研 究

斜板式アキシャルピストンモータの起動・低速時における
ピストン～シリンダボア間の摩擦力特性*小 林 俊 一** 金 子 力***
池 谷 光 栄**

Friction Force Characteristics between Piston and Cylinder Bore for Startup and Low Speed Operation in Swashplate Type Axial Piston Motors

Shunichi KOBAYASHI, Tsutomu KANEKO and Mitsuei IKEYA

Principal factors that cause a decrease in the efficiency at startup and in low-speed operation of swash-plate type axial piston motors include behavior of sliding parts between i) slipper and swash-plate, ii) piston and cylinder bore and iii) valve plate and cylinder. Especially, the sliding part between ii) piston and cylinder bore has an influence on the behaviors of the slipper and valve plate.

Several studies has been made on the sliding characteristics between piston and cylinder bore in swash-plate type axial piston pumps and motors. However, in those studies, each part of the motor and pump was assumed to be rigid. Therefore, this study has been made to clarify the friction characteristics between the piston and cylinder bore at startup and low-speed operation in swash-plate type axial piston motors, regarding the elasticity of the piston and cylinder. In the simulation analysis, using the finite element method, the stress distribution and deformation of the piston and cylinder, the static frictional force between the piston and cylinder bore with a change in supply pressure, piston tube thickness and static friction coefficient were obtained. As the verification of the simulation analysis and examination in low-speed operation, the static frictional force and the dynamic frictional force between the piston and cylinder bore with a change in the supply pressure and piston tube thickness were measured.

1. 序 論

起動・低速時における斜板式アキシャルピストンモータは、摺動部に適正な潤滑状態を維持せしめることが困難となり、機械効率・容積効率が共に大きく低下する。その主な原因として、(1)スリッパ～斜板間、(2)ピストン～シリンダボア間、(3)シリンダブロック～弁板間の3箇所の摺動部損失が挙げられる。とりわけ原因(2)に関連し、ピストンとシリンダボア間に作用する軸方向摩擦力は、スリッパ、シリンダブロックの挙動を大きく左右するため、原因(1)、(3)との関連も大きく、同モータの性能に大きな影響を与えている¹⁾。よって、ピストン～シリンダボア間の軸方向摩擦力に起因する損失の改善を図ることは、同モータの機械・

容積両効率向上策に十分寄与できることが期待される。この観点のもと、ピストン～シリンダボア間摺動部の特性解析と性能向上に関し、従来から数多くの研究が行われてきた²⁾。しかしこれら研究のほとんどは、ピストン・シリンダについて、理論解析は同部を剛体と仮定し、実験的研究は同部を剛体と評価して行ったものであった。従って、より厳密化する上では、同部を弾性体とする解析および実験結果の評価が必須となってくる。これは高出力化方策の一手法である高圧化に対処すべき構成部品の弾性変形の考慮についてもぜひ必要なことである^{3),4)}。

上述より、本研究は斜板式アキシャルピストンモータの起動・低速時における性能改善のための技術資料提供を図ることとして、特にその重要問題箇所の一つであるピストン～シリンダボア間の摩擦力を求めるために、ピストン・シリンダを弾性体と想定した解析および実験により評価、検証を行う。そのために(1)有限要素法(Finite Element Method, 以降、FEMと呼ぶ)による構造解析を応用した、ピストン～シリンダボア

*平成3年3月28日 原稿受付

**長岡技術科学大学工学部

***長岡技術科学大学大学院

(所在地 〒940-21 新潟県長岡市上富岡町1603-1)

Fig. 1 Finite element mesh of piston and cylinder.

間静摩擦力特性のシミュレーション解析, (2)ピストン～シリンダボア間静摩擦力/動摩擦力特性の, 実尺度モデルを用いた実験による検討を行い, その結果について述べる。

2. 主要記号

D_p	: ピストン外径
D_c	: シリンダ内径
F_{dmax}	: 最大動摩擦力
F_s	: 静摩擦力
F_t	: ピストン横荷重
f_i	: ピストン端部とシリンダ肩部の接触部における接触/摩擦要素の支持力
f_j	: ピストン端部とシリンダ肩部以外の接触部における接触/摩擦要素の支持力
K_s	: バネ定数
L_c	: ピストン長さ
l_b	: ピストン接触力間の距離
N	: 回転速度
P_s	: 供給圧力
T_c	: シリンダ肉厚
T_p	: ピストン肉厚
β	: 斜板角
φ_ω	: ピストン位相角 (斜板回転角)
μ_a	: ピストン端部, シリンダ肩部の摩擦係数
μ_b	: ピストン端部, シリンダ肩部以外の摩擦係数

3. 解析方法

3.1 仮定事項

解析するにあたり, 以下の仮定をおく。

- (1) ピストン, シリンダは弾性体である。
- (2) 斜板とスリッパの影響を無視する。
- (3) 静止状態で解析を行うため, ピストン端部, シリンダ肩部で金属接触が生じ, 解析モデルの単純化を踏まえてピストン～シリンダボア間の油膜の圧力は無視することとする。
- (4) ピストン, シリンダの重量は無視する。

3.2 形状, 要素分割および材料条件

序論で述べた通り, 弾性体と想定したピストン, シリンダの静的挙動をFEMを適用して解析する。そのモデルとなるピストン・シリンダの形状および要素分割をFig. 1に示す。ここではモデルの簡単化のため, x-y平面で面对称とし, ピストン球部を省略して解析を行う。なお, ピストン球部の省略は, ピストン先端面付近の応力分布が変化することによってピストン～シリンダボア間の接触面圧に影響を及ぼすが, さほど大きくないため妥当であると考えられる。要素は8節点3次元立体要素であるが, ピストン～シリンダボア間は, 混合潤滑領域にあると考えられ, 境界条件が非線形になることから, 同部には接触/摩擦要素を用いた。接触/摩擦要素数はピストンの付き出しにより変化するため, 全要素数は464～563, 全節点数は1047～1255の範囲で増減する。また, ピストンには拘束箇所が存在せず剛性マトリックスが非正定値⁵⁾になるため, 仮想線形ばねを取り付けた。このばね定数 K_s は応力分布等の計算結果に影響がないように十分小さな値とした ($K_s = 1.0 \times 10^{-5} [\text{N}/\mu\text{m}]$)。

計算定数および材料定数を, Table 1, Table 2に示す。Table 1において, ピストン肉厚 T_p を変化させてい

Table 1 Principal dimensions of piston and cylinder, swashplate angle.

Diameter of piston	D_p	[mm]	23.989
Length of piston	L_p	[mm]	68.5
Piston tube thickness	T_p	[mm]	1.5, 3.5, 4.5
Diameter of cylinder	D_c	[mm]	24.005
Cylinder thickness	T_c	[mm]	9.0
Swashplate angle	β	[deg]	15.0

Table 2 Material data and calculating constants.

	Material	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Friction coefficient	
				μ_a	μ_b
Piston	High strength steel	206	0.3	0.1 ~ 0.7	0.05 ~ 0.4
Cylinder	High strength brass	110	0.3	0.5 (Standard)	0.1 (Standard)

るが、これは T_p がピストンの変形に大きく影響を及ぼすと考えられるためである。本研究においては、市販品寸法を参考に、 $T_p=3.5$ [mm]を「標準ピストン」寸法と規定する。Table 2の摩擦係数に関しては、実際にはピストン〜シリンダボア間で局部的にくい込み、かじり等の現象が起こり得るものと予想されるため、摩擦計数 μ を2組設定する手法で近似することを試み、ピストン端部とシリンダ肩部の接触/摩擦要素に対しては μ_a 、その他の接触状態における接触/摩擦要素に対しては μ_b とした。ただし、同部の摩擦係数は接触部の潤滑状態いかんによって大きく変化し、しかも目下のところ、十分信頼出来るだけの厳密な値は得られていないので、摩擦係数値を変更してその影響を検討した。ここで、 $\mu_a=0.5$ 、 $\mu_b=0.1$ を本研究においては「基準摩擦係数値」と規定する。

なお、ピストン〜シリンダボア間の半径すきま（8 [μ m]）は解析結果である変位の精度（0.5 [μ m]）よりも大きいものである。

3.3 荷重条件、拘束条件

ピストンに供給圧力 P_s に相当する分布荷重をピストン内部および後端面に与え、その反力に相当する分布荷重をピストン先端面に x 軸の負方向に与えた。また、ピストン横荷重 F_t を次式で求め、その力、 F_t に相当する分布荷重をピストン先端面に y 軸、正方向に与えた。

$$F_t = \frac{1}{4} \pi D_p^2 P_s \tan \beta \quad (1)$$

拘束条件は、シリンダ外周を完全固定し、更に $x-y$ 平面上の節点には対称性をもたせるために z 軸方向に関して変位を固定した。

3.4 静摩擦力計算方法

ピストン〜シリンダボア間の静摩擦力はFEMの計

算結果から算出した。静摩擦力 F_s は、接触/摩擦要素の支持力（同要素にかかる力）より次式で表せる。

$$F_s = 2 \left(\mu_a \sum_{i=1}^m f_i + \mu_b \sum_{j=1}^n f_j \right) \quad (2)$$

ここで、 m はピストン端部とシリンダ肩部の接触部における接触/摩擦要素数で、 f_i はその要素の支持力、 n はそれ以外の接触部における接触/摩擦要素数で、 f_j はその要素の支持力である。ピストン位相角 φ_ω に関し、 $\varphi_\omega = 0^\circ$ をピストンが最も奥に入った状態で、 $\varphi_\omega = 180^\circ$ を最も突き出した状態とする。本モデルでは、 $\varphi_\omega \geq 50^\circ$ からピストン先端部がシリンダから突き出し始めることになる。従って、 $\varphi_\omega < 50^\circ$ において、接触部はシリンダ肩部になく、ピストン先端部にある。また、ピストン位相角が $0^\circ < \varphi_\omega < 180^\circ$ ではモータ動作、 $180^\circ < \varphi_\omega < 360^\circ$ ではポンプ動作を行い、本研究ではモータ動作のみを解析対象に取り上げる。なお、摩擦係数 μ_a 、 μ_b は、Table 2の計算定数と同値とした。

以上の条件で行うFEMのプログラムは“MARC Ver. K3”（日本マーク）を用いた⁵⁾。

4. 実験方法

4.1 実験装置構成

Fig. 2にピストン摩擦力測定装置の主要構成を、Table 3にその主要寸法を示す⁶⁾。

本装置は、斜板回転式で、ピストン本数は1本としている。ピストン位相角 φ_ω は斜板の回転角に応じて定まる事項であり、ここでは前項で述べた φ_ω と同一となる様に斜板回転角を定める。このことから、本論文で

Fig. 2 Schematic diagram of friction force measuring apparatus.

Table 3 Main data of friction force measuring apparatus.

Number of piston	Z	1
Diameter of piston	D_p	[mm] 23.989
Diameter of piston pitch circle	D_o	[mm] 82.0
Swashplate angle	β	[deg] 15.0
Theoretical displacement	V	[cm ³ /rev] 9.9

Fig. 3 Block diagram of total experimental system.

は以後、斜板回転角をピストン位相角 φ_ω として表記する。

ピストン摩擦力測定部は、まずシリンダをボールスライド軸受によって、回転方向と軸方向のみ極めて低荷重で動き得るように支持した後、連結ボルト、連結プレート、連結ナットを経てロードセルに接ぎ、ピストン～シリンダボア間に発生した摩擦力をロードセルに伝え、かつ軸方向の動きを止める構造となっている。また、シリンダの回転運動は、連結プレートと圧力供給プレート間に組み込んだピンによって止めてある。Fig. 3に本実験装置の全体構成ブロック図を示す。斜板から出た駆動軸は、チェーンカップリングによりウォーム減速機に、更にタイミングベルトを介して可変速電動機に接続されている。従って、モータ行程時 ($0^\circ \leq \varphi_\omega \leq 180^\circ$) には可変速電動機によって負荷を掛けられる状態、ポンプ行程時 ($180^\circ \leq \varphi_\omega \leq 360^\circ$) には可変速電動機によって強制駆動される状態となる。

4.2 計測項目および計測方法

実験に際して設定した計測項目および計測方法は以下の通りである。

(a) ピストン～シリンダボア間の静摩擦力 F_s 、動摩擦力 F_d

ロードセルで検出するが、特に F_s は、斜板の回転を止めた状態からごく微小に回転させたときに検出される最大値とした。また、 F_d の最大値を最大動摩擦力 F_{dmax} として測定した。

(b) ピストン位相角 φ_ω

斜板から出た回転軸に歯車列を介して取り付けら

(A) Static friction force F_s (B) Maximum dynamic friction force F_{dmax} Fig. 4 Typical results of static friction force F_s and maximum dynamic friction force F_{dmax} .

れたポテンシオメータで検出した。ここで、(a)および(b)はX-Yレコーダに記録した。Fig. 4に F_s 、 F_{dmax} の代表的な測定波形を示す。モータ行程は $0^\circ < \varphi_\omega < 180^\circ$ なので、この位相範囲についてのみ測定した。 F_s に関しては 0° から 36° 毎増加させた φ_ω において測定した。

(c) 斜板回転速度 N

斜板回転軸に接続したウォーム減速機の入力軸回

Table 4 Experimental conditions.

Supply pressure	P_s [MPa]	4.9, 9.8, 14.7
Rotation speed	N [rpm]	0 ~ 5
Leakage oil temperature	T [°C]	50 ± 2

Table 5 General properties of hydraulic oil

Viscosity grade	ISO VG 46	
Relative density 15/4 °C	0.8717	
Kinematic viscosity [m ² /s]	at 37.8 [°C]	47.3 × 10 ⁻⁶
	at 98.9 [°C]	6.98 × 10 ⁻⁶

転速度をデジタル回転計により計測し、その平均値を取った。

(d) 供給圧力 P_s

ブルドン管圧力計によった。

(e) 油温 T

ピストン〜シリンダボア間およびスリッパ〜斜板間から漏れる油の温度と規定し、熱電対温度計で測定した。

設定実験条件をTable 4に示す。なお、ピストン・シリンダ仕様はFEM解析条件 (Table 1, Table 2) と同様であるが、実験使用品はピストン摺動面に 8 本のラビンス溝を有する。スリッパは最も一般的な油圧平衡型を用いた。Table 5に実験で用いた作動油の一般性状を示す。

5. 解析・実験結果と考察

5.1 標準ピストンを用いた場合

5.1.1 応力分布

標準ピストンを用いた場合の解析結果であるMisesの相当応力等高線図を、Fig. 5 ($\varphi_\omega = 0^\circ$), Fig. 6 ($\varphi_\omega = 180^\circ$) に示す。これらより、ピストンの後端部とシリンダ肩部 ($\varphi_\omega < 50^\circ$ ではピストン先端部) の接触部に応力が集中していることが分る。ここで金属疲労を防止することによる耐久性の向上、接触面圧を低減することによる焼き付き・摩耗の防止、更には静摩擦/動摩擦力の低減など、これらの対処策を考慮する上からは同部への応力集中を緩和することがぜひ必要と考えられる。

5.1.2 静摩擦特性

Fig. 7に、 φ_ω と F_s との関係性を P_s をパラメータに示す。同図より、 P_s が高いほど F_s が大きくなること分る。また、 φ_ω が 50° までは F_s はほぼ一定か僅かな増加を示すが、 50° からは F_s の増加が大きくなる。これは φ_ω が 50° に達するまではピストン先端部がシリンダ内にあり、シリンダ内ピストン長さに変化は生じないが、 50°

$\varphi_\omega = 0$ [deg] $T_p = 3.5$ [mm] $P_s = 14.7$ [MPa]
 $\mu_a = 0.5$ $\mu_b = 0.1$

Fig. 5 Equivalent Mises stress contour (Standard piston, $\varphi_\omega = 0^\circ$).

$\varphi_\omega = 180$ [deg] $T_p = 3.5$ [mm] $P_s = 14.7$ [MPa]
 $\mu_a = 0.5$ $\mu_b = 0.1$

Fig. 6 Equivalent Mises stress contour (Standard piston, $\varphi_\omega = 180^\circ$).

Fig. 7 Relationship between phase angle φ_ω and static friction force F_s (Standard piston, Analytical and experimental data).

を越えればピストン先端部がシリンダ外に出るため、シリンダ内のピストン長さが減少することから、斜板から受ける力の構成成分、すなわちピストン荷重 F_t を支持するピストン端部とシリンダ肩部の接触力が大きくなって、 F_s も大きくなることによると考えられる。

$\varphi_\omega = 180$ [deg] $T_p = 1.5$ [mm] $P_s = 14.7$ [MPa]
 $\mu_a = 0.5$ $\mu_b = 0.1$

Fig. 8 Equivalent Mises stress contour
 $(T_p = 1.5$ [mm], $\varphi_\omega = 180^\circ$).

$\varphi_\omega = 180$ [deg] $T_p = 3.5$ [mm] $P_s = 14.7$ [MPa]
 $\mu_a = 0.5$ $\mu_b = 0.1$ Definite scale
 ~ 50 [μ m]

Fig. 10 Exaggerate deformation
 $(\text{Standard piston, } \varphi_\omega = 180^\circ)$.

$\varphi_\omega = 180$ [deg] $T_p = 4.5$ [mm] $P_s = 14.7$ [MPa]
 $\mu_a = 0.5$ $\mu_b = 0.1$

Fig. 9 Equivalent Mises stress contour
 $(T_p = 4.5$ [mm], $\varphi_\omega = 180^\circ$).

Fig. 11 Relationship between piston tube thickness T_p and displacement of piston head W_y (Standard piston, Analytical data).

また F_t は P_s により発生し、 P_s が高いほど F_t は大きくなるため、接触力が増加し F_s が大きくなると考えられる。

また、実験結果と解析結果を比較すると、両者は定性的には良く一致しているが、解析結果は実験結果よりも高い値を示していることが分る。この相違の原因として次の事項が考えられる：(1)FEM解析をする上でのモデルの分割形状および要素分割数の粗さの影響、(2)FEM解析する上で無視したピストン～シリンダボア間の油膜の影響、(3)摩擦係数の選択の影響、(4)実験で使用したピストンのラビリンス溝の影響、(5)FEM解析モデルにおけるピストン球部とスリッパの省略の影響、(6)実験装置（特にボールスライド軸受）の摩擦による影響。特に原因事項(2)～(4)は式(2)の接触力 f_t , f_s に影響を及ぼすものと考えられる。なお、このように解析結果が全体的に高い値を示す傾向は、次項以降の結果にも同様に現れるが、これらも上記理由によるものと考えられる。

5.2 ピストン肉厚の影響

5.2.1 応力分布および変形量

Fig. 8, Fig. 9にピストン肉厚 T_p を変化させた場合

の相当応力等高線図を示す。同図より、 $T_p = 4.5$ [mm] の場合、ピストン端部での応力集中がピストン後端部で起きているが、 T_p が小さくなる程その応力集中が起きている部分が先端側に位置する傾向があることが分る。これは、 T_p が小さくなるほど変形量が増加するためである。Fig. 10に変形の一例を示す。同図中のピストン先端部の変位量 W_y について、 T_p との関係を示すと Fig. 11のようになる。同図より T_p が小さいほど変位量が増加することが分る。

5.2.2 静摩擦特性

Fig. 12に φ_ω と F_s との関係 T_p をパラメータに示す。高位相角範囲 ($\varphi_\omega > 80^\circ$) の場合、 T_p が大きいほど F_s が増加することが分る。これは、 T_p が大きい場合は変形が生じにくく、ピストン端部、シリンダ肩部での応力集中が大きくなり、くい込み、かじりの現象が発生しているためと考えられる。

しかし、 φ_ω が低い範囲における $T_p = 1.5$ [mm] のピストンについて、解析結果では他のどのピストンよりも F_s が高くなっており、実験でも $T_p = 2.5$ [mm] のピストンより大きくなる。これは次に示すピストンの変形状況から予想される。(1)ピストンは T_p が小さいと変形

Fig. 12 Relationship between phase angle φ_ω and static friction force F_s ($T_p = 1.5$ [mm] ~ 4.5 [mm], Analytical and experimental data).

Fig. 13 Distance between two contact forces, l_b .

を起こし易く、ピストン接触力間の距離 (Fig. 13 の l_b) は短くなる。従って力とモーメントの荷重バランスから、それぞれの接触力の増加が考えられる。(2)ピストン先端部に関しては構造上 T_p に変化がなく、ピストン先端部がシリンダ内にある位相角範囲 ($\varphi_\omega < 50^\circ$) では変形がピストン先端部では小さく、主にピストン後端部で発生。(3)上記2事項より、 l_b が短くなって接触力が増加し、特に変形が生じにくいピストン先端部において接触力が集中して増加するため、静摩擦力 F_s が他の T_p のピストンより大きくなる。

5.3 摩擦係数の影響

シミュレーション解析結果の例として、Fig. 14 に摩擦係数 μ_a 、Fig. 15 に摩擦係数 μ_b を変更した場合の F_s の変化を示す。 $T_p = 1.5$ [mm] の条件下での F_s は、 μ_a が小さい場合、 T_p が大きいものより高くなるが、 μ_a を大きくするに従い F_s は低くなる。また逆に、 μ_b が大きくなるに従い $T_p = 1.5$ [mm] の F_s は大きくなる。これは、 $T_p = 1.5$ [mm] に関して、全接触力は大きい、ピストン端部およびシリンダ肩部上の接触力については他の T_p 値のピストンよりも小さくなっているためである。

Fig. 14 Relationship between friction coefficient μ_a and static friction force F_s (Analytical data).

Fig. 15 Relationship between friction coefficient μ_b and static friction force F_s (Analytical data).

これは T_p が小さいために変形が起こり易く、接触面積が増加して、ピストン端部およびシリンダ肩部の応力集中が緩和されたものと考えて説明出来る。 $T_p = 3.5$ [mm] と $T_p = 4.5$ [mm] を比較しても、Fig. 15 では増加傾向の差がほとんどないが、Fig. 14 においては僅かに差があることから、ピストン端部およびシリンダ肩部上の接触力に差が生じていることが考えられる。この傾向は、更に高圧力の条件下ではより明確に現れると予想される。

5.4 低速時最大動摩擦力特性

実験例として、Fig. 16 に回転速度 N と最大動摩擦力 F_{dmax} の関係を示す。同図より N が増加するほど F_{dmax} が減少することが分る。これは、ピストン〜シリンダボア間は混合潤滑状態にあり、接触部間に僅かに油膜が形成されているが、高速になるに従ってこの油膜形成域が増大し、潤滑状態が良くなるためと考えられる。特に $T_p = 1.5$ [mm] のようにピストン肉厚が小さい場合には、全体的に F_{dmax} が低く、 N の増加に伴う F_{dmax} の減少傾向が明確に現われる。これはピストンの変形量が大きく、接触力の集中が緩和されて油膜が形成し

Fig. 16 Relationship between rotation speed N and maximum dynamic friction force F_{dmax} (Experimental data).

易くなっているためと考えられる。

6. 結 論

斜板式アキシャルピストンモータの起動・低速時における性能改善のための技術資料提供を図ることとして、特にその重要問題箇所の一つであるピストン〜シリンダボア間の摩擦特性を、ピストン、シリンダを弾性体と想定した解析および実験を行って明確化することとした。そのために(1)有限要素法による構造解析を応用した、ピストン〜シリンダボア間静摩擦力特性のシミュレーション解析、(2)ピストン〜シリンダボア間静摩擦力/動摩擦力特性の、実寸度モデルを用いた実験による検討を併せ行った。

その結果以下の事が明らかになった。

- 1) ピストン〜シリンダボア間静摩擦力 F_s の解析結果は実験結果より高い値を示すが、定性的には一致する。
- 2) ピストン肉厚 T_p が小さいほどピストン後端部付近で生じる応力集中が先端側へ位置する。
- 3) T_p が大きいほど F_s は増加するが、 T_p が最小である $T_p = 1.5$ [mm] のピストンに関しては、低位相角範囲における F_s が、解析ではどの T_p のピストンよりも、実験では $T_p = 2.5$ [mm] のピストンよりも高い値となる。

- 4) T_p が小さいほどピストン〜シリンダボア間最大動摩擦力 F_{dmax} が減少する。特に $T_p = 1.5$ [mm] のピストンは、 F_{dmax} が最も低く、回転速度の増加に伴う F_{dmax} 減少の傾向がより明確に現れる。

なお、今後の課題として、種々のピストン形状とピストン〜シリンダボア間すきま量に対応する解析および実験、ピストン球継手部およびピストン〜シリンダボア間油膜を考慮した解析が残されている。

最後に、本研究の実験装置の製作および供試品の製作に御協力頂いた帝人製機株式会社に謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 日比 昭, 市川常雄, 木川 治: 斜板式アキシャルピストンモータの起動・低速時の特性, 日本機械学会論文集, 43-368, (1977), 1440/1444.
- 2) 例えば K.-TH. Renius: Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben-Axialkolben-Maschinen, VDI-Forschungsheft 561 (1974).
- 3) 小林俊一, 池谷光栄: 斜板式アキシャルピストンモータ内のピストン球部・スリッパ軸受部の弾性静圧潤滑 (第一報, 理論解析), 油圧と空気圧, 21-6 (1990), 606/612.
- 4) 小林俊一, 池谷光栄: 斜板式アキシャルピストンモータ内のピストン球部・スリッパ軸受部の弾性静圧潤滑 (第二報, 流量測定), 油圧と空気圧, 21-7 (1990), 711/718.
- 5) MARC Analysis Research Corporation: MARC General Purpose Finite Element Program Volume A Rev. K. 2 (1983)
- 6) M. Ezato and M. Ikeya: Sliding Friction Characteristics between a Piston and a Cylinder for Starting and Low-speed Conditions in the Swashplate Type Axial Piston Motor, 7th IFPS (1986), 29/37.