

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)

正員 八 木 順 吉* 正員 町 田 進**
正員 富 田 康 光*** 正員 的 場 正 明**
正員 川 畠 哲 郎****

Definition of hot spot stress in welded plate type structure for fatigue assessment (1st Report)

by Junkichi Yagi, *Member* Susumu Machida, *Member*
Yasumitsu Tomita, *Member* Masaaki Matoba, *Member*
Testuro Kawasaki, *Member*

Summary

In design of a large marine structure, the assessment of fatigue strength is one of major design considerations. In evaluation of fatigue strength of welded toes, it is important to analyze the "hot spot stress" due to structural discontinuity accurately but in a single way.

The hot spot stress will be defined as a conventional stress at an intersection of plates where fatigue crack is possibly expected to occur.

For plate type structures, it is not clear how to define the hot spot stress.

In this paper, using the experimental data of the model tests carried out by SR202 committee of Shipbuilding Research Association of Japan, a definition of the hot spot stress and S-N diagram for fatigue design of plate type structures were proposed.

The hot spot stress for plate type structure is defined by linear extrapolation of measured strains with the location at distances of two points to the welded toe. The two points are $1.57\sqrt{T^3}$ and $4.9\sqrt{T^3}$, where design S-N diagram in term of the hot spot stress is newly defined named as SRF curve.

1. 結 言

溶接構造物の疲労設計を行うに際し、使用する設計 S-N 線図は継手分類 (Joint Classification) による方法とホットスポット応力 (Hot Spot Stress) による方法に分けられる。前者は古い歴史を有しており、分類されたいくつかの継手のグループ毎に設計 S-N 線図を設定する方法である。この場合には構造寸法の違いによる応力集中率や疲労強度の差を配慮しえないことが難点となる。海洋構造物における鋼管継手がその例であり、鋼管の寸法の変化に応じ応力集中率は例えば 2 から 7 と大きく変化する。このような鋼管継手を一本の設計 S-N 線図を用いて評価するのは難しく安全側として強度の低い場合に対応した線図を用い

ると極めて過大な鋼材重量となる。

解析的な方法や有限要素法の発展により応力集中率を正しく求められるようになり、構造物の疲労試験によりその強度が把握されると共に、亀裂の発生する点の極近傍のホットスポット応力をもとに疲労強度を評価するようになってきた。このホットスポット応力を基準とし一本の S-N 線図によって評価する方法は ASME の Code¹⁾ を始めとし、海洋構造物の鋼管継手を対象とした各種の規格に取り入れられている。また、鋼管継手を対象とした規格の一部ではホットスポットの定義も明確に示されている。

しかし海洋構造物の平板構造においては、鋼管継手ほど構造寸法の変化に伴う応力集中率の変化が少ないので規格においてはホットスポットによる疲労強度評価はあまりなされていない。詳細で合理的な設計を行うためには平板構造に対してもホットスポット応力の定義が重要になる。従来いくつかの平板構造のモデル試験も行われてきており、その試験結果をホットスポットにより評価する試みもなさ

* 大阪大学

** 東京大学

*** 三菱重工

れてきており、例えば飯田⁶⁾により紹介されている。

本研究は平板構造におけるホットスポット評価方法を確立し、合理的な疲労設計を行うための基礎とすることを目的としている。

また、本研究は造船研究協会第202部会の一部として行われた研究に考察を加えたものであり、海洋構造物を対象とするが、船体や橋梁のような一般の平板による溶接構造にも十分適用しうるものであると考えている。

いくつかの疲労設計規格ではホットスポット応力もしくはピーク応力を基準とした疲労検討法を示している。原子炉の構造設計を主対象としたASMEのBoiler and Pressure Vessel Code Sec. III¹⁾ではピーク応力を基準としている。海洋構造物関係の規格ではAWS⁴⁾(American Welding Society)のStructural Welding Code-Steel, D1. 1のSec. 10 "Tubular Structure", API⁵⁾(American Petroleum Institute)の"Recommended Practice for Fixed Offshore Platforms. API RP2A, UKDEn²⁾(UK Department of Energy)の"Offshore Installations: Guidance on...ではホットスポット応力を基準とし、NKの検査要領P5.1.5. -2の参考資料ではピーク応力を基準としている。DNV³⁾(Det Norske Veritas)やBV(Bureau Veritas)によるものもある。

本研究では、UKDEnの鋼管継手を対象とした設計線図T線図と同じ思想により、平板構造を対象とした設計線図を求めることを目的としている。

すなわち構造要素の疲労試験結果を設計線図作成の基礎とする。ホットスポットの定義を溶接趾端からの距離 a , b にある2点を直線で結びその外挿延長上の溶接趾端位置の仮想的な応力とする。

この際 a , b 2点での応力は弾力的なものであり応力の繰返しによる変化は受けないとするのでホットスポット応力が弾性範囲を越えても仮想弾力的であり、本論文で述べる応力、応力集中度は仮想弾力的となる。従って溶接趾端部に生ずるであろうピーク応力の弾塑性挙動は配慮していない。この点で平滑母材の疲労試験データを基礎とするASME SEC. III¹⁾やNKの設計線図導出方法と求め方を異としている。

2. SR 202 の構造モデル実験

造船研究協会第202研究部会(SR202)では、その研究の一環として各種構造要素の疲労強度上の合理的評価法を検討した。その主な内容は3種の構造モデル実験であり、研究目的は現行の海洋構造物に用いる規格の適用方法と平板構造のホットスポット応力評価である。

実験結果の詳細はSR202総合報告書⁸⁾に譲るが、ここではモデルの概要を示す。なお各モデルは近年に使用された降伏応力 36 kgf/cm²級のTMCP鋼を使用している。

(1) ブラケットモデル

ブラケットは角形のプレースの端部とコラムの結合部に用いられる他、船体の桁の端部などでよく使用されている。Fig. 1にモデルの種類と形状を示したが、直交するI形の梁の交差部にブラケットを設けている。A, B, C, Dの4種類のブラケットの各6体の疲労試験と応力分布計測を行った。Aは通常の船体に用いられる形である。BはAの亀裂発生点であるブラケットの端部を応力の流れをスムーズにしたソフトウの形状にしている。DはDNVで推奨する形状であり、トウの端部をドレスした上に隅肉のルートからの亀裂発生を防ぐようにフルペネにする工夫がなされている。CはDのフルペネを省略した形状である。

ホットスポット応力により評価する箇所は疲労亀裂の大部分の発生点である隅肉溶接の止端である。Fig. 1に示すブラケットモデルの内C, Dはブラケットのトウ端の角回し溶接部を仕上げたため隅肉止端からの亀裂発生はなかった。従って本研究ではFig. 1に示すブラケットモデルのA, Bを検討の対象とする。

(2) スティフナモデル

スティフナは板のたわみを防ぐために用いる他局部的な軸力に対する断面積の補填に用いられる。特に、後者はスティフナの端部で構造が不連続になる。Fig. 2に示すスティフナのモデルの端部形状は海洋構造物や船体で用いる標準的なものである。主板の板厚 T はSR202の研究項目の一つである板厚効果も併せて調べるために15 mmと30

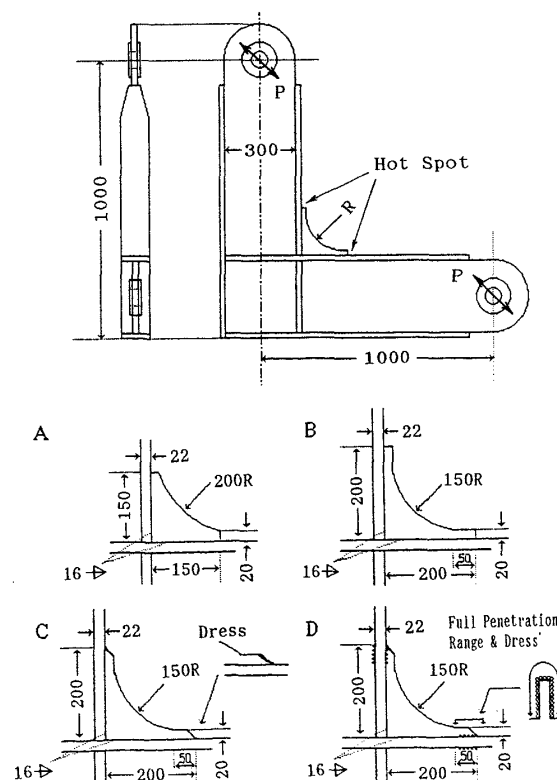


Fig. 1 Bracket Model for Fatigue Tests (SR202)

mm の 2 種の形状とし、各 10 体の疲労試験と応力分布計測を行った。

(3) ダブラーパッドモデル

Fig. 3 に示すダブラーパッドモデルの 50φ の円形の付加物は防食用のアノードの取り付けの座として用いられる。

鋼管で作成される海洋構造物のブレースではパッドがその表面での唯一の構造不連続部である。パッドは強度部材ではないが、それに対する疲労設計を行うことにより、主要強度部材であるブレースの板厚の増加を招くという意味で詳細に検討する必要がある。アレキサンダーキーランドの転覆事故も強度部材でないハイドロフォンが亀裂の起点となったが艀装品に対する疲労の配慮も必要である。ダブラーパッドモデルの主板の板厚 T はスティフナモデルと同様に 15 mm と 30 mm とした。またパッドを取り付ける溶接の隅肉の脚長は 5 mm と 7 mm の 2 種とした。板厚 T 2 種と脚長 2 種の合計 4 種のモデルで各 6 体の疲労試験と応力分布の計測の他主板の両面にパッドを設け面外曲げを無くした種類のモデルの試験も追加した。

3. 溶接趾端部近傍の応力分布

海洋構造物の平板構造の疲労設計を進める上で重要で代表的なブラケット、ダブラパッド、スティフナ等の構造要素に対する溶接趾端部近傍の応力分布について検討を行う。

(1) ブラケットモデル

ブラケットモデルの形状が通常形の A とソフトトウ形の B の 2 種類についてブラケット先端部近傍の応力分布を弾性範囲内で静的に計測した。その応力分布の代表例として A 型の場合を Fig. 4 に示す。応力比を示す縦軸は計

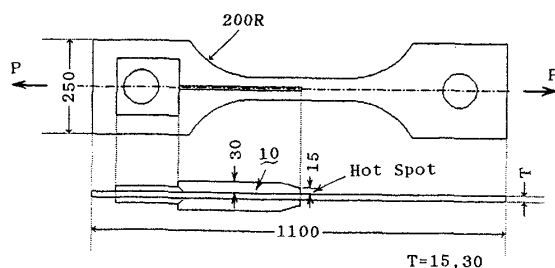


Fig. 2 Stiffener Model for Fatigue Tests (SR202)

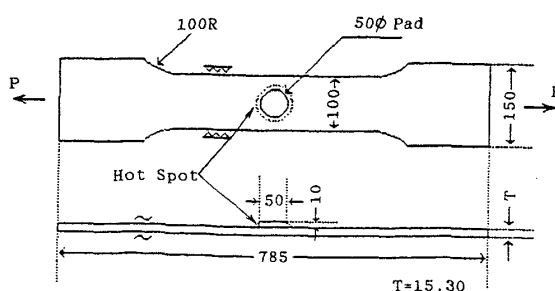


Fig. 3 Pad Model for Fatigue Tests (SR202)

測された応力値 σ をブラケット先端部位置での梁理論に基づく公称応力 σ_0 (ここでは M/Z) で無次元化した。横軸は溶接趾端からの距離であるが 10 mm 以内の計測値は若干のばらつきが見受けられる。これは溶接ビード形状や面材の初期変形等の影響を受けたものと考えられる。

各実験値の平均的な分布として示した実験をマスターカーブとする。

(2) ダブラパッドモデル

ダブラパッドモデルの主板 T の厚さが 15 mm で、片側のみにパッドを取り付け (Type A)、その溶接の脚長が 5 mm の場合の溶接趾端部近傍の弾性範囲の応力分布を Fig. 5 に示す。また、パッドの溶接脚長が大きくなる場合は (Type B)、溶接ビード趾端近傍の応力の立ち上がりが若干大きくなる。一方、パッド板を片側に設けた場合と両側の場合 (Type W) では大きな応力集中度の違いが見られ、両側付きの場合では応力集中度は低い⁸⁾。

(3) スティフナモデル

スティフナモデルの主板が 15 mm の場合の溶接趾端部近傍の弾性範囲内の応力分布の状況を Fig. 6 に示す。

本ケースでは、主板の両面にスティフナが付いている。以上のブラケットモデル、ダブラーパッドモデル、ステ

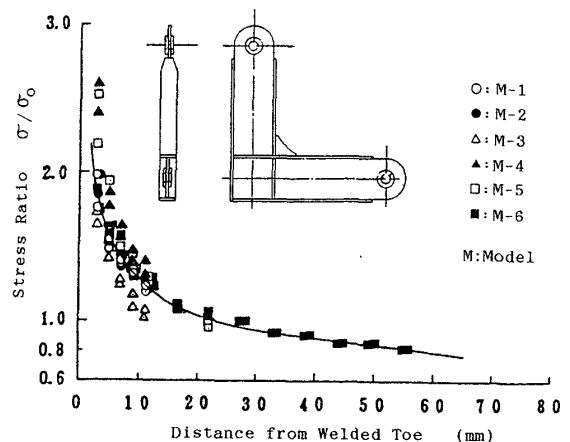


Fig. 4 Local Stress Distribution (Bracket Model-A)

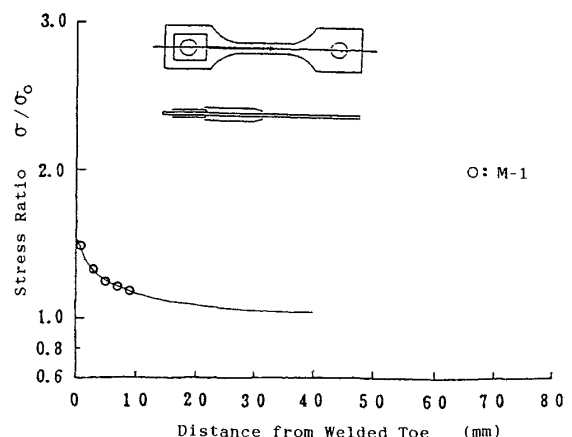


Fig. 5 Local Stress Distribution (Doubler-A)

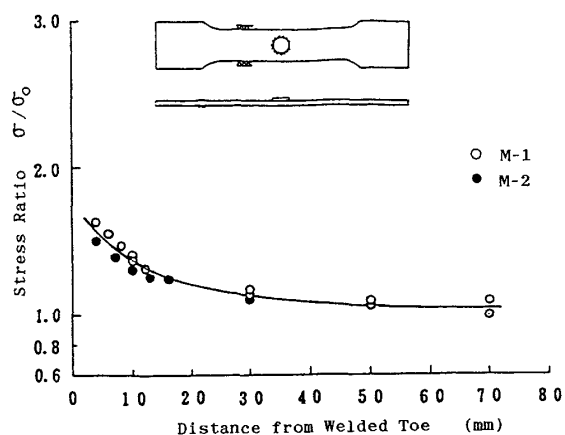


Fig. 6 Local Stress Distribution (Stiffner)

イフナモデルに対する溶接趾端部近傍の応力分布の状況から片側付きのダブルパッドは単純な艀装品取り付け座であるにもかかわらず予想以上に応力の立ち上がりが見られることが判った。

また、本実験によって得られた各構造要素に対する応力分布は限られた寸法と形状に対するものであるが、初期の概略設計段階での検討に十分供し得るものである。

4. ホットスポットの定義方法

各種溶接継手に対する合理的疲労強度評価法を見出すため、海洋構造物の疲労設計を進める上で重要な構造としてブラケット、ダブルパッド、スティフナ等の構造要素の各モデル試験を2に示す模型について行った。これらを統

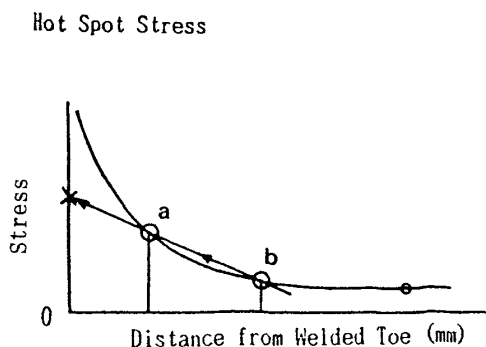
Table 1 Summary of S-N data

$$\Delta S_R = C \cdot N_f^m$$

		Bracket		Doubler			Stiffner	Remarks
Stress Type		TYPE-A	TYPE-B	A	B	W	S15	
C-Value	Nominal Stress	630.4	110.2	484.1	643.9	1053.6	1734	
	Hot Spot Stress A	989.7 (1.57)	136.6 (1.24)	779.4 (1.61)	1030.2 (1.60)	1243.0 (1.18)	2254.2 (1.30)	* $\sigma=0.160$
	Hot Spot Stress B	958.2 (1.52)	134.4 (1.22)	750.4 (1.55)	1011.0 (1.57)	1233.0 (1.17)	2219.5 (1.28)	* $\sigma=0.154$
	Hot Spot Stress C	901.5 (1.43)	137.8 (1.25)	745.5 (1.54)	1011.0 (1.57)	1233.0 (1.17)	2219.5 (1.28)	* $\sigma=0.156$
	Hot Spot Stress D	756.5 (1.20)	114.6 (1.04)	614.8 (1.27)	882.1 (1.37)	1190.0 (1.13)	2011.4 (1.16)	* $\sigma=0.152$
	Hot Spot Stress E	1122.0 (1.78)	168.6 (1.53)	818.1 (1.69)	1050.0 (1.63)	1243.0 (1.18)	2358.2 (1.36)	* $\sigma=0.153$
m-Value		-0.3	-0.17	-0.27	-0.29	-0.32	-0.35	

() K_S

* Standard Deviation ($\log_e$)
Hot Spot Stress



	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

一的に評価するためにパイプ継手で通常行われているホットスポット応力の考え方を平板構造についても定義することを試みる。ここで取り扱うホットスポット応力(2次応力)は以下の定義による。すなわち、溶接継手に対し、溶接ビード形状による影響を含まないで、構造的応力集中によるビード趾端部の応力をビード趾端近傍の2点より直線外挿により推定する方法である。このビード趾端近傍の2点を如何に定めるかが、ホットスポット応力を推定する上で重要であり、これまでも多くの実験、解析が試みられてきた。ここでは、これらの結果を参考に、Table 1に示すようなホットスポット応力の評価点(a), (b)をHutherの論文⁷⁾をもとに定めたC法と適当に定めたA, B, D, Eの5通りの方法で選定すると共に、新たに平板の板曲げ理論による定義としてF法を追加検討した。

F法の定義は以下のような考え方から導入したものである。すなわち、通常用いられているUKDn等で示されるパイプ継手のホットスポット応力の定義はFig. 7に示すように $\sqrt{(rt)}$ をベースとして定められている。この $\sqrt{(rt)}$ もしくは $\sqrt{(RT)}$ は円筒シェルでの基本的強度パラメータの一つである。

ホットスポット応力を定義するパイプ継手位置からの距離 a : $0.2\sqrt{(RT)}$ 等で係数0.2の定められた理由は溶接形状に影響を受けない構造的な応力集中を把握する最近点とされている⁹⁾。また距離 b はいくつかのデータ整理の結果を踏まえて応力の立ち上がりを評価するに相当である点として定めたようである。

この考え方のベースとなった実験は⁹⁾ $R/T=8\sim 14$, $T=16\sim 70$ mm (32 mm 主体)で行われており、 $0.2\sqrt{(RT)}$ を板厚 T で表示すると、 $R/T\sim 11$ を用いることにより、 $0.2\sqrt{(RT)}\sim 0.66T$ となる。

一方、Fig. 8(1)に示すような円筒シェルが円周に均様な線荷重を受ける場合の基礎式は(1)式で示されている¹⁰⁾。

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4\beta^4 W = \frac{Z}{D} \quad (1)$$

$$\beta^4 = \frac{3(1-\nu^2)}{R^2 T^2}$$

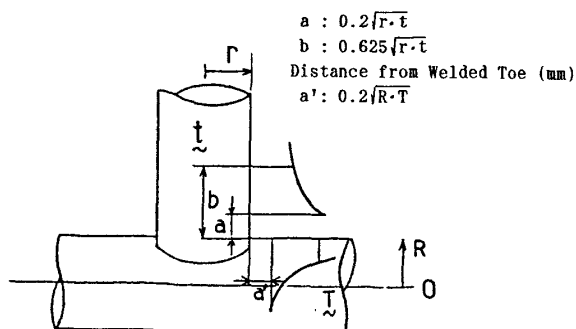


Fig. 7 Tubular Joint

$$\beta\sqrt{RT} = \sqrt[4]{3(1-\nu^2)}$$

W : 変位

Z : 集中線荷重

T : 板厚

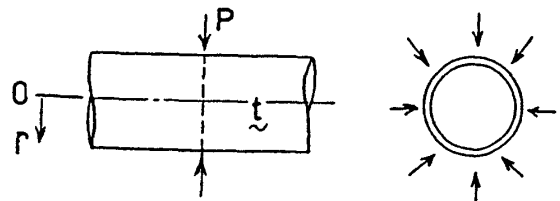
ν : ポアソン比

R : 半径方向の座標

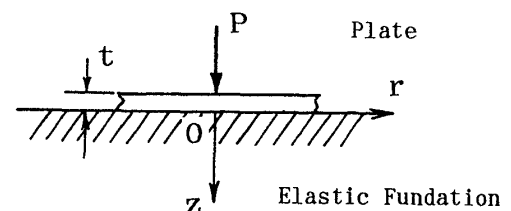
D : 平板の曲げ剛性

この基礎式はFig. 8(2)を参照し平板の場合では弾性基礎板上の式と一致する。この場合では $\beta = \sqrt[4]{K/4EI}$ で与えられる。ここに、 K : 基礎のパネ定数、 E : ヤング率、 I : $(T^3/12) \times$ 単位幅

この考え方を取り入れると、 $\beta^4\sqrt{(T^3/K)} =$ 一定となり仮に K をほぼ一定とする円筒シェルにおける $\sqrt{(RT)}$ に相当するパラメータは $\sqrt[4]{(T^3)}$ となる。なお次元としては単位巾があるので $\sqrt[4]{(T^3)}$ は長さの単位となる。パイプ継手で定義される $0.2\sqrt{(RT)} \approx 0.66T$ は板厚 $T=32$ mmをベースとして $a=1.57\sqrt[4]{(T^3)}$ となる。一方、 b は0.2と0.625の比率と同じく取ると、 $b=4.9\sqrt[4]{(T^3)}$ と定義されることになる。本F法に基づいたホットスポット応力の評価



(1) Cylindrical Shell by a Load Uniformly



(2) Elastic Foundation Model

Fig. 8 Nomenclature for Stress Concentration Calculation

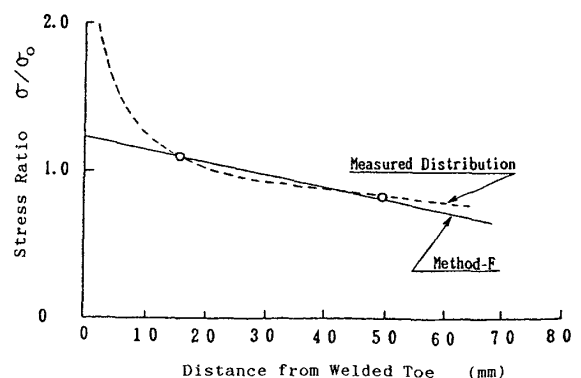


Fig. 9 Hot Spot Stress (Method-F)

点と理論による応力分布について実験による応力分布より定めたマスター線図を比較し Fig. 9 に示す。理論応力分布はほぼ直線分布となり、UKDEn などのホットスポットの定義において2点を通り、溶接ビード趾端への直線外挿する一つの理論的根拠となろう。

以上のホットスポット応力の評価法 A~F により、各モデルの疲労試験結果を整理し、公称応力とホットスポット応力による応力範囲を縦軸 S とした $S-N_f$ 曲線 ($S_R = CN_f^m$) の定数 C, m 値を Table 1 に示した。

ここで、用いた寿命 N_f はブラケットモデルでは面材が破断し、ダブルパッドモデル、スティフナモデル等では主板が破断した寿命を用いている。

本寿命はパイプ継手に対する UKDEn 等のホットスポット応力ベースで照査する際の T 線図が疲労亀裂が板厚貫通時の寿命のベースとしており、亀裂長さが $4 \times 32 \text{ mm} \approx 120 \text{ mm}$ 程度にほぼ相当する寿命であり、これと同一思想とするためである。

また、船舶等では縦通小骨部材の面材が破断する実船規模での寿命に対応するものと考えられる。

表中に示される () 内の数値はホットスポット応力を公称応力で割った2次応力集中係数とも言うべきものである。本数値から推定値の大きさの順序でみると、 $E > A > B > C > F > D$ の傾向となっており、ホットスポット応力の

評価点の距離から妥当な傾向である。

BV の Huther⁷⁾ の示している C 法 ($0.4 T, 2.0 T$) は B 法 ($0.5 T, 1.5 T$) とほぼ一致し、新たに提案した F 法 ($1.57\sqrt{(T^3)}, 4.9\sqrt{(T^3)}$) は、D 法 ($1.0 T, 3.0 T$) より若干高目のホットスポット応力を推定することになる。

5. ホットスポット定義案の比較

4 で述べた A~F の6方法によるホットスポット応力の推定値と寿命 N_f に基づく疲労線図の代表例を Fig. 10 ~12 に示す。また、各ホットスポット応力による疲労寿命の推定式を以下に示す。ただし σ は標準偏差である。

A 法 ($0.5 T, 1.0 T$)

$$\begin{aligned} \Delta S_A &= 1490.9 \cdot N_f^{-0.330} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_A &= 1082.6 \cdot N_f^{-0.330} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (2)$$

B 法 ($0.5 T, 1.5 T$)

$$\begin{aligned} \Delta S_B &= 1481.6 \cdot N_f^{-0.331} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_B &= 1088.9 \cdot N_f^{-0.331} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (3)$$

C 法 ($0.4 T, 2.0 T$)

$$\begin{aligned} \Delta S_C &= 1476.2 \cdot N_f^{-0.331} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_C &= 1080.6 \cdot N_f^{-0.331} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (4)$$

D 法 ($1.0 T, 3.0 T$)

$$\begin{aligned} \Delta S_D &= 1648.7 \cdot N_f^{-0.350} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_D &= 1216.5 \cdot N_f^{-0.350} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (5)$$

E 法 ($4 \text{ mm}, 10 \text{ mm}$)

$$\begin{aligned} \Delta S_E &= 1110.6 \cdot N_f^{-0.302} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_E &= 817.8 \cdot N_f^{-0.302} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (6)$$

F 法 ($1.57\sqrt{T^3}, 4.9\sqrt{T^3}$)

$$\begin{aligned} \Delta S_F &= 1591.4 \cdot N_f^{-0.344} \quad (\text{平均}) \\ \Delta S_F &= 1176.6 \cdot N_f^{-0.344} \quad (2\sigma) \end{aligned} \quad (7)$$

なお、応力範囲の単位は kgf/mm^2 である。

また、疲労データの統一化を図るため、ダブルパッドモデル (板厚 $1.5 \text{ mm}, 30 \text{ mm}$)、スティフナモデル (板厚 $15 \text{ mm}, 30 \text{ mm}$) の板厚をブラケットモデルの板厚 22 mm に換算して整理した。この際 SR202 の研究成果である (8) 式

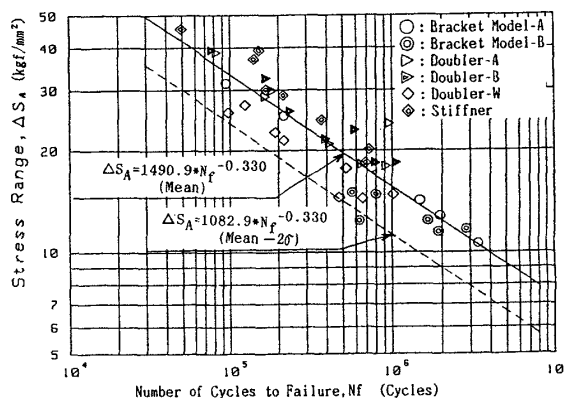


Fig. 10 ΔS_A-N_f Curve (Hot Spot Stress-A)

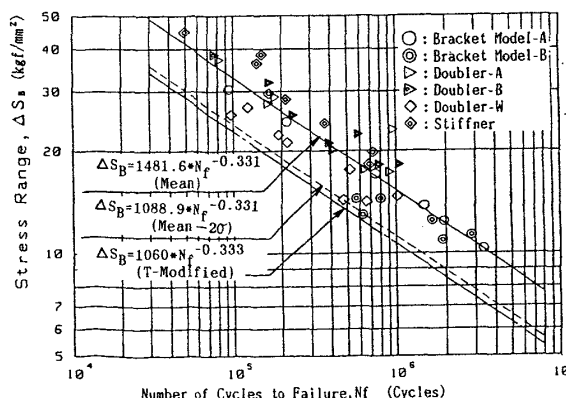


Fig. 11 ΔS_B-N_f Curve (Hot Spot Stress-B)

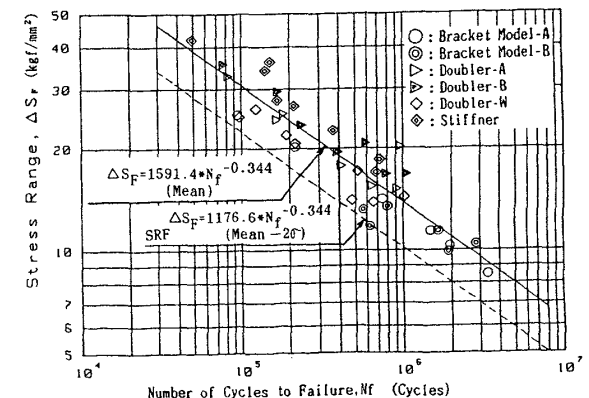


Fig. 12 ΔS_F-N_f Curve (Hot Spot Stress-F)

に示す軸力ベースの1/5乗則を用いた。

$$S = S_B (T_0/T)^{1/5} \quad (8)$$

A～F法に基づく $\Delta S-N_f$ 線図の比較を平均線および(平均 $-2 \times$ 標準偏差)について行い Fig. 13, 14 に示す。なお、図中には、パイプ継手のホットスポット応力ベースで照査する UKDEn の T-線図の(8)式による板厚 32 mm から 22 mm への板厚修正を施した T 線図と平板への F 線図を合わせて示している。

各ホットスポット応力の推定法により、S-N 線図の勾配には若干の差異が見られ、E 法(4 mm, 10 mm)が小さく(0.302), D 法(1.0 T, 3.0 T)が大きく(0.350)になっているが、その他は T 線図, F 線図等で示される 0.333 と同程度となっている。

疲労寿命の推定曲線として各方法による比較を行ってみると、平均線については、長寿命域($N=10^7$)で E 法(4 mm, 10 mm)は UKDEn の T 線図とよく対応している。

しかし、疲労強度のばらつきを考慮した(平均 $-2 \times$ 標準偏差)でみると、A 法(0.5 T, 1.5 T)が時間強度、勾配とも T 線図と良好に対応し、次に B 法(0.5 T, 1.5 T), C 法(0.4 T, 2.0 T)とも遜色ない程度で対応している。

一方 D 法(1.0 T, 3.0 T), F 法($1.57^4 \sqrt{(T^3)}$, $4.9^4 \sqrt{(T^3)}$)

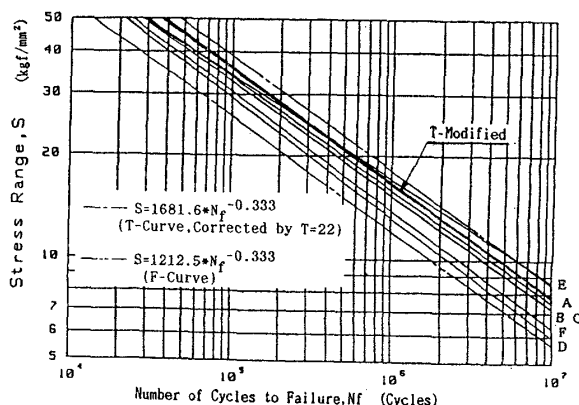


Fig. 13 Comparison of S-N, Curve (Mean) with Modified T-Curve and F-Curve

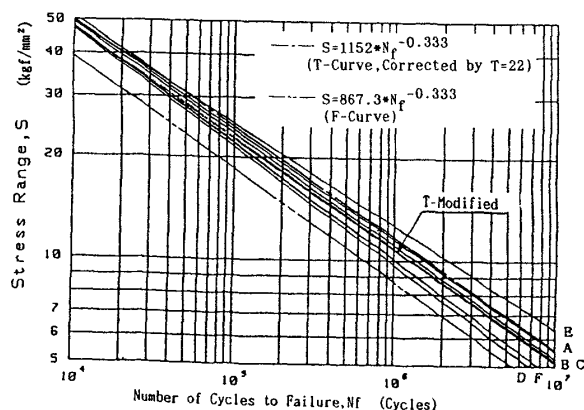


Fig. 14 Comparison of S-N, Curve (Mean-2σ) with Modified T-Curve and F-Curve

は、ホットスポット応力の推定を低めに見積ることになり鋼管継手に対する T 線図と平板継手の F 線図に中間段階に位置している。

本研究で求めようとするホットスポット応力は鋼管継手に対する UKDEn の T 線図と思想を同じくしている。

即ち溶接の余盛りの形状の影響を受けない範囲で構造的な応力集中を特定した2点の直線外挿により求めんとするものである。しかし鋼管継手の疲労破壊箇所の大部分はサドル側であり、その箇所の溶接余盛の立ち上がり角度は Fig. 15 に示すように平均的に 144 度 $\theta=36^\circ$ である。平板構造での余盛立ち上がり角度は 45° として設計されるので、鋼管構造と疲労強度に差が生じる。この差を Fig. 16 に示す金田¹¹⁾による溶接余盛角の応力集中の与える影響より、安全側すなわち平板構造の応力集中の鋼管に比しての上昇がそのまま疲労強度の低下に繋がるとして求める。この結果、

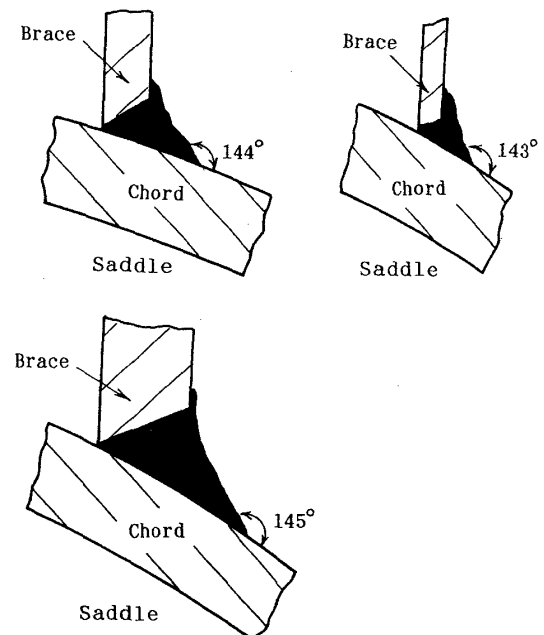


Fig. 15 Weld Profiles for UKOSRP Fatigue Test Specimen

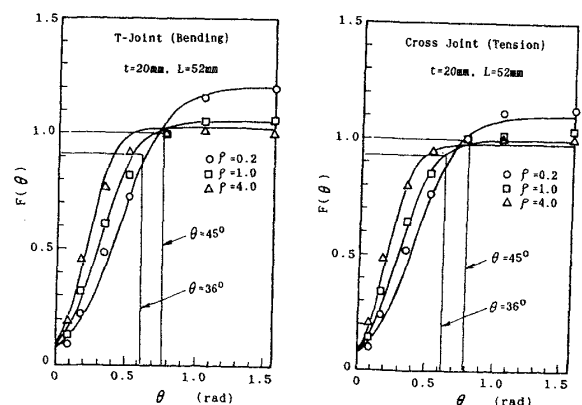


Fig. 16 $F(\theta)$ in Equation $K_i = 1 + F(\theta)\{K_i(45) - 1\}$ ($K_i(45)$: Stress Concentration in $\theta=45^\circ$)

平板構造に使用する修正T線図として、応力に関し UKDEn の T 線図 $\times 0.92$ を採用することにする。この際 $\theta = 45^\circ$ で $Ke = 4.0$ (趾端半径 $\rho = 0.8 \text{ mm}$) としている。

以上のようにパイプ継手と平板継手では溶接ビード形状の立ち上がり角度の違いが基本的に存在し、金田等の研究結果を用いて角度の修正を施し¹¹⁾ 平板構造に適用する上で、角度の違いによる疲労強度低下を考慮しほぼ 0.92 程度を T 線図の応力に乗算し、修正 T 線図とした。

UKDEn の T 線図に 0.92 を乗じた修正 T 線図も Fig. 13, 14 に示す。Fig. 14 から、B 法 (0.5T, 1.5T), C 法 (0.4T, 2.0T) に基づく S-N 曲線がこの修正 T 線図とよく対応し、F 法 ($1.57^4\sqrt{T^3}$, $4.9^4\sqrt{T^3}$) は、高応力領域では対応するが、S-N 曲線の勾配が大きいことから (0.344), 低応力・長寿命域で低めの応力を許容し、更に安全側の寿命線図となっている。

以上の比較から、ホットスポット応力基準による平板構造の疲労度検討の方法として F 法を推奨したい。すなわち、SR202 研究の限られたブラケットモデル、ダブルモデル、スティフナモデルの疲労試験結果からではあるが、ホットスポット応力の定義として F 法 ($1.57^4\sqrt{T^3}$, $4.9^4\sqrt{T^3}$) の 2 点を直線で結び、その直線外挿上の溶接趾端位置の応力をホットスポット応力とする) を用い、寿命推定線図 (SRF 線図) として $\Delta S_F = 1176.6 \cdot N_F^{-0.344}$ を提案する。

6. 結 言

SR202 で行った 3 種の平板構造のモデルによる疲労試験と応力分布計測を基にホットスポット応力基準による疲労強度評価法を検討した。

ホットスポット応力の定義として Table 1 に示す 6 種の方法を選びホットスポット応力を ΔS とし比較検討した。実験データを N とすると S-N 線図を比較の基礎とした。その結果データの分散が小さい、UKDEn の T 線図と同じ思想の理論に基づいている、T 線図に板厚とビード形状の補正をした線図とデータの (平均 -2σ) 線が近いという理由で F 法を平板構造のホットスポット基準による疲労設計線図として提案する。すなわち、 $1.57^4\sqrt{T^3}$ と $4.9^4\sqrt{T^3}$ を基準評価点として SRF 線図を用いることを提案した。

本研究の成果の有効性については引続き研究中であり、

多くの過去の部材の模型疲労試験結果に対する証明を行う予定である。また溶接の趾端のピーク応力の挙動を明らかにし、ホットスポット応力のより詳細な意味付けを行いつつある。さらに FEM によるホットスポット応力導出についても SR202 の検討に加え追加検討中である。次の機会に報告したいと考えている。

また本研究の実施に当たっては造船研究協会第 202 研究部会の藤田委員長をはじめとする委員各位の有益な討論をいただいた事に謝意を表する次第である。本研究のまとめに際しては、東京大学大学院生 西村 隆一君、東京大学船舶海洋工学科の小池 浩君、野津 真生君が卒論の一部として協力いただいた事を附記し謝意を表します。なお本研究は文部省科研“疲労設計理念の実現”の一部として実施したものであることを附記する。

参 考 文 献

- 1) ASME: Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III Rules for Construction of Nuclear Vessels, (1963)
- 2) United Kingdom Department of Energy: Offshore Installations Guidance on Design and Constructions, (1981)
- 3) Det Norske Veritas: Rules for Classifications of Mobil Offshore Structures, (1982)
- 4) American Welding Society: Structural Welding Code, (1983)
- 5) American Petroleum Institute: Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms, API RP 2R, (1982)
- 6) Kunihiro Iida: Application of Hot Spot Strain Concept to Fatigue Life Prediction, IIW-XIII-1103-81, (1983)
- 7) F. Huther: Recommendation for Hot Spot Stress Definition in Welded Joints, IIS WG XIII/XV, (1990)
- 8) 造船研究協会第 202 研究部会: 海洋構造物の疲労設計法および溶接部の品質に関する研究, (平成 3 年度発行予定)
- 9) UKDEn: Back ground to new fatigue design guidance for steel welded joints in offshore structures (1984)
- 10) S. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger: Theory of Plate and Shell, Mcgraw-Hill, Second Edition, (1959), pp. 468
- 11) 金田重裕: リブ十字隅肉溶接部の応力集中, 第 5 回東京大学工学部技術発表会報告, (1990), pp. 71-74