

## すべり軸受の油膜形成状態

福永 圭悟<sup>1</sup>・麻生 宜農<sup>2</sup>・川野 紘平<sup>3</sup>・藤井 定<sup>4</sup>

<sup>1,4</sup>機械工学科, <sup>2</sup>機械・環境システム工学専攻, <sup>3</sup>大分高専機械工学科平成17年度卒業生

減速機部ギヤケースの一部に構成されるすべり軸受によって、直接、ジャーナルを支持するために、接触率測定法を用いてすべり面油膜形成状態を測定し、潤滑状態を調べた。直径32mm、幅20mmのFC200製すべり軸受、および同じ直径32mmのS45C製ジャーナルを、Li石けんグリースNLGI 0号およびギヤ油ISO VG150を用いて潤滑した。測定条件はすべり速度 $v=0.034\sim 1.01\text{m/s}$ 、垂直荷重 $W=0.314\sim 6.51\text{kN}$ でおこなった。グリース、ギヤ油潤滑いずれの場合も、油膜形成状態の良否を示す分離度 $\beta$ は $v$ の1/2乗に比例し、 $W$ に反比例することがわかった。また、摩擦係数 $\mu$ は $v$ に比例し、 $W$ の1/2乗に反比例することもわかった。さらに本実験条件範囲内での潤滑は流体潤滑および混合潤滑であることがわかった。

**Key Words:** plain bearing, oil film formation, grease lubrication, coefficient of friction

### 1. 結 論

一般に、ギヤードモータ減速機部分の出力軸および歯車軸の回転支持には玉軸受やスリーブ軸受などが使われる。立体駐車場駆動用ギヤードモータでは、出力軸反荷側支持の一部にはすべり軸受が適用されているが潤滑特性の解明には至っていない。減速機1台に4~6個の軸受が必要であるが、玉軸受を使うことでギヤードモータの構造が複雑になり、製造コストが高くなる。そこで、出力軸や歯車軸のジャーナル部をギヤケースで直接支持する技術が確立できれば減速機構造の簡素化および製造コストの低減が実現できる。しかし、そのためにはすべり軸受部の油膜形成状態解明、潤滑剤の温度上昇、焼付き条件解明、グリース潤滑特性の解明、トルク変動による摩擦特性の変化、など様々な設計上の課題がある。特に油膜形成状態の解明は信頼できるすべり軸受設計条件確立につながると考えられ、重要な設計アイテムである。

実際のギヤードモータ減速機部では、ジャーナル回転数が $N=20\sim 600\text{r/min}$ で運転されることが多い。本研究ではギヤケース材料と同じFC200製すべり軸受を用いて実験した。ここでは、油膜形成状態、すべり速度、摩擦係数などの相互関係がわかったので報告する。

### 2. 油膜形成状態測定方法

すべり軸受とジャーナル間の分離電圧を測定することによって油膜形成状態の良否がわかる。分離電圧測定には、接触率測定法を用いた。接触率測定法は電気抵抗法

の変形ともいえるもので、抵抗の絶対値のかわりに二面の接触、分離に伴う電気抵抗値の変化を測定することによって接触率を知ろうというものである<sup>1)</sup>。

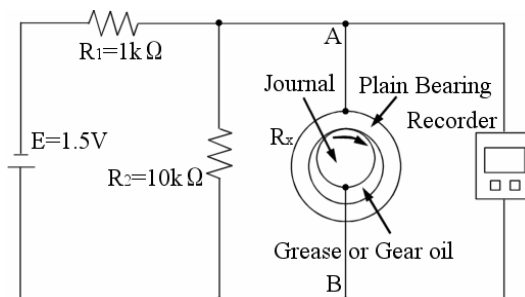


Fig. 1 Measuring circuit figure of separating voltage

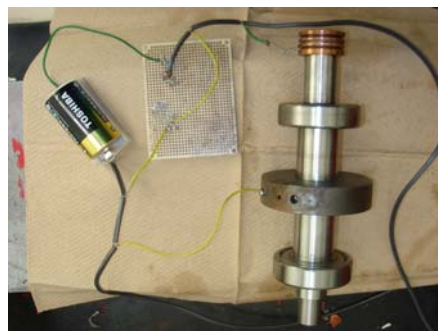


Fig. 2 Measuring circuit of separating voltage

接触率測定法を用いてジャーナルとすべり軸受間の油膜形成状態を測定した。図 1 は、測定に用いた回路図である。図 2 は回路の接続状態を示す。

電源には直流電圧  $E=1.5V$  の電池を用いた。電池に  $R_1=1k\Omega$  および  $R_2=10k\Omega$  の抵抗を直列に接続する。ジャーナルとすべり軸受間に発生する接触抵抗  $R_x$  を抵抗  $R_2$  に並列に接続する。発生する分離電圧  $V_{AB}$  の値は随時レコーダーおよびパソコンのディスプレイに表示される。

ジャーナルとすべり軸受間分離電圧  $V_{AB}$  を求めるにはまず、全体の合成抵抗  $R$  を考える。 $R_x$  と  $R_2$  の抵抗は並列結合しており、それに  $R_1$  の抵抗が直列に結合されているので、合成抵抗は式(1)のようになる。

$$R = R_1 + \frac{R_2 R_x}{R_2 + R_x} = 1 \times 10^3 + \frac{10 \times 10^3 \times R_x}{10 \times 10^3 + R_x} \quad \dots(1)$$

分離電圧  $V_{AB}$  は、AB 間の分圧を考えると

$$V_{AB} = E \times \frac{R_2 R_x / (R_2 + R_x)}{R} = \frac{E}{R} \cdot \frac{R_2 R_x}{R_2 + R_x} \quad \dots(2)$$

式(2)を式(1)に代入すると式(3)が得られる。

$$V_{AB} = \frac{E}{R_1 + \frac{R_2 R_x}{R_2 + R_x}} \cdot \frac{R_2 R_x}{R_2 + R_x} = \frac{E}{\frac{R_1}{R_x} + \frac{R_2}{R_x} + 1} \quad \dots(3)$$

ジャーナルとすべり軸受が油膜によって完全に分離されたとき、すなわち金属同士の接触がない場合には抵抗は  $R_x=\infty$  になり、その時に最大分離電圧  $V_{ABmax}$  を示す。式(3)と図 1 から最大分離電圧  $V_{ABmax}$  を求めると式(4)が得られる。

$$V_{ABmax} = \frac{1.5}{\frac{1 \times 10^3}{\infty} + \frac{1 \times 10^3}{10 \times 10^3} + 1} = 1.36 V \quad \dots(4)$$

式(3)および式(4)からわかるように、最大分離電圧  $V_{ABmax}$ 、分離電圧  $V_{AB}$  の大小は電源となる直流電圧  $E$  の大きさによって左右される。よって各実験条件の油膜形成状態の良否の比較は、分離電圧ではなく式(5)に示す分離度  $\beta$  (%)を用いた。

$$\text{分離度 } \beta = \frac{\text{レコーダによりプロットされる分離電圧}}{\text{直流電圧が生じさせ得る最大分離電圧}} = \frac{V_{AB}}{V_{ABmax}} \quad \dots(5)$$

これにより、電源となる 1.5V 電池の容量が実験ごとに異なっても油膜形成状態の良否を把握できる。

### 3. 実験装置

図3に実験装置の概略図を示す。汎用インバータによって回転数を調整されたモータ①（最大出力0.75kW）は、トルク検出器②を挟んで軸受ボックス③内の直径32mmのS45C製ジャーナル④を回転させる。軸受ボックス内には、Li石けんグリースNLGI 0号あるいはギヤ油ISO VG 150がジャーナルが十分沈むほど入っており、すべり速度

$v=0.034\sim 1.01m/s$ でジャーナルが回転する。ジャーナルには内径32mm、幅20mmのFC200製すべり軸受が組み込まれ、負荷おもり⑤によって  $W=0.314\sim 6.51kN$  の垂直荷重が作用する。このときすべり軸受に作用する接触圧力は  $P=0.490\sim 10.2MPa$  となる。回転速度と摩擦トルクはトルク検出器②を介してトルクコンバータに表示され、レコーダ、パソコンディスプレイに出力される。油膜

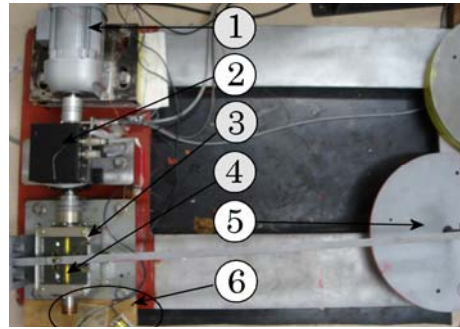


Fig. 3 Experimental apparatus

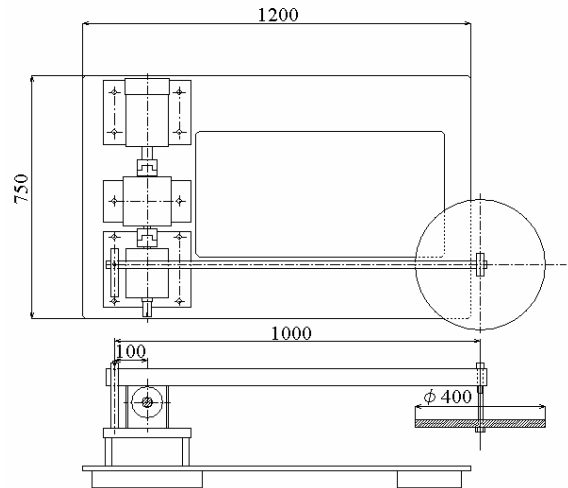


Fig. 4 Plans of experimental apparatus

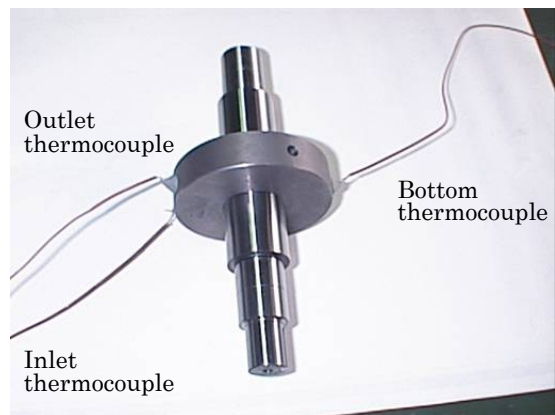


Fig.5 Plain bearing and journal

形成状態測定回路は⑥のように取り付けられる。図4は実験装置の概略図である。

温度は、室温およびすべり面温度について銅-コンスタンタン熱電対を用いて測定した。すべり面温度は、ジャーナルとすべり軸受の接触が起こる潤滑剤入口(Inlet)温度と出口(Outlet)温度、接触が起こらないと考えられる下側(Bottom)温度を測定した(図5)。なお、実験はすべり面温度及び摩擦トルクがいずれも平衡状態になるまでおこない、各条件での運転時間は2~3時間であった。実際のギヤードモータ減速機部で使用される軸の材料はS45Cであり、ギヤケース材料はFC200であることから、ジャーナルもS45C、すべり軸受もFC200とした。

減速機の潤滑には密閉性に優れていて、保全が簡単なグリースが多く使われている。しかし、すべり軸受のグリース潤滑性能を示す報告はほとんどない。このため、本研究ではグリースに加えてギヤ油でも実験した。双方を比較することで、グリース潤滑がギヤ油潤滑に比べどのような潤滑特性を持っているかが示されると考えられる。参考のために、表1にグリース潤滑とギヤ油潤滑の一般的な潤滑特性の比較を示す。

Table 1 Comparison of grease lubrication with gear oil lubrication<sup>2)</sup>

潤滑剤	グリース潤滑	油潤滑
漏洩	小	大
密封装置	容易	複雑
補給間隔	比較的長い	比較的短い
必要油量	小	大
回転速度	対応に限界あり	あらゆる速度に対応可
回転抵抗	回転初期は比較的大	小
冷却効果	小	大
異物の除去	困難	容易

#### 4. 実験結果

##### (1) いくつかの油膜形成状態

図6は、グリース潤滑、すべり速度 $v=1.01\text{m/s}$ 、垂直荷重 $W=0\text{kN}$ の条件下で得られたデータである。実験開始とともにすべり面温度 $t$ が上昇し、それに伴って摩擦トルク $T$ が減少している。摩擦トルク $T$ が減少するのは式(6)のニュートンの粘性の法則<sup>3)</sup>から理解できる。

$$\tau = \eta \frac{U}{Y} \quad \dots(6)$$

ここで $\tau$ はすべり面せん断応力、 $\eta$ は潤滑剤の絶対粘度、 $U$ はすべり速度、 $Y$ はジャーナルとすべり軸受間半径すきまを表す。すべり面温度 $t$ が上昇し、潤滑剤絶対粘度 $\eta$ が低下するとせん断応力 $\tau$ も減少する。よってすべり面摩擦トルク $T$ は減少することがわかる。図6において分離電圧 $V_{AB}$ は終始最大分離電圧を示しており、分離度で考えると $\beta=100\%$ である。すべり軸受においては図6のよう

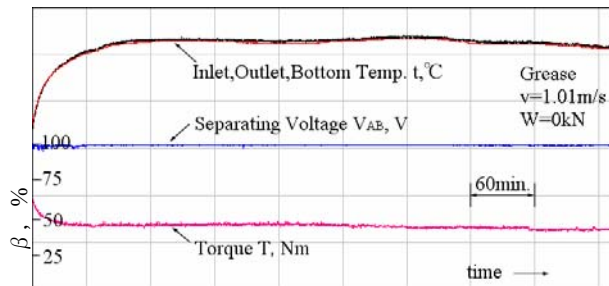


Fig. 6 Normal separating voltages change example

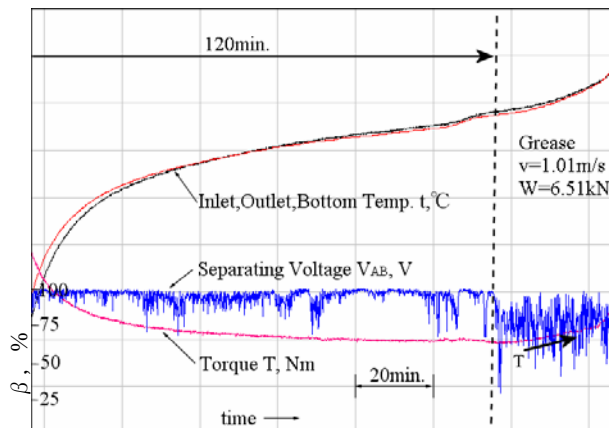


Fig. 7 Example which becomes undulation with torque change

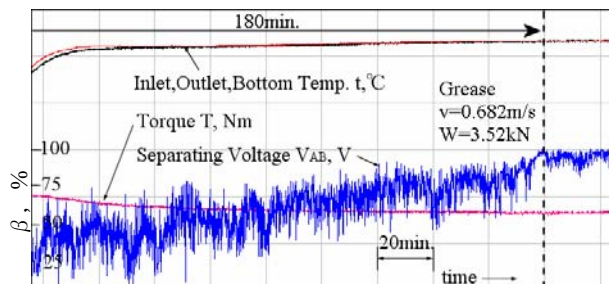


Fig. 8 Example which becomes gradually good

な油膜形成状態が最も理想的であると考えられる。

図7は実験中に油膜形成状態が変化した例であり、グリース潤滑、 $v=1.01\text{m/s}$ 、 $W=6.51\text{kN}$ での実験結果である。実験開始後約120分でトルク変動が起きた。分離度はトルク変動が起きる前まではほぼ $\beta=80\%$ 以上と比較的高い位置で推移していた。しかし、トルク変動発生とほぼ同時に不安定になり、 $\beta=70\%$ となった。このとき図7からわかるようにすべり面温度も上昇している。このことから、トルク変動発生と同時にすべり面温度が上昇し、潤滑膜の絶対粘度の低下により、潤滑油膜が薄くなったために $\beta$ が小さくなったと考えられる。

図8は油膜形成状態が時間の経過とともに改善された例である。グリース潤滑、 $v=0.682\text{m/s}$ 、 $W=3.52\text{kN}$ の場合である。実験開始直後から $\beta$ は徐々に上昇し、開始180分後に $\beta=80\%$ 以上となりほぼ安定した。この原因は、実験

開始後にはなんらかの原因で、すべり面に十分な潤滑剤供給が阻止され、時間経過とともに少しずつ供給できるようになったためであると考えられる。

図6から図8はグリース潤滑時に得られた油膜形成状態の例であるが、ギヤ油潤滑においても実験条件によっては不安定な油膜形成状態が観測された。しかし、全体としてギヤ油潤滑時よりグリース潤滑時の方が不安定な油膜形成状態が多かった。したがってギヤ油よりグリースの方が潤滑剤として機械的安定性に欠けることがわかる。

(2) 油膜形成状態と負荷条件

図9から図11はすべり速度 $v$ =一定の場合、垂直荷重 $W$ の増加に伴って油膜形成状態がどのように変化するかを調べたものである。いずれも $v=0.417\text{m/s}$ 、グリース潤滑下での実験結果である。図9は $W=0.314\text{kN}$ 、図10は $W=3.52\text{kN}$ および図11は $W=5.01\text{kN}$ である。図10で分離度は終始 $\beta=100\%$ に近い位置で安定している。図10に示す $W=3.52\text{kN}$ では、油膜形成状態は不安定になり約 $\beta=75\%$ と減少している。図11に示す $W=5.01\text{kN}$ では、実験開始直後から不安定な油膜形成状態を示しており、分離度は約 $\beta=50\%$ を示した。このようにグリース潤滑において、 $W$ が増加すると油膜形成状態は次第に悪くなること

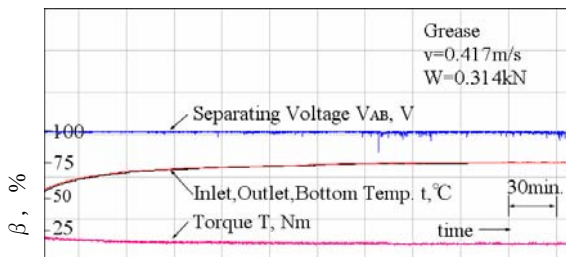


Fig. 9 Small load

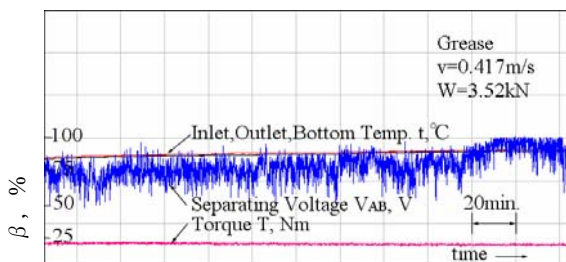


Fig. 10 Middle load

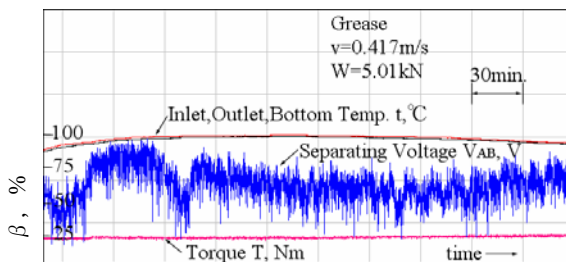


Fig. 11 Big load

がわかった。ギヤ油潤滑の場合においても同様の傾向が見られた。

(3)  $\beta$ と $v$ 、 $\mu$ と $v$ の関係

図9から図11によって、すべり速度 $v$ =一定の場合、垂直荷重 $W$ が増加すれば、すべり面の油膜形成状態の良否を示す分離度 $\beta$ は減少することがわかった。ここではすべり軸受の重要な設計アイテムである $\beta$ と摩擦係数 $\mu$ および $v$ の関係を求めてみる。本論文において各実験の $\beta$ は、すべり面温度が平衡状態に達したときに得られた $\beta$ を用いた。

図12は、グリース潤滑およびギヤ油潤滑で得られた $v$ と $\beta$ の関係を各すべり速度について示したものである。図12の各点は、おのおのの $v$ ごとに $W=0.314\sim 6.51\text{kN}$ で得られた $\beta$ を平均して図示したものである。例えば、ギヤ油潤滑において $v=0.208\text{m/s}$ では $W$ の変化に伴って $\beta=98, 98, 61, 44, 38\%$ が得られた。これらを平均すると $\beta=67.8\%$ となる。これは図12のA点に示される。グリース、ギヤ油いずれも $\beta$ は式(7)に示すようにおおよそ $v$ の $1/2$ 乗に比例することがわかった。また、全体としてグリース

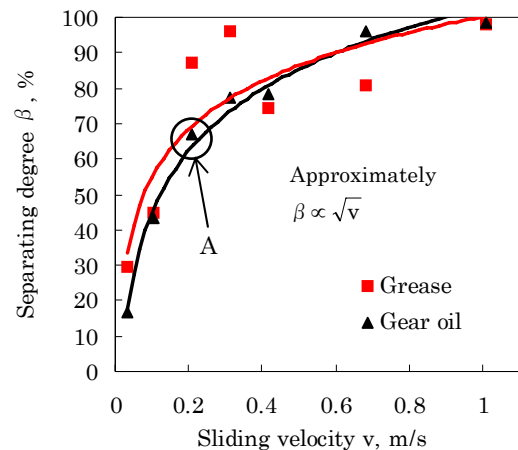


Fig. 12 Sliding velocity and departing degree

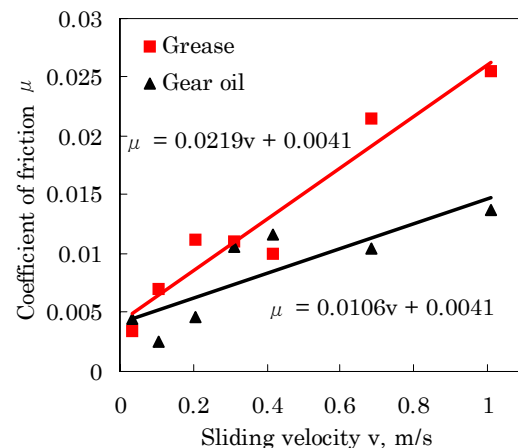


Fig. 13 Sliding velocity and coefficient of friction



の方が  $\beta$  が大きかった。

$$\beta \propto \sqrt{v} \quad \dots(7)$$

同様に、図13に  $v$  と  $\mu$  の関係を示した。図13に示す  $\mu$  は実験終了時に得られた摩擦トルク  $T$  を用いて式(8)から求めた。

$$\mu = \frac{F}{W} \quad \dots(8)$$

式(8)において  $F$  は接線力である。接線力  $F$  は、トルク検出器によって検出した摩擦トルク  $T$  をジャーナル半径  $r(=16\text{mm})$  で割ったものである。図 13 から、式(9)に示すように、 $\mu$  は  $v$  の増加に伴って直線的に増加することがわかる。

$$\mu \propto v \quad \dots(9)$$

また、グリース潤滑における直線の傾きはギヤ油の場合の約 2 倍( $=0.0219/0.0106$ )である。これは、グリースの  $\mu$  の増加率は、ギヤ油と比較して約 2 倍大きいことを示している。さらに、グリースとギヤ油の  $\mu$  の差が最も大きかったのは  $v=1.01\text{m/s}$  であり、1.8 倍( $=0.0255/0.0138$ )グリースの方が大きいことがわかった。

(4)  $\beta$  と  $W$ ,  $\mu$  と  $W$  の関係

図14はグリースおよびギヤ油潤滑における垂直荷重  $W$  と分離度  $\beta$  の関係を示したものである。例えば、ギヤ油潤滑において  $W=5.01\text{kN}$  では  $v$  の変化に伴って  $\beta=13, 17, 44, 64, 83, 96, 98\%$  が得られた。これらを平均すると  $\beta=59.3\%$  となる。これは図14のB点に示される。図14よりグリース、ギヤ油いずれの場合も、 $\beta$  は  $W$  の増加に伴って直線的に減少することがわかる。よって式(10)が成り立つ。

$$\beta \propto \frac{1}{W} \quad \dots(10)$$

式(7)を考慮すると、油膜形成状態の良否を示す  $\beta$  について、式(11)のような関係式が成り立つことがわかる。

$$\beta \propto \frac{\sqrt{v}}{W} \quad \dots(11)$$

また、図14からグリース潤滑の  $\beta$  の減少率は、ギヤ油の約4倍( $=5.59/1.37$ )であることがわかった。これは、グリース油膜はギヤ油の油膜に比べて耐荷重性に優れていることを示している。

同様にして図15に  $W$  と  $\mu$  の関係を示す。図15より、グリース、ギヤ油いずれも  $\mu$  はおおよそ  $W$  の  $1/2$  乗に反比例することがわかった。すなわち、式(12)が成り立つ。

$$\mu \propto \frac{1}{\sqrt{W}} \quad \dots(12)$$

式(9)を考慮すると、 $\mu$  について式(13)が成り立つことがわかる。

$$\mu \propto \frac{v}{\sqrt{W}} \quad \dots(13)$$

また、図15より  $\mu$  は、全実験条件でグリースの方がギ

ヤ油より大きいことがわかる。さらに  $\mu$  は、グリース潤滑では  $\mu=0.0065$ 、ギヤ油潤滑では  $\mu=0.00517$  を漸近線として収束している。

(5) 潤滑領域

図16<sup>4)</sup>は油潤滑における油膜厚さと摩擦係数  $\mu$  の関係を示す。図16下図の縦軸の油膜厚さは、本研究の分離度  $\beta$  と考えた。横軸はいずれも潤滑状態を表す軸受特性値であり、無次元量である。 $\eta$  は油の絶対粘度、 $N$  は回転速度、 $P_m$  は荷重による軸受圧力である。 $N$  をすべり速度  $v$ 、 $P_m$  を垂直荷重  $W$  に置き換え、本実験範囲の属する潤滑領域を考察する。

本実験条件範囲内では、グリース潤滑、ギヤ油潤滑いずれも  $\beta$  および  $\mu$  について (4) の式(11)、式(13)が成り立つ。このことを考慮すると、図16より本実験条件範囲は流体潤滑域および混合潤滑域に属すると考えられる。すなわち、 $W=$ 一定であれば  $v$  が小さい間は混合潤滑域、 $v$  が大きくなると流体潤滑域に属すると考えられる。また、

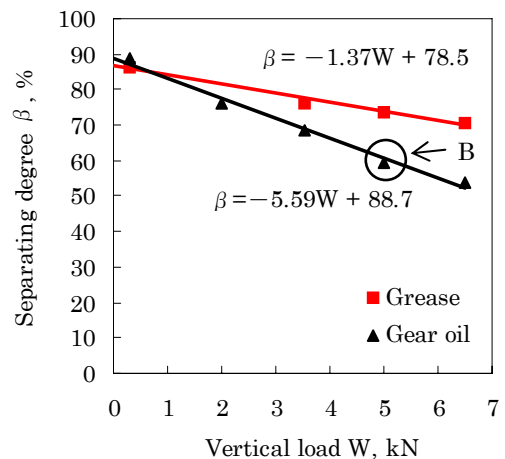


Fig. 14 Vertical load and separating degree

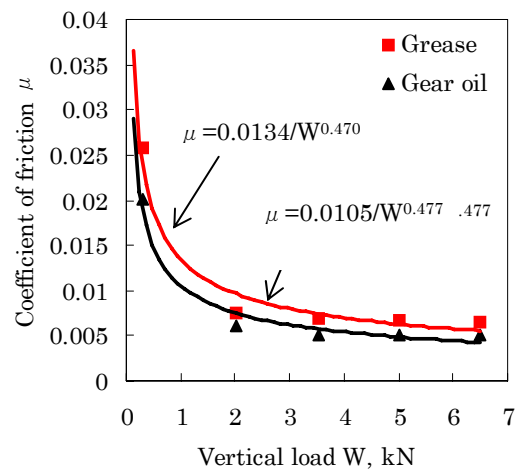


Fig. 15 Vertical load and coefficient of friction

$v$  = 一定であれば  $W$  が大きいときは混合潤滑域、 $W$  が小さくなると流体潤滑領域に属すると考えられる。しかし、図15からわかるように  $W$  が大きくなっても  $\mu$  は増加の傾向を示さず、一定の値に収束しているため、本実験での混合潤滑域は流体潤滑域に近いと考えられる。

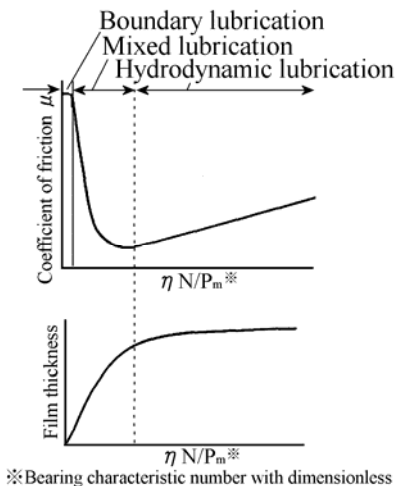


Fig. 16 Oil film and friction at oil lubrication

## 5. 結論

直径 32mm, 幅 20mm の FC200 製すべり軸受と S45C 製ジャーナルをグリースとギヤ油で潤滑した。実験条件

はすべり速度  $v=0.034\sim 1.01\text{m/s}$ , 垂直荷重  $W=0.314\sim 6.51\text{kN}$  であった。油膜形成状態の良否を示す分離度  $\beta$  や摩擦係数  $\mu$  がすべり速度  $v$  および垂直荷重  $W$  の変化に伴ってどのように変化するかを調べた。本研究で得られた成果をまとめると次のようになる。

- (1) 油膜形成状態は、垂直荷重  $W$  の増加に伴って不安定になっていくことがわかった。
- (2) 分離度  $\beta$  はすべり速度  $v$  の 1/2 乗に比例し、垂直荷重  $W$  に反比例することがわかった。すなわち、
$$\beta \propto \frac{\sqrt{v}}{W}$$
- (3) 摩擦係数  $\mu$  はすべり速度  $v$  に比例し、垂直荷重  $W$  の 1/2 乗に反比例することがわかった。つまり、
$$\mu \propto \frac{v}{\sqrt{W}}$$
- (4) グリースはギヤ油よりも、高速および高荷重条件で良好な油膜形成状態を示した。
- (5) 本実験条件範囲内におけるグリース潤滑およびギヤ油潤滑は、流体潤滑域および混合潤滑域に属することがわかった。

## 参考文献

- 1)相原了：潤滑，第 24 巻，第 12 号(1979)775.
- 2)株式会社日本礦油，グリース潤滑基礎講座 HP
- 3)岡本ほか，トライボロジー入門，幸書房，(1990)59.
- 4)文献 3)，4).

(2006.8.2 受付)

## Oil Film Formation of Plain Bearing

Keigo FUKUNAGA<sup>1</sup> · Noritaka ASO<sup>2</sup> · Kouhei KAWANO<sup>3</sup> · Sadamu FUJII<sup>4</sup>

<sup>1,4</sup>Department of Mechanical Engineering

<sup>2</sup>Mechanical-Environmental System's Major

<sup>3</sup>Graduate of the Department of Mechanical Engineering in the Class of 2005

### Abstract

We measured oil film formation at the slipping surface with the contact rate mensuration to study the lubrication state of the journal directly supported by a plain bearing in the gearcase of a reducer. A FC200 plain bearing of diameter 32mm and width 20mm and a S45C journal of diameter 32mm were lubricated with NLGI 0 Li soap grease and ISO VG150 gear oil. They were tested under the measurement condition of sliding velocity  $v = 0.034 - 1.01\text{m/s}$  and vertical load  $W = 0.314 - 6.51\text{kN}$ . It is found that, in both cases of grease lubrication and gear oil lubrication, separating degree  $\beta$ , which shows whether the oil formation is good or bad, is in proportion to 1/2 power of  $v$  and in inverse proportion to  $W$ . It is also found that coefficient of friction  $\mu$  is in proportion to  $v$  and in inverse proportion to 1/2 power of  $W$ . In addition, it is found that lubrication under the experimental conditions is categorized as hydrodynamic or mixed lubrication.