

## 斜板式ピストンポンプ・モータの解析技術

## Analysis Technology for Axial Piston Pumps and Motors

佐藤 直人  
SATO Naoto

## 要 旨

当社の基幹製品である斜板式ピストンポンプ・モータは、母機メーカーから高速化、高圧化、高効率化、小型化、低コスト化等様々な要求がある。これら要求に対応するため、ポンプ・モータ部品形状の最適化による油圧損失の低減、回転摺動部の改良によるトルク損失の低減、油路構造の変更など工夫を行っている。

一方、ポンプ・モータ特性の解析技術においては、従来からロータリーパーツの運動を考慮した解析を行い、予測精度の向上を進めている。特に起動時や微速時については、この解析技術を用いてトルク予測に活用している。しかしながら、高回転域でのポンプ・モータ効率に対しては、細部の解析モデルの検証が不十分な面があった。また、摺動部構造の複雑化（球面化）や、吐出ポートの2分割構造化（スプリットフロー化）に対する対応も、従来の解析技術の課題であった。

そこで今回、様々な製品仕様に対応し、高回転域にも有効なピストンポンプ・モータ特性の解析技術の構築を行った。さらに解析結果については、実験的検証を行い、妥当性を確認した。なお本解析技術は、社内の設計標準ツールとして展開しており、ポンプ・モータ開発に日常的に活用されている。

## Abstract

Axial piston pumps and motors are key products of our company, and are subject to various requirements from vehicle manufacturers such as greater speed, higher pressure, higher efficiency, smaller size and lower cost. In order to meet these requirements, various techniques are being devised such as reducing pressure loss by optimizing pump or motor part shape, reducing loss torque by improving rotating and sliding sections, and changing the of oil path structure.

In analysis technology for pump and motor characteristics, on the other hand, progress has been made for some time in improving prediction technology by carrying out analysis taking into account the movement of rotary parts. This analysis technology is used to predict torque when starting and in the low speed range. However, for the prediction of pump and motor efficiency in the high speed range, there are points where verification of the detailed analysis model has not been sufficient. Also, conventional analysis technology has had issues with greater complexity of the sliding section structure (spherical surface) and switching to a two-segment structure of the outlet port (split flow type).

In this paper, analysis technology for piston pump and motor characteristics, effective for the high-speed range, was developed to support various product specifications. In addition, validity was confirmed through experimental verification. This analysis technology has been deployed as a standard tool for design inside our company, and is routinely utilized for pump and motor development.

## 1 緒言

斜板式ピストンポンプ・モータ（以下、ピストンポンプ・モータまたは単独でポンプ、モータ）は当社の基幹製品であり、建設機械をはじめ産業車両、農業機械などに幅広く採用されている。このピストンポンプ・モータには、母機メーカーから高速化、高圧化、高効率化、小型化、低コスト化等様々な要求がある。これら要求に対して、スワッシュプレート（以下、弁板）摺動部を球面化したり、独立した2つの吐出ポート構造（スプリットフロータイプ）といった改良をしたり種々の対応を行っている。

一方、ピストンポンプ・モータの解析技術においては、製品の根幹部位であるシリンダブロック（以下、C/B）とピストン等から構成されるロータリーパーツの設計が重要になる。このロータリーパーツには、

- ①C/B-弁板間
- ②C/B-ピストン間
- ③斜板-ピストン・シュー間

の主要な3つの摺動部位があり、これら3部位の特性がピストンポンプ・モータの性能に影響を及ぼす。特にC/Bは、上記3つの摺動部位全てから大きく影響を受けており、その挙動予測技術を確立することは、ロータリーパーツの最適設計を行う上で必要不可欠である。

当社では従来、C/Bの挙動解析（以下、C/B油圧バランス解析）やシリンダ内圧計算等を行っており、ポンプ・モータ開発に活用している。特に近年では、高速・高効率化の要求に伴い、高回転域におけるC/B挙動や効率の予測が望まれる場面がある。しかしながら、従来のC/B油圧バランス解析では、起動トルクや微速時の駆動トルクを予測する機会が多く、高回転域での検証については不十分な面もあった。また、前述の球面弁板やスプリットフロータイプの対応も課題であった。

そこで、従来のC/B油圧バランス解析の計算モデルをベースとして、様々な製品仕様に対応したC/B油圧バランス解析技術を構築したので、その概要と解析事例について解説する。

## 2 解析対象

### 2.1 ロータリーパーツ

図1に、解析対象であるロータリーパーツを示す。この図では、C/B-弁板間摺動部は平面であるが、一般的に球面にすることで高速化、高圧化、性能安定化が可能<sup>1)</sup>である。なお、ロータリーパーツは、

ポンプとモータで基本的な構造は同じである。ポンプの場合は、駆動軸の回転でC/B内のピストンを往復運動させ、油の吸い込みと吐き出しを行う。一方、モータの場合はポンプとは逆になり、油圧によって駆動軸を回転させる。

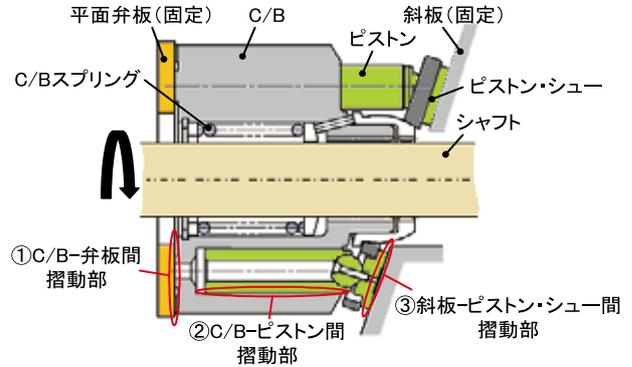


図1 ロータリーパーツ

### 2.2 各種製品仕様への対応

2種類の弁板（平面、球面）だけでなく、シングルフローおよびスプリットフローの2つのフロータイプに対応できるようにした。ここで、シングルフローは図2(a)に示すように吸込側と吐出側がそれぞれ1つの一般的なタイプ、スプリットフローは図2(b)に示すようにC/Bポートが内外2つに分かれて（内：青色、外：赤色）、独立した2つの吐出が可能

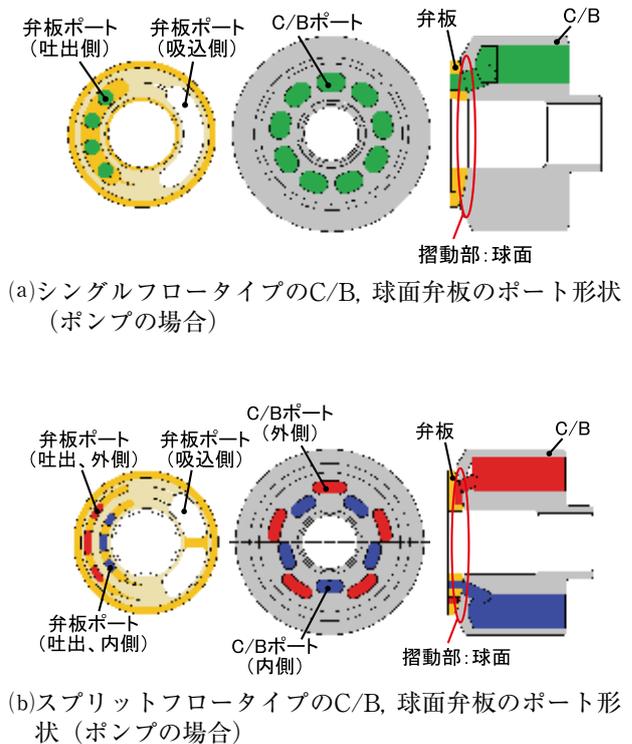


図2 各フロータイプの構造

能なタイプである。

### 3 C/B油圧バランス

本章では、解析の根幹となるC/B油圧バランスについて説明する。

ピストンポンプ・モータの主な摺動部は前述の3か所であるが、特にC/B-弁板間は、C/B挙動の影響を強く受ける最重要部である。この摺動部からの作動油の漏洩が少なく、かつ摩擦も摩耗も小さくすることが必要である。そのためには、C/Bが浮き上がることや傾くことを防止しなければならない。また、C/Bが過大な力によって弁板に押し付けられることも回避しなければならない。すなわち、C/Bの力学的バランスの取り方が極めて重要である。

C/Bの油圧バランスを最適化するには、摺動部の圧力分布を精度良く把握することが必要であり、油膜圧力解析はその有効な手段である。油膜圧力解析の精度は、摺動部の油膜形状のモデル化の正確性に左右されるため、C/Bの姿勢変動に伴い変化する油膜形状のモデル化が重要になる。

一方、当社では近年、弁板の球面化とりわけ図3に示すようにC/Bの球径 $S_c$ と弁板の球径 $S_v$ の差 $C_L$ ( $=S_c - S_v$ 、以下、球径差)を設けた開発を進めている。ここで例として、球径差の違いについて、有効圧力に対する容積効率、全効率の試験結果を、それぞれ図4(a)、(b)に示す。両効率とも、球径差によって大きな差が見られることから、球径差の設計が非

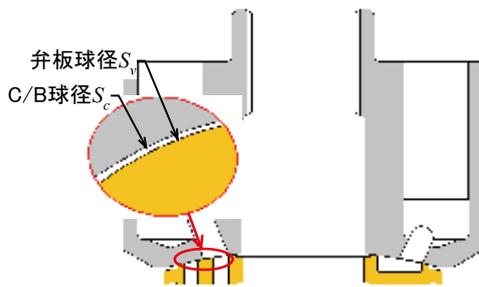


図3 球径差 $C_L(=S_c - S_v)$

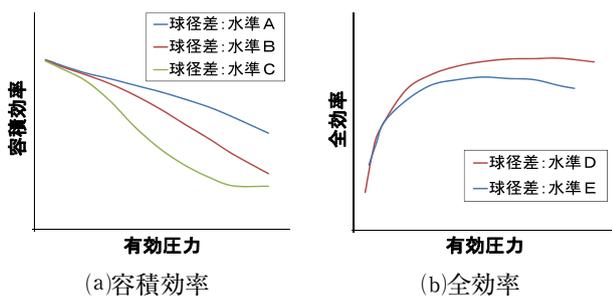


図4 球径差 $C_L$ の影響

常に重要であることが分かる。しかしながら、従来の球面弁板の解析では、C/Bと弁板の球径が等しい( $S_c = S_v$ )と仮定していたため、球径差を考慮した解析ができなかった。本解析では、球径差を考慮して油膜形状をモデル化したことで、その影響を評価することが可能となった。

### 4 解析方法

#### 4.1 主な仮定条件

本解析における、主な仮定条件を以下に示す。

- ・変形可能な部品はシャフトのみで、それ以外の部品は剛体とする。
- ・摺動部は、①C/B-弁板間、②C/B-ピストン間、③斜板-ピストン・シュー間の3か所とし、それ以外の部分の摩擦はすべて無視する。
- ・各部品の質量は無視する。

#### 4.2 油膜圧力解析

各摺動部(①C/B-弁板間、②C/B-ピストン間、③斜板-ピストン・シュー間)の油膜形状をC/B、ピストン、ピストン・シューの姿勢から求め、それぞれの油膜にレイノルズ方程式を適用し、有限要素法(または差分法)により油膜圧力分布を計算する。その後、得られた油膜圧力分布から力やモーメント、漏れ流量を算出する。

油膜形状の例として、球面弁板で球径差がある場合のC/B-弁板間摺動部について以下に説明する。図5(a)に示すC/B-シャフト間スプライン結合部のスプライン中心を原点Oとした全体座標系とは別に、まず、球面弁板(球径 $S_v$ )の球面中心 $O_v$ を原点とした局所的な球面座標系を考える。ここで、天頂角を $\theta_v$ 、方位角を $\varphi_v$ として、図5(b)のようにC/B(球径 $S_c$ )の球面中心 $O_c$ を $(e, \theta'_v, \varphi'_v)$ とする。これにより、C/Bと弁板の幾何学的配置が定まる。油膜厚さ $h$ は、 $e \ll S_v/2$ より、近似的に次式で表される<sup>2)</sup>。

$$h = C_L + e \sin \theta_v \sin \theta'_v \cos(\varphi_v - \varphi'_v) + e \cos \theta_v \cos \theta'_v \quad (1)$$

本解析によるスプリットフロータイプの油膜形状

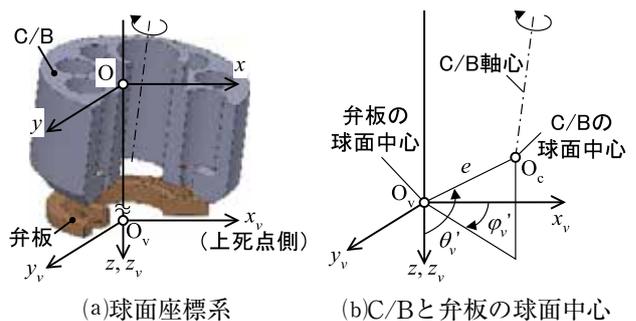
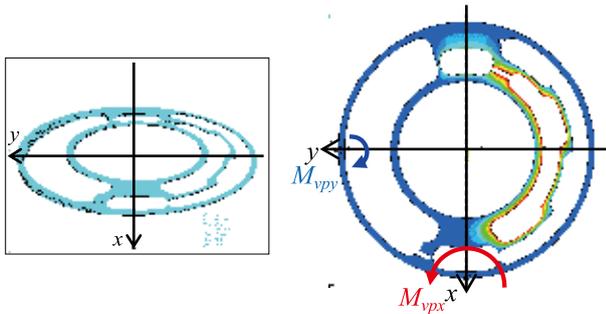


図5 C/Bと弁板の幾何学的配置(球面弁板の場合)

を図6(a)に、圧力分布を図6(b)に例として示す。図6(a)は厚さ方向をデフォルメして表示しているが、摺動面の位置によって油膜厚さ $h$ が変化していることが分かる。摺動部の油膜圧力分布による力 $\vec{F}_{vp}$ とモーメント $\vec{M}_{vp}$ は、図6(b)の圧力分布より算出される。図中の矢印は、 $x, y$ 軸周りのモーメント $M_{vpx}, M_{vpy}$ の大きさと方向を表しており、赤色が正、青色が負である。



(a)油膜形状例 (b)圧力分布例  
図6 C/B-弁板間摺動部 (球面弁板の場合)

### 4.3 シャフト弾性変形解析

シャフトは、図7に示すスプライン中心を原点 $O$ とした直交座標系において、ベアリングで支持されたはりと仮定し、スプライン結合部で受けたC/Bからの反力 $\vec{F}_t$ 、反モーメント $\Delta\vec{M}_t$ によりたわみを計算する。なお、C/B-シャフト間は、スプライン結合部のクリアランスを考慮している。

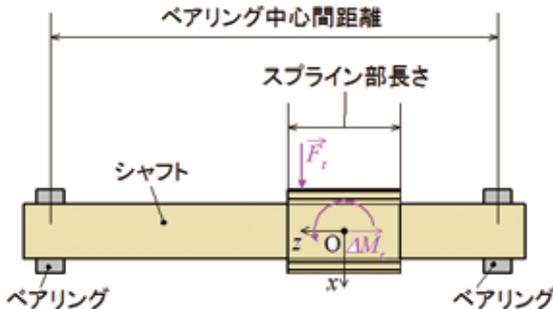


図7 シャフトに作用する力

### 4.4 C/B姿勢解析

C/Bに作用する力を図8に示す。これらの力は大きく分けて、C/Bシリンダ部に作用する力の合力( $\vec{F}_{CB}$ )、C/B弁板部に作用する力(油膜圧力分布による力 $\vec{F}_{vp}$ 、力の不平衡により生じる接触力 $\vec{F}_{vm}$ 、摩擦力による力 $\vec{F}_{\mu v}$ )、シャフトから受ける力( $-\vec{F}_t$ )、C/Bスプリングによる力( $F_k$ )の4つになる。なお、C/Bシリンダ部に作用する力の合力 $\vec{F}_{CB}$ は、ピストン本数分のすべての力を足し合わせたものである。C/Bに作用する慣性力を無視すると、上記4つの力と原点 $O$ 周りのモーメントのつり合いは次式で表さ

れる<sup>3)</sup>。

$$\left. \begin{aligned} F_{CBx} + F_{vpx} + F_{vmx} + F_{\mu vx} - F_{tx} &= 0 \\ F_{CB y} + F_{vpy} + F_{vmy} + F_{\mu vy} - F_{ty} &= 0 \\ F_{CBz} + F_{vpz} + F_{vmz} + F_{\mu vz} - F_{tz} + F_k &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{CBx} + M_{vpx} + M_{vmx} + M_{\mu vx} - M_{tx} &= 0 \\ M_{CB y} + M_{vpy} + M_{vmy} + M_{\mu vy} - M_{ty} &= 0 \\ M_{CBz} + M_{vpz} + M_{vmz} + M_{\mu vz} - M_{tz} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここで、(3)式の各項は、 $\vec{F}_{CB}, \vec{F}_{vp}, \vec{F}_{vm}, \vec{F}_{\mu v}, -\vec{F}_t, \Delta\vec{M}_t$ によってそれぞれ生じるモーメント $\vec{M}_{CB}, \vec{M}_{vp}, \vec{M}_{vm}, \vec{M}_{\mu v}, -\vec{M}_t$ の各軸周りの成分である。

上記(2), (3)式を満足するようにC/Bの姿勢を計算する。

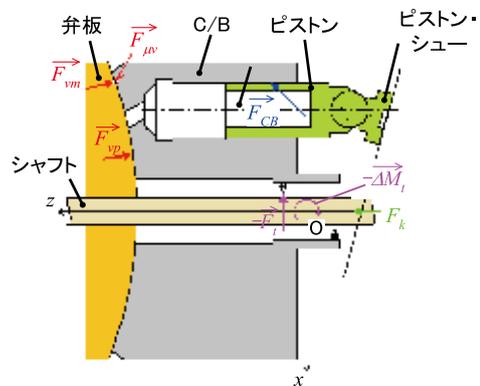


図8 C/Bに作用する力

### 4.5 C/B油圧バランス解析の解析手順

図9にC/B油圧バランス解析のフローチャートを示す。初期条件設定後、C/B回転角度ごとに油膜圧力解析、シャフト弾性変形解析、C/B姿勢解析を繰り返して、C/Bの姿勢を収束計算する。この計算を、C/B回転角度刻み $\Delta\theta$ ごとに行い、1ピッチ分(360degをピストン本数 $n$ で割った角度)まで実行する。各種効率、C/B回転角度1ピッチ分の漏れ量、損失トルクの平均値から計算する。

## 5 解析事例

### 5.1 対象製品

解析事例としての対象製品は、小型油圧シヨベル用1C/BピストンポンプPSVL2-42<sup>4)</sup>であり、本解析技術を活用して開発している。図10にPSVL2-42の外観、表1にPSVL2-42の主な仕様を示す。なお、このポンプは球面弁板を採用している。

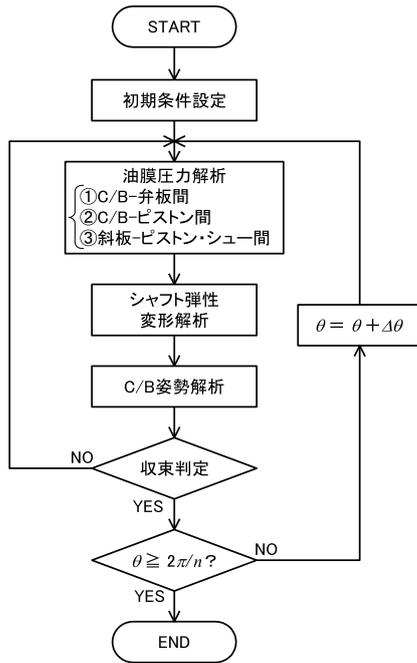


図9 C/B油圧バランス解析のフローチャート

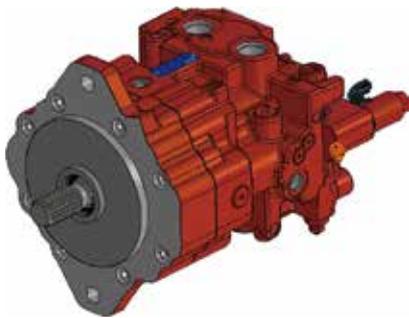


図10 PSVL2-42

表1 PSVL2-42の主な仕様

押しのけ容積 [cm <sup>3</sup> /rev]	スプリットフロー： 42.3+42.3
最高圧力 [MPa]	32
最高回転数 [rpm]	2,200

## 5.2 解析条件

### (1)各摺動部の摩擦係数

各摺動部の摩擦係数は、社内で蓄積した知見および新たに行った試験結果から求めた摩擦係数を設定する。なお、各摺動部の摩擦係数は、回転数に応じて与える。

### (2)各摺動部の最小油膜厚さ

各摺動部の最小油膜厚さは、社内で蓄積した知見および新たに行った試験結果から求めた最小油膜厚さを設定する。

### (3)シリンダ内圧

当社の設計標準ツールであるシリンダ内圧予測プ

ログラムの計算結果を、油圧バランス解析に使用している。なお、上記プログラムでは、斜板振動や吐出脈動、ノッチ形状等の影響を考慮することが可能である。図11には、PSVL2-42の外側C/Bポートに対応したシリンダ内圧計算結果例を示しており、横軸がC/B回転角度 $\theta$ を、縦軸がシリンダ内圧である。C/B油圧バランス解析においては、図11のような吐出側の圧力脈動を考慮することができる。

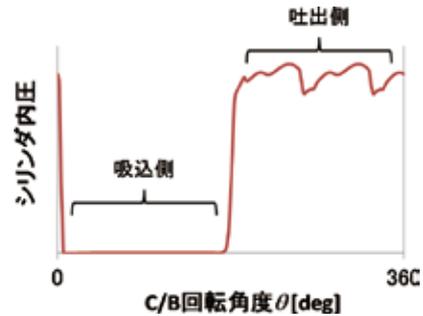


図11 シリンダ内圧計算結果例

## 5.3 解析結果例

### (1)C/B-弁板間摺動部の圧力分布

図12, 13は、それぞれ内側、外側ポート高圧の場合に対するC/B-弁板間摺動部の圧力分布をC/B回転角度20deg刻みで示したものである。両図より、内側ポート高圧の場合、外側ポート高圧の場合ともに、 $x$ 軸周りのモーメント $M_{vpx}$ は常に正で安定しているが、 $y$ 軸周りのモーメント $M_{vpy}$ はC/B回転角度 $\theta$ によって正負の逆転が見られる。なお、ピストン本数は内側、外側ポートそれぞれ5本のため、1ピッチは72degである。

### (2)モーメント比

モーメント比は、油圧バランス設計指標の1つであり、C/Bに作用する $x, y$ 軸周りのモーメントの比として、それぞれ次式で表される。

$$\eta_x = -\frac{M_{CBx}}{M_{vpx}}, \quad \eta_y = -\frac{M_{CBy}}{M_{vpy}} \quad (4)$$

図14, 15は、球径差2水準について、1ピッチ分の $x, y$ 軸周りのモーメント比をそれぞれ示したものである。 $x$ 軸周りのモーメント比は球径差の違いによる影響は小さいが、 $y$ 軸周りのモーメント比はC/B回転角度 $\theta$ によって球径差違いで大きな差が見られる。これは、上記(1)で前述した $y$ 軸周りのモーメント $M_{vpy}$ の正負の切り替わりのタイミングが影響していると考えられる。 $x, y$ 軸周りのモーメント比とも、1ピッチの変動値が設計基準を満足するように設計する。

矢印の向きはモーメントの方向：赤色が正、青色が負

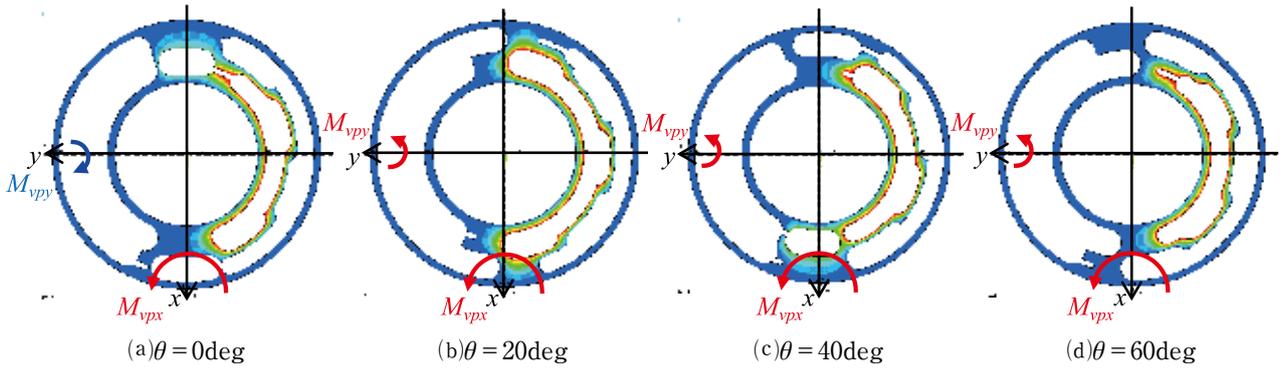


図12 C/B-弁板間摺動部の圧力分布（球径差①：内側ポート高圧）

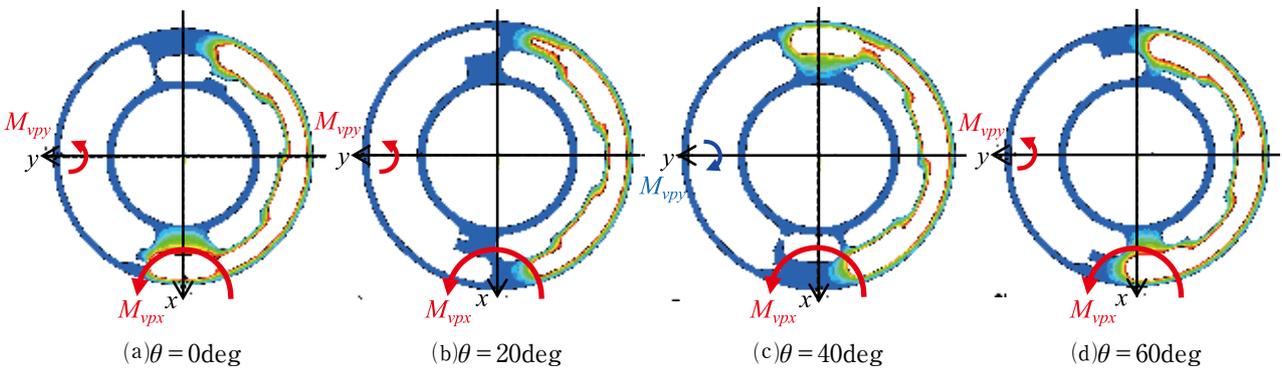


図13 C/B-弁板間摺動部の圧力分布（球径差①：外側ポート高圧）

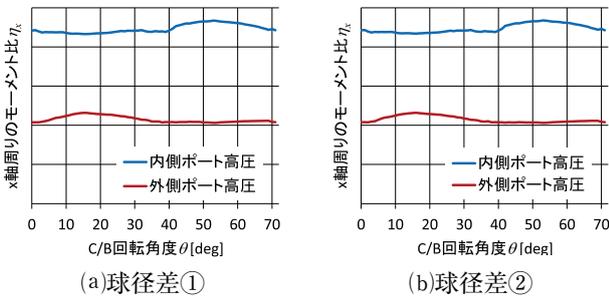


図14 x軸周りのモーメント比 $\eta_x$

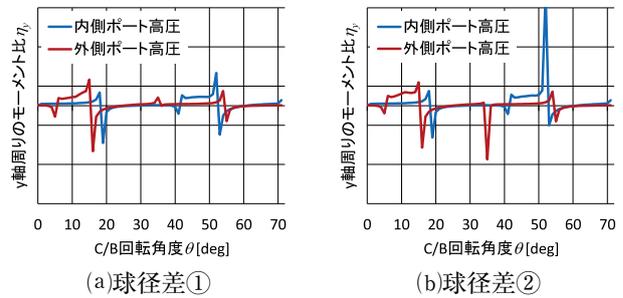


図15 y軸周りのモーメント比 $\eta_y$

(3) 押付比

押付比は、油圧バランス設計指標の1つであり、C/Bに作用する荷重のz軸方向の比として、次式で表される。

$$\eta = - \frac{F_{CBz} + F_k}{F_{vpz}} \quad (5)$$

図16は、1ピッチ分の押付比を示したものである。内側ポート高圧の場合、外側ポート高圧の場合ともに、C/B回転角度 $\theta=0, 40\text{deg}$ 付近で押付比の変動が見られるが、これは高圧のピストン本数が2本から3本、3本から2本に切り替わるタイミングの影響である。押付比も、モーメント比と同様に1ピッチの変動値が設計基準を満足するように設計する。

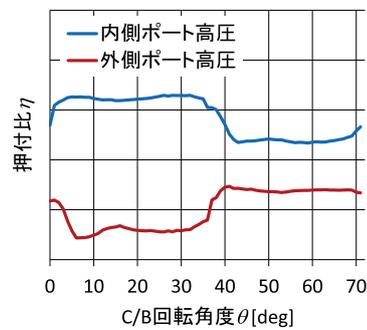


図16 押付比

5.4 解析精度の実験的検証

解析精度の検証のため、図14, 15に示す球径差2水準について、実機試験を行った。実機試験により得られた吐出圧力と各種効率の関係を解析結果と比較したものを図17に示す。図中の実線が解析結果、破線が実測結果である。容積効率については、解析および実測とも、内側ポート高圧に比べて外側ポート高圧の効率が低く、それが球径差①に比べて球径差②の方が顕著に表れている。機械効率については、解析および実測とも、高圧ポート違い、球径差違いで顕著な差は見られない。このため、全効率については、解析および実測とも、容積効率の影響が支配的である。以上の結果から、解析は実測と傾向が良く一致しており、本解析技術では各種効率の定性的予測が可能といえ、設計開発における有効なツールとなる。

6 結言

ピストンポンプ・モータに対して、各種製品仕様（平面・球面弁板、シングル・スプリットフロー）に対応したC/B油圧バランス解析技術を構築した。さらに、高回転域における各種効率計算結果の妥当性を実験的に確認した。なお、本解析技術は、社内の設計標準ツールとして展開しており、ポンプ・モータ開発の効率化や最適設計に活用されている。

今後は、流体潤滑理論を適用している各摺動部に対して、混合潤滑理論や弾性流体潤滑理論の適用を検討し、焼付や摩耗等の品質問題に取り組んでいく。

最後に、本解析技術構築に際して、多大なご協力を頂いた関係各位に対して、深く感謝申し上げます。

主な記号

- $C_L$  : 球径差 ( $= S_c - S_v$ )
- $h$  : 油膜厚さ
- $n$  : ピストン本数
- $F_k$  : C/Bスプリング力
- $\vec{F}_{CB}$  : C/Bシリンダ部に作用する力の合力, 各軸方向成分 ( $F_{CBx}, F_{CBy}, F_{CBz}$ )
- $\vec{F}_t$  : C/Bからシャフトに作用する力, 各軸方向成分 ( $F_{tx}, F_{ty}, F_{tz}$ )
- $\vec{F}_{vm}$  : C/B-弁板間の力の不平衡により生じる接触力, 各軸方向成分 ( $F_{vmx}, F_{vmy}, F_{vmz}$ )
- $\vec{F}_{vp}$  : C/B-弁板間の油膜圧力分布によって作用する力, 各軸方向成分 ( $F_{vpx}, F_{vpy}, F_{vpz}$ )
- $\vec{F}_{\mu}$  : C/B-弁板間の摩擦力, 各軸方向成分 ( $F_{\mu x}, F_{\mu y}, F_{\mu z}$ )
- $\vec{M}_{CB}$  : C/Bシリンダ部に作用する力 $\vec{F}_{CB}$ の原点Oに関する合モーメント, 各軸周りの成分 ( $M_{CBx}, M_{CBy}, M_{CBz}$ )
- $\vec{M}_t$  : C/Bからシャフトに作用する力 $\vec{F}_t$ , 反モーメント $\Delta\vec{M}_t$ により生じるモーメント, 各軸周りの成分 ( $M_{tx}, M_{ty}, M_{tz}$ )
- $\vec{M}_{vp}$  : C/B弁板部に作用する油膜圧力分布による力 $\vec{F}_{vp}$ により生じるモーメント, 各軸周りの成分 ( $M_{vpx}, M_{vpy}, M_{vpz}$ )
- $\vec{M}_{vm}$  : C/B弁板部に作用する力の不平衡により生じる接触力 $\vec{F}_{vm}$ により生じるモーメント, 各軸

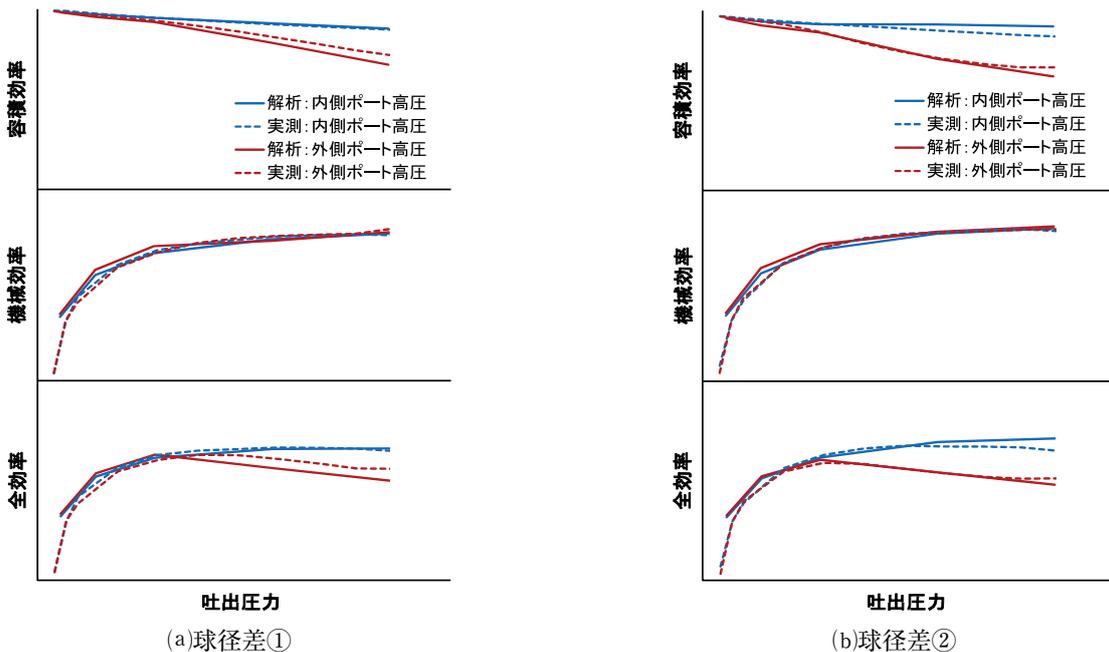


図17 各種効率の精度検証結果例 (ピストンポンプ)

	周りの成分 ( $M_{vmx}, M_{vmy}, M_{vmz}$ )	刻み
$\vec{M}_{\mu v}$	: C/B弁板部に作用する摩擦力 $\vec{M}_{\mu v}$ により生じるモーメント, 各軸周りの成分 ( $M_{\mu vx}, M_{\mu vy}, M_{\mu vz}$ )	$\theta_v$ : 天頂角 $\varphi_v$ : 方位角
$\vec{\Delta M}_t$	: C/Bからシャフトに作用する反モーメント, 各軸周りの成分 ( $DM_{tx}, DM_{ty}, DM_{tz}$ )	
$e, \theta_v', \varphi_v'$	: C/B球面中心の座標	
$O_c$	: C/Bの球面中心	
$O_v$	: 球面弁板の球面中心	
$S_c$	: C/Bの球径	
$S_v$	: 弁板の球径	
$\eta$	: 押付比	
$\eta_x, \eta_y$	: x, y軸周りのモーメント比	
$\theta$	: C/B回転角度	
$\Delta\theta$	: C/B油圧バランス解析実行時のC/B回転角度	

参 考 文 献

- 1) (一社)日本フルードパワー工業会: 実用油圧ポケットブック (2012年版).
- 2) 山口, 清水: ピストンポンプにおける球面弁板と平面弁板の流体潤滑特性の比較, 油圧と空気圧, Vol. 20, No. 2, (1989年).
- 3) 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摺動部特性 (第1報, 動圧パッド付弁板), 日本機械学会論文集 (B編), Vol. 51, No. 469, (1985).
- 4) 武井, 阪井: 小型油圧ショベル用ピストンポンプの開発, KYB技報第54号, (2017年).

著 者



佐藤 直人

1999年入社. 技術本部CAE推進部相模分室. 博士 (工学). 各種製品の解析業務に従事.