

# 129 等価構造応力によるマスターS-N線図を用いた溶接継手の疲労寿命評価シミュレーション

○ 津田 徹 (CTC) , 窪田登志雄 (CTC)  
大木伸一郎 (ヨロズ)

## Fatigue Life Evaluation Simulation of Welded Joint Using the Master S-N Diagram by Equivalent Structural Stress

by

○ Toru Tsuda, ITOCHU Techno-Solutions Corporation  
Toshio Kubota, ITOCHU Techno-Solutions Corporation  
Shinichiro Ooki, YOROZU Corporation

### 1 緒言

溶接継手の疲労寿命を予測する手法として、JSSC の疲労設計指針に基づき、溶接継手の形式や荷重モードごとに分類された疲労曲線と公称応力を用いる手法がある。また、公称応力が定義できないような複雑な構造継手に対しては、溶接のビード部近傍の母材の応力から外挿により求めるホットスポット応力が使用される。しかし、このホットスポット応力は FEM のメッシュに依存することが指摘されており、使用には注意が必要である。それに対し、局所的な応力集中を含まず、構造に起因して生じる構造応力が提案され、FEM のメッシュに依存しない手法として近年注目されている。

このような状況において、この構造応力を等価構造応力に発展させた手法が、米国の Battelle 社の Dong 博士によって開発され、英国の Safe Technology 社の疲労寿命評価ツール fe-safe™/Verity®として製品化された<sup>1), 2), 3), 4)</sup>。この等価構造応力を用いれば、継手の形式、荷重形態、母材の板厚や材質などに関係なく、溶接継手の疲労寿命曲線を一本のマスターS-N線図だけで表わされる利点がある。ここでは、この等価構造応力の算出法について説明し、この等価構造応力による手法を検証するため、自動車技術会 (JSAE) の疲労信頼性部門委員会のワーキンググループで選定されたアーク溶接継手の疲労試験結果<sup>5), 6)</sup>を用い、継手形式、荷重形態、母材の板厚や材質などに依存しない1つのマスターS-N線図だけで疲労寿命を精度良く評価できることを明らかにした。

応力分布(a)は、構造応力(b)とノッチ応力(c)の和を取って、 $\sigma = \sigma_t + \Delta\sigma$  と表わされると仮定する。ここで、(b)の構造応力は、破壊力学における等価遠方場応力に相当する平衡-相当応力状態を表わし、同じ場所での一般的な公称応力を表わす。一方(c)のノッチ応力は、溶接止端部の応力状態が、微小なき裂が存在した場合の応力状態と同等であると想定すると、ノッチ効果に起因する自己平衡応力と呼ばれるき裂面に生じる表面力と等価である。

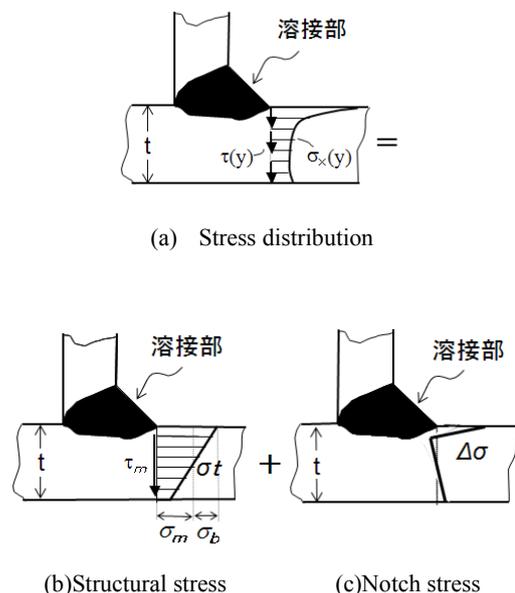


Fig. 1 Definition of the structural stress

## 2 等価構造応力とマスターS-N線図

### 2-1 溶接止端部における応力分布

構造応力法は、図1に示す溶接止端部のような疲労破壊が発生し易い場所の応力集中を解析するために使用される。

まず、図1に示すように、溶接止端部における板厚内の

### 2-2 構造応力の算出法

まず、構造応力の算出法について説明する。変位に基づく有限要素法において、各要素の節点力やモーメントは、各節点位置での釣り合いを満足している。そして、構造応力(平衡-相当応力)を膜成分と曲げ成分の和の形で表わ

すと、着目位置での節点力とモーメントを用いて計算することが出来る。

式(1)に構造応力  $\sigma_s$  の計算式を示す。

$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b = \frac{f_{y'}}{t} - \frac{6m_{x'}}{t^2} \quad (1)$$

ここで、 $\sigma_m$  は膜応力、 $\sigma_b$  は曲げ応力、 $t$  は母材の板厚、 $f_{y'}$  と  $m_{x'}$  は溶接止端部に沿った局所系 (図 2 参照) におけるラインフォースとラインモーメントである。

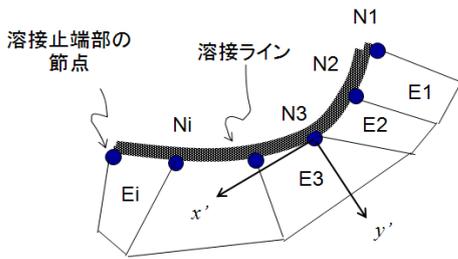


Fig. 2 Resolved nodal forces

このラインフォースは、シェル/プレート要素の場合、式(2)のマトリックスを解いて求められる。

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_1}{3} & \frac{l_1}{6} & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \frac{l_1}{6} & \frac{l_1+l_2}{3} & \frac{l_2}{6} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{l_2}{6} & \frac{l_2+l_3}{3} & \frac{l_3}{6} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \frac{l_{n-1}}{3} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} \quad (2)$$

ここで、 $F_i$  は溶接止端部上の節点  $i$  の局所系  $y'$  方向の節点力、 $l_i$  は要素  $E_i$  の辺長、 $f_i$  は溶接止端部に沿った局所系  $y'$  方向のラインフォースである。なお、ラインモーメントも式(2)と同様な手法で求めることができる。このように求められた構造応力は、FEM 解析で得られた着目点の節点力から求められるため、FEM で直接求められた応力やひずみと異なり、メッシュの依存性が低いことが特徴である。

### 2.3 等価構造応力の算出

次に、等価構造応力の算出法について説明する。

fe-safe/Verity においては、溶接部における疲労寿命をき裂発生寿命とき裂進展寿命の和として考える。

ここで、溶接止端部に微小なき裂が存在し、遠方場応力 (公称応力) として構造応力が作用している溶接部のき裂進展寿命を考える。図 1 に示した応力分布について、溶接止端部の応力拡大係数  $K$  は、遠方場応力  $\sigma_f$  による応力拡大

大係数  $Kn(\sigma_f)$  およびノッチ応力  $\Delta\sigma$  による応力拡大係数  $Ks(\Delta\sigma)$  との和、 $K=Kn(\sigma_f)+Ks(\Delta\sigma)$  で表わされ、これらを引き裂長さ  $a$  の関係を無次元化すると図 3 のような分布となる。

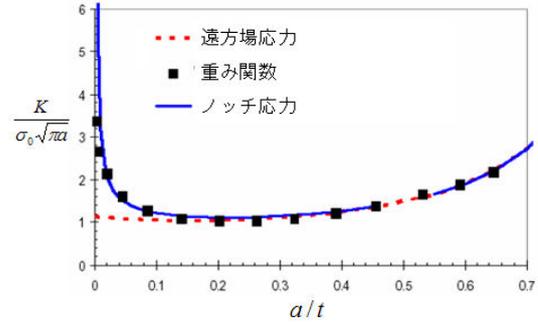


Fig. 3 Specimen compliance

この構造応力とノッチ応力による応力拡大係数とノッチ応力における応力拡大係数の比を応力拡大係数の倍率係数として、 $Mkn = \{Ks(\Delta\sigma) + Kn(\sigma_f)\} / Kn(\sigma_f)$  と定義すると、溶接止端部の応力拡大係数は、 $K = Mkn \cdot Kn(\sigma_f)$  となる。次に、パリズ則にこの  $K$  を適用して、 $Mkn$  をパリズ則に導入すると式(3)となる。

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (M_{kn})^n \cdot (\Delta K_n)^m \quad (3)$$

ここで、式(3)は修正パリズ則と呼び、 $C$  は材料定数、 $m$  はパリズ指数であり 3.6、 $n$  は短いき裂成長速度と長いき裂成長を統合するもので 2 と設定される。また、遠方場応力拡大係数は、構造応力を用いて次式で表わされる。

$$\Delta K_n = \sqrt{t} \cdot \Delta\sigma_s \cdot [f_m(a/t) - r(f_m(a/t) - f_b(a/t))] \quad (4)$$

ここで、 $f$  はコンプライアンス関数、 $r$  は荷重比であり、 $r = \sigma_b / (\sigma_m + \sigma_b) = \sigma_b / \sigma_s$  と表わされる。

式(3)をき裂長さ  $a$  で積分し、式(4)を考慮すると、最終破壊に至る寿命は次式で求められる。

$$N = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{t \cdot d(a/t)}{C \cdot (M_{kn})^n \cdot (\Delta K_n)^m} = \frac{1}{C} \cdot t^{1-\frac{m}{2}} \cdot (\Delta\sigma_s)^{-m} \cdot I(r) \quad (5)$$

上式を整理すると、

$$\Delta\sigma_s = C^{\frac{1}{m}} \cdot t^{\frac{2-m}{2m}} \cdot I(r)^{\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}} \quad (6)$$

ここで、 $\Delta S_s$  を等価構造応力と呼び、 $\Delta S_s = C^{\frac{1}{m}} \cdot N^{-\frac{1}{m}}$  と置き、上式を整理すると、最終的に、等価構造応力は次式から求めることができる。

$$\Delta S_s = \frac{\Delta \sigma_s}{t^{2m} \cdot I(r)^m} \quad (7)$$

ここで、 $I(r)$  は荷重比  $r$  の無次元関数であり、継手に作用する負荷モードの効果を表わす。式(8)に  $I(r)$  の計算式を、図 4 に  $I(r)$  と  $r$  の関係グラフを示す。

$$I(r) = \int_{a/t=0}^{a/t=1} \frac{d(a/t)}{(M_{kn})^n \cdot [f_m(a/t) - r(f_m(a/t) - f_b(a/t))]^m} \quad (8)$$

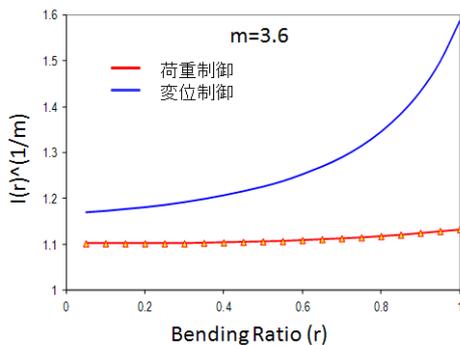


Fig. 4  $I(r)$  distribution

## 2・4 マスター-S-N線図

図 5 は、継手タイプ、荷重モード、母材の板厚が異なる様々な試験タイプの疲労試験結果を、公称応力範囲で整理したものである。これより、公称応力で整理した場合、S-N 線図のバラツキが大きいことが判る。

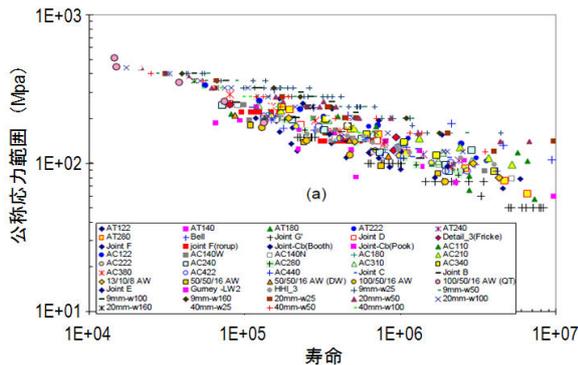


Fig. 5 Nominal stress

一方、図 6 は、同じ試験結果を、式(7)で示される等価構造応力で整理したものであり、S-N 線図のバンド幅が図 5 より狭くなっていることが判る。これより、この等価構造応力を用いれば、継手の形式、荷重形態、母材の板厚や材質などに関係なく、溶接継手の疲労寿命を 1 本のマスター-S-N 線図だけで評価できる。なお、これは 800 を超す材料試験によって検証されており信頼性が高い。

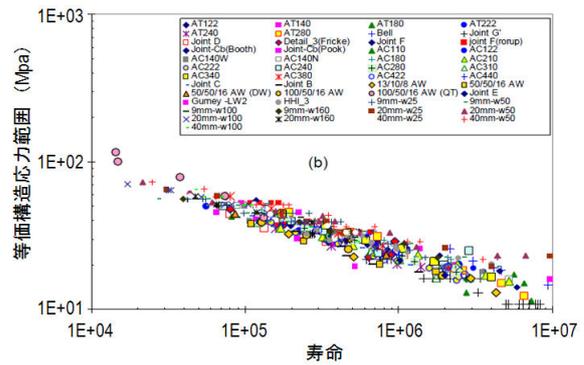


Fig. 6 Equivalent structural stress

## 3 JSAEの溶接継手モデルによる検証計算

### 3・1 疲労供試体

等価構造応力による手法の検証に用いた継手は、自動車技術会 (JSAE) の疲労信頼性部門委員会のワーキンググループで実施された疲労試験の供試体のアーク溶接継手 3 タイプ (T 字継手、フレア継手、重ね継手) である<sup>5)</sup>。図 7 に検証で使用したアーク溶接継手の形状寸法を示す。

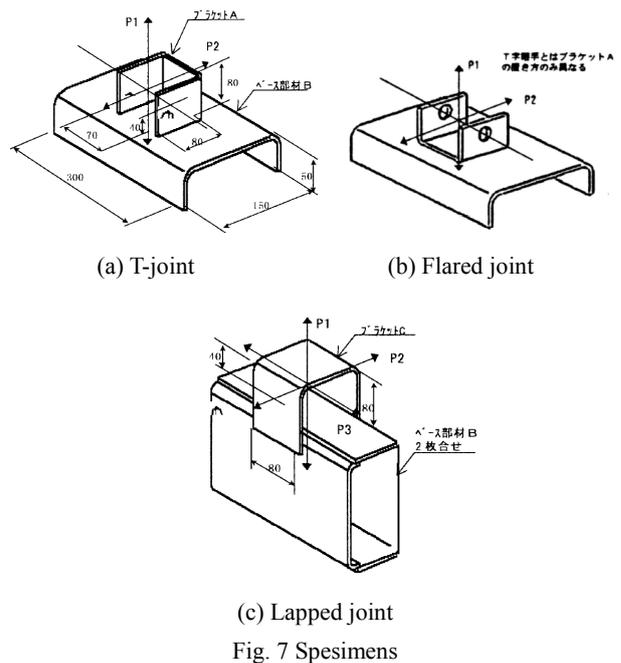


Fig. 7 Specimens

ここで、検証解析に用いた試験体の板厚は 2.3mm と 3.2mm の 2 種類、材質は SAPH440 と SPHC270 の 2 種類である。また、疲労試験の負荷方向は、T 字継手とフレア継手では上下方向 (P1 方向) と前後方向 (P2 方向) の 2 方向、重ね継手では上下方向 (P1 方向) と左右方向 (P3 方向) の 2 方向である。

検証に用いた試験結果は、論文<sup>5),6)</sup>に記載されている疲労試験結果のグラフからそのプロット点の座標 (載荷荷重の大きさと破断回数) の読み取って入手した。グラフからのプロット点の読み取り方法は、先ず、論文をスキ

ャナーで読み取って電子化し、次に、グラフ部を画像処理ツールに取り込んで汚れなどをクリーニング処理したものを、最後に専用のグラフデータの読み取りツールを使用してデジタル値に変換した。

### 3-2 FEM解析

数値シミュレーションと疲労試験結果との比較を行うために、FEM による数値シミュレーションを実施した。ここで、解析は、構造応力が FEM のメッシュサイズに依存しないことを確認するために、それぞれの供試体について溶接部のメッシュサイズが 5.0mm と 2.5mm について実施した。図 8 に T 字継手、フレア継手、重ね継手について板厚 2.3mm のケースのモデル図を溶接部の拡大図と併に示す。なお、図中の赤丸については 3・3 節で説明する。

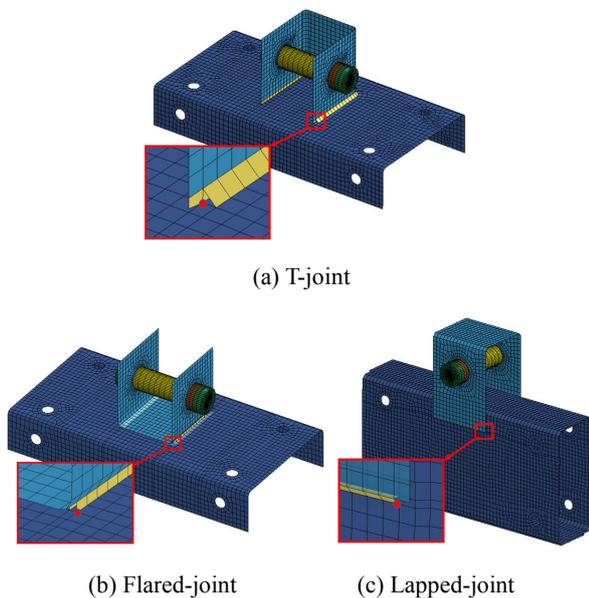
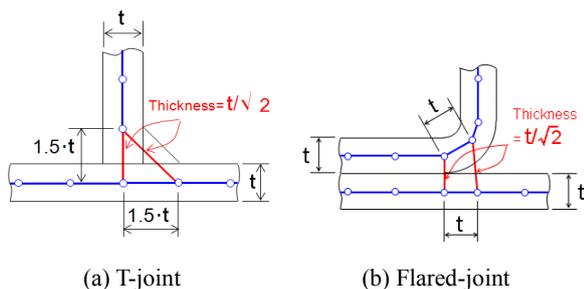


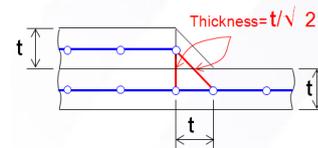
Fig. 8 FEM model ( $t=2.3\text{mm}$ , mesh size=5.0mm)

ここで、母材および溶接部についてはシェル要素でモデル化した。溶接部のモデル化については、図 9 に示すように溶接ビード部を厚さ  $t\sqrt{2}$  の 2 枚のシェルを用いる簡単なモデル化が推奨されており、それに倣った。なお、ソリッド要素でモデル化することも可能である。モデル規模は、T 字継手の 5.0mm メッシュサイズモデルで、節点数が 109836 点、要素数は 92044 要素（シェル要素：4172、ソリッド要素：87872）である。



(a) T-joint

(b) Flared-joint



(c) Lapped-joint

Fig. 9 Modeling of joint

FEM 解析は、MSC/NASTRAN を使用し、シェル要素は CQUAD4、ソリッド要素は CHEXA を用いて、静的弾性解析を実施した。境界条件は疲労試験条件をもとに設定し、荷重は単位荷重(1kN)を載荷した。なお、構造応力は節点力から計算されるため、結果ファイルとして gpforce の出力オプションを指定し、評価部の節点力をファイルに保存する必要がある。

### 3-3 検証結果

まず、図 10 に、継手タイプが T 字継手、板厚が 2.3mm、荷重方向が P1、材質が SAPH440 のケースにおいて、メッシュサイズが 5.0mm と 2.5mm の場合について、式(1)により計算された溶接止端部での構造応力の分布を示す。ここで、図の横軸は、図 11 に示すように、T 字継手の溶接止端部の始点 A 点から溶接ラインの中央部 B 点までの溶接止端部に沿った距離である。図 10 より、メッシュサイズが変わっても構造応力はほとんど変わらず、メッシュサイズに依存しないことが判る。

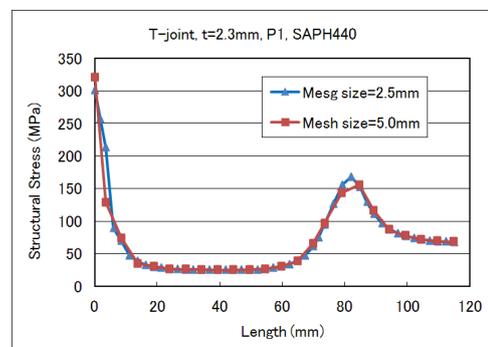


Fig. 10 Structural stress distribution

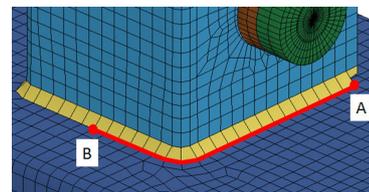


Fig. 11 Evaluation line of weld toe

次に、fe-safe/Verity により求められたき裂発生点は、図 8 の溶接部の拡大図に赤丸で示した点であり、表 1 に試験結果と併に示す。き裂発生位置は、フレア継手では試験とシミュレーションで一致したが、T 字継手では一致しなかった。

Table 1 Crack initiation point

	P1		P2		P3	
	Test	Verity	Test	Verity	Test	Verity
T	Toe	Root	Toe	Root	-	-
Flared	Toe	Toe	Toe	Toe	-	-
Lapped	Toe Root	Toe	-	-	Toe Root	Toe

次に、疲労評価結果として、図 12 に、fe-safe/Verity により求められた溶接部の最短寿命点（き裂発生点）における等価構造応力と実験によって得られた対応する疲労寿命回数の関係を示す。なお、図 12 は、継手タイプが T 字継手と重ね継手で、試験体の板厚が 2.3mm と 3.2mm、負荷方向が、T 字継手とフレア継手で P1 と P2 方向、重ね継手で P1 と P3 方向の各ケースについて、材質が SAPH440 と SPHC270 について纏めて示したものである。なお、等価構造応力は、メッシュサイズが 5.0mm の場合と 2.5mm の場合でほぼ同じであるため、ここでは、メッシュサイズが 2.5mm の場合の結果のみを示す。また、図中の実線は fe-safe/Verity のマスター S-N 線である。

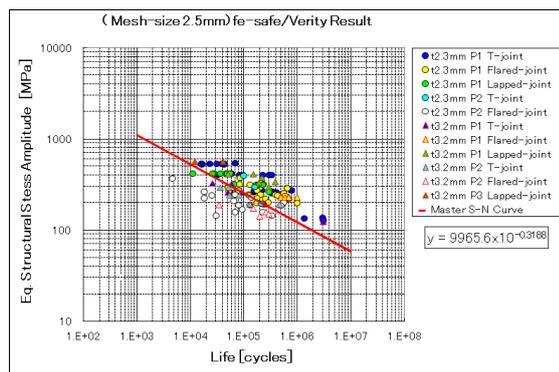


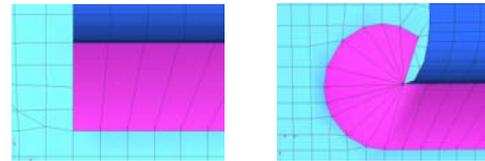
Fig. 12 Fatigue life of Verity

図 12 により、フレア継手に関するプロット点のバラツキが若干大きいことや T 字継手や重ね継手に関するプロット点が若干マスター S-N 線の上側に偏っているものの、等価構造応力で整理されたプロット点が、継手のタイプ、母材の板厚や材料、荷重の方向に関わりなく、fe-safe/Verity のマスター S-N 線の近傍に集まっていることが判る。

### 3・4 考察

図 12 の T 字継手と重ね継手に関するプロット点が、若干マスター S-N 線の上側に偏っている原因については、今回、き裂の発生位置は全て溶接端であり、溶接部の端部では、構造応力が乱れることが知られており、溶接端部のモデリングにおいて、図 13(a)に示すようなモデリングの代わりに、図 13(b)に示すように、溶接端で溶接部のシェル要素を回り込ませるモデリング法では、溶接端部の構造応力の精度が向上することが報告されている<sup>7)</sup>。このモデリング法を考慮することにより、図 12 に示したプロット点

の幅は狭くなり、マスター S-N 線に集中すると思われる。これは、今後の課題としたい。



(a) Model-1 (b) Model-2  
Fig. 13 Weld Representation at weld ends

## 4 結 言

溶接継手の疲労寿命の評価において、等価構造応力を用いると、継手形式、荷重形態、母材の板厚などに依存しない 1 本のマスター S-N 線図で疲労寿命を精度良く評価できることを、JSAE の疲労信頼性部門委員会で実施されたアーク溶接継手を用いて検証し、確認することができた。

## 参考文献

- (1) P. Dong, J. Draper, "The Structural Stress Method for The Fatigue Analysis of Welded Structures", Proceeding of Engineering Structural Integrity Assessment (ESIA9), Beijing, 15-29 October 2007.
- (2) P. Dong, Z. Cao, J.K. Hong, "Low-Cycle Fatigue Evaluation using the Weld Master S-N Curve", Proceeding of ASME Pressure Vessel & Piping Conference, July 23-27, 2007.
- (3) H. Kyuba, P. Dong, "Equilibrium-equivalent structural stress approach to fatigue analysis of a rectangular hollow section joint", International Journal of Fatigue, Vol.27, No.1, pp85-94, 2005.
- (4) John Draper, "Modern Metal Fatigue Analysis", EMAS Publishing, ISBN:09477817794, pp271-283.
- (5) 丸尾泰弘, 向公聖, 遠山敬助, 赤崎智康, 飯塚幸夫, 大窪明, 塩崎毅, 竹内悦男, 牧野泰三, 山本宗平, 渡邊博, "自動車のアーク溶接構造物の疲労特性", JSAE SIMPOSIUM 2000, No.06-00, pp50-57.
- (6) 新村良子, A. Werkhausen, 浦川和士, "CAE による自動車アーク溶接構造物の疲労寿命予測", JSAE SIMPOSIUM 2001, No.26-01, pp13-16.
- (7) R. Hazime, "Fatigue Strength of Welded Joints Verity in Fe-safe", fe-safe users meeting 2008.