複合荷重を受ける揚重機用リンクチェーンの
有限要素解析を用いた疲労強度推定法*広島 哲^{*1}, 沢 俊 行^{*2}A Method for Predicting Fatigue Strength of Link Chains
in Chain Hoists Subjected to Combined Loads Using
Three-Dimensional Elastoplastic Finite-Element Analysis

Tetsu HIROSHIMA and Toshiyuki SAWA

Link chains used in chain hoists are subjected to combined loads of torsion, tension, impact and bending moments. In this paper, fatigue tests for link chains concerning combined loads are performed. Moreover, a procedure for predicting $S-N$ curves is proposed using the three dimensional elastoplastic finite-element analysis and Coffin-Manson's law. Fatigue tests were conducted for link chains in order to examine fatigue strength of 10^6 cycles. From the results of the fatigue tests, it is found that crack initiates from the border between the straight part and the curved part of the inner surface of link chains. It is found that the procedure suggested in this paper is quite suitable for the prediction of $S-N$ curves. As a result, fundamental method of predicting fatigue strength of link chain is obtained.

Key Words: Link Chain, Fatigue, Combined Loads, $S-N$ Curves, Finite Element Method, Three-Dimensional Stress Analysis, Elastoplastic Analysis

1. 緒 言

リンクチェーンは揚重機の主要構成部品の一つであり、その破断は重量物の落下により人命に関わる重大事故を引き起こす危険がある。実際に、揚重機に組み込まれ使用されているリンクチェーンの破損事例を調べると疲労破壊によるものがほとんどである。このため、その防止と疲労寿命予測は極めて重要である。

従来リンクチェーンの疲労に関しては著者らのリンクチェーンの疲労強度推定に関する研究⁽¹⁾のほかに軟鋼とハイテンチェーンの疲労に関する研究⁽²⁾および係留用チェーンの腐食疲労に関する研究⁽³⁾がなされている。また、最近では揚重機用リンクチェーンがシーブを通過することと荷揺れにより引張り、衝撃、曲げおよびねじりの複合荷重を受け、静的強度が引張荷重のみ作用する場合に比べて低下することが明らかとなっている^{(4)~(8)}。そのため、上述の複合荷重が作用する場合のリンクチェーンの疲労特性についても明らかにする必要がある。しかし、複合荷重作用時の揚重機用リンクチェーンの疲労特性を明確にした研究はな

されていないのが現状である。

そこで、本研究では揚重機用リンクチェーンに(1)シーブ(滑車)通過時に対応する引張りと曲げの複合荷重が作用する場合、(2)引張りとねじりの複合荷重が作用する場合、に関して $S-N$ 曲線を解析により推定する方法を確立することおよび二つの複合荷重が疲労強度に及ぼす影響を明らかにすることを目的としている。実際にチェーンがシーブを通過する場合およびチェーンにねじりが存在する場合の部分片振り引張疲労試験を行う。それぞれの場合のチェーンの $S-N$ 曲線を作成し、一般にチェーンの疲労強度評価に使われる 10^6 回時間限度を求める。さらに有限要素法による応力解析および Coffin-Manson の法則⁽¹⁰⁾を用いてチェーンの疲労試験における $S-N$ 曲線の推定を試みる。なお、本論文において以後、リンクチェーンを単にチェーンと呼ぶ。

2. 実験方法

図1はチェーンの形状を示す。チェーンの線径を d 、ピッチを p 、外面幅を b 、中押し量を δ とする。表1、2および表3はそれぞれ疲労試験に用いたチェーンの寸法、材料定数および化学成分を示す。図2はチェーンの熱処理条件を示す。すなわち、 860°C で8.5~10分

* 原稿受付 1995年9月4日。

*¹ 正員、山梨大学大学院 (〒400 甲府市武田4-3-11)。*² 正員、山梨大学工学部。

加熱後油焼入れし(ガス浸炭焼入れ), 180°C で1時間加熱後, 空冷する。

2・1 引張りと曲げの複合荷重が作用する場合の疲労試験 図3(a)はシーブ通過時にチェーンが受ける引張りと曲げの複合荷重が作用する場合の疲労試験の概要を示す。縦リンク(Vertical link)と横リンク(Horizontal link)が角度 θ_1 をなし, さらに縦リンク(Vertical link)と荷側リンクが角度 θ_2 をなすようにチェーンの一端をシーブに巻付け固定する。さらに, 他端へ sin 波の部分片振り引張荷重 F を負荷することにより引張りと曲げの複合荷重の疲労試験を行う。

Table 1 Dimensions of chains for fatigue tests

Sample No.	Chain sizes (mm)			
	p	d	b	δ
1	12.1	4.0	13.4	0.0
2	15.1	5.0	16.8	0.13

Table 2 Material constants of link chains

Young's modulus E (GPa)	Poisson's ratio ν	Yield stress $\sigma_{0.2}$ (GPa)	Tensile strength σ_B (GPa)
210.5	0.265	0.598	1.59

Table 3 Chemical composition of link chains

Materials	C	Si	Mn	P	S
wt%	0.23	0.19	1.26	0.016	0.01

Fig. 1 Shape of link chains

Fig. 2 Explanation of heat treatment for chains

た, 表4は疲労試験における負荷条件を示す。試験では著者らがすでに行った静的複合荷重の研究⁽⁶⁾においてチェーンの引張強さが最も低下した接触角 $\theta_1 = 60^\circ$ 一定, $\theta_2 = 0^\circ \sim 60^\circ$ の範囲において, 疲労強度への影響を検討した。試験装置はサーボ形疲労試験機(島津, サーボバルサ EHF ED 10 70 L 形)を用いた。さらに, 疲労試験により破壊した試験片の破断面を走査形電子顕微鏡(SEM, 日立, S 450 形)により観察し, 破壊の起点を求め疲労破壊の形態についても検討した。

2・2 ねじりと引張りの複合荷重が作用する場合の疲労試験 図3(b)はチェーンにねじり接触角 θ を

Table 4 Condition of fatigue tests

Maximum tensile stress σ_{max}	$F / \{ (\pi d^2 / 4) \times 2 \}$
Minimum tensile stress σ_{min}	39.2 MPa
Loaded link numbers	9
Cycle velocity	10 Hz

(a) The case where chains are subjected to combined load of tension and bending moment

(b) The case where chains are subjected to combined load of tension and torsion

Fig. 3 Schematic of fatigue tests

与えチェーンの両端をアタッチメントに固定し、繰返し荷重 F が作用している状態を示す。なお、表4に示す条件で部分片振り疲労試験を行った。試験ではねじり接触角 θ を変化させ、 θ が疲労強度に及ぼす影響を検討した。さらに、2・1節と同様に試験片の破断面をSEMにより観察した。

3. S-N 曲線の予測手順

一般にリンクチェーンの S-N 曲線は縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ とすることが慣例とされている。ただし、部分片振り疲労試験の場合は JIS Z 2273 等⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾において最大応力 $\sigma_{\max}$ 、または応力幅 σ_R 、応力振幅 σ_a のいずれかをを用いるように規定されている。そこで、これら三つの場合のそれぞれの特性を調べるために縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ 、応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a として S-N 曲線の予測を行い、得られた結果について比較した。

図4はチェーンに荷重が作用したときにミーゼス相当応力が最大となる位置を示す。JIS B 8812⁽¹²⁾に規定される Mn 合金鋼浸炭チェーンに静的引張荷重の

(a) The case where chains are subjected to combined load of tension and bending moment

(b) The case where chains are subjected to combined load of tension and torsion

Fig. 4 Positions where maximum Mises' equivalent stress occurs

みが作用する場合⁽⁴⁾にはミーゼス相当応力は図4(a)および(b)中の位置①において最大となる。静的引張りおよび曲げの複合荷重作用時は図4(a)中の位置③でミーゼス相当応力が最大となり、静的引張りおよびねじりの複合荷重作用時は図4(b)中の位置②で最大となる。前報⁽⁶⁾⁽⁷⁾より明らかになっている。そこで、本研究では有限要素法による弾塑性解析を行い破壊の起点と予測される位置③ [図4(a)] および② [図4(b)] における全ひずみを求め、Coffin-Manson 則⁽¹⁰⁾より S-N 曲線における傾斜部の予測を行う。なお、Coffin-Manson 則によると式(1)が成り立つとされている。

$$\epsilon_t \times N^a = C \quad \text{..... (1)}$$

ここで、 ϵ_t : 全ひずみ、 N : 部分片振り引張疲労試験における破壊に至る繰返し数、 a , C : 定数とする。

前報⁽¹⁾より本研究のチェーンにおいても Coffin-Manson 則が成り立つことが明らかになっている。ここでは前報⁽¹⁾で得られた定数 a と C を使って複合荷重下の疲労試験における破壊に至る繰返し数 N' を推定するために図5に示す手順に従って解析および実験を行った。

手順1 定数 a , C の計算方法 [図5(a), (b)および(c)]

(a) 表1中サンプル番号1のチェーンの部分片振り引張疲労試験を行い、S-N 曲線を作成する。

(b) (a)の疲労試験で設定した最大応力 $\sigma_{\max}$ (または応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a) がチェーンに作用したときのチェーン内周面曲率部と平行部の境界 [図4(a)および(b)中位置②] における全ひずみ ϵ_t を有限要素解析により求める。

(c) 全ひずみ ϵ_t と破壊に至る繰返し数 N の両対数グラフ ($\log \epsilon_t$ - $\log N$) を作成し、式(1)における定数 a および C を求める。

また、式(1)より N は式(2)となる。

$$N = (C/\epsilon_t)^{1/a} \quad \text{..... (2)}$$

Fig. 5 Calculating method for obtaining S-N curve

手順2 N' の計算方法 [図5(d)および(e)]

(d) チェーンがシーブを通過する場合およびねじりの存在する場合に、任意の最大応力 $\sigma'_{\max}$ (または応力幅 σ'_R および応力振幅 σ'_a) が作用したときのチェーンの位置③ [図4(a)] および位置② [図4(b)] における全ひずみ ϵ'_i を前報⁽⁶⁾⁽⁷⁾ の有限要素解析に基づいてそれぞれ求める。

(e) ϵ'_i を式(2)に代入し、任意の最大応力 $\sigma'_{\max}$ (または応力幅 σ'_R および応力振幅 σ'_a) に対する破壊に至る繰返し数 N' が求められる。これより、 $S-N$ 曲線を作成し実際の疲労試験より求めた $S-N$ 曲線と比較する。

4. 実験結果

4.1 疲労試験結果

4.1.1 引張りと曲げの複合荷重が作用する場合

図6はサンプル番号1(表1参照)のチェーンに引張りと曲げの複合荷重が作用する場合の $S-N$ 曲線を示す。接触角は $\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$ 一定である。縦軸は部分片振

Table 5 Values of coefficients A_0 and A_1 in equation (3)

σ_D	A_0	A_1
$(\sigma_D)_{\max}$	229.50	-0.30
$(\sigma_D)_R$	190.30	0.30
$(\sigma_D)_a$	95.20	0.15

Table 6 Values of coefficients A_0 , A_1 and A_2 in equation (4)

σ_D	A_0	A_1	A_2
$(\sigma_D)_{\max}$	244.46	2.75	0.27
$(\sigma_D)_R$	205.26	2.75	0.27
$(\sigma_D)_a$	102.63	1.38	0.13

Fig. 6 $S-N$ curve (Sample No. 1, $\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$)

り試験における最大応力 $\sigma_{\max}$ を横軸は繰返し回数 N を示す。さらに縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ 、応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a としたときの 10^6 回時間限度をそれぞれ $(\sigma_D)_{\max}$ 、 $(\sigma_D)_R$ および $(\sigma_D)_a$ とし、接触角が $\theta_1 = 60^\circ$ 一定、 θ_2 が 0° から 60° に変化した場合について $S-N$ 曲線を作成した。その結果、 10^6 回時間限度 σ_D は接触角 θ_2 により式(3)で表されることがわかった。

$$\sigma_D = A_0 + A_1 \times \theta_2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

なお、表5は $S-N$ 曲線の縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ 、応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a とした場合の式(3)における係数 A_0 および A_1 を示す。さらに前報⁽¹⁾の部分片振り引張疲労試験の場合と比較すると最大約11%、 10^6 回時間限度が減少することがわかった。

4.1.2 ねじりと引張りの複合荷重を受ける場合

ねじり角 θ が 0° から 22.5° に変化した場合、 $S-N$ 曲線より 10^6 回時間限度 $(\sigma_D)_{\max}$ 、 $(\sigma_D)_R$ および $(\sigma_D)_a$ とねじり角 θ の関係は式(4)に示すように二次関数による最小二乗法で近似することが可能であることがわかった。

$$\sigma_D = \sum A_i \times \theta^i \quad (i=0 \sim 2) \quad \dots\dots\dots (4)$$

表6は式(4)の係数 A_0 、 A_1 および A_2 を示す。また、

(c) Position A (d) Position B

Fig. 7 Fractured section when chain was subjected to combined load of tension and bending moment (Sample No. 2, $\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$)

10^6 回時間限度は前報¹⁾の部分片振り引張疲労試験の場合と比較すると最大 30% 低下する。

4.2 破断面観察結果

4.2.1 引張りと曲げの複合荷重が作用する場合

図 7 は疲労試験により破断した試験片の走査形電子顕微鏡 (SEM) による破断面観察結果を示す ($\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$, Sample No. 2)。図 7(a) は破断面の位置を示している。図 7(c) は図 7(b) における位置 A の拡大写真である。チェーン内周面曲率部と平行部の境界 (図 4 中位置③) の浸炭層において粒界破壊が生じていることがわかる。図 7(d) は図 7(b) における位置 B の拡大写真である。破面はストライエーション状模様であり、き裂が位置 B 上を伝ばしたと考えられる。

これらの観察結果より、疲労破壊はチェーン内周面曲率部と平行部の境界 [図 4(a) 中③および図 7(b) 中位置 A] から生じた粒界破壊によるき裂がチェーンとシーブの接触部に向けて進展し、破断に至ったと推測される。

4.2.2 ねじりと引張りの複合荷重を受ける場合

図 8 は疲労試験により破断した試験片の破断面の位置を示す。すべての試験片が図 8(a) に示す断面で破断した。破断面を SEM で観察したところ、引張りと曲げの複合荷重作用時と同様に位置 A [図 8(b)] において粒界破壊が生じており、位置 B [図 8(b)] にはストライエーション状模様が存在した。このことより、

Table 7 Values of coefficients α and C in equation (1) (Sample No. 1)

	α	C
σ_{max}	0.541	0.827
σ_R	0.438	0.424
σ_a	0.266	0.029

Fig. 8 Fractured section when chain was subjected to combined load of tension and torsion

疲労破壊はチェーン内周面曲率部と平行部の境界 [図 4(b) 中②および図 8(b) 中位置 A] の浸炭層から生じた粒界破壊によるき裂がチェーンの外周面に向けて進展し、破断に至ったと推測される。

(a) The case of σ_{max}

(b) The case of σ_R

(c) The case of σ_a

Fig. 9 Estimations of $S-N$ curves (Sample No. 1) ($\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$)

5. S-N 曲線の予測結果

5.1 引張りと曲げの複合荷重が作用する場合

表7は前報⁹⁾より得られたサンプル番号1(表1)のチェーンにおける式(1)の係数 α および C を示す。この α および C の値を用いて図5に示す手順2によりS-N曲線の予測を行った。本研究ではS-N曲線を傾斜した直線と平行線の二つに分けて表示する方法⁹⁾を採用した。なお、 10^6 回時間限度 σ_D は式(3)より求めた。

図9は $\theta_1 = \theta_2 = 60^\circ$ のときの縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ 、応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a としてS-N曲線の予測

Fig. 10 ϕ and N_b in S-N diagram

Fig. 11 Difference between numerical and experimental results for ϕ and N_b when chain is subjected to combined load of tension and bending moment

を行った結果と実験結果の比較を示す。図9より縦軸を σ_R として予測した結果と実験結果が最もよく一致することがわかった。

図10はS-N曲線におけるこう配 ϕ [MPa]と折れ曲がり点での繰返し回数 N_b の関係を示す。 ϕ は実験および推定の両方において $\sigma = (\sigma_{\max}, \sigma_R, \sigma_a)$ が 10^6

(a) The case of $\sigma_{\max}$

(b) The case of σ_R

(c) The case of σ_a

Fig. 12 Estimate of S-N curves (Sample No. 2) ($\theta = 22.5^\circ$)

回時間限度 $\sigma_D = \{(\sigma_D)_{\max}, (\sigma_D)_R, (\sigma_D)_a\}$ 以下となるデータを除いた最小二乗近似により求める。さらに、図11は $\theta_1 = 60^\circ$ 一定、 θ_2 を 0° から 60° に変化させたときの ϕ 、 N_b の予測値と実験値の差 $\phi_{\text{num}} - \phi_{\text{exp}}$ および $N_{b\text{num}} - N_{b\text{exp}}$ を示す。この結果から接触角が変化しても ϕ に関しては σ_a による予測が良好な結果を得ているが N_b に関しては危険側の予測となる。これは σ_a の値が $\sigma_{\max}$ と σ_R に比べて小さいため有限要素解析において塑性ひずみが生じず、予測に反映されなかったためと推測される。また、 σ_R に比べて $\sigma_{\max}$ の場合のほうが $S-N$ 曲線の予測が安全側すぎる傾向がある。これは $\sigma_{\max}$ と σ_R の関係 ($\sigma_R = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$: $\sigma_{\min} = 39.2$ MPa) からわかるように $\sigma_{\max}$ を $S-N$ 曲線の縦軸とした場合、有限要素解析において $\sigma_{\min}/E$ だけ全ひずみ ϵ'_t を過大評価したと推測される。

5.2 ねじりと引張りの複合荷重が作用する場合

ねじりと引張りの複合荷重が作用した場合に発生するミーゼス相当応力が最大となる図4(b)中の位置②における全ひずみを計算し、図5に示す手順により $S-N$ 曲線の予測を行った。なお、 10^6 回時間限度 σ_D は式(4)より求めた。図12はねじり接触角 $\theta = 22.5^\circ$ のときの縦軸を最大応力 $\sigma_{\max}$ 、応力幅 σ_R および応力振幅 σ_a として $S-N$ 曲線の予測を行った結果と実験結果の比較を示す。図12より縦軸を σ_R として予測した結果の実験結果は最もよく一致することがわかる。

また、図13はねじり接触角 θ を 0° から 22.5° に変化させたときの $S-N$ 曲線におけるこう配 ϕ と折れ曲がり点での繰返し回数 N_b の関係を示す。この結果からも、 σ_R が $\sigma_{\max}$ 、 σ_a に比べてよい精度で $S-N$ 曲線の予測が可能であることがわかる。

6. 結 言

本研究では、チェーンが複合荷重を受ける場合の $S-N$ 曲線を解析により推定することを目的とし、実験および有限要素法により、複合荷重下の部分片振り引張疲労試験におけるチェーンの疲労強度について検討し、次の結果が得られた。

(1) チェーンに引張りと曲げおよび引張りとねじりの複合荷重が作用する場合に関して疲労試験を行い、 $S-N$ 曲線および 10^6 回時間強度を求めた。また、前報⁽¹⁾の部分片振り引張疲労試験の場合と比較して 10^6 回時間限度は引張りと曲げの複合荷重の場合、最大11%低下し、引張りとねじりの複合荷重の場合、最大30%低下することがわかった。

(2) 破断面のSEMによる観察より、疲労破壊の起点は引張りと曲げの複合荷重が作用する場合チェー

Fig. 13 Difference between numerical and experimental results for ϕ and N_b when chains are subjected to combined load of tension and torsion

ン内周面曲率部と平行部の境界 [図4中位置③] となり、引張りとねじりの複合荷重が作用する場合はチェーン内周面曲率部と平行部の境界 [図4(b)中位置②] となることを明らかにした。

(3) 三次元弾塑性有限要素法および Coffin-Manson の関係式を用いてチェーンの $S-N$ 曲線を予測する方法を示した。疲労試験結果と予測結果を比較したところ $S-N$ 曲線の縦軸を σ_R として $S-N$ 曲線の予測を行った場合が σ_a 、 $\sigma_{\max}$ を縦軸とする場合よりも精度がよいことがわかった。また、今後は $S-N$ 曲線の傾斜部を求める手順2の操作を自動化し、 $S-N$ 曲線推定の効率化をはかることが望まれる。

終わりに本研究は(株)キトーより山梨大学大学院工学研究科博士後期過程へ派遣されて行った研究であり、研究を遂行する上で貴重なご教示をいただいた山梨大学工学部の平嶋健一教授に感謝の意を表す。

文 献

- (1) 広島哲・沢俊行, 機論, 三次元弾塑性有限要素解析を用いた揚重機用リンクチェーンの疲労強度推定, 61-590, A

- (1995), 2120-2126.
- (2) 山田昌寿・ほか3名, 機論, チェーンの疲労特性, **53** 486, A (1987), 215-219.
- (3) 大津留高久・ほか2名, 船舶技術研究所研究発表会講演集, 係留用チェーンの腐食疲労について, 46th, (1985-4), 9-12.
- (4) 広島哲・沢俊行, 機論, 揚重機用リンクチェーンの三次元弾塑性有限要素解析と強度評価, **59** 566, A (1993), 2367-2372.
- (5) 広島哲・沢俊行, 機論, 衝撃荷重を受ける揚重機用リンクチェーンの三次元弾塑性有限要素解析と強度評価, **60** 576, A (1994), 1850-1856.
- (6) 広島哲・沢俊行, 機論, 引張りと曲げの複合荷重を受ける揚重機用リンクチェーンの三次元弾塑性有限要素解析と強度評価, **60** 578, A (1994), 2326-2333.
- (7) 広島哲・沢俊行, 機論, ねじりと引張りの複合荷重を受ける揚重機用リンクチェーンの三次元弾塑性有限要素解析と強度評価, **61** 586, A (1995), 1302-1308.
- (8) 広島哲・沢俊行, 機論, ねじりと衝撃引張りの複合荷重を受ける揚重機用リンクチェーンの三次元弾塑性有限要素解析, **61** 591, A (1995), 2442-2449.
- (9) 西島敏・石井明, 材料, S-N試験データの折れ線近似によるパラメータ表示および解析, **34** 378 (1985), 340-346.
- (10) 村上裕助・大南正瑛, 破壊力学入門, (1984), 123, オーム社.
- (11) 石井明・ほか3名, 材料, **39** 444 (1990), 1285.
- (12) 日本規格協会, JISハンドブック(物流), (1992), 707.
- (13) 日本規格協会, JISハンドブック(鉄鋼1), (1995), 174.
- (14) 日本材料学会編, 金属材料疲れ試験便覧, (1968), 47, 養賢堂.