研 究

ピストンポンプにおける弁板・シリンダブロック間の潤滑特性*

山口 惇** 関根 弘義***
清水 誠二** 石田 周一****

Bearing/Seal Characteristics of the Film between a Valve Plate
and a Cylinder Block of Axial Piston Pumps
(3rd Report: Effects of Fluid Types and Theoretical Discussions)

Atsushi YAMAGUCHI, Hiroyoshi SEKINE, Seiji SHIMIZU and Shuichi ISHIDA

Summary

An experimental study was carried out to clarify the effects of fluid types on the bearing/seal characteristics of the fluid film between a valve plate and a cylinder block of axial piston machines. The fluids tested were a kerosene, a solution type and a emulsion type high water base fluids.

Including the results with petroleum based hydraulic fluids already reported, it can be seen that:

- (1) For the low viscosity fluids, the reduction in the load carrying capacity is compensated for the increase in both the inclination of the wedge film and amplitude of the squeeze film. Then, on the average, the fluid film can be as thick as the petroleum based fluids.
- (2) The lost power due to the frictional torque is smaller for the low viscosity fluids, but that due to the leakage flow for the petroleum based fluids. Since the latter is the dominating cause for this test, the total lost power of the low viscosity fluids is smaller only under the relatively low pressure conditions.

Moreover, it was shown that the theoretical film thickness, obtained by the calculation including the spring effect of the shaft, agreed approximately with the experimental film thickness.

1. はじめに

ピストンポンプ、モータにおいて弁板とシリンダブ

ロック間の摺動部は、その性能に大きな影響を及ぼす。このため、この摺動部を模型化した実験装置により、石油系作動油¹⁾ならびにソリューション形高含水作動液²⁾を用いた場合の状況をすでに報告した。本報告では、希釈倍率を変えたソリューション形作動液と、エマルジョン形作動液ならびに低粘度鉱油である灯油を用いた実験を加えて、作動流体の物性がこの摺動部の特性に及ぼす影響を整理するとともに、理論的に求めたすきま厚さを実験値と比較して、設計上の指針を与

* 昭和62年4月15日 原稿受付

** 横浜国立大学 (〒240 横浜市保土ヶ谷区常盤台156)

*** 東芝

**** 本田技研工業

えることを目的とする。

2. 記 号

実験結果の表示に、主として以下の記号を用いる。

- h : すきま厚さ
 h_e : 等価すきま厚さ
 h_i ($i = 1 \sim 4$) : ギャップセンサによるすきま厚さの測定値
 L : 損失動力
 n : 回転数
 p : 圧力 (ゲージ圧)
 p_s : 入口圧力
 Q : 摺動部漏れ流量
 T : 軸トルク
 t : 弁板温度
 t_s : 作動流体の入口温度

3. 実験装置および方法

実験装置をFig.1に、弁板形状および寸法をFig.2, Table 1に示す。V. P. は弁板の、G. S. は流体膜

Fig. 1 Test apparatus

Fig. 2 Tested valve plate (G.S.: gap sensor)

Table 1 Dimensions of tested valve plates (V.P.: valve plate)

	(mm)			
	V.P. 1	V.P. 2	V.P. 3	V.P. 4
R_1	25.75	26.5	26.5	26.5
R_2	30.0	30.0	30.0	30.0
R_3	36.0	36.0	36.0	36.0
R_4	40.25	39.5	39.5	39.5
R_5	43.0	43.0	47.0	—
R_6	60.0	60.0	57.5	—
Fs/Fp	0.966	0.896	0.896	0.896
PR	1.0	1.0	0.627	0.0

Fs: Separating force, Fp: Pushing force,
PR: Pad area ratio

Table 2 Properties of tested fluids at t_s

Fluid	Kinematic viscosity (mm ² /s)	Density (g/cm ³)
Petroleum based fluid	30.0 (40°C)	0.849
	14.8 (60°C)	0.838
Kerosene	1.5	0.792
90% Solution	2.3	1.004
95% Solution	1.0	0.999
90% Emulsion	0.73	0.996
95% Emulsion	0.68	0.997

90%: deionized water/concentrate = 9/1,
95%: = 19/1

Compositions of the concentrates: solution type — polyalkylene glycol 30 w%, fatty acid amine salt 25 w%, water 39 w%; emulsion type — mineral oil 29 w%, water 66 w%.

厚さ検出器 (ギャップセンサ) の略である。これらを含め、実験方法、計測器などは、前報²⁾と同一である。供試作動流体の動粘度と密度をTable 2に示す。表には、比較の便宜上、既報の作動流体についても示してある。なお、90%は原液を1:9、95%は1:19の割合でイオン交換水により希釈したことを示す。

4. 実験結果および考察

すきま厚さ h の変動波形をFig.3~6に示す。V. P. 3について90%エマルジョンを例にとると、 $p_s = 11.8$ MPa, $n = 1500$ rpmではG. S. 1 (h_1) が全振幅として3~4 μ mの変動、G. S. 3 (h_3) で1~2 μ mである。圧力の増大につれ変動も大きくなるが、回転数については500rpmで同程度、3000rpmでは小さくなる。

Fig. 3 Traces of fluid film thickness h (V.P.3, 90% Emulsion, 1500 rpm, 11.8 MPa)

Fig. 4 Traces of fluid film thickness h (V.P.3, Kerosene, 1500 rpm, 14.7 MPa)

Fig. 5 Traces of fluid film thickness h (V.P.4, 90% Emulsion, 1500 rpm, 11.8 MPa)

Fig. 6 Traces of fluid film thickness h (V.P.4, Kerosene, 1500 rpm, 14.7 MPa)

90%ソリューションでの変動は、90%エマルジョンにはほぼ同じであるが、灯油での変動は相当小さい。V.P.4の場合、90%エマルジョン ($p_s = 11.8 \text{ MPa}$, $n = 1500 \text{ rpm}$) で1回転当りピストン本数の2倍の14山の変動があるが、歳差運動は認められない。変動の全振幅はG.S.2 (h_2) が最大で $25 \mu\text{m}$ を上回る。 p_s の増大につれ振幅も増すが、回転数 ($n = 500 \sim 3000 \text{ rpm}$) による差は認められない。ただし、3000rpmでは波形が整っている。90%エマルジョンに比べて95%エマルジョンの変動振幅はほぼ同じ、灯油は多少大きく、90%ソリューションも大きい。作動流体、運転条件を同一として、V.P.3と4を比較すると、変動はいずれも外周パッドのない後者がかなり大きい。なお、Fig.6のG.S.2の最小値が負値となっているが、これは前報に記したように、検出位置の関係から生じるのであって、金属接触や誤差を意味しない。

Fig. 7 Film thickness versus inlet pressure P_s for V.P.3

Fig. 8 Film thickness versus inlet pressure P_s for V.P.4

h の平均値と入口圧力の関係をFig. 7 と 8 に示す。実験は回転数一定の下に、 p_s を増大させ、ついで減少させる順序で行っているが、 h の値は p_s の増減で差を生じる。このため、図中に矢印で順序を示した。全体として、増圧過程に比べ減圧過程での h が大きい。この履歴現象は、石油系作動油ではあまり目立たなかったが、灯油を含め高含水作動液ではいずれも認められた。また、 p_s の増大につれ h の増大する傾向は、作動油の場合を除き、一般に認められた。なお、すでに指摘したように、G.S. 2 での平均すきまが最も大きくなる。図中の h_s は、すきまが一樣で半周分から漏れを生じるとして算出した等価すきまである。すなわち

$$h_s = \left[\frac{12 \mu Q}{\pi p_s} \frac{\ln(R_2/R_1) \ln(R_4/R_3)}{\ln(R_2/R_1) + \ln(R_4/R_3)} \right]^{1/3} \quad (1)$$

ここに、 μ : 粘度。

本実験装置では、Oリングによってピストンまわりの漏れを防止し、弁板・シリンダブロック間の漏れ流量を測定しているが(測定流量の $1/2$ を単 1 の摺動部の Q としている)、 Q と p_s の関係をFig. 9 と 10 に示す。

Fig. 9 Leakage flow rate Q versus P_s for V.P.3

Fig. 10 Leakage flow rate Q versus P_s for V.P.4

外周パッドのあるV. P. 3 では、高粘度の場合ほど Q は小さくなり、特に 1500 rpm ではほぼ逆比例の関係となっている。つまり、すきま厚さはほぼ同一となっている(Fig. 11)。V. P. 4 については、6 種の作動流体の比較を示した。 Q が著しく小さい作動油を除くと、粘度の影響はあまり認められない。しかし、比較的高圧領域では、粘度最大の90%ソリューションで Q も最大、最小粘度の95%エマルジョンで最小となっている。Fig. 12 に等価すきま厚さを示す。90%ソリューションの h_s の大きいことが認められ、また作動油の h_s は小さく、作動液とは傾向の異なることが分る。

Fig. 11 Equivalent film thickness h_e versus P_s for V.P.3

Fig. 12 Equivalent film thickness h_e versus P_s for V.P.4

すきま厚さの変動に着目すると、V.P. 3では開離力の不足分をパッド部のくさび膜効果に、V.P. 4では絞り膜効果に依存していることが分る。

軸トルク T 、弁板温度 t と p_s の関係を、作動流体をパラメータとして Fig. 13, 14 に示す。 T は測定値を $1/2$ とした単 1 の摺動部に対する値である。粘度が大きいほど T の値は大きく、特に作動油 (V.P. 4) では、作動液の 2 倍以上で傾向も異なる。作動液の場合、V.P. 3 では p_s につれ T も増大傾向にあるが、V.P. 4 では逆に減少する傾向が認められる。弁板温度は、作動液では t_s との差異はわずかであるが、作動油では t_s より相当上昇している。これは、作動液が低粘度であること (結果として Q が大きく T は小さい) および熱物性値の大きいことにより説明できる。灯油の t が作動液より大きいのは、熱物性値としては作動油に近いことによる。

Fig. 13 Valve plate temperature t and shaft torque T versus P_s for V.P. 3

Fig. 14 Valve Plate temperature t and shaft torque T versus P_s for V.P. 4

損失動力 L を測定値から

$$L = p_s Q + 2\pi n T \quad (2)$$

として算出した結果を、Fig. 15, 16 に示す。すべての作動流体についての結果を求めた V.P. 4 の場合、 p_s が

約 7 MPa 以下では、作動油の L は作動液より大きくなる。作動液の中では、95% エマルジョンが小さい。 L は回転数 n の増大につれ増大するが、 $n = 500$ rpm と 1500 rpm との差はわずかである。1500 rpm の場合、V.P. 3 と 4 での L は、灯油、90% ソリューションがほぼ同じ、95% ソリューションと 90% エマルジョンとは、V.P. 3 の方が大きく、 $p_s = 10$ MPa での値は 90% ソリューションの約 2 倍となっている。

5. 理論的検討

弁板とシリンダブロック間のすきま厚さについては、筆者の 1 人が理論解析を行っている³⁾。その理論と今回の実験結果との比較を試みることにする。ただし、理論が平均のすきま形状 (流体膜形状) を求める解析であるため、すきま厚さの変動しない、すなわち定常的なくさび膜の形成された場合を比較の対象とする。

Fig. 15 Lost power L versus P_s for V.P. 3

Fig. 16 Lost power L versus P_s for V.P. 4

つまり, Fig. 17 に示す流体膜形状

$$h = h_0 + \alpha r \cos(\theta - \varphi) \quad (3)$$

のパラメータ (h_0, α, φ) が一定である場合を扱う。ここで, $h_0: r=0$ での膜厚さ, α : 膜の傾き角, φ : h の最大方位角である。また, 軸の扱いに対する資料を得るため, ここではモーメントを支持できる軸としての取扱い⁴⁾を展開する。

本実験装置では, Fig. 1 に示したように, 容易に省略できるシリンダブロックなどの自重を除いて軸荷重はなく, 弁板—シリンダブロック間の摺動部は2個所に設けられ, ギャップセンサを設置した摺動部側の軸端はニードル軸受で, 他端は玉軸受によって支持されている。

さて, 軸の断面2次モーメントが I で一様, そのヤング率を E とし, さらに $l_2 \div l_1'$ であるので (Fig. 18), 両端固定のはりとして扱えば, 軸がシリンダブロックに及ぼすモーメント $(M)_s$ は, 例えば

Fig. 17 Fluid film shape

$$\left. \begin{aligned} (M_y)_s &= k\phi_y \\ k &= -EI/l_1(l_1 - l_2) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

と表わせる。ここに, k : 軸のばね定数であり, また $\phi_y = \alpha \cos \varphi$

玉軸受側を「支持」, すなわち「一端固定他端支持」として扱うと

$$k = -\frac{4I^3EI}{3(l_1^2 - l_2^2)(l^2 - l_2^2)} \quad (5)$$

となる。

本実験装置の場合, シリンダブロックと軸との結合は, 弁板側がスプライン, 他端にはめ合い部があるため, シリンダブロック両端面で軸と接触する, すなわ

ちシリンダブロック長手方向の中央を l_1 と定める。具体的に数値を代入すると, 両端固定の軸として

$$\bar{k} = 0.102$$

玉軸受を支持端とした扱いでは

$$\bar{k} = 1.25 \times 10^{-3}$$

Fig. 18 Moment acting on shaft

となる。なお, 後者の扱いでスプライン部中央で接触すると仮定すれば, $\bar{k} = 3.08 \times 10^{-3}$ となる。念のため, この値とモーメント支持をしないとした扱い ($\bar{k} = 0.0$ に相当) についても検討を加える。ただし, $\bar{k} = k / 6\mu\omega R_c^3 (R_c/H)^3$ により無次元化している*。

シリンダブロックに作用する力 (モーメント) のつり合い式は, 定常状態に対し

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_x)_s + (\bar{F}_x)_l &= 0 \\ (\bar{M}_x)_s + (\bar{M}_x)_l + (\bar{M}_x)_l &= 0 \\ (\bar{M}_y)_s + (\bar{M}_y)_l + (\bar{M}_y)_l &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

となる⁴⁾。ここに, $F = F / 6\mu\omega R_c^2 (R_c/H)^2$: 力, $M = M / 6\mu\omega R_c^3 (R_c/H)^2$: モーメント, x, y, z : 膜厚方向を z 軸とした座標, $(\cdot)_s, (\cdot)_l$: それぞれ弁板上の流体膜, 荷重が及ぼす力 (モーメント)。

軸のばね作用として, $(M_x)_s, (M_y)_s$ は, 式(4)のように書けるから, 式(6)は

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_x)_s + (\bar{F}_x)_l &= 0 \\ (\bar{M}_x)_s + (\bar{M}_x)_l - \bar{k}\phi_x &= 0 \\ (\bar{M}_y)_s + (\bar{M}_y)_l + \bar{k}\phi_y &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

となる。ここに

$$\phi_x = \bar{\alpha} \sin \varphi, \quad \phi_y = \bar{\alpha} \cos \varphi, \quad \bar{\alpha} = \alpha R_c / H$$

弁板—シリンダブロック間の圧力分布に基づく値 $(\cdot)_s$ については, リングパッドとした扱いを採用する³⁾。荷重 $(\cdot)_l$ については, 次のように扱う。本実験装置では, ①ピストンとシリンダ壁間に作用する摩

* μ : 粘度, ω : 軸角速度, R_c : 弁板ポートピッチ円半径, H : 代表すきま厚さ

擦は、高圧流体の流入する油圧モータ状態に対応すること、②この摺動部にはリング（バックアップリング付）が漏れ止めとして装着されており、また背中合せのピストン間にもリングがあること、③リングの摩擦状態およびスプライン軸とシリンダブロックの結合状態は、弁板上の流体膜形状に影響すること²⁾、が指摘できる。このため、パッドの取扱い上の仮定も摩擦に含めて検討した結果、定常的なくさび膜の形成される条件から

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_x)_1 / \pi \bar{r}_p^2 \bar{p}_s &\doteq -3.30 \\ (\bar{M}_x)_1 / \pi \bar{r}_p^2 \bar{p}_s &\doteq 2.1 \\ (\bar{M}_y)_1 / \pi \bar{r}_p^2 \bar{p}_s &\doteq 0.174 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

であるとするのが妥当と認められた。ここに、 $\bar{r}_p = r_p / R_c$ ：ピストン半径、 $\bar{p}_s = p_s / 6\mu\omega(R_c/H)^2 = p_s^*/S_0$ ($\bar{p}_s^* \equiv 1$)、 S_0 ：作動時の動圧と静圧との比を表わすパラメータ、

摩擦がないとすれば、式(8)の右辺は、順に-3.50、

2.33、0.0であるから、この差異が摩擦に基づくことになる。シリンダ内に高圧流体が流入する際に、リングはつぶされ、その摩擦が強く作用するはずである。したがって、一つのシリンダ室に高圧流体が流入しはじめてから、次のシリンダ室にそれが流入するまでの期間に摩擦力が作用するとして、上記の修正量を算出している。

Fig. 2 に示す弁板パッド間の4個所で流体膜厚さを測定しているため、理論値としても測定点での膜厚さを算出した。Table 3 に軸のばね効果の影響を示す。なお、測定値の誤差は、変動を考慮すれば $\pm 1 \mu\text{m}$ 程度である。

表から「両端固定」($\bar{k} = 0.102$)は測定値との差が大きく、扱いが妥当でないことが分る。「一端固定他端支持」および「軸のばね効果無視」は、ほぼ同じ結果となった。Table 4 は、作動油と95%ソリュージョ

Table 3 Effects of shaft elasticity on film thickness: Comparison of theoretical results with experimental results

h μm	measured	Calculated, $\bar{k}$			
		0.0	1.25×10^{-3}	3.08×10^{-3}	0.102
h_1	9.7 ± 1	9.6	9.6	9.6	11.5
h_2	17.8	16.7	16.7	16.7	15.7
h_3	11.4	12.3	12.2	12.2	10.3
h_4	7.0	5.1	5.1	5.1	6.1

V.P. 2, 90% Solution, $P_s = 14.7 \text{ MPa}$, $n = 1500 \text{ rpm}$, $h_0 = 10.9 \mu\text{m}$, $S_0 = 1.19$

Table 4 Comparison of theoretical film thickness with experimental film thickness

V.P.		2			3
Test fluid		Petroleum based, $t_s = 60^\circ\text{C}$			95% Solution, 40°C
P_s	MPa	15.0	9.8	8.8	9.8
n	rpm	4000	1500	500	1500
h_0	μm	15.9	13.0	9.5	8.2
S_0		6.19	5.78	5.00	1.56
h_1	μm	13.9 (14.9)	11.3 (12.4)	8.2 (9.7)	8.3 (9.4)
h_2	μm	18.6 (16.6)	15.3 (14.0)	11.5 (10.0)	14.2 (10.2)
h_3	μm	17.9 (16.9)	14.7 (13.5)	10.8 (9.2)	8.1 (7.4)
h_4	μm	13.2 (—)	10.7 (—)	7.5 (—)	2.2 (5.8)

( ) : measured thickness, $\bar{k} = 1.25 \times 10^{-3}$

ンの場合の比較を示す。 $\bar{k} = 1.25 \times 10^{-3}$ としている。

動圧パッド付の弁板では、流体膜の剛性が不足するために、作動条件に変化を生じると流体膜形状が大きく変化してしまう。この点を検討するために、V.P.2、作動油、 $p_s = 19.7 \text{ MPa}$ 、 $n = 1500 \text{ rpm}$ 、 $h_0 = 11.8 \mu\text{m}$ から出発して、 p_s のみが減少するとして、 h_0 の変化を求めた結果を Fig. 19 に示す。理論値は、 $\bar{k}$ をパラメータとしている。図中の○印は、実験結果から算出した等価すきま h_e であり、膜形状が一樣でないから、 h_e は h_0 より大きくなる。

Fig. 19 Fluid film thickness at center h_0 versus P_s

$\bar{k} = 0.102$ の場合、 h_0 はほぼ一定であるが、他は p_s の減少につれ増大する。すでに報告した測定値¹⁾では、 p_s の減少につれ h_0 は増大するが、その割合は $\bar{k} = 3.08 \times 10^{-3}$ と 0.102 との間にあると判断される。なお、 α の大きさは、 $\bar{k} = 0.102$ では p_s の減少につれ減少するが、 $\bar{k} = 3.08 \times 10^{-3}$ では 8 MPa までほぼ一定、これより低圧で減少傾向となる。

本章での比較結果から、この種ポンプ、モータの作動範囲にわたって、ピストン—シリンダ壁間の摩擦、軸のばね効果を適切に予測すれば、理論解析は設計上の有用な指針となると判断できる。

6. むすび

ソリューション形とエマルジョン形高含水作動液ならびに低粘度鉱油である灯油を用いて、ピストンポンプの弁板とシリンダブロック間の摺動部の特性を実験的に調べ、すでに報告した石油系作動油の場合と比較した。

さらに、動圧パッド付弁板に対する理論解析結果を利用して、この摺動部の流体膜形状を求め、測定値と比較した。

ここに報告した実験は、日本油空圧学会、油圧ポンプ・モータの潤滑研究委員会の活動の一環として実施されたものであり、供試弁板とシリンダブロックについては、日本製鋼所（当時）杉岡 勲博士のご尽力を頂いた。ここに記して謝意を表します。

文 献

- 1) 山口・土本：ピストンポンプにおける弁板・シリンダブロック間の潤滑特性、油圧と空気圧、13-1 (1982), 55/60.
- 2) 山口・水野：同上（第2報、ソリューション形高含水作動液の場合）、油圧と空気圧、14-6 (1983), 426/432.
- 3) 山口：ピストンポンプ・モータにおける弁板・シリンダブロック間しゅう動部の特性（第1報、動圧パッド付弁板）、日本機械学会論文集B, 51-469 (1985), 2926/2930.
- 4) Yamaguchi, A. and Shimizu, S.: Design method for fluid lubrication on valve plate of axial piston pumps and motors, Proc 7th Intern Fluid Power Symp., Pap. 3 (1986), 19/28, BHRA.