

# アキシャル・プランジャ形ポンプ，同モータの性能 (第 2 報)

On Characteristics of an Axial-Plunger Pump and Motor (2nd Report)

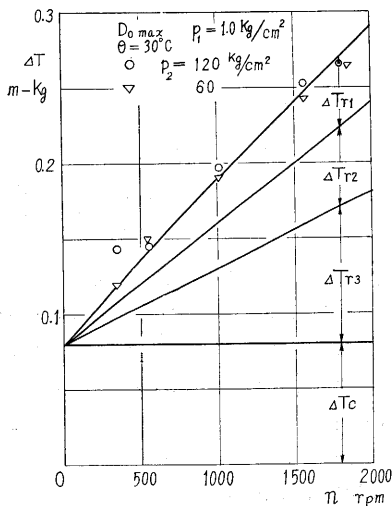
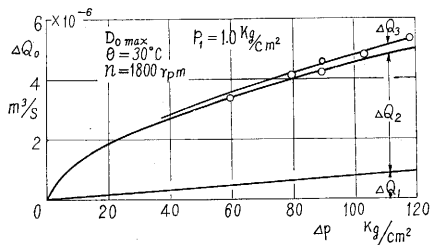
石原研究室・油圧研究グループ<sup>1)</sup>

## 1. 緒言

アキシャル・プランジャ形ポンプ，同モータは小型軽量で高効率であり，可変容積形に適した構造であるので，最近広く使用されている．効率に及ぼす諸因子の影響について実験結果を先に報告したが<sup>2)</sup>，ある程度の理論的裏付けを持ち，実験結果とかなり良く一致する実験式を導いたのでここに報告する．

2. 記号および表式 (記号はポンプのみを示す．モータには'を付け表わす)

- $D$  = 作用容積 ( $\text{m}^3/\text{rev}$ )
- $D_{\text{max}}$  = 最大作用容積 ( $\text{m}^3/\text{rev}$ )
- $D_g$  = 幾何学的に求めた作用容積 ( $\text{m}^3/\text{rev}$ ，ただしプランジャ直径を用いる)
- $D_0 = Q_0$  より求めた作用容積 ( $\text{m}^3/\text{rev}$ )
- $K$  = 作動油の体積弾性係数 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )
- $n$  = 回転速度 (rpm)
- $p_1$  = 入口圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ，ポンプでは低圧側)
- $p_2$  = 出口圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )
- $\Delta p = p_2 - p_1$ ，作用圧力 ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ )



第 1 図

$Q_0$  = 高圧における流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ，高圧とはポンプでは  $p_2$ ，モータでは  $p_1'$ )

$Q_0 = nD_0/60$ ，低圧における無負荷時流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ，低圧とはポンプでは  $p_1$ ，モータでは  $p_2'$ )

$\Delta Q_0$  = 高圧における漏れ流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\Delta Q_0$  = 低圧における漏れ流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$T$  = 軸トルク (m·kg)

$\Delta T$  = 損失トルク (m·kg)

$g$  = 重力の加速度 ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

$z$  = シリンダ数

$r_c$  = 高圧における比重量 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$r_0$  = 低圧における比重量 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$r_c/r_0 = e^{4p/K} \approx 1 + \Delta p/K$

$\mu$  = 入口油温における粘性係数 ( $\text{kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ )

ポンプ体積効率  $\eta_{PV} = Q_c/Q_0 = 1 - 60 \Delta Q_c/nD_0$   
 $= (1 - 60 \Delta Q_0/nD_0) (r_0/r_c)$

ポンプトルク効率  $\eta_{PT} = \Delta p D_g \times 10^4 / 2\pi T$   
 $= 1 / (1 + 2\pi \Delta T / \Delta p D_g \times 10^4)$

ポンプ効率  $\eta_P = \eta_{PV} \eta_{PT} D_0 / D_g = \eta_{PV} \eta_{PT} \xi_P$

モータ体積効率  $\eta_{MV} = Q_0' / Q_c' = 1 / (1 + 60 \Delta Q_c' / n' D_0')$   
 $= (r_c / r_0) / (1 + 60 \Delta Q_0' / n' D_0')$

モータトルク効率  $\eta_{MT} = 2\pi T' / \Delta p' D_g' \times 10^4$   
 $= 1 - 2\pi \Delta T' / \Delta p' D_g' \times 10^4$

モータ効率  $\eta_M = \eta_{MV} \eta_{MT} D_g' / D_0' = \eta_{MV} \eta_{MT} \xi_M$

体積効率の定義式で  $D_0, D_0'$  を用いるのは  $D_g'$  を用いると閉込みが大きい場合に  $\eta_{MV}$  が 1 以上となる可能性があり，さらに  $D_0, D_0'$  の方が一般に容易に精度良く求まると考えられるからである．これによる補正を行なうのが作用容積係数  $\xi$  で，バルブ・プレートが両死点を通る直線に対し左右対称である場合

$$\xi = \frac{|\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2|}{2}$$

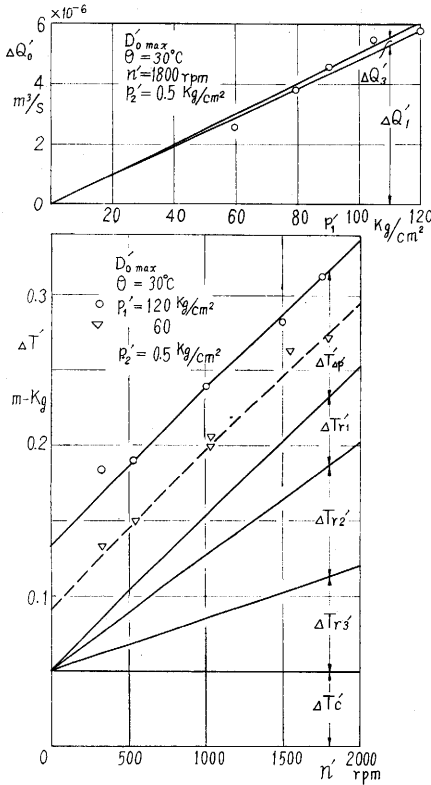
である．ただし  $\alpha_1, \alpha_2$  はそれぞれ上死点より測った閉込み終了および開始角である．供試ポンプ・モータで  $\xi_P, \xi_M = 0.998$  である．

## 3. 実験式

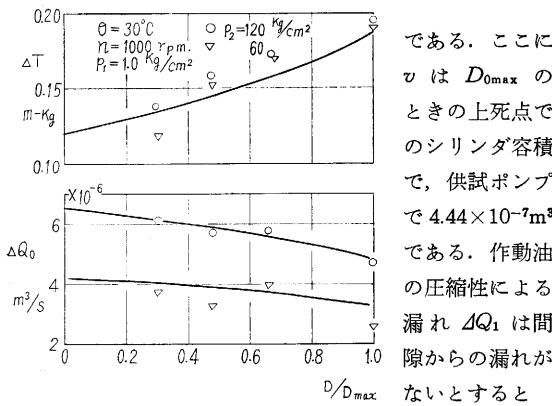
(1) ポンプ漏れ流量  $\Delta Q_0$

1) 吐出し行程終わりにシリンダ内に閉じ込まれた油は吸込み行程初めに膨張する．この膨張部分は漏れとなる．閉じ込まれる油の体積はシリンダ当たり

$$V = v + \frac{1}{2} \frac{D_{0\text{max}}}{z} (1 - D/D_{\text{max}})$$



第 2 図



第 3 図

$$\Delta Q_1 = z(r_c/r_0 - 1)nV/60$$

で与えられる。この区間でシリンダから高圧側への流れがないならば、間隙を通る流れは内部漏れの一部を外部漏れとするだけである。なお  $\Delta Q_0$  を求める場合には吐出し行程終わりで内部漏れを考えた方が容易である。

2) 逃げ溝からの漏れ。逃げ溝がオリフィス状の絞りになっているので、漏れ  $\Delta Q_2$  は

$$\Delta Q_2 = \frac{z}{2\pi} \theta A (2g\Delta p \times 10^4/r_c)^{1/2} \cdot C$$

で表わされる。ここに  $\theta =$  閉込み区間を除いた 1 回転当たりの逃げ溝の作用している区間 (供試ポンプで  $\frac{16}{180}\pi$  rad),  $A =$  絞り断面積 ( $1.96 \times 10^{-7} \text{m}^2$ ),  $C =$  流量係数で実験結果より

$$C = 0.41 + 3.4 \times 10^{-14} \{1 - (D/D_{\max})^4\} n^4$$

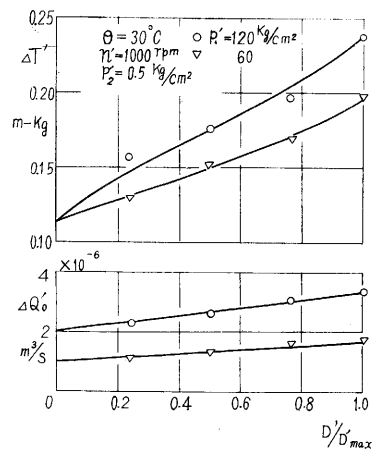
$C$  については、つぎのように考えられる。  $n$  が小さいときには、1 回転当たりの絞りの作用時間が長いため、絞り前後の圧力差が  $\Delta p$  より小さくなり、  $n$  と  $D$  が大きいときには、油中の空気により油の流出が制限される。

なお、供試ポンプのように、吐出し行程終わりの逃げ溝が低圧側に、吸込み行程終わりの逃げ溝が高圧側に通じているポンプでは、逃げ溝はオリフィスとして取り扱うのが妥当であろう。

3) 外部漏れ。外部漏れについての実験結果より

$$\Delta Q_3 = 3.8 \times 10^{-11} (1 + 0.13\sqrt{\mu n})^3 D_{\max} \Delta p \times 10^4 / \mu$$

$\Delta Q_3$  の大部分はバルブ・プレートとシリンダ・ブロックとの間の漏れであると考えられるが、  $\Delta Q_0$  に対する  $\Delta Q_3$  の割合は非常に小さい。なお内部漏れも含むが間隙からの漏れ、すなわちバルブ・プレートのポート間、シリンダ・ポートとバルブ・プレート・ポート間、およびプランジャとシリンダ壁間の漏れはさらに小さいと考えられる。



第 4 図

上式において

$\sqrt{\mu n}$  の項は熱くさび効果による補正であり、  
i) せん断流れ、圧力差による流れ、および熱くさびによる流れが重ね合わされる。  
ii) バルブ・プレートとシリンダ・ブロックの摺動面に働くスラスト荷重が一定である。

iii) 熱くさびによる摺動面間隙の増加は  $n=0$  のときの間隙に重ね合わされる。および理論的取扱いを簡単にするための種々の仮定を含んでいるが、この補正を行なうと実験結果と比較的良好な一致を得る。

ポンプの漏れ流量は以上の和であると考えられる。

$$\Delta Q_0 = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3$$

(2) ポンプ損失トルク  $\Delta T$

1) 回転速度に関する項

a) バルブ・プレート上のせん断摩擦による損失トルク。この計算にはバルブ・プレートとシリンダ・ブロックとの間隙を知る必要がある。しかし現在のところこの間隙を測定する良好な方法はないと思われる。ただ外部漏れの大部分がこの間隙により生ずると仮定すれば、流れを層流として間隙の大きさをチェックできる。今  $n = 0$  の間隙を  $10 \times 10^{-6} \text{m}$  とすれば

$$\Delta T_{r1} = 1.7 \times 10^3 (1 + 0.13 \sqrt{\mu n})^{-1} D_{g \max} \mu n / 2\pi$$

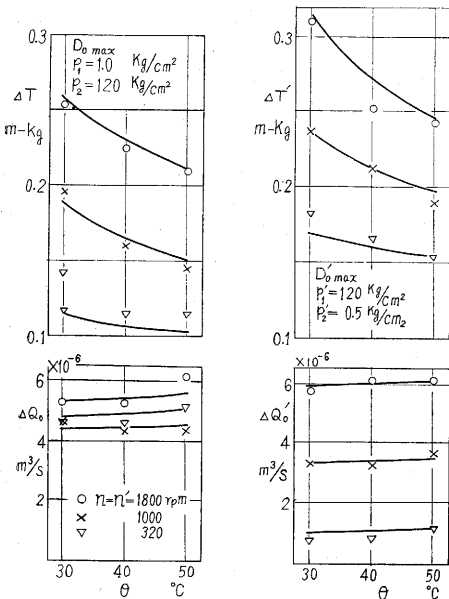
b) プランジヤとシリンダ壁間のせん断摩擦による損失トルク。理論式に測定寸法を入れ、係数を定めると

$$\Delta T_{r2} = 1.3 \times 10^3 (D/D_{\max})^2 D_{g \max} \mu n / 2\pi$$

c) 流路での圧力損失にもとづく損失トルクおよび軸受、シール部の回転速度に関する損失トルク。実験データより

$$\Delta T_{r3} = 3.8 \times 10^{-5} n (D/D_{\max} + 0.33)$$

2) 回転速度と作用圧力に無関係な損失トルク。



第 5 図

実験データより

$$\Delta T_e = 0.080$$

以上により損失トルクは

$$\Delta T = \Delta T_{r1} + \Delta T_{r2} + \Delta T_{r3} + \Delta T_e$$

(3) モータ漏れ流量  $\Delta Q_o'$

1) 吸込み行程終わりの閉込み前にシリンダ内に吸い込まれた油の膨張部分は漏れとなる。この油の体積はシリンダ当たり

$$V' = v' + \frac{1}{2} \frac{D_0'_{\max}}{z'} (1 + D'/D'_{\max})$$

ここに  $v' = D_0'_{\max}$  のときの 上死点でのシリンダ容積

( $4.44 \times 10^{-7} \text{m}^3$ ), よって漏れ  $\Delta Q_1'$  は

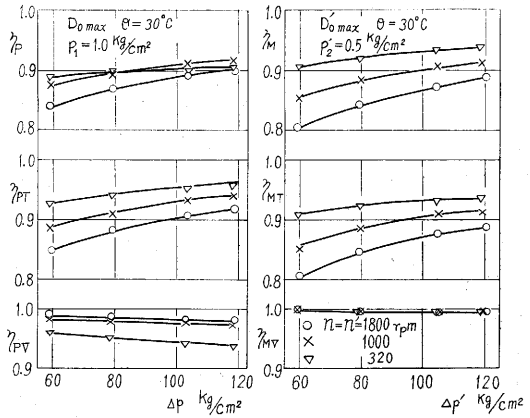
$$\Delta Q_1' = z' (r_c/r_o - 1) n' V' / 60$$

2) 外部漏れ。実験データより

$$\Delta Q_3' = 3.0 \times 10^{-11} (1 + 0.13 \sqrt{\mu n'})^3 D_0'_{\max} \Delta p' \times 10^4 / \mu$$

供試モータには逃げ溝がないので

$$\Delta Q_0' = \Delta Q_1' + \Delta Q_3'$$



第 6 図

(4) モータ損失トルク  $\Delta T'$

ポンプと同様に

$$\Delta T'_{r1} = 1.8 \times 10^3 (1 + 0.13 \sqrt{\mu n'})^{-1} D_{g' \max} \mu n' / 2\pi$$

$$\Delta T'_{r2} = 2.0 \times 10^3 (D'/D'_{\max})^2 D_{g' \max} \mu n' / 2\pi$$

$$\Delta T'_{r3} = 3.5 \times 10^{-5} n'$$

$$\Delta T'_{sp'} = 3.0 \times 10^{-2} (D'_{\max}/D')^{1/3} D_{g'}^2 \Delta p' \times 10^4 / 2\pi$$

$$\Delta p'_e = 0.050$$

$$\Delta T' = \Delta T'_{r1} + \Delta T'_{r2} + \Delta T'_{r3} + \Delta T'_{sp'} + \Delta T'_e$$

なお実験式による計算値を図に実線で示した。ただし  $K = 1.2 \times 10^4 \text{kg/cm}^2$  とした。

#### 4. 結 言

アキシヤル・プランジヤ形ポンプ、同モータの漏れ損失に対する Wilson の式<sup>3)</sup>、およびこれに熱くさび効果を加えた式<sup>4)</sup>、 $\sqrt{\Delta p}$ の項を加えた Schösser の式<sup>5)</sup>はいずれも妥当性を欠いている。筆者らの実験式は理論的裏付けを持ち、全実験範囲にわたり実験結果とかなり良く一致する。しかし損失トルク、特に  $\Delta T_e$ 、 $\Delta T'_e$  については理論的な裏付けが不足しており、今後の検討を要する。  
(1963年3月4日受理)

#### 文 献

- 1) 石原智男, 山口樟, 高尾尚輔, 吉沢茂, 松本彰
- 2) 石原外, 生産研究, 第 14 卷 第 10 号 (昭 37 年), 344~346
- 3) W.E. Wilson; Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors 1950
- 4) J.F. Blackburn and others; Fluid Power Control, Chap 4, 1960
- 5) W.M.J. Schösser; Hydraulic Power Transmission, 1961, pp. 252~257, 269; 324~328