IIW XIII-750-74 (Mai, 1974)

十字継手の疲れ挙動に対する文献調査

Survey of Literature on the Fatigue Behaviour of Cruciform Joints

by H. Petershagen

Institut für konstruktion und Static der Schiffe der TU Hannover

1. 緒 言

本報告は横方向荷重伝達型すみ肉継手の疲れ強さについて文献調査したものである。対象は十字継手に限定した。継手形状と寸法およびその記号を Fig. 1 に示す。記号は主として文献 1) によった。疲れ強さと破損様式に対する主要因とそれらの効果を考察するとともに、疲れ寿命と最適溶接形状の決定を提案した。

Fig. 1 Profile of Fillet Weld and Notation

2. 破損様式と要因

横方向荷重伝達型すみ肉継手では、ルート破損と趾端部破損の二様式がある。疲れき裂の発生と伝播の方向は荷重型式にも依存する。単純引張り荷重下では疲れき裂

はたいてい溶接線に沿って同時に発生し、溶接線に沿って伝播する。曲げ荷重下では最大応力部で発生し、溶接線に沿って伝播する。破損の様式と応力は溶接脚長と板厚の比 H/Tp 、不溶着量と板厚比 (a_i/Tp)、すみ肉継手の趾端角度、板厚、荷重型式に影響される。

3. 各要因の効果

3.1 すみ肉寸法の効果

この点に関しては文献 2) に議論されている。横板としては $4\frac{1}{2}$ " 厚の中央ブロックを用いている。これは $5\frac{1}{16}$ " と $1\frac{1}{2}$ " というたて板に比べて極厚の横板が溶接されることを意味する。結果で重要なものを Table 1 に示した。 2×10^6 回での疲れ強さはルートから破壊する寸法の場合にかぎりすみ肉寸法の増加とともに増大する。すみ肉寸法がある程度以上になると、危険断面はすみ肉趾端にうつる。

後者の場合、すみ肉寸法は実際に使われている寸法より大きく造船関係の協会で許容されている $H/Tp=1.0$ に対して実験では最大すみ肉寸法 $H/Tp=1.6$ を用いている。実際問題 $H/Tp>1$ は、部分溶込みまたは完全溶込み溶接の場合である。

大内田、西岡³⁾によるとそれ以上のど厚を増加しても、趾端部破損であるかぎり、耐久限は増加しない。ヨ

Table 1 Fatigue Test Result of Cruciform Filled Weld Joints

Ref. No.	Stress ratio	Location of failure		type of load	$\frac{H}{Tp}$	Plate stress (double amplitude) σ_e (N/mm ²)	
	$R=\sigma_{\min}/\sigma_{\max}$	weld	plate			$N=2 \cdot 10^6$	$N=10^5$
/2/	0	x		axial	0.63	55	162
/2/	0	x		"	1.0	74	173
/2/	0		x	"	1.6	162	275
/4/	+1.0 0.1	x		"	abt. 1.0	84	180
/9/	0	x		axial+bending	0.4	~ 80*	~160*
/9/	0		x	"	1.0	~170*	~290*

* max stress from axial+bending load

ヨーロッパ Community がスポンサーとなった比較試験結果、文献 4) によると特別な統計的な処理を行なっているが、これは文献 2) に参照されている。

3.2 溶込みの効果

溶込み量は溶接法によりきまるが、サブマージアーク溶接のような最近の溶接法では、大きい溶込みが得られる。 H/Tp による耐久限は、溶込み量に影響される。大内田、西岡³⁾はこの効果を研究した。結果は Fig. 2 となっており、ルート破壊から趾端部破壊へ移行する H/Tp 条件は溶込み量の増加とともに小さくなる。この破壊様式の変化は耐久限の最大値を支配するから、疲れ強さの最大値は溶込みの増加にともないより小さい H/Tp で得られる。Gurney⁵⁾によると、耐久限自身は不溶着部がある限り、溶込み量によりあまり影響されないとしている。

Fig. 2 Effect of ratios, P/S and S/T , to Failure Position

3.3 すみ肉溶接趾端角の効果

Modlen と Baxter⁶⁾ は疲れ強さに対するすみ肉溶接継手の趾端角の効果を調査した。趾端角は、Fig. 1 に示すように板表面とすみ肉溶接とがなす角を測定したものである。

結果によると趾端角が増加するにしたがって、疲れ強さは減少する。この理由により、Gurney⁵⁾ は趾端角が 45° を超えないようにすべきだとしている。

破壊様式は趾端角の増加とともに、趾端破壊からルート破壊に移るように、ルートより趾端の応力集中が大きいとされており、Macfarlane, Harrison²⁾ は、応力集中の増加する事実と逆の現象となっていることを明らかにした。

3.4 板厚の効果

大内田と西岡³⁾の結果によると、趾端破壊の場合の疲れ限度 σ_e に板厚の効果はない。しかしルート破壊の場合は効果があるようで形状比が同一のとき板厚の増加とともに σ_e は増加する。

3.5 荷重形式の効果

大内田、西岡³⁾によると引張り疲れ試験と曲げ疲れ試

験を行なった結果、ルート破壊から趾端破壊への移行は引張りに比較して曲げの場合、溶接寸法と板厚比 H/Tp が小さい。(Fig. 2)

文献 7) には軟鋼の十字継手の試験結果が報告されている。Fig. 3 は試験片形状であり、曲げと引張りを重ね合わせて負荷された。この種の負荷条件はタンカーの船底縦通材とウェブフレーム補強板の間の継手条件を模擬したものである。曲げ応力と引張り応力の比は Fig. 3 から 1.8 と計算される。二種のすみ肉寸法に対する実験の結果、寸法が小なる場合はルート破壊を起し、寸法の大なるときは趾端破壊となる。この結果は Fig. 2 と一致する。

Fig. 3 Test Specimen for Superimposed Axial Loading and Bending

4. ルート破壊する場合の疲れ寿命の算定

4.1 破壊力学による Approach

破壊力学による手法はルート破壊に対する寿命予測に最も実用的である。この手法により多くの要因を一つの式に含ませることができる。すなわち、 a_i/W の異なる場合の S-N 曲線が必要となる。

計算には Paris-Erdogan の関係式

$$\frac{da}{dn} = C(\Delta K)^m \quad \dots\dots\dots(1)$$

a : き裂半長

N : 繰返し数

C, m : 定数

ΔK : 応力拡大係数範囲

が用いられ、寿命は (1) を積分することにより計算される。

4.2 応力拡大係数 (範囲)

ΔK の計算式は研究者により異なる。渡辺ら⁸⁾と Harrison⁹⁾ は Fig. 4 のように板巾を $2W$ 、中央き裂を $2a$ として

$$\Delta K = \Delta\sigma\sqrt{\pi a} \cdot \sqrt{\frac{2W}{a\pi} \tan\left(\frac{\pi a}{2W}\right)} \quad \dots\dots\dots(2)$$

を用いた。

Fig. 4 A Model for calculation of Stress Intensity Factor of Root Crack

文献 1) では、これを改良しており、これは Frank¹⁰⁾ により行なわれた。有限要素法による計算に基づいている。この計算は縦板と横板の板厚は等しく、すみ肉角は 45° としている。これらの仮定からの多少のずれは、計算結果にあまり効果はないだろうとされている。計算の結果次式を得た。

$$\Delta K = \Delta \sigma \sqrt{\pi a} \sqrt{\sec \frac{\pi a}{2W}} \cdot \frac{A_1 + A_2 \frac{a}{W}}{1 + \frac{2H}{Tp}} \dots \dots (3)$$

$$A_1 = 0.528 + 3.287 \frac{H}{Tp} - 4.361 \left(\frac{H}{Tp} \right)^2 + 3.696 \left(\frac{H}{Tp} \right)^3 - 1.874 \left(\frac{H}{Tp} \right)^4 + 0.415 \left(\frac{H}{Tp} \right)^5$$

$$A_2 = 0.218 + 2.717 \frac{H}{Tp} - 10.171 \left(\frac{H}{Tp} \right)^2 + 13.122 \left(\frac{H}{Tp} \right)^3 - 7.755 \left(\frac{H}{Tp} \right)^4 + 1.783 \left(\frac{H}{Tp} \right)^5$$

$0.2 < \frac{H}{Tp} < 1.2$ の場合、 ΔK の近似は 2% 以内の精度となる。

文献 7) では FEM により ΔK を計算している。Fig. 5 と Fig. 6 に FEM のモデルと計算結果を示す。しかし、き裂の様式と伝播の方向の仮定が他の研究の仮定と

Fig. 5 Model for Calculation of Stress Intensity Factor of Test Specimen in Fig. 3 by FEM

Fig. 6 Calculation Result of Model in Fig. 5

異なるため、ここでは一応言及するにとどめる。曲げと引張りのある応力比に対する計算を行なっているが、特定の要因の効果に対する研究は未着手である。

4.3 疲れ寿命の計算

ΔK の与えられた式と、定数 C と m を仮定し臨界き裂長さを考慮して寿命を計算することができる。文献 9) では最大荷重時の残留部分の応力が溶着金属の引張り強さに一致したときをき裂長さの臨界値として計算している。

渡辺ら⁹⁾は、平面応力と平面歪状態を考えるべきだとし、

$$C = 2.5 \times 10^{-5}, \quad m = 4$$

$$\frac{da}{dn} = \text{mm/cycle}, \quad \{\Delta K\} = N_{mm}^{-3/2}$$

を提案している。

近似的に平面歪状態下の試験結果にもとづいて、 $da/dn - \Delta K$ 曲線のバラツキ帯の上限下限を Gurney と Maddox¹¹⁾ は、 $m=3$, $9 \times 10^{-14} \leq C \leq 3 \times 10^{-13}$ と与えている。これらのデータは文献 11) に与えられている。文献 8) と 11) からき裂伝播速度 da/dn は ΔK が 36~120 のとき、同じ範囲にある。

十字継手の寿命の計算値と、実験値の比較が文献 8) で行なわれている。Fig. 7 は試験片形状である。結果は Fig. 8 に示すように良く一致している。

Fig. 7 Test Specimen of Cruciform Fillet Weld joint.

Fig. 8 Test Result for Specimen in Fig. 7

式 (3) を (1) に代入して整理すると次式となる。

$$C \cdot W^{((m/2)-1)} \cdot (\Delta \sigma)^m \cdot N = \left\{ \frac{a_i/W}{a_f/W} \left\{ \frac{1 + 2H/Tp}{(A_1 + A_2 \cdot a/W) \sqrt{\frac{\pi a}{2W} \sec \frac{\pi a}{2W}}} \right\}^m d \left(\frac{a}{W} \right) \right\} = I \dots \dots (4)$$

初期寸法, $\frac{a_i}{W}$ から伝播し N 回で, $\frac{a_f}{W}$ の寸法で破断する. $\frac{a_f}{W}$ を固定し, $m=3$ として積分値 I は $\frac{H}{T_p}$ と $\frac{a_i}{W}$ に対して計算しうる. Fig. 9 は文献 1) によるもので, $\frac{a_f}{W}=1$ として計算されている. 文献 1) では $\frac{a_f}{W}=1$ の仮定は, 実際の溶接構造物では長い溶接部となっているため, K_{max} が KC に達しないかぎり, 合理的な仮定であるとしている. しかし Fig. 9 の曲線は下記のように $\frac{a_f}{W}=1$ に対して用いられる. すなわち,

Fig. 9 Calculation Result of I in Eq. (1)

$$I\left(\frac{a_f}{W}=y, \frac{a_i}{W}=x\right) I\left(\frac{a_f}{W}=1, \frac{a_i}{W}=x\right) - I\left(\frac{a_f}{W}=1, \frac{a_i}{W}=y\right) \quad \dots\dots\dots(5)$$

式(4)を再整理して,

$$\left\{ \Delta\sigma \left(\frac{W^{(m/2)-1}}{I} \right)^{1/m} \right\} \cdot N = \frac{1}{C} \quad \dots\dots\dots(6)$$

$m=3$ として

$$\left\{ \Delta\sigma \left(\frac{\sqrt{W}}{I} \right)^{1/3} \right\}^3 \cdot N = \frac{1}{C} \quad \dots\dots\dots(6a)$$

左辺の括弧内は, 作用応力と形状により決まる応力係数 $\Delta\sigma^*$ による項であり;

$$(\Delta\sigma^*) \cdot N = \frac{1}{C} \quad \dots\dots\dots(6b)$$

となる.

式(6b)は $m=3$ である傾斜をもつ S-N 曲線の式である. 多くの試験結果を $\Delta\sigma^*$ に整理して, 図示することにより, C と m に対する仮定の良否を検討することができる. 文献(1)の結果である Fig. 10 に文献 2) 3) 10) 12)~15) を図示したが, 実験値は予測したバラツキ帯に入っている. 実験点の一部は特に長寿命側で上限の上に図示されている. これはき裂発生の寿命を無視した結果であろう. 上述のように計算値は安全側となり, 下限の安全側の曲線は式(7)となる.

$$(\Delta\sigma^*)^3 \cdot N = \frac{1}{3 \times 10^{-13}} = 3.33 \times 10^{12} \quad \dots\dots\dots(7)$$

5. 趾端部破壊の疲れ寿命の決定

趾端破壊するときの疲れ寿命に対して形状的なもので大きな効果をもつ要因はないので S-N 曲線は式(8)となる.

$$(\Delta\sigma)^n \cdot N = C_1 \quad \dots\dots\dots(8)$$

Fig. 11 は, 文献 6) におけるデータを示している. 趾端部破壊における結果のバラツキは Fig. 10 のルート破壊の場合より大きいが充分な精度でもって $n=3$ としうる. 式(7)に対応して, C_1 はバラツキの下限に

Fig. 10 Test Results from Numerous Authors for Toe Failure

Fig. 11 Test Results from Numerous Authors for Root Failure.

対する値が採用されるべきであろう。95%信頼度曲線を $n=3$ とし、 C_1 を 6.3×10^{11} と求め、S-N 曲線とする。すなわち

$$(\Delta\sigma)^3 \cdot N = 6.3 \times 10^{11} \quad \dots\dots\dots(8a)$$

6. 十字すみ肉継手の最適設計

3 節で述べたように、十字継手の耐久限はルート破壊するかぎりのど厚の増加とともに増大する。趾端部破壊となるほど厚寸法に達すると、あとは寸法を増加しても、効果は全くない。このような観点からみると、最適寸法はルート破壊と趾端部破壊が同程度の確率で起る条件となる。この場合、ある特定の応力値 $\Delta\sigma$ に対する寿命は、(7)、(8) より計算されるとすると、

$$3.33 \times 10^{12} \cdot (\Delta\sigma^*)^{-3} = 6.3 \times 10^{11} \cdot \Delta\sigma^{-3} \dots\dots\dots(9)$$

$$(\Delta\sigma^*)^3 = \Delta\sigma^3 \cdot \frac{\sqrt{W}}{I} \text{ から}$$

$$\frac{\sqrt{W}}{I} = \frac{3.33 \times 10^{12}}{6.3 \times 10^{11}} = 5.3 \quad \dots\dots\dots(10)$$

式 (10) は、横方向荷重伝達型溶接継手の最適設計となる形状を定義する。板厚 T_p と脚長 H が与えられていると a_i は Fig. 9 と式 (10) を用いて直接決定するのに使える。しかしながら、もし a_i と T_p だけしか与えられていない場合 H は Fig. 9 と式 (10) だけでは決定し得ない。このため H/T_p を T_p と $2a_i/T_p$ に対して図示したのが、Fig. 12 である¹⁾。

文献 (9) からの結果はこの diagram に全くよく一

Fig. 12 Optimum Design Parameter, H/T_p and $2a_i/T_p$, for Fillet Weld

致する。 $a_i = 0.5T_p$ というルートに溶込みのない場合、脚長 H の要求値は板厚 6.25~50 mm に対して、0.9~1.3 T_p の範囲にある。Gurney⁵⁾ により示唆された値、 $H/T_p = 1.2$ はこの範囲にある。

8. 後 記

本、訳文中の図は東大、飯田研究室で再製されたものを使用させていただいた。また、JIW-XIII 委員会、飯田委員長はじめ各委員には御教示いただいている。合わせ謝意を表する。

訳 日立製作所機械研究所

日 置 進

参 考 文 献

- 1) Proposed Fatigue Design Stresses for Weld Metal: T.R. Gurney and S.J. Maddox, Report R/RB/E56/73, Sept. 1973
- 2) Some Fatigue Tests of Load Carrying Transverse Fillet Welds: D.S. Macfarlane and J.D. Harrison, British Welding Journal, Vol. 12, 1965, p. 613-623
- 3) A Study of the Fatigue Strength of Fillet Welds Joints: H. Ouchida and A. Nishioka: Schweisstechnik 16/1966, No. 4, p. 150-157
- 4) Systematic Investigations of Welded Joints under Fatigue Load with Reference to European Strength Standards: R. Olivier, in "Schwerpunkte der Betriebsfestigkeitsforschung im LBF"—Paper read at the 2nd Colloquy of LBF Darmstadt, Nov. 1973, p. 77-94
- 5) Fatigue of Welded Structures: T.R. Gurney, Cambridge University Press, 1968
- 6) G.F. Modlen and D.E. Baxter: Sand T Memo 15/61 min. Aviation Dec. 1961
- 7) Fatigue Crack Propagation in Cruciform Joint: K. Shingai and N. Imamura, IIW Doc. No. XIII-691-73
- 8) An Elastic-Plastic Fracture Mechanics Approach to Fatigue Crack Propagation and its Application to the Estimation of the Fatigue Life of Transverse Fillet Welded Cruciform Joints: M. Watanabe, K. Nagai, S. Hioki, IIW Doc. No. XIII-694-73

- 9) An Analysis of the Fatigue Behaviour of Cruciform Joints : J.D. Harrison, Metal Construction and British Welding Journal July 1969, p. 333-335
 - 10) The Fatigue Strength of Fillet Welded Connections : K.H. Frank, Ph. D. Thesis, Lehigh University, October 1971
 - 11) Fatigue Crack propagation Data Obtained from Parent Plate, Weld Metal and HAZ in Structural Steels : S.J. Maddox, Welding Institute Report E/48/72, 1972
 - 12) Influence of Penetration on the Fatigue Strength of Fillet Welds made automatically by CO₂ and Submerged arc : S. Hoisvenn and K.A. Persson, Svetsen Vol. 22/1963, No. 3, p. 75-80
 - 13) Investigation of the Depth of Penetration and its Influence on the Fatigue Strength of Manual Fillet Welds $a=4$ mm as a Function of electrodes diameter : H. Michel et al., Schweisstechnik (Berlin) No. 8/1959, p. 281
 - 14) Cumulative Damage in Push-Pull Fatigue of Fillet Welded Mild Steel Plate Subjected to Narrow Band Random Loading : D.J. White and J. Lewszuk, Proceedings of I. Mech. E. Vol. 185, 28/71, 1971
 - 15) Fatigue Strength of 80 kg/mm² High Tensile Strength Steel Plates with Transverse Fillet Welded Attachments : S. Ohta and Y. Eguchi, Trans. Japanese Welding Society, Vol. 3, No. 2, Sept. 1972, p. 9
 - 16) A Re-Analysis of Fatigue Data for Welded Joints in Steel and Proposed New Design Curves : T.R. Gurney and S.J. Maddox, Welding Institute Report, 3348/1/72
-