ベーン形圧縮機の起動時におけるベーン挙動*

(第1報, ベーンに作用する力)

福田 充 宏^{*1}

Vane Behavior in Vane Compressors under Start-Up Operation

(1st Report, Force Acting on Vane)

Mitsuhiro FUKUTA

The vane compressor used for automotive air conditioners maintains contact between a vane tip and a cylinder wall by centrifugal force and backpressure acting on the vane under steady-state operation. However, under start-up operation, the backpressure is not sufficient to maintain the vane tip contact, and a chattering phenomenon which causes noise and partial wear occurs. We analyzed vane behavior under start-up operation by applying an equation of motion to the vane. We also observed the vane behavior after start-up by visualization in the compressor cylinder. The influences of oil shearing force, inertial force due to rotor acceleration and the backpressure on the vane behavior during start-up operation were clarified. The validity of the analysis was confirmed by comparison of calculated results with experimental ones.

Key Words: Compressor, Refrigeration, Air Conditioning, Vane Compressor Vane Behavior, Chattering Phenomenon, Start-Up Operation

1. 緒 言

カーエアコン用冷媒圧縮機に用いられるベーン形圧縮機は、ベーンに作用する遠心力とベーン背部の圧力による力によりベーン先端とシリンダ壁との接触を保っている。ベーン背部の圧力には吐出し圧力の一部を作用させているために、吐出し圧力が十分に上昇していない起動時には、ベーンがシリンダ壁と離脱・衝突を繰返すチャタリング現象が発生しやすく、騒音や偏摩耗の原因となる。また、冬季のように潤滑油の粘度が大きくベーンが飛び出しにくい状態では圧縮不能になる可能性もあり、ベーン形圧縮機において起動時のベーン挙動は機能面においても重要な要因である。

現在までのベーン挙動やチャタリングに関する研究^{(1)~(6)}は、定常運転時におけるベーン離間現象やベーン接触力に注目したものであり、これらの解析ではベーンがシリンダ壁に沿って運動すると仮定したうえでベーン先端の接触力を求めるものが多い。また起動時のベーン挙動に大きな影響をもつ油膜力も考慮されていない場合が多く、これらの解析により起動時のベーン挙動を正確に解析することはできない。

本研究では、ベーンに作用する油膜力やロータの回転加速による慣性力、ベーン背部圧力による力などを考慮に入れた運動方程式を解くことにより起動時のベーン挙動を解析する。さらに圧縮動作をしないように改造したモデル圧縮機の内部を可視化して、起動時におけるベーン挙動を測定し、解析結果と比較することによって解析の妥当性を確認する。

2. 理 論 解 析

図1にベーン形圧縮機の概要を示す。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ながらロータとともに回転する。ベーン背部には吐出し圧力を利用して潤滑油が供給されており、この圧力と遠心力によってベーンとシリンダ壁との接触が保たれる。したがって吐出し圧力が十分に上昇していない起動時には、ベーンがシリンダ壁に沿うことなしに自由に飛び出し、途中でシリンダ壁と衝突する。このような起動時のベーン挙動は、ベーン溝内をしゅう動して自由に飛び出すベーンに対する運動方程式を解くことにより得られる⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

以前著者ら⁽⁷⁾は、起動時のように圧縮ガスの圧力がベーンに作用しない状態では、ベーンの飛び出し運動過程においてベーン溝内でのベーンの傾きやすきまの変

* 原稿受付 平成5年4月14日。

^{*1} 正員、静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

化は小さく、ベーン飛出し量に対するこれらの影響が小さいことを報告した。そこで本研究ではベーンがベーン溝の中央に保持されていると仮定することにより、ベーン飛出し方向の運動方程式のみでベーンの挙動を記述する。図2にベーンに作用する飛出し方向の力を示す。ロータ回転角 θ は最小すきまシール部を基準にとり、ベーン溝前縁端の回転角度とする。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をとる。起動時におけるベーン挙動を解析する場合には定常運転時の場合の解析において無視されているような小さい力も無視することができず、ここではベーンに作用する力として飛出し慣性力 F_i 、遠心力 F_r 、ロータの回転加速による慣性力 F_{ir} 、ベーン側面油膜せん断力 F_{ts} 、端面油膜せん断力 F_{te} 、重力 F_g 、ベーン背圧による力 F_b を考慮する。したがって一つのベーンに関する飛出し方向の運動方程式は次式で表される。

$$F_i + F_r + F_{ir} + F_{ts} + F_{te} + F_g + F_b = 0 \quad \cdots (1)$$

ここでそれぞれの力は以下のように表される。

- 飛出し慣性力 F_i

$$F_i = -m_v(d^2 Y_c / dt^2) \quad \cdots (2)$$

ここで m_v はベーン質量、 Y_c は飛出し方向のベーン重心位置、 t は時間である。

- 遠心力 F_r

$$F_r = m_v \omega^2 Y_c \quad \cdots (3)$$

ここで ω はロータの回転角速度である。

- 回転加速による慣性力 F_{ir}

$$F_{ir} = -m_v a(dw/dt) \quad \cdots (4)$$

ここで a はベーンオフセット量である。

- 側面油膜せん断力 F_{ts}

$$F_{ts} = -\eta W_v(L+L')(dY_c/dt)/h_s + h_s W_v(P_b - P_c) \quad \cdots (5)$$

ここで η は潤滑油粘度、 W_v はベーン幅、 h_s はベーン側面すきま、 P_b はベーン背圧、 P_c はシリンダ内圧力である。また L, L' はベーン溝内でのベーンの保持長

図1 ベーン形圧縮機の概要

さであり、ベーン重心位置の関数である。

- 端面油膜せん断力 F_{te}

$$F_{te} = -2\eta L_c t_v \{ (dY_c/dt) + \omega a \} / h_z + h_z t_v (P_b - P_c) \quad \cdots (6)$$

ここで h_z はベーン端面すきま、 L_c はベーン中心線上の長さ、 t_v はベーン厚さである。

- 重力 F_g

$$F_g = m_v g \sin(\theta_0 + \alpha) \quad \cdots (7)$$

ここで g は重力の加速度、 θ_0 は重力方向に対する最小すきま位置の傾き角である。また α は最小すきま部分からの X 軸の回転角度であり、回転角度 θ の関数である。

- ベーン背圧による力 F_b

$$F_b = W_v t_v (P_b - P_c) \quad \cdots (8)$$

式(2)~(8)を式(1)に代入して整理すれば、式(1)はベーン重心位置に関する2階の微分方程式となり、次式で表される。

$$d^2 Y_c / dt^2 = f_1(dY_c/dt, Y_c, P_b, \theta, \omega) \quad \cdots (9)$$

式(9)において、ベーン背圧 P_b は各ベーンの重心位置(飛出し量)によって変化する。これは各ベーン溝内のベーン背部空間がリヤプレート上のリング溝によってつながれた一つの空間となっており、各ベーンの出入りによって背圧室の体積が変化するからである。本実験ではベーン挙動とベーン背圧が互いに及ぼす影響を確認するために、実験および解析においてベーン背圧室を閉じた空間として取扱う。したがってベーン背圧 P_b の変化はベーン挙動に伴う背圧室体積 V_b の変化を用いて次式で表される。

$$\begin{aligned} dP_b/dt &= -(xP_b/V_b)(dV_b/dt) \\ &= -(xP_b W_v t_v / V_b) \\ &\quad \times (dY_{c1}/dt + dY_{c2}/dt + dY_{c3}/dt) \quad \cdots (10) \end{aligned}$$

図2 ベーンに作用する力

ここで x は背圧室内流体の断熱圧縮指数である。また本研究で用いたペーン形圧縮機は3枚のペーンをもっており、 $dY_{c1}/dt \sim dY_{c3}/dt$ はそれぞれのペーンの飛出し速度である。

計算ではおのおののペーンに適当な初期位置を与え、それぞれのペーンに対して式(9)を適用し、式(10)と連立させてルンゲ・クッタ法で解くことにより、それぞれのペーンの重心位置(飛出し量)とペーン背圧の変化を求める。その際、ペーンが飛び出てシリンダと接触した場合には、ペーンはシリンダ壁に沿って動くとして幾何学的に得られるペーン速度を与える。

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を測定することは困難であり、またペーン挙動に影響を与える要因も多い。そこで本研究では、空気を作動流体としたモデル圧縮機を用いて起動時のペーン挙動を測定する。また実際には起動後に吸込圧力や吐出し圧力が変化し、ペーン挙動もその影響を受けるが、ここでは2章の解析の妥当性を確認するために圧縮機の吸込側と吐出し側を大気に開放し、さらに圧縮動作をしないように圧縮機を改造した。実験に用いた圧縮機の写真を図3に示す。カーエアコン用の3ペーン形圧縮機においてリヤプレートをアクリル樹脂製のものと交換してペーンの挙動を可視化する。さらに、圧縮動作をしないように吐出し弁を除去し、シリンダには数個のガスの逃がし穴を設けてある。この圧縮機に潤

滑油を十分に塗布したペーンを装着後、電磁クラッチとVベルトを介して可変速電動機により所定の回転数で起動し、そのときの過渡的なペーンの挙動を高速ビデオによって撮影する。撮影した映像をモニタ上に出し、モニタ上の十字線によってペーン先端の座標を読み取ってロータ回転角とペーン飛出し量を求める。リヤプレート上には各ペーンの背部空間をつなぐリング状溝が設けられており、そこに取付けた半導体圧力計によってペーン背圧の変化を測定する。圧力計の出力信号はA-Dコンバータを経てパーソナルコンピュータに記録される。潤滑油の温度は銅-コンスタンタン熱電対をリング溝に差込んで測定し、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。なお、本研究では最小すきま部にペーンがくる位置($\theta=0$)をロータ停止位置とし、その位置からロータを起動した。表1に本研究で使用した圧縮機のおもな諸元を示す。

実験では、まずペーンを1枚だけ組み込み、ペーン背圧室を大気に開放してペーン背圧が作用しない状態において、圧縮機起動回転数、潤滑油粘度、ペーン端面すきま、圧縮機の取付角(重力の作用方向)を変えて起動後のペーン挙動を測定し、解析の妥当性を確認する。その後、ペーンを3枚とも組み込み、ペーン挙動に応じてペーン背圧が変化する状態において、ペーン挙動とペーン背圧を測定する。

4. 結果および検討

4.1 起動後のロータの回転 電磁クラッチのス

表1 圧縮機諸元

Cylinder radius	R_c	36.3 mm
Rotor radius	R_r	28.8 mm
Vane offset	a	16.1 mm
Vane length	L_v	31.4 mm
Vane thickness	t_v	4.2 mm
Cylinder width	w_v	40.0 mm
Vane mass	m_v	14.3 g
Vane side clearance	h_s	20 μm
Vane end clearance	h_z	70 μm

図3 実験用圧縮機の概要

図4 起動後の回転角と回転速度の変化

イッチを入れて圧縮機を起動すると、クラッチ板とプーリとが接触し、ロータが回転を始める。1150~3000 rpmで起動した場合の起動後の経過時間に対するロータ回転角 θ とロータ角速度 ω の変化を図4に示す。ここでロータ回転角(上図)は高速度ビデオの再生画面の十字線によって読取ったペーン位置から計算したものであり、角速度(下図)はロータ回転角のデータを差分して求めたものである。起動後ロータ角速度は回転数によらずほぼ直線的に増加し、加速が完了すると所定の回転角速度に安定している。またロータ加速はロータ回転角 $2\pi/3 \sim \pi$ [rad] 程度までであり、2周めからは十分定常な回転となっている。そこでロータの回転加速がペーン挙動に与える影響については起動後1周めのペーン挙動において検討し、その他の影響については起動後2周めのペーン挙動において検討する。なお、ロータの周回数が大きくなると油膜切れによってペーン挙動が変化してくるが、それについては4.4節で述べる。

4.2 油膜力と重力の影響 起動時におけるペーン挙動を解析する場合には、定常時の解析において一般的に無視されている油膜力や重力の影響も検討する必要がある。そこでまずペーンを1枚だけ組み込み、ペーン背圧室を大気に開放した状態で、ロータ回転加速の影響のない起動後2周めのペーン挙動においてこれらの力の影響を検討する。この場合ペーンに作用する力は、遠心力、慣性力、側面油膜力、端面油膜力、重力である。

図5~7に起動後2周めにおけるペーン挙動を示す。横軸は最小すきま部からのロータ回転角 θ 、縦軸はロータ外周からのペーン飛出し量 L_e (図2)であり、図5~7中の凸形の曲線はペーンがシリンダ内壁に沿うときのペーン飛出し量である。図5はペーン端面すきまが通常の場合($h_z=70\mu\text{m}$)とサイドプレートとシリンダの間に厚さ2mmのスペーサを挟んでペーン端面油膜が形成されないようにした場合の、起動回転数

1150 rpmにおけるペーン飛出し量である。ペーンの挙動は飛出しを促進する遠心力と運動を抑制する油膜力におもに左右されるが、本図のように回転数が小さな場合には、遠心力が小さいためにペーンはシリンダ壁に沿って飛び出すことができない。なお、ペーンが途中でシリンダ壁に衝突する際には、跳ね返ることなくシリンダ壁に沿って引っ込む様子が高速度ビデオの映像で観察された。端面すきまが異なる場合を比較すると、端面すきまが小さい場合には端面油膜力の影響により飛出し量が小さくなることがわかる。図6は図5の場合より潤滑油粘度が高い場合のペーン挙動を示したものであるが、油膜力が大きいためにペーンはほとんど飛び出しておらず、このような場合には圧縮不能になる可能性もある。図7は図6の場合と同粘度で起動回転数が3000 rpmの場合のペーン挙動であるが、遠心力が大きいため飛出し量も大きくなっている。これらのことより、起動時のペーン挙動に対してペーン側面油膜力の影響が非常に大きく、またペーン端面油膜力の影響も無視できないことがわかる。図5~7中に実線あるいは一点鎖線で示した計算値は、式(9)をルンゲ・クッタ法で解いたものであるが、ペーン端面油膜が形成されている場合もない場合もほぼ実験値と一致しており、ペーン端面油膜力とその他の力(側面油膜力、慣性力)の解析がともに妥当であるこ

図6 高粘度の場合のペーン飛出し量

図5 ロータ回転角に対するペーン飛出し量

図7 高回転の場合のペーン飛出し量

とを示している。なお計算によれば、低回転の場合には飛出し慣性力の影響は無視できるほどであるが、高回転で潤滑油粘度が小さく、ペーン飛出し速度が大きな場合には、慣性力も油膜力と同程度の大きさである。

一方、重力の作用方向を変えるために、圧縮機を普通に取付けた場合と天地逆に取付けた場合とでペーン挙動を測定したが、両者に違いはなく、起動時のペーン挙動においても重力による力は無視できることが確認された。

4.3 ロータの回転加速の影響 図4に示したように圧縮機起動後1/3周から半周の間はロータの回転が加速しており、図2のようにペーンがオフセットしている場合には、ペーンは回転加速による慣性力を受けて飛び出しにくくなる。そこで起動後1周めのペーン挙動においてロータの回転加速の影響を検討する。図8には回転数3000rpmで起動した際の1周めにおけるペーン挙動の実験値と計算値を示す。計算値は図4に示した回転角速度の変化を用いて回転加速による慣性力を考慮したもの(実線)と、角速度を一定として回転加速による慣性力を無視したもの(一点鎖線)であり、回転加速による慣性力によりペーンの飛出しが遅れることがわかる。また回転加速を考慮した計算値は実験値とよく一致しており、解析の妥当性を示してい

図8 ロータの回転加速の影響

図9 油膜切れの影響

る。

4.4 油膜切れの影響 圧縮機の起動回転数が高い場合、起動後の周回数が増加すると油膜切れが生じてペーン挙動が変化してくる。そこで図7と同条件(起動回転数3000rpm)における起動後20周までのペーン挙動の変化を、1周めと2周め以降の計算値とともに図9に示す。1周めはロータ加速の影響により、2, 3周めより飛出し量は少なく、それぞれ計算値とほぼ一致した飛出し量を示すが、10, 20周と周回数が増えたとペーン飛出し量が増加している。10周めと20周めのペーン飛出し量がほぼ等しいこと、および10周, 20周めのペーン飛出し量と図7に示した端面油膜がない場合の飛出し量がほぼ等しいことより、この飛出し量の増加は油温増加による粘度変化によるものではなく、ペーン端面における油膜切れによるものと考えられる。なお2000rpm以下の回転数では、20周回転しても油膜切れによる飛出し量増加はほとんどなかった。

4.5 ペーン背圧の影響 ペーン挙動はペーン背圧に影響されるが、そのペーン背圧はペーンの動きによる背圧室の体積変化に伴って変化する。そこでこれらの影響と解析の妥当性を確認するために、ロータにペーンを3枚とも組み込み、ペーン背圧室を閉じた空間として、起動後のペーン挙動とペーン背圧の変化を測定した。図10に起動回転数1150rpmのときの起動後2周めまでのペーン挙動(上図)とペーン背圧の変化(下図)を示す。起動前の初期状態は、ペーンが最小す

図10 ペーン挙動とペーン背圧の変化 (1150rpmの場合)

図 11 ペーン挙動とペーン背圧の変化
(3 000 rpm の場合)

きま部にくる位置をロータの停止位置とし、すべてのペーンが重力の作用方向に下がっている状態とした。図 10 に示すペーン挙動はロータ停止時に最小すきま部に位置していたペーンの挙動であり、ペーン背圧はシリンダ内圧力(=大気圧)との差圧(=ゲージ圧)で示している。1 周めにおいてロータ回転角 $2\pi/3$ [rad] 付近まではロータの回転加速による慣性力によってペーンはほとんど飛び出さず、その後ロータの角速度が一定となった時点から飛び出し始める。ロータ回転角が π [rad] 付近でペーン背圧が大きくなるが、これはロータ停止時に飛び出していたペーン(挙動に着目しているペーンに対して $2\pi/3$ [rad] 先行しているペーン)がシリンダ内壁に接触してペーン溝内に押し込まれ、背圧室体積が小さくなるためである。2 周め以降はおおのこのペーンがシリンダに沿って引っ込むときにペーン背圧の上昇が起こり、それによって着目しているペーンが押し出されている。図 11 に示す 3 000 rpm の場合も同様の傾向を示すが、大きな遠心力によりペーン飛出し量が大きくなるためにペーン背圧は負圧になっている。図 10, 11 のペーン挙動と図 5~7 に示したペーン背圧が作用しない場合のペーン挙動とを比較すると、潤滑油粘度が違うために直接の比較はできないが、1 150 rpm の場合には他のペーンに押し出される格好でペーン飛出し量が増加するのに対し、3 000 rpm の場合にはペーン背圧が負圧になるためにペーン飛出し量が小さくなっている。図 10, 11 中の計算値は式(9)をすべてのペーンに適用し、式(10)と連立

させてルンゲ・クッタ法で解いたもので、ペーン挙動と背圧変化はそれぞれ実験値とよく一致しており、解析の妥当性を示している。なお本報では、解析の妥当性を確認するためにシリンダ内では圧縮動作をしないようにし、ペーン背圧室を閉じた空間として実験を行ったが、次報では起動時のペーン挙動と吐出し圧力やペーン背圧の上昇の関係について実験ならびに解析を行い、実際の起動時のペーン挙動を明らかにする予定である。

5. 結 言

モデル圧縮機の内部を可視化して起動時におけるペーン挙動を測定し、ペーンに作用する油膜力やロータの回転加速による慣性力、ペーン背部圧力による力などを考慮に入れた解析結果と比較することによって以下のことがわかった。

- (1) 起動時のようにペーン背圧が作用しない状態では、ペーンがシリンダ壁に沿って飛び出せず、チャタリング現象が発生する。
- (2) ペーンが本研究で用いた圧縮機のようにオフセットしている場合には、起動後ロータが加速している間(1/3 周~半周)は、回転加速による慣性力によりペーンの飛出しが遅れる。
- (3) 起動時におけるペーン挙動に対して、遠心力、油膜力、ペーン背圧の影響は大きい。一方、重力による影響は無視して差し支えない。
- (4) 起動時にはペーン端面で油膜切れが発生しやすい。
- (5) 起動時のペーン挙動とペーン背圧変化の実験値と計算値はよい一致を示し、解析の妥当性が確認された。

終わりに臨み、本研究の遂行に多大な協力を賜った、静岡大学 清水孝教授、柳沢正教授、ならびに当時大学院生の加藤元保君〔ヤマハ発動機(株)〕と松下電器産業(株)コンプレッサ事業部の方々に感謝の意を表す。

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.*, (1978), 29.
- (4) 上野・岡島, 機論, 52-477, B(1986), 2152.
- (5) Picksak, A. and Kruse, H., *Proc. 1986 Int. Compr. Eng. Conf.*, (1986), 461.
- (6) 神谷・ほか 2 名, 機論, 58-555, B(1992), 3360.
- (7) 福田・ほか 3 名, 機論, 57-538, B(1991), 2007.
- (8) 西海・前田, 油圧と空気圧, 24-2(1993), 261.