

グリース潤滑すべり軸受の温度と摩擦特性

福永 圭悟¹・梶原 和義²・本田 豊²

¹機械工学科, ²機械工学科平成17年卒業生

安価で性能が良く、グリース潤滑下で使用できるすべり軸受の実用化への実験をした。すべり軸受材料はFC200、ジャーナルはS45C、軸受最大接触圧力は $P=9.49\text{MPa}$ 、すべり速度は $V=0.208$ から 1.01m/s であった。使用したグリースはNLGI 0号リチウムグリース、およびグリース潤滑の特徴を明らかにするために、一般的なギヤ油 ISO VG 150も使用した。グリース潤滑での無負荷時摩擦トルクは、ペトロフの式による理論値よりも大きかった。すべり速度が速くなると、ギヤ油潤滑時の約1.1倍に近づいた。グリース潤滑時摩擦係数は、 $f=0.0036$ から 0.0052 だった。ギヤ油潤滑ではおおよそ 0.004 だった。グリース潤滑時すべり面温度上昇値は、 $\theta(K)=4.09 \times PV + 10.2$ 、で求めることができる、ことなどがわかった。

Key Words : sliding bearing, grease lubrication, friction coefficient, friction torque, temperature rise

1. 緒言

円筒歯車減速機とモータを一体にしたギヤードモータは国内だけでも毎月20万台程度生産されている。販売価格は過去30年近くほとんど同じか、機種によっては低下傾向である。そのために、製造メーカはより一層のコストダウンが求められている。

ギヤードモータ減速機は一般的に2-3段減速され、伝達容量750W程度まではグリースで潤滑される場合が多い。さらに、減速機部のギヤケース材料はADCやFC製であり、歯車軸や出力軸などはころがり軸受またはスリーブメタルで回転が支持される。そこで、このFC製であるギヤケースをそのまますべり軸受にできれば、製造簡素化やコストダウンを達成することができる。

機械工学便覧¹⁾には、油潤滑と思われるすべり軸受材料としての鋳鉄の最大許容圧力は3~6MPa、最高許容温度は150 と記されているにすぎない。すなわち、グリース潤滑されるすべり軸受について、実用できる設計データや研究報告はほとんどないようである²⁾。

曾田³⁾によれば、「高かろう、良かろうではすべり軸受」、「実用上の便利さではころがり軸受」が優位であるとされる。さらに、すべり軸受はころがり軸受よりも一般にはるかに高い性能を実現できると述べている。

本論文では、「安かろう、良かろうのグリース潤滑FC200製すべり軸受」実用化への試みを報告する。

2. 実験方法

(1) 軸受形状

Figure 1 はすべり軸受(左)とジャーナル(右)である。すべり軸受は固定され、ジャーナルはCW回転する。軸受温度測定位置も Fig.1 に示す。Figure 1 において、ジャーナルとすべり軸受が接するのは上部である。温度は軸受内周上 3 箇所測定し、潤滑剤の温度変化を求めた。上部左側熱電対温度を入口温度(Inlet)、右側を出口温度(Outlet)、下側を下部温度(Bottom)と称する。実験は室温で行った。

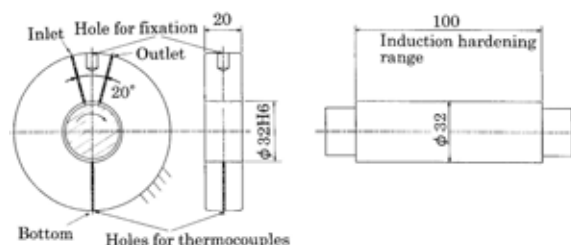


Fig.1 Test plain bearing and journal

ギヤードモータギヤケース材料は一般的にFC200であることから、供試すべり軸受材料もFC200とした。幅20mm、内径 32H6に旋盤加工し、アルメル-クロメル熱電対による温度測定用に3-2きり穴加工をした。内周表

面粗さは10~12 μm Rz(最大高さ粗さ)であった。熱電対先端は、すべり軸受内周とほぼ一致させた。ジャーナル材料は市販JIS G 4051 機械構造用炭素鋼鋼材S45Cである。HRC53-56に高周波熱処理後、研磨加工仕上げした。表面粗さは1.0~1.2 μm Rzであった。軸受直径すきまは41~44 μm であった。

(2) 実験装置

Figure 2 は実験装置を示す。Figure 1 に示すジャーナルを玉軸受 6305 で両端支持した。駆動モータはインバータによって回転速度を自由に変更できる。駆動モータと軸受箱の間にトルクメータを入れて、運転中のトルクも測定した。軸受への負荷はアーム先端部に懸垂された重錘によって与えた。

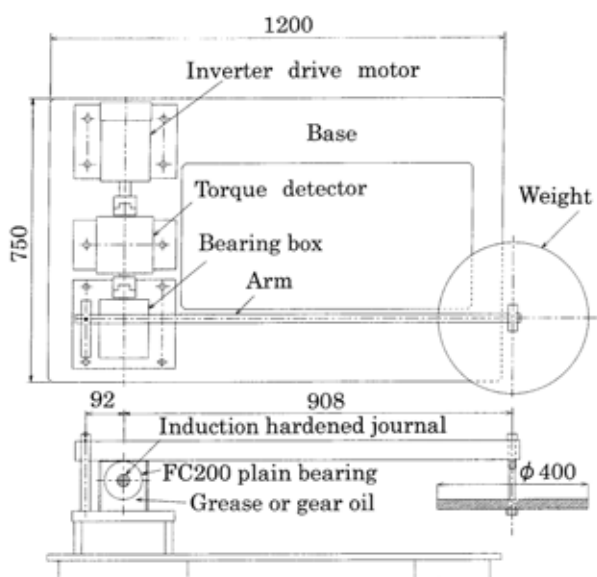


Fig.2 Experimental apparatus

(3) 潤滑剤の性状

Table 1 に本研究に用いた潤滑剤性状を示す。グリース Lub-F は NLGI 0 号 Li せっけん基グリースである。万能型グリースとして市販されている。0.1~0.4kW 程度の一般的なギヤードモータ減速機部、あるいは間欠運転される電気ホイス用はすべり歯車減速機部に広く用いられている。グリース潤滑の特徴を明らかにするために、粘度がグリース Lub-F の基油粘度とほぼ同じである市販歯車潤滑用ギヤ油 Lub-A も用いた。グリースおよびギヤ油は、玉軸受(6305)外輪内径(50)がほぼ沈む程度を入れた。

潤滑剤動粘度 ν と温度 T の関係は式(1)で表される。

$$\log_{10} \log_{10}(\nu + 0.7) = k - m \times \log_{10}(273.15 + T) \quad (1)$$

k と m は潤滑剤による定数である。

式(1)において、グリースLub-Fの場合には基油粘度を用いると、定数 k および m はそれぞれTable 2となる。

Table 1 潤滑剤の性状

	Gear oil	Grease
Lubrication	Lub-A	Lub-F
Grade	ISO VG 150	NLGI 0
Consistency (at 25)	-	355-385
Viscosity $\text{mm}^2/\text{s}(\text{cSt})$ 40/100	154/14.7	133/13.9 ⁽¹⁾
Thickner	-	Lithium-12-hydroxy-stearate soap
EP-additive	S-P	S-P
Viscosity index	95	-
Base oil	Mineral	Mineral
Base oil Wt %	-	96.5
Specific weight 15/4	0.897	0.9 ⁽²⁾
Flash point	226	-
Usage temperature	-	-20 to 120

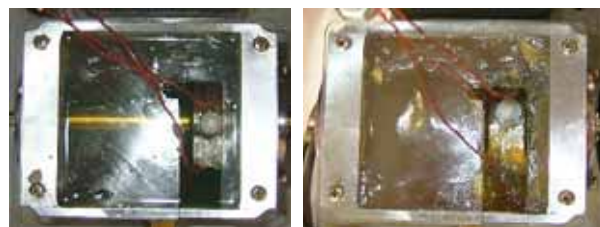
(1); Base oil, (2); Approximately

Table 2 Constant values

	k	m
Lub-A	9.0507	3.4901
Lub-F	8.9003	3.4349

(4) 潤滑状態

Figure 3にすべり軸受を組み込んだ運転前の軸受箱内状態を示す。ギヤ油Lub-AおよびグリースLub-Fともに、すべり軸受から3本の熱電対がでていことがわかる。



(a) Lub-A

(b) Lub-F

Fig.3 Inside of bearing box

(5) 運転条件

本研究は実用化を目的としている。そこで、ギヤードモータメーカーのスリーブメタル軸受設計条件を参考に決めて負荷条件をTable 3に示す。Pはすべり軸受部接触圧力(MPa)、 V はすべり速度(m/s)である。

すべり軸受単体質量は660gであったが、これは重錘によってすべり軸受に加えた荷重に比べ小さいとして滑り軸受接触圧力 P の計算には考慮しなかった。

実験は、負荷をかけて十分ななじみ運転後におこなった。

Table 3 Load conditions

Contact pressure P, MPa					
0	0.549	3.48	6.01	8.57	9.49
Sliding V, m/s					
	0.208	0.313	0.417	0.682	1.01

3. 実験結果

(1) 温度上昇およびトルク測定例

Figure 4は、無負荷、すべり速度V=1.01m/s、グリース潤滑Lub-Fでの温度および摩擦トルク測定例である。出口温度、入口温度、下部温度ともほとんど同じであることがわかる。以下、すべり面温度として、出口温度をF'にて考察する。

運転時間の経過と共に温度は上昇するが、摩擦トルクは減少した。およそ1時間で摩擦トルクは一定となり、およそ3時間で温度は定常温度に達した。

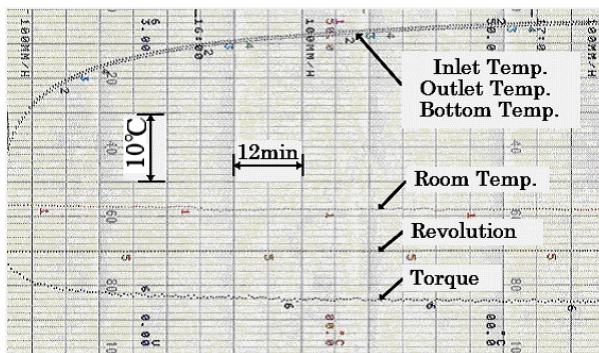


Fig.4 Measurement example. Lub-F,P=0, V=1.01m/s

(2) 無負荷時すべり面温度と摩擦トルク

Figure 5および6はそれぞれグリースLub-Fおよびギヤ油Lub-Aについて、無負荷時すべり面温度と摩擦トルクの代表的な例である。図中、理論トルクは式(2)で表されるペトロフの式⁴⁾から求めた摩擦トルクMである。

$$M = \frac{2\pi\eta UR^2L}{C} \quad (2)$$

ここで、

η: 潤滑剤絶対粘度(Pa·s), U: 軸受すべり速度 m/s,

R: 軸半径(16mm), L: 軸受幅(20mm),

C: 軸受直径すきま(41-44μm),

である。グリース Lub-F の η は基油粘度から求めた。

Figure 5および6から、潤滑剤の種類によらず、すべり面温度上昇とともに摩擦トルクは低下することが分かる。また、実験値は理論値よりも大きいことが分かる。これらの傾向は、すべり速度が速くても同様であった。

(3) 負荷時すべり面温度

Figures 4 と同様に、軸受下部、入口および出口温度

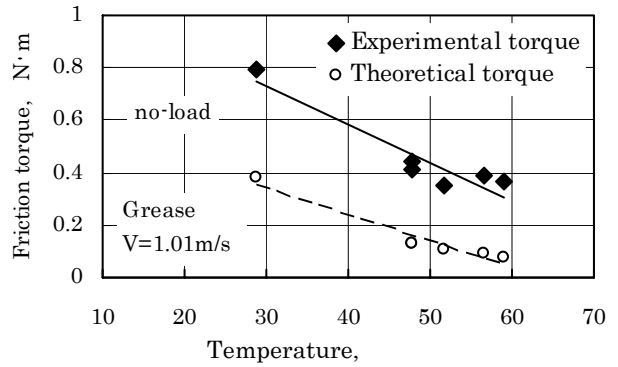


Fig.5 Relationship between temperatures on the sliding surface and friction torque under Lub-F

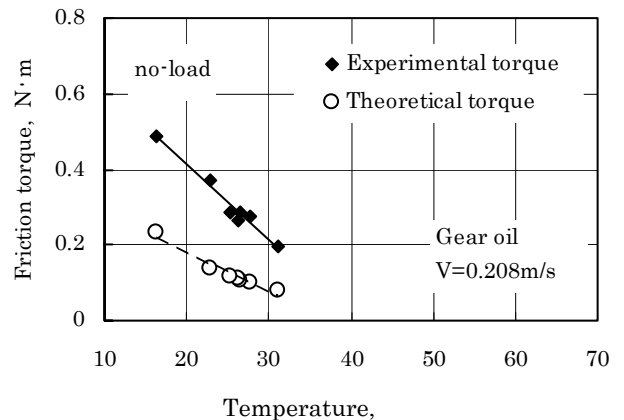


Fig.6 Relationship between temperature on the sliding surface and friction torque under Lub-A

はほぼ同じであった。このことから、本実験条件範囲内では、ジャーナルと軸受との接触による潤滑剤温度上昇は小さいことがわかる。

Figure 7はグリースLub-Fでのすべり面温度と、接触圧力P(MPa)およびすべり速度V(m/s)の関係である。PおよびVの増加に比例してすべり面温度が上昇していることがわかる。

ギヤ油潤滑の場合も、Fig. 8と同様な傾向を示した。

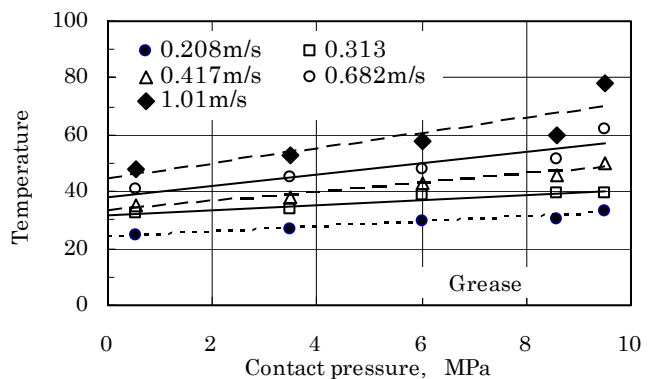


Fig.7 Temperature rise under Lub-F

(4) すべり面摩擦係数

Figure 8および9は、それぞれグリースLub-Fおよびギヤ油Lub-Aでのすべり面摩擦力に対する軸受荷重の関係である。すべり面摩擦力は摩擦トルクを軸受半径(16mm)で除した値である。本運転条件範囲内では、すべり面摩擦力は軸受荷重増加に比例していることが分かる。すべり面摩擦力に対する軸受荷重が、その時のすべり面摩擦係数 μ となる。したがって、グリースLub-Fでは、高負荷時には多少ばらつきはあるものの、 $\mu = 0.0036 \sim 0.0052$ が得られる。一方、Fig.9に示すギヤ油Lub-Aでは μ のばらつきは小さく $\mu = 0.004 \sim 0.0044$ である。

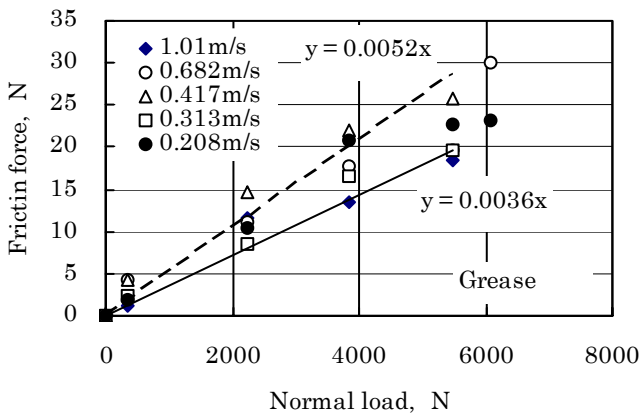


Fig.8 Normal load and friction force on the sliding surface under Lub-F

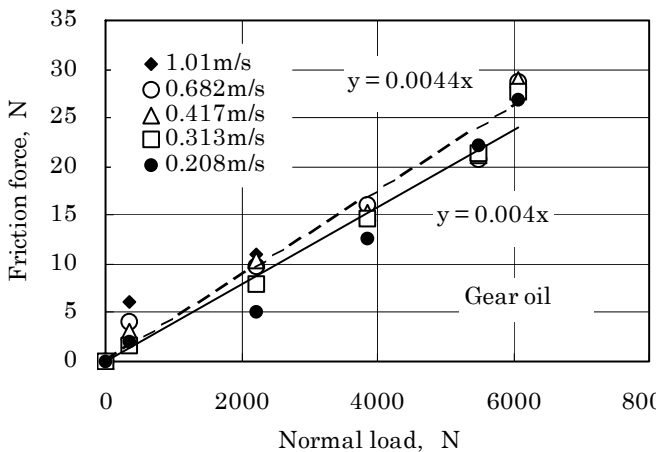


Fig.9 Normal load and friction force on the sliding surface under Lub-A

4. 考察

(1) 無負荷時の摩擦トルク比

Table 3に示す全実験条件について、Fig. 5および6などから、実験で得られたすべり面温度と摩擦トルクの関係

を表す実験式をLub-FおよびLub-Aについてそれぞれ求めた。これらの実験式を利用し、任意温度での摩擦トルクを計算し、Lub-Fの摩擦トルクに対するLub-Aの摩擦トルクの比を求めた。その結果をFig.10に示す。Figure 10から、すべり速度が大きくなるとほぼ一定値 ≈ 1.1 、すなわちグリース潤滑時摩擦トルクはギヤ油潤滑時の約1.1倍になることがわかる。また、低速ではすべり面温度が高いほど、 μ は大きくなることが分かる。

すべり速度が大きい場合に摩擦トルクがほぼ同じになった理由はつぎのように考えられる。Figure 11はグリースLub-Fのせん断速度とみかけ粘度の関係である。Table 4はLub-F基油の絶対粘度を示す。Figure 11から、せん断速度が速くなるほど、また温度が高いほど見かけ粘度は小さくなり、Table 4に示す基油の絶対粘度に近づくことが分かる。せん断速度によって見かけ粘度が変わるのは、グリース中に含まれる増ちょう剤のためである。したがって、すべり速度(せん断速度)が速くなれば、グリースLub-Fは基油の挙動、すなわちギヤ油と同じ挙動を示

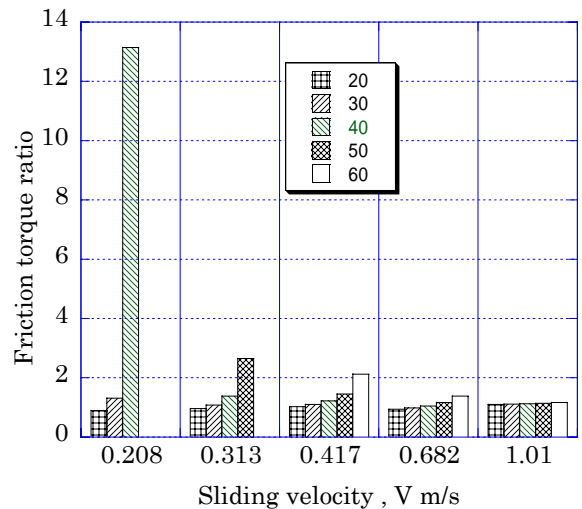


Fig.10 Relationship between sliding velocity and friction torque ratio under Lub-A and Lub-F with no-load

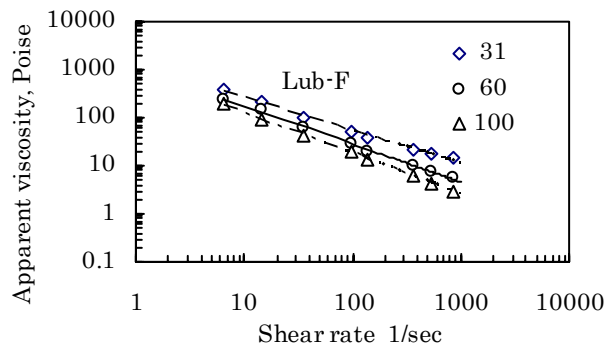


Fig.11 Shear rate and apparent viscosity of Lub-F (新日本石油(株) 殿ご提供)

Temperature,	31	60	100
Absolute viscosity, Poise	2.0	0.46	0.12

すようになったために、Fig.10からわかるように、すべり速度が速くなると、トルク比は一定値の1.1になったと考えられる。

一方、すべり速度が遅く、すべり面温度が高くなるとトルク比が大きくなった理由は次のように考えられる。すべり速度(せん断)が遅い場合には、Fig.11からわかるように見かけ粘度が大きくなる。その結果、すべり面へのグリース供給が悪くなり摩擦係数が増加する、などギヤ油の潤滑挙動と異なったためと考えられる。

(2) すべり面温度上昇値

すべり面温度上昇曲線がほぼ飽和した状態での出口温度から、周囲温度を引いた値を、その運転条件でのすべり面温度上昇値とした。

すべり軸受での発熱による温度上昇値は、接触圧力Pとすべり速度Vの積に比例すると考えられる。Figure 12はグリースLub-FでのPV値(MPa・m/s)とすべり面温度上昇値(K)の関係である。ここでは、Fig.7に示す最大および最小温度上昇値は除いている。

Figure 12から、

$$\text{温度上昇値} = 4.09 \times \text{PV値} + 10.2 \quad (3)$$

の実験式が得られる。

同様にFig.13はギヤ油潤滑でのPV値(MPa・m/s)と温度上昇値(K)の関係である。ここでも、本実験条件範囲内で得られた最大および最小温度上昇値は除いている。

Figure 13から、

$$\text{温度上昇値} = 2.22 \times \text{PV値} + 10.1 \quad (4)$$

の実験式が得られる。

式(3)および(4)を利用すれば、すべり面での潤滑剤温度上昇値を求めることができる。その結果、使用予定の潤滑剤の適否も判断できる。

例えば、グリース潤滑、接触圧力P=9.49MPa、すべり速度V=1.01m/sでのすべり面温度上昇値は、式(3)から49.4(K)と簡単に計算することができる。この程度の温度であれば、Table 1に示すようにLub-Fの使用温度範囲は-20～120であることから、周囲温度を40としても、十分使用可能範囲であることもわかる。

(3) すべり面潤滑状態

まず、すべり面の表面粗さについて検討する。Figure 14は実験完了後のすべり軸受内周表面粗さである。Figure 14(A)に示すジャーナル反負荷側は、およそ12.5μm Rzである。この面は実験中ジャーナルとは接触していないと思われる。Figure 14(B)に示すジャーナル負荷側内周表面粗さはおよそ8μm Rzである。2(1)項で述べたように、運転前表面粗さは10～12μm Rzであった。したがって、本実験を通して、すべり面表面粗さは2～

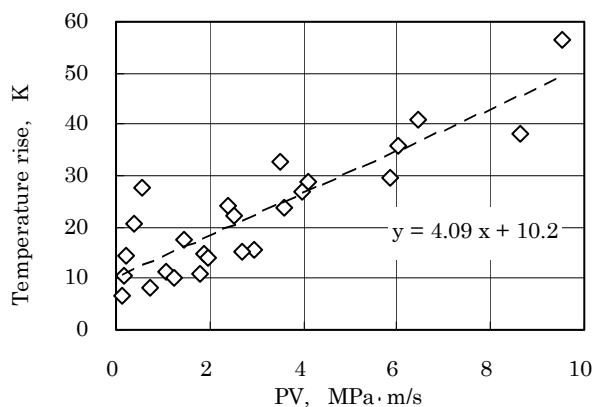


Fig.12 Relationship between PV and temperature rise under Lub-F

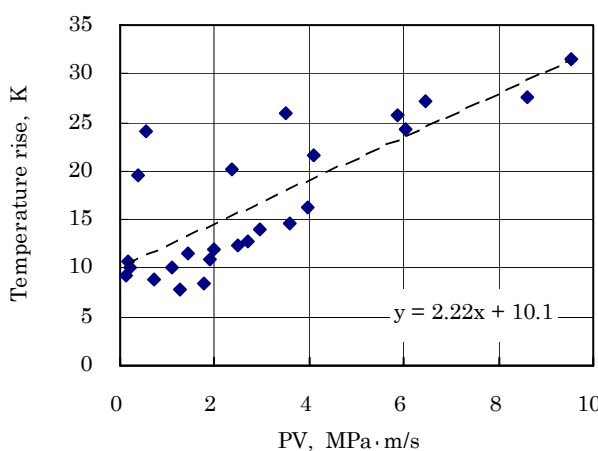


Fig.13 Relationship between PV and temperature rise under Lub-A

4μm程度小さくなったことが分かる。

次に、すべり面潤滑状態をグリースLub-Fの基油粘度を用いて膜厚比 Λ から検討する。 Λ は、式(5)に示される油膜厚さhと合成表面粗さ σ の比であらわされる。

$$\Lambda = h / \sigma = h / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (5)$$

ここで、 σ_1 および σ_2 は各すべり面の二乗平均平方根粗さRqである。

すべり面温度を60、接触圧力をP=9.49MPaとすると、最小油膜厚さ⁵⁾は $h_{\min}=1.16\mu\text{m}$ (すべり速度V=0.208m/s)から $3.49\mu\text{m}$ (V=1.01m/s)となる。ここで、寺内⁶⁾の研究論文による最大高さ粗さRzと二乗平均平方根粗さRqの関係から、Rz/Rq=5.0と仮定する。すべり軸受表面粗さを10μmとすると、膜厚比は $\Lambda=0.58 \sim 1.75$ となる。同様にして、最小接触圧力であるP=0.549MPa時には $\Lambda=0.84$ (V=0.208m/s)～2.53(V=1.01m/s)となる。したがって、軸受すべり面は、本実験条件範囲内では境界潤滑から流体潤滑に近い境界状態で潤滑されていた⁷⁾ことになる。

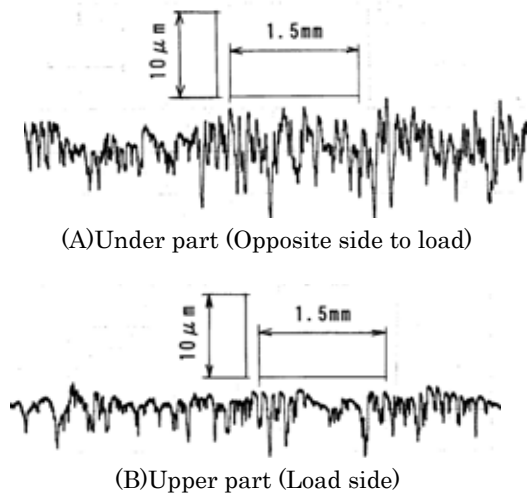


Fig.14 Plain bearing surface roughness after experiments

(4) 軸受特性

Figure 15および16は、それぞれグリースLub-Fおよびギヤ油Lub-Aについて軸受特性を評価するために、 $\sqrt{\eta V/P}$ とすべり面摩擦係数 μ の関係を求めたものである。ここで、Lub-Fでの η は基油の絶対粘度とし、 μ はFig8および9での元データから正確に求めた。Figure15および16から、 $\sqrt{\eta V/P}$ が増加すると摩擦係数も大きくなる傾向にあることがわかる。したがって、(3)項のすべり面潤滑状態での考察結果と同様に、本実験条件範囲では、境界潤滑から流体潤滑に近い境界潤滑⁷⁾で潤滑されたことになる。

Figure 15から、グリース潤滑でも $V=1.01\text{m/s}$ の場合を除けば、油浴潤滑(Fig.16)と同様に、すべり速度が速くなると、摩擦係数が大きくなることわかる。

5. 結論

安価で性能が良く、グリース潤滑下で使用できるすべり軸受実用化への実験をした。すべり軸受材料はFC200、ジャーナルはS45C、軸受最大接触圧力は $P=9.49\text{MPa}$ 、すべり速度は $V=0.208$ から 1.01m/s であった。使用した潤滑剤はNLGI 0号リチウム石けんグリース、およびグリース潤滑の特徴を明らかにするために、一般的なギヤ油ISO VG 150も使用した。以下、本研究で明らかになったことをまとめると次のようになる。

(1)グリースおよびギヤ油潤滑での無負荷時摩擦トルクは、ペトロフの式による理論値よりも大きかった。すべり速度が速くなると、グリース潤滑での無負荷時摩擦トルクはギヤ油潤滑時の約1.1倍になることがわかった。

(2)グリース潤滑時摩擦係数は、 $\mu=0.0036$ から 0.0052 であることがわかった。

(3)グリース潤滑時すべり面温度上昇値を求める実験式、

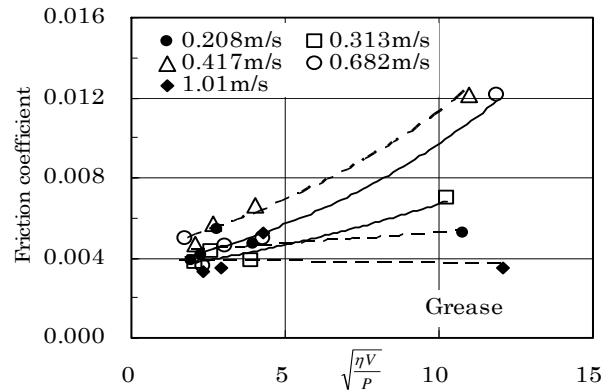


Fig.15 Bearing Characteristics under Lub-F

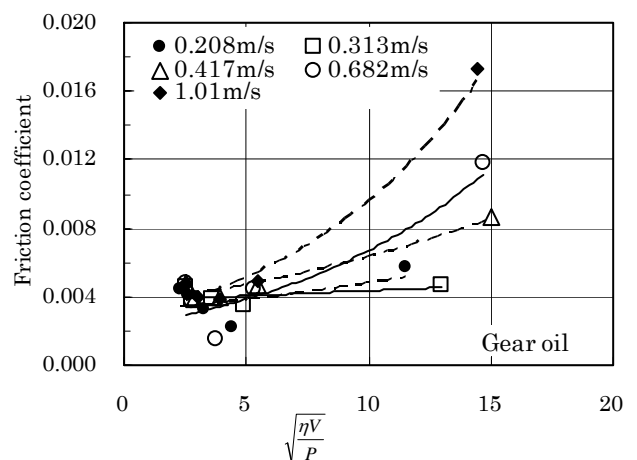


Fig.16 Bearing Characteristics under Lub-A

$\theta(K)=4.09 \times PV+10.2$,
が得られた。

謝辞：本研究をすすめるにあたり、三菱電機(株)および新日本石油(株)の協力を得た。ここに記してお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 機械工学便覧, 機械要素設計 トライボロジ, 日本機械学会(1985) B1-131.
- 2) 福永: グリース潤滑FC200製すべり軸受性能, 大分工業高等専門学校紀要, 41, (2005)1.
- 3) 曾田: 軸受, 岩波善書(1978) 10.
- 4) 田浦: ペトロフの式, トライボロジスト, 49,7 (2004) 585.
- 5) M.B.Peterson & W.O.Winer: Wear Control Handbook, ASME(1980) 92.
- 6) 寺内: 歯車の強さと表面粗さ, 潤滑, 27,2(1982)93.
- 7) 文献1), B1-67.

(2005.9.30受付)