(昭和 51 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

大型模型による溶接構造物の疲労挙動解析 に関する 2, 3 の考察

正員 川 原 正 言* 正員 佐 藤 博 一**
正員 岩 崎 紀 夫* 正員 豊 福 正 継*

A Study on Fatigue Strength of Welded Structure by
means of Large Scale Model Test

by Masanori Kawahara, *Member* Hirokazu Satoh, *Member*
Toshio Iwasaki, *Member* Masatsugu Toyofuku, *Member*

Summary

Large scale model tests have been now increasingly attempted for the study on fatigue strength of welded structures. Main advantages of the use of large scale model are the possibility to confirm directly the fatigue behaviour of total structure.

The authors carried out a series of full scale model fatigue tests on a slotted part of ship hull structure. Much efforts are exerted to detect the crack initiation and to pursue the crack propagation during the test. An approximate analysis of crack growth was attempted by a fracture mechanics approach. It is noted that the crack growth behaviours are much influenced by various factors such as defects or distortion of structure induced by the fabrication, re-distribution of stress among adjoining structural members, etc. Empirical formulas are obtained to estimate crack initiation life and failure life of total structure.

1 緒 言

近年、船体、橋梁、建築などの溶接構造物の疲労強度を直接確かめる目的で、大型模型による疲労試験が数多くなされるようになった。これら大型模型による構造物の疲労試験は、従来の小型継手の疲労試験に比べ、設備、費用、時間などの多くの面で制約を受けるにもかかわらず、小型継手試験では得ることのできない各種のデータ、すなわち、不静定系における疲労亀裂の同時多発のデータ、疲労亀裂の伝播成長過程のデータなどが得られ、また、直接に構造物疲労寿命を知り得たり、構造間の疲労強度比較をおこなえる大きな利点を有している。

小型継手と大型模型の疲労解析の相違は、前者が疲労亀裂の発生に着目するのに対し、後者は疲労亀裂の伝播成長過程に着目するものであり、フェールセーフの考えに基礎を置くものである。

現在まで、大型模型による溶接構造物の疲労解析は、主として船体構造を対象にしてなされており^{1,2,3)}、構造

間の疲労強度比較、あるいは、構造の疲労強度の推定が試みられている。

本論文では、溶接構造物の 1 例として、船体横桁スロット部構造を取上げ、実物大模型による疲労試験を実施し、疲労亀裂の発生、伝播成長過程の両面から構造物としての疲労強度について考察し、あわせて大型構造物の疲労試験における問題点について考察を試みた。

2 試験モデルと試験方法

試験モデルは、13 万トンオイルタンカーの横桁スロット部実物大模型である。試験モデルおよび荷重方法を Fig. 1 に、スロット部およびスティフナー、バックブラケットの詳細形状を Fig. 2(a), (b) に示す。供試材は SM 41 であり、試験モデルの製作にあたっては、実船同様の溶接法、溶接順序で行なった。

スロット形状は、タンク内の油の流通を良くする目的で、ロンジウェブとトランスウェブの取合いをなくし、代りにトランスウェブとロンジフェースに取合をもうけた、いわゆる“フル・オープン型”スロットであり、主としてバックブラケットの形状を種々変化させている。

* 日本鋼管（株）技術研究所

** 日本鋼管（株）船体基本設計部

スロット形状とバックブラケット形状は、それぞれ Fig. 2 (a)(b) に示したモデル番号の組合せになっている。

荷重方法は SR120 の研究でもとられたように、トランス両端を支持し、中央ロンジフェース両端に集中荷重をかける方法をとった。疲労試験は 200 トンサーボ構造試験機を使用し、10~130 トンの荷重制御方式、18 c.p.m. の繰返し速度で行なった。

疲労亀裂の発生、伝播のチェックは、溶接部に防錆油を塗布し、その液面の変化を拡大鏡で観察する方法で行なった。

また、疲労試験に先立ち、各部材に働く静的応力を測定した。とくに、ロンジフェースとスティフナー、バックブラケット、トランスウェブの取合部には、溶接線から 30mm の線上に表裏とも 3 軸ゲージ (G.L.=10mm) を 50~60mm 間隔で貼り付け主応力を、スロット周縁には板厚部に 1 軸ゲージ (G.L.=10mm) を貼り付け周縁応力を、それぞれ数段階の荷重段階で測定した。この静的応力測定は、疲労試験中にも亀裂の進展に応じて何度か行なっている。

大型模型試験に並行して、同一材料にて板厚 14mm、板幅 80mm、脚長 8mm の十字隅肉継手を作製し、50 トンアムスラー型疲労試験機により、継手の S-N 曲線を求めた。

3 疲労強度の解析

3.1 疲労亀裂発生寿命

大型模型試験において、疲労亀裂発生に関する特徴は、構造物を構成する各部材から、また 1 つの部材においても何カ所もから多数の亀裂が比較的短期間のうちに次々と発生することである。

今回のスロット模型において、亀裂の発生は中央スロット周辺に限られ、両側のスロット周辺には認められなかった。亀裂の発生箇所は、ロンジフェースとスティフナー、バックブラケット、トランスウェブの溶接部、およびボトムプレートとトランスウェブの溶接部であり、その亀裂発生寿命は溶接ビード形状に大きく左右されている。

亀裂の検出については、第 2 節で述べた方法により行っており、亀裂長さが 1~2mm 程度のものから検出可能である。しかし、この程度の亀裂長さでは、亀裂はほとんどの場合、深さのごく浅い表面亀裂を呈しており、この時点をもって構造物の亀裂発生寿命と定義した場合、ロンジフェースとスティフナー、バックブラケット、トランスウェブの溶接部の亀裂発生寿命と応力振幅の関係は、Fig. 3(a), (b) に示すように大きくばらついたものになっている。Fig. 3(a), (b) の縦軸はそれぞれ亀裂発生箇所にもっとも近い歪ゲージ (約 30mm 程度離れた位

置) からの実測応力振幅、および各部材の実測グロス応力振幅をとっており、図中の実線は、小型継手試験の結果である。また、黒く塗りつぶしたプロットは、各部材のうち最初に発生した亀裂を表わしている。Fig. 3 (a), (b) におけるばらつきは、1~2mm の亀裂の発生寿命が、溶接ビード形状に大きく左右され、溶接ビードの凹凸によるミクロ的な応力集中に依存することが最も大きな原因と考えられる。また、亀裂検出時のばらつきも含まれると考えられる。

一方、これらの亀裂が部材端より 10mm まで進展した時点をもって構造物の亀裂発生寿命と定義した場合、各部材の亀裂発生寿命と実測グロス応力振幅の関係は、Fig. 3 (c) のようになり、そのばらつきは多少小さくなり、とくに各部材のうち最初に 10mm に達した亀裂のみに注目すると (図中の黒く塗りつぶしたプロット)、小型継手試験と良く一致する結果が得られた。この場合も構造物における亀裂発生寿命として、亀裂長さ 10mm にとることを提案しており、この程度に成長した亀裂をとることにより、必ずしも亀裂近傍の局所的な応力振幅を知ることなく、実測または計算された部材のグロス応力振幅から、小型継手試験の結果と合わせて構造物の亀裂発生寿命を予測することがある程度可能になるものと思われる。

3.2 疲労亀裂伝播特性

Fig. 4 にフルオープン型スロット構造の代表的な疲労亀裂伝播曲線としてモデル 3 の場合を示す。疲労亀裂は、ロンジフェースとスティフナー、バックブラケット、トランスウェブの溶接部、ボトムプレートとトランスウェブの溶接部から発生し、母材にそれることなく伝播した。最初に発生したバックブラケットの亀裂は比較的速く進展したが、2 番目に発生したボトム板の亀裂の進展は他の亀裂に比べかなり遅くなっている。

Figs. 5, 6, 7 はそれぞれ、Fig. 4 のモデルの各部材ごとの亀裂伝播速度、グロス応力振幅、応力拡大係数の次元をもつパラメータ $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ を繰返し数に対してプロットしたものである。亀裂伝播速度は加速、減速を繰返す凹凸をもった曲線になっているが、1 つの部材の伝播速度が増加すると、他の部材のそれが減少するといったパターンをとっている。各部材のグロス応力振幅は、亀裂が発生した後もしばらく初期の値を保っているが、バックブラケットの亀裂が部材幅の半分程度まで進展すると、応力再配分の影響が現われている。また、Fig. 7 の縦軸は、隅肉溶接部の ΔK 値の算定法が非常に困難であることから、粗い近似パラメータとして $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ をとった。

Figs. 5, 7 から亀裂伝播速度と $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ の関係を求めると Fig. 8 のようになり、亀裂長さの比較的短い期間

および部材の破断直前にはかなりばらつきがみられる。Fig. 8 で伝播速度の上限を結ぶ直線を引くと、その勾配は3になっている。一方、小型試験から求められた平均的な定数 C , m の関係は、 $C=0.5 \times 10^{-4}/55^m$ で与えられ⁶⁾、 $m=3$ に対して $C=3.0 \times 10^{-10}$ となる。Fig. 8 の下側の直線はこの C , m 値に対するものであり、実験の伝播速度より低くなっているが、大部分のプロットはこの直線から 50 倍以内に入っており、ばらつきの上限值との比は約 350 倍となっている。ASME “Boiler & Pressure Vessel Code Sec. XI”⁷⁾ によると、亀裂伝播速度に関して、平均値の約 500 倍の速度を設計に採用することを提案しており、今回実験を行なった船体横桁スロット部においても、この程度の安全率をとれば近似解析による安全側設計が可能である。

3.3 構造部材の疲労亀裂伝播寿命

スロット構造を構成する部材、すなわちスティフナー、バックブラケット、トランスウェブについて、Paris の亀裂伝播則 (1) 式が成り立つと仮定して、亀裂伝播寿命の推定を試みた。

$$da/dN = C \cdot (\Delta\sigma\sqrt{\pi a})^m \quad (1)$$

(1) 式を積分するにあたり、定数 m の値は Fig. 8 の直線の勾配から $m=3$ を採用し、積分範囲の下限を亀裂発生時として 3.1 項で述べた亀裂長さ $a_0=10\text{mm}$ 、亀裂発生寿命 N_{10} をとった。また、亀裂伝播にともなう応力再配分は考慮せず、 $\Delta\sigma$ は一定と仮定した。

$$\int_{a_0}^a a^{-3/2} da = \int_{N_{10}}^N C \cdot (\Delta\sigma\sqrt{\pi})^3 dN \quad (2)$$

$$\int_{a_0}^{a_f} a^{-3/2} da = \int_{N_{10}}^{N_f} C \cdot (\Delta\sigma\sqrt{\pi})^3 dN \quad (3)$$

(2), (3) 式の比をとると

$$\frac{N - N_{10}}{N_f - N_{10}} = \frac{1}{1 - \sqrt{a_0/a_f}} \left(1 - \frac{\sqrt{a_0/a_f}}{\sqrt{a/a_f}} \right) \quad (4)$$

となる。ここで a_f , N_f はそれぞれ部材幅、部材破断寿命である。(4) 式において、亀裂伝播寿命割合を表わす左辺を縦軸に、亀裂長さど部材幅の比を表わす a/a_f を横軸にとり、スティフナー、バックブラケット、トランスウェブについてそれぞれ (4) 式を計算すると Fig. 9(a) のようになる。一方、Fig. 4 に示した亀裂伝播曲線から実験における Fig. 9(a) と同様のグラフを作製すると Fig. 9(b) になり、両図は比較的良く一致したものになっている。

Fig. 9 から、部材幅の 20% まで亀裂が進展するのに部材の亀裂伝播寿命の 50% 以上費やされていることがわかる。Fig. 9 の曲線は、亀裂進展にともなう応力再配分がないと仮定すれば、定数 m と部材幅 a_f にのみ依存し、 m の値が大きくなると初期の立上りの急なものになる。また、Fig. 9 から、亀裂発見時にそれまでの繰返し

数が推定できれば、部材の残存寿命を概略推定できる。

3.4 構造物の最終破断寿命の推定

構造物の最終破断寿命 N_f を設計応力あるいは亀裂発生寿命から推定することは、構造物の安全性評価において重要な課題であるにもかかわらず、構造物を構成する部材間の相互干渉が複雑で、単に S-N 曲線と Paris 則の組合せからでは最終破断寿命を予測し得ない場合が多い。ここでは、スロット構造におけるスティフナー、バックブラケット、トランスウェブの各部材が、Fig. 10 に示すような不静定系を形成していると仮定し、 N_f と応力、および亀裂発生寿命の関係について考察した。なお、スロット部構造の N_f として、スティフナー、バックブラケット、トランスウェブの各部材がロンジフェースから破断し、荷重分担能力がなくなった時点をとった。

部材のグロス応力振幅のみに着目していた今までの考察では、構造物全体の最終破断寿命の予測は非常に困難であり、部材のアンバランスに起因する曲げ応力を考慮するために Fig. 10 のモデルを設定した。すなわち、ロンジ方向に溶接されたスティフナーとバックブラケットは、これらに直交して溶接されたトランスウェブと曲げ応力の影響の仕方が異なると考えた。そして、スロット構造の N_f は、Fig. 10 で並列に組まれた 2 つの系列の亀裂発生寿命 N_{10} のいずれか長い方に左右されると考え、 N_f と $\text{Max.} [\text{Min.} (N_{10}^{ST}, N_{10}^{BB}), N_{10}^{TW}]$ の関係を調べると、Fig. 11 に示すように、両者の間にはよい直線関係が得られた。

一方、Fig. 10 の 2 つの系列の亀裂発生寿命 N_{10} の推定に対し、曲げ応力振幅として、トランスウェブではロンジフェースから 30mm 離れたスロット周縁の板厚部に貼られた左右の 1 軸ゲージから得られた応力差を、スティフナーとバックブラケットについては両者のグロス応力振幅の差をとり、それぞれのグロス応力振幅に加えて整理すると Fig. 12 (a), (b) のように直線関係が得られた。

Fig. 12 に取入れられた曲げ応力は、部材の工作誤差、荷重のアンバランスなどに起因するものと考えられ、構造物の設計段階では比較的小きな値と考えられる。

Figs. 11, 12 から、スロット部構造の N_f の実験式を導くと次式のように表わすことができる。

$$N_f = 2.27 \times \text{Max.} [\text{Min.} (N_{10}^{ST}, N_{10}^{BB}), N_{10}^{TW}] \quad (5)$$

$$\text{Min.} (N_{10}^{ST}, N_{10}^{BB}) = 0.77 \times 10^4 \left\{ 16.0 - \frac{\Delta\sigma_{ST} + \Delta\sigma_{BB}}{2} - |\Delta\sigma_{ST} - \Delta\sigma_{BB}| \right\} \quad (6)$$

$$N_{10}^{TW} = 0.86 \times 10^4 (25.0 - \Delta\sigma_{TW} - \Delta\sigma_{TW \cdot \text{moment}}) \quad (7)$$

以上の考察はスロット構造を例にとったものであり、Fig. 10 に示した不静定系モデルは、対象とする構造物によって異なるが、構造物の最終破断寿命の推定にはこのような単純なモデル化が有利と思われる。この不静定系モデルの仮定の仕方、曲げ応力の算定の仕方については、今後の課題として研究を進めていきたい。

4 大型構造物の疲労解析における問題点

前節までに、船体横桁スロット部構造を例として、その疲労挙動解析を試みてきたが、本節では、今までの解析を通じて提起された問題点について述べる。

溶接構造物において、疲労亀裂の発生は、ほとんどすべて溶接部に限られるようである。しかも、構造物を構成する部材の数が多いほど、疲労亀裂の発生箇所が増える可能性がある。このように、溶接構造物の疲労解析において最初に問題となる点は、構造物を構成する各部材から、比較的短期間に何カ所もから発生する疲労亀裂をいかに予測するかである。本論文では、Fig. 3(c) に示したように、構造部材の亀裂発生寿命として、亀裂長さが 10mm に進展した時点をとれば、亀裂近傍の応力振幅を知らずとも部材のグロス応力振幅から亀裂発生寿命をある程度推定し得ることを示した。とくに、各部材のうちで最初に 10mm に達する亀裂については小型試験の結果と良く一致しており、これらの亀裂が部材の最初の破断につながる場合が非常に多い。しかし、2 番目以降に 10mm に達する亀裂については、ばらつきも多く今後の検討を要する。

第2の問題点としては、上述の各部材の亀裂が伝播する時に、部材間の応力再配分などによる急激な加速、あるいは停留現象をどのように取扱うかである。この問題に対しては、現在ほとんど未解決の状態であるが、岡村⁸⁾は、コンプライアンス概念を取り入れて不静定系の亀裂伝播の問題と取組んでおり、今後、この方面の研究を積極的に進めて行かねばならないと考えている。

第3の問題点としては、各部材の亀裂伝播寿命あるいは残存寿命の推定に対して、Paris 則をいかに適用すべきかである。Paris 則そのものの適否は別問題にしても、 ΔK 値の評価、とくに隅肉溶接部を伝播する亀裂に対する ΔK 値の評価、材料定数 C 、 m の評価など未解決な問題が多い。

第4の問題点は、上述のすべての問題がからんでくるが、設計応力から構造物の最終破断寿命をどのように予測するかである。本論文では、Fig. 10 に示した単純化モデルを設定し、部材のグロス応力振幅と、2 次的な曲げ応力振幅とから、部材の亀裂発生寿命を介して構造物の最終破断寿命を推定する実験式を導いているが、単純

化モデルの設定の仕方、2 次的曲げ応力の評価法など、今後の検討が必要と考えられる。

5 結 言

本論文は、溶接構造物の疲労損傷に関して、船体横桁スロット部構造をとりあげ、大型模型による疲労試験を行ない、その疲労挙動について、亀裂の発生、伝播成長過程の両面から考察を試みた。以下得られた結論を示す。

(1) 構造物における亀裂発生寿命として、亀裂長さが 10mm に進展した時点をとれば、亀裂発生箇所近傍の応力振幅を直接知ることなく、部材のグロス応力振幅から小型試験の結果と合わせてその寿命を推定し得る。

(2) 構造物の各部材の亀裂伝播寿命は、Paris 則から導かれた(4)式により、ある程度の推定は可能である。

(3) 船体横桁スロット部構造の最終破断寿命を、各部材のグロス応力振幅に曲げ応力振幅を加えることにより、部材の亀裂の発生寿命を介して予測し得る実験式を導いた。

(4) 構造物の亀裂伝播特性は、各部材間の亀裂進展にともなう相互干渉により非常に複雑であり、今後、不静定系における亀裂伝播特性に関する研究が必要である。

おわりに、本研究に対して有益なご指導、ご討論をいただいた東京大学 藤田 譲 教授に厚く謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 川原, 岩崎, 松尾, 近藤, 小林: 船体構造部材の疲労強度, その 1, クロスタイ付根部, 日本鋼管技報, No.66 (1975).
- 2) 真谷: 船体構造部材の疲労き裂強度評価に対する一考察, 日本造船学会論文集, 第 134号 (1973).
- 3) 的場, 今村, 長谷川, 米里, 井上: 大型模型実験による横桁材スロット周辺の亀裂強度に関する研究, 日本造船学会論文集, 第 136号 (1974).
- 4) 日本造船研究協会: SR-120, 昭和 49 年度報告書.
- 5) 的場: 模型疲労試験と基礎継手疲労試験の関連についての考察, 日本造船学会論文集, 第 138号 (1975).
- 6) 越賀, 川原: 疲労き裂伝播に着目した設計基準に関する二, 三の考察, 日本造船学会論文集, 第 133号 (1973).
- 7) ASME: Boiler and Pressure Vessel Code Sec. XI (1974).
- 8) 岡村, 渡辺: コンプライアンス概念による線型破壊力学の拡張と応用, 日本機械学会論文集, Vol. 41, No. 348 (1975).

Fig.1 Fatigue Test Model of Slotted Part in Ship Hull Structure

Fig.2 Detail of Geometry

Fig.3 S-N Diagrams for Crack Initiation Life

Fig.4 Crack Length vs Number of Cycles

Fig.5 Crack Propagation Rate vs Number of Cycles

Fig.8 Crack Propagation Rate vs $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$

Fig.6 Stress Amplitude vs Number of Cycles

Fig.7 $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ vs Number of Cycles