

博士学位論文

ローラチェーンの強度設計および
摩耗評価に関する研究

2021年3月

九州工業大学大学院工学府 博士後期課程

工学専攻 機械知能工学領域

齊藤 亮一

第1章 緒論	1
1.1 ローラチェーンの技術動向	1
1.2 ローラチェーンの構造	4
1.3 ローラチェーンの高強度化に関するこれまでの研究	6
1.4 ローラチェーンの摩耗に関するこれまでの研究	8
1.5 本論文の目的と構成	10
第2章 チェーン全体の応力解析と評価	13
2.1 緒言	13
2.2 解析に用いるローラチェーンおよび解析条件	16
2.2.1 チェーン引張力の算出	16
2.2.2 各部材の寸法及び機械的性質	19
2.2.3 解析モデル	21
2.3 実機で破損したローラチェーン部材の観察および考察	24
2.4 応力解析結果と耐久線図による考察	26
2.4.1 ブシュの応力解析結果	26
2.4.2 内プレートの応力解析結果	31
2.4.3 外プレートの応力解析結果	34
2.5 3次元モデルを用いた解析の必要性	37
2.6 ローラチェーンの塑性領域が疲労強度に及ぼす影響	41

2.7 結言	47
--------	----

第3章 チェーン外プレートの疲労強度の実験による評価

3.1 緒言	48
--------	----

3.2 外プレートとピンが圧入嵌合された試験片の疲労限度評価	49
--------------------------------	----

3.2.1 試験片の諸元	49
--------------	----

3.2.2 疲労試験機の概説と試験方法	53
---------------------	----

3.2.3 疲労限度と破壊起点	55
-----------------	----

3.2.4 圧入率の有限寿命および疲労限度への影響	58
---------------------------	----

3.3 解析結果と耐久線図による評価	60
--------------------	----

3.3.1 解析方法	60
------------	----

3.3.2 解析による強度評価	62
-----------------	----

3.4 結言	65
--------	----

第4章 チェーン内プレートの疲労強度の実験による評価

4.1 緒言	66
--------	----

4.2 内プレートとブッシュが圧入嵌合された試験片の疲労限度評価	67
----------------------------------	----

4.2.1 試験片の諸元	67
--------------	----

4.2.2 疲労試験方法と公称応力の定義	71
----------------------	----

4.2.3 圧入率毎の疲労限度	74
-----------------	----

4.3 解析結果と耐久線図による評価	78
--------------------	----

4.3.1 解析方法	78
------------	----

4.3.2 解析による強度評価	80
-----------------	----

4.4	内プレートの疲労限度の外プレートとの比較	84
4.5	結言	87
第5章 チェーンのピン，ブシュ用円筒面摺動式摩耗試験機の開発		88
5.1	緒言	88
5.2	実体チェーンの摩耗と評価方法	91
5.2.1	チェーンの摩耗のこれまでの評価方法	91
5.2.2	チェーンの摩耗のメカニズム	94
5.2.2.1	チェーン伝動におけるチェーンの摩耗発生箇所	94
5.2.2.2	ピンおよびブシュの摺動状態	97
5.3	ピンとブシュの摩擦挙動を再現する試験機の開発	100
5.3.1	開発試験機設計指針	100
5.3.2	ピン，ブシュの摩擦挙動の再現	100
5.3.3	摺動試験部分の構造と概説	103
5.3.4	開発試験機の仕様	106
5.4	開発試験機とチェーン実体摩耗試験機を用いた同一条件での 摩耗試験	108
5.4.1	試験片仕様と試験条件	108
5.4.2	摩耗試験結果	115
5.5	開発試験機とチェーン実体摩耗試験機の摩耗状態の比較と考察	118
5.5.1	定常摩耗時における摩耗速度の比較	118
5.5.2	チェーン実体試験機との断面形状の比較	123
5.5.3	チェーン実体試験機との摩耗面の比較	126
5.6	結言	129

5.7 付録 ピン・ブシュの摩耗挙動の再現・・・・・・・・・・・・・・・・ 130

第6章 総括・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 133

参考文献・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 136

謝辞・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・ 147

第1章 緒論

1.1 ローラチェーンの技術動向

ローラチェーンは駆動装置や部品搬送システム等に用いられる主要な伝動機械要素であり、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。ベルト駆動方式と比較すると、伝動容量が大きく、スリップが無視できる程小さいため伝達効率も高い。このような利点を持つローラチェーンは今日では、自転車、オートバイ、鉄鋼、化学、食品、エレクトロニクスといった幅広い産業分野で使用されている[1].

チェーンの歴史は、製鋼技術や機械加工技術等の発展により、1832年にフランス人のメデュール・ガル氏が自転車の動力伝達用として、チェーンの開発に成功し、特許を取得したことに始まる。しかし、伝動用としては性能や寿命が芳しくなかったため、1880年にイギリス人のハンス・レノルド氏が、伝動用チェーンの改善の特許を取得し、実用化が進んだ。19世紀以後、各種の産業が機械化されるに伴い、鉱山機械や化学機械、輸送装置等にチェーンが広く利用されるようになった。その背景として、チェーンを媒体とする運搬機（チェーンコンベヤ）は、微粉炭やセメント等の粉末、鉱石や石炭等の塊状のもの、鋼片等の重量物まで、ほとんどあらゆる運搬物を運ぶことができる利点が挙げられる[2].

日本国内においては、1945年以降、国内のコンベヤ生産高の急激な増加に伴い、チェーンメーカーを中心に、各種産業や用途に合わせたチェーンの開発が行われてきた。チェーンの寿命に直接影響する強度において、当社はプレートの孔面への特殊加工により、プレートの疲労強度の向上を行ってきた[3]. 疲労強度が向上すること

で、チェーンのダウンサイズ化も可能となる。また、突発的な破損を除けば、チェーンの摩耗も寿命に直接影響する。セメント工場や製鉄所では、搬送物によりチェーン部材の摩耗が促進される。この問題に、当社は摩耗部位を搬送物から保護するシール構造の付与や、材質や硬さの組合せを行っている[4,5]。強度や摩耗以外に、使用環境によっては、腐食もチェーンの寿命に影響する。下水処理設備では、腐食によりチェーンが破断することがある。当社ではチェーンの材質を炭素鋼からステンレス鋼や樹脂に変更したり、チェーン全体をコーティングする等の対策を行っている[6,7]。また、通常チェーンは給油しながら稼働させるが、設備上連続した給油が不可能な場合や、給油の工数を削減したいという要求がある。そこで、当社では潤滑剤をシールで封じ込めたり、油分を含有させた焼結材を用いることでメンテナンス性を向上させたチェーンを開発してきた[8,9]。このように、これまで目的別に多くのチェーンを開発しているが、同様のコンセプトのもと競合各社からも様々な製品が開発されている[10-12]。

図1に示す日本国内の近年の市場動向に注目すると[13]、1960年代の高度成長期以降、スチール製チェーンの生産高はほぼ横ばいで推移し、一定の需要はあるものの、今後の市場の拡大は期待できない。そのため、チェーンメーカーは耐久性やメンテナンス性等で競合各社との差別化を図るべく研究開発を行っている。このような状況の中、近年では従来の伝動・搬送用途以外にもチェーンが活用され始めている。特殊な形状をした2本のチェーンがジッパーのように噛合うことで柱状となり、押し引きを可能としたチェーンが昇降機に用いられている[14]。また、耐熱・耐摩耗性に優れたセラミックを用いた加熱炉用のチェーン[15]等、鋼や樹脂以外の材料を活

用する事例も見られる。このような従来の使用方法や材料に捕らわれない、新たなチェーンを開発するには、既存のチェーンサイズを参考に試行錯誤を重ねる開発手法から脱却し、チェーンを構成する各部材の応力や強度、損耗を含めた耐久性に注目し、技術の基盤を固める必要がある。

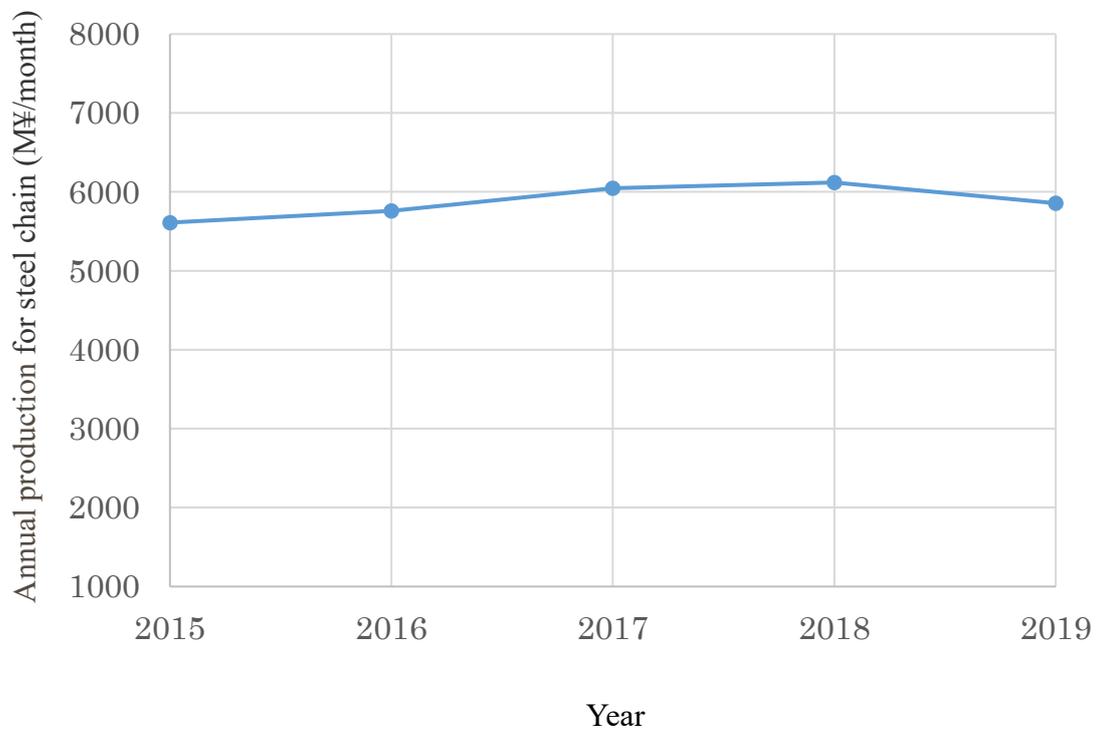


Fig. 1 Annual production for the roller chain [13]

1.2 ローラチェーンの構造

ローラチェーンは、外プレート、内プレート、ピン、ブシュ、ローラの5部品で構成される。次章以降の強度設計や摩耗部位の理解には、ローラチェーンの構造を理解する必要があるため、本章で説明する。ローラチェーンは、図2に示すように、外リンクと内リンクを交互に連結し構成されている。外リンクは2枚の外プレートと2本のピンを圧入固定したもの(図2の①)であり、内リンクは2枚の内プレートと2個のブシュを圧入固定したもの(図2の②)である。ブシュの外側にローラがあり、ローラは自由に回転できる。内プレート、外プレートは、使用中にチェーンにかかる荷重を受け持つため、静的強度だけでなく、衝撃強度も有する必要がある。そのため、炭素鋼あるいは、合金鋼の焼入れ焼戻し品が一般的に使用される。ピンはプレートを介して、せん断と曲げの荷重を受ける。チェーンとスプロケットが噛合う際には、ブシュと共に軸受として作用する。せん断や曲げ強度、更に靱性に加え耐摩耗性も要求されるピンには、合金肌焼鋼の浸炭焼入れ焼戻し品、または合金鋼の焼入れ焼戻し品が使用される。ブシュは各部品を介して、複雑な荷重を受けるが、主としてピンを支える軸受として作用する。疲労強度や耐摩耗性が求められるため、肌焼鋼や合金肌焼鋼の浸炭焼入れ焼戻し品、または合金鋼の焼入れ焼戻し品が使用される。ローラは、チェーンとスプロケットが噛合う際に、スプロケットから衝撃荷重を受ける。チェーンを媒体とする運搬時には、ローラが転がり、チェーン張力を下げる働きをする。圧縮強度や耐摩耗性が必要なため、肌焼鋼や合金肌焼鋼の浸炭焼入れ焼戻し品、または合金鋼の焼入れ焼戻し品が使用される。

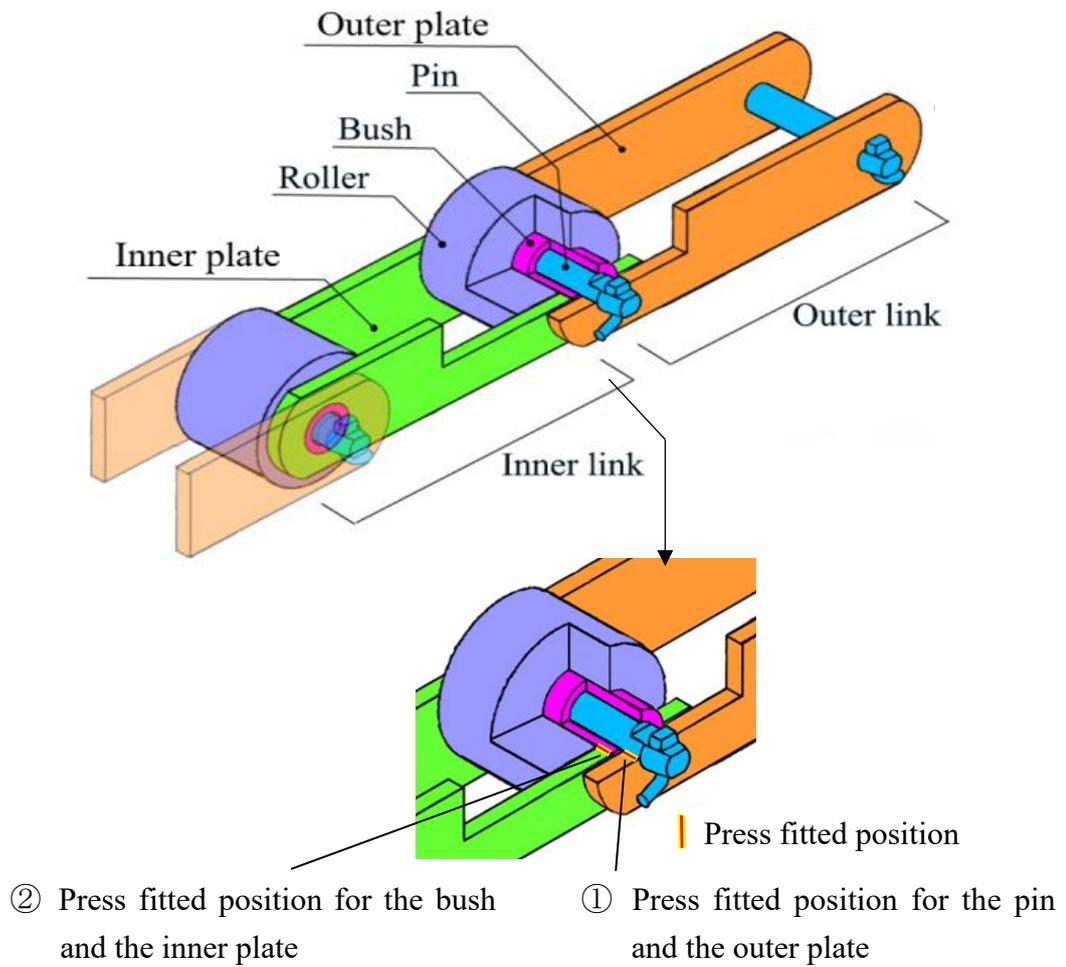


Fig. 2 Basic structures of the roller chain

1.3 ローラチェーンの高強度化に関するこれまでの研究

稼働時におけるチェーンへの負荷に注目した研究では、ローラチェーン全体に生じる振動や衝撃についての動的解析[16-36]や、動的解析用の試験機の開発[37]、稼働中のローラチェーンの張力の測定[38]等がある。また、チェーンと噛合うスプロケットでは、スプロケットにかかる荷重の分担や変動[39-44]、噛合い時の衝撃を減らすスプロケット形状の設計や開発[45,46]、回転むら[47,48]等の研究が報告されている。

チェーンの寿命に影響する強度については、プレートの応力分布[49,50]や衝撃荷重の影響[51,52]、ローラチェーンを用いての疲労強度評価は古くから研究が行われている。特に疲労強度評価は、ショットピーニングやプレートの孔仕上げ、ブッシュの嵌め合い、疲労試験時のリンク数や各部材の熱処理方法、統計的評価も含め多くの研究がなされている[53-68]。近年はFEM応力解析を用いた研究も行われており、スプロケットとの噛合い時の想定荷重から、プレートの軽量化の検討[69]、一對のリンクプレートの両端にピンを挿入して引張荷重を加えたときのリンクプレートに生じる応力解析[70]、チェーン全体の応力解析を行い、静的な破壊試験との比較[71]が報告されている。

しかしながら、図3に示すローラチェーンの稼働中にプレートが破壊する事例も未だに散見される。プレートが破壊すると、チェーンが落下し、大事故につながる。このような事故を未然に防ぐためにも、高強度化は重要な課題である。しかしながら、稼働中のローラチェーンを構成する各部材に注目し、応力や強度を考察した研究は殆ど行われていない。摩耗や変形等に伴う使用中の不具合の解消や耐久寿命向

上に対応するためには、部材各部の強度信頼性を明らかにしておく必要がある。



Fig. 3 Broken inner plate during operation

1.4 ローラチェーンの摩耗に関するこれまでの研究

疲労破壊等、突発的な破損を除けば、ほとんどの場合、チェーンの寿命は伸びによって決まる。チェーンがスプロケット上で噛み合う際、図2のピンとブッシュが摺動し、ピン外周とブッシュ内周の摩耗が進行する。この摩耗がチェーンの伸びをもたらす。この摩耗がチェーンの伸びをもたらし、摩耗が進行すると伸びたチェーンがスプロケットに乗り上げる等の不具合をもたらす。これは伝動や搬送等の用途によらず共通の現象である。図4は、摩耗により左右のチェーンの長さに差が生じた状態を示す。このような左右の長さの差もチェーンに衝撃荷重や過負荷がかかる原因となる。伸びたチェーンにおけるピン外周の摩耗の一例を図5に示す。

ピンとブッシュの耐摩耗性を向上させるための一般的な法案として、摺動部品の材質や熱処理、硬さの変更、摺動部への潤滑剤の供給、チェーンの大型化による摺動部の圧力低下等が挙げられる。しかしながら、搬送設備によっては、潤滑剤が使用できない状況があり、チェーンの大型化はモータ等、他の設備も大型化が必要になる等のデメリットがある。そのため、チェーンの大きさや使用環境を変えることなく、材質や硬さの組合せによる耐摩耗性向上が望まれる[72]。

ローラチェーンの摩耗について、チェーンの摩耗伸びが製品寿命に及ぼす影響[73,74]、潤滑が摩耗におよぼす影響[75-77]、ピンとブッシュの材質の組合せによる摩耗量の差[78-80]、マルテンサイト系ステンレス鋼や析出硬化ステンレス鋼の摩耗評価[81,82]等、これらの研究が報告されているが、多くは実体のチェーンとスプロケットを用いて、ピンとブッシュの摩耗を評価している。この方法は、信頼性のある評価方法である反面、試験に多くの工数を要し、試験可能な材質や組合せも限られる

といった課題も有する。様々な産業や使用環境に適した摺動部品の開発には、チェーン実体の摩耗を再現でき、現行よりも簡便な評価方法が必要である。チェーンのピンとブシュの摺動のメカニズムを明かし、そこから得られた知見から、新しい試験方法を開発することは、様々な材料の評価に有用と考えられる。



Fig. 4 Chain elongation due to wear during operation

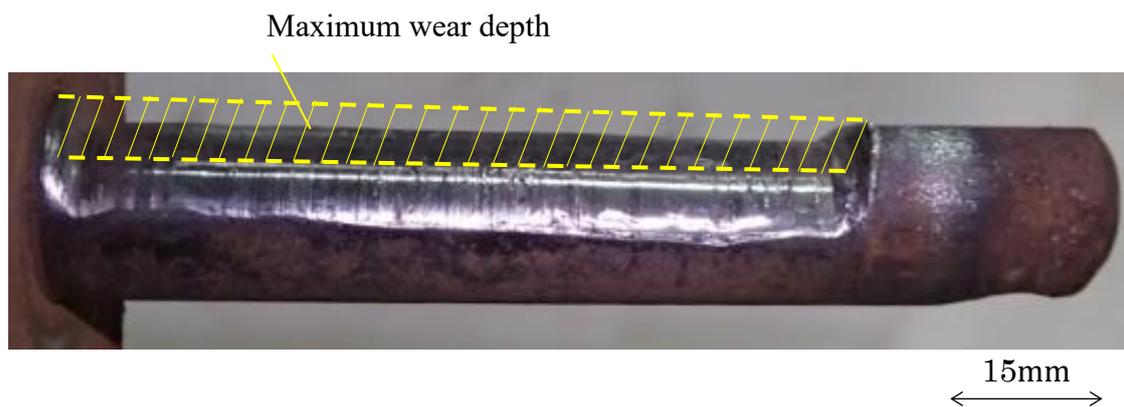


Fig. 5 Wearing state of the pin after 2 years use

1.5 本論文の目的と構成

これまでに、ローラチェーンには、破損や摩耗事例が散見されることを述べ、これら事例に対し、チェーンメーカを主とし、改善の努力がされていることを述べた [3-12,83-86]. 疲労に対する耐久寿命向上には、ローラチェーンを構成する各部材の稼働中の応力や強度を考察し、各部材の強度信頼性を明らかにする必要がある. 幅広い産業や使用環境に適した摺動部品の開発には、チェーン実体の摩耗を精度よく再現でき、現行よりも簡便な評価方法が必要である.

本研究では、チェーンの寿命に直接影響する強度と摩耗に注目し、FEM 解析を用いたチェーン各部材の強度評価や、新しい摩耗試験機の開発を試みる. 得られた知見や評価方法は、大気中での性能向上に限らず、高温や腐食環境等、大気中よりも厳しい環境下において、ローラチェーンを使用する際の強度設計や耐摩耗性評価を行う上で有用と考える.

第1章は緒論であり、研究背景と目的を述べている.

第2章では、圧入、引張り、噛合いのローラチェーンの3状態毎に、ローラチェーン各部材の強度を FEM 応力解析を用いて考察した. ブシュは応力解析に最も困難を伴った部材であるが、耐久線図を用いた相対的な安全性を考察し、実機で生じる内面き裂の発生メカニズムを明らかにしている. また、内プレートの孔周辺が最も危険であることを明らかにしている. 内、外プレートの強度評価に通常用いられる穴開き板の引張条件下の2次元解析では、3次元解析よりも安全側の評価となり、その目的に適合しないことを示し、強度安全上の主要箇所に対して3次元解析による評価の必要性を述べている.

第3章では、ローラチェーンの実機で破損事例の多いプレートに注目し、外プレートにピンを圧入した試験片を用いて疲労試験を行い、圧入率の疲労強度への影響を S-N 曲線を用いて評価した。圧入が疲労限度を向上させることを実験で明らかにしている。また圧入率の大きさの違いによって疲労限度に大きな差が無いことを明らかにし、実用上は、圧入率を小さくし、チェーン製造における圧入力の低減が可能であることを示している。また、実験による破壊起点での評価において、圧入により安全率が向上することを FEM 応力解析から明らかにしている。最大圧入率において、プレートの破壊よりも先に、ピンにフレット疲労が生じていることを示している。

第4章では、嵌合応力が小さく、フレット疲労の回避が期待できる内プレートに注目し、内プレートにブッシュを圧入した試験片を用いて疲労試験を行い、圧入率の疲労強度への影響を S-N 曲線を用いて評価した。圧入が疲労限度を向上させることを実験で明らかにし、高圧入率では、圧入過程で生じたプレート孔面の損傷により、試験結果にばらつきが大きくなることを示している。また、実験による破壊起点での評価において、圧入率の増加に伴い、安全率が向上することを FEM 応力解析から明らかにしている。さらに、外・内プレートの強度比較を行い、ブッシュと内プレートを一体構造とみなした公称応力の定義が、プレートの強度評価に適していることを示している。

第5章では、試験工数と費用が多大なチェーン実体摩耗試験機に対し、チェーン実体と同様の摩擦条件を有し、かつ試験片をピン、ブッシュに限定することで、簡便な操作性を持つ摩耗試験機を開発した。試験に要する部品が少ない開発試験機は、

チェーン実体摩耗試験機よりも試験精度が向上し、試験工数を削減できる利点を有することを示している。また、定常摩耗の範囲において、開発試験機と従来のチェーン実体で、摩擦面や断面形状の変化等、両者が一致し、開発試験機の優れた再現性を実証している。

第6章は総括であり、本研究で得られた主要な結論を要約している。

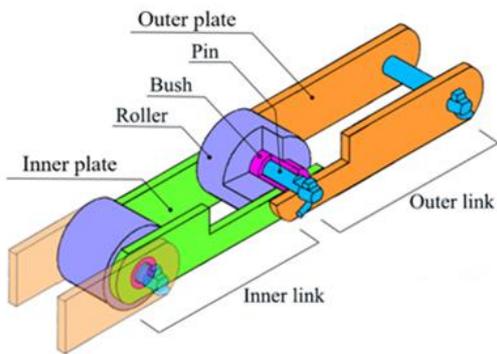
第2章 チェーン全体の応力解析と評価

2.1 緒言

優れた伝動容量，伝達効率を有するローラチェーンは，1952年に日本工業規格（JISB1801）で規定された後も，用途拡大，高性能化の流れを受けて，チェーンメーカーを中心に長寿命化や信頼性を高めるための部材の高強度化や，優れた耐摩耗性を付加させる技術の導入等，多くの努力がされてきている．その一方，ローラチェーンの稼働中にリンクプレートだけでなくブシュやピン等の部材が破損する事例も未だ散見される．

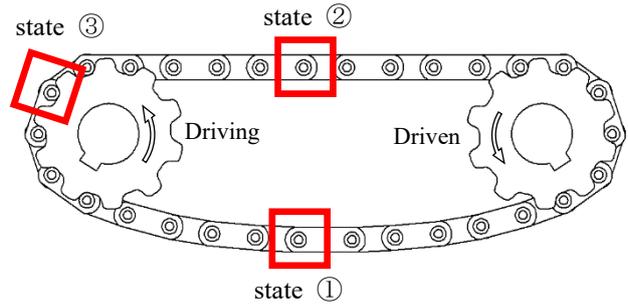
ローラチェーンは，稼働中に3つの異なる状態（圧入のみで外力が無い状態，引張状態，スプロケットとの噛合い状態）を繰り返す（図6参照）．ローラチェーンの強度や設計に関して，前章で述べたように，これまで多くの研究がなされているが[16-71]，稼働中のローラチェーンを構成する各部材に注目した応力や強度を考察した研究は見当たらない．一方，近年では従来の鋼に代わり，セラミック等の高性能材料がローラチェーンの部材として使用されている[15]．セラミックは高価で製造が難しいため，従来の試行錯誤を繰り返す設計手法は適用できない．したがって，ローラチェーンの部材各部の強度信頼性を明らかにしておく必要がある．例えば，リンクプレートの穴の応力集中の強度評価で有孔板の単純引張りが通常よく用いられているが，その妥当性についての研究は見当たらない．そこで本研究では，図6(a)の内プレート，外プレート，ブシュ，ピンの各部材に注目し，最大応力が稼働中のどのような状態で生じるかを明らかにし，最大・最小応力との差に相当する応力振幅にも注目して耐久線図を用いて疲労強度を解析する．これらの解析によって

得られた強度評価と 2 次元モデルの強度評価の比較検討を行い, 3 次元解析の必要性については検討を加える. そして, 各部材間の安全性の比較, およびそれぞれの部材において破損が生じやすい箇所を明らかにすることを目標とする. また, 局所的な塑性変形が疲労強度に与える影響についての考察を行う.

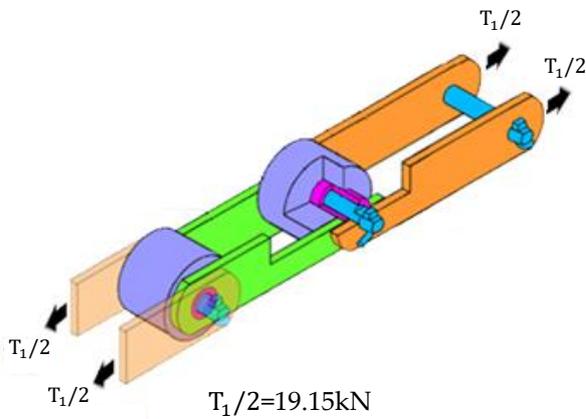


(a) Press-fitting state (state①) = Fig. 2

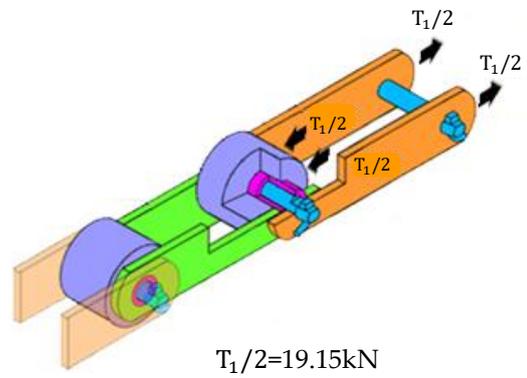
In this state, the pin is fitted into the outer plate.
The bush is fitted into the inner plate.



(b) Roller chain drive system



(c) Tensile state (state②)



(d) Sprocket-engaging state (state③)

Fig. 6 Schematic illustration of the roller chain

2.2 解析に用いるローラチェーンおよび解析条件

2.2.1 チェーン引張力の算出

図 6(a)にローラチェーン構成部材各部の組立て状態, 外プレートと内プレートを引張り方向に交互に組み合わせて連結させた基本構造を示した. 外リンクは外プレートにピンを圧入して結合したものを呼び, 内リンクは自由に回転できるローラをはめたブシュを内プレートに圧入して結合したものを呼ぶ. ピンとブシュを圧入することにより, 回転を防ぐことができる.

図 7は本研究のモデルとするローラチェーンのレイアウトである. これを用いてモータ仕様からチェーン張力を算出する. チェーンは, 引張状態およびsprocketに噛み合う状態で, それぞれに異なる応力が加わる. ここで, チェーン稼動条件の基本である引張力について考える. 用いる諸元を表 1 に示す.

モータ所要動力 HP は, チェーンに作用する最大張力 T_2 , 機長 H, 揚程 D_c , 搬送速度 V_1 , 駆動部の伝動機械効率 η , 運行部質量 W_3 , チェーンとガイドレールとの摩擦係数 μ_1 を用いて以下の式で求まる[87].

$$HP = \frac{V_1}{60} \times \frac{1}{\eta} \times [T_2 - W_3 \times (D_c - H \times \mu_1)] \quad (1)$$

式(1)に表 1 の数値を代入すると, 張力 T_2 が求まる.

$$T_2 = 63.8 \text{ kN} \quad (2)$$

チェーンは 2 条であるが, 偏荷重を考慮して, 1 条当りのチェーン張力 T_1 は $T_2/2$ の 1.2 倍程度であると見積もることにする[88].

$$T_1 = \frac{T_2}{2} \times 1.2 = 38.3 \text{ kN} \quad (3)$$

T_1 はチェーン1条当たり2枚ある外プレートに加わる合計荷重であり、プレート1枚あたりでは $T_1/2 = 19.15\text{kN}$ の張力がかかる。この値を用いて解析を行う。一方、搬送物を搬送する能力から算出した1条当りのチェーン張力は 28.9kN であり、基準出力から算出した値 38.3kN の75%に相当する。

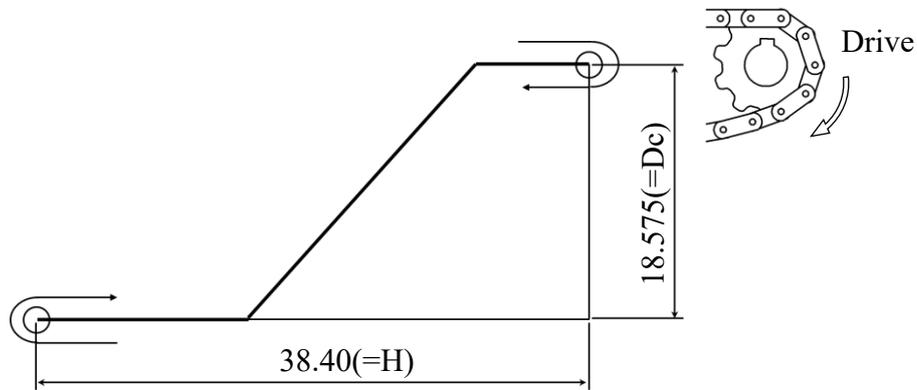


Fig. 7 Layout of the roller chain [m]

Table 1 Specification of the conveyer chain

Note	Definition	Value and unit
HP	Motor power (Base)* / (Maximum)	11 kW / 18 kW
T ₂	Chain tension (2 strands)	63.8 kN
H	Horizontal distance of conveyer	38.40 m
Dc	Vertical distance of conveyer	18.58 m
V ₁	Transfer speed	10 m/min
η	Mechanical transmission efficiency	0.8
—	Number of chain line	2
W ₁	Per chain mass	14 kg/m
W ₂	Apron mass	68 kg/m
W ₃ =2W ₁ +W ₂	Total mass	0.94 kN/m
μ ₁	Friction coefficient between the chain and the guide rail	0.18

* It is used here

2.2.2 各部材の寸法及び機械的性質

応力分布の解析には 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。但し、生じた塑性域の大きさは数 mm 程度に限定されるので実質的には弾性解析とみなすが、塑性域に関する詳細については 2.6 節で説明する。対称性を考慮して FEM 解析用のハーフモデルを用い、接触解析には直接拘束法を用いる。チェーンの一例として表 2 にモデル寸法及びメッシュサイズ、表 3 に解析に用いる各部材の材料特性を示す。ピンとブシュには径 0.5mm、ブシュとローラには径 0.8mm の隙間を設けた。用いた摩擦係数 μ は 0.3 である。なお、メッシュサイズについて、後述する図 17 に 2 次元モデルによる円孔の引張を示す。このモデルは表 2 に示すインナープレート寸法の寸法、メッシュサイズと同等のものを用いている。このモデルの解析結果によると応力集中部は 233MPa であり、それは円孔を有する有限版の厳密解とも一致する。

Table 2 Roller chain dimensions and mesh size [mm]

Items	Outer plate	Inner plate	Pin	Bush	Roller
Diameter Inner	15.8	22.55	15.8	16.30	23.35
Diameter Outer	15.8	22.55	15.8	22.55	65
Length	153	153	33.6	25.6	16
Width	44.5	44.5	—	—	—
Thickness	8.0	8.0	—	—	—
Mesh size	0.9~5.2	1.3~5.2	0.3~0.9	0.9~1.3	1.3~3.7

Table 3 Material properties of roller chain for FEM analysis

Items	Plate	Pin	Bush	Roller
Material (JIS)	SS640 (Company standard)	SCM435	SCM435	S45C
Young's modulus E [GPa]	206	206	206	206
Poisson's ratio ν	0.3	0.3	0.3	0.3
Yield stress σ_y [MPa]	970	1080	1390	780
Tensile strength σ_B [MPa]	1100	1180	1666	1012
Fatigue limit σ_{w0} [MPa]	440	472	666.4	404.8
Friction coefficient μ	0.3	0.3	0.3	0.3

※ Fatigue limit σ_{w0} is defined as $\sigma_{w0}/\sigma_B=0.4$ [92].

2.2.3 解析モデル

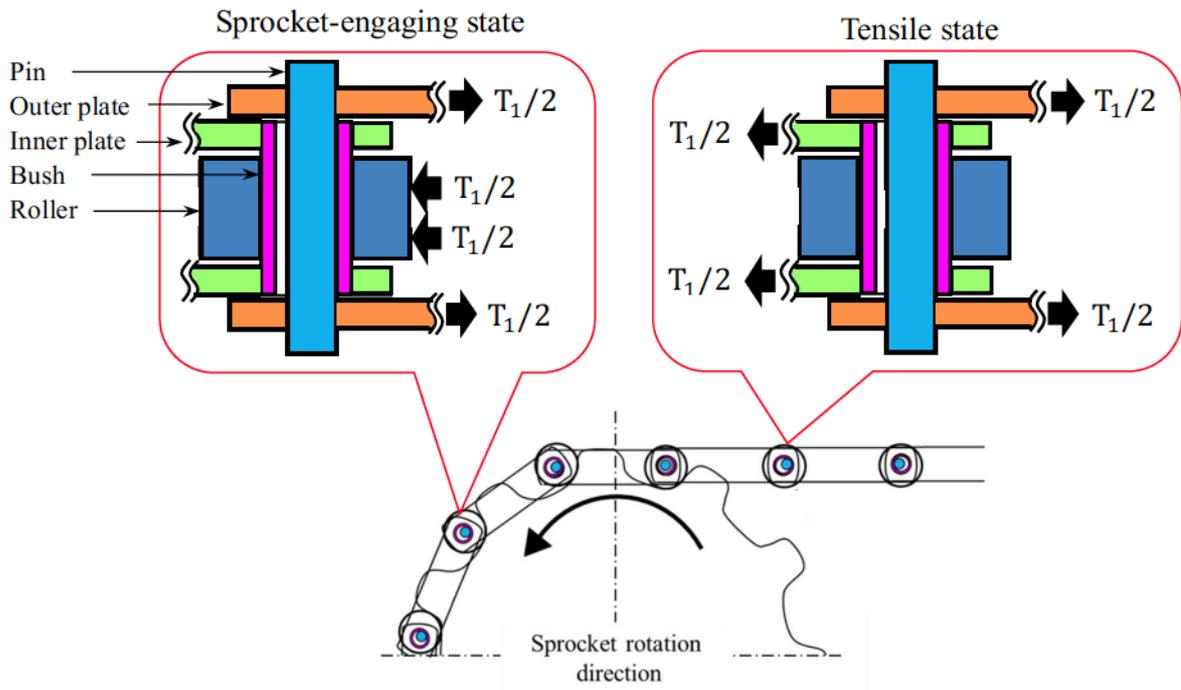
図 8(a)はスプロケットから駆動力を受けるローラチェーン駆動システムの簡略図である。チェーンに加わる負荷は、着目するチェーンがどの位置にあるかによって異なってくる。本研究では、圧入のみの状態（状態①）、チェーンが単純な引張を受ける状態（状態②）そして、スプロケットと噛合っている状態（状態③）それぞれに着目して解析する。それぞれの状態での FEM モデルと解析条件を図 8(b)～8(d)に示す。なお、所定の荷重に達するまで 50 ステップに分けた荷重増分として与えている。

図 8(b)はピンを外プレートに圧入し、またブシュを内プレートに圧入した状態（状態①）を示す。ここでは、外プレートではピンの直径 $D = 15.8\text{mm}$ に対し直径で $\delta = 0.15\text{mm}$ の圧入とし、内プレートではブシュの直径 $D_B = 22.55\text{mm}$ に対し直径で $\delta = 0.15\text{mm}$ の圧入とする。よってピンと外プレートの圧入率は $\delta/D = 9.5 \times 10^{-3}$ 、ブシュと内プレートの圧入率は $\delta/D_B = 6.7 \times 10^{-3}$ と、一般的な焼嵌め率 $\delta/D = 1.0 \sim 2.0 \times 10^{-3}$ に対比して大きい[89-90]。この状態①では、スプロケットとの噛合い後、圧入のみで外力は発生しない。

図 8(c)は単純引張状態（状態②）を示す。2.2.1 項で求めた引張力 19.15kN は外プレートと内プレートの両方に加わり、リンクプレートは穴の周りの応力集中を受ける。ピンは主として両プレートによる剪断応力、ブシュは主としてリンクプレートによる曲げを受ける。

図 8(d)は噛合い状態を示す。スプロケットにチェーンが噛み込まれる際にローラがスプロケットの歯面により押される。これに釣り合うように、外リンクは引張力

を受けるが内リンクは力を受けない。ピンは外リンクによる剪断力とブシュによる曲げ力を受ける。ブシュには内面でピンによる力を外面でローラによる力を受け、プレートによる曲げも受け 3 次元の複雑な応力状態にある。後述する平均応力、応力振幅は状態①, ②, 状態②, ③および状態①, ③それぞれにおける応力により求めることができる。



(a) Roller chain drive system

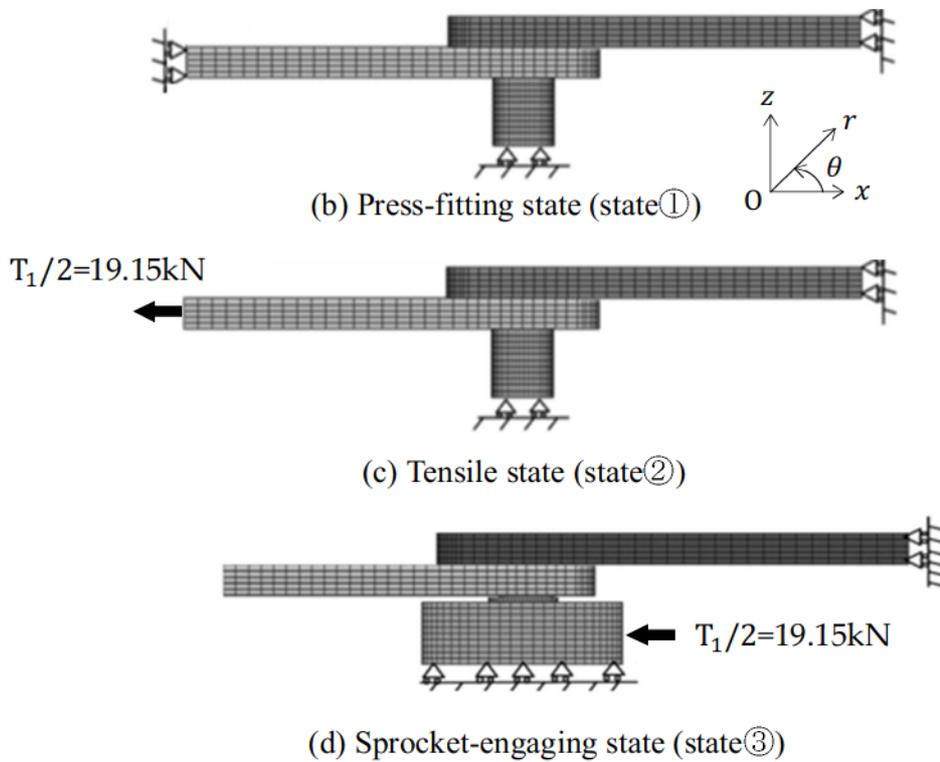


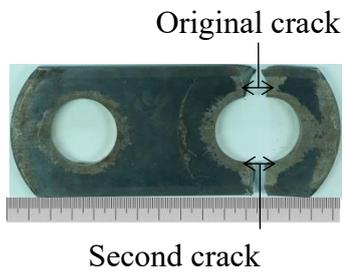
Fig. 8 Schematic illustration of the roller chain drive system and the FEM model and boundary conditions for roller chain system

2.3 実機で破損したローラチェーン部材の観察および考察

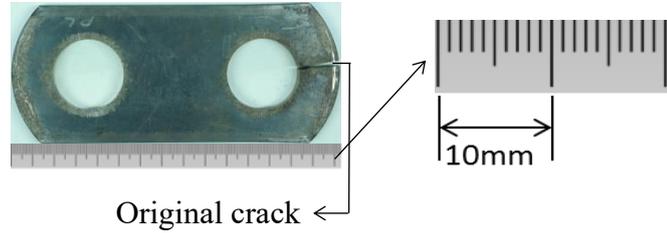
実機で稼働中に破損したローラチェーンで、破壊した部材の例を図9に示す。破損事故等が生じたものを調査し、それを考察に反映させることを考えた。調査の結果、最も壊れやすいのはピン、次に内プレート、ブシュ、外プレートと続くことがわかった。

図9(a)に内プレート、図9(b)にブシュ、図9(c)にピンの破損事例を示す。実機ではピンの破損事例も多いが、図9(c)に示すように、その原因は段差による応力集中の影響が明らかである。そこで、本研究ではピンは段差のない円柱として取り扱い、応力解析や考察には言及せず、内プレートとブシュの破損事例に着目する。図9(a-1)では内プレートのピン孔から引張方向と直角向きに破断している。しかし、図9(a-2)では引張方向に破断しており、破断位置は一様ではない。図9(b-1), (b-2)ではブシュ長の中央付近でき裂が発生しており、その断面（図9(b-1)）を見るとき裂は内面から生じていることがわかる。これらのき裂は円周方向応力による影響が大きいことが推察される。

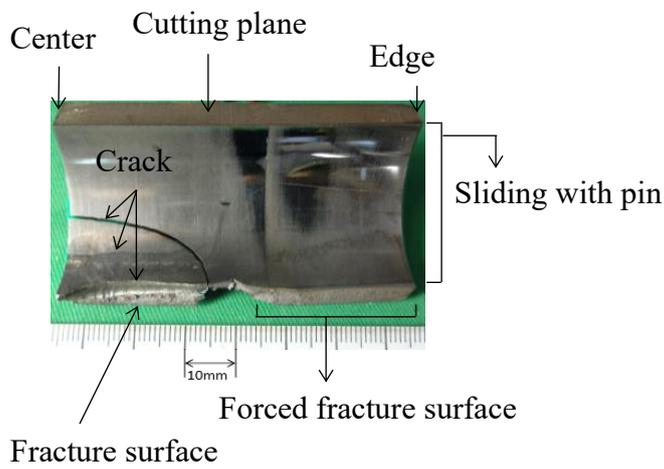
以上をふまえた上で、次章以降の応力分布解析と考察では円周方向応力 σ_{θ} に着目する。



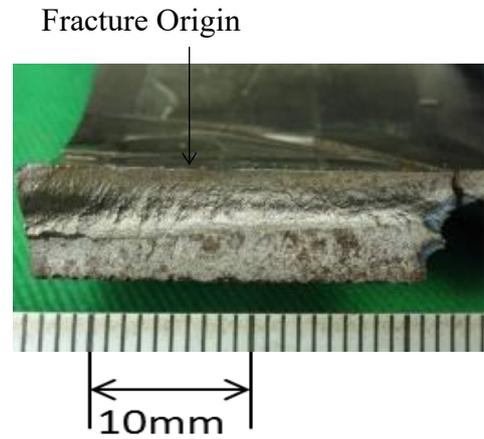
(a-1) Broken inner plate at perpendicular to tensile



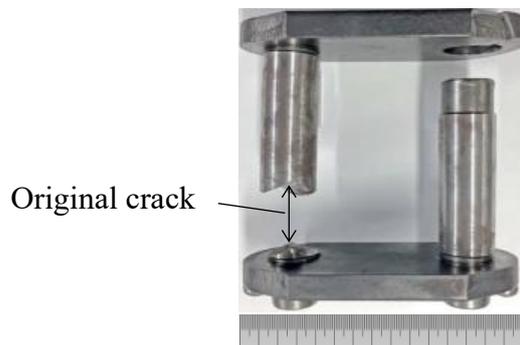
(a-2) Broken inner plate at tensile direction



(b-1) Broken bush



(b-2) Broken bush



(c) Pin broken at step corner

Fig. 9 Examples of the broken parts of the roller chain

2.4 応力解析結果と耐久線図による考察

2.4.1 ブシュの応力解析結果

図 10 にブシュに生じる応力分布を示し、図 10(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである。ブシュは圧入された部分が大きな圧縮状態となっており、状態③で内面に比較的大きな引張応力が生じる。図 10 の分布は表面に対するものであるが、疲労破壊危険位置の検討には内部の応力も対象にしている。

疲労破壊に対する危険度の高い注目点の選び方について以下に述べる。選定にあたって疲労破壊条件を考慮して、④各稼働条件の最大引張応力、⑤実機の破損実績に基づく危険位置の想定（引張方向とその直角方向に対する位置）および⑥その付近を中心に応力振幅（最大、最小応力差）が大きい点を元にして計 5 点を目安に選び、評価する。まず、④の条件でみると、噛み合い状態③（図 10(c)）で比較的大きな引張応力がみられたので、注目点 (1), (2) とした。また、最大引張応力より 2 倍以上大きい最大圧縮応力の点 (3), (4) を加えて、これらの点 (1) ~ (4) の応力振幅を求め、後述する耐久線図にプロットした。次に、⑤の条件では、応力振幅が大きい点を注目点 (5) として、同様に耐久線図にプロットした。

なお、ブシュ内面のピンとの相対摩擦に伴う摩擦力の繰り返しによるき裂発生 of 検討を行った。半径方向の最大圧縮応力 σ_r は -1265 MPa であり、摩擦係数 $\mu = 0.3$ と仮定すると、摩擦力は -380 MPa程度となり[91]、 $\sigma_{\theta max}$ の約 60%と小さいため、き裂発生 of 主原因ではないと考えられる。表 4 に耐久線図に用いる応力を示す。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、 $\sigma_{\theta a}$ は $\sigma_{\theta a}=(\sigma_{\theta max} - \sigma_{\theta min})/2$ で得られる応力振幅である。図 11 に 5 つの点に注目して、これらの相対

的な安全性をみるために修正グッドマン線による耐久線図を示す。耐久線図は引張強さと、回転曲げ疲労強度の耐久比=0.4 を用いて作成した[92]。

ここで、疲労破壊に対する相対的な安全性、すなわち相対安全率 **Relative SF** の定義を示す。相対安全率（安全率と略すことがある）を次のように定義する。

$$SF = \overline{OS'} / \overline{OS} \quad (4)$$

式(4)において、耐久線図上の点を **S** とし、線分 **OS** と疲労限度線との交点を **S'** 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(4)による評価は安全側と言える。また、図中の応力は表面における最大応力値に基づいて求めたため壊れやすい側で評価している。すなわち、応力勾配のあるチェーンの構成部材では、危険箇所の1点の最大応力が基準線を超えてもその点ですぐに壊れるということではない。その結果ブシュの応力状態は全体的に安全領域にある。その中でブシュ内面中央付近の点(1)が危険域に最も近い。

ブシュ内面に最大引張応力 $\sigma_{\theta max}$ が生じて最も危険になる理由について考察しておきたい。図 12(a), (b)にブシュの変形状態を **r** 方向に 50 倍に拡大した変形図で示す。図 12(c)には、最大 σ_{θ} 断面 **z = 2.4 mm** の内面応力の周方向分布を示す。ブシュはローラによる曲げ変形によって、断面が扁平化されることによりブシュ内面の $\theta = 0^\circ$ 付近で最大引張応力が生じる[93]。なお、点(1)付近の応力が最も危険であることは図 9(b-1), (b-2)に示すように実機の破損事例とも一致する。

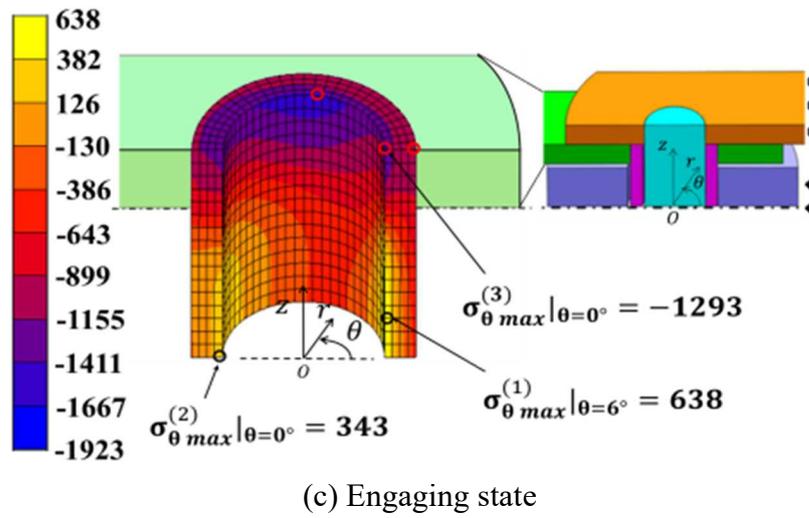
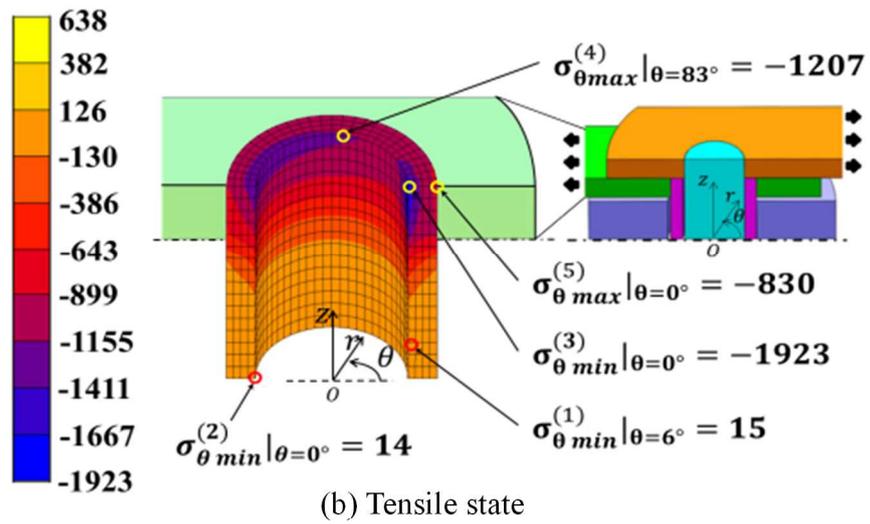
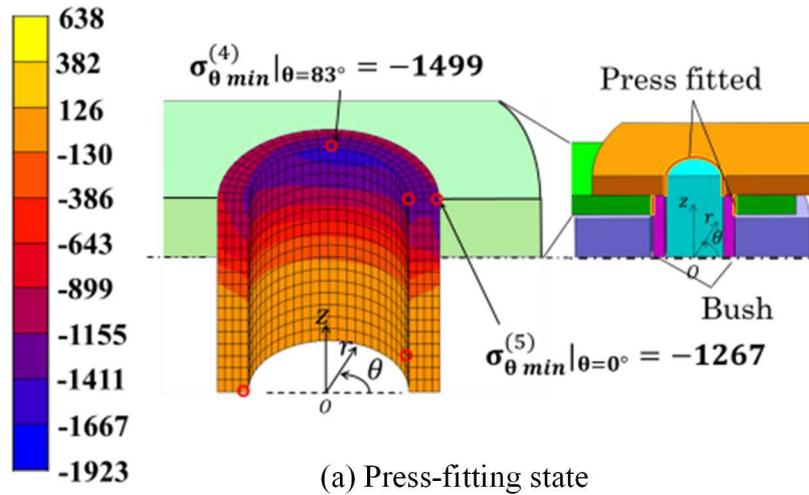


Fig. 10 Stress distribution σ_{θ} for the bush [MPa]

Table 4 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for the bush [MPa]

Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
(1)	638	15	327	312	1.45
(2)	343	14	179	165	2.73
(3)	-1293	-1923	-1608	315	-
(4)	-1207	-1499	-1353	146	-
(5)	-830	-1267	-1049	219	-

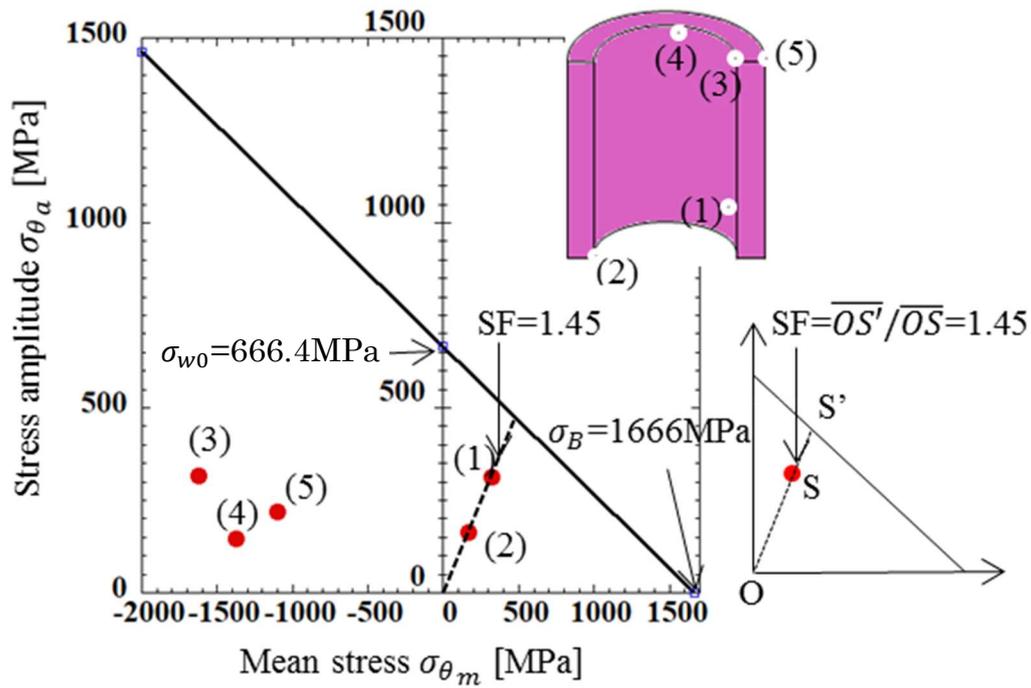
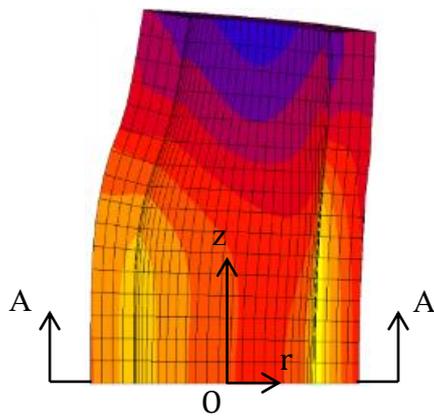
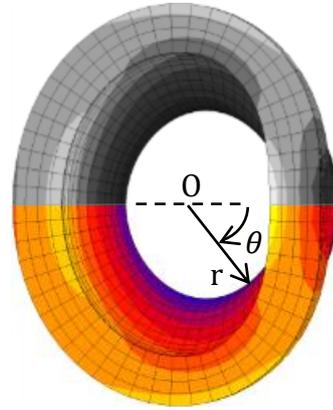


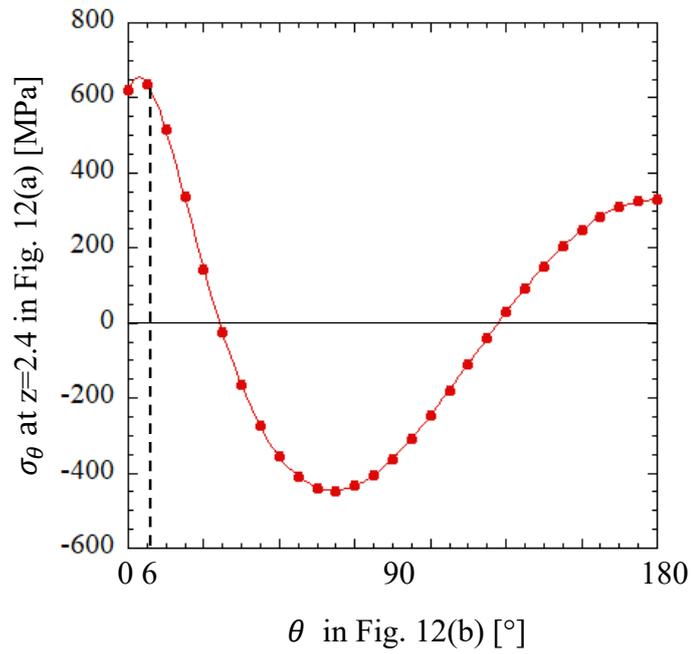
Fig. 11 Fatigue limit diagram for the bush [MPa]



(a) Bush deformation
[50 times enlarged in the r-direction]



(b) A-A cross section deformation
[50 times enlarged in the r-direction]



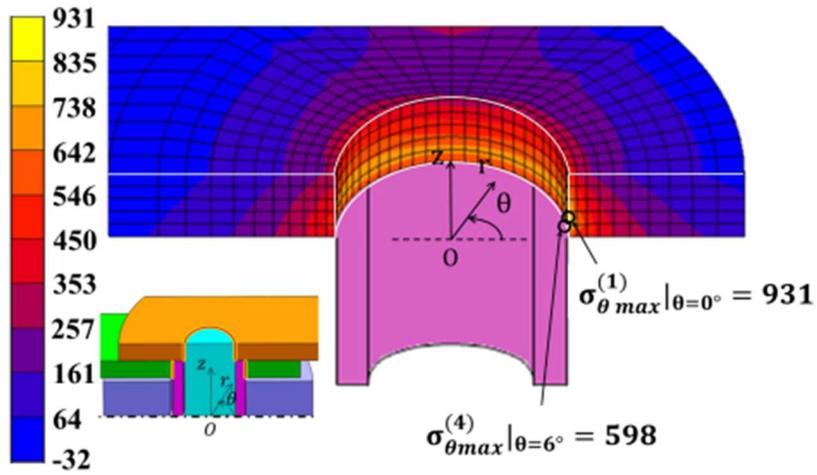
(c) σ_θ at inner surface in Fig. 12(b)

Fig. 12 Bush deformation and σ_θ at inner surface

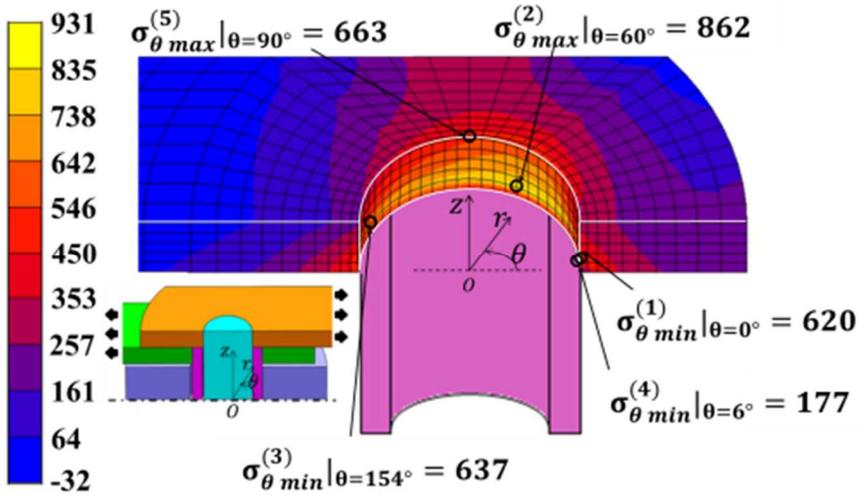
2.4.2 内プレートの応力解析結果

図 13 に内プレートに生じる応力分布を示し，図 13(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである．内プレートは圧入された穴周辺部分の引張応力が大きく，なかでもチェーン引張方向とその直角方向に高い応力が広がっている．

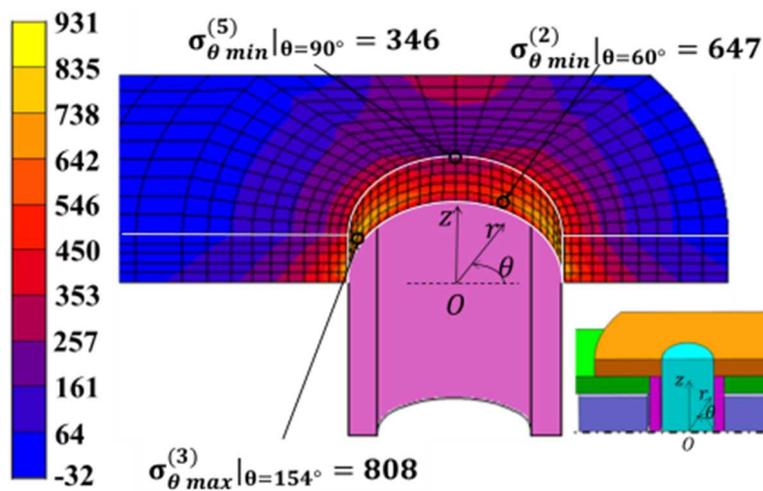
ここでも，注目点は，ブシュの場合と同様の考え方①, ②, ③に基づいて進めた．①の条件で，各状態①～③でそれぞれ最大引張応力の点を注目点 (1), (2), (3) とした．次に，②の条件で，応力振幅が大きい点を注目点 (4), (5) とした．これらの選んだ点は③にも一致する．表 5 に耐久線図に用いる応力を示し，図 14 に 5 つの点に注目して内プレートの耐久線図を示す．図 14 で内プレートの応力状態は比較的耐久線に近く，その中で引張方向から角 $\theta = 6^\circ$ に対応する点 (1) が危険域にある．引張方向とほぼ同じ方向の穴面に最大応力が生じることを理解するためには，若干の説明を要する．この点については，2.5 節で触れる．



(a) Press-fitting state



(b) Tensile state



(c) Engaging state

Fig. 13 Stress distribution σ_θ for the inner plate [MPa]

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 the inner plate [MPa]

Position	$\sigma_{\theta \max}$	$\sigma_{\theta \min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
(1)	931	620	776	156	0.94
(2)	862	647	755	108	1.10
(3)	808	637	723	86	1.16
(4)	598	177	388	211	1.23
(5)	663	346	505	159	1.19

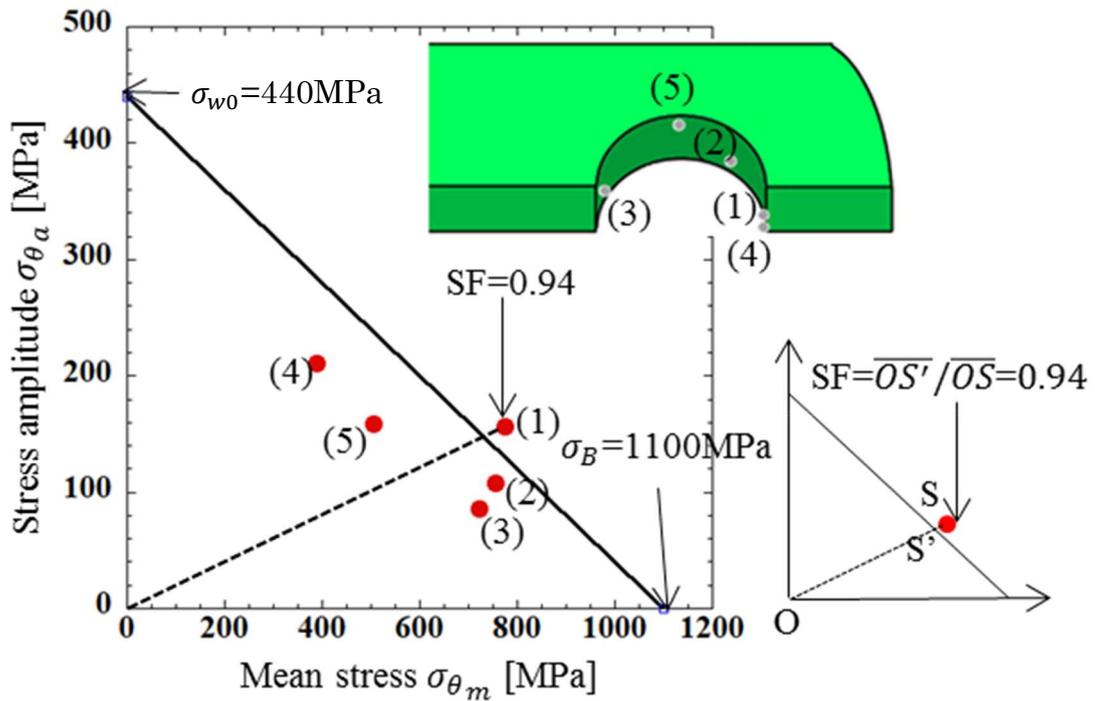
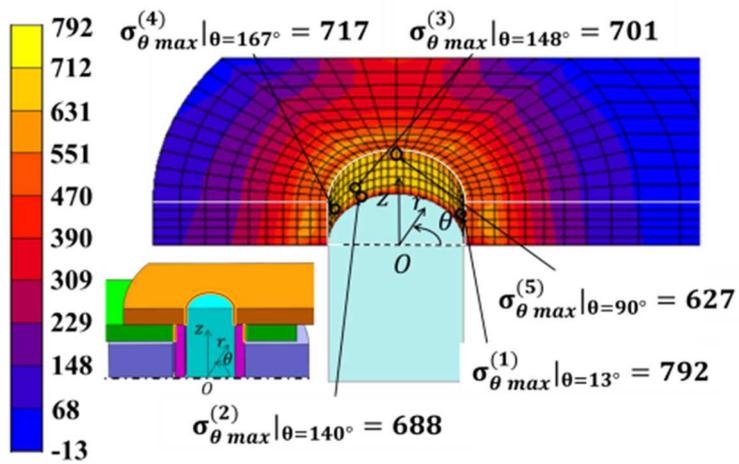


Fig. 14 Fatigue limit diagram for the inner plate [MPa]

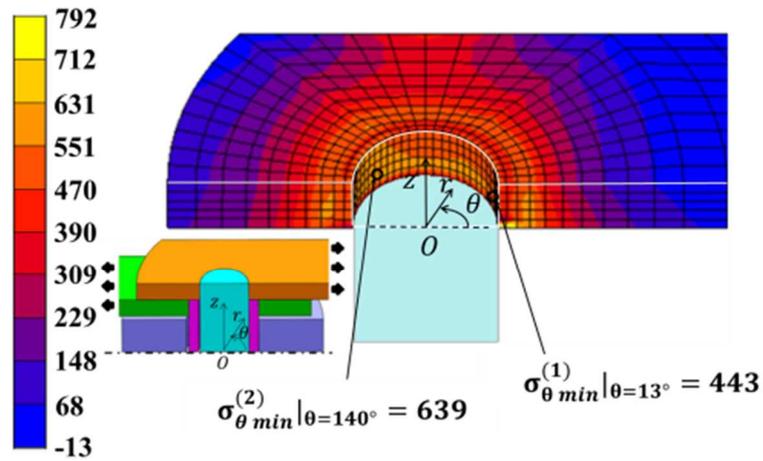
2.4.3 外プレートの応力解析結果

図 15 に外プレートに生じる応力分布を示し，図 15(a), (b), (c)は各稼働条件における応力状態を示したものである．外プレートは内プレートと同様に圧入された穴周辺部分の引張応力が大きく表れている．

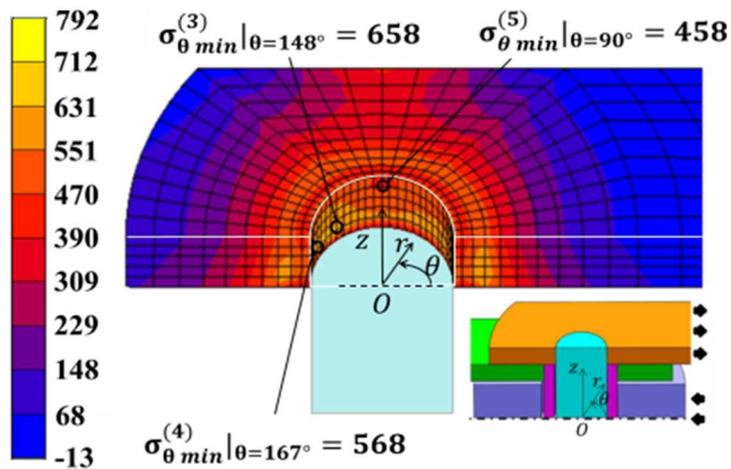
ここでも，これまでと同様に注目点 (1) ～ (5) を設定した．これらの選んだ点は◎にも一致する．表 6 に耐久線図に用いる応力を示し，外プレートの耐久線図を図 16 に示す．応力状態は比較的安全側にあり，その中で，振幅の最も大きい点 (1) の安全率が低い．この点 (1) は圧入状態で引張方向から角 $\theta = 13^\circ$ 離れて最大応力が生じた．耐久線図上で内外プレートの安全率が低いのは，いずれも孔縁で， $\theta = 0^\circ$ や $\theta = 180^\circ$ 近くの引張方向に近い位置が多い（図 14 の点 (1), (3), (4) や図 16 の (1) ～ (4)）．



(a) Press-fitting state



(b) Tensile state



(c) Engaging state

Fig. 15 Stress distribution σ_{θ} for the outer plate [MPa]

Table 6 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for the outer plate [MPa]

Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
(1)	792	443	617	175	1.06
(2)	688	639	664	25	1.52
(3)	701	658	680	22	1.50
(4)	717	568	643	75	1.28
(5)	627	458	543	85	1.44

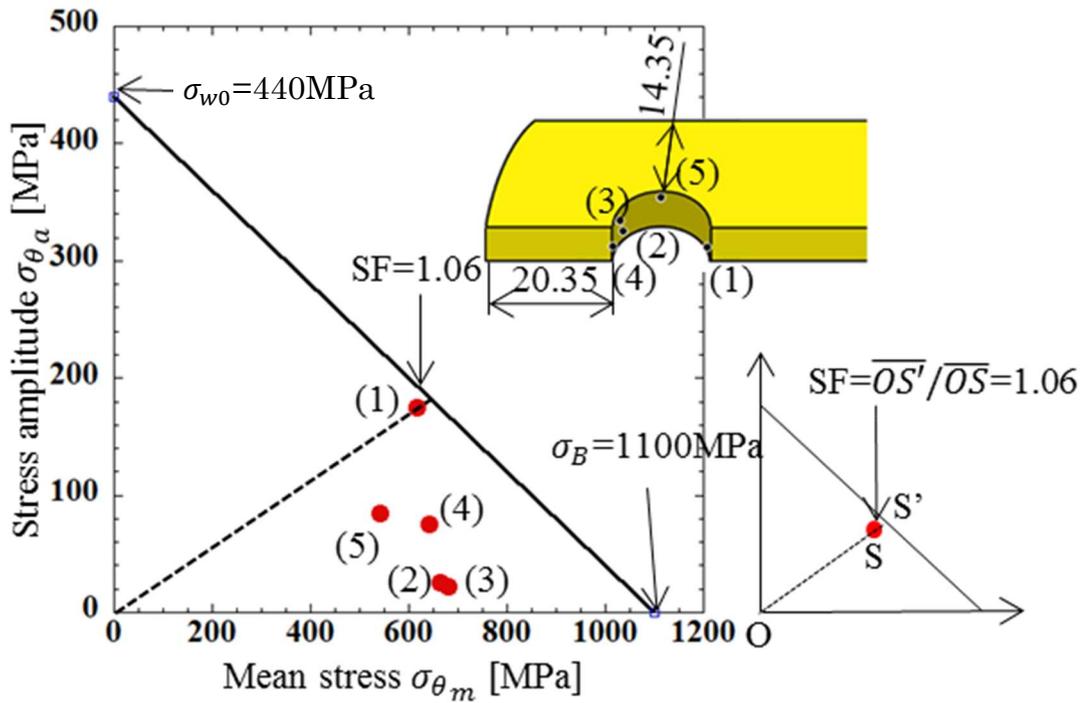


Fig. 16 Fatigue limit diagram for the outer plate [MPa]

2.5 3次元モデルを用いた解析の必要性

前節で扱った、内外プレートに対する強度解析は、3次元モデルを用いて行っている。現物に近い応力状態が立体的で複雑な変化を示す。そのため、チェーンの応力集中を総合的に理解することはむしろ容易ではない。そこで、ここでは3次元モデルを用いた解析の必要性について2次元モデルを用いて考察する。

用いる2次元モデルは、内プレートの形状、寸法に近い幅45mm、長さ150mmの板中央に板幅1/2の円孔を有し、板長さ方向に19.15kNの引張力が作用するものとする。このようなモデルを用いて、プレートの強度評価を行う。図17に用いた2次元モデルと負荷条件を示す。図17(a), (b)は単純引張モデルであり、このような有孔板の引張り条件で、チェーンにおけるプレート孔部の強度計算が通常使用されている。図17(c), (d)は実体近似モデルであり、中央孔に円板を圧入させたもの(図17(c))と、その後、圧入円板と板端とに引張力を加えたモデル(図17(d))で、これらは、図17(a), (b)に対して実体チェーンの構造や負荷条件により近似させたものである。単純引張モデル図17(a), (b)の孔縁における最大応力発生位置は、引張方向に直交する孔縁上の点(1)である。実体近似モデル図17(c), (d)においても、同様に点(1)のほかに引張方向に沿った点(2), (3)にも注目して、それぞれの点における最大値 $\sigma_{\theta \max}$ 、最小値 $\sigma_{\theta \min}$ 、応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ 、平均応力 $\sigma_{\theta m}$ をFEM解析により求め、結果を表7に示す。表7の応力状態を耐久線図にて表示したものが図18である。表7、図18より以下のことがわかる。

① 単純引張モデル(図17(a), (b))と実体近似モデル(図17(c), (d))を比べると最大・最小応力、平均応力のいずれも3倍以上の差がある。

- ② 疲労強度安全率は単純引張モデル（図 17(a), (b)）に対比して圧入をさせた実体近似モデル（図 17(c), (d)）では約 1/2 しかない。
- ③ すなわち単純引張モデルによる評価は安全すぎるため危険側の判断になる。
- ④ 2次元モデル（図 17）から得られる耐久線図上のプロット点は、3次元モデル（図 14, 図 16）におけるプロット点よりもかなり下に生じており、安全すぎるため危険側の評価になる。

以上の①～④は、リンクプレートの強度設計における応力計算上の概算値を得る目的で用いられてきた[94]単純引張モデル（図 17(a), (b)）が、その目的に適合しないことや3次元モデルの必要性を示唆するものである。

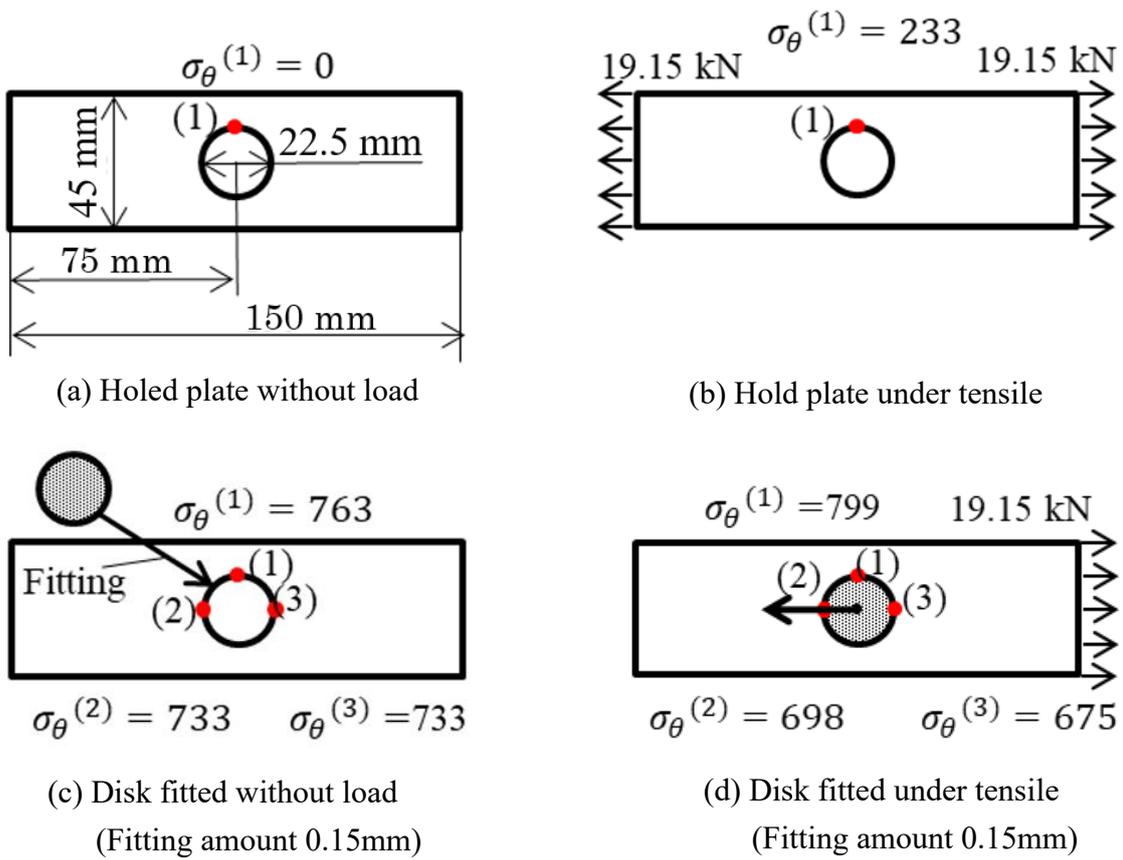


Fig. 17 Stress estimation by 2D models [MPa]

Table 7 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ in Fig. 17 [MPa]

Model	Position	$\sigma_{\theta max}$	$\sigma_{\theta min}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
2D holed plate model	(1)	233	0	117	117	2.70
2D disk fitting plate model	(1)	799	763	781	18	1.31
	(2)	733	698	716	18	1.44
	(3)	733	675	704	29	1.43

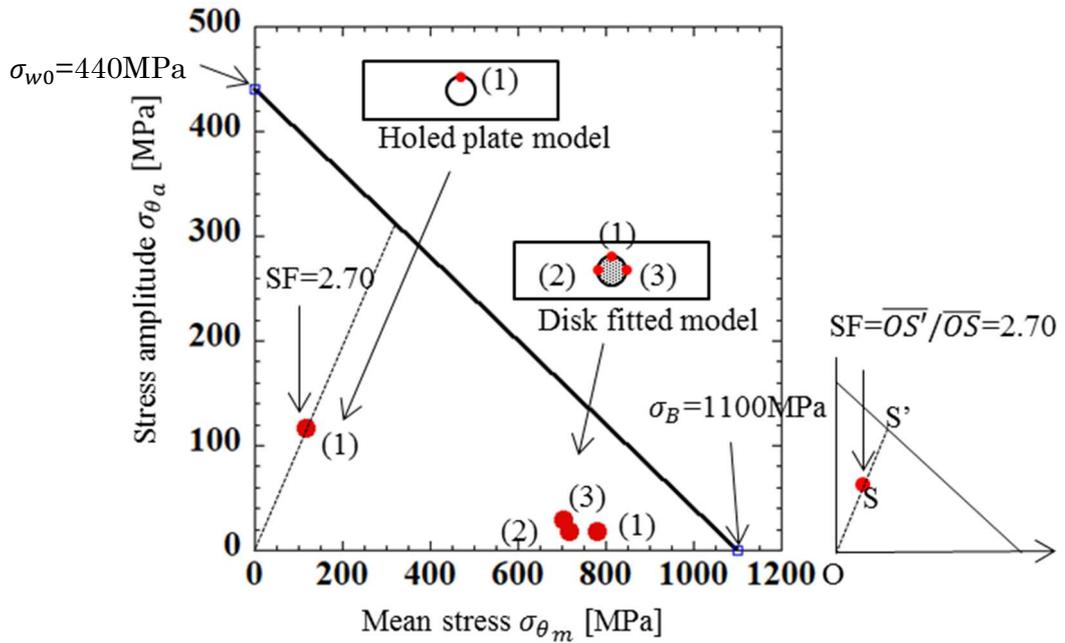


Fig. 18 Fatigue limit diagram for 2D plate [MPa]

2.6 ローラチェーンの塑性領域が疲労強度に及ぼす影響

ここでは、ピンとブシュの圧入により内・外プレートに塑性領域が現れたため、疲労強度に及ぼす塑性領域の影響について考察する。

図 19, 20, 21 はそれぞれの負荷条件における塑性域を示す。図 19 に示すブシュでは、内面上端部に数 mm 程度の塑性域がある。図 11 の点 (3), (4) は塑性域であり、点 (1), (2) および (5) は弾性域であった。図 20 に示す内プレートでは、孔面の端部 $z=0$ の孔縁のみで塑性域がみられる。内プレートの塑性域は最大引張応力の点 (1) (表 5 参照) が含まれる。図 21(a)では、ピンの圧入により、外プレートの孔面に塑性域があり、その範囲が広い。その理由は、半径方向の剛性が高い中実のピンを圧入するため、圧入による接合面の圧力が高くなるためである。ただし、その深さは r 方向に 2mm 以内であり、外プレートの最小板幅 14.35mm (図 16 参照) のわずか 14%である。

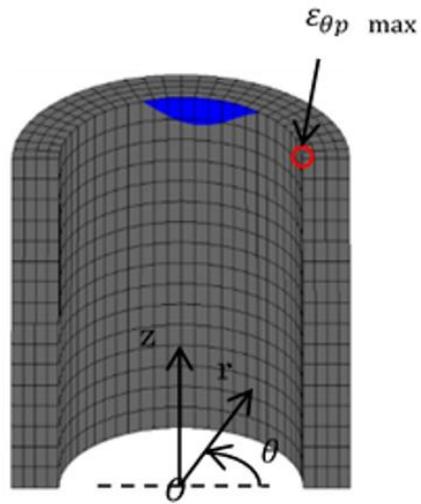
以上のように、限定的ではあるが、塑性域が観察されたため、低サイクル疲労の観点からの損傷評価についても以下に考察する。低サイクル疲労における損傷評価は、次式に示すマンソンコフィン則に基づいて評価される。

$$\Delta\varepsilon_{\theta p} N_f^{k_p} = C_p \quad (5)$$

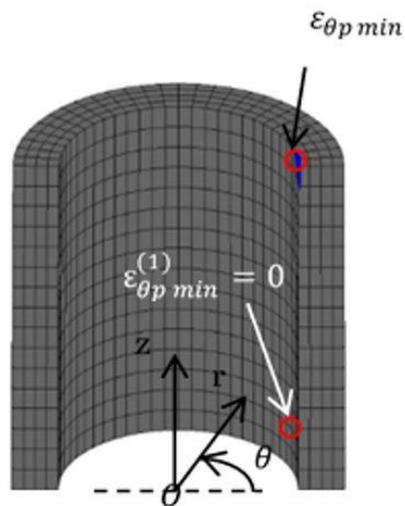
ここで、 $\Delta\varepsilon_{\theta p}$ は塑性ひずみ範囲、 C_p は疲労延性係数、 k_p は疲労延性指数、 N_f は破損までの繰り返し回数である。

表 8 に各部材 (ブシュ, 内・外プレート) の最大塑性ひずみ $\varepsilon_{\theta p \max}$, 最小塑性ひずみ $\varepsilon_{\theta p \min}$, 塑性ひずみ振幅を示す。また、表 8 には最も危険な位置に注目した平均応力 $\sigma_{\theta m}$, 応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ も示す。SS640 や SCM435 と類似した鉄鋼材料では、低サ

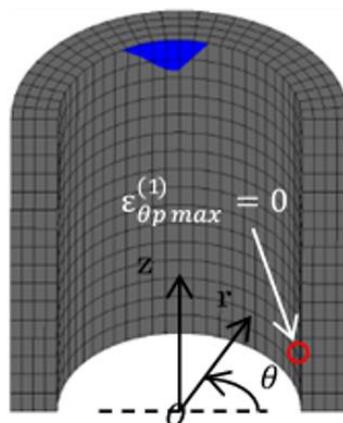
イクル疲労の破壊までの繰り返し数の目安 $N_f = 10^4$ における塑性ひずみ範囲は $\Delta\varepsilon_{\theta p} = 0.5\%$ である[95]. それに対し, 本部材の塑性ひずみ範囲は, いずれもかなり小さい. 加えて, 塑性域は局所的であることから, 本解析では, 実質弾性解析に近いとみなしてよい. 塑性ひずみ振幅が小さいため, 低サイクル疲労ではなく高サイクル疲労の問題として, 耐久線図により評価することができることを示した.



(a) Press-fitting state

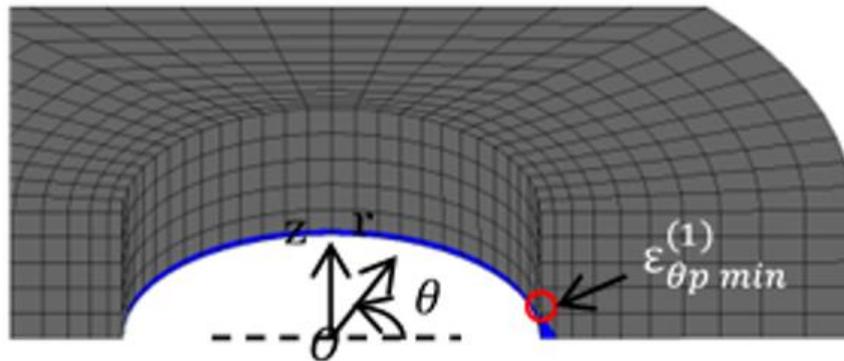


(b) Tensile state

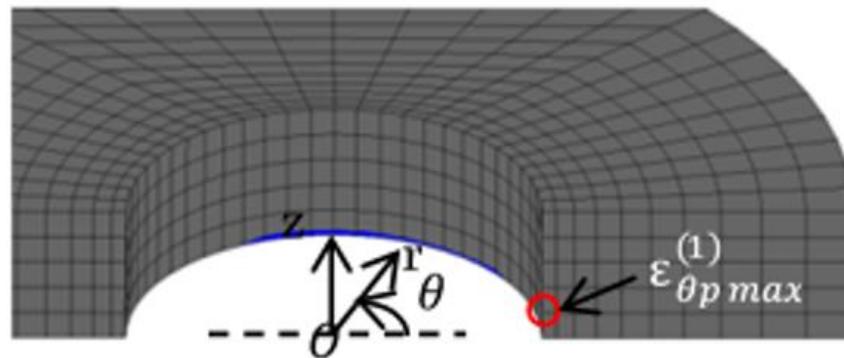


(c) Engaging state

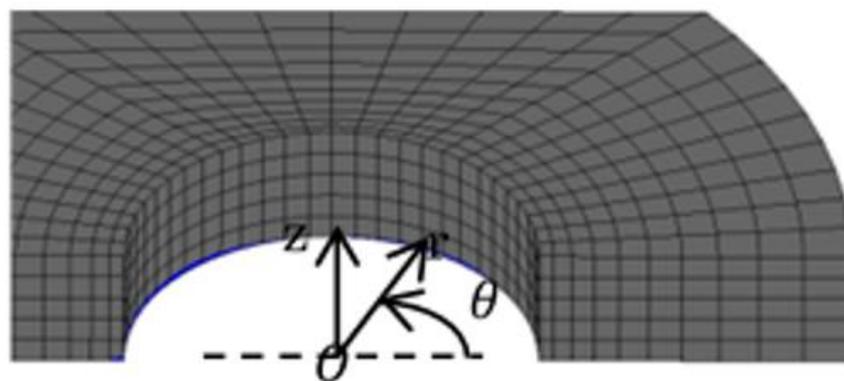
Fig. 19 Plastic region of the bush ($\sigma_{yield} = 1390$ MPa ■ : Plastic region)



(a) Press-fitting state



(b) Tensile state



(c) Engaging state

Fig. 20 Plastic region of the inner plate

($\sigma_{yield} = 970 \text{ MPa}$ ■ : Plastic region)

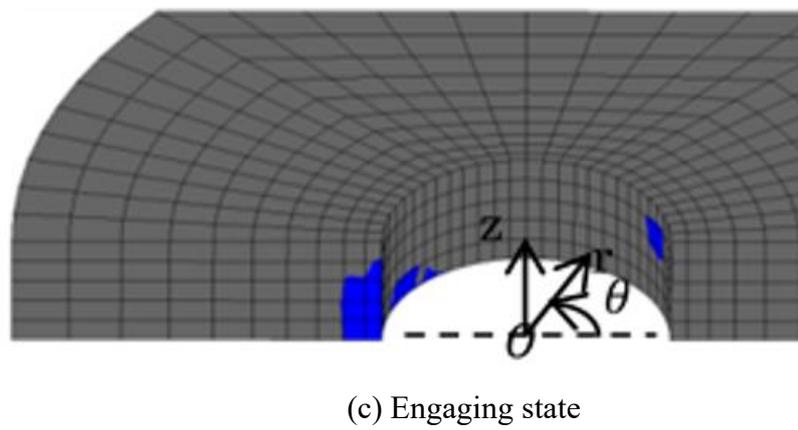
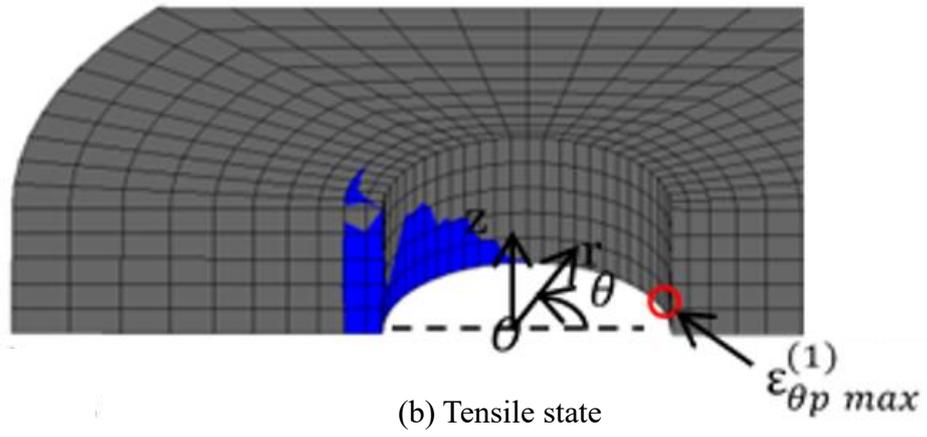
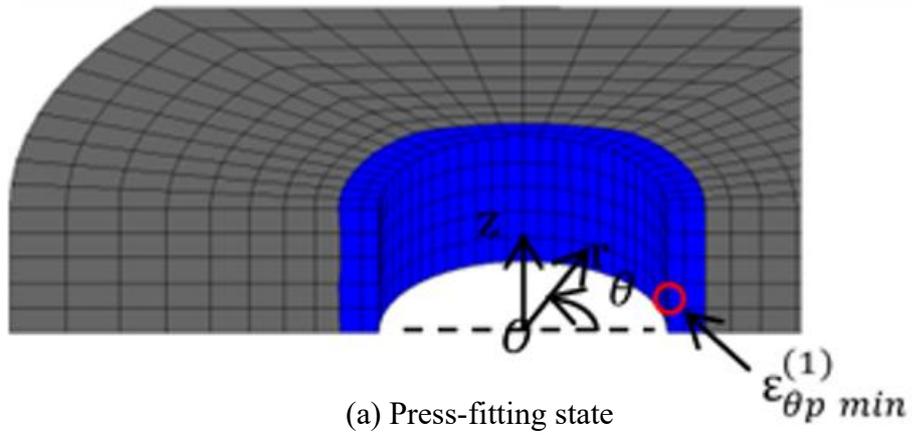


Fig. 21 Plastic region of the outer plate
 $(\sigma_{yield} = 970 \text{ MPa} \quad \blacksquare : \text{Plastic region})$

Table 8 Strains of three kinds, maximum plastic strain $\varepsilon_{\theta p \max}$, minimum plastic strain $\varepsilon_{\theta p \min}$, and plastic strain amplitude $\Delta\varepsilon_{\theta p}$ in the three components, and comparing with the evaluation by stresses

Component	Plastic Strain [%]				Stress [MPa]		
	$\varepsilon_{\theta p \max}$	$\varepsilon_{\theta p \min}$	$\Delta\varepsilon_{\theta p}$	$\Delta\varepsilon_{\theta p}/0.5$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$	SF
Bush	0	-0.0313	0.0313	0.062	327	312	1.45
Inner plate	0.0146	0.0002	0.014	0.028	776	156	0.94
Outer plate	0.567	0.559	0.008	0.016	617	175	1.06

2.7 結言

1 軸あたり 5 種 7 個の構成部材と 4 か所の固定された嵌合部および 2 箇所からなるローラチェーン各部の強度を FEM 応力解析を用いて考察した。本研究に用いたローラチェーンの寸法 (表 2)、材質 (表 3) および使用条件 (表 1) において得られた結論は以下のとおりである。

- (1) ブシュは内面でピン、外面でローラから挟まれ、両端ではプレートにより圧入され、応力解析に最も困難を伴った部材である。耐久線図を用いた相対的な安全性を考察した結果、実機で生じる内面き裂の発生メカニズムを明らかにすることができた。これは実体の破損位置と一致する。
- (2) 内プレートはブシュの端部で圧入された孔周辺が最も危険レベルにあることがわかった。これは、ローラチェーン実体の破損事例の傾向と一致する。
- (3) 内、外プレートの強度評価に通常用いられる穴開き板の引張条件下の 2 次元解析では、3 次元解析よりも安全側の評価となることを示した。強度安全上の主要箇所に対して 3 次元解析による評価が必要であることがわかった。
- (4) ローラチェーンにおける塑性域が疲労強度に及ぼす影響を考察した。圧入により塑性域に達していても、塑性ひずみ振幅が小さければ、低サイクル疲労ではなく高サイクル疲労として耐久線図により評価しても良いことを示した。

第3章 チェーン外プレートの疲労強度の実験による評価

3.1 緒言

第2章では、図6に示す構造のローラチェーン全体の解析を行い、それぞれの部材について疲労強度の観点から評価を行った。その結果、解析で内プレートとブシュとの嵌合部に生じる応力振幅と平均応力が、疲労強度に関して最も危険側になることが分かった。内プレートの疲労強度向上には、材料仕様の改善が一般的であるが、製品コストとの兼ね合いがあり採用が難しい。そこで、圧入率に注目し寸法変更による疲労強度向上に取り組む。

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[63]。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[61]。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。近年では、ピンやブシュの圧入により、プレートに引張応力が発生することを応力解析で示した研究はあるが、破壊に関する議論や定量的な評価はなされていない[96]。

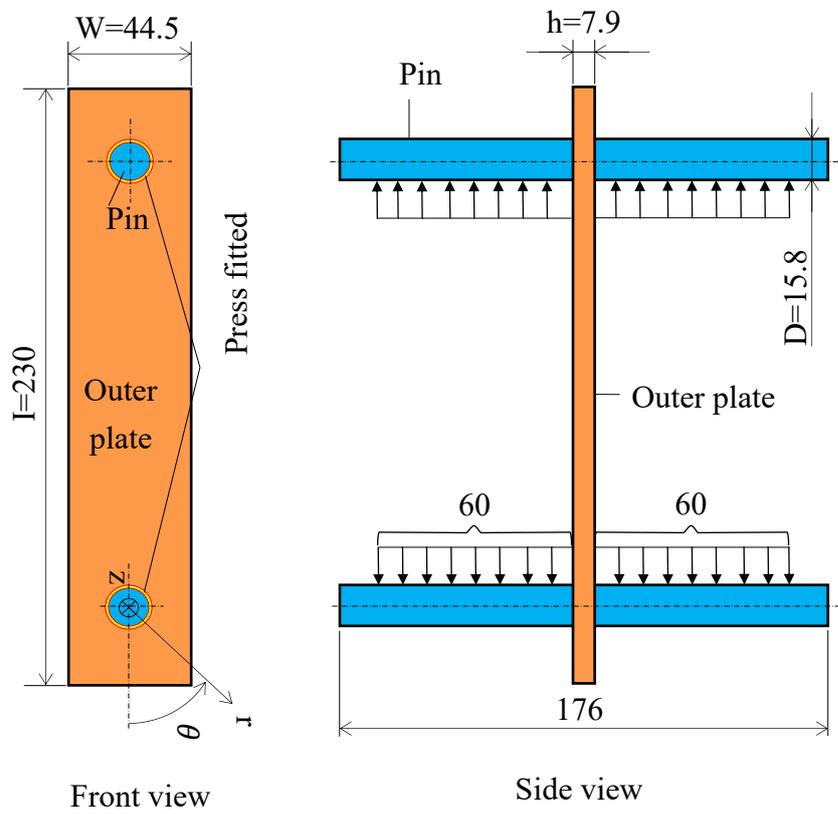
そこで本章では、圧入率の影響を精度良く評価するため図22に示す実体プレートを用いた試験を行い、あわせてその強度評価をFEM応力解析により行う。実体

のチェーン構造体を用いれば、プレートに加わる負荷や、部品の組み立て精度等が煩雑に関係してくる難しさがある。そこで、精度を高めるため、プレートそれぞれを単独に試験する方法を採ることにした。本章ではまず外プレートとピンに注目する。また、その実験と FEM 解析結果を比較し、圧入が疲労強度に及ぼす影響を応力解析からも明らかにする。

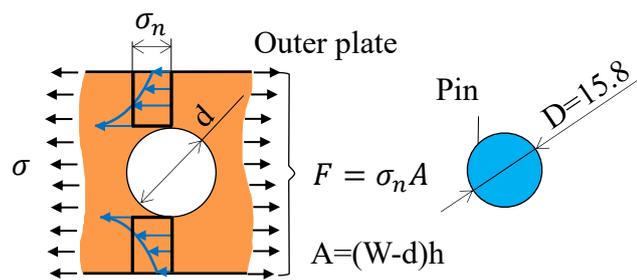
3.2 外プレートとピンが圧入嵌合された試験片の疲労限度評価

3.2.1 試験片の諸元

図 22 に疲労試験に用いた外プレートとピンの概略を示す。ピン外径 $D=15.8\text{mm}$ に対し、それよりも小さい孔径 d を有する外プレートに、ピンを冷間圧入し、組み立てて試験片とする。表 9 に外プレートとピンの材料特性を示す。外プレートとピンは、それぞれ焼入れ焼戻しの熱処理を行っている。熱処理後の外プレートの金属組織を表 10 に示す。表 9 の降伏点、引張強さは熱処理後の引張り試験により得られた値である。表 11 に外プレート孔径 d とピン径 D 、圧入率 δ/D を示す。外プレートとピンの締代 δ は、0, 0.04, 0.08, 0.15mm の 4 種類とし、 δ/D はそれぞれ $\delta/D=0, 2.5\times 10^{-3}, 5.1\times 10^{-3}, 9.5\times 10^{-3}$ である。図 23 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、外プレート孔径 d とピン外径 D は熱処理後に機械加工を行う。なお、冷間圧入時のかじり防止の目的で、ピンは外径に油を塗布した後、外プレートに圧入している。



(a) Fatigue test pieces



(b) Definition for nominal stress σ_n

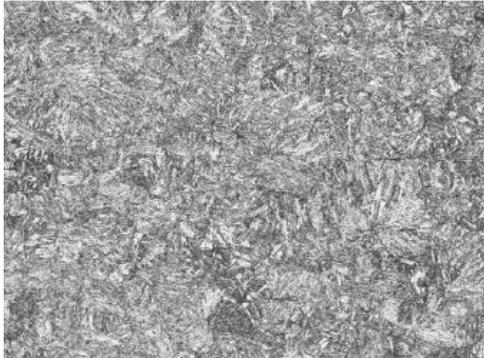
Fig. 22 Illustration of the pin and the Outer plate [mm]

Table 9 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]
Outer plate	SS640 (Company standard)	206	0.3	970	1100	440	0.3	34.6
Pin	SCM435	206	0.3	1080	1180	472	0.3	42.2

※ Fatigue limit σ_{w0} is defined as $\sigma_{w0}/\sigma_B=0.4$ [92].

Table 10 Chemical composition and microstructure of the 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	

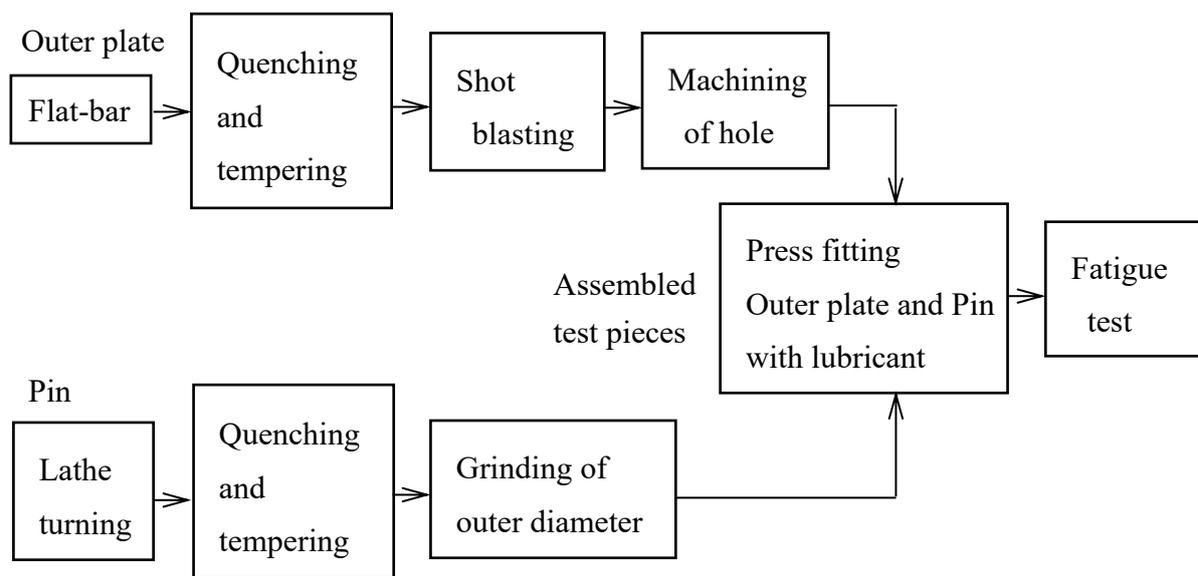


Fig. 23 Test pieces preparation procedure

Table 11 Press fitting ratio for the outer plate and the pin

D [mm]	d [mm]	$\delta=D-d$ [mm]	$\delta/D [\times 10^{-3}]$
15.8	15.80	0.00	0
15.8	15.76	0.04	2.5
15.8	15.72	0.08	5.1
15.8	15.65	0.15	9.5

3.2.2 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 24 に試験片および試験片つかみ部を示す。試験片のピン径 $D=15.8\text{mm}$ を、図 24 に示すつかみ部が有する孔 $D_1=16.3\text{mm}$ 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、外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。

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 $F_{max}=25\sim 80\text{kN}$ (公称応力 $\sigma_{n\ max}=110\sim 352\text{MPa}$) の 9 水準で試験を行った。すなわち、応力比($R = \sigma_{n\ min}/\sigma_{n\ max}$)は $R=0.037\sim 0.12$ 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、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ている。ここで、ローラチェーンの設計における公称応力は図 22(b)に示すように引張を受ける円孔を有するプレートの最小断面における平均応力で $\sigma_n = F/A$ である。ここで、最小断面 $A = (W - d)h$ であり、 W は外プレート板幅、 h は外プレート板厚である。

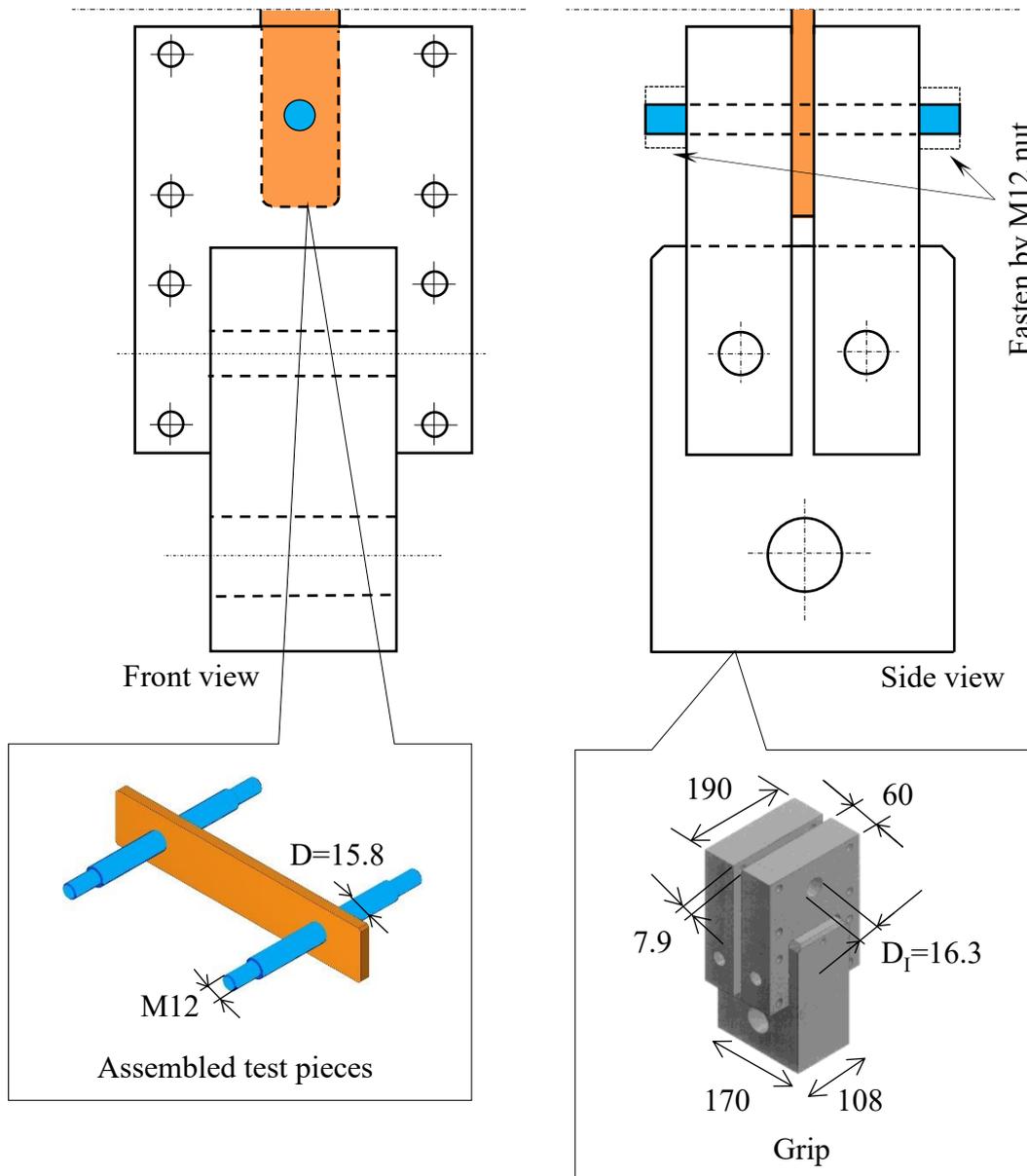


Fig. 24 Grip of fatigue test pieces [mm]

3.2.3 疲労限度と破壊起点

表 12 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. また, θ_f はプレート破壊起点の角度を示す. 圧入率が大きいと, 破壊までの繰返し数のばらつきが大きくなる. 図 25 にそれぞれの圧入率での S-N 曲線を示す. S-N 曲線から $\delta/D=0$ の場合では疲労限度が約 50MPa, $\delta/D=0.00$ では疲労限度が約 130MPa と約 2 倍以上になり, 圧入が疲労限度の向上に効果的であることが分かる. 一方, $\delta/D=2.5 \times 10^{-3} \sim 9.5 \times 10^{-3}$ では, 圧入率の違いによる疲労限度の大きな差は見られない. この理由については, 次節で考察する.

Table 12 Reference number and number of cycle for the outer plate

$\delta/D [\times 10^{-3}]$	Specimen number	σ_a [MPa]	Number of cycle N_f [$\times 10^6$]	θ_f [deg]
9.5	9.5-1	170	2.52	110
	9.5-2	148	4.60	100
	9.5-3	148	1.63	80
	9.5-4	148	5.43	80
	9.5-5	148	5.28	120
	9.5-6	137	1.78	115
	9.5-7	137	10 (Not broken)	-
	9.5-8	137	10 (Not broken)	-
	9.5-9	126	10 (Not broken)	-
	9.5-10	104	10 (Not broken)	-
5.1	5.1-1	170	0.58	120
	5.1-2	148	3.96	120
	5.1-3	148	0.71	100
	5.1-4	148	0.16	115
	5.1-5	148	0.28	115
	5.1-6	137	0.71	120
	5.1-7	137	1.19	95
	5.1-8	137	2.33	120
	5.1-9	126	10 (Not broken)	-
	5.1-10	104	10 (Not broken)	-
2.5	2.5-1	148	0.21	120
	2.5-2	148	0.30	110
	2.5-3	137	0.24	100
	2.5-4	137	0.14	110
	2.5-5	137	0.25	120
	2.5-6	137	0.44	90
	2.5-7	126	10 (Not broken)	-
0	0-1	126	0.12	90
	0-2	104	0.38	95
	0-3	104	0.16	90
	0-4	82	0.39	95
	0-5	82	0.45	100
	0-6	71	0.50	95
	0-7	60	1.34	95
	0-8	60	1.40	85
	0-9	49	10 (Not broken)	-

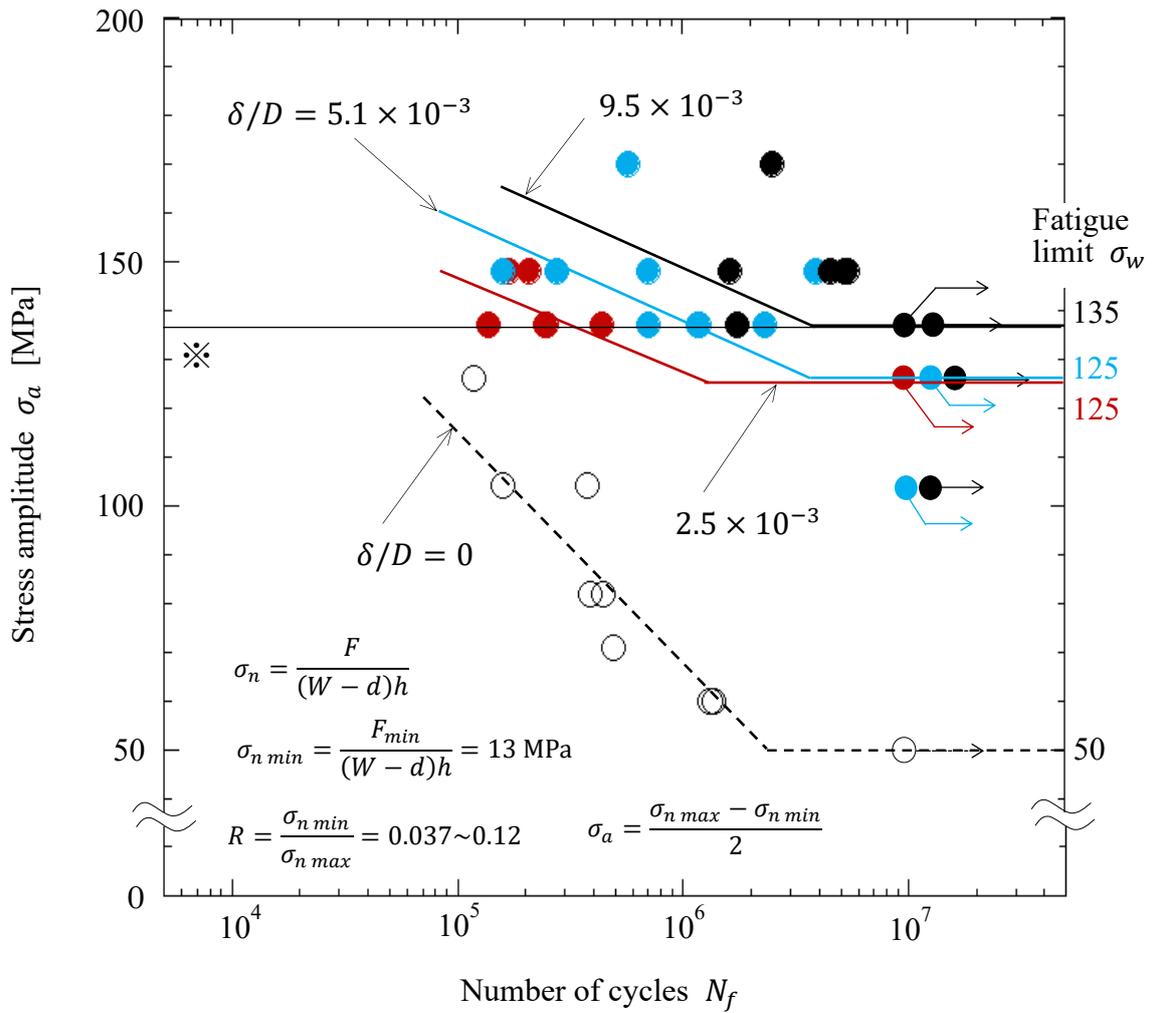


Fig. 25 S-N diagram for test pieces in Fig. 22

※Maximum load condition F_{max} used for analysis in Fig. 27

3.2.4 圧入率の有限寿命および疲労限度への影響

前出の図 25 に示すように、圧入率が大きいグループでは、破壊までの比較的大きな繰返し数のばらつきが見られた。また、圧入率の違いによる疲労限度の差は 8% 程度であった。本節ではこれらについて考察する。

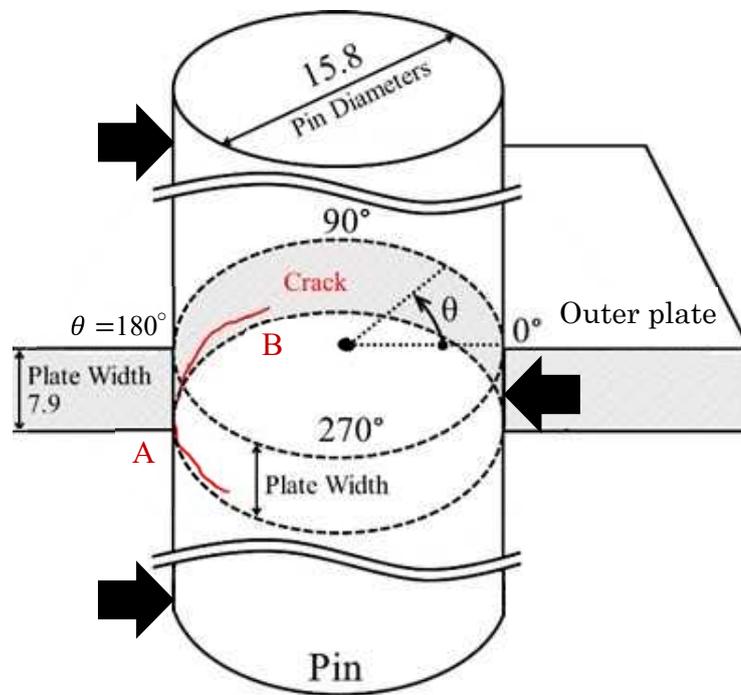
有限寿命で破壊した中にプレートにき裂がないもので、ピンにのみき裂が生じた例が見られた。表 13 にそれぞれの圧入率 δ/D におけるき裂が見られた本数とその割合を示す。表 13 から、高圧入率のグループ程、ピンのき裂が多く見られた。図 26 にその一例を示す。ピンは図 26(a)に示す荷重を受けるため、最大曲げ応力が $\theta = 180^\circ$ の位置に生じる。このき裂は、最大曲げ応力 ($\theta = 180^\circ$) かつ、プレート端から約 1mm 板中央側(図 26 の点 A)を起点としたフレットングき裂と推察された。このき裂は、板厚中央に向かって斜めに進展しており、典型的なフレットング疲労によるき裂の特徴が見られる[97-99]。一方、プレート内孔面のき裂起点は、図 26 の点 B に対応する位置に相当し、先行して生じたフレットングき裂の進展に強く影響を受けて生じたことが示唆される。この結果、ピンのフレットングき裂が、プレートの破壊起点と寿命に影響を与えたものと考えられる。従って、ピンのき裂の多い高圧入率のグループで見られた繰返し数のばらつきは、発生時期が特定できないフレットングき裂が、高圧入率グループの寿命とその疲労限度に影響を与えたものと想定される。

次に、疲労限度についてみると、圧入率が大きいものは、疲労限度が 8%程度向上する。このことは、高圧入率 $\delta/D=9.5\times 10^{-3}$ の有限寿命の傾向線が最も長寿命側にあり、疲労限度の向上と矛盾しないことから理解できる。

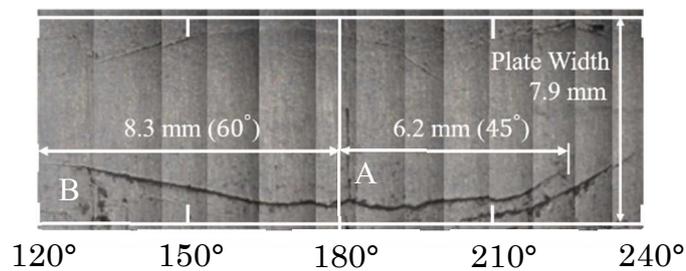
Table 13 Cracked pin ratio depending on δ/D

δ/D [$\times 10^{-3}$]	Number of pins		Cracked pin ratio
	Investigated	Cracked	
9.5	16	14 (6 [*])	88%
5.1	14	6	43%
2.5	12	0	0%
0	8	0	0%

※Plate is not broken.



(a) Sketch of cracked pin [mm]



(b) Crack of pin surface

Fig. 26 Crack observed at pin surface when $\delta/D=9.5 \times 10^{-3}$ and $\sigma_{n \max}=265\text{MPa}$

3.3 解析結果と耐久線図による評価

3.3.1 解析方法

図 27 に 3 次元 FEM 構造解析に用いたメッシュモデルを示す。モデルは外プレートとピンの対称性を考慮し 1/8 モデルとした。メッシュサイズは外プレートで 0.1~3.8mm, ピンで 0.1~1.6mm であり, メッシュの数は外プレートで約 1.1×10^5 メッシュ, ピンで約 1.7×10^5 メッシュである。また, 接触面では直接拘束法を用い, 表 9 に示した各部材の機械的性質及び, 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 $\sigma_{max}^{FEM}=286\text{MPa}$ とした。 σ_{min}^{FEM} は試験での最小荷重 3kN を目安にし, σ_{max}^{FEM} は図 25 の S-N 曲線の結果より $\delta/D > 0$ の疲労限度を目安にした。

初期応力は, ピンと外プレートを隙間無く接触させた状態で, ピンの直径を締代 δ だけ増加させて解析する機能を使用している。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。

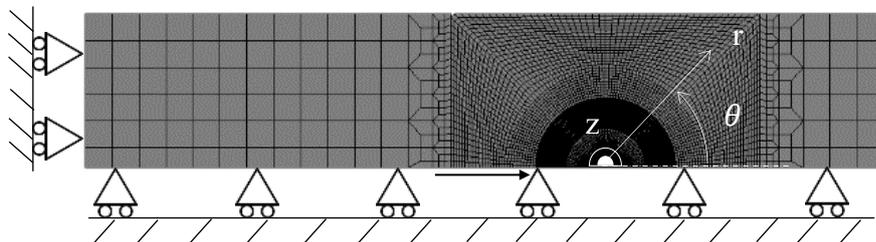
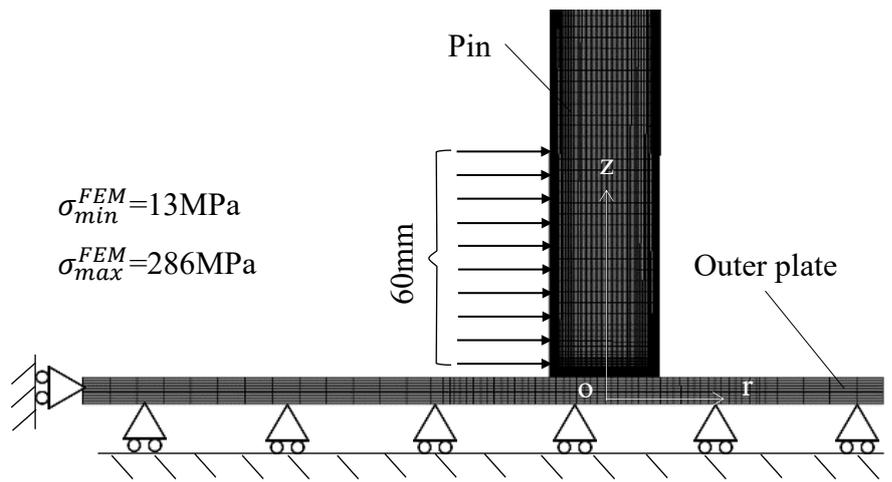


Fig. 27 FEM model and boundary conditions

3.3.2 解析による強度評価

前節 2.3 において、チェーンの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示した。したがって、本章においても σ_θ に注目する。実験から、最小圧入率で疲労限度が大きく向上し、更に圧入率 $\delta/D=0$ では、圧入率の大小によって疲労強度が大きく変わらないことが明らかになった。また、最小圧入率では実験結果のばらつきが小さく、ピンのき裂も見られない（表 13 参照）。そこで、解析による評価は、圧入率 $\delta/D=0$ と最小圧入率 $\delta/D=2.5 \times 10^{-3}$ で行うことにする。 $\delta/D=2.5 \times 10^{-3}$ の破壊起点は、 $\theta_f=90^\circ \sim 120^\circ$ （表 12 参照）であるが、 $\delta/D=0$ との比較のため、破壊起点が共通する $\theta=90^\circ$ 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 27 参照）に注目する。

表 14 にそれぞれの圧入率における圧入のみ（ $F=0$ ）の $\sigma_{\theta \text{ shrink}}$ ， $F = F_{\min}$ 時の $\sigma_{\theta \text{ min}}$ ， $F = F_{\max}$ 時の $\sigma_{\theta \text{ max}}$ を示す。ここで、 $\sigma_{\theta m}$ は $\sigma_{\theta m}=(\sigma_{\theta \text{ max}} + \sigma_{\theta \text{ min}})/2$ で得られる平均応力であり、 $\sigma_{\theta a}$ は $\sigma_{\theta a}=(\sigma_{\theta \text{ max}} - \sigma_{\theta \text{ min}})/2$ で得られる応力振幅である。 $F=0$ 時と、外力をほとんど無視できる $F = F_{\min}$ 時は、ピンの圧入により σ_θ が増加するため、圧入率 $\delta/D=2.5 \times 10^{-3}$ の $\sigma_{\theta \text{ shrink}}$ ， $\sigma_{\theta \text{ min}}$ は $\delta/D=0$ よりも大きい。しかし $F = F_{\max}$ では、 $\delta/D=2.5 \times 10^{-3}$ の $\sigma_{\theta \text{ max}}$ が $\delta/D=0$ より小さい。これは、圧入されたピンが外プレートの変形の抵抗となり、外力の影響を受けにくくなるためである。

図 28 は、耐久線図に対比して、表 14 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を示す（式(4) $SF=\overline{OS'}/\overline{OS}$ 参照）。相対安全率 SF が高くなる程、疲労強度が強いことを意味する。ここでは、切欠感を考慮していないので、式(4)による評価は安全側と言える。図 28 によると、圧

入により平均応力 $\sigma_{\theta m}$ は大きくなるが、応力振幅 $\sigma_{\theta a}$ が小さくなり、その結果、相対的な安全率 SF は圧入率 $\delta/D=2.5\times 10^{-3}$ のほうが大きくなる。

表 15 に各圧入率における疲労限度 σ_w と解析における安全率 SF を示す。疲労限度 σ_w は図 25 の S-N 線図から求めたものである。疲労限度は圧入により大きくなっており、 $\delta/D=0$ では、疲労限度に対する圧入率の影響はほとんど見られない。解析における安全率 SF は、 $\delta/D=0$ よりも $\delta/D=2.5\times 10^{-3}$ が大きく、疲労限度の傾向と一致している。

Table 14 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for the outer plate at $\theta=90^\circ$ and $z=0$ [MPa]

δ/D [$\times 10^{-3}$]	$\sigma_{\theta shirink}$ at $F = 0$	$\sigma_{\theta min}$ at $F = F_{min}$	$\sigma_{\theta max}$ at $F = F_{max}$	$\sigma_{\theta m}$	$\sigma_{\theta a}$
0	0	34	608	321	287
2.5	281	288	470	379	91

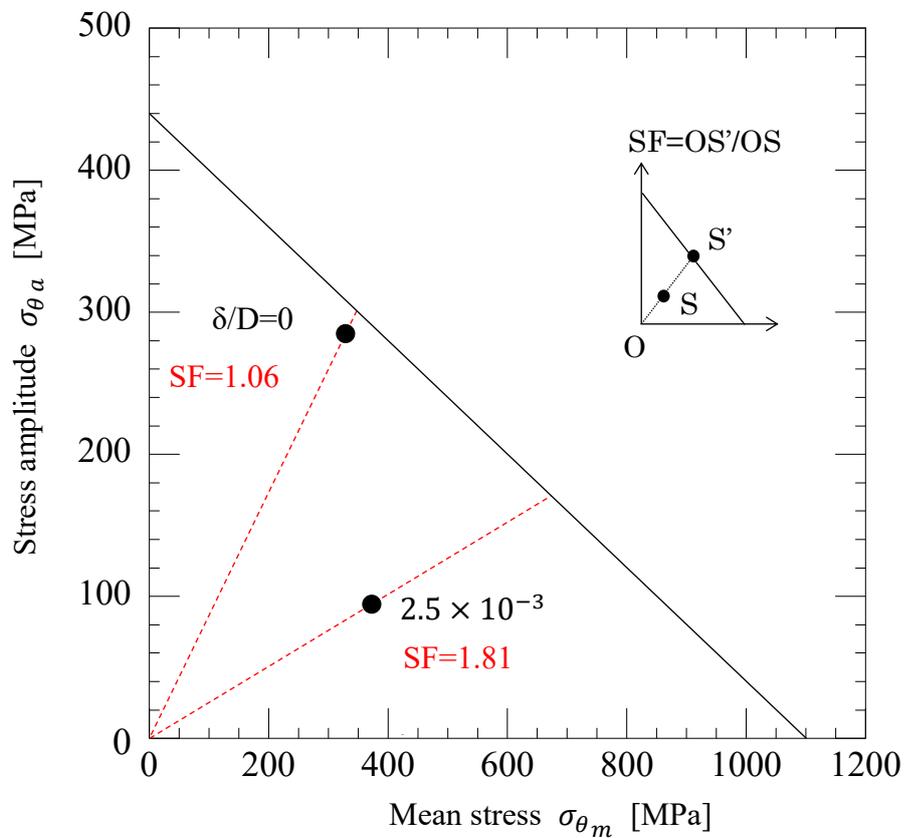


Fig. 28 Fatigue limit diagram for the outer plate

Table 15 σ_w and SF by varying δ/D

δ/D [$\times 10^{-3}$]	0	2.5	5.1	9.5
σ_w [MPa] in Fig. 25	50	125	125	135
SF in Fig. 28	1.06	1.81	-	-

3.4 結言

本章では、ローラチェーンのプレートのうち、ピンを直接圧入する外プレートを用い、疲労試験と解析を行った。外プレートにピンを、圧入率 $\delta/D=0$ と $\delta/D=2.5\times 10^{-3}$ 、 5.1×10^{-3} 、 9.5×10^{-3} 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。得られた結果をまとめると以下のようになる。

- (1) 圧入率 $\delta/D=0$ の場合は、 $\delta/D=0$ と比べて2倍以上疲労限度が向上し、圧入が疲労限度を向上させることを実験で明らかにした。また、圧入率の大きさによって疲労限度に大きな差は見られなかった。
- (2) 実用的には、圧入率を小さくし、チェーン製造における圧入力の低減が可能であることを示した。圧入力の低減は圧入時の部品損傷の防止に有効である。
- (3) 最大圧入率において、プレートよりも先にピンにき裂が生じた例が多く見られた。これはフレット疲労が生じていることを示唆している。このことが破断までの繰返し数（有限寿命）のばらつきに影響を及ぼした可能性を説明した。
- (4) 疲労試験片を忠実に再現させた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。その結果、耐久線図に基づく相対安全率を用いた強度評価により、フレットの影響を受けない圧入率 $\delta/D=2.5\times 10^{-3}$ では、圧入のない $\delta/D=0$ より安全側になり、疲労試験結果と一致する評価が得られた。

第4章 チェーン内プレートの疲労強度の実験による評価

4.1 緒言

第3章では、図6(a)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22）、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。しかし、高圧入では、ピンにフレットイ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言えない。

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、フレットイングによる影響を抑える必要がある。この観点から、本章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、フレットイングの回避が期待できる。図29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。

また、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。両者の強度比較を行うことは、設計上有用であるため、第3章で得られた外プレートの疲労限度と、本章の内プレートの疲労限度を比較・考察する。

4.2 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

4.2.1 試験片の諸元

図 29 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 $D_B=22.7\text{mm}$ に対し、それよりも小さい孔径 d_1 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 とブシュ内径 D_{BI} は 0.5mm の隙間を有する。表 16 に内プレートとブシュとピンの材料特性を示す。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。内プレートは、第 3 章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。材料の化学成分、金属組織や疲労強度は同じとみなしてよい（表 10 参照）。表 17 に内プレート孔径 d_1 とブシュ径 D_B 、圧入率 δ/D_B 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_B はそれぞれ $\delta/D_B=0$ 、 1.8×10^{-3} 、 6.6×10^{-3} 、 11.0×10^{-3} である。図 30 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 d_1 とブシュ外径 D_B 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。

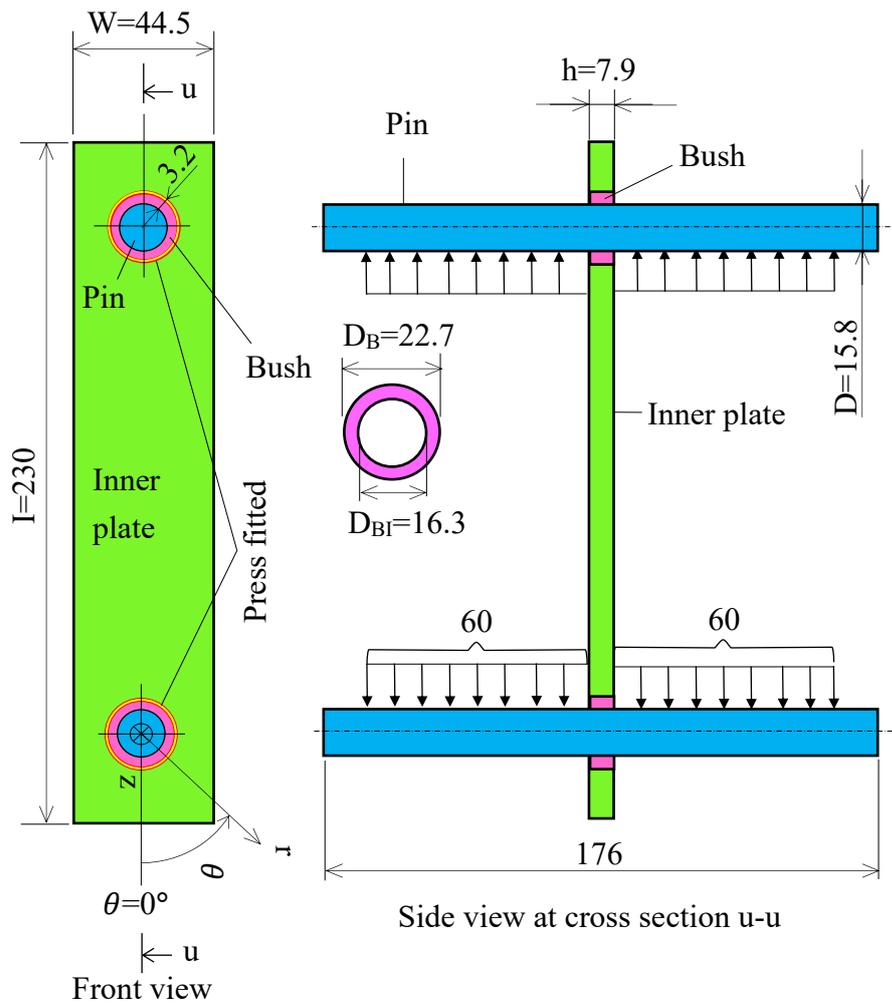


Fig. 29 Illustration of fatigue test pieces [mm]

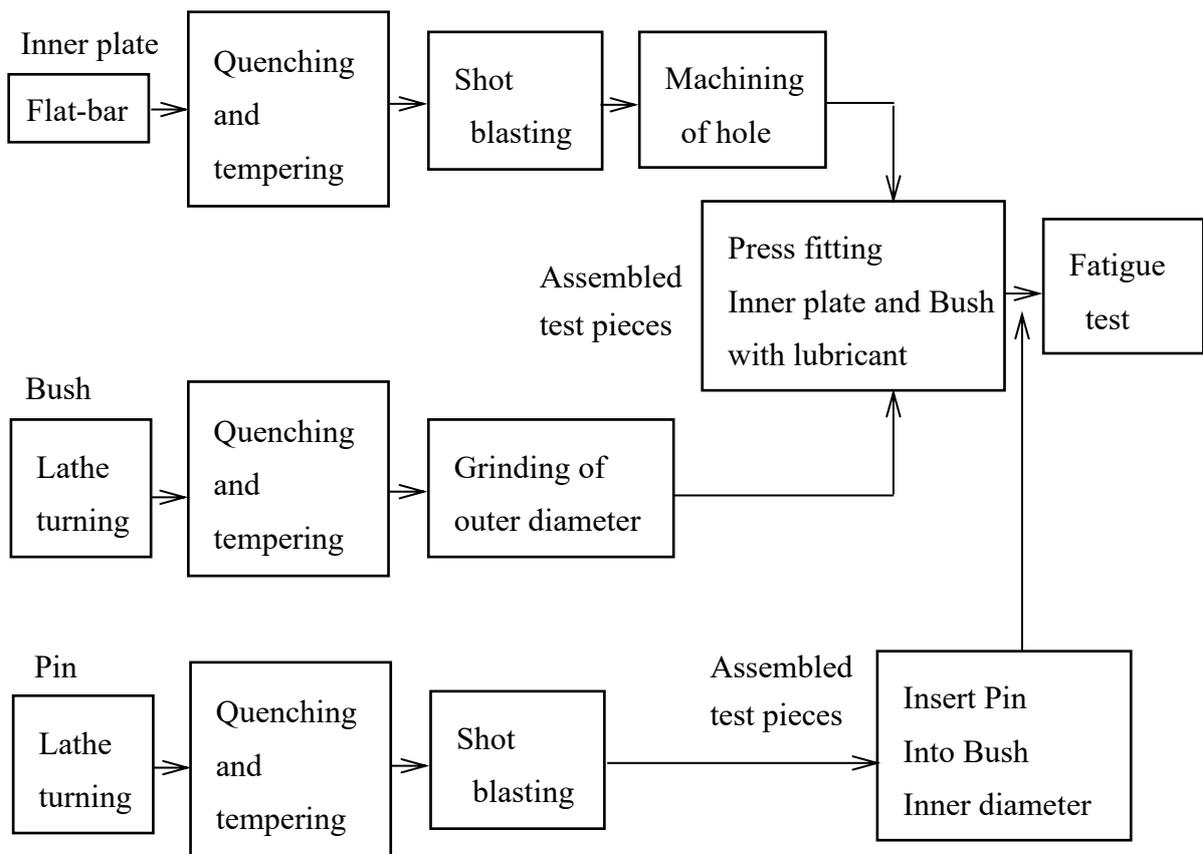


Fig. 30 Test pieces preparation procedure

Table 16 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	666.4	0.3	48.4
Pin	SCM435	206	0.3	1080	1180	472	0.3	42.2

※ Fatigue limit σ_{w0} is defined as $\sigma_{w0}/\sigma_B=0.4$ [92].

Table 17 Press fitting ratio for the inner plate and the bush

D_B [mm]	d_1 [mm]	$\delta=D_B-d_1$ [mm]	δ/D_B [$\times 10^{-3}$]
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

4.2.2 疲労試験方法と公称応力の定義

試験に用いた疲労試験機は、3.2 節と同じ引張り－引張りの片振疲労試験機を用いた（図 24 参照）。外プレートの試験同様、試験片据付後に、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。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。

ここで、内プレートの公称応力を定義する。図 31(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 31(a)ではブシュには圧縮の $\sigma_\theta(r) < 0$ (at $r = D_{BI}/2 \sim D_{BI}/2 + t$) が作用しており、内プレートには引張の $\sigma_\theta(r) > 0$ (at $r = D_{BI}/2 + t \sim W/2$) が作用している。力のつり合いより、両者は式(6)のようにバランスするので、その積分値は式(7)に示すように 0 である。ここで W は内プレートの板幅、 D_{BI} はブシュ内径、 t はブシュ板厚である。

$$-\int_{D_{BI}/2}^{\frac{D_{BI}+t}{2}} \sigma_\theta(r) dr = \int_{\frac{D_{BI}+t}{2}}^{W/2} \sigma_\theta(r) dr \quad (6)$$

$$\int_{D_{BI}/2}^{W/2} \sigma_\theta(r) dr = 0 \quad (7)$$

内プレートはこのような図 31(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(8)で定義する。

ここで h は内プレートの板厚である.

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W - D_{BI})h} \quad (8)$$

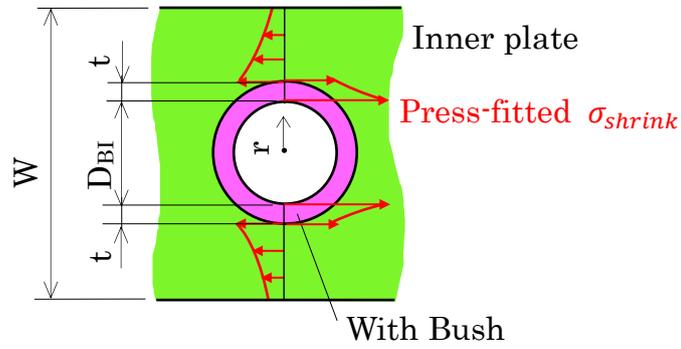
この式(8)は, 図 31(b)に示すように, 圧入されたブシュがピンの荷重を受け持つことで, プレートと同等の役割を果たすと考え, 圧入されたブシュと内プレートを一体構造とみなし, 公称応力を連続して考えることに相当する.

なお先行文献[100]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.

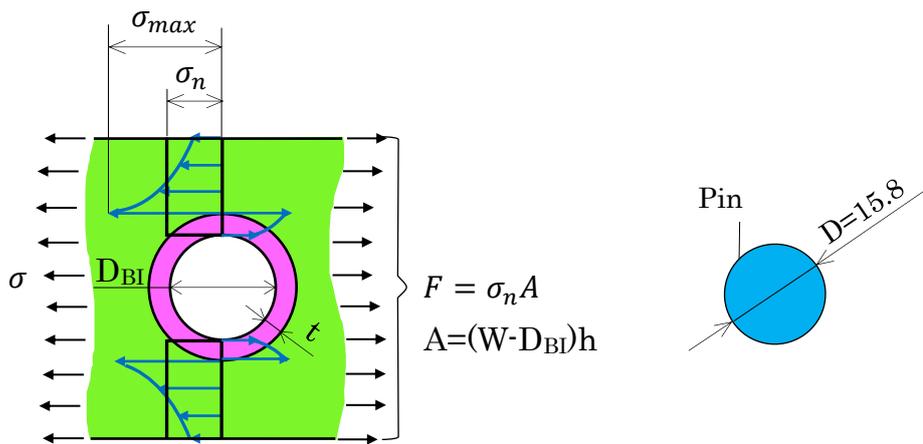
$$\sigma_n' = \frac{F}{(W - D_{BI} - 2t)h} \quad (9)$$

式(9)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 31(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 $r = D_{BI}/2 + t$ 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(8)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.



(a) Stress state for press-fitted only



(b) Stress state for load F with press-fitted for the inner plate

Fig. 31 Definition for nominal stress σ_n [mm]

4.2.3 圧入率毎の疲労限度

表 18 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 29 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 32 にそれぞれの圧入率での S-N 曲線を示す。最小圧入率 $\delta/D_B = 1.8 \times 10^{-3}$ で、圧入のない $\delta/D_B = 0$ の 2.1 倍の疲労限度を有する。さらに圧入率を高くした $\delta/D_B = 6.6 \times 10^{-3}$ では、3.1 倍に強化される。最大圧入率の $\delta/D_B = 11.0 \times 10^{-3}$ 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。

最大圧入率 $\delta/D_B = 11.0 \times 10^{-3}$ 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 33 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、懸念されたフレットイングき裂を回避できることが確認された。

Table 18 Reference number and number of cycles for the inner plate

δ/D_B [$\times 10^{-3}$]	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)	-

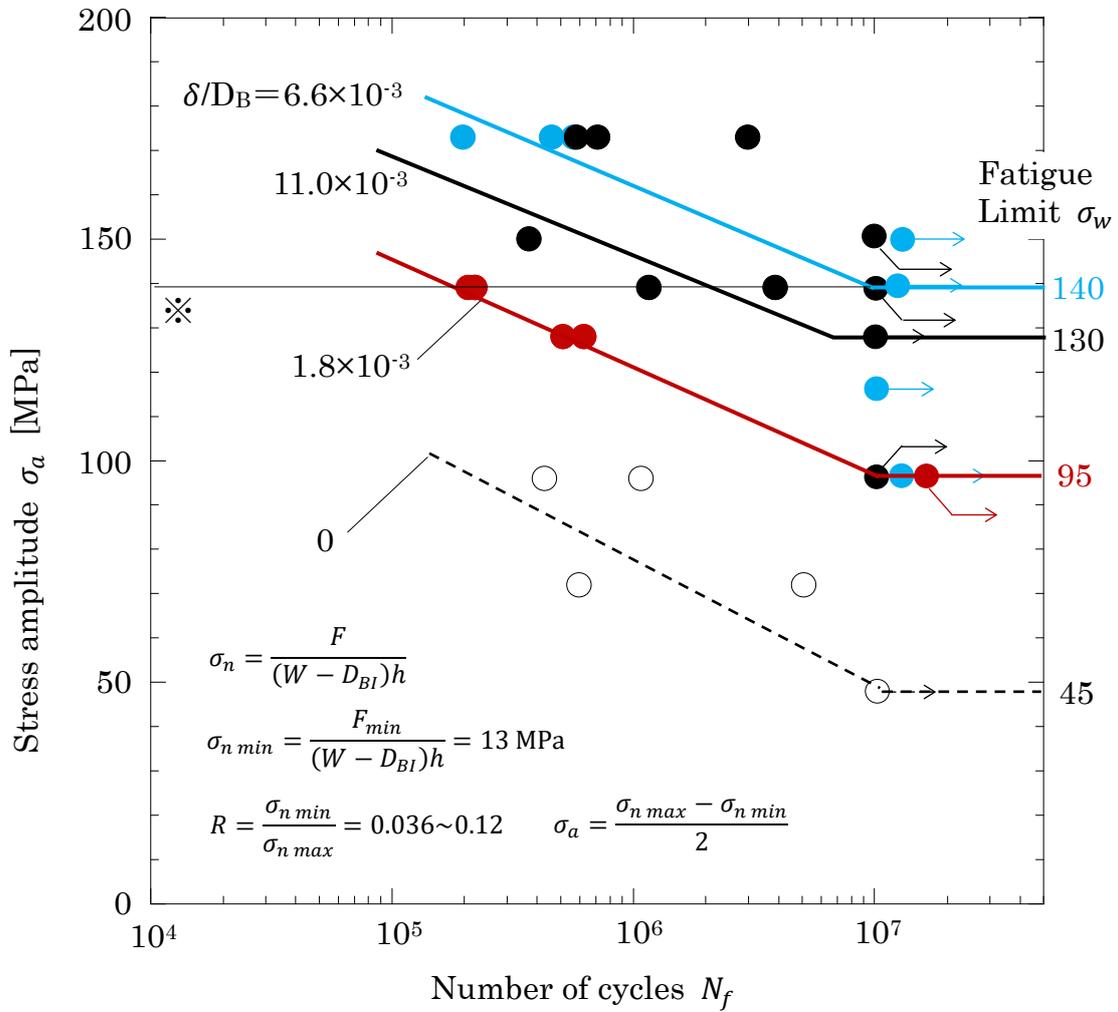


Fig. 32 S-N diagram for test pieces in Fig. 29

※ Maximum load condition F_{max} used for analysis in Fig. 34

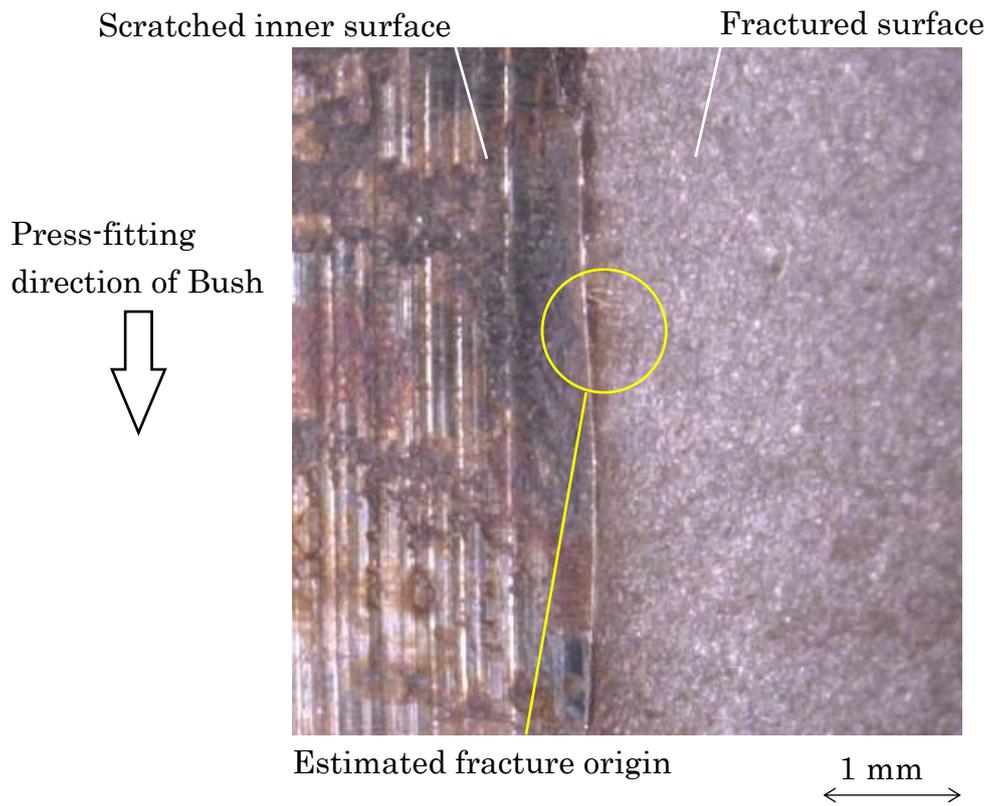


Fig. 33 Damaged hole of the inner plate due to press-fitting when $\delta/D_B=11.0\times 10^{-3}$ after testing

4.3 解析結果と耐久線図による評価

4.3.1 解析方法

図 34 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 16, 図 29 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 32 の S-N 曲線の結果より $\delta/D_B = 6.6 \times 10^{-3}$ 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 $\delta/D_B = 0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$ 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。

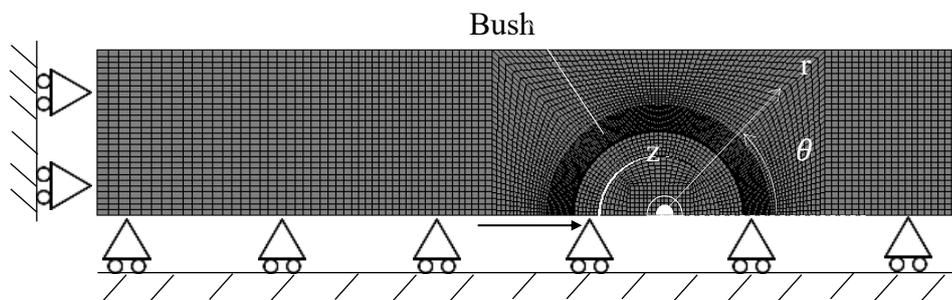
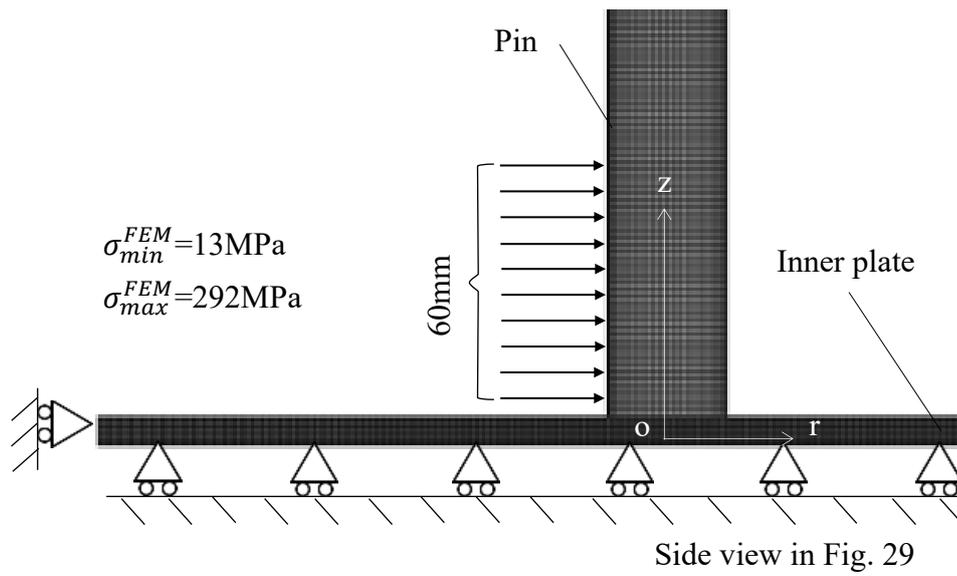


Fig. 34 FEM model and boundary conditions

4.3.2 解析による強度評価

本章においても、プレートの疲労破壊に影響する周方向応力 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 18 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 34 参照）に注目する。

表 19 にそれぞれの圧入率における $F = F_{min}$ 時の平均応力 $\sigma_{\theta min}$ ， $F = F_{max}$ 時の応力振幅 $\sigma_{\theta max}$ を示す。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_B 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_B によらず、ほぼ不変となる結果が得られた。

図 35 は、耐久線図に対比して、表 19 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を示す(式(4) $SF=\overline{OS'}/\overline{OS}$ 参照)。相対安全率 SF が高くなる程、疲労強度が強いことを意味する。ここでは、切欠感を考慮していないので、式(4)による評価は安全側と言える。図 35 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。

図 36 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 $\delta/D_B=0$ 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 36 によれば、解析による SF は、 $\delta/D_B=0$ 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。4.2.3 項で述

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っ掻き傷が見られ、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。

Table 19 Maximum stress $\sigma_{\theta max}$ and minimum stress $\sigma_{\theta min}$, mean stress $\sigma_{\theta m}$ and stress amplitude $\sigma_{\theta a}$ for the inner plate at $\theta=90^\circ$ and $z=0$ [MPa]

δ/D_B [$\times 10^{-3}$]	$\sigma_{\theta min}$ 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

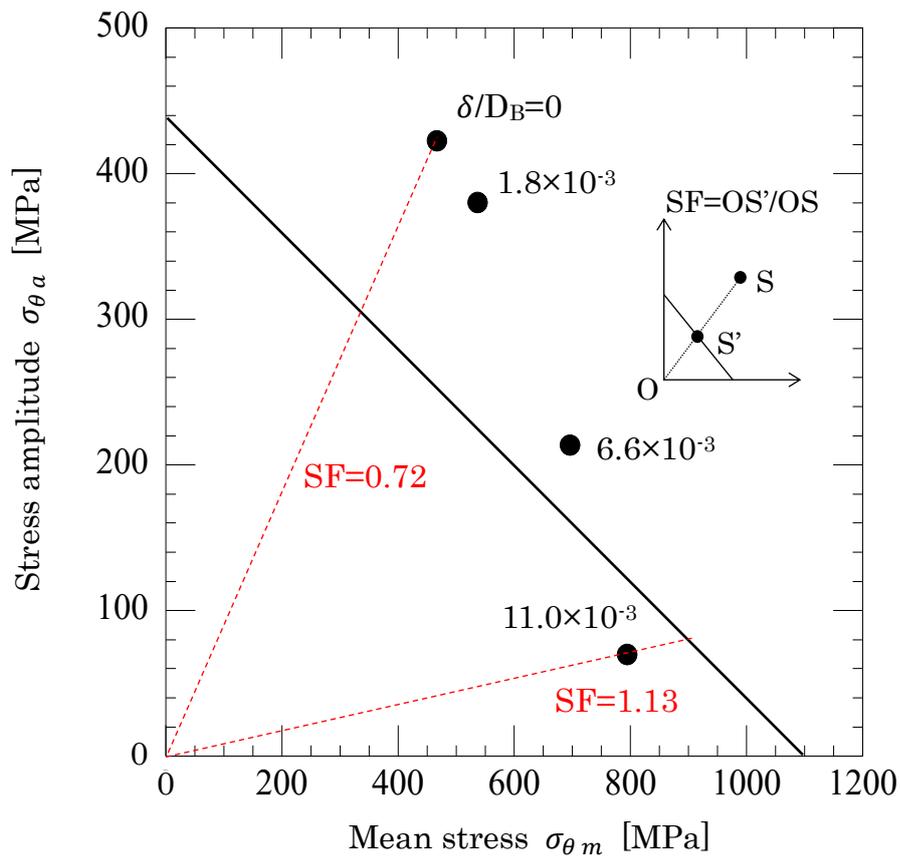


Fig. 35 Fatigue limit diagram for the inner plate

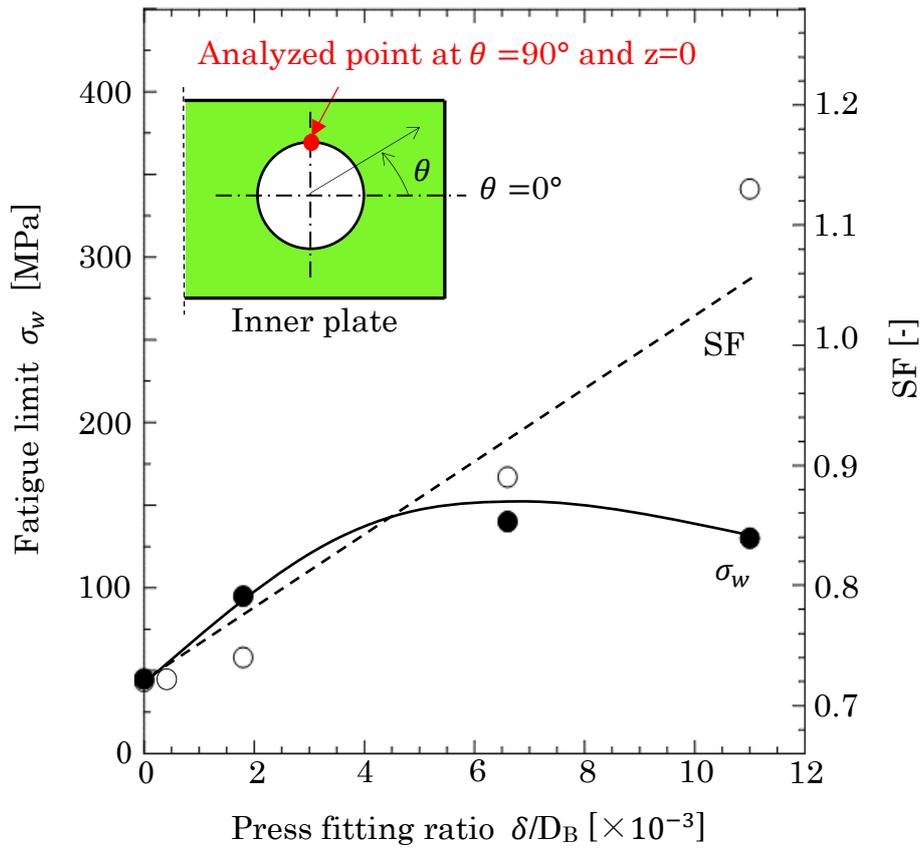


Fig. 36 SF and σ_w by varying $\delta/D_B = 0, 1.8 \times 10^{-3}, 6.6 \times 10^{-3}, 11.0 \times 10^{-3}$

4.4 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、第3章で評価した外プレートと、本章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、中空のブッシュが圧入される（図 37(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 37(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 20, 図 38 に示す。なお、図 38 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_B , 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(8)）に基づく図 38 の内・外プレートの疲労限度 σ_w の一致は、ブッシュが引張荷重を受け持たない先行文献[100]の公称応力 σ_n' （式(9)）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。内プレートとブッシュを一体構造とみなした公称応力の式(8)が、内・外プレートの強度比較に適していることがわかる。

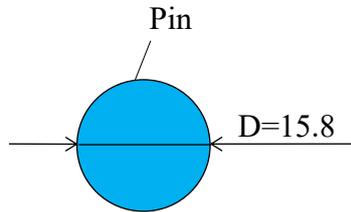
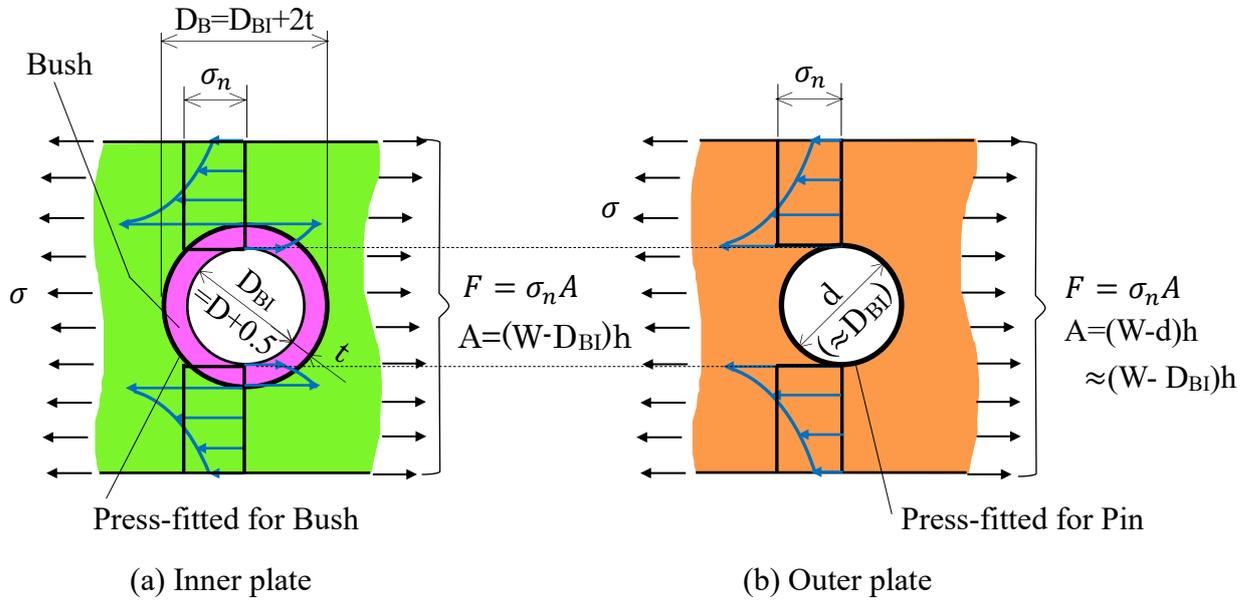


Fig. 37 Definition for nominal stress σ_n [mm]

Table 20 σ_w when the bush press-fitted into the inner plate and the pin press-fitted into the outer plate

$\delta/D_B, \delta/D [\times 10^{-3}]$	0	1.8	2.5	5.1	6.6	9.5	11.0
σ_w for the inner plate in Fig. 32 [MPa]	45	95	---	---	140	---	130
σ_w for the outer plate in Fig. 25 [MPa]	50	---	125	125	---	135	---

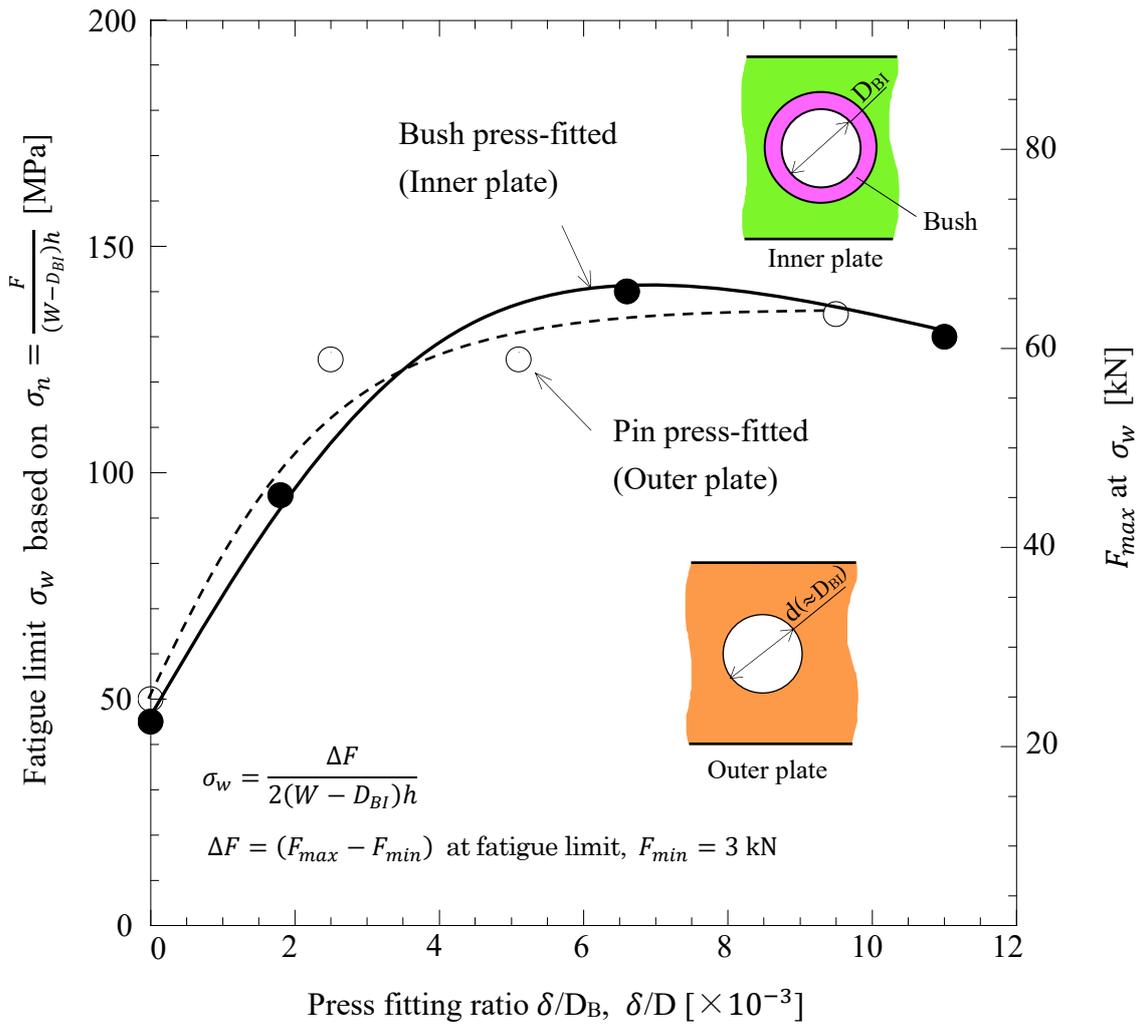


Fig. 38 Comparison σ_w between the inner plate and the outer plate

4.5 結言

本章では、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 $\delta/D_B=0$ と $\delta/D_B=1.8\times 10^{-3}$ 、 6.6×10^{-3} 、 11.0×10^{-3} 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、第 3 章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のようになる。

- (1) 圧入率 $\delta/D_B > 1.8\times 10^{-3}$ で圧入とすることで、 $\delta/D_B=0$ と比べて 2 倍以上疲労限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 $\delta/D_B=11.0\times 10^{-3}$ では、試験結果にばらつきが大きく、中間圧入率 $\delta/D_B=6.6\times 10^{-3}$ よりもむしろ疲労限度が低下する場合もみられた。なお、懸念されたフレット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 $\delta/D_B=11.0\times 10^{-3}$ 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 38 参照)。このことは、ブシュの荷重負担を考慮する式(8)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。

第5章 チェーンのピン，ブッシュ用円筒面摺動式摩耗試験機の開発

5.1 緒言

動力伝達や部品搬送を行う機械要素として，幅広い産業分野で使用されているローラチェーンは，信頼性の高い動力伝達機械要素であるが，一般にチェーンの寿命は切断その他の突発的な事故を除けば，ほとんどの場合，チェーンの伸びによって決まる．チェーンがスプロケット上で噛み合う際，図 39 のピンとブッシュが摺動し，ピン外周とブッシュ内周の摩耗が進行する．これがチェーンの伸びをもたらす．これがチェーンの伸びを進めると，伸びたチェーンがスプロケットに乗り上げる等の不具合をもたらす．このため，チェーンの耐摩耗性を向上させることが，チェーンメーカーの重要な課題の一つとなっている[4,5,72-82]．そこで，本章ではローラチェーンの摩耗について考察する．

ローラチェーンの耐摩耗性の評価は，実物サイズのチェーンとスプロケットを用いたチェーン実体摩耗試験機による評価方法を採用することが多い．しかし，この方法では実体のチェーンとスプロケットを用い，数十リンクのチェーンやプレートを準備する必要があり，これらの準備や据付に多大な費用と工数が必要とされる等の問題がある．このような観点から，使用するチェーンを少なくした試験機の研究も行われているが[101-103]，実機との比較はなされておらず，試験後のピンの摩耗断面が扇形となり，実体のチェーンと異なることから，評価精度に課題が残されている．

更に，近年では従来の鉄鋼材料から，セラミック等の高機能材を用いたチェーンの開発も進んでいる[15]．一例として，加熱炉内で用いるチェーン等は，高温環

境下における耐摩耗性が要求されるため、セラミック製チェーンの実用化が進められているが、実体摩耗試験機による評価は試験片の製作費用を考慮しても実現性は低い。そこで本研究では、チェーン実体との再現性が高く、簡便で高精度な評価ができる新たな「円筒面摺動式摩耗試験機」の開発に取り組む。

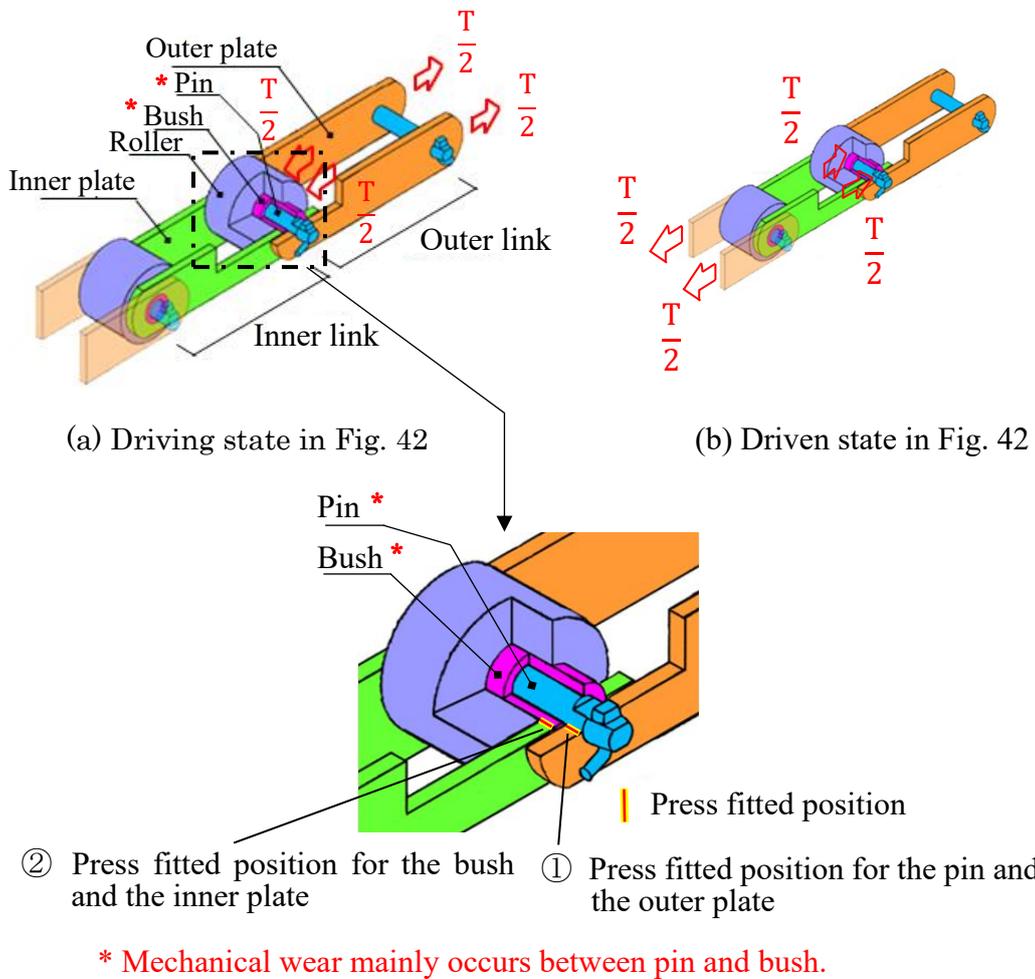


Fig. 39 Schematic illustration of the roller chain whose mechanical wear between pin and bush causes elongation and final failure

5.2 実体チェーンの摩耗と評価方法

5.2.1 チェーンの摩耗のこれまでの評価方法

図 39 は本研究に用いるローラチェーン構成部材各部の組立て状態を示すもので、稼働中の引張り力を T で表している。外プレートと内プレートを引張り方向に交互に組み合わせて連結させたものが基本構造である。外リンクは外プレートにピンを圧入して結合したもの(図 39 の①)を呼び、内リンクは自由に回転できるローラをはめたブシュを内プレートに圧入して結合したもの(図 39 の②)を呼ぶ。これらの圧入により、回転を防ぐことができる。ピンとブシュは滑り軸受け部を構成し、圧力を受けながら滑り摩擦を繰り返す、その累積により時間と共にピンとブシュの摩耗が進行する。図 40 は摩耗によるチェーン伸びが許容限である 2%を超えたために廃棄となったチェーンの摺動部、ピンとブシュの摩耗状況を示す。共に軸直角断面で三日月状に摩耗し、ピンの摩耗深さ W_p (図 40(a)参照)はピン外径の約 17%に達し、ブシュの摩耗深さ W_B (図 40(b)参照)はブシュ肉厚の約 26%に達している。特に断らない限り、ピンとブシュの摩耗深さの合計量($W_p + W_B$)をチェーンの摩耗 W_T と呼ぶ。

このような摩耗の状態を調べるため、図 41 に示すような、実物サイズのチェーンとスプロケットを用いたチェーン実体摩耗試験方法がある[104]。この試験方法は、実体のチェーンとスプロケットを用いるため、最も直接的な評価方法であり、比較的実機の摩耗を再現できている。しかし、試験のために、外プレート、内プレート、ローラといったチェーン構成部品を全て用意する必要があり、チェーンサイズが大きくなるほど、据付や製造に多大な費用・工数を要し、準備に一ヶ月以上有

することもある。そこで本研究では、実体チェーンやプレートを用いなくとも、摺動部材の耐摩耗性を実体チェーンにおける結果と同様に評価できる新たな「円筒面摺動式摩耗試験機」の開発に取り組む。

5.2.2 チェーンの摩耗のメカニズム

5.2.2.1 チェーン伝動におけるチェーンの摩耗発生箇所

図 42 にローラチェーンの一般的な伝動状況を示す。表 21 は、伝動範囲における①ピンとブシュ間の接触荷重 P_c 、と②ピンとブシュの角度変化に伴う摺動、の状態を示す。チェーンの摩耗は①と②が同時に作用することで発生する。位置 A_1 から位置 A_2 に移動する際の範囲 A (図 42, 表 22 参照) と、位置 B_1 から位置 B_2 に移動する際の範囲 B (図 42, 表 22 参照) にて①と②は同時に発生し、他の範囲では同時には発生しない。

ここで角度変化に伴う摺動とは、チェーンがスプロケットに巻き付くことで生じるピン・ブシュの水平位置からの角度のずれを指す。図 42 の範囲 A に注目する。 $\angle OAO' = \theta_A$ と定義すると、 $0 \leq \theta_A \leq \theta_0$ 、 $P_c = T$ である。ここで θ_0 はスプロケットの歯の等間隔角度を示し、スプロケットの歯数を N_T とすると、 $\theta_0 = 2\pi/N_T$ である。注目するピン、ブシュを黒丸で示す。図 42 の位置 A_1 に黒丸があるとき、 $\angle OAO' = 0$ である。黒丸が位置 A_2 に移動すると、チェーンがスプロケットに巻き付くことで外プレートと内プレートに屈曲角度が生じ、 $\angle OAO' = \theta_0$ となる。ピンは外プレートに、ブシュは内プレートに圧入固定されているため、外プレートと内プレートの屈曲角度は、ピンとブシュのずれの角度と等しい。ピン・ブシュに角度差が生じ、接触荷重 P_c が作用するため、範囲 A で摩擦・摩耗が生じる。

範囲 B についても、範囲 A と同様である。 $\angle OBO' = \theta_B$ と定義すると、 $0 \leq \theta_B \leq \theta_0$ 、 $P_c = T$ である。図 42 の位置 B_1 に黒丸があるとき、 $\angle OBO' = \theta_0$ である。黒丸が位置 B_2 に移動すると、 $\angle OBO' = 0$ となる。ピン・ブシュに角度差が生じ、接触荷重 P_c

が作用するため、範囲 B で摩擦・摩耗が生じる。

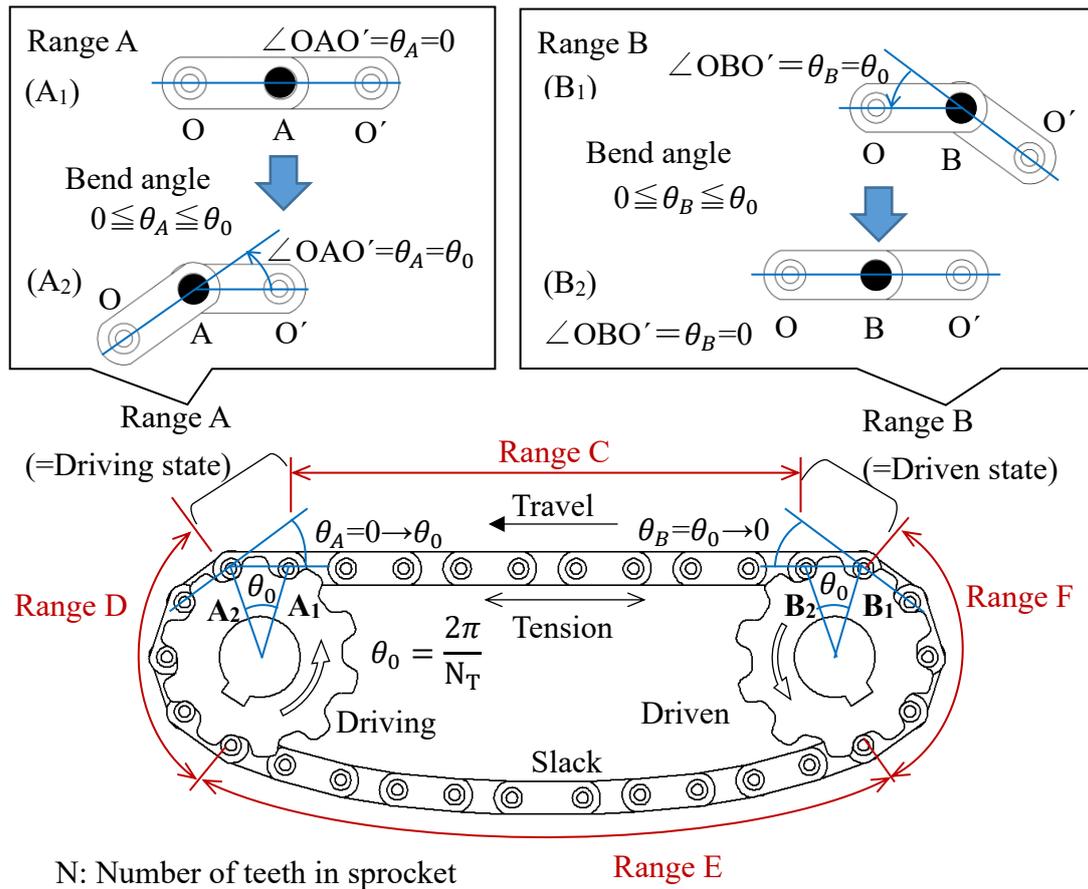


Fig. 42 Illustration for the range A, B, C, D, E, F, each of which has distinct mechanical state in the roller chain

Table 21 Variation of tensile load and bend angle

Range	Tensile load	Bend angle	Wear
A	T	Changing as $\theta_A=0 \rightarrow \theta_0$	Appears
B	T	Changing as $\theta_B=\theta_0 \rightarrow 0$	Appears
C	T	Fixed as $\theta_C=0$	Not appears
D	T \rightarrow 0	Fixed as $\theta_D=\theta_0$	Not appears
E	0	$\theta_E \doteq 0$ Depending on the slack of the chain	Not appears
F	0 \rightarrow T	Fixed as $\theta_F=\theta_0$	Not appears

Table 22 Definition of position A_1, A_2, B_1, B_2 and θ_0 in range A, B shown in Fig. 42

Items	Definition
Position A_1	The chain starts engaging with the sprocket under tension in the driving side.
Position A_2	The chain is bent at angle θ_0 under tension in the driving side.
Position B_1	The chain starts to move away from the sprocket under tension in the driven side.
Position B_2	The chain is bent at angle θ_0 under tension in the driven side.
Angle θ_0	The angle specifies the interval of sprocket teeth as $\theta_0 = \frac{2\pi}{N_T}$, where N_T is the number of teeth in sprocket.

5.2.2.2 ピンおよびブシユの摺動状態

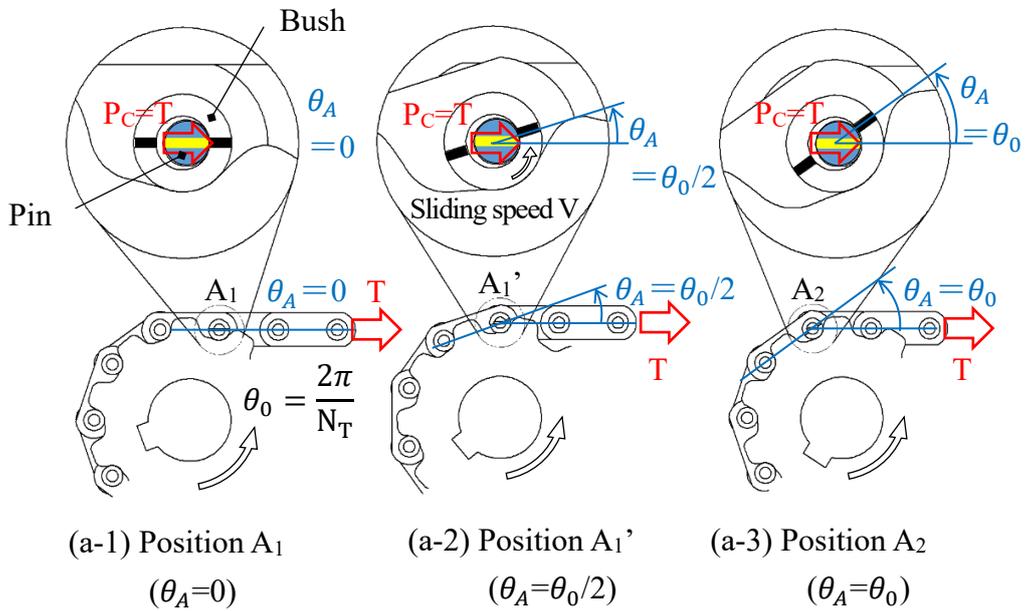
チェーンの摩擦挙動は、摩耗が発生する図 42 の範囲 A と範囲 B の 2 区間でのピンとブシユの摺動動作に注目すれば良い。そこで、範囲 A と範囲 B のピン・ブシユの摺動状態について、図 43 を用いて説明する。なお、図 43 はスプロケットの歯が外リンクに入った場合を示し、ローラの絵は省略する。図 43(a)は図 42 の範囲 A を示し、図 43(b)は図 42 の範囲 B を示す。

図 43(a)に示す駆動側について説明する。図 43(a-1)は位置 A_1 と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_A = 0$ である。図 43(a-3)は位置 A_2 と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_A = \theta_0$ である。図 43(a-2)は、屈曲角度 $\theta_A = \theta_0/2$ の位置を示す。駆動側では、スプロケットがチェーンのローラを押すことで発生したチェーン張力により、ピンとブシユ間に接触荷重 $P_c=T$ が生じ、押圧状態となる。この状態のまま、スプロケットの回転と共に、ブシユが反時計回りに回転する(図 43(a-2))。スプロケットの歯の等間隔角度 θ_0 分回転した時点で、ブシユの摺動が止まる(図 43(a-3))。ブシユ内面の周速度を摺動速度 V とする。図 43(a)に示すように、ブシユの摺動角度 θ_A はスプロケットの回転角度と等しく、ブシユの回転速度はスプロケットの回転速度と等しい。すなわち駆動側では、接触荷重 $P_c=T$ の押圧状態でピンが固定され、ブシユが摺動速度 V で角度 θ_0 回転する摺動を示す。

次に従動側について説明する。図 43(b-1)は、図 42 の位置 B_1 と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_B = \theta_0$ である。図 43(b-3)は、図 42 の位置 B_2 と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_B = 0$ である。図 43(b-2)は、屈曲角度 $\theta_B = \theta_0/2$ の位置を示す。従動側では、駆動側でチェーン張力 T が発生するので、ピンとブシユ間に接触荷重 $P_c=T$ が

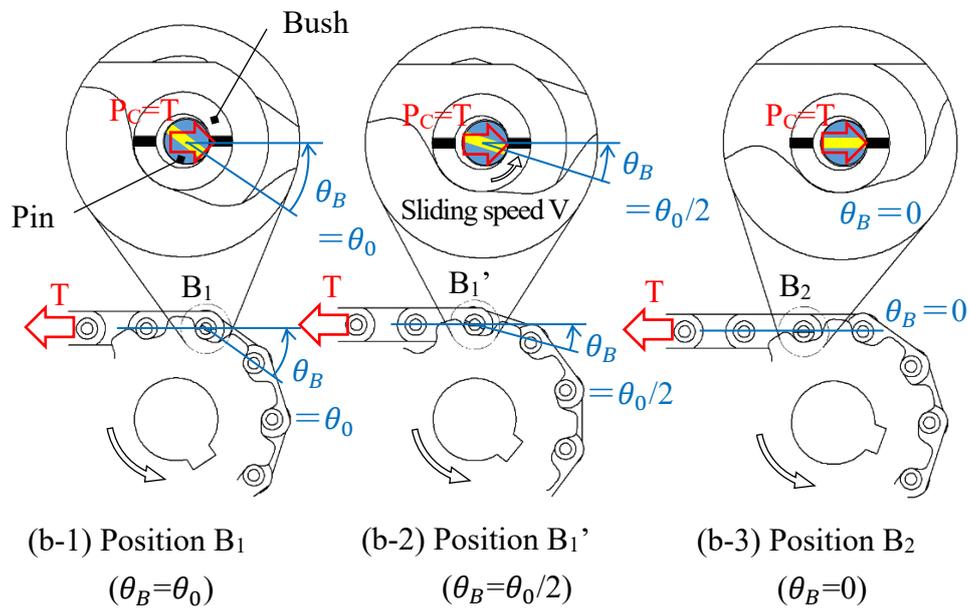
生じ、押圧状態となる。この状態のまま、スプロケットの回転と共に、ピンが反時計回りに回転する（図 43(b-2)）。スプロケットの歯の等間隔角度 θ_0 分回転した時点で、ピンの摺動が止まる（図 43(b-3)）。すなわち従動側では、接触荷重 $P_c=T$ の押圧状態でブッシュが固定され、ピンが摺動速度 V で角度 θ_0 回転する摺動を示す。

チェーンが駆動、従動のスプロケットを経て1周すると、ピンとブッシュの位置関係が初期の水平状態に戻るため、チェーン1周あたり1往復の揺動摩擦と見える。しかし、その実態は、駆動側の図43(a)では、ピン固定でブッシュが摺動し、従動側の図43(b)では、ブッシュ固定でピンが摺動する複雑な摩擦挙動をしている。これがチェーンの摩擦のメカニズムである。



Position A_1' is located between Position A_1 and A_2

(a) Sprocket driving state (Position A_1 to A_2)



Position B_1' is located between Position B_1 and B_2

(b) Sprocket driven state (Position B_1 to B_2)

Fig. 43 Load and sliding condition of the driving state and the driven state

5.3 ピンとブシユの摩擦挙動を再現する試験機の開発

5.3.1 開発試験機設計指針

チェーン実体摩耗試験は、最も直接的な評価方法であるが、チェーンの準備や据付に多大な工数と費用が必要とされる。チェーン実体摩耗試験機より簡易な方法で、チェーン実体の摩擦条件を可能な限り再現させることで、チェーン実体摩耗試験機と同様の評価が可能な試験装置の開発を試み、開発試験機の指針を①②とした。

①ピン・ブシユの実際の摺動を可能な限り実現する

②試験装置の単純化を目的に、最小限の部品構成とする

チェーン実体摩耗試験では、チェーンとスプロケットの噛合い時の振動や、チェーンを構成する部品の製造公差や組立、装置への据付誤差等により、試験結果にばらつきが生じやすい。そこで指針②より、ピンを想定した中実軸とブシユを想定した円筒物の2部品のみを用いて、外プレート、内プレート、ローラを用いない構造とした。このことで、再現性の向上、試験片製作費や納期の削減作業効率の向上、および作業効率の向上を見込んだ。なお、表面処理等、試験片の製作上の簡易性を考慮して、試験片は実製品に準拠する寸法とした。

5.3.2 ピン、ブシユの摩擦挙動の再現

図44は開発試験機とチェーン実体における、ピンとブシユの表面の摺動方向を示したものである。指針①より、開発試験機の動作は、ピンを固定しブシユを往復摺動させる構造とした。図44に示すように、チェーン実体では、ピン固定でブシユが摺動する状態と、ブシユ固定でピンが摺動する状態を繰り返す。ここで、チェー

ンの伸びに影響するチェーン引張り方向のピンとブシュの接点，点 P・Q（図 44 参照）に注目すると，それぞれの摺動方向は往復を示す．開発試験機もチェーン実体と同様に，ピンとブシュの接点を往復摺動させることで，チェーン実体と同様の評価が可能と考え，開発試験機に往復摺動摩擦機構を採用した．この機構は，ピンを一定荷重で押圧しながら，ブシュを揺動させればよく，開発試験機の制御も容易であることから，試験精度の向上も見込める．なお，摺動方向の詳細な説明を 5.7 節の付録に示した．

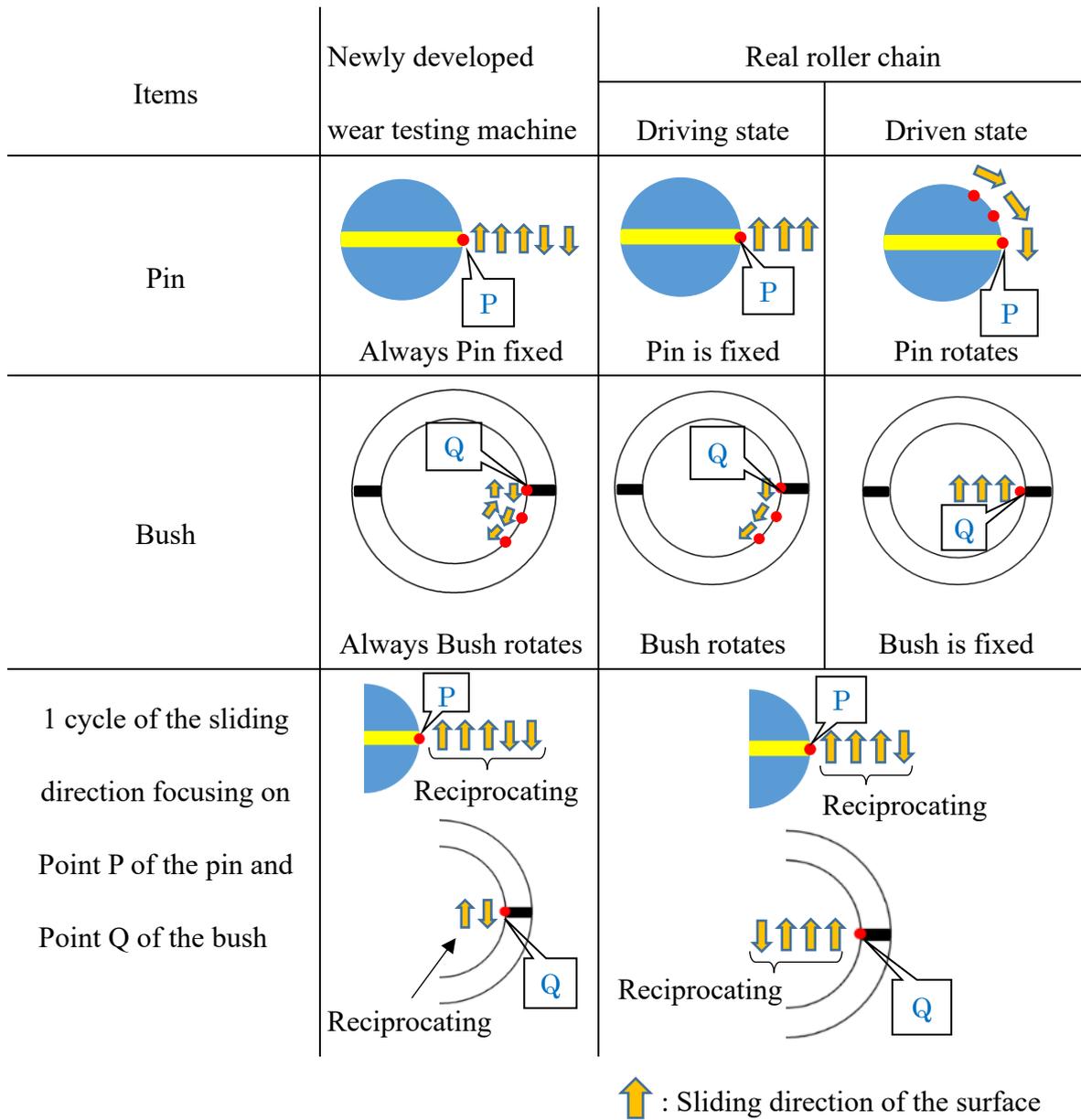


Fig. 44 Comparison of the sliding direction of the surface

5.3.3 摺動試験部分の構造と概説

図 45 に開発試験機の構造の概略を示す。試験片のブッシュは、ホルダに圧入固定される。ホルダは治具 A, B に固定されるため、組み上がった治具と試験片ブッシュは一体構造となる。ブッシュの内径にピンを挿入し、試験機のモータシャフトと治具 A を連結する。モータを運転させて、ブッシュを摺動させる。ピンをブッシュに押し付けるために、ブッシュ端面から飛び出したピンの両端を油圧シリンダにより水平方向に押圧する。押圧されたピンは回転しないため、ブッシュを揺動させれば、ピンを固定したブッシュの往復摺動摩擦となる。更に往復摺動を 1 サイクルとし、摺動終わりから開始までのアイドリング時間を設定できるようにした。油圧シリンダは水平方向に移動し、ピンおよびブッシュが摩耗しても、ピンとブッシュ間の接触圧力を一定に保つ。ピン中心の移動量を計測することで、ピンとブッシュを取り外すことなく、ピン・ブッシュの合計摩耗量を計測可能とした。なお、実体チェーンでは、ピンとブッシュの摺動により摩耗粉が生成され、振動によりピンとブッシュの隙間から排出される。開発試験機は、摺動部が少なく振動が生じにくいため、摩耗粉が堆積しやすい。そこで、負荷方向を水平方向とし、ブッシュの鉛直上下方向に孔を設けた。図 46 に試験片の断面と摩耗粉の流れを示す。

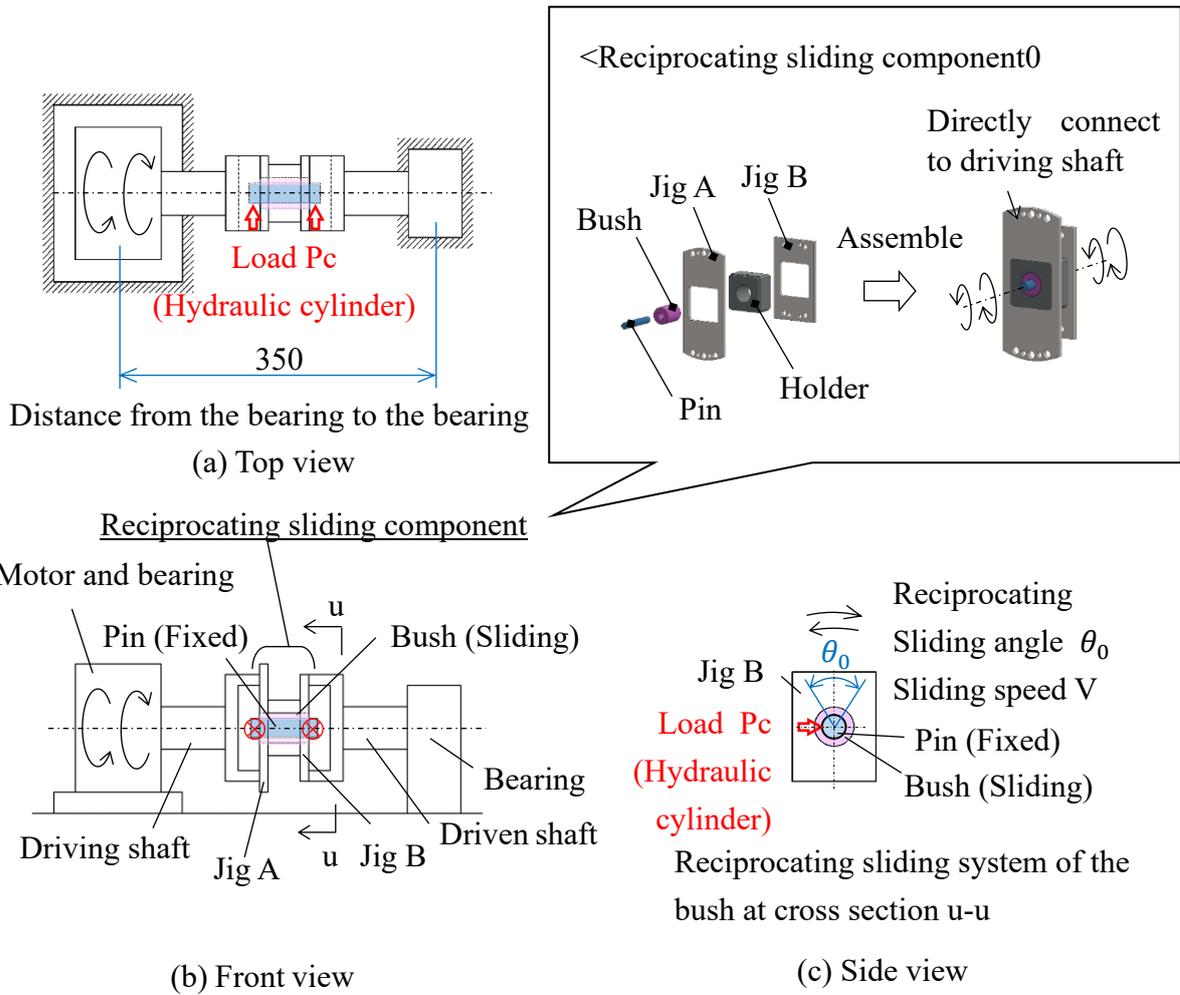


Fig. 45 Schematic illustration of the newly developed wear testing machine

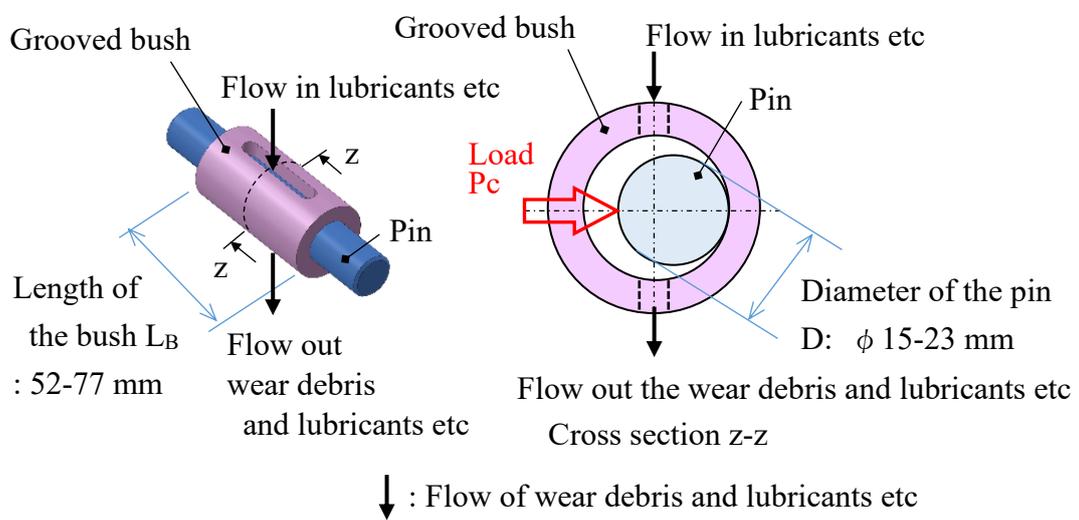


Fig. 46 Grooved bush to remove the wear debris and lubricants

5.3.4 開発試験機の仕様

図 47 に開発試験機の揺動部の外観を示す。ピン径 $D=10\sim 100\text{mm}$ を視野に、ここではピン径 $D=15\text{mm}\sim 23\text{mm}$ を試験対象とし、開発試験機の仕様を決めた。表 23 に開発試験機の仕様を示す。

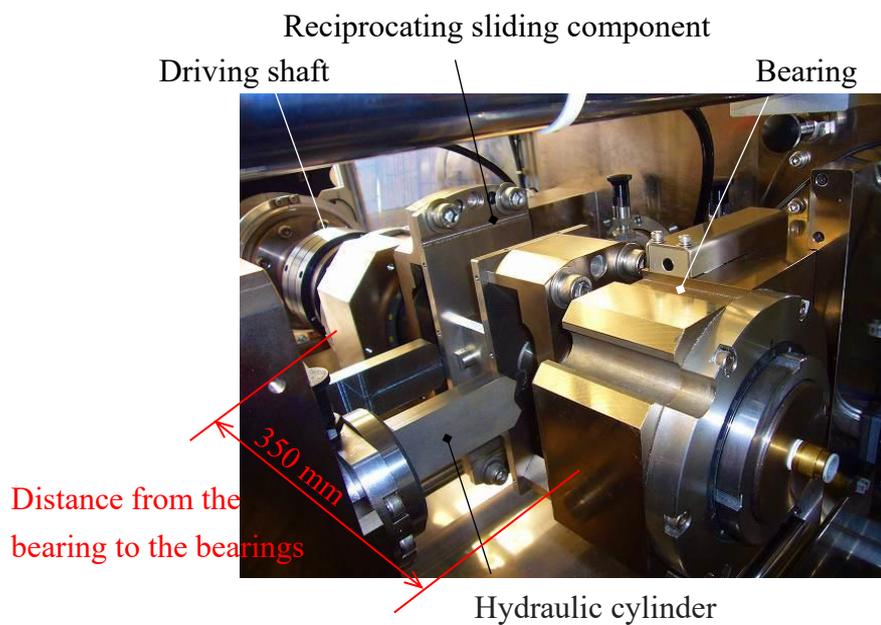


Fig. 47 Photograph of the newly developed wear testing machine

Table 23 Specification of the newly developed wear testing machine

Whole size		1700×1300×1800 [mm]
Load	P_c	700-80,000 [N]
Average sliding speed	V	0.01-7 [m/min]
Idling time		0.01-9.99 [sec]
Sliding angle	θ_0	0.2-72 [degree]
Diameter of the pin	D	ϕ 15-23 [mm]
Diameter of the bush	D_B	ϕ 22-40 [mm]
Inside diameter of the bush	D_{BI}	ϕ 16-24 [mm]
Length of the pin	L_P	68-100 [mm]
Length of the bush	L_B	52-77 [mm]
Length of the sliding area		52-77 [mm]

5.4 開発試験機とチェーン実体摩耗試験機を用いた同一条件での摩耗試験

5.4.1 試験片仕様と試験条件

開発試験機における寸法、荷重および摺動速度はチェーン実体摩耗試験機（図 41(b)参照，以下実体試験機とする）と同一とした。ここでは，試験片寸法は，ピン外径 $D=15.8\text{mm}$ （図 48(a)参照），ブシュ内径 $D_{BI}=16.3\text{mm}$ ，ブシュ長さ $L_B=52.9\text{mm}$ （図 48(b)参照）とし，ピンの材質は SCM435，ブシュの材質は SCM415 とした。それぞれの化学成分を表 24 に示す。表 25 に機械的性質および加工方法を示す。開発試験機用のピンおよびブシュは旋盤加工とした。一方，実体試験機用のピンは冷間鍛造，ブシュは冷間引抜加工とした。それぞれの試験片は，そのままの状態ですら試験に供したため，表面状態が異なる。

図 49，50 は表面状態の違いを写真で示したものである。図 49 に開発試験機に用いたピンとブシュの軸方向断面観察図を示す。図 49(a-2)のピン，図 49(b-2)のブシュによれば，断面の最表面に旋盤加工痕が見られ，目立った酸化被膜は見られない。なお，図 49(a-1)より，ピンには顕著な圧延フローが観察される。図 50 は実体試験機に用いたピン，ブシュの軸方向断面観察図を示す。図 50(a-2)のピン，図 50(b-2)のブシュに注目すると，断面の最表面に厚さ $20\mu\text{m}$ 程の酸化被膜が見られる。両者の違いが後述する初期摩耗に差をもたらす。

表 26 に試験条件を示す。チェーン使用時は，耐摩耗性を向上させるため，摺動面へグリース等の潤滑剤の塗布が推奨されている。しかし，ここでは材料の摩耗に対する試験方法の差を明らかにするため，摺動面を脱脂し，潤滑による外乱要因を除いた。予備試験において，開発試験機ではばらつきが小さいことを確認できてい

たため、本試験の試験本数は、開発試験機で3セット、実体試験機で2セットとした。開発試験機は、ブシュが1往復摺動する毎に1サイクルとカウントし、実体試験機は、チェーンが装置を1周する毎に1サイクルとカウントする。サイクル数Nは、実設備における1年稼動を想定し $N=25 \times 10^4$ 回以上とした。なお開発試験機と実体試験機は、摺動終わりから開始までのアイドル時間が異なるが、ここでは考慮していない。

摩耗量の測定方法について示す。ローラチェーンにおいては、ピンとブシュの摩耗の合計量がチェーンの伸びをもたらすため、ピンの摩耗量 W_P (図 40 参照) とブシュの摩耗量 W_B (図 40 参照) を合計した摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ で評価する。開発試験機では、ピン中心の変化量を測定したものが W_T に相当する。実体試験機では、稼動した張力を保持した引張り側(図 41 参照)でチェーンの長さの変化を測定し、測定範囲内に含まれるピンとブシュの数量で除したものが W_T に相当する。このような軸芯の変化を測定する方法は、両試験共、試験途中で試験片を取り外す必要が無く、試験中断の影響を最小限にできる。

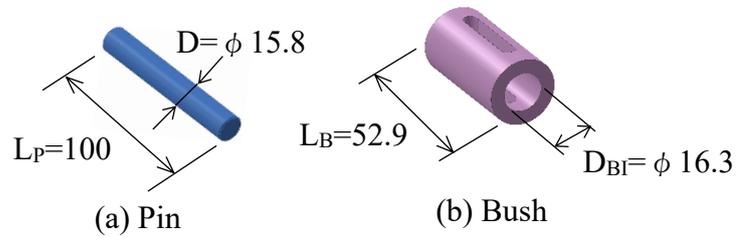


Fig. 48 Size of the pin and the bush for wear testing [mm]

Table 24 Chemical composition of specimens [%]

Testing machine	Newly developed wear testing		Conventional chain type testing	
	Pin	Bush	Pin	Bush
Material	SCM435	SCM415	SCM435	SCM415
C	0.37	0.17	0.35	0.15
Si	0.26	0.30	0.19	0.21
Mn	0.81	0.78	0.76	0.76
P	0.023	0.016	0.014	0.013
S	0.023	0.012	0.020	0.013
Cr	1.11	0.90	1.12	0.98
Mo	0.15	0.15	0.16	0.18

Table 25 Surface properties of the pin and the bush

Testing machine	Newly developed wear testing		Conventional chain type wear testing	
Items	Pin	Bush	Pin	Bush
Hardness [HRC]	55.4	59.1	55.0	59.6
Surface roughness Ry [μm]	6.4	12.0	13.6	5.4
Fabrication process	Lathe turning →Heat-treatment →Shotblasting		Cold forging →Heat-treatment →Shotblasting	Cold-drawn pipe →Heat-treatment →Shotblasting

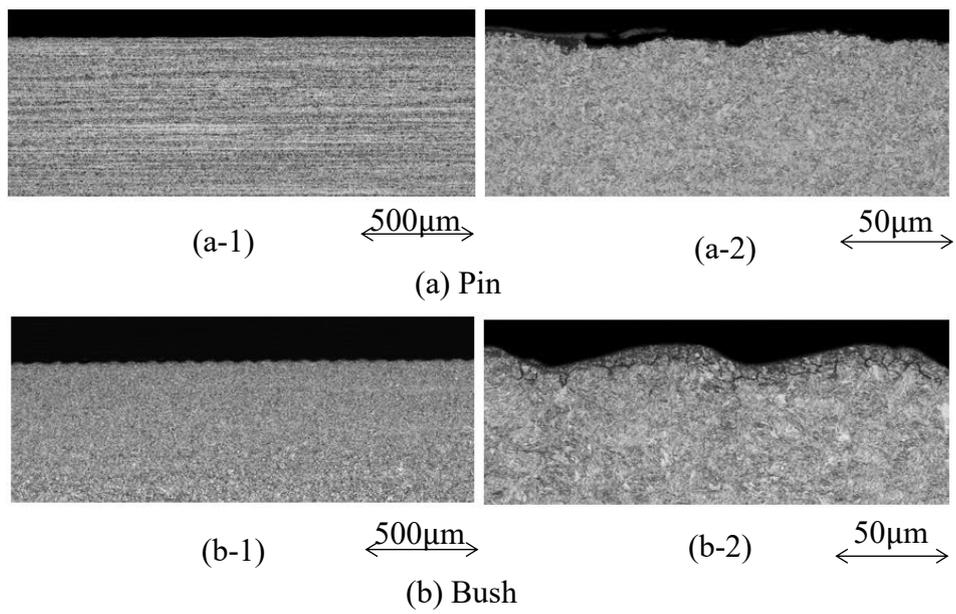


Fig. 49 Axial cross section of the near surface of the pin and the bush used for the newly developed wear testing (5% Nital etching)

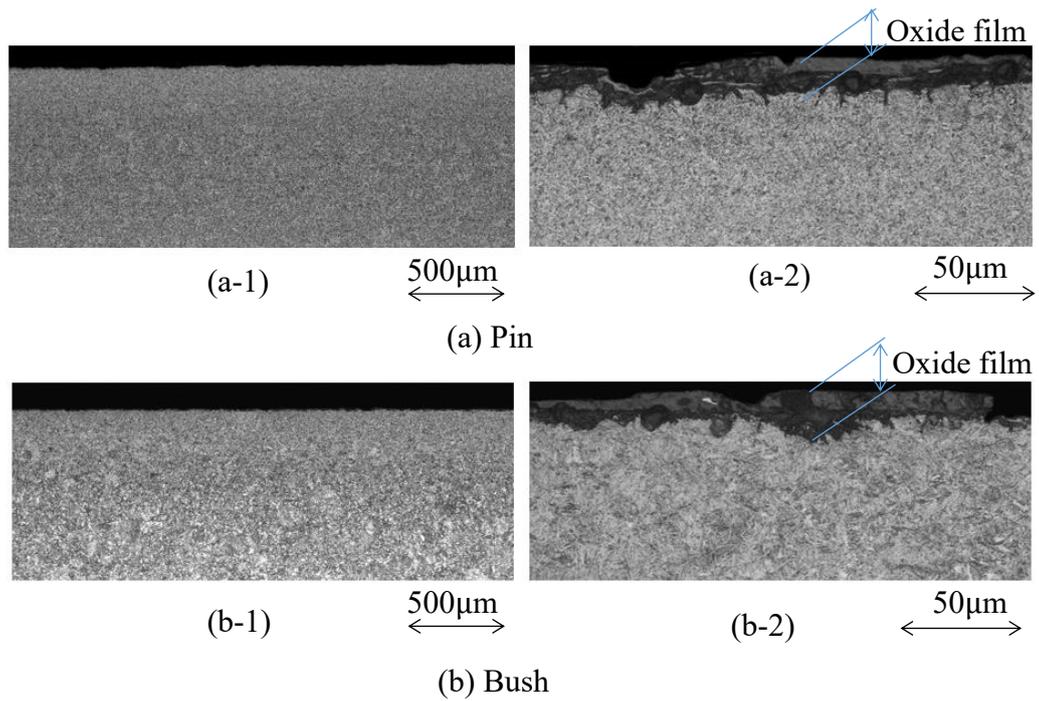


Fig. 50 Axial cross section of the near surface of the pin and the bush used for the conventional chain type wear testing (5% Nital etching)

Table 26 Comparison of testing condition

Items		Newly developed wear testing	Conventional chain type wear testing
Idling time per one cycle		0.6 [sec]	5.1 [sec]
Definition of one cycle	N	Reciprocation	Revolving
Load	Pc	29,500 [N]	
Average sliding speed	V	2.19 [m/min]	
Sliding angle	θ_0	32.7 [degree]	
Condition of sliding surface		Dry	

5.4.2 摩耗試験結果

図 51 と表 27 は、開発試験機と実体試験機の摩耗試験結果であり、サイクル数 N に対する摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ を示す。ここで開発試験機の摩耗量を W_T^N 、実体試験機の摩耗量を W_T^C とする。それぞれの試験片を比較できるサイクル数 $N=25 \times 10^4$ 回時（図 51 の F）の摩耗量は、開発試験機 $W_T^N=0.85 \sim 0.93\text{mm}$ 、実体試験機 $W_T^C=0.69 \sim 0.84\text{mm}$ であり、開発試験機のほうが大きい。摩耗曲線に注目すると、開発試験機、実体試験機共に試験初期の摩耗速度が大きく、その後はほぼ一定の傾きで推移し、摩耗量がほぼ 1mm を超えた後、傾きがやや大きくなる。試験初期の曲線の立ち上がりは、初期摩耗と呼ばれる状態で、サイクル数がほぼ $N=3 \times 10^4$ 回まで続き、その後定常摩耗に遷移する。このような遷移現象は、繰り返しを伴う金属の凝着摩耗において一般的にみられる現象である[105,106]。

試験片による摩耗量のばらつきに注目すると、サイクル数 $N=3 \times 10^4$ 回時（図 51 の E）、開発試験機では 0.03mm 、実体試験機では 0.07mm である。同様にサイクル数 $N=25 \times 10^4$ 回時（図 51 の F）、開発試験機では 0.08mm 、実体試験機では 0.15mm である。このように開発試験機では、試験片による摩耗量のばらつきは、実体試験機の半分程度と小さい。この結果は、開発目標に合致するものである。なお、両試験機の摩耗曲線の考察は、次節で述べる。

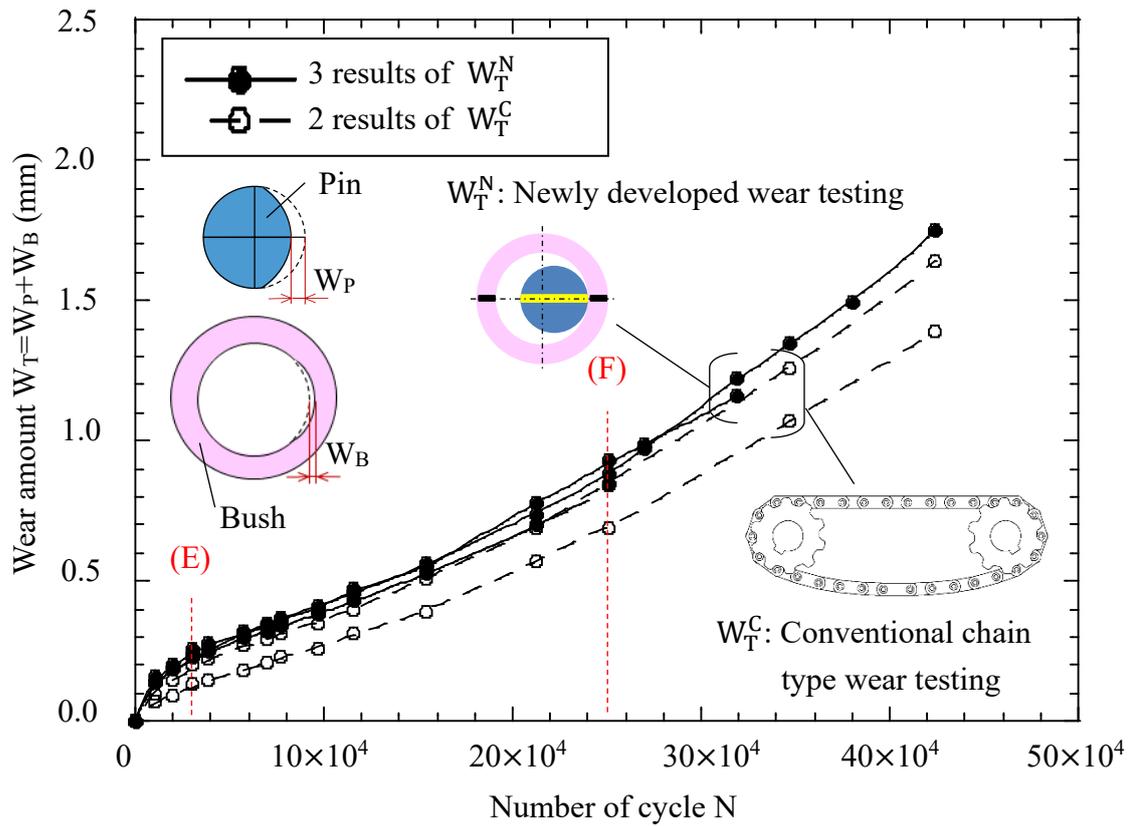


Fig. 51 Comparison of the wear amount between W_T^N (newly developed) and W_T^C (conventional)

Table 27 Definition and comparison between wear amount W_T^N and W_T^C measured from the displacement amount of the hydraulic cylinder for W_T^N , and from the chain elongation for W_T^C

$$W_T^N|_{\ell} = \sum W_T^N/3 = (\text{No. 1} + \text{No. 2} + \text{No. 3})/3$$

$$\Delta W_T^N = W_T^N|_{\ell+1} - W_T^N|_{\ell}$$

$$W_T^C|_{\ell} = \sum W_T^C/2 = (\text{No. 1} + \text{No. 2})/2$$

$$\Delta W_T^C = W_T^C|_{\ell+1} - W_T^C|_{\ell}$$

ℓ	Number of cycle N ($\times 10^4$)	Wear amount $W_T = W_P + W_B$ [mm]								
		W_T^N : Newly developed wear testing					W_T^C : Conventional chain type wear testing			
		No.1	No.2	No.3	$W_T^N _{\ell}$	ΔW_T^N	No.1	No.2	$W_T^C _{\ell}$	ΔW_T^C
1	1.0	0.14	0.16	0.14	0.147	0.147	0.10	0.07	0.085	0.085
2	2.0	0.19	0.20	0.19	0.193	0.046	0.15	0.09	0.120	0.035
3	3.0	0.24	0.26	0.23	0.243	0.050	0.20	0.13	0.165	0.045
4	3.9	0.26	0.28	0.25	0.263	0.020	0.22	0.15	0.185	0.020
5	5.8	0.32	0.31	0.30	0.310	0.047	0.27	0.18	0.225	0.040
6	7.0	0.35	0.34	0.32	0.337	0.027	0.29	0.21	0.250	0.025
7	7.7	0.37	0.36	0.34	0.357	0.020	0.31	0.23	0.270	0.020
8	9.6	0.41	0.40	0.38	0.397	0.040	0.35	0.26	0.305	0.035
9	12.0	0.46	0.47	0.43	0.453	0.056	0.40	0.31	0.355	0.050
10	15.0	0.56	0.55	0.53	0.547	0.094	0.51	0.39	0.450	0.095
11	21.0	0.74	0.78	0.70	0.740	0.193	0.69	0.57	0.630	0.180
12	25.0	0.88	0.93	0.85	0.887	0.147	0.84	0.69	0.765	0.135
--	27.0	0.97	0.99	---	0.980	---	---	---	---	---
--	32.0	1.22	1.16	---	1.190	---	---	---	---	---
13	35.0	1.35	---	---	1.350	0.463	1.26	1.07	1.165	0.400
--	38.0	1.50	---	---	1.500	---	---	---	---	---
14	42.0	1.75	---	---	1.750	0.400	1.64	1.39	1.515	0.350

5.5 開発試験機とチェーン実体摩耗試験機の摩耗状態の比較と考察

5.5.1 定常摩耗時における摩耗速度の比較

摩耗試験片と同じピン径 $D=15.8\text{mm}$ を用いた実体チェーンにおける許容摩耗量は通常 3mm である。これに対し、同一ピン径を用いた本研究の摩耗試験では、図 51 より両試験機共に $0 < N < 3 \times 10^4$ 回の範囲で初期摩耗が生じている。その初期摩耗量は開発試験機で $W_T^N|_{\ell} = 0.24\text{mm}$ 、実体試験機で $W_T^C|_{\ell} = 0.17\text{mm}$ であり、それぞれは実体許容摩耗比 8% 、 6% に相当する。すなわち、実設備における許容摩耗量の 90% 超は定常摩耗に支配されるため、材料の摩耗に対する試験方法の比較は、定常摩耗で行う必要がある。そこで、初期摩耗と定常摩耗との区別を明確にし、定常摩耗における摩耗特性を比較する目的で、摩耗速度に注目する。

サイクル数あたりの摩耗量から求められる摩耗速度 dW_T/dN は、開発試験機では dW_T^N/dN 、実体試験機では dW_T^C/dN で表され、それぞれ式(10)(11)により求めることができる。なお、両試験機の摩耗量は、表 27 の平均摩耗量 ΔW_T^N 、 ΔW_T^C を用いた。

$$\frac{dW_T^N}{dN} \cong \frac{dW_T^N}{\Delta N}, \Delta W_T^N = W_T^N|_{\ell+1} - W_T^N|_{\ell} \quad \text{in Table 27} \quad (10)$$

$$\frac{dW_T^C}{dN} \cong \frac{dW_T^C}{\Delta N}, \Delta W_T^C = W_T^C|_{\ell+1} - W_T^C|_{\ell} \quad \text{in Table 27} \quad (11)$$

計算の一例を以下に示す。表 27 より、サイクル数 $N=21 \times 10^4 \sim 25 \times 10^4$ 回における開発試験機の摩耗量 $\Delta W_T^N = 0.147\text{mm}$ である。式(10)より、摩耗速度 $dW_T^N/dN = 3.68 \times 10^{-6} \text{mm/cycle}$ が求まる。

$$\frac{dW_T^N}{dN} \cong \frac{dW_T^N}{\Delta N} = \frac{0.147}{25 \times 10^4 - 21 \times 10^4} = 3.68 \times 10^{-6} \text{mm/cycle}$$

式(10)(11)を用いて算出した両試験機の摩耗速度を図 52 に示す. 図 52 では, サイクル数 N は測定区間の中央値をプロットした ($N=21 \times 10^4 \sim 25 \times 10^4$ 回では, 23×10^4 回にプロット). 両試験機の摩耗速度は, サイクル数 $N=3 \times 10^4$ 回までの初期摩耗 (図 52 の G) では異なるが, それ以降の定常摩耗においてはほぼ一致している.

ここで, 試験初期における開発試験機と実体試験機の摩耗速度の違いについて考察する. 初期摩耗に影響を及ぼす試験片の表面性状に注目すると, 開発試験機用のピン, ブシュの表面は旋盤加工面 (図 49 参照) であり, 目立った酸化被膜は見られない. これに対し, 実体試験機用のピン, ブシュの表面には, 酸化被膜が厚く形成されている (図 50 参照). 乾燥摩擦においては, 金属表面に形成される酸化被膜が摩擦面に存在すると, 金属同士の凝着が妨げられ, 摩擦摩耗において有効に作用する [107-109]. 酸化被膜と旋盤加工面の影響により, 開発試験機は, 実体試験機よりも試験初期の摩耗が多かったと推測される. また, 実体試験機における No.1 と No.2 の試験初期のばらつきは, 酸化被膜が厚く不安定な状態で形成されている影響と推測される. 摺動を繰返し, 摺動面に摩耗粉が付着することで, 金属同士の接触が少なくなり, 製作方法による表面状態の影響が小さくなると, 開発試験機と実体試験機の摩耗速度の差は 15%以下と小さくなる. サイクル数 $N=3 \times 10^4$ 回以降 (開発試験機の摩耗量 $W_T^N \Big|_{\ell} = 0.24\text{mm}$ 以上) がこれに該当する.

表 28 に試験終了後, 装置から取外し実測したピンの摩耗量 W_P , ブシュの摩耗量 W_B , 合計摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ を示す. 開発試験機は試験片 No.1, 実体試験機は試験片 No.2 を用いた. 合計摩耗量 W_T に対するピンの摩耗量 W_P の割合は, 開発試験機 W_T^N と実体試験機 W_T^C で一致している ($W_P/W_T^N = W_P/W_T^C$). 先には, ピンとブシュの

合計摩耗量の摩耗速度が、開発試験機と実体試験機でほぼ一致していることを述べた。ピンとブシュの摩耗量の比率も両試験機で一致している。なお、軸芯の変化量から求めた表 27 の摩耗量 W_T^N 、 W_T^C と、部品単体から測定した表 28 の摩耗量 W_T^N 、 W_T^C を比較すると、両試験機それぞれにおいてほぼ一致している。このように、装置から取り外さない測定方法においても、比較的高い精度で摩耗量の評価ができることが分かる。

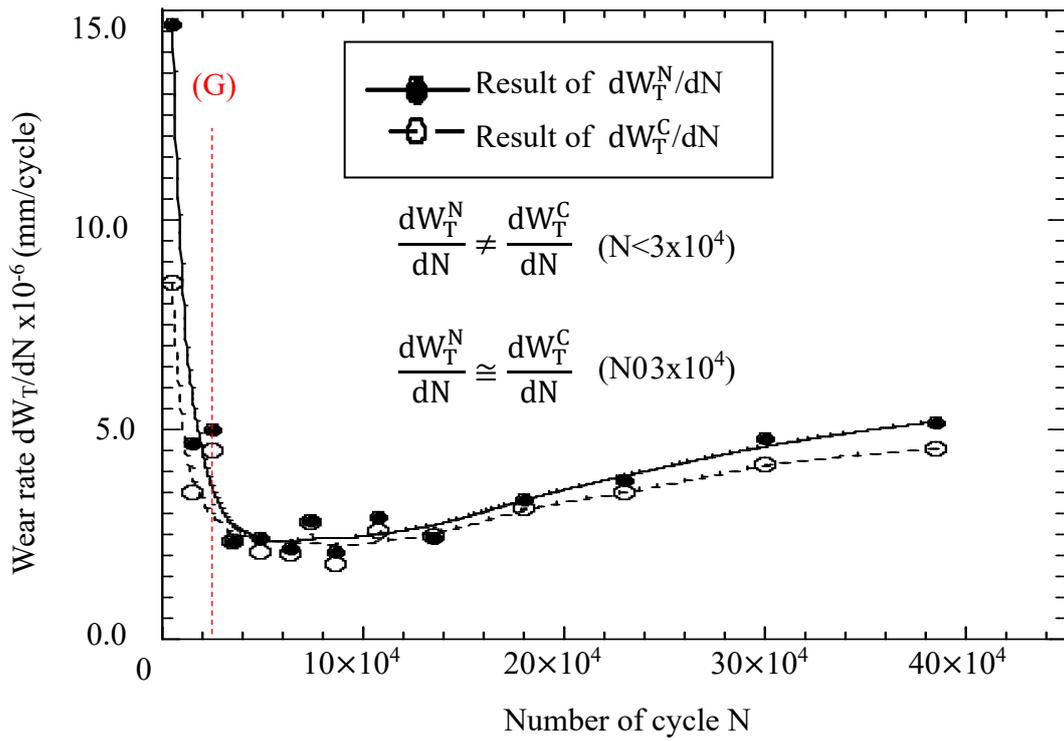


Fig. 52 Comparison of the wear rate between dW_T^N/dN (newly developed) and dW_T^C/dN (conventional)

Table 28 Total wear amount $W_T^N \neq W_T^C$ and wear ratio $W_P/W_T^N = W_P/W_T^C$ directly measured wear amount in comparison with W_T^N and W_T^C in Table 27.

Items	W_T^N : Newly developed wear testing fom No.1			W_T^C : Conventional chain type wear testing from No.2		
Directly measured from the pin and the bush [mm]	W_P/W_T^N	0.46	$W_P=0.82$	W_P/W_T^C	0.45	$W_P=0.64$
	W_B/W_T^N	0.54	$W_B=0.95$	W_B/W_T^C	0.55	$W_B=0.79$
	$(W_P+W_B)/W_T^N$	1.0	$W_P+W_B=1.77$	$(W_P+W_B)/W_T^C$	1.0	$W_P+W_B=1.43$
Displacement amount of the hydraulic cylinder for W_T^N and Chain elongation for W_T^C from Table 27 [mm]	$W_T^N=1.75$			$W_T^C=1.39$		

5.5.2 チェーン実体試験機との断面形状の比較

図 53(a)に開発試験機のピンの断面形状の変化を示す。三日月状の摩耗範囲を呈し、x 軸で対称である。図 53(b)に実体試験機のピンの断面形状の変化を示す。三日月状の摩耗範囲を示し、x 軸にほぼ対称である。断面形状の変化から、開発試験機のピンと実体試験機のピンは、同等の摩耗範囲を示す。

図 54(a)に開発試験機のブシュの断面形状の変化を示す。三日月状の摩耗範囲を呈し、最も摩耗した位置は x 軸に対し約 -15° 傾いている。図 54(b)に実体試験機のブシュの断面形状の変化を示す。実体試験機のブシュは開発試験機と同様に、三日月状の摩耗範囲を示し、最も摩耗した位置は x 軸に対し約 -15° 傾いている。これはスプロケットの噛合い位置に依存していると考えられる。断面形状の変化から、開発試験機のブシュと実体試験機のブシュは、同等の摩耗範囲を示すことが確認できる。なお、試験条件の摺動角度 $\theta_0=32.7^\circ$ であるが、三日月状の摩耗範囲の端点は、ピンとブシュ共に約 180° に達している。これは、ピン、ブシュの双方の摩耗により、接触面の曲率半径が増加し、接触面積が増加したためと考えられる。両試験機のピンとブシュは同様の断面形状を示すことから、開発試験機は実体試験機と同様の摩耗を再現できている。

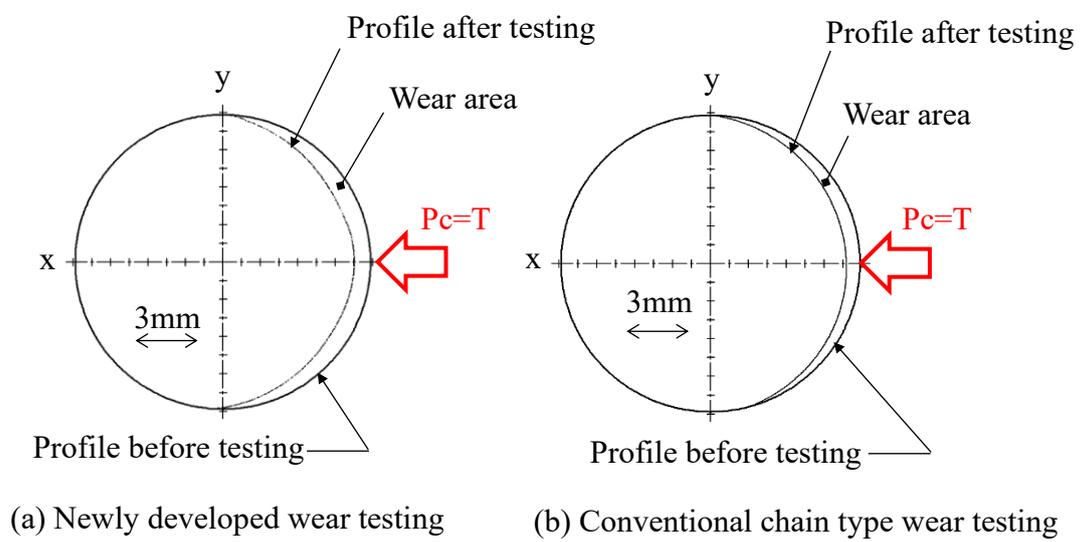
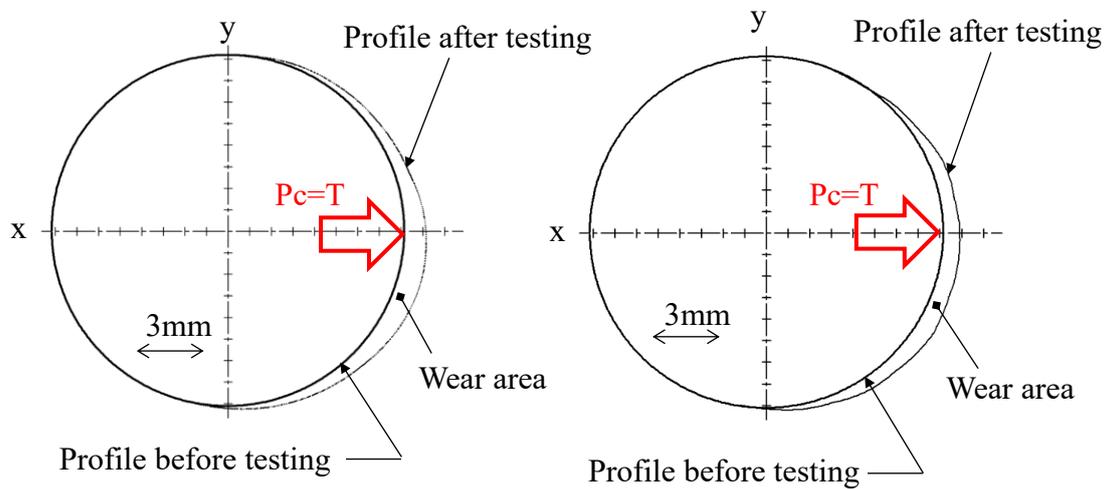


Fig. 53 Pin diameter profile change before and after testing



(a) Newly developed wear testing

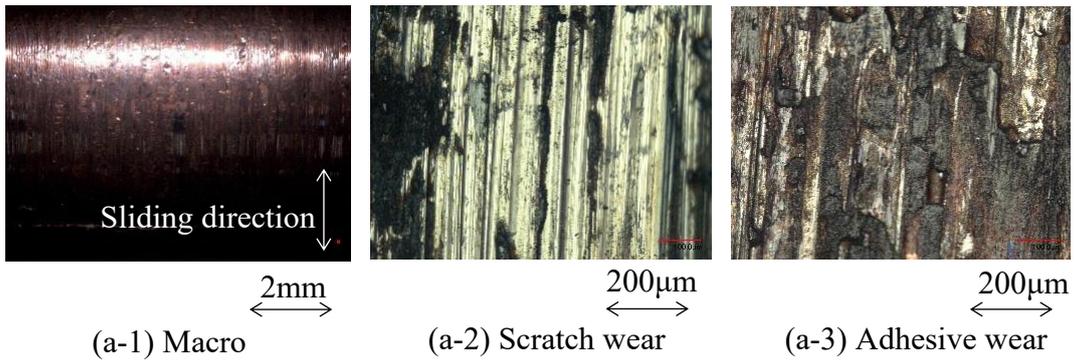
(b) Conventional chain type wear testing

Fig. 54 Bush inside diameter profile change before and after testing

5.5.3 チェーン実体試験機との摩耗面の比較

図 55 にピンの摩耗面観察図を示す。図 55(a)は開発試験機，図 55(b)は実体試験機を示す。摺動方向はいずれも鉛直方向とする。図 55(a-2), (b-2)に注目すると，溝状の引っ掻き傷が見られる。図 55(a-3), (b-3)に注目すると，黒色物が付着した凝着面が見られる。両試験によるピンの摩耗面は，引っ掻き傷と凝着面が支配的であり，巨視的な比較をすると，類似性が見られる。

図 58 にブシュの摩耗面観察図を示す。図 56(a)は開発試験機，図 56(b)は実体試験機を示す。摺動方向はいずれも鉛直方向とする。図 56(a-2), (b-2)に注目すると，溝状の引っ掻き傷が見られる。引っ掻き傷は実体試験機のほうが細かく，金属光沢の面も少ない。図 56(a-3), (b-3)に注目すると，黒色物が付着した凝着面が見られる。両試験によるブシュ摩耗面の差は，摺動状態により生じたと考えられる。開発試験機は，実体試験機と異なり，常にピンとブシュの間に圧力が加わっている。また摺動を終えてから始まるまでのアイドル時間が実体試験機と比較し短い。このような圧力が維持される状態や，アイドル時間の差がブシュの摩耗面に影響を与えることも考えられる。しかし開発試験機によるピン，ブシュの摩耗量の割合は実体試験機と相違無く，摩耗面は引っ掻き傷と凝着を繰り返した面が観察されることから，耐摩耗性の評価に対する問題は小さいと考えてよい。



(a) Newly developed wear testing



(b) Conventional chain type wear testing

Fig. 55 Wear surface of the pin

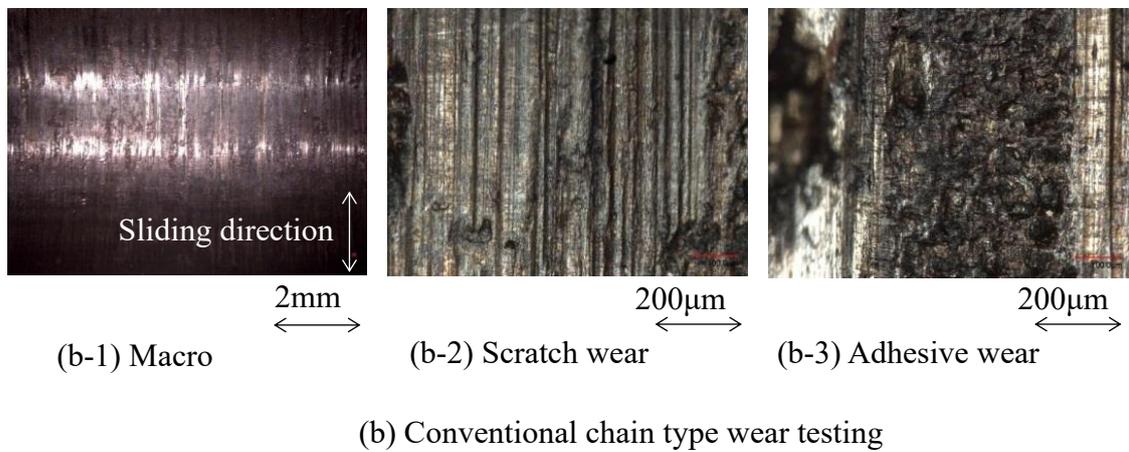
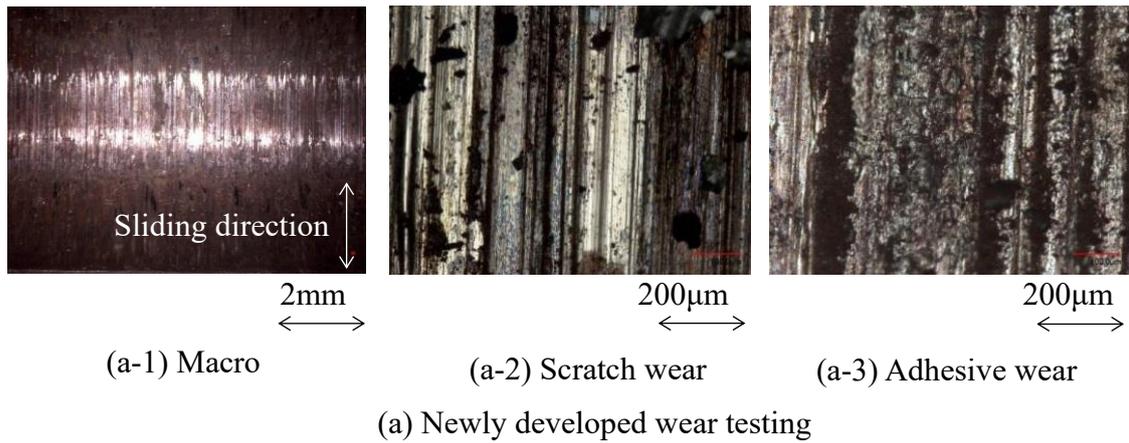


Fig. 56 Wear surface of the bush

5.6 結言

試験工数と費用が多大なチェーン実体摩耗試験機に対し、試験片をピン、ブッシュに限定することで、精度や工数を改善した試験機を開発し、以下の結論を得た。

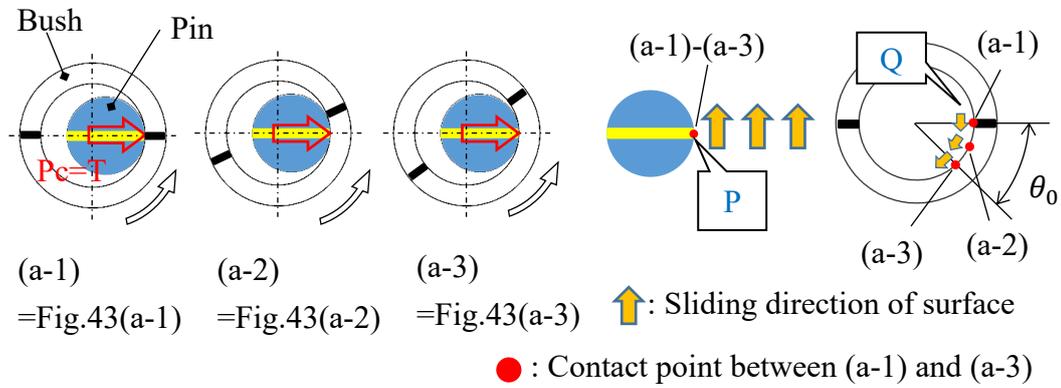
- (1) 試験に要する部品が少ない開発試験機は、チェーン実体摩耗試験機よりも試験結果のばらつきが小さく、試験精度の向上や試験工数の削減の利点を有する。
- (2) チェーン伝動では、チェーンと sprocket の噛み合いにおける特定の範囲において、ピンとブッシュに摩耗が生じることを明らかにし、その際のピンとブッシュの摩擦挙動も明らかにした。(図 42, 図 43 参照)
- (3) そのことを反映させ、チェーン実体と同様の摩擦条件を有し、かつ単純な摩擦部と簡便な操作性を持つ摩耗試験機を開発した。(図 44, 図 45 参照)
- (4) チェーン実体摩耗試験機と比較して、材質の摩耗特性を支配する定常摩耗に関して両者が一致していることを示した。この結果、開発試験機はチェーン実体摩耗試験機の摩耗挙動を高精度で再現できることを確認した。

5.7 付録 ピン・ブシュの摩耗挙動の再現

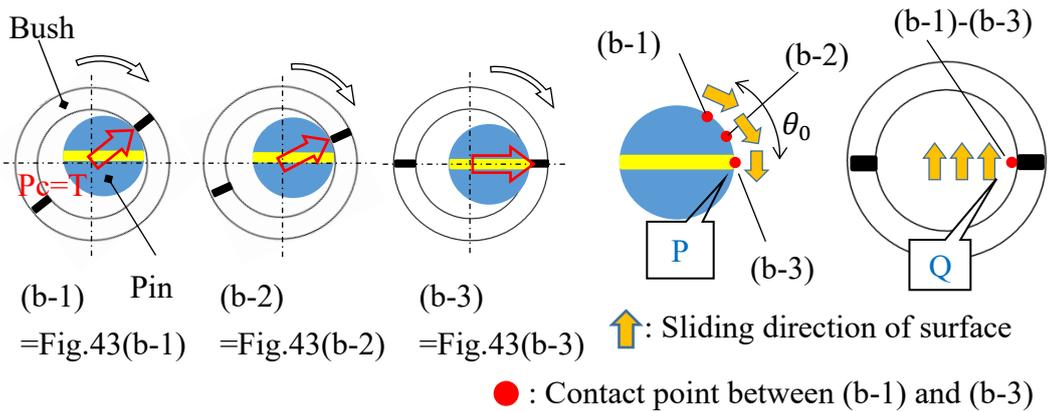
ここでは、チェーン実体のピン、ブシュの摺動方向と、開発試験機の摺動方向について説明する。図 57(a), (b)は、チェーン実体の摺動方向を示し、図 43(a), (b)のピンとブシュのみに注目した図である。図 57(a-1)～(a-3)は図 43(a-1)～(a-3)と等しく、図 57(b-1)～(b-3)は図 43(b-1)～(b-3)と等しい。なお、図 43(b)では負荷方向を基準に図示したが、図 57(b)ではピンの位置を基準とする。

ピンとブシュの摺動による接点の移動と摺動方向について説明する。図 57(a)に示す駆動側では、接触荷重 $P_c=T$ の押圧状態で、ブシュが角度 θ_0 回転する。そのため、ブシュの接点は角度 θ_0 の範囲を移動し、ピンの接点は移動しない。図 57(b)に示す従動側では、接触荷重 $P_c=T$ の押圧状態で、ピンが角度 θ_0 回転する。そのため、ピンの接点は角度 θ_0 の範囲を移動し、ブシュの接点は移動しない。ここで、チェーンの伸びに影響するチェーン引張り方向のピンとブシュの接点、点 P・Q に注目する。ピン表面の点 P の摺動方向は図 57(a)で鉛直上向き、図 57(b-3)では鉛直下向きである。ブシュ表面の点 Q の摺動方向は、図 57(a-1)で鉛直下向き、図 57(b)では鉛直上向きである。すなわち、チェーン引張り方向の接点 P・Q に限れば、摺動方向は往復を示す。

図 58 に開発試験機の動作を示す。接触荷重 $P_c=T$ の押圧状態でブシュを角度 θ_0 分往復摺動させる。この動作により、チェーン引張り方向の接点、点 P・Q におけるピン・ブシュの表面の摺動方向は往復となり、チェーン実体と等しい。このことより、開発試験機では、ピンを固定し、ブシュを往復摺動させる機構を採用した。



(a) Sprocket driving state causing uni-directional friction for the bush



(b) Sprocket driven state causing uni-directional friction for the pin

Fig. 57 Real roller chain under uni-directional friction between the driving state and the driven state

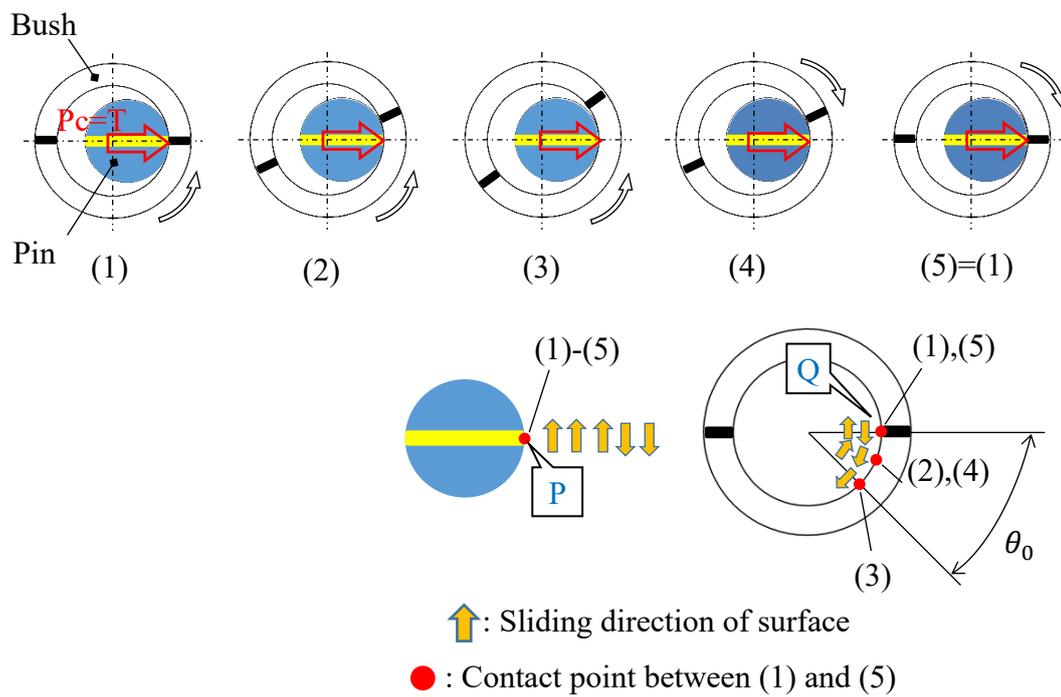


Fig. 58 Newly developed wear testing machine under reciprocating friction for 1 cycle

第6章 総括

ローラチェーンの破損や損耗に対する耐久寿命の向上が強く求められている。破損に関しては、チェーンを構成する各部材の強度信頼性を明らかにする必要があることから、稼働中の各部材に注目し、最大応力が稼働中のどのような状態で生じるかを明らかにした。また、最大・最小応力との差に相当する応力振幅にも注目し、耐久線図を用いて疲労強度を解析した。次にプレートの疲労強度向上を目的とし、圧入率に注目した。両端部を穴あけされたプレートにピンやブシュを圧入し、圧入率の影響解明に特化した外・内プレートの試験片を用いて試験を行い、疲労強度に及ぼす圧入率の影響を明らかにした。

摩耗に関して、様々な産業や使用環境に適した摺動部品の開発のため、評価方法の簡便化に注目した。試験工数と費用が多大なチェーン実体摩耗試験機に対し、チェーン実体と同様の摩擦条件を有し、かつ試験片をピン、ブシュに限定することで、簡便な操作性を持つ摩耗試験機を開発した。本論文で得られた結論は、各章毎に詳述したが、ここで改めて以下に要約する。

- (1) ブシュは内面でピン、外面でローラから挟まれ、両端ではプレートにより圧入され、応力解析に最も困難を伴った部材である。耐久線図を用いた相対的な安全性を考察し、実機で生じる内面き裂の発生メカニズムを明らかにした。
- (2) 内プレートはブシュの端部で圧入された孔周辺が最も危険レベルにあることをFEM応力解析から明らかにした。これは、ローラチェーン実体の破損事例の傾向と一致する。
- (3) 内、外プレートの強度評価に通常用いられる穴開き板の引張条件下の2次元解

析では、3次元解析よりも安全側の評価となることを示した。強度安全上の主要箇所に対して3次元解析による評価が必要であることがわかった。

(4) ローラチェーンにおける塑性域が疲労強度に及ぼす影響を考察した。圧入により塑性域に達していても、塑性ひずみ振幅が小さければ、低サイクル疲労ではなく高サイクル疲労として耐久線図により評価しても良いことを示した。

(5) 外プレートの疲労試験から、圧入(圧入率 δ/D_0)が $\delta/D=0$ と比べて2倍以上疲労限度を向上させることを実験で明らかにした。また圧入率 $\delta/D=2.5\times 10^{-3}$, 5.1×10^{-3} , 9.5×10^{-3} の大きさの違いによって疲労限度に大きな差が無いことを明らかにした。実用的には、外プレートとピンの圧入率 δ/D を小さくし、チェーン製造における圧入力の低減が可能であることを示した。圧入力の低減は組立効率の向上や、圧入時の部品損傷の防止に有用である。

(6) 外プレートでは、最大圧入率において、プレートよりも先にピンにき裂が生じた例が多く見られた。フレット疲労が生じることで、破断までの繰返し数(有限寿命)のばらつきに影響を及ぼした可能性を説明した。

(7) 内プレートの疲労試験から、圧入率 $\delta/D_B>1.8\times 10^{-3}$ で圧入とすることで、 $\delta/D_B=0$ と比べて2倍以上疲労限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 $\delta/D_B=11.0\times 10^{-3}$ では、試験結果にばらつきが大きくなることを示した。

(8) 外・内プレートの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。

(9) 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。ブシュの荷重負担を考慮する公称応力の定義が、チェーンのプレートの設計上、有用であることを示した。

(10) 試験に要する部品が少ない開発試験機は、チェーン実体摩耗試験機よりも試験結果のばらつきが小さく、試験精度の向上や試験工数の削減の利点を有することを示した。

(11) 定常摩耗の範囲において、開発試験機と従来のチェーン実体で、摩擦面や断面形状の変化等、両者が一致し、開発試験機の優れた再現性を実証した。

参考文献

1. 大越諒：ローラチェン，株式会社コロナ社，(1960), 15.
2. 青井静夫：チェンコンベヤ [コンベヤ・シリーズ 2]，株式会社八雲書店，(1961), 8.
3. センクシア株式会社：カタログ SBR-PRIME ローラチェン，(2019).
4. センクシア株式会社：カタログ オイルシールドチェン，(2016).
5. センクシア株式会社：カタログ コンベヤチェン高耐摩耗 VK シリーズ，(2017).
6. センクシア株式会社：カタログ 水処理装置用チェン，(2019).
7. センクシア株式会社：カタログ SBR-PRIME ローラチェン CF シリーズ，(2018).
8. センクシア株式会社：カタログ ローラチェン総合カタログ，(2019), 44.
9. センクシア株式会社：カタログ 焼結含油ブシュループシュローラチェン，(2016).
10. 株式会社椿本チエイン：カタログ つばきドライブチェーン&スプロケット，(2020).
11. 大同工業株式会社：カタログ DK コンベヤチェーン，(2018).
12. アールケージャパン株式会社：カタログ 総合カタログ，(2020).
13. 日本チェーン工業会：統計資料報告書 (2020), 2.
14. 株式会社椿本チエイン：カタログ つばきジップチェーンアクチュエータ ジップチェーンリフタ・ジップマスタ，(2020), 3.
15. Oscar, D.C.; Arthur, A.S. Chain feed mechanism for an induction heating furnace. United States Patent US4582972A, 15 April 1986.

16. M.S.Kim, G. E. Johnson: A GENERAL MULTI-BODY DYNAMIC MODEL TO PREDICT THE BEHAVIOR OF ROLLER CHAIN DRIVES AT MODERATE AND HIGH SPEEDS, University of Michigan, (1992).
17. S.P. Liu, K.W. Wang, S.I. Hayek, M.W. Trethewey, F.H.K. Chen: A global–local integrated study of roller chain meshing dynamics, *Journal of Sound and Vibration*, 203, 1(1997), 41–62.
18. C.M. Pereira, J.A. Ambrosio, A.L. Ramalho: A methodology for the generation of planar models for multibody chain drives. *Multibody System Dynamics*, 24(2010), 303–324.
19. R. Wragge-Morley, J. Yon, R. Lock, B. Alexander, S. Burgess: A novel pendulum test for measuring roller chain efficiency, *Measurement Science and Technology*, 29, 7(2018).
20. H. Zheng, Y.Y. Wang, K.P. Quek: A refined numerical simulation on dynamic behavior of roller chain drives, *Shock and Vibration*, 11, (2004), 573–584.
21. W. Suwannahong, C. Suvanjumrat: An Integrating Finite Element Method and Multi-body Simulation for Drive Systems Analysis, *Engineering Journal*, 21, 1(2017), 221–234.
22. S.L. Pedersen, J.M. Hansen, J.A.C. Ambrosio: A roller chain drive model including contact with guide-bars, *Multibody System Dynamics*, 12, (2004), 285–301.
23. J. Ambrosio, C. Malça, A. Ramalho: Cylindrical Contact Force Models for the Dynamics of Roller Chain Drives, *Multibody Mechatronic Systems*, 25, (2015), 121–131.
24. X. Lixin, Y. Yuhu, C. Zongyu, L. Jianping: Dynamic modeling of a roller chain drive system considering the flexibility of input shaft, *CHINESE JOURNAL OF*

- MECHANICAL ENGINEERING, 23, 3(2010), 367–374.
25. R.C. Binder, W.V. Cover: Impact between chain roller and sprocket in a chain drive, *Journal of the Franklin Institute*, 245, 4(1948), 319–329.
 26. N. Fuglede, J. J. Thomsem: Kinematic and dynamic modeling and approximate analysis of a roller chain drive, *Journal of Sound and Vibration*, 366, (2016), 447–470.
 27. N. Fuglede, J. J. Thomsem: Kinematics of Roller Chain Drives - Exact and Approximate Analysis, *Mechanism and Machine Theory*, 100, (2016), 17–32.
 28. S.L. Pedesen: Model of contact between rollers and sprockets in chain-drive systems, *Archive of Applied Mechanics*, 74, (2005), 489–508.
 29. Hiroshi, S., Atsuo, S.: Nonlinear forced vibration of roller chain, *Bulletin of the JSME*, 18, 124(1975), 1090–1100.
 30. L. Xu, Y. Li: Numerical Simulation on Dynamic Behavior of Intermittent Roller Chain Drives, *Applied Mechanics and Materials*, 155, (2012), 535–539.
 31. J. Ambrosio, C. Malca, A. Ramalho; Planar roller chain drive dynamics using a cylindrical contact force model, *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 44, 1(2016), 109–122.
 32. P.S. Leergaard: Simulation and Analysis of Roller Chain Drive Systems, Technical University of Denmark. DCAMM Report, No. S 92, (2004).
 33. P. Lu: Supplement of Several Problems in Roller Chain Drive Design, *Advanced Materials Research*, 774, (2013), 176–179.
 34. B. Li, S. Fan, Y. Zhang: The modal analysis of roller chain drives, *Advanced Materials*

- Research, 291, (2011), 1551–1554.
35. C.K. Chen, F. Freudenstein: Toward a more exact kinematics of roller chain drives, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 110, 3(1988), 269–275.
 36. W. Choi, G.E. Johnson: TRANSVERSE VIBRATIONS OF A ROLLER CHAIN DRIVE WITH TENSIONER: University of Michigan, (1992).
 37. J.C. Conwell, G.E. Johnson: Design, construction and instrumentation of a machine to measure tension and impact forces in roller chain drives, *Mechanism and Machine Theory*, 31, 4(1996), 525-531.
 38. J.C. Conwell, G.E. Johnson: Experimental investigation of link tension and roller-sprocket impact in roller chain drives, *Mechanism and Machine Theory*, 31, 4(1996), 533–544.
 39. M.R. Naji, K.M. Marshek: Experimental Determination of the Roller Chain Load Distribution, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 105, 3(1983), 331–338.
 40. M. Chew: Inertia Effects of a Roller-Chain on Impact Intensity, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, 107, 1(1985), 123–130.
 41. M.S.Kim, G. E. Johnson: Mechanics of Roller Chain Sprocket Contact, University of Michigan, (1992).
 42. M.R. Naji, K.M. Marshek: The effects of the pitch difference on the load distribution of a roller chain drive, . *Mechanism and Machine Theory*, 24, 5(1989), 351–362.

43. 野田義光, 仲本誠, 岩清水幸夫: チェーン伝動におけるスプロケットの歯荷重の変動, 日本機械学会講演論文集, No.24-1, (2002), 606.
44. 野田義光, 仲本誠, 岩清水幸夫: チェーン伝動におけるスプロケットの歯荷重の変動—低中速回転の場合—, 立命館大学理工学研究所紀要, 61, (2002), 167–175.
45. Y. M. M. Reddy, P. R. Chander: FATIGUE ANALYSIS OF CHAIN SPROCKET USING FINITE ELEMENT ANALYSIS, International Journal of Advance Engineering and Research Development, 5, 4(2018), 917–922.
46. Y. Wang, D. K. Zhan: Modified sprocket tooth profile of roller chain drives, Mechanism and Machine Theory, 70, (2013), 380–393.
47. 大越諄, 上原邦雄: ローラ・チェイン伝動における回転むらの研究(第1報), 精密機械, 25, 295(1959), 425–431.
48. 稲田重男, 寺田利邦, 井野博, 浅井昭夫: ローラチェーン伝動における回転角度むらについて(第1報), 日本機械学会論文集, 43, 376(1977), 4697–4704.
49. 柴原正雄: ローラチェーン・リンクプレートの強さについて(第1報), 日本機械学会論文集, 23, 135(1957), 798–803.
50. 柴原正雄: ローラチェーンのリンクプレート形状とブッシュはめあいによる初期応力のリンク強さに及ぼす影響, 精密機械, 26, 2(1960), 100–106.
51. 茶谷明義, 放生明廣: ローラチェーンの衝撃塑性引張り, 日本機械学会論文集 (A編), 49, 442(1983), 748–753.
52. 茶谷明義, 柴原正雄, 放生明廣, 坂井治: 衝撃引張りによるローラチェーンの

荷重について，日本機械学会論文集(A編)，46, 405(1980), 533–538.

53. Masao, M.: The effect of number of pitches of test pieces on the fatigue life of roller-chains, Proceedings of the Fujihara Memorial Faculty of Engineering, Keio University, (1961), 146–153.
54. 中込昌孝：チェーンリンクプレートへの疲れおよび衝撃強さに及ぼすショットピーニングの効果，精密機械，32, 383(1966), 825–830.
55. 中込昌孝：ローラチェーンの繰返し衝撃強度に及ぼすリンク数の影響，精密工学会誌，54, 12(1988), 2371–2376.
56. 柴原正雄：ローラチェーンの軽量化とその疲れ試験結果，日本機械学会論文集，26, 170(1960), 1375–1381.
57. 中込昌孝，水野正夫：ローラチェーンの疲れ強さに及ぼすブッシュはめあい力とリンク数の影響，精密機械，50, 4(1984), 665–671.
58. 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，44, 528(1978), 1451–1463.
59. 中込昌孝，水野正夫：ローラチェーンの疲労強度とリンク数の関係，精密機械，51, 8(1985), 1547–1552.
60. 中込昌孝：ローラチェーンリンクプレートへの疲労および衝撃強度に及ぼす熱処理の影響，材料，19, 196(1970), 10–15.
61. 中込昌孝，水野正夫：ローラチェーンリンクプレートへ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，43, 514(1977), 1161–1166.
62. 河本実，宇都宮肇，小松修：ローラチェーンの疲れ強さについて，日本機械学会

- 論文集, 17, 61(1951), 135–139.
63. 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, 3, 17(1954), 439–442.
64. 河本実, 中井忠正, 湯川愛之, 伊吹幸彦: 大形動力用ローラチェーンの疲労強度について, 材料試験, 6, 46(1957), 479–483.
65. 中込昌孝: ローラチェーンリンクプレート of 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, 15, 154(1966), 487–491.
66. 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, 41, 482(1975), 268–272.
67. 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), 61, 582(1995), 456–461.
68. 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, 8, 71(1959), 638–643.
69. T.D. Bhoite, P. M. Pawar, B. D. Gaikwad: Fea Based Study of Effect of Radial Variation of Outer Link in A Typical Roller Chain Link Assembly, International Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 1, 4(2012), 65–70.
70. Shoji, N., Kohta, N., Satoshi, N., Tohru, K., Toshiaki, N., Takashi, O.: 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, 3, 2(2009), 159–170.

71. 岩元翔太, 志村穰, 黒崎茂: ローラチェーンの三次元有限要素応力解析と引張強度向上のための提案, 東京工業高等専門学校研究報告書, 44, 1(2012), 69–75.
72. 斉藤亮一, 石井英: コンベヤチェーンの耐摩耗性向上技術, 月刊トライボロジー6月号, (2018), 22–24.
73. S. Xu, Y. Wang, F. Meng: Study on the reliability evaluation method of the wear life of roller chains, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 220, 10(2006), 1569–1574.
74. J.T. Zhao, S.Z. Wang, Z.X. Wang: The effects of the wear elongation on the load of a Long-distance transmission chain, *Applied Mechanics and Materials*, 456, (2013), 60–64.
75. Y. Zhang, Z. Yang, D. Li: The roller chain lubricated with ferrofluids, *Journal of Engineering Tribology*, 233, 6(2019), 927–935.
76. H. Peeken, W. Coenen: Influence of oil viscosity and various additives on the wear of roller chains, *Wear*, 108, 4(1986), 303–321.
77. C.A. Brockley: The wear characteristics of the oscillating bearing, *Wear*, 4, 5(1961), 333–344.
78. 安田忠雄: ローラチェーンの摩耗, 潤滑, 10, 6(1965), 525–531.
79. S.J. Radcliffe: Wear mechanisms in unlubricated chains, *Tribology International*, 14, 5(1981), 263–269.
80. 岩田正純, 芝山宗昭, 竹谷建吉: 高荷重摺動に耐えるチェーン部品の開発, 四国電力, 四国総合研究所研究期報, 73, (1999), 9–15.
81. G. Rozing, V. Alar, V. Marusic: STUDY OF STAINLESS STEEL RESISTANCE IN

- CONDITIONS OF TRIBOCORROSION WEAR, *Interdisciplinary Description of Complex Systems*, 13, 3(2015), 461–471.
82. J.D. Bressan, D.P. Daros, A. Sokolowski, R.A. Mesquita, C.A. Barbosa: Influence of hardness on the wear resistance of 17-4 PH stainless steel evaluated by the pin-on-disc testing, *Journal of Materials Processing Technology*, 205, 1(2008), 353–359.
83. Krishnakumar K., Arockia A.S.: A Review of failure analysis found in industrial roller chains, *International Journal of ChemTech Research*, 8, 12(2015), 598–603.
84. Jagtap, M.D; Gaikwad, B.D; Pawar, P.M.: Study of roller conveyor chain strip under tensile loading. *Journal of Modern Engineering Research*, 4, 5(2014), 61–66.
85. P. Thongjitr, P. Ninpetch, P. Kowitwarangkul: Wear resistance improvement of the roller chain parts at Thai Metro Industry (1973) Co., Ltd., *Materials Today: Proceedings*, 5, (2018), 9431–9439.
86. C. Kim, J. Chung, J. Song: Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader, *Advances in Mechanical Engineering*, 9, 8(2017), 1–11.
87. 青井静夫：チェーンコンベヤ [コンベヤ・シリーズ 2], 株式会社八雲書店, (1961), 58.
88. センクシア株式会社：カタログ 伝動用ローラチェーンの選定, (2017), 74.
89. W. Wang, M. Wang, G. Yang, J. Xie: Experimental Investigation of Fretting Fatigue of Train Axles under Rotating Bending, *Advanced Materials Research*, 291-294(2011), 1110-1115.

90. G. Gurer, C.H. Gur: Failure analysis of fretting fatigue initiation and growth on railway axle press-fits, *Engineering Failure Analysis*, 84(2018), 151–166.
91. 石橋正：金属の強さ，株式会社養賢堂，(1970), 127.
92. 濱田繁，迫田優，佐々木大輔，上田正治，野口博司：微視組織構造に注目したパーライト鋼の疲労限度特性評価について，*材料*，60, 9(2011), 790–795.
93. 鶴戸口英善，中桐滋，加納巖：薄肉彎曲管の応力と変形について，*高圧力*，6, 3 (1968), 1328–1336.
94. 真島卯太郎：チェーン・コンベヤ，工学図書株式会社，(1982), 56.
95. 日本機械学会，金属材料 疲労強度の設計資料 IV 低サイクル疲労強度，(1983), 12.
96. 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，(2011), 121-122.
97. R.B. Waterhouse: Fretting fatigue, *International Materials Reviews*, 37, 1(1992), 77–98.
98. D.W. Hoepfner, G.L. Goss: A fretting-fatigue damage threshold concept, *Wear*, 27, 1(1974), 61–70.
99. S. Fouvry, P. Kapsa, L. Vincent: Quantification of fretting damage, *Wear*, 200, 1(1996), 186–205.
100. 青井静夫：チェーンコンベヤ [コンベヤ・シリーズ 2]，株式会社八雲書店，(1961), 39.
101. Shoji, N., Hideaki, Y., Satoshi, N., Tohru, K.: Evaluation of Wear between Pin and

- Bush in Roller Chain, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 3, 4(2009), 355–365.
102. N.E. Hollingworth: A four-square chain wear rig, *Tribology International*, 20, 1(1987), 3–9.
103. S. C. Burgess, T. Pyper, C. S. Ling: A linear actuated chain test rig capable of accelerated test speeds and continuous wear measurements, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 227, 5(2013), 1047–1055.
104. 中込昌孝：ローラチェーンの安全設計，株式会社養賢堂，(1989)，101.
105. 平塚健一：シビア・マイルド摩耗遷移における摩耗粉の役割，*日本機械学会論文集(C編)*，58, 555(1992), 3362–3368.
106. Yoshifumi A., Hozumi G.: Friction and wear of carbon steel near T1-transition under dry sliding, *Tribology International*, 39, 8(2006), 756–762.
107. 里吉超，葉山房夫：焼入軸受鋼の摩擦摩耗におよぼす酸化物の影響，*日本金属学会誌*，32, 1(1968), 11–17.
108. Hirotaka K.: Effects of supply of fine oxide particles onto rubbing steel surfaces on severe–mild wear transition and oxide film formation, *Tribology International*, 41, 8(2008), 735–742.
109. Hirotaka K.: Severe–mild wear transition by supply of oxide particles on sliding surface, *Wear*, 255, 1(2003), 426–429.

謝 辞

本論文は、筆者が九州工業大学大学院工学府博士後期課程工学専攻機械知能工学領域に在籍中の研究成果をまとめたものである。九州工業大学工学部機械知能工学科教授 野田尚昭 先生には、社会人として博士課程入学以降現在に至るまで指導教官として懇切丁寧なご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。また、同学科研究員 佐野義一 先生には、入学前より研究遂行にあたり、機械工学と材料工学の両面から有益なご助言を戴くとともにご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。同工学部機械知能工学科教授 松田健次 先生、同工学部マテリアル工学科教授 秋山哲也 先生、同工学部マテリアル工学科准教授 山口富子 先生には、副査として、本研究をまとめるにあたってご助言を戴くとともにご指導を戴いた。ここに深謝の意を表す。また、九州工業大学部 技術専門職員 高瀬康 博士には、研究遂行における多大な技術的援助を戴いた。ここに感謝の意を表す。第 2 章、第 3 章、第 4 章に関わる解析では、弾性力学研究室の諸氏に多大なるご協力を戴いた。ここに感謝の意を表す。第 5 章に関わる摩耗試験機の製作には、日立金属株式会社 大谷智郁氏、小田和男氏、須田和孝氏に多大なるご協力を戴いた。ここに感謝の意を表す。

最後に、このような学びの場を与えて戴いたセンクシア株式会社 空野博明氏、小谷恭弘氏に深謝の意を表す。

令和 3 年 3 月

斉藤亮一