

# 溶接構造要素のモデル疲労試験結果と 疲労設計法の提案

正員 永 元 隆 一*	正員 的 場 正 明**
正員 川 寄 哲 郎***	正員 井 上 克 明***
正員 堀 徹****	正員 飯 野 暢*****
正員 福 岡 哲 二*****	

Model fatigue test result of welded structural element and proposal for fatigue design procedure

by Ryuichi Nagamoto, <i>Member</i>	Masaaki Matoba, <i>Member</i>
Tetsuro Kawasaki, <i>Member</i>	Katsuaki Inoue, <i>Member</i>
Tohru Hori, <i>Member</i>	Nobu Iino, <i>Member</i>
Tetsuji Fukuoka, <i>Member</i>	

## Summary

For carrying out the fatigue design of welded structures, the design S-N diagram to be used may be prepared either by the joint classification method or by the hot spot stress method. The former has a long history in design of bridge, but it is not so clear how to select the S-N diagram in design of a large marine structure using nominal stress or hot spot stress.

In this paper, using the experimental data of the model tests which have been carried out by SR202 Committee of Shipbuilding Research Association of Japan, proposal for fatigue design procedure of plate type structures (bracket, stiffener and doubler pad connections) was discussed.

## 1. 結 言

海洋構造物の歴史は船舶のそれに比べ浅く、その設計法に最新の技術は取り入れられてはいるが、実績による検証が少なくいまだ発展段階である。

海洋構造物の稼働中の事故に関する DnV の調査によれば、1970～1981 年についてみると、各タイプの海底石油資源掘削リグのほとんどが損傷を起こしている。その内訳はコラムとブレースの接合部やブレースの集合継手の他、フェアリーダやハイドロフォン等のぎ装品の強度部材への取り付け部分を起点とした損傷も少なくない。有名な 1980 年に起こったアレキサンダーキーランドの転覆事故は、ハイドロフォンのブレースへの取り付け溶接部の疲労き裂を起

点としたものとされている。

このように疲労き裂が多数発生していることから、海洋構造物の使用中の割れを防止するとともに耐用年数を評価するための設計、いわゆる疲労設計の重要性が強く認識された。

このため疲労設計を規格化する動きは、欧州において特に活発に進められ、ECSC(欧州石炭鋼材団体)や UKORSP(英国海洋鋼材企画会)で行われた膨大な疲労試験の結果をもとに、船級協会や関係省庁では 1970 年代後半から 1980 年代前半にかけて疲労設計規格の充実が進められた。これらの機関の規格はそれぞれ立派なものではあるが、実験室におけるデータを基にして作成されたものであり、適用実績が少ないまま規格化されたため、それを実際の構造物に適用した場合、下記の如く多くの問題を生じた。

海洋構造物の疲労強度に対する船級協会や関係省庁のこれらの規格では、構造物の想定寿命、例えば想定寿命を 20 年とすれば、20 年で  $10^8$  回の繰返し波浪荷重を受けるとして、想定した海域での荷重が設定される。疲労被害度は線形疲労被害則を用いて求められるが、その際使用する S-N

\* 東海大学海洋学部

\*\* 東京大学工学部

\*\*\* 三菱重工業(株)技術本部長崎研究所

\*\*\*\* 日立造船(株)技術本部技術研究所

\*\*\*\*\* 石川島播磨重工業(株)技術本部技術研究所

\*\*\*\*\* 三井造船(株)船舶・鉄構総括本部技術開発部

線図は基礎的なデータのほぼ98%の生存確率のものをを用いている<sup>1)~4)</sup>。UK DEn や DnV で想定する S-N 線図は、数多くの構造詳細形状に対して求められた S-N 線図夫々の構造形状に応じて使い分けるように設定されている。例えば、C 線図は溶接部を平滑に仕上げた場合などであり、D 線図は通常の突き合わせ溶接横継手、F 線図はスタッドなどの付加物が溶接で取付けられた場合、F2 は F より厳しい形状の付加物などの場合である。これらの継手分類と S-N 線図は BS の橋梁に対するものを踏襲しているため、海洋構造物に適用する際、どの線図をどのように使えば良いのかに関し不明確な点が多い。

また、海洋構造物に多用される鋼管継手に対する線図は、前述した ECSC や UKORSP の鋼管継手構造の疲労試験データを基に、ホットスポット応力により疲労強度を照査するためのものである。ホットスポット応力による評価法は、既に飯田により紹介され<sup>5)</sup>、鋼管継手の疲労強度評価に有効なものとしてきており、最近では、F. Huther による提案も行われている<sup>6)</sup>。

これらの応力を求めるために、Fig. 1 に概要を示す実際の構造物に対し、応力集中の推定が難しく疲労強度が問題になる箇所、ブレースの集合継手やブレースとコラムの継手部分に対しては、有限要素法による応力解析が行われる。Fig. 2 は有限要素法の計算モデルであり、き裂の発生予想点では最小要素寸法が板厚以下であるような細かい要素分割がなされているが、要素分割の方法にも議論が残されている。

海洋構造物の構造詳細部分にどの疲労設計線図を使用するか、また、その線図を適用するに際してどのような問題点があるかを抽出して、その一部を Table 1 に示した。これらの他にもブレースとコラムの接合部は鋼管継手等と同様な有限要素法解析が行われるが、S-N 線図として鋼管継手に対する T 線図より疲労強度が低い F 線図を使用するように船級協会より要求される場合があり、この F 線図使

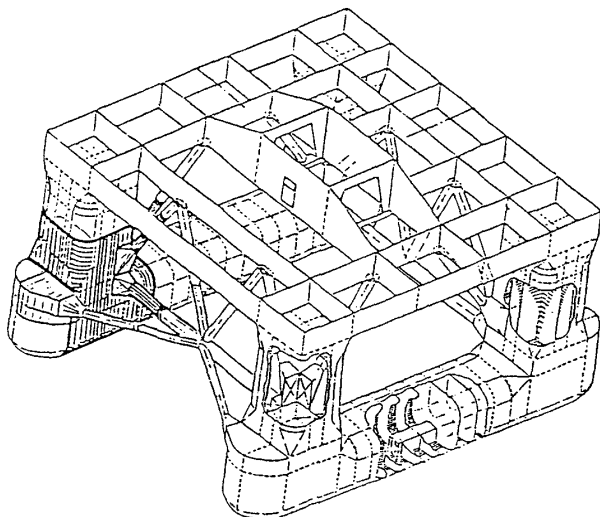


Fig. 1 Whole Structure of Semi-Submersible Rig

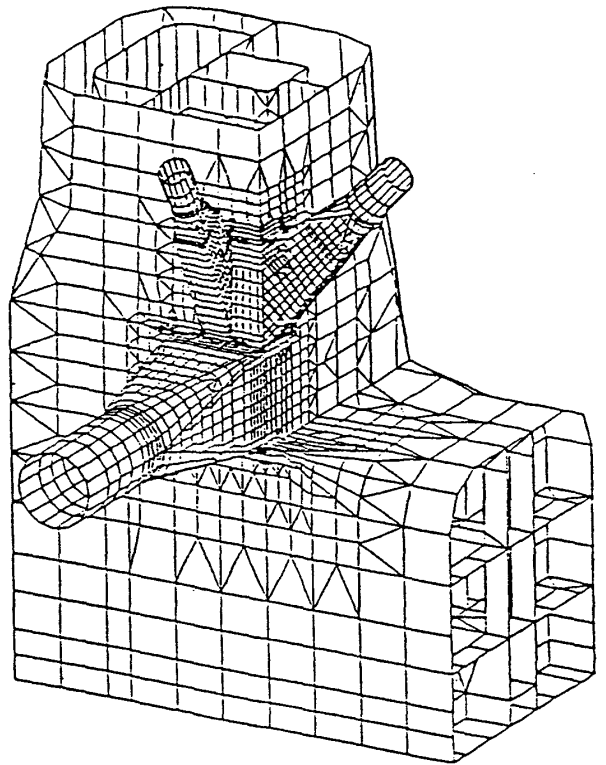


Fig. 2 FEM Model of Brace to Column Connection

用は安全側過ぎないかとの疑問も生ずる。

また、グラインダーでドレッシングした場合にどの線図を使うのか定かではない。また、F 線図の適用範囲が広く、部材に応じ安全・非安全性が混在しないかの疑問もある。

本研究はこれらの問題をできるだけ明確にすることを目的に、(社)日本造船研究協会第202研究部会の一部として行われた研究<sup>7)</sup>に考察を加えたものである。海洋構造物における疲労強度上の代表的な溶接構造要素3種について、疲労試験と応力分布の計測と FEM 計算を行い、疲労設計法を吟味した。これら研究の成果は、船体構造にも十分応用できることを考慮して、検討を進めた。

なお、ホットスポット応力に基づいて評価する場合については、既に八木等<sup>8)</sup>により報告されており、詳細な説明は省略した。

## 2. ブラケット構造要素の疲労強度評価

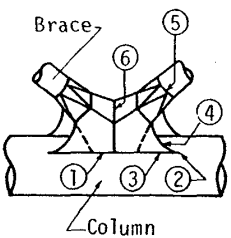
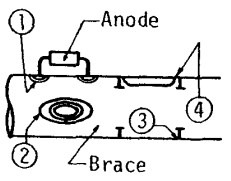
### 2.1 試験方法

ブラケット構造は海洋構造物の重要な部材であるブレース仕口部等の補強部材であり、疲労強度上重要な構造要素となる。

試験に使用した鋼板は板厚 22 mm の船級協会 (NK) 規格 KE 36 (TMCP 鋼) である。鋼板の化学成分および機械的性質を Table 2, 3 (ミルシート) に示した。試験片の主要寸法および形状を Fig. 3 に示す。試験片は形状、施工法を変えた以下の4種類であり、それぞれの特徴は以下の通りである。

A タイプ：通常の船殻に用いる構造

Table 1 Fatigue Assessment Procedure of Structural Members by the Present Rule of UK DnV or DnV

Structure to be Analyzed			Fatigue Assess		Question
			S-N Diagram	Used Stress	
 <p>K Shaped Brace to Column Connection</p>	① Cross Boxes	Fillet Weld (As Weld)	F	Undefined Hot Spot	Undefined Assessment Method ?
		Fillet Weld (Grind)	F	Ditto	Only 2.2 Times Life Exp. by Grind (by DnV)
	② Bracket Toe	Fillet Weld (As Weld)	F	Local Stress	How to Take into the Bracket Figure ?
		Fillet Weld (Grind)	C	Ditto	Can use Class C for the Part ?
	③ Bracket to Column	Fillet Weld (As Weld)	F	Local or Undef. Hot Spot	Undefined Assessment Method
		Fillet Weld (Grind)	F & G.Effect	Ditto	Ditto
	④ Bracket Free Edge	Base Metal	B	Local Stress	No Question
 <p>Pad Plate</p>	① Pad Plate	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	Class F too much Conservative ? How about Weld Leg Length Effect ?
		Fillet Weld (Grind)	—	Ditto	How about Grind Smooth ?
	② Doubler	Ditto	Ditto	Ditto	Ditto
	③ Ring Stiff.	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	Class F too much Conservative ?
		Fillet Weld (Grind)	F	Nominal Stress	Effect of Toe End Figure ?
	④ Stiff. End	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	Effect of Toe End Figure ?
		Fillet Weld (Grind)	F & G.Effect	Ditto	How to Grind & How about the Effect ?

B タイプ：ブラケット先端部を延長し，構造的な応力緩和を図った形状

C タイプ：上記 B タイプと同様にブラケット先端部形状をソフトにし，回し溶接部にディスクグラインダーによるドレッシング（以下ドレッシング）を施した構造

D タイプ：ブラケットの基本的形状は B，C タイプと同じであるが，海洋構造物の規格（たとえば DnV）に要求されるブラケット先端部に開先

をとり完全溶け込みとし，ドレッシング処理を施した構造

すなわち，A，B タイプは回し溶接部は溶接のまま，C，D タイプはドレッシングを施したタイプである。C タイプではドレッシング処理後のルート寸法を確保するため 3 パスの（脚長 25 mm）増し盛り溶接を行い，これをディスクグラインダー（# 120）により仕上げた。また，D タイプではブラケット先端およびフェースプレートをはさみ，対象となるウェブの両者に長さ 80 mm の開先をとって完全溶

Table 2 Chemical Composition of Material

Thick. (mm)	C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	V	T.A.L.
22	0.10	0.21	1.50	0.015	0.002	0.02	0.02	0.03	0.01	0.035

Table 3 Mechanical Properties of Material

Thick. (mm)	Yield Point MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Tensile Strength MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Elongation (%)	Impact Test 2mmV -40°C (J)
22	452 (46)	546 (56)	22	259

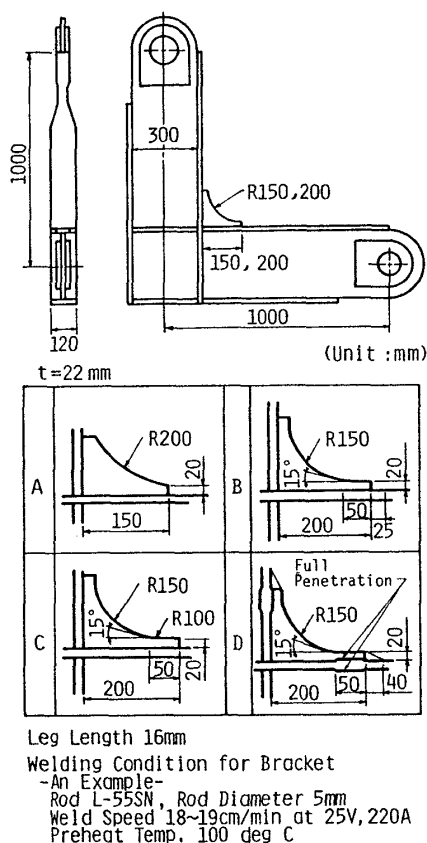


Fig. 3 Bracket Model and Welding Procedures for Fatigue Tests

け込みとした。また、回し溶接部についてはディスクグラインダー処理後に回し部の脚長 40 mm が確保できるよう増し盛りし、立ち上がり角度 15° に仕上げている。

疲労試験は、大気中室温条件下で試験体とピン結合を介して引張荷重を負荷する荷重制御繰返し（応力比=最小応力/最大応力= $R \approx 0$ ）試験を行った。繰返し速さは 3~6 Hz の範囲である。

応力計測については構造モデルの主要部にひずみゲージを貼付し、疲労試験に先立ち静的荷重試験を行い各点のひずみ分布、および発生応力と荷重の関係を求めた。

また、ブラケット先端の構造的応力集中およびホットスポット応力の検討を行うため、各タイプについてブラケッ

ト延長線上フェースプレート長手方向応力を計測し、分布を求めた。疲労試験中目視によるき裂観察を行い、破断繰返し数  $N_f$  は、フェースプレートの破断分離する荷重繰返し数または著しい荷重低下が生じる荷重繰返し数とした。

## 2.2 試験結果

構造モデルのブラケット先端部の公称応力  $S_0$  は次式により求めた。

$$S_0 = (M/Z + P/A) \times \sin 45^\circ \quad (1)$$

ここで、 $M$ ：ブラケット先端位置における曲げモーメント

$Z$ ：I 型梁の断面係数

$P$ ：負荷荷重

$A$ ：I 型梁の断面積

Fig. 4 に上式によって得られる計算値と実測値の対比を示した。同図は A タイプの結果を示しているが、何れのタイプも実測結果は上式による計算と良い一致を示している。溶接ままの回し先端部応力分布は 5 素子の応力集中ゲージにより求めた。その代表例として、Fig. 5 に A, B タイプの応力分布状態を示す。また、ブラケット部の応力については実測および FEM 計算により求めた。Fig. 6 に D タイプのブラケット部の FEM 計算結果を示した。ブラケット先端部形状をソフトにすることで、R 部の応力は止端部応力の約 2 倍となっていることがわかる。ドレッシングした止端の部分を含め、ブラケット部の応力計測を行い、計算値とよく合っていることを確認した。

疲労き裂はブラケット先端が溶接ままである A タイプでは何れの試験片においても、全て回し溶接先端から発生し、このき裂が成長して破断に至る。ブラケット形状をソフトにした B タイプでは A タイプ同様に回し溶接止端からき裂が発生し破断に至るが、一部にブラケットとフェースプレートの直線の隅肉溶接部から疲労き裂の発生が認められた。

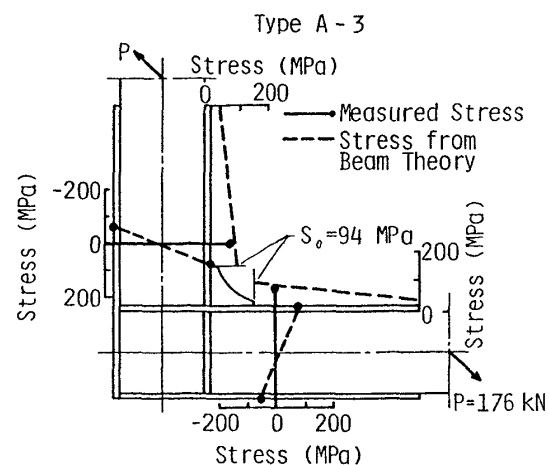


Fig. 4 Comparison of Measured Stress with Calculated Stress

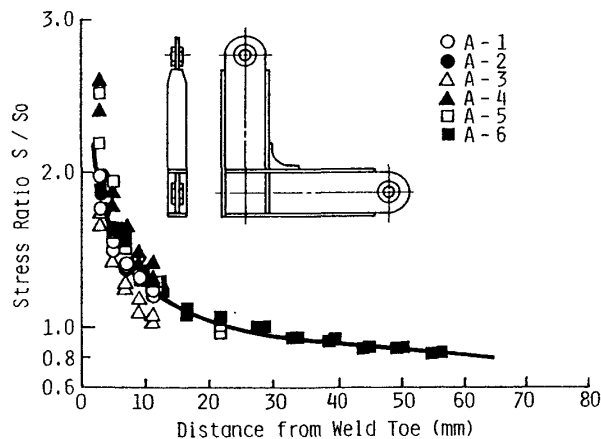


Fig. 5(a) Stress Concentration of Type A Bracket

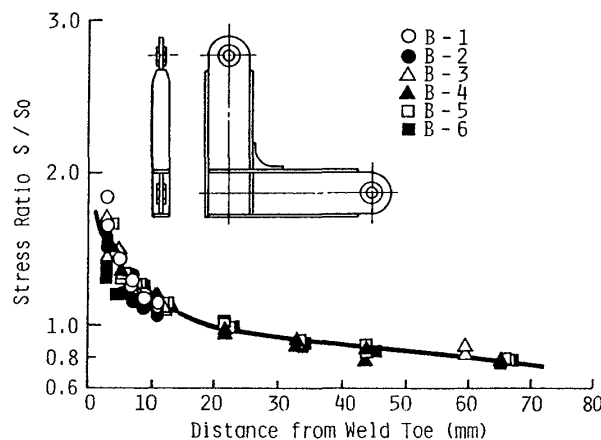


Fig. 5(b) Stress Concentration of Type B Bracket

回し部をドレッシングしたCタイプでは荷重条件によらず、回し先端部からのき裂発生は皆無で、全て隅肉溶接部またはブラケットコーナ部から発生し破断している。

ブラケット先端形状をソフトにした回し溶接近傍からの喉切れによる破壊を防止するために、回し先端部を完全溶け込み溶接にして補強したDタイプにおいても当然のことながら、回し溶接止端からのき裂発生は皆無であり、Cタ

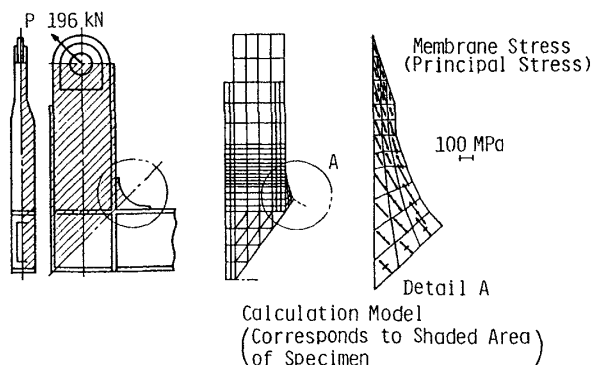


Fig. 6 FEM Analysis of Type D Bracket (Shell Element)

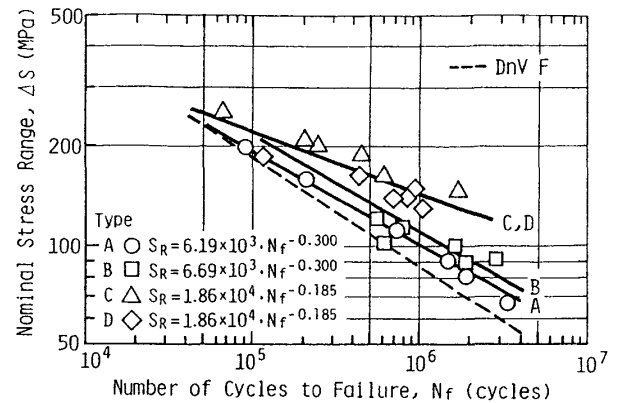


Fig. 7 S-N Curves for Bracket Model

イブ同様にき裂は何れも隅肉溶接部またはブラケットコーナ部から発生し破断に至っている。C, D 何れのタイプにおいても、回し溶接部からのき裂発生はない事から、先端部の完全溶け込みは必要ないと言える。

回し溶接部の公称応力ベースにより各タイプの疲労試験結果を整理し、Fig. 7 に示した。また、同図中に各タイプのS-N 表示式を示した。

### 2.3 FEM 応力解析による応力分布の考察

実測応力の妥当性を確認するために、ブラケット構造のソリッド要素解析を行った。

ソリッド要素モデルの解析は、回し溶接のままであるA, B タイプおよびドレッシングしたDタイプについて行った。Fig. 8 にBタイプおよびDタイプのブラケット部分の要素分割例を示した。なお、モデル化は試験体の対称性を考慮し、1/4 部分について行った。BタイプおよびDタイプの解析モデルの節点数および要素数は次の通りである。

	B タイプ (fine)	B タイプ D タイプ (coarse)
節点数	1420	1267
要素	990	894

何れのモデルについても問題とする部分の要素寸法は板厚程度としているが、Bタイプについては回し溶接止端付近の要素寸法を変えて、要素寸法の局部応力値に及ぼす影響について調べた。ブラケット止端立上りの滑らかなDタイプについては止端部近傍フェースプレートの要素寸法を8 mm として応力解析を行った。またDタイプに比べブラケット止端の応力立上りが厳しいと思われるBタイプについては止端近傍の要素寸法を8 mm (coarse) および4 mm (fine) の2ケースについて解析し、その結果を比較した。代表例として、196 kN を負荷した時のブラケット端部よりフェースプレートに沿って求めた長さ方向の応力分布をFig. 9 に示した。本図にはBタイプの要素寸法を変えた場合の応力分布、Dタイプ解析結果および両タイプの計測

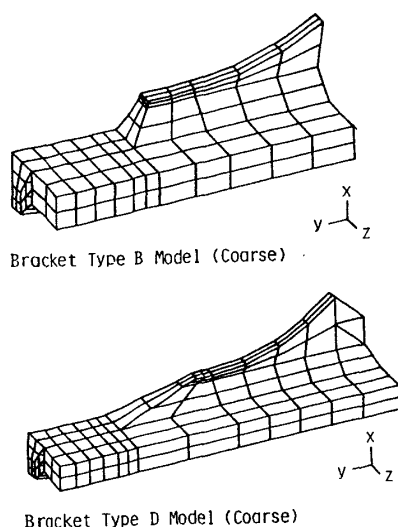


Fig. 8 FEM Analysis of Type B and D Bracket (Solid Element)

結果を併せ示した。この結果、ソリッドモデルの要素寸法を変えた B タイプの応力値は応力の急変する溶接先端部においても差はなく、ほぼ板厚程度に要素寸法をとれば回し溶接部が溶接ままの場合であっても実用的に十分な精度を与えることが分った。また、実測した応力分布は解析結果とよく合っており、モデル化の妥当性を確認できた。

なお、板要素を用いた FEM 解析によっても、最小要素寸法を板厚の 1/2 程度にすることにより、ブラケット端部に発生する応力の上昇をシミュレートできる結果も得られている。したがって、板要素を用いて解析の方が簡便である。

#### 2.4 ブラケット構造要素に対する適用線図の考察

A タイプは通常の船体などで用いられる型、B タイプは A タイプのブラケット先端部の形状をソフトに伸ばす型、D タイプは DnV から要求されたことのあるブラケット端に開先をとり、溶け込み溶接し、ビードをドレッシングした型、C タイプは D タイプの開先溶接に変え通常の隅肉溶接をした型である。

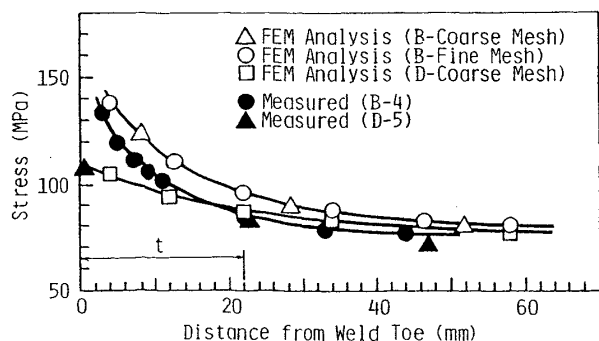


Fig. 9 Comparison of Measured Stress with Calculated Stress

実施した 4 つのタイプのブラケットの破壊モードに着目してみると、2 つのタイプに分けられる。1 つはブラケット先端部を溶接したままとした、タイプ A, B, もう 1 つは回し溶接先端をドレッシングして滑らかにしたタイプ C, D である。前者は主としてブラケット先端回し溶接部からのき裂が寿命を決定している。この両タイプ A, B の強度を比べると、ばらつきはあるもののブラケット先端部の形状をソフトにして回し溶接部への荷重の流れ込み緩和を図った B タイプの強度は A タイプに比べ向上している。しかし、ブラケット A, B タイプを比較すると、Fig. 7 に示すように  $N_f = 2 \times 10^6$  強度で一割強の強度上昇であるが、初期に予想したほどソフト端の効果はないことがわかった。また、公称応力では、DnV の F クラスの線図で評価できることがわかる。また C, D タイプを比較すると、Fig. 7 に示すように強度に差はなく、ブラケット止端の開先溶接の必要はないことが分かる。止端部をドレッシングした C, D タイプの試験結果と設計 S-N 線図を比較する。現在の UK DEn, DnV の規則をブラケット試験の結果に適用する場合、応力としては各適用線図を（ブラケット止端部の公称応力  $S_0$ ）/（き裂発生点近傍の最大応力）の比率で変化させることとした。これは、ブラケット各部位での最大応力を公称応力  $S_0$  で換算し、公称応力ベースで比較検討するために修正したものである。すなわち、DnV 規則で示している B 線図、C 線図および X 線図に対する照査応力は応力集中を加味したものであり、ここでは  $S_0$  に対する応力集中率分だけ疲労強度を減じた S-N 線図との比較を試みた。なお、ここで用いた最大応力は板厚の 1/2 程度の要素寸法とした板要素を用いた FEM 解析に基づく計算値である。

Fig. 10 に示す①箇所については、ブラケットコーナ部の最大応力値に対し、B 線図（母材）を適用する。公称応力/最大応力=0.38 程度であるのでブラケット止端部の公称応力に換算した B 線図は Fig. 11 の二点鎖線で示すようになる。

Fig. 10 に示す②箇所について、ドレッシング止端には最大応力値に対し、C 線図（ガス切断に対するものであるが、ここではこの線図を使用する）を適用する場合は、公称応力/最大応力=0.78 であるので Fig. 11 の一点鎖線で示す位置になる。同様な考え方で DnV の X 線図を比較のため同図中に示すと三点鎖線で示す位置になる。

Fig. 10 に示す③箇所については、ブラケット溶接部近傍の最大応力値に対し、F 線図（隅肉溶接）を適用するが、モデルの公称応力/最大応力はほぼ 0.82 であるので Fig. 11 の破線で示す位置になる。

Fig. 11 に示したブラケットの先端部をドレッシングした C, D タイプでの疲労き裂の発生は Fig. 10 に示す②の位置でなく、①、③の部分で発生しており複雑な破壊形態を示している。ブラケットの自由縁①からの破壊に対して、B 線図と比較してみると実験値はかなり高目であり、大き

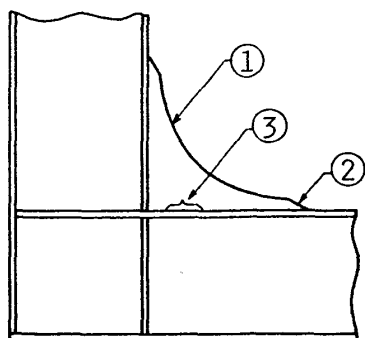


Fig. 10 Assessment Locations of Bracket

い安全率を有していると考えられる。また、③の隅肉破断に対して F 線図は実験値よりかなり低い線図（安全側）として設定されている。

一方、Fig. 11 より先端②の位置に対する C 線図は危険側となり、X 線図程度が妥当と考えられる。

なお、ホットスポット応力を用いる場合は、Fig. 5 等で示されるブラケット先端部近傍の応力から、八木等<sup>8)</sup>の定義に従って、DnV の T 線図と F 線図の中間に位置する SRF 線図で評価できる。また、溶接部をドレッシング仕上げた場合は、DnV の X 線図で評価するのが妥当と考えられる。

### 3. スティフナ構造要素の疲労強度評価

#### 3.1 試験方法

スティフナは、板の撓みを防ぐ目的の他、局所的な軸力に対する断面積の補填に用いられる。特に、後者の場合、スニップエンドと呼ばれるスティフナ端の構造不連続部があり、その溶接止端部に疲労損傷を起こすことが多い。そこで、本研究ではこのスティフナ端溶接止端部を対象としてホットスポット応力による疲労強度評価法について実験的に検討した。

試験は、静的負荷試験と疲労試験を行った。試験片は、Fig. 12 に示すような形状とした。また、スティフナの板厚

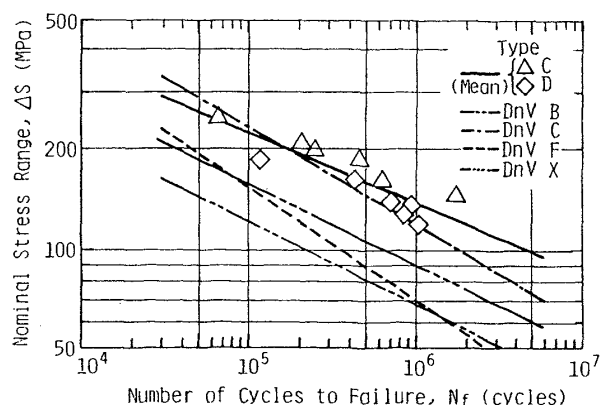


Fig. 11 Relation between Nominal Stress Range at Weld Toe and Number of Cycles to Failure

は 10 mm とし、主板厚を 15 mm と 30 mm の 2 種類として板厚効果についても検討した。溶接の脚長は 5 mm と 7 mm の 2 種類とし、手溶接による溶接法を用いた。溶接条件を Fig. 12 の試験片形状と合わせて示した。供試鋼板は、海洋構造物に適用される船級協会 (NK) 規格 KE 36 (TM-CP 鋼) を用いた。このため、同種の鋼板を用いたモデル試験としての意義もある。

静的負荷試験ではスニップエンド近傍の軸方向応力を計測しその分布を求めた。ひずみゲージは、ゲージ長 1 mm の 1 方向ゲージを用いた。ひずみの計測は、荷重レベルを 49 kN 毎に上げ弾性範囲内で実施した。試験機は、100 ton 油圧サーボ型疲労試験機を用いた。

疲労試験では、荷重に対する破断寿命を調べた。試験本数は 2 種類の板厚について 10 本ずつの試験を行った。試験機は 100 ton と 65 ton の油圧サーボ型疲労試験機を用いた。実験は、室温大気中にて一定荷重振幅（荷重制御、応力比： $0 < R \leq 0.1$ 、波形：正弦波、周波数：5 Hz）の条件で試験片が破断するまで行った。

#### 3.2 試験結果

静的負荷試験による応力計測の結果を Fig. 13(a), (b) に示す。同図の縦軸は、計測応力を公称応力で除した値を用いた。Fig. 13(a) は、スニップエンド溶接止端近傍の軸方向の応力分布を示す。同図から、板厚の厚い方が軸方向の勾配が急であり応力集中が大きいことがわかる。Fig. 13(b) は溶接止端から 6 mm 離れた位置での幅方向の応力分布を示す。幅方向の応力分布は、板厚に関係なくほぼ同様であった。

Fig. 14 に、疲労試験結果を S-N 線図で示した。DnV の F 線図と比較すると全て安全側になっている。主板厚の増加により疲労強度が低下していることが確認できる。すなわち、主板厚が 30 mm 程度であっても板厚効果が現れることがわかった。板厚効果は、主として止端部近傍の応力

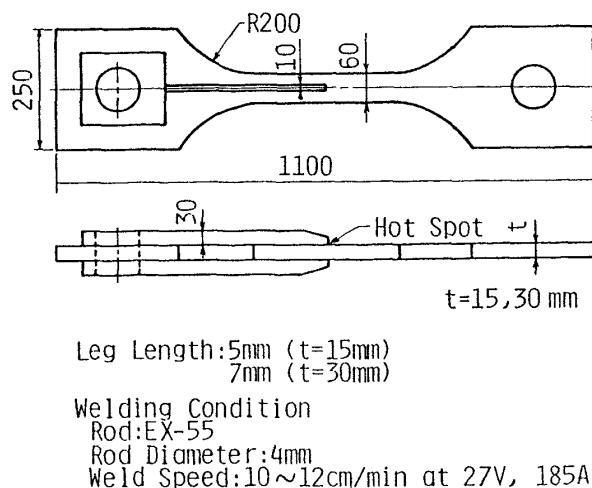


Fig. 12 Stiffener Models for Fatigue Tests

集中の大きさに起因すると考えられており、静的負荷試験結果と良い対応を示している。

### 3.3 FEM 応力解析による応力分布の考察

溶接構造物のホットスポット応力を評価する手段として有限要素法による応力解析を行い、その有効性を検討するとともに、溶接止端部の要素寸法について考察した。

解析に用いたモデルは、主板厚 15 mm の試験片を再現し、有限要素法は板要素によるものと、ソリッド要素によるものの 2 種類を行った。これは、溶接部がホットスポット応力に対してどのように影響するか検討するためのものである。溶接部の形状的な影響はソリッド要素解析で検討し、板要素解析では溶接部の形状を無視し、溶接止端部の要素寸法の検討を行った。

ソリッド要素解析のモデルは、試験片全体の 1/4 の範囲が対象である。溶接部は試験片の計測結果より求めた代表的寸法をモデル化した。この溶接部は該部分の要素のヤング率をごく小さくすることにより、その有無を比較することができるようにした。最小要素寸法は 1 mm×1 mm で設定し、総要素数は 426、節点数は 789 である。

板要素解析のモデルのひとつの例では、最小要素寸法は 3 mm×3 mm である。また、溶接部は該部分の要素板厚を増厚して考慮してある。Fig. 15 は板要素解析の結果を最小要素寸法で比較したものである。解析値には明瞭な差は

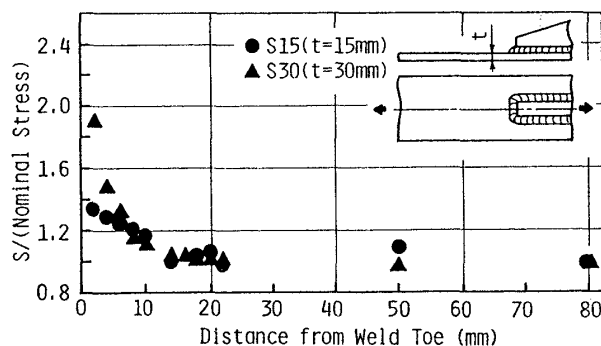


Fig. 13(a) Stress Distribution in Axial Direction

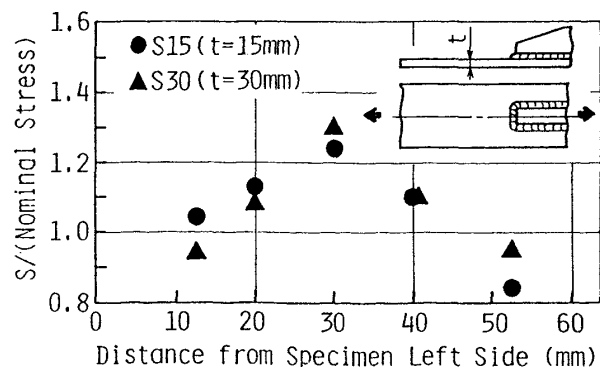


Fig. 13(b) Stress Distribution in Perpendicular Direction to Axial Direction

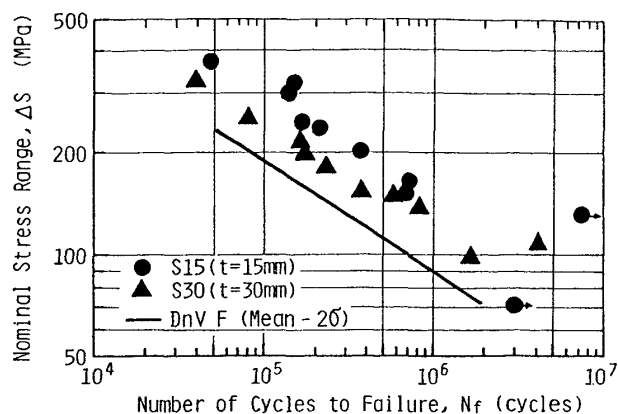


Fig. 14 S-N Curves for Stiffener Model

みられなかったが、2.0 mm および 7.5 mm は止端部近傍の分布の勾配が、実験値と若干異なっているようである。

Fig. 16 は板要素とソリッド要素解析の結果を応力分布でみたもので、横軸は溶接止端からの距離、応力値は主板的応力を公称応力で無次元化してある。溶接ビードが無いモデルの方が溶接ビードが有るモデルより実験値に近い分布を示した。止端部ではソリッド要素の方が板要素よりかなり低めの評価になっている。これは一様な溶接形状を計算に考慮したため、構造的応力集中を板要素より小さく評価したためと推定される。

### 3.4 スティフナ構造要素に対する適用線図の考察

スティフナ構造の疲労強度は公称応力で評価する場合、Fig. 14 に示すように DnV の F 線図で評価できる。また主板厚が 30 mm 程度であっても板厚効果が現れることがわかった。

溶接止端のホットスポット応力で評価する場合は、八木等の示している SRF 線図で評価できる<sup>8)</sup>。溶接止端の応力分布は FEM で計算できるが、今回、溶接の局部形状は無視し、その要素幅は板厚の 1/4 程度にするのが効果的であることがわかった。

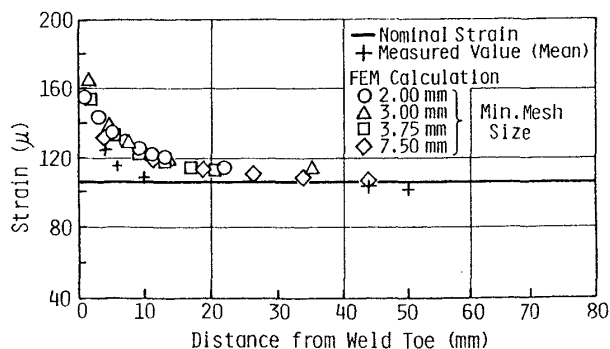


Fig. 15 Strain Distribution Change Due to FEM Mesh Size



#### 4. ダブラーパッド構造要素の疲労強度評価

##### 4.1 試験方法

ダブラーパッドモデルは海洋構造物に用いられる防食用のアノード等の取り付け座を想定したものである。ダブラーパッド自体は強度部材ではないが、ブレース等の強度部材にダブラーパッドが溶接されることにより強度部材の疲労強度は大きな影響を受け、疲労強度に関する詳細な照査が必要となる。

ダブラーパッドモデルの形状を Fig. 17 に示す。板厚 10 mm, 直径 50 mm の円板(ダブラーパッド)を 15 mm と 30 mm 厚の 2 種類の主板上に溶接している。溶接の脚長は 5 mm と 7 mm の 2 種類とした。溶接法は手溶接である。さらに、両側にダブラーパッドを設け面外曲げをなくしたモデルも追加し、合計 6 種類のモデルについて疲労試験と応力分布の計測を行った。供試材料は船級協会 (NK) 規格 KE 36 (TMCP 鋼) である。疲労試験は 100 ton 電気油圧サーボ型疲労試験機を用い、荷重制御の軸力片振り ( $R < 0.1$ ), 繰返し速度 5~7 Hz で行った。疲労寿命は試験片の破断までの繰返し数  $N_f$  とした。ダブラーパッドの溶接時に生じる角変形は、試験体に曲げ応力を重畳させることにより、疲労試験結果に重要な影響を与えると思われる。そこで試験片加工後の角変形量 (試験片セット時のチャック間 (約 500 mm) のダブラーパッド溶接部の変位) を計測した。その結果、主板的厚さが 15 mm の 15 A シリーズの角変形量の平均値は 1.72 mm, 15 B シリーズのそれは 2.44 mm である。溶接脚長の大きい B シリーズの方が角変形量も大きくなっている。W シリーズの角変形量は小さく、平均 0.53 mm となっている。主板的厚さが 30 mm の場合は、A, B, W とともに変形量は小さく、30 A で 0.79 mm, 30 B で 0.56 mm, 30 W で 0.19 mm となっている。

##### 4.2 試験結果

ダブラーパッド試験体表面のセンターライン上のひずみ分布の例を Fig. 18 に示す。溶接止端部でひずみが最大となる。

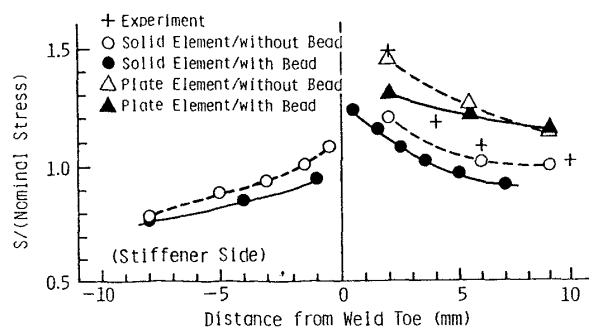
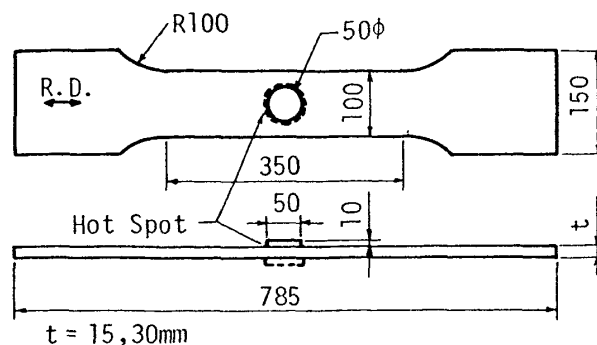


Fig. 16 Stress Distribution Change Due to Kind of FEM Element and Bead Modelization



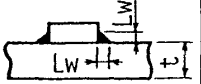

Mark	15A	15B	30A	30B	15W	30W
t (mm)	15		30		15	30
Lw (mm)	5	7	5	7	5	
						

Fig. 17 Doubler Pad Model for Fatigue Tests

疲労き裂は試験体センターライン近傍の溶接止端に発生しており、上述の最大ひずみ発生点 (ホットスポット) とき裂発生点は一致している。

ダブラーパッド構造の溶接止端より 10 mm と 30 mm 離れた 2 点で実測されたひずみ値から直線外挿して求めた溶接止端部における応力の値は 15 A シリーズで公称引張応力の 1.48 倍, 15 B シリーズで 1.18 倍, 30 W シリーズで 1.06 倍となっている。このように構造的な応力集中が生じる要因として、次の 2 つが考えられる。

- ①溶接による角変形も含めた構造の非対称性による応力の発生
- ②ダブラーパッドの付加によって生じる試験体幅方向の応力の分布による応力の上昇

ここでは、ダブラーパッド構造の構造的応力集中係数は上記の 2 つの要因による応力集中係数の積で表されると仮定する。すなわち、

$$K_s = K_{s1} \cdot K_{s2} \quad (2)$$

ここで、 $K_s$  : 構造的応力集中係数

$K_{s1}$  : 曲げ応力の発生による応力上昇係数

$K_{s2}$  : 幅方向の応力の分布による応力の上昇係数

本試験体における  $K_{s1}$  と  $K_{s2}$  をひずみ計測結果より次のようにして求める。

$$K_{s1} = \frac{\epsilon_{f,mean}}{(\epsilon_{f,mean} + \epsilon_{b,mean})/2.0} \quad (3)$$

$$K_{s2} = \frac{\epsilon_{hot}}{\epsilon_{f,mean}} \quad (4)$$

$\epsilon_{f,mean}$  : 溶接止端より 10 mm 離れた位置の表面におけるひずみの平均値

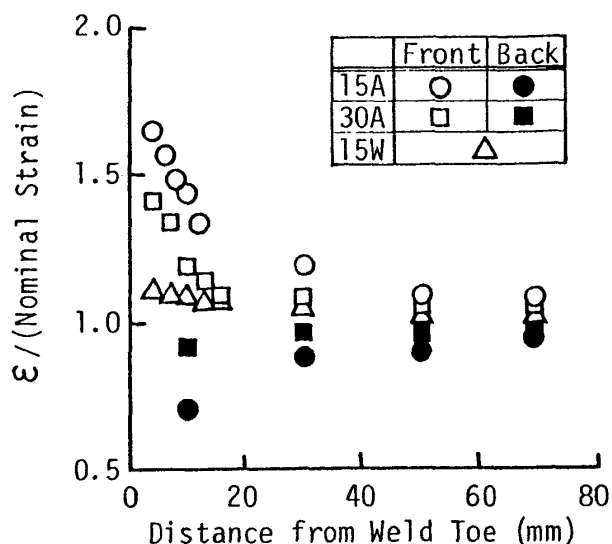


Fig. 18 Strain Distribution along Center Line

$\epsilon_{bmean}$  : 溶接止端より 10 mm 離れた位置の裏面におけるひずみの平均値

$\epsilon_{hot}$  : 溶接止端より 10 mm と 30 mm 離れた 2 点のひずみより直線外挿して求めた止端部におけるひずみ

なお、(3)式の分母の値は公称軸ひずみに相当することを確認している。結果を Table 4 に示す。Table 4 中の( )内の  $Ks1$  の値は角変形による曲げ応力を求める次式により計算したものである。ここで、試験体の両端での境界条件は面外曲げ固定を仮定している。

$$Ks = 1 + \frac{\sigma_b}{\sigma_t} = 1 + c_b \quad (5)$$

$$c_b = \frac{6}{m \sinh(m)} \cdot \frac{\delta}{t} \{ \cosh(m) - 1 \}$$

$$m = \sqrt{\frac{12\sigma_t}{E} \cdot \frac{L/2}{t}}$$

ここで、 $t$ : 主板の板厚、 $\delta$ : 角変形量

$L$ : 試験体の長さ、 $E$ : ヤング率

$\sigma_t$ : 引張応力、 $\sigma_b$ : 曲げ応力

計算値は計測値とよく一致しており、曲げ応力は角変形による曲げが支配的であり、その値は角変形量より推定できることがわかる。

$Ks2$  は主板の厚さが 15 mm の試験体では 1.16~1.18, 30 mm の試験体では 1.04~1.06 となっており、主板が厚

Table 4 Stress Concentration Factor for Doubler Pad Model

	15A	15B	15W	30A	30B	30W
$Ks1$	1.25 (1.26)	1.32 (1.37)	1.00 (—)	1.11 (1.07)	1.12 (1.05)	1.00 (—)
$Ks2$	1.18	1.18	1.16	1.04	1.06	1.06
$Ks$	1.48	1.56	1.16	1.16	1.18	1.06

くなると、ダブルパッドによる構造的な応力集中が小さくなっている。

疲労き裂は試験片センターライン近傍の止端から発生し、センターラインを中心に 20 mm~30 mm の範囲では溶接止端に沿って伝播し、それより外側では母材部を荷重方向に直角に進展している。最初は表面で幅方向に成長し、表面における長さが 20 mm~30 mm、深さが 1~2 mm の扁平なき裂となる。その後は主に深さ方向に進展し、板厚貫通とほぼ同時に破断している。

疲労試験の結果を Fig. 19 に示す。Fig. 19 は公称応力範囲と破断寿命の関係を示す。図中の点線は実験データの平均線から 2 倍の標準偏差 ( $2\sigma$ ) を差し引いた線であり、実線は DnV の F 線図である。

#### 4.3 FEM 応力解析による応力分布の考察

疲労試験に供したダブルパッド構造の応力解析を実施し、ダブルパッド溶接近傍の応力の計算方法について検討した。

主板とダブルをそれぞれの板厚中心で板要素にモデル化し、ダブルパッドの周辺部を主板と剛接合した。要素の大きさは次の 3 種類に変えて検討した。

- ① ダブルの円周を 32 等分して溶接止端に隣接する要素の大きさを約  $0.2t$  としたモデル (Fine Mesh Size Model)
- ② ダブルの周方向の分割は①と同じで溶接近傍における放射線方向の要素長さを倍 (約  $0.4t$ ) としたモデル (Medium Mesh Size Model)
- ③ 周方向、放射線方向ともに②のモデルの倍の大きさにしたモデル (Coarse Mesh Size Model)

計算結果を実験による計測結果とともに Fig. 20 に示す。粗い要素分割の場合も溶接部近傍の応力分布が精度よく求められており、溶接部近傍の応力解析にはダブルパッドの円周を 16 分割した粗い要素分割によるモデル化で十分であることがわかる。

#### 4.4 ダブルパッド構造要素に対する適用線図の考察

ダブルパッド構造の疲労強度は公称応力を用いて、Fig. 19 に示すように DnV の F 線図で評価できる。この場合、主板の板厚が増加すると角変形量が小さくなり曲げ応力が減少すること、およびダブルパッド付加による応力集中も小さくなるのが期待できるので、本実験の範囲 (30 mm 以下) では板厚の影響は考慮する必要がない。

一方、止端部における局部応力により評価する場合、八木等の示している SRF 線図で評価できる<sup>8)</sup>。この場合は板厚の影響を考慮する必要がある。

溶接止端部の応力はダブルパッドおよび主板を板要素でモデル化した有限要素法により計算することができる。この場合、要素の大きさはダブルパッドの円周を 16 分割程度とし、溶接部に隣接する要素の大きさが板厚程度となるようにすればよい。

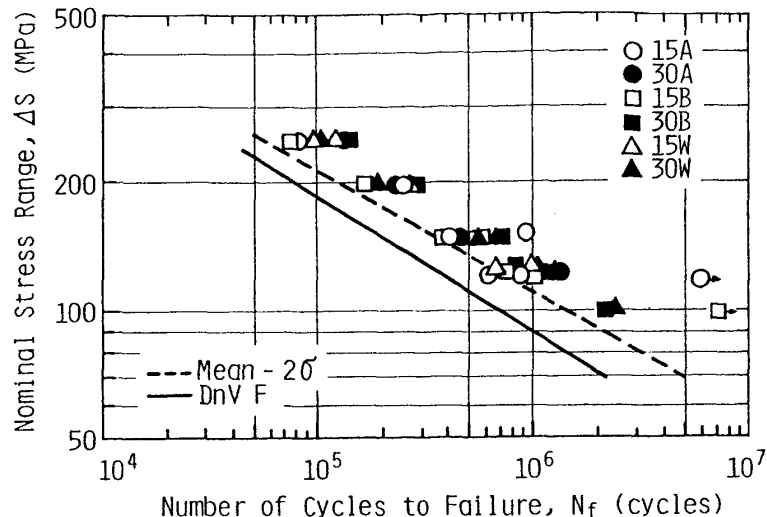


Fig. 19 Relation between Nominal Stress Range and Number of Cycles to Failure

## 5. 結 言

本研究はSR 202 研究で実施した疲労データを基に、海洋構造物の構造詳細部分にどの疲労設計線図を使用するかに関し、代表的なブラケット、スティフナ、ダブルパッドの構造要素モデルを使用した疲労試験および解析から、次の結論を得た。なお、ホットスポット応力の定義はSR 202 研究の提案する2点直線外挿法とSRF 線図を用いることとする<sup>7),8)</sup>。

### (1) ブラケット構造の疲労強度評価

(i) 通常の船舶に用いられるブラケット (A タイプ) やブラケット先端の形状を若干ソフトにしたブラケット (B タイプ) の隅肉溶接ままの継手の疲労強度は、公称応力ベースでDnV の示すF 線図で評価し得る。

(ii) ブラケット先端の回し隅肉溶接をドレッシング仕上げしたCタイプと、先端部の一部を開先溶接とドレッシング仕上げしたDタイプの疲労強度は、公称応力ベースでDnV の示すF 線図で評価することは安全側過ぎる。すなわち、ブラケット先端の止端破壊についてはホットスポット応力を用い、X 線図で評価し得る。

(iii) ブラケットR部では最大応力を用いて、B 線図を用いればよいと考える。

(iv) 連続隅肉部分では溶接部近傍のホットスポット応力を用いてF 線図で照査することになるが、かなり安全側となり、SRF 線図程度を用いるのが妥当と考えられる。この場合は、板厚効果を考慮する必要がある。

(v) ブラケット先端部の形状をソフトにし、回し隅肉溶接部をドレッシングした場合の疲労強度は、先端部に開先溶接を採用した場合とほぼ同程度であり、開先溶接の必要はない。

(vi) 溶接止端部近傍の応力はFEM 応力解析により計算することができる。この場合、精度を上げるにはソリッド要素を用いることが望ましいが、板要素を用いても要素寸法を板厚の1/2程度とすることにより、かなり精度よく求めることができる。

### (2) スティフナ端部の疲労強度評価

(i) スティフナ構造のスティフナ端部の溶接継手の疲労強度は公称応力を用いてDnV のF 線図で評価し得る。主板厚が30 mm程度であっても、高応力領域では板厚効果が現れ、低応力域ではその影響は少なくなる傾向にある。板厚が30 mm以下ではDnV のF 線図を用いると安全側の評価を与えることとなる。

(ii) スティフナ端部のホットスポット応力を用いて疲労強度を評価する場合は、SRF 線図で評価し得る。この場合は板厚効果を考慮する必要がある。

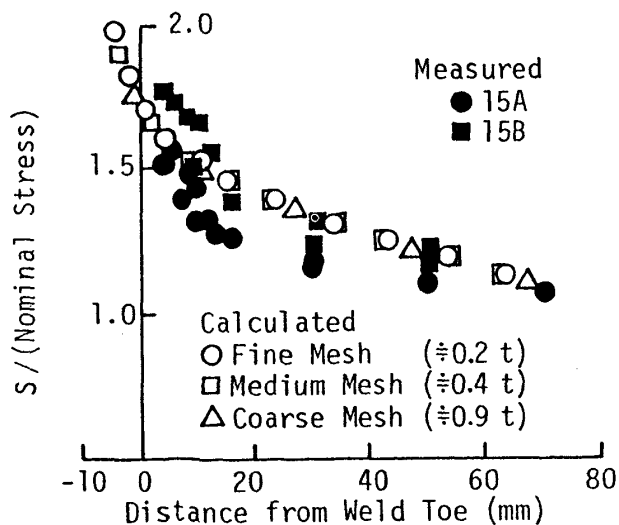


Fig. 20 Comparison of Measured Stress with Calculated Stress

(iii) 溶接止端におけるホットスポット応力は FEM 応力解析によって計算でき、板要素の幅は板厚の 1/4 程度にするのが効果的である。

### (3) ダブラーパッドの疲労強度評価

(i) ダブラーパッドの疲労強度は、公称応力を用いると DnV の F 線図で評価し得る。この場合、主板の板厚が増加すると溶接による角変形量は小さくなり、曲げ応力が減少すること、およびダブラーパッド付加による応力集中も小さくなってくるのが期待できるので、板厚 30 mm 程度までは板厚の影響は考慮する必要はない。

(ii) ダブラーパッドの止端部におけるホットスポット

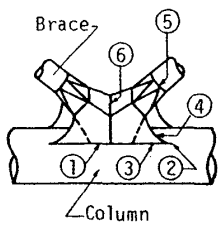
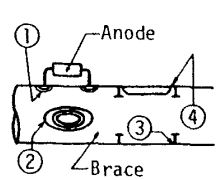
応力を用いる場合は、SRF 線図で評価し得る。この場合は板厚効果を考慮する必要がある。

(iii) 溶接止端部の応力は、ダブラーパッドおよび主板を板要素でモデル化した FEM 応力解析により計算することができる。この場合、要素の大きさはダブラーパッドの円周を 16 分割程度とし、また、溶接部に隣接する要素の大きさは板厚程度でよい。

以上の結果をもとに、Table 5 に示す疲労設計指針を提案する。

なお、本研究の実施に当たって、(社)日本造船研究協会第 202 研究部会の藤田委員長をはじめとする、委員各位の

Table 5 Summary of Fatigue Design Procedure

Structure to be Analyzed			Fatigue Assess		Proposal	
			S-N Diagram	Used Stress	S-N Diagram	Used Stress
 <p>K Shaped Brace to Column Connection</p>	① Cross Boxes	Fillet Weld (As Weld)	F	Undefined Hot Spot	F	Nominal
		Fillet Weld (Grind)	F	Ditto	X	Hot Spot
	② Bracket Toe	Fillet Weld (As Weld)	F	Local Stress	F	Nominal
		Fillet Weld (Grind)	C	Ditto	X	Hot Spot
	③ Bracket to Column	Fillet Weld (As Weld)	F	Local or Undef. Hot Spot	SRF	Hot Spot
		Fillet Weld (Grind)	F & G.Effect	Ditto	X	Hot Spot
	④ Bracket Free Edge	Base Metal	B	Local Stress	B	Maximum Principal
 <p>Doubler Pad Plate</p>	① Pad Plate	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	F	Nominal
		Fillet Weld (Grind)	—	Ditto	X	Hot Spot
	② Doubler	Ditto	Ditto	Ditto	Ditto	Ditto
	③ Ring Stiff.	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	F	Nominal
		Fillet Weld (Grind)	F	Nominal Stress	SRF	Hot Spot
	④ Stiff. End	Fillet Weld (As Weld)	F	Nominal Stress	F	Nominal
		Fillet Weld (Grind)	F & G.Effect	Ditto	X	Hot Spot

- S-N Class is based on DnV except SRF
- SRF Curve is based on SR202

有益な討論を頂いたことに謝意を表す次第である。

#### 参 考 文 献

- 1) United Kingdom Department of Energy : Offshore Installations Guidance on Design and Constructions (1981)
- 2) Det norske Veritas : Rules for Classifications of Mobile Offshore Structures (1982)
- 3) American Welding Society : Structural Welding Code (1983)
- 4) American Petroleum Institute : Recommended Practice for Planning, Designing and Constructing Fixed Offshore Platforms, API RP 2R (1982)
- 5) Kunihiro Iida : Application of Hot Spot Strain Concept to FATIGUE Life Prediction, IIW-XIII-1103-81 (1983)
- 6) F. Huther : Recommendation for Hot Spot Stress Definition in Welded Joints, IIS WG XIII/XV, (1990)
- 7) (社)日本造船研究協会第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年度報告）
- 8) 八木順吉，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法（第一報），日本造船学会春季講演会別刷（1991）