いでしょうか、万一空気抵抗が求めたければ (3) 式により $m(R-r)\ddot{\theta}$ と S とからもとまると思う。

(2) この実験のような方法でころがらせた場合、玉の軌道のだ行抵抗、衝撃抵抗などは二面で玉をおさえつけた場合に比してどれくらい考慮すべきか。また乾燥面の高速回転では軌道のわずかな潤滑膜の摩擦はく離がトルクにかなりききほしな気がしますがいかがですか。

(曾田 範 宗)

〔回答〕ころがり軸受の摩擦において転動体、軌道面間のころがり摩擦が重要な役割を占めることはもちろんであるが、ころがり軸受には保持器の存在、軸受温度、潤滑状態などに関して本実験における単球の場合とは相当条件が相違しているもので、そのため摩擦特性にも相当違いが生じたものと考えられます。また従来のころがり摩擦単独の研究は低速において行なわれたので、速度の影響があまり現われなかったものと考えられます。

(1) 転動球に作用する外力はころがり摩擦と空気抵抗のほかに (2) 式の関係を維持させるための力が接触面において接線方向に作用する。すなわち空気抵抗は球の公転速度を減少せしめるように作用するのに対し、ころがり摩擦力は球の自転速度を減少せしめるよ

うに作用する。このように公転および自転の速度はそれぞれ独立した外力によって別々に速度変化のための作用を受けるが、両者は (2) 式の関係を保たねばならないから、そのための外力が必要でこれは球と転走面の間の接触面に作用することになる。したがって $S \propto f$ となり、本文に詳述したような空気抵抗除去の方法が必要である。

なお $\ddot{\theta}$ は空気抵抗の大きさによって当然変化するものであるから、御質問中に示された摩擦モーメントの式は空気抵抗の影響を受けることになって不合理かと思われます。

(2) 球のだ行抵抗、衝撃抵抗などは、本実験においても多少存在することは考えられるが、遠心力によって強くおされているので、二面間にはさまれている場合より大きくなるとは考えられない。むしろ走行面が一つになるため、より少なくなるのではないかと考えられる。潤滑膜の摩擦、はく離は御意見のとおり影響する可能性があるが、実験の結果はその影響を含んでのころがり摩擦である。この点については今後の研究によって明らかにしたい。なお非常に参考になる御意見をいただき厚く感謝いたします。

621.822.6.031.6:531.46

ころがり軸受の起動摩擦機構*

(第 1 報, ラジアル軽荷重の場合)

佐々木 外喜雄**, 沖 野 教 郎***

The Mechanism of the Starting Friction of Rolling Bearings

(1st Report, On the Case of Light Radial Load)

by Tokio SASAKI and Norio OKINO

The investigation into clarifying the mechanism of the starting friction of rolling bearings has been executed. The starting friction is measured for the deep groove type ball bearings, self-aligning ball bearings and cylindrical roller bearings respectively. Then, the magnitude of starting friction, the behavior at the beginning of the rotation, the effect of lubrication, the influence of bearing type and size, the statistical characteristics and the others are discussed. After that, the mechanism of the starting friction is analysed by piecing together these facts stated above.

1. 緒 言

この研究はころがり軸受の起動摩擦の基礎的機構を解明することを目的とするもので、起動摩擦をその構成要素に分解し、そのおのおのが全摩擦中に占める割合、およびおのおのの性質を明らかにすることによって、起動摩擦の本質を解明せんと試みたものである。

* 昭和 33 年 9 月 26 日 関西支部第 202 回講演会において講演、原稿受付 昭和 34 年 9 月 26 日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。*** 正員、京都大学大学院。

2. 実験装置および実験条件

第1図に起動摩擦測定装置の主要部を、第2図に自動測定のための回路を示す。試験軸受②および③によって、偏心のないよう特別精密に製作されたロータ①をささえ、これに重量の等しい二つのピーカ⑨、⑩をつるべ状につるし、異なる口径を有する注射針④、⑤を通じてピーカ中に注水すれば、口径の差に応じて注水重量に差を生じ、したがってロータ①に回転モーメントが加えられる。これが軸受②、③の起動摩擦モーメント以上になればロータは回転するから、その瞬間をロータに装着した電気接点⑥とマイクロメータに取りつけた電気接点⑦あるいは⑧との接触によって感知せしめ自動的に注水を停止し、その時の注水重量から起動摩擦を算出した。

測定の順序を述べると、第2図において最初スイッチ S_1 , S_2 を閉じ、マイクロメータの先端を移動して、接点⑥を、⑦あるいは⑧と接触せしめる。第2図で明らかのように接点が接触しておればパイロットランプ L が点灯する。次に再びマイクロメータの先端を上の場合と反対方向に徐々に移動し、 L が消灯した瞬間のマイクロメータの目盛を読み、両接点間にきわめて微小な規定の間隔(後述)を与える。次に S_1 , S_3 を閉じ、弁⑫を開いてピーカ中に注水を開始する。この水は圧縮機⑭によって加圧されたタンク⑬中に貯えられ、注射針④、⑤を通して押し出される。このとき注水の噴出エネルギーの影響を少なくするとともに、注水によるモーメントの負荷速度を低くして測定精度を高めるために、図のごとく口径のわずかに異なる2個の注射針から、各ピーカに同時に注水を行ない、その注水量の差によって回転モーメントを生ぜしめた。ロータが定まった角度だけ回転すると、電気接点⑥が⑦あるいは⑧に接触して回路が閉ざされ、継電器⑨が働きスイッチ S_L が閉じる。したがって電磁石⑩の作用により弁⑫が閉じられて注水を終る。このときのピーカ中の注水重量を精密に測定すれば起動摩擦を得る。

ロータ①の重量は 12.850 kg であり、軸受 1 個に対して 6.425 kg のラジアル荷重が負荷される。この程度の軽荷重では起動摩擦も非常に小さく、その値も大きなばらつきを有する統計量となるため、多数回の測定を行なう必要がある。

本実験に用いた軸受は深みぞ形玉軸受 # 6 206, # 6 207, # 6 306, # 6 307, 自動調心形玉軸受 # 1 206, # 1 207, # 1 306, # 1 307, 円筒ころ軸受 # NU 206, # NU 207, # NU 306, # NU 307 の 12 種類で、各形式とも前 2 者が軽荷重形、後の 2 者が中荷重形である。

第1図 実験装置

第2図 自動測定回路図

最初ベンジンで洗浄、乾燥したものについて摩擦を測定し、次に装着のまま側面より潤滑油を注入して潤滑状態での摩擦を測定した。ただし、ベンジンによる洗浄では完全な乾燥面を得ることは不可能であり、また実験中に空気中の湿分が軸受内の接触面に附着することも考えられるので、以下この状態を「潤滑油なし」として示すことにする。

3. 回転はじめの挙動

一般に摩擦面の動きははじめの挙動は、これを微視的に見るとき、きわめて複雑な性質を示すものである⁽¹⁾。ころがり軸受の場合においても同様な性質を示すことが考えられ⁽²⁾、起動摩擦の定義を明らかにする上においても、この点を検討する必要がある、次の方法によってこれを測定した。すなわち第1図のロータ①の軸の一端に、鏡をその面が軸の中心線を含むように取りつけ、ピーカ④あるいは⑤中に微量の注水を段階的に行ない、ロータの回転角を光反射法によって測定した。第3図にその結果の一例を示す。横軸および縦軸の正負は互いに反対方向であることを意味し、a, b, c は同方向にのみ回転モーメントを加えた場合であり、d は途中で反対方向のモーメントを加えた場合である。e は d の場合に更に反対方向のモーメントを加え

てヒステリシス ループを描かせたものである。

図より明らかなように、回転モーメントの負荷によって、ころがり軸受はわずかに回転をはじめ、回転モーメントの増加に応じてだいに大きくなり、ついに平衡状態が破れ連続して回転を行なうようになる。この状態に達したときの回転モーメントをもって起動摩擦モーメントと定義することにする。図の物理的意味については後述することにし、ここでは図に示された初期回転の存在を考慮に入れて、前記自動測定法の誤差について検討を加えておく。すなわち、本実験装置のロータ①は相当大的な慣性を有するため注水速度を速くすればロータの回転おくれに原因する誤差が大きくなるおそれがある。いまロータの慣性モーメントを I 、単位時間の注水重量(二つのビーカの注水重量の差)を w 、ロータの回転角を θ 、起動摩擦モーメントを M_s 、回転中の運動摩擦モーメントを M_k 、ロータ半径を R 、連続して回転をはじめまでの初期回転角を θ_0 、連続して回転をはじめて後の経過時間を t とすれば、

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} = M_s + wtR - M_k \quad \dots\dots\dots(1)$$

積分して

$$I \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{2} w R t^2 + (M_s - M_k) t + c_1 \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$I\theta = \frac{1}{6} w R t^3 + \frac{1}{2} (M_s - M_k) t^2 + c_1 t + c_2 \quad \dots\dots\dots(3)$$

$t=0$ のとき、 $\theta=\theta_0$ 、 $d\theta/dt=d\theta_0/dt$ より、積分定数 c_1 、 c_2 が定まり、(3) 式は、

$$I(\theta - \theta_0) = \frac{1}{6} w R t^3 + \frac{1}{2} (M_s - M_k) t^2 + I t \frac{d\theta_0}{dt} \quad \dots\dots\dots(4)$$

一方、ロータに接着した電気接点⑥とマイクロメータの先端⑦あるいは⑧との間隔を変化させ、 θ とそれに

第 3 図 回転はじめの挙動

対応する摩擦の測定値 M の関係を実験した結果を第 4 図に示す。すなわち θ を相当大きくしても M の測定値にはほとんど変化がないことが示されているが、これは (4) 式において $(\theta - \theta_0)$ が相当大きくなっても、なお $t \approx 0$ なることを意味し、右辺の第 3 項の $I d\theta_0/dt$ が大きな値をとっていることを示すものである。また第 4 図で、ごく微少な θ の部分で測定値が少なくなるのは、ロータの回転おくれによるものではなくて、第 3 図に明らかなごとく起動摩擦以下の回転モーメントによっても初期回転が起る現象のためと考えられる。したがって本実験においては θ 、すなわち接点間隔を変化させ摩擦測定値にほとんど変化が見られない部分の値(図では $\theta = 0.5^\circ$)をもって起動摩擦とした。なお第 4 図の各点は 30 回の測定の平均値である。

4. 実験結果

第 1 表に測定された起動摩擦モーメントの値を示す。使用した潤滑油の粘性係数は、# 60 スピンドル油

6307, 潤滑油なし

第 4 図

第 1 表 起動摩擦モーメント(g·cm)

軸受番号	潤滑油なし		#60 スピンドル油潤滑		#90 クービン油潤滑	
	順回転	逆回転	順回転	逆回転	順回転	逆回転
6 206	18.1	14.0	22.1	15.8	22.9	18.3
6 207	34.0	29.0	39.7	32.7	42.1	33.4
6 306	32.3	23.4	42.9	31.4	42.3	31.0
6 307	44.6	32.5	51.1	39.9	52.8	40.2
1 206	16.8	9.5	21.4	14.3	順回転とは、測定前の回転方向と同方向に回転せしめんとするモーメントを加えた場合であり、逆回転とは反対方向に回転せしめんとするモーメントを加えた場合である。	
1 207	28.2	12.1	29.5	14.0		
1 306	25.6	13.5	31.1	14.8		
1 307	37.1	24.3	48.8	25.2		
NU 206	15.9	11.5	17.2	10.2		
NU 207	30.1	21.9	34.3	22.1		
NU 306	30.3	20.3	31.2	21.3		
NU 307	38.5	30.1	39.2	29.8		

が 37.8°C で 10.9 cs, 98.9°C で 2.7 cs, # 90 タービン油が 37.8°C で 33.8 cs, 98.9°C で 5.3 cs である。なお後述するごとく摩擦の測定値は相当ばらつくものであり, おのおの 100 回程度の測定の平均値をとった。

表に示された特性の代表的なものを掲げると, (1) 中荷重形と軽荷重形の間には著しい差がある。(2) 玉軸受も円筒ころ軸受も摩擦の値はほぼ同じである。(3) 潤滑によっても摩擦は減少せず, むしろ玉軸受にみられるごとく増加する傾向にある。ただし粘度の影響はみられない。(4) 逆回転の際の摩擦は順回転のそれに比し相当小さい。(5) 摩擦係数の大略の値は $1 \sim 4 \times 10^{-3}$ である。

次に上述のような性質がいかなる機構から発生するものであるかを検討する。なお, 順・逆回転の定義については表中にも記したごとく測定前の履歴に関係するもので, 測定前に回転していたと同じ方向に回転する場合の起動摩擦が順回転の起動摩擦であり, 逆方向に回転する場合が逆回転である。以下の測定値は特にことわらないかぎり順回転の場合である。

5. 摩擦機構の解析

起動摩擦は軸受内のすべりおよびころがり接触部分から発生するものであから, 軸受の摩擦モーメント M を, これらの各接触部分に基く構成要素に分解して考える。

$$M = M_r + M_c + M_s \dots \dots \dots (5)$$

ここで M_r は転動体と軌道面間のころがり摩擦に基因する起動摩擦モーメント, M_c は転動体と保持器のすべり摩擦に基因する起動摩擦モーメント, また M_s は転動体とつばの間のすべり摩擦に基因する摩擦モーメントである (玉軸受の場合には M_s は存在しない)。上式の右辺の 3 要素が全摩擦モーメント M 中に占める比率を明らかにするために保持器を取り除き転動体のみを残したときの起動摩擦を測定した。その方法は次のごとくである。すなわち, さきに述べた実験では各転動体が第 5 図のごとく荷重の作用線 A-A に対して

第 5 図

対称で, しかも最大負荷を受ける 2 個の転動体とその荷重作用線をはさむような位置に配置された場合について行なわれたが, この状態で保持器を取り除けば最大荷重を受ける 2 個の転動体(実線)以外の転動体(破線)は所定の位置にとどまることができず, すべて自由状態になった。これは本実験の場合荷重が少ないためと, 軸受のすきまの存在のため 2 個の負荷転動体のみが全負荷を支持し, 他の転動体には荷重が負荷されていなかったことを示すものである。したがって図の状態転動体を下部の 2 個のみとし起動摩擦を測定すれば荷重を支持する 2 個の転動体の M_r (玉軸受の場合)あるいは $M_r + M_s$ (円筒ころ軸受の場合)が得られることになる。

次に円筒ころ軸受について M_c を知るために転動体の数および位置は第 5 図のまま, すなわち 2 個の負荷転動体のみとし, それに外輪案内の保持器をとりつけ起動摩擦を測定した。この測定値からさきに測定した $M_r + M_s$ を差引けば 2 個の負荷転動体に関する M_c が得られる。

いま (5) 式の 3 要素を負荷転動体によるもの M_r' , M_c' , M_s' と非負荷転動体によるもの M_r'' , M_c'' , M_s'' に分け $M_r' + M_c' + M_s' = M'$, $M_r'' + M_c'' + M_s'' = M''$ とおけば

$$M = M_r' + M_c' + M_s' + M_r'' + M_c'' + M_s'' \dots (6)$$

これらの要素のうち上述の実験でとり出されたものを示したのが第 2 表であり, それを全摩擦モーメント M に対する割合として示すと第 6 図のごとくになる。まず図の (a), (b) に示されるように, 保持器を取り除けば, 摩擦は著しく小さくなり, 転動体のころがり摩擦に基く部分 M_r が占める割合は多くとも 25% を越えない程度のもことになる。もちろん非負荷転動体による摩擦 M'' 中にもころがり摩擦による部分 M_r'' が含まれているが, これは M_r' に比しころがり接触面の荷重はるかに小さいからほとんど無視できるものと考えられる。次に M_c' の値も全摩擦中にごく微

第 2 表 摩擦構成要素 g·cm

摩擦構成要素	軸受番号	潤滑油なし	スピンドル油潤滑
M_r'	6 206	3.0	2.7
	6 306	3.7	3.1
$M_r' + M_s'$	NU 206	4.1	3.2
	NU 306	4.4	3.5
M_c'	NU 206	7.5	5.0
	NU 306	10.8	8.7
M''	NU 206	4.3	9.0
	NU 306	15.1	19.0

小部分を占めるに過ぎないことが (a), (b) 両図の比較によって明らかである。結局, ころがり軸受の摩擦は第6図 (d), (e) に見られるごとく, その主要部分が軸受内のすべり接触部分に発生し, そのうちわけは円筒ころ軸受についてみると図の (c), (f) に示されるように潤滑しない場合には M_0' が, 潤滑した場合には M'' がそれぞれ半分以上を占めることが明らかにされた。

さきに第1表で示された起動摩擦特性として, 玉軸受と円筒ころ軸受はほぼ等しい起動摩擦を有することを述べたが, これは上述の機構から説明できる。すなわち両軸受はそのころがり接触部分の状態に関しては異なるが, すべり接触部分については つば の存在を除いて本質的な差は考えられない。つばに原因する摩擦は, 第6図の (a), (b) の比較によって十分小さいことが確かめられており, したがって上述の機構から両軸受の摩擦がほぼ等しいことが理解される。また順・逆回転の差が存在する現象についても, 起動摩擦が軸受内部のすべり部分から発生するものとするれば, 逆回転の場合には保持器, 転動体間の接触荷重が少なくなる方向に回転する結果必然的に摩擦も少なくなるわけである。すなわち第3図に示されるような「起動摩擦以下で生じる初期回転の現象」は軸受の回転とともにすべり接触面の接触荷重が増加するために起るものであり, 逆回転すれば接触荷重が高くなった状態からもとの状態に返すことになるわけで, 第3図(d)に示すごとく逆回転の場合には比較的わずかな回転モーメントの増加によって起動摩擦に達する。したがってヒステリシス ループも第3図 (e) に示されるよう

にしたいに長方形に近づく。

次に潤滑油の影響につき考えるに, 第2表に明らかなごとく M_r' , M_s' , M_0' はいずれも潤滑によって摩擦値を減じ, M'' のみが潤滑によって著しく増加するため, 全体として潤滑によって摩擦がやや増加する性質をひき起したものである。すなわち潤滑した場合, すべり面の摩擦係数は減少しその点からは軸受の摩擦も減少すべきであるが, 一方潤滑油の存在によって接触面相互の粘着力が増大し, これがより大きいために全体として摩擦が増加, あるいは円筒ころ軸受にみられるごとくほとんど変化のない結果になったものと考えることができる。

M'' は非負荷転動体による摩擦であるから, その摩擦に影響する接触面荷重は転動体自重によってひき起されるものである。 M'' のうちころがり摩擦に基因する部分 M_r'' はころがり起動摩擦係数がすべり摩擦係数のそれに比して十分小さいため無視してさしつかえない。すべり摩擦に基因する部分については次のように理論的検討を行なうことができる。第7図は接触面における力の平衡状態で, 図は軸に回転モーメントを与え, 起動をはじめる瞬間の状態を示したもので, α および β はともに非負荷転動体でそれぞれ内輪と保持器, および外輪と保持器に接触する。 γ は負荷転動体であって, 軸受荷重を支持している。以下 α , β , γ の添字によってそれぞれの領域内にある転動体を表わすことにする。内輪軌道面で接線方向に作用する摩擦力を $F_{i\alpha}$ とすれば (転動体側にも大きさ等しく方向反対の力 $F_{i\alpha}'$ が作用する),

$$M'' = R_i \sum F_{i\alpha} = R_i \sum (F_{i\alpha} + F_{i\alpha}') \dots\dots\dots (7)$$

$\sum$ は各領域内の転動体全部についてであり, R_i は内輪みぞ半径である。いま転動体の自重を m , 保持器との接触面に働く摩擦力を f (転動体側では f'), その

第6図 摩擦構成要素が全摩擦中に占める割合

第7図

接触面の全圧力を P_α , 軌道面との間の接触面全圧力を P_r とし, 転動体の位置を図のごとく重力方向となす角 θ によってあらわせば, 転動体 α について

$$\left. \begin{aligned} P_{ra} &= m \cos \theta_\alpha \pm f_\alpha \\ P_{ea} &= m \sin \theta_\alpha + F_{ia} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

P_{ea} は軸の回転方向を正にとる. また複号は, 転動体の位置が回転によって低下する場合 (図示の状態) に (+) を, 位置が上昇する場合 (図の中心線より左側) に (-) を採る. 一方転動体中心に関するモーメントの平衡を考えれば $F_{ia} = f_\alpha$ でなければならないから, F_{ia} および f_α は両接触面の起動摩擦の少ない方に一致することになる. 両接触面とも起動摩擦係数が μ であるとすれば,

$$\left. \begin{aligned} P_{ra} &\geq P_{ea} \text{ すなわち } |\sin \theta_\alpha| \leq 1/\sqrt{2} \text{ にて} \\ F_{ia} &= f_\alpha = \mu |P_{ea}| \\ P_{ra} &\leq P_{ea} \text{ すなわち } |\sin \theta_\alpha| \geq 1/\sqrt{2} \text{ にて} \\ F_{ia} &= f_\alpha = \mu P_{ra} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

(8), (9) 両式を連立させて,

$$\left. \begin{aligned} |\sin \theta_\alpha| \leq 1/\sqrt{2} \text{ にて } F_{ia} &= \frac{\mu}{1 \pm \mu} m |\sin \theta_\alpha| \\ |\sin \theta_\alpha| \geq 1/\sqrt{2} \text{ にて } F_{ia} &= \frac{\mu}{1 \mp \mu} m \cos \theta_\alpha \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

次に転動体 β についても同様にして

$$\left. \begin{aligned} P_{r\beta} &= -m \cos \theta_\beta \mp f_\beta \\ P_{e\beta} &= m \sin \theta_\beta - F_{e\beta} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

複号は α の場合と反対で転動体の位置が低下する場合 (-) を, 上昇する場合 (+) を採る. 外輪軌道面との接触面のすべり摩擦力 $F_{e\beta}$ も同様に,

第 3 表

θ	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
0 ~ 45°	-3	-1	0	0	0
45 ~ 90°	-1	0	1	1	-1
90 ~ 135°	-1	0	-1	-1	1
135 ~ 180°	-1	1	0	0	0
180 ~ 225°	0	0	0	0	0
225 ~ 270°	-1	0	-1	0	0
270 ~ 315°	-1	0	1	0	0
315 ~ 360°	0	0	0	0	0

第 4 表

		潤滑油なし		スピンドル油	
μ	軸受鋼と軸受鋼	0.421	0.381	M'' g·cm	
	保持器材と軸受鋼	0.355	0.323		
	NU 206	理 論	6.82	5.83	
		実 験	4.3	9.0	
	NU 306	理 論	10.0	8.64	
		実 験	15.1	19.0	

$$\left. \begin{aligned} |\sin \theta_\beta| \leq 1/\sqrt{2} \text{ にて } F_{e\beta} &= \frac{\mu}{1 \pm \mu} m |\sin \theta_\beta| \\ |\sin \theta_\beta| \geq 1/\sqrt{2} \text{ にて } F_{e\beta} &= \frac{\mu}{1 \pm \mu} m \cos \theta_\beta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

次に転動体 γ については, 外輪との接触点に関するモーメントの平衡を考えて

$$F_{ir} \cdot 2r + P_{er} \cdot r = f_r \cdot r$$

$$\therefore F_{ir} = \frac{1}{2} (f_r - P_{er}) = -\frac{P_{er}}{2} (1 - \mu) \dots\dots\dots (13)$$

$$P_{er} = \sum P_{ea} + \sum P_{e\beta} \dots\dots\dots (14)$$

(12) 式を (11) 式に代入し, 更に (8), (11) 両式を (14) 式に代入, (13) 式より F_{ir} を求め, 更に (10), (12), (13) の各式を (7) 式に代入すれば M'' は次の形にまとめられる.

$$M'' = m R_i \sum \left\{ \frac{c_3 \mu (1 + c_4 \mu)}{2(1 + c_5 \mu)} \cos \theta - \frac{1 + c_1 \mu}{2(1 + c_2 \mu)} \sin \theta \right\} \dots\dots\dots (15)$$

c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 は θ の範囲によって定まった値をとる定数で第 3 表に示す. 起動摩擦係数 μ については, # NU206 および # NU306 の保持器材料と軸受鋼および軸受鋼同志の摩擦係数を実測した結果第 4 表のごとくなり, この両者の平均をもって (15) 式を計算した結果を同じく第 4 表に M'' の理論値として示す. 後述のごとく, ころがり軸受の起動摩擦は大きなばらつきを有する統計量であり, また各軸受によって異なる摩擦の固有値を持つから, (15) 式より得られた理論値と実験値が厳密に一致しないのは当然である. むしろ潤滑油なしの場合, 表に示される程度の近似で理論と実験が一致することは (15) 式によって M''

第 8 図 転動体自重と摩擦の関係 (潤滑油なし)

の値を算出してさしつかえないことを示すものである。そこで (15) 式によって M'' を計算し、 M_r' の実測値を利用して、軸受全摩擦中に M'' , M_r' , M_o' が占める割合を転動体重量を横軸にとって示すと第 8 図のごとくなる。図では次のごとき関係式によって定義される摩擦係数をもって示した。

$$\eta = M / WR_i \dots \dots \dots (16)$$

W は軸受に負荷された荷重、 R_i は内輪みぞ半径である。 η'' , η_o' , η_r' は (16) 式において M の代りにそれぞれ M'' , M_o' , および M_r' (玉軸受の場合) あるいは $M_r' + M_o'$ (円筒ころ軸受の場合) を代入することによって得られる。図によって、さきの理論から得られた転動体自重に原因する摩擦 η'' が全摩擦中の 30 ~ 40% を占めることがわかる。また、転動体重量の増加に応じて、全摩擦 η も増加することが示されている。この性質を利用すれば一般のころがり軸受についてその転動体自重から起動摩擦の大略値を知ることが可能である。

以上起動摩擦の発生機構、摩擦の構成要素、ならびにそれらの性質を明らかにしたが、摩擦の測定値は大きなばらつきを有する統計量であるから、この点についての検討を行なう必要がある。

6. 起動摩擦の統計的性質

第 9 図に起動摩擦測定値のばらつきを #6206 および #NU206 を例として示す。全測定回数は 90 回で、他の軸受の場合も本質的には同じような分布をする。図から明らかな性質を列挙すれば次のごとくである。(1) 分布状態はほぼ正規分布とみなしてさしつかえない(危険率 5%)。 (2) 図の (a) と (b) あるいは (e) と (f) を比較して明らかなごとく、潤滑によってばらつきは減少する。(3) 逆回転(c), (g) の場合が最もばらつきが大きい。(4) 円筒ころ軸受のばらつきは玉軸受のそれに比し一般的に大きい。特に図の (e), (g) あるいは (h) に見られるごとく摩擦の値が大きい領域に小さな標本分布が存在する。(5) 潤滑の有無、保持器の有無、あるいは順・逆回転などにもなう統計的性質の変化は、玉軸受も円筒ころ軸受も同様である。

以上の統計的性質を生ぜしめる機構は次のようなものと考えられる。さきに軸受内のすべり接触部分の摩擦が起動摩擦の主成分であることを述べたが、ころがり軸受のすべり接触部分は一般のそれとは異なり、接触面に負荷される荷重が回転の際大きく変動するものと考えられ、これがばらつきの主原因になり得るのである。したがって図の (c), (g) にみられるご

第 9 図 起動摩擦のばらつき

とき逆回転の際の大きなばらつきは、逆回転の場合が一種の過渡状態であるため接触面圧力の変動がより大きくなることによるものと考えられる。次に円筒ころ軸受では起動の際においてもころのスキューが発生する可能性があり、これが玉軸受に比し円筒ころ軸受の摩擦が大きく、しかも摩擦の大きい領域に小さな標本分布があらわれる原因と考えられる。

7. 結 言

以上、ころがり軸受の起動摩擦をその構成要素に分析し、そのおのおのの大きさおよび特性を検討した結果、ころがり軸受に比較的軽荷重のラジアル荷重が負荷された場合の摩擦機構として次のように要約できる。

(1) ころがり軸受の起動摩擦構成要素として、転動体、軌道面間のころがり摩擦に基因する部分と転動体、保持器間および転動体とつばの間のすべり摩擦に基因する部分とに分ければ、後者のすべり接触部分にもとづくものが起動摩擦の主要部分を支配する。

(2) 更にこのすべり摩擦部分を負荷転動体によるものと非負荷転動体にもとづくものとに分ければ、この両者はほぼ同程度の値をとり、しかも両者ともその大きさは転動体自重の増加に応じて増大する。

(3) 上述の性質を利用すれば転動体自重から起動摩擦の大略の値を推定することができる。

(4) 潤滑油の存在は起動摩擦をやや増加せしめる。すなわち負荷転動体のころがりおよびすべりの摩擦係数はいずれも潤滑によって減少するが、非負荷転

動体と保持器およびつばとの間の接触面の摩擦が潤滑油の粘着力によって増加するため、全体として起動摩擦が増加したものと推定される。

(5) 円筒ころ軸受と玉軸受の起動摩擦特性は、(1)および(2)に述べた機構から転動体自重が同程度の軸受については定量的にも定性的にもほぼ等しい。

(6) ころがり軸受の起動摩擦は大きなばらつきを有する統計量となる。これは保持器、転動体間の接触圧力が不規則に変動する結果と考えられる。円筒こ

ろ軸受ではころのスキューの存在の可能性も考えられ、さらにばらつきは大きくなる。また起動時にそれまでの回転方向と逆方向に回転せしめれば、保持器、転動体間の接触状態は一種の過渡状態となり、ばらつきははなはだ大きくなる。ただし、この場合起動摩擦の平均値は減少する。

文 献

- (1) 久田, 機械試験所報告, 3(昭 25-6), 26.
- (2) 青木, 精密機械, 16, 9(昭 25-9), 254.

621.822.6.031.6:531.46

ころがり軸受の起動摩擦機構*

(第2報, スラスト重荷重の場合)

佐々木 外喜雄**, 沖 野 教 郎***

The Mechanism of the Starting Friction of Rolling Bearings

(2nd Report, On the Case of Heavy Thrust Load)

by Tokio SASAKI and Norio OKINO

Succeeding to the first report, the analysis for the mechanism of the starting friction of the rolling bearings under heavy thrust load has been carried out in order to deduce more complete conclusion. The starting friction are measured for the tapered roller bearings, deep groove type ball bearings, thrust ball bearings and some angular contact type ball bearings with different contact angle, and the effects of the magnitude of load, contact angle, lubricant and additive are clarified.

After these investigations, the following conclusions have been deduced. The starting friction of rolling bearing consists of the friction at the rolling contact parts in the bearing and the friction at the sliding-contact parts. Under the light load, the friction at the rolling-contact parts is very small, but it increases with the increase of load. The friction at the sliding-contact parts varies remarkably with the various conditions at the start, such as the coefficient of friction and the contact pressure on the sliding-contact parts of the bearing.

1. 緒 言

第1報においてはころがり軸受に軽少な一定ラジアル荷重が負荷された場合を取扱ったが、本報では各種玉軸受および円すいころ軸受について広範囲に変化するスラスト荷重を負荷し、第1報で行なった諸点を検討した外に、荷重の大きさ、接触角、潤滑油添加剤などが起動摩擦におよぼす影響を実験的に明らかにし、第1報で解析した摩擦機構を再検討するとともに、さ

らにそれを補ってより完全な結論を導かんと試みた。

2. 実験装置および実験方法

本報の実験では第1報の場合よりはるかに大きな荷重を負荷するため、必然的に摩擦も大きくなることを予想し第1図に示すごとき別の原理にもとづく測定装置を製作した。図において2個1組の試験軸受①は極低速回転軸④に正面取り付けられ、コイルばね②によってスラスト荷重が負荷される。この場合自在に傾斜し得る二つのリング③をばねと試験軸受の間に介在せしめることによってスラスト荷重が均等に負荷されるようにした。また、軸受箱の自重によるラジアル荷重

* 昭和34年3月20日 関西支部第34期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和34年9月26日。

** 正員、京都大学工学部(京都市左京区吉田本町)。

*** 正員、京都大学大学院。