るものようである。

(5) 上記の第二領域に相当した負荷条件で静止した玉軸受を使用することはさけるべきである。

注:—

(1) 昭和 26 年 4 月 4 日 第 28 期 経 済 学 会 講 演 会 に お い て 講 演,
原稿受付 昭和 26 年 10 月 16 日。

(2) 正良, 京都大学工学部。

(3) 正良, 京都大学工学研究所。

(4) 佐々木, 小野, 外 2 名, 機械学会論文集, 17 巻 63 号
(昭 26), 21 ページ。

(5) 佐々木, 小野, 機械学会論文集, 17 巻 63 号 (昭 26), 37
ページ。

621.822.8.031.6

ころ軸受の起動摩擦について⁽¹⁾

佐々木 外喜雄⁽²⁾ 小 野 繁⁽³⁾

On the Starting Friction of Roller Bearings

by Tokio SASAKI and Shigeru ONO

The starting frictions of cylindrical and taper roller bearings under comparatively severe loading conditions were measured. From these data and already mentioned data of ball bearing, the characteristics of starting friction of rolling bearings in general were discussed.

1. 緒 言

単列深みぞ型玉軸受および複列円すいころ軸受の起動摩擦特性についてはすでに報告したが⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾, 前者においてかなり広範囲の負荷条件に対するそれを見出したのに対し, 後者では比較的軽い負荷条件についてのみしか求めえなかつた。本文は, その後者のさらにきびしい負荷条件下における起動摩擦特性および円筒ころ軸受の広範囲にわたる負荷条件下のそれを求めた結果の報告であつて, これとさきの三論文とを総合することにより, ころがり軸受全般に関する起動時の摩擦特性と荷重との関係を論じたものである。

2. 実験方法および実験条件

実験方法の主要点は前記三論文の場合と同様であつて, 佐々木式四軸受試験機を使用した。ただ同試験機では負荷用ばねばかりの容量が 2 t であるため, 正常な四軸受方式をとると第 1 図 (a) に示すように 1 個の試料軸受がうける最大荷重は 1 t となり, 所期の負荷条件に不足する。そこで, この場合は 3 個の軸受を用いて同図 (b) のように組立て使用して, 中央の 1 個のみは最大荷重 2 t をうけるごとくした。これにともない, 計測される摩擦モーメントの値からこの中央の試料軸受のそれを求めるには両側の 2 個の軸受のその値を減ずるといふ手段をとり, したがつてこの両側の軸受には摩擦モーメントが既知のものを選ぶこととした。

試料軸受は, 単列円すいころ軸受として #30306 を 2 個 single-cone double-cup 型に組立て使用し, 円筒ころ軸受としては #NP 306 を用いた。前者の場合に複列としたのは単列では純ラジアル荷重をうけえない

第 1 図

からであるが, これを単列円すいころ軸受の場合にあてはめて考えることもできる。また後者において特殊な NP 型を用いたのは普通の N 型あるいは NU 型が入手できなかったためで, この場合は NP 型でもこれら普通型と大きな相違は考えられない。なお, 起動摩擦が既知であるべき両側の

軸受としては, 単列深みぞ型玉軸受 #6306 あるいは 2 個の #30306 を組合せた複列円すいころ軸受を適宜使用し, それぞれさきに報告した実験結果を利用した。

負荷条件はその静的負荷容量をカタログから求めて参照し次のごとく選んだ。すなわち, 複列円すいころ軸受では #30306 のカタログ荷重が 2 700 kg であるから複列のとき簡単にその 2 倍すなわち 5 400 kg と考えて 100~2 000 kg の範囲内で 200 kg 段階に, 円筒ころ軸受ではそのカタログ荷重が 1 750 kg である

第 2 図

から 100~1600 kg の範囲内を 100 kg 段階に負荷した。いま、これらの荷重範囲における極圧部分の最大接触圧力を求めると第 2 図の実線のようになる。同図の鎖線は既報の二論文における負荷条件であり、破線はこれらの範囲外の値を示す。図から明らかなように、複列円すいころ軸受 (#30306×2 と略記) では単列深みぞ型玉軸受 #6306 に比してやはりなお負荷条件が軽く、円筒ころ軸受 #NP306 ではほぼ両者の中間の値をとることが知られる。しかも、#NP306 ではすでにカタログ荷重という限界値附近まで計測するのであるから、この結果によつてかなり広範囲の負荷条件に対するころ軸受の起動摩擦特性を知りえ、またこれを玉軸受の場合と結びつけることにより、ころがり軸受全般のそれを論ずることもできるわけである。

なお、この場合は休止時間 10 mn で室温のときの値のみを対象とした。休止時間および温度の影響は既報の場合とはほぼ同様と考えられるからである。また潤滑剤としては G.T.C. グリースとスタナボ・モビール油のそれぞれを使用した場合および潤滑剤なしの場合を取り扱った。

3. 実験結果およびその考察

第 3 図および第 4 図に実験結果を示す。第 3 図は複列円すいころ軸受 #30306×2、第 4 図は円筒ころ軸受 #NP306 の場合である。○印が摩擦モーメント、×印が摩擦係数の値を示している。いずれも簡単のため数回の測定値の平均をとつてあるが、測定値のばらつきは最大最小の差がもつとも大きいもので起動摩擦モーメントの値にして約 1.5 kg cm であつた。また、この測定値から起動摩擦モーメントと荷重との関係を与える定性的な直線を前の三論文の場合を参考として引いてみると図の実線のようになり、これに対応する起動摩擦係数と荷重との関係は図の鎖線のようになる。すなわち、複列円すいころ軸受では摩擦モーメントが荷重に比例する領域がみとめられはじめ、円筒ころ軸受ではこの領域をこえて静的負荷容量近い荷重に

おける摩擦増大の領域もみることができ。このことは、既報の論文⁽⁷⁾において筆者らがすでに指摘しておいたように、ころがり軸受の起動摩擦と荷重との関係は一般に第 5 図のようになると考えられることを証明している。図のⅡなる領域はいわゆる境界潤滑状態を示し、Ⅰは完全潤滑状態に近く、Ⅲは軸受材料の塑性域をあらわす。とくに円筒ころ軸受における潤滑剤のある場合の二つの実験結果すなわち第 4 図(a)および(b)は、第 5 図Ⅰ、Ⅱ、Ⅲの三領域を明らかに示すものである。

さて、第 3 図および第 4 図から知られるように、上記の定性的な傾向は同じでも潤滑条件によつて定量的な関係はちがつてきている。摩擦値の相違および領域の境界点の数値のちがいがこれであり、このことはさきの三論文でもみられたところであつた。ところで第 5 図ⅠとⅡとの境界は同じ軸受でも潤滑剤の種類あるいは有無により異なるのであるが、ⅡとⅢとのそれは同じ軸受であればほぼ同様であるということがこのさいはつきりした。そしてこのことは、ⅠとⅡとの境界が潤滑条件の変化を示す

第 3 図

第 4 図

点であり、IIとIIIとの境界が軸受材料の塑性変形と関係した点であると考えた既報論文の結論を裏がきするものと思う。摩擦値の相違もまたこれを証明しているといつてよいであろう。ただし、第3図において潤滑剤なしの場合にも同図(c)の点線に示すように一見Iの領域と考えられる部分がみられるが、これは厳密には上記のような潤滑状態からの考察では説明がつかない。おそらく保持器の摩擦などの影響によるものであろう。したがって同図(a)(b)におけるIの領域にもこの影響が含まれていることも否定できない。

なお、ころ軸受の起動摩擦は玉軸受に比べるとやや大となるが、すべり軸受に比しきわめて小であることは本実験の結果からも明らかである。

4. 結 言

以上、かなり広範囲の負荷条件に対すころ軸受の

第 5 図

起動摩擦特性を実験により求め、玉軸受におけるそれとあわせ検討した結果、一般にころがり軸受の起動時の摩擦特性が第5図のような関係で与えられることを指摘した。図のIなる領域は完全潤滑状態に近く、IIはいわゆる境界潤滑状態を示し、IIIは軸受材料の塑性域をあらわすものである。

なお、本研究に用いた試料軸受のうち、円筒ころ軸受 #NP 306 は光洋精工会社の御好意により入手できたものであることを附記して、貴重な試料を提供された同社に対し厚く感謝の意を表する。

注:—

- (1) 昭和 26 年 10 月 13 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 10 月 16 日。
- (2) 正員、京都大学工学部。
- (3) 正員、京都大学工学研究所。
- (4) 佐々木、小野、本論文集、41 ページ。
- (5) 佐々木、小野、外 2 名、機械学会論文集、17 卷 63 号 (昭 26), 21 ページ。
- (6) 佐々木、小野、機械学会論文集、17 卷 63 号 (昭 26), 37 ページ。
- (7) 佐々木、小野、機械学会誌、54 卷 391 号 (昭 26-8), 301 ページ。