

ホットスポット応力を用いた疲労照査における 応力の定義と評価法の概説

日本海事協会

的場 正明

Evaluation of Hot Spot Stress for Fatigue Assessment

by Masaaki Matoba

1. はじめに

現代の大型の鋼もしくはアルミ合金構造の部材継手の大部分は、溶接接合である。溶接接合は、連続構造であるため高い耐荷力を有し、高能率で建造できる利点を持っている。しかし、溶接部分は、ビードの細かな凹凸やし端に形成される小半径の切欠に近い形状による高い応力が原因となり、疲労亀裂が生じやすくなるという欠点がある。

疲労に対する強度を照査する方法は、IIW Fatigue Recommendations に紹介されているように、基礎継手のS-N線図を用いる評価方法として3種ある。それらの違いは、使用する応力とS-N線図の種類である。Fig.1は工型梁が荷重Pにより、その継手の隅肉溶接のし端に高応力が発生する場合の、隅肉溶接し端から直交する方向の応力分布を示したものである。

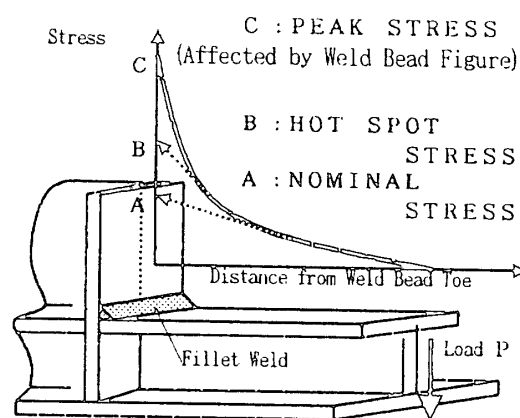


Fig.1 Stress Distribution along
Perpendicular line on Fillet Weld Line

3種の評価方法は、1) 梁理論により導出される公称応力を用い、対象とする継手の種類に応じてS-N線図を使い分ける方法 2) 構造寸法により定まる対象部分の応力集中値(ホットスポット応力)を用い、主として隅肉溶接し端を対象とした一本のS-N線図により評価する方法 3) 溶接し端の小さな曲率部内の塑性歪みか仮想弾性応力を用い、素材のS-N線図により評価する方法である。Fig.1のA, B, Cが、この3種の評価に用いる応力である。

この他の評価方法として、破壊力学による方法とか部材の模型疲労試験による方法もある。

公称応力による方法は、構造の詳細寸法の影響を配慮し難いため評価結果の精度に難がある。弾塑性歪みによる方法は、解析の煩雑さが難点であり、解析事例も少ないため結果の妥当性を評価しにくい。破壊力学、模型試験は特殊な場合に用いられる。

従って、実用的には、近年の有限要素法の発展により比較的容易になった、構造の詳細

応力の導出を基本としたホットスポット応力による評価が良いと考える。 本論は、このホットスポット応力の定義と評価方法の概要について述べる。

2. ホットスポット応力評価に関する従来の研究

疲労に関する研究が行われ始めてから、すでに一世紀を越えている。 疲労亀裂は応力の集中部から発生することは、古くから知られており、その応力に関する研究も膨大な量になる。 溶接が民需品に使われだしたのは、第二次大戦後であり、40年程度の歴史である。 溶接し端の応力や溶接構造の形状・寸法と応力・疲労強度の関係についての研究も数多い。

溶接継手は、単に平板の突合せの場合でも、溶接による角変形により、軸応力に加えて付加曲げが加わり疲労強度は低下する。¹⁾ これらに対する評価もホットスポット応力評価とも言えるが、一般的に「ホットスポット応力」という言葉が使われだしたのは、鋼管継手の疲労評価が盛んになってからであろう。

鋼管継手の応力集中は部材寸法に大きく左右される。 例えば、T型継手が軸荷重を受

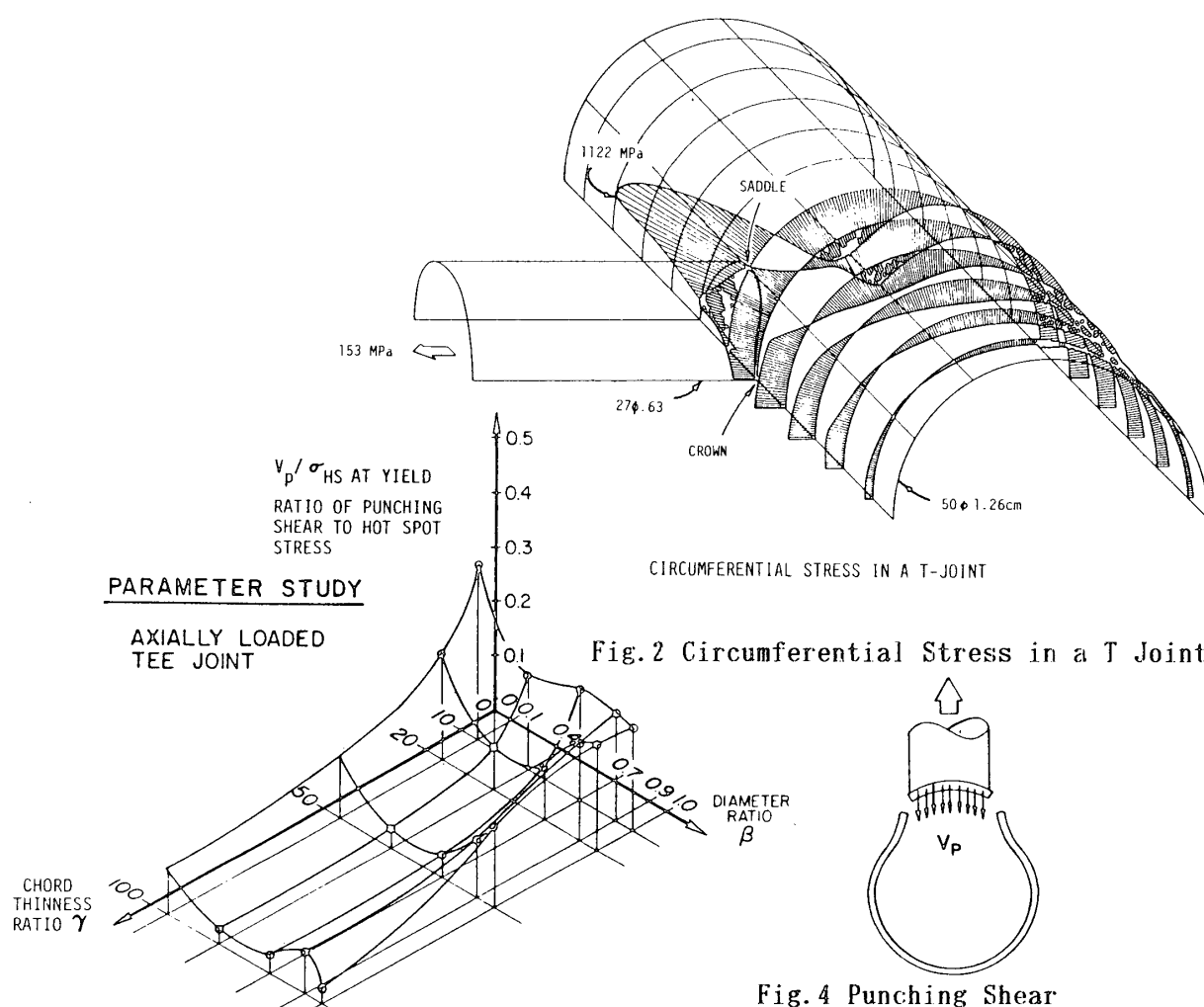


Fig.3 Parameter Study for Axially Loaded T Joint

ける場合の主管の周方向応力は Fig. 2に例示するように²⁾ 主管と枝管の交差部で高い応力集中を示す。この応力は構造寸法に大きく左右され、Fig. 3に示すように²⁾ 主管の半径 R と板厚 T の比 $\gamma = R/T$ や枝管の直径 d と主管の直径 D の比 $\beta = d/D$ などが主要なパラメータとなる。ここで、縦軸はホットスポットの応力が降伏応力に達した時のパンチング剪断による応力 V_p (Fig. 4) をその時の σ_{HS} 、すなわち降伏応力で除した値である。

規格にホットスポットの用語が登場するのはAWS (American Welding Society) (1972)³⁾ のX線図からである。この線図は、主として米国におけるBouwkamp (1964), Toprac (1968) らによる解析と実験をMarshall⁴⁾ が集成し、亀裂が発生する溶接し端部の極近傍の歪みの計測値と疲労強度の関係から求めたものである。X線図作成の基になった図をFig. 5に示す。

N_3 is Cycles to
Crack Penetrate Plate

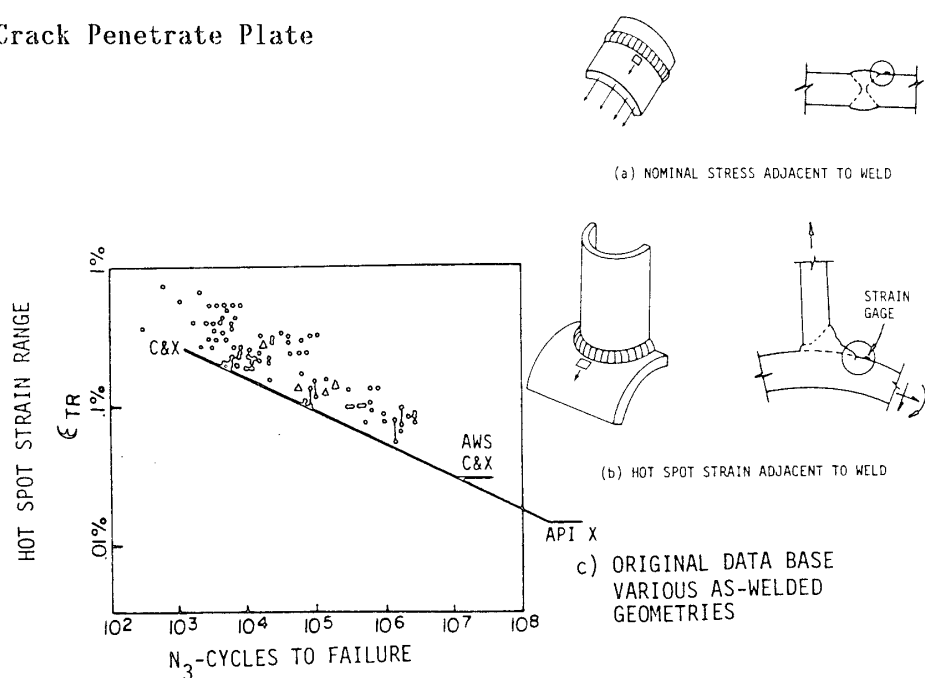


Fig. 5 Basic Curve for AWS X Curve

このX線図は溶接のビード形状を管理したデータを基にしているため、後日管理が十分でない場合の線図として従来の線図を X_1 として、 X_2 線図がつけ加えられた。

米国では、圧力容器を対象としたASMEの規格⁵⁾ があるが、同規格では疲労に関して、機械加工されたノズルのコーナー R 部分などを対象として、素材の定歪 $\epsilon - N$ 線図と仮想弾性歪により評価する方法を採用している。溶接部分に対しては、標準的な疲労強度減少係数 $K_t = 4.0$ を与えるなどして評価している。このASME規格とAWS規格のホットスポット応力の関係については、飯田ら⁶⁾ により検討されている。

海洋構造物の管継手の疲労強度の重要性の認識から、1980年頃より、英国エネルギー省 (UK DEu)⁷⁾ やノルウェーのNV⁸⁾ など疲労の規格が発効されるようになった。これらの規格には、後述するようにホットスポット応力の明確な定義と、それに使用する $S - N$ 線

図が 記載されている。この S-N 線図は T 線図と呼ばれ、Fig.6 に示すように、海水環境下での電気防食の効果が考慮されている。

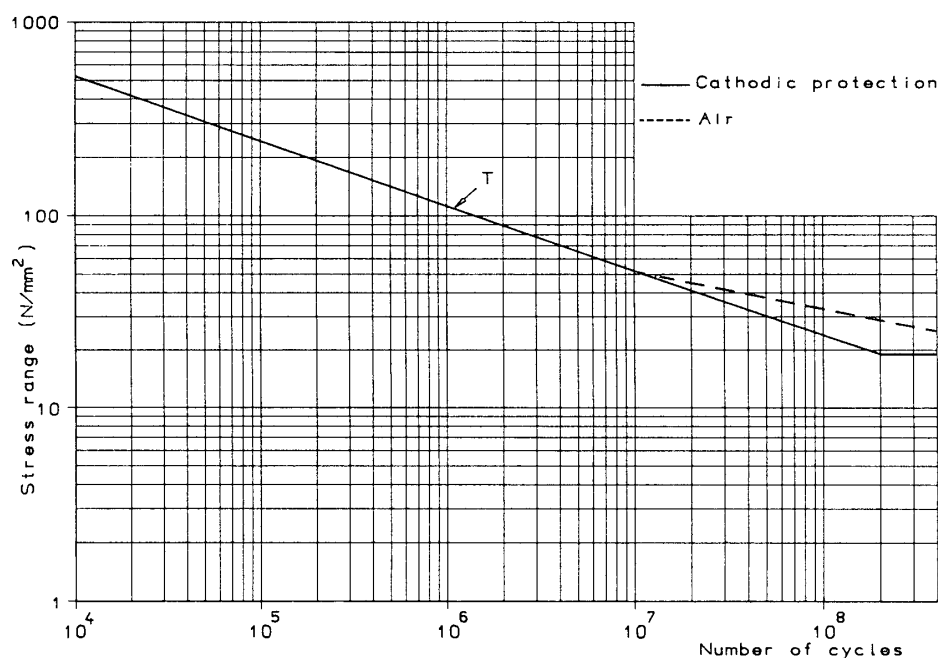


Fig.6 S-N Design Curves for Tubular Joints by UK DEn

管継手の疲労強度で、ホットスポット応力に加え重要なことは、板厚効果である。管継手部分は、強度を確保するために厚板になりやすい。板が厚いと、より薄い場合と比較し、疲労強度が低下する。それは、板厚と溶接し端の比が大きくなると、応力集中率が大きくなることに起因している。UK DEnの規格では、板厚 t mm の場合の疲労強度は板厚 22mm の場合と比較し、 $(t/22)^n$ になるとしている。1982年の規格では $n=0.25$ としているが n の値については、IIW Recommendationsではいくつかの場合を分けて n の数値を与えている。

ホットスポット応力は円筒の継手のみならず、平板で構成される継手の疲労評価にも有効である。筆者ら⁹⁾や本フォーラムで講演される仁瓶らなどいくつかの研究があり、IIW Recommendationsにも平板構造でのホットスポット応力の使用が記載されている。

これらホットスポットに関する世界の研究成果は、同Recommendationsをバックアップする資料としてIIW-XIII/XV JWG で纏められ¹⁰⁾ IIWから出版されている。詳細は同図書およびその参考文献に述べられている。

3. ホットスポット応力の定義

初期には、ホットスポット応力は「溶接し端の極近傍の計測歪」と定義されていたが、該当する部分は応力分布の勾配が急な個所であり、その値の正確さに疑問があった。UK

DEnの規格⁷⁾では、Fig. 7に実例とともに示したように、二点 A, B の応力を直線で結び、その外挿上の溶接し端位置の応力をホットスポット応力と定義している。

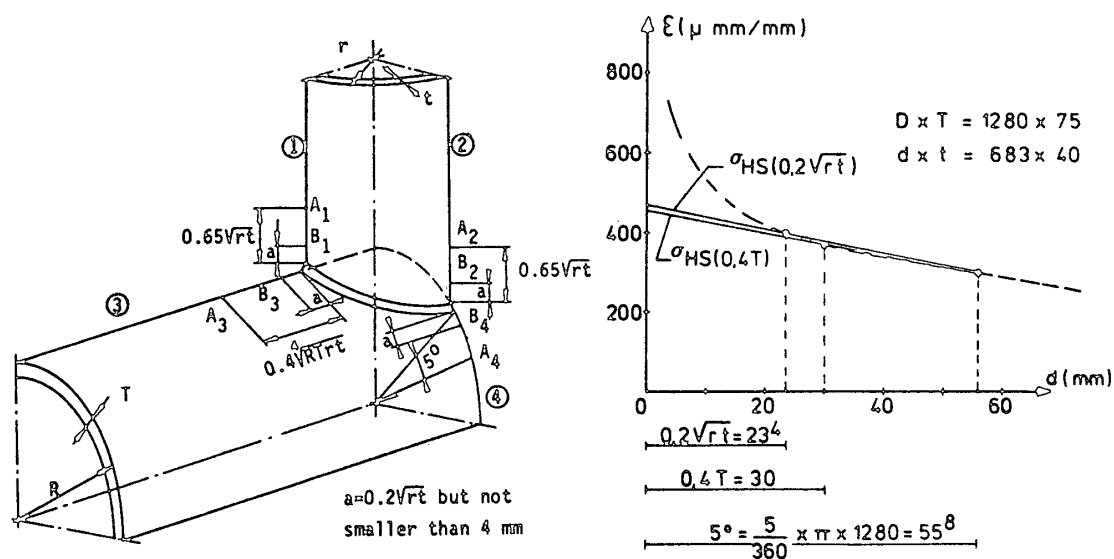
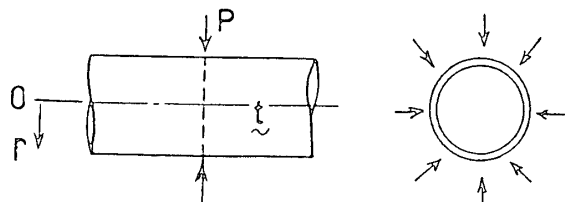


Fig. 7 Definition of Hot Spot Stress for Tubular Joints by UK DEn

この定義は管の半径 r と板厚 t をパラメータとした $f(rt)$ を用いている。この根拠は、



(1) Cylindrical Shell by a Load Uniformly

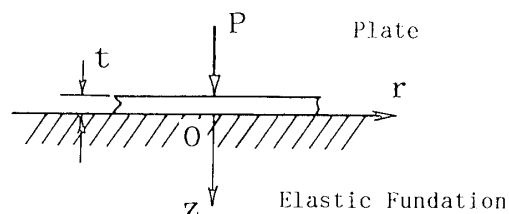
Fig. 8 (a) に示すような円筒シェルが円周に一樣な縁荷重を受けるようなシェルの一般的な基礎式である (1) 式に基づいている。

$$d^4W/dX^4 + 4\beta^4 W = Z/D$$

$$\beta^4 = 3(1-\nu^2)/(RT)^2 \quad \text{--- (1)}$$

ここで、 W : 変位、 Z : 集中荷重、

t : 板厚、 r : 半径、 D : 曲剛性、 ν : ポアソン比



(2) Elastic Foundation Model

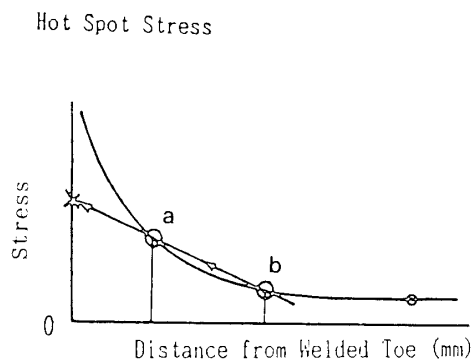
Fig. 8 Nomenclature for Stress Concentration for Shell and Elastic Founded Flat Plate

これより、 $f(rt)$ を一定とすれば、基礎式として同等な評価をすることになる。

また、平板が弾性基礎にある場合も、基礎式は (1) 式と同じになる。この場合 $f(rt)$ は $4t^3$ になる。⁹⁾ ただし、単位長さ当たりなので、 $4t^3$ の次元は長さとなる。

平板におけるホットスポット応力を定義する二点は、IIW Recommendationsでは $0.4t$ と $1.5t$ であり、ノルウェー (NV) での定義と最近の日本の船関係者は $0.5t$ と $1.5t$ を使用して

いる。これらの決定の参考資料となった筆者らの平板のホットスポット応力の定義に関する研究を以下に紹介する。⁹⁾ Fig. 9は研究開始当時にデータ整理か実用として使用実績



	a	b
A	0.5T	1.0T
B	0.5T	1.5T
C	0.4T	2.0T
D	1.0T	3.0T
E	4.0 mm	10.0 mm
F	$1.57 \sqrt[4]{T^3}$	$4.9 \sqrt[4]{T^3}$

T: Thickness

Fig. 9 Various Hot Spot Stress Definition (A to F) for Analysis

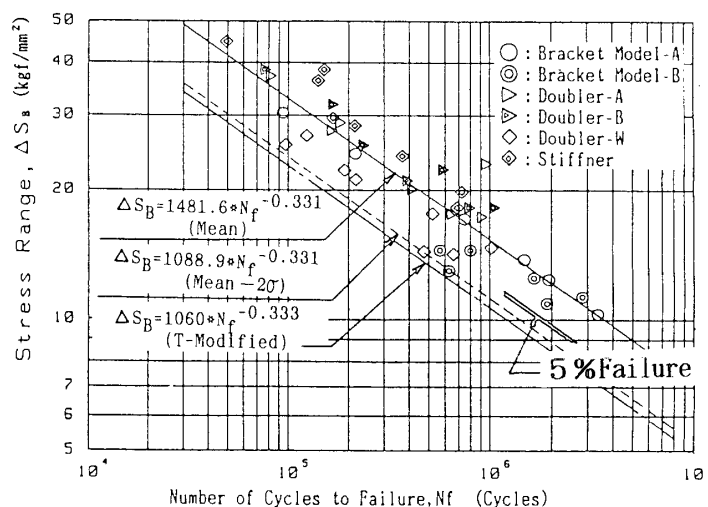


Fig. 10 $\Delta S_B - N_f$ Curve by B Hot Spot Stress

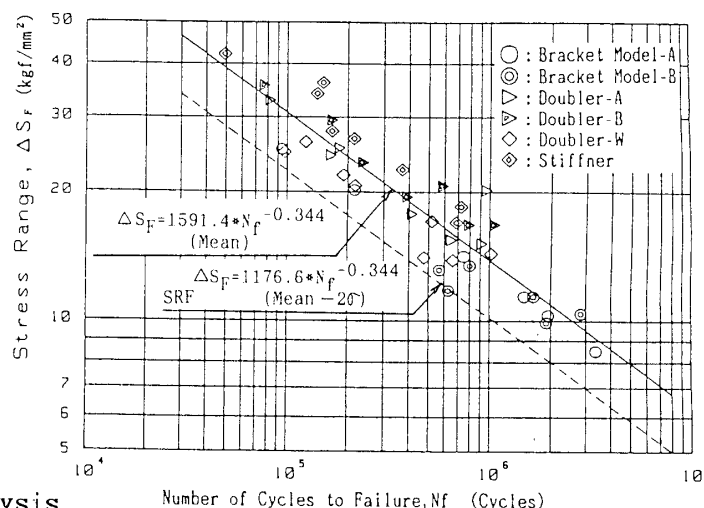


Fig. 11 $\Delta S_F - N_f$ Curve by F Hot Spot Stress

のあった方法と会議で提案された方法（A～F）である。これらの方法を用い、模型疲労試験の結果を整理した。その結果分散が小さく整理できたのは、B法とF法であった。整理結果をFig. 10とFig. 11に示す。B法は0.5tと1.5tを用いる方法であり、IIW提案の0.4tと1.5tに極近い。F法は前述したような、円筒継手で用いられる方法と同じ理論的根拠を持つ方法である。

ホットスポット応力の以上の定義による方法は溶接隅肉し端にのみ適用できる方法である。また、溶接ビードが近接し1.5tの位置が平面部分でない場合や、部材の端などで1.5tの位置がFig. 12

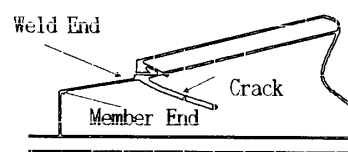


Fig. 12 A Sample of Member End

に示すように定義できない場合などもあり、必ずしも万能ではない。

4. ホットスポット応力の導出方法

ホットスポット応力を実験により求めようとする、模型が必要になる。しかし、

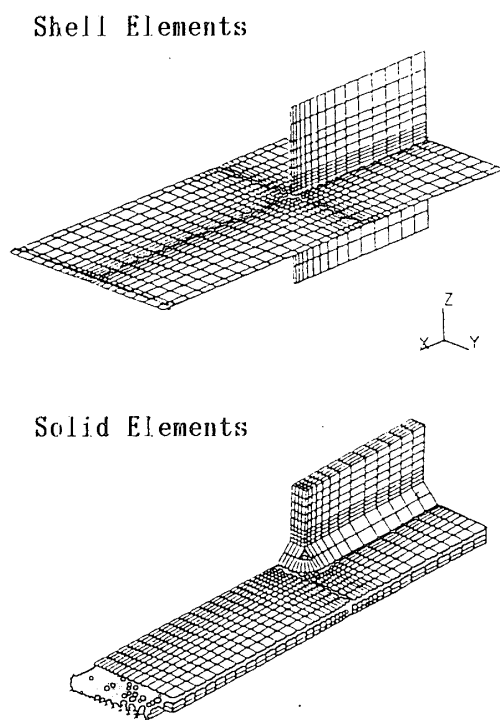


Fig.13 Finite Elements for
Hot Spot Stress Analysis

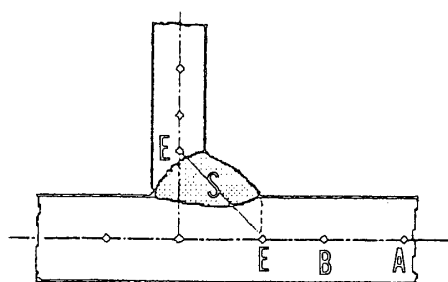


Fig.14 Shell Elements for
Modelling the Intersection

シェル要素に厚みがないため、実際には剛であるE から交差部までの間にも要素を存在させねばならなくなる。これを解決する計算法として各種考えられるが、Fig.14¹⁰⁾の場合

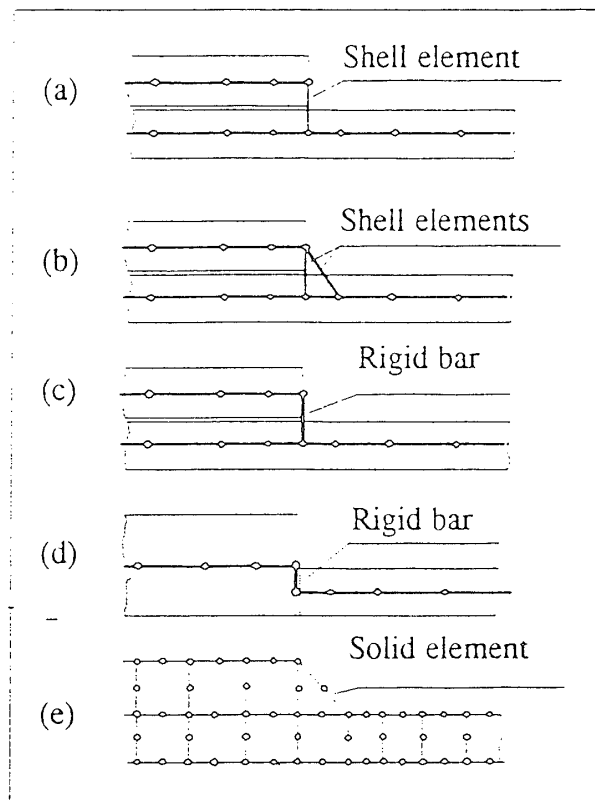


Fig.15 Various Modellings for
Cover Plate Endings

それは非常に煩雑であり、現在では、コンピューターの発達により、有限要素法 (F.E. Analysis) によるのが一般的である。その場合、Fig.13に示すように¹⁰⁾ シェル要素を用いる場合とソリッド要素を用いる場合がある。橋梁や船舶・海洋構造物のような薄板構造に属する構造では、構造解析にシェル要素を用いるのが通常であり、ホットスポット応力の解析にもシェル要素を用いるのが便利である。しかし、交差部分から0.5tの位置の応力を求めようとする、非常に細かい分割を必要とする。さらに、Fig.14に示すように、シ

は、溶接のし端である両E 端をシェル要素S で結んでいる。 また、カバー板の端の応力の導出をシェル要素で求めるのは、かなり技量を要する。 Fig. 15はカバー端の応力導出のいくつかの案¹⁰⁾を示している。 有限要素法により解析する場合、要素の種類により結果が異なることも多く、類似な構造の模型試験結果を説明できるかどうかを確認することが望まれる。

5. ホットスポット応力評価で使用する S - N 線図

IIW Recommendations では、ホットスポット応力評価で使用する S - N 線図として、円筒継手と平板継手の隅肉溶接の溶接のままに対して、共通してFAT 100 (2×10^6 強度が100MPa)を推奨している。 しかし、隅肉溶接の基礎継手に対する S - N 線図としてのIIWのFAT 100 はFig. 16に示すようにtoe groundしたものであるものであり、ホットスポット応力評価では、基礎継手より高い強度の S - N 線図を使うことになっている。

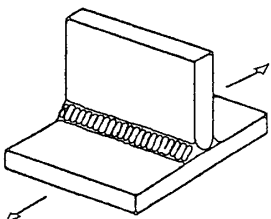
500	Non-load-carrying attachments		
511		Transverse non-load-carrying attachment, not thicker than main plate	
		K-butt weld, toe ground	100
		Two-sided fillets, toe ground	100
		Fillet weld(s), as welded	80
		Thicker than main plate	71

Fig. 16 IIW FAT for Fillet Welds

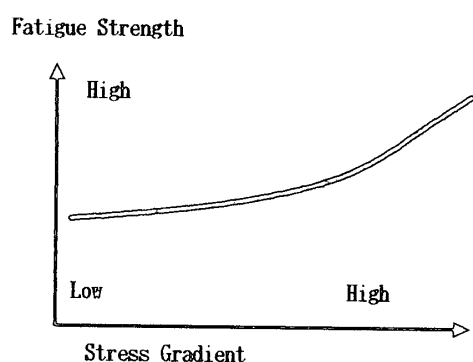


Fig. 17 Effect of Stress Gradient on Fatigue Strength

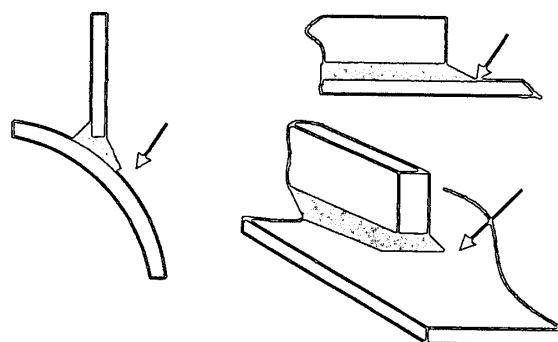


Fig. 18 Flank Angle of Fillet Weld Toe for Tubular and Attachment Joints

この理由として、Fig. 17, 18に示す二つの理由が考えられる。 一つはホットスポット

応力評価をするような個所は応力勾配が急である。 応力勾配が急だと、前述した板厚効果と同じ理由による寸法効果で疲労強度は上昇する。 また、ホットスポット応力評価をする対象個所は、Fig. 18に示す円筒継手の主管の腹の隅肉溶接とか付加物の角回し部分であるが、そのような部分の余盛立上がりの角度は通常の隅肉部分より小さい。 余盛立上がり角度が小さいと強度は高い傾向を示す。

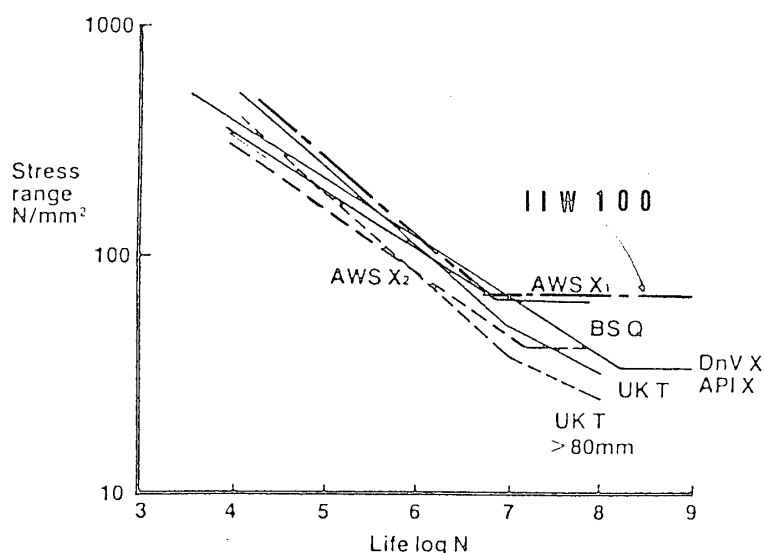


Fig. 19 SN Curves in Rules
for Hot Spot Stress Assessment

従来円筒継手を対象に、規格で用いられていたホットスポット応力評価のためのS-N線図と前述のIIW FAT 100を比較してFig. 19に示す。

IIWの線図は他の線図より高強度であるが、これは他の規則が2.3%破壊確率(2σ ; 群體)を基準とするのに対しIIWは5%破壊確率により線図を定めたことによると考えられる。 IIWとほとんど同じ応力の定義による、筆者らの検討のB法のS-N線図(Fig. 10)に5%破壊確率を記入すると、

2×10^6 強度は、ほぼ 10 kg/mm^2 ($\sim 100 \text{ MPa}$)となり、IIWの場合とほぼ同じになる。

5. おわりに

ホットスポット応力を用いた疲労評価は、近年コンピュータの発展に伴い盛んになっている「解析による設計 (Design by Analysis)」の一環として有用であると考えている。

製品は機種独特の荷重とその評価があり、独自の施工方法を採用している。 また、部材の重要度も機種とその部分で様々である。 安全率をどのように定めるかは、それぞれの製品の設計の問題であり、信頼性解析を駆使することも必要であろう。

製品は必ず雛形となる実績のある製品がある。 過去の製品を解析し、その結果を睨んで新製品の設計を行うことは基本であり、そうすることにより解析による設計が生きてくるのは当然である。

最近の安全と環境に対する世間の認識は、急速に高まる方向にあると言えよう。 法規としても製造物責任法 (Product Liability) やISO 9000シリーズにより工業製品の品質の信頼性を確保し、安心できる製品にしようとする動きが活発である。 疲労亀裂も、擦傷程度との認識の時代もあったが、それが引金となる大事故や環境汚染も多く、今までに増した配慮が必要になっている。

本フォーラムが諸賢の参考になれば幸いである。

参考文献

- 1) 飯田 一、飯野 一：角変形をもつ溶接継手の疲労強度、日本造船学会論文集、Vol. 140, (Dec. 1976)
- 2) P. W. Marshall : Connections for Welded Tubular Structures, Houdremont Lecture of IIW (1984)
- 3) American Welding Society : Design of New Tubular Structures, AWS Structural Welding Code D Sec. 10 (1972)
- 4) P. W. Marshall : Basic Considerations for Tubular Joint Design in Offshore Construction, WRC Bulletin 193 (1974)
- 5) American Society of Mechanical Engineers : Criteria on the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Section III Div. 1 (1972)
- 6) 飯田 一 他：海洋構造物鋼管継手疲労設計法の一試案、日本造船学会論文集、Vol. 148, (Dec. 1980)
- 7) UK Department of Energy : Offshore Installation Guidance on Design and Construction, New Fatigue Design Guidance for Steel Welded Joints (1982)
- 8) Det Norske Veritas : Rules for the Design, Construction and Inspection of Fixed Offshore Structures (1977)
- 9) 八木、町田、富田、的場 他：ホットスポット応力基準による平板構造の疲労強度評価（第一報、第二報）、日本造船学会論文集、Vol. 169 & 170 (1990, 1991)
- 10) Ad Hoc Group of IIW XIII/XY JWG Chaired by E. Niemi : Recommendations Concerning Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components , IIW Doc. XIII-1458-92/XV-797-92 (1992)