

3. 鋼管継手部の疲労寿命推定

3.1 疲労きれつの発生

および伝播性状と N_c の定義

鋼管継手部の疲労性状は、部材の交差角、補強形式、相貫比、荷重の種類、溶接方法およびその仕上げの程度などの多くの因子の影響を受ける。ここでは内外で行われた鋼管継手部の疲労に関する研究から、主として疲労きれつの発生および伝播性状について示す。

1)
〔寺本らによる T 形鋼管継手部の実験〕

寺本らは次の因子の疲労強度特性への影響を調べる目的で鋼管継手部の縮尺模型の疲労実験を行っている。

- (i) 主管と取付管の交差角； $\pi/2$ ， $\pi/3$
- (ii) 主管と継手部内部の取付管部補強形式；ダイアフラム，リングスティフナ
- (iii) 直径相貫比（取付管直径／主管直径）

表 3.1 に実験計画を，図 3.1 に模型の詳細の例を示す。主管の内径は 460mm，継手部の板厚は 6mm である。使用した材料は SM50A で，溶接棒は低水素溶接棒（3.2mm ϕ ）を使用し，取付管と主管の溶接部は完全溶込みとなっている。溶接部はすべてグラインダ仕上げされている（JIS #60）。疲労きれつの検出は浸透探傷液を用い，肉眼観察によっている。

図 3.2 に各試験体の疲労きれつ発生状態を，図 3.3 に疲労きれつの伝播状況を示す。疲労きれつの大部分は鋼管継手部主管側の溶接止端部に沿って，ごく浅い表面きれつの長さ 10mm 程度のもので観察された。その発生位置は，静的載荷試験で得られた高応力部分と一致している。その疲労きれつの伝播性状は以下の通りである。

- (i) 高応力部分にごく浅い表面きれつが数箇所が発生する。
- (ii) 発生した個々の表面きれつが進展するよりも，他の新しい表面きれつが発生することによってきれつの総長さが増加する。
- (iii) 接近した表面きれつが階段状につながる。
- (iv) 最も長い表面きれつ（60mm）が貫通きれつとなり，急速にきれつが進展する。
- (v) リングスティフナがクラックアレスタの効果を示すため，その近傍まで疲労きれつが進展すると主管の周方向にきれつが進む。

また，一般に直径相貫比が大きい方が，ダイアフラム補強形がリングスティフナ形より，斜交形が直交形よりそれぞれ疲労きれつの伝播速度が遅くなる傾向が認められる。

2), 3)

(飯田らによる溶接余盛形状の影響の検討)

飯田らは、鋼管継手部の疲労強度について特に Hot Spot における微視的な幾何形状の影響をとりあげ、解析と実験とから検討を行っている。

疲労試験は主管と支管の接合部の溶接の余盛形状が凹形、平形、凸形の3種類のパイプ継手模型について実施し、きれつ発生個所と回数、余盛止端近傍の歪分布、きれつ進展方向と速度などを計測している。試験体の形状、寸法などを表 3.2に示す。主管と支管の接合部は、まず開先45°の完全溶込み溶接を行い、次に溶接後の余盛をグラインダーで所定寸法に仕上げている。きれつ発見は赤インキを併用した目視で行い、きれつ長さが約20mmに達したときの繰り返し数を N_c としている。

図 3.5~3.7 に荷重振幅20ton における変位、表面きれつ長さ、きれつ深さおよび止端部から5mm はなれた位置における歪と繰り返し回数を示す。図 3.5の表面きれつ長さは主管側止端における目視きれつの半分の値、図 3.6のきれつ深さはスナックゲージによる電圧変化から換算した値である。また、各図中の矢印は主管内面の Hot Spot 直下に貼付したストレインゲージが断線した繰り返し数を示すもので、これをもってきれつ貫通の繰り返し数とした。 N_f は表面きれつ長さおよび深さの急激な増大、あるいは、きれつ貫通ともほぼ対応している。歪振幅もきれつ進展と関係があり、目視きれつ発生後まもなく歪振幅が減少し始め、その後の繰り返し数と歪振幅の減少率はほぼ比例する。

凹形のきれつ発生寿命は凸形の14~18倍、平形の7~28倍となる。きれつ進展に関し、凸形、平形、凹形を比較すると、凸形および平形は極く浅い表面きれつが止端部に沿って伝播し、その後板厚方向への進展を開始する。ところが凹形では止端部に沿う方向と板厚方向へほぼ同時にきれつが進展する。 N_c/N_f は40,30,20ton の各荷重振幅に対し凹形は0.43, 0.37,0.4, 凸形は0.20,0.12,0.13, 平形は0.31,0.16,0.08となった。凹形の N_f は凸形の5~8倍、平形の4~5倍となった。

(川原らによるT形鋼管継手部の実験)

川原らは、T形鋼管継手部の疲労試験を行い、破壊力学の概念を用いた寿命推定を目的として、疲労きれつの進展性状を整理している。図 3.8に試験体の形状および寸法と载荷状況を示す。溶接は第1層目を手溶接で、第2層目を CO_2 溶接で行い、余盛部はグラインダにより仕上げられている。

表 3.3に疲労試験の結果を示す。図 3.9 (a) に疲労きれつの発生点を示す。疲労きれつ

は溶接止端部から発生する。疲労きれつは表面での長さが0.5 ~2.0mm で発見されており、表面でのきれつ長さが 2mmとなったときをきれつ発生寿命 N_c と定義した。疲労きれつは止端に沿って進展し、最終段階で主管側に枝分かれする。このきれつの枝分れはきれつが主管を貫通後に生じる。枝分れを開始した点を図 3.9 (b) に示す。このときを破断寿命と定義した。図 3.10 は疲労きれつ進展性状の一例である。疲労きれつ進展は概略次の 3 段階に分けられる。

第 1 段階 : 複数のきれつが発生し、それが合体して長い 1 つのきれつになる。

第 2 段階 : 表面きれつが深さ方向と長さ方向に進展する。

第 3 段階 : きれつが主管を貫通あるいは枝分れした後の最終的破断。

これらの 3 段階でのきれつの概略の状況を図 3.11 に示す。高い応力が生じる位置に複数のきれつが生じる。局所的な応力集中は円周方向へのきれつ進展を促進させる。しかし見かけの加速された疲労きれつ進展速度は、隣接した複数きれつの合体に起因する。

5)

(オランダにおける X 形および T 形鋼管継手部の実験)

北海油田で AWS に基づいて設計、作成された多くの石油掘削リグに疲労損傷が発生したことが、きっかけにヨーロッパで多くの実験が行われた。

Dijkstraらは、AWS-X-curve の適用性を調べる目的で、主管径が 3 種類の 40 本の X 形および T 形鋼管継手部の疲労試験を行い、疲労きれつの発生寿命、きれつ貫通寿命および破断寿命について報告している。これはイギリス、フランス、ドイツ、イタリアおよびオランダの共同研究のうちのオランダの担当分である。表 3.4 に試験の概要を示す。試験体は実際の海洋構造物と同様な条件で製作されている。

溶接部の仕上げは行われていない。

疲労きれつの進展性状は、目視および歪の測定により監視されている。疲労きれつは複数個が主管壁のサドル部の溶接止端から発生し、それが止端に沿って進展し、最終段階で主管壁に分岐する。図 3.12 は表面での疲労きれつ進展性状である。疲労きれつの表面長さが支管直径の $1/4$ を超えると、きれつは貫通する。表 3.5 に疲労試験の結果をまとめてある。疲労きれつは試験体の全寿命の約 25% のときに発生する。したがって、寿命のうちの長い期間が疲労きれつの進展に費やされる。

6)

(イギリスにおける K 形および K T 形鋼管継手部の実験)

Wydle は K 形および K T 形鋼管継手部の疲労試験を行い、AWS の X 曲線および BSDD55Q

曲線と比較するとともに、疲労きれつの進展挙動を示している。

図 3.13 に試験体の形状を示す。溶接は MMA によった。止端は仕上げられていない。

疲労試験の結果を表 3.6 に示す。すべての試験体で、支管または主管の溶接止端あるいはその両方から発生したきれつにより、引張力を載荷した支管が破断した。図 3.14 に各試験体での疲労きれつの発生状況を示す。また図 3.15 に No.10/1 試験体の表面きれつ長さの測定結果を示す。いくつかの試験体では寿命の極めて早期に疲労きれつが発見されていることは注目すべきことである。10/1 試験体では全寿命の90%で疲労きれつが観察されている。

7)

(岩崎らによる疲労試験結果の再解析)

岩崎らは、日本鋼管においてこれまで実施された大型、小型模型によるパイプ継手部の疲労試験データを中心に、現在までに公表されている疲労データを集約し、疲労きれつの発生寿命と破断寿命の関係を検討している (B-80-1)。疲労きれつの発生寿命 N_c は著者らのデータでは 1~10mm の長さのきれつが観察された時点をとっており、Yamasaki⁸⁾らおよび日本船舶機器開発協会 FPC 委員会のデータではきれつの長さが 10mm、Sawada⁹⁾らのデータでは 20mm、¹⁰⁾ 沢柳らのデータでは 10ないし 20mm の寿命としている。¹¹⁾ また、破断寿命は疲労きれつの管厚貫通時あるいは変位制御試験における荷重が初期荷重より低下し始める時点ないしは 20% 程度低下した時点とした。

図 3.16 に著者が得た試験結果における N_c と N_f の比較を、また、他の研究者のデータを含めた結果を図 3.17 に示す。 N_c が 10^3 以下の低いサイクル域で N_c / N_f の比は 0.1 程度であり、高サイクル域に移行するに従って増大している。しかし溶接のまま、溶接ビードを仕上げた場合との間には明らかな差が認められる。 $10^2 \sim 10^5$ サイクルの寿命の範囲内において溶接ビードを仕上げたものと溶接のままの場合の時間強度をそれぞれ 50% の破壊確率直線で比較すると、きれつの発生寿命については 3.2 ~ 2.0 倍、破断寿命については 2.4 ~ 1.4 倍の疲労強度の改善が確認された。それぞれのデータの S - N_c 線図、S - N_f 線図における 50% 破壊確率直線より次のような関係が得られる。

$$\text{溶接のままの場合} \quad N_c / N_f = 0.67 (\Delta \sigma)^{-0.51}$$

$$\text{溶接ビードを仕上げた場合} \quad N_c / N_f = 7.1 (\Delta \sigma)^{-0.64}$$

$$\Delta \sigma = \text{Hot spot stress range.}$$

$\Delta \sigma$ が 10~50kgf / mm² の範囲で、溶接のままの場合については低サイクル域で N_c / N_f

が 0.1, 高サイクル域で 0.2 であるのに対し, 溶接ビードを仕上げた場合については N_c / N_f が大きく, 伝播寿命の割合が低下していることがわかる。

鋼管継手部の疲労試験はその他にも数多く実施されているが, いずれも, 鋼管継手部の疲労寿命の大部分が疲労きれつの進展に費されていることが報告されている。

疲労きれつ発生寿命の基準とする表面きれつの長さはそれぞれの研究によりまちまであるが, きれつが小さい間の進展は複数のきれつの合体により急激に生じることを考えると, 表面長さが 10~20mm の間であれば, 基準とするきれつの長さの差はたいした影響はないと考えられる。

3.2 Hot Spot Stress / Strainに基づく

疲労寿命推定方法

3.2.1 Hot Spotの定義 (考え方の流れ)

1) AWS-X曲線とHot Spot Stress / Strain¹²⁾

Marshallは、鋼管継手の疲労寿命を評価するために、米国で行われた多数の溶接鋼管継手および圧力容器の模型実験結果ならびにプロトタイプ破壊例を集め、破断寿命のほぼ95%信頼下限を結んだS-N線図を提案している。そこでは溶接止端部の微視的な領域における応力あるいは歪の集中を扱うことを避けるため、余盛の形状と寸法の影響が及ばなくなる程度に離れた個所(図3.18に示すB点)における応力や歪を実験あるいは計算によって求め、この値を用いて疲労寿命の推定を行っている。すなわち、図3.18のB点をHot Spotとし、この点の歪をHot Spot Strain、これに縦弾性係数を乗じた値をHot Spot Stressと定義しており、この考え方が当時のAWSの鋼管継手に関する疲労設計曲線の基礎となっている。¹³⁾

Hot Spotは、一応、上記のように定義されているが、主管と支管の隅肉溶接止端部の歪分布は多くの因子の影響を受け、また、正確な測定も困難なため、1975年のAWS規定、¹⁴⁾1976年のAPI RP 2Aはいうに及ばず、1982年のAPI RP 2AにおいてもHot Spotの定義は明確でなく、単に、Hot Spot Strain Rangeを“溶接余盛止端に隣接して直角に貼付した歪ゲージで測定した値”と定義しているのみである。

ところで鋼管溶接継手の余盛止端での歪に影響する因子は、次の3つに大別することができる(図3.19参照)。

- a) 継手の巨視的な幾何学的形状 ($\beta = d/D$, $r = D/2T$, $\tau = t/T$, θ 等)
- b) 溶接金属の巨視的な幾何学的形状
- c) 溶接余盛止端部での微視的な条件 (アンダーカット, スラグ巻込等)

AWS流の規定においては、上述したようにb), c)の因子を排してHot Spotを定義しているが、これらの因子を考慮すればHot Spot Stress / Strainの値は異なったものとなる。計算にはa)およびb)までは容易に取り込むことができるが、c)の因子を含めることは必ずしも容易ではない。また、実験による計測は、試験体の製作上の問題や測定技術上の問題により厳密には困難であり、特にc)の条件が入ればその程度は一層

* いずれにおいてもHot Spot Stress Rangeを用いた疲労設計の評価方法を示している。

厳しくなる。例えばMarshallのB点の歪ではなく、止端部そのものの歪を外挿により求める方法もWyldeら⁶⁾によって考えられている(図3.20)が、これも止端部近傍の歪分布が複雑であることから精度は十分とはいえない。そこでMartinは歪集中ゲージによる方法も試みている。

ECSCの共同研究のWG III¹⁶⁾では、Hot Spot Stressの問題を十分討議した結果、Wyldeらと同様に外挿によることとし、ただしその際溶接余盛止端の局所的な効果を避けるために余盛止端から $0.2\sqrt{rt}$ 離れた位置で最小でも4mm以上の点にゲージを貼付することを規定している(図3.21参照)。

以上のようなHot Spot Stress / Strainの曖昧さは、疲労き裂発生点の歪を正確に測定することが困難であるということもさることながら、それ以上に鋼管継手の破壊基準に対する統一的な見解がなく、疲労寿命が何によって支配されるのか明確にされていないことに起因している。このようにAWSの疲労設計曲線は次に述べるASME Sec. IIIの設計曲線とは異なった考え方に基礎を置いている。

2) ASME Sec. IIIとの比較から見たHot Spot Stress

AWSのX曲線におけるHot Spot Stress / Strainの定義の曖昧さと対称的に、ASMEボイラおよび圧力容器コードSec. IIIの設計曲線においてはHot Spotを明確にき裂発生位置と定義している。飯田ら¹⁹⁾、Rodabaughら²⁰⁾が指摘しているように、ASMEの規定においては、局所最大応力・歪を基準とする考え方にに基づき小型丸棒試験片による実験結果を用いて統一的に処理しようと試みられているといえる。AWS-X曲線とASMEのFailure Curveとを比較して図3.22に示す。両者の主な相異は上述したような縦軸の応力の定義の相異に起因しており、^{*}ほぼ余盛止端の応力集中の分だけ離反していることがわかる。²⁾なお、吉田らは、鋼管継手の主管と支管の隅肉溶接部の余盛形状が疲労寿命に与える影響を検討し、有限要素解析における最小要素辺寸法を結晶粒程度の0.1mm程度としたときの止端での局所歪分布を求め、これによる疲労寿命の推定がASME流の素材の疲労寿命に基づいて可能なことを示している。

3) 高歪域でのHot Spot Stressの問題点

海洋構造物がメキシコ湾から北海など海象、気象条件の厳しい水域においても建設使用されるようになり、水深の増大も相俟って、構造物の受ける疲労応力スペクトルは従

* Gurneyは2、飯田らは3としている。

来と大きく異なっている。このため、疲労設計曲線の高歪域が注目されるが、寿命が 5×10^3 回以下のところ、すなわち、繰り返し応力範囲が鋼材の降伏点の2倍以上の範囲では、長寿命側での弾性解析による S-N 曲線の延長では非安全側となることは明瞭である。このため、図 3.22 に見られるように ASME Sec. III では簡略化した弾塑性解析によって S-N 曲線の短寿命側を修正しており、AWS でもこれにならって修正を行っている。

19)

飯田らは、Hot Spot は本来き裂の発生位置であるべきことを前提とし、弾塑性的な考え方に立って合理的な Hot Spot Strain を求めることを試みており、従来のものより一歩前進した評価を行っている。

4) ま と め

鋼管継手のような複雑で大型の継手の疲労設計曲線としては、初期においては曖昧な Hot Spot Stress に頼らざるを得なかった。それが AWS, API の流れである。その後、1975年以來、ECSC 諸国が共同研究で Hot Spot Stress と疲労曲線の精度向上を試みた²¹⁾が、共同研究報告および幾つかの OTC 報告にあるように大きな進展は得られなかった。²²⁾

最近、Lieurade、飯田らの報告にあるように、ASME 流に溶接余盛止端の局所応力集中を考慮した Hot Spot Stress / Strain と寿命との関係が論じられてきており、この考え方が本来は妥当であると思われる。しかし、実証となると AWS 流のゲージ計測に依らざるを得ない点、疲労試験体作成の問題、試験時間および費用の問題、またデータのバラツキの問題等を考慮すると、1) で述べたような AWS 流の考え方が当分は中心となるものと推定される。AWS 流の Hot Spot Stress / Strain の定義によっても 1) の b) の因子まで考慮すれば溶接仕上げの有無や仕上げの精度の影響をある程度評価することは可能である。

* 文献15) では、き裂発生点近傍の溶接止端から 2~5mm 程度の距離での実測、あるいはその位置での応力・歪を推定し得る FEM 解析または Kuang らの応力集中式を用いることが S-N 線図のバラツキを少なくする点で推奨されている。

3.2.2 Hot Spot Stress / Strainの計算方法

1) はじめに

前述したように、Hot Spot Stress / Strainの定義は以下の2つに大別される。

- i) AWS 流のせいぜい溶接金属の巨視的な幾何学的形状に基づく応力集中までを
*
考慮した定義。
- ii) ASME 流の溶接余盛止端部での微視的な条件による影響までを考慮した局所
最大応力/歪による定義。

i) の定義の場合には計算は弾性計算で済まされ、

- a) 継手の巨視的（殻構造としての構造的）幾何学形状に基づく応力集中

$(\sigma_G \equiv K_G \sigma_N ; \sigma_N = F / (2 \pi r t) \text{ (支管の公称応力)})$ を評価する
殻理論による計算

- b) 溶接金属による巨視的（余盛による局部的）幾何学形状による応力集中

$(\sigma_L \equiv K_L \cdot \sigma_G)$ までを評価する3次元弾性解析、あるいは殻解析と局所
的2次元弾性解析との組合せ

が行われる。また、実験的な決定方法としては

- c) 歪ゲージによる測定
- d) 光弾性実験やアクリル模型実験

などがある。

一方、ii) の $\sigma_w \equiv K_w \sigma_L$ の定義に対しては

- e) 3次元弾性または弾塑性解析
- f) 3次元光弾性実験や実物大模型実験

が必要となる。

以上のようなHot Spotの位置の定義とは別に、Hot Spot Stress / Strainの決定
に際しては、Shake Downを考慮するか否かといった問題も存在する。

AWS 規定においては、Shake Down後に測定された値をHot Spot Stress / Strainと
して定義している。

2) 各計算方法の概要

- * AWS-X 曲線, BS153- Q曲線などにおいては、“模型実験による実測、あるいは信
頼し得る FEM プログラムによる計算、または光弾性による計測”と簡単に規定
されているだけである。

i) 薄肉殻理論による計算

薄肉殻理論に基づく計算は、幾何応力 σ_G したがって $SCF = K_G$ の評価を行うものであり、通常、有限要素法などの数値計算による。1970年代までは継手部は主管の公称応力によって特徴づけられ、継手形式ごとに種々の対応するS-N曲線（例えばAWSのK, T曲線等）と比較された。したがって、応力解析は単に材料力学による解析であった。これに対し本項の方法は、現在、一般に採用されている手法であり（AWS Structural Welding Code D.1.1（X曲線）、API RP 2A, DOE, DnV等）、最大応力によって継手部を特徴づける方向へ一歩進めたものである。

他の場合と同様、有限要素解析を行うに際しては、特に要素分割が問題となるが、経費を節減しつつ十分な精度を保証するために、必要十分な範囲で細かくするという以外に一般的な基準は存在しない。有限要素法の適用に関する2、3の注釈を²³⁾ ECSCの報告より以下に引用する。

- a) 要素分割の選択：応力が定義される点（プログラムに応じて節点またはガウス点）は、不確かな外挿や内挿を避けるために溶接ルート部との関連で良く配置されていることが望ましい。図 3.23 は分割の例である。
- b) 要素型の選択：これは利用者の好みと習慣に依存するが、最も簡単な形状関数を有するものが最良である。
- c) 前処理・後処理：価値あるプログラムシステムはパラメトリック解析に要求される特性の大部分を満足する。すなわち、要素自動分割の用意があり、サブストラクチャ法におけるスーパーエレメントの利用が可能であり、計算結果の整理のためのグラフ化が行えるなどといったことである。

ECSCの研究では、ASAS, SESAM 69, SATE, TITUS等が用いられている。

²⁴⁾
わが国における一例として、川原らが3角形シェル要素による弾性 FEM プログラムを用い Hot Spot Stress を解析した例を採り挙げる。そこでは主管と支管の相貫線に沿う3角形要素の一辺の長さを相貫線を40~48分割した5~25mmの範囲（ほぼ板厚程度）としている。Hot Spot Stress を相貫線から10mmの位置で求めており、計算応力は実測応力と比較的良く一致したと報告されている。

ii) 3次元弾性解析あるいは局部的2次元弾性解析

主管と支管の交差部を立体要素を用いて直接3次元的に解析するか、計算の繁雑さを避け、対象部分を理想化し、局部的な2次元解析により σ_L を評価する。

理想化および要素分割の例を図 3.24 に示す。例えば吉田らは、支管軸荷重を受け
る T 形パイプ継手に関しては 3 次元実体解析の代わりに平面歪解析を殻解析と結合
することによって比較的簡略に局所的な歪場を求め得ることを報告している。

iii) 歪ゲージによる測定

歪ゲージの大きさおよび外挿に必要な数に注意を要するが、方法については Hot Spot の定義に関連して前述されているので、ここでは省略する。

iv) 光弾性実験およびアクリルモデルによる実験

小型のアクリル模型を用いた実験は、3次元効果を表現することが難かしく殻理論による結果を与えるという意味で ii) の数値計算に近く、アナログ計算だと考えることができる。この方法は装置が比較的軽量で済む利点を有している。

数値計算やアクリルモデルによる測定は、パラメトリック解析に有効である。これに対して、光弾性実験は薄肉殻理論による計算結果の証左に用いられる。

また、応力凍結などの技法を用いて溶接止端近傍の 3 次元的効果も説明可能である。

図 3.25 に光弾性実験による長手方向対称断面および溶接線に沿っての応力分布測定結果の一例を示す。

v) 3次元弾塑性解析

3次元弾性解析においては、切欠半径が $r = 0$ ならば理論的には応力集中係数 K_L は無限大となる。しかし、実際には K_L は有限である。というのは、 r が通常有限であり、それにもまして、いずれにせよ局所的には塑性歪が生じているからである。

塑性を考慮した解析例として、ここでは 3.2.1 で紹介された飯田らおよび吉田らの解析例を各々図 3.26 および図 3.27 に示す。

飯田らは、Hot Spot をきれつ発生点として定義し、また、鋼管継手部の応力集中を大局的な不連続によって生ずるもの ($K_i^s = K_G$ に対応) と局所的なそれ

($K_i^w = K_L$ に対応) とに分離して取扱うことにより、Hot Spot Stress / Strain を直接 3 次元的に解析するのではなく、簡便に算定する手法を提案した。計算は表

3.7 に示す T 形継手を対象にして、大局的な応力集中 (K_i^s) に関しては、平面板殻要素による弾性解析を行っている。主管と支管の相貫部近傍での要素の大きさは一辺をほぼ板厚程度とし、全体の要素数、節点数は表中に示すようなものとした。

ここでは、大局的な構造の不連続による応力集中係数 K_i^s は溶接余盛形状の影響を一切除いたものとして定義し、要素の大きさにその応力の値が大きく左右されない

位置，歪計測からみて急激な歪上昇が抑まる位置および実構造で止端部が存在するであろう位置といった観点から，計算上の仮想的な位置として一義的に支管および主管の板厚中心の交点から支管の板厚の 1.5 倍離れた点をもって溶接止端部としている。主管円周方向および相貫線に沿う要素分割を図 3.26 の応力分布図により示す。溶接余盛形状に起因する応力集中 (K_t^w) に関しては，別に行った平板 T 形溶接継手試験体の 3 次元光弾性実験から得られた結果（溶接のまま $K_t^w = 3$ ，グラインド仕上げで $K_t^w = 1.5$ ）を用いている。これらの結果およびモデル化した繰返し中の応力-歪関係から Stowell の式により，塑性歪集中係数 K_ε を求め，間接的に塑性性を考慮した Hot Spot Strain を得ている。以下に算定の流れを示す。まず，

$$K_\varepsilon' = e H_a / e_a \quad (3.2.1)$$

$$K_\sigma' = K_\varepsilon' / (K_\varepsilon' - K_t^s + 1) \quad (3.2.2)$$

$$S_{Ha} = K_\sigma' \cdot S_a \quad (3.2.3)$$

により，Hot Spot における公称応力 S_{Ha} を求める。ただし， S_a は支管公称応力， e_a は支管公称歪（弾性とする）であり，Hot Spot の公称歪 e_{Ha} は，次の繰返し中の応力-歪関係（Shake Down した後）より求める。

$$\varepsilon = \sigma / E + m \sigma^{1/n} \quad (3.2.4)$$

ここに， m ， n は素材の疲労強度線図を Manson-Coffin の式で表わした場合の諸係数より近似的に求める。次に再度 Stowell の式を用い，局所的な応力集中を考慮した Hot Spot Strain ε_a を求める。

$$K_\sigma' = \sigma_a / S_{Ha} \quad (3.2.5)$$

$$K_\sigma' = K_\varepsilon' / (K_\varepsilon' - K_t^w + 1) \quad (3.2.6)$$

$$\varepsilon_a = K_\varepsilon' e_{Ha} \quad (3.2.7)$$

Hot Spot での応力・歪関係は上述の式 (3.2.4) を用いる。

なお，ここでは K_t^s を弾性殻解析により求めているが，基本的な継手形状に対しては，後述するように Kuang ら，その他により， K_t^s の簡易算定式が提案されておりこれらの式の適用性が検証できれば，この解析は省略でき全体の流れが簡略化できる。

2)

一方，吉田らは表 3.2 に示す T 形鋼管継手を対象に詳細な 3 次元弾塑性解析を行った。まず，図 3.27 に示すような要素分割（要素数 428，節点数 256，自由度数 1229）で継手部を弾塑性大撓み殻解析し，次いでその結果を用いて公称寸法の余

盛形状を与えた相貫部（図 3.27 参照）の弾塑性大変位実体解析を行い、溶接止端部の応力集中に及ぼす余盛形状の影響を明らかにした。

ここでは、凸型および平型の余盛形状に対しては3段階のズームングを行うことにより、詳細な解析を行っている。要素数、節点数、自由度数は、第1段ズームングで 72, 619, 1464, 第2段で 60, 460, 753, 第3段で 56, 457, 692, である。最終段階での最小要素寸法は約 0.1mm（結晶粒の数倍程度でNeuberらの等価切欠半径に対応。また、この場合板厚の10倍程度）である。凸型形状に対する計算結果の一例を図 3.27 に示す。周方向応力/歪は、止端部において高い集中を示し、止端部から 2mm以上離れた位置における実験値の外挿値の 5～6倍の値を示している。幾何的不連続を有する凸型と平型とに対しては、このように歪集中が非常に大きく、この程度の分割が必要であり、第1段ズームング程度の要素分割で鋼管継手の応力・歪分布の計算を行っても、素材のS-N曲線からき裂発生寿命を推定することは困難であるとしている。これらの解析結果および実測値から疲労寿命に直接影響する局部歪は、Hot Spot近傍を平面歪場とした解析と殻解析を結合することにより、かなり良い精度で求められることを報告している。なお、応力-歪関係をここでは弾完全塑性としてモデル化している。

以上のように局部歪に与える余盛形状の影響は大きく、ASME 流にHot Spot Stress/Strainを定義するならば、この効果を評価するための計算を行うことが必要である。しかし、詳細な弾塑性解析は非常な手間を必要とし、実用的には問題が残される。この点、殻としての応力集中については簡易推定式を用い、塑性についてはStowell などの式を採用する飯田らの提案は、実用性からみて検討に値するものと考えられる。ただし、切欠付試験片の切欠底の歪を求めるのが目的であるStowell の式 ($K_{\sigma} = K_{\epsilon} / (K_{\epsilon} - K_t + 1)$)、Neuberの式 ($K_t = K_{\sigma} \cdot K_{\epsilon}$)、公江の式 ($(K_t - 1) / (K_{\sigma} - 1) - 1 = a \{ (K_{\epsilon} - 1) / (K_t - 1) - 1 \}$) —ここに、 $K_{\sigma} = \sigma / S$, $K_{\epsilon} = \epsilon / e$ であり、 S , e は公称応力, 歪, σ , ϵ は切欠底での応力, 歪 —などの溶接止端部への適用の妥当性については、さらに検討の余地が残されていると思われる。

- 2)
- * 吉田らは、先の弾塑性実体解析により溶接止端部の相当歪を求め、弾完全塑性体としての計算結果から止端部より 0.6mmの範囲内で塑性歪集中率が弾性歪集中率の2乗に比例すること、したがって、この領域内でNeuber則が適用できることを示した。

3) Hot Spot Stress / Strain計算上の留意点・問題点

既に述べてきた事項に加えて考慮すべき事柄を以下に列挙する。

- a) 具体的な計算において応力・歪関係をどのように評価するのか。高張力鋼と軟鋼との相異はどのように考えるべきか。Shake Downを考慮するか否か。
- b) 薄肉殻理論による計算によって得られるのは幾何応力 σ_G のみであり、局部的応力集中係数 K_L に関する情報は何ら得られない。これに対して模型実験による測定値には K_L の影響が含まれ、それは溶接形状によって異なる。溶接の局所形状に依存する K_L に関する不確かさをS-N曲線の中に盛り込むのか否か。
- c) 実験結果の整理は、応力集中係数 $SCF = \sigma_G / \sigma_N$ よりも歪集中係数 $SNCF = \varepsilon_G / \varepsilon_N$ によって行う方が直接的である。ここで $\sigma_G = E \varepsilon_G$ とすれば $SCF = SNCF$ となるが、横方向歪を考慮すれば例えば $\nu = 0.3$ で $\varepsilon_G^T / \varepsilon_G$ を微小とするとき $SCF \geq 1.1 SNCF$ となる。計算結果と実測結果、あるいは実測結果どうしの比較を行う際にはこの点を念頭におく必要がある。
- d) 2軸あるいは3軸応力状態をどのように評価するか。板厚方向の応力勾配はどのような効果があるか。き裂発生域における塑性変形と残留応力の影響はどのようなものか。
- e) 変動する複雑な繰り返し応力による影響をどのように累積するのか。引張、面内曲げ、面外曲げ等の荷重様式ごとにHot Spotの位置は変動するが、異なった位置での最大応力の直接的な重ね合せは明らかに意味を持たない。
- f) 寸法効果をどのように評価するのか。
- g) 溶接部を仕上げた場合、止端が不明確になるし、一方、溶接したままの場合、実際の最大値を測定することは困難である。
- h) ズーミングを行う場合、ズーミング境界における拘束条件をどう処理するか。
- i) 計測値と計算値との比較を行う際には、Hot Spotの位置を明確にしておくことが必要。

4) 各種パラメトリック公式

2) において述べたような計算あるいは実験による結果を基に、大局的な応力集中係数に関する各種のパラメトリック公式が提案されている。現行公式として代表的なものにKuangら (Exxon 1977), Gibstein (DnV 1978), Wordworth &

Smedley (Lloyd's 1978) 等があるが、ここではKuang ら、Marshall/Kellogg、
Bijlaardの各式について根拠と結果を略述する。

i) Marshall-Kelloggの式

管継手の主管のHot Spot Stress を評価するKellogg の方法は、最初、
Toprac et al. によって導入された。この方法は、軸対称円周方向等分布線荷
重を受ける円筒殻の殻理論による結果に基礎を置いている。このときの最大応
力 S_c は軸方向曲げ応力であり、次式によって与えられる (図 3.28 参照)。

$$S_c = \frac{3}{2} \cdot \frac{p}{T^2} \sqrt[4]{\frac{R^2 T^2}{3(1-\nu^2)}} \\ (= \frac{1.5}{1.285} \sqrt{\frac{R}{T}} \cdot \frac{p}{T} \text{ for } \nu=0.3) \quad (3.2.8)$$

支管からの荷重 P に対しては上式の p を次式で置き換える。

$$p = 1.5 \frac{P}{2\pi r} \sin \theta \quad (3.2.9)$$

1.5 は経験的係数であり $(P/2\pi r) \sin \theta$ は線荷重強度である。上式を用
いると

$$S_c^* \equiv S_c / S_n = 1.8 \sqrt{r} \tau \sin \theta \quad (3.2.10)$$

ここに、 S_n は支管の公称応力であり、 $r = R/T$ 、 $\tau = t/T$ である。

式 (3.2.10) は支管のHot Spot Stress については何らの情報も与えるも
のではない。

Marshallがこの点につき薄肉殻 FEM 解析により検討し、経験的相関式を次の
ように与えた。第1項および第2項は各々、面内応力および曲げ応力に対する
SCFである。

$$S_{bt}^* \equiv S_{bt} / S_n = 1.0 + 0.6 (1 + \sqrt{\tau/\beta} S_c^*) \quad (3.2.11)$$

ここに、 $\beta = r/R$ である。ただし、理論的なHot Spotの位置と実際の位置は
図 3.29 に示すような相異があるので修正を要し、補正係数として

$$Q_r = \exp \{-\alpha x / \sqrt{rt}\} \quad (3.2.12)$$

を導入している。ここで、 α の値は幾つかのアイソパラメトリック厚肉殻 FEM 解析によれば $\alpha = 1.2$ であるが、設計の際には $\alpha = 1.0$ とすることを提案している。また $x = 0.5T + t$ である。

したがって、隅肉溶接止端における SCF は

$$S_{ba}^* \equiv S_{ba} / S_n = 1.0 + Q_r (S_{bt}^* - 1.0) \quad (3.2.13)$$

となる。減衰長さの式 (3.2.12) に現われる \sqrt{rt} は図 3.28 の薄肉殻理論の結果より生ずる。すなわち

$$S_x = S_0 (e^{-\lambda x} (\cos \lambda x - \sin \lambda x)) \quad (3.2.14)$$

$$\text{ここに、} \lambda = \sqrt{3(1-\nu^2)} / r^2 t^2$$

$$(\text{=} 1.285 / \sqrt{rt} \text{ for } \nu = 0.3) \quad (3.2.15)$$

以上は支管に軸力が作用するときの K 継手に対してのみ適用される。

ii) Bijlaardの方法

この方法の基本は図 3.29 に示すような矩形分布荷重を受ける円筒殻である。解は変位を二重 Fourier 級数表示して得られるが、精度の高い結果を得るには Fourier 級数の項数を相対的に多くとる必要があり、文献20) では周方向に21項、軸方向に81項とっている。本方法は鋼管に対してというよりむしろ压力容器の分野で使用され、WRC Bulletin No. 107の基礎ともなっている。ここでは λ と β の関数として合応力をグラフの形で与えている。

Bijlaardの理論によれば、任意の位置の応力が求まり文献20) の計算では $C_1 = 0.875r$, $C_2 = 0.875r / \sin \theta$ としている。係数 0.875 は Bijlaard により $\theta = 90^\circ$ の円形断面支管により荷重が導入される場合に対して与えられた経験的係数である。最大応力は荷重中心で生ずるが、他の相関式との比較を行うため荷重縁における最大応力を計算すると、ここでのパラメータの範囲では軸方向縁で最大となり、周方向の応力が大きい。

Bijlaardのの解析は、主管の両端を単純支持と仮定しており、主管の長さ L が計算応力の大きさに影響する。後の比較計算は、はり曲げの影響が少ない場合の例として $D/L = 0.333$ の K 継手、その影響が大きい場合の例として、

$D/L = 0.05$ の T または Y 継手について行っている。

この方法は初期には用いられたが管継手に対する正確なモデル化とはいええずまた、支管ではなく主管の Hot Spot Stress を与えるに過ぎない。しかし、

FEM 計算に比し経済的な設計基準ではある。

iii) Kuang らの方法

Kuang らは薄肉殻 FEM 解析により, T,Y,K,TK 継手応力のパラメトリック解析を行い, これらの解析結果を基に相関式を求めている。解析解は各継手形式ごとに約35~40, 計約150 のケースに対して得られている。

相関式の有効範囲および各継手形式に対する相関式を表 3.8に示す。

これらの式は $\theta_a \neq \theta_b$ の場合のK継手に対しては適用外となっている。この条件に対して FEM 解析が行われたかどうか定かではないが, この場合には恐らく表 3.8の相関式を各支管に対し独立に適用するものと思われる。なお, d および t が等しいK継手では θ の大きい支管の方が問題となる。

iv) 各相関式の比較

a) 主管のHot Spot Stress (図 3.30 参照)

g/D および D/L は大きな影響を持たない。Marshall/Kellogg の方法がK継手にのみ適用されるものとすれば, 3つの相関式はかなり良く一致する。

b) 支管のHot Spot Stress (図 3.31 参照)

K継手に対してMarshallの式とKuang らの式とは, 比較の範囲内で良く一致する。

c) 実測結果との比較

歪ゲージによる最大Hot Spot Stress の正確な決定は, 歪が溶接止端からの距離の関数として急激に減衰するために困難である。また, 残留応力の影響やゲージの初期非線形性等の問題もある。弾性応答を得るには荷重を除々にかつ正負交番して加えることが必要である。光弾性試験の場合にはポアソン比の影響を念頭に置く必要がある。すなわち $\nu = 0.5$ の場合と $\nu = 0.3$ の場合とでは歪の値は25%程度異なる。

以上の諸点を踏まえて主管における弾性Hot Spot Strain の実測結果と各相関式との比較を行う。なお, Kuang の式における係数の値は表 2.11 に示されている。

① K継手 (表 3.8 参照)

Kellogg の式と実測結果とは良く一致するが, 大きな応力集中を生ずる場

合にはKuang の式がより良く一致する。

- ② T継手 (表 3.9 参照)
25)

Kuang の式と実測結果とは良く一致する。

- ③ Y継手 (表 3.10 参照)

26)
データが少ないが, Kuang の式と実測結果とは良く一致する。

v) その他の相関式

a) T継手に関し

27)

- Beale & Toprac: 実験より

$$K_t^S = 277.5 \alpha^{0.213} \beta^{-0.772} \gamma^{-1.145} \tau^{3.585} \quad (3.2.16)$$

$$\text{ここに } 7.68 \leq \alpha = L / (D/2) \leq 15.36$$

$$0.17 \leq \beta = d / D \leq 1.00$$

$$12.25 \leq \gamma = D / 2T \leq 31.50 \quad (3.2.17)$$

$$0.406 \leq \tau = t / T \leq 1.032$$

28)

- Visser: FEM殻解析より

$$K_t^S = (t / T) (10 + 0.15D / T) (1.4 - 0.75d / D) \quad (3.2.18)$$

$$\text{ここに } 0.54 \leq d / D \leq 1.0$$

$$19.4 \leq D / T \leq 58.6 \quad (3.2.19)$$

$$0.25 \leq t / T \leq 1.0$$

29)

- Rever: 殻解析により

$$K_t^S = 0.62 \pi (d - t) t D^{0.7} T^{-1.6} d^{-1.1} \quad (3.2.20)$$

$$\text{ここに } 0.25 \leq d / D \leq 0.75 \quad (3.2.21)$$

30)

- 三井: 実験および殻解析により

$$K_t^S = 0.1595 \pi (d - t) t T^{-2} (D / d)^{0.999} \quad (3.2.22)$$

$$\text{ここに } 0.15 \leq d / D \leq 0.6 \quad (3.2.23)$$

b) K継手に関し

31)

- 桜井: 実験より

$$K_t^S = 0.0937 \alpha^{0.560} \beta^{-0.022} \gamma^{0.746} \tau^{0.608} \quad (3.2.24)$$

$$\text{ここに } 7.68 \leq \alpha \leq 15.36$$

$$0.17 \leq \beta \leq 1.00$$

$$12.25 \leq \gamma \leq 31.50 \quad (3.2.25)$$

$$0.406 \leq \tau \leq 1.032$$

vi) ま と め

以上の相関式は共通して次式の形に表わされる。

$$S.C.F. = c \alpha f^j (\beta) r^l \tau^m (\sin \theta)^n \zeta^i \quad (3.2.26)$$

ここに, c, i, j, l, m, n は係数であり, また

$$\alpha = D / L, \quad \beta = d / D, \quad r = R / T, \quad \tau = t / T, \quad \zeta = g / D. \quad (3.2.27)$$

である。

ここに挙げた相関式の精度については、文献20) の他に飯田らによっても FEM 解析との比較を通じて検討されているが、そこでも Kuang らの式が比較的良好な結果を与えると報告されている (表 3.12 参照)。

なお、最初に挙げた Gibstein (DnV 1978) および Wordworth & Smedley (Lloyd's 1978) について、それらの式を Kuang et al (Exxon 1977) の式と並べて表 3.13 に示す。これらの式の有効範囲は表 3.14 に示されている通りである。

これらの式を用いて計算した値の比較例を表 3.15 に示す。実測結果と対応する FEM 解析結果を併せて載せてある。

ここでは単純な形状の継手に対する相関式を示したが、より複雑な形状を有する継手に対する相関式あるいは複数の継手の連成作用の評価などは今後に残された課題である。

3.2.3 きれつ発生寿命推定方法

従来は継手形状ごとに S-Nc 曲線を求め、これに基づいてきれつ発生寿命を推定する機会が多い。その際、どのような応力を設計応力 S として定義するかにより S-Nc 曲線も当然異なったものとなる。3.2.1 で述べたように、AWS の X 曲線は幾何応力を Hot Spot Stress としており、溶接余盛形状の影響等はデータのバラツキの因子の 1 つとして評価されている。一方、ASME Sec. III の基準は、小型丸棒試験片での疲労試験結果に基づいており、局所最大応力を Hot Spot Stress としたものである。

ここでは初めに ASME 流の溶接余盛止端の局所的応力集中を考慮した Hot Spot Stress からきれつ発生寿命を推定する 2 つの方法について記述することとする。

2) i) 吉田らの方法

切欠付試験片の疲労きれつ発生寿命は、その切欠底での歪により主に支配されるといふ実験事実がこれまでに報告されており、切欠底における塑性歪集中係数が明確になれば、同一材料の平滑材の疲労強度線図からその疲労きれつ発生寿命が求まると概念的には考えられている。吉田らは、この考え方にしたがって、切欠先端の結晶粒径と関係する微小体積内での歪の平均値として定義される有効歪を疲労強度に關与する歪量として導入し、この有効歪によりきれつ発生寿命（ここでは表面きれつ長さが 20 mm に達したときの繰返し数）が推定できることを実験結果との対比により示している。

ここに微小体積に関しては微視的見地からの考察を要し、その絶対値については今後の検討を必要とする。ここでは微小体積に相当するものとして止端部からの距離 ε_0 を採用し、3次元弾塑性解析結果より止端近傍の相当歪 $\bar{\varepsilon}$ の分布を止端よりの距離 r を横軸にとった両対数グラフ上で直線に近似して ($\varepsilon = ar^b$; a, b は定数) ,
 $\varepsilon_0 = 0.6\text{mm}$ の範囲内での相当歪の平均値を有効歪としている。得られた T 継手に対するきれつ発生寿命の推定式を図 3.32 に示す。

* この値は凸型および平型の余盛形状に対してモデリングコンパウンドを用いて計測した止端半径の平均値 2.6mm の約 1/4 であるが、この値を採用する根拠は薄く、最大歪が生ずる位置および絶対値さらには降伏域の大きさなどと ε_0 との関係なども調べる必要がある。

19)

ii) 飯田らの方法

吉田らの方法は、詳細なる3次元弾塑性解析を行う必要があり、現段階では実用的
といい難い。飯田らは、大局的応力集中はKuangらによる簡易推定式を用いて評価し、
塑性歪集中係数をShake Down後の応力-歪関係とStowellの式から求めて Hot Spot
Stress/Strainを推定する簡易手法を提案した。このHot Spot Stress /Strainと、
小型丸棒試験片の表面に目視できる程度のきれつが発生したときの寿命 N_c とを基準
とした寿命曲線を提示し、海洋構造物鋼管継手に関する疲労設計基準曲線として提案
している(図 3.33 参照)。ここにきれつ発生寿命は、データのバラツキが時間強度
に対して対数正規分布に従うと仮定し、直線回帰を行ってその98%残存確率に相当す
る線として与えている。本方法により既発表の実験(表 3.15)における Hot Spot
Strain ε_a を推定し、実測きれつ発生寿命 N_c との間で ε_a - N_c 線図を描き整理し
たところ、溶接のままの試験体と止端部処理を施したものとの間には有意な差がなく、
本推定法により余盛部形状の影響が考慮されていると述べている。さらに、鋼種によ
る差、継手形式による差も現われていないと報告している。

1)

また、寺本らは、直径 400mmの主管に対して主管と支管の交差角、直径相貫比、継
手部の補強形式を変えたT形継手部の疲労試験を行い、きれつ発生点近傍の最大歪振
幅と N_c (ここでは表面きれつ長さが 10mm 程度に達したときの繰返し回数) 関係
は飯田の式と良く合い、ASME の設計曲線はかなり安全側となることを示している。

22)

なお、Lieuradeらも ECSC の共同研究として主管の直径が168.457 および914mm の
10本のX形継手部の疲労試験を行い、ECSC の定義によるHot Spot Stress で整理し、
AWS-X 曲線と比較しているが、非常にばらついたものとなっている。

iii) AWS-X 曲線による方法

4)

川原らはT形鋼管継手部を対象とし、FEM 弾性殻解析(最小要素寸法 5mm程度)によ
りもとめたHot Spot Stress と N_c (ここでは表面きれつ長さが 2mmのときの繰返し
回数)の関係は AWS-X曲線に対して適度の安全側にあることを示している。ここで、
Hot Spotは主管と支管の板厚中心で考えた管交差線上に定義している。さらに川原ら
はT形、TY形、K形継手部を対象に同様な研究を行い、管交差線から 10mm 程直角
に離れた位置の解析による応力と N_c の関係は AWSのX曲線と良く合うとしている。

3.3 破壊力学の概念を用いた

疲労きれつ進展寿命の予測

(1) 方法

33)

Parisらは、疲労きれつ寸法 (a) の荷重繰り返し数 (N) に対する変化率 (これを疲労きれつ進展速度 da/dN と呼ぶ) を応力拡大係数の変動範囲 (ΔK) に対して両対数軸上にプロットすると、かなり広い範囲に渡って直線関係となることを示し、次式を提案している。

$$da/dN = C (\Delta K)^m \quad \text{————— (1)}$$

C, m は材料定数である。応力拡大係数 (K) は線形破壊力学により求められるきれつ先端の応力場の強さを支配する係数であり、きれつ周辺の応力状態、きれつの形状および寸法、きれつを含む部材の形状、寸法などの情報が含まれている。

無限板中の長さ 2a の貫通きれつが、きれつから十分離れた位置で、大きさが σ の軸方向力をうける場合の応力拡大係数は $\sigma \sqrt{\pi a}$ であり、きれつの形状、部材形状、寸法などの影響を補正係数 Y で考慮するとすれば、応力範囲 $\Delta \sigma$ に対応する応力拡大係数範囲 ΔK は次式で表すことができる。

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \cdot Y \quad \text{————— (2)}$$

式(2)を式(1)に代入すると次の微分方程式が得られる。

$$da/dN = C (\Delta \sigma \sqrt{\pi a} \cdot Y)^m \quad \text{————— (3)}$$

初期寸法 a_i のきれつが最終きれつ寸法 a_f までに進展するのに要する荷重繰り返し回数、すなわち疲労きれつ進展寿命 (N_p) は(3)式より次のように求められる。

$$C (\Delta \sigma)^m \cdot N_p = \int_{a_i}^{a_f} \frac{1}{(\sqrt{\pi a} \cdot Y)^m} da \quad \text{————— (4)}$$

したがって、鋼管継手部の疲労きれつ進展寿命をこのような方法により予測する場合、次の様なことが問題となる。

- (i) 鋼管継手部を構成する鋼材、溶接金属および熱影響部における(1)式の c と m の値。
- (ii) 鋼管継手部に発生する疲労きれつに対する応力拡大係数。この場合、きれつ周辺の応力状態、きれつの形状などが重要な因子となる。
- (iii) 初期欠陥の形状および寸法 (a_i) の設定。これは予測値に大きな影響を及ぼす。
- (iv) 最終欠陥の形状および寸法 (a_f) の設定。きれつがどのような状況になったときを最終段階と見なすかが問題となる。

いま、もしある継手型式の寿命予測を行う場合、それぞれの継手および作用する応力にかかわらず a_i , a_f が一定であり、また、 Y も一定であれば(4)式の右辺は定数となり、(5)式で示すように両対数軸上で応力範囲 ($\Delta \sigma$) と寿命 (N_p) が直線となる。いわゆる S-N 線図の形が得られる。

$$(\Delta \sigma)^m \cdot N_p = \text{Const.} \quad (5)$$

(2) 鋼管継手部の疲労きれつ進展寿命解析

ここでは鋼管継手部の疲労きれつ進展寿命を破壊力学の手法を用いて解析した内外の研究のうち、特長のあるものについて概要を示す。

34)

(Bouwkampらによる K 形鋼管継手に対する研究)

Bouwkampらは破壊力学の手法を適用して寿命解析を行うことを前提として図 3.34 に示す K 形鋼管継手部に発生する疲労きれつを図 3.35 に示すように 2 種類に分類している。Type I のきれつは支管の壁に生じるものであり、溶接止端から発生し、主応力に直角にそのきれつが進展して壁を貫通する。これは図 3.34 の A.C.D. および F 点に生じる可能性がある。Type II のきれつは主管の壁に生じるものであり、2つの Stage からなっている。Stage-1 のきれつは主応力に直角に板厚方向に進展し、板内の弱い部分に到達したとき、Stage-2 の lamellar-tearing が発生する。この lamellar-tearing は必ずしも Stage-1 のきれつ先端からは発生しない。

このような疲労きれつを図 3.36 に示すような notch type crack と semi-Elliptical crack にモデル化して寿命の解析を行っている。notch type crack の K 値は a をきれつ深さ、 b を板厚として次式を用いている。

$$\Delta K = \Delta \sigma (\pi a)^{\frac{1}{2}} \cdot f \left(\frac{a}{b} \right)$$

$$f \left(\frac{a}{b} \right) = 1.73 \left(\frac{a}{b} \right)^2 - 0.96 \left(\frac{a}{b} \right)^2 + 1.27 \quad (6)$$

また、実験結果より全寿命の 98% が疲労きれつが板厚の $1/2$ に到達するまでに費やされることから、寿命解析には板厚の $1/2$ までの積分で良いと述べている。

semi-Elliptical crack のK値は次式を用いている。

$$\Delta K = \Delta \sigma \left[1 + 0.12 \left(1 - \frac{a}{b} \right) \right] \left(\frac{(\pi a)^{\frac{1}{2}}}{\Phi} \left(\frac{2t}{\pi a} \tan \frac{\pi a}{2t} \right)^{\frac{1}{2}} \right)$$

$$\Phi_0 = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(1 - \frac{b^2 - a^2}{a^2} \sin^2 \theta \right) d\theta \quad (7)$$

式(1)の c と m は鋼管継手試験体から切り出して作成したコンパクトテンション型試験体のきれつ進展試験結果より次のように求めている。

$$C = 1.0 \times 10^{-20} \quad (K : \text{KSi}\sqrt{\text{in}})$$

$$m = 3.35$$

図 3.37 に Notch type crack と仮定したときの推定寿命曲線と実験値を比較している。応力範囲はきれつ近傍の値である。Nf は Stage-1 のきれつ進展が終了したときと定義している。この結果より Notch type crack と仮定する際の ai は 0.005 ~ 0.010 inch (0.12 ~ 0.25mm) が適切であるとしている。また、図 3.38 に示す如く semi-Elliptical crack と仮定する方が長寿命と予測すること、板厚はそれほど寿命に影響を及ぼさないことを示している。

35)

(Maisonらによる K 形鋼管継手に対する研究)

Maisonらは図 3.39 に示す K 形鋼管継手に対する寿命予測を行い、実験結果と対比している。そのときの c と m は次の値を用いている。

$$C = 3.6 \times 10^{-10} \quad (K : \text{KSi}\sqrt{\text{in}})$$

$$m = 3$$

応力は継手部近傍の実測値を用いている。解析では非常に浅いきれつを仮定している。図 3.40 に実験結果と解析結果を対比して示す。疲労きれつは寿命の初期に多数個発生し、それが合体した後、安定した進展性状を示すが、破壊力学によるきれつ進展の予測は、きれつの進展が安定した後破断までについて適用が可能であると述べている。

36)

(Pan らによる(2)式の Y についての研究)

Pan らは実験的に決めた K 値を用いた寿命推定法を示し、K 形鋼管継手の実験結果と比較している。応力拡大係数は次式の様に見えるが、この Y を疲労試験の結果として得られている S-N 線と疲労きれつ進展データから逆算して求めている。

$$K = Y \sigma \sqrt{\pi a} \quad \text{-----} \quad (8)$$

Y : 部材形状, きれつ形状等に関する幾何的な補正係数

疲労試験の結果を応力範囲 ($\Delta \sigma$) と寿命を両対数軸にプロットすると直線関係を示すことから, 次の様な関係式が得られる。

$$\Delta \sigma = b N f^n \quad \text{-----} \quad (9)$$

寿命のすべてが疲労きれつ進展に費やされると考え, また(5)式での仮定をおくと, S-N線の勾配は $-\frac{1}{m}$ となる, (8)式を(1)に代入すると次式が求まる。

$$d a / d N = C (Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a})^m \quad \text{-----} \quad (10)$$

(10)式で Yのみが未知数である。Lを板厚, Nf を破断寿命とし, (10)式の両辺に Nf/L を乗じる。

$$\begin{aligned} \frac{d (a/L)}{d (N/Nf)} &= C \frac{Nf}{L} (Y \Delta \sigma \sqrt{\pi a/L})^m \cdot L^{m/2} \\ &= \frac{C}{L^{1-m/2}} (b \sqrt{\pi a/L} Y)^m \end{aligned}$$

あるいは,

$$Y = \frac{d (a/L)^{1/m}}{d (N/Nf)} \frac{1}{\sqrt{\pi a/L}} \frac{L^{1/m-1/2}}{b c^{1/m}} \quad \text{-----} \quad (11)$$

これがYを決定するのに必要な関係式である。K形鋼管継手部に対するYは図 3.41 , 42

に示す黒羽らの実験結果の $\frac{d (a/L)}{d (N/Nf)} \sim a/L$ 関係から決めている。

次のような仮定により寿命推定を行っている。

1. 表面きれつの形状はすべてのK形鋼管継手で同じ。
2. (8)式の σ にはhot-spot-stress を用いる。
3. S-N線の勾配から $m=4$, c と mの相関式から $c=1.6 \times 10^{-11}$ とする。
4. 疲労寿命は初期欠陥寸法 ($2a_0$) から限界寸法まで(1)式を積分することにより求まる。
5. 応力比Rの影響は次式で考慮する。

$$da/dN = C (\Delta K)^m \frac{1}{1-R} \quad (12)$$

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

図 3.43 に示す如くこのようにして求めた推定寿命推定線は実験結果とよく一致している。図 3.44 に黒羽らの実験結果のうち初期欠陥寸法（表面での長さ）が10~20mmのものと推定線を比較しているが、両者非常によい一致を示している。

(Dover らの(2)式の Y および変動応力下の寿命推定に関する研究) ^{38) 39)}

Dover らは、表 3.16 に示すような寸法の大型の T 形鋼管継手に対して疲労実験と寿命推定を行っている。ランダム荷重による疲労試験も実施している。

Dover らの寿命推定方法の特長は、(8)式の Y を $Y\sigma$ (Stress effect) と Y_s (geometrical effects) に分けているところにある。すなわち、応力拡大係数は次式のようになる。

$$K = (Y\sigma \cdot Y_s) \sigma R \sqrt{\pi a} \quad (13)$$

疲労きれつが発生する溶接止端部の応力は、全体的な構造型式に起因する応力集中と、さらに極部的な幾何形状（溶接形状）から決まる応力集中から決まり、きれつが小さいときは極部的な応力集中に支配されると考えている。

$Y\sigma$ はきれつ近傍の歪測定値より解析する。 Y_s は edge crack を仮定すると 1.12 になる。

$Y\sigma$, Y_s の値は図 3.45 の曲線を用いている。 σR は hot spot stress である。

ランダム荷重を受ける場合は次式で示す K 値の加重平均値を用いる。

$$K_n = m \sqrt{h_k^{-m}} \quad (14)$$

h_k : それぞれの K 値の値

m : (1) 式の m

寿命推定は次の仮定の基に行っている。

- (i) 局部応力は Smedley's の応力集中解析法を用いて行う。
- (ii) 初期きれつ深さは 0.25mm とする。
- (iii) 最終きれつ寸法は壁厚の 1/2 とする。
- (iv) $\Delta K \sim da/dN$ 関係は板試験体の結果を用いる。

(v) きれつは常にedge crackと考える。

以上の様な仮定の積重ねはかなり安全側の寿命推定を行うことになる。結果を表 3.17 に示す。AWS-X 曲線を用いた寿命推定も行っている。いずれも安全側の推定値となっているが、破壊力学の手法を用いた推定の方が実験値に近い値となっている。

従来行われた破壊力学解析では、初期欠陥寸法の寿命に対する影響が強調されてきた。例えば初期欠陥寸法を $1/2$ にすることにより、寿命は 2 倍になるように考えられていた。いくつかの初期欠陥寸法に対するここでの方法による寿命推定結果を Table-17 に示すが、初期欠陥寸法を $1/5$ にしても寿命の増加は 50% にすぎない。これは K 値の補正係数を Y を $Y\sigma$ と Y_s に分けて考えたことによる。このことは表面きれつが長くなっても急激には進展速度は上昇せず、その次の stage での疲労きれつ進展が継手の寿命推定に大きな影響を及ぼすことを示している。

4) 〔川原らによるきれつの形状を考慮した寿命推定の研究〕

川原らは、きれつ発生点近傍の応力は軸方向応力 (σ_m) と曲げ応力 (σ_b) が重なったものであることから、表面きれつの形状と σ_m , σ_b の関係を取り入れた寿命解析を行っている。疲労きれつの形状変化に対する実験式は以下の通りである。

(i) きれつ形状の変化

a) 微小な表面欠陥

$$b/a = A - B \cdot b/n \quad \text{—————} \quad (15)$$

$$\text{ここに } A = 0.98 + 0.07 R b$$

$$B = 0.06 + 0.94 R b$$

$$R b = \Delta \sigma_b / (\Delta \sigma_m + \Delta \sigma_b)$$

b) 長さ a_0 の初期欠陥

$$b / (a^n - a_0^n)^{1/n} = A - B \cdot b/h \quad \text{—————} \quad (16)$$

$$\text{ここに } n = m/2 + 1$$

(ii) 表面での疲労きれつ進展速度

$$d a / d N = C \left[(\Delta \sigma_m + \Delta \sigma_b / 2) (\pi a)^{1/2_m} \right] \quad \text{—————} \quad (17)$$

$$b/h > 0.2$$

概略の計算では

$$A = 1$$

$$B = R b$$

(16) 式より深さ方向への進展に関する次式が得られる。

$$d a / d b = (b / a)^{n-1} \cdot A / [A - B b / h]^{n+1} \quad (18)$$

a : きれつ長さ

b : きれつ深さ

図 3.46 ,47 にきれつ形状の変化状況を示す。

板厚方向へのきれつ進展の解析は、交叉線から10mmの位置の有限要素法解析より求めた σ_m と σ_b を用い、片側きれつ材が引張と曲げの組合せ応力をうけるとモデル化し、初期きれつの深さは1mmで、きれつが板厚を貫通するときを最終状態と考え、 $C = 5.46 \times 10^{-3}$ ($K : \text{kg}/\text{mm}^{3/2}$)、 $m = 4$ とすると、図 3.48 に示す如く推定寿命は実験値の50%の精度となっている。

(1)で示した如く、鋼管継手部の疲労寿命の大部分が疲労きれつの進展に費やされることから、その疲労強度をきれつの進展を基準にして評価することは重要である。しかし、溶接止端部に発生し進展する疲労きれつの進展性状は複雑であり、まだそれに対する応力拡大係数や初期欠陥のとり方が確立されたとはいえない。精度の高い破壊力学の概念を用いた寿命推定が可能となれば、構造物の寸法が大きくなったときや溶接欠陥、工作誤差の程度、溶接残留応力の影響あるいは維持、管理の問題などに有効な情報を与えることになる。今後さらにこの方法を鋼管継手部の寿命予測に適用するための研究が進められるものと考えられる。

参 考 文 献

- 1) 寺本晋, 的場正明, 川崎哲郎, 上之門捷二: 円柱継手構造の疲労強度に関する研究:
三菱重工技報, vol.10, No. 6, 1973-11
- 2) 吉田宏一郎, 乾泰司, 高沢誠, 飯田國廣: T型パイプ継手の歪詳細解析と疲労き裂の発生寿命予測, 日本造船学会論文集 No. 144, 1978-11
- 3) Yoshida K., T. Inui, K. Iida: Behavior Analysis and Crack Initiation Prediction of Tubular T-Connections OTC 2854, 1977
- 4) Kasahara M., T. Iwasaki : Analysis of Fatigue Crack Growth Behavior in Welded Tubular T Joints. OTC 3251, 1978.
- 5) Dijkstra O. D., J. de Back: Fatigue Strength of Tubular F and X-Joints. OTC 3696, 1980
- 6) Wyde J. G. : Fatigue Tests on Tubular K and KT Joints under Axial Brace Loading. OTC 3697, 1980
- 7) 岩崎紀夫, 加藤照彦, 浅野皓三, 川原正言: 海洋構造物パイプ継手部の疲労データの再解析と設計応用に関する一検討, 日本造船学会論文集 147号, 1980年
- 8) Yamasake, T.S. Takizawa, M. Komatsu: Static and Fatigue Tests on Large-Size Tubular T-Joints. OTC. 3424, 1979
- 9) 日本舶用機器開発協会: 浮遊式海洋構造物パルプ継手部の疲労強度に関する研究事業報告書, 昭和51年3月
- 10) Y. Sawada, S. Idogaki, K. Sekita: Static and Fatigue Tests on T-Joints Stiffened by an Internal Ring. OTC 3422, 1979
- 11) 沢柳政弘, 福岡哲二: パイプ継手の疲労強度に関する実験的研究, 三井造船技報 第104号, 1979年
- 12) P. W. Marshall: Welding on Offshore Construction, WRC Bulletin, No. 193, pp. 10~34, 1974

- 13) American Welding Society : Design of New Tubular Structures, AWS Structural Welding Code, D1, Sec. 10, pp. 1~72, 1972
- 14) American Petroleum Institute : Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platform, API RP 2A, Jan. 1982
- 15) T. Martin : The fatigue strength of welded tubular T joints with a large diameter ratio, TW 1.
- 16) O. D. Dijkstra : Fatigue strength of tubular T and X-joint, OTC 3696.
- 17) J. G. Kuang, A. B. Potvin and R. D. Leick : Stress concentration in tubular joints, 7th Offshore Technology Conference, Houston, OTC Paper 2205, May, 1975
- 18) ASME : Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, Nuclear Power Plant Component
- 19) 飯田國廣, 浅野皓三, 豊福正継, 石川邦照 : 海洋構造物鋼管継手疲労試験法の一試案, 日本造船学会論文集, 第 148号, pp. 274~283, 昭和55年
- 20) E. C. Rodabaugh : Review of Data Relevant to the Design of Tubular Joints for Use in Fixed offshore Platform, WRC Bulletin 256, Jan., 1980
- 21) Proceedings of "Steel in Marine Structures", Paris, Nov. 1980
- 22) H. P. Lieurade, J. P. Gerald et al., OTC 3699, 1981
- 23) D. Radenkovic : Stress analysis in tubular joints, Int. Conf. Steel in Marine Structures, Paris, Nov., 1980
- 24) 川原・太田・浅野・岩崎・亀崎 : 海洋構造物パイプ継手部における疲労き裂の伝播挙動, 日本造船学会第 4 回海洋工学シンポジウム, P. 160, 昭和54年 2 月
- 25) Kwan, Chi-Tat and W. J. Graff : Analysis of tubular F connections by the Finite Element Method : Comparison with experiments, Fourth Annual Offshore Technology Conference, OTC Paper No. 1669, 1972

- 26) M. L. Peterson : Fatigue tests of two full-scale K-Joints for offshore structures, CONOCO Research Report No. 106-3-4-1-73, Nov., 1973 (Confidential -not releasable by Battelle)
- 27) L. A. Beale and A. A. Toprac : Analysis of In-Plane T, Y, and K Welded Tubular Connections, WRC Bulletin, No. 125 (Oct., 1967) , P. 1.
- 28) W. Visser : On the structural design of tubular joints, OTC 2117, 1974
- 29) J. R. Rever : Ultimate strength design of tubular joints, OTC 1664, 1972
- 30) 三井 : 鋼管構造接合部の局部応力と強度に関する実験的研究, 大阪大学学位論文, 1973
- 31) 桜井 : 鋼管構造溶接継手の強度に関する研究の展望, 石川島播磨技報, 第15巻1号, 昭和50年1月
- 32) T. Iwasaki, M. Kawahara & K. Asano : Fatigue crack growth behavior in welded tubular joints in T, TY and K. OTC 3423, 1979
- 33) Paris P. C. and F. Erdogan : A Critical Analysis of Crack Propagation Laws, Trans. of ASME, Series D. 85, No. 3, 1963
- 34) Becker J. M., W. W. Gerberich, J. G. Bouwkamp : Fatigue Failure of Welded Tubular Joints. Proc. of ASCE. ST 1, 1972-1
- 35) Maison J. R., G. C. Holliday : Comparison Between Predict ed and Experimentally Petermined Low Cycle Fatigue Life of Welded Tubular Connections. OTC 2208, 1975
- 36) Pan R. B., F. B. Plummer : A Fracture Mechanics Approach to Nonoverlapping Tubular K-Joint Fatigue Life Prediction. OTC 2644, 1976
- 37) Kurobane Y., M. Konomi : Fatigue Strength of Tubular K-Joints S-N Relationships Proposed as Tentaitve Design Criteria IIW, Doc. XV-340-73

38) Hibberd R. D., W. D. Dover : Random Load Fatigue Crack Growth in T-Joints.
OTC. 2853. 1977

39) Dover W. D., M. S. J. Holodbrook, R. D. Hibberd, F. D. W. Charlesworth :
Fatigue Crack Growth in T-Joints ; Out-of Plane-Bending. OTC 3252. 1978

表 3.1 実験計画
Experiment plan

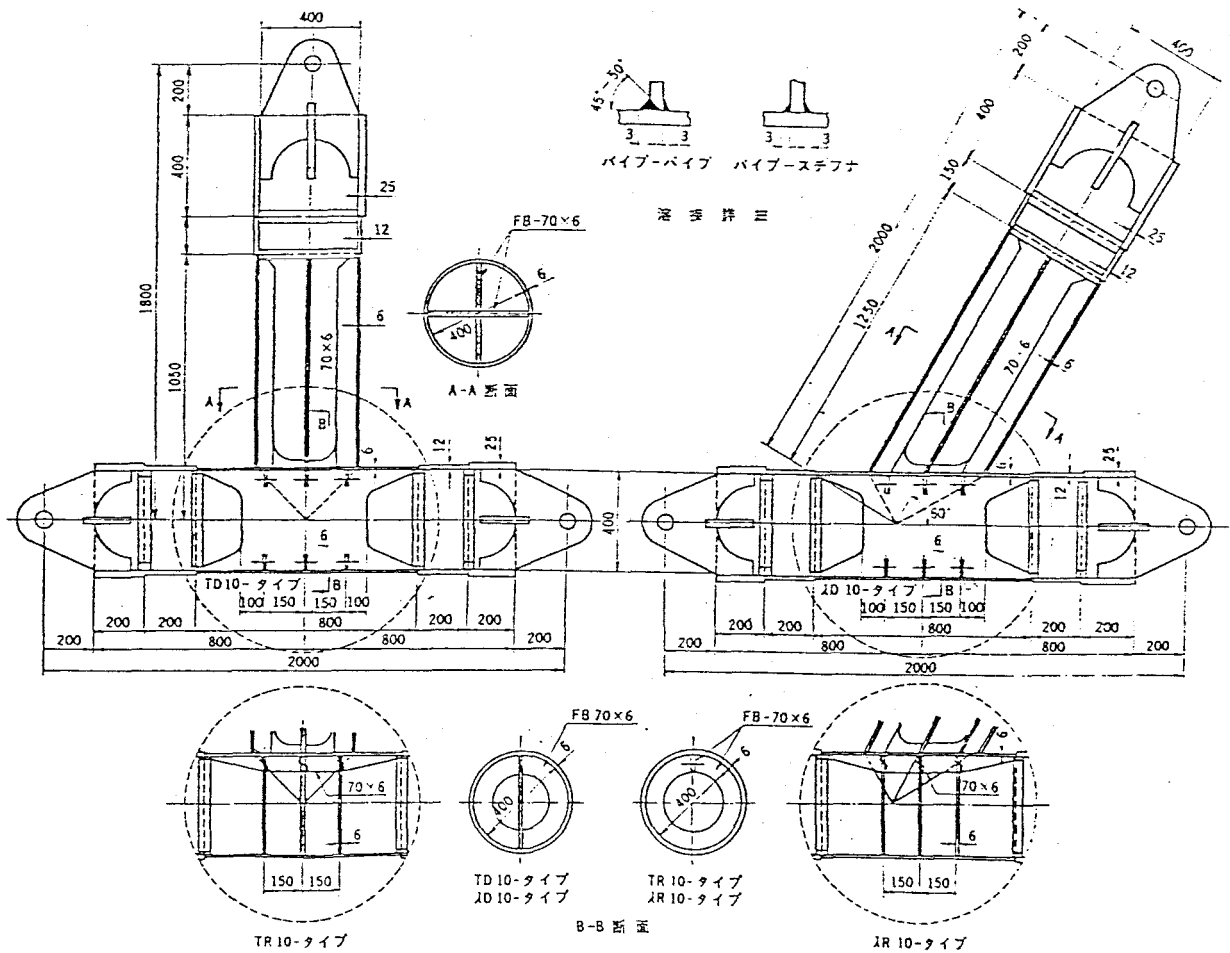
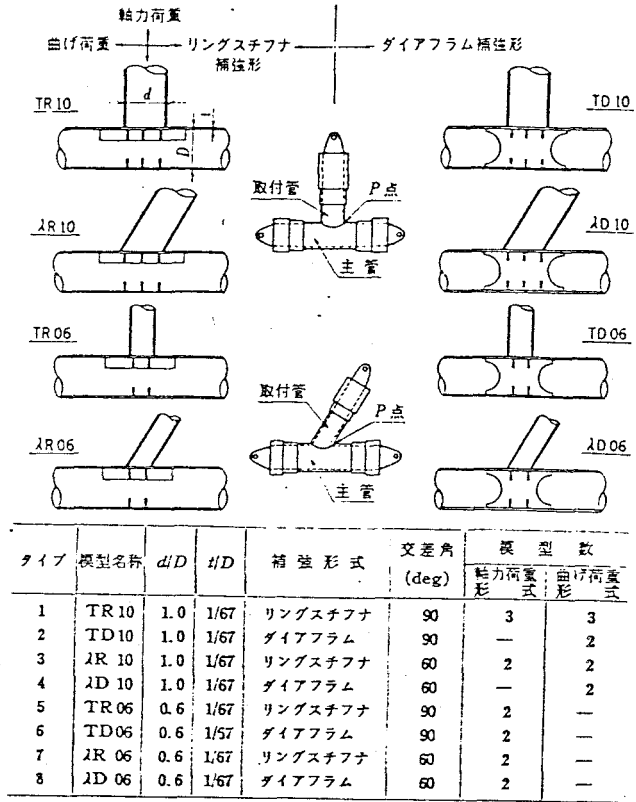


図 3.1 模型詳細 (直径相貫比 1.0)

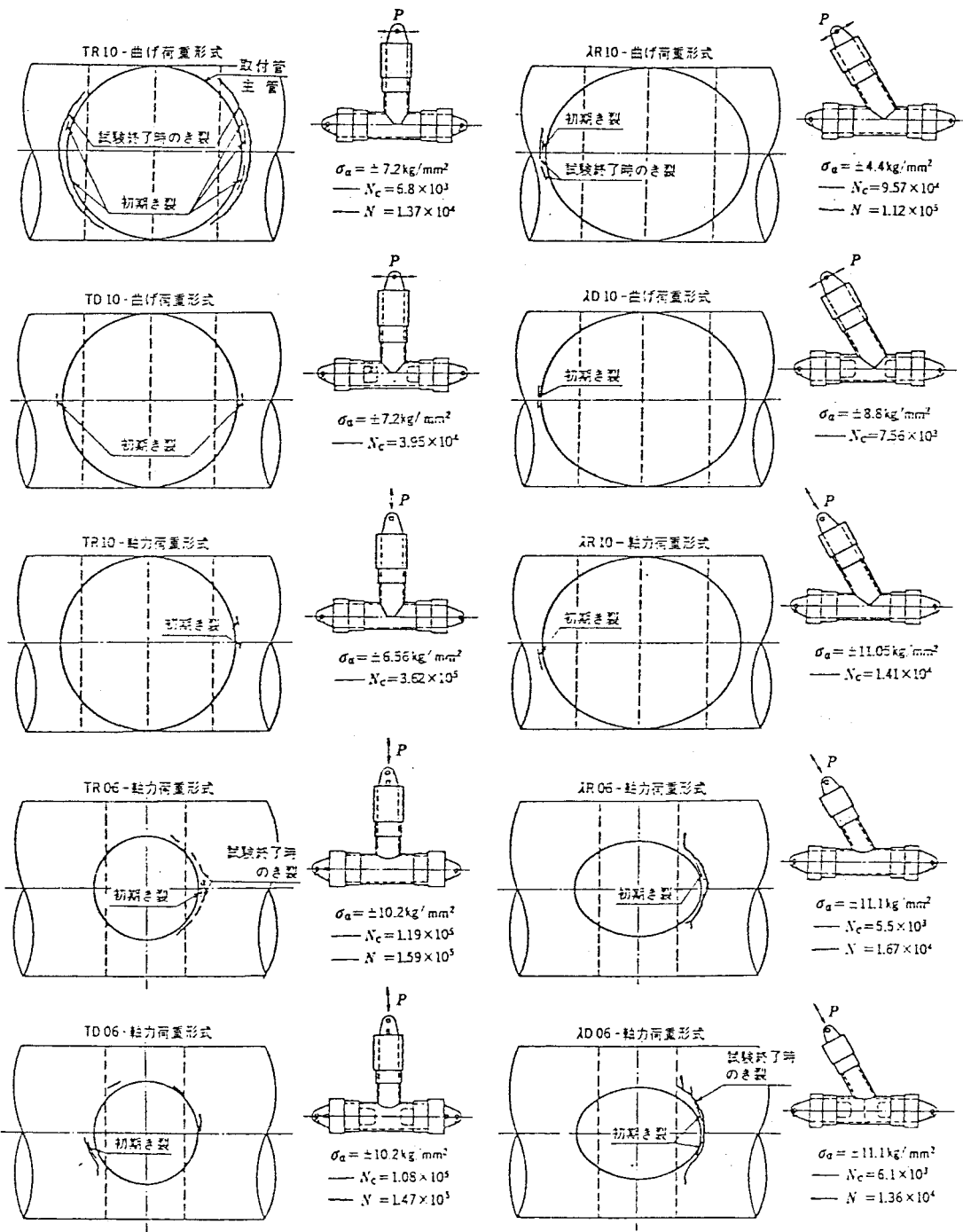


図 3.2 円柱継手における疲労き裂の発生状態

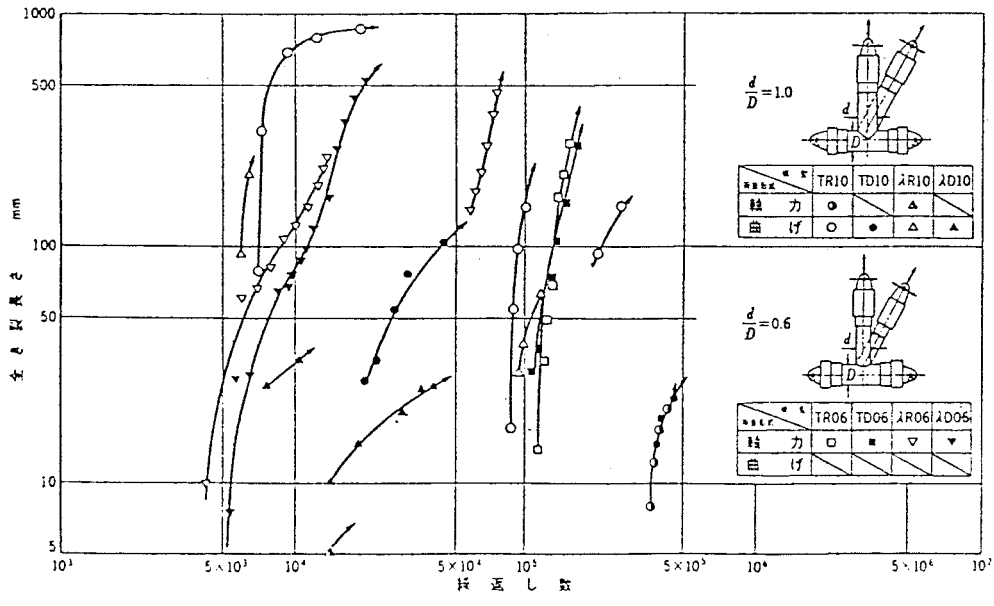


図 3.3 疲労き裂の伝ば状況

図 3.2 吉田らの解析対象²⁾

Table 1 T-type tubular connection specimens with ground welds

Type of Ground Welds	Dimensions ¹⁾		Material ²⁾		Load was Applied to ³⁾	Fatigue Life Range ⁴⁾	Number of Spec. Tasted	Remarks
	Chord	Brace	Chord	Brace				
	D x T	d x t						
Concave	500 x 12.7	200 x 6.4	SM50A	SM50A	the brace	$10^2 < N_2 < 10^3$	3	a
Flat Faced	do.	do.	do.	do.	do.	$10 < N_2 < 10^3$	3	a
Convex	do.	do.	do.	do.	do.	$10 < N_2 < 10^3$	3	a

1) Dimensions in mm. D: Diameter of chord. T: Thickness of chord. d: Diameter of brace. t: Thickness of brace.

2) Yield strength: 38.7kg/mm². Ultimate Strength: 58.8kg/mm².

3) All the tests were carried out with the condition that load amplitude was controlled to constant value. Axial, tensile-to-compressive load was applied.

4) N_2 : Visible crack initiation life.

a: The nominal profile and dimensions of ground welds at the transverse midsection are shown below, whose throat thickness is kept same.

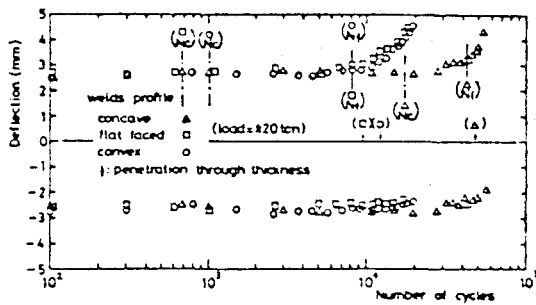
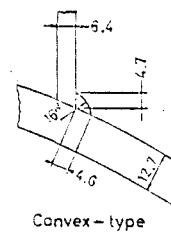
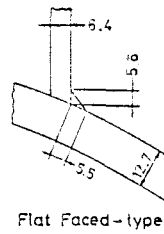
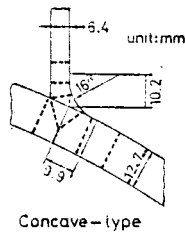


図 3.4 変位振幅の変動

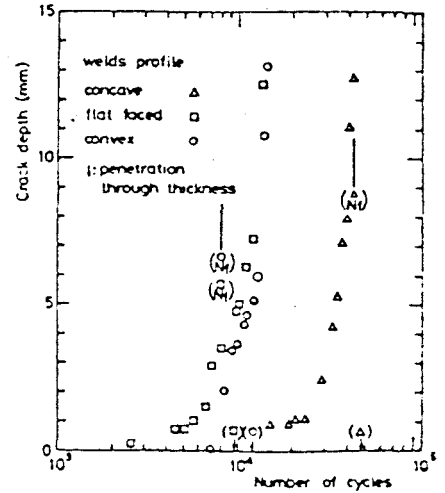


図 3.6 亀裂深さの変動

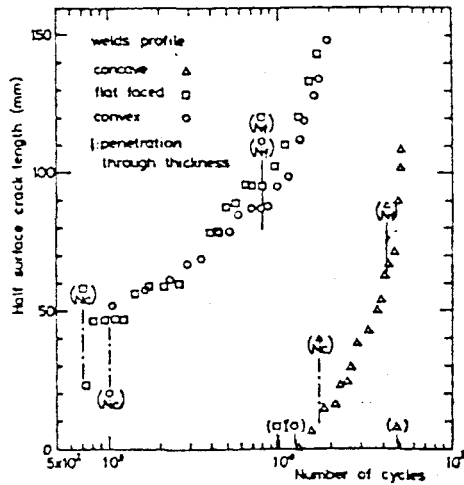


図 3.5 表面半長の変動

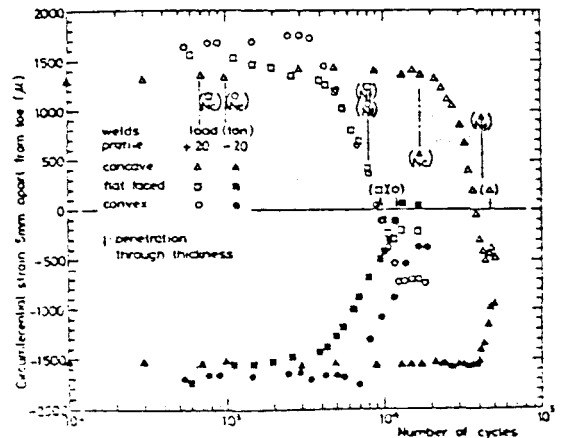
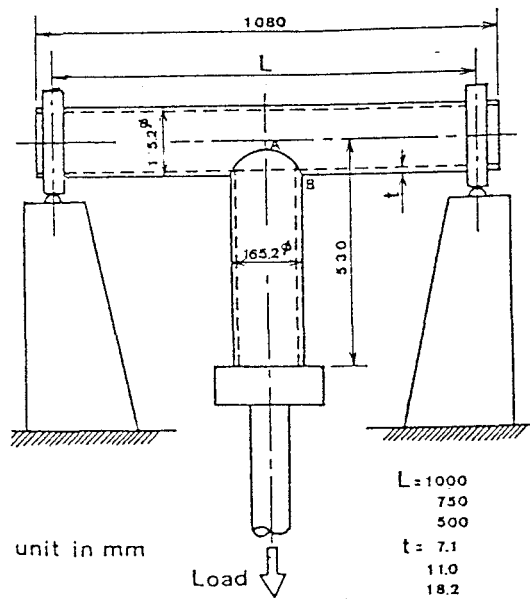


図 3.7 変位振幅の変動



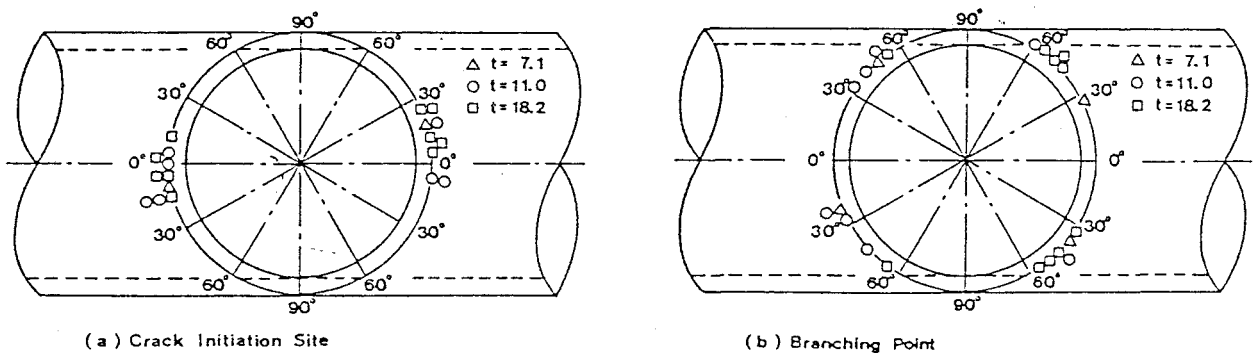
3.8 - Geometry of specimen and load arrangement.

表 3.3 Fatigue Test Conditions

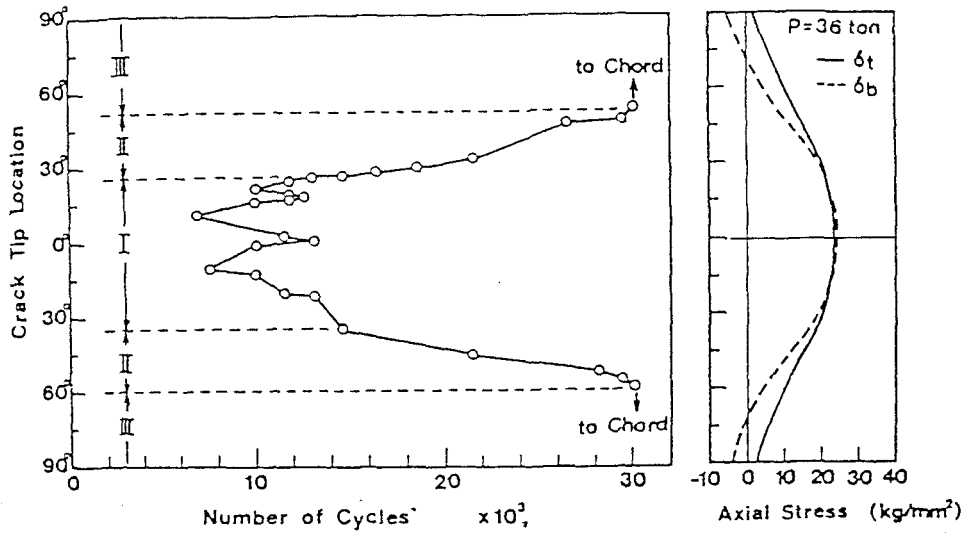
T.P. No.	Thickness (mm)	Span (mm)	Loads		Nominal Stress Range		Fatigue Life	
			P_{max} (ton)	P_{min} (ton)	$\Delta\sigma_{chord}$ (kgf/mm ²)	$\Delta\sigma_{brace}$ (kgf/mm ²)	N_c (cycles)	N_f (cycles)
A-1	7.1	1000	12.0	2.0	15.63	2.83	192,800	253,400
A-2	7.1	1000	8.0	2.0	9.38	1.70	>1,003,000	>1,003,000
A-3	7.1	1000	15.0	2.0	20.31	3.69	102,000	231,900
B-1	11.0	1000	20.0	3.0	18.41	3.19	16,000	173,300
B-2	11.0	1000	16.0	3.0	14.08	2.44	37,000	445,000
B-3	11.0	500	30.0	3.0	11.73	5.05	73,000	243,500
B-4	11.0	1000	12.5	3.0	10.29	1.79	1,073,500	>1,265,000
B-5	11.0	750	19.5	3.0	12.51	3.10	95,000	541,000
C-1	18.2	500	36.0	3.0	9.90	3.93	95,200	491,300
C-2	18.2	1000	36.0	3.0	24.70	3.93	7,000	30,100
C-3	18.2	1000	18.0	3.0	11.23	1.84	76,000	452,600
C-4	18.2	1000	25.0	3.0	16.47	2.62	29,700	151,100
C-5	18.2	750	24.0	3.0	11.01	2.50	65,600	294,100

* Range in nominal bending stress of chord

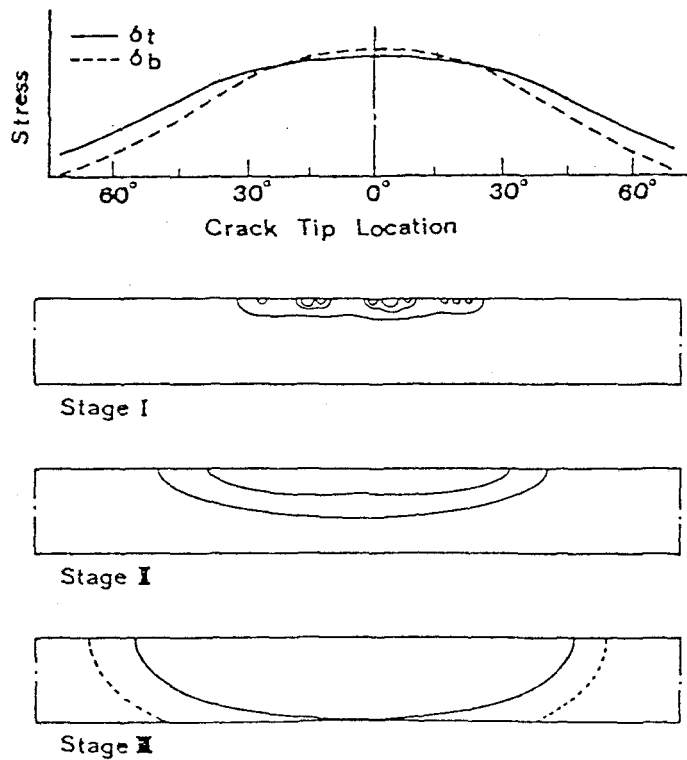
** Range in nominal tensile stress of brace



3.9 - Location of Crack initiation sites and branching points of crack growth to chord.



3.10 - Relationship between number of cycles and crack tip locations.

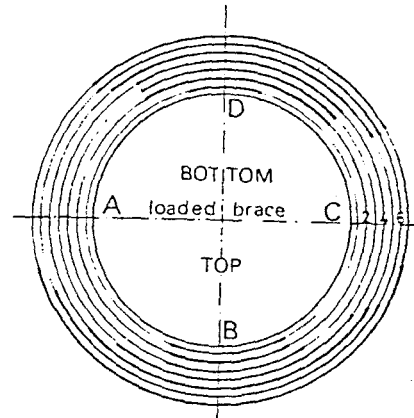


3.11 - Schematic representation of fatigue crack growth process.

表 3. 4 REVIEW OF TEST PROGRAM

joint type	D-T	168-63					457-16					914-32		way of loading
	β	0.5	1	1	0.5	0.25	0.5	0.5	0.5	0.39	0.5	0.5		
	τ	0.5	1	0.5	0.5	0.39	0.5	0.5	0.39	0.5	0.5			
R	0	-1	-1	0	-1	-1	0	-1	-1	0	0			
T	1									11	13			
	2									12	14			
	3									15 ^c 16 ^c 17 ^c				
T ₁	18										20			
	19										21			
T ₂	22													
	23													
T	24													
	25													
	26													
X			27	30 ^r 31 ^r 32 ^r 33 ^r 37 ^r 38 ^r							34			
			28								35			
			29											
				36										
X ₁											39			
											40			

c = seawater tests
r = random tests



1	6.0 · 10 ⁵
2	6.5 · 10 ⁵
3	7.7 · 10 ⁵
4	8.6 · 10 ⁵
5	9.3 · 10 ⁵
6	9.8 · 10 ⁵
7	1.0 · 10 ⁶

表 3. 1 2 Surface crack propagation in specimen 15.

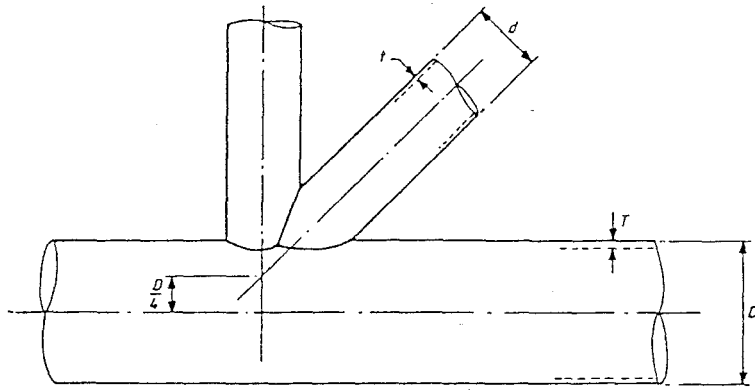
表 3. 5

REVIEW OF TESTS RESULTS

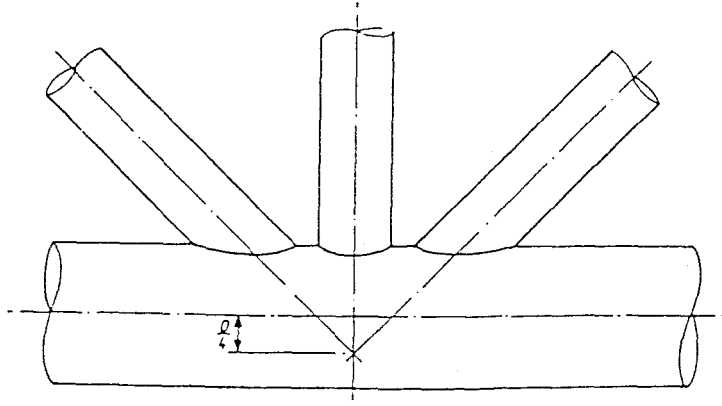
chord diam mm	specimen nr	load range kN/Na	test frequency Hz	nominal strain range 10 ⁻⁶	SNCP extra-polated ¹⁾	hot-spot strain range 10 ⁻⁶	first crack observation N	crack through chord wall N	end of test N
168	1	84	10	464	4.8	2230	-	6.0 × 10 ⁴	6.3 × 10 ⁴
	2	28	10	155	4.8	745	1.2 × 10 ⁷	1.2 × 10 ⁷	1.3 × 10 ⁷
	3	50	10	276	4.8	1325	2.6 × 10 ⁶	3.0 × 10 ⁶	3.3 × 10 ⁶
	18	35	10	193	4.5	870	2.6 × 10 ⁶	3.0 × 10 ⁶	3.6 × 10 ⁶
	19	80	10	442	4.5	1990	3.0 × 10 ⁴	6.0 × 10 ⁴	7.4 × 10 ⁴
	22	45	10	249	4.3	1070	1.5 × 10 ⁷	8.8 × 10 ⁵	9.5 × 10 ⁵
	23	32	10	177	4.3	760	1.5 × 10 ⁶	2.0 × 10 ⁶	2.4 × 10 ⁶
	24	4000	10	1069	1.2	1285	2.5 × 10 ⁵	3.3 × 10 ⁵	3.7 × 10 ⁵
	25	4500	10	1203	1.2	1445	4.3 × 10 ⁵	4.7 × 10 ⁵	4.8 × 10 ⁵
	26	3150	10	841	1.2	1010	6.3 × 10 ⁵	1.5 × 10 ⁶	1.7 × 10 ⁶
457	4 ^c	85	0.2	75	5.8	435	1.2 × 10 ⁶	2.2 × 10 ⁶	2.7 × 10 ⁶
	5	160	4	141	5.8	818	3.3 × 10 ⁵	6.8 × 10 ⁵	7.8 × 10 ⁵
	6	144	4	127	5.8	737	4.0 × 10 ⁵	1.1 × 10 ⁶	1.3 × 10 ⁶
	7	144	4	127	5.8	737	3.5 × 10 ⁵	8.4 × 10 ⁵	1.1 × 10 ⁶
	8	85	5	75	5.8	435	1.5 × 10 ⁶	7.5 × 10 ⁶	3.5 × 10 ⁶
	9	160	4	141	5.8	818	2.8 × 10 ⁵	7.6 × 10 ⁵	1.0 × 10 ⁶
	10 ^c	85	0.2	75	5.8	435	1.2 × 10 ⁶	2.3 × 10 ⁶	2.8 × 10 ⁶
	11	56	8	125	3.9	488	8.0 × 10 ⁵	9.0 × 10 ⁶	1.1 × 10 ⁷
	12	110	5	245	3.9	956	1.5 × 10 ⁵	7.0 × 10 ⁵	9.1 × 10 ⁵
	27	600	2	129	3.0	387	1.2 × 10 ⁶	-	1.1 × 10 ⁷ 2)
	28	1300	1.3	279	3.0	837	4.0 × 10 ⁵	6.6 × 10 ⁵	7.1 × 10 ⁵
	29	880	2	189	3.0	567	9.0 × 10 ⁵	1.8 × 10 ⁶	2.2 × 10 ⁶
	30	880	2	338	2.7	913	5.7 × 10 ⁵	1.0 × 10 ⁶	1.2 × 10 ⁶
	31 ^r	540	-	200	2.7	540	3.6 × 10 ⁶	6.5 × 10 ⁶	8.4 × 10 ⁶
	32 ^r	660	-	254	2.7	686	7.3 × 10 ⁵	2.0 × 10 ⁶	4.0 × 10 ⁶
33	754	2	290	2.7	783	1.4 × 10 ⁶	2.4 × 10 ⁶	2.9 × 10 ⁶	
36	520	3	199	2.7	537	3.2 × 10 ⁶	1.0 × 10 ⁷	3.9 × 10 ⁷	
37	600	3	230	2.7	621	3.9 × 10 ⁶	6.7 × 10 ⁶	8.1 × 10 ⁶	
38	574	3	220	2.7	594	4.8 × 10 ⁶	7.8 × 10 ⁶	8.5 × 10 ⁶	
914	13	270	2.8	58	6.4	370	2.1 × 10 ⁶	4.1 × 10 ⁶	5.0 × 10 ⁶
	14	770	1.5	165	6.4	1055	5.0 × 10 ⁴	1.5 × 10 ⁵	1.7 × 10 ⁵
	15	450	2.8	96	6.4	615	5.0 × 10 ⁵	9.5 × 10 ⁵	1.3 × 10 ⁶
	16 ^c	240	0.2	51	6.4	325	-	3.9 × 10 ⁶	4.3 × 10 ⁶
	17 ^c	240	0.2	51	6.4	325	-	3.7 × 10 ⁶	4.3 × 10 ⁶
	20	600	2.5	129	6.7	865	2.5 × 10 ⁵	4.1 × 10 ⁵	6.8 × 10 ⁵
	21	220	4.0	47	6.7	315	3.5 × 10 ⁶	8.1 × 10 ⁶	1.6 × 10 ⁷
	34	160	6.0	34	9.5	323	4.0 × 10 ⁶	1.2 × 10 ⁷	1.4 × 10 ⁷
	35	400	3.0	86	9.5	817	1.5 × 10 ⁵	7.0 × 10 ⁵	8.5 × 10 ⁵
	39	150	6.0	32	9.8	314	3.0 × 10 ⁶	2.0 × 10 ⁷	2.6 × 10 ⁷
40	390	3.0	84	9.8	823	1.0 × 10 ⁵	5.0 × 10 ⁵	7.3 × 10 ⁵	

1) average for each geometry

2) after 4 · 10⁶ cycles a very slow crack propagation.



(a)



(b)

3.13

Specimen details (a) overlap K-joint
(b) non-overlap KT-joint.

$D = 168\text{mm}$, $T = 6\text{mm}$

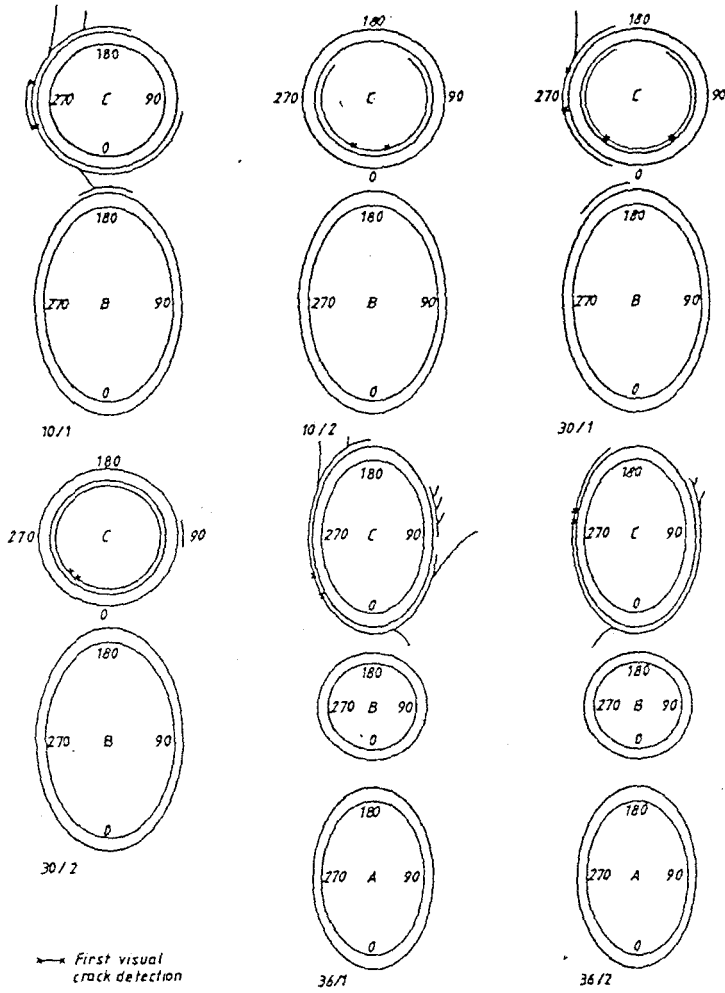
or

$D = 457\text{mm}$, $T = 16\text{mm}$

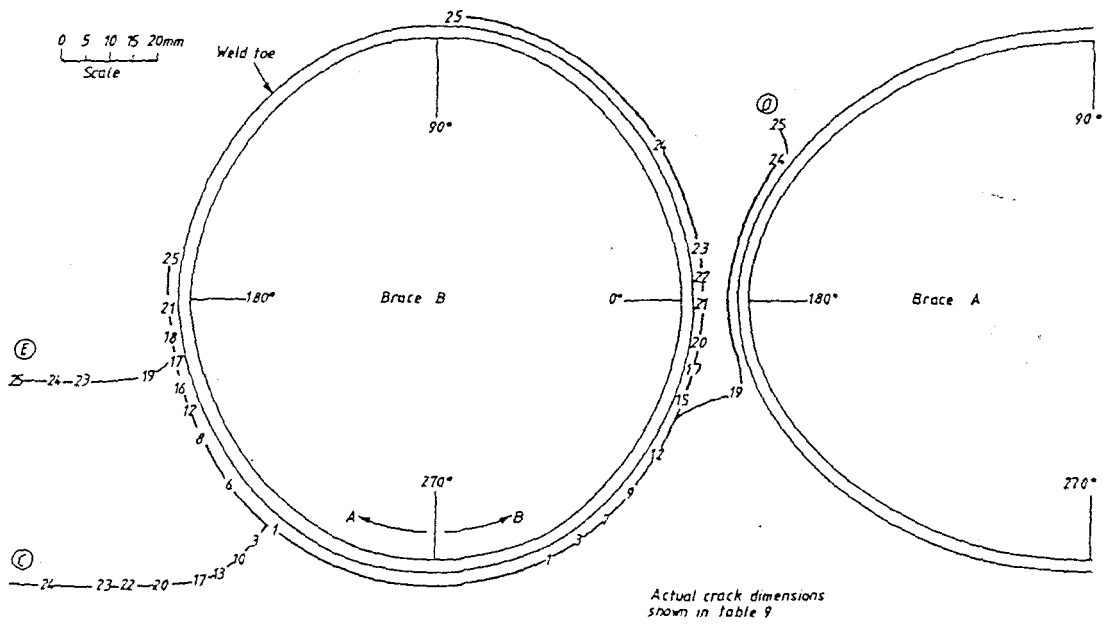
表 3. 6 SUMMARY OF FATIGUE TEST RESULTS

Specimen No.	Hot Spot Strain Range (μ -strain)	First Crack Cycles	First Crack Length (mm)	End of Test *
10/1	650	3.1×10^5	38	3.5×10^6
10/2	1050	2.1×10^5	60	5.8×10^5
26/1	362	-	-	8.2×10^6 unbroken
30/1	780	7.3×10^5	60	1.2×10^6
30/2	602	2.4×10^6	5	4.9×10^6
36/1	778	2.9×10^5	35	7.3×10^5
36/2	860	1.7×10^5	2	9.1×10^5

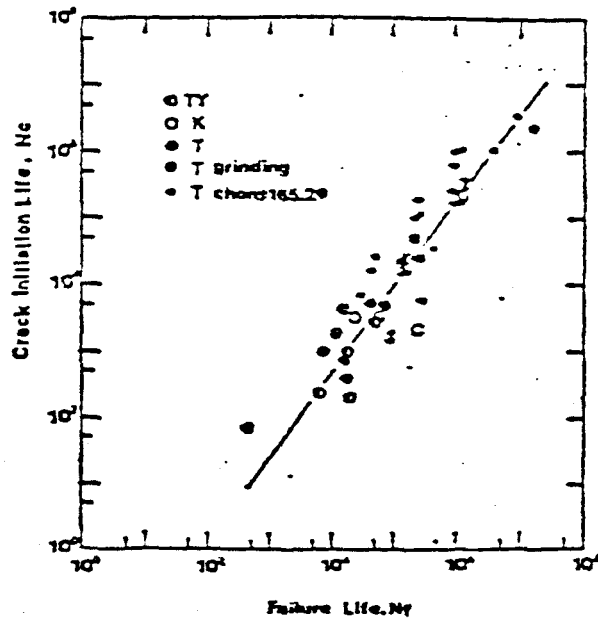
* Defined as complete brace separation on limit actuator displacement



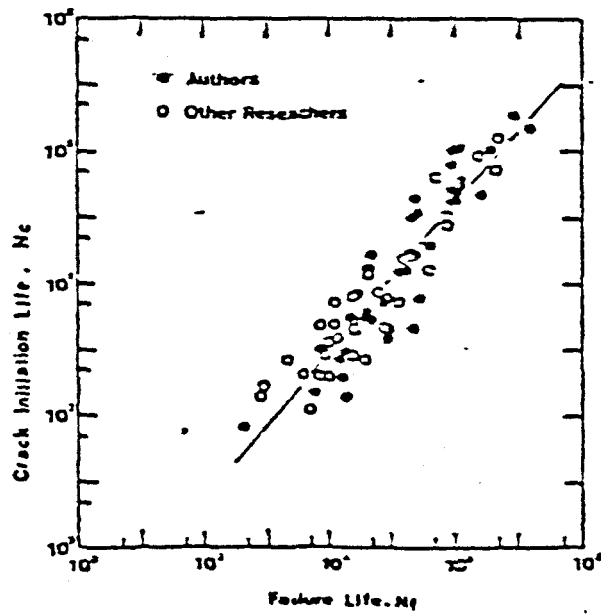
3. 14 - Development of fatigue cracks.



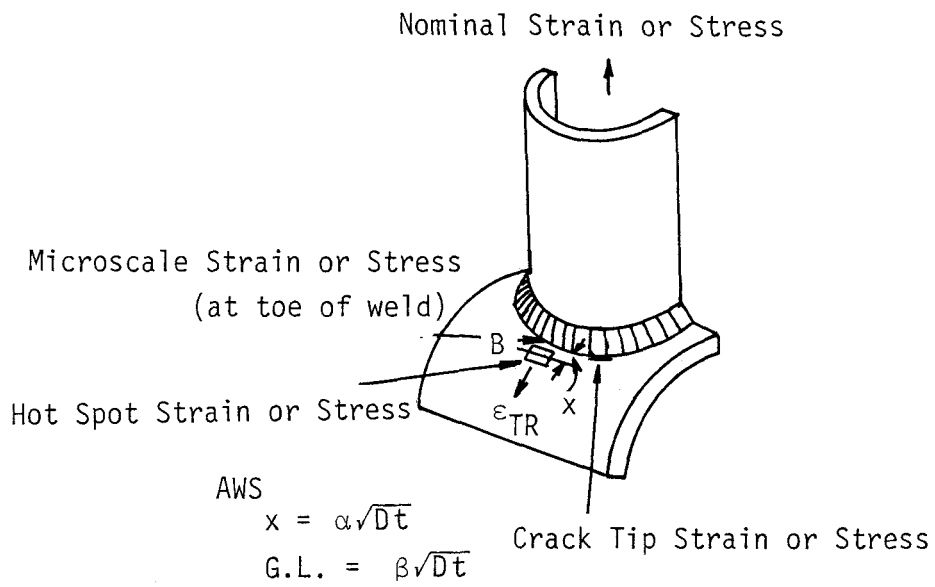
3. 15 - Surface crack growth in chord specimen no. 10/1.



⊠ 3. 16 Comparison between fatigue crack initiation life, N_c and failure life, N_f for all data by authors



⊠ 3. 17 Comparison between fatigue crack initiation life, N_c and failure life, N_f



☒ 3.18 Marshallによる Hot Spot Strain¹²⁾

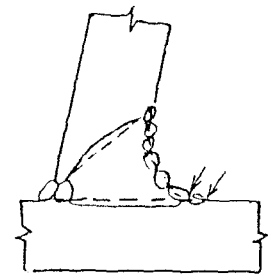
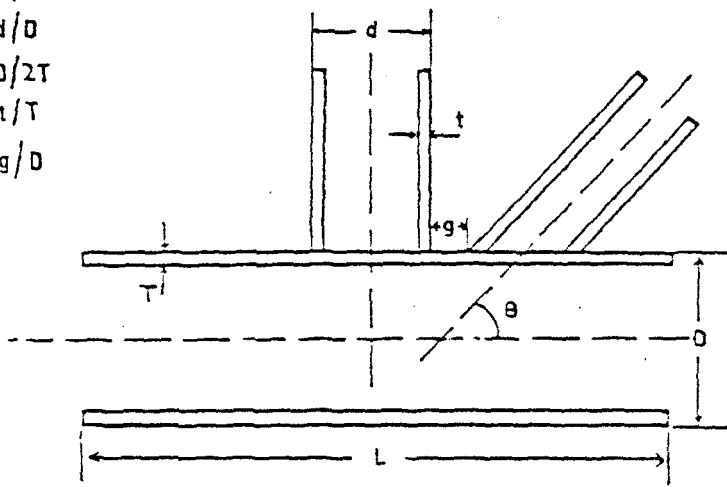
$$\alpha = 2L/D$$

$$\beta = d/D$$

$$\gamma = D/2T$$

$$\tau = t/T$$

$$\zeta = g/D$$



(c) 微視的条件

Fig. 2 Tubular joint - geometric parameters

(a) 継手の巨視的形状²³⁾

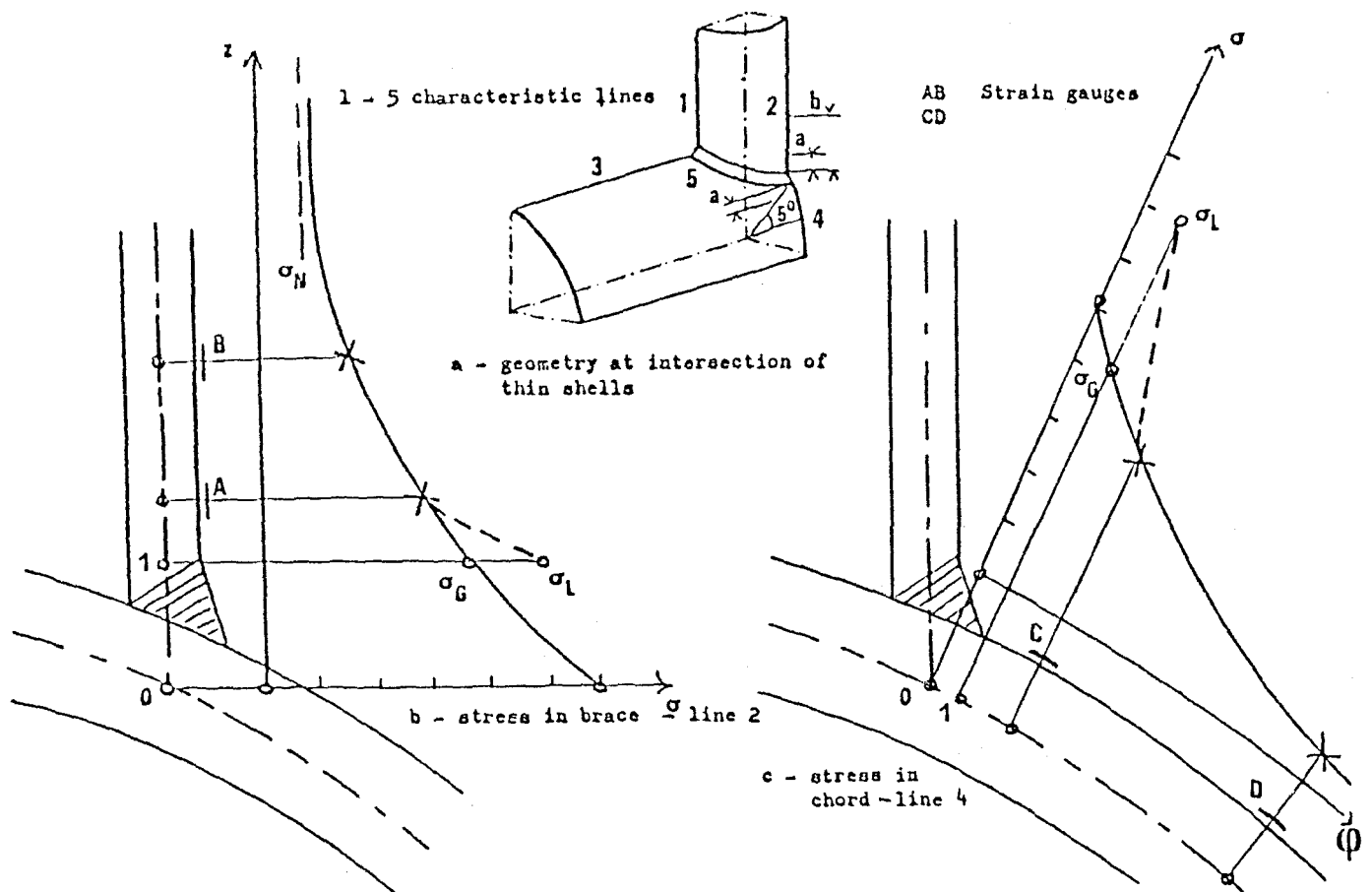
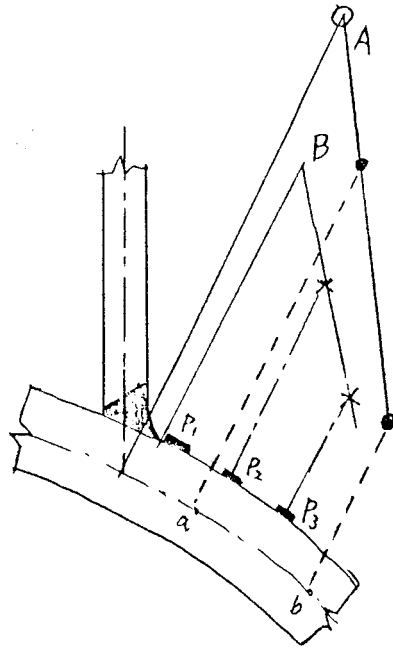


Fig. 3 Geometric and local stresses

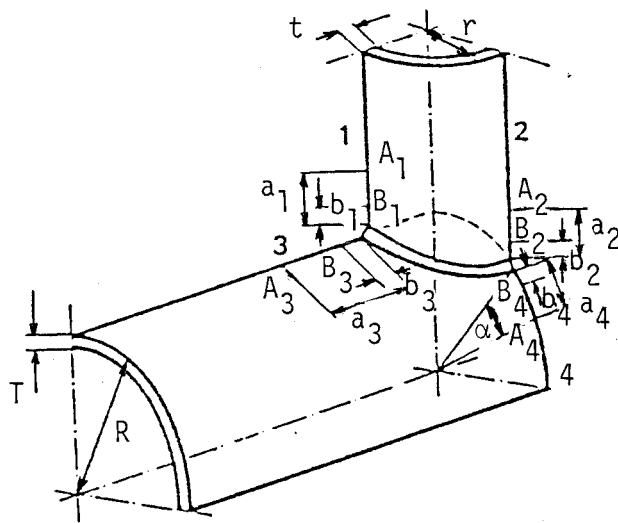
(b) 溶接金属の巨視的形状²³⁾

図 3.19 余盛止端でのひずみに影響する因子



a, b : Center of Element

☒ 3.20 外挿による方法



A、B 点のひずみを
溶接止端に外挿して
ひずみを求める

$$a_1 = a_2 = 0.65\sqrt{rt}$$

$$a_3 = 0.4\sqrt{(rt)(RT)}$$

$$\alpha = 5^\circ$$

$$b_1 = b_2 = b_3 = b_4 = 0.2\sqrt{rt} \text{ but not less than 4 mm}$$

☒ 3.21 ECSCの外挿による Hot Spot Stress の求め方 (☒ 2.27 の再掲)

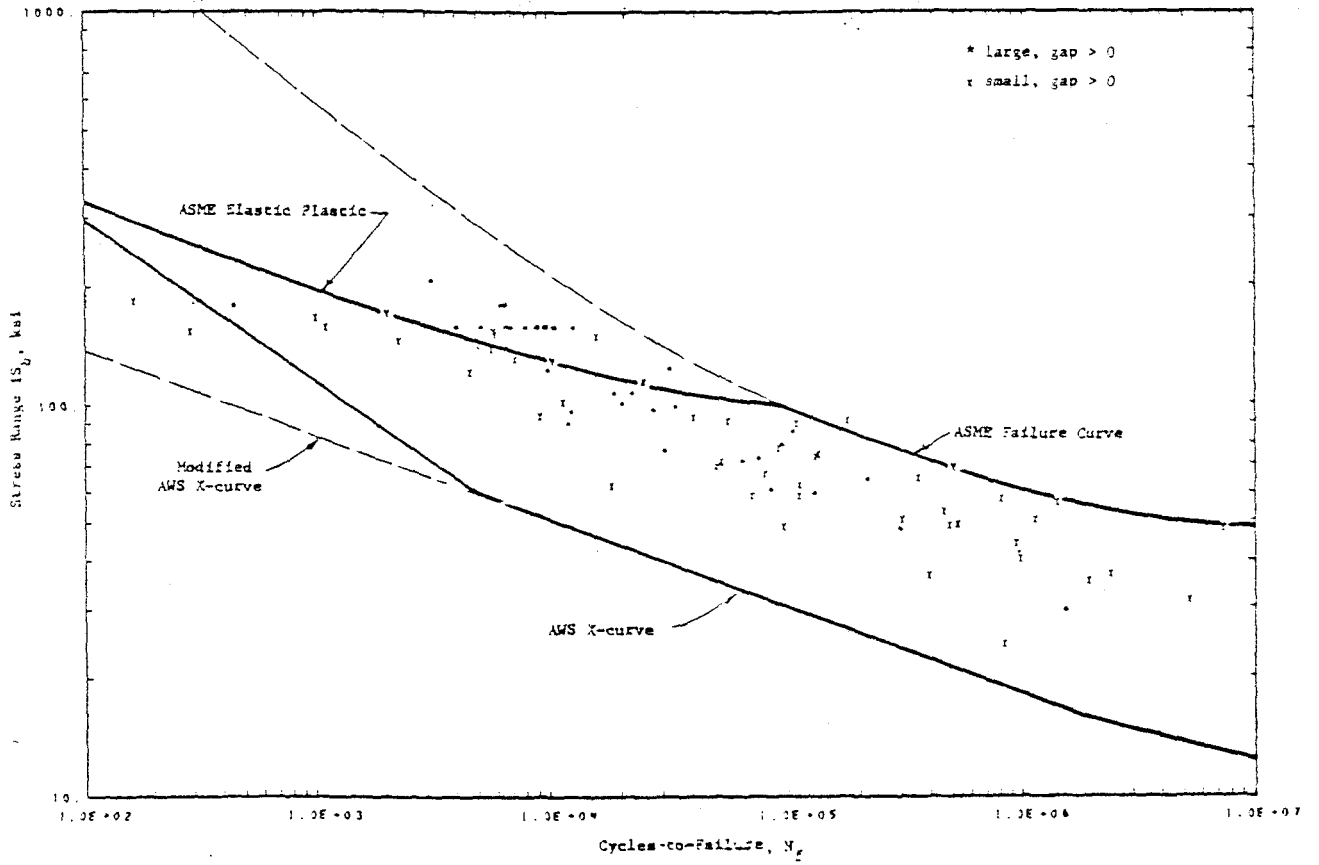


Fig. 13—Comparison of calculated hot spot stresses, S_b , with ASME fatigue evaluation method, K-joints

図 3.22 ASME 疲労曲線と K 継手の Hot Spot Stress による AWS-X 曲線の比較²⁰⁾ (図 2-17 の再掲)

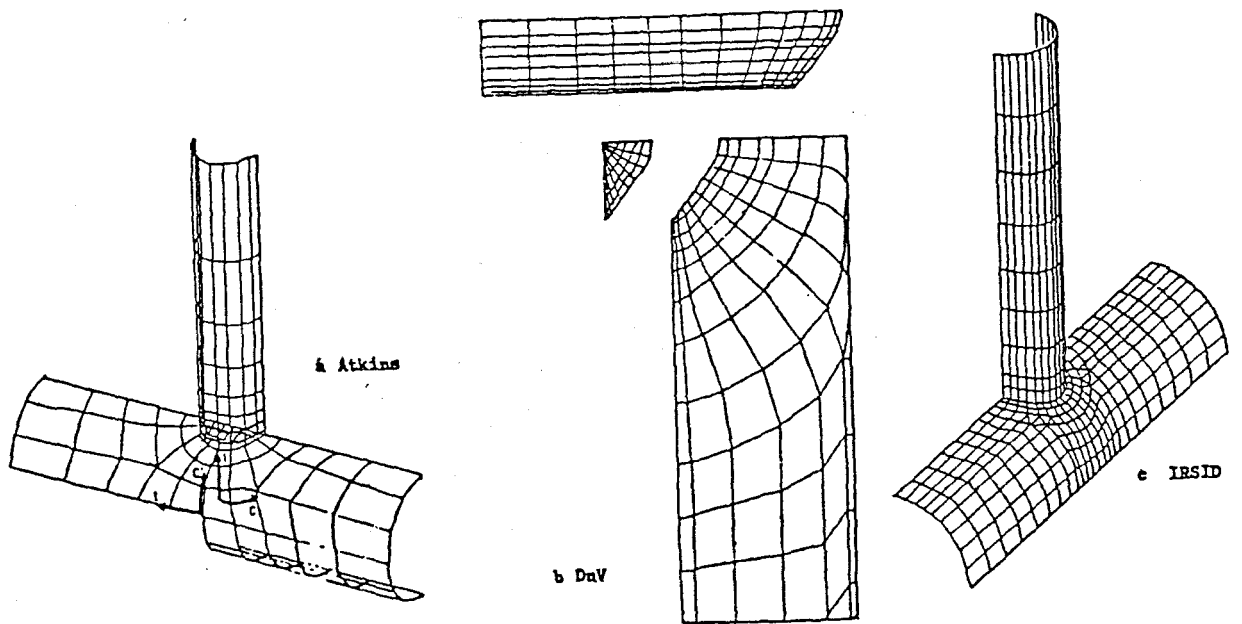
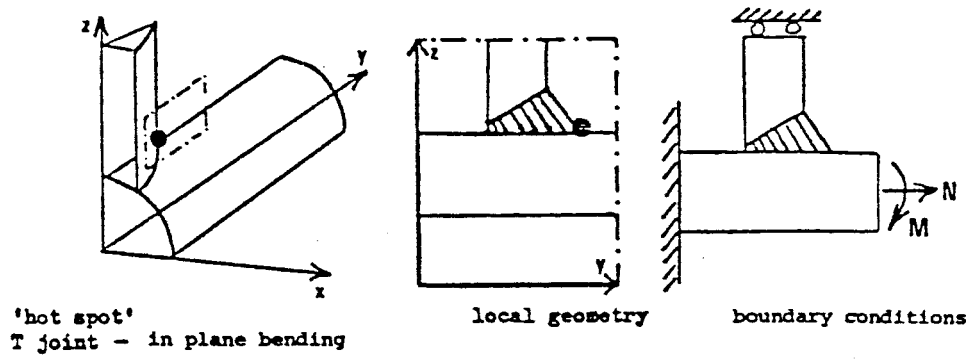


図 3.23 要素分割の例²³⁾



a - Idealised geometry

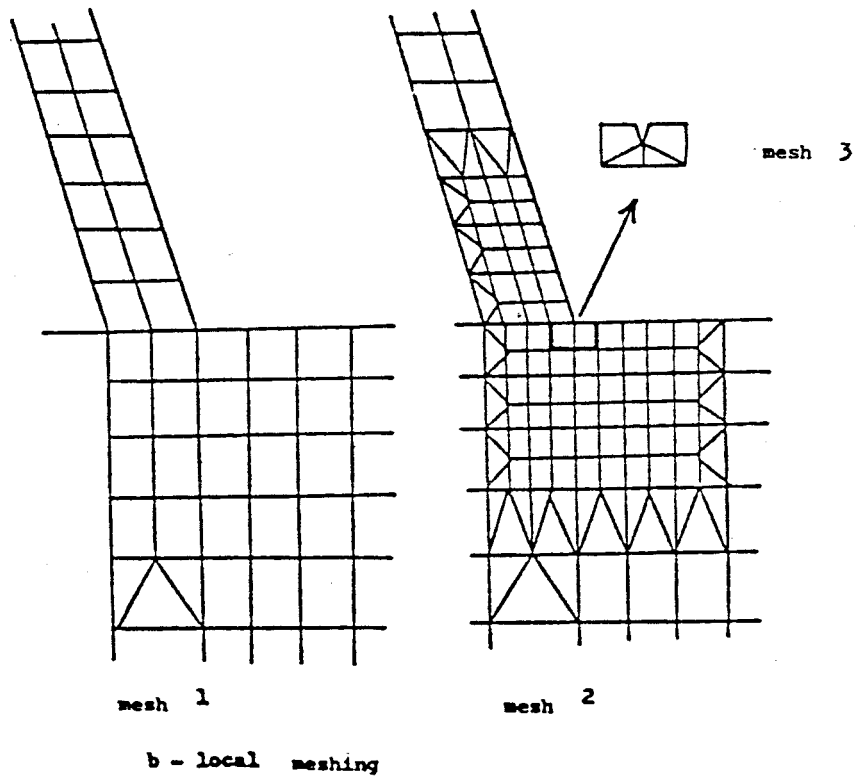


図 3. 24 部分構造の抽出と要素分割の例²³⁾

STRESS DISTRIBUTION AT CONNECTION
FULL PENETRATION, ONE-SIDE WELD, AT 6H

WELD RADIUS $\rho = 2.84"$
 $D = .68"$ $\theta = 16^\circ$
 $\phi = 54^\circ$ $T = 3.125"$ $L = 2.375"$

NUMBERS DENOTE SCF VALUES
 $SCF = \frac{C}{C_0}$ $GM = \frac{P}{F_{BRACE}}$

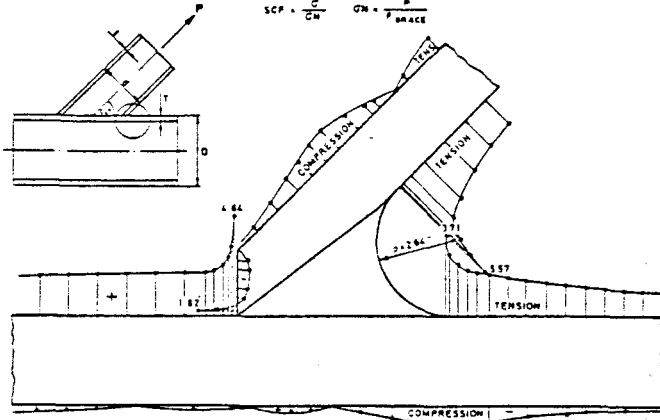


Fig. 11—Ref. 20, Fig. 11, model identified as is in Table 4 herein

STRESS DISTRIBUTION AT CONNECTION
FULL PENETRATION, TWO-SIDE WELD, AT 6H

WELD RADIUS $\rho = 1"$
 $D = .68"$ $\theta = 16^\circ$
 $\phi = 54^\circ$ $T = 3.125"$ $L = 2.375"$

NUMBERS DENOTE SCF VALUES
 $SCF = \frac{C}{C_0}$ $GM = \frac{P}{F_{BRACE}}$

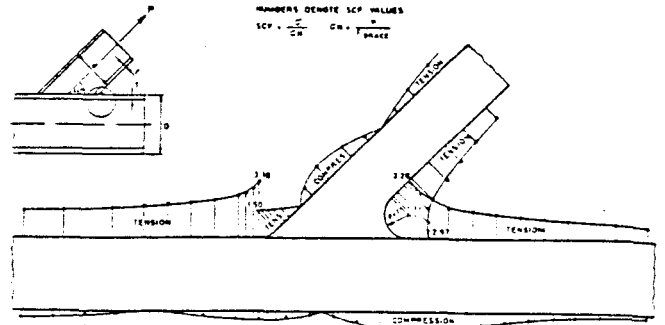


Fig. 14—Ref. 20, Fig. 14, model identified as 2S in Table 4 herein

STRESS DISTRIBUTION AT CONNECTION
FULL PENETRATION, ONE-SIDE WELD, AT 12H

WELD RADIUS $\rho = 2.84"$
 $D = .68"$ $\theta = 16^\circ$
 $\phi = 54^\circ$ $T = 3.125"$ $L = 2.375"$

NUMBERS DENOTE SCF VALUES
 $SCF = \frac{C}{C_0}$ $GM = \frac{P}{F_{BRACE}}$

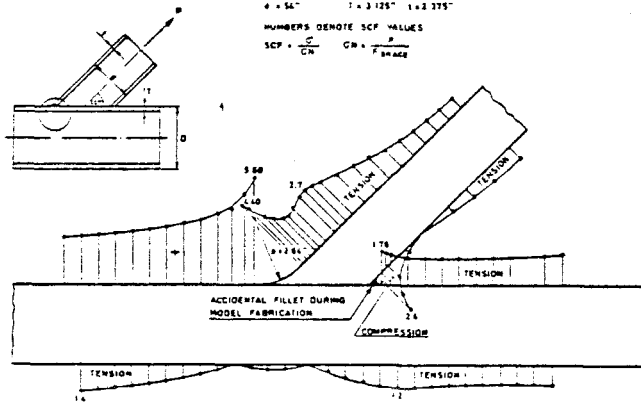


Fig. 12—Ref. 20, Fig. 12, model identified as is in Table 4 herein

STRESS DISTRIBUTION AT 12H
FULL PENETRATION, TWO-SIDE WELD

WELD RADIUS $\rho = 1"$
 $D = .68"$ $\theta = 16^\circ$
 $\phi = 54^\circ$ $T = 3.125"$ $L = 2.375"$

NUMBERS DENOTE SCF VALUES
 $SCF = \frac{C}{C_0}$ $GM = \frac{P}{F_{BRACE}}$

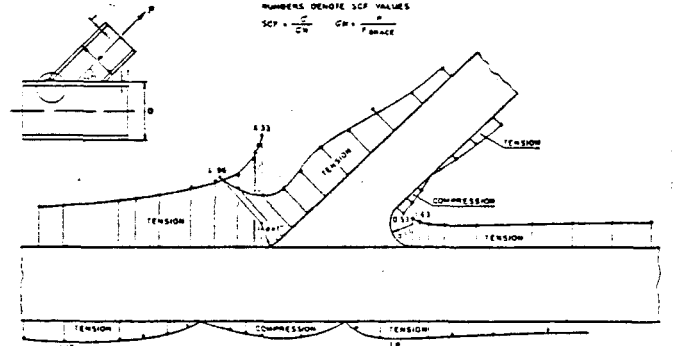


Fig. 15—Ref. 20, Fig. 15, model identified as 2S in Table 4 herein

SCF DISTRIBUTION ALONG THE
INTERSECTION LINE IN THE CHORD
FULL PENETRATION, ONE-SIDE WELD

$SCF = \frac{C_1}{C_0}$ $GM = \frac{P}{F_{BRACE}}$

C_1 DENOTES PRINCIPAL STRESS
 C_1 VALUES WERE MEASURED AT DISTANCE
 OF 1/16" FROM WELD TOE.
 NUMBERS IN BRACKETS ARE VALUES MEASURED
 AT WELD TOE

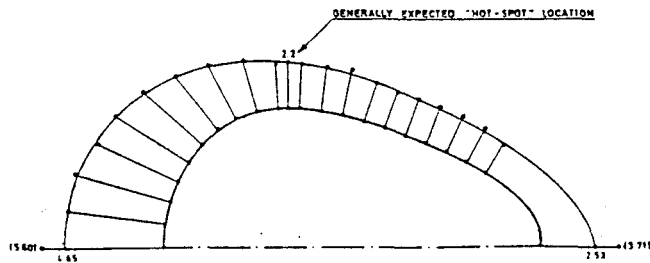
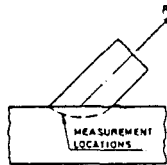


Fig. 13—Ref. 20, Fig. 13, model identified as is in Table 4 herein.

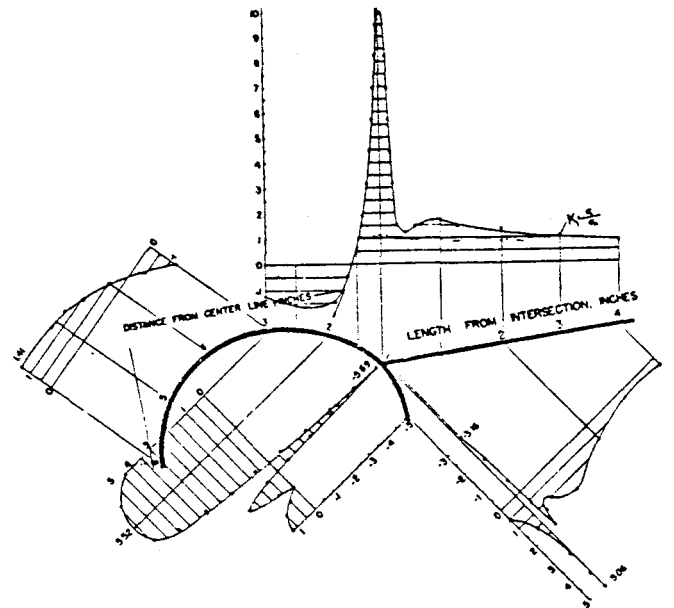


Fig. 21—Stress attenuation in transverse plane, T-joint with $\gamma = 24.40$, $\beta = 0.5$, $\gamma = 0.610$, $\alpha = 4.91$, $D = 4.00$ inch; Fig. 19 from Ref. (24)

☒ 3.25 光弾性実験による測定例²⁰⁾

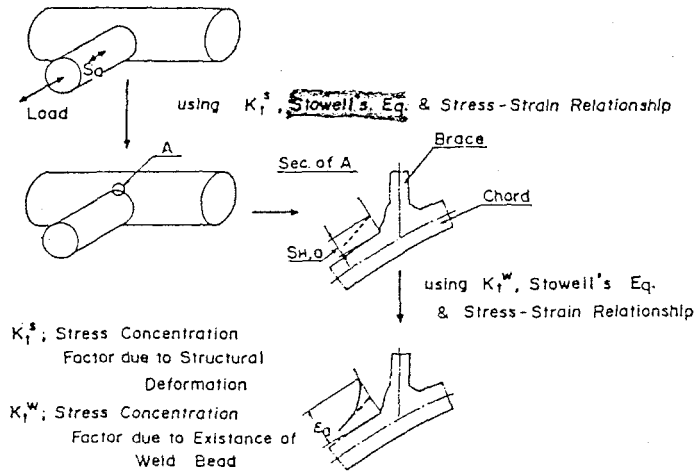


Fig.1 Flow Chart to Estimate Hotspot Strain

(a) Hot Spot Strain 評価の流れ

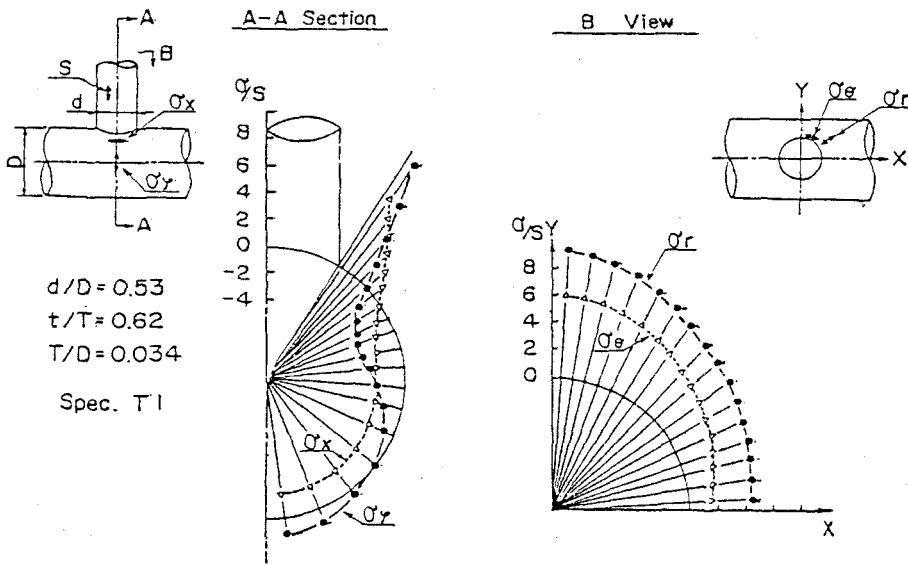


Fig.2 Normalized Stress Distribution on Angular Coordinate

(b) 応力分布

図 3.26 簡易3次元弾塑性解析¹⁹⁾

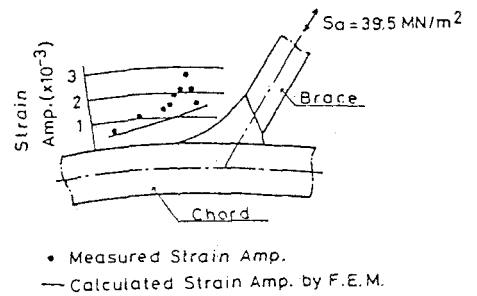
表 3.7 飯田らの解析対象¹⁹⁾

Table 1 Dimensions of Models for Structural Analysis

Spec.	Dimensions (in mm)						Program	No. of Element	No. of Node
	D'	d'	T	t	L	l			
T1	589.1	311.1	20.5	12.7	4859.7	3809.7	NASTRAN	793	775
T2	da	487.5	da	20.5	da	da	da	849	835
T5	159.7	83.6	5.5	5.5	1000.0	-	STROUC	1392	755
T6	da	85.6	da	3.5	da	-	da	da	da
T7	da	134.3	da	5.5	da	-	da	1128	614

D' : Mean diameter of chord
 d' : Mean diameter of brace
 T : Chord thickness
 t : Brace thickness
 x : 1/4 region of model is analyzed.
 xx : 1/2 region of model is analyzed.

(a) Grinder Finished Specimen



(b) As Welded Specimen

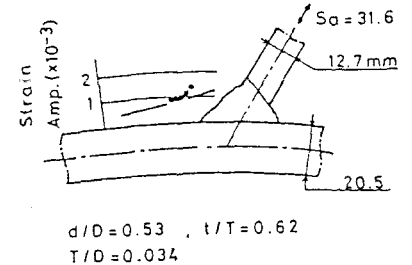
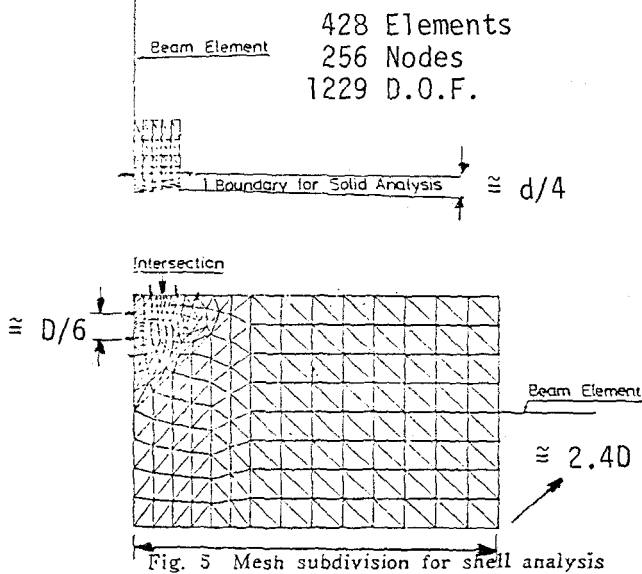


Fig.3 Comparison between Measured and Calculated Strain Amplitude near Hotspot

(c) 計算値と計測値の比較



(a) 殻解析の要素分割

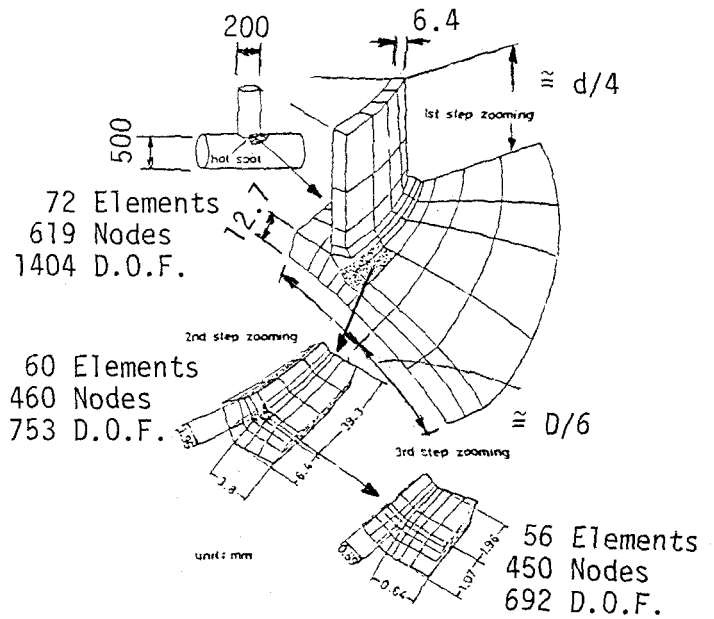


Fig. 6 Three steps of zooming in solid analysis

(b) 実体解析の要素分割とズームング
(図はデフォルメされている)

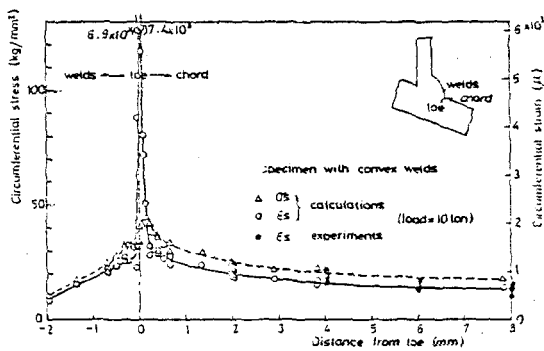
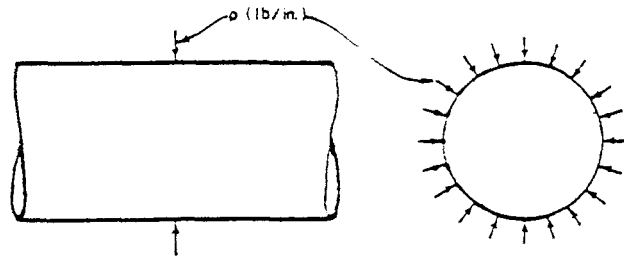


Fig. 7 Distribution of circumferential stress and strain for convex type of welds along surface at transverse midsection (normal scales)

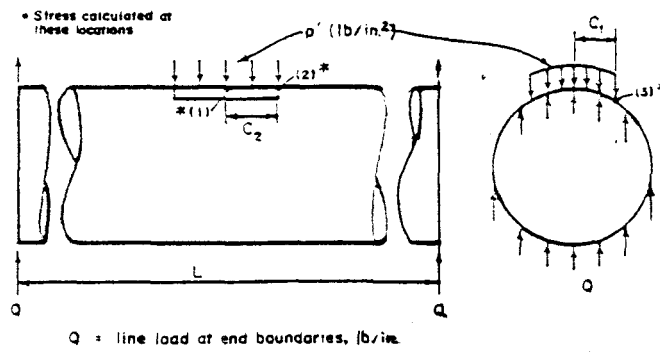
(c) 凸型余盛形状に対する止端部応力・ひずみ分布形状

図 3.27 3次元弾塑性解析例²⁾



a. Starting Point of Kellogg Method. Axisymmetric Line Load on a Cylindrical Shell

図 3.28 Kellogg の方法の出発点²⁰⁾



Q = line load at end boundaries, lb/in.

b. Bijlaard⁽⁵⁾ Theory Loading, Distributed Load Over a Rectangular Area, Equilibrated by Shear Forces at Ends

Fig. 1—Loading assumptions, Kellogg method and Bijlaard⁽⁵⁾ theory

図 3.29 Bijlaard の方法の荷重条件²⁰⁾

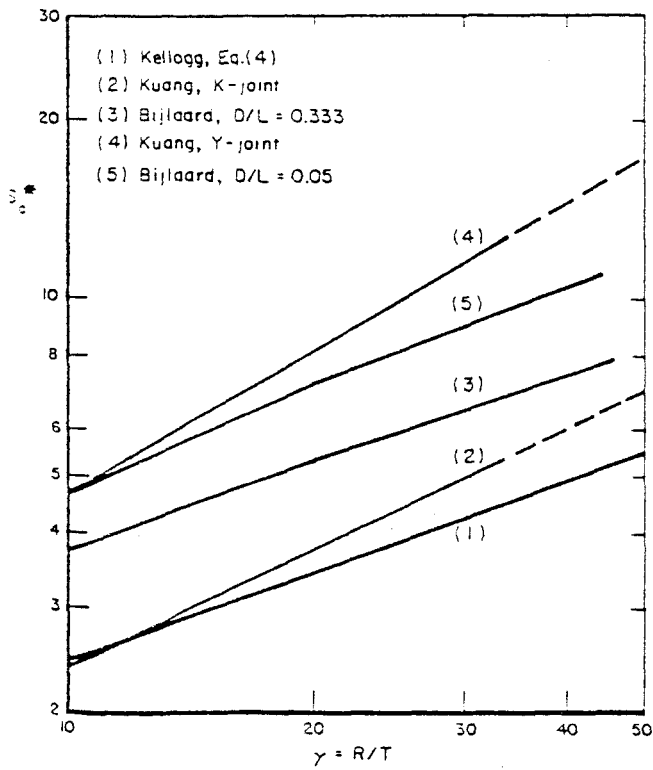


Fig. 3—Comparison of correlation methods, variation with γ for $\beta = 3$, $\theta = 60^\circ$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on chord

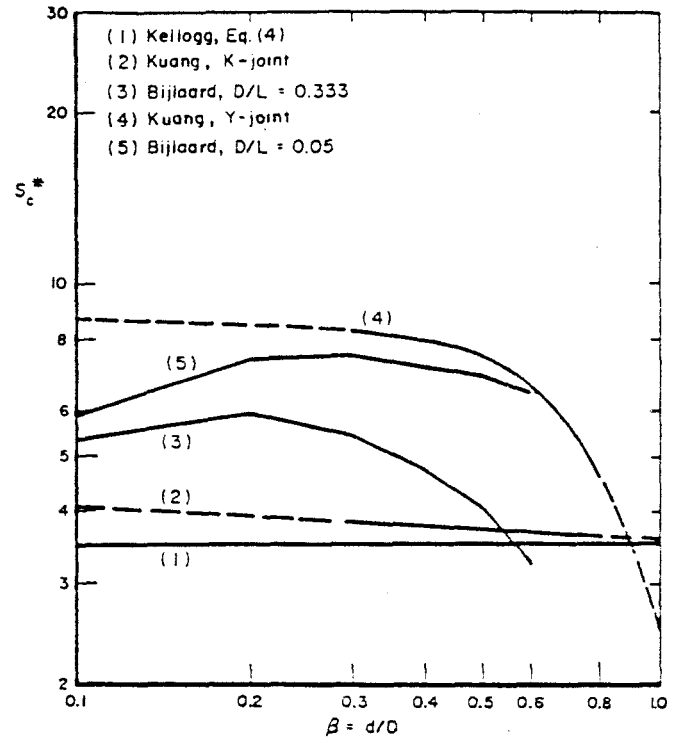


Fig. 4—Comparison of correlation methods, variation with β for $\gamma = 20$, $\theta = 60^\circ$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on chord

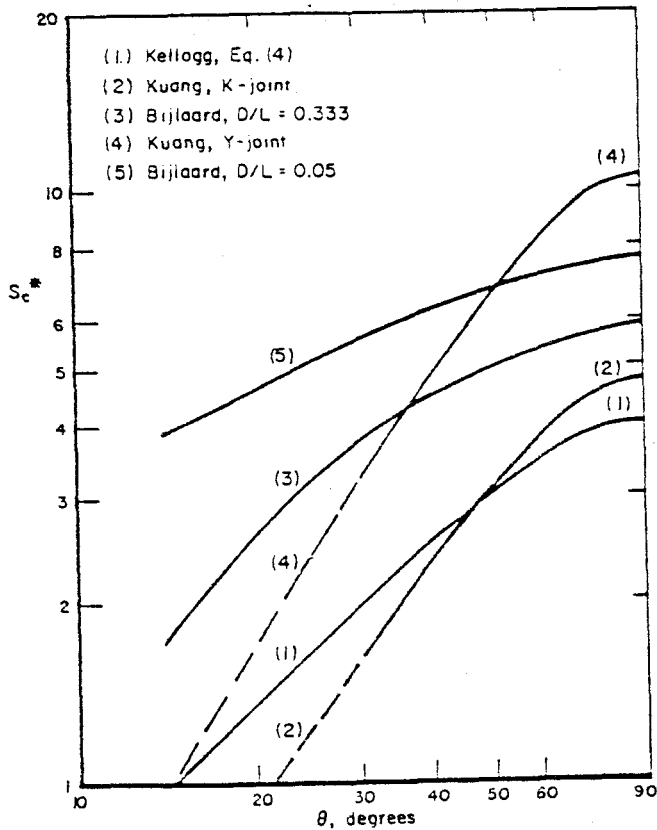


Fig. 5—Comparison of correlation methods, variation with θ for $\gamma = 20$, $\beta = 0.3$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on chord

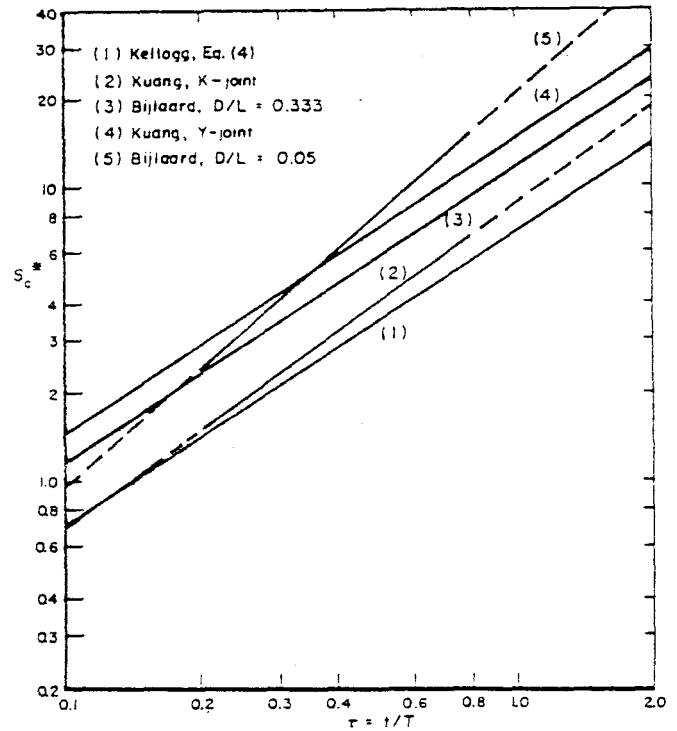


Fig. 6—Comparison of correlation methods, variation with τ for $\gamma = 20$, $\beta = 0.3$, $\theta = 60^\circ$, hot-spot stress on chord

図 3.30 各相関式の比較 (主管の Hot Spot Stress) 20)

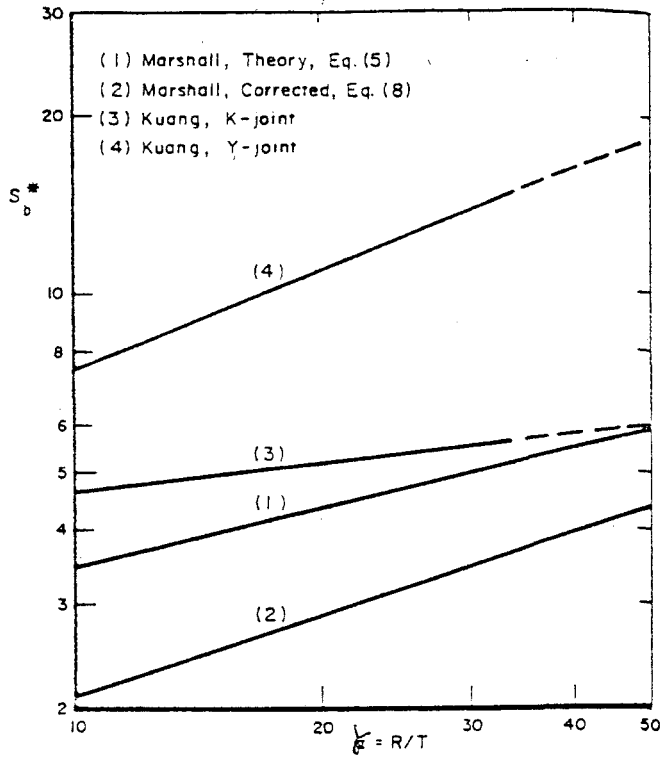


Fig. 7—Comparison of correlation methods, variation with γ for $\beta = 0.3$, $\theta = 60^\circ$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on brace

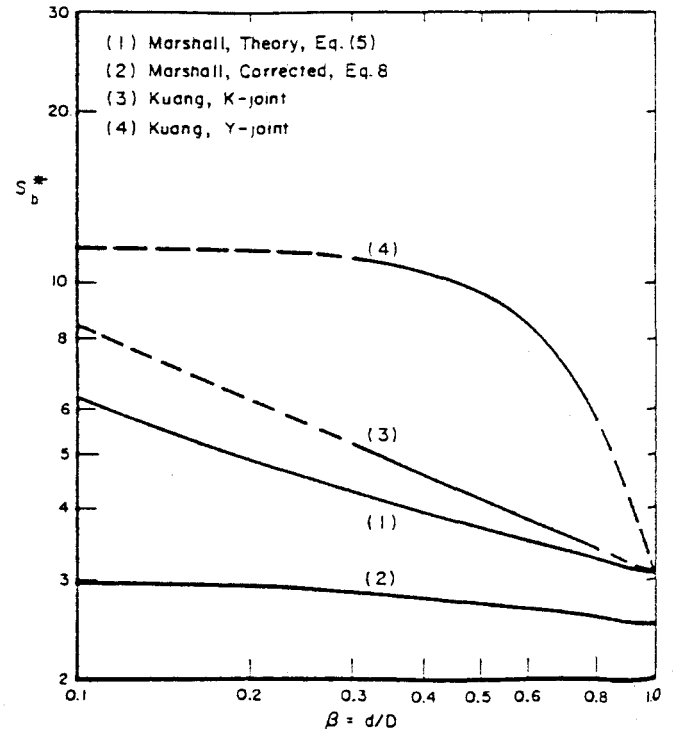


Fig. 8—Comparison of correlation methods, variation with β for $\gamma = 20$, $\theta = 60^\circ$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on brace

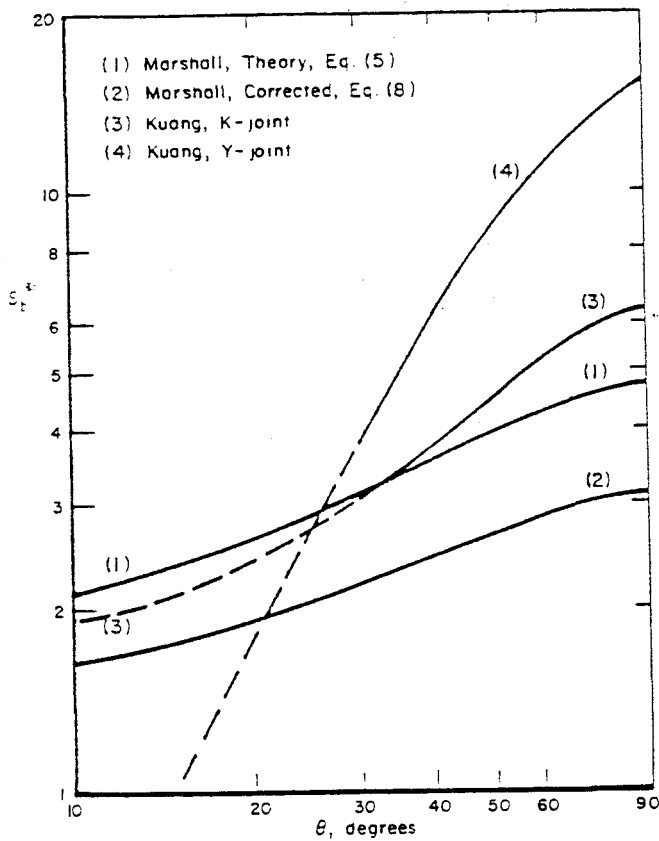


Fig. 9—Comparison of Correlation methods, variation with θ for $\gamma = 20$, $\beta = 0.3$, $\tau = 0.5$, hot-spot stress on brace

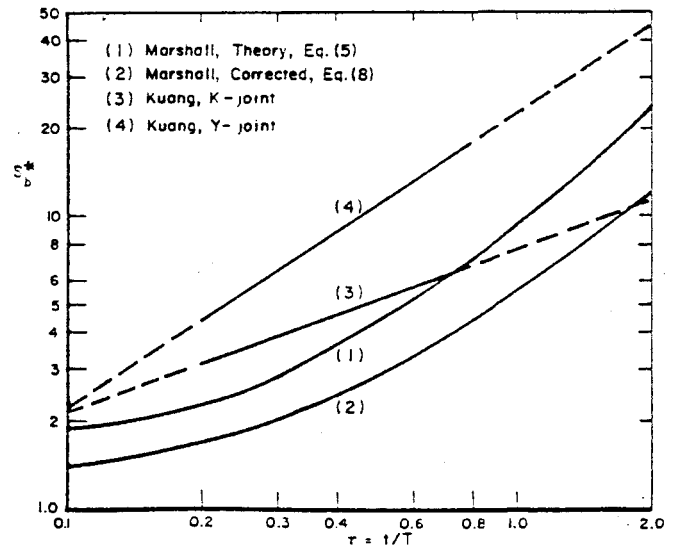


Fig. 10—Comparison of correlation methods, variation with τ for $\gamma = 20$, $\beta = 0.3$, $\theta = 60^\circ$, hot-spot stress on brace

図 3.31 各相関式の比較 (支管の Hot Spot Stress) ²⁰⁾

表 3.8 試験結果との比較 (K継手) 20)

Table 2—K-Joints, Comparisons of Test Data and Correlation Equations

Ref. No.	Iden.	γ	β	τ	g/D	θ , Degrees	Stress Concentration Factors				
							Test	Kellogg, Eq. (4)	Marshall Eq. (8)	Kuang ⁽⁶⁾	
										Chord	Brace
12	I	7.0	0.429	0.400	0.082	60	2.3	1.65	1.68	1.43	3.29
	II	10.6	0.643	0.606	0.091	45	3.0	2.51	2.20	2.15	2.96
	III	14.0	0.429	0.600	0.082	60	4.4	3.50	2.73	3.55	4.60
	IV	17.5	0.429	0.950	0.082	60	5.2	6.20	4.56	6.84	6.16
	V	20.6	0.429	0.882	0.082	60	6.8	6.24	4.63	7.02	6.07
13	K 1, 2, 3	22.9	0.391	1.12	0.242	90	~15	9.65	7.23	13.2	9.50
	"	"	"	"	"	45	~9.1	6.82	5.51	7.79	6.22
	K 10,11,12	23.6	0.421	1.04	0.207	90	~15	9.09	6.68	12.2	7.23
	"	"	"	"	"	45	~9.1	6.29	5.13	7.22	5.75
14	6-1	13.8	0.462	0.667	0.347	45	3.5	3.15	2.63	4.41	4.07
15	+D/4, AW	18.4	0.462	0.889	0.847	45	7.1	4.85	3.80	5.62	5.27
	O, AW	"	"	"	0.347	45	5.4	4.85	3.80	5.29	5.01
	+D/4, G	"	"	"	0.847	45	5.7	4.85	3.80	5.62	5.27
	O, G	"	"	"	0.347	45	4.3	4.85	3.80	5.29	5.01
16	SW-1	20.0	0.538	0.500	0.240	45	3.1	2.85	2.46	2.87	3.36
17	9	13.83	0.434	0.333	0.102	84.29	2.7	2.22	1.98	2.30	4.01
	"	"	"	0.417	"	42.71	2.0	1.89	1.96	1.65	2.88
	10	"	"	0.333	"	84.29	2.7	2.22	1.98	2.30	4.01
	"	"	"	0.417	"	42.71	2.1	1.89	1.96	1.65	2.88

表 3.9 試験結果との比較 (T継手) 20)

Table 3—T-Joints, Comparisons of Test Data and Correlation Equations

Ref. No.	Iden.	γ	β	τ	D/L	Stress Concentration Factors		
						Test	Kuang ⁽⁶⁾	
							Chord	Brace
7	N1	12.2	0.218	0.406	0.255	3.3	4.99	7.61
7	N2	25.0	0.214	0.812	0.260	14.0	22.4	19.7
7	N3	31.5	0.209	0.864	0.219	20.0	29.7	27.8
7	N4	25.0	0.424	1.032	0.260	24.5	28.5	26.2
7	N6	25.0	0.424	1.032	0.130	33.5	29.7	28.5
7	N7	25.0	0.424	1.032	0.174	24.0	29.2	27.5
7	1	25.0	0.173	0.872	0.130	23.5	25.8	26.5
7	2	25.0	0.302	0.904	0.130	18.0	26.4	26.6
7	3	25.0	0.840	1.000	0.130	17.8	15.3	13.7
7	4	25.0	1.000	1.000	0.130	10.3	9.39	7.93
16	SW-1	20.0	0.538	0.500	0.333	8.0	8.13	9.79
18	F-2	22.8	0.438	1.016	0.246	13.0	25.8	24.4
13	TI/T13	22.2	0.435	0.969	0.246	24.0	23.7	23.0
19	PT-1	13.6	0.500	0.354	0.204	5.8	4.01	6.19
19	PT-2	18.4	0.500	0.486	0.204	9.7	7.81	10.0
19	PT-3	24.4	0.500	0.610	0.204	13.3	13.3	14.7

表 3.10 試験結果との比較 (Y継手) 20)

Table 4—Y-Joints, Comparisons of Test Data and Correlation Equations

Ref. No.	Iden.	γ	β	τ	D/L	θ , Degrees	Stress Concentration Factors		
							Test	Kuang ⁽⁶⁾	
								Chord	Brace
7	5	25.5	0.186	0.864	0.133	45	12.9	14.4	13.5
	6	"	0.314	0.904	"	"	14.5	14.8	13.6
	7	"	0.843	1.000	"	"	11.5	8.58	7.01
20	1S	10.6	0.818	0.760	0.250	44	5.6	2.91	3.16
	2S	"	0.818	"	"	"	6.3	2.91	3.16

表 3.11 各相関式の比較¹⁹⁾

Table 2 Elastic Stress Concentration Factors (K_t)

Model	FEM	Kuang	Toprac	Visser	Reber	Mitsui
T1	8.65	9.06	7.01	8.97	9.46	8.86
T2	9.10	10.26	27.59	11.21	14.57	14.30
T5	14.10	16.89	36.62	14.44	14.97	14.11
T6	8.90	9.24	7.11	9.19	9.76	9.20
T7	9.00	9.85	25.40	11.10	14.65	14.56

Note: Results by FEM are the values which are calculated for the point on the mid-surface of a brace member apart from the mid-surface of a chord member by 1.5 thickness of the brace member. A mid-surface means the cylindrical center plane of each members.

表 3.12 代表的現行公式²³⁾

Geometry	Source	SCF in the chord	SCF in the brace
	Exxon 1977 DnV 1978 Lloyd's 1978	$1.981 \alpha^{0.60} \frac{L_{25}^2}{e} \gamma^{0.40} \tau^{0.40} \sin^{0.40} \theta$ $[1.5 - 3.88 (\beta - 0.47)^2] \gamma^{0.87} \tau^{1.37} (\alpha/2)^{0.40}$ $8 \gamma \tau (6.78 - 6.42 \beta^{0.5}) \sin^{(1.7 + 0.7 \beta^2)} \theta$	$2.751 \alpha^{0.32} \frac{L_{25}^2}{e} \gamma^{0.56} \tau \sin^{1.70} \theta$ $[1.09 - 1.93 (\beta - 0.5)^2] \gamma^{0.76} \tau^{0.57} (\alpha/2)^{0.12}$ $1 + 0.63 \times \text{SCF in the chord}$
	Lloyd's 1978	$1.78 \gamma \tau (2.42 - 2.28 \beta^{2.2}) \sin^{\beta^2(11 - 10.5 \beta)} \theta$	idem T
	Exxon 1977 DnV 1978 Lloyd's 1978	$0.702 \beta^{-0.40} \gamma^{0.4} \tau^{0.46} \sin^{0.87} \theta$ $[1.65 - 1.1 (\beta - 0.42)^2] \gamma^{0.80} \tau^{1.06}$ $0.75 \gamma^{0.4} \tau^{0.4} (1.6 \beta^{0.20} - 0.78 \beta^2) \sin^{(L_{25} - L_{25} \beta)}$	$1.301 \beta^{-0.20} \gamma^{0.22} \tau^{0.20} \sin^{0.21} \theta$ $[1.95 - 0.65 (\beta - 0.41)^2] \gamma^{0.20} \tau^{0.20}$ $1 + 0.63 \times \text{SCF in the chord}$
	Lloyd's 1978	idem T	idem T
	Exxon 1977 DnV 1978 Lloyd's 1978	$(\beta < 0.55) : 1.024 \beta^{0.707} \gamma^{1.010} \tau^{0.800} \sin^{1.807} \theta$ $(0.55 < \beta < 0.75) : 0.462 \beta^{-0.819} \gamma^{0.910} \tau^{0.800} \sin^{1.807} \theta$ $[1.01 - 3.36 (\beta - 0.64)^2] \gamma^{0.95} \tau^{1.10}$ $8 \gamma \tau (1.6 - 1.15 \beta^2) \sin^{(1.33 + 5^2)} \theta$	$1.522 \beta^{0.001} \gamma^{0.002} \tau^{0.003} \sin^{0.033} \theta$ $0.796 \beta^{-0.201} \gamma^{0.003} \tau^{0.003} \sin^{2.033} \theta$ $[0.76 - 1.92 (\beta - 0.72)^2] \gamma^{0.03} \tau^{0.07}$ $1 + 0.63 \times \text{SCF in the chord}$
	Lloyd's 1978	$8 \gamma \tau (1.36 - 1.46 \beta^2) \sin^{\beta^2(11 - 10.5 \beta)} \theta$	idem T
	Exxon 1977	$1.506 \beta^{-0.400} \gamma^{0.400} \tau^{1.000} \zeta^{0.607} \sin^{1.821} \theta$	$0.920 \beta^{-0.401} \gamma^{0.400} \tau^{0.800} \zeta^{0.600} \sin^{1.800} \theta$
	Exxon 1977	$1.822 \beta^{0.40} \gamma^{0.20} \tau^{0.20} \sin^{0.9} \theta$	$2.827 \beta^{-0.20} \tau^{0.20} \sin^{0.9} \theta$

Table 1 Parametric formulae for simple joints

表 3.13、表 3.12 の各公式の有効範囲²³⁾

Parameter	EXXON	DNV		LLOYD'S
		Chord	Brace	
α	6.67 - 40		7 - 16	8 - 40
β	0.5 - 0.8	0.225 - 0.9	0.5 - 0.9	0.75 - 1.0
γ	3.33 - 33.3	10 - 30	10 - 30	12 - 32
τ	0.2 - 0.8	0.4 - 1.0	0.47 - 1.0	0.25 - 1.0
θ	0 - ($\pi/2$)	$\pi/2$	$\pi/2$	($\pi/6$) - ($\pi/2$)
ζ	0.01 - 1.0			

Table 2 Validity limits for parametric formulae of various origin

表 3. 14、表 3. 12 の各公式の比較²³⁾

Load	Joint	Real geometry		MFE calculations				SNCF measured	
				SCF		SNCF		chord	brace
		chord	brace	chord	brace	chord	brace		
TENSION	A	D 473 T 22.8 L 2000	d 341 t 21.5	11.90	7.62	10.56	6.79	11.	7.5
	B	D 684 T 40 L 2000	d 342 t 22.4	6.27	4.95	5.33	4.39	4.7	4.4
	C	D 1281 T 77.6 L 2000	d 343 t 22.4	1.91	1.76	1.49	1.58	1.6	1.7
	D	D 949 T 41.6 L 2000	d 682 t 41.4	11.13	6.78	9.90	6.01	10.	7.0
	E	D 1280 T 75 L 2000	d 683 t 40	3.98	3.36	3.37	2.98	3.8	3.2
BENDING IN THE PLANE	A'	D 472 T 22.3 L 2000	d 341 t 22	3.33	1.94	2.75	1.66	3.04	1.84
	B'	D 685 T 40 L 2000	d 343 t 22	1.89	1.67	1.47	1.45	1.45	1.45
	C'	D 1275 T 75 L 2000	d 343 t 22.8	.97	1.30	.95	1.18	0.62	1.33
	D'	D 947 T 44 L 2000	d 683 t 43.5	3.91	1.92	3.17	1.52	2.72	-
	E'	D 1273 T 76.7 L 2000	d 684 t 43.5	1.98	1.87	1.51	1.55	1.56	1.71

Table 3 SCF in IRSID joints a) calculated and experimental data

JOINT	Exxon : T		DnV : T		Lloyd's : T		Lloyd's : X	
	chord	brace	chord	brace	chord	brace	chord	brace
A	8.7	10.0	9.6	6.8	9.4	6.9	15.7	10.9
B	4.9	7.1	4.7	4.6	5.4	4.4	7.8	5.9
C	2.2	3.9	1.6	2.6	2.2	2.4	2.5	2.6
D	9.8	10.3	10.9	6.9	10.9	7.9	18.3	12.6
E	4.3	6.1	4.1	4.1	5.0	4.2	7.6	5.8
A'	2.9	2.5	3.8	2.2	3.4	3.1	3.4	3.1
B'	1.6	2.2	2.0	1.8	2.0	2.2	2.0	2.2
C'	0.9	2.2	1.0	1.5	1.1	1.7	1.1	1.7
D'	2.9	2.5	3.8	2.2	3.4	3.2	3.4	3.2
E'	1.6	2.2	2.0	1.8	2.0	2.3	2.0	2.5

Table 3 SCF in IRSID joints

b) values obtained from parametric formulae

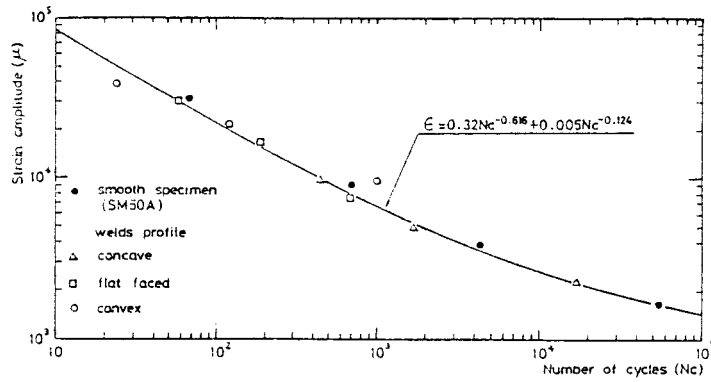


Fig. 17 Effective strain amplitude vs. crack initiation life

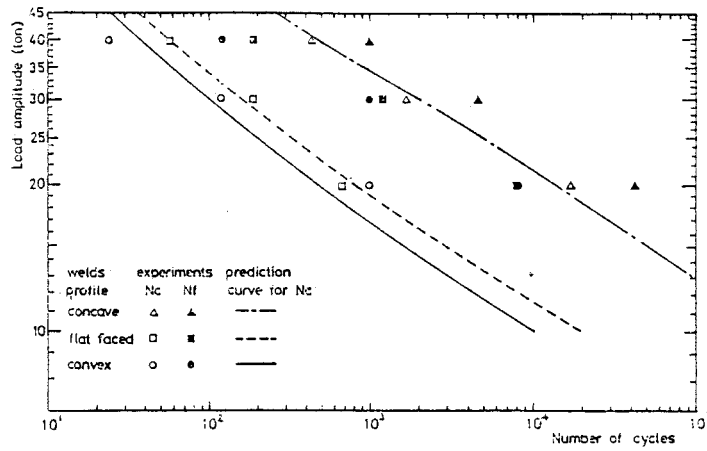


Fig. 18 Prediction of crack initiation life of tubular T-connections

☒ 3.32 吉田らの方法による亀裂発生寿命推定式²⁾

表 3.15 飯田らの対象とした実験の条件¹⁹⁾

Table 4 Parameter's Range of the Specimens used in Data Analysis

D	d	T	t	T/D	t/d	d/D	Material
165.3	76.3	5.0	3.5	0.0128	0.0128	0.229	Mild Steel
312.3	812.3	20.5	20.5	0.0505	0.170	1.000	HT80

(Dimensions Unit in mm)

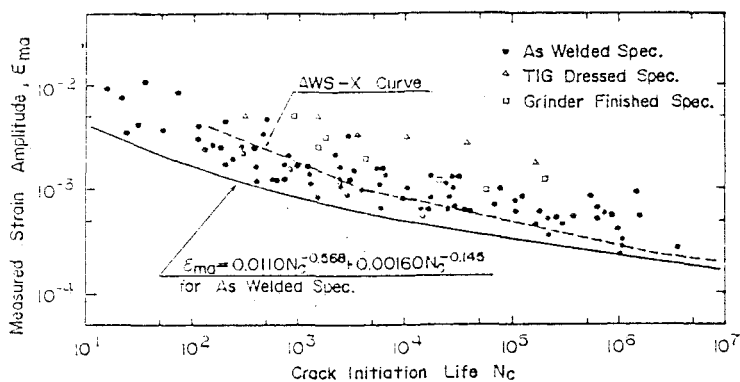
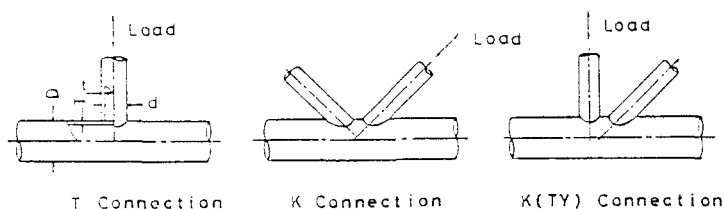


Fig. 7 Relation between Measured Strain Amplitude and Crack Initiation Life for Tubular Connections

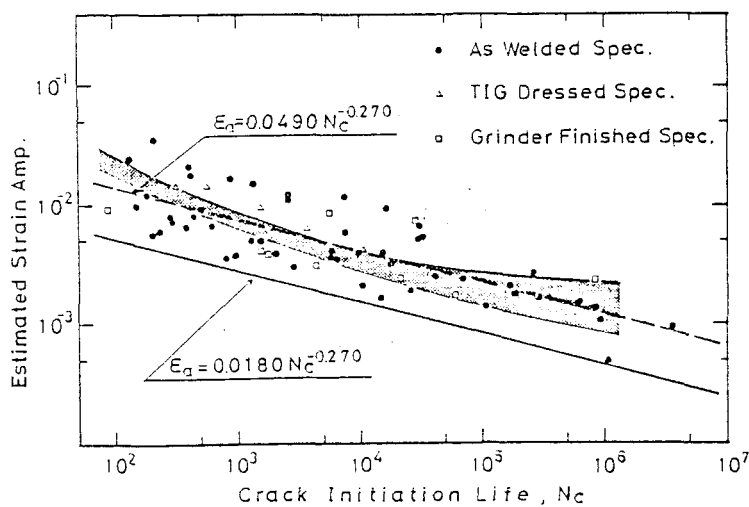
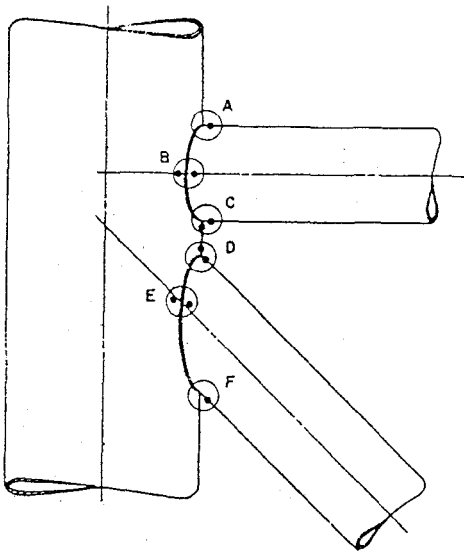


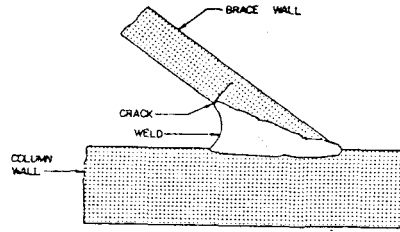
Fig. 8 Relation between Estimated Strain Amplitude and Crack Initiation Life for Tubular Connections

図 3.33 飯田らの方法による亀裂発生寿命推定式¹⁹⁾

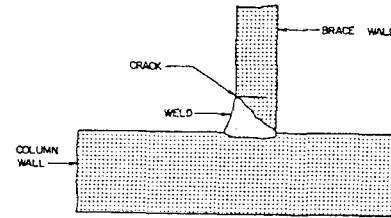


• LOCATION OF POSSIBLE CRACK INITIATION

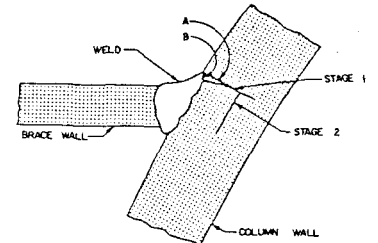
☒ 3.34 TYPICAL WELDED TUBULAR JOINT



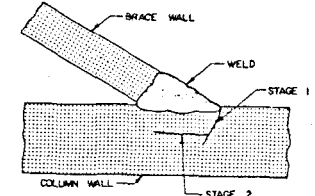
a. LOCATION F



b. LOCATION C



a. LOCATION B

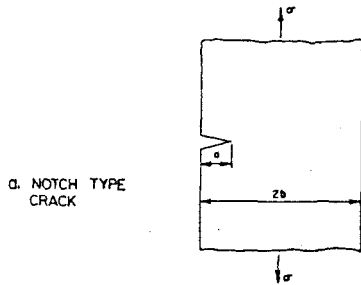


b. LOCATION D

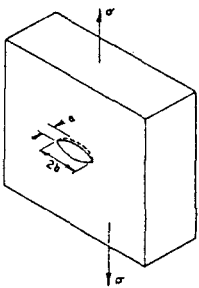
-TYPICAL CRACK PROPAGATION MODELS TYPE I (ONE STAGE CRACKS)

-TYPICAL CRACK PROPAGATION MODELS TYPE II (TWO STAGE CRACKS)

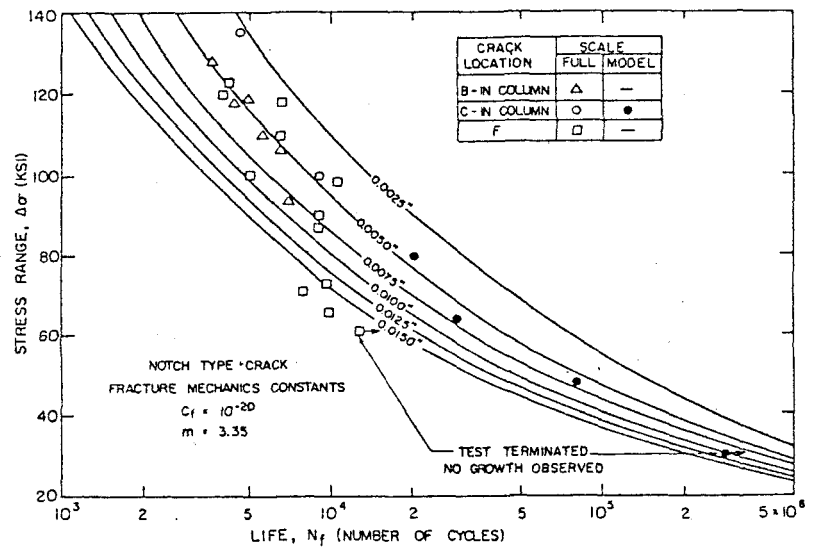
☒ 3.35 きれつ分類



a. NOTCH TYPE CRACK

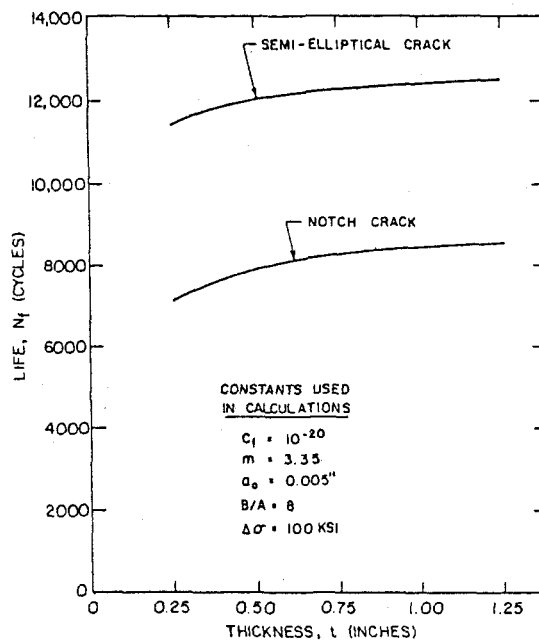


b. SEMI-ELLIPTICAL CRACK



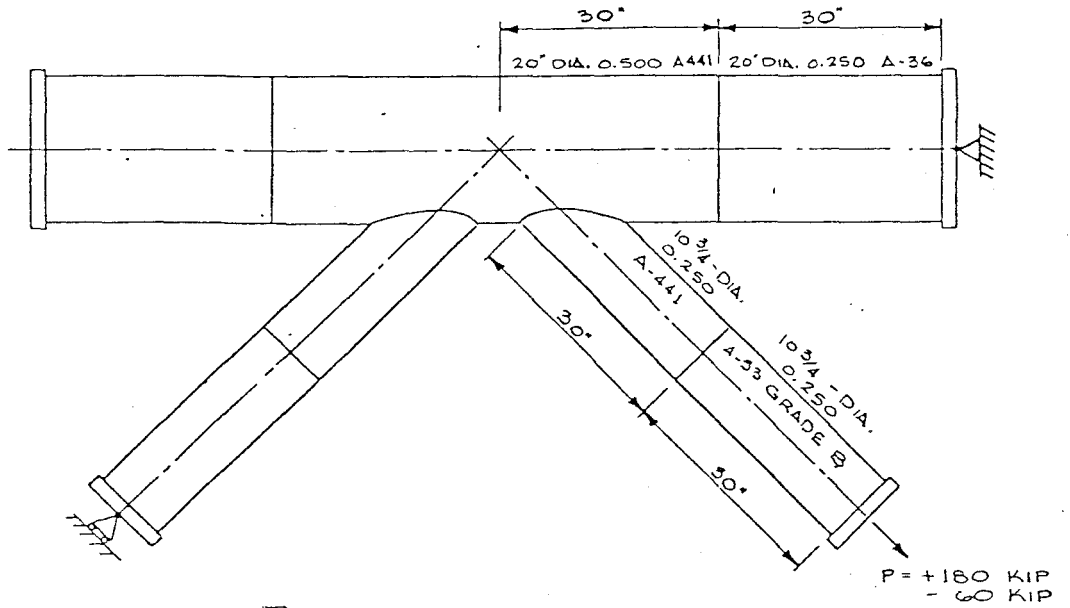
☒ 3.37 -COMPARISON OF EXPERIMENTAL AND THEORETICAL CRACK LIVES

☒ 3.36 -ANALYTICAL CRACK MODELS

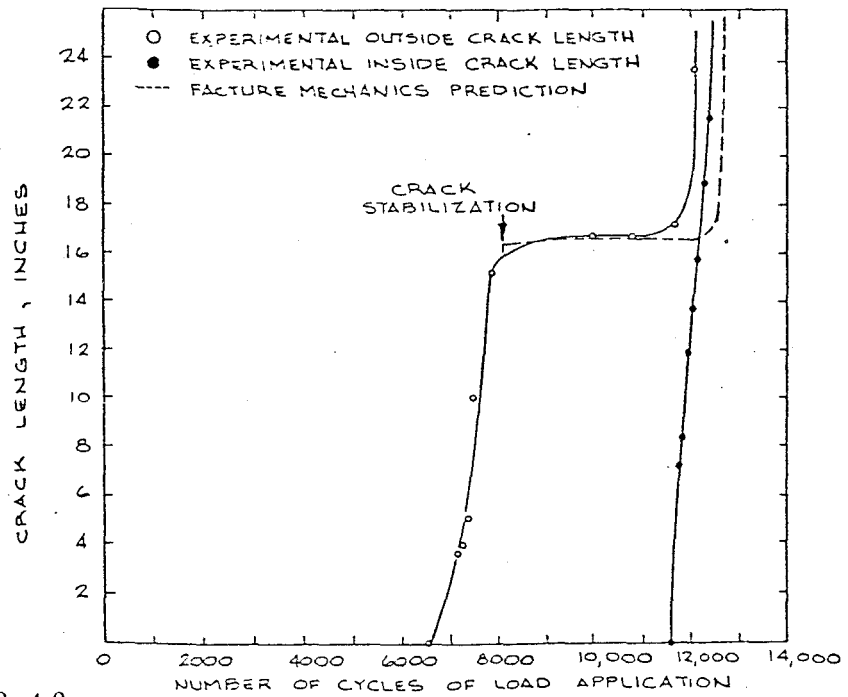


☒ 3.38

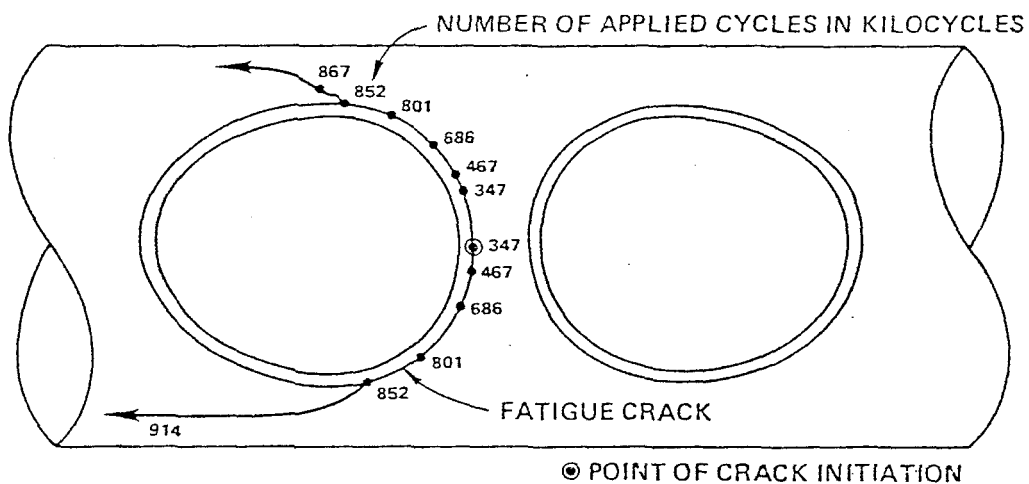
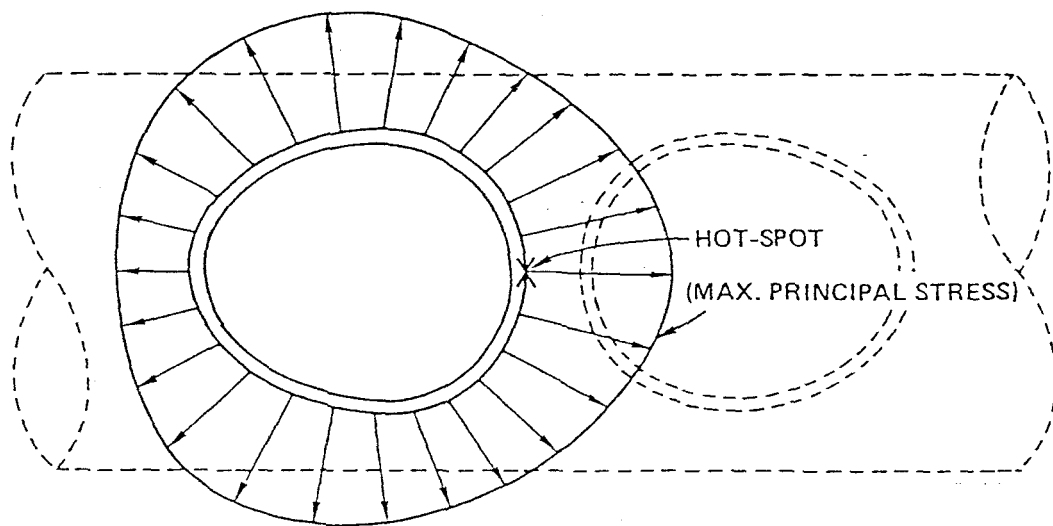
-PREDICTED FAILURE VERSUS MATERIAL THICKNESS FOR CRACK MODEL TYPE I



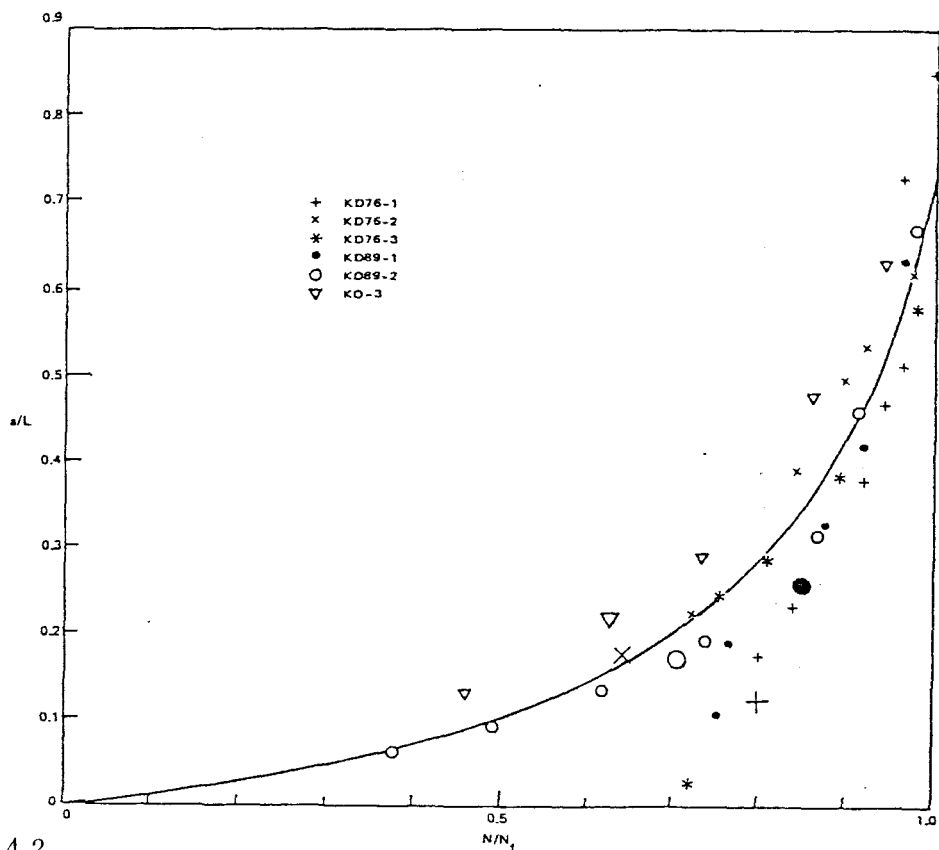
3.39 - X-joint loading and construction.



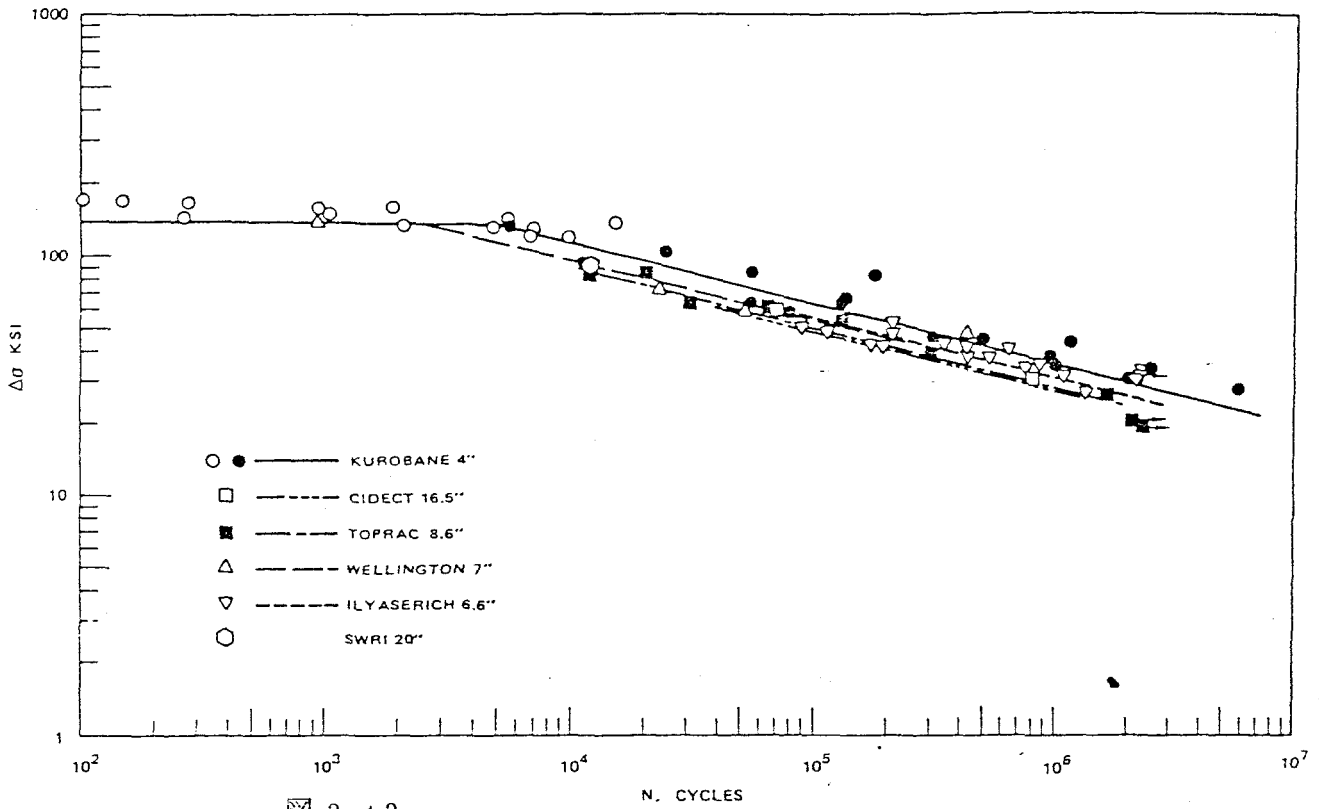
3.40 Fatigue crack growth for X-joint Number 1 at 180,000 lb tension and 60,000 lb compression brace loading.



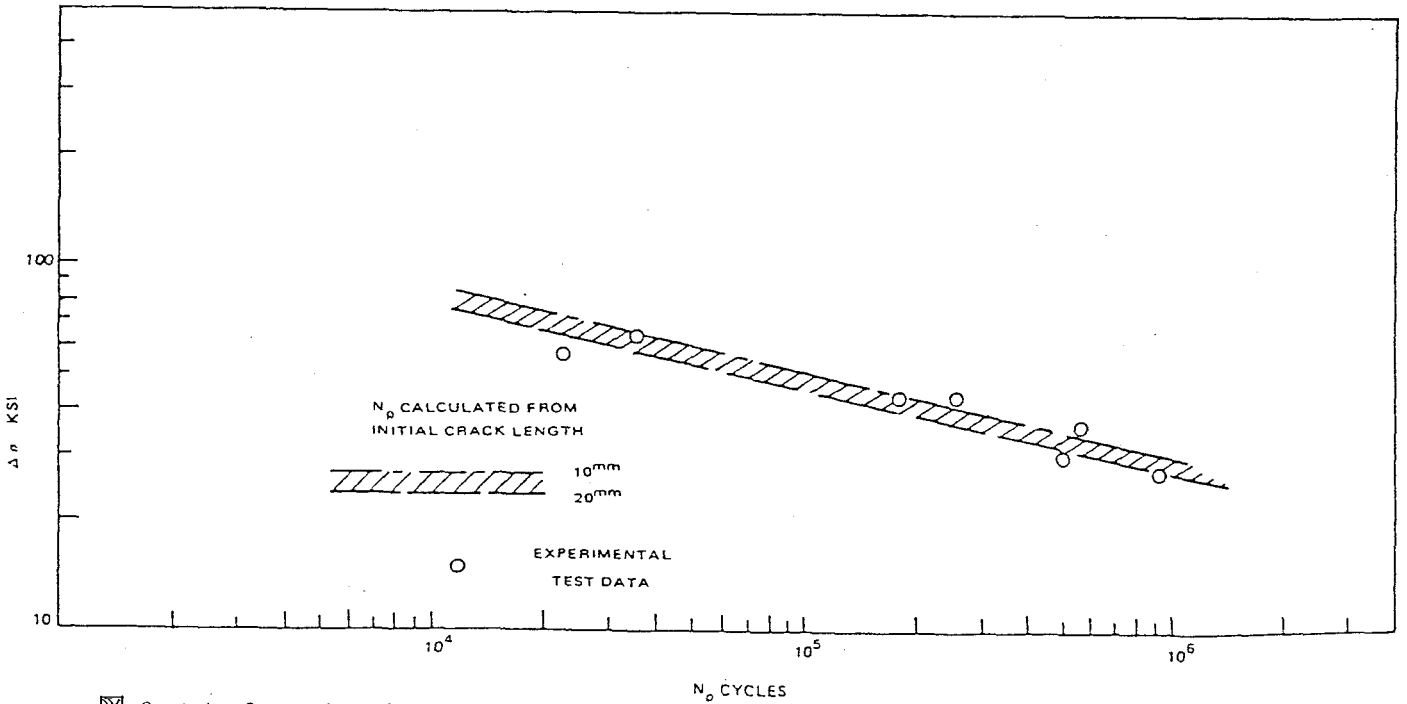
☒ 3. 4 1 - Location of fatigue cracks of typical specimen with extended braces (numerals in the figure indicate number of applied cycles in kilo cycle). (After Kurobane, reference 10.)



☒ 3. 4 2 - Dimensionless tubular K-Joint crack growth data (large symbol indicates that the cracks penetrated the chord wall).



3.43 - Comparison between predicted fatigue lives.

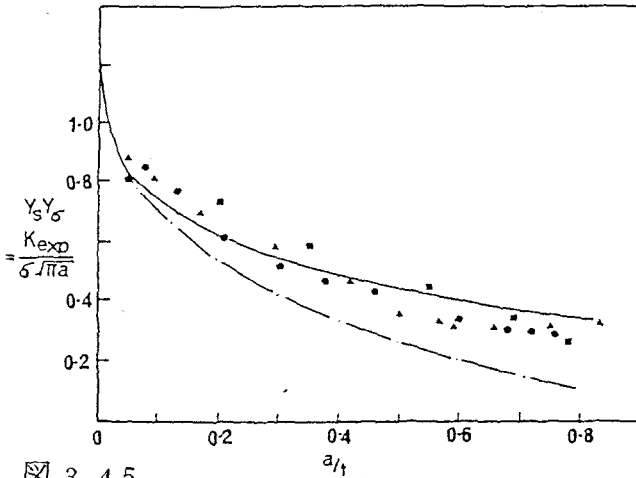


3.44- Comparison between predicted fatigue crack propagation and fatigue test data from reference nine.

表 3. 16

- JOINT DIMENSIONS

Chord Diameter	18 in (460 mm)
Chord Thickness	0.625 in (16 mm)
Brace Diameter	12.75 in (325 mm)
Brace Thickness	0.5 in (12.7 mm)
Diameter Ratio β	0.71
Thickness Ratio τ	0.8
Chord Thinness γ	14.4

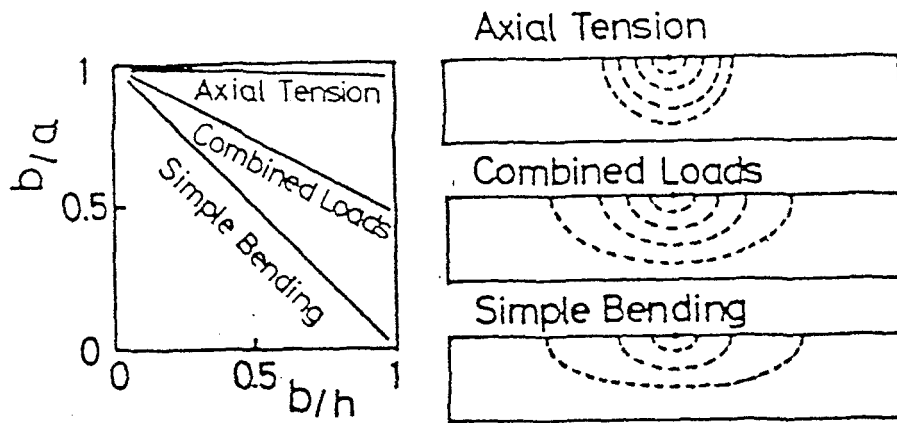


3. 4 5 EXPERIMENTALLY DETERMINED VARIATION OF $Y_s \cdot Y_\sigma$ WITH CRACK DEPTH.

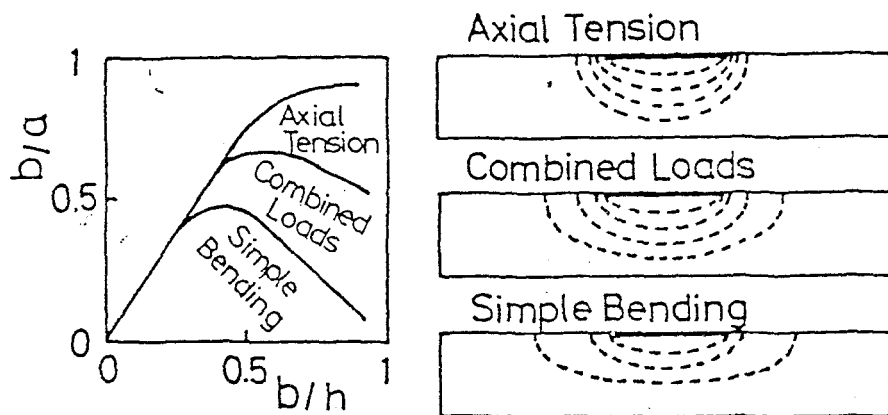
表 3. 17 FATIGUE LIVES

EFFECT OF ASSUMED INITIAL DEFECT ON FATIGUE LIFE PREDICTION

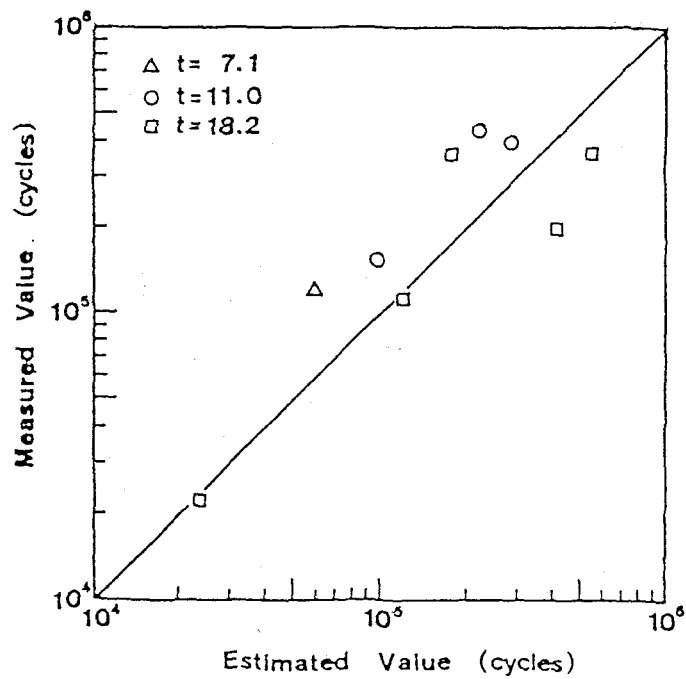
Test	Calculated		Experimental	Size	Test 1	Test 2
	AWS 'X' S-N	Fracture Mechanics				
1	526,000	1,114,000	> 1,640,000	0.05 mm	1,702,000	308,000
2	43,600	202,000	> 345,000	0.1 mm	1,412,000	256,000
				0.25 mm	1,114,000	202,000



3.46 Changes in crack shape during growth: case of sufficiently small initial flaw.



3.47 Changes in crack shape during growth: case of initial flaw of finite length.



3.48 - Comparison between measured and estimated values of crack growth life ($C = 5.46 \times 10^{-12}$, $m = 4$).