



JP0150341



改良リング引張試験における引張方法と  
試験片形状の最適化

2001年3月

北野 剛司・更田 豊志・笹島 栄夫・上塚 寛

日本原子力研究所  
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。  
入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費頒布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 〒319-1195, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 2001

編集兼発行 日本原子力研究所

## 改良リング引張試験における引張方法と試験片形状の最適化

日本原子力研究所東海研究所安全性試験研究センター原子炉安全工学部

北野 剛司\*・更田 豊志・笹島 栄夫・上塙 寛

(2001年1月31日受理)

燃料ペレットとの相互作用によって被覆管に円周方向荷重が作用する条件での被覆管の機械特性を定量的に評価できるように、リング試験片に変形範囲を限定するためのゲージ部を設けた改良リング引張試験が提案されている。しかしながら、円周方向荷重に対する被覆管の機械特性を適切に評価できる引張方法および試験片寸法形状は未だ定まっていない。そこで本研究では、有限要素法による試験片の弾塑性解析とゲージ部寸法形状を変化させた数種類の試験片を用いたリング引張試験を行い、引張方法および試験片寸法形状について検討した。二分割型のリング引張試験治具を用いる場合、試験片変形部(ゲージ部)を治具の片方(ハーフマンドレル)の頂部にセットし、かつ、ハーフマンドレルと試験片との間の摩擦をテフロンテープにより低減することで、円周方向荷重に対する機械特性を正確に評価できることを明らかにした。さらに、PWR17×17 タイプ被覆管の円周方向単軸応力下の機械特性を適切に評価できるリング試験片の寸法形状を示した。

---

東海研究所：〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2-4

\* 外来研究員(原子燃料工業株)

Optimization of Tensile Method and Specimen Geometry  
in Modified Ring Tensile Test

Koji KITANO\*, Toyoshi FUKETA, Hideo SASAJIMA and Hiroshi UETSUKA

Department of Reactor Safety Research  
Nuclear Safety Research Center  
Tokai Research Establishment  
Japan Atomic Energy Research Institute  
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received January 31, 2001)

Several techniques in ring tensile test are proposed in order to evaluate mechanical properties of cladding under hoop loading condition caused by pellet/cladding mechanical interaction (PCMI). In the modified techniques, variety of tensile methods and specimen geometry are being proposed in order to limit deformation within the gauge section. However, the tensile method and the specimen geometry were not determined in the modified techniques. In the present study, we have investigated the tensile method and the specimen geometry through finite element method (FEM) analysis of specimen deformation and tensile test on specimens with various gauge section geometries. In using two-piece tensile tooling, the mechanical properties under hoop loading condition can be correctly evaluated when deformation part (gauge section) is put on the top of a half-mandrel, and friction between the specimen and the half-mandrel is reduced with Teflon tape. In addition, we have shown the optimum specimen geometry for PWR 17 by 17 type cladding.

Keywords: PCMI, Cladding, Mechanical Properties, Ring Tensile Test, Hoop Loading

---

\* On leave from Nuclear Fuel Industries, Ltd.

## 目 次

1. 緒論-----	1
2. 引張方法の最適化-----	3
2.1 解析条件-----	3
2.2 解析結果-----	4
2.3 伸び・引張強度評価に及ぼす摩擦の影響-----	5
3. 試験片形状の最適化-----	7
3.1 実験方法-----	7
3.2 荷重一変位曲線-----	8
3.3 引張強度-----	8
3.4 均一塑性変位-----	9
3.5 塑性変位-----	10
3.6 リング幅の影響-----	11
3.7 最適なリング引張試験片形状-----	11
4. 結論-----	12
謝辞-----	13
参考文献-----	13

## Contents

1. Introduction-----	1
2. Optimization of Tensile Method -----	3
2.1 Analysis Condition-----	3
2.2 Analysis Result -----	4
2.3 Influence of Friction on Elongation and Tensile Strength-----	5
3. Optimization of Specimen Geometry-----	7
3.1 Testing Method-----	7
3.2 Load – displacement Curve-----	8
3.3 Tensile Strength -----	8
3.4 Uniform Plastic Displacement-----	9
3.5 Plastic Displacement -----	10
3.6 Influence of Ring Width-----	11
3.7 Optimum Geometry of Ring Tensile Specimen-----	11
4. Conclusion-----	12
Acknowledgment-----	13
References-----	13

## 1. 緒 論

経済性向上や放射性廃棄物低減などの様々な利点を有することから、軽水炉燃料の高燃焼度化が各国で進められている。高燃焼度化に伴って燃料の炉内滞在時間は長くなることから、燃料被覆管の腐食・水素吸収が進行し、被覆管の機械特性は劣化する。このため、高燃焼度化を進める上で、高燃焼度燃料の異常過渡並びに事故時の安全性を確認することは不可欠であり、実炉において照射された高燃焼度燃料を用いたランプ試験、パルス照射実験、被覆管機械特性試験等が各国で計画・実施されている。

反応度事故時の燃料挙動を調べるために原研の NSRR<sup>(1)</sup>及びフランスの原子力安全・防護研究所（IPSN）の Cabri<sup>(2)</sup>において、高燃焼度燃料を対象としたパルス照射実験が実施されている。これらの実験的研究によって、燃焼度の増大に従って低い投入エネルギーでペレット/被覆管機械的相互作用（PCMI）により燃料破損に至ることが確認された。NSRR 実験において破損した燃料を調べた結果、被覆管の円周方向の塑性変形量は極めて小さく、被覆管の著しい延性低下が破損要因の一つであった。このようなことから、高燃焼度燃料の破損挙動を把握するためには、ペレットの膨張メカニズムの解明に加えて、PCMI のような円周方向荷重が作用した場合の被覆管の機械特性を定量的に評価することが重要である。しかしながら、これまでのところ、円周方向荷重に対する被覆管の機械特性を定量的に評価する方法は確立されていない。さらに、我が国の安全評価では、通常運転時の異常な過渡変化において、燃料被覆管は円周方向平均塑性歪み 1%以下では破損しないことが求められている。燃焼のあまり進んでいない燃料被覆管については、軸方向引張試験等から円周方向平均塑性歪み 1%以下では破損しないことが評価できた。しかしながら、高燃焼度化に伴い、被覆管の延性は低下するため、円周方向の機械特性に関しても正確に評価し、円周方向平均塑性歪み 1%以下では破損しないことを確認する必要がある。この点からも円周方向荷重が作用した場合の被覆管の機械特性を定量的に評価する方法を確立することは重要である。

被覆管に円周方向荷重を与え、その機械特性を評価する試験方法としてはリング引張試験、バースト試験、マンドレル拡管試験などがある。バースト試験<sup>(3, 4)</sup>は気体あるいは液体を媒体として内圧を与え、PCMI と同様の応力状態や歪速度を再現することができることから、被覆管の健全性を確認するための試験としては有効である。しか

しながら、応力－歪み曲線のような機械特性データを取得することができない等の欠点がある。また、マンドレル拡管試験では試験片に作用する応力が均一ではないため、試験結果の評価が難しい。これに対してリング引張試験は、一般に実施されている板状材料の引張試験と同様の方法で試験結果を評価でき、さらに、ホットラボにおける試験が容易であることや一度の試験で必要とする試料が少量で済むため多くの試験が実施可能であるなど様々な利点を有している。しかしながら従来のリング引張試験では、Fig. 1(a)からわかるようにリング試験片の曲率を持った部分を直線状に変形させる曲げモーメントが生じるため、円周方向荷重による被覆管の変形を再現できず、また、リング試験片の幅は一様で、板状引張試験片のような変形領域を限定する部分（ゲージ部）がなく、かつ、試験治具とリング試験片との間に生じる摩擦のために、変形範囲が不明で伸びを定量的に評価することができない。したがって、円周方向荷重が作用した被覆管の機械特性を定量的に評価するためには試験方法を改良する必要がある。このため、各国の研究機関でリング引張試験方法の改良を目指した研究が開始されており、各研究機関ともリング試験片に板状引張試験片と同様なゲージ部を機械加工により設け、ゲージ部のみに変形が生じるようにしてデータの定量性を向上させている。しかしながら、試験片にゲージ部を設けるにあたっては、ゲージ部の寸法を含めた試験片の形状を最適化し、さらには引張方法についても検討を加えることによって、改良の効果を十分に引き出すことが重要である。

IPSN では既に、照射済燃料から採取し、ゲージ部を設けた試験片を対象とした改良リング引張試験を実施している。引張方法は Fig. 1(b)に示すように従来試験方法と同様の方向に引っ張るものであり、リング試験片形状に関してはゲージ長さが 3 mm とだけ報告<sup>(5)</sup>がある。一方、米国ペンシルヴァニア州立大学とアルゴンヌ国立研究所は共同で解析と試験を実施し、円周方向単軸応力下の特性を評価するために平行部長さ 4 mm、平行部幅 1 mm のゲージ部寸法形状をもつものと、実際の被覆管使用状態と同様の多軸応力下の特性を評価するためにゲージ平行部は設けず、ノッチのみをリング試験片に加工したもの、二種類のリング試験片形状を提案している<sup>(6)</sup>。双方のリング試験片とも、試験前にマイクロビックカース硬度計を用いて、試験片表面にドットをゲージ目盛りとして刻印し、引張試験後にその目盛り間隔を測定することにより歪みを評価している。また、引張方法についても二種類の方法が検討されている。一方は Fig. 1(c)に示すように 3 ピースマンドレルを用いて引っ張る方法であり、もう一

方は Fig. 1(d)に示すようにゲージ部を引張治具（ハーフマンドレル）の頂部にセットして引っ張る方法である。両方法とも曲げモーメントの発生を抑制し、円周方向荷重を模擬することが目的である。しかし、どちらの引張方法が円周方向特性の評価に適しているかは結論付けていない。さらに、フランス Ecole Central Paris は、仏電力公社(EdF)およびABB ATOM 社と共同で3ピースマンドレルを用いた場合にリング試験片に生じる応力分布を解析により求めている<sup>(7,8)</sup>。また、3ピースマンドレルを用いた場合、ロードセル荷重がすべて試験片に作用しないため、荷重の補正方法を示している。ここでは平行部長さ 2 mm、平行部幅 2 mm のゲージ部寸法形状で解析を実施しており、ゲージ部には円周方向単軸応力が作用するとしている。

引張方法を改良する上で、リング試験片内に生じる応力・歪み分布を把握することが重要であり、有限要素法（FEM）による弾塑性解析は非常に有効な手段である。前述のように、すでに、FEM 解析による研究が実施されている。しかし、解析結果を相互に比較し、改良点や問題点の検討を行ったという報告はない。このため、円周方向荷重に対する被覆管の機械特性を評価するための最適な引張方法は決定されていない。また、ゲージ部寸法形状に関するいくつかの報告があるが、系統的にゲージ部寸法形状を変化させて寸法形状と機械特性の関係を調べ、最適寸法形状を決定したという報告はなされていない。

そこで本研究では、円周方向荷重に対する被覆管の機械特性を定量的に評価することが可能な改良リング引張試験方法を確立するために、FEM 解析によって引張方法の最適化を行い、次いで、ゲージ部寸法形状をパラメータとした系統的な実験を行うことにより最適な試験片形状を決定した。

## 2. 引張方法の最適化

### 2.1 解析条件

有限要素法解析コード ABAQUS を用いて、ゲージ部付きリング試験片の弾塑性解析を行った。解析に用いたリング試験片寸法形状を Fig. 2 に示す。入力データにはジルカロイ-4 被覆管と同様の圧延加工（圧延率）および熱処理を施したジルカロイ-4 板材の応力-歪み線図を用いた。解析モデルは八節点・三次元固体要素により作成

し、等方材料として解析を実施した。本解析の目的は引張方法の最適化であるため、リング試験片に生じる歪み分布を正確に求める必要はなく、引張方法の特徴を把握できればよい。そのため、本解析において異方性は考慮していない。また、最大荷重点を超えるような大変形領域では微小な歪み量の差が観察できない恐れがあるため、均一変形領域の弾塑性解析を行った。

解析対象とした試験体系を Fig. 1 に示す。System T はゲージ部中央をハーフマンドレルの側部にセットし、ゲージ部の接線方向に引張荷重を与える体系を示す。System 3P は曲げモーメントを防止するために 3 ピース構造のマンドレルを用いた体系を示す。System R はゲージ部中央をハーフマンドレルの頂部にセットし、ゲージ部の半径方向に引張荷重を与える体系を示す。対称性を考慮して、全体の 1/8 モデルで解析し、リング試験片に生じる塑性歪みの円周方向成分を求めた。

2 ピースマンドレルの寸法については、実際に PWR17×17 タイプ被覆管のリング引張試験に使用しているマンドレルの直径 8.075 mm を解析に使用した。3 ピースマンドレルの直径については 2 ピースマンドレルと同様にし、曲げを抑制するドッグボーン部分はゲージ部全体を覆う大きさとした。これらのマンドレルは変形しない剛体であると仮定し、Fig.1 に示した方向にマンドレルを移動させ、接触によって生じる変形を計算した。その際、摩擦係数を理想的な状態である  $\mu=0$ 、マンドレルにテフロンテープを巻くことにより達成可能である  $\mu=0.03$ 、またグラファイト系潤滑剤を使用した場合の  $\mu=0.125$ <sup>(9)</sup> と変化させ、摩擦の影響も調査した。テフロンテープ使用時の摩擦係数については、テフロンテープを使用した試験より得られた応力-歪み線図と摩擦係数を  $\mu=0.03$  として解析した応力-歪み線図がほぼ一致することから、妥当であると考えられる。

リング試験片に理想的な円周方向荷重が作用した例として、リング試験片内面に均一な半径方向変位を与えた場合 (Fig.3) も解析した。その解析結果を最適引張方法のモデル (Model I) とし、塑性歪みの円周方向成分の分布を各試験体系のそれと比較した。

## 2.2 解析結果

Fig.3 に Model I の解析結果を示す。歪みは平行部内に集中している。円周方向の分

布を見ると、平行部の中央で最大となっており、肩部に向かうにつれて減少している。半径方向分布については、平行部中央で内外差があり、内面側の歪みが大きくなっている。しかしながら、その差は非常に小さいものである。また、平行部中央では軸方向にも若干の歪み分布が生じており、中心で歪みは大きくなっている。以上は理想的な円周方向荷重が作用した場合の歪み分布の特徴であり、これに最も近い歪み分布を示す試験体系が最適な引張方法となる。

Fig.4 に System T の解析結果を示す。摩擦の影響はほとんどなく、 $\mu=0, 0.03, 0.125$  では極めて類似した歪み分布を示しており、歪みが平行部に集中している。また、曲げモーメントの影響により内面の歪みが外面に比べては非常に大きくなっている。平行部内に歪みが集中するという点は正しい評価を行うための必要条件を満たしている。しかし、曲げモーメントの影響により歪み分布は Model I とは全く異なっている。ゆえに、System T は円周方向荷重に対する特性試験としては不適当である。

Fig.5 に System 3P の解析結果を示す。摩擦の増加とともに歪み分布は若干変化している。ドッグボーンと接している平行部中央では歪みの内外差は認められないが、平行部全体について曲げモーメントを防止するには至らず、3%以上の歪みを示す部分の面積は外面に比べて内面の方が大きくなっている。また、外面の歪み分布に注目すると、曲げの影響によりゲージ部の外で局所的に 3%程度の歪みを示す部分がある。このような歪み分布は Model I とは明らかに異なるので、System 3P は円周方向荷重に対する特性試験としては適当ではない。

Fig.6 に System R の解析結果を示す。 $\mu=0, 0.03, 0.125$  のすべてにおいて、歪みは平行部に集中しており、外面と内面の歪み分布はほぼ同様である。摩擦が増加するに従い平行部中央の歪み分布が若干変化しているが、全般的な歪み分布は  $\mu=0, 0.03, 0.125$  のすべてで、Model I と同様であるので、System R は円周方向荷重に対する特性試験として適当であると考えられる。

### 2.3 伸び・引張強度評価に及ぼす摩擦の影響

少なくとも摩擦係数が  $\mu=0.125$  までは System R の歪み分布は Model I と同様となるので、System R を用いることにより円周方向荷重に対する特性を得ることができる。しかしながら、引張試験より直接得られる変位データと荷重データには摩擦の影響が

含まれている可能性がある。そこで、摩擦係数が  $\mu=0$ 、 $0.03$ 、 $0.125$  のそれぞれの場合について変位－荷重曲線を計算して、伸びと引張強度の評価に及ぼす摩擦の影響を調べた。

Fig.7 に計算結果を示す。ここで変位はマンドレルの移動距離を指す。弾性領域では摩擦の影響は認められず、応力－荷重曲線は一致している。しかしながら、降伏点以降には摩擦の影響が認められる。 $\mu=0$  を基準として最大荷重値を比較すると、 $\mu=0.03$  で 1.04 倍、 $\mu=0.125$  で 1.16 倍となり、それぞれ摩擦力の分だけ大きくなっている。 $\mu=0.03$  の場合、摩擦力による最大荷重値の増分は 4% 程度と非常に小さく、測定値から直接、引張強度を評価しても問題ないと考えられる。一方、 $\mu=0.125$  においては、摩擦による増分は 16% 程度と大きく、摩擦力の影響は無視できない。リング引張試験の解析を実施する場合、入力データには試験対象以外の既存の材料データ（応力－歪み線図）を使わざるを得ないため、解析により摩擦の影響を正確に評価することはできない。それゆえ、測定値から直接、機械特性を評価できることが望ましい。

伸びの評価に関しては、Fig. 6 に示すように、 $\mu=0$ 、 $0.03$ 、 $0.125$  で歪み分布がほぼ同様なので、摩擦の影響はほとんどないと考えられる。ただし、詳細に見ると、 $\mu=0$  の歪み分布が最も Model I に類似しており、摩擦係数が増加するにつれて、約 5% の歪みを示す領域が大きくなり、Model I の歪み分布とは若干異なってくる。それゆえ、伸び評価に関しても、摩擦はできるだけ小さい方が望ましい。

以上のように、グラファイト系潤滑剤により摩擦係数を  $\mu=0.125$  にした場合、測定値、特に、荷重測定値に与える摩擦の影響が大きい。一方、テフロンテープにより摩擦係数を  $\mu=0.03$  まで低減した場合、摩擦の影響は十分小さく、測定値から直接、円周方向荷重が作用した被覆管の機械特性を評価できると考えられる。

### 3. 試験片形状の最適化

#### 3.1 実験方法

リング引張試験において円周方向単軸応力下の機械特性を得るためにゲージ部寸法形状を含めた試験片形状を最適に設計する必要がある。一般に、材料の延性は破断伸びで評価されるので、ゲージ部は破断伸びを適切に評価できる大きさ・形状でなければならぬ。FEM 解析を用いた場合、破断伸びのような大変形問題を正確に解析することは難しく、ジルカロイのように異方性の強い材料についてはさらに困難が増す。そのため、最適ゲージ部形状の決定に関しては FEM 解析を用いず、ゲージ部寸法形状をパラメータとした試験を実施した。引張方法には最適引張方法である System R を採用し、機械特性とゲージ部寸法形状の関係を整理した。また、System R で試験した場合、マンドレルの側部は摩擦がほとんどないため、そこに接する試験片の幅広部分で変形が進み、リング幅によって機械特性値が変わってくる可能性がある。そこでリング幅を変えた試験も実施した。

リング試験片の寸法条件を Fig.8 に示す。素材被覆管に PWR17×17 タイプの低スズジルカロイ-4 を用い、ワイヤー放電加工機により板状引張試験片と同様なゲージ部を持つリング試験片に加工した。今回用いた加工装置のワイヤーの長さはリング試験片の直径よりも大きいため、リング試験片は対称位置関係にある二ヶ所にゲージ部を持つ。試験パラメータはリング幅、平行部長さの二つとし、それぞれの値を変化させて歪み速度 0.2mm/min で引張試験を行った。ただし、ここに示す平行部長さは側面から見た寸法であり、軸方向から見た平行部の円弧長さとは異なる。例えば、平行部長さ 3 mm の場合、平行部の円弧長さは内面で 3.07 mm、外で 3.05 mm となる。試験装置の概略図を Fig. 9 に示す。ハーフマンドレルは両持ちタイプであり、上下それぞれ二個の部品、全体では四個の部品から成る。マンドレルの直径は 7.96 mm であり、その上にテフロンテープを巻いた。ただし、一ヶ所のゲージ部に変形を集中させるため、上部のハーフマンドレルにのみテフロンテープを巻いて摩擦を低減した。また、リング幅の影響を調べる際は、その影響が明確になるように、あえてテフロンテープを使用せずに摩擦が大きい状態で試験を行った。

### 3.2 荷重－変位曲線

本試験から得られた荷重－変位曲線の一例を Fig.10 に示す。ここで変位は引張試験機のクロスヘッド変位を示す。また、Fig.10 の荷重－変位曲線は試験装置より直接得られたデータであるため、変位データの中には試験装置自体の歪みも誤差として含んでいる。

変位が小さい初期の領域では荷重－変位の関係は曲線的であり、変位が大きくなるに従い、曲線は立ち上がっている。この領域はマンドレル径とリング試験片内径とのギャップのために、リング試験片が円形から楕円形状にたわむ領域である。

その後、荷重－変位の関係は直線となる。この領域は弾性領域であり、直線の傾きは弾性係数を示す。しかしながら、引張試験から直接得られる弾性歪みには試験片の弾性歪みの他に、試験治具や装置自体の弾性歪みを含んでいるため、試験片の弾性係数を評価することが難しい。また一方で、ジルカロイの弾性係数については方向性等を含めて詳しく調べられており、報告されている値もばらつきが少なく一定している。そのため、本研究では弾性領域の評価は行っていない。

変位が降伏点に達すると塑性変形が始まり、荷重－変位の関係は再び曲線となる。最大荷重点までの領域は均一変形領域と呼ばれている。本研究では、最大荷重点変位から弾性変位分を差し引いた変位量を均一塑性変位として評価した。また、最大荷重を変形前の平行部断面積で割ることにより引張強度を求めた。

変位が最大荷重点変位を越えると、引張荷重は変位の増加とともに減少し、やがて破断に至る。この領域はくびれ変形領域と呼ばれ、平行部内的一部分に塑性変形が集中する領域である。一般には弾性分を含めた破断点変位までを破断伸びとして延性の評価に用いているが、本研究では破断点変位から弾性変位分を差し引いた変位量を塑性変位として評価した。

### 3.3 引張強度

Fig.11 に引張強度と平行部長さの関係を示す。平行部長さが 0 mm から 2 mm までは、平行部長さの増加に伴って引張強度は急激に減少している。平行部長さが 2 mm 以上ではその減少傾向は緩やかになっている。この傾向は以下のように説明できる。

平行部長さが 0 mm の場合、平行部が存在せず、半円状の切れ込み部、つまり、肩

部のみ存在するが、他の寸法条件と比較するため、最大荷重を平行部断面積(2 mm W × 0.57 mm T)で割ることにより引張強度を評価している。しかし、変形している肩部の断面積は平行部断面積より大きい。そのため、断面積は過小評価となり、その結果、引張強度は過大評価となる。平行部長さが1 mm の場合も同様であり、変形が肩部に掛かるため、引張強度は過大評価となる。ただし、肩部変形の影響は少なくなるため、0 mm より引張強度は小さくなっている。平行部長さが2 mm 以上になると変形は平行部のみで生じると考えられる。2章で述べたように、System R ではテフロンテープを用いて摩擦を低減した場合でも、問題とはならない程度であるが、摩擦の影響がある。平行部長さが増加すると試験片とハーフマンドレルとが接触する部分の面積が減少するため、マンドレルとの間に生じる摩擦力も小さくなっていく。従って、平行部長さが2 mm 以上では、平行部長さが増加するに伴い摩擦力の減少分だけ、見かけ上、引張強度は緩やかに減少する。それゆえ、平行部が長い方が摩擦の影響は小さくなり、引張強度を正確に評価できると言える。しかし、テフロンテープによって摩擦を低減しているので摩擦の影響自体が十分に小さく、平行部長さが2 mm 以上であれば適切に引張強度を評価できると考えられる。以上のことから、引張強度評価の点で適切な平行部長さの範囲は2 mm から6 mm となる。

### 3.4 均一塑性変位

Fig.12 に均一塑性変位と平行部長さの関係を示す。平行部長さ0 mm と1 mm では均一塑性変位にほとんど違いは見られない。引張強度を適切に評価できる平行部長さである2 mm 以上に注目すると、均一塑性変位は単調な増加傾向を示している。しかし、3 mm の前後でその傾きは変わっている。

板状引張試験片のように、平行部長さと均一塑性変位の関係が原点を通る直線となれば、均一塑性歪み(%)は平行部長さによらず一定という評価が得られる。しかし、リング引張試験では2章で述べたように、平行部中央で歪みが最大となるような分布を持つため平行部長さと均一塑性変位の関係は直線となるものの、原点を通らないことが予測できる。Fig.12 を見ると、3 mm 以降の関係は原点を通らない直線関係で、2 mm の均一塑性変位はその直線から明らかに外れている。その原因としては、引張強度評価には現れなかったものの、平行部長さ2 mm では平行部が完全な単軸応力状態とな

らず、肩部の影響により変形が拘束されている領域が相対的に大きくなっていると考えられる。従って、引張強度評価に加えて均一塑性変位の評価を考慮すると、適切な平行部長さの範囲は 3 mm から 6 mm となる。

### 3.5 塑性変位

Fig.13 に塑性変位と平行部長さの関係を示す。平行部長さ 0 mm と 1 mm では塑性変位に違いはほとんど見られない。1 mm 以降では塑性変位は平行部長さとともに増加しており、3 mm 以降で増加傾向は緩やかになっている。ただし、平行部長さ 5 mm で塑性変位の減少が認められる。

塑性変位は均一塑性変位とくびれ変形変位の和である。くびれ変形は平行部内の一領域のみ変形が進行するものであるため、平行部が十分に長い場合、くびれ変形変位は平行部長さとは無関係に一定となる。一方、均一塑性変位は先に述べたように、平行部長さとともに増加する。Fig.10 からわかるように、本リング引張試験においては、塑性変位の大部分をくびれ変形変位が占める。それゆえ、塑性変位評価に適切な範囲では、平行部長さの増加とともに塑性変位は均一塑性変位の増加分だけ、わずかに増加することが予測できる。Fig.13 より平行部長さが 3 mm 以上で、その傾向を示していることがわかる。よって、塑性変位評価には 3 mm 以上の平行部長さが必要となる。しかしながら、平行部長さ 5 mm において塑性変位の減少が認められる。Photo 1 に平行部長さ 3 mm、4 mm、5 mm、および、6 mm の試験片の試験後外観写真を示す。平行部長さ 3 mm および 4 mm の試験片は平行部中央で破断しているのに対して、5 mm および 6 mm の試験片は平行部の肩部側で破断しているのがわかる。平行部長さ 5 mm 以上では平行部が長すぎるため、平行部内で摩擦力の有意な差が生じる。平行部内で最も摩擦力の大きい箇所は平行部中央なので、平行部中央は変形せず、変形は平行部中央と肩部との間で進行する。つまり、実質、変形に寄与する領域は平行部長さの半分となるので、平行部長さ 5 mm では 2.5 mm となる。Fig.13 より、平行部長さ 2.5 mm について試験した場合、得られる塑性変位は平行部長さ 5 mm とほぼ同様になることが予測できる。平行部長さ 6 mm についても同様であるが、3 mm の変形領域は確保できるため、再び、平行部長さ 3 mm および 4 mm と同じ直線の上にのる。

平行部が長すぎると平行部内で摩擦力の勾配が生じ、適切に塑性変位を評価することができない。それゆえ、塑性変位を適切に評価できる平行部長さの範囲は3 mmから4 mmである。さらに、引張強度、均一塑性変位および塑性変位のすべてが適切に評価できる最適平行部長さの範囲は3 mmから4 mmとなる。また、塑性変形は長さ3 mmの範囲内に集中するので、歪み評価に用いるゲージ長さは3 mmが適當と考えられる。

### 3.6 リング幅の影響

System Rで試験を実施した場合、摩擦力が小さいということから、ゲージ部ではなくマンドレルの側部に接する幅広部分で変形が進み、リング幅によって塑性変位が変わってくる可能性がある。そこでリング幅が5 mmと8 mmの試験片を用意して、リング幅の影響を調べた。なお、この試験では、リング幅の違いによる塑性変位の変化を明確にすることが目的である。そこで、できるだけ平行部の変形を抑制し、幅広部分で変形が進むようにするためにテフロンテープによる摩擦低減策は講じていない。

Fig.14に試験結果を示す。試験には平行部長さが3 mm及び4 mmの試験片を用いたが、どちらともリング幅の影響は見られず、Fig.13と同様の傾向を示した。この結果から、摩擦の大きい状態でもリング幅が5 mm以上あれば変形はゲージ部に集中することがわかる。なお、Fig.13の塑性変位は約1.2mmであるが、摩擦の影響によりFig.14の塑性変位は約0.6mmとなっており、塑性変位が適切に評価されていないことがわかる。よって、平行部幅が2 mmに対してリング幅が5 mm以上で、且つ、摩擦を十分低減すれば適切なリング引張試験が実施できると言える。

### 3.7 最適なリング引張試験片形状

リング試験片形状と機械特性の関係を調べた結果、PWR17×17タイプ被覆管の機械特性評価に最適なリング試験片の寸法形状は平行部長さ3~4 mm、平行部幅2 mm、リング幅5 mm以上であることがわかった。また、塑性変形は長さ3 mmの範囲内に集中するので、歪み評価に用いるゲージ長さは3 mmが適當と考えられる。

日本工業規格(JIS)では平行部断面積を基準にして、引張試験用の板状比例試験片形状を規定している(ゲージ長さ  $L=C_1 A^{1/2}$ 、平行部長さ  $P=C_2 A^{1/2}$ 、Aは平行部断面積、

$C_1$ 、 $C_2$ は定数)。PWR17×17 タイプ以外の被覆管のリング試験片形状に関しては、板状引張試験片形状と同様に平行部断面積を基準にして規定できると考えられるが、平行部断面積の平方根を取った場合、被覆管の種類によって大きく異なることはないで、PWR17×17 タイプ以外の被覆管についても、先に述べた最適形状が適応できると考えられる。

#### 4. 結 論

円周方向荷重が作用した被覆管の機械特性を定量的に評価するために、リング引張試験方法の最適化を行った。はじめに、引張方法を最適化した。これまでに提案されている三通りの引張方法で試験を行った場合にリング試験片に生じる塑性歪み分布を有限要素法解析によって求め、理想的な円周方向荷重を作用させた場合の塑性歪み分布と比較することにより最適な引張方法を決定した。次に、円周方向単軸応力下の特性を評価できるように、ゲージ部寸法形状をパラメータとした系統的な試験を実施し、試験片形状の最適化を行った。以下に本研究より得られた最適リング引張試験方法を示す。

- (1) リング試験片ゲージ部を 2 ピースマンドレルの半円の頂部に置いて、ゲージ部の半径方向に引張荷重を与える。この方式を用いることにより、円周方向荷重が作用した被覆管の機械特性を正確に評価できる。
- (2) テフロンテープを使用してリング試験片とハーフマンドレルとの間に生じる摩擦を低減する。この場合、荷重測定値に含まれる摩擦力の割合は 4% 程度であり、摩擦の影響を考慮しなくても適切に機械特性を評価できると考えられる。
- (3) PWR17×17 タイプ被覆管に関して、円周方向単軸応力下の特性を評価できるリング試験片の寸法形状は平行部長さ 3~4 mm、平行部幅 2 mm、リング幅 5 mm 以上である。

## 謝 辞

本研究の実施にあたって貴重な助言をいただいた米国ペンシルヴァニア州立大学 Donald A. Koss 教授並びに燃料安全研究室 永瀬文久副主任研究員に深く感謝する。また、試験の実施に際しては原子力エンジニアリング(株) 永井敦也氏にご協力をいただいた。

## 参 考 文 献

- (1) T. Fuketa, F. Nagase, K. Ishijima and T. Fujishiro, "NSRR/RIA Experiments with High-Burnup PWR Fuels", Nuclear Safety, Vol.37, 328, (1996).
- (2) F. Schmitz and J. Papin, "High Burnup Effects on Fuel Behavior Under Accident Conditions: the Tests CABRI REP-Na", J. Nucl. Mater., Vol.270, 55, (1999).
- (3) 永瀬文久, 大友隆, 上塚寛, JAERI-Research 98-064, 1998.
- (4) T. Fuketa, T. Nakamura, H. Sasajima, F. Nagase, H. Uetsuka, K. Kikuchi and T. Abe, "Behavior of PWR and BWR Fuels During Reactivity-Initiated Accident Conditions", Int. Top. Mtg. on Light Water Reactor Fuel Performance, Apr. 10-13, Park City, Utah, U.S.A., CD-ROM, (2000).
- (5) J. Papin, M. Balourdet, F. Lemoine, F. Lamare, J. M. Frizonnet and F. Schmitz, "French Studies on High-burnup Fuel Transient Behavior under RIA Conditions", Nuclear Safety, Vol.37, No.4, 289, (1996).
- (6) D. W. Bates, D. A. Koss, A. T. Motta and S. Majumdar, "Influence of Specimen Design on the Deformation and Failure of Zircaloy Cladding", Int. Top. Mtg. on Light Water Reactor Fuel Performance, Apr. 10-13, Park City, Utah, U.S.A., CD-ROM, (2000).
- (7) S. Arsene and J. Bai, Journal of Testing and Evaluation, vol. 26, No. 1, 26, Jan. 1998.
- (8) S. Arsene and J. Bai, Journal of Testing and Evaluation, vol. 24, No. 6, 386,

Nov. 1996.

- (9) S. Arsene and J. Bai, International report of research project ABB ATOM-ECP,  
1995-1996

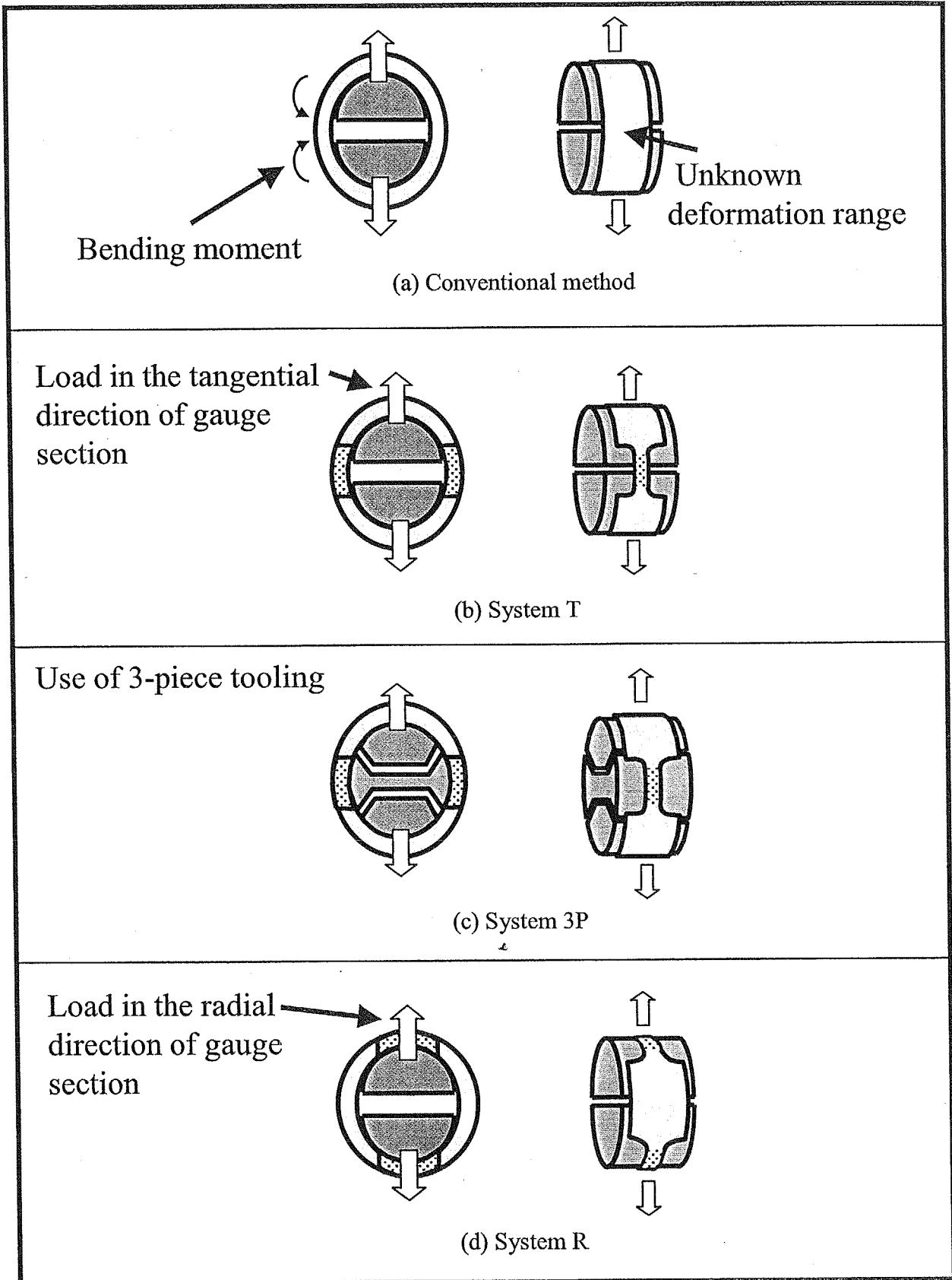


Fig.1 Conventional ring tensile method and modified ring tensile methods

This is a blank page.

### Low tin Zircaloy - 4

Outer diameter : 9.5mm

Inner diameter : 8.36mm

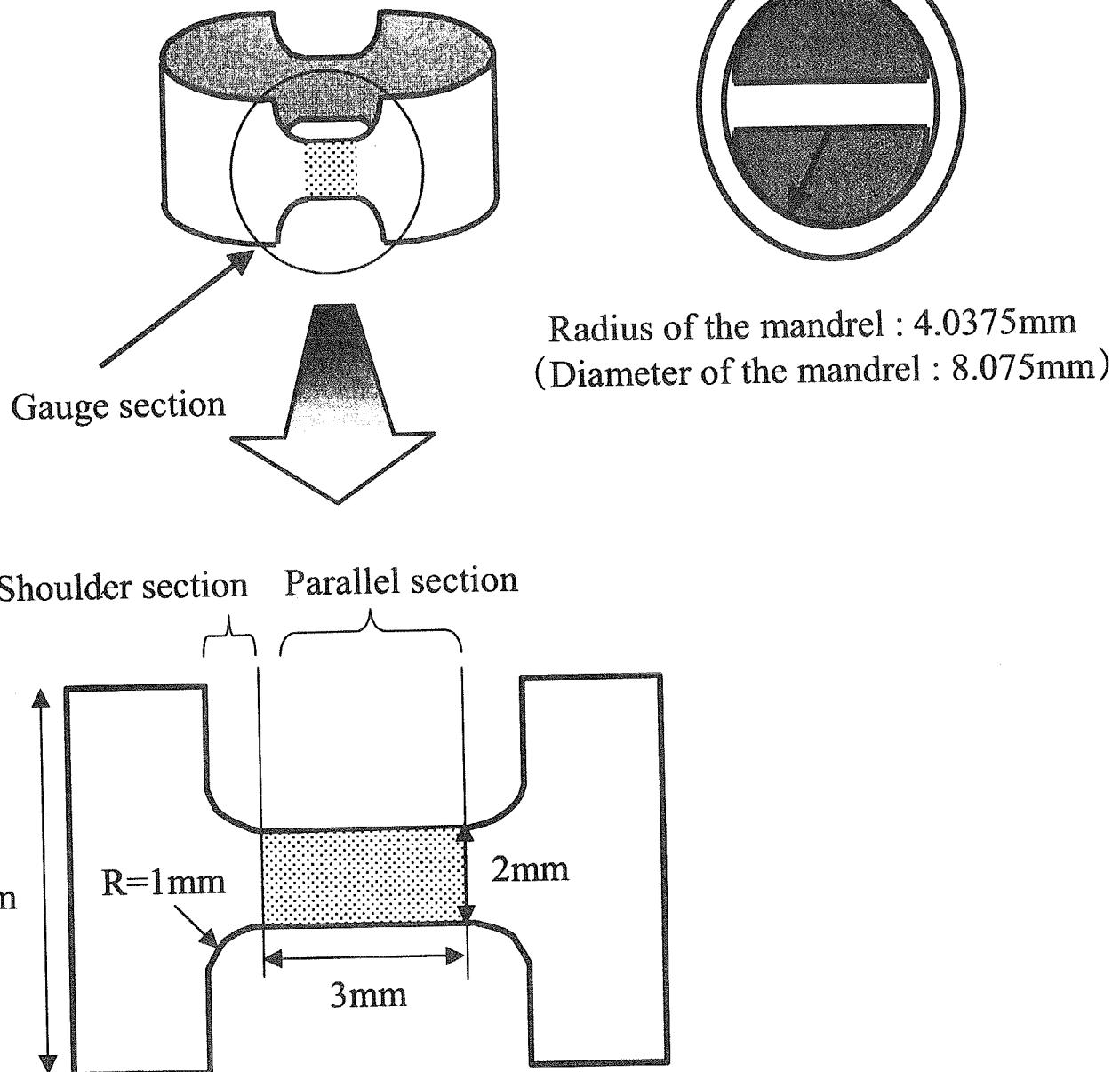


Fig.2 Specimen and half-mandrel geometry in FEM analysis

This is a blank page.

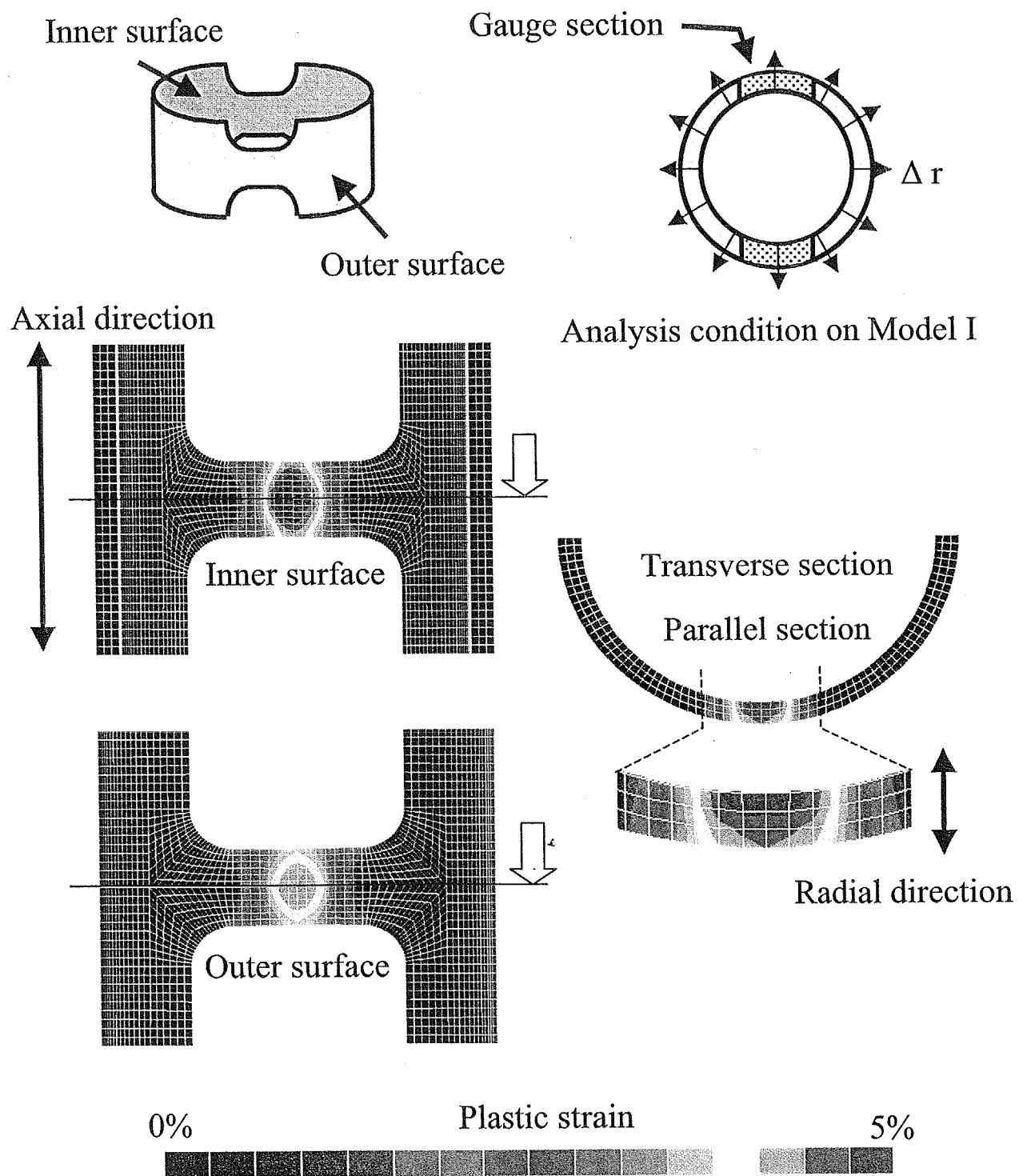


Fig.3 Analysis condition and result on Model I

This is a blank page.

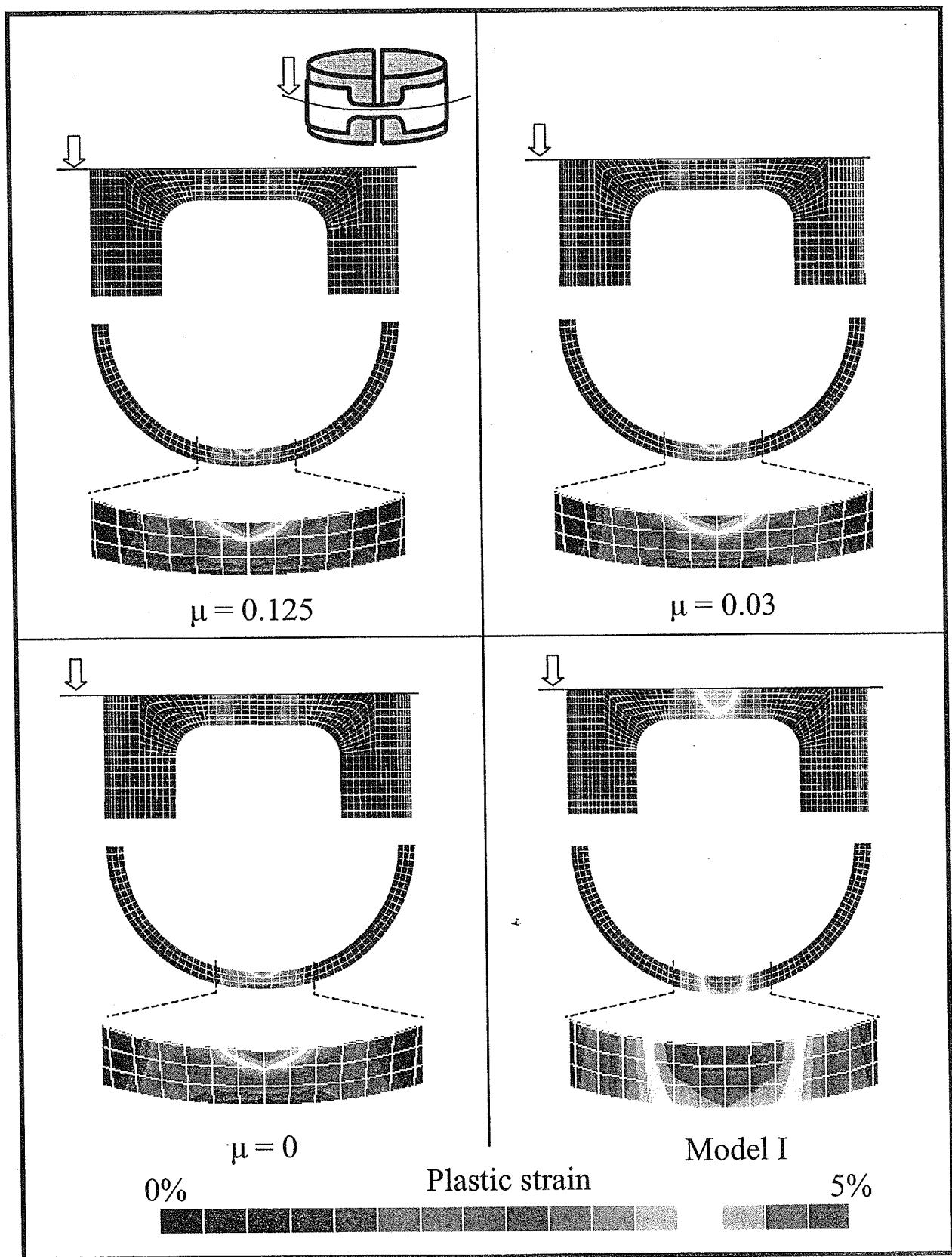


Fig.4 Comparison of plastic strain distribution between System T and Model 1

This is a blank page.

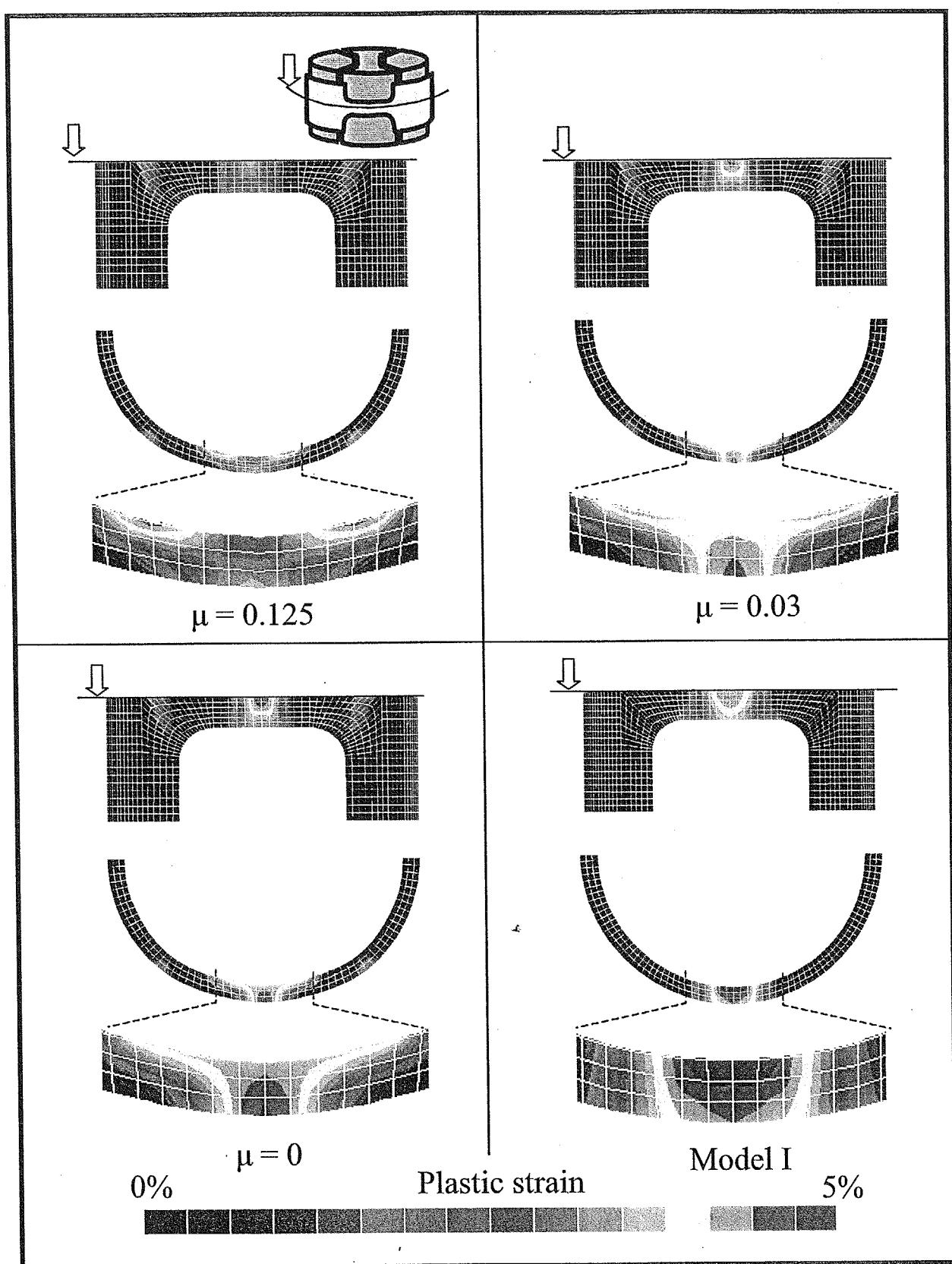


Fig.5 Comparison of plastic strain distribution between System R and Model 1

This is a blank page.

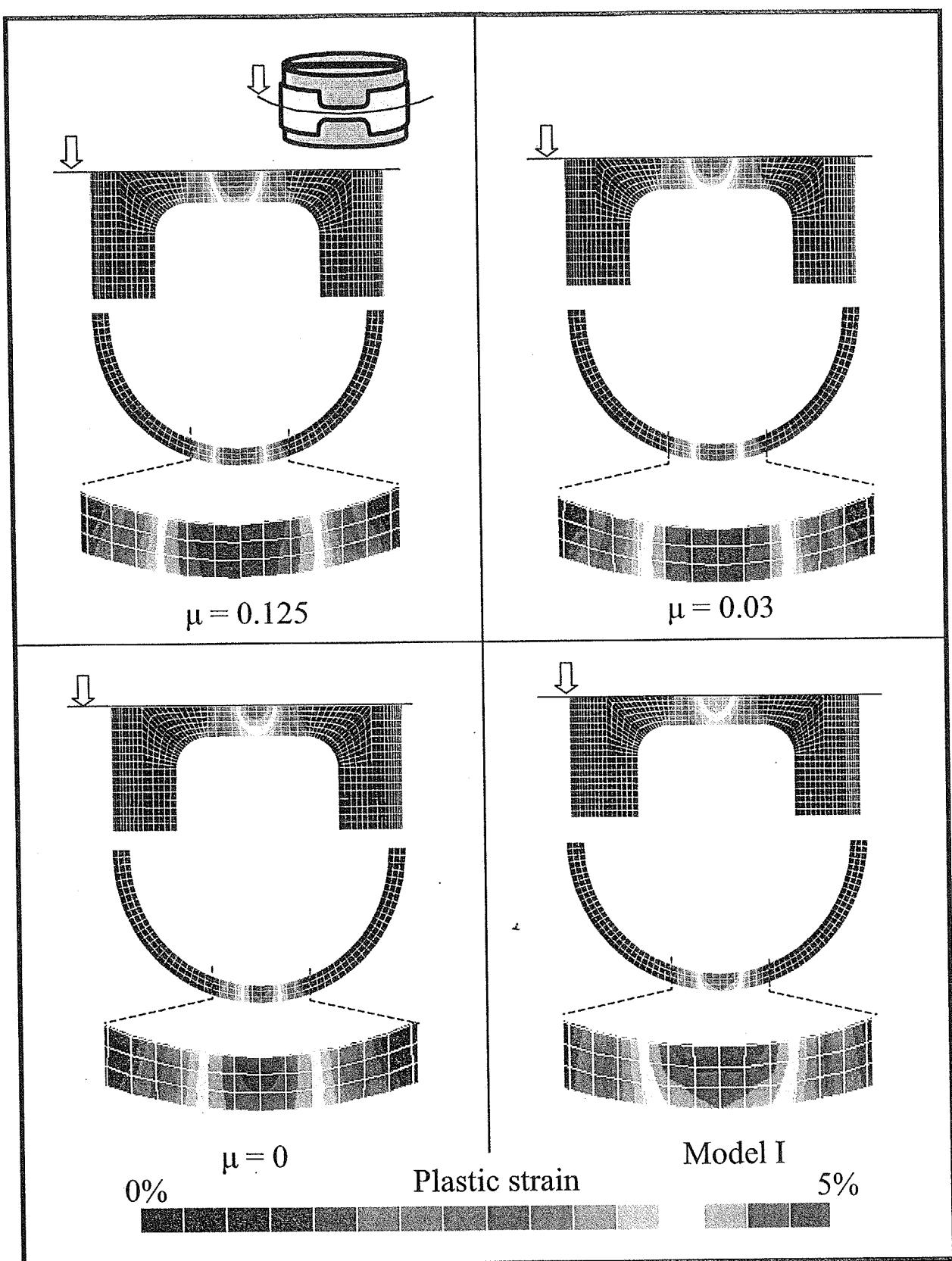


Fig.6 Comparison of plastic strain distribution between System R and Model I

This is a blank page.

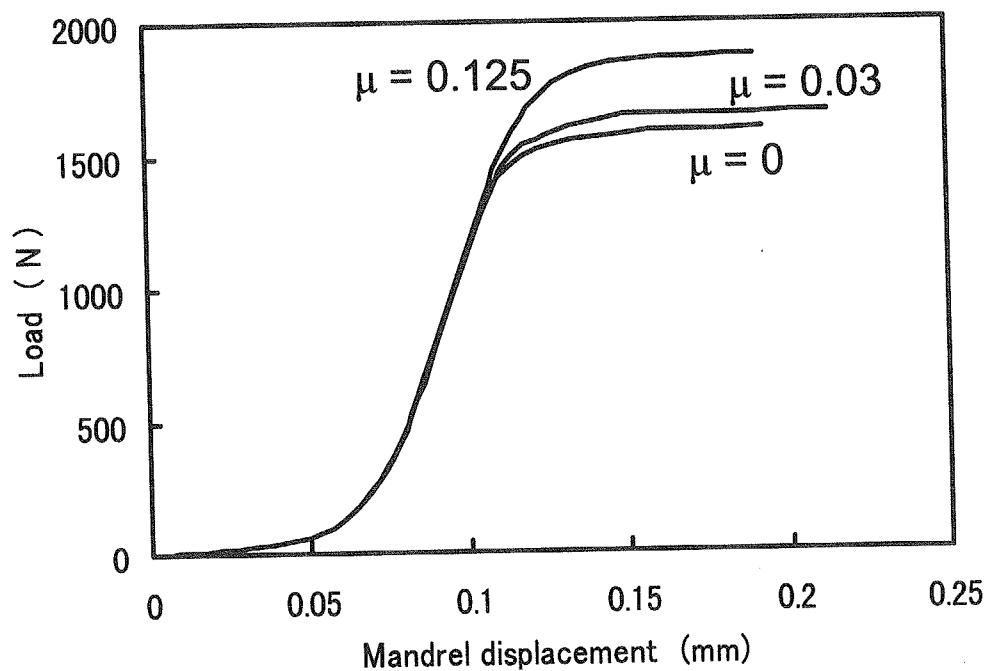
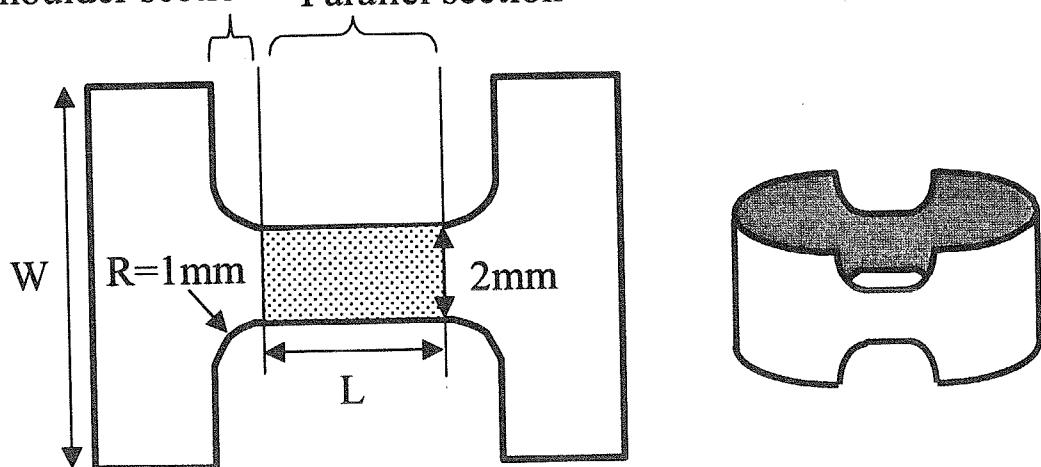


Fig.7 Load-displacement curve from FEM analysis

Shoulder section      Parallel section



	W (mm)	L (mm)
Examination for optimization of gauge section geometry	5	0, 1, 2, 3, 4, 5, 6
Examination for investigation on the influence of ring width	5, 8	3, 4

Fig.8 Dimensional parameter of ring specimen

This is a blank page.

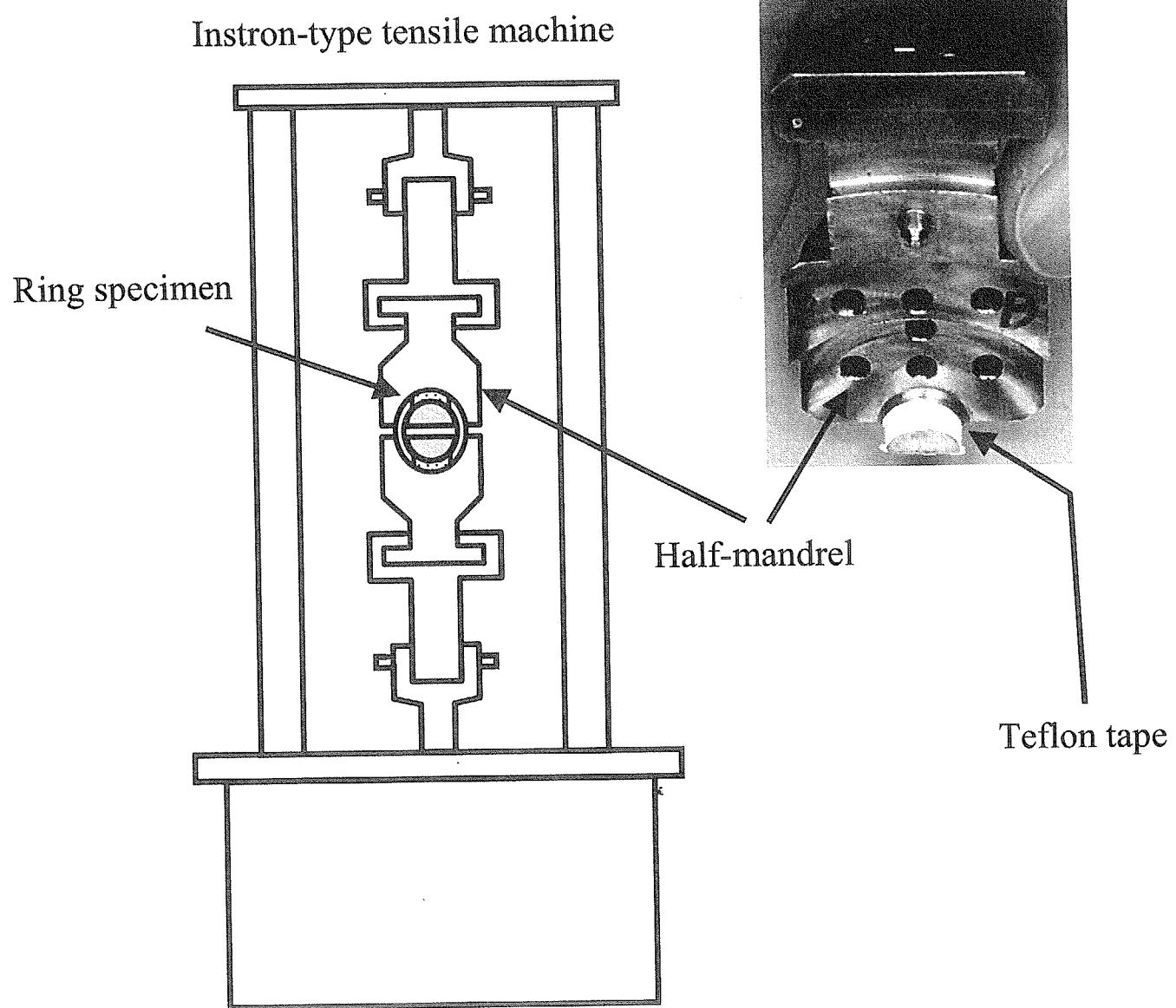


Fig.9 Schematic of the ring tensile test apparatus

This is a blank page.

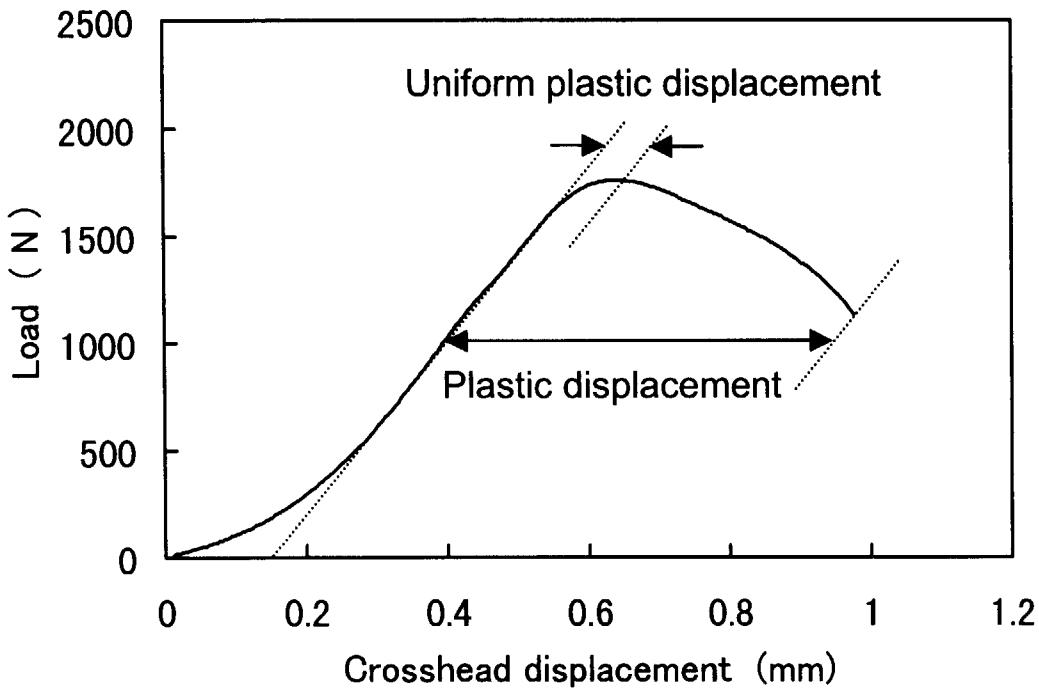


Fig.10 Load-displacement curve from the test

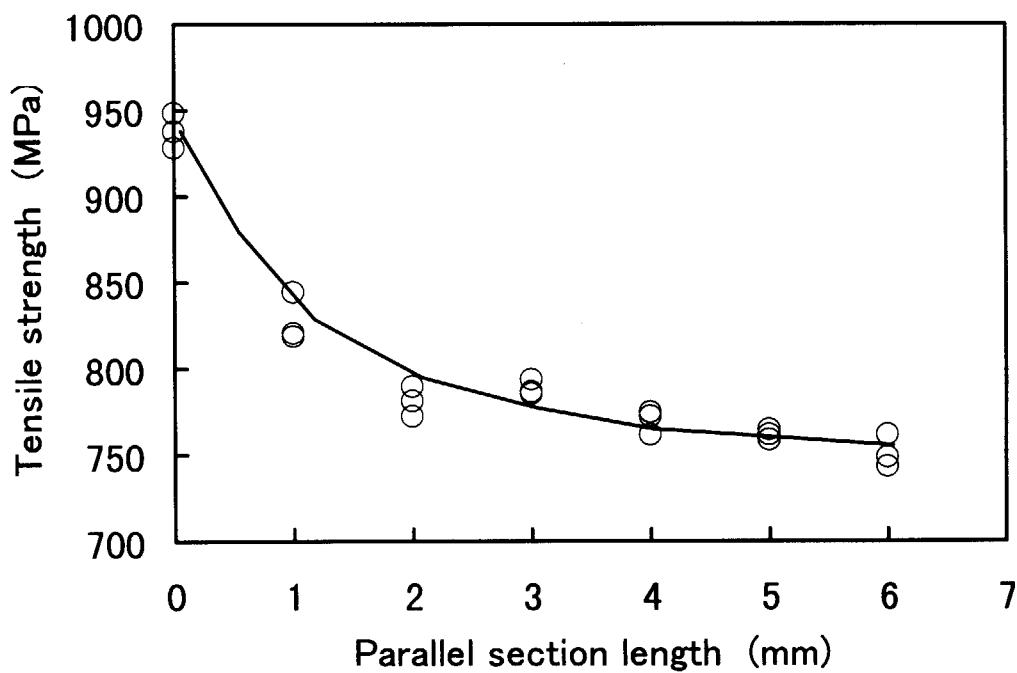


Fig.11 Relation between tensile strength and parallel section length

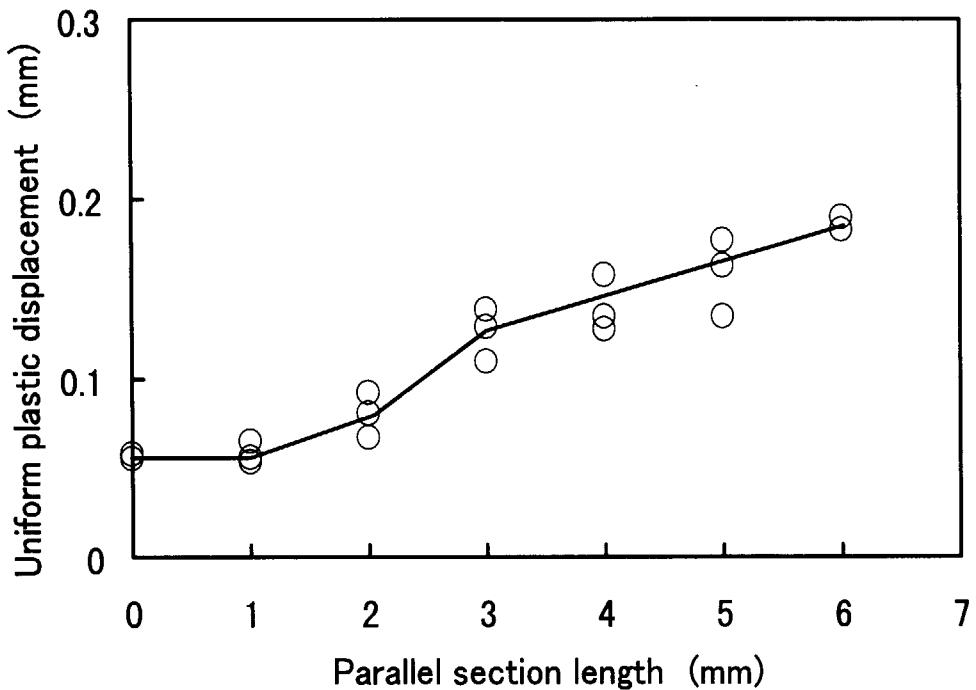


Fig.12 Relation between uniform plastic displacement and parallel section length

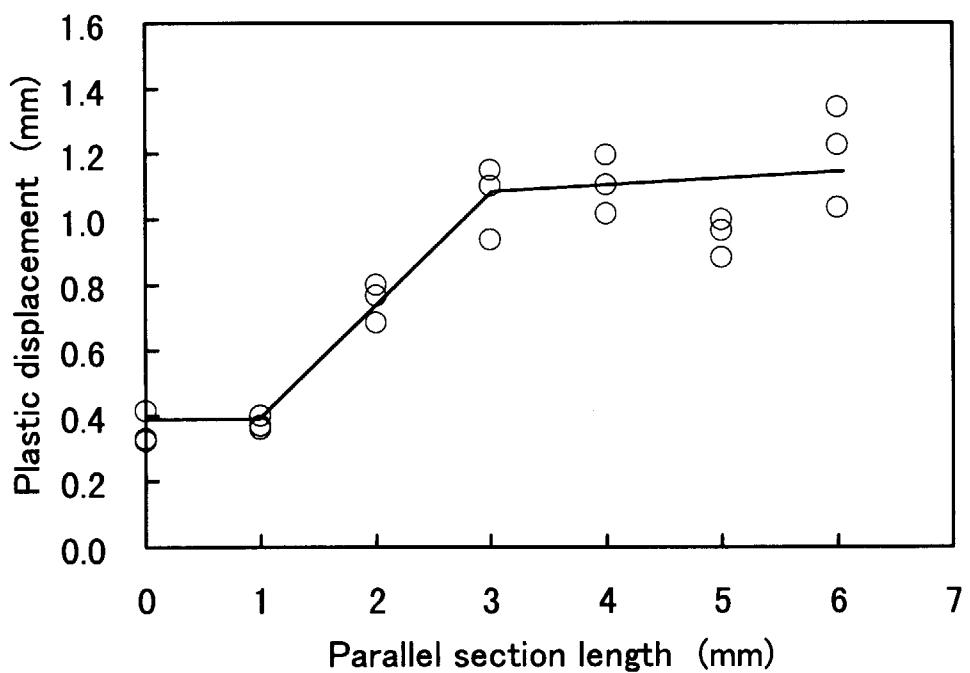


Fig.13 Relation between plastic displacement and parallel section length

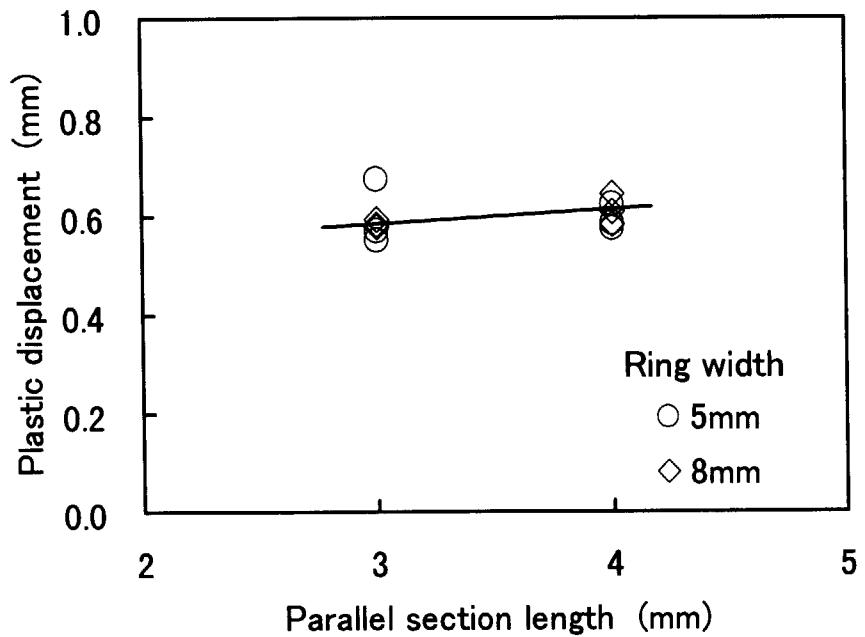
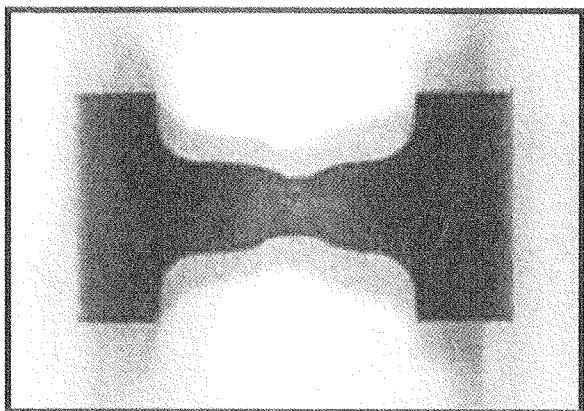
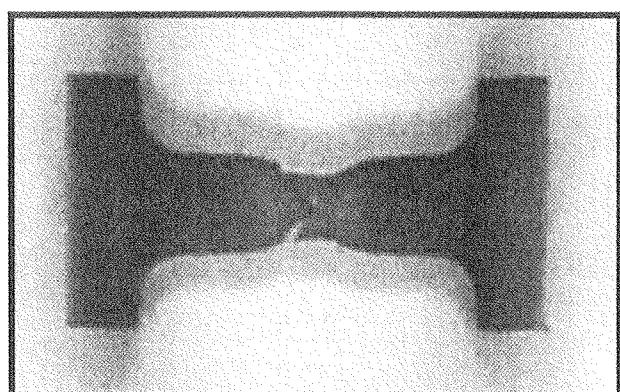


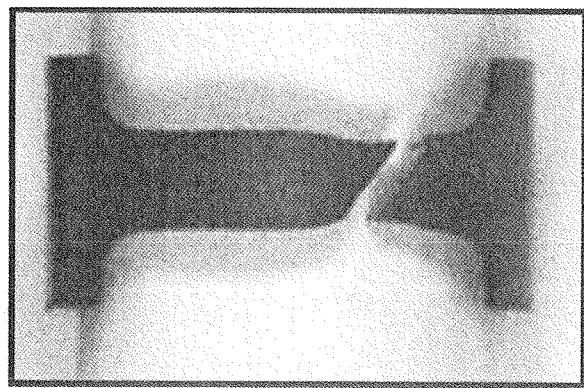
Fig.14 Influence of ring width on evaluation of plastic displacement



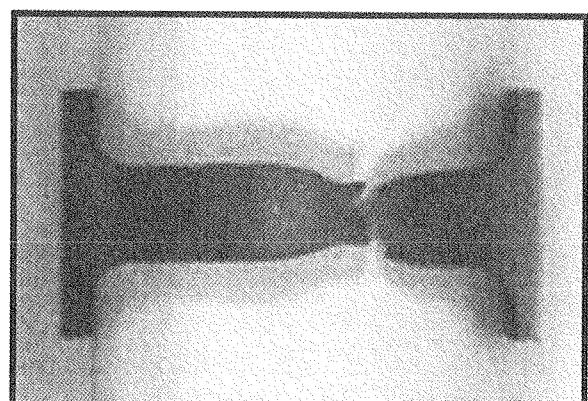
Specimen with parallel section length  
of 3 mm



Specimen with parallel section length  
of 4 mm



Specimen with parallel section length  
of 5 mm



Specimen with parallel section length  
of 6 mm

Photo 1 Appearances of ring specimens after the test

# 国際単位系(SI)と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光强度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s <sup>-1</sup>
力	ニュートン	N	m·kg/s <sup>2</sup>
圧力、応力	パスカル	Pa	N/m <sup>2</sup>
エネルギー、仕事、熱量	ジュール	J	N·m
功率、放射束	ワット	W	J/s
電気量、電荷	クーロン	C	A·s
電位、電圧、起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラード	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンス	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	V·s
磁束密度	テスラ	T	Wb/m <sup>2</sup>
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光束度	ルーメン	lm	cd·sr
照度	ルクス	lx	lm/m <sup>2</sup>
放射能	ベクレル	Bq	s <sup>-1</sup>
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量当量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分、時、日	min, h, d
度、分、秒	°, ', "
リットル	L, L
トントン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

$$1 \text{ eV} = 1.60218 \times 10^{-19} \text{ J}$$

$$1 \text{ u} = 1.66054 \times 10^{-27} \text{ kg}$$

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バーン	b
バール	bar
ガル	Gal
キュリ	Ci
レンチゲン	R
ラド	rad
レム	rem

$$1 \text{ Å} = 0.1 \text{ nm} = 10^{-10} \text{ m}$$

$$1 \text{ b} = 100 \text{ fm}^2 = 10^{-28} \text{ m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Gal} = 1 \text{ cm/s}^2 = 10^{-2} \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ Ci} = 3.7 \times 10^{10} \text{ Bq}$$

$$1 \text{ R} = 2.58 \times 10^{-4} \text{ C/kg}$$

$$1 \text{ rad} = 1 \text{ cGy} = 10^{-2} \text{ Gy}$$

$$1 \text{ rem} = 1 \text{ cSv} = 10^{-2} \text{ Sv}$$

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10 <sup>18</sup>	エクサ	E
10 <sup>15</sup>	ペタ	P
10 <sup>12</sup>	テラ	T
10 <sup>9</sup>	ギガ	G
10 <sup>6</sup>	メガ	M
10 <sup>3</sup>	キロ	k
10 <sup>2</sup>	ヘクト	h
10 <sup>1</sup>	デカ	da
10 <sup>-1</sup>	デシ	d
10 <sup>-2</sup>	センチ	c
10 <sup>-3</sup>	ミリ	m
10 <sup>-6</sup>	マイクロ	μ
10 <sup>-9</sup>	ナノ	n
10 <sup>-12</sup>	ピコ	p
10 <sup>-15</sup>	フェムト	f
10 <sup>-18</sup>	アト	a

(注)

- 表1～5は「国際単位系」第5版、国際度量衡局1985年刊行による。ただし、1eVおよび1uの値はCODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里、ノット、アール、ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここでは省略した。
- barは、JISでは流体の圧力を表わす場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令ではbar、barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

## 換 算 表

力	N(=10 <sup>3</sup> dyn)	kgf	lbf
	1	0.101972	0.224809
	9.80665	1	2.20462
	4.44822	0.453592	1

$$\text{粘度 } 1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 10 \text{ P(ボアズ)} (\text{g}/(\text{cm}\cdot\text{s}))$$

$$\text{動粘度 } 1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St(ストークス)} (\text{cm}^2/\text{s})$$

圧	MPa(=10 bar)	kgf/cm <sup>2</sup>	atm	mmHg(Torr)	lbf/in <sup>2</sup> (psi)
	1	10.1972	9.86923	7.50062 × 10 <sup>3</sup>	145.038
力	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
	1.33322 × 10 <sup>-4</sup>	1.35951 × 10 <sup>-3</sup>	1.31579 × 10 <sup>-3</sup>	1	1.93368 × 10 <sup>-2</sup>
	6.89476 × 10 <sup>-3</sup>	7.03070 × 10 <sup>-2</sup>	6.80460 × 10 <sup>-2</sup>	51.7149	1

エネルギー・仕事・熱量	J(=10 <sup>7</sup> erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft · lbf	eV	1 cal = 4.18605 J(計量法)
	1	0.101972	2.77778 × 10 <sup>-7</sup>	0.238889	9.47813 × 10 <sup>-4</sup>	0.737562	6.24150 × 10 <sup>18</sup>	= 4.184 J(熱化学)
	9.80665	1	2.72407 × 10 <sup>-6</sup>	2.34270	9.29487 × 10 <sup>-3</sup>	7.23301	6.12082 × 10 <sup>19</sup>	= 4.1855 J(15 °C)
	3.6 × 10 <sup>6</sup>	3.67098 × 10 <sup>5</sup>	1	8.59999 × 10 <sup>5</sup>	3412.13	2.65522 × 10 <sup>6</sup>	2.24694 × 10 <sup>25</sup>	= 4.1868 J(国際蒸気表)
	4.18605	0.426858	1.16279 × 10 <sup>-6</sup>	1	3.96759 × 10 <sup>-3</sup>	3.08747	2.61272 × 10 <sup>19</sup>	仕事率 1 PS(仏馬力)
	1055.06	107.586	2.93072 × 10 <sup>-4</sup>	252.042	1	778.172	6.58515 × 10 <sup>21</sup>	= 75 kgf·m/s
	1.35582	0.138255	3.76616 × 10 <sup>-7</sup>	0.323890	1.28506 × 10 <sup>-3</sup>	1	8.46233 × 10 <sup>18</sup>	= 735.499 W
	1.60218 × 10 <sup>-19</sup>	1.63377 × 10 <sup>-20</sup>	4.45050 × 10 <sup>-26</sup>	3.82743 × 10 <sup>-20</sup>	1.51857 × 10 <sup>-22</sup>	1.18171 × 10 <sup>-19</sup>	1	

放射能	Bq	Ci
	1	2.70270 × 10 <sup>-11</sup>
	3.7 × 10 <sup>10</sup>	1

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58 × 10 <sup>-4</sup>	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

(86年12月26日現在)

改良ワーリング引張試験における引張方法と試験片形状の最適化