斜板式圧縮機におけるシュー・斜板間しゅう動部の潤滑特性解析* (潤滑特性に及ぼすシュー形状の影響)

近 藤 靖 裕^{*1}, 三 田 修 三^{*1}, 吉 田 一 徳^{*1}
鈴 木 将 弘^{*2}, 杉 浦 学^{*2}, 中 本 昭^{*3}

Analysis of Lubrication Characteristics on Sliding Surfaces between Shoe and Swash Plate in a Compressor (Influence of Shoe Dimensions on Lubrication Characteristics)

Yasuhiro KONDOH^{*4}, Shuuzou SANDA, Kazunori YOSHIDA,
Masahiro SUZUKI, Manabu SUGIURA and Akira NAKAMOTO

^{*4} Toyota Central R & D Labs., Inc.,
41-1 Yokomichi, Nagakuta, Nagakute-cho, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

The purpose of this paper is to clarify the shoe dimensions required to improve the lubrication characteristics on sliding surfaces between shoe and swash plate in a compressor. The steady incompressible flow between shoe and swash plate was numerically simulated by finite volume method and Newton-Raphson method. The calculation results were compared with experimental ones measured by optical interferometry. The oil film thicknesses were successfully predicted with boundary condition imposed mass imbalance for the volume called dimple in sliding surface. It was found that the pressure in dimple consorted with the load acting on the shoe, and that optimizing the outer profile height and profile peak radius, increasing the sliding surface radius and decreasing the dimple radius effectively increased minimum oil film thickness.

Key Words: Numerical Simulation, Optical Interferometry, Oil Film Thickness, Swashplate Compressor, Sliding Surface, Shoe, Swash Plate, Dimple

1. 緒 言

自動車用空調システムの圧縮機においては、高圧高回転等の過酷な運転条件で使用されることに加え、極圧作用を有する塩素を含まない冷媒(HFC)が採用されるようになったため、そのしゅう動部の潤滑は極めて厳しい状態にある。しゅう動部の潤滑は機器の性能および信頼性に大きく影響するため、機器設計の際には潤滑性能の確保が必要である。

冷媒の圧縮方式には種々の方式が実用化されているが、自動車用としては、斜板が回転することによりシューを介してピストンが往復運動する斜板式(図1)が最も広く用いられている。斜板式圧縮機の主なしゅう動部は、ピストン・シリンダボア間、シュー・ピストン間およびシュー・斜板間である。本研究で対象とするシュー・斜板間は、冷媒圧縮時の荷重を直接受けるため、斜板式圧縮機内では最も潤滑状態が厳しいしゅう動部といえる。このシュー・斜板間しゅう動部に関

しては、光干渉法により油膜厚さを計測した例⁽¹⁾や電気抵抗法により膜厚を計測した例⁽²⁾⁽³⁾が報告されているが、潤滑状態については不明な点が多く、潤滑特性とシューしゅう動面諸元との関係は報告例が見当たらない。一方、斜板式圧縮機と類似の構造を有する油圧機器の斜板式アキシャルピストンポンプに関しては、多くの研究^{(4)~(9)}がなされているが、その大部分がしゅう動面に静圧軸受を設けたものを対象としているため、得られている知見が斜板式圧縮機に適用できるとは限らない。

本研究の目的は、斜板式圧縮機におけるシュー・斜板間しゅう動部の潤滑特性を向上するシュー諸元を明らかにすることである。本報では、その第1ステップ

Fig. 1 Swashplate compressor

* 原稿受付 2005年3月23日。

^{*1} 正員, (株)豊田中央研究所(☎480-1192 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41-1)。

^{*2} (株)豊田自動織機(☎448-8671 刈谷市豊田町2-1)。

^{*3} 正員, (株)豊田自動織機。

E-mail: ykondoh@fdlab.tytlabs.co.jp

として、基礎的な知見を得ることを目的に荷重および回転数が一定の条件、すなわちスクイズ効果が無視できる場合について、設計上重要と思われる最小膜厚に着目して潤滑特性とシュー諸元の関係を検討する。まず、流体潤滑計算モデルを導出し、光干渉法により計測した膜厚分布と比較してその有効性を検証する。ついで、本計算モデルを用いた解析により潤滑特性に及ぼすシューしゅう動面形状の影響を検討する。

2. 主 な 記 号

- h : 油膜厚さ(膜厚)
 h_0 : 基準膜厚
 h_m : 最小膜厚
 h_s : シューのしゅう動面における形状関数
 h_ϕ : x 軸まわりのシューの傾きによる膜厚変化分
 h_ψ : y 軸まわりのシューの傾きによる膜厚変化分
 p : 油膜圧力
 R_0 : 斜板の公転半径
 S : Sommerfeld 数 [式(18)で定義]
 U_0 : 原点における斜板のすべり速度 $= R_0\omega$
 u : 斜板すべり速度の x 方向成分 $= (R_0+y)\omega$
 v : 斜板すべり速度の y 方向成分 $= -x\omega$
 W_z : シューに作用する荷重
 η : 流体の粘度
 ω : 斜板の回転角速度
 ϕ : シューの x 軸まわりの傾き
 ψ : シューの y 軸まわりの傾き(くさび角)

3. 計算方法および条件

3.1 計算モデル 冷媒圧縮時に荷重を受ける側のシュー・斜板間しゅう動部を対象とし、その流れ場を図2に示すようにモデル化する。シューのしゅう動面側にはディンプルと呼ばれる窪みが設けられている。取扱いを簡略化するため、以下の仮定を設ける。

- ・流れは定常・非圧縮とする。
- ・シューおよび斜板は剛体とする(弾性変形しない)。
- ・シューおよび斜板の表面粗さは考慮しない。
- ・しゅう動面には潤沢に流体(油)が存在し、ディンプル内には油が充満している。
- ・流体の粘度は圧力に依存しない。

3.2 シュー・斜板間の油膜厚さ シュー・斜板間の膜厚 h を図3のようにおく。

$$h = h_0 + h_s + h_\phi + h_\psi \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 h_0 は基準膜厚、 h_s はシューのしゅう動面における形状関数、 h_ϕ および h_ψ はそれぞれ x 軸および y 軸まわりのシューの傾きによる膜厚変化分である。 h_s , h_ϕ および h_ψ はそれぞれ次式で定義する。

$$h_s = \begin{cases} \delta_i \left(\frac{r-r_c}{r_d-r_c} \right)^{n_i} & \text{at } r_d \leq r \leq r_c \\ \delta_o \left(\frac{r-r_c}{r_o-r_c} \right)^{n_o} & \text{at } r_c \leq r \leq r_o \end{cases} \dots\dots\dots (2)$$

$$h_\phi = -y \tan \phi, \quad h_\psi = -x \tan \psi \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 r は $\sqrt{x^2+y^2}$ 、 δ_i , δ_o はそれぞれ内側および外側プロフィール高さ、上付添字 n_i , n_o はそれぞれ内側および外側プロフィール形状指数、 ϕ , ψ はそれぞれ x 軸および y 軸まわりのシューの傾きである。

3.3 シュー・斜板間の流れ シュー・斜板間の油膜について流体潤滑理論を適用すると、流れの支配方程式は以下の Reynolds 方程式となる。

$$f_1 = \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (4)$$

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{uh}{2} \dots\dots\dots (5)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{vh}{2} \dots\dots\dots (6)$$

$$u = (R_0+y)\omega, \quad v = -x\omega \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 p は油膜圧力、 η は流体の粘度、 u , v はそれぞれ斜板すべり速度の x 方向および y 方向成分である。

Fig. 2 Computational model

Fig. 3 Shoe dimensions and oil film thicknesses

境界条件は、次式で示す条件ならびに油膜内に負圧が発生しない条件($p \geq 0$)を課す。

$$p = \begin{cases} 0 (\text{大気圧}) & \text{at } x^2 + y^2 \geq r_0^2 \\ p_d & \text{at } x^2 + y^2 \leq r_d^2 \end{cases} \quad (8)$$

ディンプル(深さ約1mm)の内部、すなわちしゅう動面内の閉空間における圧力 p_d に関しては、著者らが知る限りでは現在のところ、適切な境界条件が提案されていない。そこで、本研究では一定圧(大気圧)を課す条件($p_d = 0$)、および Mannam⁽¹³⁾ が用いた質量保存条件、すなわちディンプルに流出入する流量 ΔQ_d が零となる条件の2種類を用い、その適用性を検討する。

$$f_2 = \Delta Q_d = \int_{L_d} q_x dy + \int_{L_d} q_y dx = 0 \quad (9)$$

ここで、 L_d はディンプルの境界線である。

3・4 荷重およびモーメントの釣合い シューに作用する荷重 W_z は油膜圧力による合力と釣合う。

$$f_3 = \int_A p dx dy - W_z = 0 \quad (10)$$

ここで、 A はしゅう動面の面積である。

モーメントに関しては、図4に示すシュー球面半径 r_{sp} の中心 O をモーメントの回転中心とし、油膜圧力によるモーメントおよびシュー表面に作用するせん断力によるモーメントが釣合う。

$$f_4 = \int_A (p y - \tau_{yh} z_{sf}) dx dy = 0 \quad (11)$$

$$f_5 = \int_A (p x - \tau_{xh} z_{sf}) dx dy = 0 \quad (12)$$

$$\tau_{yh} = \frac{\eta v}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \tau_{xh} = \frac{\eta u}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (13)$$

ここで、 z_{sf} はモーメント中心と斜板表面との z 方向

Fig. 4 Load and moments acting on the shoe

Fig. 5 Computational grid

距離である。

3・5 数値解法 シューを囲む領域を図5に示すように直交等間隔で $m \times m$ ($m=81$)に分割し、各セルの中心に変数を配置する。

未知数は表1に示す方程式との組合せにより求めるが、 f_2, f_3, f_4, f_5 には陽に未知数が含まれていないため、収束解を得ることが難しい。そこで、各方程式を同時に離散化して未知数を逐次近似するNewton-Raphson法^{(10)~(12)}を適用する(ここでは f_i, p を $f_{i,j}$ および $p_{i,j}$ と表記)。

$$AX = B \quad (14)$$

$$A = \begin{pmatrix} \frac{\partial f_{1,j}}{\partial p_{i,j}} & \frac{\partial f_{1,j}}{\partial p_d} & \frac{\partial f_{1,j}}{\partial h_0} & \frac{\partial f_{1,j}}{\partial \phi} & \frac{\partial f_{1,j}}{\partial \psi} \\ \frac{\partial f_2}{\partial p_{i,j}} & \frac{\partial f_2}{\partial p_d} & \frac{\partial f_2}{\partial h_0} & \frac{\partial f_2}{\partial \phi} & \frac{\partial f_2}{\partial \psi} \\ \frac{\partial f_3}{\partial p_{i,j}} & \frac{\partial f_3}{\partial p_d} & \frac{\partial f_3}{\partial h_0} & \frac{\partial f_3}{\partial \phi} & \frac{\partial f_3}{\partial \psi} \\ \frac{\partial f_4}{\partial p_{i,j}} & \frac{\partial f_4}{\partial p_d} & \frac{\partial f_4}{\partial h_0} & \frac{\partial f_4}{\partial \phi} & \frac{\partial f_4}{\partial \psi} \\ \frac{\partial f_5}{\partial p_{i,j}} & \frac{\partial f_5}{\partial p_d} & \frac{\partial f_5}{\partial h_0} & \frac{\partial f_5}{\partial \phi} & \frac{\partial f_5}{\partial \psi} \end{pmatrix} \quad (15)$$

$$X = \begin{pmatrix} \delta p_{i,j} \\ \delta p_d \\ \delta h_0 \\ \delta \phi \\ \delta \psi \end{pmatrix}, \quad B = \begin{pmatrix} -f_{1,j} \\ -f_2 \\ -f_3 \\ -f_4 \\ -f_5 \end{pmatrix} \quad (16)$$

この連立1次方程式(14)を解いて前の反復ステップ n の未知数から次ステップ $n+1$ の未知数を求める。

$$\begin{pmatrix} p_{i,j}^{n+1} \\ p_d^{n+1} \\ h_0^{n+1} \\ \phi^{n+1} \\ \psi^{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} p_{i,j}^n \\ p_d^n \\ h_0^n \\ \phi^n \\ \psi^n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \gamma_p \delta p_{i,j} \\ \gamma_{pd} \delta p_d \\ \gamma_{h0} \delta h_0 \\ \gamma_\phi \delta \phi \\ \gamma_\psi \delta \psi \end{pmatrix} \quad (17)$$

ここで、 $\gamma_p, \gamma_{pd}, \gamma_{h0}, \gamma_\phi, \gamma_\psi$ は減衰係数(≤ 1)である。

各方程式の離散化には有限体積法を用い、連立1次方程式(14)の求解にはSOR法を用いる。なお、計算の際のけた落ちを抑制するため、計算はすべて無次元量を用いて実施する。

3・6 計算条件 潤滑特性に及ぼすシューしゅう

Table 1 Coupling

No	Equations	Variables
1	$f_{1,j}$ Eq. (4)	$p_{i,j}$
2	f_2 Eq. (9)	p_d
3	f_3 Eq. (10)	h_0
4	f_4 Eq. (11)	ϕ
5	f_5 Eq. (12)	ψ

動面形状の影響は、研究用として試作した表2に示す形状を基準諸元(添字*を付けて表記)とし、形状パラメータの一つを変更して検討する。しゅう動条件には後述する実験条件に準じて表3を用いる。ただし、表3中の S は次式で定義するSommerfeld数である。

$$S = \frac{\eta U_0}{W_z / (2r_0^*)} \left(\frac{2r_0^*}{\delta_0^*} \right)^2 \dots\dots\dots (18)$$

ここで、 $U_0(=R_0\omega)$ は原点における斜板すべり速度である。

4. 実験方法

光干渉法を用いた膜厚計測装置を図6に示す。斜板に相当するサファイア製ディスクは電動モータにより駆動され、鉛直軸まわりに回転する。ディスクのしゅう動面側表面にはCr半透明膜が施されており、表面粗さ Ra は $0.02\mu\text{m}$ 以下である。シュー($Ra \leq 0.1\mu\text{m}$)は、斜板に対する傾きが拘束されないようにピストンの球面軸受により支持されており、ピストンを介して荷重がシューに作用する構造になっている。荷重の付与には、一方向の回転のみを許容するように支持されたはりの一端にピストンを取付け、その反対側の端におもりをつるす方法を採用している。光源からの光はバンドパスフィルタ(中心波長 $\lambda=512\text{nm}$)およびミラーを介してしゅう動面にほぼ垂直に照射される。シュー表面およびCr半透明膜における反射光の干渉により形成される干渉じまはCCDカメラを介してビデオテープに記録される。なお、作動油には市販冷凍機油(屈折率 $n_r=1.4$)を用いる。

膜厚はディスク停止時の最小膜厚を基準(零)とし、所定の回転数に達するまでに形成される干渉じまの履歴(移動しま数)から算出する。本装置における膜厚差

$\delta h(=\lambda/2n_r)$ は $0.184\mu\text{m}$ であり、分解能は $\delta h/2$ である。

5. 結果

5・1 計算精度の検証 本計算の計算精度ならびにディンプル内圧力の境界条件の妥当性を検証するため、計算および実験で求めた最小膜厚 h_m を比較する。外側プロフィール高さを変えた場合について両者を比較した結果を図7に、各境界条件を用いた場合の典型的な例として基準諸元における圧力の鳥瞰図を図8に示す。なお、図7中の h_m^* は $S=2.8$ の場合における基準諸元の最小膜厚(実験値)、図8中の p^* は $\delta_0^{*2}/\eta r_0^* U_0$ である。

圧力の境界条件に一定圧条件($p_a=0$)を用いた場合、計算は最小膜厚が S 数に対してほぼ単調に増加する実験の傾向をとらえているが、両者の差が大きい。圧力分布については、外側境界とディンプル境界の中間領域において圧力が高く、ディンプルよりわずかに下流側において最も高い圧力が発生している。一方、圧力の境界条件に質量保存条件($\Delta Q_d=0$)を用いた場合、計算および実験の最小膜厚は定性的にも定量的にもほぼ一致しており、一定圧条件を用いた場合よりもディンプル内の圧力は高く、圧力の最大値は小さい。また、図には示していないが膜厚分布もほぼ一致していた。これは以下のように考えることができる。

一定圧条件を用いた場合、ディンプル内の圧力は荷重を分担することができず、ディンプルの面積分だけ有効な受圧面積が減るため、最小膜厚が小さい。また、ディンプル境界近傍における半径方向圧力こう配により周囲からその内部に流入する流れが生じることになる。このことは、物理的にはディンプルが外部と貫通

Table 2 Reference dimensions of test shoe

δ_o^* (μm)	8	r_0^*	6.5
δ_i^* (μm)	6	n_o	3
r_c^* (mm)	3	n_i	8
r_d^* (mm)	1.5	r_{sp} (mm)	9.5

Table 3 Computational conditions

W_z (N)	98
η (Pa·s)	7.9×10^{-2}
R_0 (mm)	48
z_{sf} (mm)	3
ω (rad)	0.2~2.1
S	0.2~2.8

Fig. 6 Experimental apparatus

する孔になっていることに相当するため、本境界条件は実現象とは整合しないと推察される。

一方、質量保存条件を用いた場合、圧力は大気圧より上昇し、ディンプル境界近傍の半径方向圧力こう配は小さくなる。したがって、ディンプル内の圧力は荷重を分担するため、境界条件に一定圧条件を用いた場

合よりも最小膜厚が大きくなり、実験値に近づく。

以上から、ディンプル内圧力の境界条件に質量保存条件(流入流出流量零)を用いたほうが実現象をより正確にとらえていると考えられるため、以降、この境界条件を用いて潤滑特性に及ぼすシューしゅう動面形状の影響を検討する。

5・2 外側プロファイルの影響

外側プロファイル高さ δ_o を変化させた場合の潤滑特性を表す諸量および圧力の鳥瞰図をそれぞれ図9, 10に示す。図9中の A_n は油膜圧力が形成されない無効受圧部の面積であり、図10中において $x/r_0^*, y/r_0^* = \pm 1$ の軸に接する円(シュー外側境界)内の無着色部が無効受圧部に相当する。本報ではその面積 A_n と全受圧面積 πr_0^2 の比率を無効面積比率と定義する。

いずれの S 数においても外側プロファイル高さ δ_o/δ_o^* の減少とともに最小膜厚は増大し、 $\delta_o/\delta_o^* \approx 0.1$ において最大値(極大値)をとるが、 $\delta_o/\delta_o^* \leq 0.1$ では δ_o/δ_o^* の減少とともに最小膜厚は零に漸近する。なお、 $\delta_o/\delta_o^* \leq 0$ では解が求まらなかった。

δ_o/δ_o^* に対する最小膜厚の変化は次のように説明される。すなわち、 δ_o/δ_o^* が大きい場合、流出側ではシューの y 軸まわりの傾き ψ (くさび角) を考慮しても

Fig. 7 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. S for various values of δ_o/δ_o^*

Fig. 8 Pressure distributions for $\delta_o = \delta_o^*$ and $S = 2.8$

Fig. 9 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. outer profile height δ_o/δ_o^*

広がり流れとなるため、油膜圧力が発生しない無効面積比率が大きく、最小膜厚が小さい。この場合、油膜形成能が低く、しゅう動部はくさび角を大きくすることにより油膜圧力を発生させる。 δ_o/δ_i^* の減少とともに広がり程度が弱まるため、最小膜厚は増大し、本条件では $\delta_o/\delta_i^* \approx 0.1 (\psi \approx 0.01^\circ)$ において最大となる。 δ_o/δ_i^* の減少とともに ψ が減少する理由は、くさび角を大きくしなくても油膜圧力が発生するためである。しかしながら、 $\delta_o/\delta_i^* \leq 0.1$ では、逆に狭まり流れとなっている上流側で挟まり程度が弱まるため、ディンプルよりわずかに上流側の圧力が低下し [図 10(a)], 最小膜厚が減少する。これは、くさび作用による油膜圧力が発生しなくなることを意味している。

なお、 $\delta_o/\delta_i^* \leq 0$ において解が求まらなかった理由は、Hooke ら⁽⁴⁾が指摘しているように数学的に解が存在しないためと推察される。すなわち、図 11 に示すようにしゅう動面が凸の場合、下流側より上流側の局所的なくさび角 ψ_1 が大きいため、上流側の圧力が

より上昇する。これによりシュー全体のくさび角 ψ を大きくする方向にモーメント M_x が作用するため、くさび作用により油膜が形成される。一方、しゅう動面が凹の場合には、下流側圧力の上昇によりくさび角を小さくする方向にモーメントが作用するため、流体潤滑が成立しない。

5.3 内側プロファイルの影響 潤滑特性に及ぼす内側プロファイル高さ δ_i の影響を図 12 に示す。

内側プロファイル高さ δ_i/δ_i^* に対して最小膜厚およびくさび角 ψ はほぼ一定である。これは、 δ_i/δ_i^* の変化により影響を受ける部位($r_d \leq r \leq r_c$)の圧力が δ_i/δ_i^* に対してあまり変化しないことに加え、影響を受ける部位と回転中心との距離が小さいためである。

(a) Positive curvature (b) Negative curvature

Fig. 11 Effect of curvature on moment balance

Fig. 10 Pressure distributions at $S=2.8$ for various values of δ_o/δ_i^*

Fig. 12 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. inner profile height δ_i/δ_i^*

5.4 プロフィールピーク半径の影響 潤滑特性に及ぼすプロフィールピーク半径 r_c の影響を図13に、圧力の鳥瞰図および等圧線を図14に示す。プロフィールピーク半径 r_c/r_c^* の増大とともに最小膜厚は増大し、 $r_c/r_c^* = 1.5$ において最大値(極大値)をとる。 $r_c/r_c^* \geq 1.5$ では r_c/r_c^* の増大とともに最小膜厚は減少する。これは次のように考えられる。

r_c/r_c^* が小さい場合($r_c/r_c^* = 0.5$)、流入側では狭まりの程度が、流出側では逆に広がり程度の大きいため、等圧線図の間隔からもわかるように、ディンプル近傍の比較の半径が小さい領域において大きな油膜圧力が発生する。この場合、油膜形成能が低いため、くさび角が大きく、最小膜厚が小さい。 r_c/r_c^* の増加とともに狭まりおよび広がり流れとなる領域が小さくなることにより油膜形成能が高まるため、最小膜厚は増大する。本条件では $r_c/r_c^* = 1.5$ ($\psi \approx 0.01^\circ$) の場合において最大となる。しかしながら、 $r_c/r_c^* \geq 1.5$ では、 r_c/r_c^* の増大とともにしゅう動面が凹に近づくため、5.2節で述べた理由により最小膜厚は減少する。

5.5 ディンプル径の影響 潤滑特性に及ぼすディンプル半径 r_d の影響を図15に示す。ディンプル半径 r_d/r_d^* の増大とともに最小膜厚はほぼ単調に減少

(a) $r_c/r_c^* = 0.5$ (b) $r_c/r_c^* = 1.5$ Fig. 14 Pressure distributions at $S=2.8$ for various values of r_c/r_c^* Fig. 13 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. profile peak radius r_c/r_c^* Fig. 15 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. dimple radius r_d/r_d^*

Fig. 16 Minimum oil film thickness h_m/h_m^* vs. sliding surface radius r_0/r_0^*

する。これは次の理由によると考えられる。

荷重および回転数が一定の場合、5・1節で述べたようにディンプル内の圧力はシューに作用する荷重を分担することになるが、ディンプルは通常のしゅう動部がくさび作用等によって油膜圧力を発生させるような積極的な油膜形成能を有していない。したがって、ディンプル半径 r_d/r_d^* の増大とともに油膜形成能が低下するため、最小膜厚は減少する。

5・6 軸受面半径の影響 潤滑特性に及ぼすシュー軸受面半径 r_0 の影響を図 16 に示す。

シュー軸受面半径 r_0/r_0^* の増加とともに最小膜厚は増大する。これは、 r_0/r_0^* の増大とともに受圧面積が増大することによりしゅう動面における平均圧力が低下し、油膜形成能が高まるためである。なお、 $r_0/r_0^* \leq 0.6$ ではしゅう動面が凹となるため、流体潤滑が成立しない。

6. 結 論

斜板式圧縮機におけるシュー・斜板間しゅう動部の潤滑特性を把握するための第 1 テップとして、荷重および回転数が一定の条件における潤滑特性を把握することを目的とし、流体潤滑計算モデルを導出、その有効性を光干渉法を用いた実験により検証するとともに、潤滑特性に及ぼすシューしゅう動面形状の影響を検討し、以下の結論を得た。

(1) しゅう動面内の閉空間であるディンプル内の圧力を算出するための境界条件に質量保存条件を適用することにより、しゅう動部における膜厚および圧力分布を良好な精度で予測できる。

(2) ディンプル内における圧力は、大気圧(基準圧)以上になることにより荷重を分担するが、ディンプルは通常のしゅう動部がくさび作用等によって油膜圧力を発生させるような積極的な油膜形成能を有していない。

(3) しゅう動部の最小膜厚は、軸受面半径の増加とともに増大し、ディンプル半径の増大とともに減少する。外側プロフィール高さおよびプロフィールピーク半径には最小膜厚を最大にする最適値が存在し、最小膜厚に及ぼす内側プロフィール高さの影響は小さい。

文 献

- (1) 上田元彦・ほか 4 名, デンソーテクニカルレビュー, 4-2 (1999), 79-85.
- (2) Drozdek, J., ほか 5 名, SAE Paper, No. 01-0974 (2000).
- (3) 高橋広康・ほか 4 名, 日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (2003-10), B 109-1.
- (4) Hooke, C. J. and Kakoullis, Y. P., 5th Fluid Power Symposium, B2 (1978), 13-26.
- (5) 井星正氣・山口惇, 機論, 49-437, B(1983), 164-171.
- (6) 広瀬雅司・ほか 3 名, 昭和 61 年春季油空圧講演論文集, (1986-5), 65-68.
- (7) 松本和幸・池谷光栄, 機論, 57-538, C(1991), 2017-2022.
- (8) 方義・池谷光栄, 油圧と空気圧, 23-2(1992), 57-62.
- (9) 田中嘉津彦・ほか 3 名, 機論, 65-634, B(1998), 2047-2055.
- (10) 牧野武朗, トライボロジスト, 48-6(2003), 456-460.
- (11) Oh, K. P. and Goenka, P. K., ASME J. Tribology, 107-3 (1985), 389-395.
- (12) Okamura, H., Proc. 9th Leeds-Lyon Sympo. on Tribology, Butterworths Guilford England, XI(iii) (1982), 313-336.
- (13) Mannam, J., Proc. Inst. Mech. Eng., 173 (1959), 699-716.