

斜板式アキシャルピストンポンプの熱潤滑特性* (シリンダブロック, 斜板, 弁板の温度の同時測定)

風 間 俊 治*¹, 佐々木 隼 斗*²

Thermal Lubrication Characteristics of Swash-Plate Type Axial Piston Pumps (Simultaneous Measurement of Temperatures in Cylinder-Block, Swash-Plate and Valve-Plate)

Toshiharu KAZAMA*³ and Hayato SASAKI

*³ Department of Mechanical Systems Engineering, Muroran Institute of Technology,
27-1 Mizumoto-cho, Muroran-shi, Hokkaido, 050-8585 Japan

Temperatures of the three bearing/seal parts of an axial piston pump were measured simultaneously. Five thermo-couples were embedded in the cylinder-block, four thermo-couples were in the swash-plate and four thermo-couples were in the valve-plate. Two platinum thermo resistances were placed in the suction and delivery conduits. A hydraulic mineral oil with ISO VG22 was used as the test fluid. The maximum discharge pressure was 20 MPa and the maximum rotational speed was 25 rps. The inlet oil temperature was specified at 20 to 40°C. The cylinder-block temperature at the bottom-dead-center of the piston was high and the temperature at the top-dead-center was low. The difference in the temperatures at both centers became large as the discharge pressure increased. The swash-plate and valve-plate temperatures were high at the delivery side and the temperatures were low at the suction side. The rotational speed less influenced the difference in the maximum and minimum temperatures in the parts. The discharge pressure markedly affected the cylinder-block temperature at the large swash-plate angle.

Key Words: Fluid Power Systems, Oil Hydraulics, Tribology, Lubrication, Axial Piston Pump, Swash-Plate, Cylinder-Block, Valve-Plate, Temperature, Experiment

1. 結 言

安全や環境を重視する観点から, 流体の圧力エネルギーを利用するフルードパワー(油圧)システムに対しても, 一層の信頼性と効率の向上が要請されている。これに応えるべく, 著者はエネルギー変換を司るポンプ・モータのしゅう動部のトライボロジー挙動, 特に, 熱的な潤滑特性⁽¹⁾に着目した。

これまでに, シリンダブロックやピストンなどの主要部品の基本仕様を同一とした回転シリンダブロック式ならびに回転斜板式の斜板式アキシャルピストンポンプを用意して, 圧力や速度などの運転条件を揃えて実験を実施した。具体的には, 吐出し圧力, 回転速度,

斜板角度, 入口油温, 作動油の粘度と種類⁽¹⁾, ピストンすきま⁽²⁾などをパラメータとして, 代表的なしゅう動部である, シリンダブロック, 斜板⁽¹⁾, 弁板⁽²⁾の3箇所の温度を個別に測定した。この方法により, ピストンポンプの熱潤滑特性の一部を示すことができた。しかし, シリンダブロックの回転と非回転による差異や各々独立的な実験に基因する設定条件の差異等により, 計測した各しゅう動部温度の直接的な対応づけについては, 必ずしも十分ではなかったと考えられる。

そこで, これら3箇所のしゅう動部の温度を同時に計測できる供試ポンプとシステムを組上げて, 実際の仕様や運転と同等の条件のもとで実験を行った。本報では, 吐出し圧力, 回転速度, 斜板の傾角, ポンプ入口部の作動油温度などがしゅう動部の温度に及ぼす影響を調べる。

なお, 油圧ポンプ・モータのしゅう動部に対して温度を測定した例には, ピストンポンプ^(3,4)や歯車ポンプ⁽⁵⁾などに対する実験結果がある。しかし, 著者の知

* 原稿受付 2009年4月20日。

*¹ 正員, 室蘭工業大学工学部(☎050-8585 室蘭市水元町27-1)。

*² 室蘭工業大学大学院工学研究科。

E-mail: kazama@mmm.muroran-it.ac.jp

る限り、公表されている文献はきわめて少ない。

2. 主な記号

n : 軸回転速度

p_d : 吐出し圧力

Q_d : 吐出し流量

t : 温度

t_{in} : ポンプ入口油温

v_0 : 押しのけ容積

Δt : 温度上昇 $= t - t_{in}$

η : ポンプ全効率

η_v : ポンプ容積効率

添字

A, B, C, D : 斜板温度測定点

a, b, b', b'', c : シリンダブロック温度測定点

CB : シリンダブロック

SP : 斜板

VP : 弁板

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$: 弁板温度測定点

0 : 基準値, 参照値

3. 実験装置ならびに方法

本実験装置は、供試ポンプとその駆動機械（電動機、インバータ）、計測機器（トルク計、流量計、圧力計、温度計）ならびに油圧補機（バルブ、クーラ、タンク等）で構成された。液圧回路図は、既報⁽¹⁾と同一であったので、ここでは省略する。

供試ポンプには、シリンダブロックが回転する一般的な斜板式アキシャルピストンポンプ（最高使用圧力 21 MPa, 理論押しのけ容積 $10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$ ）を利用した。熱電対の取り付け位置を、ポンプ主要部のポンチ絵により図 1 に示す。シリンダブロックに 5 点、斜板に 4 点、弁板に 4 点の位置へ熱電対を埋め込んだ。熱電対はいずれも K タイプであった。また、温度表示器の指示精度は 0.1°C であった。

シリンダブロックの 5 点の測定点は図 1 に示される a, b, c, b', b'' であった。ここに、a はピストン上死点側、c はピストン下死点側、b はその中間点に対応させた。a, b, c はシリンダブロック中心軸と平行同一直線上に位置つけた。また、b', b'' は b と同一円周上にあり、取り付け角度の位相差はシリンダブロック周方向に $\pm 2\pi/3 \text{ rad}$ であった。熱電対は、ピストン用ボア間の中間位置にシリンダ外周側より直径 1 mm のドリル穴をあけて、埋め込んだ。その信号線を駆動軸の内部を通して、熱電対用アンプを具備した軸端型スリップリングを介して外部に引き出した。

斜板の 4 点の測定点は図 1 の A, B, C, D であり、点 B は吸込み側、点 D は吐出し側に対応させた。熱電対は、スリッパしゅう動面の約 1 mm 下まで斜板の裏面よりドリル穴をあけて差し込み、固定した。

弁板の 4 点の測定点は図 1 の $\alpha, \beta, \gamma, \delta$ であり、点 β は吸込み側、点 δ は吐出し側に対応させた。熱電対は、ポート間およびポート補強部の部位を利用して弁板の側面からドリル穴をあけて取り付けした。なお、供試ポンプは回転シリンダブロック式であり、斜板および弁板は静止部品となる。よって、斜板および弁板に埋め込んだ熱電対の信号線は、直接、ケーシングの外部に引き出した。

供試ポンプは、入力軸トルクを計測するためのひずみゲージ式トルク変換器（定格 20 N.m）を介して、インバータ制御による 3 相電動機（7.5 kW）で駆動した。ポンプ吸込み管路および吐出し管路に白金測温抵抗体を、吐出し管路およびドレン管路にオーバル流量計（各最大流量は 1.11×10^{-3} , $0.556 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ ）を設置した。供試油には、ISO 粘度グレード 22 の鉱油系一般油圧作動油（密度 866 kg/m^3 , 動粘度 $23 \text{ mm}^2/\text{s}$ @ 40°C , $4.4 \text{ mm}^2/\text{s}$ @ 100°C ）を用いた。

実験方法は次の通りであった。始めに、一晚、実験室に置かれた実験装置の計測回路にのみ電源を投入して、その状態で各温度センサの出力を読み、各熱電対の温度補正を行った。次に、ポンプを暖機運転させて、設定するポンプ入口温度まで作動油温度を上昇させるとともに、装置全体の温度を安定させた。

以上の準備の後、吐出し圧力 p_d を大気圧から最高圧力までステップ状に 1 MPa ずつ上昇させて、再び大気圧まで下降させた。各圧力 p_d の設定条件下において、吐出し流量 Q_d 、外部漏れ流量、入力軸トルク、各しゅう動部の温度 $t_a, t_b, t_c, t_b', t_b'', t_A, t_B, t_C, t_D, t_\alpha, t_\beta, t_\gamma, t_\delta$ およびポンプ出口部の作動油の温度 t_{out} を測定した。

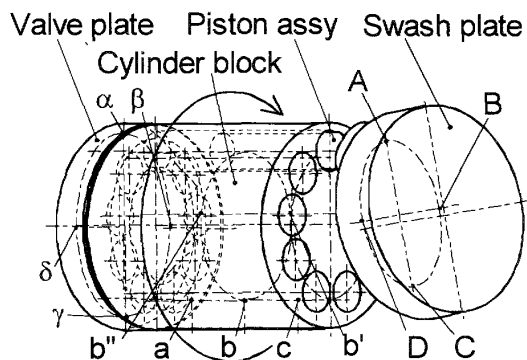


Fig.1 Schematic of test pump and location of thermocouples in cylinder-block, swash-plate and valve-plate

各圧力 p_d における測定の際には、オイルクーラの冷却水量によりポンプ入口油温 t_{in} を、インバータの制御周波数により軸回転速度 n を一定値に保ちつつ、熱的平衡状態における温度を得るために、各しゅう動部の温度が安定するまで十分な時間を掛けた。実験時間は各実験条件に依存したが、圧力 p_d を大気圧から最高圧力まで上昇下降を 1 回往復させる実験に対して 2 ~ 4 時間程度であった。

4. 実験結果ならびに考察

図 2~4 は、それぞれ、シリンダブロック、斜板、弁板の各測定点の温度を、吐出し圧力 p_d に対して示す。実験条件は、ポンプ入口温度 $t_{in}=30\text{ }^\circ\text{C}$ 、軸回転速度 $n=25\text{ s}^{-1}$ 、斜板角度最大（押しのけ容積（目標値） $v_0=10\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{rev}$ ）に設定した。

吐出し圧力 p_d が高くなると、各しゅう動部の測定点の温度 t はいずれも上昇した。図 2 より、シリンダブロックの温度 t_a , t_b , t_c では、ピストンの下死点近傍の点 c の温度 t_c が高く、上死点近傍の点 a の温度 t_a が低かった。これは、ピストンの傾きによる片当りに基づく固体摩擦ならびにタンクから供給される低温油の吸込みとしゅう動面で発熱した高温油の吐出しによる冷却の作用が現れた結果といえる。また、点 b , b' , b'' の温度 t_b , $t_{b'}$, $t_{b''}$ の差異は小さかった。これは、3 点がピストン長手方向の同位置であったことから、妥当な結果といえる。

一方で、図 3 より、斜板の温度 t は点 D で高く、点 B で低かった（点 A の熱電対の信号を得ることができず、未表示）。また、図 4 より、弁板の温度 t は、点 δ で高く、点 β で低かった。なお、点 D および点 δ は吐出し側に、点 B および点 β は吸込み側に対応した。

シリンダブロック (CB) の温度 t_b , $t_{b'}$, $t_{b''}$ 、斜板 (SP) の温度 t_A と t_C (本実験では t_C のみ)、弁板 (VP) の温度 t_α と t_γ の各算術平均を、それぞれ、しゅう動部の代表温度 t_{CB} , t_{SP} , t_{VP} として、ポンプ出口温度 t_{out} も含めて図 5 にまとめる。ここで、代表温度 t_{CB} , t_{SP} , t_{VP} は、図 2~4 の結果より、シリンダブロック、斜板、弁板の各しゅう動部の平均的な温度と見なすことができる。また、温度は、各設定圧力 p_d におけるポンプ入口油温の実測値 t_{in}' との差 Δt ($=t-t_{in}'$) で示す。なお、吐出し圧力 p_d の上昇過程と下降過程における各温度の差異は小さくヒステリシスはほとんど見られなかったので、以下、 p_d の上昇過程（往路）のデータを記載している。

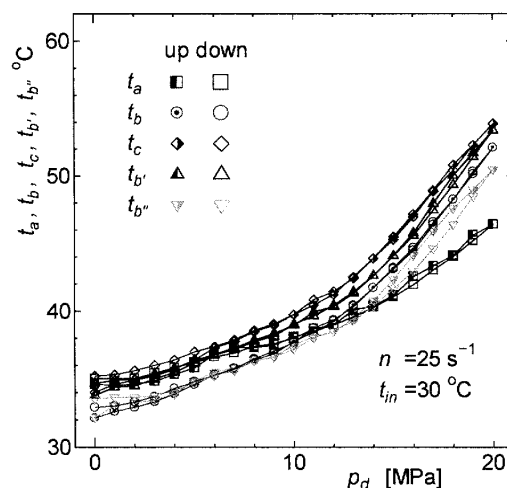


Fig. 2 Cylinder-block temperatures $t_a \sim t_c$ vs. discharge pressure p_d ($n=25\text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $v_0=10\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{rev}$)

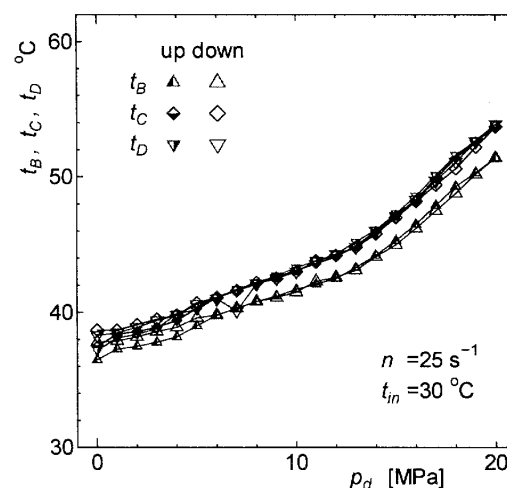


Fig. 3 Swash-plate temperatures $t_B \sim t_D$ vs. discharge pressure p_d ($n=25\text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $v_0=10\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{rev}$)

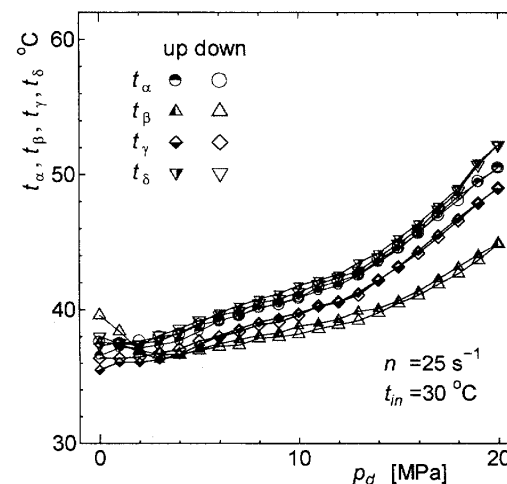


Fig. 4 Valve-plate temperatures $t_\alpha \sim t_\delta$ vs. discharge pressure p_d ($n=25\text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30\text{ }^\circ\text{C}$, $v_0=10\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{rev}$)

圧力 p_d の増加に伴い Δt_{CB} , Δt_{SP} , Δt_{VP} , Δt_{out} は上昇した。とりわけ, Δt_{out} は p_d に対して一次的に上昇した。また, シリンダブロックの温度上昇 Δt_{CB} の変化の割合が大きかった。さらに, $p_d=20$ MPa において, ポンプ出口部の油温上昇 Δt_{out} は高々 4 °C 程度であったが, 各しゅう動部の温度上昇は 20 °C を上回り, 斜板 (Δt_{SP}) においては 24 °C に達した。

図 2~5 の実験におけるポンプ性能線図 (吐出し流量 Q_d , 軸動力 L_T , 容積効率 η_v , 全効率 η) を図 6 に示す。吐出し圧力 p_d の上昇過程 (up) と下降過程 (down) における差異はほとんどなく, ポンプ性能についても再現性はあったといえる。

図 7~9 はシリンダブロックの回転速度 n が, それぞれ, シリンダブロック (Δt_{CB}), 斜板 (Δt_{SP}), 弁板

(Δt_{VP}) の温度上昇に及ぼす影響を示す。装置の仕様上, n が低く p_d が高い条件における実験はできなかった。同図より, n が増加すると, いずれのしゅう動部においても温度上昇 Δt が大きかったこと, n が Δt に及ぼす影響は, 斜板 (Δt_{SP}) で大きく, シリンダブロック (Δt_{CB}) で小さかったことが読み取れる。特に, 低圧域においてシリンダブロックの温度上昇 Δt_{CB} が小さく, 高圧域において弁板の温度上昇 Δt_{VP} が小さかった。また, n に因らず, p_d の影響は, シリンダブロックの温度上昇 Δt_{CB} が最も大きかった。

図 10 は吐出し圧力 p_d と回転速度 n が各しゅう動部の温度分布に及ぼす影響を示す。ここでは, 温度分布の概要を, シリンダブロックは点 c と点 a の, 斜板は点 D と点 B の, 弁板は点 δ と点 β の温度差で評価する。

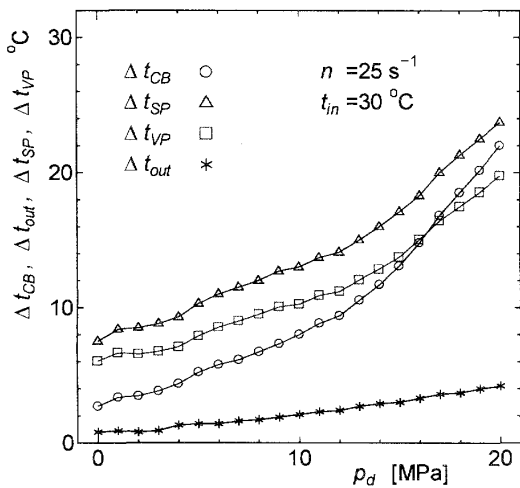


Fig. 5 Average temperature rises Δt_{CB} , Δt_{SP} , Δt_{VP} and outlet temperature rise Δt_{out} vs. discharge pressure p_d ($n=25$ s⁻¹, $t_{in}=30$ °C, $v_0=10 \times 10^{-6}$ m³/rev)

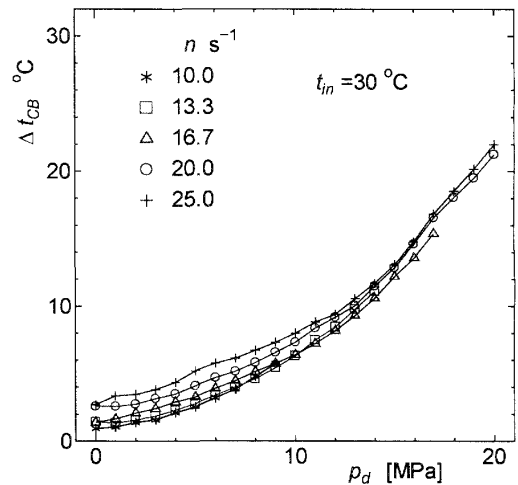


Fig. 7 Effect of rotational speed n on average cylinder-block temperature rise Δt_{CB} ($t_{in}=30$ °C, $v_0=10 \times 10^{-6}$ m³/rev)

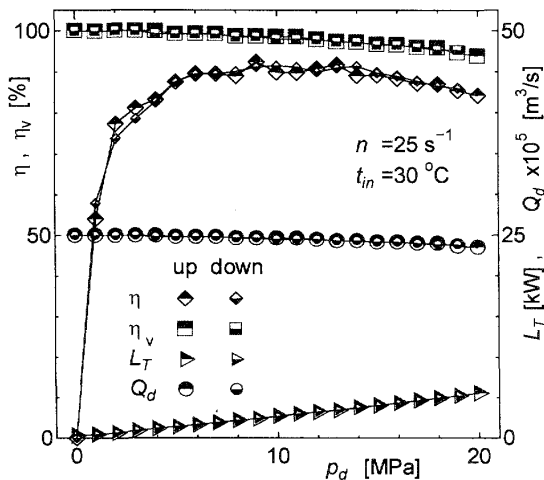


Fig. 6 Performance curve of test pump ($n=25$ s⁻¹, $t_{in}=30$ °C, $v_0=10 \times 10^{-6}$ m³/rev)

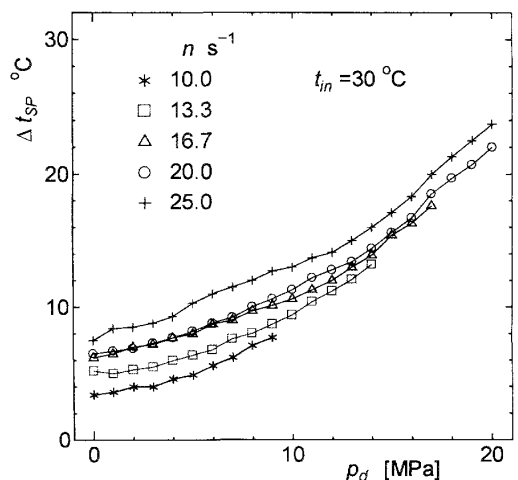


Fig. 8 Effect of rotational speed n on average swash-plate temperature rise Δt_{SP} ($t_{in}=30$ °C, $v_0=10 \times 10^{-6}$ m³/rev)

同図より、基本的に n は温度差 t_c-t_a , t_D-t_B , $t_\delta-t_\beta$ に影響を及ぼさなかったといえる。また、 p_d の増加に伴い、いずれの温度差も増加した。ただし、シリンダブロックや弁板に比して、斜板の温度差 (t_D-t_B) に及ぼす p_d の影響は小さかった。

図 11~13 は斜板の傾角が、それぞれ、シリンダブロック (Δt_a , Δt_c), 斜板 (Δt_B , Δt_D), 弁板 (Δt_β , Δt_δ) の温度上昇に及ぼす影響を示す。斜板傾角は 3 段階 (押し のけ容積 (目標値) $v_0=2.7, 5.3, 10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$) とした。傾角が大きい ($v_0=10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$) 場合、すなわち、吐出し流量が多い場合、吐出し圧力 p_d の増加に伴い、特にシリンダブロックの下死点側で、温度上昇 (Δt_c) が大きかった。

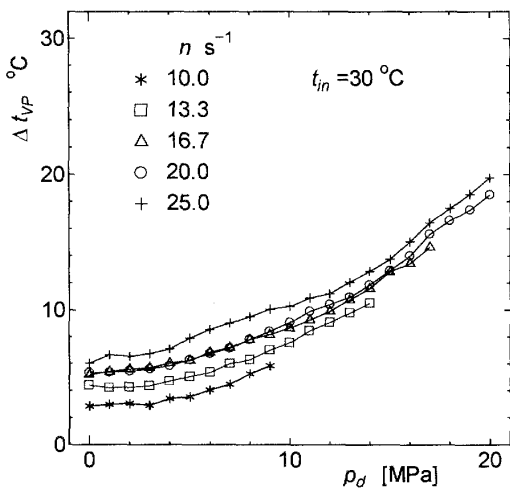


Fig. 9 Effect of rotational speed n on average valve-plate temperature rise Δt_{VP} ($t_{in}=30^\circ\text{C}$, $v_0=10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$)

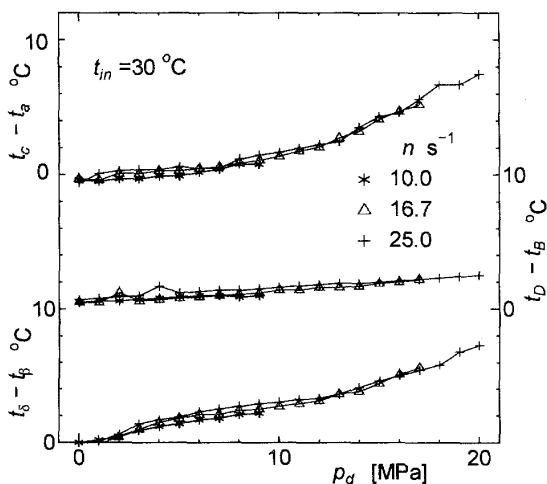


Fig. 10 Effect of rotational speed n on temperature differences of each part ($t_{in}=30^\circ\text{C}$, $v_0=10 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{rev}$)

図 14 はポンプ入口部の油温 $t_{in}=40^\circ\text{C}$ とした場合の、図 15 は $t_{in}=20^\circ\text{C}$ とした場合の各しゅう動部の温度上昇 Δt_{CB} , Δt_{SP} , Δt_{VP} である。入口温度 $t_{in}=20^\circ\text{C}$ の場合、実験は $p_d \leq 12 \text{ MPa}$ の条件に限られた。油温 t_{in} の低い方が、幅広い p_d の条件に亘って、温度上昇 Δt_{CB} , Δt_{SP} , Δt_{VP} は大きかった。ただし、温度の絶対値で見れば、 t_{in} の低い方が各しゅう動部の温度は低かったことになる。

5. 結 言

実機作動条件下における斜板式アキシャルピストンポンプの熱的な潤滑特性を把握するために、シリンダブロック、斜板、弁板の計 3 箇所の温度同時計測を試

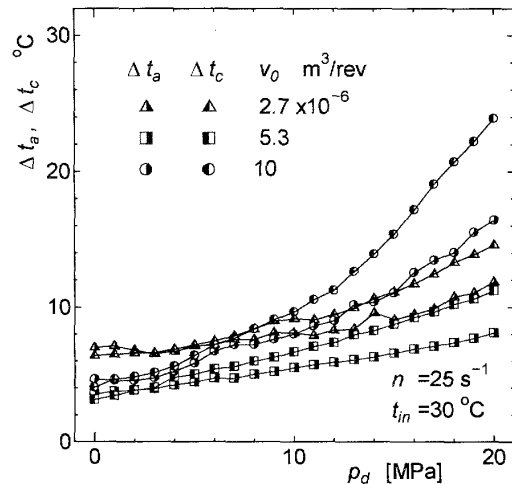


Fig. 11 Effect of swash-plate angle (displacement) on average temperature rises Δt_a and Δt_c of cylinder-block ($n=25 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30^\circ\text{C}$)

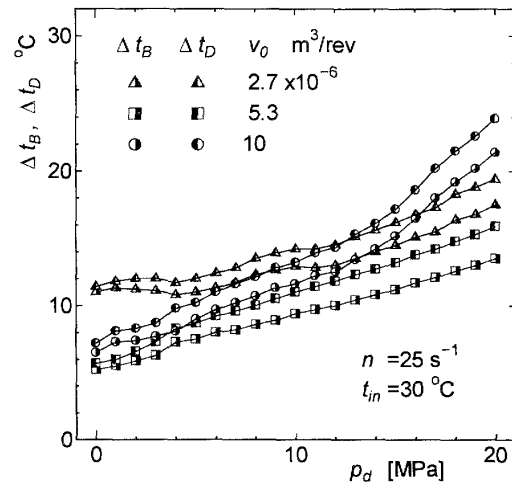


Fig. 12 Effect of swash-plate angle (displacement) on average temperature rises Δt_B and Δt_D of swash-plate ($n=25 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30^\circ\text{C}$)

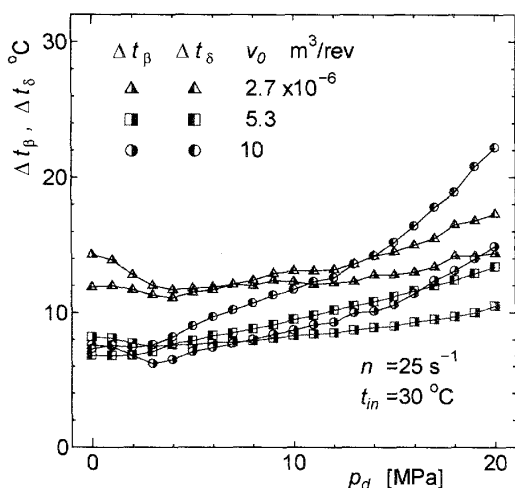


Fig. 13 Effect of swash-plate angle (displacement) on average temperature rises Δt_{β} and Δt_{δ} of valve-plate ($n=25 \text{ s}^{-1}$, $t_{in}=30 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

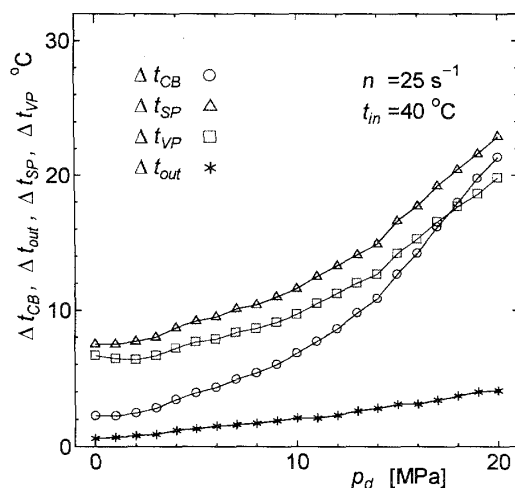


Fig. 14 Average temperature rises Δt_{CB} , Δt_{SP} , Δt_{VP} and Δt_{out} at inlet oil temperature $t_{in}=40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($n=25 \text{ s}^{-1}$)

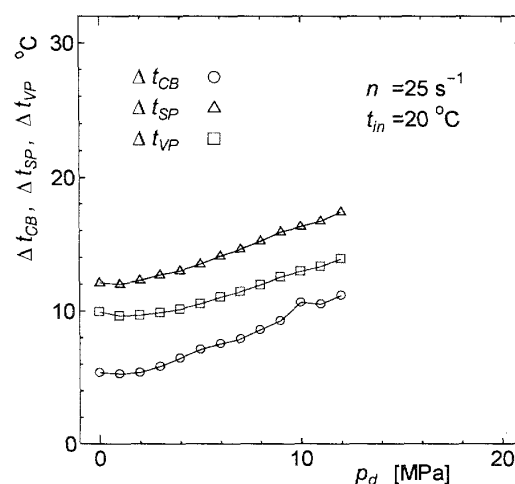


Fig. 15 Average temperature rises Δt_{CB} , Δt_{SP} and Δt_{VP} at inlet oil temperature $t_{in}=20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ($n=25 \text{ s}^{-1}$)

み、本実験において以下の結論を得た。

シリンダブロックのピストン用ボア周囲の温度は、ピストン下死点位置近傍で高く、上死点近傍で低かった。吐出し圧力が増加するほど、両死点間の温度差は大きくなった。斜板および弁板の温度は、吐出し側で高く、吸込み側で低かった。

吐出し圧力の増加に伴う温度変化は、シリンダブロックで大きかった。一方で、回転速度の増加に伴う温度変化は、シリンダブロックで小さかった。ただし、回転速度が、各しゅう動部の高温部と低温部の温度差に及ぼす影響は見られなかった。

斜板角度が大きい場合、しゅう動部温度に及ぼす吐出し圧力の影響は、特にシリンダブロックで顕著であった。また、ポンプ入口温度が低い方が、吐出し圧力の全域に亘り、いずれのしゅう動部の温度上昇も大きかった。

最後に、本装置の製作には、油研工業(株) 大場孝一氏、河原博氏をはじめ、関係各位のご尽力を賜った。本実験には、本学学生 鈴木大河君、鈴木孝典君の助力を得た。本研究の一部には、(独) 科学技術振興機構 平成 19 年度シーズ発掘試験研究の助成を受けた。記して謝意を表す。

文 献

- (1) Kazama, T. and Tsuruno, T.: Thermal Lubrication Characteristics of Swash-Plate Type Axial Piston Pumps (Temperature Measurement of Swash-Plate and Cylinder-Block), *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers, Ser. C*, Vol. 74, No. 738 (2008), pp.425–430.
- (2) Kazama, T., Tsuruno, T. and Sasaki, H.: Temperature Measurement of Tribological Parts in Swash-Plate Type Axial Piston Pumps, *Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, TOYAMA 2008*, CD-ROM, P1/16 (2008).
- (3) Yamaguchi, A., Sekine, H., Shimizu, S. and Ishida, S., Bearing/Seal Characteristics of the Film Between a Valve Plate and a Cylinderblock of Axial Piston Pumps, 3rd Report, *Journal of Japan Hydraulics and Pneumatics Society*, Vol.18, No.7 (1987), pp.543–550.
- (4) Olems, L., Investigations of the Temperature Behaviour of the Piston Cylinder Assembly in Axial Piston Pumps, *International Journal of Fluid Power*, Vol.1, No.1 (2000), pp.27–38.
- (5) Kazama, T., Oguma, S. and Huang, R., Tribology of Side-Plates in External Gear Pumps (Measurement of Temperature and Vibration and Design of Geometry), *Journal of Japan Society for Design Engineering*, Vol. 44, No. 5 (2009), pp.309–314.