研 究

焼結含油軸受の低荷重高速度領域での潤滑機構に 関する二、三の様相* (第2報)

——低粘度潤滑油を用いた場合——

河 野 通**, 西 野 良 夫**

Tohru Kohno and Yoshio Nishino: Some Aspects on Lubrication Mechanism of Oil Impregnated Sintered Bearings in the Region of Light Load and High Speed Revolution (2nd Report)—On the Case of Using Low Viscosity Lubricant Oil—

Using the lubricant oil with relatively low viscosity, the lubrication mechanism of oil impregnated sintered bearings was discussed in the same region as the former experiment (1st Report).

It was found that the aspect of lubrication is similar to that of the former experiment with relatively high viscosity oil, i.e. through the boundary state at low speed revolution, the bearing can be driven under hydrodynamic state at about 24,000 rpm. In the former experiment, it was found that the bearing can be driven under hydrodynamic state at about 20,000 rpm. This difference is caused by the difference of the thickness of lubricant oil film due to the different viscosity.

In the region of low speed revolution through the high speed one, essential features of boundary lubrication of the sintered bearing were recognized. This is caused by the pressure drop of the lubricant oil film on the sliding surface because of the leakage of the pressure into the pores, although the absolute values of the friction coefficient are relatively small. Therefore, in the region as this experiment, one cannot discuss the lubrication mechanism by the values of the friction coefficient.

(Received September 4, 1980)

I 緒 言

前報¹⁾では、比較的粘度の高い潤滑油を使用して、従来の焼結含油軸受の運転条件と比較して低荷重高速度領域での潤滑機構の様相について調べた。今回は、比較的粘度の低い潤滑油を使用した場合の様相について考察した。

II 実験方法

本実験に用いた軸受は、前報¹⁾と全く同じ Cu-9wt% Sn 組成で、その方法および物理特性を Table 1 に示した。表中の通気度は、横田ら²⁾にならって Fig. 1 に示したような装置を試作し、軸受内外の圧力差とガス流量を測定して求めた[†]。

潤滑油として、今回は比較的粘度の低い合成油を使用した。Table 2 に、比重および各温度での動粘度を示した。

† 通気度を ϕ 、ガス流量を Q 、ガス粘性係数を ξ 、圧力差を ΔP 、軸受の内径、外径および長さをそれぞれ d 、 D 、 L とすれば、

$$\phi = Q \cdot \xi \ln(D/d) / 2\pi L \cdot \Delta P$$

と表わせる。ただし $1 \text{ darcy} = 1 \times 10^{-8} \text{ cm}^2$ である。

軸受試験機、その他の実験条件はすべて前報¹⁾と同様である。

Fig. 1 Apparatus for measurement of permeability of bearings.

* 一部、1980年6月国際粉末冶金会議 (Washington D. C.) で発表、昭和55年9月4日受理

** (株)三菱金属中央研究所、〒330 大宮市北袋町1-297

Table 1 Dimensions and physical properties of the test bearing.

External diameter D cm	Internal diameter d cm	Length L cm	Density g/cm^3	Oil content %	Radial crushing strength constant kg/mm^2	Hardness H_V (1 kg)	Permeability ϕ darcy
1.6	0.8	0.8	6.55	26.6	17.0	32.5	6.0×10^{-8}

Table 2 Specific gravity and kinematic viscosity of the oil used in this experiments.

Oil	Specific gravity at 25°C	Kinematic viscosity cst		
		98.8°C	37.8°C	-40.0°C
A402	0.93	3.5	12.8	1460

Ⅲ 実験結果および考察

Table 3 に、前報¹⁾と同様に低速回転から順次高速回転に移り、再び低速回転に戻るようなサイクルの運転を行なった場合の、摩擦係数、軸受温度および運動時間を実験順序を示す番号と共に示した。この結果から摩擦係数を $\eta \cdot N/P$ に対して整理したものが Fig. 2 である。この図からわかるように、今回の粘性の低い潤滑油を使用した実験結果は、前報¹⁾の粘性の高い潤滑油を使用した場合よりも $\eta \cdot N/P$ の値の低い領域*での潤滑の様相を詳しく示している。前報の実験とほぼ同じ様相を示し、実

験番号の小さい低速運転では、摩擦係数が高く、境界潤滑状態を示すが、高速運転になるに従って流体潤滑状態となる**、しかしながら、再び低速運転に戻った場合、 $\eta \cdot N/P$ が約 34×10^3 (cp/min · cm²/kg) 以下の領域で、Petroff 線よりも高い摩擦係数が、しばしば測定され、境界潤滑の様相を呈する。

Morgan, Cameron ら³⁻⁵⁾は、焼結合油軸受内の気孔へしゅう動面の油圧が漏れ、Petroff 線からはずれて境界潤滑となるゾンマーフェルト係数の臨界値 ($1/\Delta_c$) を、次式に示される多孔率因子 ψ の関数として求めている。

$$\psi = \frac{4\Phi(D-d) \times 10^{-8}}{C^3} \quad \dots\dots(1)$$

ここで C は軸受と回転軸のクリアランスである。またゾンマーフェルト係数は次式で定義される。

$$1/\Delta = \frac{\eta \cdot N}{P} \cdot \left(\frac{d}{C}\right)^2 \times 5.3 \times 10^{-10} \quad \dots\dots(2)$$

Fig. 3 に偏心率 (ϵ) として比較的妥当と思われる 0.8 の値を採用した場合の結果を示した。そこで本実験にお

Table 3 Results of the experiments on the lubrication under light-load and high-rotation region (Oil A402)

No.	P kg/cm ²	N rpm	μ	T °C	t min	No.	P kg/cm ²	N rpm	μ	T °C	t min
1	2	4,000	0.135	36	35	21	3	20,000	0.044	46	145
2	3	"	0.121	39	45	22	4	"	0.029	46	25
3	4	"	0.112	42	50	23	2	16,000	0.063	40.5	30
4	5	"	0.105	44	75	24	3	"	0.043	41.5	25
5	2	8,000	0.163	46	25	25	2	"	0.058	40.5	95
6	3	"	0.135	51	30	26	3	"	0.045	43	40
7	4	"	0.122	55.5	25	27	4	12,000	0.043	48.5	25
8	5	"	0.105	58	40	28	2	"	0.051	36.5	30
9	2	12,000	0.183	55	30	29	3	"	0.039	38.5	25
10	3	"	0.150	62	40	30	4	"	0.027	37.5	25
11	4	"	0.129	67.5	35	31	5	"	0.018	37	20
12	5	"	0.109	68.5	40	32	6	"	0.019	38.5	40
13	2	16,000	0.189	64	45	33	3	8,000	0.054	36.5	60
14	3	"	0.152	72	20	34	4	"	0.049	39	20
15	4	"	0.135	80	120	35	5	"	0.046	41	20
16	2	20,000	0.103	55.5	40	36	6	"	0.018	35	15
17	3	"	0.076	59	35	37	2	4,000	0.067	31	20
18	4	"	0.070	65	45	38	3	"	0.060	32.5	20
19	2	24,000	0.084	54	90	39	4	"	0.064	34.5	15
20	3	"	0.047	51	190	40	5	"	0.033	32.5	35
						41	6	"	0.011	29.5	15

* 前報の実験では、 $\eta \cdot N/P$ の範囲は、おおよそ $30 \sim 350 \times 10^3$ (cp/min · cm²/kg) であったが、本報では、約 $10 \sim 90 \times 10^3$ (cp/min · cm²/kg) の範囲である。

** 粘度の高い潤滑油を使用した場合は、 $N=20000$ rpm ($P=3$ kg/cm²) 程度で流体潤滑状態になったが、今回のように粘度の低い潤滑油を使用した場合は、 $N=24000$ rpm ($P=3$ kg/cm²) 程度で漸く流体潤滑状態となる。

 Fig. 2 Coefficient of friction against $\eta \cdot N/P$ for Oil A402.

ける数値、 $\Phi \doteq 6.0 \times 10^{-2}$ darcy, $D \doteq 1.6$ cm, $d \doteq 0.8$ cm, $C \doteq 0.003$ cm を(1)式に代入すると $\psi \doteq 7.1 \times 10^{-2}$ となる。Fig. 3 ($L/d=1$ の場合) から $1/\Delta_c \doteq 1.1 \times 10^0$ を読み取り、(2)式から $\eta \cdot N/P$ の臨界値を求めれば、 $(\eta \cdot N/P)_c \doteq 32 \times 10^3$ (cp/min · cm²/kg) となる。このように、Cameron, Morgan らの理論は本実験結果と極めてよく一致し、したがって Fig. 2 にみられるように、実験番号の大きい低速運転において $\eta \cdot N/P$ が約 34×10^3 (cp/min · cm²/kg) 以下の領域で、Petroff 線より高い摩擦係数が測定される事実については、前報¹⁾ で述べたように、高速運転での“ならし”を経ていることから、摩擦係数の絶対値

 Fig. 3 Critical value of $1/\Delta$ for $\varepsilon=0.8$ by V. T. Morgan.

そのものは“ならし”を経る前に比べて小さいが、粘性の低い潤滑油を用いることによって軸受中に存在する気孔への油膜圧力が漏れやすいために、焼結合油軸受にとって本質的な境界潤滑の様相を示したものと言える。

Photo. 1 は、実験後の試料のしゅう動面の状態を SEM により観察した結果であるが、たしかに“かじり傷”が認められ*、実験の一部で境界潤滑状態で運転されたことを物語るものである。

Fig. 4 に示すように、本実験においても、軸受温度は $PV\mu$ に比例した。

さて、以上のように比較的低粘度の潤滑油を用いた場合の低荷重高速度領域での潤滑の種々の様相が明確になったが、このような領域では当然のことながら摩擦係数の絶対値の大小で潤滑機構を推定できない、例えば、Fig. 2 の実験番号23の状態は流体潤滑であるが摩擦係数は0.063と高く、実験番号40では、境界潤滑状態にありながら摩擦係数は0.033と低い。

Photo. 1 Observation of the sliding surface of the test bearing after the experiment shown in Table 3 by SEM (oil A402).

* 実験初期の低速運転での境界潤滑状態で仮に“かじり傷”が付いたとしても、続く高速運転での“ならし”によりしゅう動面はきれいになるはずであり、この傷は、実験後期の低速運転での境界潤滑状態で付いたものであろう。

Fig. 4 Bearing temperature against $PV\mu$ for Oil A402.

IV 結 論

比較的粘度の低い潤滑油を使用して、従来の運転条件と比較して低荷重高速度領域（荷重 P ; $2\sim 6\text{ kg/cm}^2$, 回転数 N ; $4000\sim 24000\text{ rpm}$, 周速度; $100\sim 600\text{ m/min}$ ）での焼結含油軸受の潤滑機構について考察した。結果を要約すると次のようである。

1) 比較的粘度の高い潤滑油を使用した前報¹⁾の実験とはほぼ同様の様相を示し、低速運転での境界潤滑状態を経て、約 24000 rpm 程度で流体潤滑状態で運転される。前報¹⁾では、約 20000 rpm 程度で流体潤滑となったが、これは潤滑油の粘度の差による油膜厚さの相違に基因する。

2) 再び低速運転に戻った場合、 $\eta \cdot N/P$ が約 $34 \times 10^3\text{ cp/min} \cdot \text{cm}^2/\text{kg}$ 以下の領域で焼結含油軸受にとって本質的な潤滑油の油膜圧力が軸受中の気孔に漏れるために生じる境界潤滑の様相が、しばしば認められた。

3) 前報¹⁾と合せて考えると、本実験のような低荷重高速度領域においては、境界潤滑に二つの内容があり、一つは、“ならし”の不足による境界潤滑であり、もう一つは、本質的に油膜圧力の低下による境界潤滑である。

4) 従来の運転条件は、本実験と比較すると高荷重低速度領域にある。したがって本実験より $\eta \cdot N/P$ がさらに小さい範囲にあり、上述の二つの内容の合わさった境界潤滑状態で運転されているのであろう。

終りに、実験に協力された三菱金属中央研究所沢口弘志氏に衷心より感謝いたします。

文 献

- 1) 河野, 西野: 粉体および粉末冶金, **28** (1981), 95.
- 2) 横田, 後藤, 三谷: 粉体および粉末冶金, **22** (1976), 279.
- 3) V. T. Morgan: Powder Met., **12** (1969), 426.
- 4) V. T. Morgan and A. Cameron: Proc. Conf. Lubrication and Wear, (1957), 151.
- 5) A. Cameron, V. T. Morgan and A. E. Stainsby: Proc. Instn. Mech. Engrs., **176** (1962), 761.

会 告

水熱反応国際会議

International Symposium on Hydrothermal Reactions

日 時: 1982年 3月22日～26日

場 所: 東京工業大学長津田キャンパス総合研究館
〒227 横浜市緑区長津田4259

主 催: 水熱反応国際会議組織委員会

後 援: 日本学術振興会など

協 賛: International Association for Advancement of
High Pressure Science and Technology

日本化学会

日本機械学会 その他多数

- 主 題: 1. 高温高压下の水の挙動
2. 高温高压下の溶液の挙動
3. 水熱合成, 結晶成長, 水熱化学反応
4. 熱水による侵蝕
5. 地熱発電に関係のある地熱水

予備登録: 1981年 7月15日 30,000円

アブストラクト締切: 1981年10月15日

申込先: 〒227 横浜市緑区長津田4259

東京工業大学工業材料研究所内

水熱反応国際会議組織委員会

宗宮重行 045-922-111 内線2309