

ベーン形圧縮機のベーン側面における潤滑油膜の解析*

福田 充 宏*¹, 田 中 守*²
清水 孝*¹, 柳 沢 正*¹

Analysis of Oil Film on Vane Sides of Vane Compressors

Mitsuhiro FUKUTA, Mamoru TANAKA,
Takashi SHIMIZU and Tadashi YANAGISAWA

Recently, a vane compressor is used for an automotive air conditioner by taking advantages of its small size and its light weight. In order to analyze chattering phenomena of a vane and to estimate frictional power loss at vane slots, it is important to evaluate the lubricating characteristics on vane sides. This paper models the vane side force, which is treated as solid friction in the past works, by considering hydrodynamic lubrication, and confirms validity of the model by comparison of calculated results with experimental vane behavior. This analysis can simulate the influence of viscosity of lubricating oil and magnitude of clearance at the vane side on the lubricating characteristics, and is useful to analyze the vane behavior and to improve performance and reliability of the compressors.

Key Words: Compressor, Refrigeration, Lubrication, Automotive air conditioner, Vane compressor, Oil film, Hydrodynamic lubrication, Lubricating oil

1. 緒 言

近年、カーエアコン用冷凍サイクルには小形で軽量のベーン形圧縮機が用いられるようになってきた。このベーン形圧縮機において、チャタリング現象を解析したり^{(1)~(3)} 摩擦損失動力を解析するために⁽⁴⁾⁽⁵⁾、ベーン側面しゅう動部における潤滑特性を正確に評価する必要がある。しかし、従来の研究の多くはベーン側面しゅう動部を固体接触であるとして解析しており^{(2)~(5)}、潤滑油の粘度やベーン側面しゅう動部すきまの大きさに対する評価はほとんど不可能であった。そこで本研究では、ベーン形圧縮機のベーン側面しゅう動部における潤滑特性を解明するために、流体潤滑を考慮してベーン側面に作用する油膜力を解析する。さらにシリンダ内圧力やベーン背部の圧力が作用しないように改造した圧縮機を用いてベーンの挙動を測定し、計算値と比較することにより解析の妥当性を確かめる。

2. 理論解析

カーエアコン用ベーン形圧縮機の概要を図1に示す。ベーンはロータのベーン溝に保持されており、ベーン溝内をしゅう動してシリンダ壁との接触を保ちながらロータとともに回転する。ベーン背部には、ベーンを押し出すために吐出し圧力を利用して冷凍機油が供給されており、この油がベーン側面のしゅう動部を潤滑している。

2・1 仮定 流体潤滑理論を適用してベーン側面の油膜力を解析するに当たり、以下の仮定をおく。

- (1) ベーン側面しゅう動部は、無限幅スライダと

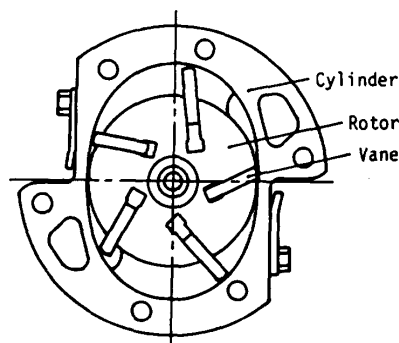


図1 圧縮機の概要

* 平成2年3月10日 東海支部第39期総会講演会において講演。原稿受付 平成2年10月23日。

*¹ 正員、静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

*² 正員、スズキ(株) (〒432-91 浜松市外高塚)。

する。

- (2) 潤滑油は非圧縮性流体とし、粘度は一定とする。
- (3) すきま内の潤滑油は層流で、慣性力は無視する。
- (4) ロータの回転角速度は一定とする。
- (5) ペーンおよびペーン溝の変形は無視する。

2.2 ペーン側面の油膜解析 ペーン側面しゅう動部における潤滑モデルの概要を図2に示す。ペーンは保持長さ L でペーン溝内の油膜力により支持されており、しゅう動方向には油膜による粘性せん断力が作用している。ペーンとともに移動する x - y 座標を図2に示すようにとると、ペーンがロータに対して速度 U で飛び出すとき、 x - y 座標系ではペーン溝が速度 U で反対方向に移動する。このとき潤滑油の粘度を η とすると、すきま高さ h とペーン側面の油膜圧力 P の関係は次のレイノルズの方程式により表現できる⁽⁶⁾。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = -6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \dots\dots\dots (1)$$

ここですきま高さ h とその時間微分 $\partial h/\partial t$ を、原点でのすきま h_0 とペーンの傾き k を用いて次式で与え⁽⁷⁾

$$h = h_0 + kx \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{dh_0}{dt} + \frac{dk}{dt} x \dots\dots\dots (3)$$

次の境界条件

$$P = P_0 \quad (x=0) \dots\dots\dots (4)$$

$$P = P_1 \quad (x=L) \dots\dots\dots (5)$$

のもとで x について積分すると油膜圧力 P が次式のように求められる。

$$P = A_{11} \frac{dk}{dt} + A_{12} \frac{dh_0}{dt} + A_{13} U + A_{14} P_0 + A_{15} P_1 \dots\dots\dots (6)$$

ここで、右辺の各項の係数 $A_{11} \sim A_{15}$ は付録に示すように、すきま h 、ペーン保持部両端のすきま h_0 , h_1 、傾き k 、ペーン保持長さ L 、潤滑油粘度 η の関数であ

る。油膜圧力によりペーン側面に作用する単位幅当たりの力、および油膜圧力によるペーン底部中央周りの単位幅当たりのモーメントは、式(6)の油膜圧力 P を使用して $x=0 \sim L$ まで積分することにより次式のようなになる。

$$\int_0^L P dx = A_{21} \frac{dk}{dt} + A_{22} \frac{dh_0}{dt} + A_{23} U + A_{24} P_0 + A_{25} P_1 \dots\dots\dots (7)$$

$$\int_0^L x P dx = A_{31} \frac{dk}{dt} + A_{32} \frac{dh_0}{dt} + A_{33} U + A_{34} P_0 + A_{35} P_1 \dots\dots\dots (8)$$

ただし係数 $A_{21} \sim A_{35}$ は付録に示す値である。

次にペーン側面に作用する粘性せん断力を求める。ペーン溝すきまにおいて、すきま内の流体の速度 u は

$$u = \left(\frac{y}{h} - 1 \right) U - \frac{y}{2\eta} (h - y) \frac{\partial P}{\partial x} \dots\dots\dots (9)$$

であるので、ペーン表面上の速度こう配は次式で表される。

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} = \frac{U}{h} + \frac{h}{2\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \dots\dots\dots (10)$$

したがって、単位幅当たりの粘性せん断力は上式の速度こう配と粘度の積を $x=0 \sim L$ まで積分して次式のように得られる。ただし作用方向は x の負の向きとなる。

$$\eta \int_0^L \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} dx = A_{41} \frac{dk}{dt} + A_{42} \frac{dh_0}{dt} + A_{43} U + A_{44} P_0 + A_{45} P_1 \dots\dots\dots (11)$$

ここで係数 $A_{41} \sim A_{45}$ は付録に示す値である。

一方ペーンを隔てて反対側のペーン溝すきまに関しては、上記の式において $h_0 \rightarrow h_0'$, $h_1 \rightarrow h_1'$, $L \rightarrow L'$, $k \rightarrow -k$, $dh_0/dt \rightarrow -dh_0/dt$, $dk/dt \rightarrow -dk/dt$ と置換することにより同様に得られる。ただしペーン溝設定すきま (= ペーン溝寸法 - ペーン厚さ) を C_v とすると、 h_0 と h_0' の間には次式の関係がある。

$$h_0' = C_v - h_0 \dots\dots\dots (12)$$

3. 実験装置および方法

ペーン形圧縮機の実際の運転状況下では、ペーンの挙動や摩擦せん断力を測定することは非常に困難であり、またペーン挙動に影響を与える要因も多いので、解析の妥当性を判断することは難しい。そこで本研究では、シリンダ内圧力やペーン背圧が作用しないように改造した圧縮機において、シリンダ内を可視化することによってロータの回転にともなうペーンの飛出し量を測定する。ペーンには背圧が作用しないため、ペーンはシリンダ壁に沿うことなく自由に飛び出す。こ

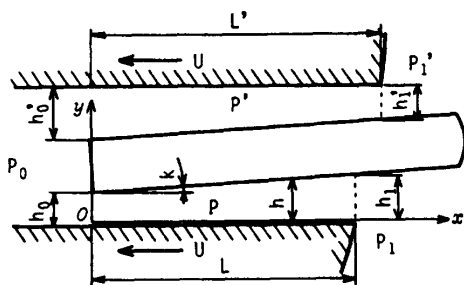


図2 ペーン側面潤滑モデル

の場合のベーン飛出し量はベーンに作用する力、特に油膜せん断力によって支配されており、実験値と計算値を比較することによって解析の妥当性を確かめることができる。図3に実験に用いた圧縮機の写真を示す。ベーン挙動を可視化するため、圧縮機のリアプレートおよびシェルの一部を削除し、圧縮が行われないように吐出し弁を除去してある。またベーン背圧が作用しないように、ロータにはベーンを1枚だけ組み込み、ベーンの背圧室を大気に解放している。さらにベーン端面にサイドプレートとの摩擦力が作用しないように、リアプレートとシリングの間にスペーサを挟み、ベーン端面とサイドプレート間のすきまを十分大きく(0.5 mm)してある。

実験では粘度の異なる2種類の潤滑油(冷凍機油 SUNISO 3GS, 5GS)を用いて、1000 rpm から3000 rpm の圧縮機回転数について測定を行う。まずベーンに潤滑油を十分に塗布した後、可変速電動機によりベルトと電磁クラッチを介してロータを回転させ、数回転のベーンの挙動を高速度ビデオにより撮影する。撮影した映像をモニタ上に出し、モニタ上の十字線によりベーン先端の座標を読み取り、ロータ回転角とベーン飛出し量を求める。潤滑油の温度は銅-コンスタタン熱電対をリアプレートの給油孔に差込んで測定し、その温度を用いて潤滑油の粘度を計算する。また圧縮機の回転数は光学式センサで検出して表示する。

4. 結果とその検討

4.1 ベーン飛出し量の計算 2章の理論解析を用いて、ベーンの運動がシリング壁に拘束されない場合のロータ回転角に対するベーンの飛出し量を計算する。図4にシリング部の概要とベーンに作用する力を示す。ロータ回転角 θ は最小すきまシール部を基準にとり、ベーン中心線とロータ外周との交点の回転角度とする。ロータにはロータ中心を原点としベーン飛出

し方向を Y 軸とした直交回転座標 X-Y をとり、さらにベーンには図2の場合と同様に x-y 座標をとる。ベーンにはシリング内圧力やベーン背圧による力は作用せず、遠心力(X方向: $F_{rx} = m\omega^2 a$, Y方向: $F_{ry} = m\omega^2 Y_c$)、慣性力($F_i = md^2 Y_c / dt^2$)、コリオリの力($F_c = 2m\omega d Y_c / dt$)、油膜による力(F_p, F_r)が作用すると仮定すれば、X-Y 座標系において、ベーンに作用する X 軸方向および Y 軸方向の単位幅当たりの力の釣合いとベーン底部中央周りの単位幅当たりのモーメントの釣合いより、次式が得られる。

$$m\omega^2 a + 2m\omega \frac{dY_c}{dt} - \int_0^L P dx + \int_0^{L'} P' dx = 0 \quad (13)$$

$$-m \frac{d^2 Y_c}{dt^2} + m\omega^2 Y_c - \eta \int_0^L \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} dx - \eta \int_0^{L'} \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h'} dx = 0 \quad (14)$$

$$\frac{L_v}{2} m \left(\omega^2 a + 2\omega \frac{dY_c}{dt} \right) - \int_0^L x P dx + \int_0^{L'} x P' dx + \frac{t_v}{2} \eta \int_0^L \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h} dx - \frac{t_v}{2} \eta \int_0^{L'} \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=h'} dx = 0 \quad (15)$$

ここで t は時間、 m はベーンの単位幅質量、 Y_c は Y 方向のベーン重心位置、 a はベーンオフセット、 L_v はベーン長さ、 t_v はベーン厚さを示す。このときベーン速度は、ベーン重心位置 Y_c の時間微分 dY_c/dt で表される。

式(13)~(15)に式(7)、(8)および式(11)を代入して整理すると、式(13)~(15)はベーンの傾き k 、すきま h_0 、傾きおよびすきまの変化速度 dk/dt 、 dh_0/dt 、ベーンの重心位置 Y_c 、ならびにベーン速度 dY_c/dt の関数となる。ここで式(14)においてすきまの変化速度 dh_0/dt と傾きの変化速度 dk/dt がベーンの飛出し

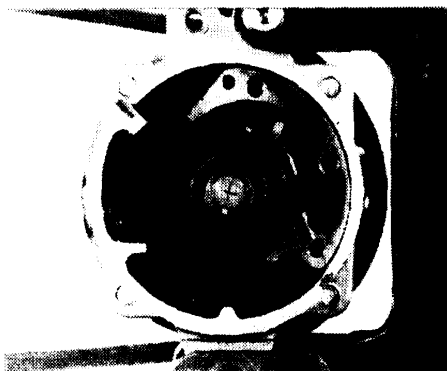


図3 実験用圧縮機の概要

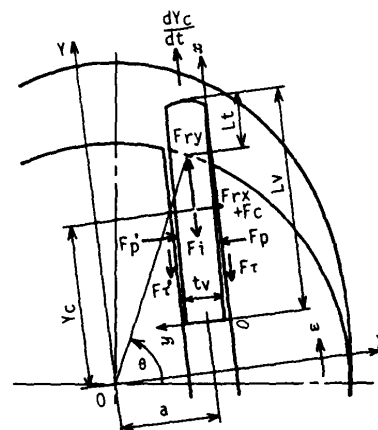


図4 ベーンに作用する力

に与える影響は小さいとしてこれらの値を定数と考えれば、ペーンの重心位置に関する微分方程式が得られる。

$$\frac{d^2 Y_c}{dt^2} = f_1\left(k, h_0, \frac{dk}{dt}, \frac{dh_0}{dt}, Y_c, \frac{dY_c}{dt}\right) \dots (16)$$

また、式(13)と式(15)はすきまの変化速度 dh_0/dt と傾きの変化速度 dk/dt に関する連立方程式となり、それぞれについて整理すれば、

$$\frac{dh_0}{dt} = f_2\left(k, h_0, Y_c, \frac{dY_c}{dt}\right) \dots (17)$$

$$\frac{dk}{dt} = f_3\left(k, h_0, Y_c, \frac{dY_c}{dt}\right) \dots (18)$$

となる。ここで時刻 $t=0$ (ロータ回転角 $\theta=0$) においてペーン飛出し量とペーン速度は零とし、すきまと傾きの初期値を適当に与えて、式(16)~(18)の微分方程式を連立してルンゲ・クッタ法で解く。求めたペーンの重心位置 Y_c に対してロータ外周からのペーン飛出し量 L_i は次式で表される。

$$L_i = Y_c + L_v/2 - (R_r^2 - a^2)^{1/2} \dots (19)$$

ここで R_r はロータ半径である。解析の対象としたスライディングペーン形圧縮機の諸元を表1に示す。

4.2 飛出し量に対する初期状態の影響 ペーンの飛出し量を計算するにあたりすきまの初期状態を与える必要があるが、この初期状態は不明確であるため、すきまの初期状態を数種類設定して初期状態がペーンの飛出しに与える影響を検討する。図5は、横軸にロータ回転角 θ をとり、縦軸にロータ外周からのペーン飛出し量 L_i とペーン保持部両端のすきま高さ h_0, h_1 をとって、初期状態の違いによるペーン挙動の変化を示す。ここで、すきまの初期状態はペーン保持部両端のすきまの初期値 h_{0i}, h_{1i} で与え、ペーン飛出し量が10 mm になるところまで計算を行う。ペーンの初期位置がペーン溝の中央の場合(実線)に対して、ペーンが傾いている場合(破線)やペーンがやや片側に片寄っている場合(一点鎖線)ではペーンの飛出し量 L_i にはそれほど違いはみられないが、ペーンが極端に片側に片寄っている場合(二点鎖線)には、すきまの狭い側の粘

性せん断力が非常に大きくなるためにペーンが飛び出しにくくなっている。すきまの変化についてみると、ペーンが傾いている場合(破線)には傾きによって発生するくさび効果のために傾きが小さくなるようにペーンが動くのに対し、ペーンが傾いていない場合(実線、一点鎖線、二点鎖線)には、ペーンがすきま方向に移動するときに移動方向と逆向きに作用するスクイーズ効果による力が大きいために、すきまはほとんど変化していない。ペーンが逆に傾いたり、逆側に片寄った場合にはそれぞれ同様の結果となり、ペーンが極端に片側に片寄っている場合以外はペーン飛出し量はほぼ等しく計算される。ここで、ペーン溝設定すきまは微小であり、シリンダ内圧力やペーン背圧の作用しない状態ではペーンが極端に片側に片寄ることはないので、以下の実験結果との比較においてはペーンの初期状態をペーン溝の中央に位置しているものと仮定して計算

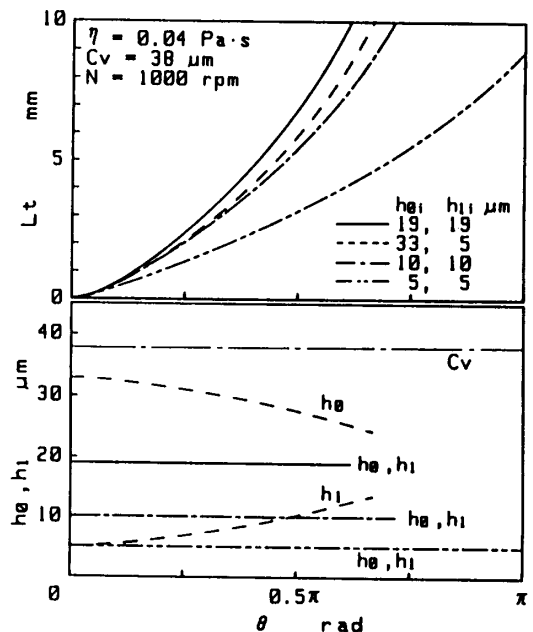


図5 ペーン飛出し量に対する初期状態の影響

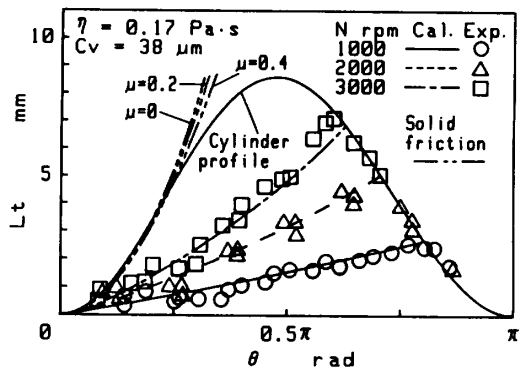


図6 ペーン飛出し量に対する回転数の影響

表1 圧縮機諸元

Rotor radius	R_r	25.0 mm
Cylinder profile	$R_c(\phi)$	$25.0+8.3\sin^2\phi$ mm
Vane offset	a	7.23 mm
Vane length	L_v	16.0 mm
Vane thickness	t_v	3.55 mm
Vane mass		
per unit width	m	0.156 g/mm
Vane slot clearance	C_v	38 μm

を行う。

4.3 実験値と計算値の比較 図6は、横軸がロータ回転角 θ 、縦軸がロータ外周からのベーン飛出し量 L_t であり、回転数 N をパラメータにしてベーン飛出し量の実験値と計算値を示す。図6中の凸形の曲線はシリンダのプロフィール、すなわちベーンの最大飛出し量を示している。ここでシリンダのプロフィールの外側に存在する測定点は、ビデオモニタの再生画面上での読取り誤差によるものである。図6より、ベーンは油膜せん断力のためにシリンダ壁に沿うほどには飛び出すことはできず、途中でシリンダ壁に衝突して、その後はシリンダ壁に沿って引っ込むことがわかる。また、回転数が高くなるにしたがって遠心力が大きくなるので、ベーンが飛び出しやすくなっていくこともわかる。いずれの回転数においても計算値は実験値とよく一致しており、ベーン側面における油膜作用力の解析の妥当性を示している。

ここでベーン側面におけるしゅう動摩擦を固体接触摩擦とした従来の方法について考察する。図7に示すような固体摩擦力がベーンの保持部両端に作用する場合、 X 方向、 Y 方向、およびベーン底部中央周りのモーメントの釣合いは次式のようになる。

$$2m\omega \frac{dY_c}{dt} + m\omega^2 a - R_a + R_b = 0 \quad \dots\dots\dots(20)$$

$$m\omega^2 Y_c - m \frac{d^2 Y_c}{dt^2} - \mu(R_a + R_b) = 0 \quad \dots\dots\dots(21)$$

$$\frac{L_v}{2} \left(2m\omega \frac{dY_c}{dt} + m\omega^2 a \right) + \frac{t_v}{2} \mu(R_a - R_b) - LR_a = 0 \quad \dots\dots\dots(22)$$

ここで R_a 、 R_b は垂直接触力、 μ は摩擦係数を示す。上式において角速度を一定とし、垂直接触力とベーン質量を消去すれば、次の運動方程式が得られる。

$$\frac{d^2 Y_c}{d\theta^2} - Y_c + \frac{\mu}{L}(L_v - L + \mu t_v) \times \left(2 \frac{dY_c}{d\theta} + a \right) = 0 \quad \dots\dots\dots(23)$$

式(23)によって計算したロータ回転角とベーン飛出し量との関係を図6中に二点鎖線で示す。ベーン側面に作用する垂直接触力が小さいために、摩擦係数を0, 0.2, 0.4と変化させてもベーンの飛出し方はそれほど変化せず、ほぼシリンダ壁に沿って飛び出している。また式(23)には、すきまや潤滑油粘度の項だけではなくベーン質量や圧縮機回転数の項も含まれておらず、ベーン飛出し量はそれらに関係しないことになり、明らかに実験結果とは異なっている。

潤滑油の粘度や設定すきまがベーン側面の潤滑特性に与える影響について解析の妥当性を確認するために、潤滑油の粘度やベーン溝設定すきまの大きさが異なる条件での実験値と計算値の比較を以下に示す。図8は潤滑油粘度 η が図6の場合より低い場合のベーン飛出し量を示しており、図6に比べてベーンが飛び出しやすくなっている。また図9は図6の場合に比べて潤滑油粘度 η とベーン溝設定すきま C_v が大きい場合のベーン飛出し量を示しており、設定すきまは大きく

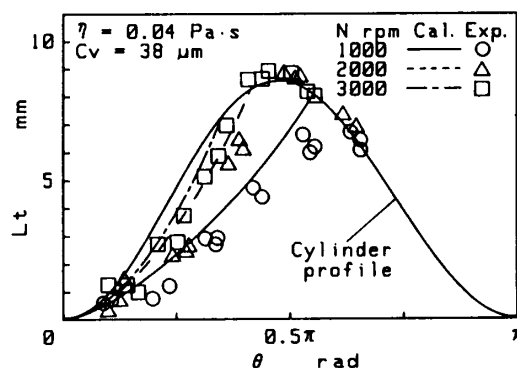


図8 低粘度の場合のベーン飛出し量

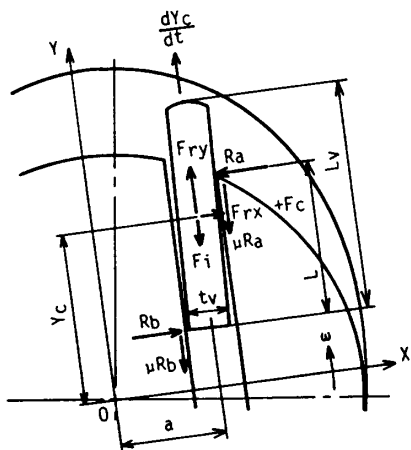


図7 ベーン側面固体摩擦モデル

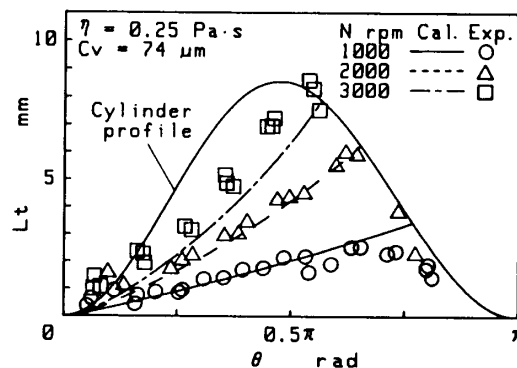


図9 設定すきまが大きな場合のベーン飛出し量

なっているものの、潤滑油の粘度が大きいために、ペーンの飛出しは図6の場合よりも多少大きくなる程度にとどまっている。図8と図9のいずれの場合も計算値は実験値とよく一致しており、ペーン側面しゅう動部を固体接触であるとした従来の解析では不可能であった潤滑油粘度や設定すきまの影響の計算に、今回の解析が適用可能であることがわかる。したがって、ペーンのチャタリング現象やペーン側面における摩擦損失動力を解析したりする場合には、ペーン側面のしゅう動部に対して今回の解析法を適用することが有効であるといえる。

5. 結 言

ペーン形圧縮機のペーン側面に作用する油膜力を流体潤滑を考慮して解析し、シリンダ内圧力やペーン背部の圧力が作用しないように改造した圧縮機を用いて測定したペーンの挙動と比較することにより、解析の妥当性を確認した。この解析により、ペーン側面しゅう動部を固体接触であるとした従来の解析では不可能であった潤滑油粘度やペーン溝設定すきまに対する評価が可能となり、ペーンのチャタリング現象やペーン側面における摩擦損失動力を解析する場合には、ペーン側面のしゅう動部に対して今回の解析法を適用することが望ましい。

〔付 録〕

$$A_{11} = \frac{6\eta}{k^3} \left\{ \log \frac{h}{h_0} - \frac{h_1^2}{(h_0+h_1)kL} \left(1 - \frac{h_0^2}{h^2} \right) \log \frac{h_1}{h_0} - \frac{2h_0^2 h_1}{h^2(h_0+h_1)} + \frac{2h_0}{h} - \frac{2h_0}{h_0+h_1} \right\}$$

$$A_{12} = \frac{12\eta}{k^2} \left\{ \frac{h_0 h_1}{h^2(h_0+h_1)} - \frac{1}{h} + \frac{1}{h_0+h_1} \right\}$$

$$A_{13} = -kA_{12}/2$$

$$A_{14} = \frac{h_0^2}{(h_0+h_1)kL} \left(\frac{h_1^2}{h^2} - 1 \right)$$

$$A_{15} = \frac{h_1^2}{(h_0+h_1)kL} \left(1 - \frac{h_0^2}{h^2} \right)$$

$$A_{21} = \frac{6\eta}{k^4} \left\{ \frac{2h_0(h_0+2h_1)}{h_0+h_1} \log \frac{h_1}{h_0} - \frac{4h_0 kL}{h_0+h_1} - kL \right\}$$

$$A_{22} = \frac{12\eta}{k^3} \left(\frac{2kL}{h_0+h_1} - \log \frac{h_1}{h_0} \right)$$

$$A_{23} = -kA_{22}/2$$

$$A_{24} = h_0 L / (h_0 + h_1)$$

$$A_{25} = h_1 L / (h_0 + h_1)$$

$$A_{31} = \frac{6\eta}{k^3} \left\{ \left[\frac{h_1}{(h_0+h_1)k} \left(\frac{h_0^2 h_1}{k^2 L} \log \frac{h_1}{h_0} - \frac{3h_0^2}{k} - \frac{h_1 L}{2} \right) - \frac{5h_0^2}{2k^2} + \frac{L^2}{2} \right] \log \frac{h_1}{h_0} + \frac{2h_0^2 L}{(h_0+h_1)k} - \frac{h_0 L^2}{h_0+h_1} + \frac{5h_0 L}{2k} - \frac{L^2}{4} \right\}$$

$$A_{32} = \frac{12\eta}{k^3(h_0+h_1)} \left\{ \frac{h_0}{k} (h_0+2h_1) \log \frac{h_1}{h_0} - \frac{L}{2} (5h_0+h_1) \right\}$$

$$A_{33} = -kA_{32}/2$$

$$A_{34} = \frac{h_0^2}{(h_0+h_1)kL} \left(\frac{h_1^2}{k^2} \log \frac{h_1}{h_0} - \frac{h_1 L}{k} - \frac{L^2}{2} \right)$$

$$A_{35} = \frac{h_1^2}{(h_0+h_1)kL} \left(-\frac{h_0^2}{k^2} \log \frac{h_1}{h_0} + \frac{h_0^2 L}{kh_1} + \frac{L^2}{2} \right)$$

$$A_{41} = \frac{6\eta}{k^3} \left(-\frac{2h_0 h_1 + h_0^2}{h_0+h_1} \log \frac{h_1}{h_0} + \frac{2h_0 kL}{h_0+h_1} + \frac{kL}{2} \right)$$

$$A_{42} = \frac{6\eta}{k^2} \left(-\frac{2kL}{h_0+h_1} + \log \frac{h_1}{h_0} \right)$$

$$A_{43} = \frac{\eta}{k} \left(\frac{6kL}{h_0+h_1} - 2 \log \frac{h_1}{h_0} \right)$$

$$A_{44} = -h_0 h_1 / (h_0 + h_1)$$

$$A_{45} = h_0 h_1 / (h_0 + h_1)$$

文 献

- (1) 本田・ほか5名, 機論, 55-512, B(1989), 1164.
- (2) 大森, シャープ技報, 10-1(1971), 30.
- (3) Tojo, K., ほか2名, Proc. Purdue Compr., Tech. Conf., (1986), 29.
- (4) 樋口, 冷凍, 49-556(1974), 154.
- (5) Picksak, A. and Kruse, H., Proc. ICEC, at Purdue, (1986), 461.
- (6) 日本潤滑学会編, 潤滑ハンドブック, (1975), 103, 養賢堂.
- (7) 小林・太田, 三菱重工技報, 26-3, (1989), 195.