用いた場合である。なお図中の研磨量を示す数値は陰極に向い合う側の面の中央部の研磨量を1として各部の研磨量はこれに対する比率で示した。

第12図より次のことがわかる。

(1) 極に近い側の隅の研磨量は中央平坦部の4倍近くもあり、遠い側では3倍近くである。

(2) 極に近い側と遠い側との隅の研磨量の差異より、側面においては、その長さが平坦部を生じないほど小なる場合(15 mm 以下)には研磨量最小の点は中心より極に遠い方に生ずる。

第12図と第13図を比較すると四方を囲む極を用いることにより端だれを半減させることができることを

第 12 図

第 13 図

知る。したがって上にのべた形状変形は陰極を適当に選べば相当防止できるものと考えられる。

6. 結 論

以上述べた所を総合すると次のような結論を得る。

(1) 銅の電解研磨の場合、電流-電圧曲線は明らかに水平部分を現わすが、最良の研磨効果を示す点は陽極不動態化の破れ初めるC点である。

(2) 磷酸の比重の小なる電解液を用いると単位時間当りの研磨量を増すが、仕上面の光沢は比重の大なる場合に比して劣る。これより二段仕上法が考えられる。

(3) 電解時間には一定の限度が有りあまり長くとるとかえつて面は荒れる。電圧流動安定後 3~5 分おいて取り出すのが最もよい。

(4) 銅の電解研磨の前加工面としてはエメリーペーパー1程度で仕上げた面を取ることが有利である。この場合得られる最良仕上面は NF 粗度 16 程度である。

(5) 銅の電解研磨における平均研磨量は、これを2価として計算した理論値とほぼ一致する。

(6) 両極として平板を用い平行に向い合せた場合端だれの初まる点は幅方向で表面は端より 6 mm 裏面は 10 mm 以上、深さ方向では表裏とも 4 mm 程度である。

(7) 被加工物の形状に対して陰極の形状を適当に選べば形状変形を相当防止できる。

注:—

(1) 昭和 26 年 6 月 30 日 第 175 回関西支部講演会において講演, 原稿受付 昭和 26 年 10 月 4 日。

(2), (3) 正員, 京都大学。

621.891.27 : 621.822.6

潤滑剤の極圧試験に関する一寄与⁽¹⁾

佐々木外喜雄⁽²⁾ 小 野 繁⁽³⁾ 本 莊 幸雄⁽⁴⁾

A Contribution for the E. P. Testing of Lubricants

by Tokio SASAKI, Shigeru ONO and Yukio HONJO

In this research we investigated not only the maximum load under which oil- or grease-film is able to avoid the seizure of sliding parts, but also frictional characteristics with a kind of extreme-pressure testing apparatus in which three balls and one race of ordinary thrust ball bearing used as like as the four-ball system. The three balls of $\frac{1}{4}$ " in dia. seated on the conical holes of holder form three E. P. contact surfaces on the bearing race of 42.5 mm P. C. D. which rotates at 450 rpm, and then loads are stepwise increased.

1. 結 言

油膜の機械的強度により油性を比較する方法は、特に耐極圧性のよいことを要求せられる潤滑剤の性能比較に意義をもつものである。すなわち、このような潤滑剤においては、一般的な境界摩擦の大小をもつてする油性比較によるよりも、摩擦面において潤滑剤の薄膜が面を保護して最後まで潤滑能力を保つ限界荷重ないしは負荷能力によつて、その性能を判断する方がより直接的なやり方といえるからである。

本文において報告するのは、こうした観点から行つた潤滑剤のいわゆる極圧試験についてであつて、スラスト玉軸受の3個の球と1個の軌道輪を用いて、接触面が著しく小さく軽荷重でもその部分ではきわめて高い圧力となるような三つの接触部をつくつて、荷重の変化によりあらわれる摩擦特性からただ限界荷重のみでなく、油膜が破断するに至るまでの耐極圧性を知ることができた。

2. 実験装置ならびに実験方法

実際の軸受において、摩擦が境界摩擦の部門に入りつづいて油膜の破断および焼付きへと発展する過程の核とも考えられるものは、見かけの接触面中きわめて微小な多数の真接触部分であつて、油膜の負荷能力についてもこの微小部分の状態の究明こそが大切である。しかるに在来の全円周型あるいは半円周型軸受試験機や、または軸受が断片的に小さくはなつてはいるが、なお相当広さの摩擦部として残されているティムケン試験機などにより油膜強度の実験を行つた場合には、結果として実際に接触をしていない部分を含めた見かけの負荷能力より知ることができない。そこで、真接触部分のあるいはそれに似かよつた摩擦特性を実験室的にうる装置として極度に接触面積を小とした数種のいわゆる極圧試験機あるいは油性試験機が考案せられているわけである。

さて、テキサスコンパニーで用いられている試験機⁽¹⁾は鋼製円盤と1/16" 曲率半径のサファイヤーとの接触で試験摩擦部がつくられており、四球式試験機⁽²⁾では相等しい4個の球を正四面体の形に積み重ねて三つの接触点がつくられ、いずれも上に述べた主旨に合致する試験機であるが、われわれが試作実験した装置は負荷ならびに回転の条件およびこれらを受ける装置などの関係がいわばこの両機を組みあわせたような試験機となつてゐる。すなわち、既設のスラスト軸受試験機⁽³⁾の試験片取り付け部を第1図のように改造して主要部分を構成した。

図において1はスラスト玉軸受の軌道輪、2は軌道面上にある球、3はこの球3個を等間隔に保持するとともにこれがころがらないように抱くための円すい孔をもつた保持具である。いま、軌道輪1の軌道面に試験しようとする潤滑剤を塗つておき、保持具3を通じ

第 1 図

て3個の球2に負荷 $3P$ を与えて軌道輪1を回転すると、1と2とのすべり接触部において極圧性がしらべられる。すなわち軌道輪1が軸とともに回転すると、これに接触する球2およびその保持具3は接触面のすべり摩擦により1とともに回転しようとする。この摩擦モーメント $3M$ を、3から適当な腕を出してその先端を天びんで受け止めることにより測定すると、その変化の状態がわかり、これから接触部の摩擦特性ないしは耐極圧性を知ることができるのである。すなわち、球の軌道円直径を D とすると、 M は

$$M = \mu \cdot P \cdot D/2$$

で与えられ、これから接触部の摩擦係数 μ が求められる。荷重に対しこの M または μ が急激に大となる点が潤滑剤の油膜強度の限界と考えられるわけである。

なお、本実験においては、三つの球に $3P$ の荷重を等分に分担させるために、球の保持具特にその円すい孔の仕上に細心の注意をはらうとともに、球の取り付けについては実験ごとにマイクロメータでその高さを計測してリーマにより穴を調整し、さらに軌道輪のみぞ中央各部で三つの球が一樣の当りを示すかどうかを赤ペンによつてしらべた。実際には実験終了後それぞれの球にできた圧痕から、正しく荷重が等分せられたことが確認せられた。

次に、実験条件であるが、本実験では便宜上軌道輪としてはスラスト玉軸受906のものをを用い、また球には直径1/4"のものをを用いた。したがつて第1図において $D=42.5\text{ mm}$, $r=4.3\text{ mm}$, $d=6.35\text{ mm}$ であ

り, これらの数値から極圧部分の圧力をヘルツ式により計算すると, 荷重 P に対する最大圧力ならびに平均圧力の関係は第2図に示すようになる。また軌道輪

第 2 図

の回転数はこの場合ほぼ 450 rpm であつて, これは摩擦部分のすべり速度に換算して約 1 m/s である。これらの条件はもちろん種々に変えることができる。なお, 摩擦や発熱の影響をできるだけ小とするために, 運転は常温 (約 25°C) でできるだけ短い時間で測定を行つた。

3. 実験結果

試料潤滑剤は, 鉱油としてスピンドル油およびモビール油を各2種 (良質のものおよび市販のあまり良質と考えられないもの) と, これに動植物油各1種ずつ (鯨油およびカストル油) を加えた6種の潤滑油と, 普通用および特に極圧用として市販されている6種のグリースとを選び計12種類の潤滑剤について比較実験したものである。

(1) 潤滑油 試料潤滑油は次の6種である。

B白スピンドル油, 市販スピンドル油, 市販モビール油, スタナボモビール油, 鯨油, カストル油。

いま, これらの実験結果のうち代表的にカストル油および市販モビール油の場合を図示したものが第3図および第4図である。

第3図にあらわされたとおり, カストル油では摩擦モーメント M は, 初めは荷重の増加とともに直線的に増大するが, それが急上昇から焼付きへと至る道中で二つの転移点を示す。すなわち荷重 19.4 kg と 24.4 kg を境として, M の上昇直線の傾きが変わっていることである。また実験では, 精度の高いばねばかりを負荷用として用い, 第1転移点に至るまでの軽負荷部分を数十回繰り返して実験した結果, これまでの部分が原点を通ること, また同じようにして第2の転移点後の部分もその延長が原点を通過することを知つた。

第 3 図

第 4 図

したがって途中に摩擦係数の上昇する中間部分をはさんで第1転移点までと第2転移点後ではそれぞれの摩擦係数が一定値となる。以上は曾田氏らが四球式試験機によつて得られている結果⁽⁶⁾とも全く一致するものである。

次に市販モビール油においては, 第4図のごとく 9.8 kg で第1の転移点があられて後は第2の転移点が生じないままで, M は急上昇をして焼付きへと進む。そして, これらの傾向も曾田氏らの報告にみえ

ているところと同様である。他の試料潤滑油における実験結果も、数値的にこそ差はあれ、上記2種の傾向のうちのいずれかに属することが知られた。すなわち第3図のような摩擦特性を示すものには、カストル油のほか市販スピンドル油があり、他の3種では市販モビール油と同様に第4図のような傾向を示した。そこで、これらの意義を考えてみるに、球の摩耗あとと状態が第1の転移点からあとではあまり多くの筋の発生によつてはなはだしくあらされ、またその面の大きさも急に増していることから、この第1の転移点を境にしてここからは急に潤滑能力が減少するものと考えられる。したがって、曾田氏も指定しておられるように求める油膜の負荷に耐える限界はこの点であるとするのが妥当である。第5図は6種の試料潤滑油につき、

第 5 図

この限界荷重値を図示したもので、比較のため、第1転移点にいたるまでの部門における摩擦係数および粘度もあわせ示してある。

図より明らかなように、従来油性良好とせられている動植物油すなわち鯨油およびカストル油では、摩擦係数はやはり他の鉱油の $0.070 \sim 0.081$ に比して著しく低く、それぞれ 0.058 および 0.056 であることが知られる。また一方、限界荷重も前者の $9.8 \sim 13.7 \text{ kg}$ に対してやはり良好で、 18.0 kg および 19.4 kg と相当な開きをみせている。しかし、この限界荷重はヘルツ式による最大圧力になおしてみると約 $200 \sim 252 \text{ kg/mm}^2$ となり、最高最低のもの間にもあまり大きな違いを生じないのである。なお、従来からいわれているとおり、粘度と限界荷重および境界摩擦係数との間

には一定の関係がみとめられ難いことも同図から知りうる。ただ本実験に使用した4種の鉱油内では、それぞれの原油ベースは不明であるが、粘ちょうなものほど摩擦係数が小さくなっていることはみとめられる。

(2) グリース 試料グリースは次の6種である。

SS—M, SS—L, 玉軸受用グリース GTC, レフロール, パワーライト R—220, 極圧グリース。

これらの実験結果によれば、グリースにも潤滑油と同じように転移点の二つのものと一つのものと二つとあることがわかった。しかし油と異なる点は二転移点をもつものの方が多いことで、SS—M, SS—L, GTC および極圧グリースの4種がこれに属し、これらの一例として GTC の摩擦特性を第6図に示した。

第 6 図

グリースではこのように転移点を二つも摩擦特性曲線にふくらみができるような傾向のあるものが多いことは、グリースが有極性分子を含んでいて、またコロイド性本質を備えていることによつて、第1転移点通過後もなお金属面に強く吸着して残ろうとする分子層があり、これがその性能を発揮するためでないかと考えられる。すなわち、こうした場合においては摩擦は、固体摩擦のときのように荷重に比例して直線的に増加するだけでなく、液体摩擦に近づくような傾向を示して、図にみるような横のびの部分があられてくるものと考えられるのである。

次に、転移点の一つよりまたない一方の例として、レフロールの実験結果を第7図にまとめた。なお、それぞれのグリースの限界荷重と摩擦の比較および油の粘度に代る ちょう度 と限界荷重ならびに摩擦係数の関係を知るために第8図をかかげた。

同図よりわかることのうちで興味のあることは、グ

第 7 図

リースの摩擦係数はいずれも 0.071 から 0.077 の範囲にあり, これは 4 種の鉱油の摩擦係数 $0.070 \sim 0.081$ と大差ないが, その限界荷重は $14.0 \sim 19.7 \text{ kg}$ で鉱油の $9.8 \sim 13.7 \text{ kg}$ に比べてはるかに大きいことである。しかし, ヘルツ式による最大圧力に換算してみると, やはり大差なくて約 $226 \sim 253 \text{ kg/mm}^2$ となる。また, グリースの ちょう度 は油における粘度と同様に限界荷重にも摩擦係数にも無関係である。

4. 結 言

以上記したところから次の結論をうる。

(1) 本実験に用いたような試験装置においても潤滑剤の限界荷重あるいは境界摩擦の測定が可能で, これらにより油膜の機械的強度ないしは油性の比較試験を行うことができることがわかった。

(2) 本実験に用いた潤滑剤のうち, 油の実験結果のみについて考えると, 従来から言われているように動植物油である脂肪油は油性において鉱油よりすぐれていることが確かめられた。すなわち, 限界荷重において大きく, 境界摩擦において小さな値を示す。なおだいたいにおいて摩擦係数の小さなものが荷重に耐える性能も良好なようであるが, かならずしもそうでは

第 8 図

ない。

(3) 本実験の範囲内においては, グリースも負荷の増大に当つて油と同じような摩擦現象をあらわし, したがつて, 油と同じ方法によつて荷重の限界値をとらえることができた。

(4) 油における粘度およびグリースにおける ちょう度 は油膜の限界荷重ならびに境界摩擦値に無関係である。

(5) 本実験からえた限界荷重をヘルツ式から求める最大圧力におきかえると, 供試 6 種の油では約 $200 \sim 252 \text{ kg/mm}^2$, 同じく 6 種のグリースで約 $226 \sim 253 \text{ kg/mm}^2$ の範囲にあり, 油性の高いものと低いものと間に著しい差異はみとめられない。

注:—

- (1) 昭和 25 年 10 月 15 日 関西工学連合会連合講演会において講演, 原稿受付 昭和 26 年 1 月 25 日。
- (2) 正員, 京都大学工学部。
- (3) 正員, 京都大学工学研究所。
- (4) 正員, 海技専門学院。
- (5) 佐々木, 軸受 (昭 24), 23 ページ。
- (6) 曾田, 理工研報告, 1 巻 2 号 (昭 22-2), 21 ページ。
- (7) 佐々木, 軸受 (昭 24), 71 ページ。
- (8) 曾田, 岡本, 理工研報告, 1 巻 3, 4 号 (昭 22-4), 50 ページ。