

JAERI- M

5 8 7 9

繰返し荷重を受ける構造モデル試験と
試験片試験との関連

1974年10月

藤村 理人・宮園 昭八郎

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

繰返し荷重を受ける構造モデル試験と試験片試験との関連

日本原子力研究所東海研究所安全工学部

藤村理人 宮園昭八郎

(1974年10月4日受理)

原子力プラントの大型化が今後さらに進むことが予想されるが、プラントを構成している圧力容器、配管ならびにその他の構造機器もこれに伴って大型化し、設計および安全上重要な問題が生じている。従来構造物の設計および安全性の評価に当っては、小型試験片を用いて各種の試験を行ない、これらの試験結果にもとずいて両者を関連づけて作業がすすめられている。しかし、構造物の使用条件下における挙動を小型試験片による試験結果から推定する場合、両者の間に負荷条件、応力状態、寸法効果ならびに環境効果等の差があるために精度の高い関連づけはなされていない。

本報告は当研究室ならびに国内外で現在までに実施した構造物試験と小型試験片試験の結果をもとにして、両者の関連性について検討し、さらに今後これらの問題を解明していくための研究課題を提起したものである。

Relations between Small Uniaxial Specimen and Structural
Model Tests under Cyclic Load

Tadato FUJIMURA and Shohachiro MIYAZONO

Division of Reactor Safety, Tokai, JAERI

(Received October 4, 1974)

Increase in size and scale of a nuclear power plant give rise to various problems in design and safety of the components such as the reactor pressure vessel and the piping. Design and integrity assessment of the structural components are mostly carried out on the basis of experimental results obtained by tests with small uniaxial specimens. The relations in results between structural model and uniaxial specimen tests, however, are not well established yet. In the present report, an attempt is made to cast light on this aspect, utilizing experimental data on the model and specimen tests in JAERI and elsewhere in the world.

目 次

1 は し が き	1
2 小型試験片による試験	3
3 圧力容器モデル構造試験	8
4 試験片試験とモデル試験との関連	24
5 あ と が き	30

1 は し が き

原子力ばかりに限らないと思われるが、プラントの大型化の傾向はさげがたい。原子力プラントにおいては、発電のベース・ロードとしての役割、さらに急増するエネルギー需要に応えるため、大型化は急速に進展している。原子力プラントの大型化は、核燃料を有する炉心の大型化を示すもので、必然的に圧力容器の大型化をともなっている。しかしながら、熱媒体を運ぶクラーントの流路ループの配管とか蒸気発生器その他のコンポーネントは、大型化に対してループの増加によって対処しているので、出力の増加ほどは大型化の傾向はいちじるしくない。

圧力容器は、核燃料を内蔵する安全容器である上に、核反応を制御する制御棒駆動機構を装備し、また核燃料を精度よく支持しなければならず、さらに容器内の構造配管などが複雑な上に、配管ノズルが数多く取付られており、いわゆる一般の火なし圧力容器に比較して数段と工作精度が高いと同時に、健全性確保のため品質保証が強く要求されている。

このような、原子炉圧力容器は図1に示すような大型化の傾向をもち、沸騰水型原子炉(BWR)では容器の径は6mをこえ、容器材厚は150mm前後となっており、加圧水型原子炉(PWR)では容器の径は5m以下であっても容器材厚は250mmをこえようとしている。

大型構造物の構造設計にあたっては、依然として、従来の試験片試験データより求めた許容応力を用いて、構造設計が進められている。構造設計理論については、最大せん断応力破壊説を導入し、弾塑性解析法をとり入れ、さらに疲労解析手法の確立、クリープ設計法などによる高温化への努力が進展しているにもかかわらず、構造設計の基礎となる材料の性能(溶接継手性能を含む)については、小型試験片による1軸試験結果をもとにして、大型構造物の許容応力を決定しているのが現状である。

大型材料と小型材料において、材料の特性はおのずから異っているが、板厚の1/4のところより採取した試験片データが大型材料の特性を代表しており、Vシャルド試験のような小型試験結果で大型構造物の構造の健全性を保証しようとするのが保守的であるか否かは大いに議論のわかれるところである。

しかしながら、大型材料による大型試験は多大の経費と時間を必要とするため、簡単にはデータの集積が進められないうらみがある。現状では、小型試験片データを大型材料についてい

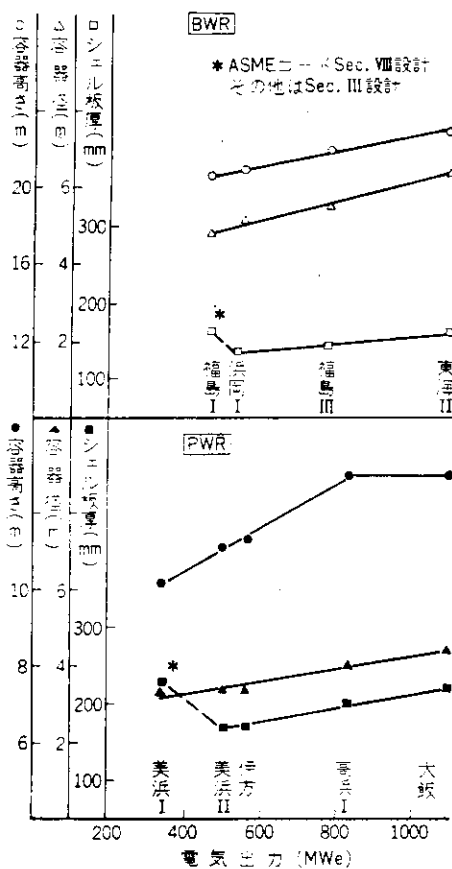


図1 原子炉圧力容器の大型化の傾向

かに適用するかを考えながら、統計的処理により、合理的許容応力を設定して構造設計を進めること以外に方法はなさそうである。

とはいうものの、大型構造物の安全性、すなわち構造安全性を小型試験の結果で論ずるときには、往々にして、とんでもない誤ちを起すことがある。それは、小型試験では過大に欠陥を評価したり、荷重においても荷重形態を誤断したりして、形状の効果を十分に評価しなかったりするために生ずる問題点である。

日本原子力研究所が所有する動力試験炉(JPDR)は、構造安全上のいくつかの問題点を生じて、著者らはその問題点の究明に努力してきたが、そのなかで、圧力容器の内面に肉盛りしたクラッドに微細なき裂が発生し、それが圧力容器の母材の健全性にどのような影響を与えるかが問題になった。

発生したき裂の形状などについては、すでにいくつかの報告があるので省略し、本論文では、これらのき裂が大型構造物の安全性を評価する上に、どのような試験片データにより評価し得るか、さらに構造モデル試験を実施して得られた結果をどのように対比し得るか、一方、実機との関連においてどのような結論を示すことができるかを論ずることに焦点を深めた。

一方において、低サイクル疲れにおける試験片試験と構造物モデル試験との関連については、すでに大路¹⁾と飯田²⁾によるすぐれた総説があり、これらの研究の現状および今後の問題点等に関して解説および指摘がなされている。

大路は単軸応力下の疲れ、板平面、円板、く形状およびく状板による曲げ疲れ、各種応力下の組合せ疲れ、切欠き付試験片による疲れ、多軸応力下の熱疲れおよびベローズ、圧力容器等の構造物モデルによる疲れに関する各種の試験結果についての研究を紹介し、単軸応力(またはひずみ)下の低サイクル疲れと多軸応力下のそれとの関連性を明らかにすることを試みている。飯田は圧力容器モデルにノズルを取りつけたいわゆる溶接構造物についての低サイクル疲れ試験に関する研究の紹介およびASME(アメリカ機械学会)の原子炉用圧力容器に対する設計基準(sec.Ⅲ)に採り入れられている低サイクル疲れ設計法の基本的考え方ならびに問題点について解説を行なっている。

大路と飯田がともに指適しているように、単純な応力(またはひずみ)分布を有する小型試験片による試験結果と構造物のように複雑な応力分布を有するものとの相関性を明確にいくことが今後残された大きな課題であると考えられる。以上のような観点に立って、試験片試験と構造モデル試験の低サイクル疲れにおけるき裂の発生と伝播特性に関して、著者らの行なった試験結果と他の研究結果を比較検討することによって、疲れき裂の発生と伝播の立場から両者の関係を明らかにすることを試みたいと考える。

2 小型試験片による試験

従来の機械部材および構造物で回転または交番の繰返し荷重をうける部材に対しては、繰返し数が 10^5 以上の高サイクルにおける疲れ限度（耐久限度）にもとづいて疲れに対する許容応力を定めて疲れ設計が行なわれてきたが、使用期間中にうける繰返し荷重の少ない部材（ 10^5 サイクル以下）に対して従来の設計方法をそのまま使用すると、必要以上に許容応力を低くした疲れ設計を行なっていることも考えられる。したがって、一年に数10回または数100回のオーダの繰返し荷重をうけるような構造物をより合理的および経済的に設計製作するために、使用期間中にうける荷重の繰返し数を想定して許容応力を決める方法が近年導入された。この疲れ設計法を採り入れた設計基準は、周知の ASME, Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Rules for Construction of Nuclear Power Plant Components (1971) であるが、わが国でも原子炉用圧力容器および第1次系配管等の設計法としてこの設計基準にもとづいた規格が策定され、原子炉構造部材の設計が行なわれつつある。

この設計基準で用いられている疲れ設計線図は、小型試験片による完全両振のひずみ制御低サイクル試験から求めた等価応力振巾対破断繰返し線図からつくられている。ところで小型試験片による低サイクル試験は大別してひずみ制御および応力（荷重）制御試験があり、前者は繰返し引張一圧縮試験で軸方向または直径方向のひずみを制御する方法、繰返し曲げ試験で変位を制御する方法等がある。後者は実断面の応力を制御するいわゆる定応力制御と公称応力を制御する荷重制御試験に分類される。低サイクル疲れに関する研究は1950年代の初期頃から盛んとなり、試験方法による相違、平均応力（またはひみず）の影響、切欠効果、寸法効果母材と溶接部材との相違、試験温度の影響、環境効果、変動負荷、および繰返し速度の影響等の低サイクル疲れに及ぼす数多くの影響因子について材料力学および冶金学的立場から多くの研究がなされて、この種の疲れ現象も明らかになりつつある。以下に主として原子炉用圧力容器鋼材について今までに実施された2, 3の低サイクル疲れ試験の結果を紹介する。

図2は飯田³⁾らによってA302B鋼材について、低サイクル域では直径方向の対数ひずみを制御することによって実施した完全両振ひずみ制御試験および高サイクル域での引張り一圧縮の完全両振荷重制御試験の結果を示したものである。飯田らはこの試験から次の結論を導いている。

- 1) き裂発生までの繰返し数 N_c と弾性ひずみ振巾および塑性ひずみ振巾の間には両対数表示で直線関係があり、全ひずみ振巾 ϵ_{ta} を N_c との間には $\epsilon_{ta} = 0.43 N_c^{-0.63} + 0.0049 N_c^{-0.094}$ の関係がある。
- 2) 低サイクル疲労強度を示す $N_c^{kp} \cdot \epsilon_{pa} = C_p$ の関係式で、 $C_p = 0.45 \epsilon_f = 1m (100 / 100 - \varphi)$, $\varphi =$ 絞り (%) の関係がある。
- 3) き裂発生までの繰返し数 N_c と破断寿命の間には、 $N_f - N_c = 0.50 N_f^{0.90}$ の関係式が得られる。

母材についてのこれらの結論のほか、溶接金属および熱影響部についても同様な結論を導

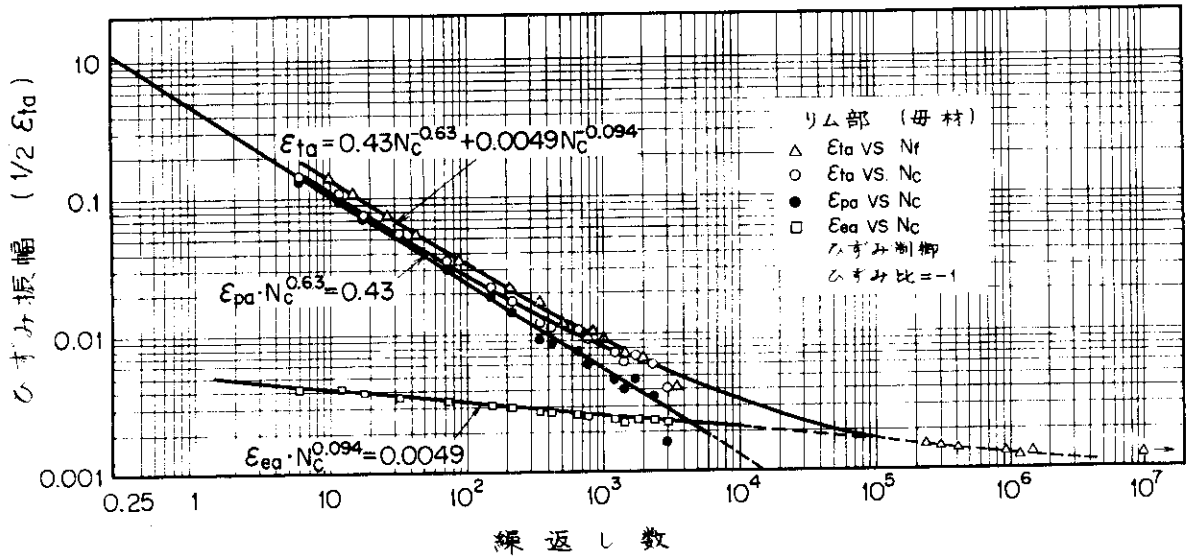


図2 A302B鋼（原子炉圧力容器鋼材）の疲れ試験の結果（飯田ら）

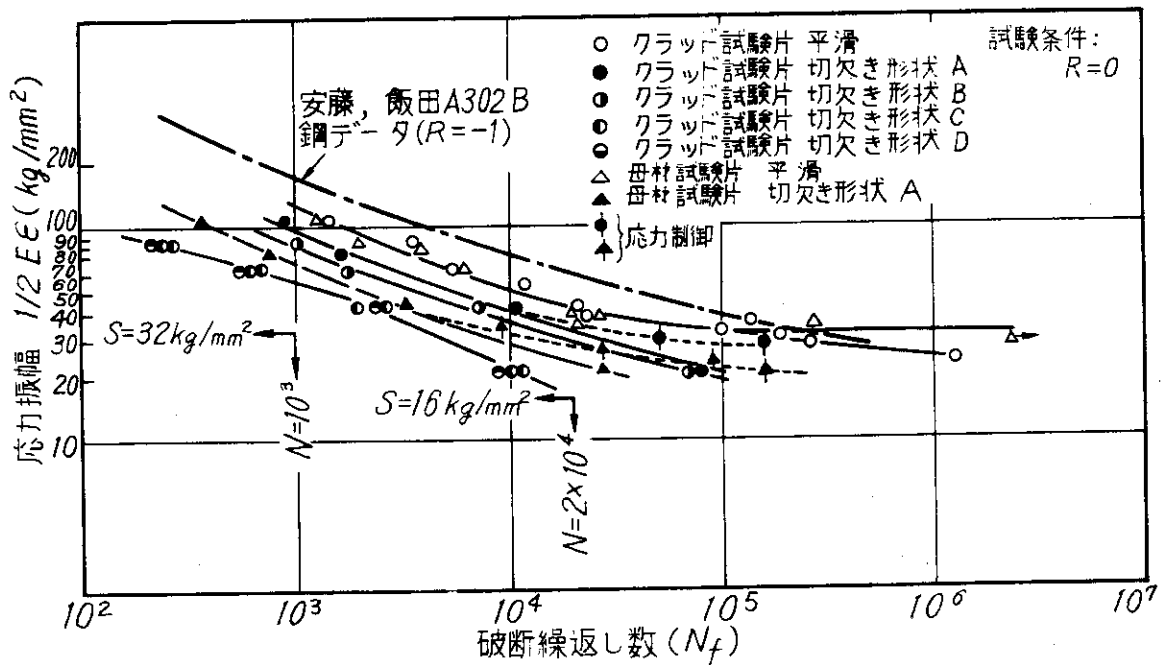


図3 切欠きつきA302B鋼の低サイクル疲れ試験（金材研-原研）

き出している。

図3は金属材料技術研究所と日本原子力研究所の共同研究⁴⁾で実施した低サイクル疲れ試験を示したものである。

図4は使用した試験片の寸法、形状および切欠きの形状を示す。試験片はA302B鋼から製作したが、母材のみの板厚20mmの試験片および板厚15mmの母材に5mmのステンレス鋼を肉盛りクラッドした試験片についてそれぞれ切欠きつきと切欠きなしの2種について試験を実施した。低サイクル域では軸方向のゲージ長50mmについて差動変圧器型のひずみ検出器を用いて、ゼロひずみと引張りひずみ(ひずみ比=0)の繰返しの片振り定ひずみ疲れ試験を実施し、高サイクル域では両振りの定荷重疲れ試験を行なった。これらの実験から次のような結論を導いている。

- 1) クラッドした平滑試験片(以下クラッド試験片)の高サイクル域の試験では、溶接欠陥や残留応力などが疲れき裂の発生に大きく影響すると考えられるが、低サイクル域では母材部とクラッド部との負荷配分が見かけ上の疲れ強さの低下を生ずる。
- 2) 同一繰返し振巾に対して、クラッド部に比して母材部の疲れ強さが低い。
- 3) 切欠きが存在する場合、母材試験片とクラッド試験片との疲れ破断繰返し数の差はほとんどき裂伝播開始までの繰返し数の差である。
- 4) クラッド試験片のクラッド境界面はすでに伝播している疲れき裂の進行を阻止するような影響はない。
- 5) D型切欠きつき試験片のように形状係数 K_t が10以上大きくても、疲れ強さ減少係数は比較的小さい。
- 6) 疲れき裂の伝播速度はき裂長さ a および疲れ寿命 N_f に比例する。
- 7) 小さくない自然き裂がある場合、その疲れ破断繰返し数は疲れき裂の進展のみに依存する。

図5は日本溶接協会FRW小委員会⁵⁾においてステンレス鋼材SUS304および316について片持ばり型の曲げ疲れ試験機を用いて実施した変位制御による低サイクル疲れ試験結果とひずみ制御引張-圧縮軸力およびねじり低サイクル疲れ試験結果とを比較したものである。同図から明らかのように、試験方法に無関係に、 $\epsilon-N$ 線図は同じような傾向を示していることがわかる。

一方、1960年初期頃からParisら⁶⁾によって疲れき裂の伝播に対して破壊力学を適用する試みがなされ、現在までに各種の金属材料を用いて実施した疲れ試験について伝播速度と応力拡大係数との間の関係を求めた研究結果が数多く発表されている。疲れき裂の伝播過程は伝播速度 da/dn と応力拡大係数変動巾 ΔK によって

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K)^n$$

(ただし、 a はき裂長さ、 N は繰返し数、 C は係数、 n は材料定数で2~8)、のように表わされることが、Parisらによって提案された。しかし、線型破壊力学を基礎としたこの考え方は、き裂先端に存在する塑性域の大きさがき裂長さと比較して十分に小さい場合には適用可能であるが、低サイクル疲れのようにき裂先端にあらわれる微視き裂の連結によってき裂が伝播

し、このき裂先端に大きな塑性域が存在していると考えられる場合には、必ずしも応用できない。したがって、K値の代りにき裂先端のき裂をとり入れた量（き裂開口変位（COD））、塑性域範囲（PZS）、全ひずみ等）を用いるべきであろう。

一例として図6はCrooker⁷⁾らによって圧力容器鋼材A201B鋼、A302B鋼およびA517F鋼について、曲げ疲れ試験による完全両振の変位制御疲れ試験の結果で、縦軸は疲れき裂伝播速度を、横軸は全ひずみ範囲を示す。これらの試験結果から伝播速度 da/dn と全ひずみ範囲 ϵ_T の間には、 $da/dN = C(\epsilon_T)^n$ （ただし、 a はき裂長さ、 N は繰返し数、 C は定数、 n は材料定数）の関係があることを示した。同図から明らかのように、 n の値はA302B鋼およびA201B鋼に対して3、A517F鋼に対しては4である。

前述の図3に関する低サイクル疲れ試験では、いくつかの試験片についてき裂の発生、伝播を計測し、伝播速度 da/dN について次式が成立することを示した。

$$\frac{da}{dN} = \frac{Ka}{N_f}$$

ただし、 N は繰返し数、 a はき裂長さ、 N_f は破断繰返し数、 K は常数である。

なお、疲れき裂の伝播に対する破壊力学の応用については北川⁸⁾によるすぐれた解説があり、この分野での研究の現状および今後の問題点等を知ることができる。

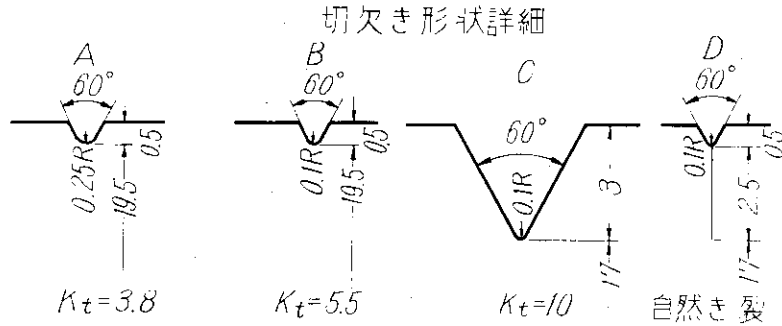
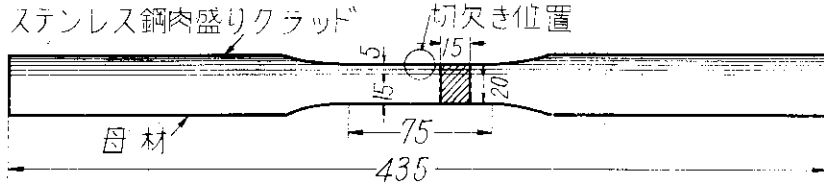


図4 切欠きつき低サイクル疲れ試験における試験片の形状 (金材研-原研)

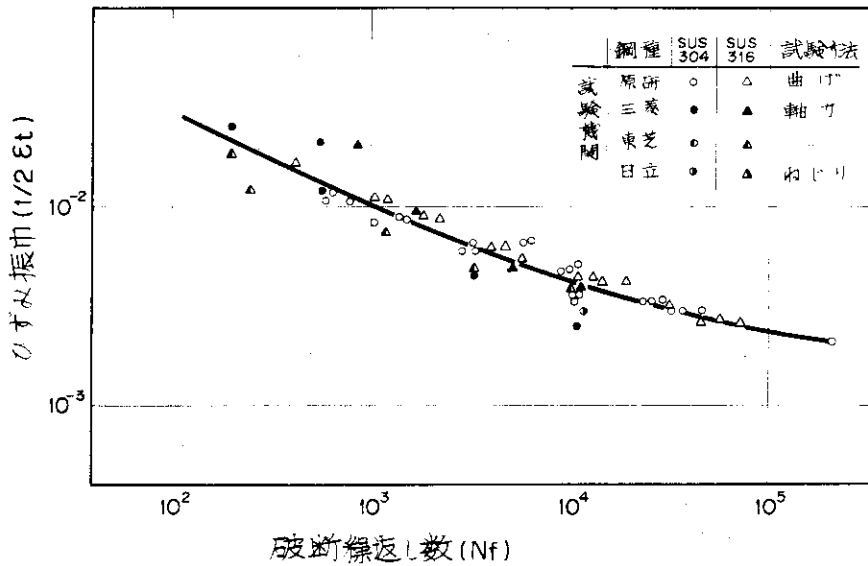


図5 各種試験方法によるステンレス鋼の低サイクル疲れ試験結果 (溶接協会FRW小委員会)

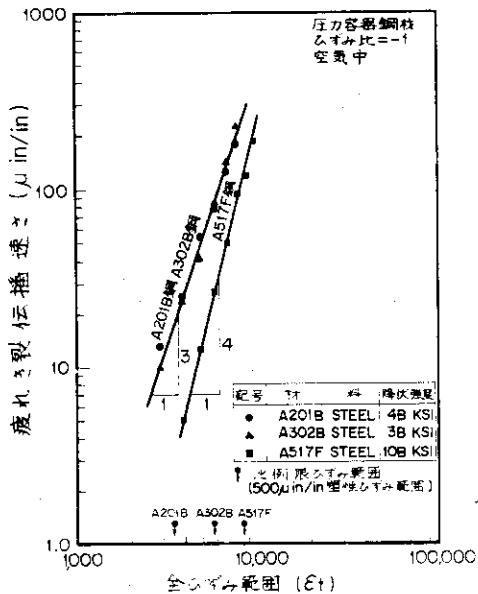


図6

A201B鋼, A302B鋼, A517F鋼の疲れ試験結果 (Crookerら)

3 圧力容器モデル構造試験

実物大または数分の1の圧力容器モデルを用いて内圧負荷による低サイクル疲労試験を実施した例として、著者らの他にわが国では神戸製鋼所の亀岡⁹⁾らおよび東京大学原子力工学科の安藤¹⁰⁾らによる小型圧力容器モデルを使用した一連の試験研究があげられる。外国では、米国のWelding Research Councilに属するPressure Vessel Research Committeeの委託によるÉcole PolytechniqueのWelterら^{11~13)}の小型圧力容器モデルの疲労試験ならびにSouthwest Research Institute (SWRI)のPickettら^{14~16)}による実物大の圧力容器を用いた試験研究がある。ヨーロッパでは、英国のBWRAのLaneら^{17,18)}ならびにベルギーのGent大学のSoeteら¹⁹⁾による圧力容器モデルによる一連の疲れ試験がある。最近では西ドイツのStuttgart大学のWellingerら^{20,21)}によって小型圧力容器モデルおよび使用済みのボイラーを用いて低サイクル疲れ試験を実施した例が発表されている。

以上の実物大およびモデルを用いた圧力容器の内圧疲れ試験では、圧力容器に取りつけるノズルの形状、溶接位置および溶接方法等の差異によってノズルコーナにおける疲れ破壊のモードにどのような影響を与えられるかを調べることを試験研究の主な目標としている。これらの試験のうち、Pickettらはノズルの内面コーナからのき裂の発生および伝播状態を超音波法を用いて計測することを試みると同時に、内圧による繰返し試験を断続的に停止して磁粉探傷法によりき裂の発生を観察してき裂発生繰返し数および破損繰返し数を求めている。Wellingerらはボイラーの使用済中でノズルコーナに発生したき裂からの伝播過程を明らかにするために、胴体の内表面にそって断続的にき裂長さを計測することによってき裂長さと内圧繰返し数の関係を求めている。

まずPickettらは図7に示した直径3ft、の実物大の圧力容器に試験ノズルを数個ずつ取りつけた8個の圧力容器モデルについて内圧繰返し試験を実施した。

その代表的ノズル形状は図8~12のとおりである。8個の圧力容器モデルの詳細は次のとおりである。

圧力容器モデル1：ノズル8個胴部材はA201-B鋼でノズル部材はA105-II鋼を使用。

圧力容器モデル2：圧力容器モデル1にノズル7個をつけた。他は全く同じ。

圧力容器モデル3：ノズル形状は圧力容器モデル1と全く同じ。ただし胴部材はA302 B鋼、ノズル部材はA182-F1鋼を使用。

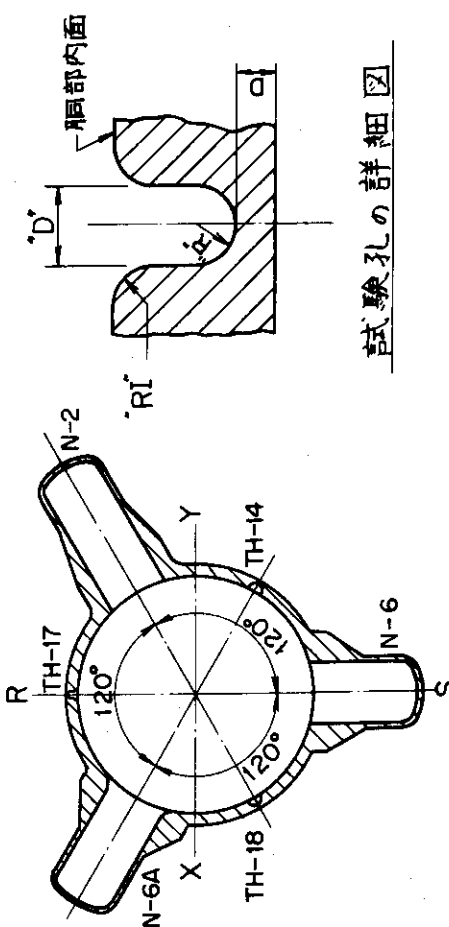
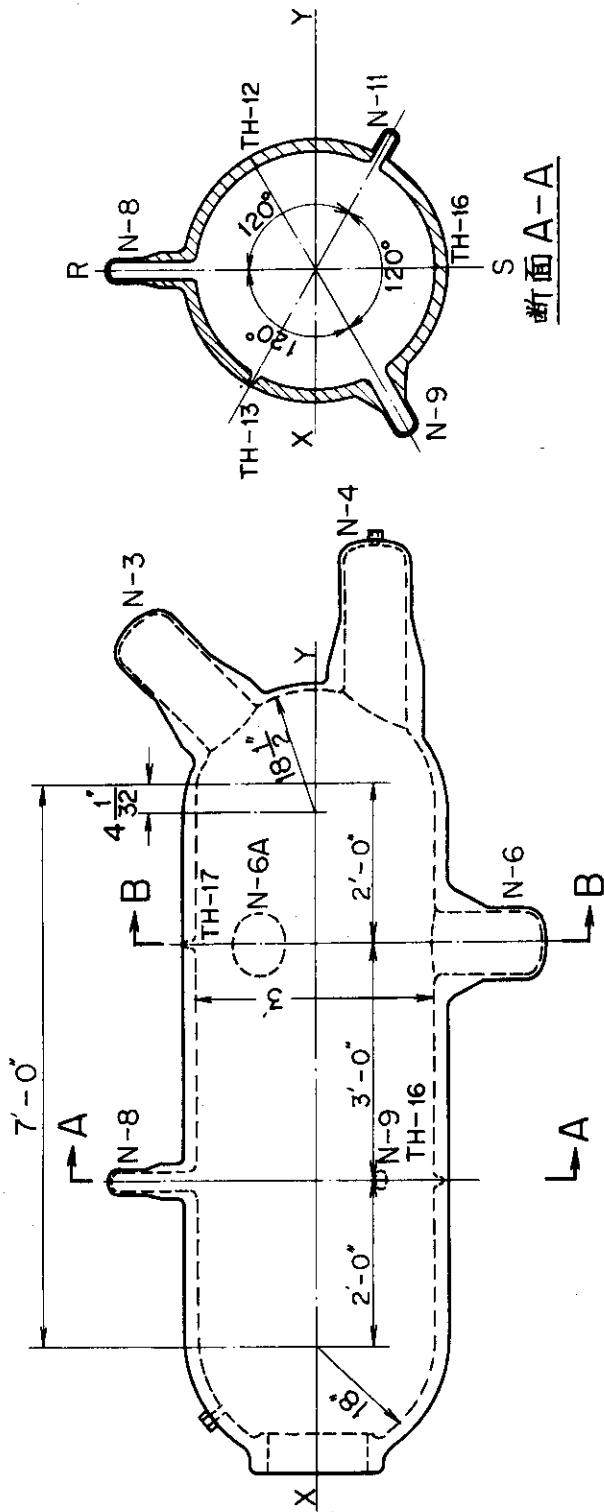
圧力容器モデル4：圧力容器モデル3にノズルの一つを置きかえたほかは同じ。

圧力容器モデル5：圧力容器モデル1からノズル2個を除いたもの。ただし、圧力容器はA517-F鋼で製作。

圧力容器モデル6：圧力容器モデル5のノズルの一つを置きかえたほかは同じ。

圧力容器モデル7：胴部はA201-B鋼で、ノズル部はA105-1鋼で製作。種々のノズルコーナ半径を有する5個のノズルなどを取りつけたもの。

圧力容器モデル8：圧力容器モデル1からノズル2個を除いたもの。胴部はA542-C12



試験孔の種類	"D"	"R"	"RI"
試験孔	2"	1"	1"
TH-18	1	1	1
TH-17	2	1	1
TH-16	1	1	1
TH-14	2	1	1
TH-13	1	1	1
TH-12	1	1	1
TH-11	1	1	1

試験孔の詳細図

図7 圧力容器モデルの断面形状 (Pickettら)

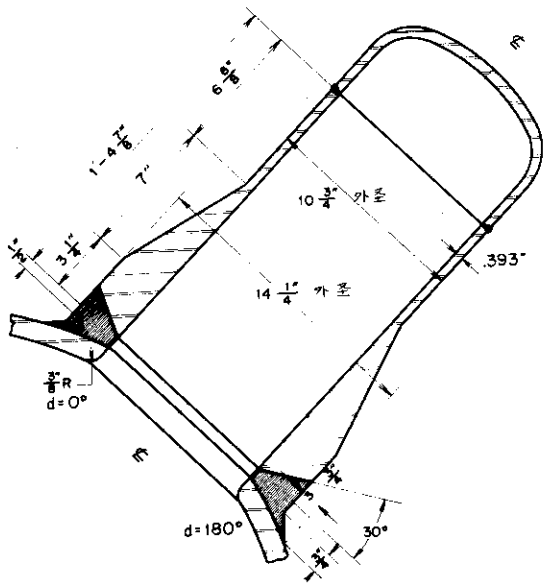


図 8 試験ノズル N-3 の形状 (Pickett ら)

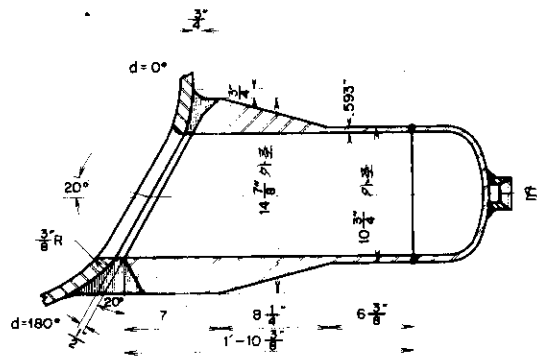


図 9 試験ノズル N-4 の形状 (Pickett ら)

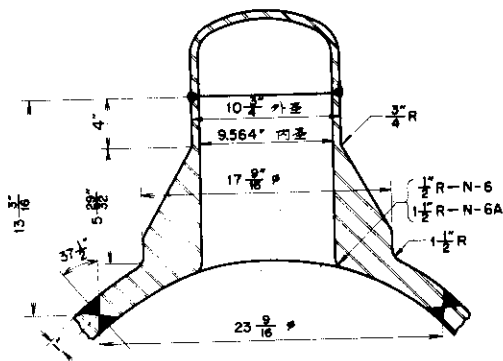


図 10 試験ノズル N-6, 6A の形状 (Pickett ら)

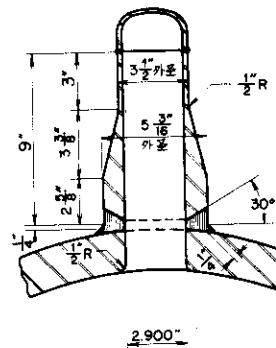


図 11 試験ノズル N-8 の形状 (Pickett ら)

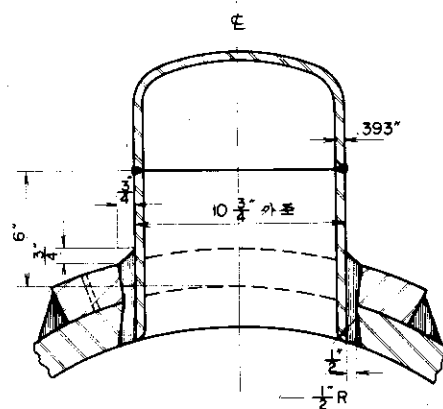


図 12 試験ノズル N-1 の形状 (Pickett ら)

鋼 (A387D鋼) , ノズル部はA182-F22鋼で製作。

なお, 試験体の胸部にはノズルのほかに図7に示したような盲孔を各7個づつ設けている。繰返し試験を実施する前に, 圧力容器モデル1および2について静的内圧負荷時の応力(ひずみ)分布を応力塗料および電気抵抗型ひずみゲージを用いて測定し, ノズルコーナ部および盲孔の応力およびひずみ集中率を求めた。これらの実験結果を表1に示す。最大応力およびひずみはノズル部の縦方向断面における内面コーナに発生したが, 取り付けノズルの位置が円筒部か半球部かによって, 応力およびひずみ集中率にわずかの差異を生じた。繰返し試験のための内圧は静的試験から得られた弾性ひずみ集中率およびLehigh大学の片持ばり型曲げ疲れ試験片の結果を用いてきめている。表2に8個の圧力容器モデルについて内圧繰返し試験の結果を示してあるが, 破断箇所はほとんどノズル部のコーナ部であった。同表の最大ひずみ範囲は繰返しひずみがシェークダウンした後の値を示しているが破損位置での測定値が得られない場合には, 各試験体で発生した最大ひずみ範囲を用いている。き裂の発生はほとんど繰返し試験を停止して, 磁粉探傷または肉眼で検出したが, いくつかの試験体に関して, 超音波法によるき裂の伝播を計測している。トランスジューサを, ノズルに5,860サイクルと1,6806サイクル内圧を繰返したのち, 取りつけて測定した結果を図13に示す。縦軸は超音波エコーの高さで表わしてあるが, これらの測定結果からき裂の伝播長さまたは面積を定量的に求めるにはまだいくつかの問題が残されている。しかし, ノズルコーナのように複雑な形状をした部分におけるき裂の発生, 伝播を検出するための有利な方法の一つといえよう。

Wellingerらは1.5%Ni合金で製作したつきめ目なしの鍛造ボイラー缶ですでに113,350時間運転し, 3,277回起動したものをを用いて低サイクル疲れ試験を実施した。このボイラー缶の寸法は, 直径=1,100mm, 板厚=110mm, 円筒部の長さ=9,500mm, 内外直径比=1.2であり, 試験を実施する前に, ロール管を外に残して端部を溶接によって盲にした。運転中の温度は350℃で許容しうる圧力は111バールであったが, 繰返し疲れ試験ははじめに内圧300バールで7,340サイクルまで実施し, それ以後はボイラー缶の破壊を防ぐために200バールで行なっている。全繰返し数が22,447サイクルに達したときノズルから油が漏洩して破損した。このボイラー缶を試験に供する前に磁粉探傷法による検査の結果, ほとんどすべてのロール管の取付部の内面にき裂がすでに発生していることが判明しており, このうち8個については, き裂がボイラー缶の軸方向にそって10~12mmの長さに達していた。したがって, ノズル部にすでに自然き裂の存在するボイラー缶を用いて内圧繰返し試験を実施し, ノズル部が破損するまでに何回か試験を停止してそれらの自然き裂からの内表面における伝播長さを計測している。図14^(a)に5個のノズルについて内表面におけるき裂の伝播長さと繰返し数との関係を求めたものを示す。同図から内圧300バールを繰返し負荷したときには, 約3,000サイクル後にき裂の伝播速度が急増していることがわかる。負荷圧力を200バールに減少して試験を継続したのちは, 伝播速度が漸増するき裂と停留しているものが見られるが, 約20,000サイクルからすべてのノズルの伝播速度は急増している。これらの測定結果をもとにして得られたき裂の伝播速度とき裂長さの関係を図14^(b)に示す。なおWellingerらはこれらの実験結果とそれ以前に実施したスリット付の圧力容器モデルについての実験結果との比較を行ない, 円周方向応力とき裂長さが等しいにもかかわらず, 伝播速さ

表1 SwRIの試験ノズル部の応力およびひずみ集中係数 (Pickettら)

ノズル番号	d/D ^{a)}	内側コーナ 半径 in.	応力集中係数 ^{b)}		ひずみ集中 係数 ^{c)}
			K ₁	K ₂	K
1	0.278	1/2	2.83	2.61	3.74
2	0.278	1/2	2.80 (3.14)	2.93 (3.24)	3.65
3	0.278	3/8	1.49 (1.49)	1.22 (1.49)	1.72
4	0.278	3/8	1.69 (1.84)	1.56 (1.92)	2.20
6	0.278	1/2	2.71	2.44	3.26
8	0.083	1/2	2.63	2.32	2.98
9	0.083	1/2	2.59	2.27	2.96
11	0.056	1/2	2.76	2.48	3.13
盲孔	直径				
11	1/4	1/8	1.0	0.48	
12	1/2	1/4	1.36	0.72	
13	1	1/2	2.78	2.32	
14	2	1/2	2.72	2.32	
16	1/2	1/4	1.51	0.93	
17	1	1/2	2.43	2.21	
18	2	1/2	2.66	2.23	

a) d/D = 胴部とノズル部の直径比

b) $K_1 = \sigma_{max} / \sigma_{nom}$, ここで σ_{nom} = 胴部公称周応力, σ_{max} = 不連続部の周囲で測定したひずみから計算した最大生応力.

$K_2 = \sigma_{max} / \sigma_{nom}$, ここで $\sigma_{nom} = \frac{1}{2} \sigma_{nom}$ = 胴部の公称せん断応力, σ_{max} = 最大せん断応力 = ひずみ値から計算した最大生応力差の $\frac{1}{2}$

c) 胴部の周方向膜ひずみに対するノズル部の最大ひずみ比.

表2 SwRIにおける実物大压力容器モデルの内圧線返試験結果

压力容器番号	試験圧力 (kg/cm ²)	公称胴部ひずみ (×10 ⁻⁶)	破損部(d)	破損部材料	検出法	き裂発生線返数 (サイクル)	破断線返数 (サイクル)	破損状況	最大ひずみ範囲 ^{b)} $\epsilon_{max} (\times 10^{-4})$	$\frac{1}{2} \epsilon_{max} \cdot E^c$ (kg/cm ²)	記号
1 (A201B)	30275	1165	N-1	A105H	磁	3546	7223	リ - ク	4700(N-2)	494	
			N-6	A105H	"	3546	7516	不安定破	4700(")	494	
			N-8	A201B	"	3546			4700(")	494	
			N-9	A105H	"	3546			4700(")	494	
2 (A201B)			N-11	パイプ溶接	目視		5174	リ - ク	4700(")	194	
	1855	715	N-6	A105H	磁	12840	85868	"	2230	234	
			N-2	A105H	"	103651	123618	"	2400	252	
			N-11		"	22138			2400(N-2)	252	
3 (A302B)	308	1185	N-6	A182F1	"	2000			4280	449	
			N-1	A182F1と溶接	"	5340	8990	リ - ク	4280(N-6)	449	
			N-2	A182F1	"	4124			4260	447	
			N-8	A182F1	"	7000			3400	357	
4 (A302B)	2422	934	N-2	A182F1	"	22720			2900(N-11)	305	
			N-6	A182F1	"	22720	40041	リ - ク	2900(")	305	
			N-6A	A182F1	"	22720			2900(")	305	
			N-11		"	37313	48437	リ - ク	2900(")	305	
5 (A517-F)	448	1728	N-13	A302B	"	37313			2500	263	
			N-2	A517F	超音波	1000			5550	583	
			シエル長手溶接	A517F	目視		3603	不安定破壊	6550	688	
	308	1185	N-2	A517F	超音波	5860	19272	リ - ク	3870	407	
6 (A517-F)			N-9製造部	A517F	"	39425			3870	407	
			N-8	A517F	"	4377			3530	371	
			胴部	A517F	目視		48772	リ - ク	3870	407	
			N-9	A517F	超音波	48772			3620	380	
7 (A201-B)			N-11	A517F	超音波と磁粉	48772			3450	362	
	3675	1420	N-6A	A517F	目視		48773	不安定破壊			
	1855	715	N-9B	A105H	磁	20737	23908	リ - ク	2310	243	
			N-2M	ステンレス肉盛	超音波	54391	63000	非破壊	2300	242	
8 (A542-2; A387D)			N-11	A201B	"	100000	135600	リ - ク	2060	216	
			N-2B	A105H	"	135233	147655	非破壊	2390	251	
			N-2G	A105H	"	288800			2260	237	
	308	1185	N-2N		"		375357	リ - ク	2840	298	
A387D)			N-1	A182-F22	目視		21070	"	3624	381	
			N-2		"		26310	"	4100	431	
	336	1295	N-2	A182-F22	"		26311	不安定破壊			

a) ()は胴部材料を示す。
 b) 欠陥のある位置でのひずみが不明の場合は、压力容器で測定された最大ひずみを用いる。
 c) E=2.1×10⁴ kg/cm² とする。
 d) 特記ことわりなき限り、欠陥は胴部とノズル結合部の破断面における内側に発生。

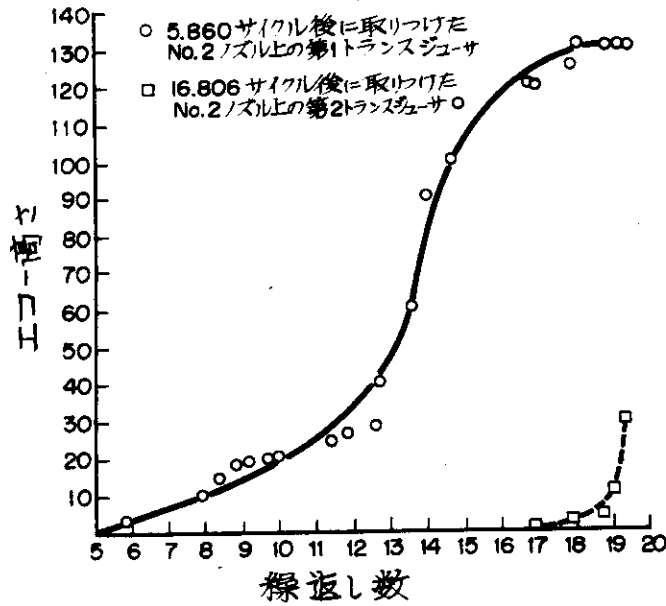
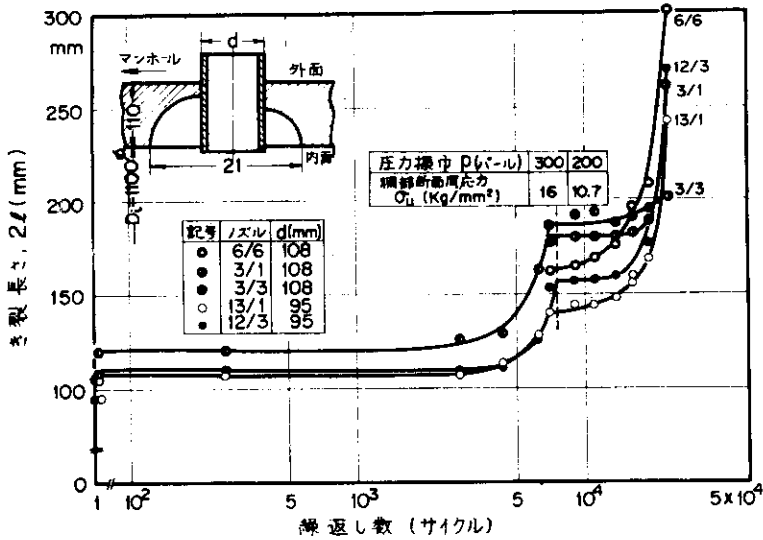
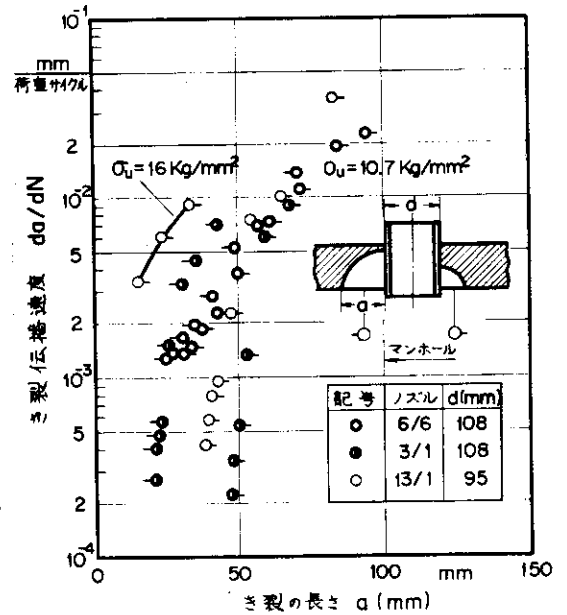


図13 圧力容器モデル試験における超音波法によるき裂長さの測定結果 (SwRI)



(a) き裂長さとき裂繰返し数の関係



(b) き裂伝播速度とき裂長さとの関係

図14 使用済みボイラーの内圧繰返し試験におけるき裂伝播速度とき裂長さとの関係 (Wellingerら)

が異なるのはき裂の形状の違いによるとしている。両者の比較を図15に示す。また、き裂の伝播状態をさらに明確にするために、板厚46mmの3個の試験片を用いて引張-圧縮試験を行ない、これらのき裂の伝播速度とボイラー缶におけるき裂の伝播速度との関係を応力拡大係数を用いて比較検討することを試みている。図16に両者の関係を示す。

著者ら^{4), 22)}がJPDR圧力容器の健全性を評価するために使用した3個の圧力容器モデルの各部の寸法形状を表3に示す。図17には一例として第3号モデルの形状を示す。試験体に使用した材料は、シエルおよびヘッドはASTM A302B改良鋼、ノズルおよびフランジ部はASTM A366改良鋼であり、JPDR圧力容器と同一材料を用いた。なお、ノズル部の内面コーナにはステンレス鋼による肉盛りクラッド^{*}を、第1, 2号モデルについて200φmm, 第3号モデルについて300φmmの範囲に施し、実機と同じ条件のもとで試験を実施した。図18に第3号モデルに取りつけたJPDR型のノズル形状を示す。3個の圧力容器モデルはすべて内圧繰返し試験を実施する前に静的試験を実施し、試験体各部の応力分布とノズルコーナにおける応力集中率を求めた。表4に各モデルについて行なった静的内圧試験の結果を示す。これら圧力容器モデルの試験圧力は、JPDR圧力容器の運転圧力(65 Kg/cm²)の1.7~2.3倍となっているが、このような運転圧力以上の圧力で試験を実施した理由は、実機との寸法、形状の差異および温度使用媒体、内圧負荷速度等の違いを考慮して安全側の加速試験を行なうためである。図19は第1号および第3号モデルに取りつけたノズルの内側コーナにおいて、それぞれ静的内圧を120 Kg/cm²および110 Kg/cm²負荷したときに発生した応力分布を示したものである。なお、同図には日立製作所原子力設計部で行なった第3号モデルについての応力分布の計算結果も比較のために示した。表4に示したように3個のモデルの試験結果から求めた円周方向におけるノズルの内面コーナの応力集中率はそれぞれのモデルについて約2.8, 2.7および2.4の値となっており、第3号モデルに取りつけた他のノズルもほぼ同じような値であり、フラッシュ型ノズルについては応力集中率が2.0~3.0の間にあることが明らかになった。圧力容器モデルについて静的内圧試験を実施した後、著者らはノズル部の内面コーナに表5に示す寸法、形状の人工切欠きを厚さ0.3mmおよび0.2mmのうすいカッターを用いて加工した。切欠き加工後に、き裂の発生、伝播を内圧繰返し試験中に継続測定するために、スメックゲージ、き裂ゲージおよびひずみゲージ等を切欠きの先端付近に取りつけた。深さすなわち板厚方向のき裂の伝播長さはスメックゲージを用いて計測したが、このゲージは電気抵抗法として板厚測定および欠陥検査等に用いられているものである。き裂計測用の探触針は切欠きをはさんで内面ノズルコーナに溶接して内圧繰返し試験中連続記録した。なお、全く同形状寸法のノズルモデルに放電加工法によって加工した切欠きと対比して計測値を較正した。き裂ゲージは内表面におけるき裂の伝播長さを測定するために利用した。き裂ゲージはすでに市販されているゲージであるがき裂の伝播とともにゲージの格子状箔が切断するとき生ずる電気的抵抗変化を測定してき裂長さを求める方法である。図20にJPDR圧力容器と3個の圧力容器モデルのノズル形状を比較して示す。図21はノズルコーナのオーバ

* 肉盛りにクラッドはフェライト量0%および10%の2種の308系溶接棒により2層厚さ約3mm施した。肉盛り表面は通常圧力容器の製作において施されているグラインダー加工の上、研磨仕上げとした。

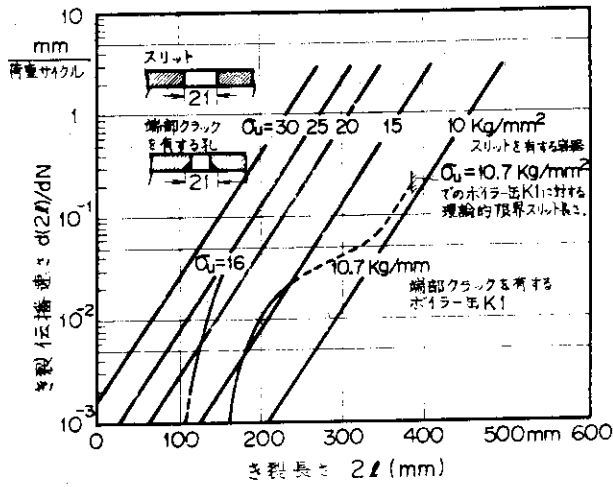


図15 使用済みボイラーおよびスリット付圧力容器モデルの内圧繰返し試験におけるき裂伝播速さとき裂長さとの関係 (Wellingerら)

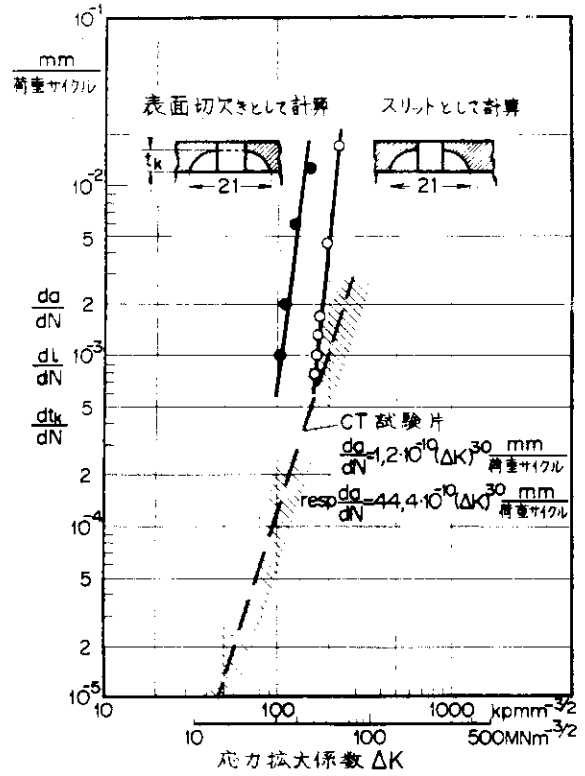


図16 使用済みボイラーの内圧繰返し試験および小型単軸試験片の引張圧縮試験におけるき裂伝播速さとΔKとの関係 (Wellingerら)

表3 圧力容器モデルの静的試験結果の比較 (藤村, 宮園ら)

モデル 寸法比 負荷圧力 kg/cm²	第1号	第2号	第3号	JPDR 圧力容器
実験値	1:3	1:3	1:2	—
胴部内面周応力 (kg/mm²)	120	150	110	65.5 (運転力)
ノズルコーナ周方向ひずみ (x10⁻⁶)	18.5	22.6	20.6	10.5 (計算値)
ノズルコーナ周方向応力 (kg/mm²)	2.443	2.950	2.420	
ノズルコーナ周方向応力 (応力範囲) (kg/mm²)	51.4	62.0	48.5	24.3 (推定値)
ノズルコーナ周方向応力 (平均) (kg/mm²)	25.7	31.0	24.5	12.2
ノズルコーナ応力集中度	2.8	2.7	2.4	2.3

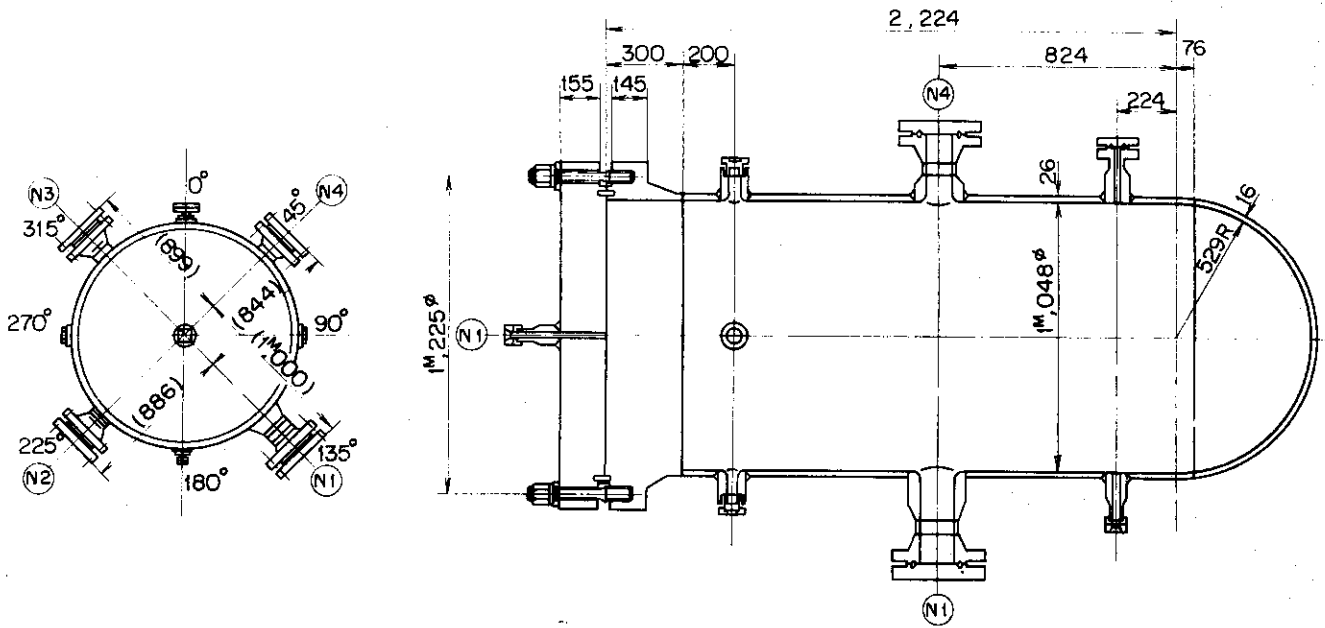


図17 第3号圧力容器モデル断面図(原研)

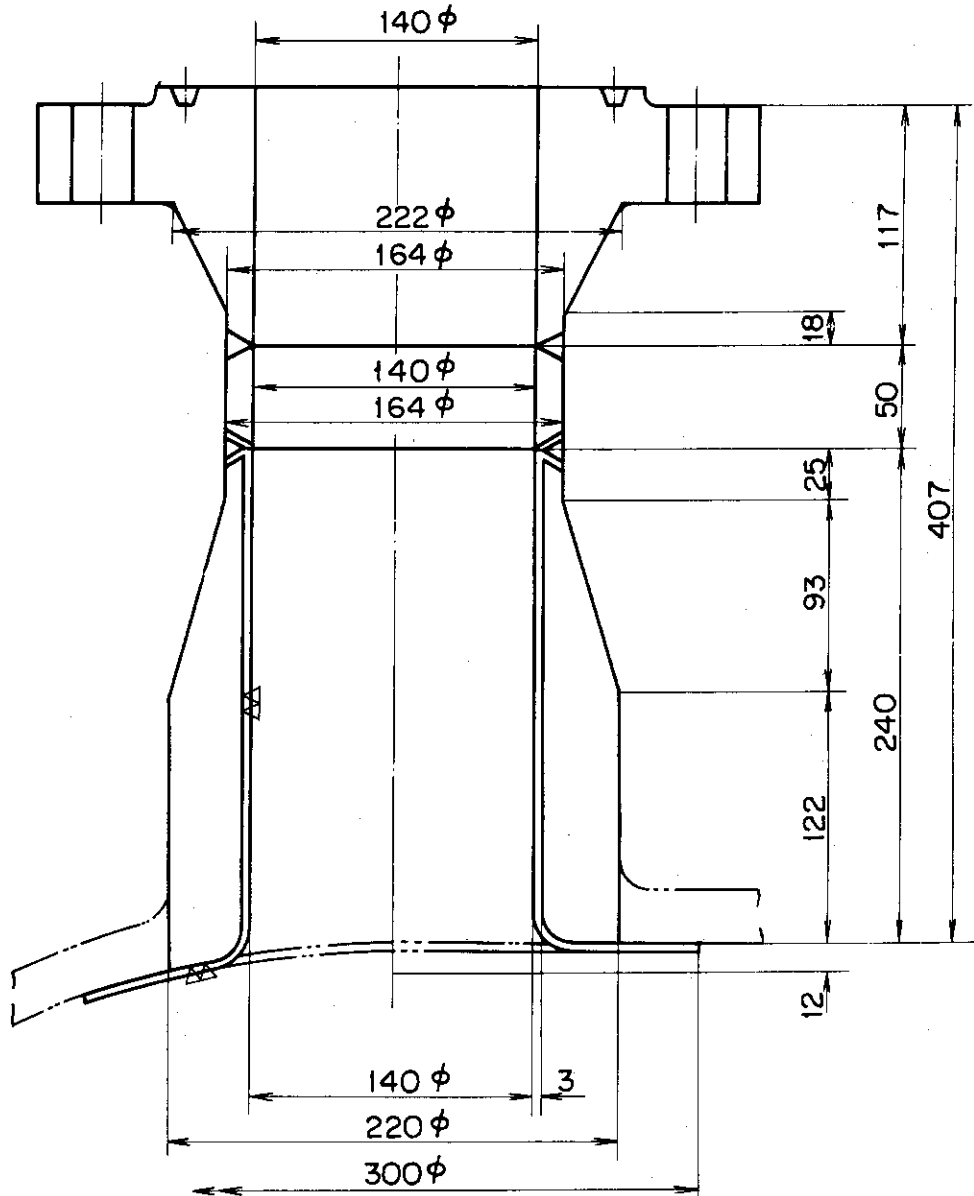
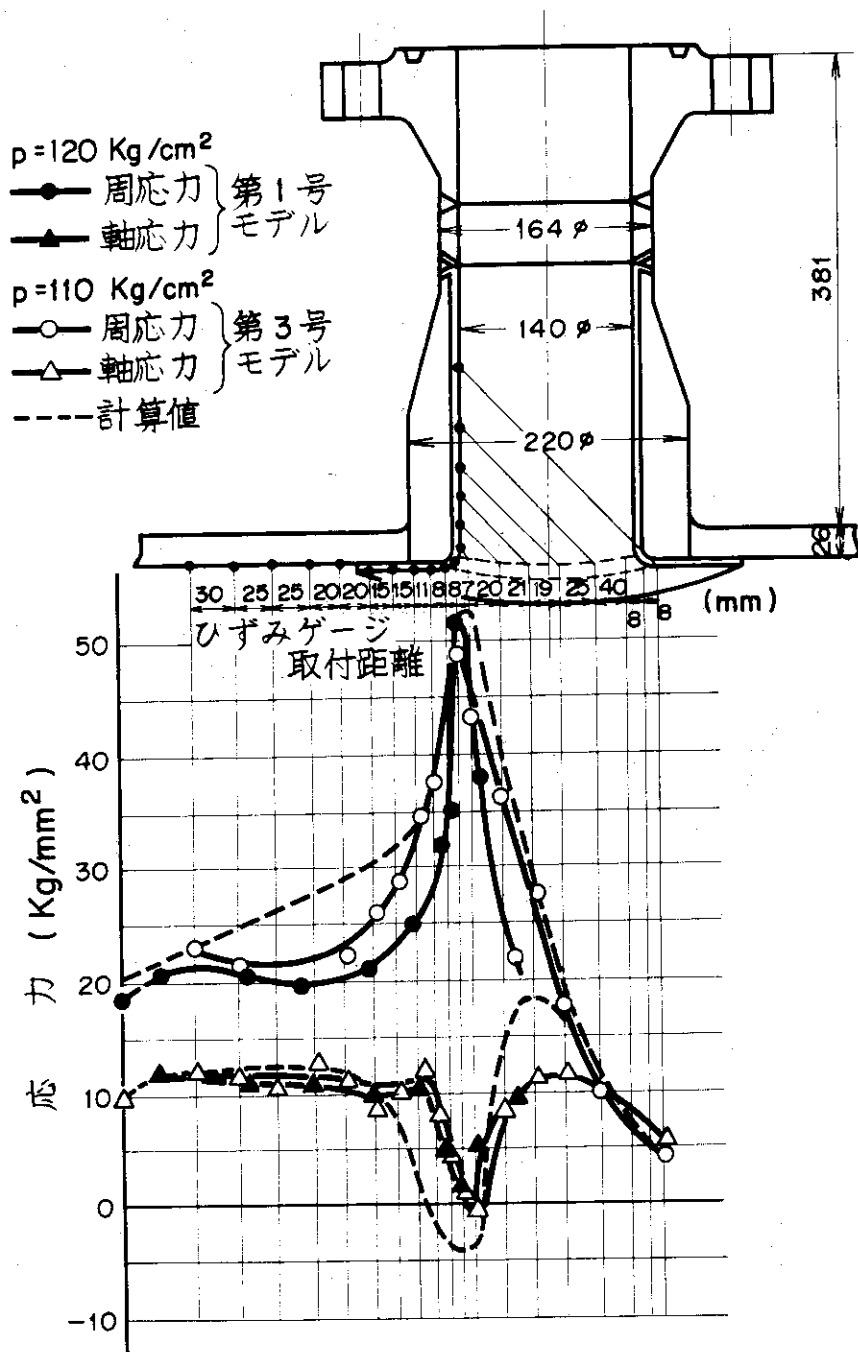


図18 第3号圧力容器モデルのNo1ノズル



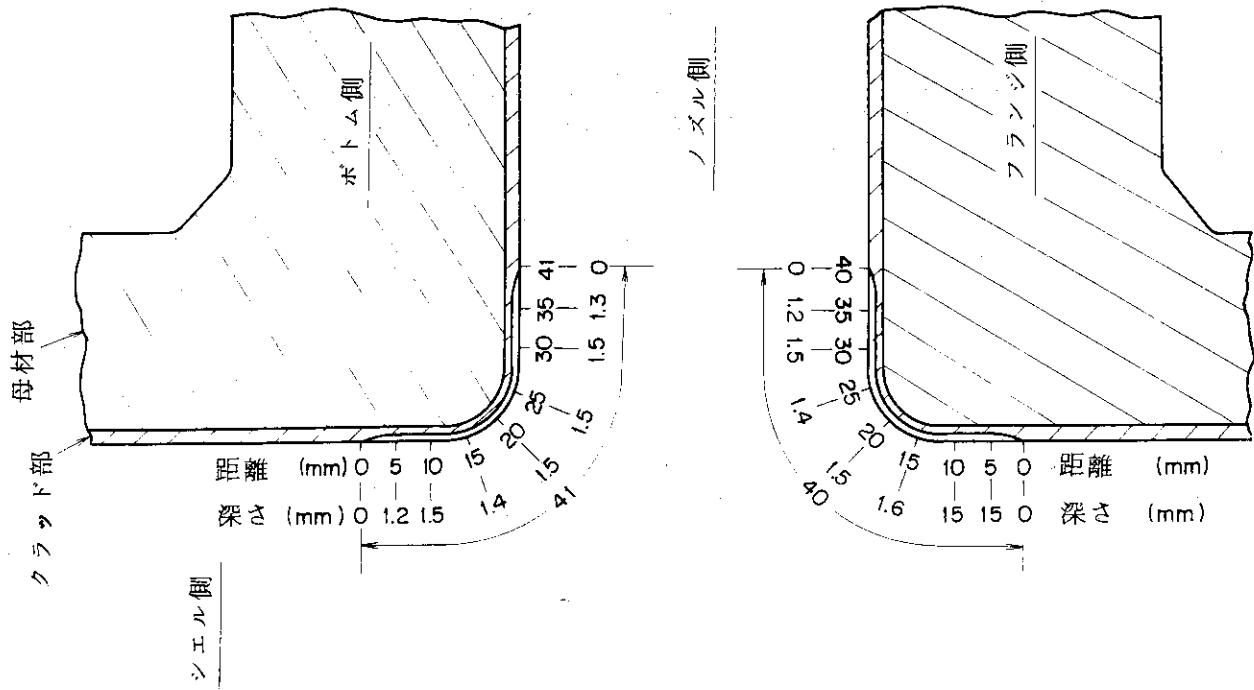
第19 第1号および第3号压力容器モデルのノズル内面コーナにおける応力分布 (藤村, 宮園ら)

表4 き裂の発生・伝播におよぼす影響因子

影響因子	圧力容器モデル		
	第1号モデル	第2号モデル	第3号モデル
ノズルコーナ半径 (mm)	10	10	15
ノズルコーナ応力集中率	2.78	2.74	2.35
人工切欠底応力集中率	8~9	6~7	8~9
直径径比 (d/D)	0.125	0.135	0.133
材厚比 (t/T)	1.02	1.02	1.38
応力勾配 ($K_g / \text{mm}^2 / \text{mm}$)	1.15	1.25	0.67

表5 切欠きつきノズルを有する圧力容器モデルの試験条件(藤村, 宮園ら)

圧力容器モデル		№1	№2	№3	JPDR圧力容器
試験条件	静的内圧試験圧力, Kg/cm^2	120	150	110	65 (運転圧力)
	静的試験実施サイクル	第2サイクル	第3サイクル	第4サイクル	50/年 (仮定) 60 自然き裂 6
	内圧繰返し試験速さ, cpm	5,8,10	3,5,8	3	
	人工切欠き表面長さ, mm	40	40	40	
	底半径, mm	0.15	0.15	0.11	
	深さ(平均値), mm	3.2	1.6	1.5	
	切欠き底応力集中率(計算値)	8~9	6~7	8~9	



第3号压力容器モデルのノズルコーナーにおける人工切欠きの形状

1/3スケール
第1,2号モデル

1/2スケール
第3号モデル

実機

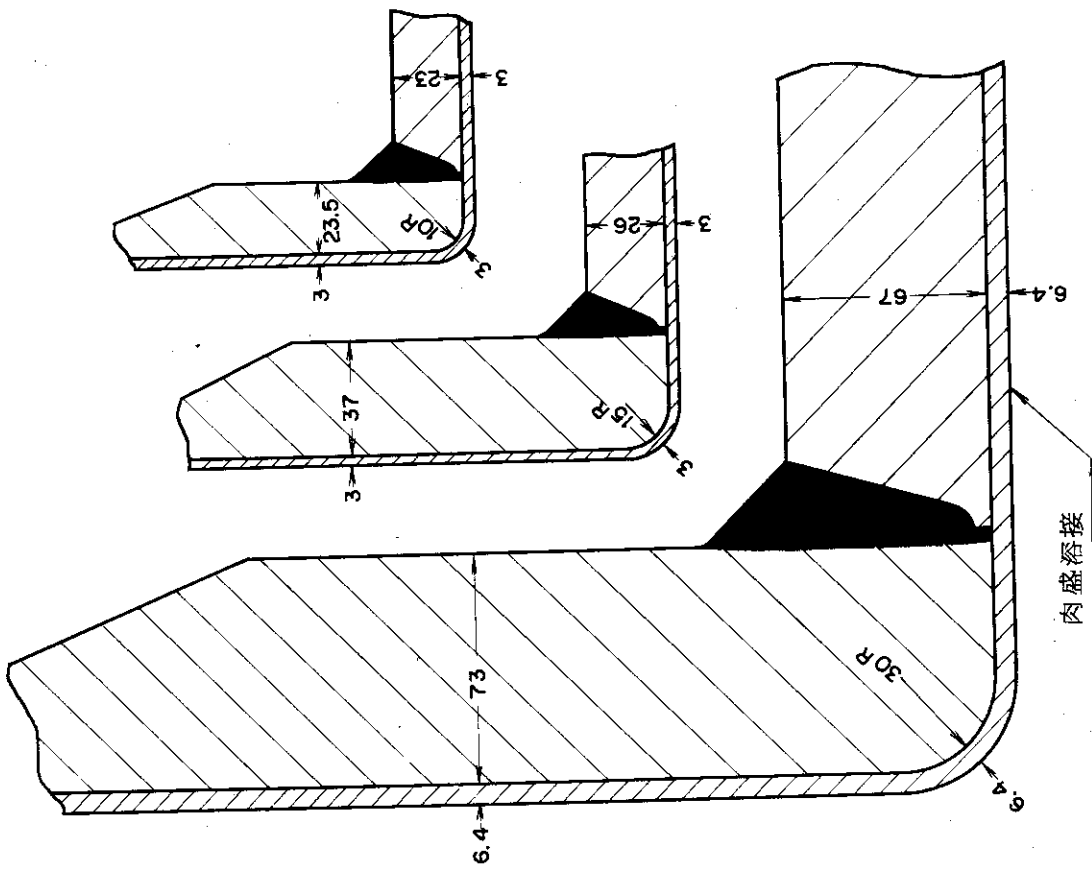


図20 压力容器の実機およびモデルのノズルコーナーにおける断面形状の比較

レイ部に加工した人工切欠きの形状の一例を示したもので、数字は各位置における内表面からの切欠きの深さを表わしている。なお、人工切欠き底における応力集中係数は、平板に同形状寸法の切欠きのあるものについて引張荷重を負荷したときに生ずる応力集中率を求めるときの式を用いて計算した。それらの計算結果を表5に示した。同表から明らかのように人工切欠き底の応力集中率は各ノズルについて6~9の範囲にあると考えられる。

圧力容器モデルの内圧繰返し試験では、繰返し最大圧力を静的負荷圧力と同一として、各モデルについて表5に示した繰返し速さで零と最大圧力の繰返しで実施した。き裂は切欠き底のノズルコーナ部に発生し、ほぼ同心円状に伝播して破断に至っていることが明らかとなった。なお、ノズルコーナにおけるき裂の伝播状態の再現性を調べるために、同一形状の人工切欠きをフランジ側とヘッド側に加工して試験を行なった結果、ほぼ同時に切欠きよりき裂が発生し伝播していた。表6および図23に3個のモデルについてノズルコーナの深さ(板厚)方向におけるき裂の発生、伝播の過程をスメックゲージで計測した結果をまとめて示す。これらの実験結果から、第1号モデルの場合は人工切欠きの深さが3mmで、切欠き先端がクラッド部と母材との境界まで達しているため、クラッド部の影響をうけていない。第2および第3号モデルは人工切欠き先端にクラッド部内であるために、クラッド部、ボンド部および脱炭部の影響を受けてき裂は停留しいずれの場合も母材への進展がおそいことがわかる。母材でのき裂の伝播過程は図22から明らかのように第1および第2号モデルではほぼ直線的に伝播しているのに対して、第3号モデルでは放物線型に伝播している。このように両者でき裂の伝播過程に差異を生じた原因として、表7に示す6つの影響因子が考えられるが、このなかでもっとも影響が大きいのは板厚方向における応力勾配の差異であろう。すなわち、前者は後者のほぼ2倍の応力勾配を有しているが、ノズル部における内外面の試験中のひずみ計測の結果から、ノズル部の破断寿命の90%以上までこの応力勾配が保持されていることが推測されるので、深さ方向のき裂の伝播はこの応力勾配に支配されていることが考えられる。図23にこれらの実験結果から求めたき裂の伝播速さとき裂長さの関係を示す。同図から明らかのように第1および第2号モデルではき裂長さに無関係に一定の伝播速度であるのに対して、第3号モデルではWellingerらの実験結果と同じような傾向を示す曲線で表わされる。き裂の伝播速さと応力拡大係数との関係を求めるには、ノズルコーナの形状が複雑であるため、今までにこれらの関係を実験的に求めた例は見当たらないようである。しかし第1次近似として、円筒または厚板に同形状の切欠きまたはき裂があると仮定して求めることは可能であると考えられる。

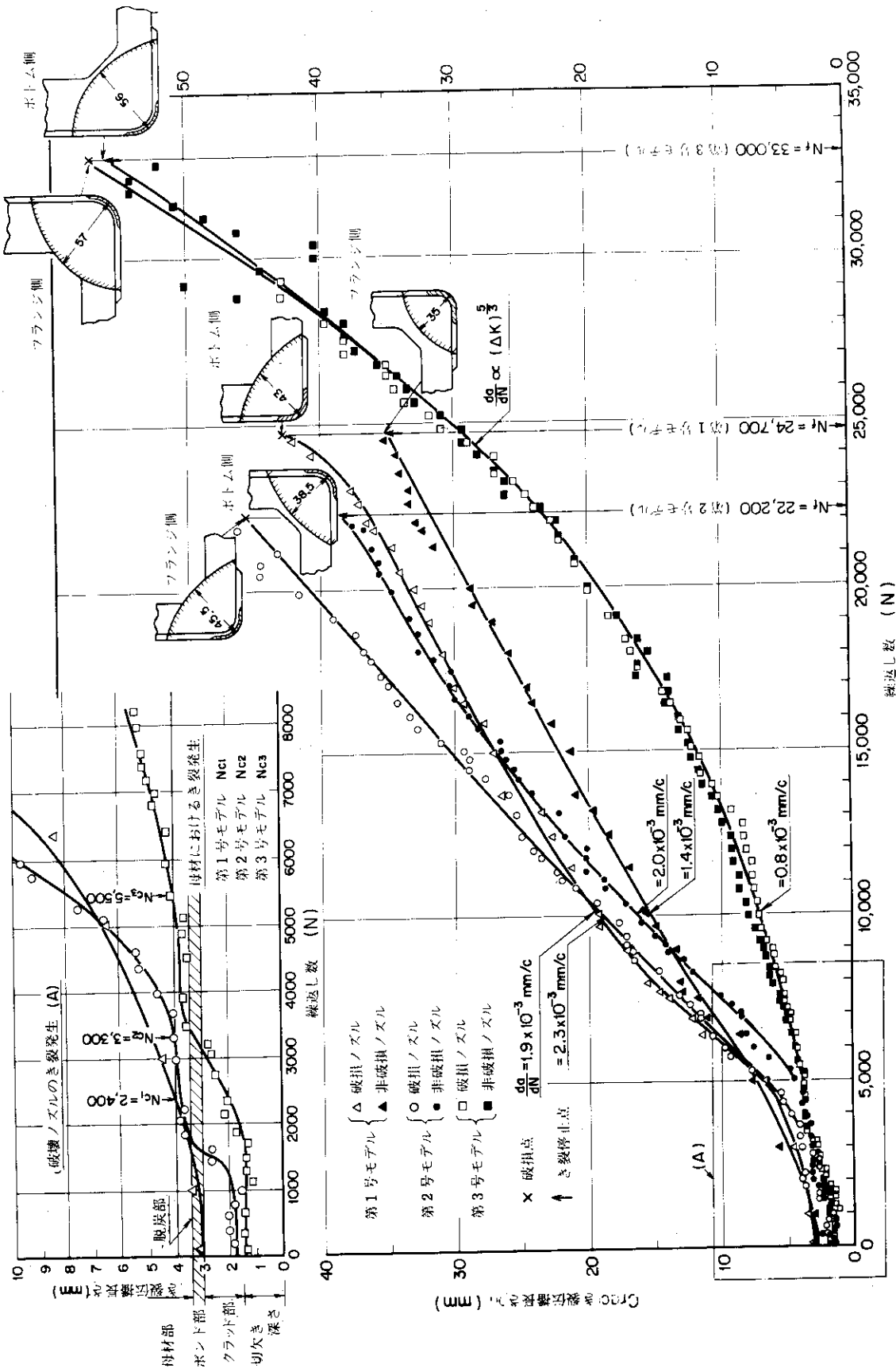


図 2.2 スメックゲージによる切欠き付ノズルのき裂伝播の計測結果
(藤村, 宮園ら)

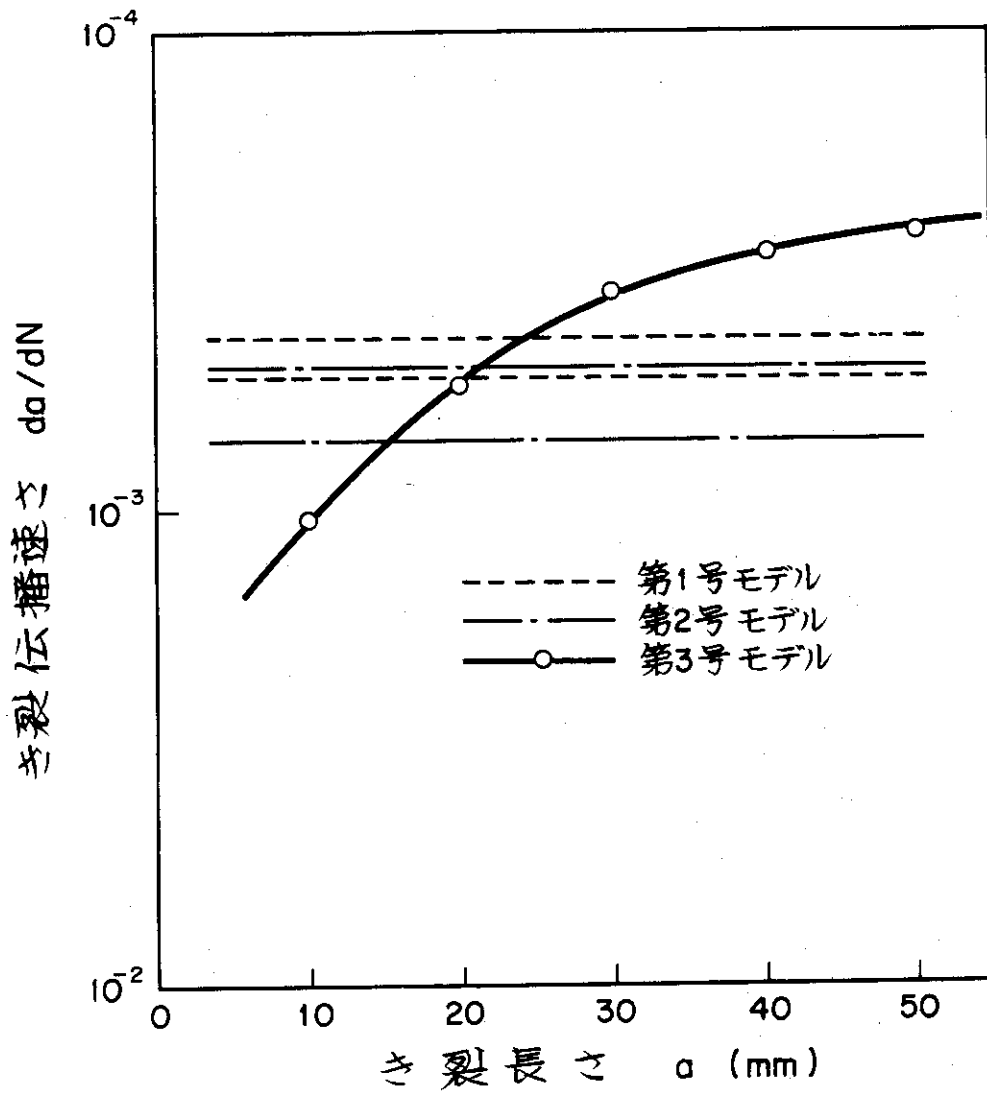


図23 圧力容器モデルのノズル部のき裂伝播速度と長さの関係
(藤村, 宮園ら)

4 試験片試験とモデル試験との関連

図 2 4 は 1 軸応力下の小型試験片による低サイクル疲れ試験結果と実物大または数分の 1 の圧力容器モデルにノズルを取りつけて内圧繰返し試験を実施して得られた結果を比較したものである。同図の縦軸は、小型試験片に対しては制御した全ひずみ巾 ϵ_{tR} に $1/2E$ (E : 縦弾性係数) をかけた等価応力振巾を示し、圧力容器モデルに対しては繰返し試験の開始後、ノズル部の内面コーナの周方向の最大ひずみ巾 ϵ_{tR} がシェークダウンしたときの値に $\frac{1}{2}E$ をかけた等価応力振巾を表わしている。ただし、Ecole Polytechnique^{11~13)} で試験した圧力容器モデルでは、内面のノズルコーナのひずみを測定していないので Picrett らはこのノズルコーナの応力集中率として 3.5 を用いているが、著者らの実験結果ならびに従来実施されている同種の実験結果を考慮に入れると、3.5 と仮定するのは過大評価と考える。したがって、同図には応力集中率を 3.0 と仮定したときの仮想応力振巾も矢印で示した。なお、同図は原子炉用圧力容器の設計寿命または健全性評価のための耐用年数を予想するために従来よく用いられているが、設計曲線として小型試験片による最適曲線で応力振巾に対して $1/2$ 、寿命に対して $1/20$ をかけていずれか小さい値で設定していることに対してはいくつかの異論が出されている。まず、 $1/2$ および $1/20$ の設計係数の妥当性およびき裂の発生、伝播過程をどのように設計に採り入れるかの問題等もその一例である。

宮園は、試験片試験とモデル試験との関連を以下に述べるような考え方にもとづいて今後検討していくべきだと考える。Kooistra らが指摘しているように圧力容器モデルの破損繰返し数のみを考慮すれば、図 2 5 から明らかのように ASME の Sec. III の疲れ設計曲線を下まわる繰返し数で破損までに至っている試験例は見当らない。一方、き裂の発生までの繰返し数が ASME コードの疲れ設計曲線上かまたはそれ以下となっている試験例もあるが、大部分の試験結果が設計曲線より安全側にある。なお、著者らの実施した圧力容器モデルの試験結果は①、②および③の番号で示してあるが、3 個のモデルとも人工切欠き底にき裂が発生するまでは、切欠き底の集中応力（またはひずみ）はかなり高いレベルにあることが推測される。単純な形状から仮定した切欠き底の応力集中率は前項にのべたように 6~9 の範囲にあると考えられるが、ノズル部の円孔の応力集中率との相互効果を考慮すると、さらに大きい値となるので実際に切欠き底に生じている応力（またはひずみ）を求めることは困難である。したがって、切欠き底の応力（またはひずみ）レベルは未知であるが、き裂の発生するまでは切欠き底近傍ではほぼ同じレベルで繰返し試験が行なわれていると考えられる。しかし、き裂が一たび切欠き底に発生して過程にはいると、人工切欠きのないノズルの内面コーナにき裂が発生して伝播を開始した場合とほぼ同じような応力（またはひずみ）レベルでき裂が伝播すると思われる。このことを図 2 4 に矢印で示す。この図から明らかのようにクラッド部が存在するかしなないに関係なく、ノズルコーナに自然き裂にほぼ等しい切欠きがある場合には、き裂の発生繰返し数は疲れ設計曲線をはるかに下回っている。著者らの数例の試験結果のみから、一般的な結論を導き出すことは困難であるが、ノズルの内面コーナの最大応力の発生点に万一欠陥が存在するような場合には、圧力容器の健全性の立場から十分な考慮をはらうべきであると考えられる。

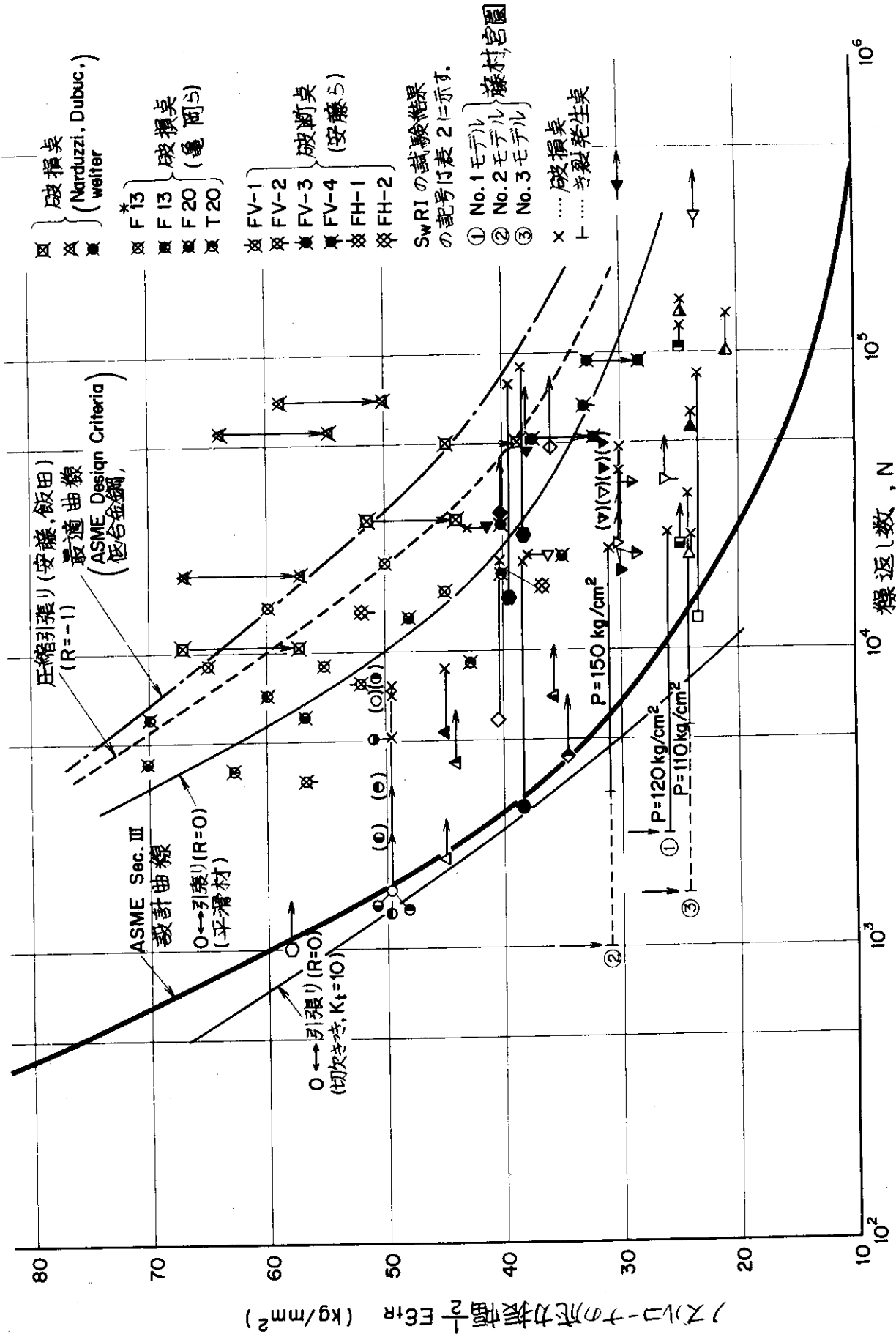


図 24 小型試験片および容器モデルの内圧繰返し試験の結果の比較

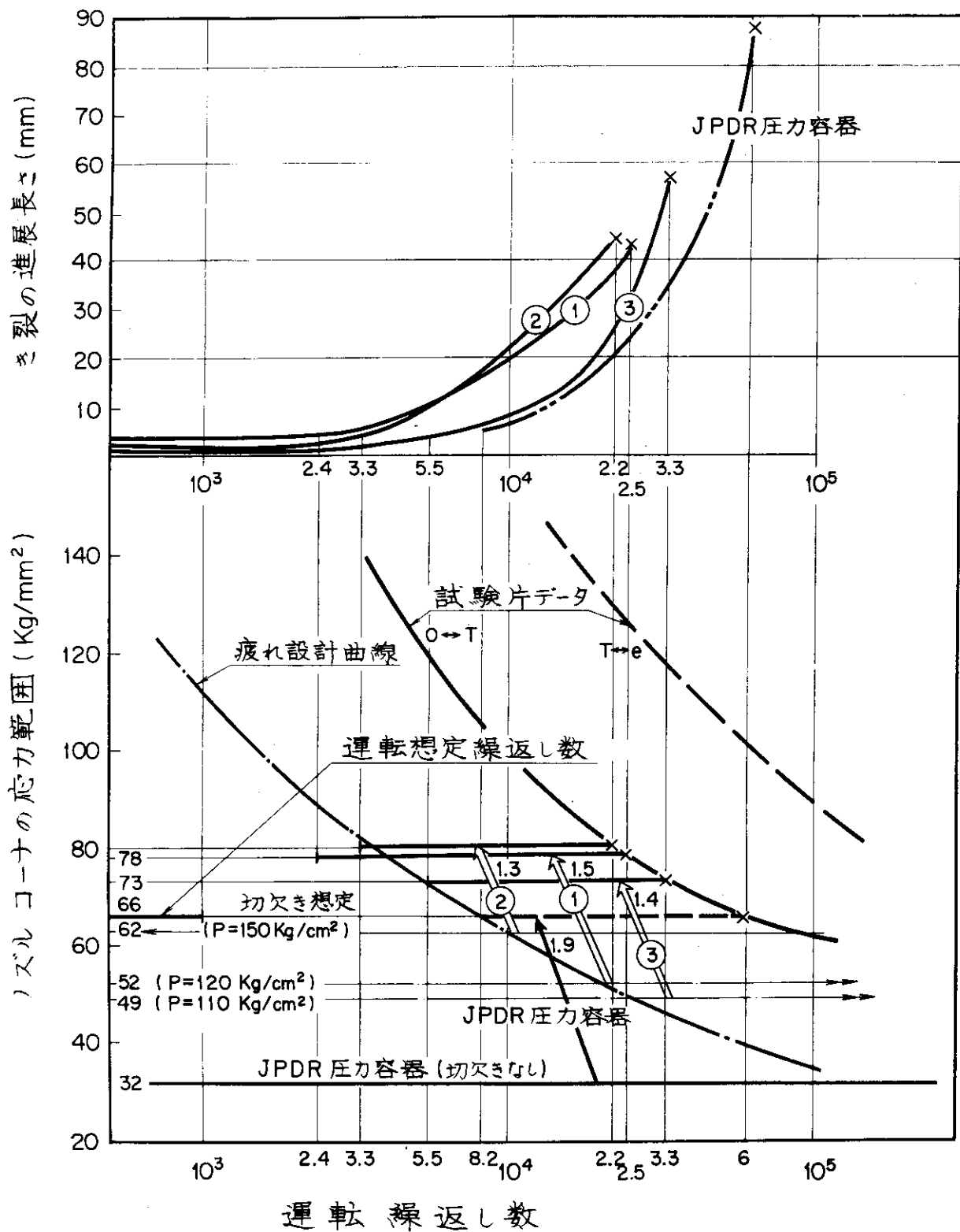


図25 圧力容器モデルの内圧繰返し試験の結果 (藤村, 宮園)

実際の原子炉用圧力容器の場合には、製造および検査の段階で細心の注意をはらっても、全く無欠陥の圧力容器を製造することは不可能であろう。したがって、圧力容器の設計、製作および健全性の評価に当っては、欠陥からのき裂の発生および伝播の過程を十分に考慮しなければならぬであろう。なお、き裂の発生、伝播を考慮にいたれた疲れ設計法を考慮する場合には、き裂の伝播寿命は試験体のノズル部の板厚および形状等によって異なるので、小型試験片の試験結果との関連を示す同図は必ずしも適当でないと考えられる。両者の関連をより合理的に表示するためには、小型試験片による試験結果に比較して圧力容器モデルによるき裂の発生、伝播に関するデータが少ないので、これらの試験を実施すると同時に、有限要素法等の理論計算ならびに応力拡大係数等もとり入れて疲れに対するより合理的な設計法を確立することが今後の課題だと考える。

これに対し、藤村は次のように考えている。図24における縦軸は、構造モデルにおいては、ノズル・コーナにおける応力（またはひずみ）を代表する値と考える。このため、疲れき裂の伝播過程で、疲れき裂の先端付近の応力場は時々刻々に変更するであろうが、き裂より少し離れた部材の応力場はき裂伝播前とそれ程大きく変化していないであろう。これは、構造モデルにおける内圧荷重の配分については、疲れき裂のごく先端付近を除いて、応力の流れの乱れは大きく生じないという考え方である。この事実は構造モデルのき裂の進行の外表面におけるひずみ値は破断直前まで変化しないことで裏づけられる。試験片試験の場合は、疲れき裂伝播にあたって、試験片のき裂付近の応力場は大きく乱れてき裂の効果をいちじるしく大きくしている。

このように考えれば、宮園の考察のように、き裂先端の応力場の変化をそれ程気にする必要はない。すなわち、ノズル・コーナのグロスの応力場はき裂があろうとなかろうと大きな変化はないと考えられ、疲れき裂の伝播はこの応力場に支配されて、き裂先端のピーク値にはそれ程大きく支配されないと考えている。しかし、著者らの実験のように、最初に切欠きが存在すると、疲れき裂発生繰返し数 N_c は早くなる。しかし、前述のように切欠き感度は試験片試験程鋭敏ではないと思われる。切欠きのない場合には、 N_c はほぼ ASME Sec. III 疲れ設計曲線と偶然に一致している。しかし、切欠きがある場合は全く異なるのは当然といえよう。このように、切欠きは N_c を早める効果を有するが、き裂が伝播後は全く切欠きの存否とは関係なく、一義的にコーナのグロスの応力場の大きさできまると推論するのは妥当であろう。そのように考えれば、図25に示すように、切欠きつき試験の N_c を切欠きなし試験におきかえるために、グロス応力場で N_c を合わせればよいと考えている。このようにすると、構造モデルの破損繰返し数 N_f は著者らの試験片データの歪制御 $0 \leftrightarrow T$ と一致する。このような評価をとるとき、構造モデルの切欠き効果は応力レベルで 1.3 ~ 1.5 にとどまっている。一方、JPDR 圧力容器は構造モデルのき裂の伝播の状況の結果をもって評価すれば、切欠きを有していても 60,000 サイクルは疲れに対して破壊寿命を有すると判断できる。この場合、 N_c の想定は 8,200 サイクルである。このようにして、運転 1,000 サイクルの保証が保守的に可能である。

このような推論を著者らが実施した圧力容器モデル No. 3 の試験から別の観点をもって実証してみる。図26は横軸に試験したノズル（繰返し内圧荷重により貫通破損したノズル）の材厚方向の厚さを示す。すなわち、55 mm の材厚を有し、破損に至る繰返し数は約 33,000 サイクルであった。

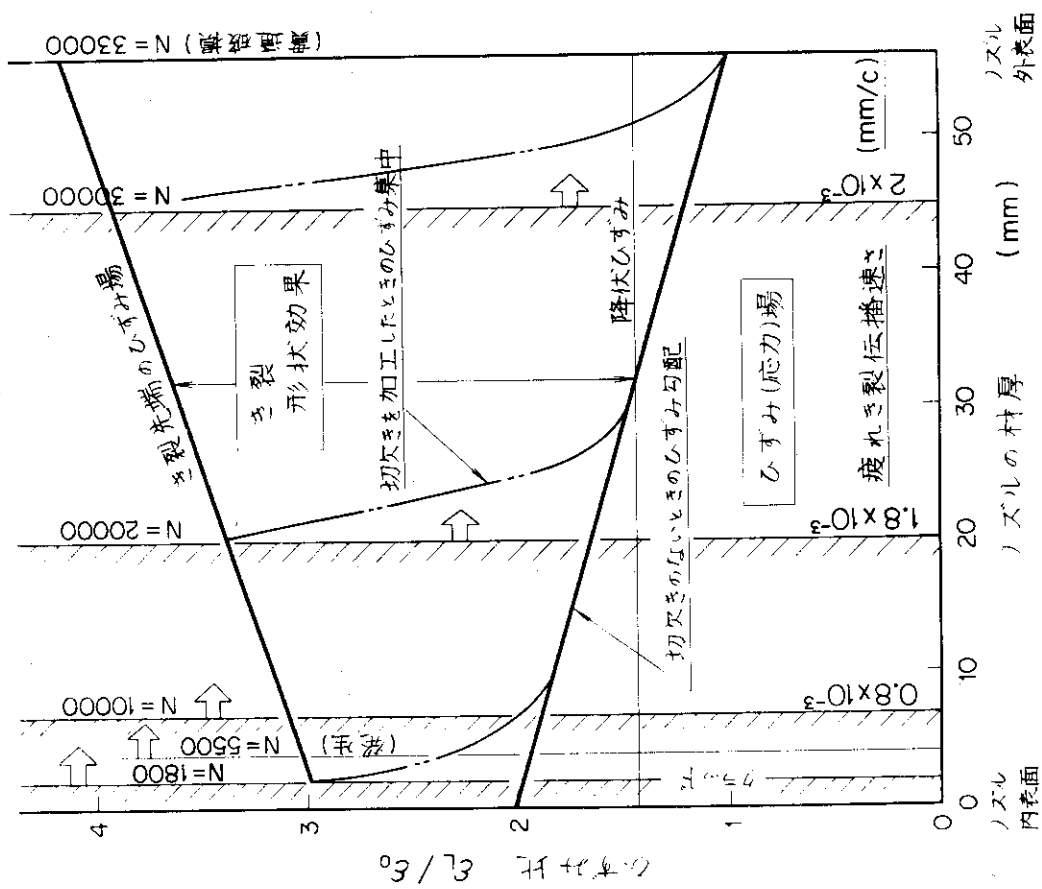


図26 压力容器モデルNo.3における疲れき裂の伝播(1)

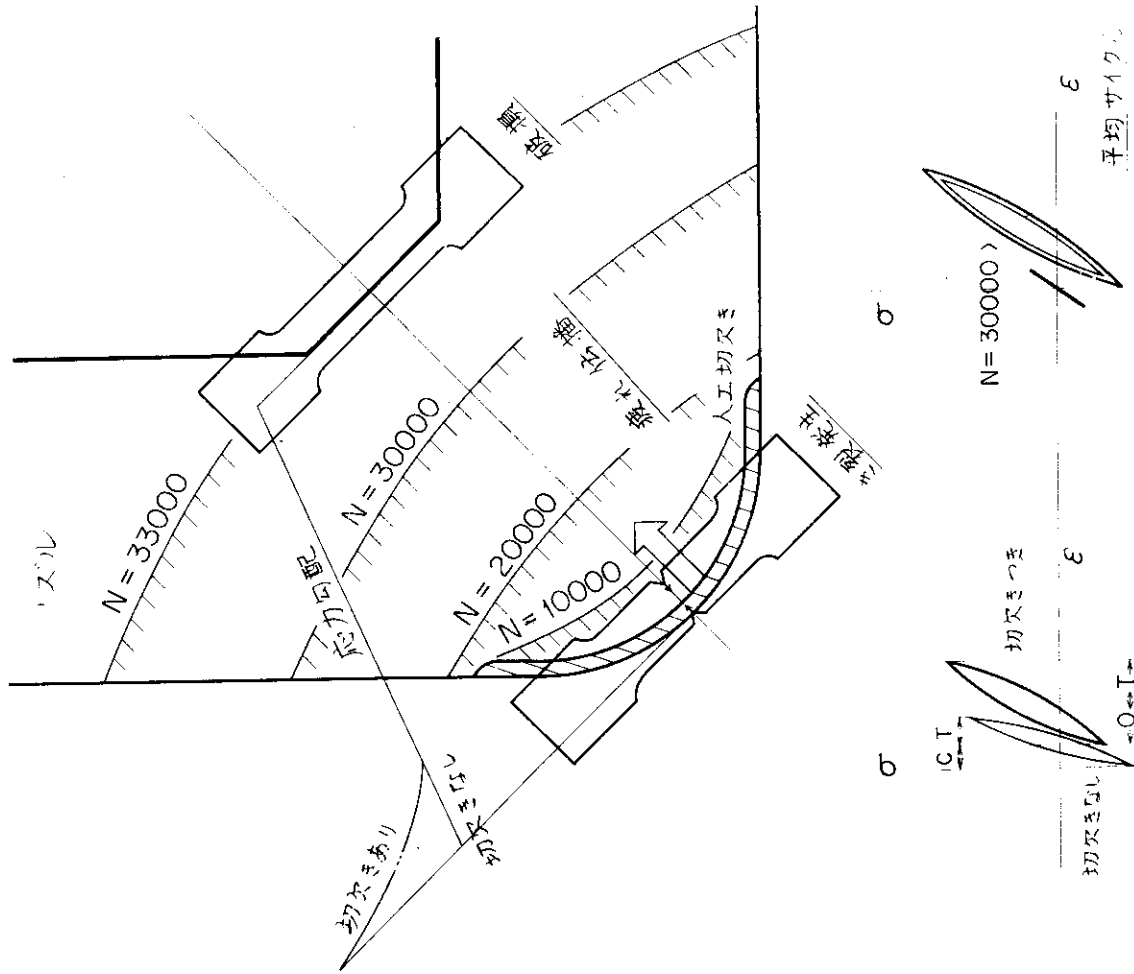


図27 压力容器モデルNo.3における疲れき裂の伝播(2)

縦軸はノズル各部のひずみレベルを示し、ノズル外表面ピークひずみ ε_0 で除してひずみ比としている。このひずみは $E \cdot \varepsilon / \varepsilon_0$ とすることによって等価応力比と考えてよい。すなわち、ノズル内表面ピークひずみは外表面の2倍と考えている（実際の測定では約1.5であった）。

このように、内外面にわたって、ひずみ（応力）勾配を有しているのがノズルの特殊な応力条件である。この間を線型と仮定して結んでおく。内表面、すなわち、クラッド部に切欠きを加工するとその切欠き周辺に高いひずみ（応力）場を生ずる。切欠き先端のひずみ集中率を1.5と仮定するとひずみ比は3となる。ひずみ集中率の大きさについてはさらに大きいのではないかという異論があるが、ノズル・コーナのような局端なピーク応力発生部分では切欠き効果は抑制されて、実効的にはこの程度であろうことは、図26に示したとおりである。

内圧繰返しサイクルの進展にともない、疲れき裂が発生すると、き裂の先端の応力場は高くなる。しかしながら、外表面へ応力勾配が負となっているから、そのき裂の先端の応力はき裂の進展にともないそれ程大きくならない。このことが同図に示してあるように、き裂の伝播速さが、破断直前においても、初期の伝播速さの約2倍にしかならない理由となる。

一方、No.1, No.2モデルのように比較的肉厚なノズルでは、内外表面間の応力勾配はさらに倍加しており、これがため、き裂先端の応力場は伝播過程でさらに低下せしめられ、一定速さとなることが推論できる。

図27では、ノズル部における疲れき裂の発生、伝播を試験片試験と対比してみた。

試験片低サイクル疲れ試験は、ノズル内側コーナ比の疲れ試験を示し、疲れき裂発生までの挙動であることをL.F.Coffinは説明している。切欠つき試験片およびノズルについても同様であろう。ただし、その繰返し挙動は、切欠きなしの場合は、圧縮ひずみ \leftrightarrow 引張りひずみの両振り型ひずみ繰返しであるのに対して、切欠きつきの場合は0ひずみ \leftrightarrow 引張りひずみの片振り型ひずみ繰返しに近いであろうと推定される。著者らはこのような推定のもとに0 \leftrightarrow T低サイクル疲れ試験を切欠き試験片で実施したがよく切欠きノズルコーナの疲れき裂発生と一致している。

次に疲れき裂の伝播過程においては、切欠き先端より少しはずれた部分の応力（ひずみ）は小さく弾性疲れ挙動をしているので、き裂先端付近の大きなひずみ場の疲れ挙動もそれにひきずられて、0 \leftrightarrow Tを大きく成長したヒステリシスにしないと考えられ、前述のき裂先端応力場の抑制効果と相まって、あるパターンの0 \leftrightarrow T疲れ挙動を示す。このため、伝播時間の長い場合、破損繰返し数は0 \leftrightarrow T切欠きなし疲れ試験片試験の破断繰返し数とほぼ一致することを説明することができる。

5 あとがき

構造物の設計にあたっては、材料の試験片データを保守的に使用する（安全率をとる）こと
によって、現在まで、どうか構造設計を進めてきている。しかしながら、大型構造物では、
ただ、保守的に構造設計を進めるだけでは、経済性を損うばかりでなく、健全性を保証する上
でも問題的が生じている。このため、合理的構造設計を進めなければならないが、そのために
は、安全余裕度を構造モデルで確認することが必要となってきた。

試験片試験で評価できる荷重状態については、試験片試験で多数のデータを集積することが
望ましいが、複雑荷重、複雑形状の構造については、構造モデル試験によらなければならない。
さらに計算解析を並行して進めることが重要である。

著者の2人の中でも構造モデル試験結果についての評価に一致しないことがあった。多くの
研究者によって討論し、統一した見解を導き出すことが今後の課題である。

参 考 文 献

- 1) 大路；多軸応力下の低繰返し数疲労，材料，第16巻，第163号，4月（1967），
P. 213~227
- 2) 飯田；圧力容器の低サイクル疲労強度，溶接学会誌，第37巻，第5号（1968），
P. 480~493
- 3) 飯田；歪制御低サイクル疲労，溶接学会誌，第37巻，第6号（1968），P. 542~
558
- 4) T. Fujimura, S. Miyazono, K. Iwamoto et al; Characteristics of Crack
Propagation in Overlaid Nozzles of a Nuclear Reactor, Proc. of 1st
Int. Conf. on Pressure Vessel Tech., Delft (1969)
- 5) 日本溶接協会，原子力研究会FBW小委（昭和44年度，動燃事業団委託研究）；高速
炉構造用ステンレス鋼の溶接施工に関する研究(I)，8月（1971），225P.
- 6) Paris, P. C., ASME Paper, No. 62-Met-3 (1962).
- 7) Crooker, T. W and Lange, E. A; Low Cycle Fatigue Crack Propagation
in A201B, A302B and A517F Pressure Vessel Steels, Welding
Research Supplement, July (1967), P. 322-S~328-S.
- 8) 北川；疲れき裂への破壊力学の適用，機械学会誌，第75巻，第642号，7月
（1972），P. 1068~1080.
- 9) 亀田，佐藤（栄），安，佐藤（裕）；原子炉圧力容器ノズル取付部の高応力疲れに関
する研究，高圧力，Vol. 5, No. 5 (1967), P. 1093~1101
- 10) 機械学会（昭和40年度原子力平和利用委託研究報告書）；原子炉圧力容器のノズル
取付部およびスカート取付部の構造強度とその材料の高応力疲労に関する試験研究，
6月（1968），171P.

- 11) Narduzzi, E.D and Welter, G; High-Pressure Vessels Subjected to Static and Dynamic Loads, Welding Research, Supplement, May. (1954) P. 230-S~238 S.
- 12) Dubuc, J and Welter, G; Investigation of Static and Fatigue Resistance of Model Pressure Vessels, Welding Research Supplement, July (1956) P. 329-S~337-S
- 13) Welter, G and Dubuc, J.; Fatigue Resistance of Simulated Nozzles in Model Pressure Vessels of T-1 Steel, Welding Research Supplement, August (1962) P. 368-274. S
- 14) Pickett, A.G and Grigory, S.C; Studies of the Fatigue Strength of Pressure Vessels—Part I—Cyclic Pressure Tests of Full-Size Pressure Vessels, SWRI Project No. 03-1274, Sept. (1966) .
- 15) 同上, Part-II Prediction of the Low Cycle Fatigue Life and Terminal Failure Behavior of Pressure Vessels, SwRI Project No. 03-1274 Feb. (1968)
- 16) Pickett, A.G. and Grigory, S. C; Cyclic Pressure Tests of Full-Size Pressure Vessels, Experimental Mech. Bulletin No. 135, Nov. (1968) .
- 17) Lane, P. H. R; Pulsating Pressure Fatigue Tests on Pressure Vessel Branch Connections, B. W. J., Vol. 15, N. 7 (1958) P. 327~332 .
- 18) Lane, P. H. R. and Rose, R. T. Comparative Performance of Pressure Vessel Nozzles under Pulsating Vessel, Proc. of Sym. on P. V. Research Towards Better Design, I. M. E., Jan (1961) .
- 19) Soete, W., Hebrant, F., and Heirman, J., Pressure Vessel Research in Belgium, I I W. DCXIII, P. 269~61
- 20) Wellinger, K., Kraegeloh, E., Kussmaul, K. and Sturm, D., Die Bruchgefahr bei Reaktor-druck behaltern und Rohrleitungen, Nuclear. Engg. Design, 20 (1972) P. 215~235 .
- 21) Wellinger, K., Sturm, D. and Julisch, P.; Burst Test of a Seamless Boiler Drum After Cyclic Loading Under Internal Pressure, to be Published as a Fortschritt VDI-Z., Reihe.
- 22) T. Fujimura, S. Miyazono et al., Integrity Assessment of Structural Models of a Reactor Vessel with Notched Nozzles Under Cyclic Pressure Loading, Proc. 2nd Int. Conf. on Pressure Vessel Technology, San Antonio (1973)