

磁性流体を潤滑油に用いたスラスト軸受の耐荷重について*

長屋 幸助*¹, 武田 定彦*¹, 佐藤 淳*¹
井開 重男*¹, 関口 肇*², 斉藤 登*²

Critical Pressures of the Thrust Bearing Using a Magnetic Fluid

Kosuke NAGAYA, Sadahiko TAKEDA, Atsushi SATO,
Shigeo IKAI, Hajime SEKIGUCHI, and Noboru SAITO

This paper proposes a thrust bearing lubricated by a magnetic fluid under a magnetic field. The critical pressures of the bearing versus the magnitude of the magnetic flux densities have been investigated experimentally. It is clarified that the critical pressures of the proposed bearing are larger than those of the normal lubricant bearing under high speeds.

Key Words: Machine Element, Thrust Bearing, Magnetic Fluid, Critical Pressure.

1. 緒 言

磁性流体は、極微小な強磁性粒子を水あるいは有機溶媒の中に分散させたコロイド溶液であり、磁力が作用することにより見掛け上液体自身が強い磁性があるかのように振舞い、液面の表面形状、液体の粘度などが変化する。また磁力による液圧などのシール効果もあるため、これらの性質を応用して、比重差分離、ダンパ、密封装置、燃料添加剤などさまざまな分野に利用されている^{(1)~(6)}。しかし磁性流体を直接用いた軸受はまだ研究されていないように見受けられる。

本研究では、磁界作用下で磁性流体の有する液圧のシール効果と粘度変化を利用したスラスト軸受を考え、その基礎的実験を行ったものである。従来のスラスト軸受では通常非磁性油が用いられているが、この軸受では油の漏れが存在し、給油は軸受組立後に行われている。しかし磁性流体を潤滑油として利用し、磁性シール技術を応用すれば、強力な永久磁石、磁性流体、軸受、軸を組合せた一つのユニットとして油漏れのない無給油軸受などを構成することができると思

われる。もちろん磁性流体の蒸発、油の循環による放熱がないので、温度上昇などの問題も本軸受には存在するが、軽荷重であればこれらの問題も解決できると思われる。

2. 実 験

本報で提案するスラスト軸受は強力な永久磁石の上面に円形鉄板を置き、その上に薄膜の流体を満たし、スラスト軸荷重を支える構造のものである。磁性流体をスラスト軸受の潤滑油として使用する場合、シール効果の影響、粘度変化の影響、温度変化の影響などを考慮する必要がある。これらの影響を調べるため、本報では静止耐荷重、温度変化の影響による耐荷重の変化、および軸回転中の耐荷重などを調べる実験を行った。

2.1 潤滑油の選定 本報では磁性流体を潤滑油として用いるので、潤滑に適していると思われる磁性流体を選定する必要がある。本報で用いた磁性流体はフェリコロイド PA-40 で、比重 1.24 (25°C)、飽和磁化は 300 G、外観は黒褐色液体、蒸発量 $8 \mu\text{g}/(\text{cm}^2 \cdot \text{h})$ (80°C)、引火点 244°C、粘度 170 mPa·s(25°C)、溶媒はポリ α オレフィン系、溶質はフェライト、溶質濃度は 40% (wt%)、溶質の大きさは 100~200 Å、界面活性剤はオレフィン酸のものである。一方磁性流体潤滑と

* 平成2年3月10日 東北支部第25期総会講演会において講演。原稿受付 平成元年6月5日。

*¹ 群馬大学工学部 (〒376 桐生市天神町1-5-1)。

*² 群馬大学大学院。

通常油の潤滑との違いを明確にするため、非磁性オイルについても実験を行う。選択した潤滑油はモータオイル SF 10 W-40 W で粘度 $106 \text{ mPa}\cdot\text{s}(25^\circ\text{C})$ および通常の潤滑油のホワイトスピンドル油で粘度 $11 \text{ mPa}\cdot\text{s}(25^\circ\text{C})$ とである。

2.2 磁性流体スラスト軸受部の構造と磁束密度

本報では磁性流体の液圧シール効果、粘度の影響、磁束による油膜厚制御の可能性を調べるため、磁束発生部の構造を図1の②、⑤、⑥のようにした。すなわち軸受面は強力な永久磁石⑤により磁化されており、さらにその永久磁石の磁束密度を電磁石⑥で制御し、磁性流体に作用する磁界強度を変化できるようにしてある(以下これを永電磁石と称する)。また永久磁石を取り去ることで、電磁石のみの弱い磁束での計測も可能とした。用いた永久磁石は希土類永久磁石 SmCo-1.5 系であり、電磁石は SS-41 を心材とし、それに直径 0.7 mm のエナメル線を 840 回 11 層に巻いたもので、鉄芯径 54 mm 、長さ 84 mm のものである。

磁性流体を液圧シール材として用いる場合、シール効果に関してはこれまでの研究で小さな溝を多数設けるのが良いとされている。また磁束は軸受面の角の部分で大となるので、磁極の範囲も軸受表面全体に設けたのでは、磁性流体が軸受表面の磁極の角に集中し、それに荷重を作用させた場合流体が外へ流れやすくなる。そこで本研究では図2のように軸受面の外周から内側に黄銅リングをはめ込み、その内部が磁極面になるようにした。本報では軸受表面上のシール効果の影響を調べるため、軸受表面は図2(a)のような溝なし平面の場合と図2(b)のようにリング状の溝を切った場合の2種類を作成した。この場合、黄銅リングの内径は 33.5 mm 、外径は 46 mm 、厚さは 2 mm であり、溝の最小半径は 3 mm 、最大半径は 15 mm 、ピッチは 3 mm 、溝断面の形状は 60° の角度を有するV字形で、溝深さは 1 mm とした。溝は軸受ではシール効果は大となるが、一方耐荷重能力は低下するものと思われるので、どちらの影響が大となるかを調べるため溝なし軸受と比較する。

本軸受を用い、軸受表面上の半径方向に沿っての軸方向磁束密度分布を磁束計により計測したところ、溝なし平面軸受については図3が得られた。溝付きの軸受についても磁束分布の測定を行ったが、本実験で用いた磁束計のセンサの幅は 1.5 mm と大きいため、磁束の細かい変化は測定できなかった。したがって細かい磁束の変化を平均化した磁束分布は溝付きの場合も溝なしの場合もほぼ同様である。図3より磁束密度は磁極の角の部分で急激に増大し最大となり、またその

強さは永電磁石に電流 (4 A) を印加した場合、永久磁石のみの場合、電磁石のみに電流 (4 A) を印加した場合の順である。

一方本軸受面に電磁石のみで磁力を変化させ磁性流体を置いた場合の流体の表面形状の変化の写真を図4、5に示す。図4、5より磁束密度の増加とともに溝なしの磁極面上では磁性流体が磁極の強い角のほうにほとんど寄せられているのに対し、溝付きの場合は、溝により磁性流体が止められ、溝による凹凸はあるものの比較的一様に流体が分布することが認められる。

2.3 静止荷重が作用した場合の磁性流体スラスト軸受の耐荷重

静止耐荷重を測定するための実験装置の概略を図1に示す。図1中⑤、⑥が永電磁石であり、その上に周りを透明アクリルパイプで囲まれた鉄製の軸受があり、磁性流体⑨を介して軸⑦が支えられている。軸受の側板は鉄製のほうがシール効果は良いと思われるが、本実験では磁性流体の動きを観察するため透明アクリルパイプを用いており、また軸⑦も下

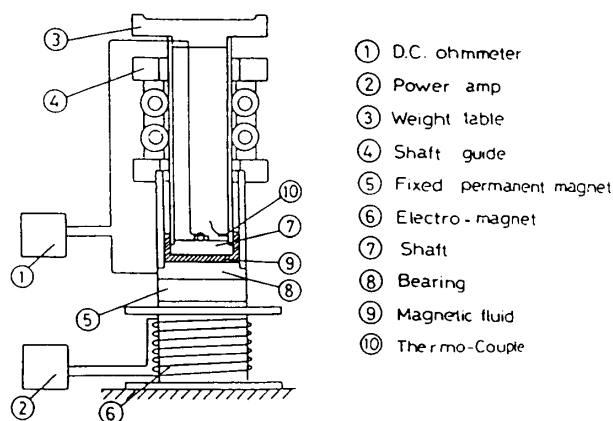
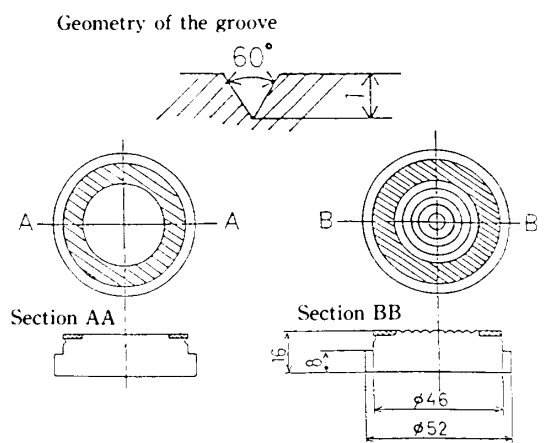


図1 静止荷重における耐荷重試験装置の概略



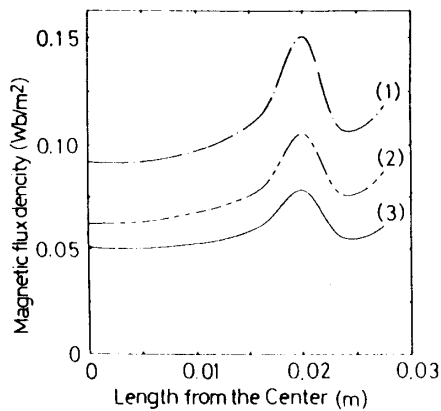
(a) 溝なし平面の場合 (b) リング状の溝を切った場合

図2 軸受表面の形状

面だけをアルミニウム製とし、それを透明アクリルパイプにはめ込んだものとし、磁性流体の量は 3.0 g とした。本装置で荷重テーブル③上におもりを載せると、荷重は磁性流体⑨を介して軸受面に作用する。このとき、荷重の不釣合いによる偏心を防ぐため、軸はガイド④により軸直角方向の動きが拘束されている。軸と軸受間の油膜が切れた瞬間が本軸受の耐荷重となるが、その測定は磁性流体薄膜を挟んで軸と軸受間の電気抵抗変化を計測し、軸と軸受表面の接触判定により行った。実験に用いた軸直径は 44.8 mm であり、また透明アクリルパイプの内径は 46 mm である。

図 6 は本実験により得られた結果で、縦軸は軸も含む全荷重を軸受面の面積で除した平均圧力で横軸が電磁石に印加した電流の強さである。図 6 中○, ▲, ×, □印は実測値で、実線は実測値を最小二乗法により直線近似したものである。図 6 よりこの場合の耐荷重はいずれの場合も電流とともにほぼ直線的に増加し、かつ永電磁石を用い、軸受表面に溝を切った場合にもっとも大きな耐荷重となることがわかる。一方本軸受と通常の潤滑油を用いた軸受との比較のため非磁性オイルの 2 例の耐荷重も本装置を用いて求め、図 6 中に示した。本軸受では液圧シール効果、粘度増加が期待できるので、一般オイルの場合よりかなり大きな耐荷重を期待できることがわかる。

2.4 温度の影響 潤滑油の温度が上昇すると、流体の粘度が低下するので、当然のことながら耐荷重が低下する。この影響を調べるため、図 1 ⑩に示すように熱電対を軸と軸受表面に近い潤滑油中に配置し、電磁石によって発生する熱で温度を上昇させ、温度変化が耐荷重に及ぼす影響を測定した。図 7 は温度と耐荷重の関係を示したものである。図 7 より耐荷重は温



〔(1)一点鎖線は永電磁石の I=4A, (2)二点鎖線は永久磁石のみ, (3)実線は電磁石の I=4A〕

図 3 溝なし平面の場合の軸方向磁束密度分布

度とともにほぼ直線的に減少することがわかる。

2.5 回転軸よりスラスト荷重を受ける磁性流体スラスト軸受の耐荷重 回転軸よりスラスト荷重を受

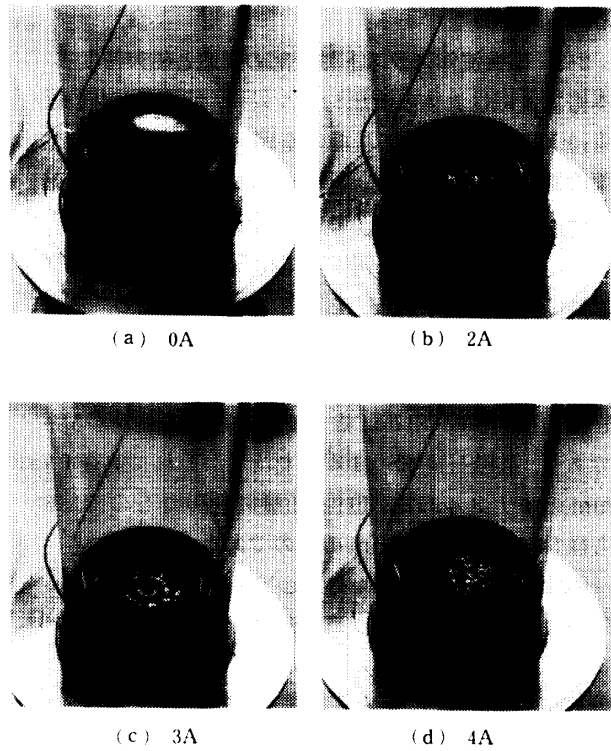


図 4 溝なし平面での磁性流体の表面形状の写真

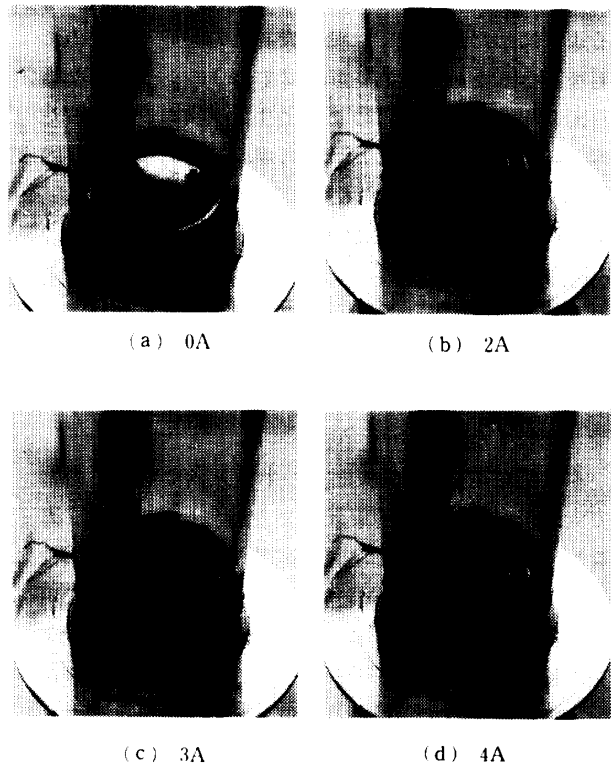


図 5 溝付き平面での磁性流体の表面形状の写真

ける耐荷重実験装置の概略を図8に示す。図8中軸受部分は静止実験の場合と同様である。一方軸⑧は非磁性のアルミニウム製で、直流サーボモータ⑥に直結され、軸回転によるふれまわりを防ぐためガイドが軸とレール③の間に設けられている。軸受への荷重方法は回転軸⑧とモータ本体⑥をウィンチ⑨で荷重として降ろしていき、ばねばかり⑤を用いて耐荷重を測定する。また耐荷重が回転軸とモータ本体の重量を超えたときはロードバー⑦を下にばねで引くことで荷重を加えている。一方軸と軸受間の電気抵抗は軸を非磁性の導電体で作っているため、ブラシ④を介して測定される。

静止荷重を受ける場合は、電気抵抗変化で簡単に軸と軸受表面との接触判定ができたが、軸が回転すると回転による油膜形成のため、油膜切れ近くの領域では境界潤滑と流体潤滑の両方が存在し、軸と軸受表面の

完全な接触判定は極めて困難となる。本研究の場合、磁性流体がないときの軸、軸受の電気抵抗値は 20Ω 程度であるが、磁性流体の油膜が存在する場合はそれとは比べものにならない大きな抵抗値を有する。すなわち抵抗値の減少分はとりも直さず油膜厚の減少によるものとみなして差しつかえない。このような実験においては、通常の潤滑油に対してではあるが、電気抵抗値が 100Ω を超えるときは、潤滑膜により接触表面は完全に分けられ、回転部の摩耗をなくすることができるとの報告がある⁽¹⁾。軸受は流体潤滑の状態で使用されることを考慮すると、流体潤滑と混合潤滑の境界の値を耐荷重として測定できれば、もっとも望ましいが、この領域では電気抵抗値が大きくばらつき、正しい値を得ることが困難である。本報ではこのような理由から文献(1)に従い、電気抵抗値 100Ω のときの荷重を耐荷重として、実験値を求めた。したがって得られた結果は正しい耐荷重より若干低い安全側の値を与える。

図9に、溝なし平面の場合の耐荷重と回転数の関係を示す。また、図10に、溝なし平面の場合と溝付き平面の場合の永電磁石での耐荷重と回転数の関係を示し、溝付きの表面シール効果を調べた。なお実験中の潤滑油の温度は冷却をしながら実験を行ったのでほぼ一定であり、 25°C 前後であった。

これらの図と静止荷重を受ける場合とを比較すると、回転中の耐荷重が静止耐荷重よりはるかに大きいことがわかる。これはもちろん軸回転による油膜形成の影響である。一方図9の低速域(400 rpm以下)では、市販潤滑油のほうが耐荷重が高く静止荷重における実験結果と逆の現象を示している。このことは回転による流体潤滑の影響で、市販オイルがもともと本実験に用

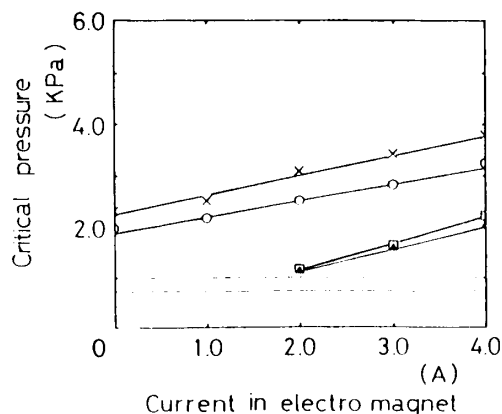


図6 静止荷重を受けるスラスト軸受の耐荷重 (×:永電磁石で溝付き, ○:永電磁石で溝なし平面, □:電磁石のみで溝付き, ▲:電磁石のみで溝なし平面, 二点鎖線はモータオイル, 一点鎖線は一般オイル)

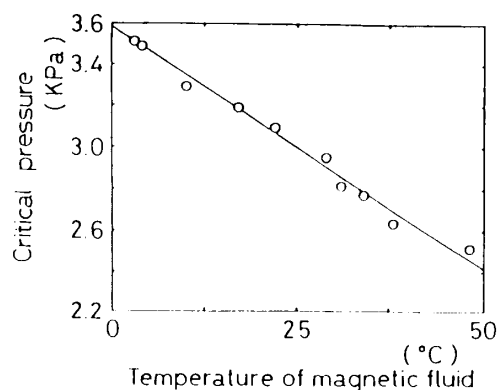


図7 静止荷重を受ける溝なし平面軸受の耐荷重と温度の関係

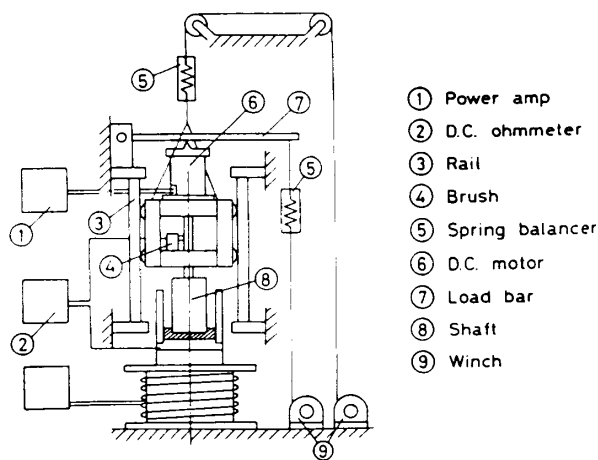


図8 回転軸よりスラスト荷重を受ける耐荷重実験装置の概略

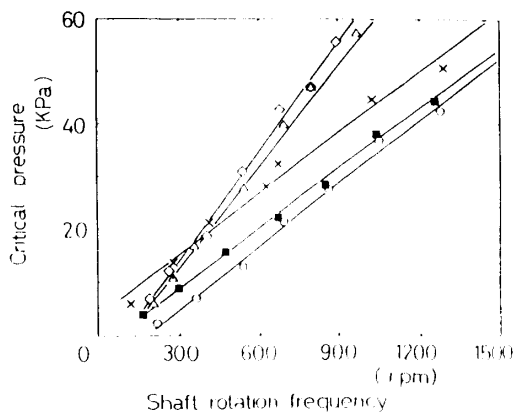


図 9 溝なし平面の場合の耐荷重と回転数の関係
(×: モータオイル, ○: 磁性流体のみ,
■: 電磁石のみ $I=4A$, △: 永久磁石
のみ, ◇: 永電磁石 $I=4A$)

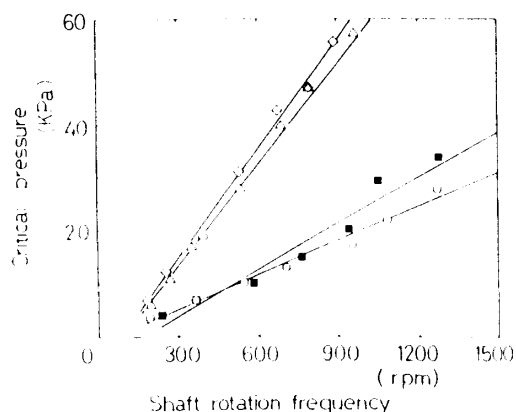


図 10 溝なし平面の場合と溝付き平面の場合の
永電磁石での耐荷重と回転数の比較
(○: 溝付き $I=0A$, ■: 溝付き $I=4A$,
△: 溝なし平面 $I=0A$, ◇: 溝なし平面
 $I=4A$)

いた磁性流体より油膜切れの少ない良質のオイルであることに起因している。しかし、400 rpm を超えたあたりから、強力な磁場を有する永電磁石の場合は市販オイルよりはるかに大きな耐荷重を示し、高性能の軸受となることがわかる。

一方図 10 から、この場合も磁束を増加させると、耐荷重が増加することが認められるが、溝なし平面の場合のほうが回転数の増加とともに溝付き平面の場合より耐荷重が大きくなることからわかる。この現象は静止荷重における実験の場合と全く正反対であるが、その原因はスラスト軸受が軸回転による極めて薄い流体潤滑膜により支えられていることを考えると、油膜を切りやすい溝を付けることはとりも直さず油膜切れの原因となるのみならず潤滑油の流れを阻害することなどに起因すると思われる。

3. 結 言

本研究は磁性流体を用いたスラスト軸受を提示し、その耐荷重の基礎的実験を行ったものである。内容を要約すると次のようである。

(1) 磁性流体を用いた軸受はある回転数を超えるあたりから一般の潤滑油を用いた軸受より希土類磁石などの強力な磁石を用いることにより、耐荷重を大きくすることができる。

(2) 本実験の範囲では、磁性流体軸受は 400 rpm 以上の高回転で良い性能を発揮し、とくに軸受表面に関しては液圧シールの場合と異なり溝のない場合が良いことがわかった。

(3) 磁性流体によるシール圧は一般に小さいため、軸受圧力に相当する圧力をそのままシールすることは困難であるが、軸の側面に本報のように油だめを設けると、軸受面からの流体のわずかな流れはこの油だめで吸収することができる。一方軸が回転すると、遠心力により油だめ内の潤滑油は軸に沿って外へ流れ出そうとする。しかしこの漏れ圧力は一般に小さいので、磁性流体によるシール技術を用いて漏れを止めることができる。したがって本軸受はこのような磁性シール技術と組合せることにより、潤滑油の漏れのない無給油軸受として利用できるものと思われる。

文 献

- (1) Bowden, F. P. and Tabor, D., *The friction and Lubrication of solids*, (1986), 247, Oxford University Press.
- (2) 川池・古川, 潤滑, 29-8(1984), 585.
- (3) 神山, 潤滑, 29-5(1984), 379.
- (4) 神山, 潤滑, 30-11(1985), 801.
- (5) 佐藤, 潤滑, 28-6(1983), 431.
- (6) 木村・岡部, トライボロジー概論, (1984), 118, 養賢堂.