

# 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1報 油膜代表粘度を用いた軸受特性の解析)

朝鍋 定生・浦 晟・川添 強  
森高秀四郎・福富 正稔\*・渡辺真太郎\*\*

## Bearing Temperature Rise Expression Formula under High Speed and Heavily Loaded Condition

### (1st Report : Lubrication Analysis of Bearing Performances under Iso-thermal Condition using Representative Oil Film Viscosity)

by

Sadao ASANABE, Akira URA, Tuyoshi KAWAZOE, Hideshiro MORITAKA,  
Masatoshi FUKUTOMI\* and Shintaro WATANABE\*\*

For the purpose of getting new calculating formulae on bearing performances in the form of explicit function of only seven external parameters on bearing dimension, operating and oil supplying conditions, lubrication performances were analyzed by iso-thermal hypothesis using representative oil film viscosity in the 1st report. As the results, oil flow rate, frictional power loss, the minimum oil film thickness and bearing temperature rise could be expressed in the form of exponential function on only seven expressed parameters. In the next 2nd report, these results would be compared with those of the experimental investigation.

#### 1. 緒 言

産業用機械用すべり軸受はますます高速、高荷重下での作動を余儀無くされており、安全使用限界を知るうえで軸受の温度上昇を簡便に机上で計算出来れば至極有益である。また、なにかの条件を変えた場合に温度上昇その他の軸受特性におよぼす影響を簡単に予測出来れば設計変更に際しても極めて有利になる。本研究では軸受寸法、作動条件、給油条件に関する7つの外部因子のみで軸受温度上昇その他を explicit function として表示することを主眼において、潤滑油膜理論による計算と高速高荷重条件下の軸受試験機による実験との両面より研究を進める。ここではまず、油膜代表粘度を用いた iso-thermal な軸受特性解析について報告する。

#### 2. 軸受温度上昇に関する因子とその影響の因果関係

円周方向油みぞを有する軸受(図1参照)は給油、取り付けその他の簡便さから産業用機械に広く使われているため、本研究ではこれを対象として限定する。また、潤滑油は高速高荷重条件下でよく使用されるSAE#30に限定した。その潤滑油の温度～粘度曲線を図2に示す。軸受が健全に運転されている状態では、

- (1) 軸受寸法：直径  $D$ ，幅(円周油みぞつき軸受では片側幅)  $L$ ，直径すきま  $c$ ，
- (2) 作動条件：荷重  $W$ ，回転数  $N$ ，
- (3) 給油条件：給油圧力  $p_f$ ，給油温度  $T_f$  または給油粘度  $Z_f$

の7つの外部因子がある値に固定されたとき、作動面の潤滑状態が内部的に油膜のせん断による摩擦発熱損

平成12年4月21日受理

\* 長菱エンジニアリング

\*\*三菱重工

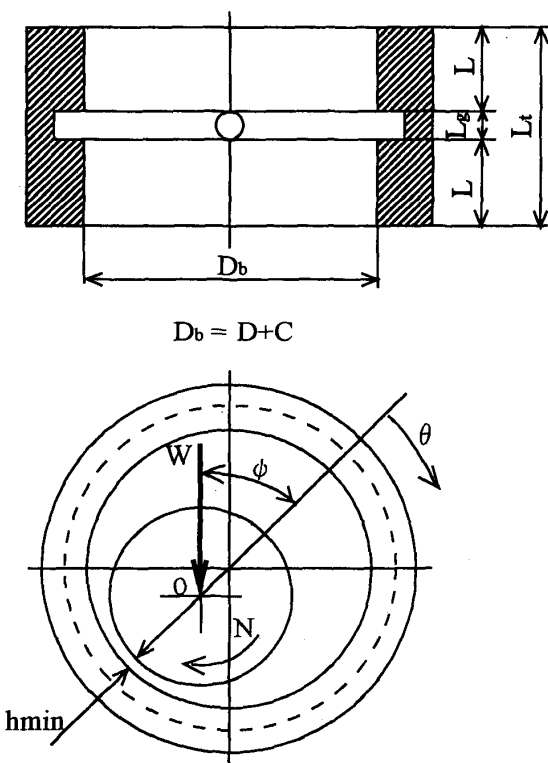


図1 短軸受作動状態模式図

失(馬力)  $H$ , 油量  $Q$  による冷却によって軸受面内の温度分布  $T$  が支配され, 圧力分布  $p$ , 偏心 ( $n$ ) 位置したがって油膜厚さ分布  $h$  が決定されている。これらの軸受特性はそれぞれ内部因子として影響を相互に与え, また受けることによってあるバランス状態が成立している訳である。外部の7つの因子のどれが変わっても内部の状態は変化し, 違ったバランス状態に落ち着く訳である。<sup>1)</sup>

3. これまでの関連研究

軸受特性計算の基礎となる軸受油量<sup>2),3)</sup>, 軸受温度<sup>4),5)</sup>推定法について若干の資料はあるもののそれぞ

れ妥当性を欠く部分があり, 対象とする軸受および作動条件に適用するにはあまりにも問題が多い。関連研究について簡単にレビューしてみる。

従来, 軸受油量計算式として次式がよく用いられている。<sup>2)</sup>

$$Q = \frac{\pi D N L c}{120} + 128 \times 10^7 \cdot P_f D c^3 \cdot \frac{1 + 1.5n}{Z_m L} \tag{1}$$

ここで,  $Z_m$  は軸受平均温度相当の代表油膜粘度である。

第1項は油膜圧力による hydrodynamic flow で回転数に比例し, 粘度に支配されない。第2項は給油圧力による film flow で入り口から出口までの平均油膜粘度に逆比例し, 給油圧力に比例する。対象とする円周方向油みぞを有する短軸受では次報の実験結果でも明白であるが第2項が支配的<sup>6)</sup>であり, 上式は使えない。和栗ら<sup>7)</sup>はこの点に着目し, 油量特性が次式で定義される  $Cnp_f$  のみの関数で表されることを示した。

$$Cnp_f = \left(\frac{L}{c}\right)^2 \cdot \frac{Z_m' N'}{p_f} \tag{2}$$

ただし,  $Z_m' = 1.02 \times 10^{-8} \cdot Z_m$ ,  $N' = N/60$  である。

数値計算結果と実験結果はよく一致し,

$$Q = 1.54 \times 10^6 \frac{P_f D c^3 n}{Z_m L} \tag{3}$$

の関係にまとまっている。しかし, 無偏心状態すなわち  $n=0$  で  $Q=0$  は実状と合わず十分ではない。

また, 青木ら<sup>8)</sup>は hydrodynamic flow を実験的に, film flow を解析的に求めているが, これは軸受穴給油の場合であり, 参考にならない。

いずれにしても, これらは十分精度あるものではなく, 算定式のなかに外部因子以外の結果的因子すなわち求めねばならない偏心率  $n$ , 平均油膜粘度  $Z_m$  が含まれており, 机上で簡単に計算することは出来ず, 実用的でもない。本研究の目的はあくまでも軸受特性を

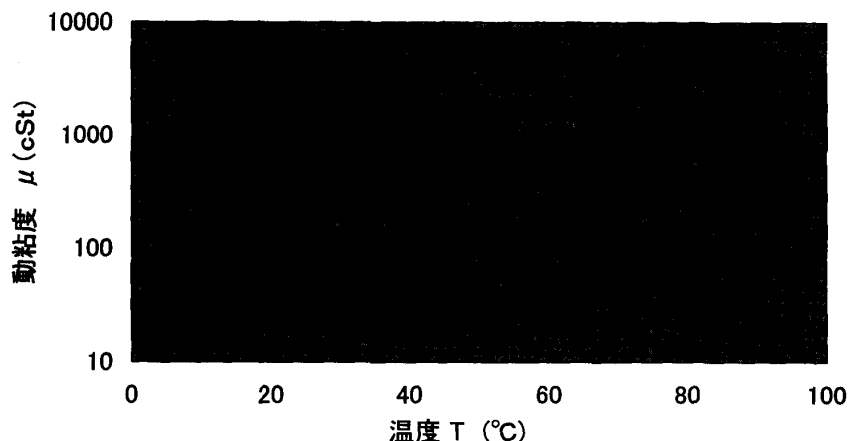


図2 潤滑油の温度～粘度曲線

外部因子のみで表示することにある。

油量が不明でも温度上昇が正確に求めれば一応軸受特性は計算される。しかし、実際には温度上昇を直接推定する方法は極めて少ない。武田ら<sup>4)</sup>は non-grooved bearing についてはあるがいくつかの仮定の下に、他研究者の実験結果も加味して次式を与えている。

$$\Delta T + 8 = K \cdot \sqrt{N} (DL)^{3/8} W^{1/8} Z_f^{2/5} / c \quad (4)$$

ただし、 $K$ ：比例定数

適用範囲はタービンのような軽荷重領域に限定され、強制潤滑における給油圧力  $p_f$  の効果がふくまれていることが致命的である。

さいごに、ヨーロッパで最大の軸受メーカーである Glacier Metal Co. では、次式で定義した Viscosity Factor (V. F.) を用いて、平均油膜温度を求める関係線図(省略)を与えている。<sup>5)</sup>

$$V.F. = \frac{N}{\sqrt{p_f}} \cdot \left(\frac{2L}{D}\right) \cdot \left(\frac{D}{1000c}\right)^2 \quad (5)$$

これはかなり有効な方法と思われるが、V. F. が荷重  $W$  (または面圧  $P$ ) に無関係になっており、実際には高荷重領域でその影響がかなり大きいので適用範囲が制限されるものと思われる。以上述べたごとく、温度上昇についての有益な参考資料は皆無といえるほど少なく、やはり一般特性計算から簡便な式をつくり出す以外に手はないと言える。

#### 4. 軸受特性の理論的検討

##### 4.1 基礎方程式と軸受特性解析方法

一般的なすべり軸受潤滑油膜に関する Reynolds の基礎偏微分方程式は、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (6)$$

であり、 $h$  はすきま形状、 $\mu$  は粘度を示す。ここで対象とするような短軸受については DuBois & Ocvirk による short bearing approximation<sup>2)</sup> が発表されており、 $L/D \ll 1$  の本研究対象として適用可能である。

$$\text{Capacity No. } C_n = 3.38 \times 10^{-8} \left(\frac{L}{c}\right)^2 \frac{Z_m N}{P} \quad (7)$$

ここで、 $Z_m$  は求めるべき油膜の平均代表粘度、 $P$  は軸受面圧  $W/2LD$  である。

これを用いて次式から偏心率  $n$  を計算する。

$$C_n = \frac{(1-n^2)^2}{\pi n} \cdot \left[ \frac{1}{\pi^2(1-n^2)+16n^2} \right] \quad (8)$$

陰関数表示ではあるが  $C_n$  の増大とともに  $n$  は減少する関係にある。

求めた偏心率と軸受全体の摩擦力、摩擦損失馬力は夫々以下の式で計算される。

$$\text{摩擦力 } F = 6.7 \times 10^{-9} \cdot \frac{Z_m N L D^2}{c \sqrt{1-n^2}} \quad (9)$$

$$\text{損失馬力 } H = 4.67 \times 10^{-14} \cdot \frac{Z_m N^2 L D^3}{c \sqrt{1-n^2}} \quad (10)$$

short bearing theory では油量として hydrodynamic flow を採用しているが、本研究では短軸受の油膜圧力発生領域 ( $\theta = 0 \sim \pi$ ) 以外の領域 ( $\theta = \pi \sim 2\pi$ ) で film flow が存在し、hydrodynamic flow はその中の一部を消化していると考えられる。Shaw & Macks<sup>10)</sup>によれば  $\theta = \pi \sim 2\pi$  領域に限っての油量は次のようになる。

$$Q = 6.4 \times 10^6 \frac{p_f D c^3}{Z_m L} \left( 1 + 1.5n^2 + \frac{1}{3}n \right) \quad (11)$$

軸受出口温度は、 $T_{out} = T_f + \Delta T = 2\Delta T - T_f$

最小油膜厚さは、 $h_{min} = c(1-n)/2$  で表される。

以上一連の軸受特性計算を行うには代表油膜粘度  $Z_m$  や偏心率  $n$  が必要になるが、これには電子計算機を用いて  $T_m$  をまず仮定し、使用潤滑油の粘度～温度曲線から  $Z_m$ 、(6)、(7)式から  $n$ 、(9)式から  $H$ 、(10)式から  $Q$  を求め、次の熱平衡条件を満足するように  $T_m$  を修正繰り返し、収斂計算を行う。<sup>11)</sup>

$$\Delta T = 2(T_m - T_f) = 0.175 H / cp \cdot \gamma \cdot Q \quad (12)$$

ここで、 $cp$  は潤滑油の比熱、 $\gamma$  は比重である。

##### 4.2 計算条件

以下に述べる7つの外部因子はそれぞれ実機軸受の代表的標準値を定め、その値を含む4～5個の周辺値について計算することにした。表1に各外部因子の標準値と計算入力値を示す。

表1 計算条件一覧表

外部因子	記号	単位	計算入力値	標準値
軸受直径	$D$	cm	4, 5, 6, 7, 8	7.0
軸受幅	$L$	cm	0.5, 1, 1.5, 2	1.0
直径すきま	$c$	cm	3.5, 7, 10.5, $14 \times 10^{-3}$	0.007
全荷重	$W$	kg	1.4, 2.8, 4.2, 5.6, $7 \times 10^3$	4200
軸回転数	$N$	RPM	3.4, 4.5, 5, $6 \times 10^3$	4500
給油圧力	$p_f$	kg/cm <sup>2</sup>	1, 1.5, 2, 3, 4, 5	1.5
給油温度	$T_f$	℃	60, 80, 92.5, 100, 120	92.5

計算出力としては、軸受内部特性すなわち、

油量  $Q$  (cc/s)、温度上昇  $\Delta T$  (℃)、摩擦力  $F$  (Kg)、偏心率  $n$ 、最小油膜厚さ  $h_{min}$  (mm)、その他。

である。

##### 4.3 計算結果

計算は外部因子を標準値に固定し、ある一つの因子

のみを変数として入力し、軸受内部因子相互の変化の因果関係収斂の総合結果として軸受特性を出力している。

計算結果の表わし方は種々考えられるが、本研究では軸受諸特性が外部因子にどのような影響を受けるかを示す形にする。第3図に油量、第4図に温度上昇、第5図に摩擦力、第6図に最小油膜厚さに及ぼす7つの外部因子の影響度合を示した。図中のグラフは面圧  $P$  をパラメータとして表示しているが、最終的には  $W = 2LDP$  の関係で換算している。なお、軸受片側幅  $L$  と全幅  $L_t$ 、油みぞ幅  $L_g$  の関係は、図1に示したように  $(L_t - L_g) / 2$  である。

4.4 計算結果に対する考察

4.4.1 油量  $Q$  について (図3.1~図3.7参照)

直径  $D$  の増大は流れに対する通路断面積の増大、周速増大に伴う摩擦温度増大すなわち粘度  $Zm$  低下によってかなり油量を増大させる。幅  $L$  増大は軸方向流路抵抗増大につながり、油量は減少する。すきま  $c$  増大は油量増大にもっとも効果的であるが、原計算式での  $c^3$  に対して計算結果は  $c^2$  程度しかない。

これは  $c$  増大によって  $Q$  が増大し、 $\Delta T$  が下がって  $Zm$  が増大することで影響が幾分打ち消されたためと考える。荷重  $W$  および回転数  $N$  によって油量  $Q$  はほとんど変わらない。 $W$  増大で高荷重領域では偏心率  $n$  があまり変わらないこと、 $N$  の増大は  $n$  低減、 $Zm$  低減によって効果が相反することを考えればうなずける。給油圧力  $p_f$  増大、給油粘度  $Z_f$  低減は予想通り  $Q$  増大に効果的である。総じて注目すべきことは、すきま  $c$  の影響がある程度削減されること、荷重  $W$  と回転数  $N$  の影響がほとんど無いことである。

4.4.2 温度上昇  $\Delta T$  について (図4.1~図4.7参照)

温度上昇低減にもっとも効果的な因子はすきま  $c$  増大であり、次に回転数  $N$  低減と軸受寸法  $D, L$  低減である。荷重  $W$  は高荷重領域で薄膜ではあるが流体潤滑領域である限りほとんど影響しない。注意すべきことは  $c$  の影響が  $h_{min}$  への影響と合わせて期待するほど効果があるか、 $p_f$  増大が軸受面の有効冷却油量として計算通りの効果を示すかどうかであり、実験結果との対比を待たねばならない。

4.4.3 軸受摩擦力  $F$  について (図5.1~図5.7参照)

摩擦力  $F$  低減にもっとも効果的な方法は直径  $D$  の低減に尽きると言っても過言ではない。これに続いてパラメータ  $Z_f NWc / L$  の低減がある程度の効果を示し、

$p_f$  にはほとんど影響されない。摩擦損失馬力  $H$  は摩擦トルクと回転周速度の積  $FDN$  に比例するので結局損失を防止するには機械性能、強度が許容される範囲で  $D, N$  の低減が根本である。

4.4.4 最小油膜厚さ  $h_{min}$  について (図6.1~図6.7参照)

軸受の信頼性を左右する油膜厚さ  $h_{min}$  増大にもっとも効果があるのは軸受幅  $L$  の増大で、short bearing においては何と言っても  $L/D$  の増大が負荷能力増大につながる唯一の方法と言える。つぎにパラメーター  $Z_f \cdot N / W$  の増大もある程度効果がある。これは  $L/D$  とともに Capacity No.  $C_n$  (式7, 8) を増大させ、偏心率  $n$  の減少すなわち最小油膜厚さ  $h_{min}$  の増大につながることを示している。しかし一方で  $L$  増大は温度上昇を増大させ、信頼性が油膜厚さで規制されるか、軸受温度で制限されるかで判断せねばならない。給油圧力  $p_f$  の影響はほとんどない。もっとも注目すべきことはすきま  $c$  の影響は図に見られるように単調ではなく、 $h_{min}$  を最大にする適正値が存在することである。

5. 軸受諸特性の外部因子のみによる explicit function としての表示式の試み

さきに計算した全ての例を図3~図6で示したように、軸受特性値と各外部因子単独の関係を両対数グラフでまとめ、平均的な直線勾配を求め、各因子の影響度合を指数表示することを試みた。その結果を表2に示す。

表2 各因子の影響指数一覧表

因子特性	$D$	$L$	$c$	$W$	$N$	$p_f$	$Z_f$
$Q$	1.6	-0.8	2.2	0.1	0.3	0.8	-0.5
$\Delta T$	0.7	0.6	-1.8	0.2	1.1	-0.7	0.8
$F$	1.3	-0.3	0.3	0.3	0.4	0.1	0.3
$h_{min}$	1.1	1.7	0	-0.7	0.6	0.1	0.5
$h_{min}^*$	1.1	1.9	0.2	-0.7	0.5	0.1	0.4

なお、 $h_{min}^*$  については後述する。

これらを用いて各軸受特性を表すと以下のようになる。

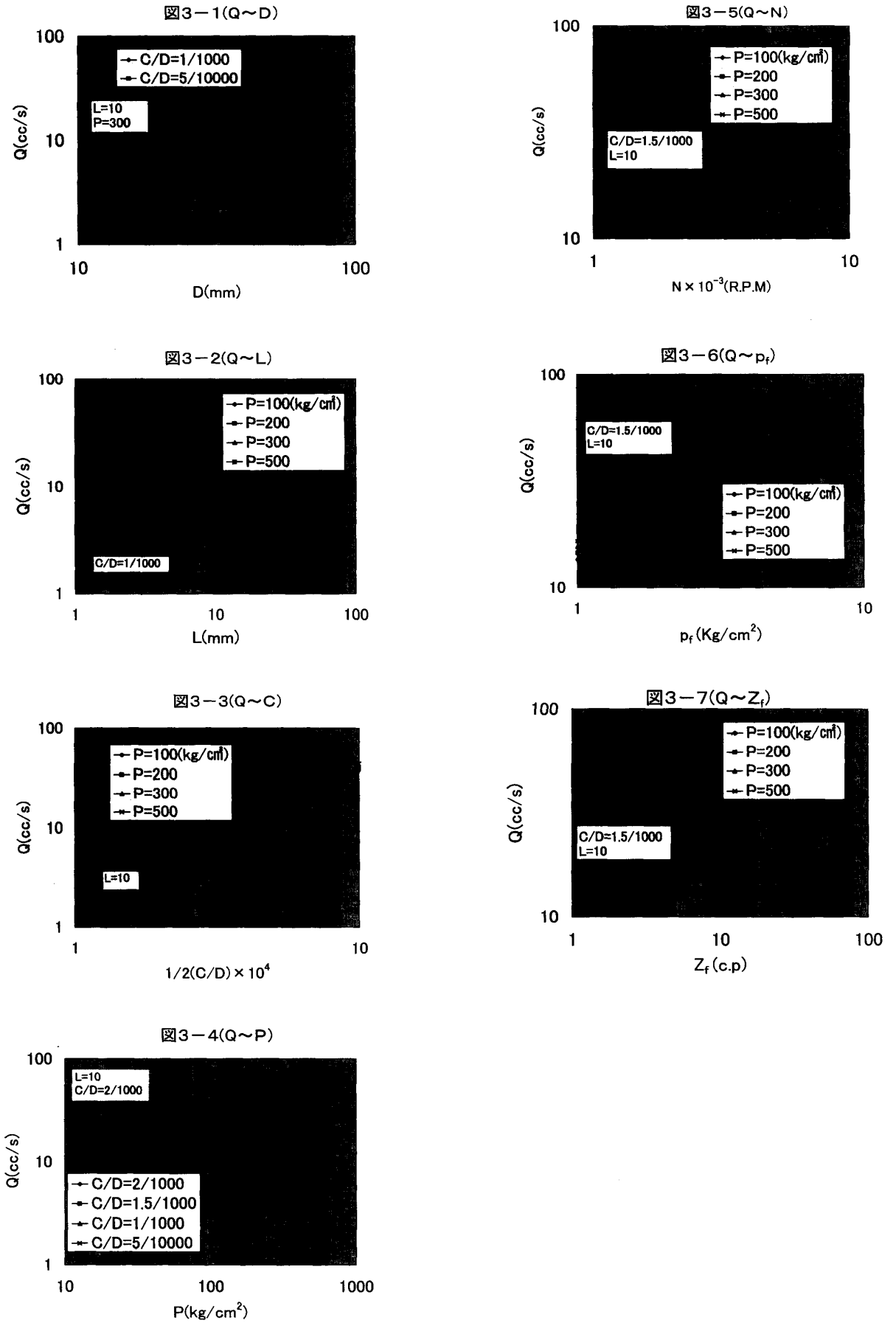
$$Q = K_q \cdot D^{1.6} c^{2.2} W^{0.1} N^{0.3} p_f^{0.8} / L^{0.8} Z_f^{0.5} \tag{13}$$

$$\Delta T = K_t \cdot D^{0.7} L^{0.6} W^{0.2} N^{1.1} Z_f^{0.8} / c^{1.8} p_f^{0.7} \tag{14}$$

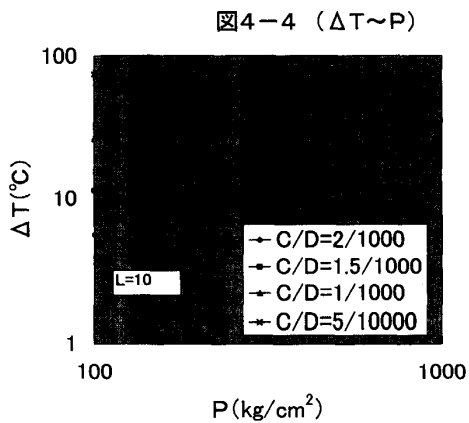
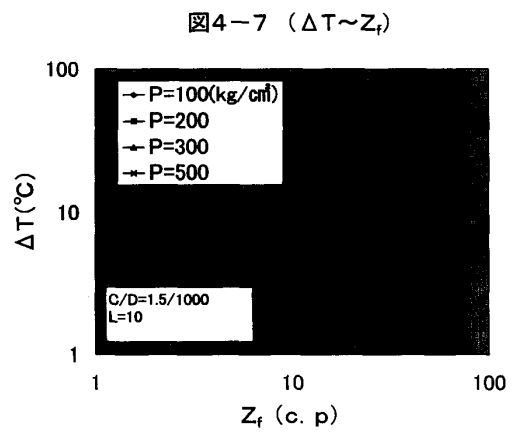
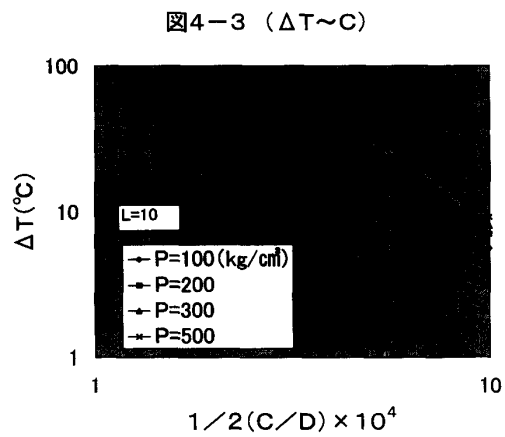
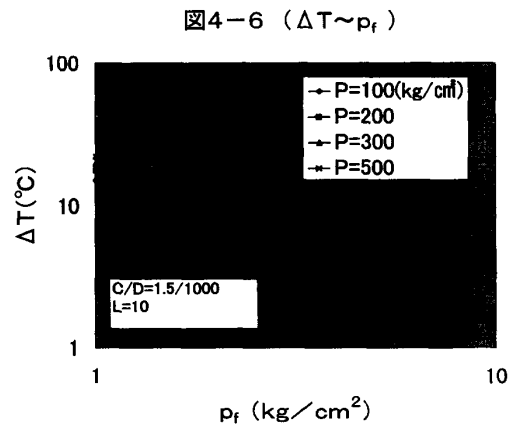
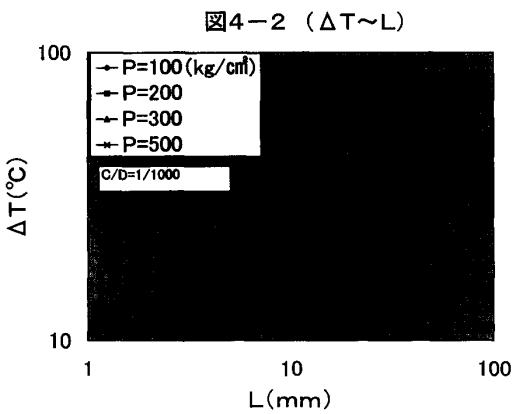
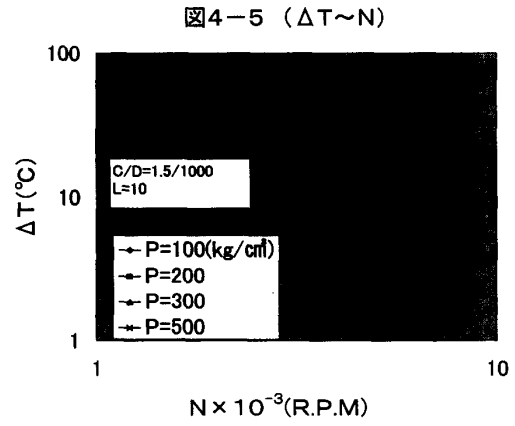
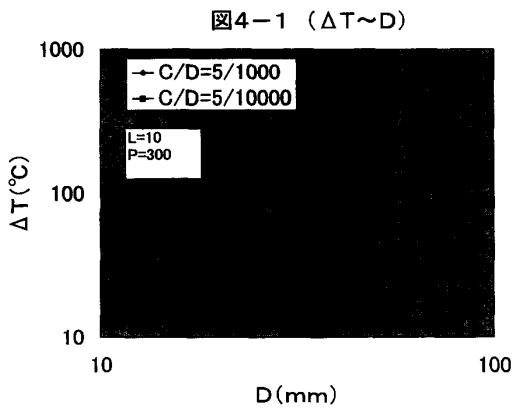
$$F = K_f \cdot D^{1.3} c^{0.3} W^{0.3} N^{0.4} p_f^{0.1} Z_f^{0.3} / L^{0.3} \tag{15}$$

$$h_{min} = Kh1 \cdot D^{1.1} L^{1.7} N^{0.6} p_f^{0.1} Z_f^{0.5} / W^{0.7} \tag{16}$$

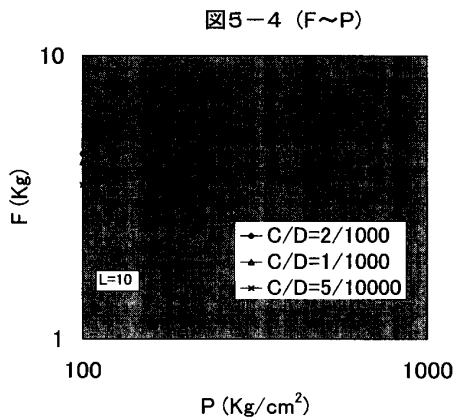
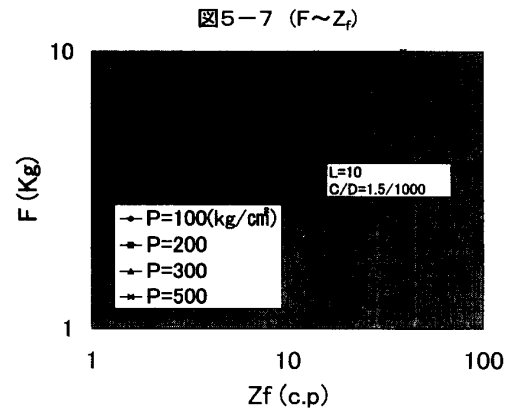
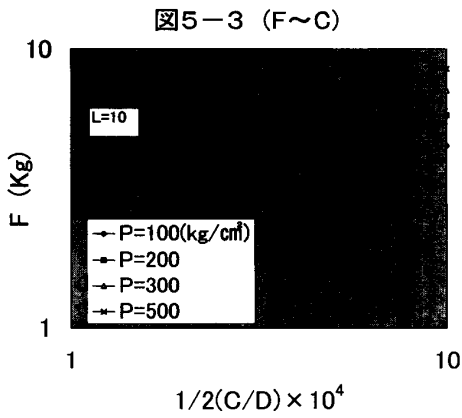
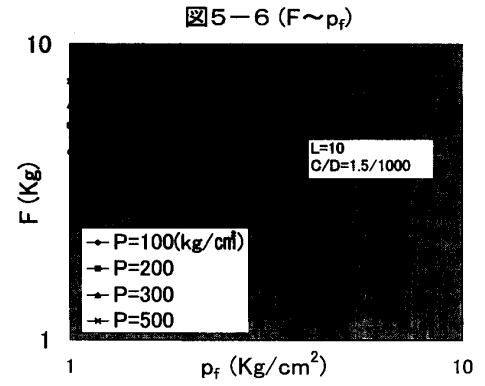
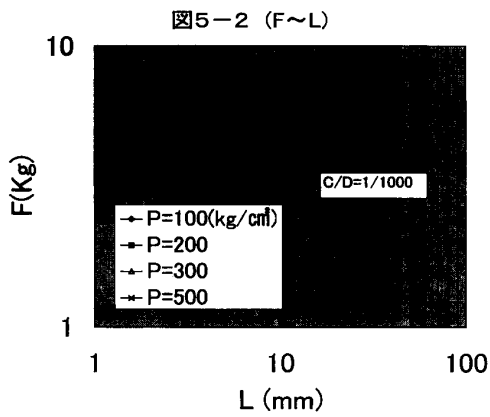
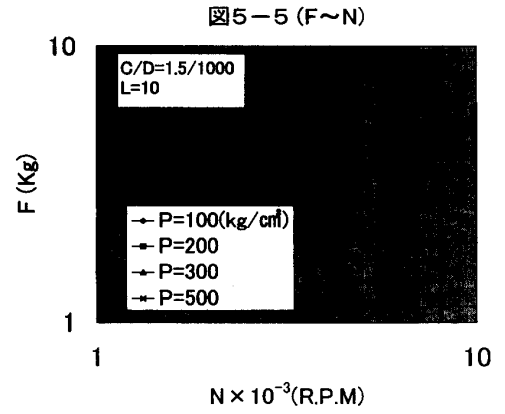
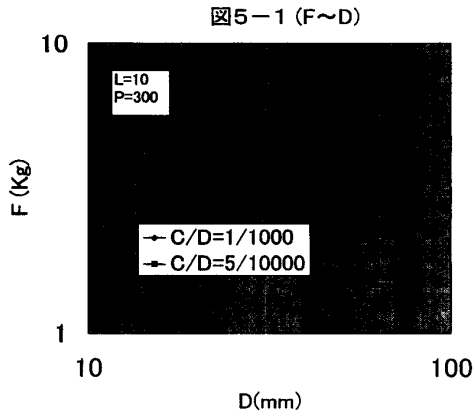
ただし、 $K_q, K_t, K_f, Kh1$  はそれぞれの比例定数である。なお、 $h_{min}$  では  $c$  の影響が単調ではなく表現し難いので、 $(1-n)$  で整理すると次の結果を得る。



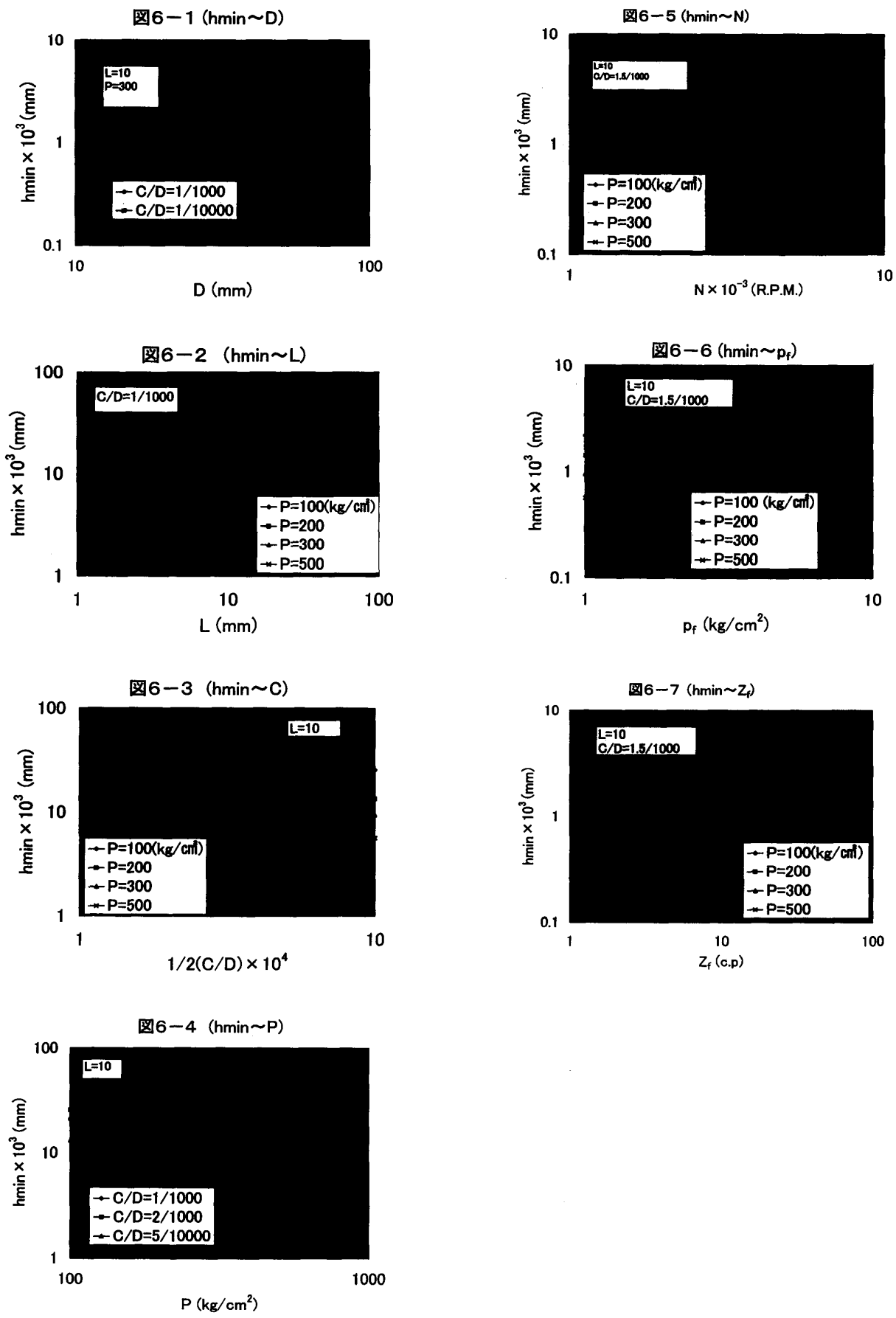
第3図 流体  $Q$  と各外部因子との関係



第4図 温度上昇  $\Delta T$  と各外部因子との関係



第5図 摩擦力  $F$  と各外部因子との関係



第6図 油膜厚さ  $h_{min}$  と各外部因子との関係



$$1-n = Kn \cdot D^{1.1} L^{1.9} N^{0.5} p_f^{0.1} Z_f^{0.5} / W^{0.7} c^{0.8} \quad (17)$$

したがって、 $h_{\min} = (1-n)c/2$ の関係より、

$$h_{\min}^{\wedge} = Kh \cdot 2 \cdot D^{1.1} L^{1.9} N^{0.5} p_f^{0.1} Z_f^{0.4} c^{0.2} / W^{0.7} \quad (18)$$

式(18)において、 $c$ 以外の因子の影響指数は前出式(16)とほぼ同じであり、前掲表2の最下段 $h_{\min}^{\wedge}$ の指数は式(18)のものである。計算条件範囲内では最適値があるようであるが $h_{\min}$ の絶対値には大きな影響はないと言える。

## 6. 結 言

高速高荷重条件下で作動する円周方向油みぞつきすべり軸受の潤滑特性すなわち油膜厚さ、温度上昇、油量、摩擦損失などについて代表油膜粘度を用いた isothermal な解析を行い、潤滑状態を決定する軸受寸法・給油条件・運転条件の合計7つの外部因子の個別影響度合いを調べた。さらに、軸受温度上昇ほかの軸受特性値を既知の外部因子のみの指数関数による explicit function としての軸受特性表示式を提示することができた。次報以降で実験による検証を行い、必要が生じれば適正な理論修正を実施して高精度でかつ実用的な軸受特性評価法の確立を目指したい。

### 参考文献

- 1) 曾田：軸受（岩波全書，1964），p.36
- 2) Wilcock & Booser：Bearing Design and Application（McGraw-Hill）
- 3) Orloff：Tech.Bozd. Flota, 9（1935），p.25
- 4) 武田，後藤田：潤滑 Vol.12, No. 6（1967），p.243
- 5) Glacier Report（un-opened Co.Memorandum）
- 6) McKee：Trans.ASME, Vol.74（1952），p.841
- 7) 和栗ほか：機械学会講演論文集, No.207（1969.4）
- 8) 青木ほか：機械学会講演論文集, No.199（1968.9）
- 9) DuBois&Ocvirk：NACA Report 1157
- 10) Shaw & Macks：Analysis and Lubrication of Bearings（McGraw-Hill）
- 11) 朝鍋：三菱重工社内機械技術計算書(un-opened)