

# 高速高荷重すべり軸受の温度上昇表示式に関する研究 (第2報 実験結果と予測計算結果の比較検討)

朝鍋 定生\*1, 浦 晟\*1, 川添 強\*1, 森高秀四郎\*1,  
福富正稔 (長菱エンジニアリング)\*2, 渡辺真太郎 (三菱重工)\*3

## Study on Bearing Temperature- Rise Estimation Formula under High Speed and Heavy Loaded Condition (2nd Report : Comparison of Experimental and Theoretically Calculated Results)

by

Sadao ASANABE\*1, Akira URA\*1, Tuyoshi KAWAZOE\*1, Hideshiro MORITAKA\*1,  
Masatoshi FUKUTOMI\*2 and Shintaroh WATANABE\*3

High speed and heavily loaded bearing temperature rise and other lubrication characteristics could be expressed in a explicit forms by using externally affecting 7 factors only. These are explained qualitatively and quantitatively by theoretical analysis previously presented in the 1st report with slight modification. An estimation formula of the maximum bearing temperature was shown experimentally but further theoretical consideration should be needed.

### 1. 緒 言

第1報では代表油膜粘度を利用したiso-thermalな潤滑理論で軸受特性を解析し、軸受油量、摩擦損失、軸受温度上昇などを軸受寸法・作動条件・給油条件の合計7つの外部因子の指数関数としてexplicitな表現による特性予測計算式を提示した。本報では、高速・高荷重条件が付与できる軸受試験装置による実験結果を示し、前報の計算結果との対比によりその有効性の有無を検討する。

### 2. 実 験

#### 2.1 軸受試験装置

Photo 1に本研究に用いた軸受試験装置の概略配置・構成を示す。試験用回転軸1は可変速モータ2により規定の回転数まで駆動され、両端を2個のころがり軸受3で支持される。支持軸受の間には試験用短幅すべり軸受4が配置され、上部より別途配置された油圧ポンプ5からの高油圧を溜めた蓄圧器6を通して油圧荷重が加えられる。

#### 2.2 計測項目

回転数は試験軸にとりつけられたパルスメータ7により計測される。荷重は蓄圧器と試験軸受の中間に設置した圧力計8により検出した圧力に負荷プランジャー9の断面積を乗じて求めた。軸受金属温度は上部負荷サイドの軸受幅中央背面にとりつけたアルメル-クロメル熱電対10により計測した。軸受油量は潤滑油供給パイプラインの羽根車式流量計11で計測したが、別途潤滑

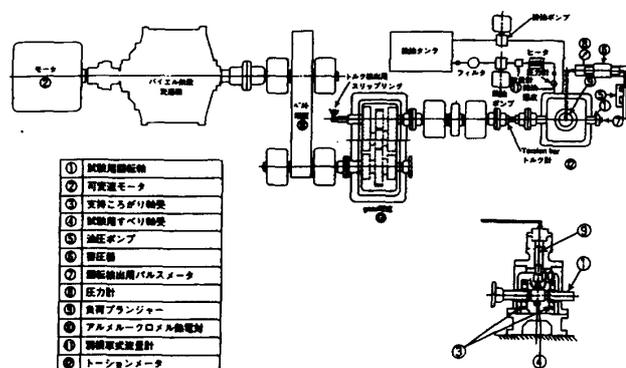


Photo 1 高速軸受試験装置概略図

平成12年10月27日受理

\*1 機械システム工学科 (Department of Mechanical Systems Engineering)

\*2 長菱エンジニアリング (Choryo Eng. Ltd.)

\*3 三菱重工 (MHI. Ltd.)

系統のなかに小型計量タンクを配置してその液面低下をも計測してその精度を確認した。軸受摩擦トルクは回転軸の試験軸受部直前にとりつけたトーシヨンメータ12により計測した。この計測トルクには支持軸受2個の摩擦トルクも含まれるので、これを削除するため、別途試験軸受部を支持軸受と同じ2個のころがり軸受に置き換えて合計4個のころがり軸受の摩擦トルクを各給油条件で荷重・回転数ごとに計測し、その半分を差し引いて試験用すべり軸受のみの摩擦トルクとした。油膜厚さ(偏心率)については計測していない。供試軸受すきま $c$ は軸外径 $D_j$ 、軸受内径 $D_b$ をマイクロメータで計測してその差 $D_b - D_j$ で求めたが、締め付け状態でプラスチックゲージ(プラスチック製の鉛線相当品)を用いて検いて検定した。結果は図2のようにその精度は確保されている。

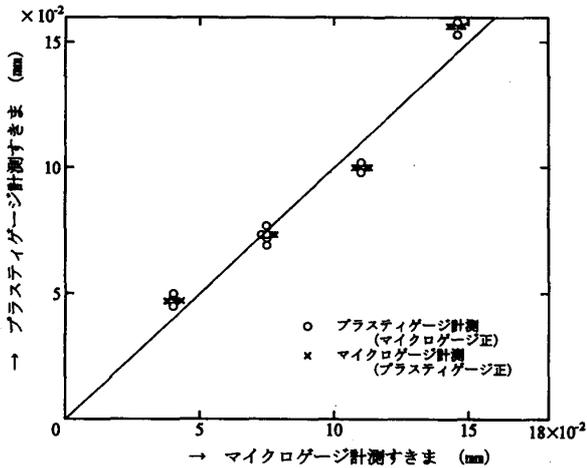


図2 すきま計測結果

2.3 実験条件

軸受寸法すなわち直径 $D$ 、幅 $L (=2L_o + L_g)$ 、直径すきま $c$ 、給油条件すなわち給油圧力 $p_r$ 、給油温度 $T_r$ (給油粘度 $Z_r$ )および作動条件すなわち荷重 $W$ (面圧 $P = W / 2DL_o$ )、回転数 $N$ に関しては前報での計算範囲と全く同じで表1に示す通りである。なお、潤滑油はSAE#30に限定するがその粘度~温度特性は前報に記載した通りである。

表1 実験条件一覧表

外部因子	記号	単位	実験入力値
軸受直径	$D$	mm	70(今回は一定)
片幅	$L_o$	mm	5, 10, 15, 20
すきま	$c$	mm	0.035, 0.07, 0.105, 0.14
軸受面圧	$P$	Kg/cm <sup>2</sup>	0~500(可変)
軸回転数	$N$	rpm	2500, 3500, 4500
給油圧力	$p_r$	Kg/cm <sup>2</sup>	1.0, 1.5, 2, 3, 4, 5
給油温度	$T_r$	℃	100, 92.5, 80, 50
(給油粘度)	$Z_r$	cp	11, 13.5, 19, 58

実験は(1)軸受寸法、荷重変更試験で給油条件( $T_r=92.5$ ℃,  $Z_r=13.5$ cp)と回転数( $N=4500$ rpm)を固定し、軸受寸法 $L_o, c$ および荷重 $w$ (面圧 $p$ )を変えての実験と、(2)給油条件、回転数変更試験で軸受寸法( $L_o=10$ mm,  $c=0.07$ mm)と面圧( $P=250$ Kg/cm<sup>2</sup>)を固定し、給油条件 $p_r, Z_r$ および回転数 $N$ を変えての実験に分けて実施した。

2.4 実験結果

2.4.1 軸受油量

各実験条件ごとに計測した油量 $Q$ と各変数因子との関係をlog-logスケールのグラフに整理した。軸受寸法変更試験結果の一例として片幅 $L_o$ が5, 10, 20mmの場合について面圧 $P$ をパラメータとして油量 $Q$ と軸受すきま $c$ との関係を図3に示す。詳細は省略するが、油量 $Q$ と軸受

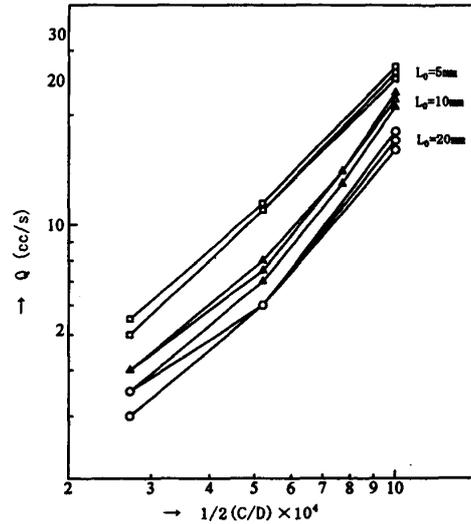


図3 Q~Cの関係

片幅 $L_o$ との関係、油量 $Q$ と面圧 $P (= W / 2DL_o)$ との関係、油量 $Q$ と給油圧力 $p_r$ との関係、油量 $Q$ と給油粘度 $Z_r$ との関係、油量 $Q$ と回転数 $N$ との関係を同様に整理した。これらの結果から各因子の油量に及ぼす影響度合をグラフの勾配から指数で求め、前報計算結果と対比して表2にまとめた。

表2 油量への各因子の影響度合

	$c$	$L_o$	$P$	$p_r$	$Z_r$	$N$
計算結果	2.16	-0.69	0.13	0.83	-0.54	0.26
実験結果	1.25	-0.33	0.05	0.72	-0.49	0.31

これらの結果から判ることは(1)油量にもっとも関係する因子は軸受すきまおよび給油圧力であり、(2)次に幅および給油粘度で、(3)荷重すなわち面圧および回転数はほとんど影響しないということである。

軸受寸法のすきま  $c$ 、 $L_0$ 以外の因子すなわち給油条件(給油圧力、粘度)と作動条件(面圧、回転数)ではほぼ計算、実験結果は一致している。しかし、 $c$  および  $L_0$ の指数は実験結果の方が約半分になっている。この原因追求および計算との対比はあとに回して取り敢えず実験結果のみから油量の実験式を求めてみると、

$$Q = Kq \cdot c^{1.25} p_i^{0.05} p_r^{0.72} N^{0.31} / L_0^{0.33} Z_r^{0.49} \quad \text{----- (1)}$$

となる。(1)式を用いてすべての実験結果を整理すると図4のようになり、かなりの精度で結果を正しく表現可能であることを示している。

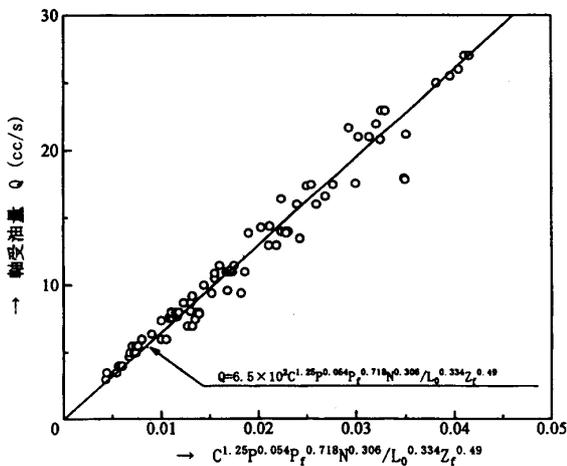


図4 実験による油量の整理

2.4.2 摩擦損失

軸受油量試験と同時に軸受摩擦力も計測した。基準条件として軸受直径 $D=70\text{mm}$ 、片幅 $L_0=25\text{mm}$ 、すきま $c=0.07\text{mm}$ 、面圧 $P=250\text{Kg/cm}^2$ 、回転数 $N=4500\text{rpm}$ 、給油圧力 $p_r=1.5\text{Kg/cm}^2$ 、給油粘度 $Z_r=13.5\text{cp}$ (給油温度 $T_r=92.5\text{℃}$ )を設定し、各因子を変数として実験した。それらの結果を図5.1~図5.6に示す。この結果に基づき、ある程度のばらつきは覚悟して、各因子の影響度合を各グラフの勾配から指数として求めると表3のようになる。表中には前報の計算結果も対比して示している。

表3 摩擦力への各因子の影響度合

	$c$	$L_0$	$P$	$p_r$	$Z_r$	$N$
計算結果	0.33	0.00	0.29	0.11	0.32	0.43
実験結果	0.32	0.15	0.28	0.00	-0.09	0.26

軸受摩擦力へは (1) 給油圧力 $p_r$ の影響がほとんどなく、(2) 片幅 $L_0$ の影響も小さい、(3) その他の因子の影響度合はほぼ同程度であることなどが判る。計算、実験は $Z_r$ 以外では良い一致を示しているようであるが、そ

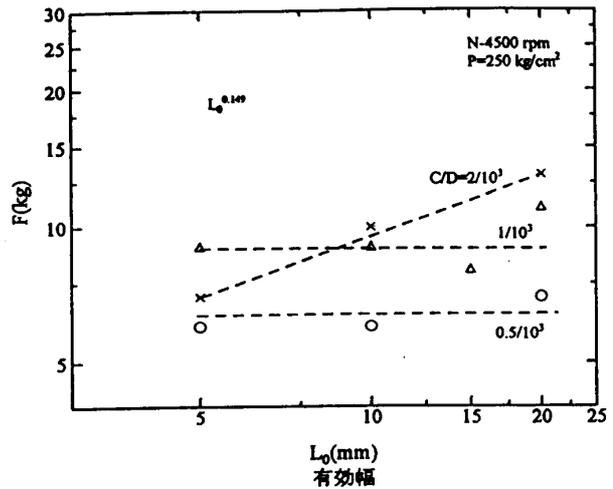


図5.1 摩擦力計測結果 (F- $L_0$ )

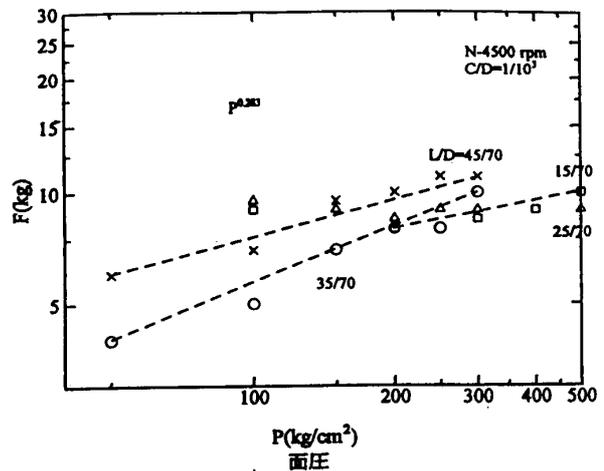


図5.2 摩擦力計測結果 (F-P)

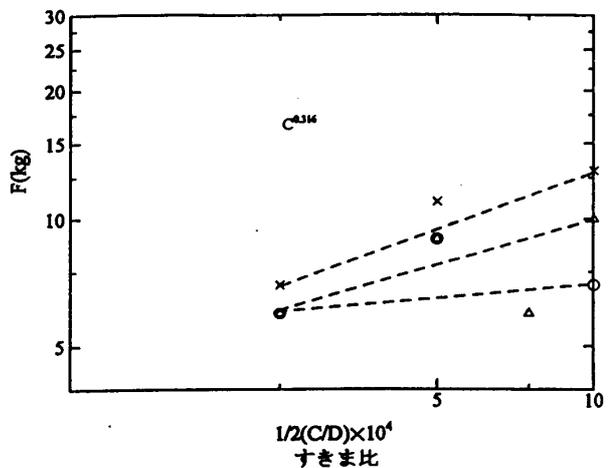


図5.3 摩擦力計測結果 (F-C)

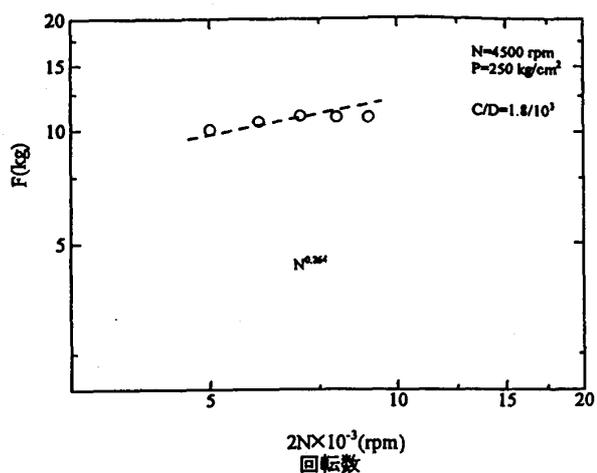


図5.4 摩擦力計測結果 (F-N)

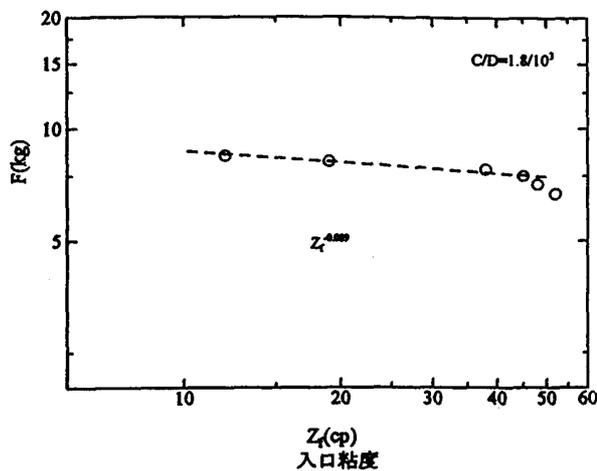


図5.5 摩擦力計測結果 (F-Z1)

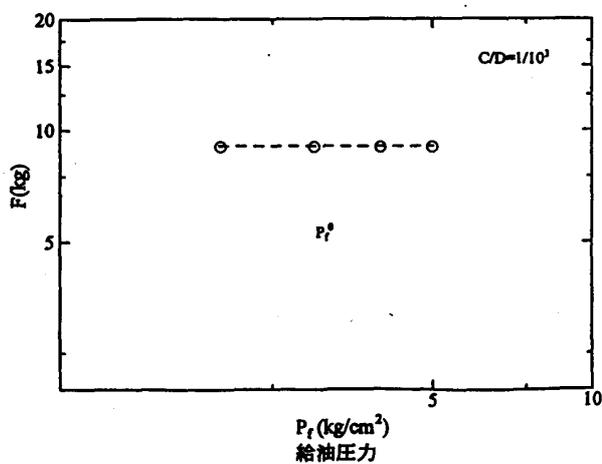


図5.6 摩擦力計測結果 (F-Pf)

の詳細対比は後節で行うとして、実験結果のみから軸受摩擦力の実験式を求めてみると、次式ようになる。

$$F = K_f \cdot c^{0.32} Lo^{0.15} P^{0.28} p_f^0 N^{0.26} / Z_1^{0.09} \quad (2)$$

摩擦損失馬力 H は摩擦力 F と軸周速度  $\pi DN/60$  の積であるから、(2)式の回転数 N の指数が 1 だけ増加し、次式のように表される。

$$H = K_h \cdot c^{0.32} Lo^{0.15} P^{0.28} p_f^0 N^{1.26} / Z_1^{0.09} \quad (2)'$$

2.4.3 温度上昇

詳細は別報に譲るが、これまでの処理法と全く同様にして、実験結果を変数因子ごとに温度上昇への影響度を指数で求めた結果を表4に示す。表中には後述する解析のための参考として前報での計算結果も併記した。

表4 温度上昇への各因子の影響度合

	c	Lo	P	pf	Z1	N
計算結果	-1.78	0.81	0.17	-0.70	0.80	1.11
実験結果	-0.42	0.32	0.45	-0.15	0.46	1.04

これらの指数を用いて温度上昇実験式を求めると、

$$\Delta T = K_t \cdot Lo^{0.32} P^{0.45} Z_1^{0.46} N^{1.04} / c^{0.42} p_f^{0.15} \quad (3)$$

となる。前述2.3での (1) 軸受寸法、荷重変更試験結果ならびに (2) 給油条件、回転数変更試験結果を部分的に(3)式を用いて整理した結果をそれぞれ図6、図7に示す。若干の誤差はあるものの、大略良好な近似が出来ているものと思われる。

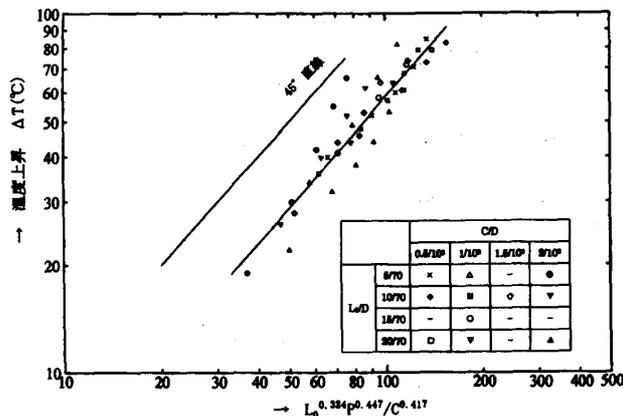


図6 温度上昇とP,Lo,Cの関係 (実験式による整理)

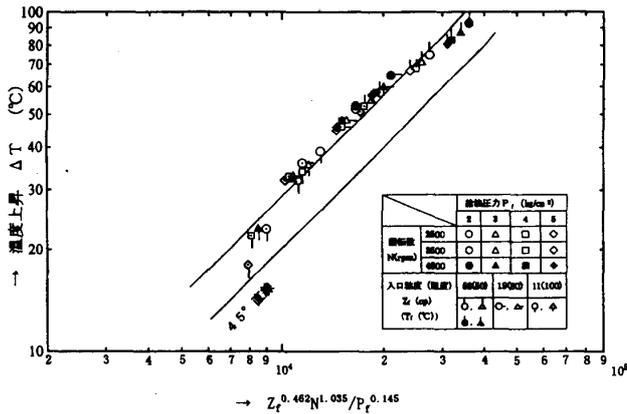


図7 温度上昇とN,Z,P<sub>r</sub>の関係 (実験式による整理)

3. 実験結果と計算結果の比較検討

3.1 軸受油量

油量におよぼす各因子の影響度合は表2で計算, 実験が対比される。(1) 軸受寸法, 荷重変更試験結果でのすきまc, 片幅 Lo, 面圧Pの各指数が計算結果のその半分程度になっている。計算結果の指数を用いて実験結果をlog-logスケールのグラフに整理すると図8に示すよう

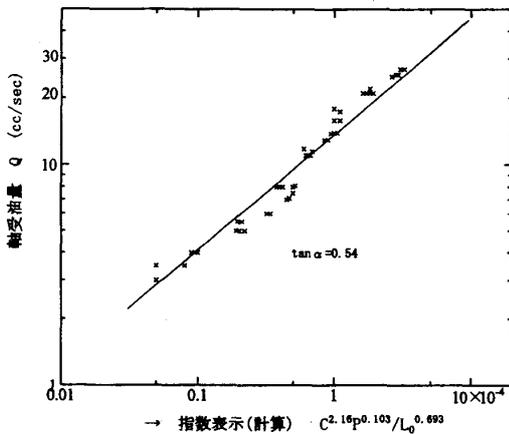


図8 両対数による油量の整理

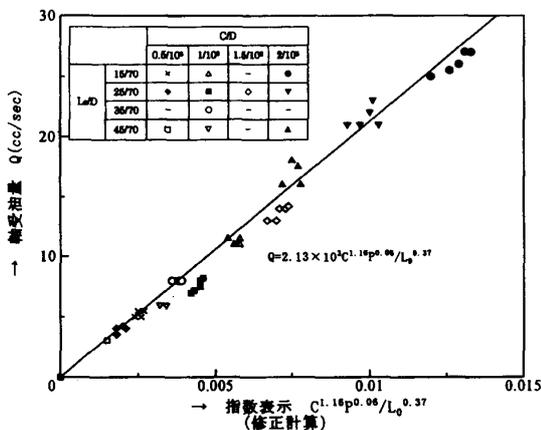


図9 軸受寸法と油量の関係

に勾配tan αが0.54の傾斜をもつ直線関係にあり, この分だけ指数を修正すれば図9に示すように油量を正しく推定することが可能となる。(2) 給油条件, 回転数変更試験結果での給油圧力p<sub>r</sub>, 給油粘度Z, 回転数Nの各指数と計算による指数はほぼ合致しており, 図10に示すように計算で油量を正しく予測していることが解る。

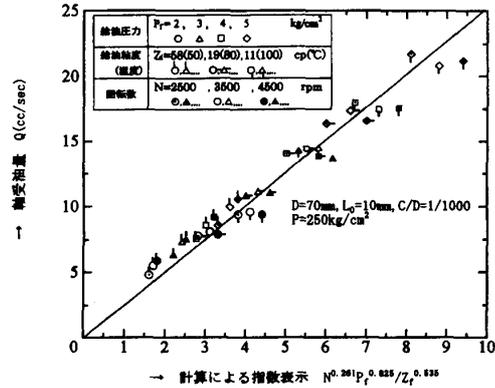


図10 給油条件と油量の関係 (計算式による整理)

したがって, 影響因子全体の修正計算式は,

$$Q^2 = K^1 q \cdot c^{1.15} P^{0.05} N^{0.26} p_r^{0.85} / Lo^{0.37} Z_i^{0.54} \dots (4)$$

となる。

修正の根拠を探るべく油量計算に用いた短幅軸受の Hydro-dynamic Flow,

$$Q_0 = p_r D c^3 \cdot (1+1.5n^2) / Z_m L_o \dots (5)$$

において, 特別の場合として Zero Revolution Flow を検討してみる。なお, (5)式でnは偏心率, Z<sub>m</sub>は平均油膜粘度である。すなわち, N=0 でPを加えればn=1, Z<sub>m</sub>=Z<sub>i</sub>が固定でき, 実験的にp<sub>r</sub>, c, Z<sub>i</sub>, L<sub>o</sub>の影響を単独で調べられるからである。実験結果は図11に示すように,

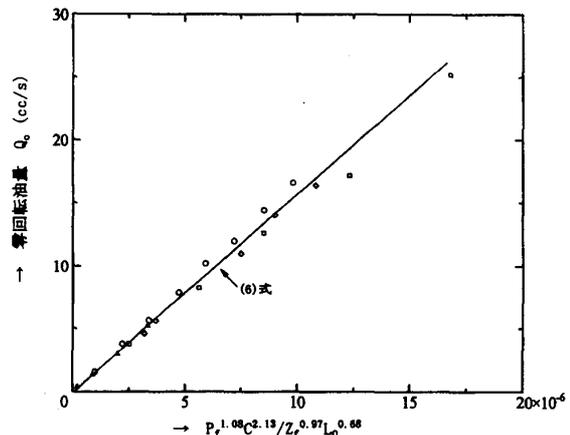


図11 零回転油量 実験結果 (実験式 (6) による整理)

$$Q_0 = K_0 \cdot p_f^{1.08} c^{2.13} / Z_m^{0.97} L_0^{0.68} \text{----- (6)}$$

ときれいに整理される。給油条件の $p_f$ と $Z_m$ の指数はほぼ1に近く(4)の原式に一致し、さきの実験結果と計算結果がよく合ったこととも一致する。しかし、軸受寸法の $c$ と $L_0$ については原式(5)で $c^3/L_0$ が実験式(6)では $[c^3/L_0]^{0.7}$ 程度の値になっており、軸方向の円筒度誤差やクラッシュメタルのだ円すきま形状などに起因する可能性も想定されるが真実は不明である。

### 3.2 摩擦損失

軸受摩擦力におよぼす各因子の影響度合は表3で計算、実験が対比される。給油粘度 $Z_f$ 以外の指数は実験、計算ともほぼ一致している。計算の $Z_f$ は軸受面へ入る直前の粘度であるが、実際には運転時、油みぞ内もある程度温度上昇していると考えられ、厳密には供給と排出の油の混合による熱のバランスも取り入れて解析する必要があると考える。これについては次報にて検討してみたい。

### 3.3 温度上昇

実験結果から全軸受油量 $Q$ が損失馬力 $H$ を吸収して温度上昇したとすれば、

$$\Delta T = Kt \cdot H / Q \text{----- (7)}$$

となるべきである。(7)式の $H$ に(2)式を、また $Q$ に(1)式を代入すると、

$$\Delta T = Kt \cdot P^{0.28} N^{0.68} L_0^{0.68} Z_f^{0.60} / c^{0.28} p_f^{0.72} \text{----- (8)}$$

となるべきところが、実際には温度上昇実験式は前出(3)式の通りで(8)式とは一致しない。軸受損失馬力は計算、実験とも一致して問題ないと思われるが、軸受の温度上昇として実験では軸受メタル最高温度を採用し、排出油温度は計測していない。ここにひとつの問題点がある。さらに、全油量が冷却に有効とすれば、 $p_f$ と $c$ の増大や $Z_f$ と $L_0$ の減少は著しく温度上昇低減に有効なはずであるが、実際は $p_f$ 増大の効果はほとんどなく、 $c$ 、 $L_0$ 、 $Z_f$ の効果も低減している。換言すれば、軸受から流出する全油量はこの $Q$ で良いが、実際に摩擦面冷却に直接有効な油量はこれと異なったものが存在すると考えられる。例えば、 $p_f$ の増大は確かに $Q$ を増大させるが、これは油膜厚さの大きな部分から側面へ直接流失し、荷重面の油膜厚さの薄い部分の冷却には効果が小

さいと考えられる。参考までに実測摩擦損失と実測温度上昇から実際に摩擦面冷却に有効な油量 $Q_{eff}$ を求めると次式のようになる。

$$Q_{eff} = K_{eff} \cdot c^{0.75} p_f^{0.15} N^{0.28} / L_0^{0.18} P^{0.18} Z_f^{0.58} \text{----- (9)}$$

これらについては軸受面の平均的な代表値を用いるよりも、やはり面全体にわたる圧力、温度など特性値の分布を考慮した、より厳密な解析が必要と考えられる。

### 4. 結言

高速・重荷重下で作動する円周油みぞつき短幅軸受について実験し、軸受油量、摩擦損失、軸受温度上昇などを軸受寸法・作動条件・給油条件の合計7つの外部因子の指数関数としてexplicitな表現による特性予測実験式を得ることができた。軸受油量、摩擦損失については若干の修正を施せば前報のiso-thermalな潤滑理論解析による計算結果と一致し、現象を定量的に説明することができた。軸受安全使用限界の判定基準となる軸受メタル最高温度については実験式を提示することができたものの、真実有効冷却油量の見積もりなどさらなる詳細な理論的検討が必要である。