

//////////
論 文
 //////////

冷間圧延用潤滑油の潤滑性評価試験機 の開発

小豆島 明*

Development of a Simulation Testing Machine for Evaluating the Lubricity of Lubricant in Cold Sheet Rolling

Akira AZUSHIMA

Synopsis :

The new simple simulating tests have always been desired strongly in order to evaluate the lubricity of lubricant in cold sheet rolling, because of complexity and cost of experimentation with actual rolling processes. The purpose of the study is to develop a new simulation testing machine. In the new type of simulating test, it is necessary to deform, the workpiece material plastically which is different from the simulating test such as Timken test. The contact behavior between rolls and workpiece is undoubtedly closer to that in rolling practice. The roll can be rotated at a high relative speed and moreover, the normal force and tangential force can be measured individually. The new simulation testing machine developed is sufficient for these necessary conditions. The apparatus is very simple and the cost for experiments is cheap. This machine is effective for evaluation of the lubricity of lubricant in cold sheet rolling.

Key words : cold rolling ; lubricant ; testing machine ; simulation ; evaluation.

1. 緒 言

冷間圧延におけるロールと材料界面の潤滑は、加工力の低減、製品表面の品質管理からも重要な問題となっている。この生産性及び品質の向上のため、優れた潤滑油の開発が試みられている。冷延用潤滑油は、ロールと材料界面において材料が塑性変形することによつて新生面を露出し、その接触面積も非常に大きく、高い面圧、高いすべり速度及び高い温度という苛酷な状況下での使用に耐えなければならない¹⁾²⁾。更に、最近では加工速度、圧下率の上昇に伴う界面温度の増加により、焼付きが発生することも多く、この開発を困難にしている。

優れた潤滑油を開発するため、その潤滑油の性能を総合的、統一的に評価することが必要である。冷間圧延に限らず、一般に加工プロセスにおける潤滑油の評価には、次の三つの方法が用いられている³⁾。一つは、振り子式試験機、4球式試験機、チムケン試験機など、単純化された基礎的試験機による方法、二つめは実際の加工プロセスに近い界面状況を模擬した模擬的試験機による方

法、最後は実機による方法である。

冷延用潤滑油の評価には、従来基礎的試験機により得られた摩擦係数、耐荷重能などの値が用いられてきた。しかし、各種基礎的試験機の間的相关関係は明確ではなく、潤滑油の評価を統一的に行うことができず、更に実機で得られた値とは一致しないことも多く認められた⁴⁾⁵⁾。そのような評価の問題点を少なくするため、実際には工場に設置されている実機を用いて評価する方法が、結局のところ優先して用いられている現状にある。この場合には、評価に使用した圧延機では満足した結果が得られるが、他の圧延機にこの結果を適用することができない汎用性の問題点及び評価のために多額の費用を必要とする問題点などが生じている。そこで、潤滑油の統一的な評価を可能にする模擬的試験機(評価試験機、シミュレーター)の開発が望まれている。

本研究は、冷延用潤滑油の性能評価のための評価試験機の開発にあたり、設計のために必要な条件について考察し、試作した評価試験機の構造及びその性能について報告するものである。

昭和59年4月本会講演大会にて発表 昭和62年5月8日受付 (Received May 8, 1987)

* 横浜国立大学工学部 工博 (Faculty of Engineering, Yokohama National University, 156 Tokiwadai Hodogaya-ku Yokohama 240)

2. 評価試験機の設計のための予備考察

冷間圧延のロールと材料界面における潤滑条件因子は、Table 1 に示すように数多くある。潤滑油の性能評価のための試験機を開発する場合、これらすべての条件因子を実機に一致させることは不可能である。一般に、シミュレーション試験の場合には、条件因子のうち重要でない因子を無視しても、かなり有用な知識が得られることが報告されている⁶⁾。そのため、過去の研究結果などを考察して重要でない潤滑条件因子を切り捨て、重要な因子だけに注目して評価試験機の設計を行った。

また、冷延用潤滑油の性能評価と言っても数多くあり、どの性能を評価するのかという目的を明確にする必要がある。ここでは、冷延用潤滑油の潤滑性及び耐焼付き性に限って、評価試験機設計のために考慮しなければならない潤滑条件因子について考えることにする。

摩擦係数による潤滑性の評価として、佐伯ら⁷⁾は振り子式試験機による摩擦係数が、境界潤滑性のかなり優勢な低速の強圧下圧延における摩擦係数の評価に使用できることを示した。筆者ら⁸⁾は、高速になり流体潤滑性が優勢になると、振り子式試験機の摩擦係数では評価できないことを示した。このことから、振り子式試験機のような基礎的試験機で得られる摩擦係数は、境界潤滑性が優勢な圧延条件では相関を持つが、流体潤滑が混合した条件では相関の無くなることが考えられる。そのため、摩擦係数を求める多くの研究には、実機もしくは実機に近い圧延速度が可能な圧延試験機が用いられることになった^{9)~13)}。

これらの研究結果から、摩擦係数により潤滑性を評価するためには、ロールと材料界面での潤滑条件因子として、次の因子が重要と考えられる。

- (1)幾何学形状の相似性
- (2)材料の塑性変形による新生面の露出
- (3)広い接触面積
- (4)接触面での相対すべり速度
- (5)入口部での導入油量

Table 1. Tribological factors in cold rolling.

Roll	Material	Lubricant	Rolling conditions
Diameter Hardness Elastic modulus Surface roughness Surface texture Heat conductivity Composition	Dimension Shape Flow stress Surface roughness Affinity	Film strength Shear strength Viscosity (temperature and pressure coefficients) Compressibility Cooling property	Load Tension Reduction Rolling speed Relative speed Supplying method of oil Film thickness Temperature Contact length

(6)加工度

つづいて、耐焼付き性評価として、各種基礎的試験機において温度条件などをコントロールすることにより焼付きを発生させると、実機での耐焼付き性と良い相関のあることが示された¹⁴⁾¹⁵⁾。また、低速圧延機を用いても、材料コイル温度を上昇させることにより焼付きを発生させることが可能となり、焼付き発生と出口コイル表面温度との間に相関性が認められた¹⁶⁾¹⁷⁾。

これらの研究結果から、耐焼付き性の評価には、ロールと材料界面での加工面温度が最も重要な因子であることがわかる。そのことから、加工面温度に影響を与える相対すべり速度、摩擦力及びすべり距離（接触弧長）の潤滑条件因子に注意を払わなければならない。

冷延用潤滑油の性能評価のために、上記の重要な潤滑条件因子に注目して評価試験機の試作を行った。

3. 評価試験機の試作

試作する評価試験機としては、次の条件を満足していなければならない。

- (1)実機におけるロールと材料の界面状況をできるだけ再現すること。
- (2)試験機が小型、安価であること。
- (3)作業性が容易であり、実験コストが安価であること。
- (4)実験の再現性が良いこと。

これらの条件のうち(1)は、前の2章で考察した重要な潤滑条件因子を満足させることにより可能となる。幾何学形状の相似性を満足させる試験機としては、圧延機と同じく2円筒のロールで板材料を塑性変形させるタイプを考えねばならない。ロールと材料界面での相対すべり速度を実機と一致させることが、この試験機の試作にあたり最大の問題点である。通常の圧延機タイプであれば、実機と同じ圧延速度が必要となり、実験室用に製作

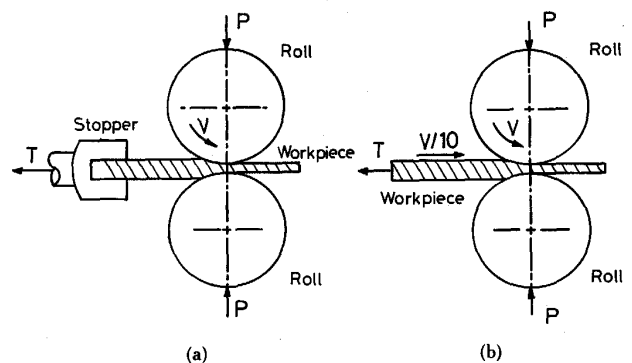


Fig. 1. Schematic diagrams of the roll bite of the simulation testing machine.

するにしても(2)の条件を満足しなくなる。そこで、後方張力を付加することにより、材料速度をできるだけロール周速に比べて遅くして圧延することにより、界面での相対すべり速度を大きくして、実機と一致させることを考えた。

Fig. 1 にこのことを具体化したロール間げきの模式図を示す。Fig. 1 (a) は、材料を固定しているため試験機としては簡単に製作できるが、これでは最初に材料を塑性変形させただけで、ロール回転時には弾性接触状態にあるという問題が生じる。そこで、できるだけ実機の界面状況に近づけるため、Fig. 1 (b) のようにロール回転時も材料が同時に塑性変形するように、材料をロール周速に比べて低速度で移動させるようにした。具体的には、材料速度をロール周速 V の $1/10$ とした。そのため、実機と同じ相対すべり速度を得るためのロール周速は、実機の約 $1/10$ で良く、試験機を小型で、安価にすることが可能となる。その結果として、実験コイルの長さも少なく済み、(3)の条件の実験コストも安価にすることができる。

試作する評価試験機としては、Fig. 1 (b) のロールと材料間の状況を具現でき、ロール周速、圧下率を広範囲に変化させることが可能になるなら、性能評価のための重要な潤滑条件因子をかなり満足させるものとなる。

4. 試作した評価試験機

4-1 概要

評価試験機は、本体の2段圧延機①と材料コイルの移動速度をコントロールするための材料移動制御圧延機②から成っている。その本体の正面図をFig. 2に示す。本体は、高さ1240 mm、幅1922 mm及び奥行き780 mmの寸法をしており、その最高荷重は15 tfである。ロール③は、SUJ-2高炭素クロム鋼で、ロール径76 mm、

胴長60 mmである。上下ロールは、1750 rpmまで速度可変の22 kW DCモーター④を電磁クラッチ⑤を通して接続され、カムワルツ⑥とジョイント⑦を通じて回転させられる。ロール回転の立ち上がり速度を高めるため、電磁クラッチには8倍コンデンサー過励磁制御器が使用されている。ジョイントの下部を取り除くと、上ロールだけが回転する。その状態で、下ロールをカップリング⑧で低速用モーター(500 W速度可変ACモーター)⑨に接続すると、上下ロールは異同速で回転することができる。圧延荷重は、スクリューとロールチャックとの間の左右のロードセル⑩により測定する。またこの本体の圧延機は、上ロールが1回転すると荷重が除荷できる装置を持っている。

つぎに、材料移動制御圧延機をも含めた平面図及び側面図をFig. 3, Fig. 4に示す。材料移動制御圧延機は、高さ1200 mm、幅1100 mm及び奥行き1100 mmの寸法をしており、その最高は5 tfである。ロール⑪はSUJ-2で、ロール径70 mm、胴長60 mmである。上下ロールは、本体のモーター②からタイミングベルト⑫を用いて回転させる。ロールの回転速度は、プーリとロール間に挿入した減速機⑬により本体のロールの $1/10$ となる。材料コイル⑭は、トルクリミタにより張力制御が可能なアンコイラー⑮よりFig. 5に示すようにセットされ、材料移動制御圧延機及び本体の圧延機で圧延される。両圧延機間でコイルに作用する張力は、テンションローラー部⑯に挿入したロードセル⑰により測定する。

この評価試験機の仕様をTable 2に示す。

4-2 運転操作

本体の圧延機の上ロールを研磨・脱脂し、Fig. 4に示すように材料コイルをセットする。他のロールも脱脂状態にしておく。②の圧延機の圧下スクリューでロールを適量コイルに押し込み、ついで①の圧延機において

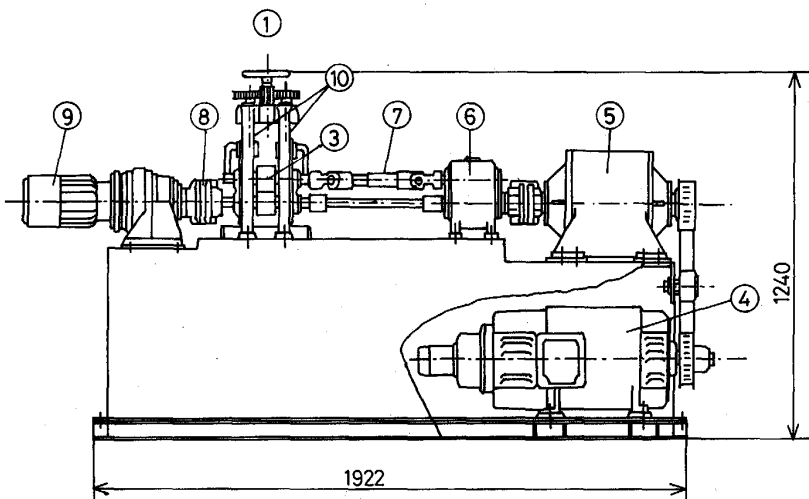


Fig. 2. Outside drawing of the main part of the new simulation testing machine.

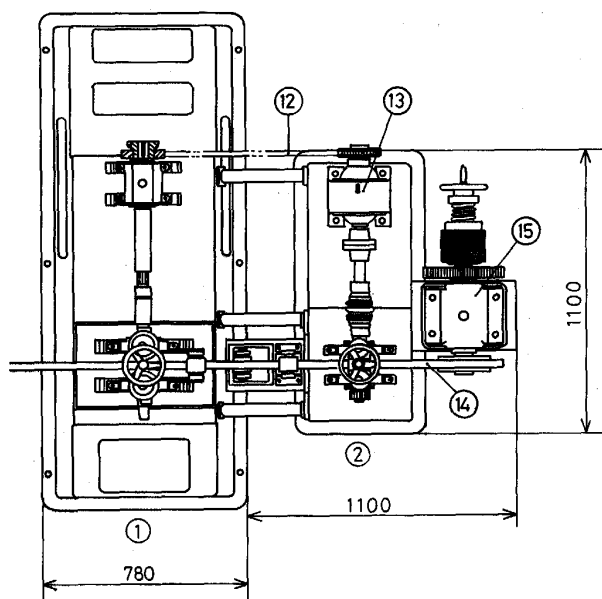


Fig. 3. Plan view of the new simulation testing machine.

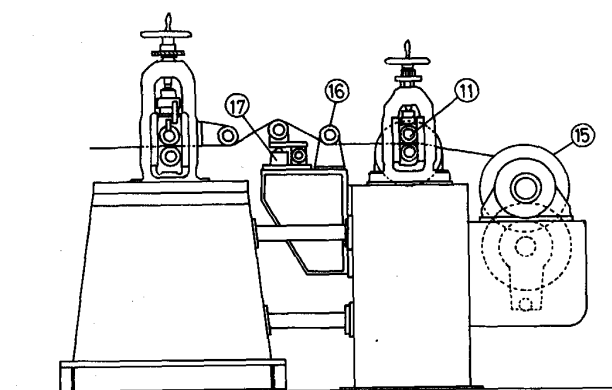


Fig. 4. Side view of the new simulation testing machine.

Table 2. Specification of the new simulation testing machine.

Main stand	DC motor	Power Revolution number	22kW 0-1750rpm
	Magnetic clutch	8H type	
	Deceleration of roll	1 : 1, 1 : 1/2, 1 : 1/3	
	Main rolling mill	Roll geometry Roll material Roll speed Rolling force	76mmφ×60mm SUJ-2, Hs≥90 0-420m/min 15tf Max.
Sub stand	AC motor	Power Revolution number	0.75kW 3-35rpm
	Deceleration	Timing pulley Reducing gear	1 : 1, 1 : 1/3 1 : 1/10
	Sub-rolling mill	Roll geometry Roll material Roll speed Rolling force	70mmφ×60mm SUJ-2, Hs≥90 0-42m/min 5tf Max.
	Un-coiler	Torque control Geometry	200mmφ×60mm

も圧下スクリューで所定の圧下量を得るためロールをコイルに押し込む。つづいて、④のモーターを所定の回転数で回転させておき、電磁クラッチを入れることにより、③の上ロール及び⑪の上下ロールを回転させる。このとき③の下ロールは下部ジョイントを取りはずしておき、従動状態にある。この結果、材料コイルはほぼ②の圧延機のロール速度で移動し、①の圧延機の上ロールはその約 10 倍の速度で回転することになる。

潤滑油は、ニートの場合本体の圧延機の上ロールにガーゼで押しつけ塗布し、エマルジョンの場合上ロールとコイル間の入側へノズルで噴射する。この場合、材料コイルの実験距離は、①と②の圧延機間のコイル長さ 80 cm である。コイルの実験距離を長くするには、あらかじめ②の圧延機で所定の圧下率で圧延させた後、Fig. 5 のようにセットして圧延することにより成し遂げられる。

圧延荷重 P 及び張力 T の測定は、⑩、⑰のロードセル（東京測器製）の出力を動ひずみ計を通して X-t レコーダーにより行う。トルク G の測定は、ロール軸に貼付したひずみゲージのリード線を軸中央の直径 10 mm の中空を通してスリップリングに接続し、その出力を動ひずみ計を通して X-t レコーダーにより行う。

5. 摩擦係数測定の実験

5.1 摩擦係数の算出

Fig. 5 にロール間げきの模式図を示す。上ロールは材料よりも速くすべり、下ロールは従動状態になっている。今、上、下ロールにかかる荷重を P とし、圧力分布 p が一定であると仮定すると、水平方向の釣合方程式は

$$T = \int_0^{\alpha} p(-\sin \theta + \mu_1 \cos \theta) R d\theta + \int_0^{\alpha_n} p(-\sin \theta - \mu_2 \cos \theta) R d\theta + \int_{\alpha_n}^{\alpha} p(-\sin \theta + \mu_2 \cos \theta) R d\theta \dots (1)$$

となる。ここで、 α_n は中立角、 R はロール半径である。下ロールが従動状態にあるので、 $G_2 = 0$ となり、 $\alpha_n = \frac{\alpha}{2}$ が得られる。

第 1 近似として摩擦係数 μ_1 を求めるとき、 $\alpha \ll 1$ とすると、

$$-\int_0^{\frac{\alpha}{2}} \mu_2 p \cos \theta R d\theta + \int_{\frac{\alpha}{2}}^{\alpha} \mu_2 p \cos \theta R d\theta = 0$$

が成り立ち、(1)式は

$$T = \mu_1 p R \sin \alpha - 2 p R (1 - \cos \alpha) \dots (2)$$

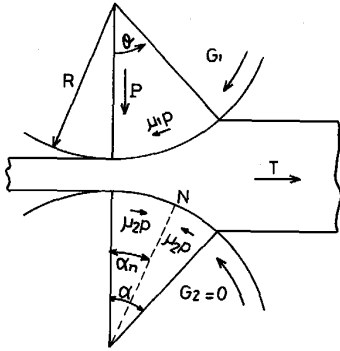


Fig. 5. Schematic diagram of the roll bite.

となる。同じく、 $\alpha \ll 1$ より $\sin \alpha \approx \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$ を用いて、

$$T \approx \alpha \mu_1 p R \quad \dots\dots\dots (3)$$

が得られる。

$$P \approx \int_0^\alpha p R d\theta = \alpha p R \quad \dots\dots\dots (4)$$

より、(3)式、(4)式から摩擦係数 μ_1 は

$$\mu_1 = \frac{T}{P} \quad \dots\dots\dots (5)$$

として得られる。

5.2 摩擦係数 μ_1 の測定と再現性

実験用コイルは、板厚 0.4 mm、幅 15 mm の低炭素リムド鋼の焼なまし調質材で、降伏応力は 18 kgf/mm² (176 MPa) である。コイル表面はブライイト仕上げで、表面粗さ R_{max} 0.5 μ m である。低炭素リムド鋼は、アルミキルド鋼に比べてロール摩耗には問題の少ない材料として用いた。実験に際し、本体圧延機の上ロール回転数は、50, 100, 150, 200, 250 及び 300 rpm (上ロール速度で 12, 24, 36, 48, 60 及び 72 m/min) の 6 段階に変化させ、圧下率は 3% と一定にした。上ロールは、1 回の実験ごとに No. 500 研磨紙で研磨後、ベンジンで脱脂した。使用した潤滑油は、粘度 20 cSt(25°C) のパラフィン系基油で、潤滑油の供給はニートで上ロールにガーゼで塗布した。再現性の検討のため、同一条件で 5 回以上の実験を行った。

Fig. 6 に材料コイルを 80 cm 移動 (圧延) させたときの荷重 P 及び張力 T の測定結果の一例を示す。圧延荷重は、圧延中はほぼ一定であったが、張力は圧延距離 20~30 cm までは増加傾向にあり、30 cm を超えてはほぼ一定となった。圧延荷重及び張力の読み取り値としては、一定となったところの値を採用した。

Fig. 7 に摩擦係数 ($\mu_1 = T/P$) と圧延距離との関係を示す。上ロール速度が 12 及び 60 m/min の結果を示す。実験は、各条件で 5 回行い、白丸がその平均値であり、縦線分の長さが実験値の範囲を示す。上ロール速度 12

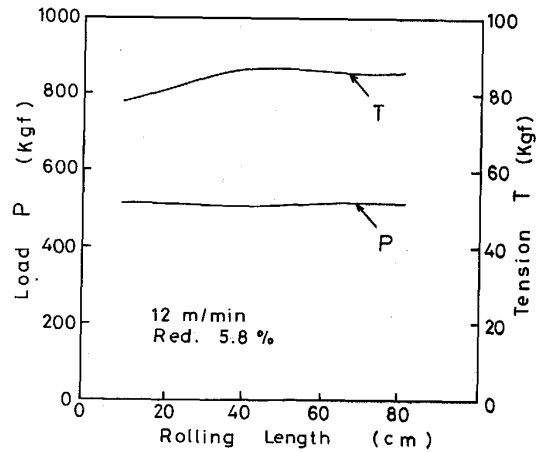


Fig. 6. Variation of load and tension with rolling distance at 5.8% rolling reduction and 12 m/min rolling speed.

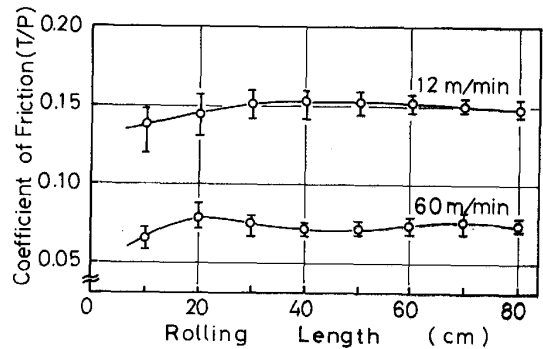


Fig. 7. Variation of coefficient of friction with rolling distance at rolling speeds of 12 and 60 m/min.

m/min では、圧延距離 30 cm までは摩擦係数は上昇し、その値のばらつきも大きい。圧延距離 30 cm を超えると一定になり、ばらつきも小さくなった。上ロール速度 60 m/min においても、圧延距離の最初の部分で摩擦係数は上昇するが、上ロール速度 12 m/min に比べて早い時期に一定になった。

Fig. 8 に摩擦係数と上ロール速度との関係及び摩擦係数のばらつきの程度を示す。摩擦係数は上ロール速度の増加につれて減少した。そのばらつきは、摩擦係数が上ロール速度に対して大きな変化を示す範囲で大きく、この原因は実験条件の小さな設定差によっても摩擦係数が変動することによる。また、上ロール速度 72 m/min でばらつきが大きいのは、ロールと材料界面で焼付きが発生したためである。

これらの結果から、摩擦係数のばらつきは特別な条件を除けば $\pm 5\%$ 以内にあり、評価試験機として重要な再現性には優れていることが確認された。

5.3 摩擦係数 (T/P) の検討

測定した圧延荷重 P 及び張力 T から得られた摩擦係数 (T/P) と上ロールと材料界面での摩擦係数 μ_1 との関係について検討する。そのため、Fig. 6 に示したロー

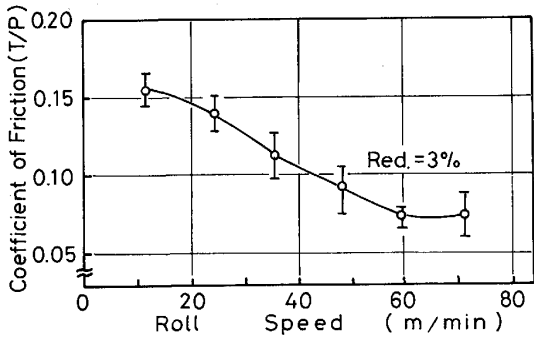


Fig. 8. Relationship between coefficient of friction and rolling speed at 3% rolling reduction.

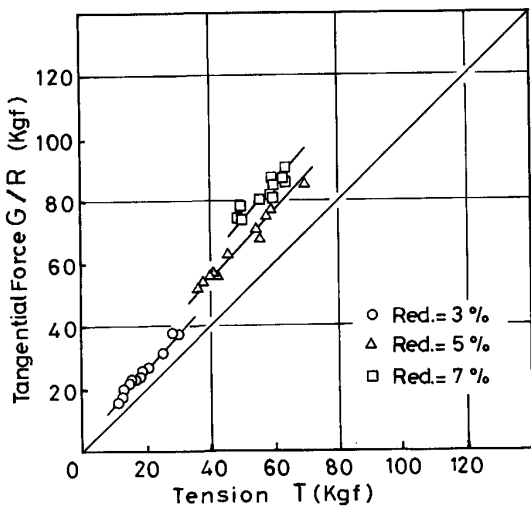


Fig. 9. Relationship between tangential force and tension at rolling reductions of 3, 5 and 7%.

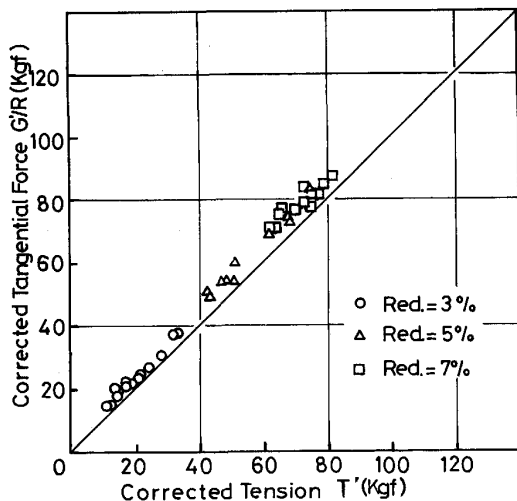


Fig. 10. Relationship between corrected tangential force and corrected tension.

ル軸に貼付したひずみゲージによりトルク G_1 を測定し、張力と比較した。Fig. 9 にトルクによる接線力 (G_1/R) と張力との関係を示す。実験は、同じく粘度 20 cSt(25°C) のパラフィン系基油をニートで用い、圧下率を 3, 5 及び 7% に一定とし、それぞれの圧下率においてロール回転数を 50~300 rpm まで変化させて行つた。各実験条件で圧延荷重 P, 張力 T 及びトルク G_1 を測定した。

Fig. 9 より、張力に比ベトルクによる接線力は大きく測定され、圧下率が大きくなるとその差も大きくなっている。第 1 近似で摩擦係数を導出したのと同じく、 $\alpha \ll 1$ とすると、トルク G_1 は

$$G_1 = \int_0^\alpha R\mu_1 p R d\theta = \alpha \mu_1 p R^2 \dots\dots\dots (6)$$

となり、(4)式より

$$T = G_1/R \dots\dots\dots (7)$$

の関係が得られる。しかし、Fig. 12 の実験結果より

$$T < G_1/R \dots\dots\dots (8)$$

の関係が得られたので、第 1 近似による摩擦係数を求めることには問題となつた。

そこで、圧延荷重 P が張力 T に及ぼす影響を考慮することにした。(2)式の右辺の第 2 項に $(1 - \cos \alpha) \approx \alpha^2/2$ を代入することにより、(3)式は

$$T = \alpha p R (\mu_1 - \alpha) \dots\dots\dots (9)$$

となり、摩擦係数 μ_1 は

$$\mu_1 = \frac{T}{P} + \alpha \dots\dots\dots (10)$$

となる。

この補正を行つた結果を Fig. 10 に示す。この図から、補正した接線力は張力にかなり一致し、上ロールと材料界面での摩擦係数 μ_1 は、T/P にかみ込み角 α を補正した値を用いばよいことがわかつた。

この摩擦係数値は、上ロール速度が実機でのロールと材料間の相対すべり速度とほぼ同じときの摩擦係数値に対応し、この評価試験機を用いると、実機の圧延速度に対応する圧延油の潤滑性評価が可能となる。

5.4 圧延油間の摩擦係数

5.2 と同じ低炭素リムド鋼の焼なまし調質材を用い、実機の圧延油給油方法と同じく、5% 乳化剤を添加した鉍物油 (パラフィン系基油) 及び牛脂のエマルジョンを用いた。それぞれのエマルジョンは 3% 濃度で、55°C に保温され、毎分 1l の量を上ロールとコイル材料の間に噴霧し、循環使用した。圧延条件は、上ロール速度を 12, 24, 48, 60 及び 72 m/min の 6 段階変化させ、圧下率を 5% に一定とした。

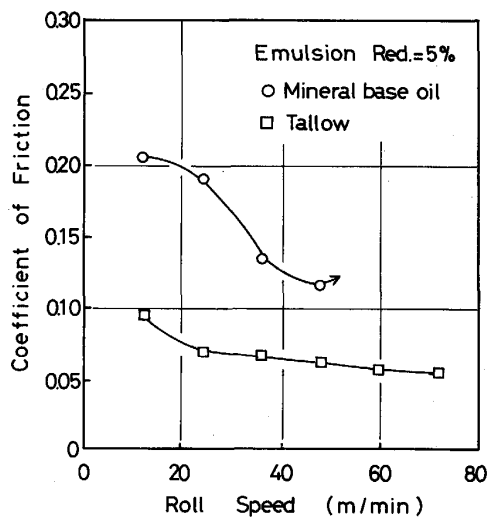


Fig. 11. Coefficient of friction for roll speed at a rolling reduction of 5% using emulsion oils of mineral base oil and tallow.

Fig. 11 にそのときの摩擦係数と上ロール速度との関係を示す。摩擦係数は上ロール速度とともに減少するが、鉱物油は大きく減少し、上ロール速度 60 m/min で焼付きを発生した。牛脂は、ゆるやかに減少している。摩擦係数は、各速度とも鉱物油が高く、牛脂が約 0.1 から 0.05 低くなっている。これらの差は、従来の実機及び基礎的試験機で得られた結果¹⁴⁾¹⁵⁾ とよく一致している。

6. 結 言

冷延用潤滑油の性能評価が可能な評価試験機の開発を行った。この新しく開発した評価試験機から得られた摩擦係数の再現性は良く、この試験機を性能評価に使用できることがわかった。

今後、冷延用潤滑油の潤滑性、耐焼付き性及び耐ロール摩耗性などの各性能評価のための、この試験機による評価方法の検討を行う。更に各種潤滑油の性能評価を行い、得られた結果を実機に適用する場合、どのように対

応づけられるかについて検討する予定である。

おわりに、本試験機を開発するにあたり御示唆いただきました長岡技術科学大学宮川松男副学長、本研究を遂行するにあたり御助言いただきました横浜国立大学工藤英明教授、大阪大学齊藤好弘助教授、並びに実験に御協力いただいた当時横浜国立大学学生志磨貴司君、三橋勝君、大同化学工業(株)喜多良彦氏に深く感謝の意を表します。また、本試験機の製作にあたり多大の御協力をいただいた大東製作所(株)に深く感謝の意を表します。なお本研究は、文部省科学研究費(試験研究)によつたことを付記する。

文 献

- 1) 曾田範宗: 日本機械学会誌, **62** (1959) 489, p. 146
- 2) 河合 望, 中村 保: 塑性と加工, **11** (1970) 118, p. 798
- 3) 河合 望: 塑性と加工, **20** (1979) 227, p. 1055
- 4) 小豆島明: 日本機械学会誌, **84** (1981) 756, p. 1205
- 5) 木原諄二: 鉄と鋼, **69** (1983), p. 2024
- 6) 工藤英明, 曾田長一郎: 塑性と加工, **13** (1972) 141, p. 729
- 7) 佐伯邦男, 橋本有司: 塑性と加工, **6** (1965) 55, p. 439
- 8) 小豆島明, 宮川松男: 塑性と加工, **25** (1984) 285, p. 915
- 9) 岡本豊彦, 河野輝雄, 永井博司: 22 回塑加連講論 (1971), p. 25
- 10) 鎌田征雄, 磯辺邦夫, 中川吉左衛門: 23 回塑加連講論 (1972), p. 355
- 11) 五弓勇雄, 木原諄二, 小豆島明: 塑性と加工, **15** (1974) 160, p. 400
- 12) 中島浩衛, 柴田嘉基, 上堀雄司: 昭 51 春塑加講論 (1976), p. 29
- 13) 左海哲夫, 齊藤好弘, 加藤健三: 塑性と加工, **19** (1978) 214, p. 972
- 14) 間瀬俊朗, 山本秀男, 西野隆生: 潤滑, **27** (1982), p. 552
- 15) 伊東紘一, 北村邦雄: 同上, p. 559
- 16) 田村裕保, 細野弘夫, 戸口一男, 小林義弘: 昭 54 春塑加講論 (1979), p. 387
- 17) 広瀬敏光, 飯野光明, 藤原辰夫, 金森英夫, 衣松余香, 原 重雄, 中村真三: 30 回塑加連講論 (1979), p. 61