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** 土 本 正 明***

Bearing Seal Characteristics of the Oil Film between a Valve Plate and a Cylinderblock of Axial Piston Pumps*

Atsushi Yamaguchi**, Masaaki Tsuchimoto***

As a part of a joint research by the Research Committee on Lubrication of the Japan Hydraulics Pneumatics Society, an experimental study was made of the bearing/seal characteristics of the oil film between a valve plate and a cylinderblock of axial piston pump and motor, and the results obtained are reported.

With a test apparatus simulating the oil film of an actual pump and motor, oil film thickness, leakage flow rate, valve plate temperature and shaft torque were measured on the following test parameters, 4 types of valve plate with different sealing and/or pad area, shaft rotational speed 500 – 4000 rpm, inlet pressure 20 MPa and below, petroleum base hydraulic fluid (inlet temperature 40°C (kinematic viscosity 30.0 mm²/s), 60°C (14.5 mm²/s)).

As a result, the effect of these parameters on the oil film thickness, and its fluctuation, the power loss and the degree of wear was made cleared.

1. はじめに

容積式のポンプやモータでは、摺動部の状況が機器の特性、性能と密接に関連するから、摺動部の挙動を把握することが重要となる。ピストンポンプ、モータにおいては、弁板とシリンダブロック間の摺動部は、特に重視されるものの一つである。

弁板・シリンダブロック間の摺動部に関しては、押付け力と開離力（シール部のスラスト軸受としての負荷容量）の割合の選定¹⁾、まゆ形ポート（シール部）まわりの圧力分布²⁾、模型試験装置による実験的研究³⁾、特殊な静圧軸受を設けた場合の特性⁴⁾、動圧効果を一般的に含めた研究⁵⁾、軸やケーシングの剛さの影響を論じた研究^{6,7)}、などがある。しかしながら、実際に

近い状態で、この摺動部の挙動を実験的に詳しく検討した研究はないようである。

一方、日本油空圧協会 油滑研究委員会は、弁板・シリンダブロック間の摺動部特性の解明を共同研究テーマの一つとして選定し、著者らが実験を担当することとなった。その主目的は、押付け力と開離力の割合やパッド面積など設計上のパラメータ、作動条件が油膜厚さ、漏れ流量などに及ぼす影響を詳しく調べることにあった。

2. 記 号

h : 油膜厚さ
 h_e : 等価油膜厚さ
 n : 回転速度
 P : 圧力（ゲージ圧）
 P_s : 入口圧力
 Q : 摺動部漏れ流量
 $R_1 \sim R_6$: 弁板寸法（図2参照）
 T : 軸トルク

* 昭和56年7月24日 原稿受付

** 横浜国立大学工学部

*** 久保田鉄工会社

**** 油圧と空気圧 Vol. 13, No. 1

t : 測定弁板温度

t_p : 入口油温

3. 実験装置および方法

実験装置には、図1に示すように、弁板・シリンダブロック間の摺動部が2箇所設けられ、平均的な特性を求めやすくしてある。ピストンは、機械的に往復動を行わないので、加圧した作動油を入口から送り込み、ほぼ大気圧である出口に吐き出す構造となっている*。

供試弁板の形状および寸法を図2、表1に示す。記述上、弁板を意味するV. P.の番号により区別してあるが、加工の便宜上、シリンダブロック摺動面を順次加工し、1種類の弁板と組合わせて実験を行った。もちろん、シリンダブロックの加工に合わせて、弁板の摺動面もラップ仕上げした。弁板はSUJ2、シリンダブロックはHBsBD-N製である。

V. P. 1と2では、開離力／押付け力の影響を調べることができる。すなわち、近似的に、押付け力 F_p を(シリンダ内圧力)×(シリンダ断面積)×(ピス

Fig. 1 Test apparatus

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

* ピストン、シリンダ壁面の漏れを防ぐため、Oリングを用いている。

Table 1 Dimensions of tested valve plate
(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	50.5	
R ₆	60.0	60.0	54.5	

トン本数)／2と定義し、開離力 F_o はシール部の高圧側の角度 π について、圧力分布が周方向に変らないとして

$$F_o = \frac{\pi}{4} P_s \left[\frac{R_1^2 - R_2^2}{\ln(R_2/R_1)} + \frac{R_4^2 - R_3^2}{\ln(R_4/R_3)} \right] \dots\dots\dots (1)$$

で定義するとき、比 F_o/F_p はV. P. 1に対し0.966、V. P. 2に対し0.896となっている。V. P. 2～4では、 $F_o/F_p = 0.896$ であり、パッド部面積の影響を調べることができる。V. P. 3のパッド部面積は、V. P. 2の約1/4であり、V. P. 4ではパッド部はない。

油膜厚さは、うず電流式センサ(図ではG. S.と略記)を図2のGS1～4に取付けて測定した。番号は低圧側ポートの中間を1番とし、シリンダブロック回転方向に4番までを送ってある。センサ(G. S. 1～3)は電子応用のAEC-1515-5P05を用いた(G. S. 4は旧形式であり、温度ドリフトが大きいので、本報告には採録していない)。第1段階の検定はシリンダブロックと同一直径、同一材質の円筒をターゲットとして、恒温槽内でセンサを取付けた弁板とターゲットの円筒との間にすきまゲージをはさむ方法により行った。ターゲットの粗さ、平坦度の影響を避けるため、位置を変え、数回の平均値を求めた。このようにして得られた60℃における検定曲線を図3に示す。

弁板を試験装置に装着すると、零点が移動した。このため、以下の手順により、すきまの基準値を定めた。装置出入口圧力を同一(2～3MPa)とし、 $n=500$ rpm(停止状態では、GS2の値がシリンダポート位置との関係で変化するため)、 $t_p=t$ の状態では摺動部漏れ流量 Q を測定する。このとき、油膜厚さ h_o は一定様と考えられるので

$$h_o^3 = \frac{6\mu Q}{\pi P_s \left[\left\{ 1/\ln(R_4/R_3) \right\} + \left\{ 1/\ln(R_2/R_1) \right\} \right]} \dots\dots\dots (2)$$

により h_o を求め、センサ出力が h_o を与えるとしてすきまの基準値とした。ここに μ は粘度である。このように定めた基準値前後のセンサ出力は、図3に示す感度を

満たすことを確かめた。なお、温度ドリフトの影響に対しては、基準すきま厚さ h_0 の決定を $t_s=40\sim85^\circ\text{C}$ に対し 5°C の刻みで行い、その補正を行った。

弁板温度は、図1、2に示す位置に銅-コンスタンタン熱電対を設け、測定した。熱電対と弁板の摺動側表面との距離は約 0.5 mm であった。軸トルクは歪式トルク計(容量 $20\text{ N}\cdot\text{m}$)により、回転数は光電式デジタル回転計により測定した。漏れ流量はメスシリンダとストップウォッチにより求め、圧力はブルドレ管を常時検定しながら用いた。

作動油は、ダフニ・ハイドロリック32であり(密度、動粘度を図4に示す)、回路には $10\mu\text{m}$ と $3\mu\text{m}$

の管路用フィルタを直列に用いた。

実験方法は次の通りである。タンク油温を設定温度まで高め、ついで P_s を 3 MPa 程度として装置本体へも循環させる。通常は、無段変速機駆動の下で回転速度を一定とし、入口圧力を変えて油膜厚さ等を測定した(出口圧力はほぼ大気圧である)。圧力の設定を変えてから30分間は同一運転状態を保持し、弁板温度、軸トルクが落ち着いて後、測定を開始した。圧力は低圧から $1\sim3\text{ MPa}$ の間隔で、最高圧力 20 MPa まで上げ、ついで同様に下降させた。

4. 実験結果および考察

油膜厚さ h と軸トルク T の変動波形を図5~7に示す。回転速度、圧力をほぼ同一とした場合の波形であるが、弁板の相違により変動の様子は異なる部分が多い。 h については、図5のV.P.1が最も変動が大きく、その中でも低圧から高圧への切替わり部にあるG.S.2が大きく変動する。すなわち、この場合、高圧まわりポート中央の油膜厚さ(G.S.3)はほぼ一定で、低圧

Fig. 3 Characteristics of gap sensor

Fig. 4 Properties of used hydraulic fluid

Fig. 5 Traces of shaft torque T and oil film thickness h for valve plate 1 (P_s : inlet pressure, t_s : inlet temperature)

Fig. 6 Traces of T and h for valve plate 2

Fig. 7 Traces of T and h for valve plate 3

ポートから高圧ポートへのランド部の油膜厚さ (G.S. 2) はシリンダ位置に応じ変化し、それにもない低圧ポート中央でも、ある程度の厚さの変動を生じていること (G.S. 1) が分る。G.S. 1 の変動は G.S. 2 の大きい方の変動 (1 回転当りピストン数 7 に対応する) に同期している。図には示していないが、G.S. 4 の位置では、油膜厚さの変動振幅は G.S. 1 のそれにほぼ等しく、位相は G.S. 2 の小さい方の変動 (1 回転当り 7 山) に同期している。図 6 に示す V.P. 2 では、変動は最も小さくなっている。なお、V.P. 1 (1500 rpm 以上)、V.P. 4 では、1 回転を 1 周期とするみそすり運動が認められた。ただし、V.P. 4 では、センサ先端とターゲットであるシリンダブロックの間に距離があるため (約 1 mm)、定量的な検討は行っていない。

T についても、V.P. 1 と V.P. 4 がほぼ同程度の振幅を示し、V.P. 2 と 3 は小さい。1 回転当りの山数は、V.P. 4 では 2 山が明瞭となっている。ただし、山数は 30 分間の保持の間に変化することもあり、また条件によっては、ピストン数に等しい場合も観測されている。

図 8 に、V.P. 2 の場合の t , T を p_s に対してプロットした。他の弁板についても、基本的には同じ傾向が認められる。 T は p_s , n の増大につれ増大し、作動油粘度も影響を及ぼしていることが分る。なお、図示の T は測定値を 2 分した単一の摺動部に対する値である。一方、 t は V.P. 1 ~ 4 に対して、 $n = 500$ rpm を除き、すべて下側に凸となっている。これは低 p_s では nT に比べ Q が小さいためであり、高 p_s では圧力エネルギーの熱エネルギーへの変換が目立つようになるためであろう。 $n = 500$ rpm の場合は、摩擦動力が周囲への伝達熱量に比べ小さいことによる。また、いずれの弁板でも、 $n = 500$ rpm での t_s の差 20°C に比べ、 t の差は小さくなっている。なお、測定 2 点間における弁板温度差は 1°C 以内であり、図にはその平均値を示した。

Fig. 8 Valve plate temperature t and T vs. p_s for valve plate 2 Fig. 9 t and T vs. valve plate type

弁板による T , t の差異を形式的に、図 9 に示す。 T に対する V.P. 1 と 2 の差は、この場合、摺動面積よりも油膜厚さの効果が大きいことを、V.P. 2 ~ 4 については、油膜厚さよりも面積の効果の大きいことを示している。V.P. 2 ~ 4 の t は、 T と Q の関係から説明される。

V.P. 2 の Q (単 1 の摺動部に対する値を示している) と p_s の関係を図 10 に示す。他の弁板についても、基本的には、同じ傾向が認められる。油膜厚さ h が一定、一定であれば、 Q は p_s に比例するが n にはよらないはずである。この実験では、 Q はほぼ n に比例して増大しており、 h が n の影響を受けていることが分る。また、弁板による差異が大きいことが、図 11 より分る。

図 12 に V.P. 2 に対する h と p_s の関係を示す。G.S. 1 ~ 3 は、1 例を図 6 に示した変動波形を単純に平均した値である。低 p_s において測定値間の差が大きく、高 p_s では小さくなる傾向は、本実験のほぼすべての測定結果について認められる。また、高 p_s になるにつれ、 h は押付け力の絶対値が増大するため減少する。図示の h_s は、油膜厚さが一定、一様であり、 Q が弁板高圧側

Fig. 10 Flow rate at the clearance between valve plate and cylinderblock Q vs. p_s for valve plate 2

Fig. 11 Q vs. valve plate type

(a) 1500 rpm

(b) 500, 4000 rpm

Fig. 12 Oil film thickness vs. p_s for valve plate 2

ポート（有効角度 π とする）から流出すると仮定して

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

より算出した等価油膜厚さである。ただし、 μ として大気圧、温度 t における値を用いている。図 12 において、 h_s と GS 1～3 の測定値は、ほぼ妥当な関係にあり、V.P.1 でも同様である。しかし、V.P.2 でも $t_s = 40^\circ\text{C}$ の場合は、高 p_s で h_s の方が測定値より大きな値となる。これには、 t と t_s の差が大きいため、摺動部の熱変形が影響していると考えられる。図 13 は V.P.3 の場合であるが、測定値より h_s が大きくなっている。同様の差は、V.P.3 のすべての測定結果について認められた。V.P.3 では検定時にもバラツキが大きかった。この主要な原因としては、センサ径に比べターゲットとなるパット部の幅が約 1 mm 狭いことが考えられる。図 14 には、V.P.4 に対する h_s を示す。V.P.2, 3 の h_s に比べ、図示の h_s は相当に小さくなっており、V.P.4 の Q が小さいことが、このことから示される。

性能面の検討上、この摺動部に生じる損失動力が問題とされる。このため、漏れ流量にともなう損失動力 $Q P_s$ と摩擦トルクにともなう損失動力 $2 \pi n T$ の和と弁板形状との関係を検討する。損失動力の小さい順に V.P.4, V.P.3, V.P.1 そして V.P.2 となっている。 $p_s = 20 \text{ MPa}$, $n = 1500 \text{ rpm}$, $t_s = 60^\circ\text{C}$ において、その

Fig. 13 Oil film thickness vs. p_s for valve plate 3

Fig. 14 Oil film thickness vs. p_s for valve plate 4

数値は0.32, 0.80, 1.06, 1.13 kWであり、弁板・シリンダブロック間の摺動部の設計が、この種ポンプ、モータの特性に大きく影響することが明らかとなった。なお、 $t_p = 40^\circ\text{C}$ としても、この数値にはほとんど差を生じない。

すでに述べたように、シリンダブロックの加工時に両摺動面をラッピング仕上げしている。最大粗さは1 mmに対し1 μm 以下であった。一連の実験の終了時における最大粗さは、V.P.1ではシリンダブロックおよび弁板シール部が2 μm 程度、弁板バンド部は0.5 μm 以下、V.P.3では弁板シール部が最大2 μm 、他は1 μm であり、当りによる光沢も認められた。V.P.4では、弁板シール部に2 μm 程度の磨耗による凹みが認められた。

シリンダブロック摺動面には、また、キャビテーション壊食が認められた。一つは、シリンダポート間のランド部に深さ5~6 μm のピンホール状に生じた。これは、圧力の切替わり区間において、油膜厚さが変化するために生じたと考えられるが、弁板のポート間には認められなかった。このほか、シリンダポートの後縁部分（回転方向からみて）に壊食が認められた。これは、シリンダ内圧力が低圧から高圧への切替わりの際に、弁板高圧側ポートからシリンダ内に向うキャビテーション噴流によって生じたと考えられる。

5. 結 論

摺動面面積4通り、回転速度500~4000 rpm、高圧側圧力20 MPa以下、入口油温40, 60 $^\circ\text{C}$ 、作動油ダフニハイドロリック32の実験条件の下で、弁板・シリンダブロック間の摺動部特性を実験的に調べた。得られた主な点は、次の通りである。

- i) シール部およびバンド部面積は、この摺動部の油膜厚さ、その変動、損失動力および磨耗の程度に、大きく影響を及ぼす。
- ii) 一般に、押付け力が開離力を上回るように、摺動面面積を定めるので、圧力の増大は油膜厚さを減少させる方向に作用するが、回転速度の増大は油膜厚さを大きく増大させる。したがって、高回転速度では、

摺動部からの漏れ流量が著しく増大する。

iii) 油膜厚さの変動は、弁板の高圧と低圧の切替わり区間で大きく、高圧ポートの中間（周方向の）では小さい。

iv) 押付け力と開離力との差は、主にポート部の動圧効果によって保持されると推定されるが、等価油膜厚さと油膜厚さの実測値との比較から、熱変形の影響に留意する必要性が示された。

本研究は、日本油圧協会 潤滑研究委員会（主査 杉岡敏氏）の共同研究の一環として行ったものであり、装置を製作された日本製鋼所 杉岡、小曾戸両博士ならびに本研究に関して教示、ご討論を頂いた委員各位に謝意を表します。また、実験に際して、当時の横浜国立大学学生 熊谷典夫、池田一彦両君の助力を得たことを記し、謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) G. Hibbert et al. : The balancing of piston and valve plate forces in axial-piston pumps and motors, 2nd Fluid Power Symp. (1971), G2-13/14
- 2) 山口：アキシアルプランジャポンプ、同モータのバルブプレート上の圧力分布、生産研究、18-7（昭41）、186-188
- 3) D. Reddy and B. S. Nau : The design and performance of an axial piston machine valve plate : A hybrid bearing/seal with superposed dynamic and eccentric loads, Proc. Tribology Conf. (1972), C85, 41/47
- 4) 小曾戸：アキシアルピストンポンプ・モータの間欠給油機構に関する研究、機論、（第1報）37-294（昭46）、313/321；（第2報）38-310（昭47）、1447/1455
- 5) 上原、石原、赤坂：アキシアルピストンポンプのしゅう動面における軸受スラスト、機論、40-332（昭49）、（第1報）1201, 1210、（第2報）1211/1221、（第3報）1222, 1230
- 6) C. J. Hooke et al. : A note on the effect of shaft and casing stiffness on the portplate lubrication film of a particular slipper-pad axial piston pump, 4th Intern Fluid Power Symp., B2-21/28 (1975)
- 7) K. Foster, et al. : The effect of structural distortions on the performance of port plates in axial piston pumps and motors, Conf Stress Anal Group, Inst Phys Comput Dev, Exp Numer Stress Anal, Pap. no. 9 (147/159), (1976)