621.822.7.031:531.45

高 速 度 こ ろ が り 摩 擦 の 研 究*

(第 2 報, こ ろ が り 摩 擦 の 一 般 的 特 性 に つ い て)

佐々木外喜雄**, 沖野 教郎**, 大塚 正訓***

The Study of High Speed Rolling Friction

(2nd Report, On the General Characteristics)

by Tokio SASAKI, Norio OKINO, and Masanori OTSUKA

Succeeding to the 1st report of us, the effects of several factors on the rolling friction which are rolling speed, load, surface roughness, material of rolling element, amount and viscosity of lubricating oil and dust in oil have been investigated experimentally in order to research fundamentally the characteristics of the rolling friction at high speed. It has been clarified that the rolling friction at high speed differs considerably from that at low speed which is well known by previous studies.

The important results for high speed rolling friction obtained by this experiments are as follows: The rolling friction of the dry surface increases according to the increase of rolling speed and load in which the effect of speed is superior. In this case, the coefficient of rolling friction on the dry surface may be estimated as $2 \sim 5 \times 10^{-4}$. Under the condition of the surface lubricated with oil the coefficient of rolling friction becomes the order of 10^{-3} that is larger than that of dry surface. Then, the main part of the rolling friction may be considered to be due to the fluid friction of lubricating oil.

1. 緒 言

第 1 報⁽¹⁾では高速におけるころがり摩擦の測定装置ならびに測定方法について詳細な検討を行なうとともに基礎的な高速度ころがり摩擦の特性を明らかにしたが, 引続きころがり速度, 接触面荷重, 接触面あらさ, 転動体材質, 接触面の表層材質, 接触だ円寸法, 潤滑状態, 潤滑油粘度, 混入異物などころがり摩擦との関係を測定した. すなわち本報告はこれまで不明なまま残されていた高速度におけるころがり摩擦の一般的性質を明らかにすることを目的としている.

2. 乾燥面における球の高速度ころがり摩擦

まず潤滑を行なわない場合の球のころがり摩擦について検討する. 実験装置および測定方法は第 1 報のとおりであり, 転走面, 転動球ともにベンジンで洗浄後空气中で乾燥したものをを用いた. したがって乾燥状態とはいっても厳密には空气中から凝縮した水分, あるいは酸化膜などによる潤滑作用も存在する可能性があ

るものといえる. なお転走面としては #6308 の外輪軌道を用い転動球は軸受鋼球である.

2.1 こ ろ が り 速 度, 接 触 面 荷 重 と こ ろ が り 摩 擦 と の 関 係 第 1 図 (a) および (b) に上記の三者の関係をそれぞれ鋼球径 15.081 mm, 12.700 mm の場合について立体図によって示す. 図の実線の部分は実験を行なった範囲であり, 破線はそれを延長することによって推定した曲線である. 図に明らかごとく, こ ろ が り 摩 擦 モーメントはころがり速度, 接触面荷重の増加とともに増大するが, 特にころがり速度の影響が著しい. したがって第 1 報でも触れたとおり, 高速におけるころがり摩擦は従来研究されて来た低速でのころがり摩擦とはその大きさも摩擦の機構も相当異なったものであると考えられる. こ ろ が り 摩 擦 係 数 μ を摩擦モーメント M , 接触面荷重 P , 転動球半径 r によって,

$$\mu = M / Pr \dots\dots\dots (1)$$

と定義し, 第 1 図 (a), (b) の結果をこのころがり摩擦係数によって示すと第 1 図 (c) のごとくである. 低荷重では摩擦係数は大きな値となるが, 荷重 10 kg 以上, こ ろ が り 速 度 10 ~ 50 m/s の範囲ではほぼ $2 \sim 5 \times 10^{-4}$ の値をとることがわかる.

* 昭和 35 年 4 月 3 日 第 37 期通常総会講演会において論文講演として講演, 原稿受付 昭和 34 年 11 月 30 日.

** 正員, 京都大学工学部 (京都市左京区吉田本町).

*** 学生員, 京都大学工学部.

2.2 接触だ円寸法ところがり摩擦の関係 転走面として使用した軸受(＃6308)の外輪軌道のみぞ曲率半径は8.06 mmで、軸受の場合これに対する使用鋼球の径は15.081 mmであるが、これより小さい径の鋼球を転動球として使用すれば、球と転走面の間に形成される接触だ円の大きさがころがり摩擦に及ぼす影響を検討することができる。第2図はその影響を示したもので、接触だ円の寸法および接触面に生ずる最

大応力値は第3図に示されるごとくである。ここに横軸として球の公転回転速度をとったが、この場合は転走面は停止したままで球のみが回転する場合である。すなわち球の公転回転速度の変化は、ころがり速度とともに荷重の変化をひき起すものである。この関係は第4図に示すとおりで、以下の図においても特にことわらないかぎり、球の公転回転速度を横軸にとって示したものはすべてこの意味で考えるべきである。この

場合第3図に示されるように鋼球径の変化によって接触だ円の長径は著しく変化するが短径はほとんど変化せず、また最大圧力は球径の大なるほうがより少なくなる。ただし接触面の全圧力(荷重)は第4図のごとく球径の大なるほど大きい。これらの各種の要因が重なって第2図のように摩擦モーメント、摩擦係数ともに球径の増加に応じて著しく大きくなる。この場合摩擦モーメントは鋼球の半径を含むものであるから、この影響を除いた摩擦係数によって比較するほうが、より良く接触だ円寸法の影響を示しているものと考えることができる。

2.3 接触面あらさところがり摩擦の関係

従来の研究ではあらさはころがり摩擦、特に起動の際のころがり摩擦に大きな影響を及ぼすものとされている。高速においてはどの程度の影響があるかを調べるために、軸受用鋼球を＃2000、＃300および＃150のと粒によってラップ仕上し、よりあらい表面の鋼球を作りこの球のころがり摩擦を測定した。あらさの大きさは第5図の触針法による測定結果で明らかとなっておりである。第6図にころがり摩擦モーメントに及ぼすあらさの影響が示されるが、高速であらさの影響は著しいものがある。あらさDは H_{max} 約 3μ であるが、 0.1μ 以下のあらさA(軸受用鋼球)のころがり摩擦に比して3~5倍になっている。しかし、実際のころがり軸受で最もあらいものでもあらさB程度である。したがって実用的にはあらさについてはたいして問題にしくてもよいと思われる。

2.4 転動球の材質ところがり摩擦の関係

第7図に黄銅(Cu6, Zn4)およびステンレス鋼(13Cr)でなる転動球のころがり摩擦と軸受用鋼球のそれとを比較して示した。ロックウェルかたさはステンレス鋼、黄銅、軸受鋼の順にかたくなり、ころがり摩擦もその

第 1 図

順に小さくなっているが、軸受鋼と他の二者との間の著しい硬度差にもかかわらず、ころがり摩擦にはそれほど差はあらわれていない。黄銅球およびステンレス鋼球は軸受用に製作されたものではなく、弁用に作られたものであり、軸受用のものに比べて、あらさ、真球度ともに悪くなっている。したがって材質そのものの影響のほかに、このようなあらさや、真球度の相違も影響しているものと考えられる。

2.5 接触面表層材質ところがり摩擦の関係

第 2 図 接触だ円寸法の影響 (乾燥)

がり摩擦に及ぼすころがり面の材質の影響としては、材料の弾性係数、かたさ等の物理的性質の影響のほかに、接触面の化学的性質あるいは表層部のみの微視的かたさなどの影響が考えられる。そこで軌道面に第 8 図上部の表に示すごとく、Ni, Cu, Cd を 1μ ないし 10μ の厚さにめっきし、ころがり摩擦に与える影響を測定した (第 8 図)。図に示されるごとくロックウェルかたさはいずれも変わらないが、表層部のみのかたさはマイクロビッカースかたさで示されるように大き

第 3 図 接触だ円寸法および最大圧力

第 4 図 公転速度-荷重, ころがり速度換算図

第 5 図 触針法によるあらさ

く違っており, この相違が明らかにころがり摩擦に影響している。第7図および第8図において一般にかたさの低いほうが摩擦は大きくなるが示される。

2.6 摩擦機構の考察 以上の実験結果から推定される摩擦機構に関する問題点を記せば, 一般に乾燥摩擦面におけるころがり摩擦の要因として, ①接触面における差動すべり, ②接触二面間の凝着, ③塑性変形抵抗, ④内部摩擦抵抗, ⑤あらさに基因する転動体の上下動, などが考えられているが, 高速度ころがり摩擦の場合には他の機構も考えられる。接触だ円の長径の増加は差動すべりを増大せしめることは知られているところであるが, 第2, 3, 4図に明らかなごとく長径の増加によってころがり摩擦は増加することが示されている。したがって高速度ころがり摩擦に対して, 差動すべりも無視できない要因の一つであることがわかる。第6図にあらさの影響の存在が示されるとおり, 面のあらさもころがり摩擦の要因の一つとして欠

第6図 接触面あらさの影響 (乾燥)

第7図 転動球の材質の影響 (乾燥)

くことができないものであり, また, 第7, 8図に明らかなごとく, かたさの低い材料のころがり摩擦が大きいことはころがり摩擦に対して塑性変形, 内部摩擦なども影響していることがわかる。このようにころがり摩擦には各種の要因が複雑に影響するものであるが, これについては今後の研究によって詳しく検討する予定である。

3. 潤滑面における球の高速度ころがり摩擦

3.1 潤滑条件 潤滑状態にはごく薄い油膜で潤滑される境界潤滑状態と, 流体としての性質を有する程度の厚さをもった油膜で潤滑される流体潤滑状態とがある。本実験ではこの両者に相当すると考えられる潤滑状態でのころがり摩擦を測定した。まず境界潤滑状態を得るために第1報で述べた噴霧潤滑の装置によって全量 0.1cc の油を1分間噴霧として供給した。この油の大部分は空気中に浮遊したまま残り, 装置の内部の転走面および転動球に付着する油はごくわずかである。したがってこの方法による潤滑面は境界潤滑状態になっているものと考え, 図中には極微量潤滑として示した。次に流体潤滑状態を得るために実験装置内(第1報)にいったん多量の油を注入し, 圧縮空気を噴射させつつ球を回転させ余分の油を吹き飛ばし, 残った油によって転走面を潤滑した。この場合には一定量でしかも比較的多量の油が転走面に存在し, 条件によっては流体潤滑の起りうる可能性があるものと考えられる。ただし完全流体潤滑は容易には起らないも

表層材質	めっき層厚さ μ	マイクロビッカースかたさ (荷重 200 g)	ロックウェルかたさ (Cスケール)
カドミウム	10	17.4	62.8
銅	10	35.6	63.7
銅	1	435	63.9
ニッケル	1	974	64.3
軸受鋼		937	64.0

第8図 転走面表層材質の影響 (乾燥)

ので普通は一部には金属接触をも含むであろう。本報ではこの場合を、さきの微量潤滑の場合と区別し、適量潤滑と名づけることにする。

潤滑の場合も測定方法は第 1 報で述べた乾燥の場合と同様で、ころがり摩擦モーメントを計算すれば、たとえば #60 スピンドル油 (粘度 37.8°C で 10.9cs , 98.9°C で 2.7cs) の極微量潤滑、鋼球径 12.700mm の場合第 9 図 (a) のように得られる。これをころがり速度に関して整理すると、第 9 図 (b) のようになる。

3.2 ころがり速度、接触面荷重ところがり摩擦との関係 第 10 図 (a) には鋼球径 15.081mm の球のころがり摩擦モーメントを、ころがり速度を横軸に、荷重をパラメータとして示したが、第 9 図 (a) をも合わせ考えて次の 2 点を潤滑面のころがり摩擦の著しい特長として記すことができる。(1) 極微量潤滑、適量潤滑ともに荷重の影響はほとんどなく、主としてころがり速度の影響を受け、しかもころがり速度の増

大とともに著しく摩擦が増加する。(2) 第 10 図 (a) に明らかなように、極微量潤滑における摩擦は乾燥の場合より大きく、適量潤滑になればはるかに大きな摩擦モーメントを示し、たとえば 30m/s で適量潤滑は乾燥の約 10 倍、極微量潤滑の約 4 倍となる。この後者の性質は摩擦を少なくするべき潤滑剤本来の働きに反するもので、ころがり摩擦に関しては潤滑剤を与えないほうが低摩擦を得ることを示す。また適量潤滑のように比較的多量の油 (転走面に付着した油層の厚みは $0.1\sim 0.5\text{mm}$ 程度で余剰油の存在はないものと考えてよく、かくはん抵抗は無視できる) の存在する潤

第 10 図 ころがり速度-荷重-ころがり摩擦の関係 (潤滑)。

滑面でのころがり摩擦はほとんど大部分が流体摩擦抵抗であると考えることができる。次に第10図(b)は摩擦係数の値を示したもので、ころがり速度によって違いはあるが、一般に $10^{-3} \sim 10^{-2}$ の値をとることがわかる。

3.3 潤滑油粘度ところがり摩擦の関係 第11図に潤滑油粘度の影響を示す。使用した潤滑油を粘度の低いほうから順にあげれば、#60 スピンドル油、#90 タービン油、#200 タービン油、航空用エンジン油であり、実験時の油温における粘度を図の横軸の相当する点にとった。図において極微量潤滑の場合には潤滑油粘度が大きく変化しても摩擦にはほとんど影響しないのに対し、適量潤滑の場合には著しい影響のあることが示されている。このことは極微量潤滑が境界潤滑で、適量潤滑に近いことを確認させるものである。

第11図 粘度ところがり摩擦の関係

第12図 接触面積ところがり摩擦の関係

いの際に、適量潤滑の場合には著しい影響のあることが示されている。このことは極微量潤滑が境界潤滑で、適量潤滑に近いことを確認させるものである。

3.4 接触面積ところがり摩擦の関係 乾燥の場合同様鋼球の径を変化せしめて接触面の状態を変え、ころがり摩擦への影響を実験した。ただし、潤滑面では油膜を介して接触しており、接触面積としては、くさび効果によって油膜に圧力が発生している部分を意味することになる。第12図に示されるように、鋼球径の大なるほど摩擦は大きくなる。これはせん断を受ける油膜の範囲が、球径が大きくなるとともに広がることから当然のことと考えられる。

3.5 異物混入油による潤滑 実際のころがり軸受において潤滑にごみ、その他の異物が混入している場合は往々ある。このような場合のころがり摩擦についての検討を行なうため、異物として第13図に示すようにWAと粒の#2000とCと粒の#300を用いて実験を行なってみた。この混入状態は#60 スピンドル油 10 cc 中に 粒 1 g の混合割合で、適量潤滑の場合である。結果は第13図に示されたごとくで平均径が 4μ の異物によってころがり摩擦は約2倍に、 26μ の異物によっては約4倍になることがわかる。

3.6 摩擦機構の考察 潤滑剤の影響として、摩擦を増加せしめる要素には潤滑油の粘着性による摩擦面の凝着および潤滑油の粘性による流体抵抗が考えられ、摩擦を減少せしめる要素としては潤滑剤本来の目的である金属接触の防止による摩擦の減少が考えられる。すべり摩擦においては乾燥面同志の金属接触が起れば摩擦力は非常に大きなものとなるから、乾燥面に

第13図 潤滑油中における混入異物の影響

おける潤滑剤の介在が有効に作用して摩擦を少なくし、潤滑油による摩擦増加があってもそれは問題にならないほど小さなものである。一方ころがり摩擦の場合には乾燥面でも摩擦は非常に小さいものであるから潤滑剤によって金属接触を防ぎ摩擦を減少せしめる量よりも、上述した粘性抵抗による摩擦増加のほうがはるかに大きく、総合された結果は第10図のように大きな摩擦増加を示すものと考えられる。特に適量潤滑として示したように比較的多量の油によって潤滑される場合には潤滑油をせん断する際の粘性抵抗が、乾燥面あるいは境界潤滑面の場合のころがり摩擦よりも大きい。この場合のころがり摩擦はほとんど大部分が潤滑油の流体摩擦となる。すなわちころがり摩擦のみを問題とする限り潤滑剤はむしろ有害なものである。しかしころがり運動が単独で存在する場合は少なく、たとえばころがり軸受においては保持器とのすべり摩擦面の潤滑のために必ず潤滑剤は必要である。結局ころがり軸受では高速になればすべり摩擦面の摩擦は少なくなるが、ころがり摩擦は大きくなり、かえって摩擦の主要部分はころがり摩擦によって占められることも考えられる⁽²⁾。なお、ころがり軸受で、転動体と軌道面間に形成される流体油膜が保持器と転動体間の接

触圧力を減少させる作用をなすことはすでに報告⁽²⁾したとおりで、潤滑油はすべり摩擦を直接減少せしめる効果のほかに、このようにして間接的にもすべり摩擦を少なくしていることをみのがしてはならない。

4. こゝろの高速度ころがり摩擦

円筒ころ軸受 #NU 308 の外輪（軌道の直径は 77.4 mm、幅は 11.0 mm）を転走面として用い、同じ軸受のころ（直径 12.0 mm、長さ 12.0 mm）を転動体として、球の場合と同様にしてころがり摩擦を測定した。この場合転走面にはころを案内するつばが存在するため、その接触面におけるすべり摩擦も含まれた状態で測定されているから、測定値は純粋なころがり摩擦ではない。乾燥面、潤滑面の状態は球の場合と全く同様で、測定結果をころがり速度および接触面荷重に関して整理すれば第 14 図および第 15 図のようである。乾燥、極微量潤滑、適量潤滑の順にころがり摩擦が大きくなる点は球の場合と同様であるが、それらの間の差は球の場合に比べてはるかに小さい。球の場合（第 10 図）はころがり速度に著しく影響され荷重の影響は少なかったが、ころではころがり速度よりもむしろ荷重の影響のほうが著しい。また一

第 14 図 こゝろの高速度ころがり摩擦-ころがり速度との関係

第 15 図 こゝろの高速度ころがり摩擦-荷重との関係

般にころのほうが摩擦は大きく、特に乾燥面、極微量潤滑面でのころがり摩擦は球に比して相当大きくなる。更に低速での摩擦が大きいことは球の場合との大きな違いである。これらの性質は主としてつばところの間にすべり摩擦が存在するために生じたものと考えられる。すなわち第13, 14図の測定値は非常に大きくばらついているが、これはころ、つば間の接触状態が常に一定したものでなく偶然的な要因に支配されて常に変動することを考えれば理解されることである。摩擦モーメントの測定値はころと転走面間のころがり接触面におけるころがり摩擦と、ころ、つば間のすべり接触面におけるすべり摩擦との和として形成されているもので、特に乾燥面の場合はつばところの間のすべり摩擦も乾燥摩擦であるから、これが全摩擦中に相当大きな割合を占めているものと考えられる。極微量潤滑面では境界潤滑であるからすべり摩擦も境界摩擦となり、乾燥の場合よりやや減少すると考えられるが、ころがり摩擦については球の場合から類推して、増加するものと思われる。この両者が作用し合って全体としては乾燥摩擦状態の場合よりやや摩擦が増大する結果になったものである。適量潤滑となれば、ころ、つば間のすべり面の潤滑状態は更に良好になり、その接触圧力もころがり面に存在する流体油膜のために弱められ⁽²⁾、いっそうすべり面の摩擦は減少することになる。しかし潤滑油の流体摩擦のためのころがり摩擦の増加は球の場合と同様相当大きなものになると考えられるから、図のように摩擦が増加する結果が得られたものと思われる。すなわち、つばところの間の摩擦は乾燥の場合の測定値以上になり得ないもので、ころの場合も普通潤滑では粘性による潤滑油の流体摩擦がころがり摩擦の主要部を占めているものとみることができる。これはさきに報告⁽²⁾したころがり軸受の潤滑機構に関する解析を裏付けるとともに、すでに報告した円筒ころ軸受の流体潤滑理論^{(3)~(5)}が実際に適用可能なものであることを示している。

5. 結 言

球またはころの高速度ころがり摩擦の一般的特性として次のように要約できる。

(1) 乾燥面のころがり摩擦はころがり速度、接触面荷重の増加とともに増大するが、特にころがり速度の影響が著しい。

(2) 乾燥面のころがり摩擦係数は荷重が10 kg程度になればほぼ $2 \sim 5 \times 10^{-4}$ 程度に落ちつく。

(3) 潤滑によってころがり摩擦は増加し、油量が多くなるほど増加割合は著しい。すなわち一般の潤滑面におけるころがり摩擦はその大部分が潤滑油の流体摩擦によって占められる。

(4) 潤滑面のころがり摩擦係数は普通 $10^{-3} \sim 10^{-2}$ 程度としてよい。

(5) ころがり面のかたさが高いほどころがり摩擦は小さくなるが、材質の影響は本研究の範囲ではあまり大きなものではない。またころがり接触面のあらさや、潤滑油中の異物はころがり摩擦を2~3倍程度増加せしめることを確かめた。

(6) ころのころがり摩擦も球の場合と本質的に差はなく、潤滑によって摩擦は増加し、油量が多い場合にはころがり摩擦の主要部は流体摩擦によって占められるものと考えられる。

終りに、この研究に御協力をいただいた立命館大学 学生 栗木 智君および京都大学の船津健石君に厚く感謝するとともに、試験片その他について御援助をいただいた東洋ベアリング製造会社、天辻鋼球製作所、島津製作所、三菱石油会社、丸善石油会社にお礼申し上げます。

文 献

- (1) 佐々木, 沖野, 機械学会論文集, 26, 163 (昭35-3), 461.
- (2) 佐々木, 沖野, 第36期通常総会講演会前刷集 No. 6, (昭34-4-3), 49.
- (3) 佐々木, 森, 沖野, 潤滑, 3, 4, (昭33-8).
- (4) 佐々木, 森, 沖野, 機械学会論文集, 25, 150 (昭34-2), 75.
- (5) 佐々木, 森, 沖野, 機械学会論文集, 25, 158 (昭34-10), 1011.

討

〔質問〕 (1) 第7図と第8図に示されている球または転走面の材質の影響を論ずるに当たり、第3図のように接触だ円の寸法や接触圧力を計算しておくか、実測しておく必要があると思いますが、この点はいかがですか。また弾性的接触と塑性域にはいった接触とでは当然摩擦に差があらわれるように思われますが、御

論

意見をうかがいたく存じます。

(2) 第11図の極微量潤滑の場合、油粘度を決める油温としてはどの部分の温度を取っておられますか。小さい接触面における表面温度のことを考えると、極微量潤滑の粘度は(特に高粘度油で)ある程度低下したがって図の直線はかなり立ってきて、必ずしも摩

擦に影響しないとは言えないと考えられるが(特に公転速度 20 rps では $p_{\max}$ が 70 kg/mm^2 程度でかなり流体摩擦分の混在があるように思われます)。

(3) 当方で行なっている実際の玉軸受における球の運動の測定結果ではかなりスピンの生じていますが(おそらく接触点がみぞ半径の真下の点と一致しないため), 第 1 報で述べられた球の転走方法ではスピンが生じないでしょうか。すなわち球は完全に二次元的運動を行なっていると考えてよいかどうか, おうかがいします。(平野富士夫)

〔回答〕(1) 第 7 図の黄銅およびステンレス鋼について接触面荷重, 最大圧力, 接触だ円径の大きさを軸受鋼の場合を 1 として示すと付表 1 のようになります。

付表 1

	軸 受 鋼	ステンレス鋼	黄 銅
接 触 面 荷 重	1	1.02	1.10
接 触 だ 円 径	1	1.00	1.27
接触面最大圧力	1	1.01	0.64

ステンレス鋼は軸受鋼の場合と全く同じと考えてよく, 黄銅の場合は接触面荷重はほぼ等しく, 最大圧力と接触だ円の大きさは相当異なっている。第 8 図は上述の第 7 図において材質以外の条件を完全に同じにできない欠点を補うことを目的としたもので, めっき層厚さ 1μ の場合の接触面荷重, 最大圧力, 接触だ円径はいずれも軸受鋼の場合にほとんど等しいと考えられます。めっき層厚さ 10μ の場合は多少相違してくると思われるので考察の際その点を考慮しておく必要があるが, 第 7, 8 両図より軟質金属の接触面の場合がころがり摩擦を大きくするという定性的性質は結論できると考えます。

次に弾性的接触と塑性域にはいった接触との区別については, これを厳密に行なうことは困難であるが, 従来の接触面における塑性変形に関する研究から推定して, 本実験ではごく表層部の塑性変形は別として一般に弾性域における接触と考えてよいと思われます。またわずかな塑性変形が存在しても加工硬化により弾性限度が上がった状態になっているものと考えられます。

(2) 油粘度を定める油温は使用潤滑油の測定直前における温度をとっています。これは接触面の油温を厳密に測定する方法がないため, 便宜的な方法として採用したものであるが, 測定時間は 1 分以内で, この間に著しい温度上昇がないとすれば, 第 11 図のごとく両潤滑法を比較するには十分なものと考えられます。また接触面の温度は摩擦によって生ずる発熱量に左右されるから, 第 11 図の極微量潤滑における摩擦の変化状態から考えて, この直線のこう配が適量潤滑の場合に近づくほど著しく変化するとは考えられず, 第 11 図の適量潤滑では流体潤滑が, 極微量潤滑では境界潤滑

が, それぞれ支配的であると判断してよいと考えられます。

(3) スピンの存在しないことを次の事実から確かめています。すなわち球を回転すると転走面と接触する部分の軌跡がリング状に形成される。これは他の部分とあらさはほとんど同じであるが, なし地面であるため他の鏡面の部分とはっきり区別できる。これが相当長時間運転しても幅が広がらないことを確認したので, スピンは存在せず, ほぼ完全な二次元的運動をしているものと解している。

〔質問〕数年来 NACA で本研究と同じような装置で寿命の研究をしており, その結果がどの程度実際の軸受に当てはまるかについては何もわかっていない。本研究はこれを摩擦の点から調べており, きわめて参考になり有用である。できれば上の意味で更に両者の違いをも明らかにしていただければ幸いである。以下疑問の点につき質問します。

(1) 第 1 図からころがり速度 0 でも荷重があればころがり抵抗があるが, これは起動抵抗と考えてよい。荷重 0 でもころがり速度があればころがり抵抗があることになるが, これはどのような意味をもつか。

(2) 高速の場合は低速と違ったころがり抵抗の機構があるといわれるが, 連続的性質から見て程度の差であって, 機構まで異なっているといわれると別の機構でも考えられるのか。(内海 電夫)

〔回答〕1 個の球を遊星的に運動させる点においては NACA の装置と同じであるが, NACA では空気によって連続的に回転させ寿命の研究を行なっているのに対し, 本研究の装置は始動後球を自由状態で回転させ, その際の速度変化からころがり摩擦を算出したもので, その機構は全く違ったものです。

(1) 第 1, 2 図の破線の部分は実際に測定された実線の部分を延長したもので, 起動抵抗とみなすことは不可能であるが, 速度がほぼ零に近い極限の値を推定するために記したものです。次に荷重零の場合のころがり摩擦については次のような物理的意味を考えることができます。すなわち球は接触面のあらさなどに基くごく微小な上下運動を行ないながら運動しているものと考えられ, この場合には遠心力による荷重が零でも衝撃によるエネルギー損失があり, これが摩擦抵抗になっているものと考えられます。もちろんこの場合も荷重がきわめて小さい場合を推定すべきです。

(2) 本実験によって高速でのころがり摩擦は速度の増加とともに著しく増加することが明らかにされているので, その摩擦機構として考えられるものは速度項を有するものでなければならぬ。一方低速でのころがり摩擦機構として考えられるもののうち明らかに

速度項を有するものは「内部摩擦説」のみであり、これについては理論的研究(答1)があり、本実験結果に示されること著しい変化は説明できないことが明らかにされている。したがって高速では別の機構によ

てころがり摩擦が形成されているものと考えたわけで、これについては次報において検討を加えたい。

(答1) D. Flom & A. Bueche, *J. Appl. Phys.*, **30**, 11 (1959).

621.983.3.054 : 621.891.2

圧力潤滑深絞り法*

(第3報, 創成液圧)

春日保男**, 近藤一義***

Pressure Lubricated Deep Drawing

(3rd Report, The Pressure Generated)

by Yasuo KASUGA and Kazuyoshi KONDO

Pressure lubricated deep drawing is a process newly developed by the authors. In the preceding report it was concluded that the fluid pressure self-generated during working was an important key to the success in this drawing method. And so in practice, we should be able to predict the extent of the pressure and control it freely. The fluid pressure characteristics are ascertained by the comprehensive experiments and reported in this paper.

In the pressure diagrams recorded during working there may be recognized a few characteristic values of pressure and points of sudden change of pressure in accordance with the material deformation. By examining the change in these specific values and points due to the change in the drawing condition, two pressure formulae previously proposed are substantiated.

1. 緒言

圧力潤滑深絞り法は、慣用剛性ダイスの後続部を密閉して潤滑液をみだし、材料を伴ってここに進入するポンチによって潤滑液押込圧力を自己創成し、ダイスと材料の間に押出される液によって流体潤滑状態をもたらしつつ加工を進める方法である。本法の機構については前報⁽¹⁾⁽²⁾において報告し、この方法により単一工程限界加工度が向上するのは、ダイス面の流体潤滑によるより、むしろ創成された圧力によって材料がポンチ面に押しつけられる特性、すなわち液圧成形的特性****によるものであると結論した。

したがって、このような方法によって一般的に絞り比の向上をねらうためには、任意の加工条件に対してどの程度の液圧が創成されるものかを予見でき、かつこれを任意に管制できなくてはならない。本文では

創成液圧が主としていかなる因子の支配を受けて決定されるかを詳論し、本法の計画に必要な基礎資料とする。

2. 液圧を支配する因子

潤滑液(以後しばしば使用されるはずの‘液圧’という言葉は慣用にしがたい‘油圧’とする。)がダイスと材料面の間を貫通して流体潤滑膜を形成するためには、ダイス圧力室内の油圧がダイラジヤス部において少なくとも材料のもたらす垂直圧の最大値に等しくなくてはならない。この観点から第1報では次の近似圧力が最小限必要であろうと考えた。

$$q_n = 2k \left[\frac{1}{\rho_d} \ln \beta + \frac{2}{\delta} (1 - \ln \beta) \right] \div \frac{2k}{\rho_d} \ln \beta \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 q_n : 所要近似押込圧、 k : 材料のせん断降伏応力、 β : 絞り比=プランク直径/ポンチ直径=プランク半径/ダイス穴半径= R_0/R_1 、 $\delta=2R_1/t_0$: 相対ダイス直径、 $\rho_d=r_d/t_0$: 相対ダイラジヤスである。これらの記号については第1図を参照されたい。一方、油膜が形成されてのちのダイス平面部では、油膜厚さ h

* 昭和33年11月14日 第655回講演会および昭和34年11月21日 第10回塑性加工講演会において講演、原稿受付 昭和35年4月8日。

** 正員、名古屋大学工学部(名古屋市中千種区不老町)。

*** 准員、名古屋大学大学院。

**** ハイドロフォーム法などに通常みられる加工機構。