Advance Publication by J-STAGE

日本機械学会論文集

Transactions of the JSME (in Japanese)

DOI:10.1299/transjsme.21-00251

Received date : 3 August, 2021

Accepted date : 31 October, 2021

J-STAGE Advance Publication date : 9 November, 2021

© The Japan Society of Mechanical Engineers

この記事はクリエイティブ・コモンズ [表示-非営利-改変禁止 4.0 国際]ライセンスの下に提供されています。
(<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/deed.ja>)

斜板式ピストンポンプのスリッパの弾性変形 およびしゅう動部油膜を考慮したスリッパ部挙動解析

鈴木 健太^{*1}, 鈴木 基司^{*2}, 吉田 智弘^{*2}, 藤本 隆司^{*2}

Multi body dynamics of a slipper considering contact with retainer in swash plate type piston pumps coupled with hydrodynamic analysis of oil-film

Kenta SUZUKI^{*1}, Motoshi SUZUKI^{*2},
Tomohiro YOSHIDA^{*2} and Takashi FUJIMOTO^{*2}

^{*1} Hitachi Ltd. Research & Development Group

7-1-1 Omika-cho, Hitachi-shi, Ibaraki 319-1221, Japan

^{*2} Hitachi Construction Machinery CO., Ltd.

650 Kandatsu-cho, Tsuchiura-shi, Ibaraki 300-0013, Japan

Abstract

In order to understand motion mechanisms of slippers in swash plate type piston pumps, the analysis flow combining multi-body dynamics and the oil-film analysis was constructed. In the modeling, it is possible to consider the slipper deformation due to the oil film reaction force and the contact with the retainer. This analysis evaluated the effects of elastic deformation of the slipper, discharge pressure, and hydraulic oil temperature on the slipper behavior, and clarified the following. (1) When the slipper is located on the high-pressure side of the pump, the oil-film gap to swash becomes wider in the entrance direction of slipper's sliding surface. As a result, the gap becomes wedge shape and dynamic pressure is generated. The slipper floats due to this dynamic pressure combined with the static pressure. (2) The slipper tilt angle becomes larger and the flying height is smaller in calculation by considering the elastic deformation of the slipper. This makes it possible to safely evaluate the gap. (3) Changes in discharge pressure and hydraulic oil temperature have a great influence on the behavior of slippers.

Keywords : Axial piston pump, Slippers, Hydraulics, Hydrostatic bearing, Simulation

1. 緒 言

油圧を用いた回転駆動システムは比較的小型の機器で大きな力を発揮でき、力、速度、位置などを正確かつ高い応答速度で制御可能である。回転運動を油圧エネルギーに変換する斜板式ピストンポンプの概略図を図1に示す。図の左はバルブプレート、シリンダブロック単品の外観、右はこれらを組み付けた状態である。スプライン（図示せず）によってシャフトとかみ合うように設置されたシリンダブロックには、軸方向に沿って円周上に複数のシリンダが設けられ、シリンダ内にはピストンが挿入されている。各ピストンの先端には球面ジョイントを介してスリッパが設置されている。スリッパはリテーナと斜板（Swash plate）に挟まれており、リテーナがブッシングを介してスプリングのバネ力で押されることでスリッパが斜板に押し付けられる。エンジン動力などによりシャフトを回転させると、それに伴いシリンダブロックが回転する。リテーナの押付力によってスリッパが斜板を下ると、ピストンはシリンダから図の右方向に引き抜かれオイルタンクから作動油を吸入する。また、スリッパが斜板を上るときにはピストンがシリンダ内に押し込まれ、シリンダ内部の作動油を、バルブプレートを介して吐出することでポンプとして作用する。複数あるしゅう動部の中で特に高負荷を受けるスリッパは、信頼性確保のため静圧軸受とするのが一般的である。信頼性の向上には、運転中のスリッパの挙動を把握することが必

要となるが、急激な油圧の変化や遠心力、しゅう動部の油膜による潤滑を考慮する必要があり、その挙動は非常に複雑である。

スリッパの運動特性に関しては数多くの研究成果が報告されており、例えばスリッパの三次元運動モデルを提案し、動力損失の最小化に焦点を当てた研究(井星, 山口, 1982,1983,1985) (井星, 1985)がある。また、スリッパの静圧効果による軸受特性に着目した例 (矢部, 久保, 1997) や、油圧変動によるスリッパと斜板の接触を考慮するため、油膜解析に混合潤滑モデルを採用し油膜厚さを算出した例 (風間, 2009) , シリンダとピストン間、および球面軸受部の摩擦がスリッパの運動に及ぼす影響に着目した例 (田中, 2007) などが報告されている。また海外では、油膜によるスリッパの弾性変形まで考慮した例 (Schenk and Ivantysynova, 2011) もある。

著者らはスリッパ挙動を把握するため、これを計測するための要素試験 (Suzuki et al., 2011) と、これを模擬した解析を実施し、スリッパ変形を考慮することでその挙動をよく模擬できることを確認 (鈴木, 2014) した。実際のポンプでは、シリンダ内圧の変動、ピストン・シリンダ間の摩擦、ピストンとの接続部である球面ジョイント部の摩擦、リテーナとの接触、各部品の弾性変形など、様々な現象がスリッパ挙動に影響を及ぼしていることが推察されるが、それらを統合的に考慮した解析事例は見当たらない。本報では、詳細な計測が難しい実機におけるスリッパ挙動の推定を目的とし、運転中に作用する遠心力や、これまで事例の少ないスリッパとリテーナの接触を考慮できる物理モデルの構築を実施した。解析モデルは汎用の機構解析ソフトを用いて構築し、スリッパに作用する油膜反力、回転モーメントを算出可能な油膜解析サブルーチンを連成させる手法を採用した。

Fig. 1 Swash plate type piston pump.

2. 主要記号

F	: 油膜反力	(r, θ)	: スリッパに対する円筒座標系
F_p	: 油圧によるピストン推力	t	: 時間
F_r	: 静圧軸受負荷容量	v_r	: スリッパ側からみた斜板の 相対滑り速度の半径方向成分
h	: 隙間分布	v_θ	: スリッパ側からみた斜板の 相対滑り速度の周方向成分
h_0	: スリッパ中心すきま	(X, Y, Z)	: 斜板中心を基準とする全体座標系
M_x	: スリッパに対する直交座標系 x 軸周りの回転モーメント	(x, y, z)	: スリッパに対する直交座標系
M_y	: スリッパに対する直交座標系 y 軸周りの回転モーメント	α	: スリッパ傾角
p	: 油膜圧力分布	ζ	: 押付比
p_0	: 大気圧	μ	: 粘度
p_s	: シリンダ内圧	φ	: スリッパ最大傾斜方位角
R_0	: スリッパ公転半径	φ_s	: スリッパ位置を示す公転角度
R_1	: シールランド内半径	Ω	: シリンダブロック回転速度
R_2	: シールランド外半径		
R_p	: ピストン半径		

3. 解析手法

3・1 対象としたスリッパの構造

本研究で対象としたスリッパおよびピストンの形状を図2に示す。

Fig. 2 Test slipper and piston. The slipper has pores, and the pressure in the cylinder is transmitted to the sliding surface with the swash plate through the pocket, so that the slipper functions as a hydrostatic bearing.

使用したスリッパは鉄系材料で出来ており、スリッパの斜板とのしゅう動面には銅合金が用いられている。スリッパのしゅう動面中央にはピストン内部から連通する細孔が開いており、この周囲にポケットが設けられている。シリンダ内圧 p_s が細孔を介してポケットに伝わることで、しゅう動面は静圧軸受の特性を持つ。隙間が極めて薄く、ポケット圧力が供給圧力にほぼ等しいと仮定した場合の静圧負荷容量 F_r はシールランド内半径 R_1 とシールランド外半径 R_2 を使用して式(1)で表わされる。

$$F_r = \frac{\pi p_s (R_2^2 - R_1^2)}{-2 \log_e (R_1/R_2)} \quad (1)$$

また、供給圧力がピストンを押し出すピストン推力 F_p はピストン半径 R_p を用いて式(2)で表わせるため、ピストン推力を静圧軸受負荷容量で除したものを押付比 ζ と定義すると、押付比 ζ は式(3)となる。本研究では押付比が0.99のスリッパを想定した。なお、スリッパのポケット半径比 R_1/R_2 は0.58である。

$$F_p = \pi p_s R_p^2 \quad (2)$$

$$\zeta = \frac{F_p}{F_r} \quad (3)$$

3・2 解析フロー

解析の流れを図3に示す。スリッパ部の挙動計算には汎用機構解析ソフトウェア RecurDyn を用いた。機構解析ではスリッパを斜板に押し付けるためのリテーナもモデル化されており、スリッパとの接触を考慮している。シリンダ内作動油の圧力がピストンに作用する力、ポンプ回転数などの運転条件、機構解析で計算ステップごとに算出されるスリッパの姿勢が油膜解析の入力値となる。油膜解析ではスリッパの隙間分布、次に油膜圧力分布を算出し、これを積分することでスリッパに作用する油膜による反力と回転モーメントを算出する。これらスリッパに作用する力を機構解析に戻し、この工程を繰り返すことで連成する手法を構築した。しゅう動部油膜によるスリッパの変形は、計算時間短縮を目的として、あらかじめ計算しておいたポケット部の圧力に応じた変形量

の関係を用い、隙間分布を修正する手法を採用した。ポケット圧力はシリンダ内圧が細孔を介して伝わるため、実際には応答遅れがあることが考えられるが、本解析ではシリンダ内圧とポケット圧力は等しいと仮定した。

Fig. 3 Flow of oil-film Analysis. Oil film analysis subroutine is coupled to the multi-body dynamics analysis model of axial piston pump. The gap between slipper and swash plate is corrected using the slipper deformation amount separately calculated using FEM.

3・3 機構解析モデル

RecurDyn には種々の機能要素が用意されており、モデル化において定義した拘束と接触を図 4 に示す。シリンダブロックは回転ジョイントにより回転速度を定義した。また、斜板の傾斜角度が特定の時間内に設定した角度になるよう別途回転ジョイントを定義した。リテーナはブッシングに傾動可能に接続されているため、球面ジョイントにて接続した。本解析では計算負荷低減のために一つのスリッパのみ計算するモデルとした。そこで、リテーナの挙動を安定化させるため、リテーナと斜板は平行拘束を定義した。ピストンとスリッパの接続部には球面ジョイントを定義し、その挙動を模擬した。リテーナとブッシング間、およびピストンとスリッパ接続部の球面ジョイントの摩擦係数は 0.03 に設定した。

接触部に関しては、シリンダブロックとピストンは円筒円筒接触を、リテーナとスリッパ上面部の間は面面接触を、リテーナの穴とスリッパ円筒部の接触は円筒円筒接触を用いた。各接触部の摩擦係数は 0.03 に設定した。

Fig. 4 Definition of joints and contacts on the RecurDyn model. Joints and contacts are defined to simulate the behavior of an actual pump. For contact, it is possible to consider friction by setting the coefficient of friction.

図 5 に力の定義を示す。スリッパの位置は、低圧から高圧に切り替わる下死点位置を 0 deg.とし、シリンダブロックの回転に応じて本図に示すよう定義する。シリンダ内圧によるピストン推力は三点間フォースで定義し、シリンダ内圧にピストン断面積を乗じた値を入力した。シリンダ内圧は吐出時に高圧となり、タンクから作動油をシリンダ内に吸入するときに低圧となる。図 6 に示すように高圧と低圧が 0～15 deg.位置、及び 165～180 deg.

位置で線形に変化すると仮定した。リテーナはシリンダブロックとブッシングの間に設置されたスプリングによってスリッパに押し付けられているため、スプリングフォースにて模擬した。本解析では9箇所あるスリッパの1箇所のみモデル化したため、スプリングのバネ定数は想定した値の1/9である44.4 N/mmとした。スリッパが斜板とのしゅう動面の油膜によって受ける力は六方向フォース（Screw force）にて定義し、別途作成した油膜解析プログラムをサブルーチンとしてこれに組み込むことで、機構解析としゅう動部の油膜解析を連成させている。油膜解析手法の詳細は次章に記載する。

Fig. 5 Definition of force on RecurDyn model. Defined force to take piston thrust and spring into consideration. In addition, the screw force for considering the oil film on the sliding surface of the slipper is defined. Oil film analysis is incorporated into this screw force.

Fig. 6 Pressure in cylinder. It is assumed that the cylinder pressure changes from low pressure to high pressure at the 0 to 15 deg. position linearly and changes from high pressure to low pressure at the 165 to 180 deg. position.

3・4 油膜解析手法

油膜解析プログラムでは、シリンダブロックの回転速度やピストン推力などの運転状態、スリッパの位置、速度を機構解析モデルから受け取り、これらの値を用いて油膜解析を実施して油膜の圧力分布を算出する。この圧力分布を積分することでスリッパに作用する油膜からの力と回転モーメントを算出し、これらの値を機構解析モデルに返すことで連成を成り立たせている。

スリッパ解析モデルの座標系を図7に示す。RecurDynにおいて、マーカーは参照系として設定でき、部品の位置を示す座標としても使用できる。スリッパの位置は斜板中心に設置されたマーカーを基準として全体座標系(X,Y,Z)で表される。また、油膜解析を実施するためのメッシュは、スリッパ底部中心に追従し、全体座標系の原点と、スリッパ底面中心を全体座標系のXY平面に投影した点を結ぶ軸をy軸とするスリッパ参照座標系(x,y,z)のxy平面に(r,θ)座標系で作成される。スリッパには底面中心と球面ジョイント部の中心にマーカーを設置し、これらの座標値を読み込むことで、スリッパの姿勢を計算する。スリッパ参照座標系(x,y,z)において、スリッパの浮

上量は中心隙間 h_0 で表す。また、最も隙間が広がる位置のスリッパの傾き角度を傾角 α 、その向きを方位角 φ と定義する。

Fig. 7 Local slipper coordinate systems. The position of the slippers is expressed in the global coordinate system (X, Y, Z) with the swash plate center as the reference. The mesh for the oil film analysis is created in the (r, θ) coordinate system on the XY plane of the slipper reference coordinate system (x, y, z) . In the slipper reference coordinate system (x, y, z) , the attitude of the slipper is defined as the center displacement h_0 the direction in which the clearance is widest is the azimuth angle φ , and the angle of the slipper at this position is defined as the tilt angle α .

油膜圧力分布を算出するための (r, θ) 座標系におけるレイノルズ方程式を式(4)に示す。しゅう動面同士が接近する場合にその間の作動油が押しつぶされることで油膜圧力が発生する。これをスクイズ作用という。特に動荷重を受ける潤滑面で効果が大きい。スリッパの時刻歴挙動を計算するため、このスクイズ作用も考慮できるように右辺最終項に示す隙間に対する時間微分項も計算する。なお、負圧となる場合には大気圧 ($=0$) とした。スリッパしゅう動面の隙間分布 h は式(5)で表される。

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{6\mu}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} (hrv_r) + \frac{\partial}{\partial \theta} (hv_\theta) \right\} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

$$h = h_0 + ar \cos(\varphi - \theta) \quad (5)$$

油膜反力、回転モーメントは、それぞれ式(6)～(8)に基づき、油膜圧力を積分することより算出した。

$$F = \int_0^{2\pi} \int_0^{R_2} pr dr d\theta \quad (6)$$

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_0^{R_2} pr^2 \sin \theta dr d\theta \quad (7)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_0^{R_2} pr^2 \cos \theta dr d\theta \quad (8)$$

3・5 スリッパの弾性変形解析

スリッパはしゅう動面の油膜圧力によって変形する．油膜圧力分布は式(4)のレイノルズ方程式によって算出され，スリッパの傾斜による動圧，ポケット部の高圧の作動油による静圧，前述したスクイズ作用による圧力を足し合わせた値となる．使用したスリッパは押付比が 0.99 と 1 に近く，回転時においても油膜の圧力分布は静圧が支配的と考えられるため，計算時間短縮を目的として無回転時の各供給圧力における変形量をあらかじめ算出し，式(5)の隙間分布 h をこの変形量で補正して油膜解析を実施した．実際の油膜圧力は，変形量算出には，汎用有限要素法解析ソフトウェア ANSYS を用いた．解析に使用したモデルと境界条件を図 8 に示す．解析には軸対称モデルを用い，球面部の軸直角断面において軸方向変位を拘束した．荷重条件として，ポケット部にはシリンダ内圧を与えた．また，式(9)に示す，隙間を一定と仮定した平行平板間の放射状流れにおける非圧縮性流体圧力分布算出式 (山口・田中, 1986) を用いてシールランド部の油膜圧力分布を求め，これをシールランド部に定義することでシールランド部の変形量を算出した．解析結果を図 9 に示す．なお，図 9 はシールランドの内側端部を基準とした軸方向の相対変形量であり，外周部に行くほど隙間が広くなる．シリンダ内圧 35 MPa の場合，変形量はシールランド最外周部で 1.88 μm であった．

$$p = \frac{\log(r/r_0)}{\log(r_1/r_0)} (p_s - p_0) + p_0 \quad (9)$$

Fig. 8 FEM model of slipper and boundary conditions. An axially symmetric model was used for the analysis, and the axial displacement was constrained in the cross section perpendicular to the axis of the spherical surface. As the load conditions, the pressure in cylinder was defined for the pocket and the separately calculated oil film pressure was defined for the seal land.

Fig. 9 Deformation amount of the seal land. The amount of deformation was 1.88 μm at the outermost periphery of the seal land in the case of cylinder pressure 35 MPa.

3・6 解析条件

解析で使用したポンプ部品の質量を表 1 に示す．なお，シリンダブロックは回転拘束し回転速度を定義，斜板は固定したため，運動方程式において質量は使用していない．

Table 1 Weight of parts.

	Weight
Slipper	0.039 kg
Piston	0.11 kg
Retainer	0.13 kg

解析条件を表 2 に示す．鉱油系一般作動油 VG46 を想定し，その温度を 50, 70℃の 2 パターンに設定した．スリッパしゅう動面には，外周部およびシリンダ内部から細孔を介してポケットに流れ込む 2 通りの経路で作動油が流入する．ポンプは運転中に作動油の圧縮や各しゅう動部の摩擦熱で温度上昇するが，前述した 2 通りの経路で作動油温度が異なることが想定される．また，斜板とのしゅう動によって，流入した作動油はさらに温度が上昇するが，そのメカニズムは非常に複雑であるため，温度上昇は無視し，本解析では粘度の違いのみ考慮した．粘度は作動油の温度が 50℃のとき 0.027 Pa・s，70℃では 0.014 Pa・s と 20℃の温度差によって半分程度に低下する．斜板の傾きは 15.6 deg.とした．吐出圧力は最大 35 MPa とし，15, 25 MPa を加えた 3 パターンに設定した．ポンプの回転速度は 30 s⁻¹ 一定とした．機構解析モデルにおける接触部（ピストン・シリンダ間しゅう動面，スリッパ・リテーナ間しゅう動面，ピストン・スリッパ間の球面ジョイント部）は流体潤滑状態にあると仮定し，本解析では摩擦係数を 0.03 に設定した．スリッパの公転半径 R_0 とシールランド外半径 R_2 との半径比 R_0/R_2 は 3.2 である．

Table 2 Analysis conditions.

Oil temp.	Tilt angle of swash plate	Pressure in discharge port	Pressure in suction port	Rotational speed Ω	Cylinder P.C.D.
50, 70 °C	15.6 deg.	15, 25, 35 MPa	0.1 MPa	30 s ⁻¹	80 mm

4. 結果と考察

4・1 スリッパの弾性変形がその挙動に与える影響

スリッパの姿勢は図 10 で示すように中心隙間 h_0 ，方位角 φ ，傾角 α で示す．

Fig. 10 Local slipper coordinate systems. In the slipper reference coordinate system (x, y, z), the attitude of the slipper is defined as the center displacement h_0 the direction in which the clearance is widest is the azimuth angle φ , and the angle of the slipper at this position is defined as the tilt angle α .

まず、スリッパ変形の考慮有無における、吐出圧 35 MPa、作動油温度 50 °C、シリンダブロック回転速 30 s⁻¹での挙動を図 11 に示す。なお、グラフ中の実線はスリッパの変形を考慮した場合、破線は考慮しない場合の解析結果を示している。(a)は中心隙間である。スリッパの変形を考慮すると、考慮しない場合と比較して中心隙間は小さくなる。特に性能に影響を与える高圧側において最大約 42 %小さい。(b)は方位角である。双方、高圧側ではスリッパ進行方向の 180 deg.付近を維持し、低圧側ではポンプ外周側の 90 deg.付近へ移動していく。また、(c)の傾角は、高圧側の 90~180 deg.の間で最も傾きが大きい。ピストン推力によってスリッパが斜板に押し付けられる高圧側では、進行方向である 180 deg.付近が開き、反対側の 0 deg.付近が最も狭くなる。すなわち、隙間が進行方向に開いたくさび形状となることが分かる。このスリッパの姿勢では、しゅう動面に動圧が発生しやすい。また低圧側ではスリッパに作用する力が小さく、遠心力によって方位角が 90 deg.の方向、すなわちポンプ外周側へ移動していると推測される。(c)の傾角の比較では、変形を考慮したもののほうが大きく傾く。シールランドの変形によって外周側に向かうにつれて隙間が拡大するため、ポケットの高圧の作動油が流出しやすく静圧軸受の負荷容量は低下する。このため、中心隙間は小さくなるが傾きが大きくなり、より大きな動圧が生じることでピストン推力とバランスしていると考えられる。本解析では高圧側 90 deg.付近で中心隙間が短時間に増加する現象が生じた。これは傾角が最大となる位置とほぼ一致しており、動圧の影響が大きいと考えているが、慣性や周辺部品の摩擦が影響していることも考えられる。スリッパの急浮上はピストンも同時に押し上げることになるが、シリンダ内部は高圧の作動油で満たされているため、大きな減衰が作用する。本解析ではこの影響は未考慮であり、また各部の摩擦係数を 0.03 と比較的小さな値に設定したため、急激な変化が生じやすかったと推定している。

図 12 は変形を考慮しない場合の高圧側 90 deg.位置のスリッパの隙間分布と圧力分布を示している。対して図 13 は変形を考慮した場合の結果である。隙間が最も開いている位置でのスリッパ外周端部はリテーナとの接触箇所になる。隙間分布を比較すると、しゅう動面は外周部に向かって隙間が広がるように変形し、凸面形状であることが確認できる。圧力分布においては、双方とも進行方向逆側となる 0 deg.のあたりで圧力が高く、くさび形状に押し込まれた作動油の動圧の発生が確認できる。

特にポンプの性能に影響する高圧側において、中心隙間は 30 deg.から 180 deg.の範囲で安定しており、スキイズ作用の影響は小さいと考えられる。また、傾角は 0.0002 deg.程度と非常に小さく、算出された圧力分布から、ポケットから高圧の作動油が外周部に流れる静圧の影響が大きいと判断できる。スリッパ変形量の計算精度を向上するには、算出した油膜圧力分布を用いて時刻歴で変形量を計算する必要があるが、解析時間が膨大となる。よって、変形の影響を把握する目的で平行平板間の放射状流れに基づく FEM 変形解析結果の数値を用いる手段は有効であると判断できる。

以降は、スリッパの変形を考慮した場合の解析結果に関して論ずる。

Fig. 11 Comparison of slipper behavior with and without consideration of slipper deformation under conditions of discharge pressure 35MPa, hydraulic oil temperature 50°C and cylinder block rotation speed 30s^{-1} . Considering the deformation of the slippers, the center displacement becomes smaller on the high-pressure side and the tilt angle becomes smaller too.

Fig. 12 Gap and pressure distribution without consideration of slipper deformation under conditions of discharge pressure 35MPa, hydraulic oil temperature 50°C and cylinder block rotation speed 30s^{-1} .

Fig. 13 Gap and pressure distribution with consideration of slipper deformation under conditions of discharge pressure 35MPa, hydraulic oil temperature 50°C and cylinder block rotation speed 30s⁻¹.

4・2 吐出圧の違いが挙動に与える影響

吐出圧を 15, 25, 35 MPa に変化させた場合の解析結果を図 14 に示す。中心隙間は(a)に、方位角は(b)に、傾角は(c)である。中心隙間は吐出圧が上がるほど、高圧側で狭くなる。低圧側はシリンダ内圧を同じ 0.1 MPa に設定しているため、挙動の差異は小さい。方位角はどの吐出圧においても、低圧側から高圧側へ切り替わる 0 deg.付近をのぞき、概ね同様の傾向を示す。傾角は吐出圧が高いほど大きい。吐出圧が高い場合には、高圧側で隙間が狭くなるが、傾角が大きくなることでしゅう動面に動圧が生じやすく、これによってスリッパが浮上した状態を維持すると推測される。

Fig. 14 Analysis results of slipper behavior when the discharge pressure is changed to 15, 25 and 35 MPa. The center displacement becomes lower on the high pressure side as the discharge pressure increases.

4・3 作動油温度の違いが挙動に与える影響

吐出圧 35 MPa において、作動油温度を 50℃、70℃とした解析結果を図 15 に示す。中心隙間は(a)、方位角は(b)、傾角は(c)である。作動油の温度が高い場合、粘度が低下するため、特に高压側で中心隙間が低下する。今回の解析では、最も隙間が小さくなる高压側 80 deg.の位置において、20℃の温度上昇で隙間が約 44 %低下する。方位角や傾角については温度による差異は小さい。

本報では、より実機に近い挙動を再現するため、スリッパとリテーナの接触を考慮した解析モデルを構築し、その上で、スリッパの変形、作動油の粘度変化がスリッパの挙動に与える影響の把握を試みた。その結果、数マイクロメートルのスリッパの弾性変形や、20℃の作動油粘度の違いが、挙動に大きな影響を与えることを見出した。本解析においては、各接触部は摩擦を定義していることもあり、スリッパの自転運動も考慮している。条件によって異なるが、高压側において瞬間的に最大 50 rad/sec 程度の自転が生じる現象を確認している。実機において、スリッパの自転はピストン部や球面ジョイント部、斜板やリテーナとの接触による摩擦力のバランスによって決まると考えられる。特にリテーナとの接触は固体接触となり、摩擦係数は設定した 0.03 よりも大きいことも推定される。各部の摩擦がスリッパに与える影響なども今後把握していきたい。

Fig. 15 Analysis results of slipper behavior in case that the hydraulic oil temperature is changed to 50℃ and 70℃. The center displacement becomes lower on the high pressure side as the oil temperature increases.

5. 結 言

斜板式ピストンポンプにおけるスリッパの挙動メカニズム把握を目的に、機構解析と油膜解析を連成させた解析フローを構築した。モデル化においては、油膜反力によるスリッパの変形やリテーナとの接触を考慮可能としている。この解析により、スリッパの弾性変形、吐出圧力、作動油温度がスリッパ挙動に与える影響を評価し、以下を明らかにした。

- (1) スリッパはポンプの高圧側に位置した際に、進行方向に隙間が広がる姿勢をとる。これにより、しゅう動面の隙間がくさび形状となるため動圧が発生しやすい。スリッパは静圧にこの動圧が加わり浮上している。
- (2) スリッパシールランド部の弾性変形を考慮することで、スリッパ傾角は大きく、浮上量は小さく算出される。これにより安全側の評価が可能となる。
- (3) 吐出圧や作動油温度の変化は、スリッパの挙動に大きな影響を与える。

文 献

- 井星 正氣, 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 編, Vol.51, No.472(1985), pp.3980-3988.
- 井星 正氣, 山口 惇, 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 編, Vol.48, No.428(1982), pp.695-706.
- 井星 正氣, 山口 惇, 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 2 報, 実験, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.49, No.437(1983), pp.164-171.
- 井星 正氣, 山口 惇, 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 4 報, 表面粗さの影響, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.51, No.472(1985), pp. 4306-4312.
- 風間 俊治, 斜板式アキシアルピストンポンプ・モータのスリッパの運動に関する数値解析, 第 11 回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集 (2009), pp.466-469.
- Schenk, A. and Ivantysynova, M., An investigation of the impact of elastohydrodynamic deformation on power loss in the slipper swashplate interface, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power; Okinawa; Japan; 2011 (2011).
- 鈴木 健太, 斜板式ピストンポンプ・モータのスリッパにおける機構と油膜の連成解析, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.816(2014), DOI:10.1299/transjsme.2014fe0224.
- Suzuki, M., Akita, H., Saito, T. and Kazama, T., Experiment on Behavior of Slippers for Swashplate- Type Axial Piston Motors, Proceedings of JFPS, Okinawa, 1B3-1, 157/162 (2011).
- 田中 嘉津彦, 斜板式ピストンポンプ・モータにおけるスリッパ軸受の運動特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.728(2007), pp.1236-1244.
- 矢部 寛, 久保 愛三, 斜板式油圧ポンプ・モータのスリッパ軸受の作動特性に関する基礎的研究 第 1 報, 軸受作動基礎特性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.63, No.608(1997), pp.1350-1356.
- 山口惇, 田中裕久, 油空圧工学 コロナ社 (1986) ,p.26.

References

- Iboshi, S., Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors 3rd report, Design method for a slipper with a minimum power loss in a state of fluid film lubrication, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.51, No.472 (1985), pp.3980-3988 (in Japanese).
- Iboshi, S. and Yamaguchi, A., Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors 1st report, Theoretical analysis, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.48, No.428 (1982), pp.695-706 (in Japanese).

- Iboshi, S. and Yamaguchi, A., Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors 2nd report, Experiment, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.49, No.437 (1983), pp.164-171 (in Japanese).
- Iboshi, S. and Yamaguchi, A., Characteristics of a slipper bearing for swash plate type axial piston pumps and motors 4th report, Effects of surface roughness, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.51, No.472 (1985), pp.4306-4312 (in Japanese).
- Kazama, T., Numerical analysis of motion of a slipper in swash plate type axial piston pumps and motors tribological characteristics of an over-clamped slipper, Proceedings of the Dynamics and Design Conference of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.11(2009), pp.466-469 (in Japanese).
- Schenk, A. and Ivantysynova, M., An investigation of the impact of elastohydrodynamic deformation on power loss in the slipper swashplate interface, Proceedings of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power; Okinawa; Japan; 2011 (2011).
- Suzuki, K., Multi body dynamics of a slipper in swash plate type piston pumps and motors couples with hydrodynamic analysis of oil-film, Transactions of the JSME (In Japanese), Vol.80, No.816(2014), DOI:10.1299/transjsme.2014fe0224.
- Suzuki, M., Akita, H., Saito, T. and Kazama, T., Experiment on behavior of slippers for swashplate- type axial piston motors, Proceedings of JFPS, Okinawa, 1B3-1, 157/162 (2011).
- Tanaka, K., Motion characteristics of slipper bearing in swash plate type piston pump and motor(machine elements and manufacturing), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.73, No.728 (2007), pp.1236-1244 (in Japanese).
- Yabe, H. and Kubo, A., Fundamental characteristics of slipper bearings in swash plate type axial piston pumps and motors 1st report, Fundamental bearing characteristics, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.63, No.608 (1997), pp.1350-1356 (in Japanese).
- Yamaguchi, A. and Tanaka, H., Yukuatsu kougaku, Corona Publishing Co., LTD. (1986), p.26 (in Japanese).