

鋼材圧延油の摩擦試験機の試作

東 克 巳* 小 城 徹**

Trial Assembling of Steel Rolling Lubricant Tester.

Katsumi HIGASHI and Iwao OGI

圧延油はその摩擦係数の僅かな差異が鋼材の冷間圧延に大きく影響する。従って、その油が果して有効か否かを前もって確実に判別することは重要である。

在来の摩擦試験機では冷間圧延と相関性の高い結果を見出すことがむづかしい。著者らはチムケンの摩擦試験機を鋼の降伏応力附近の高圧のもとでまで測れるように改良し、あわせて自記式に改めて、偏差の少ない数値が得られるようになったので、これを報告する。

1. 緒 言

鋼材の冷間圧延は、常温のままで厚さ h_1 の帯鋼材料を、回転する2本のロールの間隙に通して、 h_2 の薄さに圧延するものであるから、材料はそれによって縦方向にのびる。従って、ロール間隙の入口での材料のかみ込速度 v_1 よりも出口の速度 v_2 はつねに大である。ロールの駆動回転の周速を v_0 とすると、

$$h_1 \cdot v_1 = h_2 \cdot v_2$$

$$v_1 < v_0 < v_2$$

である。

従って、ロールと材料との相対運動は滑りになるので、そこに大きな摩擦がおこる。すなわち、かみ込の入側では $(v_0 - v_1)$ の滑りが生じ、その摩擦力は材料をロール間隙に引込むように働くが、出側では逆に $-(v_0 - v_2)$ の滑りによる摩擦力は材料の進行を引きもどすように働く。そして入側と出側の中間のどこかで、材料とロールとが同じ速度になり、滑りのない静止摩擦に達する点（中立点）ができていく。ロールには材料の塑性応力を上廻る高い圧下力がかかっているため、その作用方向から角度 θ の点で材料面が受ける応力はその余弦となる。元来

θ は小さいから、この余弦と摩擦係数の積になる摩擦力は決して小ではない。従って摩擦抵抗を小にするため摩擦係数が小さいことが求められる。ロールと材料の接触弧に沿った摩擦力は図1に示すように変化する。

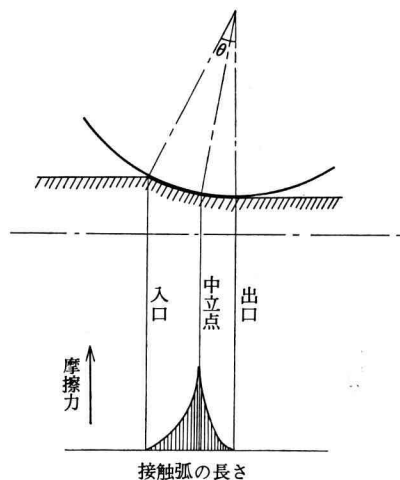


図1 ロールの接触弧に沿った摩擦力の分布の状態

なお、接触弧に沿って材料が受ける圧力、滑り速度及び摩擦力は次表のような関係になる。

この摩擦抵抗を減らすための減摩剤として冷間圧延潤滑油が滑り面に施される。潤滑油の使用によって摩擦の仕事による発熱は少なくなる

* 幾徳工業高等専門学校

** 元大洋ミヨシ鯨油研究所

| | 接 触 角 | | |
|---------------------------|--------------|-------------|--------------|
| | 入 口 | 中立点 | 出 口 |
| 庄下力 kg/mm ² | 小 約50 | 最 大 約150 | 中 約80 |
| 送り速度 m/min | 大 600/800 | な し 0 | 中 100/200 |
| 摩 擦 力 | 小 | 大 | 中 |

が、材料の塑性変形の仕事による発熱はおさえられないので、この潤滑は高温域で行われる。その温度は今なお測られていないが、巻取ったコイルの温度から見ても 200°C ははるかに越した温度と思う。しかも圧延速度や圧下率を高めれば、更に昇るはずである。従って、圧延油は高圧・高温のもとで順調な潤滑を維持するものでなければならない。

そのためには第1に鋼材に対し拡張の濡が良く、鋼材の降伏応力 100kg/mm² 以上に耐える油膜強度を有することが先決の要素である。もっとも、これは開放状態での 100kg/mm² ではなく、密接した両塑性体の面にはさまれた状態でのことである。それによって材料表面の金属融着に因る掘り起しきずが局部的にも発生することを押えて良好な表面状態が作れるし、円滑な潤滑ができる。第2がその圧力下で摩擦係数が小さいことが、圧延荷重と動力の軽減、摩擦熱の減少、圧延速度の上昇や薄さの可能限界の延長をもたらすのに不可欠な要素である。

従って冷間圧延油の良否を判断するには、油膜の強度、高圧下の摩擦係数、高温特性と高温に対する化学的抗堪性に集約されると思うが、一般には初めの2者が示標としてとり上げられている。

2. 摩擦係数測定の実験機

潤滑油の摩擦係数を測る械器の主なるものに従来次のようなものがある。

圧延加工における金属界面の摩擦は、加工中に新たな界面が生じてくる状態で行われるところに特異性がある。その状態を再現して行う摩擦試験機はほとんどなく、次の圧縮試験がそれ

にやや近い。

2.1 圧縮試験機

これは金属材料の塑性試験を主目的とするもので、試験材料の厚い円盤を圧縮して塑性変形させるのであるが、その変形過程が圧延に似ているところから、円盤の接触面に試験油を塗って圧縮を行い、潤滑性状をきわめようとするものである。しかし圧縮速度の緩慢さが無視されているので、油の絞りだし効果が違って来る。

それを高速化したものに落槌式がある。

この試験に対する次の問題は、油の塗布である。圧延の実情よりも、はるかにみ込む油膜が厚くなりすぎて、流体潤滑の状態で圧縮されがちである事である。

油膜強度の不足がその中にかくされがちなので、油の塗布状態をそろえることのむづかしさがある。粘度を異にする油の比較などには特に塗布条件が重要になる。また、円盤の表面状態も油の保持能に影響するはずで、それをそろえる必要がある。潤滑剤の効果が試験の副資材によって左右されることは、油の特性を試験の主目的とする方法として好ましくないと考える。

2.2 振子型摩擦試験機

これは曾田教授の考案にかかり、潤滑油の極圧下における低速の境界摩擦の測定が目的である。おもりを付けた長さ 700mm の水平ビームの中央に 1.5mm 径のピンを取りつけ、これを試料油を満したカップの中で2箇所づつ2組の鋼球で支える形式である。電熱式に油温は 250°C ぐらいまで上げられるが、カップが小さいので油の熱変質が早い。ビームを振子のように振って振幅の減衰から摩擦係数を算出する。

ビームのおもりを交換すれば接触圧は最大 110kg/mm² まで得られ、滑り速度は約 40m/min である。これは圧延の中立点の条件にはほぼ近い。

2.3 四球式試験機

電熱加温式のカップに試料油を満した中に、1/2 インチ径の焼入れ鋼球 4 箇をピラミッド形に積みあげた形に置き、上の 1 箇を水平に回転させることによって、下の 3 箇との 3 接点で摩

擦させる方式である。カップを油圧で押上げて接点にヘルツ圧を生ぜしめる。

接触荷重は 100kg/球 (ヘルツ圧 480kg/mm²) の高圧下の境界潤滑が実験できて、ミクロン程度の油膜厚の対圧強度を測れる特徴があるが、摩擦係数の測定精度を上げるのがむずかしい。球の回転は最高 2800 rpm であるが、周速に直して 80 m/min はややたりない。

2.4 アムスラー摩擦試験機

たがい切線方向に接触して、異なる速度で回転する 2 つの円板の間に生ずる滑り部分に試料油を供給し、接触圧を加減して軸のトルクから摩擦係数を計算する。接触圧 70 kg/mm² 余が得られる。

2.5 チムケン試験機

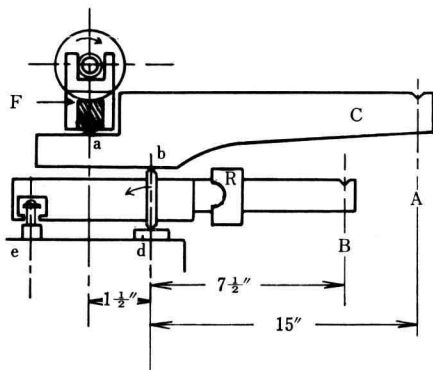


図 2 チムケン試験機の構造の要領

駆動で回転するリング（テストカップと称している）の曲面に、試料油を注ぎながら、試験用のテストブロック F を下側から押着けて、そこに生ずる摩擦力を天秤式に測って、次式で摩擦係数を計算するのである。試料油はポンプ循環でリング面に注ぎ続ける。C は荷重レバーで、A におもりをかけると a 点ではその 15/1.5 倍の力で F をリングに押着ける。F は摩擦力によって、a 点と b 点とを左方向へ引くので、B へのおもりを増加するか R を右へ移すかによって、d を支点とする摩擦力レバーを水平に保てば、(B+R) は摩擦力に比例する。この平衡を維持する状態で摩擦係数 μ は次式で求めら

れる。

$$\mu = \frac{9.45(B + R)}{10(A + K) - 2.5(B + R)}$$

ここに K は荷重レバーの定数である。テストピースは線接触であるが、摩擦によって面接触に移るので荷重の強さは減って行く。最大 21 kg/mm²、滑り速度は 120 m/min である。

3. 自記式摩擦試験機の試作

冷間圧延油の潤滑性能を調べる観点から、上記の各試験機を比べると、圧縮試験は圧延材料の変形過程を追求するには良法と考えられるが、潤滑油の挙動だけを捕えるには副材料となる金属の表面のあらさ等が影響し、精緻を欠く。四球式試験機は特に油の耐圧性を捕えて自記する特徴をもつが、滑り速度の最高が実際には 65 m/min に留ることが圧延の滑り速度の全域を捕えきれない恨がある。

チムケン試験機は圧延の中立点附近に相当する低速も減速比の変換で得られるが、低速域の潤滑にはスティック滑り³⁾が現れるので、測定に際してレバーの平衡を維持することが難事である。精度は高いはずであるが、機構が不安定である。また線接触の摩擦であるため線の両端に負荷の均分がむづかしく、荷重も最高 21 kg/mm²にとどまる。これを鋼の変形圧まで及ぼせるためには、点接触方式を採り、それによってヘルツ接触圧を得るほか、測定の補助材料である摩擦金属面のあらさによる誤差の介入からのがれるようにする必要がある。

著者は帯鋼の冷間圧延油の摩擦係数を実際の条件に近い圧下力と滑り速度のもとで測るために、チムケン摩擦試験機を次のごとく改良した。

- (1) 摩擦面の滑り速度をプーリーの交換で、モーター速度 150, 125, 10, 0.068 m/min の 5 種類を選べるようにする。
- (2) 摩擦面を点接触にして高荷重の下での測定ができるようにする。
- (3) 摩擦面に高荷重を与えるため、荷重をてこ式とし、摩擦力をバネのひねり角に変えて指針の振れに導いて自記させる。
- (4) 同一試験片で摩擦位置を移動さすことに

- よって測定の一環返しを可能にし、試験片個々の変動が誤差に重なることを避ける。
- (5) 刻々の摩擦力を自記するようにし、生じた摩擦痕は測定後取出して面積を測れるようにする。
- (6) 重荷の負荷状態の不揃(ふぞろい)は測値に対する影響が大きいので、手動負荷を排して自動負荷方式とし、それを除く。

試作機は以上の要件を取入れて、試料油を表面に塗布しつつ回転する焼入れ鋼製リングに、ローラーベヤリングのロールをテストピースとして圧着させた接点での試料油の摩擦力を測定するものである。これによって鋼と鋼の接触面にはさまれる試料油の摩擦係数、潤滑の安定性及び焼付の有無を知り、圧延油としての性能を判定するものである。

3.1 構造の概要

構造の概要は図4に示す通りで、全体を軟鋼製のわくに装置し、摩擦力のとり出し、駆動、自動負荷及び自記の各装置から成り、これを2箇のモーターで駆動する。摩擦力の検定装置を

附属する。

図3に示すように、ゼンマイ箱(41)と駆動のプーレー(42)を一体化して管に固定したものを、回転リング(16)を固定した軸(26)の外側にはめ、ボールベヤリングを介して互に別箇の回転性をもたせ、その軸と管との両者はゼンマイ(40)を介してつないである。即ち、ゼンマイの巻心を軸に、巻末の末端をゼンマイ箱(41)に固定してある。別に軸(26)のネジみぞに接点でかみ合って軽く回転する撓動子(34)があり、それは軸の周を回転するに従って左右に撓動することになる。撓動子には耳(33)があり、これを軽くはさむ2本1組の案内線(31)が2組あって1対をなし、これを固定した管が前記同様にボールベヤリングを介して軸(26)にはめてある。ゼンマイ箱を廻して、ゼンマイの適当なまきしめ状態で、左右の両管をピン(36)と端末板(38)とで、一体に結合する。この場合、撓動子(34)はネジみぞの左端に置いておく。

Vベルトでプーレー(42)が駆動されると、

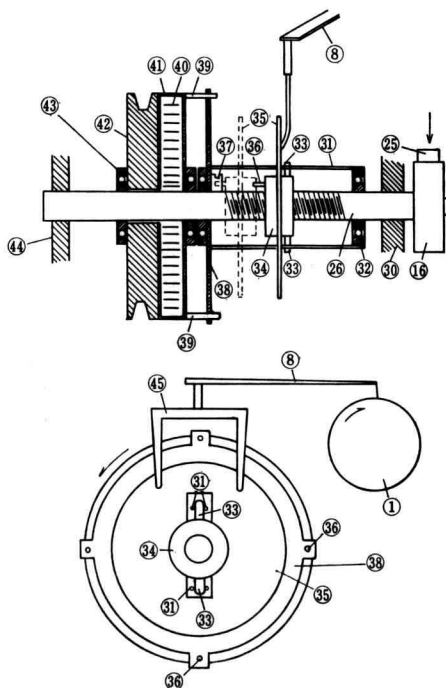


図3 摩擦力のとり出し装置

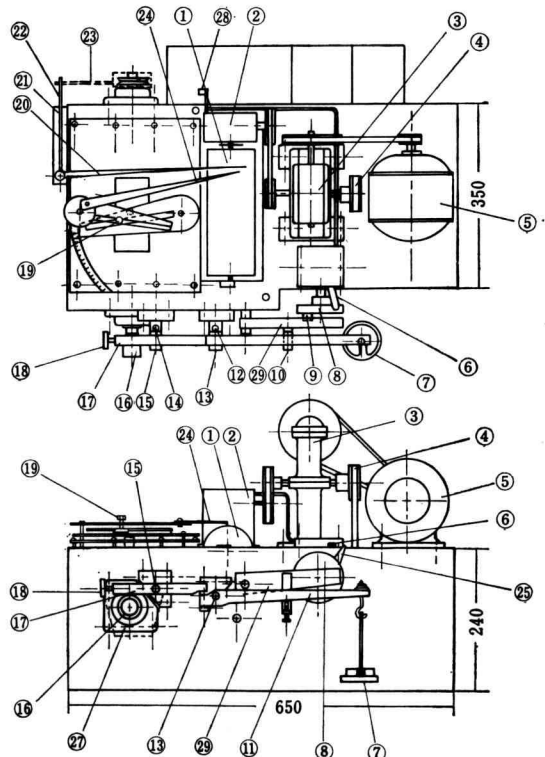


図4 試作機の全体図

ゼンマイを介して回転リング(16)はプーレーに対して、ある一定の遅れ角を維持しながら回転する。テストピースの負荷によって回転リングに摩擦抵抗が生ずると、その強さにつり合ってゼンマイが巻かれ、回転リングは新に増した遅れ角を維持して回転を続ける。従って、摺動子(34)は案内線(31)に支えられながら、ネジみぞをたどって、ねじれ角に相当するだけ右に移動した状態になる。その移動距離は、摺動子のガラス面(次の触指とのすれ合い抵抗をへらすためガラスを張り付けてある)のスラスト板(35)によって、触指(45)に伝わり、図4に示すビーム(19)で増幅されて記録ペン(24)の振れとなり、上記駆動に連動して回転しているドラム(1)に刻々の動きが線図となって記録される。

3.2 回転リングとテストピース

鋼材の圧延圧力の強さは 100 kg/mm^2 前後であるので、その高圧力を与えるため4図に示す重錘(7)とレバー(11)の自重との和を、(13)と(15)とに支点を置く2つのでこを介して(17)で示す位置に装着するテストピースに与える。このピースがリングに接する接点(16)の鉛直な中心線上にあって、その荷重量は重錘とレバーの自重との和の27.75倍である。重錘が Wg の場合、接点にかかる荷重 $P \text{ kg}$ は次のようになる。

$$P = (W + 400) \times 27.75 \times 10^{-3}$$

回転リングとピースとの摩擦面は点接触である。若し線接触ないし面接触であると、高い圧力の強さや均等な圧力分布を得がたいのみならず、金属面のあらさが影響して測定値に偏差を大きくする不利がある。しかし、普通の油を10 kg以上の荷重のもとで試験すると、1分くらいで面接触に移行してしまう。

回転リングには日本精工(株)製テーパローラーベヤリング SMT 30203 の外側輪を用いる。40φ×12mmである。

回転軸(26)の末端はリングが固定するようにテーパにつくり、リングの交換性を持たせてある。テストピースも同じくベヤリングのローラーで10φ×20mmの丸棒である。リングとピースの接触は図5に示すように軸が互に直角

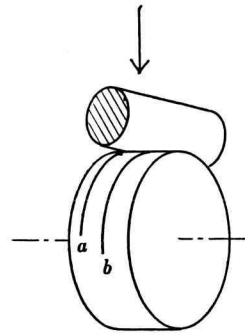


図5 回転リングとテストピースの接触

になっている。

幅10mmを有するリングの表面をピースとの接触で有効に利用するために、図5に示すように先づaの側を使い、測定を繰返すごとに図4に示す支軸(15)を約1mmづつ抜き出して、接点を順次b側に移して使用する。

同時にピースの接触面も、てこ(17)の中で保持を約1mm横に廻すことによって、毎回新しい面をリングに接触させることができ、これによって数箇の測定値に金属材料の材質の影響をのがれることができる。

接点移動のため支軸(15)を抜き出したなら、支軸(13)もそれに合わせて移動させ、共に留ねじ(14, 12)で締めつける。

リング表面は0.5mm間隔で使用すれば14回の反復測定が可能で、その後は油砥石で磨く。ピースは1回転使い終えたならば、小さなナットなどをはさんで締めれば接点の移動ができる。

3.3 試料油の容器

測定する試料油は試料容器に入れる。容器は図4に示す(27)の位置にねじ留めされる。リングの下側1/4を試料油が浸すように溢流口を有し、収容量は約50ccである。また乳化油を循環供給する場合のため、ノズルの取付口があげてある。

3.4 駆動装置

記録用紙は特に選ばないが、方眼紙で足りる。用紙を巻付けたドラム(1)は後記する自動負荷装置(8)(9)(29)と連動して、モーター(5)

から駆動される。ドラムは自動負荷装置の始動と共に回転を初めるように、カム(8)のレバー(25)によって爪(6)が押され、ピアノ線を介してギヤ箱(2)内の歯車がかみ合って、ドラムに回転が伝えられる。モーター(5)の回転は減速器(3)(4)を経て伝えられる。

リング(16)はわく内に設けた別のモーターから数段のプーレーで減速して駆動される。そのプーレーの組みかえによって、リングの回転数はモーターと等速度から 0.54rpm (0.07m/min) まで変えられる。

3.5 自動負荷装置

回転するリングの表面に、荷重を負ったテストピースを載せる際の呼吸は微妙である。分銅皿(7)に仮に 700g の分銅を載せるとピースは 30kg の荷重でリングにかかる。若しこの重い荷重のてこを手動で降ろすならば、微かな手先のふるえが負荷の緩急を支配して測値に大きな不同を及ぼすのである。負荷の状況は厳重に一定にそろえねばならない。そのために、負荷は次の機構の自動装置にする。減速器(3)からウォームで駆動されるカム(8)は時計と逆方向に緩慢に半回転した後は遊び、順方向にはラックする。カムの始動位置ではビーム(29)の右端を持上げていて、ビームの支点(10)によっててこ(11)が持上げられており、リングへの負荷が遊びの状態にある。

またカム(8)はレバー(25)を有し、始動位置から駆動による回転の進行によって、レバー(25)が爪(6)を押してドラムの回転を始動させた後、順次ビーム(29)を下げ、てこ(11)を降ろして行く。これによって常に一定の状態でリングに荷重がかけられるのである。

3.6 自記装置

回転するリング面に生ずる摩擦力を記録用ペン針の振れに取出す機構は 3.1 で述べた。ペンは一般の自記計用の L 形毛管ガラスペンである。インクを含ませて指針(24)の先端に装着して使う。記録紙はドラム(1)に巻付けてバネで固定する。

ドラムは歯車を有する側をギヤ箱(2)側にして本体の V みぞに落せば歯車がかみ合っ

て回転する。ギヤ箱のレバー(28)を上げれば、かみ合は遊び駆動から離れて自由に廻るし、ドラムの取あげもできる。この状態で始動すれば 3.5 に前記した通り、カムが爪(6)を押して、自動的に歯車がかみ合って、ギヤボックス内の減速機構を介して、減速器(3)からの駆動によって、ドラム(1)は回転する。

4. 測定法

図4に示すカム(8)のレバー(25)を時計廻りに停止するまで廻すと、始動位置である。それによって、荷重が浮いて、留ねじ(12)と(13)をゆるめられて、てこ(11)と(17)を抜き出せる。(17)を取りはずしてテストピースを納め(18)で締付けたのち、もと通り本体に装着する。

荷重に必要な分銅を分銅皿に載せる。

試料槽(27)に試料油を、溢流管から溢れるまで満たす。また別の定温槽から循環で供試する場合には、ノズルと還流管を試料槽の所定の位置に差込む。

ドラム(1)に記録用紙を端をそろえて巻付け、これを本体に装着して、ギヤボックスのレバー(28)を上げる。

回転リングの駆動用モーターを始動する。それによって、リングは表面を試料油でぬらしながら回転する。

記録ペンにインクを含ませて指針(24)の先に挿着し、ペンの自在ネジをゆるめて自記する零線を一定の位置(方眼紙の 20mm の所が適当)に調整して締付ける。

モーター(5)を始動する。それによって、カム(8)がゆるやかに回転し、レバー(25)の(10)によって支えられたてこがゆるやかに降下し、約 40 秒後から荷重を負ったテストピースが回転するリングの表面に押しつけられて行く。同時にカムに連動してギヤ箱のレバー(28)がはずされて、歯車がかみ合ってドラム(1)も回転を始める。回転リングは荷重によって摩擦力を受け、それに応じた振幅の図形がドラムの記録紙上に画かれて行く。

測定は負荷の開始から 3 分間続けるのが適当である。その時間を経過すれば主開閉器で両回

路を一挙に切る。

図形は通常図 10 のような形になる。

図の A は無荷重のときの基線である。B が全荷重がかかったときで、接触面積は 0.1mm^2 以下のほとんど点接触の状態での摩擦で、A 線からの B 点の垂直の高さが摩擦力の大きさを表わしている。B の高さは、時間の経過とともにテストピースの接触面が摩耗して増大するので圧下力の強さ kg/mm^2 が小さくなるので、順次減少し、C の高さに低下するのが多くの油の通性である。摩耗痕は 3 分間の摩擦で約 0.35mm^2 位になる。油膜の強さの大なるものでは B から C への下り方が少い訳である。

B, C の摩擦力の大きさは標定曲線に照らして読む。予め荷重に従って摩擦係数を計算した標定曲線を作れば、B, C の垂直高から直接それを読むことも可能である。

5. 摩擦力の標定

記録線図の振れの高さと摩擦力の数量的関係を検定して、標定曲線図を作図する。その作業のため、装置はバネ秤(21)を内蔵している。

検定には、てこ(17)を取はずし、標定用記録ペン(20)を図 4 に示すとおりに装着して、記録

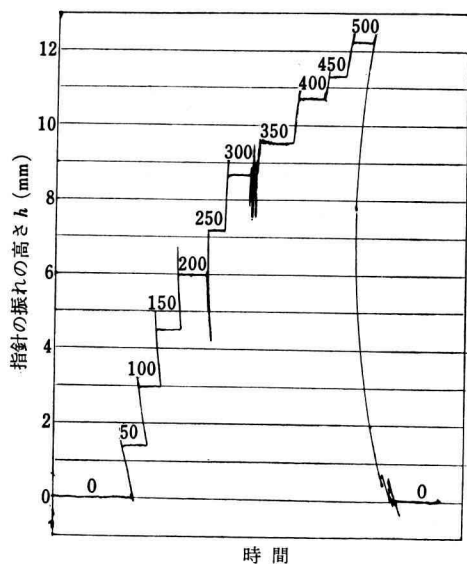


図 6 バネ秤の標定の自記図

用紙を一般測定の場合と同様に準備する。

モーター(5)を始動して、記録ドラムに無荷重状態の線図、即ち標定の基線である零線の自記を続けさせながら、バネ秤のてこ(22)に分銅皿を吊すと、その自重 42g に相当するだけ記録線図は高まった位置に基線と平行な線が画かれて行く。さらに分銅皿に、8g, 50g, 100g, ... と順次分銅をかけ、それぞれに対応する線図を自記させると図 6 のようになる。

この自記図からバネ秤のてこにかかった荷重 $a\text{g}$ とそれに応ずる標定ペン図の高さ $h_1\text{mm}$ との関係を作図すると図 7 が得られる。即ち図 7 はバネ秤の標定線図である。これを曲線 A とする。

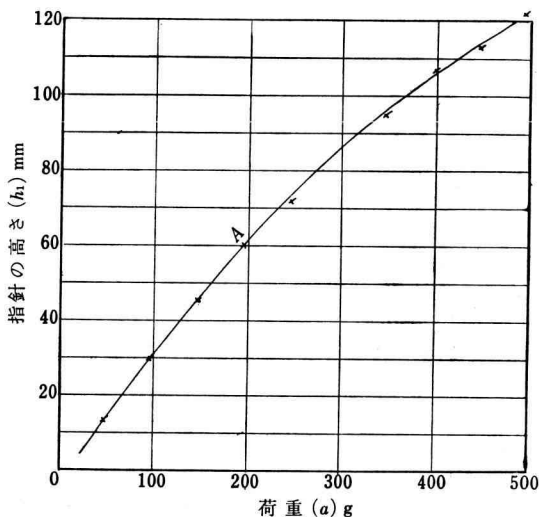


図 7 バネ秤の標定線

次に、この状態から分銅皿をはずし、測定の場合と同様に測定用ペン(24)を装着する。標定用ペンと測定用ペンとが同時にらぶことになる。

両方のモーターを始動し、図 4 に点線で示すように軸(16)に固定したプーリーの外側にブレーキ環を緩くはめ、その腕(23)の先端のフックを秤のてこ(22)の分銅皿をはずした所にかける。この腕のトルク 13g を考慮しながら、ブレーキ環を順次締めてゆくと、プーリーの面には摩擦力が生じ、そのトルクに応じてバネ秤に

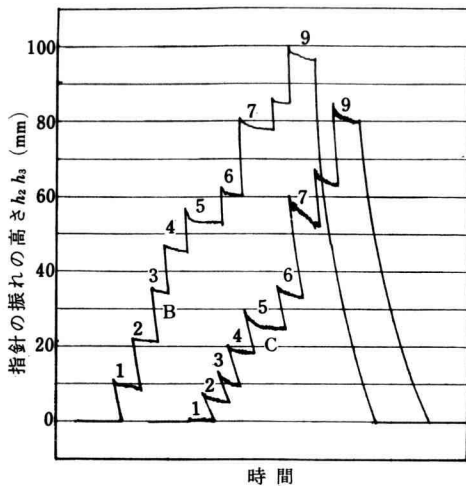


図8 標定針と測定針の振幅の対応

は荷重がかかるので標定用ペン(20)は振れてB線を書き、同時に摩擦力に応じて測定用ペン(24)も振れてC線を書き、図8のようになる。ブレーキの締付け毎に階段的になる。同一摩擦力に対する両線の対応は同一番号を注記してこ

れを示して置く。

図8において、標定線Bの振れの高さ h_2 は曲線A(図7)に照らして a_2 と読むことができる。しかし、 h_2 で表わす a_2 は腕(23)の先端のトルクであって、 h_2 に対応するC線の h_3 で表わされる a_3 とは同一トルクを表わしている。腕の中心距離120mmとリングの半径20mmとの間には次の関係が成立つ。しかも腕(23)の自重によるトルク13gがこれに加わっているので、

$$120 \cdot (a_2 - 13) = 20 \cdot a_3$$

となる。即ち測定針が h_3 の振れを示す場合のリング面の摩擦力 a_3 は、C線の h_3 に対応するB線の h_2 を曲線Aの h_1 に照して a_2 を求め、それから13gを差引いた値の6倍である。こうして求めた h_3 と a_3 との関係図を曲線Dとする。

リングの面に荷重が加わると、その軸を支えるボールベヤリングに抵抗が生じそれは荷重30.5kgの場合12gであったので、一般に荷重

表1 標定と、荷重30.5及び25.0kgの場合の摩擦係数の計算例

| No. | バネ秤標定 | | 測 定 指 針 | | | W=30.5 kg | | | W=25.0 kg | |
|-----|---------------------------|--------------------|--------------------------|-------------------------|-------------------------------------|------------------------|----------------------------|---------------|----------------------------------|---------------|
| | 分銅皿共 荷 重 a_1 g | 指針振 h_1 mm | バネ秤 指針 h_2 mm | 測定 指針 h_3 mm | $a_1 \frac{h_2}{h_1}$ a_2 g | 摩 擦 力 a_2-13 g | $a_3=$ $6(a_2-13)$ g | 摩擦系数 μ | 摩擦力 $a_3=$ $6(a_2-a)$ g | 摩擦系数 μ |
| 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | | | | | | |
| | | | 10 | 1 | 36 | 22 | 138 | 0.0045 | 156 | 0.0062 |
| | | | 11 | 2 | 39 | 26 | 156 | 0.0051 | 174 | 0.0069 |
| 2 | 50 | 14 | 22 | 5 | 74 | 61 | 366 | 0.0120 | 384 | 0.0154 |
| | | | 100 | 30 | | | | | | |
| 3 | | | 35 | 10 | 115 | 102 | 612 | 0.0200 | 630 | 0.0250 |
| 4 | 150 | 45 | 46 | 18 | 155 | 142 | 852 | 0.0279 | 870 | 0.0348 |
| 5 | | | 53 | 25 | 176 | 163 | 978 | 0.0320 | 996 | 0.0398 |
| 6 | 200 | 60 | 61 | 34 | 205 | 192 | 1150 | 0.0378 | 1170 | 0.0461 |
| | 250 | 71.5 | | | | | | | | |
| 7 | | | 79 | 54 | 273 | 260 | 1560 | 0.0511 | 1580 | 0.0631 |
| 8 | 300 | 86 | 85.5 | 64 | 298 | 285 | 1710 | 0.0566 | 1730 | 0.0691 |
| | 350 | 95 | | | | | | | | |
| 9 | | | 99 | 82 | 366 | 353 | 2120 | 0.0694 | 2140 | 0.0854 |
| | 400 | 107 | | | | | | | | |
| 備考 | 図 7 曲線 A | | 図 8 の B 線 | 図 8 の C 線 | | | h_3 との関 係が曲線 D | 図 9 | | 図 9 |

W kg の場合ベヤリングの摩擦抵抗は

$$12 \times W/30.5 \text{ g}$$

である。

結局、リング面に生ずる摩擦抵抗 F は

$$F = 6(a_2 - 13) - 12W/30.5$$

である。図 7, 8 からの計算を表 1 に示す。

6. 摩擦係数の計算

図 4 に示す分銅皿 (7) に分銅を載せることによって、リングにかかる荷重 W はてこと皿のそれも加わって次式のようになる。

$$W = (\text{分銅瓦数} + 400) \times 27.75 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

従って、摩擦係数 μ は摩擦力 F をグラム単位で表わすならば、次式のようになる。

$$\mu = \frac{F}{W} \times 10^{-3}$$

バネ秤の標定から初めて荷重が 30.5 kg と 25.0 kg の場合の摩擦係数の算出の例は、表 1 の

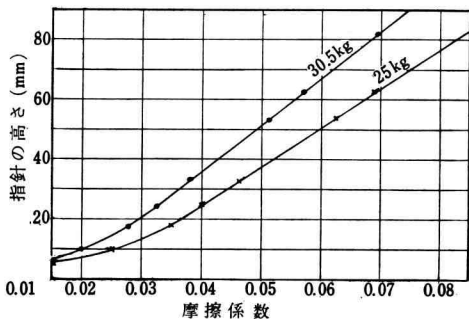


図 9 A 指針の目盛と摩擦係数

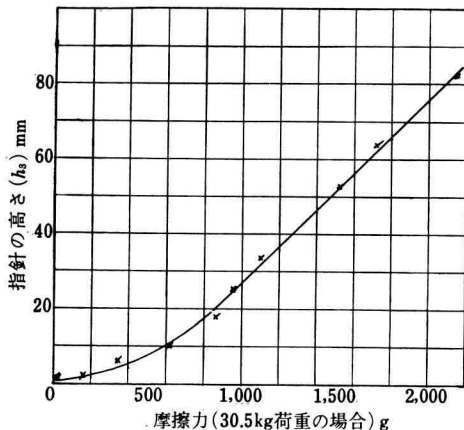


図 9 B 指針の目盛と摩擦力

通りである。

表 1 の測定指針の目盛と摩擦係数との関係を図示すると図 9 A のようになる。摩擦力との関係は図 9 B に示した。

7. 測定実験

7.1 測定値の標準偏差

境界潤滑の現象は個体の点接触が加味されるので、同一条件の再現が困難である。従って、測定値にはバラ付きが当然あって、測定精度が高いほどそれは大きくなる。それ故に、母平均の推定には多数回の繰返し測定が当然必要である。

図 10 は同一試料油を 3 分間づつ測定し、それを 18 回繰返した自記線図をまとめたものである。

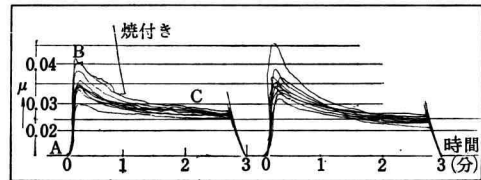


図 10 同一試料について繰返し測定の自記線図

図 10 は始動後 14 秒ぐらいから「てこ」が降りて荷重がかかり初め、約 45 秒で全荷重がかかって摩擦係数は最大値に達し、以後漸次低下してゆくのを示している。

線図の始めに画かれるピークでは、接触面積が小さいので圧下力の強さは 100 kg/mm^2 以上に達しているため、油の潤滑性の評価にはこの値の大小が重要である。

荷重の初期は摩擦面が点接触であるが、しだいに接点が摩耗し、接触面は楕円面となり、その面積拡大に伴って圧下力の強さは小さくなって行き、摩擦係数は減少し、自記線図の高さは低下して行く。ある程度、圧下力の強さが減少すると、摩耗も進行が弱まって線図は水平線に近づく。若しこの間に焼付が起きると、凝着によってピース面には大きな摩耗痕を残すと同時に大きな摩擦力の発生によって、指針は大きく振れて線図にそれが画かれる。油膜が強固であ

表 2 繰返しの測定値、頻度及び分散

| 測定値 μ | 頻度 n | $(1000\mu - 34)^2$ | 測定値 μ | 頻度 n | $(1000\mu - 34)^2$ |
|--------------|-----------|--------------------|--------------|-----------|--------------------|
| 0.029 | 2 | 25 | 0.035 | 3 | 1 |
| 0.031 | 1 | 9 | 0.036 | 3 | 4 |
| 0.032 | 1 | 4 | 0.037 | 1 | 9 |
| 0.033 | 3 | 1 | 0.038 | 1 | 16 |
| 0.034 | 5 | 0 | 0.041 | 1 | 49 |
| 小 計 | 12 | 66 | 合 計 | 21 | 155 |

表 3 各測定機による摩擦系数

| 方 法 | パーム油 | 牛 脂 | 硬化鯨油 | 硬化抹香法 | 鯨油圧延油 | 備 考 |
|------|-------|-------|-------|-------|-------|----------------|
| 振子式 | 0.085 | 0.100 | 0.095 | 0.076 | 0.082 | 50/200"間平均 |
| 四球式 | 0.038 | 0.042 | 0.041 | 0.035 | 0.037 | 1.5kg, 65m/min |
| 圧縮試験 | 0.032 | | 0.039 | 0.035 | 0.036 | 0.01m/min |
| 試作機 | 0.037 | 0.043 | 0.041 | 0.034 | 0.036 | 30kg, 100m/min |

れば、流体潤滑が占める部分は依然減ることなく、自記線図は水平に続くはずである。最良の油質のものならば、最初、指針が指したままの高さを維持し、完全な梯形図が画かれるはずである。これに反し、線図が上昇をたどり続けるものは最も好ましからぬ油で、最後には焼付くものである。

試料油の極圧摩擦系数は線図の初めの最高点をとり、油膜の強弱は水平部の傾き、形状と焼付の出現率とで判定する。

次に、図 10 に見られるように測定値はバラ付くので、母平均推定の有意限界を知るために、反復回数と標準偏差を次の例で求めて見る。試料は融点 35°C の硬化鯨油の単品を用い、荷重 25kg, 滑り速度 125m/min, 油温 55°C で繰返し測定した結果は表 2 の通りである。

21 回の繰返しについての標準偏差は

$$\sigma_{21} = \frac{1}{10^3} \sqrt{\frac{155}{21}} = 0.0027$$

平均値とその信頼限界は危険率 5% で、 0.034 ± 0.0013 となる。標準偏差の算出を繰返しの 15, 18 回と別々に仕切って求めると、18 回までで $\sigma_{18} = 0.0027$, 15 回で $\sigma_{15} = 0.0026$ を得る。同様に他種の油で 0.0028/24 回が得られたので、20 回前後の繰返しでは 0.003 と考え、一般に潤

滑油の摩擦系数を 0.033 以上とすれば、2 つの試料の差を有意水準 5% で検定するとき確率 90% で検出できる摩擦系数の差 $\Delta\mu$ を求めると⁵⁾,

$$\text{繰返し 16 回で } \Delta\mu = 1.15 \times 0.003 = 0.0035$$

繰返し 20 回で $\Delta\mu = 1.03 \times 0.003 = 0.0031$ となる。即ち、測定は繰返し 16 回で有効数字の 10% 以上の差があれば、その差は有意と認められる。

7.2 他の試験機の測値との比較

圧延油の潤滑性を評価するために従来しばしば使われている主なる試験機と、同一試料油を測った成績を対比すると表 3 の通りである。

各試験機で条件を完全に一致させることは出来なかったが、大体数値も優劣の傾向はそろっている。又パーム油その他一、二のものについては圧延の実績があるので、この測定機の測値と対比すると、割合によく一致した。

7.3 摩擦系数測定に影響する因子

軸をたがいに直角にして接触する 2 つの円筒面の境界潤滑では、速度、荷重の外に、この両接触面の表面状態と摩擦によって時間的に増大する接触面積とが影響する。

接触面の表面状態の影響は特に大きいので同一体を測定の都度、位置をずらせて接触させ、

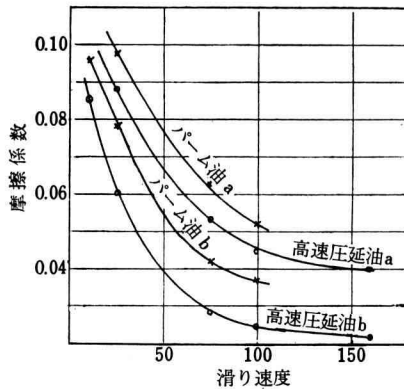


図 11 速度による摩擦係数の変化

同質であって新鮮面で測るようにしたことで、図 10 にその例を見るようにデーターがよくそろうようになった。

リングはその表面に新鮮な余白がなくなれば、微粒 1500 番の油といしで研磨して新鮮面を作ることによって、条件の再現が確実にできる。リングは 1 回の研磨によって、14 回の測定が繰返えせるのであるが、図 10 に示す 20 回のデーターをとるには途中で研磨を 1 度行っている。その研磨を入れて、この程度のそろいかわが得られる。

滑り速度の影響は圧延で当然あるのであって、速度の上昇と共に油のくさび効果と絞り効果が増大し、かみ込む油膜が厚くなり⁶⁾、流体潤滑部が増加するため、摩擦係数は減少してゆく。図 11 は荷重を 18 kg に一定したもとして、速度の影響を 2 種類の油を試料として見たものである。図中 a は測定初期の自記線図のピークを結んだもの、b は運転 3 分間後の値を結んだものである。

次にテストピースの表面の摩耗痕について考察すると、測定はほとんど境界潤滑の状態で行われるために、摩耗は当然起るのである。摩擦の時間と共に楕円形の摩耗痕は拡大してゆくのであるから、測定では摩擦を負荷の開始時から計時して正確に 3 分間に限定し、生じた摩擦痕はコンパレーターでその長短の両径を測って面積を計算する。

荷重を一定にして 2 種類の油につき滑り速度を変えて 3 分間摩擦を行った結果、摩耗面積を測ると表 4 のようになった。

摩擦距離即ち摩擦の実長は速度が異れば当然異なるわけである。高速度で滑りの実長が長い方が却って摩耗が少い結果となった。これは高速のため、かみ込角のところで油のかみ込圧が

表 4 摩耗面積の比較

| 滑り速度 m/min | 10 | 25 | 75 | 100 | 160 |
|-----------------------|-------|------|------|------|------|
| パーム油 mm ² | 0.845 | 0.78 | 0.66 | 0.52 | 焼付 |
| 高速圧延油 mm ² | 0.554 | — | 0.44 | — | 0.37 |

表 5 滑り速度と荷重との関係

| 油 種 | 全 荷 重 W kg | 滑り速度 m/min | 摩耗面積 A mm ² | 荷重の強さ W/A kg/mm ² | 滑り 100 m 当 摩耗面積 mm ² |
|-------------|------------------|---------------|------------------------------|------------------------------------|---------------------------------------|
| 硬化 抹 香 油 | 18 | 75 | 0.7 | 26 | 0.31 |
| | " | 160 | 焼付 | — | — |
| 全上+[IHD]10% | " | 160 | 0.68 | 27 | 0.14 |
| | 28 | 160 | 焼付 | — | — |
| 高 速 圧 延 油 | 18 | 75 | 0.44 | 41 | 0.20 |
| | " | 160 | 0.34 | 53 | 0.07 |
| | 28 | 160 | 0.37 | 76 | 0.08 |
| | 30.5 | 135 | 0.36 | 85 | 0.09 |
| | | | | | |

高くなり、従ってかみ込油膜の層が厚くなり、潤滑面で流体潤滑の部分が多くなったためといえる。

更に高速域では、パーム油はいずれも焼付いて測値が得られなくなる。粘度も十分あるパーム油であるから、かみ込量が不足するはずはないわけである。焼付の原因は油の鋼への附着の弱さにあると考える。

上記したところとは逆に、低速域では油のかみ込圧が高まらないため、油膜の形成が薄くなって、部分的に乾燥摩擦が生じ、スティック・スリップが現れている。そのために指針は大きく振動し図 12 のような線図になる。摩擦痕は大きくなり、滑りの実長が短いにもかかわらず、摩擦は夥しくなる。

また、同一滑り速度で比べると油の優劣が比較できる。

表 5 は荷重と滑り速度を変えて見た結果である。

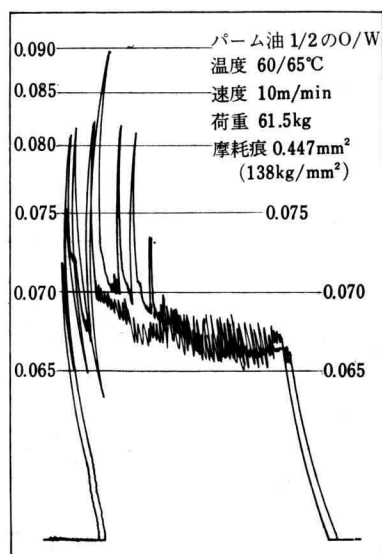


図 12 低速に於けるスティック・スリップの状況

図 12 は表 4 に示したものと異なり、油対水が 1:2 である水中油滴形の混水による潤滑の自記線図である。低速である為にスティック・スリップ現象があらわれている。

要するに、摩擦系数は荷重に無関係な恒数の

はずであるが、高荷重のものと境界潤滑の状態になると、潤滑面の表面状態、その材質を初め滑りの速度その他多くの要素によって大きく影響されるものである。従ってその測定には、その条件を詳しく押さえることと、反復測定して母平均を推定する方法をとらねばならない。その為には変動要素を確実に押え易く、かつ反復が容易な測定機が必要である。この測定機はそれに応えるものと信ずる。

8. 結 言

薄鋼板の高速冷間圧延油を主目標として、高い圧下力のものとの潤滑油の摩擦力を測る自記式装置を試作したので、その構造、機能と使用例を報告した。

この種の装置はすでに数多くあって、なかでも四球式試験機は既存の装置の不備を補った進歩した試験機であるが、運転速度の最高が 2800 rpm を出しても周速は僅か 80 m/min を越せないところに現在の圧延の滑り速度に比べて恨がある。また、測定毎に全部ではないまでも、副資材を更新しなければならず、その個体差の影響をいかに除去するか問題が残る。

チムケン試験機も目的の摩擦力を純粋に測れる特徴あるすぐれた試験機であるが、自記式でないところに物足りなさがある。荷重のかけかたの緩急にも配慮がないこと、レバーの平衡の調節も難点のひとつであること、などがこの機器の弱点である。

元来、圧延油の良否は多くの要素を総合してきめられるべきものであり、摩擦系数だけで決められるものではない。その摩擦系数ひとつをとって見ても、摩擦力はロールの接触弧の上で、中立点から両端に至る間で異なるのであるから、速度零から最高スリップ速度（毎分数百米）に至る間の摩擦特性が総合されて初めて、その適否が決まる訳である。

特定の条件のもとだけでなく、荷重、速度その他を変えたデーターをそろえて、初めて判断されるべきであろう。しかも潤滑の経過が円滑であるか否かが重要で、円滑でない場合はなおさらに、その経過を記録して見て、初めて適確

に比較検討できるはずである。

そのような観点からすれば、従来の摩擦試験機は余りにも巨視的である。著者等はその摩擦についてだけでも、子細に調べることができるように、この試験機を組立てたのである。

そのためには、潤滑の摩擦の経過を記録することが必要であって、その正確を期して自記式とした。

装置の大形化を避けて、机上試験機の規模で、軟鋼の降伏応力程度の荷重を摩擦面に与えるために点接触方式を採用した。「てこ」を2段に使う最大70kgまで負荷するようにした。

前記した通り、負荷のかけ方がデーターを乱すことがしばしばある。特に高荷重の場合、手先のかすかな振るえは「てこ」を介して接点には拡大されて働き、多く場合、油膜が破断されて真の油膜強度を測りそこなうことがある。これを自動負荷方式とすることによって、負荷が常に一定の状態で行われるようにした。

潤滑の面を構成する回転リングとテストピースとの副資材の個体差の影響を除くために、同一個体で接点を移動して繰返し測定するようにした。リングは14回、ピースは70回の繰返しができる。

滑り速度は毎分0.06から200mまでを段階

的に選べるようにした。圧延のかみ込口の最大滑り速度までは及ばなかったが、概ね所期の目的は達せると思う。

以上、主なる特異点を挙げたが、塑性変形を伴う摩擦力測定であることと塑性変形熱による局部温度の上昇を伴わない測定であることが実状とかけ離れている点是否めない。

ここには摩擦力の取出しを機構的に行ったが⁷⁾、これを電氣的に取出すことによって機構を簡略にすることができる。

以上述べたところにつき、批判とご教示をいただければ望外である。最後に、この試作実験に協力いただいた塚本三郎氏ならびに藤井みち子氏(旧姓)に謝意を表して擱筆する。

文 献

- 1) K. Fink, W. Lueg u. G. Bürger; 1955. 圧延理論とその応用, 119, 日本鉄鋼協会, 昭和44, 誠文堂新光社
- 2) The Timken Wear and Lubricant Tester; The Timken Engineering Journal I-265 (1950)
- 3) 圧延理論とその応用, 8, (昭44)
- 4) Ekelund の式, 同上, 72.
- 5) 数値表, 日科技連 1957
- 6) 小阪田宏造; 塑性と加工, 12 316, (1970)
- 7) 実用新案; 916, 483.