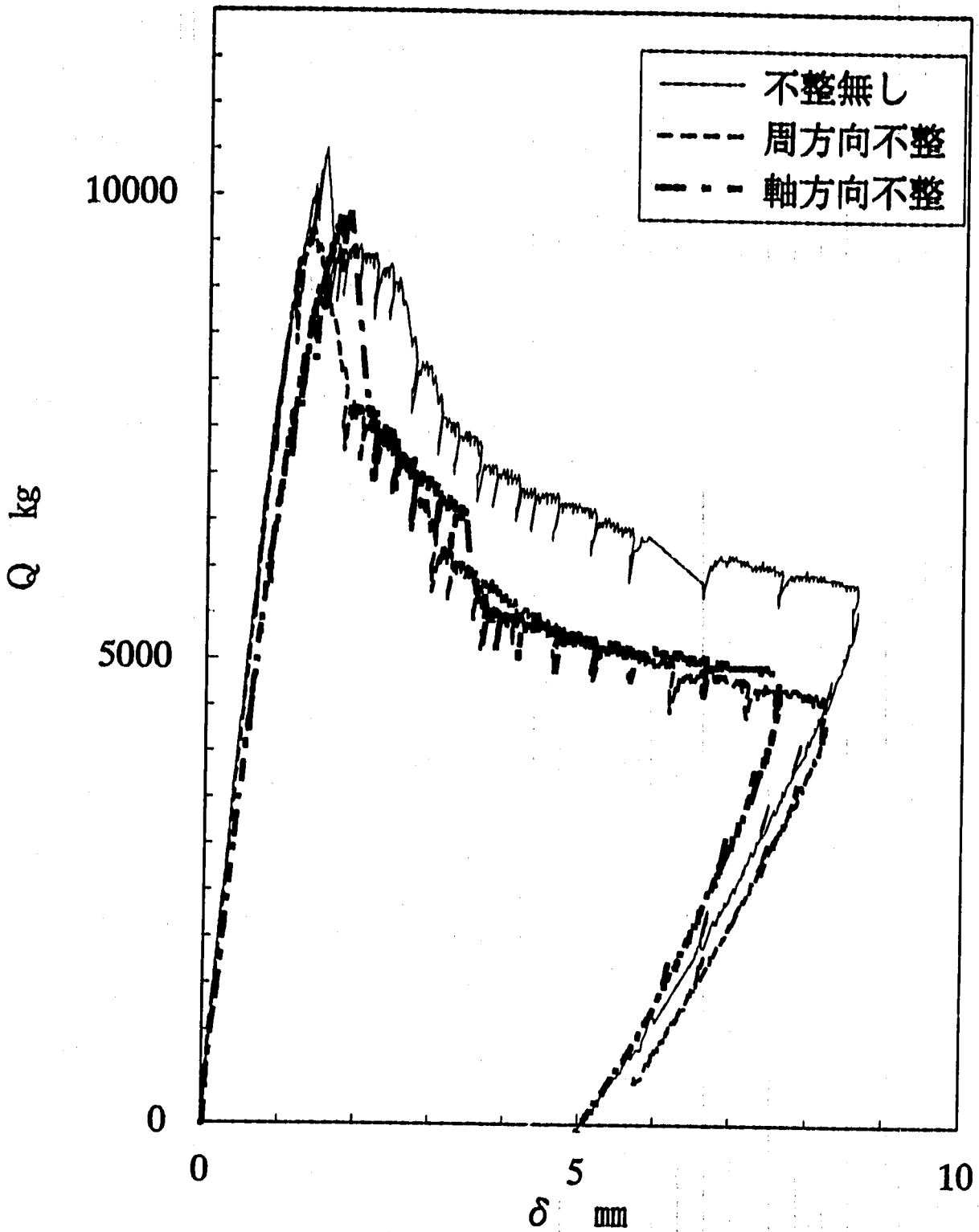


Fig. 3-9 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=208, L/R=2.0$).

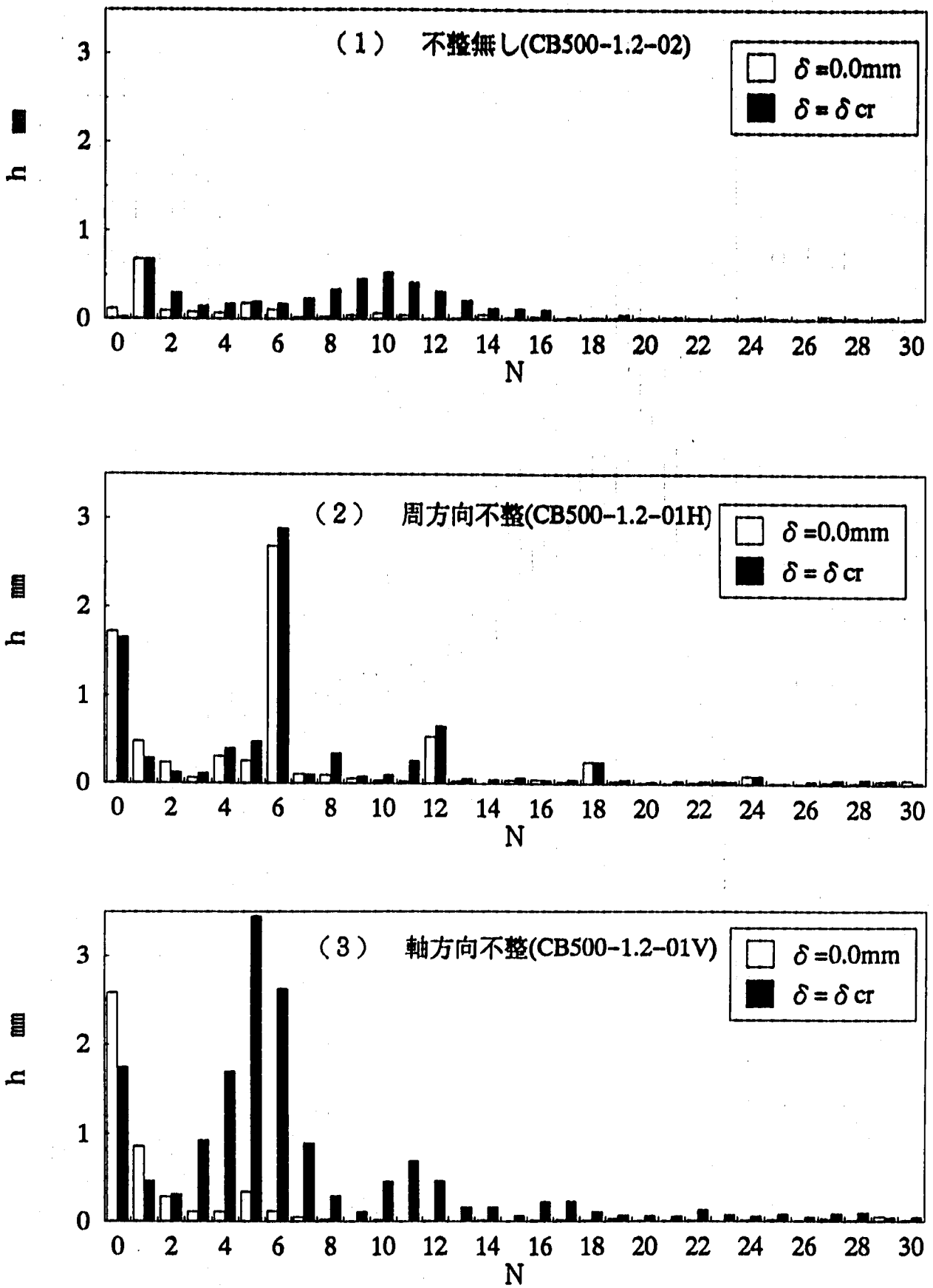
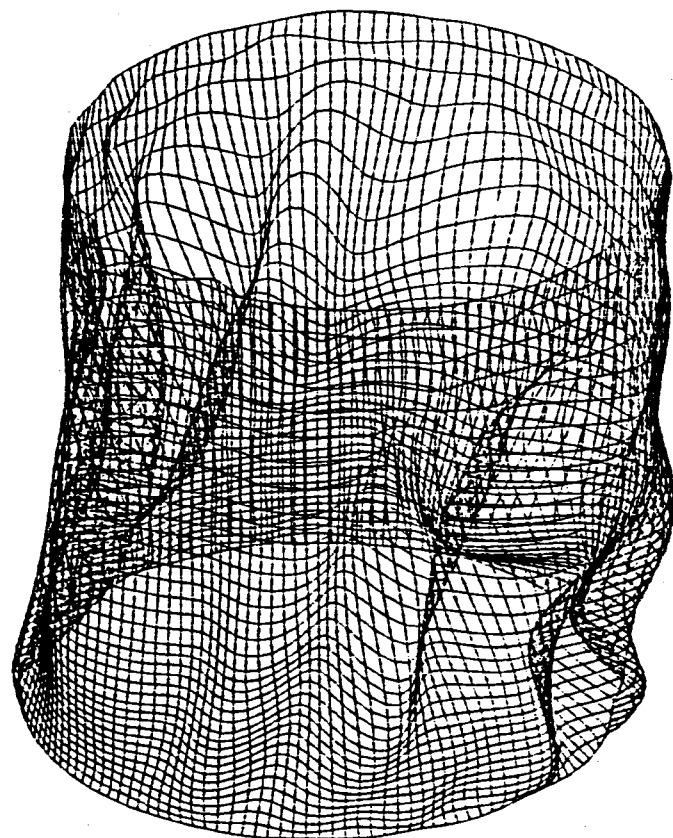
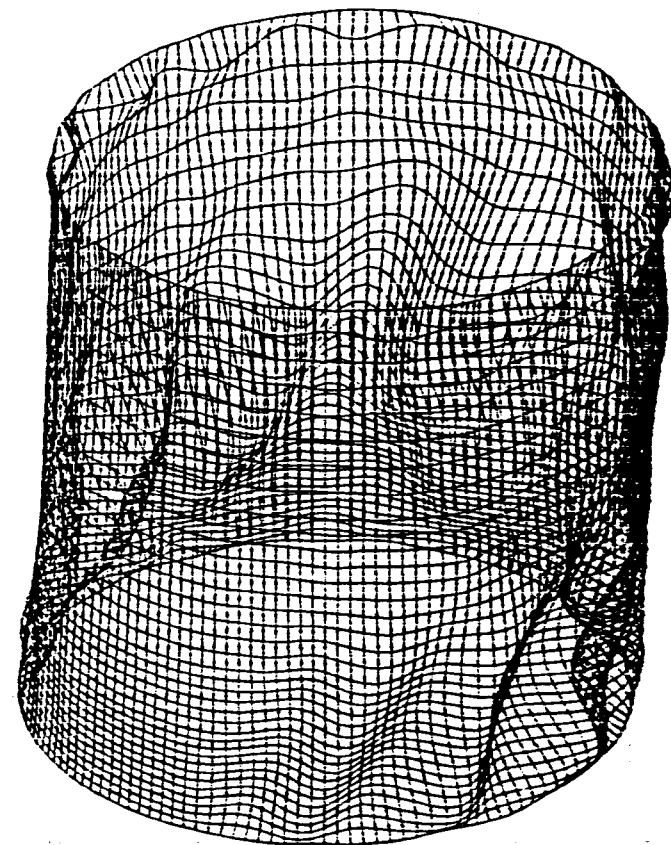


Fig. 3-10 Imperfection wave number analysis (R/t=208, L/R=2.0, Z=250mm).



GEOM. SCALE 1 100.000

(1) TIG



GEOM. SCALE 1 100.000

(2) SLIT

Fig. 3-11 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=250, L/R=2.0$).

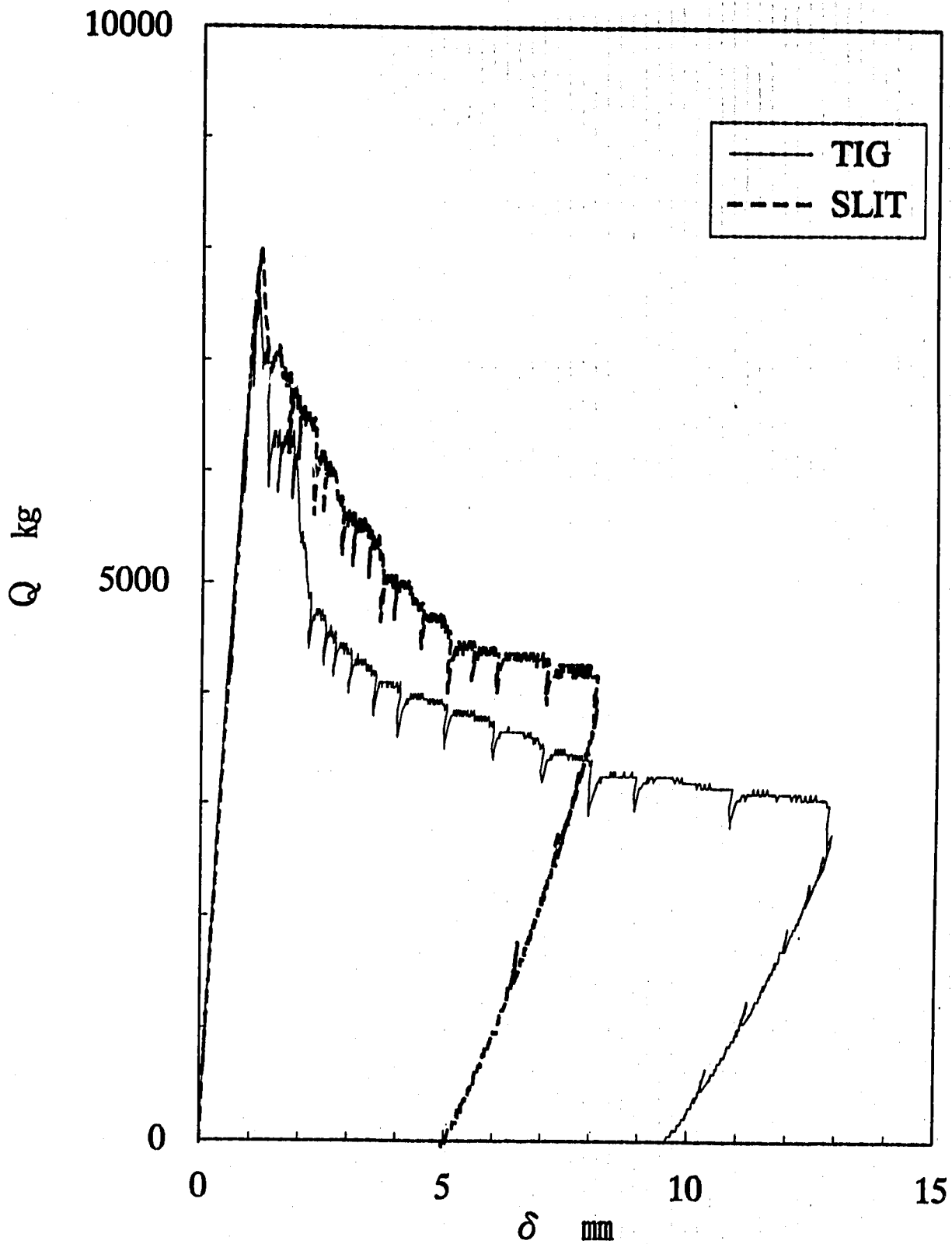


Fig.3-12 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=250, L/R=2.0$).

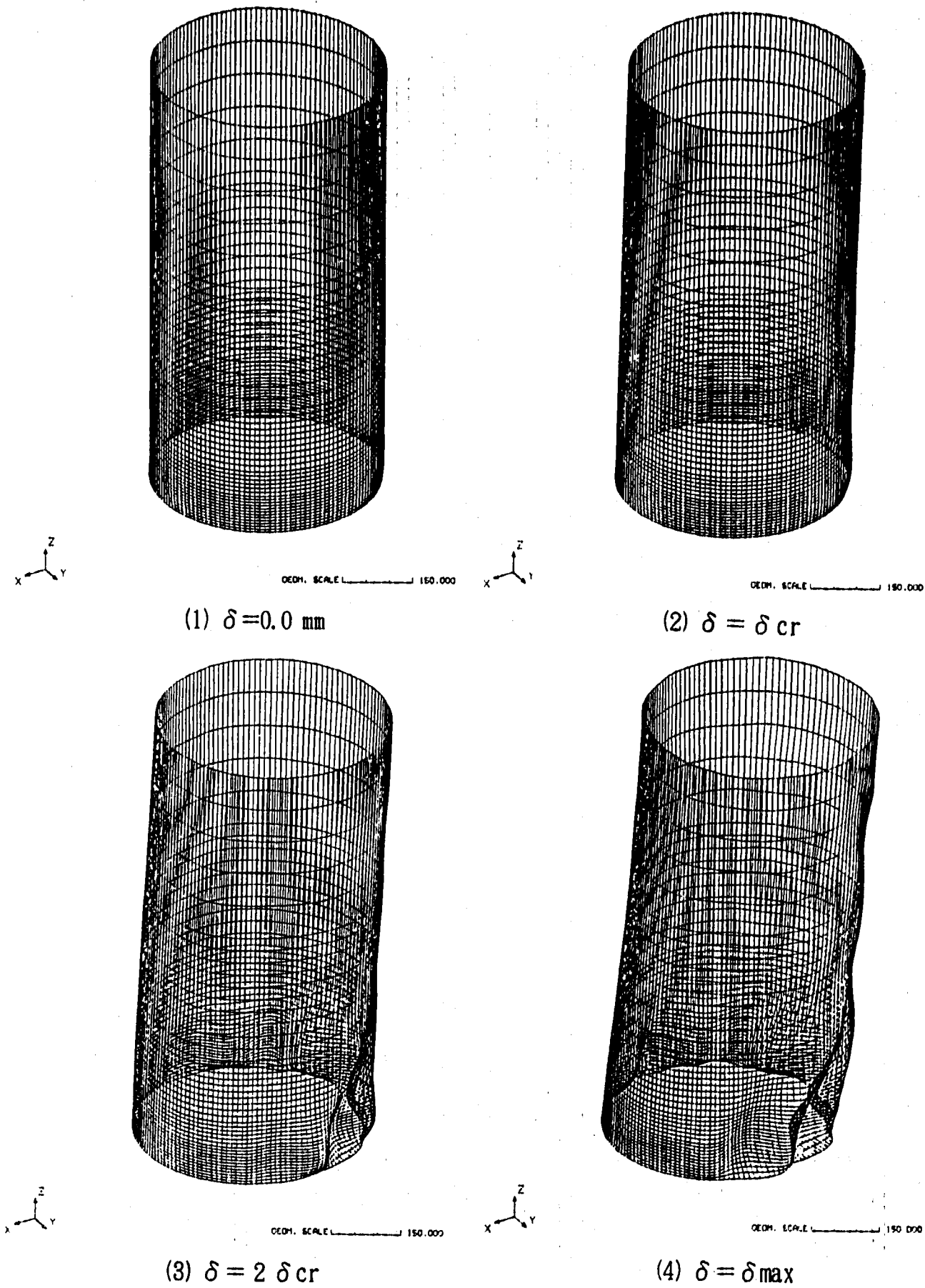


Fig.4-1 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=4.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}$).

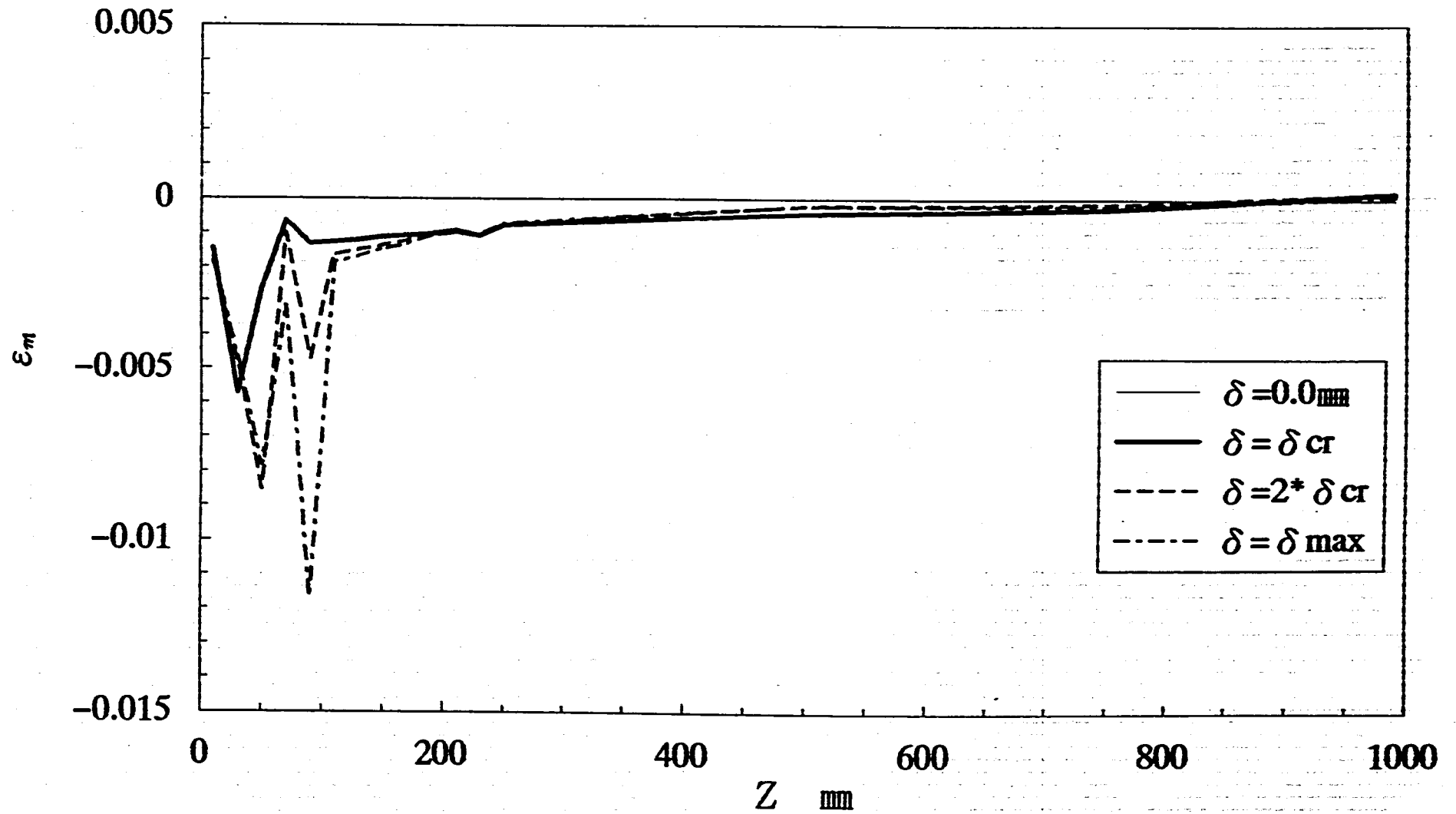


Fig. 4-2 Meridional strain distribution on meridional line
($R/t=167, L/R=4.0, \theta=180^\circ$).

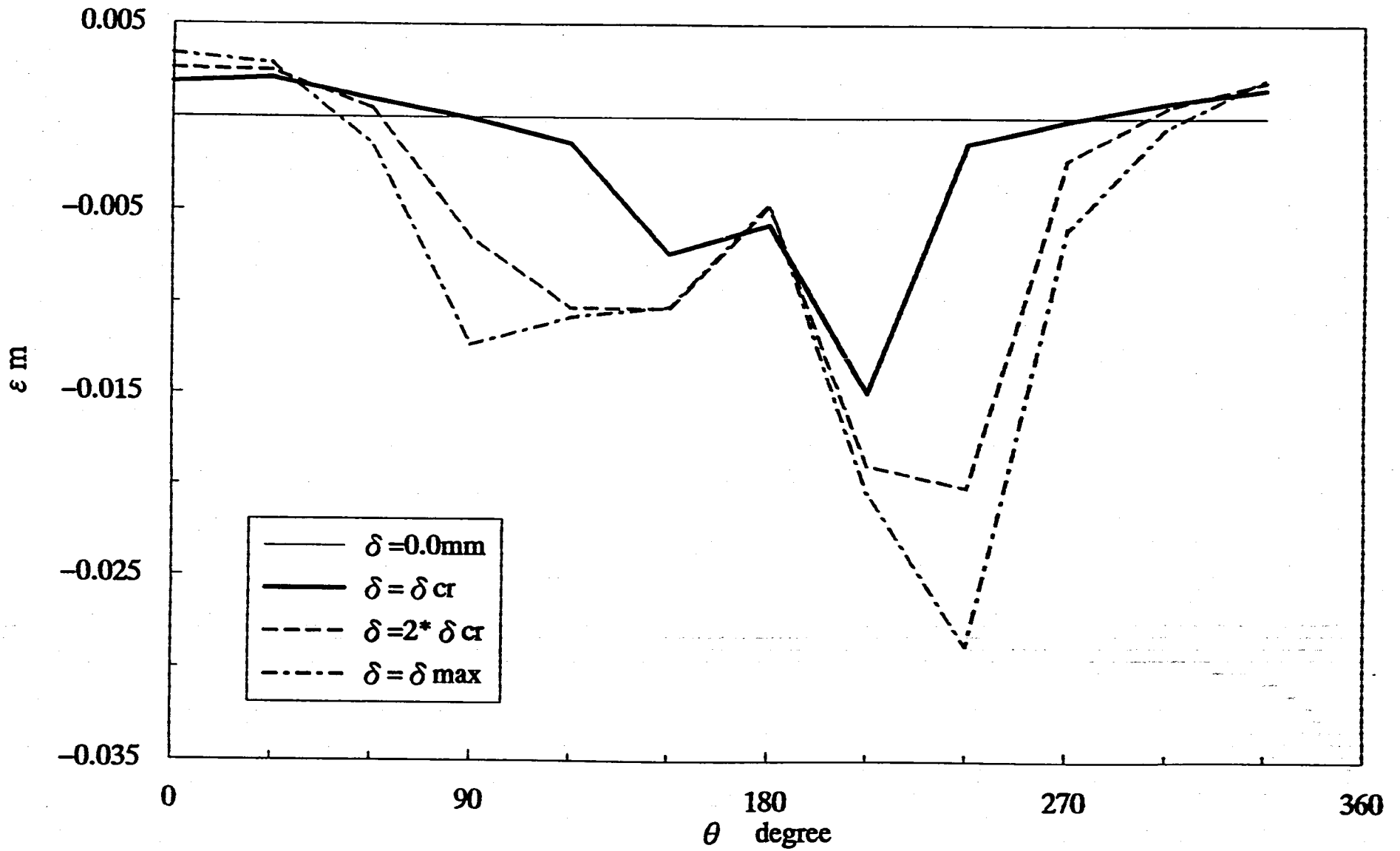


Fig. 4-3 Meridional strain distribution on circumferential line
 ($R/t=167, L/R=4.0, Z=30\text{mm}$).

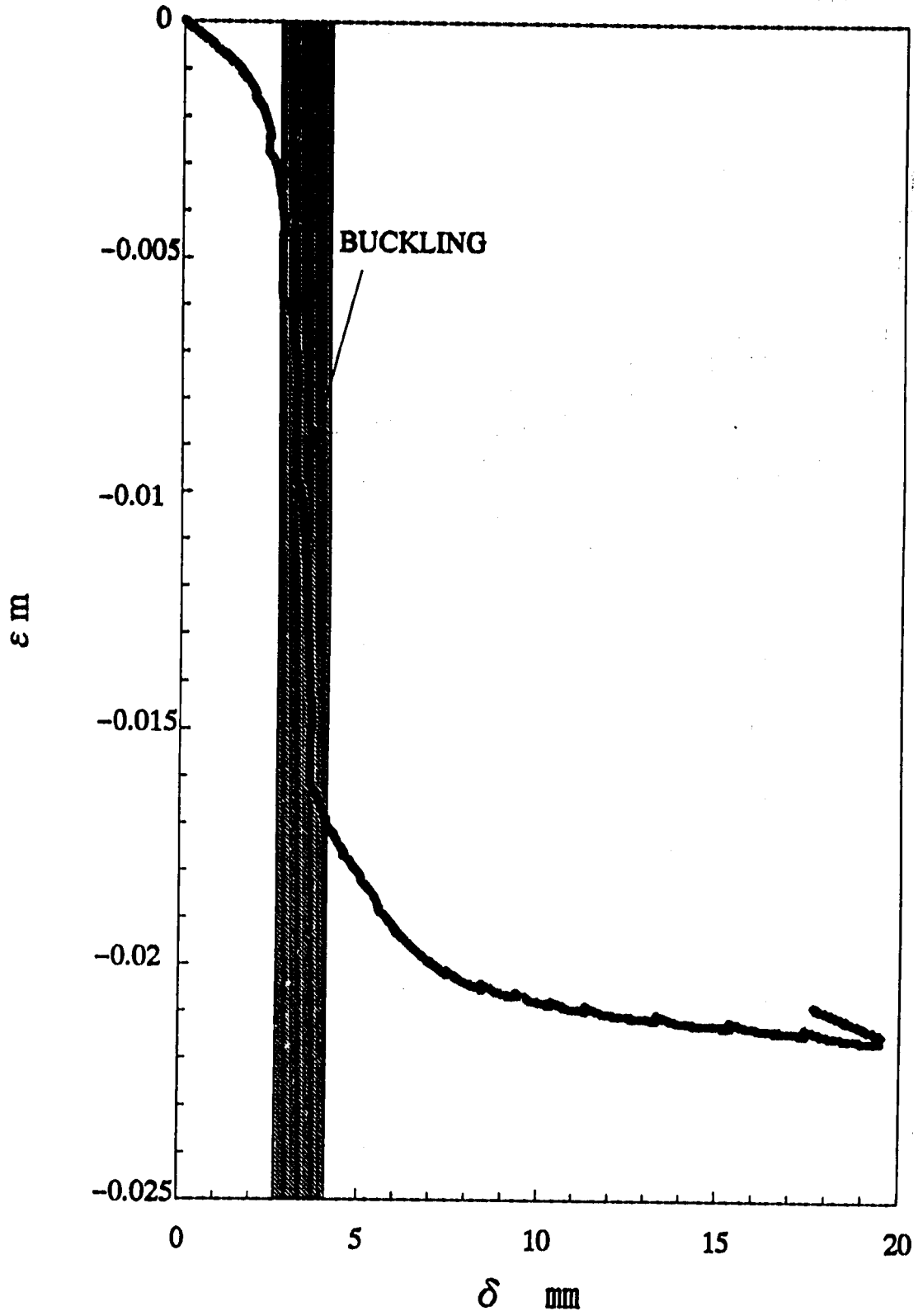


Fig. 4-4 Relation between meridional strain and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=167, L/R=4.0, \theta = 210^\circ, z=30\text{mm}$).

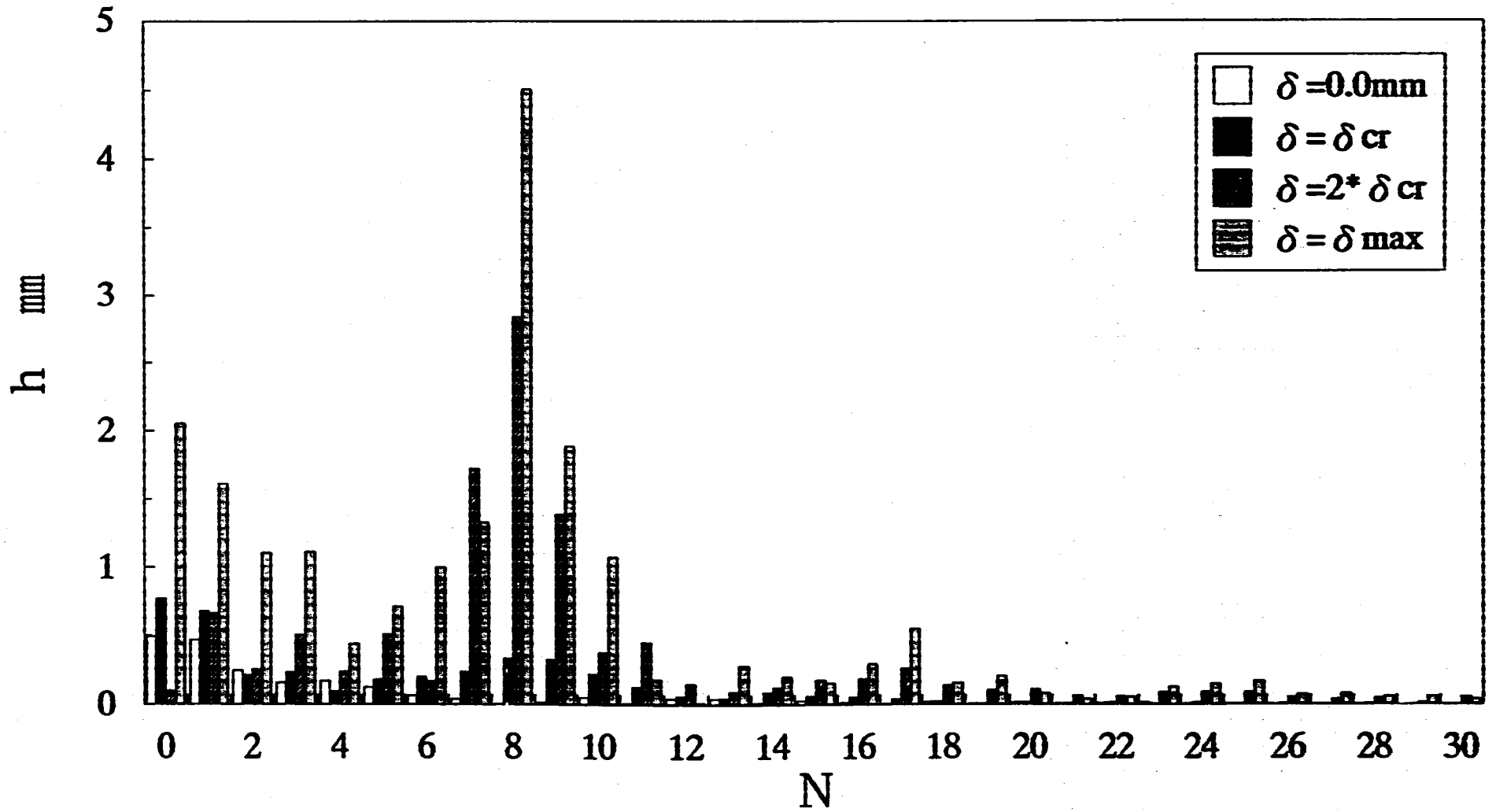


Fig. 4-5 Imperfection wave number analysis ($R/t=167, L/R=4.0, \delta=0.0 \sim \delta_{max}$, $Z=30\text{mm}$).

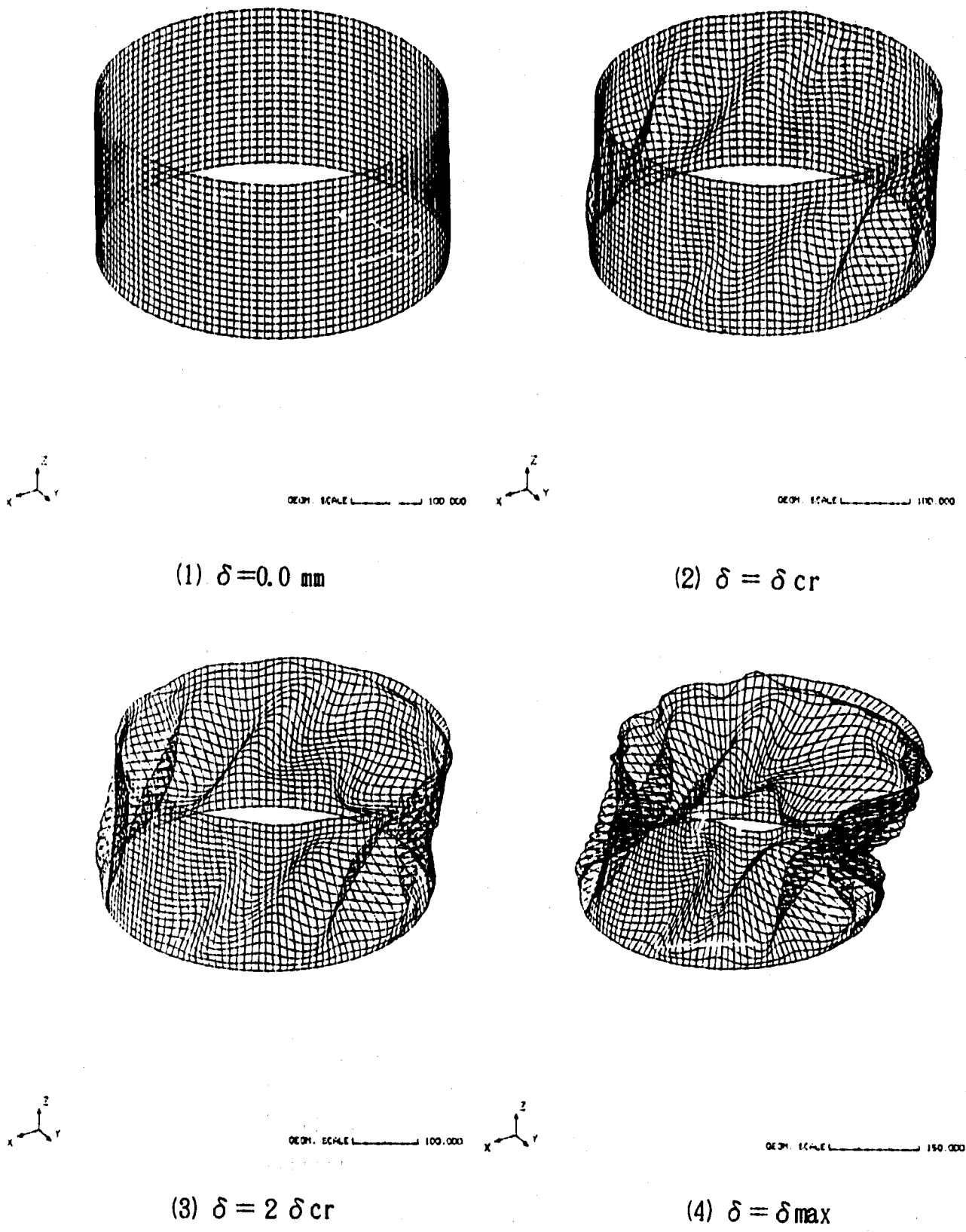


Fig. 4-6 Deformed shape of test piece after shear-bending buckling test measured by C I M D ($R/t=167, L/R=1.0, \delta = 0.0 \sim \delta_{max}$).

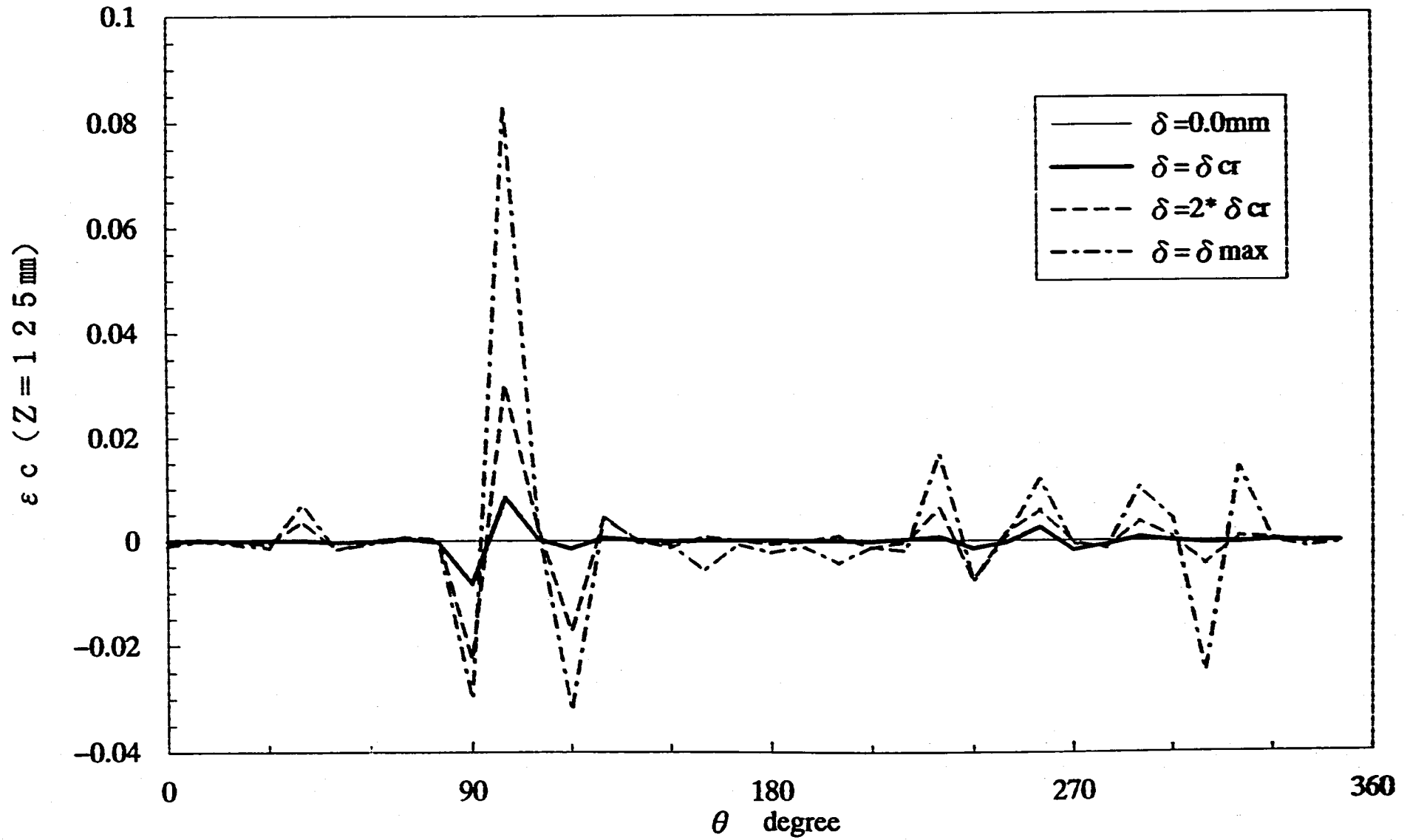


Fig. 4-7 Circumferential strain distribution on circumferential line
($R/t=167$, $L/R=1.0$, $Z=125 \text{ mm}$).

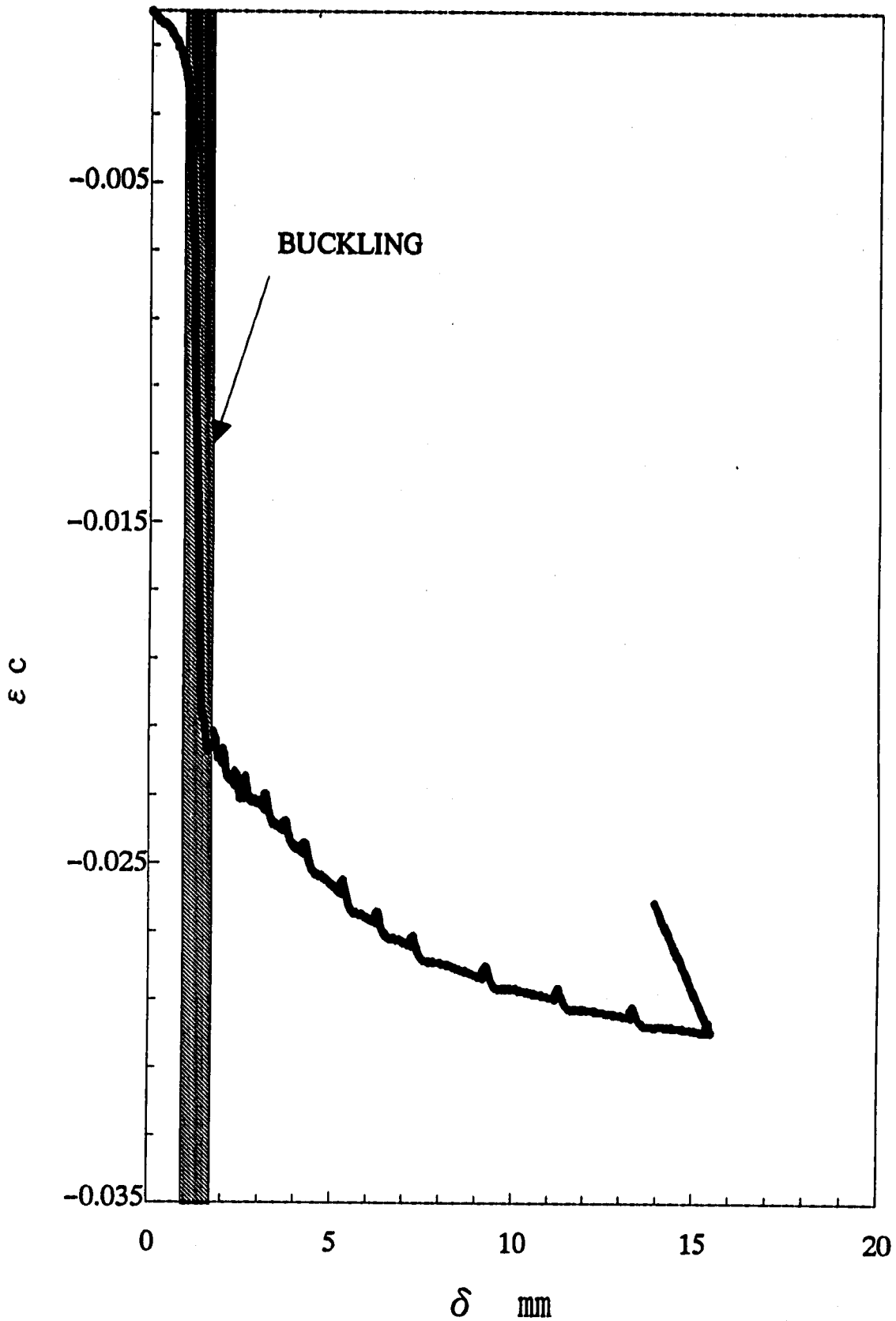


Fig. 4-8 Relation between circumferential strain and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=167, L/R=4.0, \theta = 90^\circ, Z=125\text{mm}$).

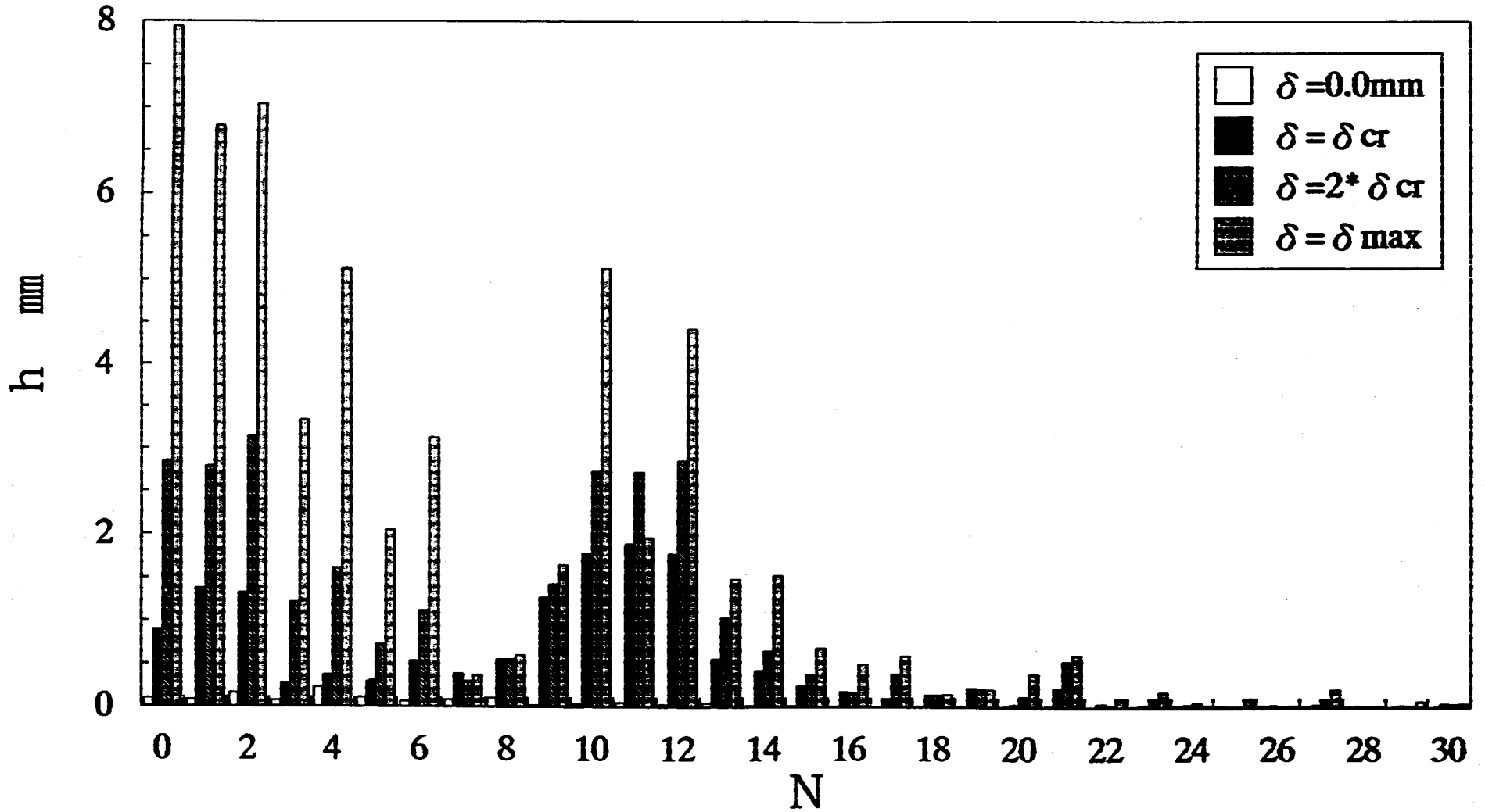


Fig. 4-9 Imperfection wave number analysis ($R/t=167, L/R=4.0, \delta = 0.0 \sim \delta_{max}$, $Z=125\text{mm}$).

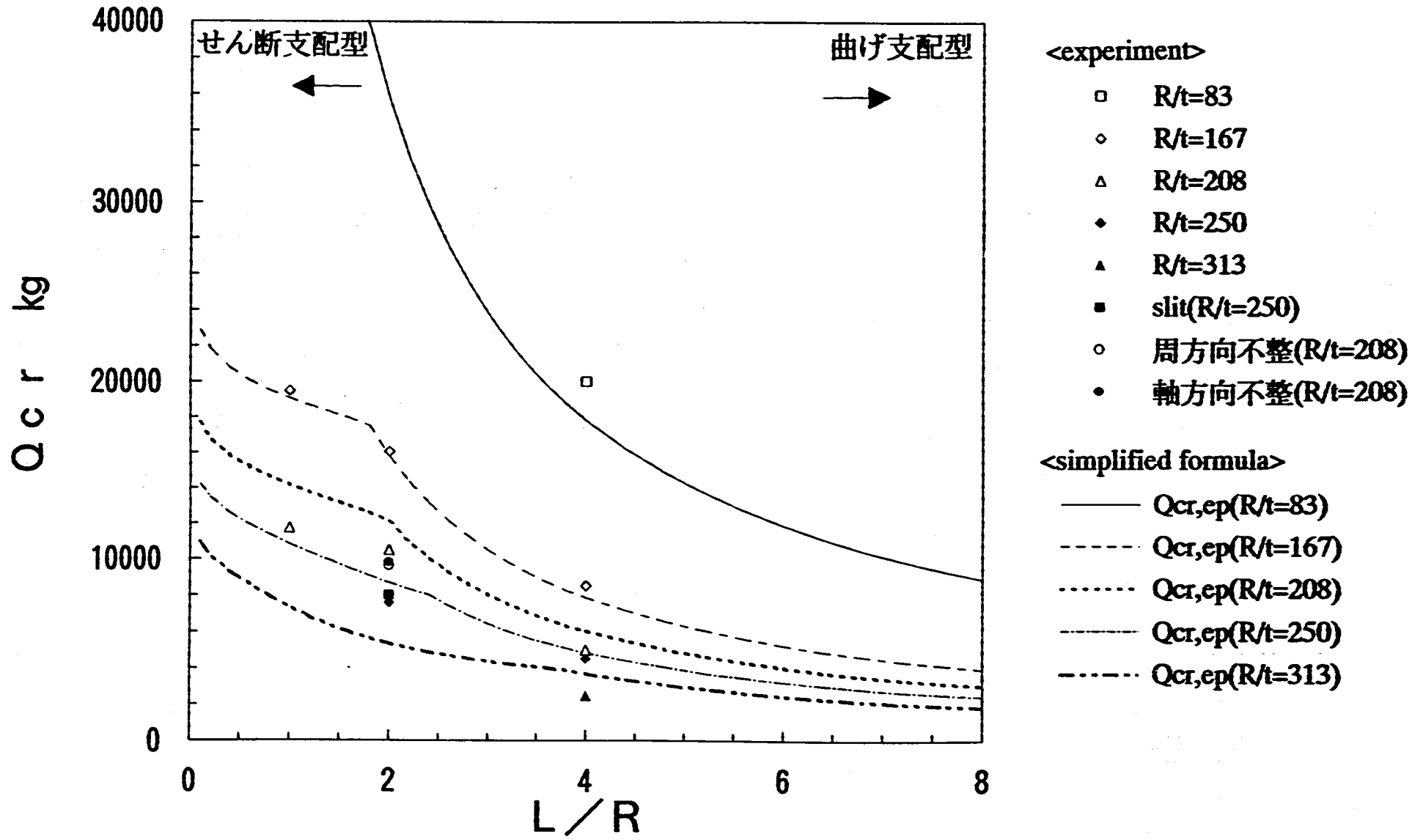


Fig. 4-10 Relation between Q_{cr} and L/R at shear-bending buckling test.

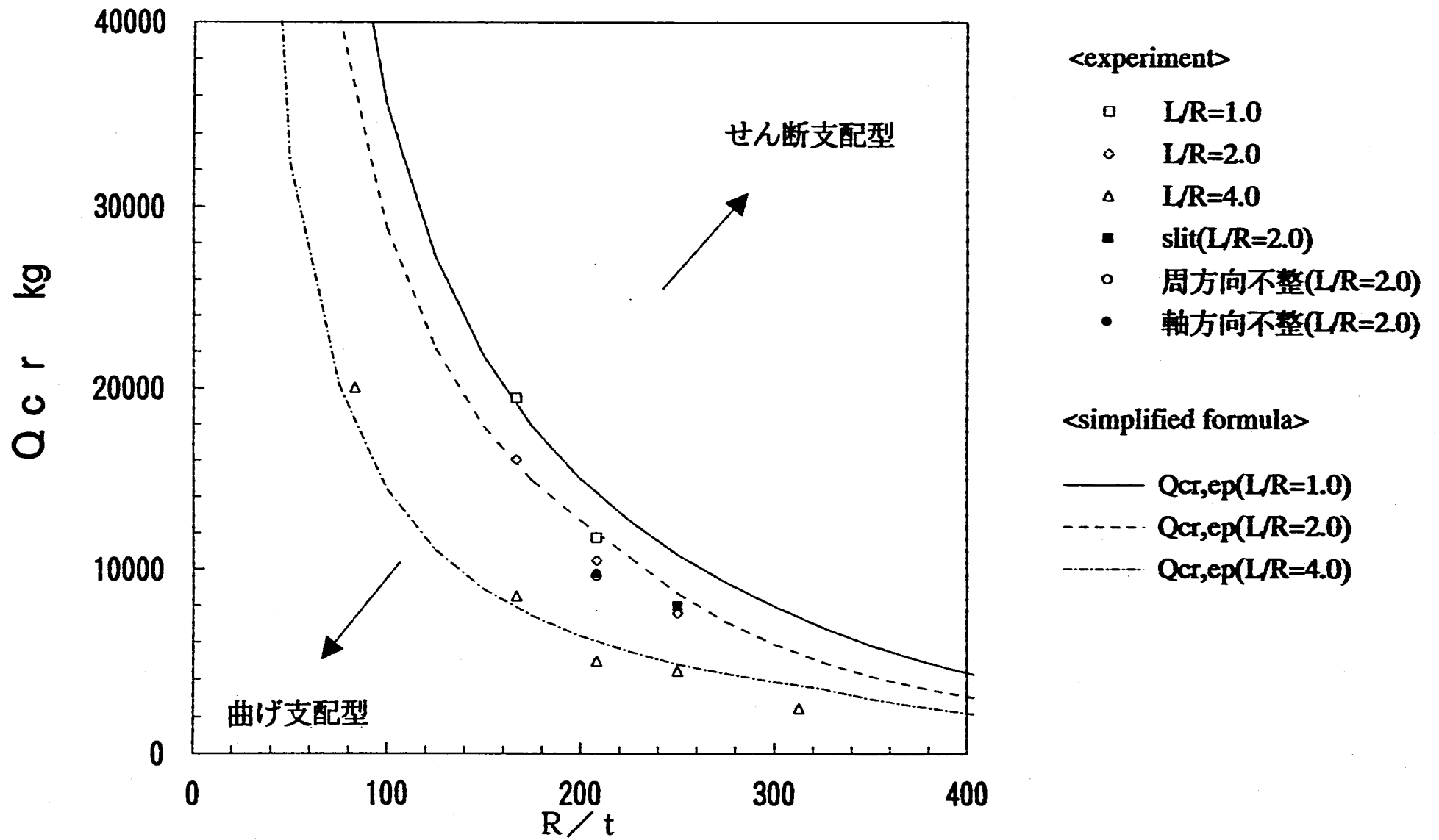


Fig. 4-11 Relation between Q_{cr} and R/t at shear-bending buckling test.

Appendix-1 「試験体の検査」

(1) 素材検査

1) 材料照合

現品受入れの際、必ず現品とミルシートと照合する。板厚を測定し規格公差内である事を確認する。

(2) 溶接作業検査

1) 溶接方法及び溶接士

溶接は電気事業法第46条第2項第1号に規定する溶接施工法で確認された手順により行う。溶接士は同法で認可されたものが施工する。

2) 余盛高さ

長手溶接部の余盛高さはグラインダーにて削り、余盛高さは0.4mm以下とする。

(3) 溶接部検査

溶接部に下記の欠陥がない事を確認する。

- 1) 溶接ビードの極端な不揃い、過度の余盛
- 2) アンダーカット、オーバーラップ、ピンホール
- 3) スラグ、スパッターの付着
- 4) 外傷その他有害な欠陥

試験体素管長手溶接線は浸透探傷試験及び放射線透過試験を実施する。

(4) 非破壊検査

1) 放射線検査

放射線透過試験の方法はJIS Z 3106に従い、外観検査及び浸透探傷検査合格後に実施すること。検査部分及び判定基準は下記の如くである。

- a) 試験体素管長手断手 無欠陥

2) 口径別撮影枚数及びフィルムマーク

a) 長手継手

口径	撮影方法	枚数（1シームに付）	
		試験体	短管
500 ^A	単影像法	有効範囲を 250mm以下 とする (全線)	-----

b) 周継手

口径	撮影方法	枚数（1シームに付）
-----	-----	-----

b) 探傷剤

探傷剤は下記のものを使用すること。

- (イ) 浸透液 R-1A (スペシャル) 赤色油状液
 - (ロ) 洗浄液 R-1M (スペシャル) 無色透明液体
 - (ハ) 現像液 R-1S (スペシャル) 白色懸濁液
- (製造者 栄進化学株式会社)

c) 検査範囲

- (イ) 試験体及び短管の長手溶接継手
- (ロ) 試験体と短管の周溶接継手
- (ハ) 管とフランジの周溶接継手

試験体の長手溶接継手は無欠陥としその他は電気事業法の判定による。

(5) 製品検査

1) 漏洩検査

試験体は SHIPPING ボルトを取りつけたまゝ、両端を平板でシールし、内部に空気又は窒素を封入し下記の圧力にて漏洩検査を行い洩れのない事を石鹼水にて確認する。

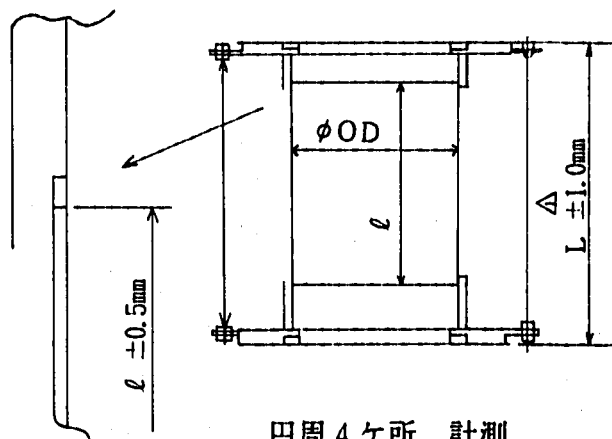
	板厚	気密試験圧力
ストレート試験体	3.0	0.5 kg/cm ²
	1.5	0.5 "
	1.2	0.5 "
	0.8	0.5 "
円周不整試験体	1.2	-※
長手不整試験体	1.2	0.1 "

※ 円周不整試験体は液体浸透試験で代行する。

2) 寸法検査

a) 試験体

薄肉試験体自身の寸法は次の如く計測する。



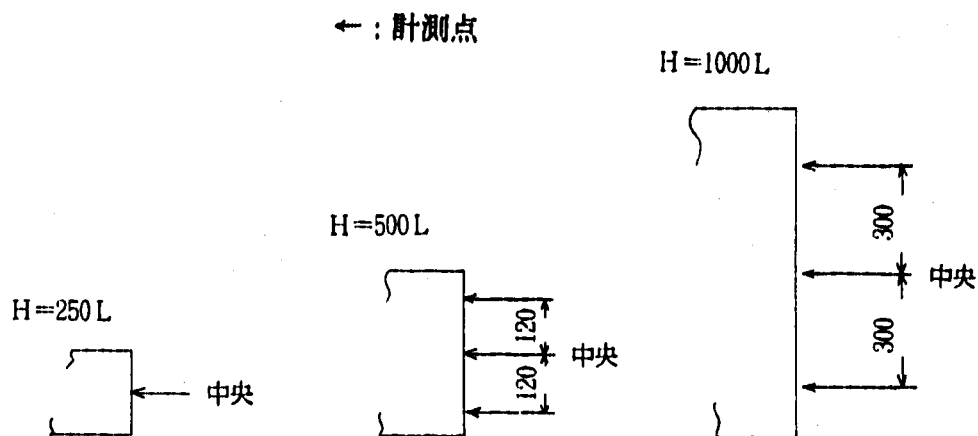
(イ) 全長

 $L \pm 1.0\text{mm}$
 $\ell \pm 0.5\text{mm}$

平行度は円周4ヶ所にて $\pm 2.0\text{mm}$ 以内とする。(フランジ面)

(ロ) 外径及び長手方向そり

試験体はターニング又はポジショナー等に固定しダイヤルケージを外径面にあて回転させて計測を行う。



試験体軸直線を基準とし計測点に於て長手方向及び円周方法に $\pm 1.5\text{mm}$ の許容値に入っている事を目標とする。

b) フランジ

J I S B 0405 12 級に規定された公差による。

(3) 外観検査

試験体に有害な欠陥のない事を確認する。

(4) 洗浄試験

試験体に水分、油、汚れ、シミ等で汚染がなされていない事を確認する。

試験及び検査項目

	項目	検査箇所	社内検査	PNC検査	記録提出	備考
素材検査	材料照合	試験体 短管 フランジ材	◎	-	○	ミルシート と照合
	外観検査					
溶接 作業 検査	溶接施工法 溶接士		◎	-	△ ○	
	開先面検査	試験体長手	◎	-	△ ○	
	開先寸法検査	試験体長手	◎	-	△ ○	
	溶接	試験体長手 短管長手 その他周継手	◎	-	△ ○	
非破壊 検査	放射線透過試験	試験体長手	◎	△ ⊗ フィルム確認	○	
	浸透探傷試験	試験体長手	◎	-	○	
製品 検査	浸透探傷試験	短管長手、試験体と短管、 短管とフランジ周継手	◎	⊗	○	
	寸法検査		◎	⊗	○	
	外観検査		◎	⊗	○	
	漏洩検査		◎	⊗	○	
	洗浄検査		◎	⊗	○	

⊗ : PNC立会
◎ : 社内検査
○ : 書類提出

Appendix - II 寸法・材料定数測定結果

Test Piece No.	Nominal Dimension			Measured Dimension			Material Property		
	R, mm	t, mm	L, mm	R, mm	t, mm	L, mm	E, kg/mm ²	σ_y , kg/mm ²	ν
CB500-0 8-01	2 5 0	0. 8	1 0 0 0	250.30	0.795	995.8	19530	24.19	0.266
CB500-1.0-01	2 5 0	1. 0	5 0 0	250.07	0.978	496.5	19070	30.10	0.266
CB500-1.0-02	2 5 0	1. 0	5 0 0	249.91	0.975	496.5	19070	30.10	0.266
CB500-1.0-03	2 5 0	1. 0	1 0 0 0	250.18	0.975	997.9	19070	30.10	0.266
CB500-1.2-01	2 5 0	1. 2	2 5 0	250.51	1.155	247.6	20130	27.66	0.266
CB500-1.2-02	2 5 0	1. 2	5 0 0	250.16	1.155	498.0	20130	27.66	0.266
CB500-1.2-03	2 5 0	1. 2	1 0 0 0	250.01	1.180	996.8	20130	27.66	0.266
CB500-1.2-01H	2 5 0	1. 2	5 0 0	250.29	1.165	498.4	20130	27.66	0.266
CB500-1.2-01V	2 5 0	1. 2	5 0 0	250.84	1.125	501.0	20130	27.66	0.266
CB500-1.5-01	2 5 0	1. 5	2 5 0	249.72	1.483	247.8	30.08	20000	0.266
CB500-1.5-02	2 5 0	1. 5	5 0 0	249.63	1.435	495.8	30.08	20000	0.266
CB500-1.5-03	2 5 0	1. 5	1 0 0 0	249.88	1.475	996.8	30.08	20000	0.266
CB500-3.0-01	2 5 0	3. 0	1 0 0 0	249.97	2.978	995.0	31.69	20200	0.266

Appendix-III
SAXON概要

SAXON 概要

SAXONプログラムは形状近似プログラム (SHAPE APPROXIMA-TION PROGRAM) より命名された。

構造工学室では、設計基準等に反映すべく、炉容器その他薄肉シェル構造を対象として円筒殻の剪断座屈試験を行っている。

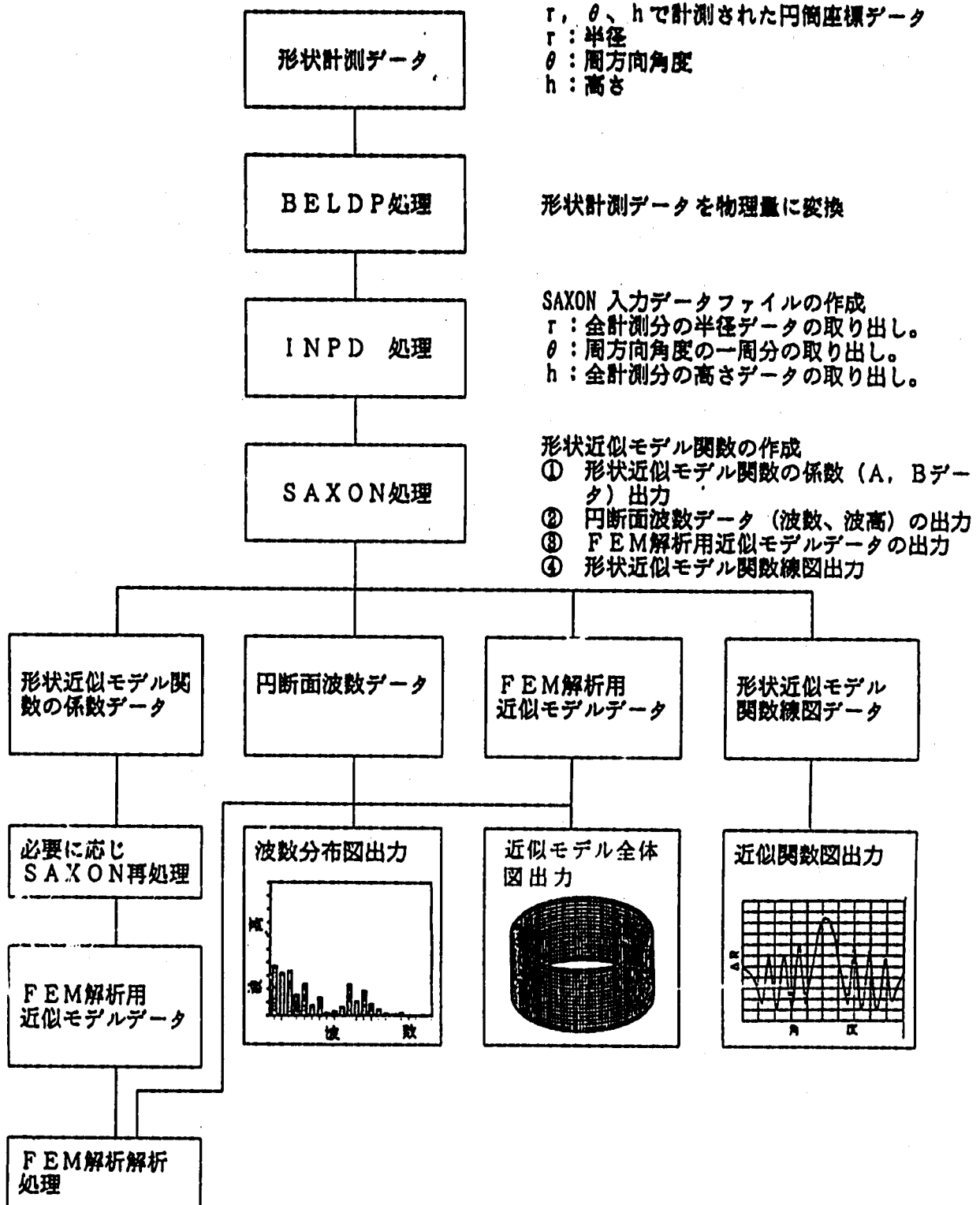
本SAXONプログラムは、円筒殻試験体の形状計測データ (r 、 θ 、 h で示される極座標データ) を入力データとし3次元試験体形状を数学的手法により一つの関数で形状近似モデルを表現する関数を創成する形状近似モデル創成プログラムである。

この関数は円周方向にはフーリエ多項式、高さ方向にはべき乗多項式を有し、多項式の係数は円周方向はフーリエ多項式の直交性より決定され、高さ方向は最小二乗法により決定される。

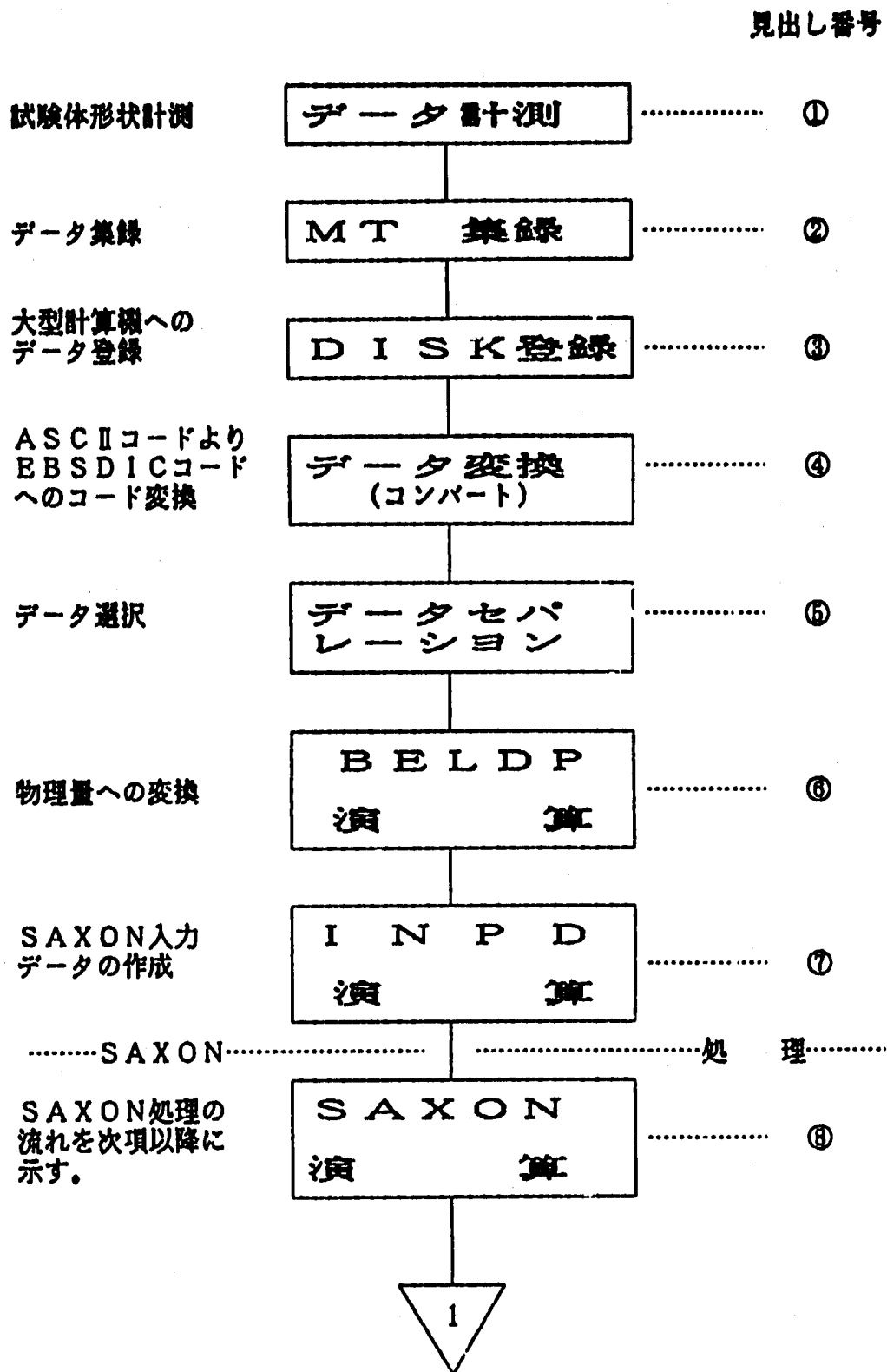
形状近似モデル関数によりSAXONは次の様な機能を有する。

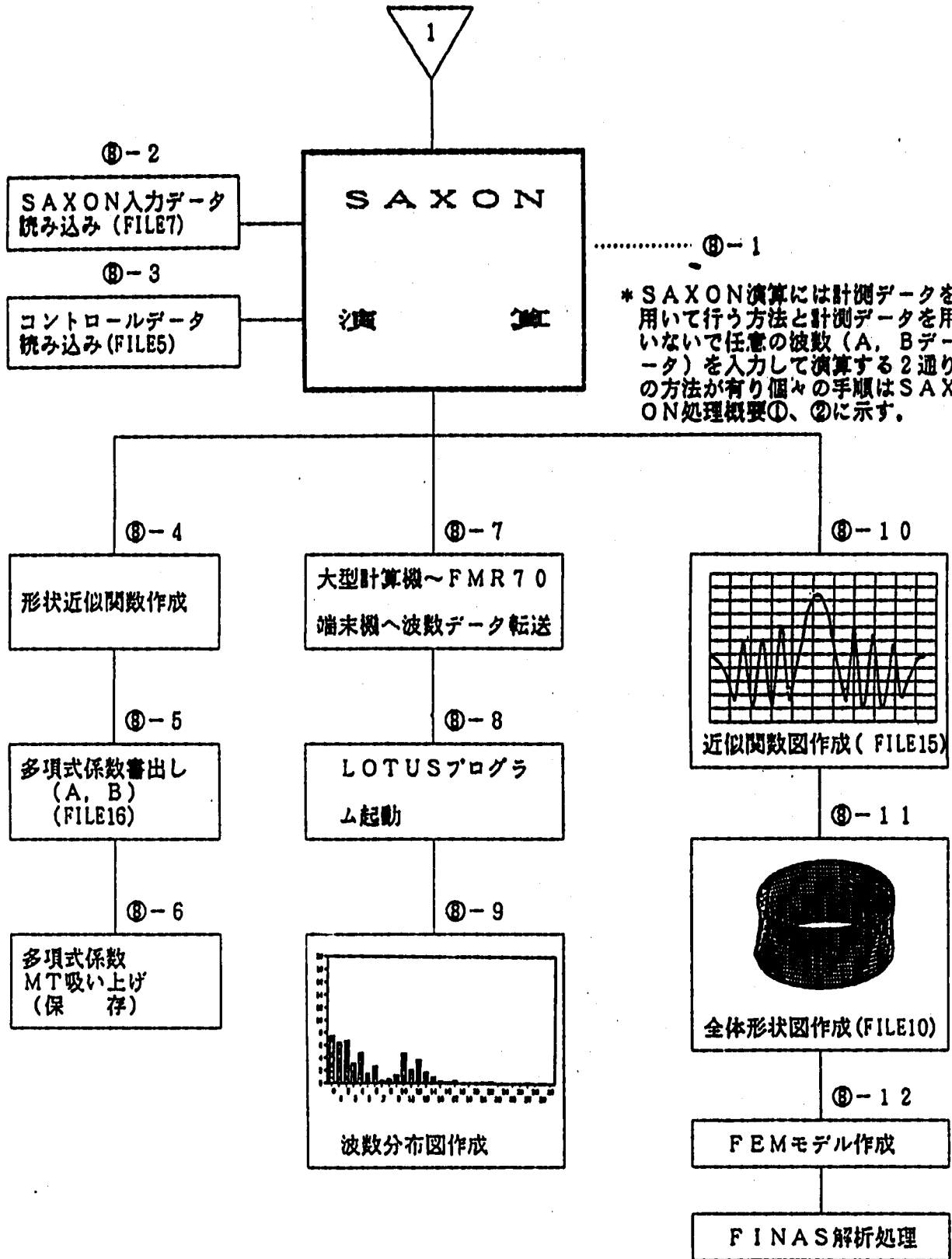
1. 形状近似関数の係数が計算されるため座屈モードの定量的、定性的な分析が可能である。
2. 形状近似関数の自在性により有限要素分割が自由であり任意の分割数の形状図の作成が可能である。
3. 任意円断面での形状図作成及び波数分析図作成が可能である。
4. FEM解析用モデルデータ (円筒座標系による接点座標データ) の有限要素分割が自由であり適切なFEM解析用モデルデータの作成が可能である。
5. 形状近似関数の係数を保存することにより再度同様の形状近似関数の作成が容易であり必要に応じ係数を修正する事により任意の形状図及びFEM解析用モデルデータの作成が可能である。

SAXON 処理概要



データ処理の流れ





Appendix-IV(1) 荷重-変位関係図

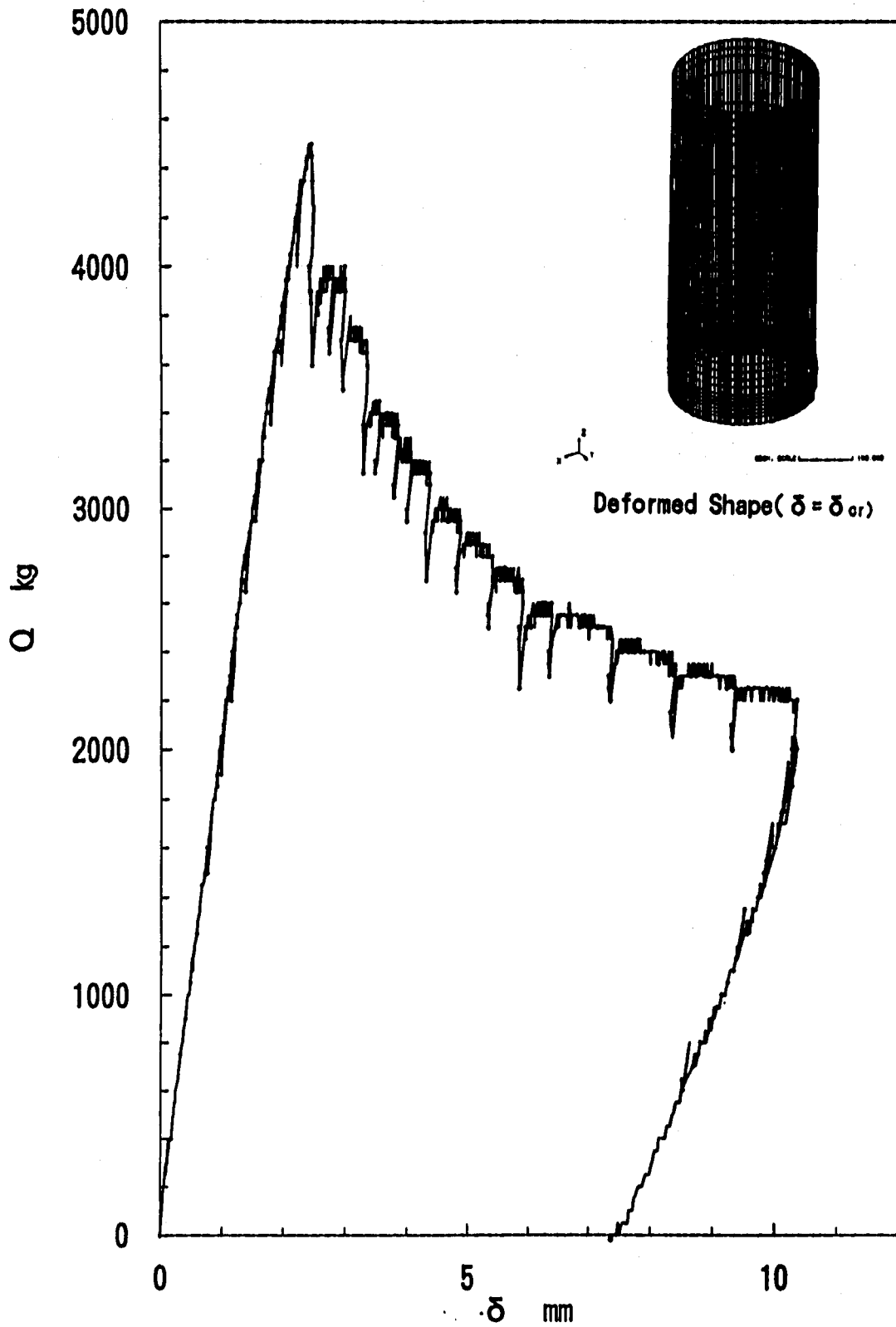


Fig. A-1 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=250, L/R=4.0$).

Appendix-IV(2) 荷重-変位関係図

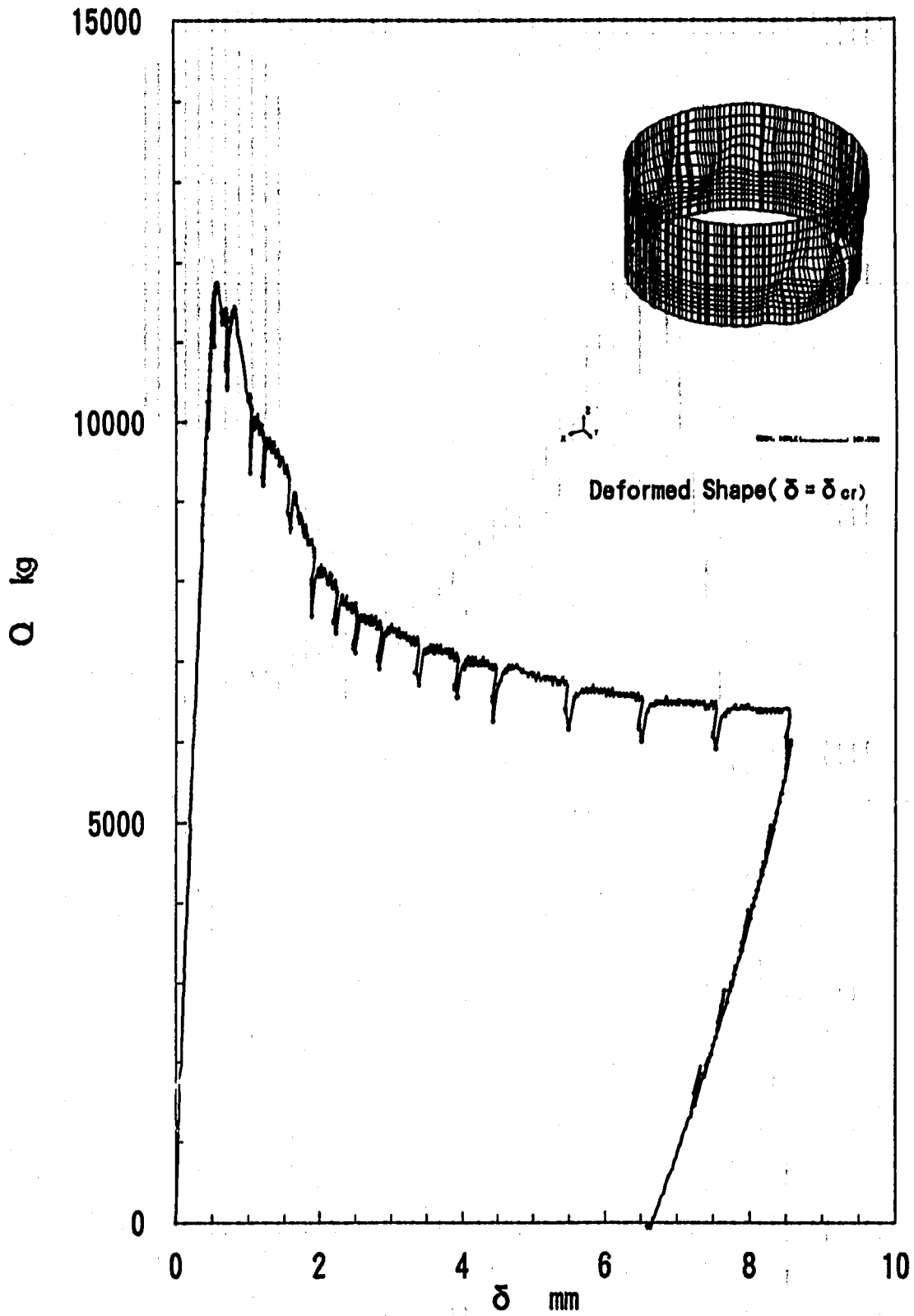


Fig. A-2 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test ($R/t=208, L/R=1.0$).

Appendix-IV(3) 荷重-変位関係図

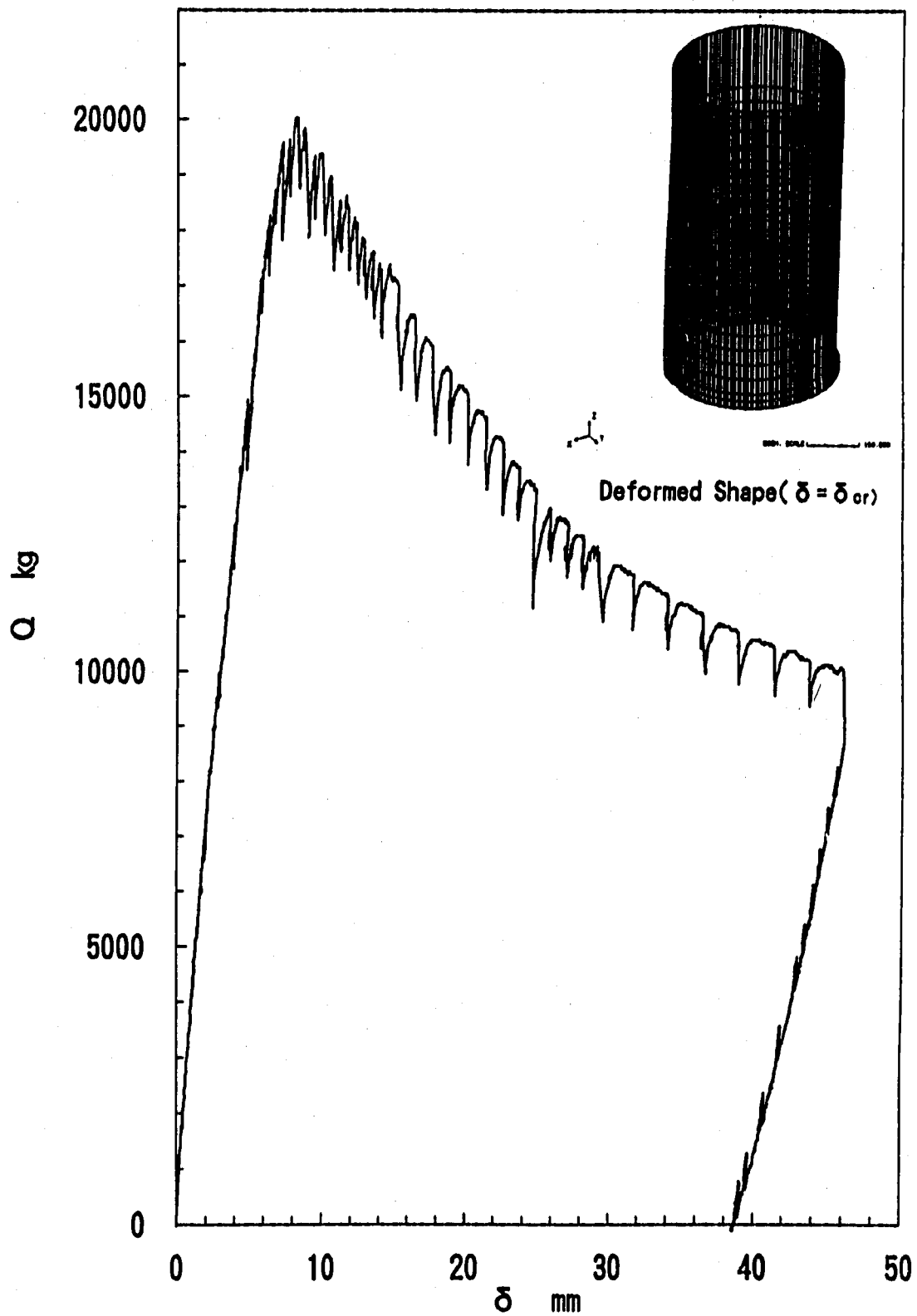


Fig. A-3 Relation between shear force and shear displacement at shear-bending buckling test($R/t=83, L/R=4.0$).