

産業用ロール以外の嵌合技術： ローラチェーンに生じる摩耗のメカニズムと それを忠実に再現する摩耗試験機の開発

野田 尚昭・佐野 義一・高瀬 康・堀田 源治

はじめに

これまで、シャフトをスリーブに焼嵌めする、スリーブ組立式ロールに固有の問題を解説してきた^{1)~6)}。このスリーブ組立式ロールには、焼嵌めない中実式ロールに比べて種々の長所があるが、一方で、焼嵌めたスリーブが稼働中に周方向にずれる「スリーブすべり」の問題等が生じるので、それを解説した。また、直前の解説では、ロール以外の嵌合技術として、ローラチェーンを取り上げた。これは、この種の軸と穴の嵌合締結に関して、鉄道車両の車軸と車輪の嵌合が良く知られており、このようなロール以外の分野の嵌合の技術的課題を知ることは、嵌合技術の本質を理解する上で極めて重要であるためである。

これまでの嵌合技術に関する研究を振り返ると、嵌合部の疲労破壊など、その強度に関する研究のほとんどは、車軸(「圧入する側」のブシュ・ピン・シャフトに対応)の破損対策に焦点が当てられており^{7)~12)}、車輪(「圧入される側」のプレート・スリーブに対応)の破損を扱った研究は見当たらない。一方、ローラチェーンでは、「圧入される側」の車輪に相当する、外プレート、内プレートで疲労破壊が生じるので、ローラチェーンに関して参考になる研究がほとんど見当たらない。なお、「スリーブすべり」の問題^{1)~6)}においても、「圧入する側」のシャフトの破損ではなく、「圧入される側」のスリーブの破損が問題となることは同様である。

前解説では、これらの状況を考慮して、ローラチェーンの疲労強度を支配する、外プレートにピンを圧入した試験片、ならびに、内プレートにブシュを圧入して作製した圧入試験片の疲労の実験の結果を解説した^{13)~15)}。その結果、適切な圧入率によって圧入率0とする場合より、疲労強度が2倍以上向上することや、圧入傷を防ぐ適切な方策によって、高い圧入率の使用によって、さらなる疲労強度の向上が期待できることなどを説明した。本解説では、前解説で取り上げた、「ブシュを圧入した内プレート」と「ピンを圧入した外プレート」を連結するブシュとピンの摺動面に生じる摩耗損傷を取り上げる。この摺動面に生じる摩耗は、ローラチェーンのもう一つ大きな技術的課題とされている。

前解説で述べたように、ローラチェーンは、コンベヤ、オートバイ、自転車などのさまざまな種類の産業機械で、機械動力を伝達する目的で広く使用される。動力源に接続されたスプロケットの噛み合いにより、駆動力を直接チェーンに伝達する。ベルトドライブに比べて伝動容量が大きく、すべりが少なく、伝動効率が高い。また、ベルトの長さは運転開始後の調整はできないのに対して、ローラチェーンの長さは必要に応じて長さを調整することも可能である。このように、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、疲労破壊によるリンクプレートの切断や突発的な事故を除けば、チェーンの伸びによって決まることが多い。すなわち、チェーンがスプロケット上で噛み合う際、図1

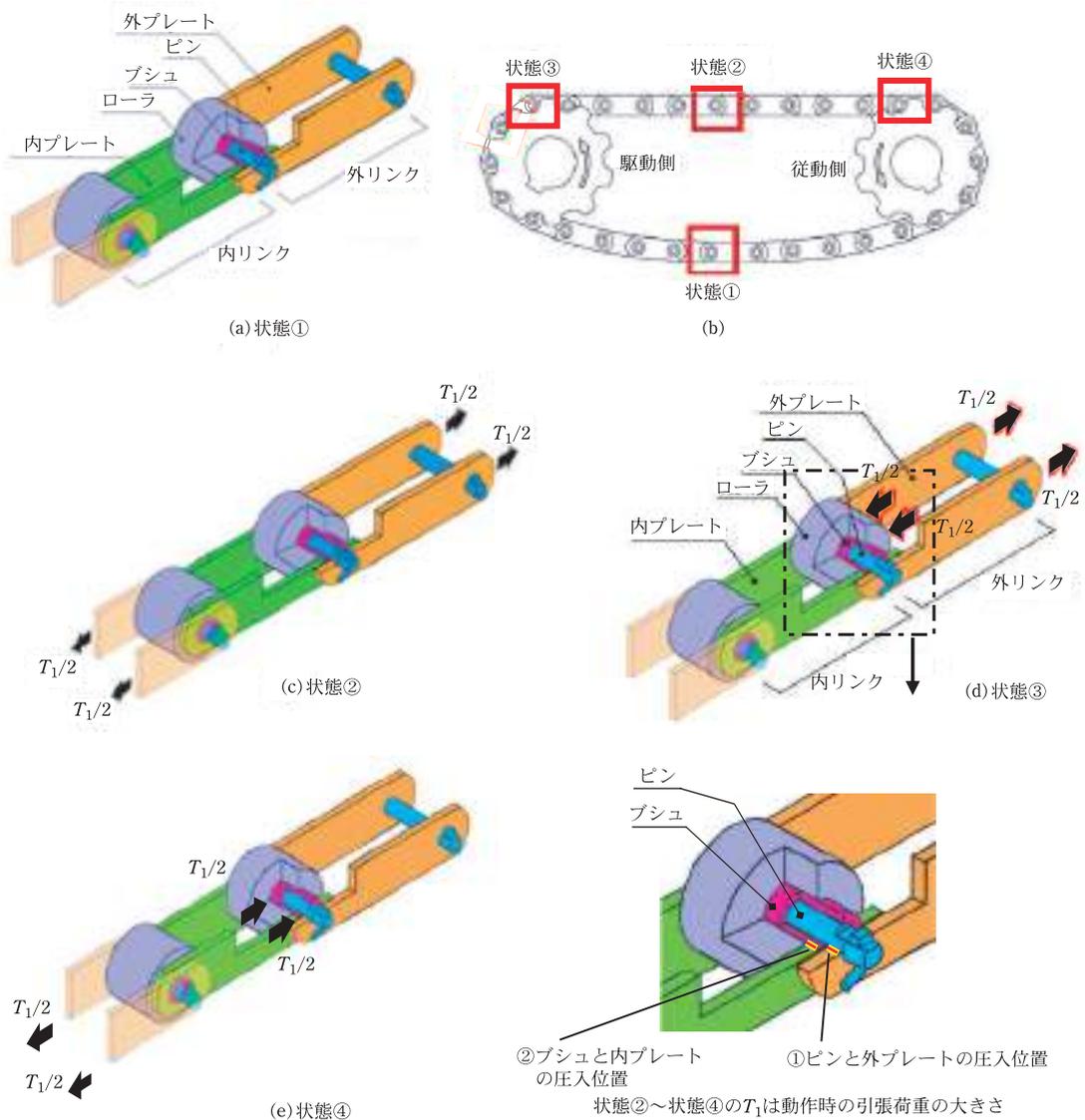


図1 動力伝達中のローラチェーンの説明図(状態①～状態④) (a) 圧入状態, すなわち外力が加わっていない状態(状態①), (b) ローラチェーン駆動システムの全体図, (c) 引張状態(状態②), (d) 駆動側スプロケットとのかみ合い状態(状態③), (e) 従動側スプロケットとのかみ合い状態(状態④). 状態③と状態④で, プッシュとピン間に接触力が生じた状態で, 両者が相対的に回転することで摩耗が生じる. プッシュは内プレートに圧入されて固定され, ピンは外プレートに圧入されて固定されており, プッシュとピン間のみ相対回転が許容される.

のピンとプッシュが摺動し, ピン外周とプ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. さらに, 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となっている^{16)~26)}.

このようなチェーンの設計において, それを構成する部品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

備する必要がある、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、使用するチェーンの一部からなる試験機の研究も行われているが²⁷⁾²⁸⁾、実機に生じる摩擦との詳しい比較はなされていない。また、試験後のピンの摩擦断面が扇形となり、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。さらに、近年では従来の鉄鋼材料から、セラミックス等の高機能材を用いたチェーンの開発も進んでいる²⁹⁾。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擦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、実体摩擦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。このような観点から、本解説では、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「円筒面摺動式摩擦試験機」の開発に取り組んだ研究を紹介する。

実体チェーンに生じる摩擦とこれまでの評価方法

図1にローラチェーンの概略図を示す。ローラチェーンは5本の部材から構成されており、それは、図1(a)に示す①ピン、②ブシュ、③内プレート、④外プレート、⑤ローラの5つである。図1(a)の状態①は、外力の作用しない状態であり、

図1(b)に示すように駆動側のスプロケットとの噛み合い後に生じる。図1(c)に示す引張状態①では、外力として引張力 T を受ける状態であり、駆動側のスプロケットとの噛み合い前に生じる。先の解説でローラチェーンの疲労破壊を説明したが、ローラチェーンの疲労破壊は状態①と状態②の応力状態の違いによって、リンクプレートに生じる。すなわち、金属疲労は主として応力振幅すなわち部材が受ける荷重の変化によって生じるので、状態①と状態②の応力振幅が他の応力振幅より大きいことが原因となる。

一方、ローラチェーンの摩擦は、図1(b)に示す、駆動側のスプロケットとの噛み合い状態③と従動側のスプロケットとの噛み合い状態④によって生じる。そして、その摩擦損傷は主にピンとブシュの間で発生する。すなわち、ローラチェーンでは、「外プレートにピンを圧入して結合した外リンク(一体として機能する)」と、「内プレートにブシュを圧入して結合した内リンク(一体として機能する)」が「外リンクに固定されたピン」が「内プレートに固定されたブシュ」に挿入されて回転できる状態(すきまばめ)で結合されていることをまず、理解する必要がある。このため、状態③と状態④のスプロケットとの噛み合い状態では、内リンクのブシュと、そこに挿入されたピンの間に接触力が生じた状態で、相対的に回転することで摩

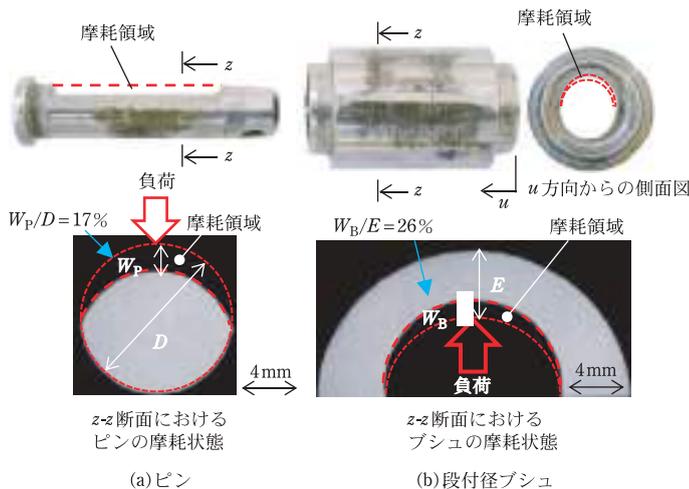
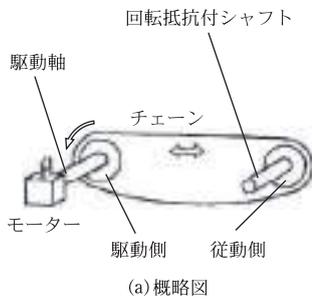
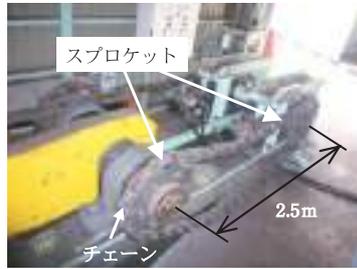


図2 摩耗量が使用限界に達したピンとブシュ(チェーン伸びが許容限である2%を超えた例)。



(a) 概略図



(b) 回転していない状態

図3 ローラチェーン実体型摩耗試験機(実物サイズのチェーンとスプロケットを使用)。

耗が生じる。

図2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例である。図2には、その摺動部、すなわち、ピンとブシュの摩耗状況を示しており、ともに軸直角断面で三日月状に摩耗している。図2(a)に示す、ピンの摩耗深さ W_P はピン外径の約17%に達している。また、図2(b)に示す、ブシュの摩耗深さ W_B はブシュ肉厚の約26%に達している。以下では、特に断らない限り、ピンとブシュの摩耗深さの合計量である $W_T = W_P + W_B$ 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には、図3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型摩耗試験方法が用いられる³⁰⁾。この試験方法では、実体のチェーンとスプロケットが用いられる、最も直接的な評価方法であり、比較的良く実機の摩耗を再現できる。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1ヶ月以上有することもある。そこで本解説では、実体チェーンやプレートをを用いなくとも、摺動部材の耐摩耗性を、実体チェーンを用いる場合と同様に評価できる新しい「円筒面摺動式摩耗試験機」を開発した取り組みを紹介する。

ローラチェーンの動力伝動における摩耗発生メカニズム

図4にローラチェーンの一般的な伝動状況を示

す。表1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、をまとめて示す。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4、表2参照)と、位置 B_1 から位置 B_2 に移動する際の範囲B(図4、表2参照)においてのみ、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4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であり、スプロケットの歯数を N とすると、 $\theta_0 = 2\pi/N$ である。注目するピン、ブシュを黒丸で示す。図4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4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。

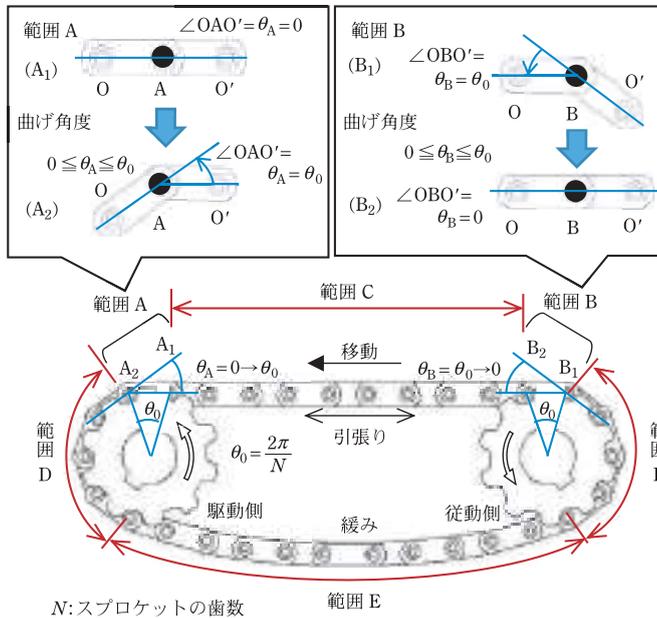


図4 ローラチェーンによる動力伝達におけるA, B, C, D, E, Fの各区間の説明図(各区間で力学的状態が異なる)。

表1 ローラチェーンによる動力伝動における各区間の引張荷重と曲げ角度の変化(引張荷重=ピンとプシュの接触力)。

範囲	引張荷重	曲げ角度	摩擦
A	T	$\theta_A = 0 \rightarrow \theta_0$ に変更	発生
B	T	$\theta_B = \theta_0 \rightarrow 0$ に変更	発生
C	T	$\theta_C = 0$ で固定	無
D	$T \rightarrow 0$	$\theta_D = \theta_0$ で固定	無
E	0	$\theta_E \approx 0$ チェーンのたるみに応じて	無
F	$0 \rightarrow T$	$\theta_F = \theta_0$ で固定	無

チェーンに摩擦が生じる範囲は限定されるので、その挙動を明らかにするには、図4に示す範囲Aと範囲Bの2区間でのピンとプシュの摺動に注目すれば良い。そこで、範囲Aと範囲Bのピン・プシュの摺動状態について、図5を用いて説明する。なお、図5はスプロケットの歯が外リンクに入った場合を示し、ローラの絵は省略している。図5(a)は図4の範囲Aを示し、図5(b)は図4の範囲Bを示す。

図5(a)に示す駆動側について説明する。図5(a-1)は位置A₁と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_A = 0$ である。図5(a-3)は位置A₂と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_A = \theta_0$ である。図5(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

表2 範囲A, Bの位置(図4, 参照) A₁, A₂, B₁, θ_0 の定義。

項目	定義
位置 A ₁	チェーンは、張力下で駆動側のスプロケットと噛み合い始める(曲げ角度0)
位置 A ₂	チェーンは、張力下で曲げ角度 θ_0 まで駆動で曲げられる
位置 B ₁	チェーンは、張力下で従動側のスプロケットから離れ始める(曲げ角度 θ_0)
位置 B ₂	チェーンは、張力下で曲げ角度 θ_0 まで従動側で曲げ戻される
角度 θ_0	スプロケットの歯の間の角度 $\theta_0 = 2\pi/N$ で与えられる(Nはスプロケットの歯数)

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、ピンとプシュ間に接触荷重 $P_c = T$ 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ともに、プシュが反時計回りに回転する(図5(a-2))。スプロケットの歯の間隔角度 θ_0 分回転した時点で、プシュの摺動が止まる(図5(a-3))。プシュ内面の周速度を摺動速度 V とする。図5(a)に示すように、プシュの摺動角度 θ_A はスプロケットの回転角度と等しく、プシュ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、プシュが摺動速度 V で角度 θ_0

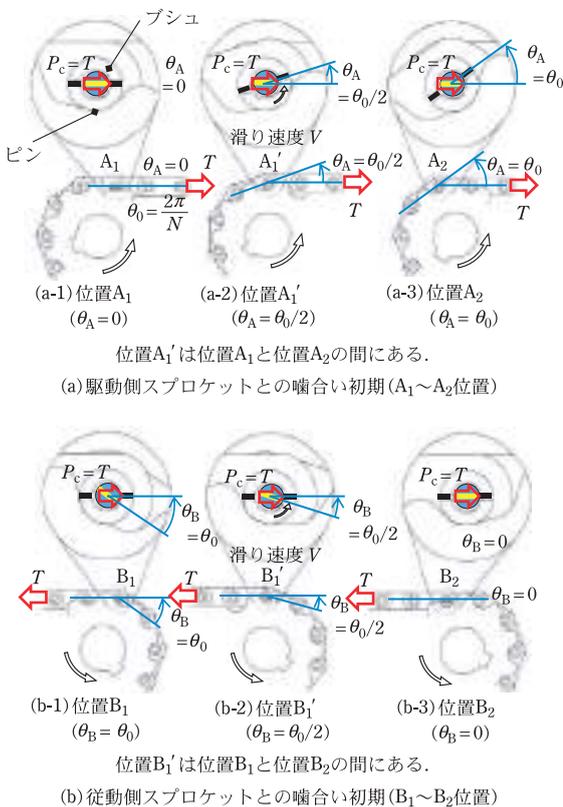


図5 駆動側スプロケットとの噛合い初期と従動側スプロケット噛合い末期におけるブシュとピンの接触力とその撓動状態。

回転する撓動を示す。

次に従動側について説明する。図5(b-1)は、図4の位置B₁と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_B = \theta_0$ である。図5(b-3)は、図4の位置B₂と等しく、チェーンの屈曲角度 $\theta_B = 0$ である。図5(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、ピンとブシュ間に接触荷重 $P_c = T$ 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ともに、ピンが反時計回りに回転する(図5(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、ピンの撓動が止まる(図5(b-3))。すなわち従動側では、接触荷重 $P_c = T$ の押圧状態でブシュが固定され、ピンが撓動速度 V で角度 θ_0 回転する撓動を示す。

チェーンが駆動側のスプロケット、ならびに従動側のスプロケットを経て1周すると、ピンとブ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往復の撓動摩擦が生じるように見えるかもしれない。しかし、その実態は、駆動側の図5(a)では、ピン固定でブシュが撓動する。また、従動側の図5(b)では、ブシュ固定でピンが撓動する。このように、駆動側と従動側で異なる、複雑な撓動挙動によって摩擦が生じる。これがチェーンの摩擦のメカニズムである。

新摩擦試験機開発のための設計指針とピン・ブシュ間の撓動面の摩擦の再現

チェーン実体摩擦試験は、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。チェーン実体摩擦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、チェーン実体摩擦試験機と同様の評価が可能な試験装置の開発に向けて、新摩擦試験機の設計指針を以下の①、②とした。

- ①ピン・ブシュの実際の撓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

チェーン実体摩擦試験では、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ュ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。

図6は新摩擦試験機とチェーン実体における、ピンとブシュの表面の撓動方向を示したものである。指針①より、新摩擦試験機の動作は、ピンを

固定しブシュを往復摺動させる構造とした。図6に示すように、チェーン実体では、ピン固定でブシュが摺動する状態と、ブシュ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6参照)に注目すると、それぞれの摺動方向は往復を示す。新摩耗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、新摩耗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、新摩耗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付録に示した。

新摩耗試験機における摺動試験部分の構造と試験条件

図7に新摩耗試験機の構造の概略を示す。試験片のブシュは、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シュは一体構造となる。ブ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、ブシュを摺動させる。ピンをブシュに押し付けるために、ブ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、ブシュを揺動させれば、ピン

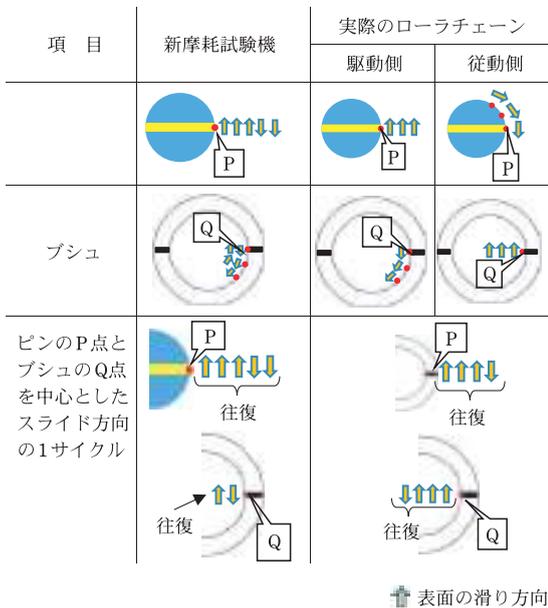


図6 新摩耗試験機とチェーン実体における、ピンとブシュの表面の滑り方向の比較。

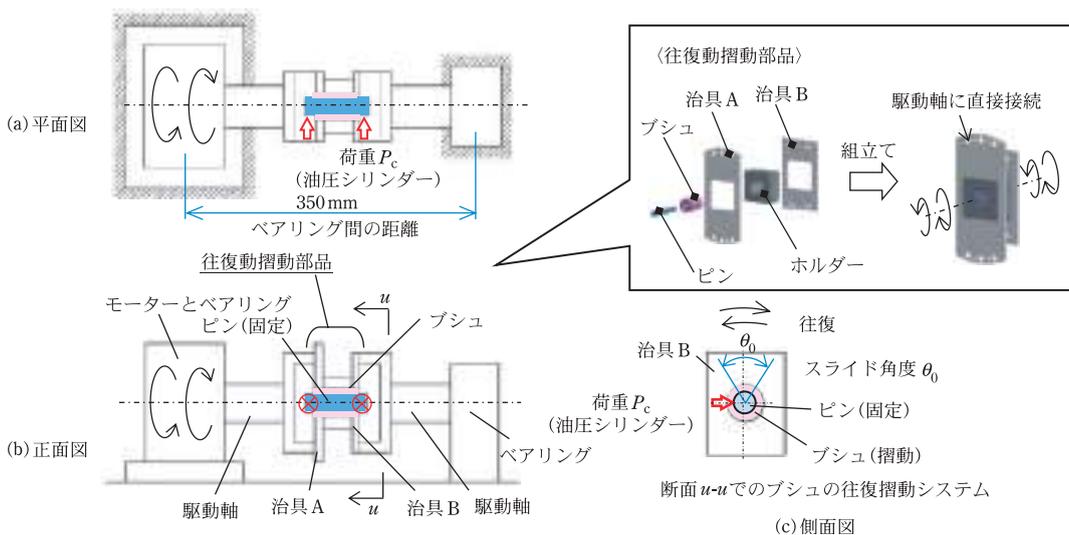


図7 新摩耗試験機の概略図。

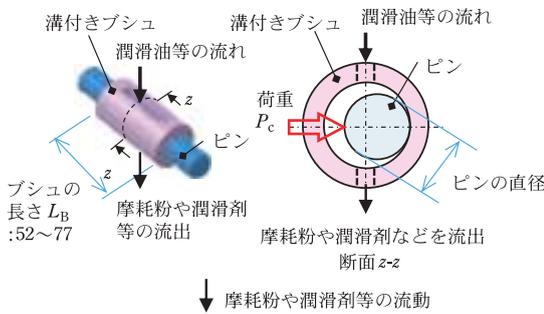


図8 溝付プシュを用いた新摩耗試験機の摩擦粉と潤滑剤の流れ。

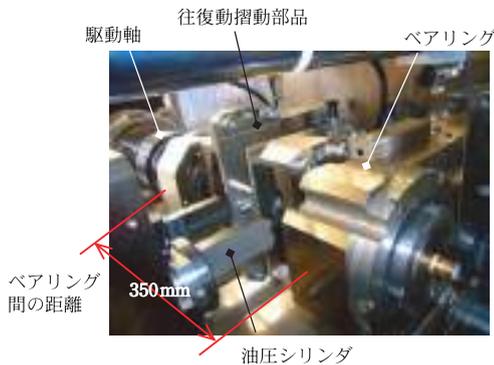


図9 新摩耗試験機の写真。

を固定したプシュの往復摺動摩擦となる。さらに往復摺動を1サイクルとし、摺動終わりから開始までのアイドル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、ピンおよびプシュが摩擦しても、ピンとプ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、ピンとプシュを取り外すことなく、ピン・プシュの合計摩擦量を計測可能とした。なお、実体チェーンでは、ピンとプシュの摺動により摩擦粉が生成され、振動によりピンとプシュの隙間から排出される。新摩耗試験機は、摺動部が少なく振動が生じにくいいため、摩擦粉が堆積しやすい。そこで、負荷方向を水平方向とし、プシュの鉛直上下方向に孔を設けた。図8に試験片の断面と摩擦粉の流れを示す。

図9に新摩耗試験機の揺動部の外観を示す。ピン径 $D_P = 10 \sim 100$ mm を視野に、ここではピン径

表3 新摩耗試験機の仕様。

全体サイズ		1700 × 1300 × 1800 (mm)
荷重	P_c	700~80000 (N)
平均摺動速度	V	0.01~7 (m/min)
アイドルタイム		0.01~9.99 (sec)
滑り角	θ_0	0.2~72 (degree)
ピンの直径	D_P	$\phi 15 \sim 23$ (mm)
プシュの直径	D_B	$\phi 22 \sim 40$ (mm)
プシュの内径	D_{BI}	$\phi 16 \sim 24$ (mm)
ピンの長さ	L_P	$\phi 68 \sim 100$ (mm)
プシュの長さ	L_B	$\phi 52 \sim 77$ (mm)
摺動部の長さ		$\phi 52 \sim 77$ (mm)

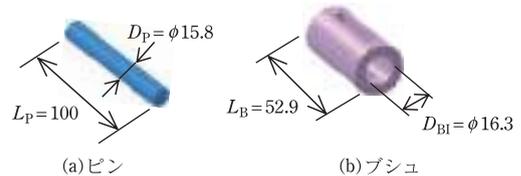


図10 摩耗試験用ピンとプシュのサイズ (mm)。

表4 試験片の化学組成 (%)。

試験機	新摩耗試験機		チェーン実体型試験機	
	ピン	プシュ	ピン	プシュ
材料	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

$D_P = 15$ mm~ 23 mm を試験対象とし、開発試験機の仕様を決めた。表3に新摩耗試験機の仕様を示す。

新摩耗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型摩耗試験機(図3(b)参照、以下実体型試験機と呼ぶ)と同一とした。ここでは、試験片寸法は、ピン外径 $D_P = 15.8$ mm (図10(a)参照)、プシュ内径 $D_{BI} = 16.3$ mm、プシュ長さ $L_B = 52.9$ mm (図10(b)参照)とし、ピンの材質はSCM435、プシュの材質はSCM415とした。それぞれの化学成分を表4に示す。表5に機械的性質および加工方法を示す。新摩耗試験機用のピンお

表 5 ピンとブシュの表面特性.

試験機	新摩耗試験機		チェーン実体型試験機	
	ピン	ブシュ	ピン	ブシュ
型さ (HRC)	55.4	59.1	55.0	59.6
表面粗さ Ry (μm)	6.4	12.0	13.6	5.4
製造工程	旋盤加工→熱処理→ショットブラスト		冷間鍛造→熱処理→ショットブラスト	冷間引抜管→熱処理→ショットブラスト

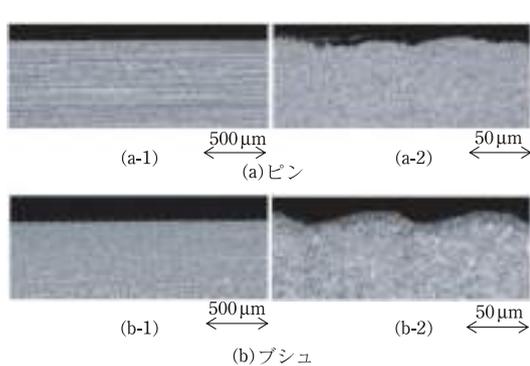


図 11 新摩耗試験機によって得られたピンとブシュの近傍表面の軸方向断面図 (5%ナイトルエッチング). ピン・ブシュとも目立った酸化被膜は見られない.

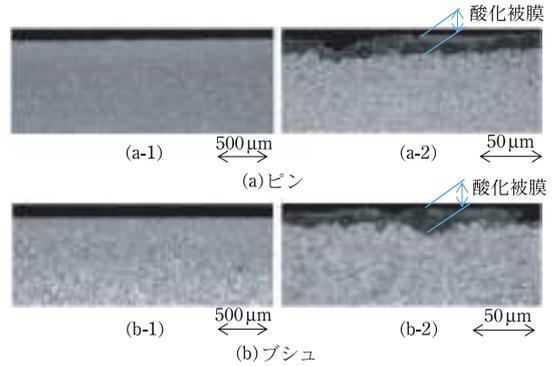


図 12 チェーン実体型試験機によって得られたピンとブシュの表面付近の軸方向断面図 (5%ナイトルエッチング). ピン・ブシュの両者とも、断面の最表面に酸化被膜が観察される

よびブシュは旋盤加工とした. 一方, 実体型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, そのままの状態での試験に供したため, 表面状態が異なる.

図 11 と図 12 に摩耗試験後の表面状態の違いを比較して写真で示す. 図 11 は, 新摩耗試験機に用いたピンとブシュの軸方向断面観察図を示している. 図 11 (a-2) のピン, 図 11 (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 11 (a-1) より, ピンには顕著な圧延フローが観察される. 図 12 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 12 (a-2) のピン, 図 12 (b-2) のブシュに注目すると, 断面の最表面に厚さ $20\mu\text{m}$ ほど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 6 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

表 6 試験条件の比較.

項目	新摩耗試験	チェーン実体型試験
1 サイクルあたりのアイドリング時間	0.6 (sec)	5.1 (sec)
1 サイクルの定義 N	往復運動	回転
荷重 P_c	29500 (N)	
平均滑り速度 V	2.19 (m/min)	
滑り角 θ_0	32.7 (degree)	
摺動面の状態	ドライ	

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, 新摩耗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, 新摩耗試験機で 3 セット, 実体型試験機で 2 セットとした. 新摩耗試験機は, ブシュが 1 往復摺動するごとに 1 サイクルとカウントし, 実体型試験機は, チェーンが装置を 1 周するごとに 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。なお新摩耗試験機と実体型試験機は、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13参照)とブシュの摩耗量 W_B (図13参照)を合計した摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ で評価する。新摩耗試験機では、ピン中心の変化量を測定したものが W_T に相当する。

新摩耗試験機とチェーン実体型試験機によって得られた摩耗量の比較

図13と表7は、新摩耗試験機とチェーン実体型試験機によって得られる摩耗試験結果を比較したもので、サイクル数 N に対する摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ を示している。ここで、新摩耗試

験機によって得られる摩耗量を W_T^N とし、実体型試験機によって得られる摩耗量を W_T^C としている。それぞれの試験片のサイクル数 $N=25 \times 10^4$ 回(図13のF)における摩耗量は、新摩耗試験

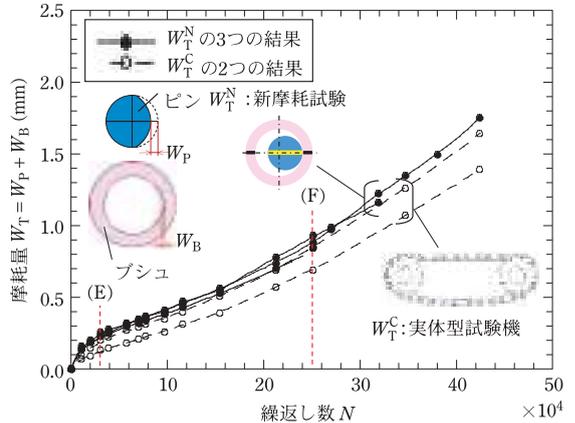


図13 新摩耗試験機による摩耗量とチェーン実体型摩耗試験機による摩耗量 W_T^C ($W_T^N > W_T^C$ は $N < 3 \times 10^4$)の範囲の初期摩耗の違いによる。

表7 新摩耗試験機によって得られる摩耗量 W_T^N とチェーン実体型摩耗試験機によって得られる摩耗量 W_T^C 。

k	繰返し数 N ($\times 10^4$)	摩耗量 $W_T = W_P + W_B$ (mm)									
		W_T^N : 新摩耗試験の結果					W_T^C : チェーン実体型摩耗試験の結果				
		No.1	No.2	No.3	$W_T^N _k$	ΔW_T^N	No.1	No.2	$W_T^C _k$	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	

$$W_T^N|_k = \sum W_T^N / 3 = (\text{No.1} + \text{No.2} + \text{No.3}) / 3, \quad \Delta W_T^N = W_T^N|_{k+1} - W_T^N|_k$$

$$W_T^C|_k = \sum W_T^C / 2 = (\text{No.1} + \text{No.2}) / 2, \quad \Delta W_T^C = W_T^C|_{k+1} - W_T^C|_k$$

機では $W_T^N = 0.85 \sim 0.93$ mm, 実体型試験機では $W_T^C = 0.69 \sim 0.84$ mm であり, 新摩耗試験機の方が大きい ($W_T^N > W_T^C$). 摩耗曲線に注目すると, 新摩耗試験機, 実体型試験機とも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 1 mm 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³¹⁾³²⁾.

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 (図 13 の E) のとき, 新摩耗試験機では $W_T^N = 0.03$ mm, 実体型試験機では $W_T^C = 0.07$ mm である. 同様に, サイクル数 $N = 25 \times 10^4$ 回 (図 13 の F) では, 新摩耗試験機では $W_T^N = 0.08$ mm, 実体型試験機では $W_T^C = 0.15$ mm である. このように新摩耗試験機では, 試験片による摩耗量のばらつきは, 実体型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.

新摩耗試験機とチェーン実体型試験機によって得られる定常摩耗時の摩耗速度が一致すること

新摩耗試験片と同じピン径 $D_P = 15.8$ mm を用いた実体型試験機における許容摩耗量は通常 3 mm である. これに対し, 同一ピン径を用いた新摩耗試験機では, 図 13 より両試験機ともに $0 < N < 3 \times 10^4$ 回の範囲で初期摩耗が生じている. その初期摩耗量は新摩耗試験機で $W_T^N|_k = 0.24$ mm, 実体型試験機で $W_T^C|_k = 0.17$ 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として求められる, 摩耗速度 dW_T/dN は, 新摩耗試験機では dW_T^N/dN , 実体型試験機では dW_T^C/dN で表され, それぞれ式 (1), (2) により求めることができる. なお, 両試験機の摩耗量は, 表 7 の平均摩耗量 ΔW_T^N , ΔW_T^C を用いる.

$$\frac{dW_T^N}{dN} \cong \frac{\Delta W_T^N}{\Delta N}, \quad W_T^N = W_T^N|_{k+1} - W_T^N|_k \text{ in 表 7} \tag{1}$$

$$\frac{dW_T^C}{dN} \cong \frac{\Delta W_T^C}{\Delta N}, \quad W_T^C = W_T^C|_{k+1} - W_T^C|_k \text{ in 表 7} \tag{2}$$

計算の一例を以下に示す. 表 7 より, サイクル数 $N = 21 \times 10^4 \sim 25 \times 10^4$ 回における新摩耗試験機の摩耗量 $\Delta W_T^N = 0.147$ mm である. 式 (1) より, 摩耗速度 $dW_T^N/dN = 3.68 \times 10^{-6}$ mm/cycle が以下のように求まる.

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

図 14 に式 (1), (2) を用いて算出した両試験機の摩耗速度を示す. 図 14 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

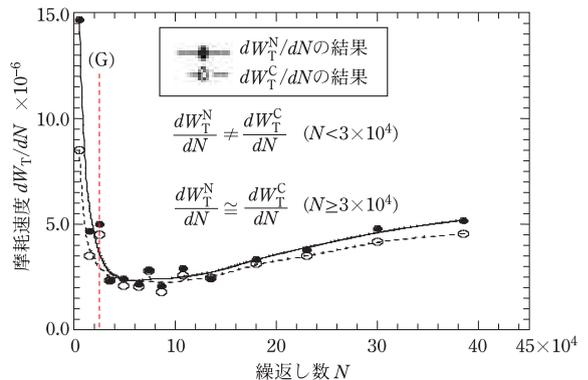


図 14 新摩耗試験機によって得られる摩耗速度 dW_T^N/dN と実体型試験機によって得られる摩耗速度 dW_T^C/dN の比較 ($N \geq 3 \times 10^4$ の定常摩耗においては $dW_T^N/dN \cong dW_T^C/dN$).

表 8 総摩耗量 W_T に対するピンの摩耗量 W_P の割合は、新摩耗試験機の W_T^N と実体型試験機 W_T^C で一致する (摩耗率 $W_P/W_T^N = W_P/W_T^C$, 総摩耗量 $W_T^N \neq W_T^C$)。

項目	WTN : 新摩耗試験機 No.1			WTC : 実体型試験機 No.2		
ピンとブシュから (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	$W_{P+W_B} = 1.43$
表 7 から (mm)	$W_T^N = 1.75$			$W_T^C = 1.39$		

期摩耗 (図 14 の G) では異なるが、それ以降 $N \geq 3 \times 10^4$ の定常摩耗においてはほぼ一致している。

ここで、試験初期における新摩耗試験機と実体型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 11 参照) であり、目立った酸化被膜は見られない。これに対し、実体型試験機用のピン、ブシュの表面には、酸化被膜が厚く形成されている (図 12 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^{33)~35)}。酸化被膜と旋盤加工面の影響により、新摩耗試験機は、実体型試験機よりも試験初期の摩耗が多かったものと推測される。また、実体型試験機における 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、新摩耗試験機と実体型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 (新摩耗試験機の摩耗量 $W_{T,k}^N = 0.24$ mm 以上) がこれに該当する。

表 8 に試験終了後、装置から取り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。新摩耗試験機は試験片 No.1、実体型試験機は試験片 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、新摩耗試験機の W_T^N と実体型試験機 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、新摩耗試験機と実体型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 7 の摩耗量 W_T^N 、 W_T^C と、部品単体から測定した表 8 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。

新摩耗試験機とチェーン実体型試験機によって得られた摩耗後の断面形状が一致すること

図 15 (a) に新摩耗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 15 (b) に実体型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、新摩耗試験機と実体型試験機で、ピンの摩耗範囲はほぼ同程度である。

図 16 (a) に新摩耗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

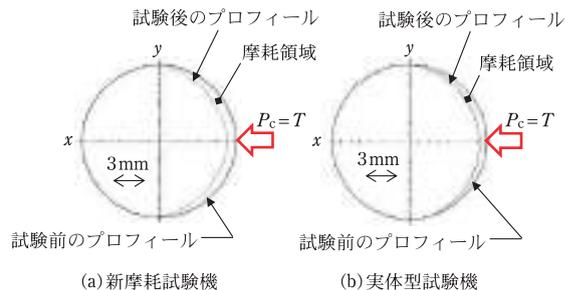


図 15 試験後のピン径プロフィール (新摩耗試験機と実体型試験機で摩耗範囲はほぼ同程度)。

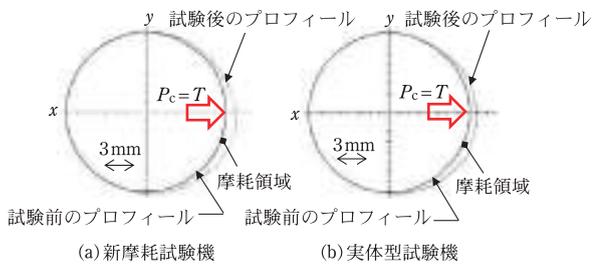


図 16 試験後のプシュ内径プロフィール(新摩耗試験機と実体試験機で摩耗範囲はほぼ同程度)。

16 (b) に実体試験機のプシュの断面形状の変化を示す。実体試験機のプシュは新摩耗試験機と同様に、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、新摩耗試験機と実体試験機で、プシュの摩耗範囲はほぼ同程度である。なお、試験条件は摺動角度 $\theta_0 = 32.7^\circ$ であるが、三日月状の摩耗範囲の端点は、ピンとプシュともに約 180° に達している。これは、ピン、プ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。両試験機のピンとプシュは同様の断面形状を示すことから、新摩耗試験機は実体試験機と同様の摩耗を再現できている。

新摩耗試験機とチェーン実体型試験機によって得られた摩耗面の類似性

図 17 にピンの摩耗面観察図を示す。図 17(a) は開発試験機、図 17 (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 17 (a-2), (b-2) に注目すると、溝状の引っ掻き傷が見られる。図 17 (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 18 にプシュの摩耗面観察図を示す。図 18 (a) は開発試験機、図 18 (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 18 (a-2),

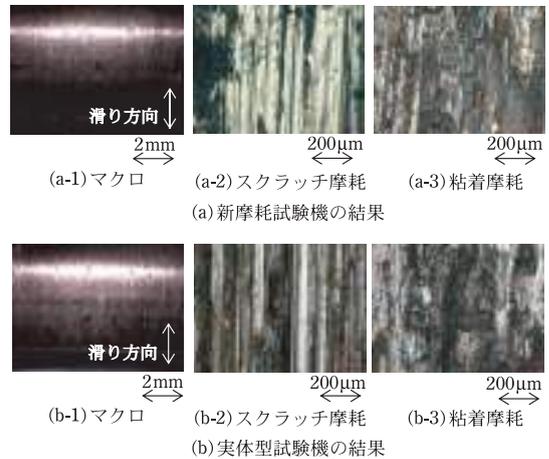


図 17 ピンの摩耗面の比較。

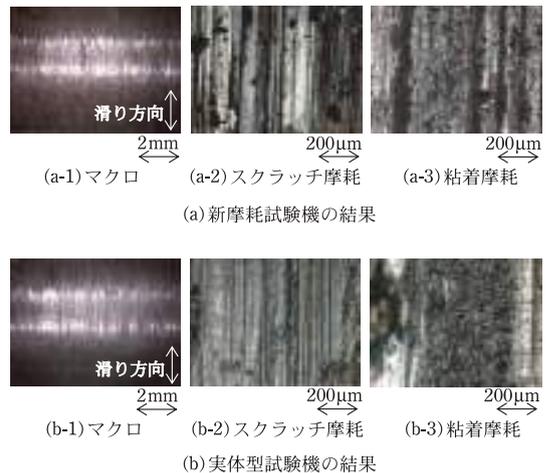


図 18 プシュの摩耗面の比較。

(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 18 (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。両試験によるプシュ摩耗面の差は、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、常にピンとプ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リング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、アイドリング時間の差がプ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、プシュの摩耗量の

割合は実体試験機と相違なく、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。

おわりに

(1) チェーン伝動では、チェーンとスプロケットの噛み合いにおける特定の範囲、すなわち駆動側スプロケットとの噛み合い初期と、従動側スプロケットとの噛み合い末期においてのみ、ピンとブシュに摩耗が生じ、他の範囲では生じないことを説明した(図4, 図5, 表1参照)。また、摩耗が生じる際の、ピンとブシュの接触力や曲げ角度変化、すなわち摺動挙動を明確にした。

(2) 従来用いられているチェーン実体型試験機は、チェーンの構成部品を全て用意する必要があり、据付や製造に多大な費用・工数を要する。また、チェーンとスプロケットの噛み合い時の振動や、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。

(3) チェーン実体摩耗試験機と同等の評価が可能な試験装置の開発に向けて、①ピン・ブシュの実際の摺動を可能な限り実現すること、②試験装置の単純化を目的に、最小限の部品構成とすることを、新摩耗試験機的设计指針とした。

(4) 実際のチェーンでは、ピン固定でブシュが摺動する状態と、ブシュ固定でピンが摺動する状態を繰り返す。このことを考慮して、チェーン実体と同様の摩擦条件を有し、試験片をピン、ブシュに限定した、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6, 図7参照)。実際のチェーンでは、方向性のある駆動部と従動部の摺動を、新摩耗試験機の動作は、ピンを固定しブシュを往復摺動させる構造とした。

(5) 新摩耗試験機は、試験に要する部品が少ないので、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、試験精度を向上し、試験工数を低減できるなどの利点を有する。材質の摩耗

特性を支配する定常摩耗に関して、新試験機と実体の結果が一致しており、新摩耗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。

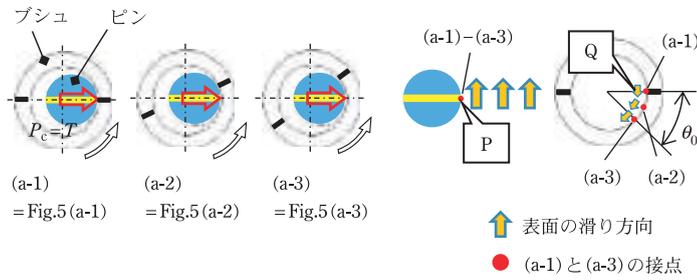
参考文献

- 1) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (4) 駆動トルクゼロの自由転がり条件下におけるスリーブ組立式複合ロールに生じる界面すべり, 金属, **93** 5 (2023), 66.
- 2) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (5) スリーブ組立式複合ロールの界面すべりに及ぼす駆動トルクの影響と新しい設計概念の提案, 金属, **93** 6 (2023), 68.
- 3) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (6) スリーブ組立式圧延用ロールの界面すべりの実験的検証とすべり損傷の発生と成長について (前編), 金属, **93** 7 (2023), 40.
- 4) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (7) スリーブ組立式圧延用ロールの界面すべりの実験的検証とすべり損傷の発生と成長について (後編), 金属, **93** 8 (2023), 59.
- 5) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (8) スリーブ組立式圧延用ロールの焼嵌め界面のすべり損傷を考慮した疲労強度解析, 金属, **93** 9 (2023), 69.
- 6) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続)産業用ロール・ローラの技術的課題と解決 (9) 焼嵌め式スリーブロールに生じる残留曲がりの生成メカニズム, 金属, **93** 10 (2023), 87.
- 7) W. Wang, M. Wang, G. Yang and J. Xie: Experimental investigation of fretting fatigue of train axles under rotating bending, *Adv Mat Res*, **291** (2011), 1110. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.291-294.1110>
- 8) G. Gurer and C. H. Gur: Failure analysis of fretting fatigue initiation and growth on railway axle press-fits, *Eng Fail Anal*, **84** (2018), 151. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.06.054>
- 9) F. Siegfried, K. Philippe and V. Leo: Quantification of fretting damage, *Wear*, **200** 1 (1996), 186. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(96\)07306-1](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(96)07306-1)
- 10) C. Steven: Fatigue properties of railway axles: New results of full-scale specimens from Euraxles project,

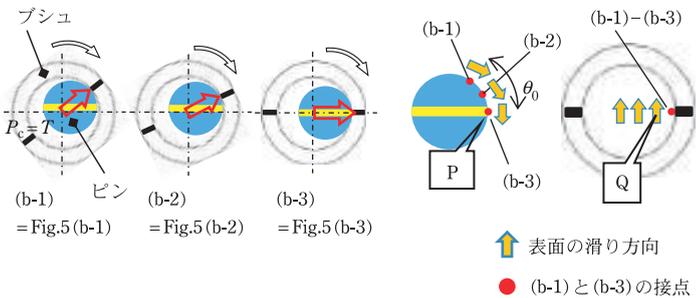
- Int J Fatigue, **86** (2016), 2. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.11.028>
- 11) M. A. Chowdhury, M. A. Kowser, Q. M. Zobaer Shah and S. Das: Characteristics and damage mechanisms of bending fretting fatigue of materials. *Int J Damage Mech*, **27** 4 (2017). <https://doi.org/10.1177/1056789517693412>
 - 12) 武藤陸治: フレッシング疲労の破壊機構, *材料*, **46** 11 (1997), 1233. <https://doi.org/10.2472/jsms.46.1233>
 - 13) 野田尚昭, 佐野義一, 高瀬康, 堀田源治: (続) 産業用ローラ・ローラの技術的課題と解決 (10) 産業用ローラ以外の嵌合技術: 圧入によるローラチェーンの疲労強度向上について, *金属*, **93** 11 (2023), 75.
 - 14) 斉藤亮一, 野田尚昭, 佐野義一, 黄吟卅, 南健瑠, 枇榔優佳, 宋健: ローラチェーンの疲労強度解析と損傷評価, *設計工学*, **54** 1 (2019), 61.
 - 15) R. Saito, N.A. Noda, Y. Sano, J. Song, T. Minami, Y. Birou, A. Miyagi and Y. Huang: Fatigue strength analysis and fatigue damage evaluation of roller chain, *Metals*, **8** 847 (2018), 1.
 - 16) 安田忠雄: ローラチェーンの摩耗, *潤滑*, **10** (1965), 525.
 - 17) G. Rozing, V. Alar and V. Marusic: Study of stainless steel resistance in conditions of tribocorrosion wear, *Interdisciplinary Description of Complex Systems*, **13** 3 (2015), 461.
 - 18) J. D. Bressan, D. P. Daros, A. Sokolowski, R. A. Mesquita and 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** (2008), 353.
 - 19) Y. Zhang, Z. Yang and D. Li: The roller chain lubricated with ferrofluids, *Journal of Engineering Tribology*, **233** 6 (2019), 927.
 - 20) P. Thongjit, P. Ninpetch and P. Kowitwarangkul: Wear resistance improvement of the roller chain parts at Thai Metro Industry (1973) Co., Ltd., *Materials Today: Proceedings*, **5** (2018), 9431.
 - 21) C. Kim, J. Chung and J. Song: Dynamic analysis of long heavy-duty roller chain for bucket elevator of continuous ship unloader, *Advances in Mechanical Engineering*, **9** (2017). <https://doi.org/10.1177/1687814017723296>
 - 22) S. Xu, Y. Wang and F. Meng: Study on the reliability evaluation method of the wear life of roller chains, *Journal of Mechanical Engineering Science*, **220** (2006), 1569.
 - 23) H. Peeken and W. Coenen: Influence of oil viscosity and various additives on the wear of roller chains, *Wear*, **108** (1986), 303.
 - 24) C. A. Brockley: The wear characteristics of the oscillating bearing, *Wear*, **4** (1961), 333.
 - 25) S. J. Radcliffe: Wear mechanisms in unlubricated chains, *Tribology International*, **14** (1981), 263.
 - 26) N. E. Hollingworth: A four-square chain wear rig, *Tribology International*, **20** (1987), 3.
 - 27) S. Noguchi, H. Yoshida, S. Nakayama and T. Kanada: Evaluation of Wear between Pin and Bush in Roller Chain, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, **3** (2009), 355.
 - 28) S. C. Burgess, T. Pyper and C. S. Ling: A linear actuated chain test rig capable of accelerated test speeds and continuous wear measurements, *Journal of Mechanical Engineering Science*, **227** 9 (2013), 1047.
 - 29) D. C. Oscar and A. S. Arthur: Chain feed mechanism for an induction heating furnace, U. S. Patent US4582972A, (1986).
 - 30) 中込昌孝: ローラチェーンの安全設計, *養賢堂*, (1989), 101.
 - 31) 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.
 - 32) Y. Amamoto and H. Goto: Friction and wear of carbon steel near T1-transition under dry sliding, *Tribology International*, **39** (2006), 756.
 - 33) 里吉超, 葉山房夫: 鉄の乾燥摩擦と酸化の影響, *日本金属学会誌*, **32** 12 (1968), 1322.
 - 34) H. Kato: Effects of supply of fine oxide particles onto rubbing steel surfaces on severe - mild wear transition and oxide film formation, *Tribology International*, **41** (2008), 735.
 - 35) H. Kato, Severe-mild wear transition by supply of oxide particles on sliding surface, *Wear*, **255** (2003) 426.

付録 新摩耗試験機における実際のチェーンに生じるピン・ブシュ間の摺動の再現

ここでは、実際のチェーンのピン、ブシュの摺動方向と、新摩耗試験機の摺動方向について説明する。図 A1 (a), (b) は、チェーン実体の摺動方向を示し、図 5 (a), (b) のピンとブシュのみに注目した図である。図 A1 (a-1)~(a-3) は図 5 (a-1)~(a-3)



(a) 駆動側スプロケットによるプッシュの一方向撻動



(b) 従動側スプロケットによるピンの一方向撻動

図 A1 実際のローラチェーンの駆動側と従動側の一方向性撻動の説明図。

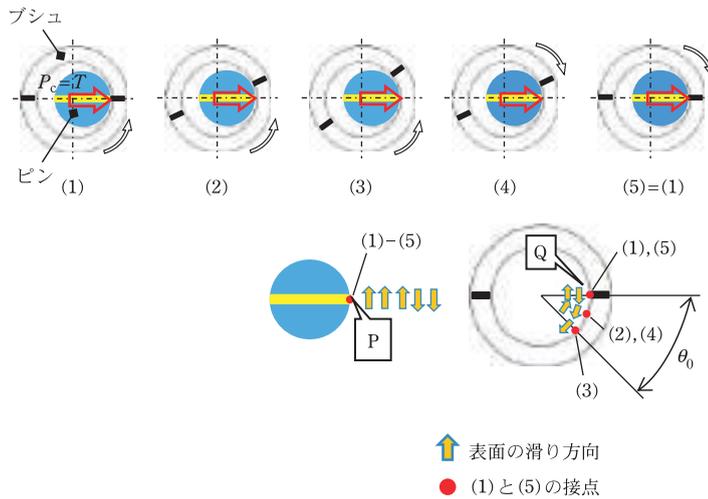


図 A2 新摩耗試験機の往復撻動の説明図。

と対応する駆動側スプロケット噛合い初期の説明図である。また、図 A1 (b-1) ~ (b-3) は図 5 (b-1) ~ (b-3) と対応する従動側スプロケット噛合い末期の説明図である。なお、図 5 (b) では負荷方向を基準に図示したが、図 A1 (b) ではピンの位置を基準とする。

実際のチェーンのピンとプッシュの撻動による接

点の移動と撻動方向について説明する。図 A1 (a) に示す駆動側では、接触荷重 $P_c = T$ の押圧状態で、プッシュが角度 θ_0 回転する。そのため、プッシュの接点は角度 θ_0 の範囲を移動し、ピンの接点は移動しない。一方、図 A1 (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・点Qに注目する。ピン表面の点Pの摺動方向は図A1(a)で鉛直上向き、図A1(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A1(a-1)で鉛直下向き、図A1(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・点Qに限れば、摺動方向は往復を示す。

図A2に新摩耗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・点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。

のだ・なおあき NODA Nao-Aki

1984 九州大学大学院工学研究科機械工学専攻博士課程修了。九州工業大学工学部講師・助教授を経て、教授。焼嵌め式ローラや特殊ボルト等の産学連携に関する研究に従事。日本設計工学会論文賞受賞。日本機学会材料力学部門賞業績賞。日本機械学会フェロー。自動車技術会フェロー。2019-2021 日本材料学会九州支部長。2022.04 九州工業大学名誉教授。

さの・よしかず SANO Yoshikazu

1967 九州大学大学院機械修了。日立金属㈱入社。1992 技師長。1996 九州大学より博士(工学)授与。学術研究員。九州工業大学支援研究員を経て㈱ホーシン技術顧問。焼嵌め式ロールの構造設計に関する研究に従事。(公社)日本設計工学会2019年度論文賞受賞。

たかせ・やすし TAKASE Yasushi

1985 九州工業大学技術職員。1993 同工学部設計生産工学科夜間主コース卒業。2002 技術専門職員。2007「任意寸法の試験片に対して正確な応力集中係数を与える計算式に関する研究」で博士(工学)。2020年度日本塑性加工学会教育賞受賞。

ほった・げんじ HOTTA Genji

1979 九州工業大学卒業。㈱日鉄エレックスを経て2008 有明工業高等専門学校機械工学科教授。2012 熊本大学より博士(工学)授与。2019より九州工業大学客員教授。2021 西日本工業大学客員教授。日本技術士会ものづくり部会長。2021年度技術士功労章受章。

