

ローラチェーンにおける内プレートの疲労強度に及ぼす ブシュ圧入の影響*

齊藤 亮一¹⁾ 野田 尚昭²⁾ 佐野 義一²⁾ 宮城 新²⁾ 鳥取 尚徳²⁾

Effect of Press Fitting Between Bush and Inner Plate Upon the Fatigue Strength of Roller Chain

Ryoichi Saito Nao-Aki Noda Yoshikazu Sano Arata Miyagi Hisanori Tottori

In this paper, the fatigue strength of the roller chain is investigated by varying the press-fitting ratio between the bush and the inner plate. A single plate specimen with two bushes press-fitted into two holes at the plate ends is used in the fatigue test. The FEM analysis is performed to obtain the stress amplitude and the average stress on the fatigue endurance limit diagram. The results show that the fatigue strength can be improved under suitable press-fitting ratio $\delta/D > 1.8 \times 10^{-3}$ compared to the fatigue strength at the press-fitting ratio $\delta/D = 0$.

KEY WORDS: Power transmission, Chain drive, Fatigue, Roller chain, Fatigue test, Fatigue strength, FEM, stress (A2)

1. 緒言

図1に示すローラチェーンは、外リンクと内リンクで構成され、駆動装置や部品搬送システムなどに用いられる主要な伝動機械要素である。動力源に連結されたスプロケットに噛み込んだチェーンに、スプロケットによる駆動力が直接伝達される。伝動容量が大きく、伝達効率も優れるローラチェーンは、コンベア、オートバイなどの動力伝達に広く用いられている。オートバイ用のローラチェーン等では、駆体の軽量化や衝撃の緩和のため、疲労強度を維持しながらの小型化が望まれている。しかし、ローラチェーンの稼働中にプレートやブシュ、ピンなどの部材が疲労破壊する事例も未だに散見されることから、これまで引張強度や疲労強度、および耐摩耗性など、性能向上を目指した研究・開発がされている^{(1)~(15)}。

ローラチェーンの疲労強度は、多くの場合プレートの強度に支配される。そこで、外・内リンクを構成するプレートの疲労強度向上のため、プレートにはピン・ブシュが圧入されている。しかし、製造時における高圧入による、プレートやブシュの損傷回避のため、小さい圧入率での疲労強度の向上が望まれてきた。河本らは厚肉円筒と曲がりばりを組合せた軸対称モデルを用いて、圧入によるプレートの疲労強度向上を説明している⁽¹⁶⁾。また、中込らは、実体チェーンを用いて、圧入が疲労強度に及ぼす影響を詳細に調査している⁽¹⁷⁾。この場合も軸対称モデルを用いた圧入効果の考察がなされている。軸

対称モデルでは、荷重の伝達を表現できないので、これらの研究では、実体プレート形状に対する定量的な強度評価は困難と考えられる。

著者らは先の研究で、図1の外プレートへのピン圧入の効果に注目した。実体の寸法形状と同様の試験片を用いて疲労試験を行い(図2)、圧入による疲労強度の向上を実験と解析の両面から明らかにした⁽¹⁸⁾。しかし、高圧入では、ピンにフレットングき裂が観察され、破断までの繰返し数のばらつきへの影響が見られた。そのため、圧入率の効果を十分に議論できたとはいえない。

圧入率による疲労強度への影響を、より精度良く評価するには、フレットングによる影響を抑える必要がある。この観点から、本研究では圧入による応力が小さい内プレートに注目する。すなわち、中空のブシュを圧入する内プレートは、嵌合応力が小さく、フレットングの回避が期待できる。図3に示す実体の寸法形状と同様の試験片を用いた疲労試験を行い、あわせてFEM応力解析により、圧入率が疲労強度に及ぼす影響を明らかにする。さらに先の研究で得られた外プレートの疲労限度と、本研究の内プレートの疲労限度を比較・考察する。

2. 内プレートとブシュが圧入嵌合された試験片の疲労限度評価

2.1. 試験片の諸元

図3に疲労試験に用いた内プレートとブシュとピンの概略を示す。ブシュ外径 $D = 22.7\text{mm}$ に対し、それよりも小さい孔径 B を有する内プレートに、ブシュを冷間圧入し、組み立てて試験片とする。ピン外径 D_p とブシュ内径 d は 0.5mm の隙間を有する。表1に内プレートとブシュとピンの材料特性

*2021年8月10日受理。

- 1) センクシアチェーン(株)(360-0843 埼玉県熊谷市三ヶ尻 5110)
- 2) 九州工業大学(804-8550 福岡県北九州市戸畑区仙水町 1-1)

を示す。いずれの部品も、それぞれ焼入れ焼戻しの熱処理を行い、降伏点、引張強さは熱処理後の引張試験により得られた値である。熱処理後の内プレートの金属組織を表 2 に示す。内プレートは、先の研究⁽¹⁸⁾ で用いた外プレートと同一ロットの材料であり、熱処理工程も等しく、孔径のみ異なるため、材料の疲労強度は同じとみなしてよい。表 3 に内プレート孔径 B とブシュ外径 D、圧入率 δ/D を示す。内プレートとブシュの締代 δ は、0, 0.04, 0.15, 0.25mm の 4 種類とし、 δ/D はそれぞれ $\delta/D=0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$ である。図 4 に試験片の加工工程を示す。ここでは、熱処理変形の影響を除外し、締代の差を明らかにするため、内プレート孔径 B とブシュ外径 D は熱処理後に機械加工を行う。冷間圧入時のかじり防止の目的で、ブシュは外径に油を塗布した後、内プレートに圧入している。なお、圧入率が大きいブシュを冷間圧入する場合、通常ブシュ外径端部の面取りを大きくし、双方の損傷を防止するが、ここではブシュ軸方向の圧入幅を揃えるため、圧入率によらず R 面取り 0.5mm とした。

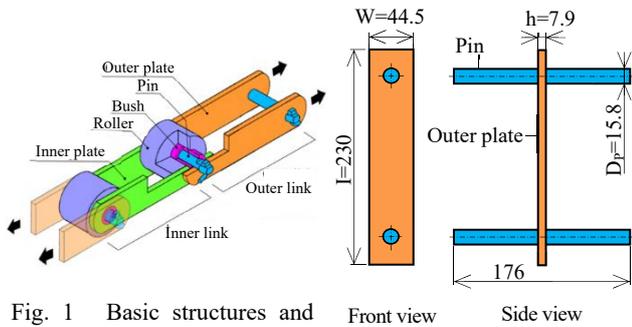


Fig. 1 Basic structures and loads of the roller chain

Fig. 2 Fatigue test pieces for Outer plate

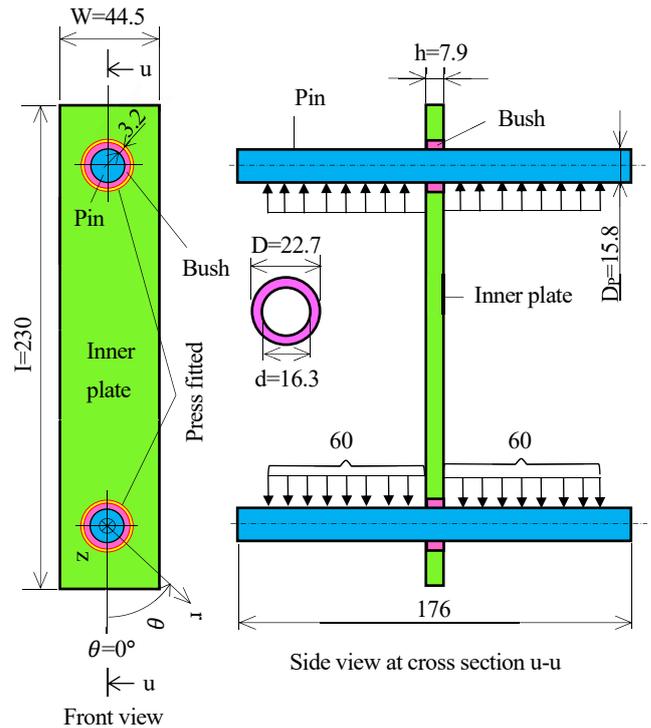


Fig. 3 Illustration of fatigue test pieces (unit: mm)

Table 2 Chemical composition and microstructure of Inner plate

Chemical composition [%]		Microstructure
C	0.28	
Si	0.26	
Mn	1.41	
P	0.015	
S	0.012	
Cr	0.17	
Mo	0.02	

Table 1 Specification of the roller chain

Items	Material	Young's modulus E [GPa]	Poisson's ratio ν	Yield stress σ_y [MPa]	Tensile strength σ_B [MPa]	Fatigue limit σ_{w0} [MPa]	Friction coefficient μ	Hardness [HRC]
Inner plate	SS640 (Company standard)	206	0.3	970	1100	440	0.3	34.6
Bush	SCM435	206	0.3	1390	1666	666	0.3	48.4
Pin	SCM435	206	0.3	1080	1180	472	0.3	42.2

※ Fatigue limit σ_{w0} is defined as $\sigma_{w0}/\sigma_B=0.4$.⁽¹⁵⁾

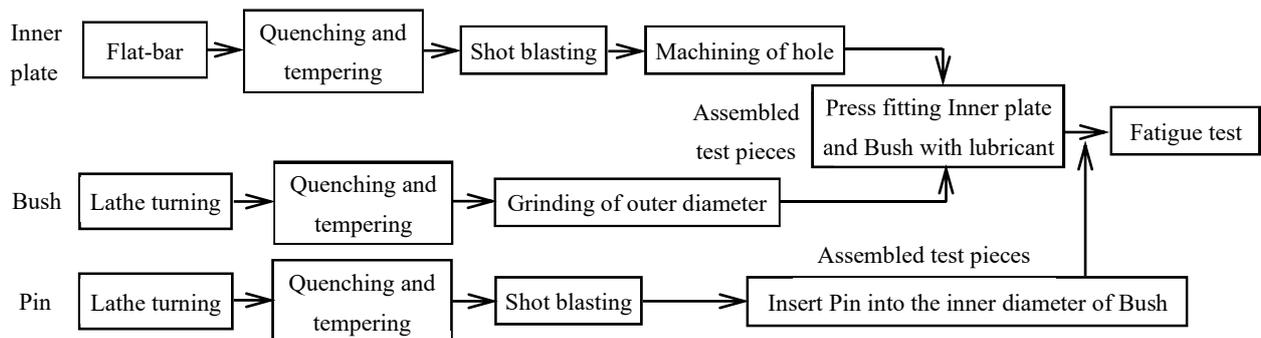


Fig. 4 Test pieces preparation procedure

Table 3 Press fitting ratio for Inner plate and Bush

D [mm]	B [mm]	$\delta=D-B$ [mm]	$\delta/D [\times 10^{-3}]$
22.7	22.70	0.00	0
22.7	22.66	0.04	1.8
22.7	22.55	0.15	6.6
22.7	22.45	0.25	11.0

2.2. 疲労試験機の概説と試験方法

ローラチェーンでは、稼働中プレートに引張力が繰り返し加わるため、疲労強度の評価に、引張り－引張りの片振疲労試験機を用いた。図5に試験片および試験片つかみ部を示す。試験片のピン径 $D_p=15.8\text{mm}$ を、図5に示すつかみ部が有する孔 $D_i=16.3\text{mm}$ に挿入する。ピンを挿入した後、ピン両端のボルト部にナットを締付けることにより、内プレートとつかみ部間に隙間がほとんど無い状態としている。ナットは約 $10\text{N}\cdot\text{m}$ のトルクで締付けたため、ピンには約 5.6kN の軸力が発生しているが、応力に換算すると 28MPa であり、無視できる。

ここで、内プレートの公称応力を定義する。図6(a)にブシュを内プレートに圧入したときの応力分布 $\sigma_\theta(r)$ を示す。図6(a)ではブシュには圧縮の $\sigma_\theta(r) < 0$ (at $r = d/2 \sim d/2 + t$) が作用しており、内プレートには引張の $\sigma_\theta(r) > 0$ (at $r = d/2 + t \sim W/2$) が作用している。力のつり合いより、両者は式(1)のようにバランスするので、その積分値は式(2)に示すように0である。

$$-\int_{d/2}^{d/2+t} \sigma_\theta(r) dr = \int_{d/2+t}^{W/2} \sigma_\theta(r) dr \tag{1}$$

$$\int_{d/2}^{W/2} \sigma_\theta(r) dr = 0 \tag{2}$$

内プレートはこのような図6(a)の状態ではピンによって引張を受ける。ピンから受ける引張荷重 F は、内プレートだけでなく、ブシュにも伝達されるので、ここでは「荷重を受けるピン」と「それ以外の部材」の観点で、公称応力 σ_n を式(3)で定義する。

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W-d)h} \tag{3}$$

この式(3)は、図6(b)に示すように、圧入されたブシュがピンの荷重を受け持つことで、プレートと同等の役割を果たすと考え、圧入されたブシュと内プレートを一体構造とみなし、公称応力を連続して考えることに相当する。

なお先行文献⁽¹⁹⁾では、ブシュが引張荷重を受け持つことが無視されており、以下の公称応力 σ'_n が用いられている。

$$\sigma'_n = \frac{F}{(W-d-2t)h} \tag{4}$$

式(4)は、ブシュの負担する引張応力を考慮していないので、公称応力を高めに見積もることになる。図6(a), (b)に示すよう

に、焼き嵌めによって最大応力はブシュではなく内プレートの $r = d/2 + t$ に生じる。しかし、公称応力としてはブシュ厚さ t を考慮した式(3)を用いる必要があることを提言する。

繰返し荷重 ($F = F_{min} \sim F_{max}$) は、最小荷重 $F_{min}=3\text{kN}$ (公称応力 $\sigma_{n\ min}=13\text{MPa}$) に固定し、最大荷重 $F_{max}=24\sim 80\text{kN}$ (公称応力 $\sigma_{n\ max}=108\sim 359\text{MPa}$) の8水準で試験を行った。すなわち、応力比 ($R = \sigma_{n\ min}/\sigma_{n\ max}$) は $R=0.036\sim 0.12$ で与えられる。なお、試験周波数は最大荷重によらず 10Hz に固定し、疲労限度は繰返し数 $N_f=10^7$ 回で評価した。また、疲労試験はつかみ部の変位量を計測し、最大荷重時の位置から 10mm 変位が増加すると、内プレートが破断したものとみなし、試験が停止するように設定した。

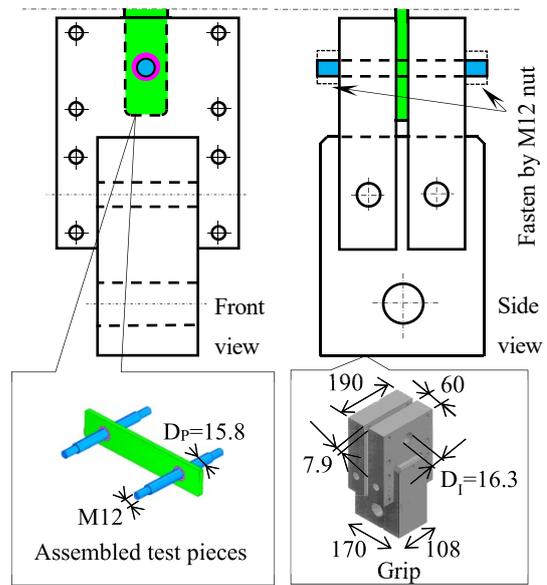


Fig. 5 Grip of fatigue test pieces(unit: mm)

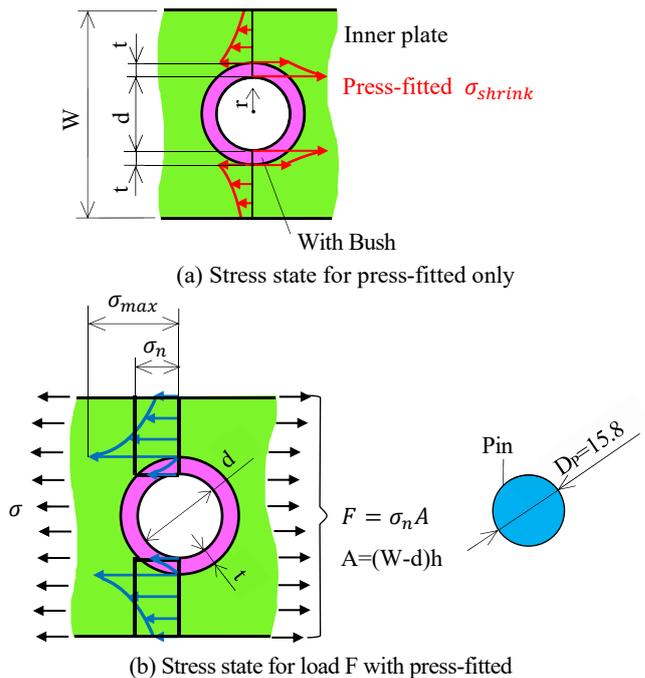


Fig. 6 Definition for nominal stress σ_n (unit: mm)

2.3. 圧入率毎の疲労限度

表 4 に疲労試験の結果を圧入率ごとに整理して示す。ここで、 σ_a は $\sigma_a=(\sigma_{n\max} - \sigma_{n\min})/2$ で得られる応力振幅、 $\sigma_{n\max}$ 、 $\sigma_{n\min}$ は公称応力 σ_n で求められる応力である。図 3 のようにプレートの孔の角度 θ を定義する。ここで θ_f は、プレートが破壊した起点の角度を示す。図 7 にそれぞれの圧入率での S-N 曲線を示す。最小圧入率 $\delta/D=1.8\times 10^{-3}$ で、圧入のない $\delta/D=0$ の 2.1 倍の疲労限度を有する。さらに圧入率を高めた $\delta/D=6.6\times 10^{-3}$ では、3.1 倍に強化される。最大圧入率の $\delta/D=11.0\times 10^{-3}$ では、ばらつきがあるものの、中間圧入率よりもむしろ低下する場合もみられる。

δ/D [$\times 10^{-3}$]	Specimen Number	σ_a [MPa]	Number of cycles N_f [$\times 10^6$]	θ_f [deg]
11.0	11.0-1	173	2.98	80
	11.0-2	173	0.58	90
	11.0-3	173	0.71	90
	11.0-4	150	0.37	100
	11.0-5	150	10 (Not broken)	-
	11.0-6	150	10 (Not broken)	-
	11.0-7	139	3.88	90
	11.0-8	139	1.16	105
	11.0-9	139	10 (Not broken)	-
	11.0-10	128	10 (Not broken)	-
	11.0-11	96	10 (Not broken)	-
	11.0-12	96	10 (Not broken)	-
6.6	6.6-1	173	0.57	90
	6.6-2	173	0.20	106
	6.6-3	173	0.46	90
	6.6-4	150	10 (Not broken)	-
	6.6-5	150	10 (Not broken)	-
	6.6-6	150	10 (Not broken)	-
	6.6-7	139	10 (Not broken)	-
	6.6-8	139	10 (Not broken)	-
	6.6-9	117	10 (Not broken)	-
	6.6-10	96	10 (Not broken)	-
1.8	1.8-1	139	0.22	98
	1.8-2	139	0.21	90
	1.8-3	139	0.22	110
	1.8-4	128	0.51	90
	1.8-5	128	0.62	100
	1.8-6	96	10 (Not broken)	-
	1.8-7	96	10 (Not broken)	-
0	0-1	96	1.07	80
	0-2	96	0.43	82
	0-3	72	0.60	95
	0-4	72	5.07	93
	0-5	47	10 (Not broken)	-

最大圧入率 $\delta/D=11.0\times 10^{-3}$ におけるばらつきの原因を調べるために行った破面観察から、ブシュの圧入に伴って生じたと思われる引っ掻き傷が見られ、図 8 にその一例を示す。この引っ掻き傷が影響したとみられる破壊起点が観察され、起点は板厚中央付近に比較的多い。この圧入傷は、圧入時の油分の付着等、人為的な作業精度によって、程度にばらつきが生じることは避けられない。このことが、破断までの繰返し数の

ばらつきの原因になったものと想定される。なお、試験後のブシュ外面にはき裂が無いことが確認され、懸念されたフレッティングき裂を回避できることが確認された。

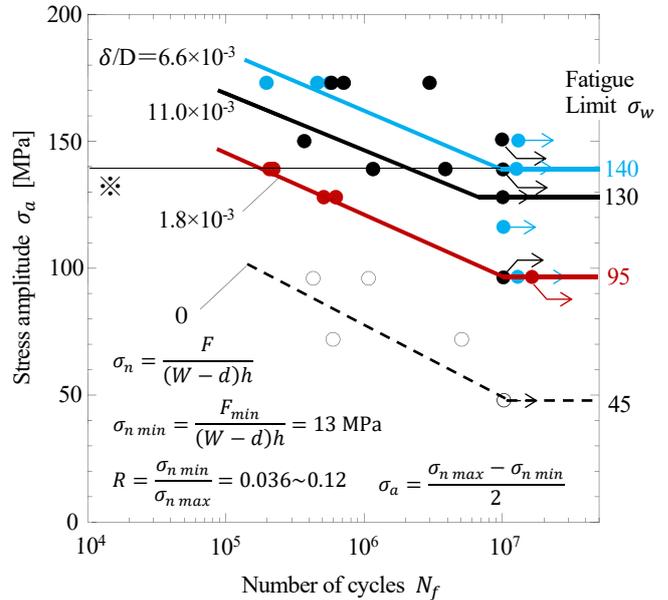


Fig. 7 S-N diagram for test pieces in Fig. 3

※Maximum load condition F_{max} used for analysis in Fig. 9

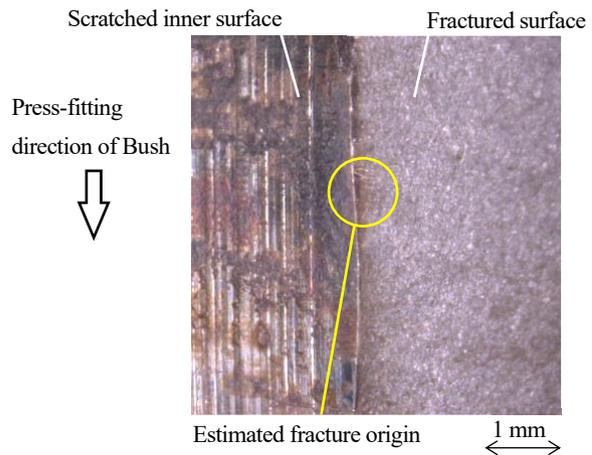


Fig. 8 Damaged hole of Inner plate due to press-fitting when $\delta/D=11.0\times 10^{-3}$ after testing

3. 解析結果と耐久線図による評価

3.1. 解析方法

図 9 に 3 次元 FEM 構造解析に用いたメッシュモデルを示す。モデルはプレートとピンの対称性を考慮し 1/8 モデルとした。メッシュサイズは内プレートで 0.1~1.2mm、ブシュで 0.5mm、ピンで 0.3~0.8mm であり、メッシュの数は内プレートで約 0.9×10^5 メッシュ、ブシュで約 2.7×10^3 メッシュ、ピンで約 1.5×10^5 メッシュである。また、接触面では直接拘束法を用い、表 1、図 3 に示した各部材の機械的性質および寸法を用いた。ピンへの負荷荷重は最小応力 $\sigma_{min}^{FEM}=13\text{MPa}$ と最大応力 $\sigma_{max}^{FEM}=292\text{MPa}$ とした。 σ_{min}^{FEM} は試験での最小荷重 $F_{min}=3\text{kN}$ を目安にし、 σ_{max}^{FEM} は図 7 の S-N 曲線の結果より $\delta/D=6.6\times 10^{-3}$

の疲労限度から、最大荷重 $F_{max}=65\text{kN}$ を目安にした。圧入率は試験と同様に $\delta/D=0, 1.8\times 10^{-3}, 6.6\times 10^{-3}, 11.0\times 10^{-3}$ の4種類とした。解析には MSC. Marc 2012 有限要素解析ソフトウェアを用いた6面体8節点アイソパラメトリック要素で、完全積分によって弾塑性解析を行う。初期応力は、ブシュと内プレートを隙間無く接触させた状態で、ブシュの直径を締代 δ だけ増加させて圧入を解析する機能を使用している。

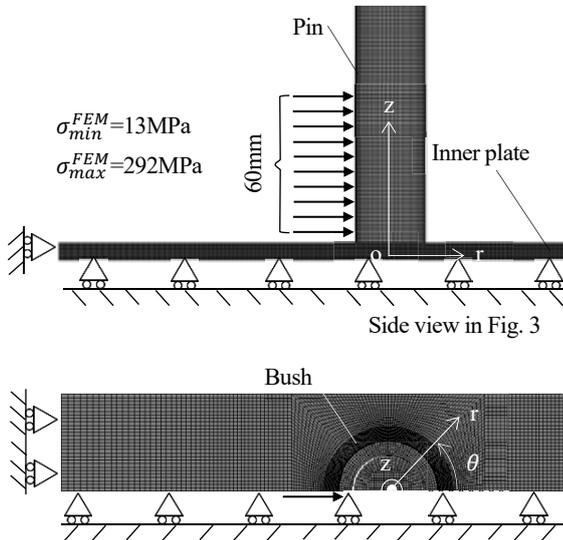


Fig. 9 FEM model and boundary conditions

3.2. 解析による強度評価

著者らは先のチェーンを構成する全ての部材を対象にした研究において、実際の破壊から周方向応力 σ_θ がプレートの疲労破壊に影響することを報告している⁽¹⁴⁾。そこで、本研究においても σ_θ に注目する。試験の結果、圧入率の大きさによらず、破壊起点は $\theta_f=90^\circ$ 付近(表4参照)であることから、 $\theta=90^\circ$ に注目する。また破壊起点は、面取りの影響を除く内部で多く観察されたため、解析も板厚中央($z=0$, 図9参照)に注目する。

表5にそれぞれの圧入率における $F = F_{min}$ 時の $\sigma_{\theta min}$ 、 $F = F_{max}$ 時の $\sigma_{\theta max}$ を示す。ここで、 $\sigma_{\theta m}$ は $\sigma_{\theta m}=(\sigma_{\theta max} + \sigma_{\theta min})/2$ で得られる平均応力であり、 $\sigma_{\theta a}$ は $\sigma_{\theta a}=(\sigma_{\theta max} - \sigma_{\theta min})/2$ で得られる応力振幅である。外力をほとんど無視できる $F = F_{min}$ では、ブシュの圧入により σ_θ が増加するため、圧入率 δ/D の増加に伴い、 $\sigma_{\theta min}$ も増加する。一方、 $F = F_{max}$ における $\sigma_{\theta max}$ は、圧入率 δ/D によらず、ほぼ不変となる結果が得られた。

図10は、耐久線図に対比して、表5の各圧入率における応力状態をプロットしたものであり、疲労破壊に対する相対的な安全性、すなわち相対安全率SFを読み取ることができる。ここで、相対安全率SFを次のように定義する。

$$SF = \overline{OA'} / \overline{OA} \tag{5}$$

式(5)において、耐久線図上の点をAとし、線分OAと疲労限度線との交点をA'とした。相対安全率が高くなる程、疲労

強度が強いことを意味する。ここでは、切欠感度を考慮していないので、式(5)による評価は安全側と言える。図10によると、圧入率が増加するほど、SFは大きくなり、疲労強度が強化されることになる。

Table 5 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for Inner plate at $\theta=90^\circ$ and $z=0$ [MPa]

δ/D [$\times 10^{-3}$]	$\sigma_{\theta min}$ at $F = F_{min}$	$\sigma_{\theta max}$ at $F = F_{max}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
0	44	889	466.5	422.5	0.72
1.8	156	917	536.5	380.5	0.74
6.6	483	910	696.5	213.5	0.89
11.0	725	865	795.0	70.0	1.13

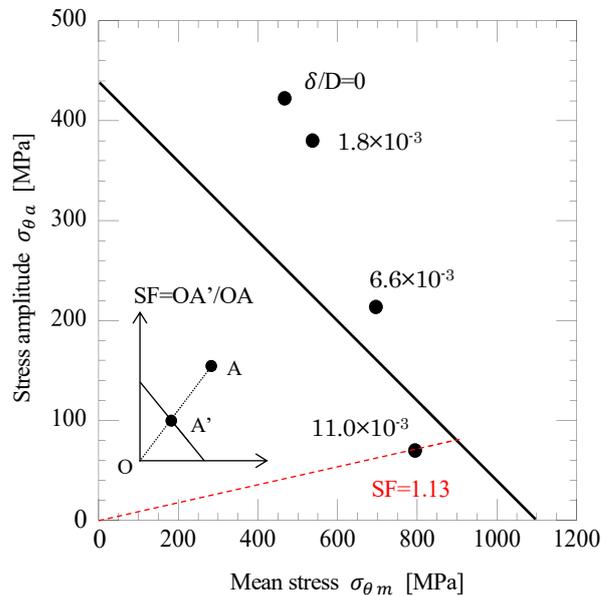


Fig. 10 Fatigue limit diagram for Inner plate

図11に各圧入率における疲労限度 σ_w と解析で得られたSFの関係を示す。ここで、両者を同一グラフ上で比較するために、便宜上無圧入 $\delta/D=0$ における縦軸の位置を揃え、中間圧入率までの実験点との関係および全解析点の傾向線と矛盾しないように縦軸のSFの範囲を設定し、それぞれの傾向線を同一グラフ上で比較している。

図11によれば、解析によるSFは、 $\delta/D=0$ が最小で、圧入率の増加と共にほぼ線形に増加する。実験同様、圧入が疲労限度を向上させることを解析からも示しているが、最大圧入率で、実験値に対する解析結果の乖離が大きい。前章で述べたように、最大圧入率では、ブシュの圧入に伴って生じたと思われる引掻き傷が見られ、この傷が破断までの繰返し数のばらつきの原因になったものと想定される。解析では、圧入に伴う損傷を考慮していない。このことが、実験と解析の違いをもたらしたと考えられる。

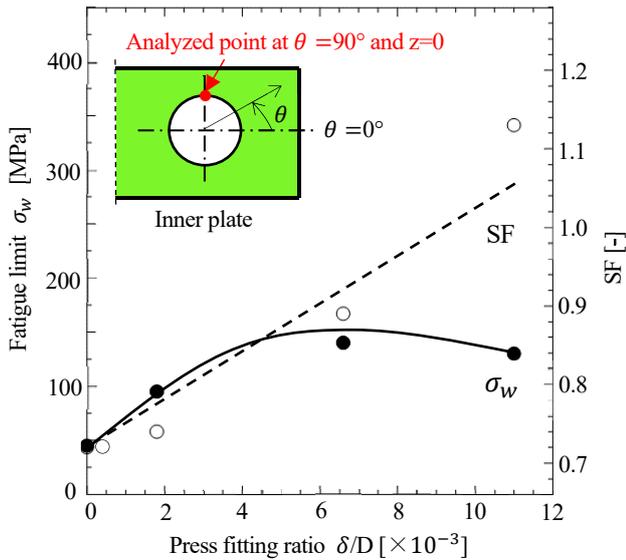


Fig. 11 SF and σ_w by varying $\delta/D=0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$

4. 内プレートの疲労限度の外プレートとの比較

ローラチェーン全体の疲労強度は多くの場合、外・内プレートの疲労強度が低いほうで決まるため、両者の強度比較を行うことは、設計上有用である。ここでは、先の研究⁽¹⁸⁾で評価した外プレートと、本研究の内プレートの疲労限度の比較を行う。

ここで改めて、両者の構造の違いに注目する。内プレートの孔には、中空のブシュが圧入される(図12(a))。これに対して、外プレートでは、中実のピンが直接圧入される(図12(b))。よって、同一圧入代では、外プレートの嵌合応力が大きくなる。内・外プレートそれぞれの公称応力を、「荷重を受けるピン」と「それ以外の部材」の観点で定義して、試験結果を統一的に比較・考察する。両者の各圧入率における疲労限度 σ_w を表6、図13に示す。なお、図13の縦軸には疲労限度に加え、参考までに最大荷重 F_{max} も示す。以上より、内プレートと外プレートの疲労限度 σ_w は、圧入率 δ/D に依らず12%以内で一致することがわかる。

先に述べたように、内・外プレートは同一ロットの材料であり、材料の疲労強度は同じとみなしてよい。公称応力 σ_n (式(3))に基づく図13の内・外プレートの疲労限度 σ_w の一致は、ブシュが引張荷重を受け持たない先行文献⁽¹⁹⁾の公称応力 σ_n' (式(4))では、内プレートの公称応力が高めに見積もられ、設計荷重が低めに設定されることを示している。内プレートとブシュを一体構造とみなした公称応力の式(3)が、内・外プレートの強度比較に適していることがわかる。

5. 結言

本研究では、ローラチェーンのプレートのうち、ブシュを圧入する内プレートを用い、疲労試験と解析を行った。内プレートにブシュを圧入率 $\delta/D=0$ と $\delta/D=1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$

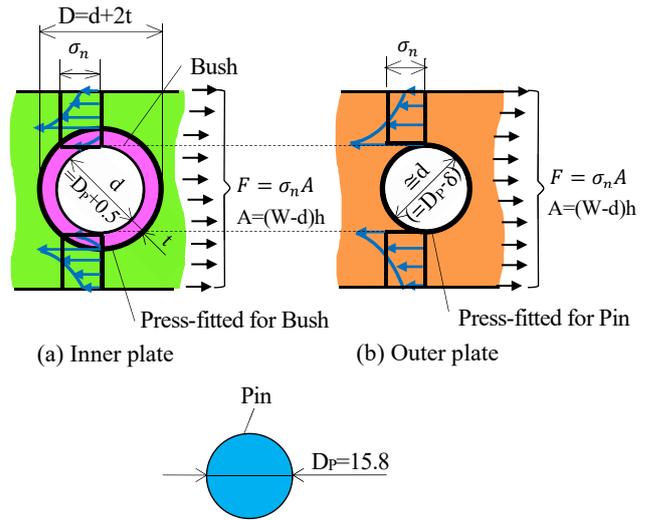


Fig. 12 Definition for nominal stress σ_n (unit: mm)

Table 6 σ_w when Bush press-fitted into Inner plate and Pin press-fitted into Outer plate⁽¹⁸⁾

$\delta/D, \delta/D_p [\times 10^{-3}]$	0	1.8	2.5	5.1	6.6	9.5	11.0
σ_w for Inner plate in Fig. 7 [MPa]	45	95	---	---	140	---	130
σ_w for Outer plate [MPa] ⁽¹⁸⁾	50	---	125	125	---	135	---

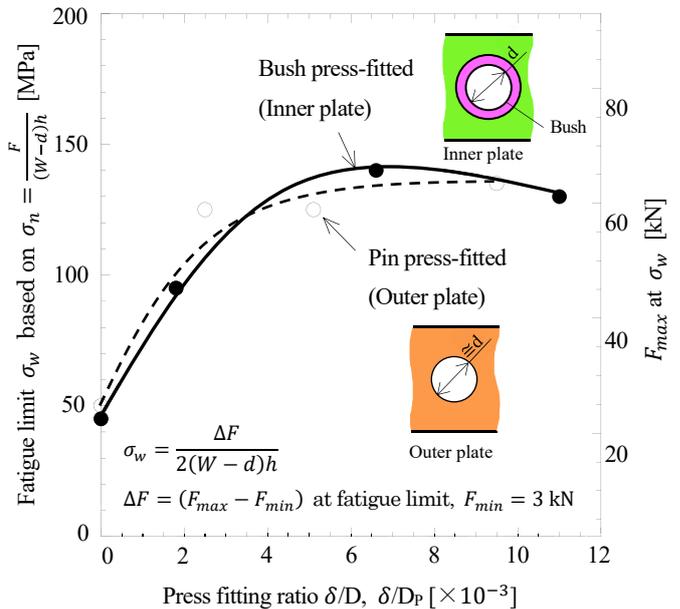


Fig. 13 Comparison σ_w between Inner plate and Outer plate

で圧入した疲労試験片を用い、圧入が疲労強度に及ぼす影響をS-N曲線を用いて評価した。また、実験で用いた試験片を応力解析し、耐久線図による強度評価を行った。さらに、先の研究の外プレートの疲労強度と比較した。得られた結果をまとめると以下ようになる。

- (1) 圧入率 $\delta/D > 1.8 \times 10^{-3}$ で圧入とすることで、 $\delta/D=0$ と比べて2倍以上疲労強度が向上することを実験で明らかにし

た。また、最大圧入率 $\delta/D=11.0\times 10^{-3}$ では、試験結果にばらつきが大きく、中間圧入率 $\delta/D=6.6\times 10^{-3}$ よりもむしろ疲労限度が低下する場合もみられた。なお、懸念されたフレッティングき裂を回避することができた。

- (2) 疲労試験片を再現した3次元モデルを用い、疲労き裂発生部位の応力を考察した。耐久線図に基づく相対安全率を用いた強度評価により、圧入率の増加に伴う疲労強度の向上が示された。一方、最大圧入率 $\delta/D=11.0\times 10^{-3}$ で見られた疲労限度との乖離は、主として圧入過程で生じたプレート孔面の損傷によるものと考えられる。
- (3) 内プレートの強度評価に、ブッシュと内プレートを一体構造とみなした公称応力を用いると、材料の疲労強度が等しい内・外プレートの疲労限度が12%以内で一致した(図13参照)。このことは、ブッシュの荷重負担を考慮する式(3)の公称応力の定義が、チェーンのプレートの設計上、有用であることを示すものである。

参 考 文 献

- (1) 河本実, 湯川愛之, 野口宙夫, 伊吹幸彦: 複合ローラチェーンの疲労強度について, 材料試験, Vol. 8, No. 71, p. 638-643 (1959)
- (2) 中込昌孝: ローラチェーンリンクプレートの疲労強度に関する研究(リンクプレートの形状, ショットピーニングと孔部仕上について), 材料, Vol. 15, No. 154, p. 487-491 (1966)
- (3) 中込昌孝: ローラチェーンリンクプレートの疲労および衝撃強度に及ぼす熱処理の影響, 材料, Vol. 19, No. 196, p. 10-15 (1970)
- (4) 中込昌孝: ローラチェーンの予張力加工が疲労特性に及ぼす影響, 精密機械, Vol. 41, No. 482, p. 268-272 (1975)
- (5) 中込昌孝, 水野正夫: ローラチェーンの疲れ強さに及ぼす元応力の影響, 精密機械, Vol. 44, No. 528, p. 1457-1463 (1978)
- (6) 中込昌孝: ローラチェーンにおける疲労強度の統計的評価, 日本機械学会論文集(C編), Vol. 61, No. 582, p. 456-461 (1995)
- (7) 斉藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一: 実機における摩耗の再現性に優れたチェーン用円筒面摺動式摩耗試験機の開発, 鉄と鋼, Vol. 106, No. 1, p. 28-38 (2020)
- (8) Saito, R., Noda, N-A. and Sano, Y.: Newly Developed Wear Testing Machine Having Sufficient Reproducibility Useful for Investigating Roller Chains, ISIJ International, Vol.60, No.10, p.2255-2265 (2020)
- (9) Noguchi, S., Nagasaki, K., Nakayama, S., Kanada, T., Nishino, T. and Ohtani, T.: Static Stress Analysis of Link Plate of Roller Chain using Finite Element Method and Some Design Proposals for Weight Saving, Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.3, No.2, p.159-170 (2009)
- (10) Wasan, S. and Chakrit, S.: An Integrating Finite Element Method and Multi-body Simulation for Drive Systems Analysis, Engineering Journal, Vol.21, No.1, p.221-234 (2017)
- (11) C.K-Chen and F. Freudenstein: Toward a More Exact Kinematics of Roller Chain Drives, Journal of Mechanical Design, Vol.110, No.3, p.269-275 (1988)
- (12) N.E. Hollingworth: A four-square chain wear rig, Tribology International, Vol.20, No.1, p.3-9 (1987)
- (13) 檜木将人, 野口昭治: ローラチェーンプレートの応力分布に及ぼすピン/ブッシュの圧入の影響, 日本設計工学会2011年度春季研究発表講演会, p. 121-122 (2011)
- (14) 斉藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一, 黄吟卅, 南健瑠, 枇榔優佳, 宋健: ローラチェーンの疲労強度解析と損傷評価, 設計工学, Vol. 54, No. 1, p. 61-72 (2019)
- (15) Saito, R., Noda, N-A., Sano, Y., Song, J., Minami, T., Birou, Y., Miyagi, A. and Huang, Y.: Fatigue Strength Analysis and Fatigue Damage Evaluation of Roller Chain, Metals, Vol.8, No.10, p.847-861 (2018)
- (16) 河本実, 湯川愛之: 圧力嵌合を有する環状端部の疲労強度について, 材料試験, Vol. 3, No. 17, p. 439-442 (1954)
- (17) 中込昌孝, 水野正夫: ローラチェーンリンクプレートの予荷重及びブッシュ嵌合力が疲労強度に及ぼす影響, 精密機械, Vol. 43, No. 10, p. 1161-1166 (1977)
- (18) 斉藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一, 宋健, 南健瑠, 宮城新, 岡村知明: ローラチェーンの疲労強度に及ぼす外プレートへのピン圧入の影響, 自動車技術, Vol. 52, No. 4, p. 738-743 (2021)
- (19) 青井静夫: チェンコンベヤ, 東京, 株式会社八雲書店, 1958, 295p.