

清水用低騒音ピストンポンプ・モータの試作研究

課題番号 07555377

平成7年度～平成8年度科学研究費補助金（基盤研究A（2））  
研究成果報告書

平成9年3月

横浜国立大学附属図書館



10303995

研究代表者 山口 惇  
（横浜国立大学 工学部）

534.5  
YA

## 目次

1. はしがき	2
2. 理論的解析	4
2. 1 弁板・シリンダブロック間しゅう動部	4
2. 2 ピストン・シリンダ壁間しゅう動部	17
2. 3 ピストンスリッパ・斜板間しゅう動部	26
3. 実験結果と考察	30
3. 1 ポンプ性能	30
3. 2 考察	30
4. むすび	34

横浜国立大学附属図書館



10303995

## 1. はしがき

油圧システムは、小型軽量であること、高い応答性を有すること、エレクトロニクスとの適合性に秀でていること、などの特長から種々の機械装置に採用されているが、安全性や作業環境の向上の要請に対しては、一般に、石油系作動油をエネルギー伝達媒体としているため、重要な課題を残している。

清水（水道水）は入手も容易であり、環境への悪影響もない、理想的なエネルギー伝達媒体である。しかしながら、低粘度で潤滑に劣るために、圧力の高い高性能システムを構成しがたい点に問題がある。本研究は、このため、静圧軸受の考え方を主要しゅう動部に導入した使用圧力14MPa、押しのけ容積15cc/revのピストンポンプ・モータを試作して、その設計法を確立し、高性能で高信頼性の「水圧システム」の実現に資することを目的とする。

研究経費の合理的使用の観点から、市販のポンプ・モータを基本として、清水を用いること、ならびにモータ作動時の低速特性を重視した試作となった。

## 研究組織

研究代表者：山口 惇（横浜国立大学・工学部）

研究分担者：汪 雄鷹（横浜国立大学・工学部）

研究分担者：宮川新平（（株）荏原総合研究所・技術開発研究所）

## 研究経費

平成7年度	3,300	千円
平成8年度	2,100	千円
計	5,400	千円

## 2. 理論的解析

### 2. 1 弁板・シリンダブロック間しゅう動部

(a) はじめに

潤滑に欠ける液体に対して、このしゅう動部に静圧軸受を設けることの利点を述べ [1]，すでに設計法に関しても発表している [2, 3]．従って、本研究における要点は、試作ポンプ用静圧パッドの設計を、静圧ポケット入口部に設ける絞り特性に留意しながら行うことである．

(b) 流体膜形状の決定

弁板（弁ブロック）に静止座標を定め、運動方程式を解いてシリンダブロック中心の座標を求めることにより、両者で形成されるしゅう動部の形状が定まる（図2. 1-1）．シリンダブロックに作用する力（力のモーメント）として、このしゅう動部に生じる流体力に基づくもののほかに、ポンプ軸のばね作用ならびにシリンダ内圧力に伴うものとピストン駆動機構により生じるものを考慮する．特に軸受との類似に基づいて、後者の二つの力（モーメント）を荷重と呼ぶ．

ポンプ軸のばね効果として、力以外に力のモーメントも支えることが可能とすると、シリンダブロックの運動方程式は [3]

$$\left. \begin{aligned} \bar{m}\ddot{h}_0 &= (\bar{F}_z)_v + (\bar{F}_z)_l \\ \bar{m}\ddot{x}_c &= (\bar{F}_x)_s + (\bar{F}_x)_l \\ \bar{m}\ddot{y}_c &= (\bar{F}_y)_s + (\bar{F}_y)_l \\ \bar{I}_x\ddot{\Phi}_x - \bar{I}_z\dot{\Phi}_y &= -(\bar{M}_x)_v - (\bar{M}_x)_s + \bar{I}_s(\bar{F}_y)_s - (\bar{M}_x)_l \\ \bar{I}_y\ddot{\Phi}_y + \bar{I}_z\dot{\Phi}_x &= (\bar{M}_y)_v + (\bar{M}_y)_s + \bar{I}_s(\bar{F}_x)_s + (\bar{M}_y)_l \end{aligned} \right\} \quad (2.1-1)$$

になる．この方程式においては、ポンプ軸は一定角速度 $\omega$ で回転しており、シリンダブロックを外周で支える軸受はないとしている．流体膜厚さ $\bar{h}$ は傾斜した平面間に形成されるとしており、次式を得る．

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha}r \cos(\theta - \Phi) \quad (2.1-2)$$

シリンダブロックの傾斜角 $\alpha$ と、その最大方位角 $\Phi$ の関係から、

$$\left. \begin{aligned} \bar{\Phi}_x &= -\bar{\alpha} \sin \Phi \\ \bar{\Phi}_y &= -\bar{\alpha} \cos \Phi \end{aligned} \right\} \quad (2.1-3)$$

を得る．

弁板上の圧力に基づく力 $(\bar{F})_v$ ，力のモーメント $(\bar{M})_v$ は、圧力の発生機構から、静

圧効果による部分，くさび効果による部分ならびに絞り効果による部分に区別される。主要な役割を担う静圧効果による部分として，図2．1－2，－3に示す静圧パッド部の扱いを説明しておく。

基本的に無限小幅軸受理論を適用する。ポケットランド部のすき間厚さは，式(2．1－2)に基づき

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} \bar{r}_n \cos(\theta_0 - \Phi) \quad (2.1-4)$$

ここに， $\theta_0$ はポケット中心に対応する $\theta$ であり（くさび効果を無視する），代表半径 $\bar{r}_n$ は内周に対し $\bar{r}_{1np}$ ，外周に対し $\bar{r}_{2np}$ を用い，具体的には

$$\left. \begin{aligned} \bar{r}_{1np}^2 &= \left( \bar{r}_{2p}^2 + \bar{r}_{1p}^2 \right) / 2 \\ \bar{r}_{2np}^2 &= \left( \bar{r}_{4p}^2 + \bar{r}_{3p}^2 \right) / 2 \end{aligned} \right\}$$

半径方向ランドは，内周のランドに等価的に加えることとする。この等価ランド長さを表示する角 $\beta$ は

$$\beta = \beta_0 + \beta' + 2 \frac{\bar{r}_{3p} - \bar{r}_{2p}}{\bar{r}_{1np} + \bar{r}_{2np}}$$

ポケット内圧力 $\bar{p}_0 = \bar{p}_0^* / S_0$ は，供給絞りからの流入流量としゅう動部すき間の流出流量が等しいことから，毛細管絞りに対し

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_0^* &= \frac{\bar{K}_c}{\bar{K}_c + \frac{\beta}{12} \left[ \frac{\bar{h}_{2np}^3}{\ln(\bar{r}_{4p}/\bar{r}_{3p})} + \frac{\bar{h}_{1np}^3}{\ln(\bar{r}_{2p}/\bar{r}_{1p})} \right]} \\ \bar{K}_c &= \frac{\beta}{6} \left[ \frac{1}{\ln(\bar{r}_{4p}/\bar{r}_{3p})} + \frac{1}{\ln(\bar{r}_{2p}/\bar{r}_{1p})} \right] \end{aligned} \right\} \quad (2.1-5)$$

となる。ただし， $\bar{K}_c$ は毛細管絞りの特性を表す定数であり，流量 $\bar{Q}$ に対し

$$\bar{Q} = \bar{K}_c (\bar{p}_{r_2}^* - \bar{p}_0^*) / S_0$$

となる。なお， $\bar{K}_c$ の決定には $\bar{h}_0 = 1$ ， $\bar{\alpha} = 0$ において円板形静圧スラスト軸受の最大剛性条件 $\bar{p}_0^* = (2/3)\bar{p}_{r_2}^* = 2/3$ を用いる。

低粘度の清水を用いること，また小型の機器としてまとめることから，オリフィス絞りについても検討しておく。絞り部の流量－圧力特性を

$$\bar{Q} = \bar{K}_D \left( (\bar{p}_{r_2}^* - \bar{p}_0^*) / S_0 \right)^{1/2}$$

とし，最大剛性条件 $\bar{p}_0^* = 0.691\bar{p}_{r_2}^*$ を用いると，

$$\bar{K}_D = \frac{0.691}{\sqrt{0.309S_0}} \frac{\beta}{12} \left[ \frac{1}{\ln(\bar{r}_{4p}/\bar{r}_{3p})} + \frac{1}{\ln(\bar{r}_{2p}/\bar{r}_{1p})} \right]$$

定常状態でのポケット圧力は

$$\bar{K}_D^2 (\bar{p}_{r_2}^* - \bar{p}_0^*) / S_0 = (\bar{p}_0^* / S_0)^2 \left[ \frac{\beta}{12} \left\{ \frac{\bar{h}_{2np}^3}{\ln(\bar{r}_{4p} / \bar{r}_{3p})} + \frac{\bar{h}_{1np}^3}{\ln(\bar{r}_{2p} / \bar{r}_{1p})} \right\} \right]^2 \quad (2.1-5')$$

から定まる。

静圧パッドの負荷容量は、図のようにパッドを4個用いるとすると、

$$\bar{F}_{1z,p}^* = \left[ \bar{A} + \frac{\beta}{4} \left\{ 2\bar{r}_{2p}^{-2} - 2\bar{r}_{3p}^{-2} - \frac{\bar{r}_{2p}^{-2} - \bar{r}_{1p}^{-2}}{\ln(\bar{r}_{2p} / \bar{r}_{1p})} + \frac{\bar{r}_{4p}^{-2} - \bar{r}_{3p}^{-2}}{\ln(\bar{r}_{4p} / \bar{r}_{3p})} \right\} \right] \sum_{i=1}^4 \bar{p}_{0i}^* \quad (2.1-6)$$

$$\bar{M}_{x,p}^* = \left[ \bar{R}_p \bar{A} + \frac{2}{9} \sin \frac{\beta}{2} \left\{ 3(\bar{r}_{2p}^{-3} - \bar{r}_{3p}^{-3}) - \frac{\bar{r}_{2p}^{-3} - \bar{r}_{1p}^{-3}}{\ln(\bar{r}_{2p} / \bar{r}_{1p})} + \frac{\bar{r}_{4p}^{-3} - \bar{r}_{3p}^{-3}}{\ln(\bar{r}_{4p} / \bar{r}_{3p})} \right\} \right] (\bar{p}_{02}^* - \bar{p}_{04}^*) \quad (2.1-7)$$

$$\bar{M}_{y,p}^* = \left[ \bar{R}_p \bar{A} + \frac{2}{9} \sin \frac{\beta}{2} \left\{ 3(\bar{r}_{2p}^{-3} - \bar{r}_{3p}^{-3}) - \frac{\bar{r}_{2p}^{-3} - \bar{r}_{1p}^{-3}}{\ln(\bar{r}_{2p} / \bar{r}_{1p})} + \frac{\bar{r}_{4p}^{-3} - \bar{r}_{3p}^{-3}}{\ln(\bar{r}_{4p} / \bar{r}_{3p})} \right\} \right] (\bar{p}_{03}^* - \bar{p}_{01}^*) \quad (2.1-8)$$

ここに、 $\bar{R}_p$  : ポケットのピッチ円半径、 $\bar{A} = \beta_0 (\bar{r}_{3p}^{-2} - \bar{r}_{2p}^{-2}) / 2$  : ポケット面積。

ここに記した以外の力 (カモーメント) については、既に発表した論文に示してある [2, 3] .

なお、モーメントを支持する軸のばね効果は、接触点 (添字 s) における軸のたわみと傾斜の関係から

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_x)_s &= -\bar{k}_1 \bar{x}_s - \bar{k}_2 \bar{\Phi}_y \\ (\bar{F}_y)_s &= -\bar{k}_1 \bar{y}_s - \bar{k}_2 \bar{\Phi}_x \\ (\bar{M}_x)_s &= \bar{k}_3 \bar{y}_s + \bar{k}_4 \bar{\Phi}_x \\ (\bar{M}_y)_s &= -\bar{k}_3 \bar{x}_s - \bar{k}_4 \bar{\Phi}_y \end{aligned} \right\} \quad (2.1-9)$$

が成立つ。図2. 1-4に示すように軸の両端が固定支持であるとする、ばね定数  $\bar{k}_1 \sim \bar{k}_4$  に対して [3]

$$\left. \begin{aligned} \bar{k}_1 &= \frac{2HEI}{\mu\omega R_c^2 (R_c/H)^2} \frac{I(l_1^2 - l_1 l_2 + l_2^2)}{l_1^3 l_2^3} \\ \bar{k}_2 &= \frac{EI}{\mu\omega R_c^2 (R_c/H)^3} \frac{I(l_1 - l_2)}{l_1^2 l_2^2} \\ \bar{k}_3 &= \bar{k}_2 \\ \bar{k}_4 &= \frac{2EI}{3\mu\omega R_c^3 (R_c/H)^3} \frac{I}{l_1 l_2} \end{aligned} \right\}$$

ここに  $E$  : 材料の縦弾性係数,  $I$  : 断面二次モーメントである. なお, 力のみを支持する軸の場合には, 上式において

$$\left. \begin{aligned} \bar{k}_1 = \bar{k} &= \frac{HEI}{2\mu\omega R_c^2 (R_c/H)^2} \frac{I^3}{l_1^3 l_2^3} \\ \bar{k}_2 = \bar{k}_3 = \bar{k}_4 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

であり,  $(\bar{x}_s, \bar{y}_s)$  と  $(\bar{x}_c, \bar{y}_c)$  の間には

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_c + \bar{l}_s \bar{\Phi}_y &= \bar{x}_s \\ \bar{y}_c + \bar{l}_s \bar{\Phi}_x &= \bar{y}_s \end{aligned} \right\} \quad (2.1-10)$$

が成立つ.

試作ポンプ・モータとして, 斜板式を選定しているので,  $(\bar{F}_y)_l \approx 0$ . また, 通常は運動方程式において慣性項を省略できるから, 式(2.1-1)は次のように簡略化される.

$$\left. \begin{aligned} (\bar{F}_z)_v + (\bar{F}_z)_l &= 0 \\ (\bar{M}_x)_v + (\bar{k}_4 - \bar{k}_3 \bar{k}_2 / \bar{k}_1) \bar{\Phi}_x + (\bar{M}_x)_l &= 0 \\ (\bar{M}_y)_v - (\bar{k}_4 - \bar{k}_3 \bar{k}_2 / \bar{k}_1) \bar{\Phi}_y - (\bar{l}_s + \bar{k}_3 / \bar{k}_1) (\bar{F}_x)_l + (\bar{M}_y)_l &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1-11)$$

すなわち, 式(2.1-11)を解くことによって, 弁板上のしゅう動部における流体膜形状  $(\bar{h}_0, \bar{\alpha}, \Phi)$  が求まる. なお, 本研究においては, 荷重として1周期での平均値を用いることとする.

### (c) しゅう動部に生じる動力損失

弁板とシリンダブロック間のしゅう動部に生じる損失動力を漏れによる損失と摩擦トルクによる損失とに分けて, 解析する [4].

#### (1) 漏れによる損失動力

弁板のシール部と静圧パッド部に生じる漏れを対象とする. 時間平均値を問題とするため, 微小となるくさび効果と絞り効果に基づく漏れは省略する [5]. まずシール部に対しては,



$$\bar{Q}_s = -\frac{1}{12} \int_0^{2\pi} \left[ -\left( \bar{r}_n \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)_i + \left( \bar{r}_n \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right)_o \right] d\theta$$

となる。ここに、添字  $i$  は弁板ポート内側の、 $o$  は外側のシール部を示す。具体的に計算すると

$$\bar{Q}_s \approx \frac{1}{72 S_0} \left[ \frac{3\pi \bar{h}_0 \left( 2\bar{h}_0^2 + 3\bar{\alpha}^2 \bar{r}_{1n}^2 \right) - 36\bar{h}_0^2 \bar{\alpha} \bar{r}_{1n} \cos \Phi - \bar{\alpha}^3 \bar{r}_{1n}^3 (9 \sin \Phi + \sin 3\Phi)}{\ln(\bar{r}_{12}/\bar{r}_{11})} + \frac{3\pi \bar{h}_0 \left( 2\bar{h}_0^2 + 3\bar{\alpha}^2 \bar{r}_{2n}^2 \right) - 36\bar{h}_0^2 \bar{\alpha} \bar{r}_{2n} \cos \Phi - \bar{\alpha}^3 \bar{r}_{2n}^3 (9 \sin \Phi + \sin 3\Phi)}{\ln(\bar{r}_{22}/\bar{r}_{21})} \right] \quad (2.1-12)$$

静圧パッド部に対しては

$$\bar{Q}_p = \frac{\beta}{12} \sum_{i=1}^4 \frac{\bar{p}_{oi}^*}{S_0} \left[ \frac{\bar{h}_{2npi}^3}{\ln(\bar{r}_{4p}/\bar{r}_{3p})} + \frac{\bar{h}_{1npi}^3}{\ln(\bar{r}_{2p}/\bar{r}_{1p})} \right] \quad (2.1-13)$$

以上により、漏れに基づく損失動力は

$$\Delta \bar{P}_Q = 6(H/R_c) (\bar{Q}_s + \bar{Q}_p) / S_0 \quad (2.1-14)$$

## (2) 摩擦トルクによる損失動力

弁板のシール部とパッド部に生じる粘性摩擦トルクを求める。 $\theta$  方向には圧力勾配に基づく流れがないとすると、摩擦トルクは

$$T = \frac{1}{6} \frac{H}{R_c} \iint \frac{\bar{r}^3}{h} d\bar{r} d\theta$$

となる。シール部 ( $\bar{T}_s$ ) とパッド部 ( $\bar{T}_p$ ) に分けて扱おうと

$$\bar{T}_s = \frac{\pi}{12} \frac{H}{R_c} \left[ \frac{\bar{r}_{22}^{-4} - \bar{r}_{21}^{-4}}{\sqrt{\bar{h}_0^2 - \bar{\alpha}^2 \bar{r}_{2n}^2}} + \frac{\bar{r}_{12}^{-4} - \bar{r}_{11}^{-4}}{\sqrt{\bar{h}_0^2 - \bar{\alpha}^2 \bar{r}_{1n}^2}} \right] \quad (2.1-15)$$

$$\bar{T}_p = \frac{\beta}{24} \frac{H}{R_c} \sum_{i=1}^4 \left[ \frac{\bar{r}_{4p}^{-4} - \bar{r}_{3p}^{-4}}{\bar{h}_{2npi}} + \frac{\bar{r}_{2p}^{-4} - \bar{r}_{1p}^{-4}}{\bar{h}_{1npi}} \right] \quad (2.1-16)$$

粘性摩擦に基づく損失動力  $\Delta \bar{P}_T$  は

$$\Delta \bar{P}_T = \bar{T}_s + \bar{T}_p \quad (2.1-17)$$

となる。

## (3) 損失動力割合

理論動力  $\bar{P}_{th}$  は斜板の傾斜角を  $\delta$ 、ピストン半径を  $\bar{r}_p$ 、ピストン数を  $z$  とすると

$$\bar{P}_{th} = \bar{r}_p^2 z \tan \delta / S_0 \quad (2.1-18)$$

となるから， $\Delta\bar{P} = \Delta\bar{P}_Q + \Delta\bar{P}_T$  の割合は

$$\frac{\Delta\bar{P}}{\bar{P}_{th}} = \frac{1}{\bar{r}_p^2 z \tan \delta} \left[ \frac{6H}{R_c} (\bar{Q}_s + \bar{Q}_p) + S_0 (\bar{T}_s + \bar{T}_p) \right] \quad (2.1-19)$$

#### (d) 弁板関連寸法の決定

設計点は

清水用ピストンポンプ・モータ	
押しのけ容積	15 cc/rev
吐出し圧力	14 MPa
回転数	1500 rpm

であり，開発経費と期間との関連から，市販の斜板式ピストンポンプ（Fenner社製）のしゅう動部を改造する方式を採用した。

本節に記述したポンプの寸法のうち主要な値を表2. 1-1に示す。これらに基づき，弁板関連寸法を設計点（ $\delta = 13^\circ$ ， $p_{r2} = 14\text{MPa}$ ， $n = 1500\text{rpm}$ ）に対して決定した。評価基準は，工作可能であること，弁板-シリンダブロック間に生じる損失動力が小さいことである。最終的に，静圧パッドNo. 1およびNo. 2を用いないこととし，表2. 1-2の寸法を決定した。設計点における流体膜形状を表2. 1-3に示す。

#### (e) 文献

- 1) 山口，水道水を作動流体とする可能性，油圧と空気圧，9-4(1978-7)，205
- 2) 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2報：静圧パッド付弁板），日本機械学会論文集B，52-478(1986-6)，2412
- 3) YAMAGUCHI, A. and SHIMIZU, S., Design methods for fluid lubrication on valve plate of axial piston pumps and motors, 7th Int. Fluid Power Symp., Pap. 3(1986), BHRA
- 4) 山口，関根，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3報：流体膜の変動と損失動力），日本機械学会論文集B，55-510(1989-2)，427
- 5) 山口他3名，ピストンポンプ・モータの弁板-シリンダブロック間の流体膜特性，油圧と空気圧，15-4(1984-7)，314

#### (f) 記号

$\bar{A} = A/R_c^2$  : 静圧ポケットの面積

$$\bar{F} = F / \left( 6\mu\omega R_c^2 (R_c/H)^2 \right) : \text{力}$$

$$\bar{h} = h/H : \text{流体膜厚さ}$$

$$\bar{h}_0 : \text{平均厚さ}$$

$$H : \text{代表厚さ}$$

$$I : \text{シリンダブロック慣性モーメント}$$

$$m : \text{シリンダブロック質量}$$

$$\bar{M} = M / \left( 6\mu\omega R_c^3 (R_c/H)^2 \right) : \text{力のモーメント}$$

$$\bar{p} = p / \left( 6\mu\omega (R_c/H)^2 \right) : \text{圧力}$$

$$\bar{p}_0 : \text{ポケット圧力}$$

$$\bar{p}_{r2} : \text{吐出し圧力}$$

$$\bar{P}_{th} = P_{th} / \left( 6\mu\omega^2 R_c^3 (R_c/H)^2 \right) : \text{理論動力}$$

$$\Delta\bar{P} / \bar{P}_{th} : \text{全損失動力}$$

$$\Delta\bar{P}_Q / \bar{P}_{th} : \text{漏れによる損失動力}$$

$$\Delta\bar{P}_T / \bar{P}_{th} : \text{摩擦による損失動力}$$

$$\bar{Q} = Q / \left( 6\omega H R_c^2 \right) : \text{流量}$$

$$\bar{r} = r/R_c : \text{座標}$$

$$\bar{r}_p = r_p/R_c : \text{ピストン半径}$$

$$R_c : \text{弁板ポートのピッチ円半径}$$

$$S_0 = 6\mu\omega (R_c/H)^2 / p_{r2}$$

$$t : \text{時間}$$

$$\bar{T} = T / \left( 6\mu\omega R_c^3 (R_c/H)^2 \right) : \text{トルク}$$

$$x, y : \text{座標}$$

$$z : \text{座標, ピストン数}$$

$$\bar{\alpha} = \alpha R_c/H : \text{シリンダブロックの傾き角}$$

$$\delta : \text{斜板傾斜角}$$

$$\lambda : \text{ピストン・シリンダ壁間の摩擦係数}$$

$$\mu : \text{流体粘度}$$

$$\tau = \omega t$$

$$\Phi : \bar{h}_{\max} \text{ の方位角}$$

$$\bar{\Phi}_x = R_c \Phi_x / H, \bar{\Phi}_y = R_c \Phi_y / H : \text{それぞれシリンダブロック中心軸が, } zx \text{ } xy \text{ 平面となす角}$$

$$\omega : \text{ポンプ軸角速度}$$

表 2. 1-1 ポンプ・モータ主要寸法

ピストン数	$z$	6本
斜板傾斜角	$\delta = 13^\circ$	
	$R_c = 22.5 \text{ mm}$	
	$r_{12} = 20.0 \text{ mm}$	
	$r_{21} = 25.0 \text{ mm}$	
	$r_p = 8.5 \text{ mm}$	
$l_3$ (ピストン長さ)		$= 46.0 \text{ mm}$
$2l$ (シリンダブロック長さ)		$= 53.0 \text{ mm}$

表 2. 1-2 静圧パッド関連寸法 (設計値)

代表すき間厚さ

$$H = 5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

弁板シール部

$$r_{11} = 17.0 \text{ mm}$$

$$r_{22} = 27.5 \text{ mm}$$

静圧パッド部

$$r_{1p} = 30.4 \text{ mm}$$

$$r_{2p} = 32.6 \text{ mm}$$

$$r_{3p} = 36.5 \text{ mm}$$

$$r_{4p} = 38.7 \text{ mm}$$

$$\beta_{03} = 43.0^\circ$$

$$\beta_{04} = 14.3^\circ$$

$$\beta' = 2.5^\circ$$

$$S_0 = 1.0869$$

表 2. 1 - 3 弁板上の流体膜形状

$H = 5 \times 10^{-3}$  mm ,  $R_c = 22.5$  mm ,  $\lambda = 0.02$  ,  $\delta = 13^\circ$   
 設計点  $S_0 = 1.0869$  , 絞り特性  $\bar{p}_0^* = (2/3)\bar{p}_{r_2}^*$

軸条件	$\bar{h}_0$	$\bar{\alpha}$	$\Phi$ (rad)
力支持	0.915	0.373	2.544

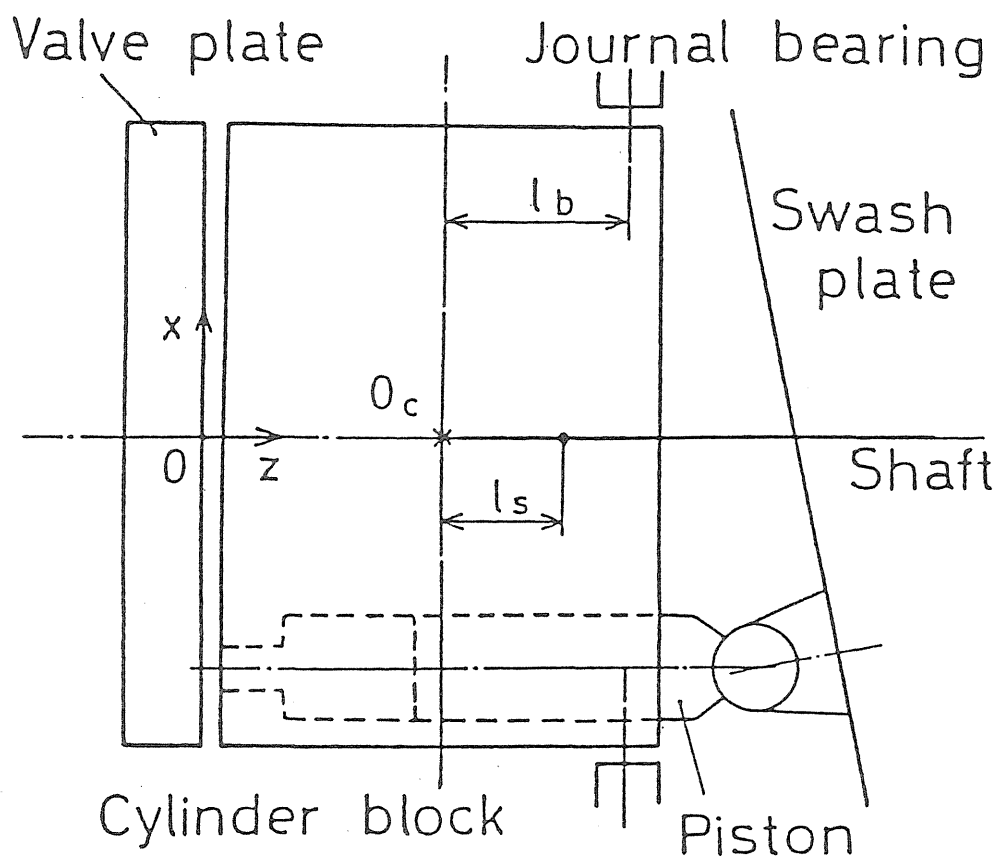


図 2. 1 - 1 構造説明図

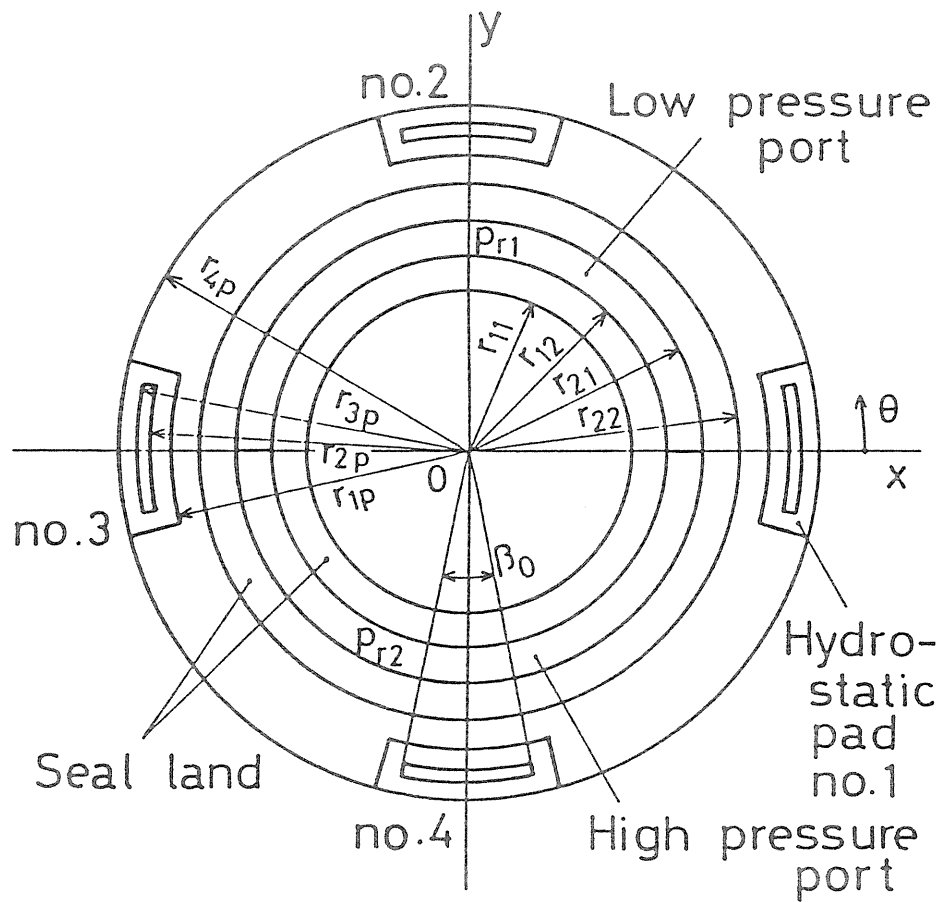


図2. 1-2 静圧パッド付弁板

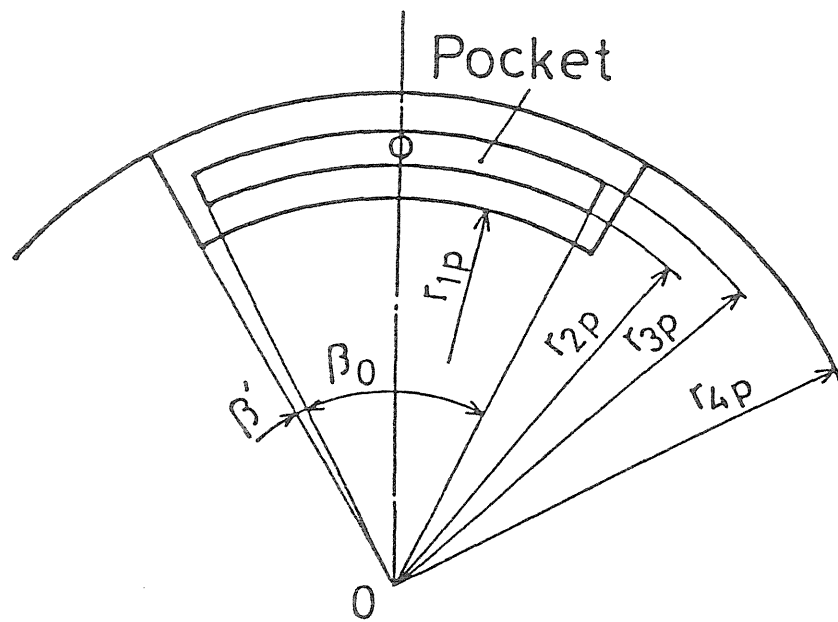


図 2. 1-3 静圧パッド



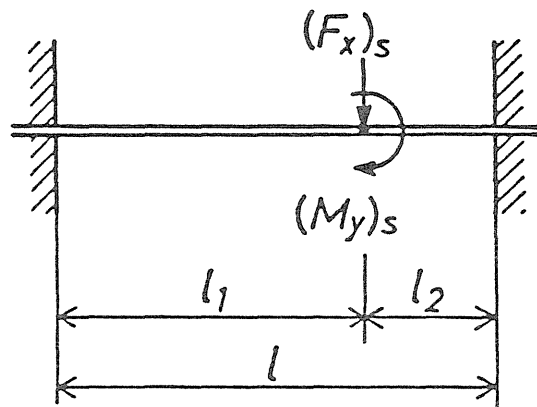


図 2. 1-4 モーメント支持軸

## 2. 2 ピストン・シリンダ壁間しゅう動部

(a) はじめに

ピストンがシリンダ壁内で往復運動する場合、高圧側の端面ほどすきま厚さが厚い状態—すなわち、頂部の直径が小さくなるようなテーパピストンあるいはステップピストンを採用するなど—であれば、このしゅう動部に流体潤滑が実現できることをすでに示した [1]。しかしながら、斜板式ピストンポンプのように横方向力の大きくなる場合には、流体潤滑は極めて困難であり、静圧軸受の採用を検討することが必要となる。静圧ポケットを設けたピストンについて、理論および実験結果も発表した [2, 3] が、ピストンの長くなることを避けられない。このため、本研究では、円筒状ピストンについて固体接触を含めた扱いをする。

(b) ピストンまわりの圧力分布

ピストンまわりのしゅう動部の流体圧力はレイノルズ方程式によって決定され、無次元表示を採用すれば、図 2. 2-1 に示す記号を用いて、

$$\frac{\partial}{\partial \Phi} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \Phi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \bar{\Omega} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \Phi} - \bar{w}_0 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{z}} + 2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (2.2-1)$$

$$\bar{h} = 1 - \bar{\alpha} \varepsilon \cos(\Phi - \gamma) - \bar{\alpha} \bar{z} \cos(\Phi - \beta) \quad (2.2-2)$$

が求まる [1]。

境界条件は圧力  $\bar{p}(\Phi, \bar{z}, \tau)$  に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}(0, \bar{z}, \tau) &= \bar{p}(2\pi, \bar{z}, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \tau} \bar{p}(0, \bar{z}, \tau) &= \frac{\partial}{\partial \tau} \bar{p}(2\pi, \bar{z}, \tau) \\ \bar{p}(\Phi, \bar{z}_c, \tau) &= \bar{p}_c(\tau) \\ \bar{p}_0(\Phi, \bar{z}_m, \tau) &= \bar{p}_a \end{aligned} \right\} \quad (2.2-3)$$

となる。見通しのよい解析結果を得るため、 $\bar{\alpha}$  をパラメータとした摂動法を採用する。すなわち

$$\bar{p}(\Phi, \bar{z}, \tau) = \bar{p}_0(\Phi, \bar{z}, \tau) + \bar{\alpha} \bar{p}_1(\Phi, \bar{z}, \tau) + \bar{\alpha}^2 \bar{p}_2(\Phi, \bar{z}, \tau) + \dots \quad (2.2-4)$$

と表示し、 $\bar{p}_0, \bar{p}_1, \dots$  を境界条件 (2. 2-3) に基づいて求める。ただし、三角関数の直交性から、 $\bar{p}_2$  は負荷容量に影響しなくなるため、 $\bar{p}_0, \bar{p}_1$  を求めればよいことになる。

$$\bar{p}_0(\Phi, \bar{z}, \tau) = \bar{p}_a + \frac{\bar{z} - \bar{z}_m}{\bar{z}_c - \bar{z}_m} (\bar{p}_c - \bar{p}_a) \quad (2.2-5)$$

$$\begin{aligned} \bar{p}_1(\Phi, \bar{z}, \tau) &= (A_1 e^{\bar{z}} + B_1 e^{-\bar{z}}) \cos \Phi + (C_1 e^{\bar{z}} + D_1 e^{-\bar{z}}) \sin \Phi \\ &\quad + E(\bar{z}, \tau) \cos \Phi + F(\bar{z}, \tau) \sin \Phi \end{aligned} \quad (2.2-6)$$

となる．ここに， $E(\bar{z}, \tau)$ ， $F(\bar{z}, \tau)$ ：特解， $A_1$ ， $B_1$ ， $C_1$ ， $D_1$ ：積分定数．なお，静圧効果に対する動圧効果の割合を示す特性数  $6\mu\omega(R/H)^2/p_\infty$  が比較的に大きくなると，流体膜に生じるキャビテーションの影響が大きくなる．この場合には，負圧部分に対する配慮を要する．

(c) ピストンの運動方程式

前項によりピストンまわりの圧力が求まるので，ピストンの負荷容量  $(\bar{L}, \bar{M})$  は次式から計算できる．

$$\left. \begin{aligned} \bar{L}_x &= -\int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{p} \cos \Phi d\Phi d\bar{z} \\ \bar{L}_y &= -\int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{p} \sin \Phi d\Phi d\bar{z} \\ \bar{M}_x &= -\int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{z} \bar{p} \sin \Phi d\Phi d\bar{z} \\ \bar{M}_y &= -\int_{\bar{z}_m}^{\bar{z}_c} \int_0^{2\pi} \bar{z} \bar{p} \cos \Phi d\Phi d\bar{z} \end{aligned} \right\} \quad (2.2-7)$$

ただし，モーメント  $\bar{M}$  はピストン中心まわりに右ねじの方向に作用する場合を正としている．

ピストンの運動方程式は，並進運動に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{m} \ddot{x} &= \bar{W}_x + \bar{L}_x \\ \bar{m} \ddot{y} &= \bar{W}_y + \bar{L}_y \\ \bar{m} \ddot{z} &= \bar{W}_z \end{aligned} \right\} \quad (2.2-8)$$

回転運動に対して

$$\left. \begin{aligned} \bar{I}_x \ddot{\Phi}_x - \bar{I}_z (\Omega/\omega) \dot{\Phi}_y &= -\bar{M}_x - \bar{N}_x \\ \bar{I}_y \ddot{\Phi}_y + \bar{I}_z (\Omega/\omega) \dot{\Phi}_x &= \bar{M}_y + \bar{N}_y \end{aligned} \right\} \quad (2.2-9)$$

となる．ただし，ピストンの往復運動 ( $z$  方向) ならびに  $z$  軸まわりの回転運動については，機構的に定まるとしている．なお， $\bar{W}$ ：荷重（便宜的に遠心力を含める）， $\bar{N}$ ：モーメント荷重である．

(d) ピストン—シリンダ壁間に生じる固体接触力

ピストンが2点あるいは1点でシリンダ壁に接触する場合の流体圧力に基づく負荷容量を含めて，このしゅう動部を解析する [4]．斜板式ピストンポンプを対象としているため，図2．2—2に示す説明図において，点A，Bにおいて接触すること

とする。また、流体膜の負荷容量は、前項に記した解析法を用いて求める。

図示の記号を用いて、ピストンに作用する力と力のモーメントのつり合い式を導くと、ピストンとシリンダ壁間の摩擦係数を $\lambda$ として

$$\bar{F}_A \left[ \lambda \text{sign}(\dot{l}_2) + \cot \delta \right] + \bar{F}_B \left[ \lambda \text{sign}(\dot{l}_2) - \cot \delta \right] = \bar{L}_y \cot \delta - \bar{A}_c \bar{p}_c \quad (2.2-10)$$

$$\bar{F}_A \left[ \bar{l}_3 - \lambda \text{sign}(\dot{l}_2) \right] + \bar{F}_B \left[ \bar{z}_c - \bar{z}_m - \bar{l}_3 + \lambda \text{sign}(\dot{l}_2) \right] = -\bar{M}_x + (\bar{l}_3 - \bar{z}_c) \bar{L}_y \quad (2.2-11)$$

一方、ピストンが例えば2点で接触する条件として、近似的に

$$\left. \begin{aligned} \bar{y} + \bar{z}_c \bar{\Phi}_x &= 1 \\ \bar{y} + \bar{z}_m \bar{\Phi}_x &= -1 \\ \bar{x} &= \bar{\Phi}_y = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2-12)$$

が成り立つ。

なお、シリンダ内圧力の変化は、簡単のため図2. 2-3に示す台形状に変化するものとする。計算手順として式(2. 2-10), (2. 2-11)よりピストンに作用する荷重, 荷重モーメントが求まる。運動方程式に代入して、ピストン位置が定まることになる。

固体接触力 $\bar{F}_A$ ,  $\bar{F}_B$ による損失動力は、摩擦力が $\lambda(\bar{F}_A + \bar{F}_B)$ で求まるから、圧力抵抗として表示すると

$$\Delta \bar{p}_1 = \lambda(\bar{F}_A + \bar{F}_B) / \bar{A}_c$$

トルク損失として、高圧側(H)と低圧側(L)での分を考慮して

$$\Delta \bar{T} = \frac{1}{2\pi} \frac{V}{R^3} (\Delta \bar{p}_{1,H} + \Delta \bar{p}_{1,L}) \quad (2.2-13)$$

これによる動力損失 $\Delta \bar{P}_T$ は

$$\Delta \bar{P}_T = \frac{1}{2\pi} \frac{V}{R^3} (\Delta \bar{p}_{1,H} + \Delta \bar{p}_{1,L}) \quad (2.2-14)$$

一方、漏れ流量は $z$ 方向の流速を $w$ とすれば

$$\bar{q}_z = -\frac{C}{R} \int_0^{2\pi} \int_0^{\bar{h}} w d\bar{y} d\Phi \Big|_{z=0}$$

で与えられ( $\bar{y}$ はすき間厚さ方向に採った座標),  $\bar{h}$ について3乗までを考慮すると

$$\begin{aligned} \bar{q}_z \Big|_{z=0} &= -\pi \frac{C}{R} \left[ \bar{w}_0 - (\bar{p}_c - \bar{p}_a) (1 + 1.5\bar{y}^2) / (\bar{z}_c - \bar{z}_m) \right. \\ &\quad \left. + 1.5\bar{y} (1 + 0.25\bar{y}^2) (C_1 - D_1) \right] \end{aligned} \quad (2.2-15)$$

ここに、 $C_1$ ,  $D_1$ は式(2. 2-7)の積分定数である。よって、漏れに基づく損失動力は

$$\Delta \bar{P}_Q = \bar{p}_c \bar{q}_z \quad (2.2-16)$$

従って、このしゅう動部に生じる全損失動力は

$$\Delta \bar{P} = \Delta \bar{P}_Q + \Delta \bar{P}_T \quad (2.2-17)$$

ここでの扱いは、ピストンが常に2点でシリンダ壁に接触することを前提としている。しかしながら、ポンプ吸込み行程において、点Bでの接触が断たれる場合がある。この場合でも、ここで導いた損失動力は、ほとんど差を生じないことを計算により確かめた。また、 $P_y$ 、 $M_x$ を無視しても同様に、損失にはほとんど影響しない。

(e) 文献

- 1) 山口, ピストン形流体機械のピストンの運動 (第3報: 指数関数状ピストン), 日本機械学会論文集B, 41-348(1975-8), 2413
- 2) 山口, ピストンポンプ・モータにおけるピストンの挙動 (第2報: 静圧パッド付ピストン), 日本機械学会論文集B, 57-537(1991-5), 1689
- 3) 山口, ピストンポンプ・モータにおけるピストンの挙動 (第3報: 実験と理論的考察), 日本機械学会論文集B, 58-547(1992-3), 785
- 4) 山口, ピストンポンプ・モータにおけるピストンの挙動 (第1報: 固体接触を生じる場合), 日本機械学会論文集B, 55-518(1989-10), 3122

(f) 記号

$\bar{A}_c = A_c/R^2$  : シリンダ断面積

$C$  : 半径すきま

$\bar{F} = F/(6\mu\omega R^2(R/C)^2)$  : 力

$\bar{h} = h/C$  : 流体膜厚さ

$\bar{M} = M/(6\mu\omega R^3(R/C)^2)$  : 力のモーメント

$\bar{p} = p/(6\mu\omega(R/C)^2)$  : 圧力

$\bar{p}_a$  : 外周圧力

$\bar{p}_c$  : シリンダ内圧力

$\bar{P}_{th} = P_{th}/(6\mu\omega^2 R^3(R/C)^2)$  : 理論動力

$\Delta \bar{P}/\bar{P}_{th}$  : 全損失動力

$\Delta \bar{P}_Q/\bar{P}_{th}$  : 漏れによる損失動力

$\Delta \bar{P}_T/\bar{P}_{th}$  : 摩擦による損失動力

$\bar{Q} = Q/(\omega R^3)$  : 流量

$R$  : ピストン半径

$t$  : 時間

$\bar{T} = T / (6\mu\omega R^3 (R/C)^2)$  : トルク

$\bar{w}_0 = w_0 / \omega R$  : ピストン往復速度

$\bar{x}, \bar{y}$  : ピストン中心の座標

$\bar{z} = z/R$  : 座標

$\bar{\alpha} = \alpha R/C$  : ピストンの傾き角

$\delta$  : 斜板傾斜角

$\varepsilon = \varepsilon_0 / \alpha R$  : ピストン偏心率 ( $z=0$ )

$\lambda$  : ピストン・シリンダ壁間の摩擦係数

$\mu$  : 流体粘度

$\tau = \omega t$

$\bar{\Phi}_x = R\Phi_x/C, \bar{\Phi}_y = R\Phi_y/C$  : それぞれピストン中心軸が,  $zx$   $xy$  平面となす角

$\omega$  : ポンプ軸角速度

$\Omega$  : ピストン自転角速度

$\bar{\Omega} = (\omega + \Omega) / \omega$

表 2. 2-1 供試ポンプの寸法緒元

ピストン半径	$R = 8.5 \text{ mm}$
ピストン長さ	$l_3 = 46.0 \text{ mm}$
斜板傾斜角	$\delta = 13^\circ$
回転数	$n = 1500 \text{ rpm}$
吐出し圧力	$(p_c)_{\max} = 14 \text{ MPa}$

表 2. 2-2 ピストンの設計条件と損失割合

$$\begin{aligned} \bar{l}_3 &= 5.41 \\ R/C &= 500 \\ \bar{z}_m &= -0.200 \\ \bar{F}_{A,\max} &= F_{A,\max} / (\pi R^2 p_{co}) = 0.601 \\ \bar{F}_{B,\max} &= F_{B,\max} / (\pi R^2 p_{co}) = 0.040 \\ \Delta P_Q / P_{th} &= 0.0184 \\ \Delta P_T / P_{th} &= 0.0064 \end{aligned}$$

ただし,  $\lambda = 0.01$ ,  $\lambda_s = 0.02$  (球部) .

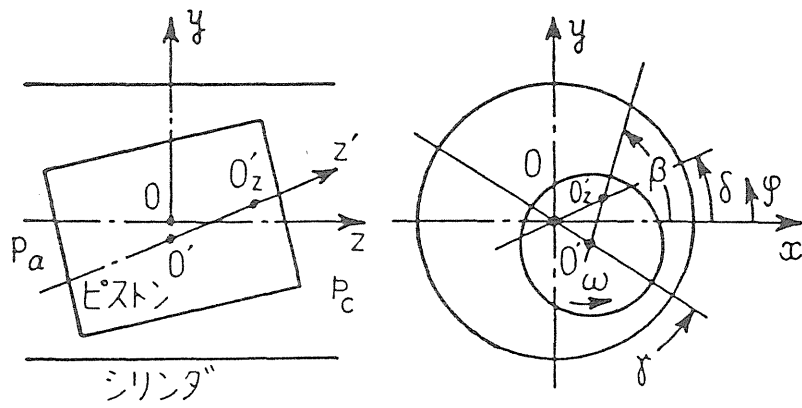


図 2. 2 - 1 記号説明図



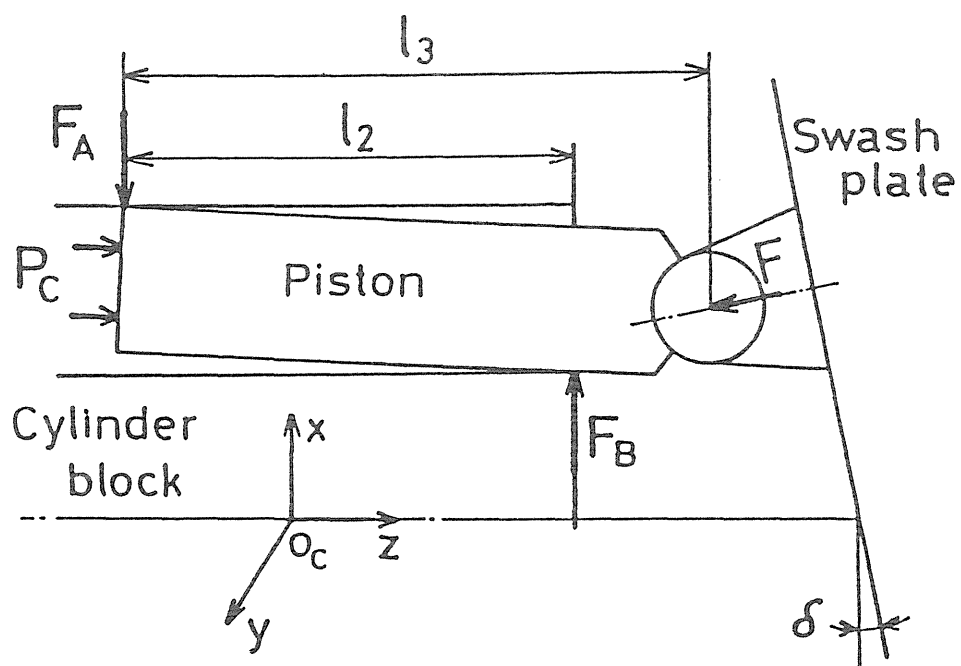


図 2. 2-2 ピストン機構説明図

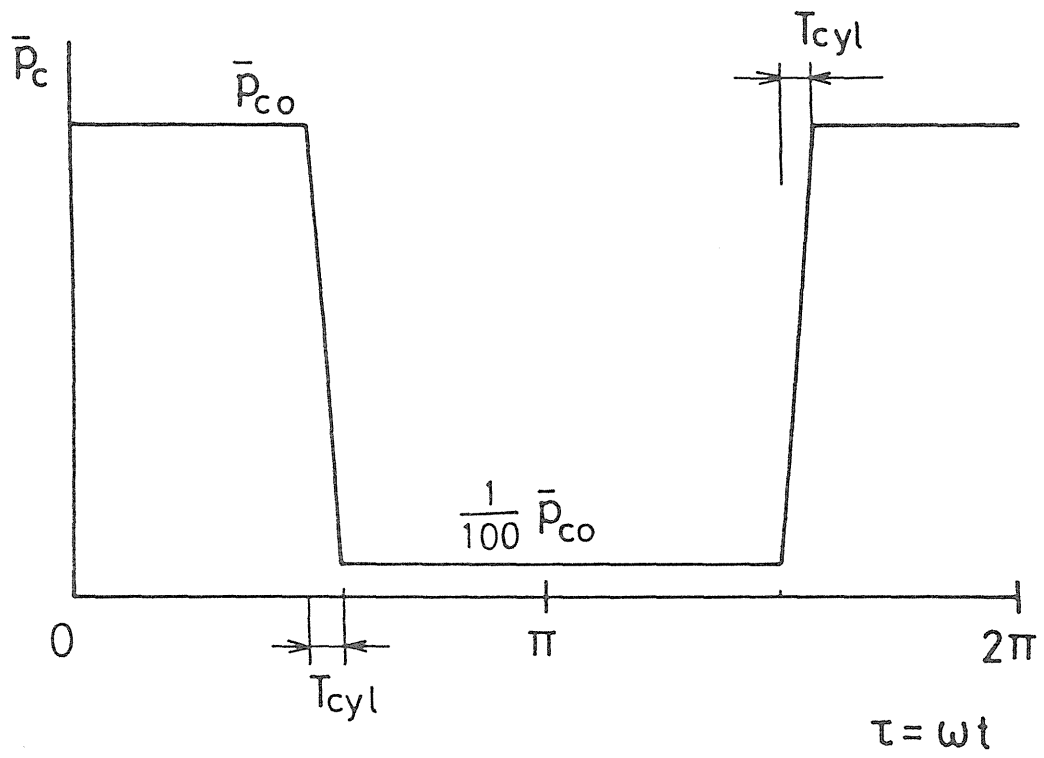


図 2. 2-3 シリンダ内圧力

## 2.3 ピストンスリッパ・斜板間しゅう動部

(a) はじめに

ピストンスリッパと斜板間のしゅう動部は、斜板式ピストンポンプにおいて、主要なしゅう動部の一つであり、すでに多くの研究が行われている [1]。軸受剛性に対する検討が不十分ではあるが、実機においても、静圧軸受としての設計が採用されている。ここでは、最も詳細な研究結果 [2, 3] を紹介するが、設計は流体膜一様の前提で行う。

(b) 流体膜形状の決定

図 2.3-1 に示すスリッパ・斜板間のしゅう動部について解析する。静止座標系  $0-X Y Z$  はシリンダブロック中心軸を  $Z$  軸、これと斜板面との交点を原点  $0$  とする。 $X$  軸は  $Z$  軸に垂直で幾何学的な上、下死点を含む面内にとる。

運動座標系  $o-x y z$  は、スリッパを斜板に完全に接触させたときのスリッパ回転軸を  $z$  軸とする。 $z$  軸と斜板面との交点を原点  $o$  とし、斜板面上に  $x y$  平面をとる。このとき、スリッパと斜板間に形成される流体膜の厚さは、

$$\bar{h} = \bar{h}_0 + \bar{\alpha} r \cos(\theta - \psi) \quad (2.3-1)$$

であり、レイノルズ方程式は

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( \bar{h}^3 r \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) = & 2 \frac{R_2 \Omega}{V} \dot{\bar{h}}_0 - \bar{\alpha} (\bar{A} \sin \psi + \bar{B} \cos \psi) \\ & + 2 \frac{R_2 \Omega}{V} \bar{\alpha} \cos(\theta - \psi) \\ & + \bar{\alpha} r \left( 2 \frac{R_2 \Omega}{V} \dot{\psi} - \bar{w}_s + \bar{C} \right) \sin(\theta - \psi) \end{aligned} \quad (2.3-2)$$

ここに、 $\bar{A}$ 、 $\bar{B}$ 、 $\bar{C}$  : スリッパの速度を表す係数で、回転角  $\tau$  の関数。 $\dot{\phantom{x}}$  は  $\tau$  についての微分を示す。圧力  $\bar{p}$  について、摂動法を適用する。すなわち

$$\bar{p} = \bar{p}_0 + \bar{\alpha} \bar{p}_1 + \bar{\alpha}^2 \bar{p}_2 + \dots \quad (2.2-3)$$

境界条件

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}(\bar{r}, 0, \tau) &= \bar{p}(\bar{r}, 2\pi, \tau) \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \bar{p}(\bar{r}, 0, \tau) &= \frac{\partial}{\partial \theta} \bar{p}(\bar{r}, 2\pi, \tau) \\ \bar{p}(1, \theta, \tau) &= \bar{p}_0 \\ \bar{p}(a, \theta, \tau) &= \bar{p}_r(\tau) \end{aligned} \right\} \quad (2.2-4)$$

の下に、圧力を求め、それをスリッパしゅう動面にわたって積分することにより、負荷容量が求まる。

軸受荷重として、シリンダ内圧力に基づく押付け力、ピストン・シリンダ壁間およ

び球面軸受部の摩擦力（モーメント）などを考慮した運動方程式を解くことによって、流体膜形状が決定する。

これに伴い、しゅう動部に生じる損失動力も求まる。詳細は文献 [ 2 , 3 ] を参照されたい。

#### (c) 供試ポンプに対する検討

試作するポンプは、既存のポンプの軸受部などに変更を加えるものであるのが、寸法上の制約のため流体膜一様の前提のもとに、設計点、すなわちシリンダ内圧力 14 MPa、回転数 1500 rpm について動力損失の計算を行った。計算に用いたポンプ諸元を表 2. 3-1 に示す。また、ピストン・シリンダブロック間および球面軸受部の摩擦係数はそれぞれ 0.01, 0.02 としている。

#### (d) 文献

- 1) 井星, スリッパ・斜板間のトライボロジー, 油圧と空気圧, 18-3(1987-5), 172
- 2) 井星, 山口, 斜板式ピストンポンプ・モータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第 1 報, 理論解析), 日本機械学会論文集 B, 48-428(1982-4), 695
- 3) 井星, 山口, 斜板式ピストンポンプ・モータに用いられるスリッパ軸受の特性 (第 3 報, スリッパ軸受部の動力損失最小の条件), 日本機械学会論文集 B, 51-472(1985-12), 3980

#### (e) 記号

$a$  : ポケット半径 / スリッパしゅう動面半径

$\bar{h} = h/H$  : 流体膜厚さ

$h_0$  : 平均厚さ

$H$  : 代表厚さ

$\bar{p} = p H^2 / (6 \mu R_2 V)$  : 圧力

$\bar{p}_a$  : 外部圧力

$\bar{p}_r$  : ポケット圧力

$P_{th}$  : 理論動力

$\Delta \bar{P} / \bar{P}_{th}$  : 全損失動力

$\Delta \bar{P}_Q / \bar{P}_{th}$  : 漏れによる損失動力

$\Delta \bar{P}_T / \bar{P}_{th}$  : 摩擦による損失動力

$R_2$  : スリッパしゅう動面半径

$t$  : 時間

$V$  : 代表速度

$\bar{\alpha} = \alpha R_2 / H$  : スリッパの傾き角

$\mu$  : 流体粘度

$\psi$  : 最大傾斜方位角

$\tau = \omega t$  : 回転角

$\omega$  : ポンプ軸角速度

$\Omega$  : 代表角速度

表 2. 3 - 1 供試ポンプの寸法緒元と特性

ピストン半径	$R = 8.5 \text{ mm}$
斜板傾斜角	$\delta = 13^\circ$
ポケット半径 / スリッパしゅう動面半径	$a = 0.7838$
摩擦による損失動力	$\Delta P_T / P_{th} = 0.013$

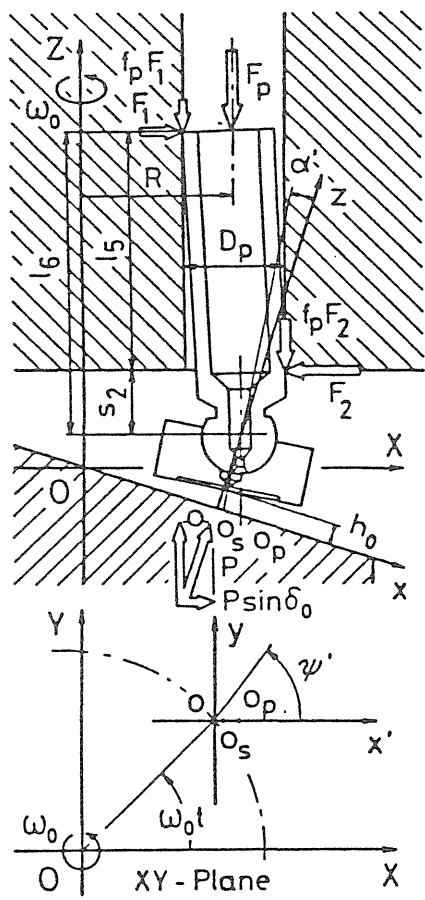


図 2. 3 - 1 座標説明図

### 3. 実験結果と考察

#### 3. 1 ポンプ性能

ポンプはインバータ付電動機により駆動し、吐出し圧力はリリース弁により設定した。吐出し量は台秤による重量法で、軸トルクはトルクメータにより測定した。

ポンプ吐出し量と回転数の関係を図3. 3-1に示す。軸トルクを図3. 3-2に示す。ポンプ圧力 $\Delta p$ （吐出し圧力-吸込み圧力）が、いずれも4.89 MPaの場合である。

回転数1000 rpmでのポンプ性能（全効率 $\eta$ ，容積効率 $\eta_v$ ，機械効率 $\eta_T$ ）を図3. 3-3に示す。これらの実験は、いずれも水温 $25\pm 1^\circ\text{C}$ で実施した。

#### 3. 2 考察

1000 rpmでのポンプ効率は、 $\Delta p = 2.9\text{ MPa}$ で92%， $9.8\text{ MPa}$ で73%となった。 $\Delta p = 9.8\text{ MPa}$ における容積効率は84%，機械効率は86%であり、圧力の増加につれて容積効率の低下が目立つ。理論解析の結果を基本としてポンプ性能を検討すると、主要な問題点は弁板とシリンダブロック間のしゅう動部にあり、直接の要因は静圧パッド絞りの加工精度にある。

通常の静圧軸受に比べ、ポンプ・モータでは小型軽量を実現するため、設計上の自由度が小さく、絞り径も小さくせざるを得ない。絞り径の設計値は、 $0.20\sim 0.28\text{ mm}$ であり、特に今回は、樹脂に加工せざるを得なかった。今後、検討を要する事項である。

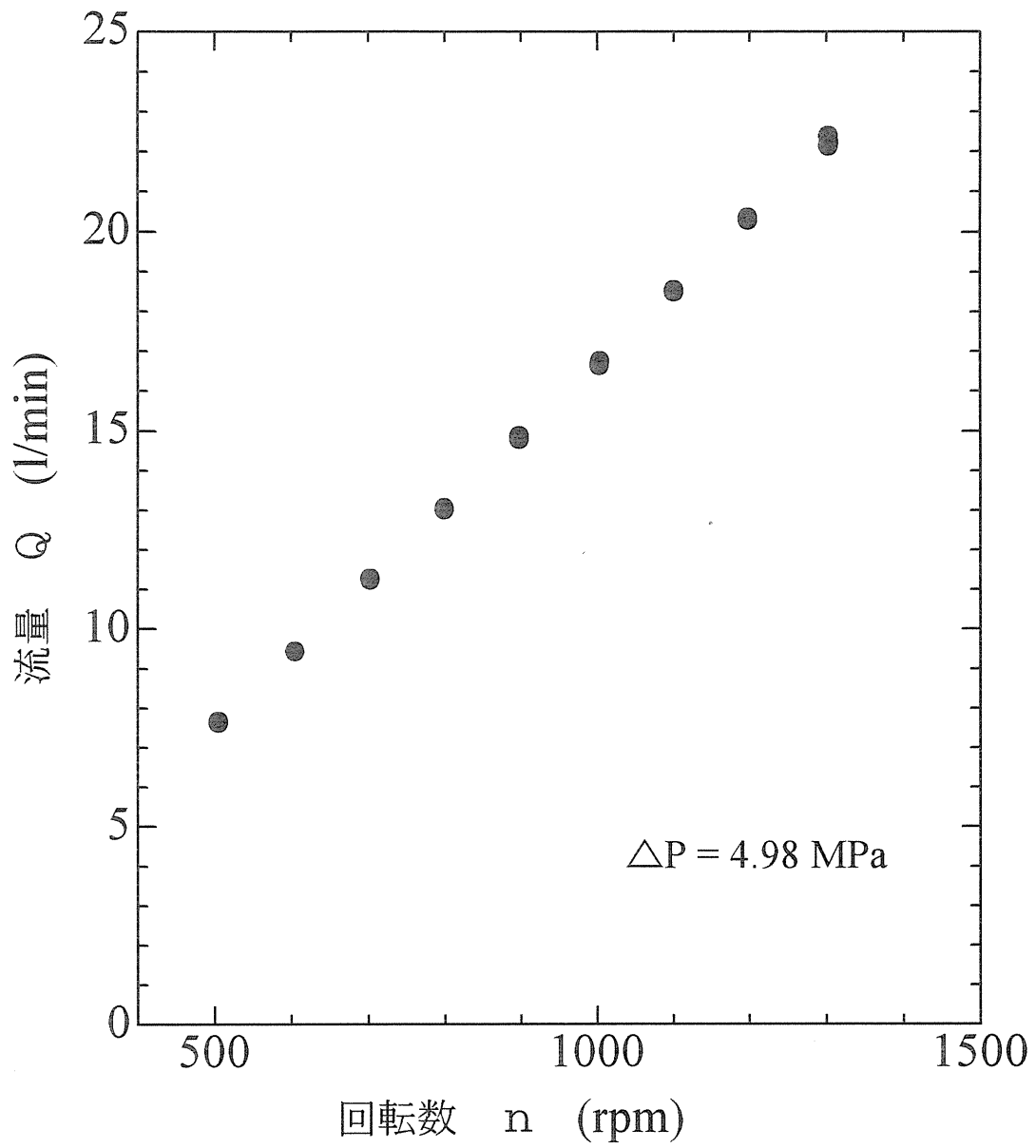


図 3. 3 - 1 回轉数 - 流量特性



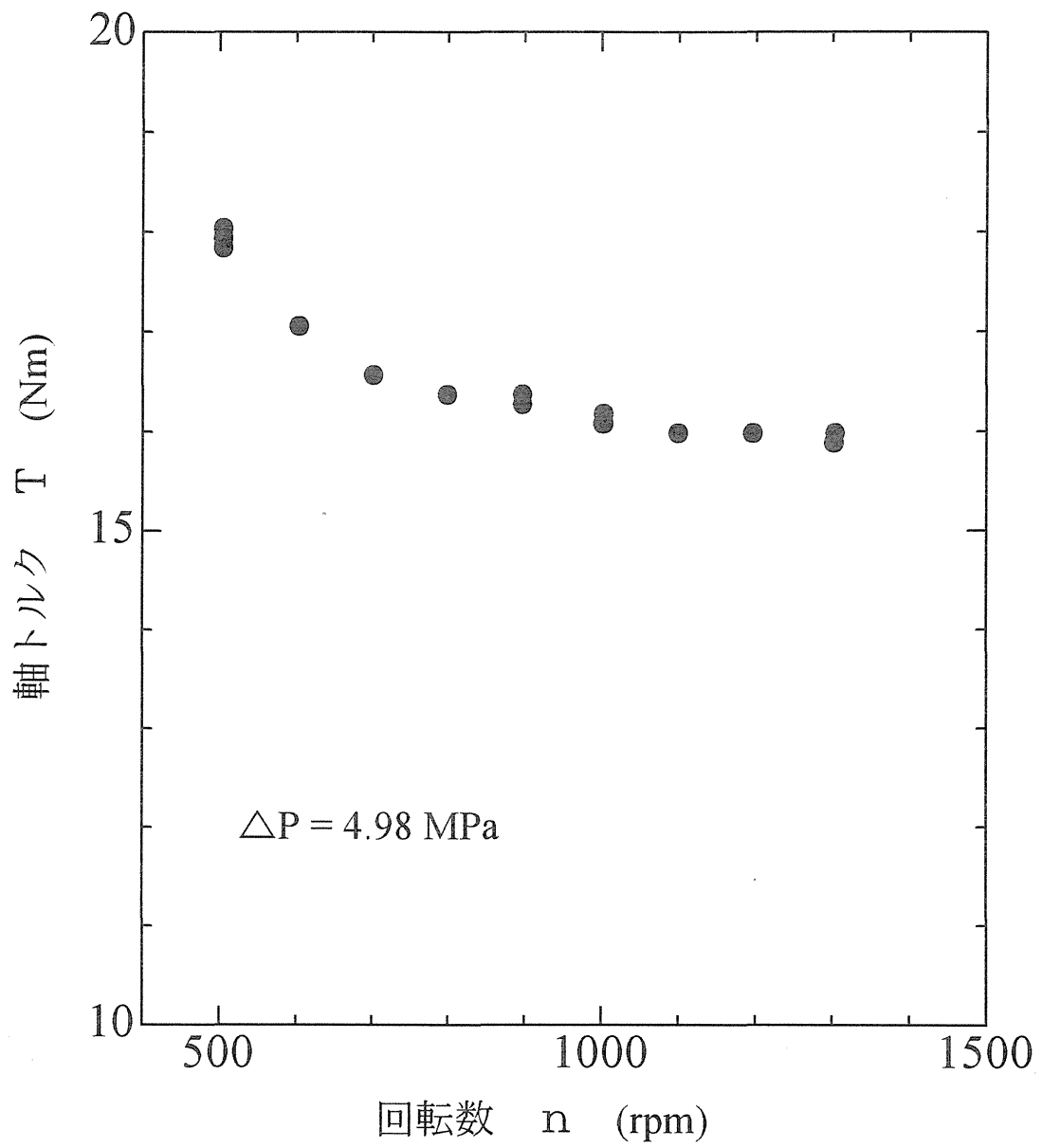


図 3. 3 - 2 回転数-軸トルク特性

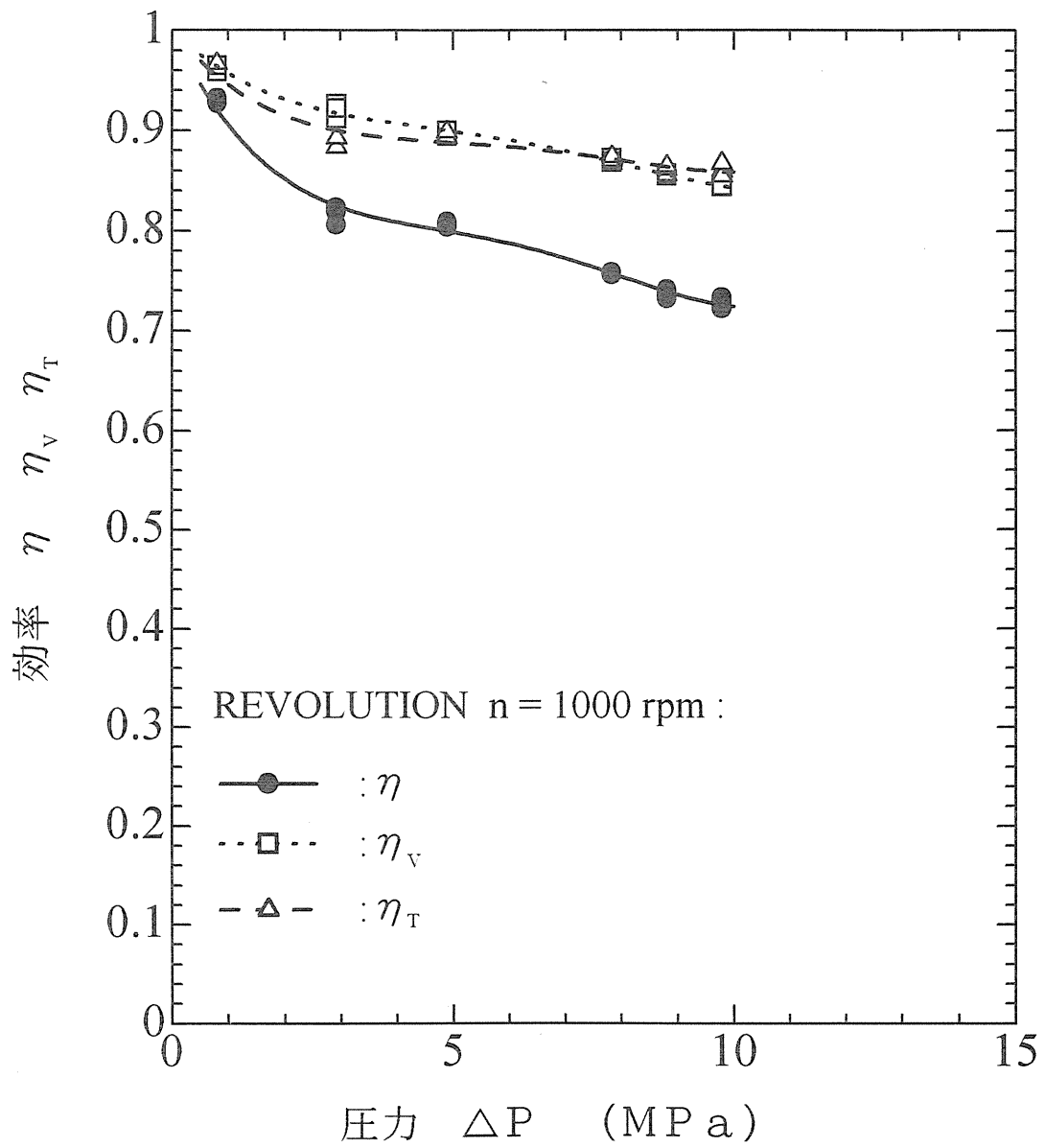


図 3. 3-3 ポンプ性能

#### 4. むすび

今回の試作研究により、清水用ピストンポンプ・モータのしゅう動部に静圧軸受理論を適用することの可能性を確認することができた。既製のポンプを基本としたため、設計上の自由度が制限され、特に騒音低減に関する対策を施すのが困難であった。

静圧パッドの供給絞りについては、加工精度の向上、あるいは加工精度に敏感さの少ない設計法の開発を進めて行きたい。

本研究に対し、ご助力を願った（株）荏原総合研究所信田 昌男氏、横浜国立大学工学部生産工学科卒業研究生石垣 禎、村山 忠友の両君に謝意を表す。