斜板式油圧ポンプのピストン-スリッパ系の動力学応答解析*

薦 紀夫^{*1}, 河上昌弘^{*2}, 藤原正康^{*3}
西村 正^{*4}, 池田光昭^{*4}, 梅田時彦^{*4}

Dynamic Response Analysis of a Piston-Slipper System in Hydraulic Piston Pump with a Swash Plate

Toshio TSUTA, Masahiro KAWAKAMI, Masaya FUJIWARA,
Tadashi NISHIMURA, Mituaki IKEDA and Tokihiko UMEDA

The dynamics of a piston-slipper system in a hydraulic piston pump with a swash plate is complicated due to the hydrostatic cyclic pressures on piston head, reactions from lubricants of some bearing supports and the centrifugal loads. The basic equations of motion of this piston-slipper system are formulated in this work using the model of 10 D. O. F. and 2-mass system, and a general program to solve the dynamics of this kind of system has been developed using the Newmark- β method. In order to evaluate the applicability of the system, numerical analysis of motion of a typical piston and slipper system has been performed, and compared with the experimental analysis, satisfactory concordance has been obtained. Next, the standard high-speed, high-pressure model on the market was analyzed and compared with the higher pressure and -speed model. Some useful results for the higher-pressure and higher-speed model were obtained.

Key Words: Hydraulic Piston Pump with a Swash Plate, Equations of Motion, Dynamics, General Program, Lubricant Response Analysis, Effect of High-Pressure and High-Speed Machine

1. 緒 言

斜板式ピストンポンプは、シリンダ内に設置された複数のピストン-スリッパ系が、固定斜板案内面上をその中心軸まわりに回転し、それにより生じるシリンダ中心軸方向の往復運動により高圧作動油を発生させ、これを吐出する。このピストン-スリッパ系の往復運動体は、往復運動の他に高速回転するシリンダブロックによる遠心力と、高圧作動油の間欠作用による同系の斜板への押付け力の変動、およびスリッパ-斜板間の平面軸受、ピストン頭部-スリッパ間の球面軸受、ピストン-シリンダ間の円筒軸受部などの潤滑系構造不連続部の作用力により複雑な運動特性を呈する。

この種の研究は、これまでスリッパの運動と軸受潤滑特性に関して Hook ら⁽¹⁾ や井星ら⁽²⁾⁽³⁾ のものがあるがピストンの運動まで含めた研究は行われていない。

本研究は、このような系を有する斜板式ピストンポンプ

内のピストン-スリッパ系の動力的な運動特性を2質点10自由度の質量系にモデル化して油膜系の動荷重を含めた運動方程式をたて、作動油圧変動と遠心力による応答が求められるようにした。これに基づいて、Newmark- β 法を用いて、系の動的応答特性を解析する汎用プログラムを開発した。次にこれを用いて、模型実験系⁽²⁾について数値解析計算を行い解析法の有効性を検討したのち、現在標準的に使用されている高圧ポンプの運動および応答特性等を求め、さらに高圧および高速に対応した仕様のポンプについて、同様の解析を行い、高圧化、高速化等に伴うこれらの系の運動特性、作用動荷重等の特性を明らかにした。

2. 理 論 解 析

2.1 ピストン-スリッパ系のモデリング ピストン-スリッパ系を図1のようにモデル化した。静止座標系 O-XYZ は斜板面に原点 O を、シリンダブロック回転中心軸を Z 軸にとり、図1のように定める。スリッパ座標系 $o_1-x_1y_1z_1$ は z_1 軸を斜板法線方向にとり、 x_1, y_1 軸は、 x_1y_1 平面が斜板面と平行にあり、 x_1, y_1 軸を XY 平面に投影したものが常に X, Y 軸と平行になるように定める。またピストン座標系 $o_2-x_2y_2z_2$ は、シリンダ穴中心軸を z_2 軸とし、 x_2, y_2 軸は X, Y 軸に

* 1993年10月2日 第71期全国大会において講演、原稿受付1994年9月16日。

^{*1} 正員、広島大学工学部 (〒724 広島市鏡山1-4-1)。

^{*2} 広島アルミニウム工業(株) (〒730 広島市阿佐北区大林)。

^{*3} 広島大学大学院。

^{*4} 正員、川崎重工業(株)精機事業部 (〒651-22 神戸市西区榎谷町松本)。

$$\left. \begin{aligned} A_1(r) &= \frac{\log(r/R_2)}{\log a}, \quad B_1(r) = \frac{1}{2} \left[\frac{1-a^2}{\log a} \log(r/R_2) - \{1 - (r/R_2)^2\} \right] \\ C_1(r) &= \frac{1}{8} \left\{ -\frac{r}{R_2} + \left(\frac{r}{R_2}\right)^3 - a^2 \left(\frac{r}{R_2} - \frac{R_2}{r}\right) \right\}, \quad D_1(r) = -\frac{1}{2} \left\{ \frac{r}{R_2} \log(r/R_2) + \frac{a^2 \log a}{1-a^2} \left(\frac{r}{R_2} - \frac{R_2}{r}\right) \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

また,

- p_0 : スリッパの外周部圧力
- p_1 : スリッパ球面上の圧力分布
- R_1 : ポケット半径
- R_2 : スリッパ半径
- $a = R_1/R_2$

である.

この圧力分布の式より求まる p をスリッパ底面内で積分すれば, 油膜圧力の各座標方向の荷重成分およびモーメント成分が次のように求まる.

$$\left. \begin{aligned} P_s &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p r dr d\theta + \pi R_2^2 (a^2 p_r - p_a) \\ P_{sx} &= -P_s \sin \alpha_s \cos \psi_s \\ P_{sy} &= -P_s \sin \alpha_s \sin \psi_s \\ P_{sz} &= P_s \cos \alpha_s \\ T_{sx} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p r^2 \sin \theta dr d\theta \\ T_{sy} &= -\int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p r^2 \cos \theta dr d\theta \\ T_{sz} &= \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \alpha_s p r^2 \sin(\theta - \psi_s) dr d\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

2・3 ピストンに関する運動方程式 図2にスリッパに作用する荷重を示す。スリッパには, 斜板潤滑面の圧力分布より得られるスリッパ底面に加わる法線力 P_s および x_1, y_1 軸まわりのモーメント T_{sx}, T_{sy} , シリンダブロックの回転による遠心力, および上下運動による慣性力が働く。球面軸受部の流体力はスリッパ-ピストン間の相対運動によるばね・減衰力により近似した。また以下では流体力 P_s のスリッパ座標系各方向成分をそれぞれ P_{sx}, P_{sy}, P_{sz} と表す。

遠心力およびそれに基づくモーメントは, 図3を参考に

Fig. 2 Forces and moments acting on slipper

$$\left. \begin{aligned} F_{scx} &= m_s R_g \omega_0^2 \cos \delta \cos \zeta \\ F_{scy} &= m_s R_g \omega_0^2 \cos \delta \sin \zeta \\ F_{scz} &= m_s R_g \omega_0^2 \sin \delta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

$$T_{scx} = F_{scy} l_{sg}, \quad T_{scy} = -F_{scx} l_{sg} \dots\dots\dots (9)$$

ここに

$$R_g = \sqrt{(R \cos \omega_0 t - l_{sg} \sin \delta_0)^2 + (R \sin \omega_0 t)^2}$$

であり, また l_{sg} を図1に与えられ, 球中心とスリッパ図心の距離である。

上下運動による慣性力およびそれに基づくモーメントは,

$$\left. \begin{aligned} F_{six} &= m_s R \omega_0^2 \tan \delta_0 \sin \delta_0 \cos \omega_0 t, \\ F_{siz} &= -m_s R \omega_0^2 \sin \delta_0 \cos \omega_0 t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

$$T_{siy} = F_{six} l_{sg}, \quad F_{siy} = T_{six} = 0 \dots\dots\dots (11)$$

以上により, スリッパの運動方程式は, m_s をスリッパの質量, c_2, k_2 をそれぞれ球面軸受部の油膜の減衰係数とばね定数とすればそれぞれ以下のように書ける。

x_1 軸方向の並進運動に関して:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_1 + c_{2x} [\dot{x}_1 - \{(\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \cos \delta_0 - \dot{z}_2 \sin \delta_0\}] \\ + k_{2x} [x_1 - \{(x_2 - l_{p0} \theta_2) \cos \delta_0 - z_2 \sin \delta_0\}] \\ = P_{sx} + P_{scx} + F_{six} \end{aligned} \dots\dots\dots (12)$$

y_1 軸方向の並進運動に関して:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{y}_1 + c_{2y} [\dot{y}_1 - \{(\dot{y}_2 + l_{p0} \dot{\theta}_2)\}] + k_{2y} \\ \times \{y_1 - (y_2 + l_{p0} \theta_2)\} = P_{sy} + P_{scy} + F_{siy} \end{aligned} \dots\dots\dots (13)$$

z_1 軸方向の並進運動に関して:

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_1 + c_{2z} [\dot{z}_1 - \{(\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \sin \delta_0 + \dot{z}_2 \cos \delta_0\}] \\ + k_{2z} [z_1 - \{(x_2 - l_{p0} \theta_2) \sin \delta_0 + z_2 \cos \delta_0\}] \\ = P_{sz} + P_{scz} + F_{siz} \end{aligned} \dots\dots\dots (14)$$

球面軸受中心まわりの回転運動に関して:

$$(I_s + m_s l_{sg}^2) \ddot{\psi}_1 = T_{sx} + T_{scx} + T_{six} \dots\dots\dots (15)$$

$$(I_s + m_s l_{sg}^2) \ddot{\theta}_1 = T_{sy} + T_{scy} + T_{siy} \dots\dots\dots (16)$$

となる。ここに $x_2, y_2, z_2, \theta_2, \psi_2$ は後出のピストン運動を表し, l_{p0} は図1に与えられるように球中心からピ

Fig. 3 Centrifugal force acting on slipper

Fig. 4 System of piston

ストンの図心 o_2 の距離である。

図4に示すように、座標 $o-xyz$ 系を z 軸がシリンダ中心軸と一致するように定める。ピストン円筒部のシリンダブロック挿入部中心を o' 、ピストン中心軸 z'

上の任意の点を o_2 とすると、油膜厚さ h は図示の記号を用いて次式で表される。

$$h = C - e_0 \cos(\eta - \gamma) - a_p z \cos(\eta - \beta) \quad \cdots (17)$$

ここで、

$e_0 = \overline{o'o'}$: ピストン円筒部中心の偏心率

a_p : 点 o' を通り xy 平面に垂直な直線と z' 軸とのなす角度

油膜を解析するために、油膜厚さ方向に $\hat{Y}$ 軸、周方向 $\hat{X}$ 軸、長さ(幅)方向に $\hat{Z}(=z)$ 軸をとると、ピストンの運動に対する境界条件は、 $\hat{X}$, $\hat{Y}$, $\hat{Z}$ 方向速度を u, v, w とすると

$$\left. \begin{aligned} \hat{y} &= 0 \text{ (シリンダブロック面上)} \\ u &= 0, \quad v = 0, \quad w = 0 \\ \hat{y} &= h \text{ (ピストン外周面上)} \\ u &= R_p \omega_p, \quad v = \frac{\partial h}{\partial t}, \quad w = w_0 \end{aligned} \right\} \quad \cdots (18)$$

となる。ここで ω_p はピストンの自転角速度、 R_p はピストン半径、 w_0 はピストン往復速度(中心軸方向)とする。上式を満足するレイノルズ方程式は次のように書ける。

$$\begin{aligned} \frac{1}{6\mu} \left\{ \frac{\partial}{R_p \partial \eta} \left(h^3 \frac{\partial p}{R_p \partial \eta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right\} &= \omega_p e_0 \sin(\eta - \gamma) + \omega_p a_p z \sin(\eta - \beta) + w_0 a_p \cos(\eta - \beta) \\ - 2 \frac{de_0}{dt} \cos(\eta - \gamma) - 2 e_0 \frac{d\gamma}{dt} \sin(\eta - \gamma) - 2 z \frac{da_p}{dt} \cos(\eta - \beta) - 2 a_p z \frac{d\beta}{dt} \sin(\eta - \beta) &\cdots (19) \end{aligned}$$

これより圧力 p を a_p のべき級数に展開し、摂動法を用いて1次の項まで求めると、以下のようにな圧力分布が求められる。

$$\begin{aligned} p_0(\eta, z, t) &= p_a + \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{l_{p1}} z \right) (p_b - p_a) \\ p_1(\eta, z, t) &= \frac{R_p}{C} \{ (A_2 e^{z/R_p} + B_2 e^{-z/R_p}) \cos \eta + (C_2 e^{z/R_p} + D_2 e^{-z/R_p}) \sin \eta + E(z, t) \cos \eta + F(z, t) \sin \eta \} \\ &\cdots (20) \end{aligned}$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} E(z, t) &= -3 \frac{p_b - p_a}{l_{p1}/R_p} \cos \beta + \frac{6\mu R_p}{C^2} \left\{ \left(-w_0 + 2 \frac{z}{a_p} \frac{da_p}{dt} \right) \cos \beta + \frac{2}{a_p} \frac{de_0}{dt} \cos \gamma \right. \\ &\quad \left. + z \left(\omega_p - 2 \frac{d\beta}{dt} \right) \sin \beta + \frac{e_0}{a_p} \left(\omega_p - 2 \frac{d\gamma}{dt} \right) \times \sin \gamma \right\} \\ F(z, t) &= -3 \frac{p_b - p_a}{l_{p1}/R_p} \sin \beta + \frac{6\mu R_p}{C^2} \left\{ \left(-w_0 + 2 \frac{z}{a_p} \frac{da_p}{dt} \right) \sin \beta \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{a_p} \frac{de_0}{dt} \sin \gamma + z \left(-\omega_p + 2 \frac{d\beta}{dt} \right) \cos \beta + \frac{e_0}{a_p} \left(-\omega_p + 2 \frac{d\gamma}{dt} \right) \cos \gamma \right\} \\ A_2 &= \left\{ E \left(-\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{-l_{p1}/2R_p} - E \left(\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{l_{p1}/2R_p} \right\} / (e^{l_{p1}/R_p} - e^{-l_{p1}/R_p}) \\ B_2 &= \left\{ E \left(\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{-l_{p1}/2R_p} - E \left(-\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{l_{p1}/2R_p} \right\} / (e^{l_{p1}/R_p} - e^{-l_{p1}/R_p}) \\ C_2 &= \left\{ F \left(-\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{-l_{p1}/2R_p} - F \left(\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{l_{p1}/2R_p} \right\} / (e^{l_{p1}/R_p} - e^{-l_{p1}/R_p}) \\ D_2 &= \left\{ F \left(\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{-l_{p1}/2R_p} - F \left(-\frac{l_{p1}}{2}, t \right) e^{l_{p1}/2R_p} \right\} / (e^{l_{p1}/R_p} - e^{-l_{p1}/R_p}) \end{aligned} \right\} \quad \cdots (21)$$

Fig. 5 Force and moments acting on piston

この圧力分布の式より求まる p をピストン表面で積分すれば、以下に示すように油膜圧力による各荷重が求まる。

$$\left. \begin{aligned} P_{px} &= -R_p \int_{-l_{p1}/2}^{l_{p1}/2} \int_0^{2\pi} p \cos \eta d\eta dz \\ P_{py} &= -R_p \int_{-l_{p1}/2}^{l_{p1}/2} \int_0^{2\pi} p \sin \eta d\eta dz \\ T_{px} &= R_p \int_{-l_{p1}/2}^{l_{p1}/2} \int_0^{2\pi} (z + l_{pg}) p \sin \eta d\eta dz \\ T_{py} &= -R_p \int_{-l_{p1}/2}^{l_{p1}/2} \int_0^{2\pi} (z + l_{pg}) p \cos \eta d\eta dz \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

図5にピストンに作用する荷重を示す。ピストンには、シリンダ潤滑面の油膜圧力による x_2, y_2 軸方向流体力 P_{px}, P_{py} およびモーメント T_{px}, T_{py} 、シリンダ内で間欠的に作用する作動油の圧力による押付け力 W_z 、遠心力とピストンの上下運動による慣性力、および球面軸受部でのばね力および減衰力が作用する。

遠心力および上下運動による慣性力は、

$$\left. \begin{aligned} F_{pcx} &= m_p R \omega_0^2 \cos \omega_0 t, \\ F_{pcy} &= m_p R \omega_0^2 \sin \omega_0 t, \\ F_{piz} &= -m_p R \omega_0^2 \tan \delta_0 \cos \omega_0 t \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

以上により、ピストンに関する運動方程式は、 x_2 軸方向の並進運動に関して：

$$\begin{aligned} m_p \ddot{x}_2 - c_{2x} \cos \delta_0 \{ \dot{x}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \cos \delta_0 + \dot{z}_2 \sin \delta_0 \} - c_{2z} \sin \delta_0 \{ \dot{z}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \sin \delta_0 - \dot{z}_2 \cos \delta_0 \} \\ - k_{2x} \cos \delta_0 \{ x_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \cos \delta_0 + z_2 \sin \delta_0 \} - k_{2z} \sin \delta_0 \{ z_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \sin \delta_0 - z_2 \cos \delta_0 \} = P_{px} + F_{pcx} \end{aligned} \dots\dots\dots (24)$$

y_2 軸方向の並進運動に関して：

$$m_p \ddot{y}_2 - c_{2y} \{ \dot{y}_1 - (\dot{y}_2 + l_{p0} \dot{\psi}_2) \} - k_{2y} \{ y_1 - (y_2 + l_{p0} \psi_2) \} = P_{py} + F_{pcy} \dots\dots\dots (25)$$

z_2 軸方向の並進運動に関して：

$$\begin{aligned} m_p \ddot{z}_2 + c_{2x} \sin \delta_0 \{ \dot{x}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \cos \delta_0 + \dot{z}_2 \sin \delta_0 \} - c_{2z} \cos \delta_0 \{ \dot{z}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \sin \delta_0 - \dot{z}_2 \cos \delta_0 \} \\ + k_{2x} \sin \delta_0 \{ x_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \cos \delta_0 + z_2 \sin \delta_0 \} - k_{2z} \cos \delta_0 \{ z_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \sin \delta_0 - z_2 \cos \delta_0 \} = W_z + F_{piz} \end{aligned} \dots\dots\dots (26)$$

ピストン重心回りの回転運動に関して：

$$I_p \ddot{\psi}_2 - c_{2y} l_{p0} \{ \dot{y}_1 - (\dot{y}_2 + l_{p0} \dot{\psi}_2) \} - k_{2y} l_{p0} \{ y_1 - (y_2 + l_{p0} \psi_2) \} = T_{py} \dots\dots\dots (27)$$

$$\begin{aligned} I_p \ddot{\theta}_2 + c_{2x} l_{p0} \cos \delta_0 \{ \dot{x}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \cos \delta_0 + \dot{z}_2 \sin \delta_0 \} + c_{2z} l_{p0} \sin \delta_0 \{ \dot{z}_1 - (\dot{x}_2 - l_{p0} \dot{\theta}_2) \sin \delta_0 - \dot{z}_2 \cos \delta_0 \} \\ + k_{2x} l_{p0} \cos \delta_0 \{ x_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \cos \delta_0 + z_2 \sin \delta_0 \} + k_{2z} l_{p0} \sin \delta_0 \{ z_1 - (x_2 - l_{p0} \theta_2) \sin \delta_0 - z_2 \cos \delta_0 \} = T_{px} \end{aligned} \dots\dots\dots (28)$$

c_2, k_2 は球面座油膜の減衰、ばね定数を示し、添字付き x, y, z はおのおの x_i, y_i, z_i 軸方向 ($i=1, 2$) 変位成分である。

3. 数 値 解 析

3・1 解析法 第2章で得られた斜板式油圧ポンプのピストン-スリッパ系の運動方程式をマトリックス形で表すと、

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \dots\dots\dots (29)$$

ここに

$$\{x\} = \{x_1, y_1, z_1, \psi_1, \theta_1, x_2, y_2, z_2, \psi_2, \theta_2\}^T$$

外力 $\{f\}$ は周期外力と流体力に分けて表せば、

$$\{f\} = \{f_i\} + [C_h(x, \dot{x})]\{\dot{x}\} + [K_h(x, \dot{x})]\{x\} \dots\dots\dots (30)$$

ここで右辺の第2, 3項は潤滑面の流体力を表す。この流体力を左辺に移行させた運動方程式を Newmark- β 法を

Fig. 6 Flow chart of dynamic response analysis

Fig. 7 Cylinder pressure

用いて離散化し、時間増分の各ステップで流体力の各係数マトリックスを収束計算により求めつつ、増分解を積み重ねる方法で同方程式を数値的に解く汎用プログラムを開発した。このフローチャートを図6に示す。

3・2 供給圧力 シリンダ内でピストン頂面に作用する作動油の圧力 p_b およびスリッパ座面のポケット内圧力 p_r は、本研究では等しいと仮定し、シリンダ回転に伴うシリンダ内圧力分布を図7のように設定した。

4. 数値解析結果

4・1 数値解析と実験との比較 一例として、ピストン本数2本、ピッチ円直径68 mm、シリンダ内圧力4.97 MPa、回転数24.8 1/sのモデルのスリッパ・斜板間の平均すきまを計算した。これを実験結果⁽³⁾と比較して図8に示す。計算に用いた主要諸元は文献(3)より引用し、不確定諸元については比例算に基づ

Table 1 Specifications of pump

	M 1	(M 2)	《 M 3 》
R (mm)	40.0		
δ_0 (rad)	0.28		
μ (Pa·s)	3×10^{-2}		
ω_0 (rad/s)	270	(270)	《 420 》
P_{bmax} (MPa)	3.2	(3.6)	《 3.2 》

Fig. 8 Comparison of simulation results with the experimental

いて与えた。本実験は、正弦波状の作動油圧変動波に対する結果である。主要な分布はほぼ一致しており本解析法の有効性が明らかとなった。

4・2 モデルと解析条件 次に本プログラムを用いて市販の高圧ポンプ(表1)のピストン、スリッパが斜板上を1周する間の応答シミュレーションを行った。解析対象である市販の斜板ポンプ(M1)およびこれを高圧化したモデル(M2)および高速化したモデル(M3)の主要諸元をそれぞれ示す。また、ピストンおよびスリッパの主な代表諸元を付録Aに示す⁽³⁾。モデルM2とM3はそれぞれモデルM1の圧力または回転数を上げたものとなっている。実験における圧力変動は上述のとおり正弦波状であるが、この機械が実際にポンプとして使用される場合には、矩形波状になる。そのため以下に述べる種々の理論予測結果の列挙においては、矩形波状入力とした。

4・3 標準モデルの応答特性 モデルM1のスリッパと斜板間の潤滑面のすきま(z_1 軸方向変位)および x_1 軸まわりの回転角をそれぞれ図9および図10に示す。すきまは吐出し過程での高い作動油圧のため座面に押し付けられ、吸入過程ではすきまは逆方向に変動しながら、もとのすきまに回復する。矩形波状入力としたため、図8に比べ図9では急激なすきま変動が見られる。また図10より、スリッパ姿勢角 ϕ_1 は押付け力がなくなる吸込み過程において、遠心力および慣性力によるモーメントにより大きな変動を示すことが

Fig. 9 Displacement of slipper, z_1 Fig. 12 Hydraulic force acting on piston, P_{px} Fig. 10 Angle change of slipper, ψ_1

Fig. 13 Minimum clearance between piston and cylinder block

Fig. 11 Hydraulic moment acting on slipper, T_{sr}

Fig. 14 Minimum clearance between slipper and swash plate

わかる。

流体力による作用動荷重のうち、スリッパに加わる x_1 軸まわりのモーメントを図 11 に、またピストンに加わる x_2 軸方向の流体力 P_{px} を図 12 に示す。スリッパに加わる潤滑面の流体力によるモーメントは、台形波圧力が立ち上がる $\omega_0 t / 2\pi$ が 0 付近でサージ圧に相当する大きな変動を示す。

ピストンに加わる x_2 軸方向の力すなわち斜板最大傾斜角方向の流体力は、矩形波状の作動油圧の上昇部、および下降部付近でスパイク状の変化を示すことがわかる。

ピストン上端面とシリンダ穴入口でのピストンとシリンダブロック間の最小すきまの変化を図 13 に示す。スリッパ座面に設けたばね押さえの影響によってピストン上端面の方がシリンダ穴入口に比べ最小すきまは小さく、またシリンダ穴入口の方が変動量が小さくなっている。これにより油圧ポンプの作動条件とピストンの運動に伴う油膜圧力限界などの検討が行える。

4.4 高圧、高速化の影響 図 9～図 12 および図 14 に M1 と併せて M2, M3 の各モデルの結果を示した。これらより次のことがわかる。

(1) 図 14 のようにスリッパの座面は作動油圧の

増加に応じて高圧過程の油膜最小すきまが小さくなるため、油膜限界から作動油圧上昇の限界が規制される。

(2) ポンプの高速化に伴って斜板斜面降下時の作動油圧除荷過程でのスリッパの姿勢角変化が遠心力の影響で大きくなり、図14の $\omega_0 t / 2\pi = 0.8$ 付近にみられる最小すきまの低減が現れる。これより、高速化に伴うスリッパ座面の油膜限界に対する検討が必要である。

(3) 図11のようにポンプ回転数(すなわち周速)を増加させると、高圧過程立ち上がり時のサージ圧の変動が大きくなり振動面からの検討が必要となる。

5. 結 言

ピストン-スリッパ系を2質点10自由度にモデル化し、スリッパ-斜板間およびピストン-シリンダ間の各しゅう動面の油膜について流体力を求め、同系における動力的な運動が求まる運動方程式を構築した。これを用いれば、この種の中心課題であるピストン-スリッパ系の任意の動力学問題がシミュレーションによって取り扱えるようになる。得られた結果は次のとおりである。

(1) ピストン-スリッパ系の動力学運動方程式を用いて、運動解析プログラムを開発した。

(2) 実験値と比較し、本解析法の妥当性を検証した。

(3) 標準的高圧ポンプの基本的な運動特性を明らかにした後、さらに圧力、回転数を上げて、その影響

を明らかにした。

(4) 各しゅう動面での油膜面非線形流体圧による動荷重を求めることができた。

付 録 A

Table A Specifications of piston and slipper⁽³⁾

piston		slipper	
$R_p(\text{mm})$	10		
$m_p(\text{kg})$	13×10^{-2}	$m_s(\text{kg})$	3×10^{-2}
$I_p(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$	38	$I_s(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$	1.5
$l_p(\text{mm})$	58	$l_s(\text{mm})$	12
$l_{p,s}(\text{mm})$	28	$l_{s,s}(\text{mm})$	7.3
$C(\mu\text{m})$	22	$C_{s,s}(\mu\text{m})$	0.1
$C_s(\mu\text{m})$	18	$h_s(\mu\text{m})$	30

C: Clearance betw. piston and cylinder block

C_s : Clearance of ball bearing

$C_{s,s}$: Clearance betw. slipper and the support

h_s : Clearance betw. slipper and swash plate

文 献

- (1) Hook, C. J., ほか1名, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Vol. 197 C (1983), 239-247.
- (2) 井星正気・山口惇, 機論, 49-437, B(1983), 164.
- (3) 井星正気, 機論, 51-472, B(1985), 3980.
- (4) 蔦紀夫・ほか5名, 日本機械学会第71期全国大会講演会論文集, No. 930-63, A(1993), 130.
- (5) 西村正・ほか5名, 日本機械学会第71期全国大会講演会論文集, No. 930-63, B(1993), 130.