

スクロール圧縮機における旋回スクロールの
力学的挙動解析*森 達 志*¹, 清 水 孝*²
柳 沢 正*², 田 上 浩 樹*³An Analytical Study on the Kinematics of Orbiting Scroll
in Scroll CompressorsTatsushi MORI, Takashi SHMIZU,
Tadashi YANAGISAWA and Hiroki TAGAMI

Scroll compressors having orbital mechanisms composed of a ball coupling and an eccentric bushing are successfully used for automotive air conditioners. The mechanism is essential for high performance and high reliability of the compressor, but its ability to restrain rotational displacement of an orbiting scroll is not perfect because of some clearance that exists at the ball coupling. This paper focused on the kinematics of the orbiting scroll supported by the ball coupling and the eccentric bushing. Forces acting on members of the compressor were analyzed theoretically and the causes of the rotational displacement of the orbiting scroll were examined. The analysis revealed that periodic self-rotation of the orbiting scroll occurs within the tolerance limit of the ball coupling during one revolution of the compressor. The tendency was confirmed experimentally by monitoring rotational motion of the orbiting scroll with a high-speed video camera.

Key Words: Compressor, Rotational Motion, Air Conditioning, Scroll Compressor, Kinematics, Orbiting Scroll, Ball Coupling, Eccentric Bush

1. 緒 言

スクロール圧縮機は、空調機用圧縮機として開発実用化されてきているが、機構的には旋回スクロール歯形を自転変位させずに公転運動を行わせるための旋回機構が重要である。その旋回機構の代表的なものとして、オルダム継手機構とボール継手機構とがある。後者のボール継手機構は、ボールがスラスト軸受と回り止めの両方の役割を果たし、圧縮機の小径化を図ることができるので、車両空調用スクロール圧縮機において多く用いられている⁽¹⁾。ボール継手機構をもつスクロール圧縮機において、部品が理想的な形状寸法を有する場合には、旋回スクロール歯形は固定スクロール歯形と π の位相を保ちながら、自転することなく公転する運動、すなわち旋回運動をする。しかし、実際の圧縮機では歯形間のすきまを調整するためクランク半径が可動な従動クランク機構(偏心プシュ)が用いられ

ており、また、ボール継手部においても遊びが存在するために、旋回運動に対する拘束力が弱く、旋回スクロール歯形が周方向に自転変位する(固定スクロール歯形との位相角が π からずれる)ことがある。過去に自転の可能性について言及している研究⁽²⁾もあるが、その際に、旋回歯形に作用する荷重の変化によって起こる自転現象の詳細については明らかにしていない。

そこで本研究では、旋回歯形の外壁側および内壁側に作用する荷重を力学的釣合い条件に基づいて解析し、両荷重の変化により旋回歯形の自転の状態を予測した。また、実験により運転中の旋回歯形の自転挙動を測定し、解析結果と比較してその検証を行った。

2. 理 論

図1にスクロール歯形のかみあい状態を示す。図1(a)は固定歯形と旋回歯形の位相角が π に保たれている場合(旋回歯形の自転がない場合)であり、図1(b)は両者の位相角が π からずれている場合(旋回歯形の自転がある場合)である。ここで、Oは駆動クランク軸中心であり、O'は旋回歯形を駆動するクランク機構(偏心プシュ)中心である。図1(a)の場合には、両スクロール歯形の内壁と外壁とが対をなして接触しているが、図1(b)の場合には、両歯形は外壁または内

* 平成5年4月26日 第27回空調・冷凍講演会および平成5年7月2日 日本機械学会東海支部浜松地方講演会において講演、原稿受付 平成5年8月12日。

*¹ 正員、静岡大学大学院 (〒432 浜松市城北3-5-1) [(株)豊田自動織機製作所 (〒448 刈谷市豊田町2-1)]。

*² 正員、静岡大学工学部。

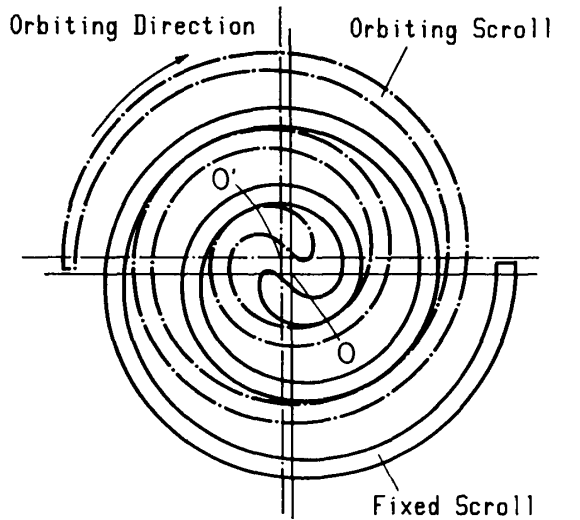
*³ 静岡大学大学院。

壁の一方でしか接触していない。後者の場合、接触していないほうの壁部で歯形室間の漏れが発生し、圧縮機の効率に影響を受ける。そこで本研究では、旋回歯形に作用する固定歯形との接触荷重を歯形の外壁側と内壁側とに分けて解析し、それらの荷重の作用状態により自転の状態を予測する。

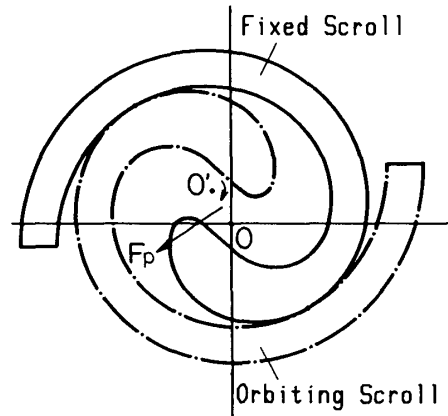
2・1 自転変化について 旋回スクロール歯形の自転変位を予測するにあたり、旋回歯形に働く力を考えると、ガス圧縮力とクランク機構からの力が主となる。このうち、旋回歯形駆動中心回りの回転モーメントとして働くのは圧縮力のみである。ここで、図2に示すように圧縮力 F_p が旋回歯形に与えるモーメントを考察する。圧縮力は固定歯形と旋回歯形それぞれのスクロール原点の中心に働き、図2(a)のように、スクロール原点と駆動中心が一致している場合、 F_p の

O' 点回りのモーメントは常に旋回歯形を旋回方向に自転させる方向に働く。しかし、実際に圧縮機を設計する場合には、圧縮機の胴径の縮小を図るためにその両者を一致させず偏心させることがある⁽²⁾。その場合図2(b)に示すように、旋回歯形の旋回方向と反対の方向に自転させようとするモーメントが生じる場合もある。この図2(b)において、 O_s は固定歯形のスクロール原点であり、 O'_s は旋回歯形のスクロール原点である。これらの場合、クランク機構から働く押付け力により歯形がかみあい、圧縮力に基づくモーメントによる自転の発生を抑えているが、そのモーメントが大きくなると、旋回歯形が自転する力をクランク機構からの力が抑えられなくなり、自転が生じることとなる。

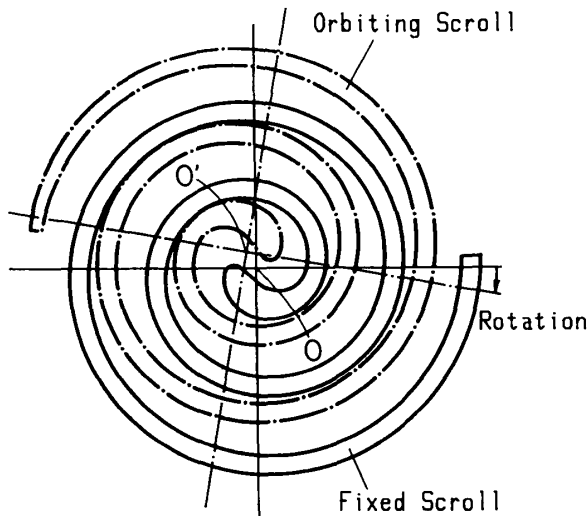
2・2 旋回スクロールに働く力 図3は旋回スクロール歯形に作用する歯形底板に平行な力を示している。ただし図3では、各しゅう動部での摩擦を無視するとともに、旋回歯形背面のボール継手部からの力も



(a) 旋回歯形の自転がない場合

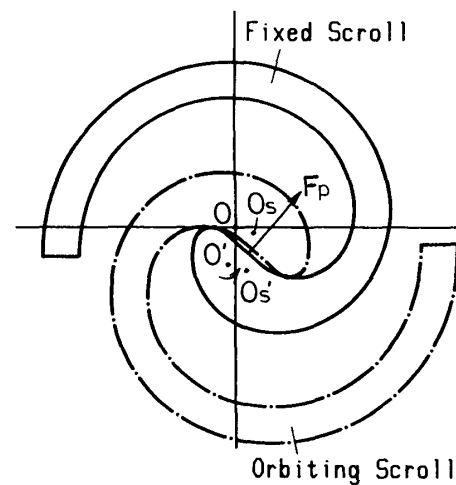


(a) スクロール原点と駆動中心が同一の場合



(b) 旋回歯形の自転がある場合

図1 歯形のかみあい



(b) スクロール原点と駆動中心が異なる場合

図2 旋回歯形が圧縮力により受ける回転モーメント

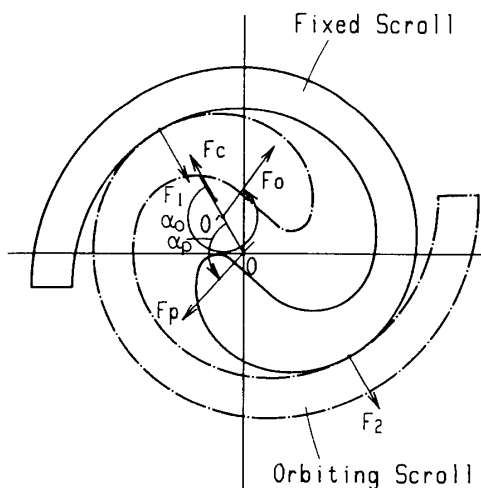


図3 巡回歯形に働く力

作用しない理想的な場合を想定している。図3の力ベクトル F_o, F_p, F_c は、それぞれブシュから受ける駆動力、ガス圧縮力、巡回スクロール重心に作用する遠心力である。さらに、 F_1 および F_2 は巡回歯形外壁側および内壁側に働く固定歯形との接触力であり、それぞれ歯形の最内接触点に作用しているものとする。このとき、 F_1, F_2 の作用方向は、摩擦を考えないためにインボリュート歯形曲線の接点での法線方向、すなわち OO' 方向であり、その向きは OO' と反対である。また、遠心力の方向は OO' の方向と一致する。よって巡回歯形底板に平行な平面内での OO' 方向の力の釣合い式は、

$$F_p \cdot \cos \alpha_p - F_1 - F_2 + F_c + F_o \cdot \cos \alpha_o = 0 \quad \dots\dots\dots(1)$$

で表される。ここに α は、図3においてそれぞれの作用力が OO' の方向(歯形の相対的な方向)となす角であり、それぞれの力を表す添字を付してある。また、 OO' と垂直方向の力の釣合い式は、

$$F_p \cdot \sin \alpha_p + F_o \cdot \sin \alpha_o = 0 \quad \dots\dots\dots(2)$$

で表される。一方、 O' 点からそれぞれの力の作用点までの位置ベクトルを r_1, r_2, r_p, r_c として、 O' 点回りのモーメントの釣合いは、

$$r_1 \times F_1 + r_2 \times F_2 + r_p \times F_p + r_c \times F_c = 0 \quad \dots\dots\dots(3)$$

で表すことができる。なお、以上の式において、ガス圧縮力 F_p は歯形内での圧縮過程を断熱変化と仮定して求めた圧力に基づいて与えられ、 F_c は巡回スクロールの質量、巡回半径および角速度により与えられる。

2.3 従動クランク機構(偏心ブシュ)に働く力

従動クランク機構は、従来の文献(1), (3), (4)でも述べられているように、ブシュが受ける巡回歯形か

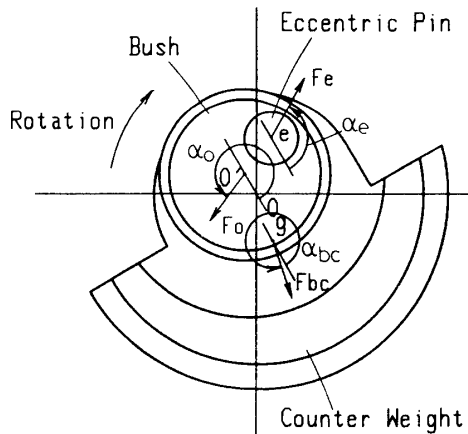


図4 従動クランク機構に働く力

らの力と偏心ピンに働く駆動軸からの力からなる偶力によりクランク半径 OO' を増加させる力を与える機構である。図4に示すように、ブシュには巡回スクロールからの力 F_o がブシュの中心 O' に働き、偏心ピンを通して駆動軸から受ける力 F_e が偏心ピンの中心 e に働く。さらに、ブシュと釣合いおもりによる遠心力 F_{bc} が重心 g に働く。ただし、しゅう動部での摩擦は無視している。このとき、 OO' 方向の力の釣合いは、

$$F_e \cdot \cos \alpha_e + F_{bc} \cdot \cos \alpha_{bc} + F_o \cdot \cos \alpha_o = 0 \quad \dots\dots\dots(4)$$

で表され、ここに α はそれぞれの作用力が OO' の方向となす角を表している。一方、 OO' と垂直方向の力の釣合い式は、

$$F_e \cdot \sin \alpha_e + F_{bc} \cdot \sin \alpha_{bc} + F_o \cdot \sin \alpha_o = 0 \quad \dots\dots\dots(5)$$

で表される。一方、 O' 点回りのモーメントの釣合いは、それぞれの力の作用点の O' 点からの位置ベクトルを r_e, r_b として、

$$r_e \times F_e + r_b \times F_{bc} = 0 \quad \dots\dots\dots(6)$$

で表すことができる。なお、 F_{bc} はブシュおよび釣合いおもりの質量、駆動軸中心 O から重心 g までの長さおよび角速度により与えられる。

以上の巡回スクロール歯形およびブシュに働く力の解析において、未知数は $F_1, F_2, F_o, F_e, \alpha_o, \alpha_e$ の六つであり、式も六つあるため、それらの式を連立することにより求めることができる。

2.4 巡回スクロールの自転

巡回スクロールの自転方向の動き(自転変位)はおもに以下の二つの場合に分けられ、それぞれにおける接触条件と接触力 F_1, F_2 の値(正負)および巡回スクロールの自転状態の関係を考察すると、以下の関係がある。

- (1) スクロール歯形外壁側および内壁側が相互に

うまく接触している。この場合には、 F_1, F_2 がともに正であり、旋回歯形は自転しておらず、図1(a)に相当する。

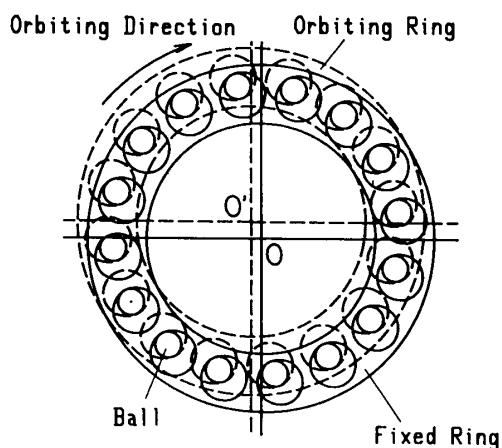
(2) スクロール歯形の外壁側または内壁側の一方と自転防止機構であるボール継手機構部の一点が接触している。この場合には、 F_1 または F_2 のどちらか一方が負となる。 F_1 が正、 F_2 が負のときは、図1(b)のように旋回歯形外壁側が接触している場合、すなわち旋回スクロールは歯形の旋回方向に自転している場合に相当する。また、 F_1 が負、 F_2 が正のときは、旋回歯形内壁側が接触している場合、すなわち旋回方向とは逆に自転している場合に相当する。

今回の解析において、旋回歯形の自転角度は旋回歯形部とボール機構部での接触により規制されるとして、その許容角度を以下のように近似する。

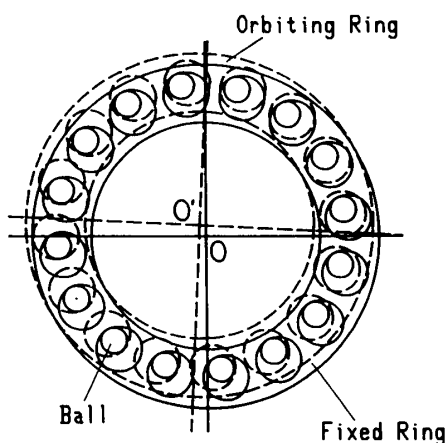
まず、図1(a)のように旋回歯形が自転していない場合には、ボール機構部は図5(a)に示す状態にあるが、図1(b)のように旋回歯形が自転した場合を考えると、このときのボール機構部は、図5(b)に示す状

態になっている。この場合は、自転が歯形旋回方向と同方向で生じており、 OO' 方向に対し反旋回方向に直角の位置にあるボールがその自転を規制する。逆に、自転が反旋回方向に生じた場合には、 OO' 方向に対し旋回方向に直角の位置にあるボールが自転を規制する。ここで自転が旋回方向に生じた場合における駆動中心とボール穴中心との関係を模式的に図6に示す。図6において、 B は固定側リングのボール穴中心、 B' は旋回側リングのボール穴中心であり、 B'' は自転後の B' の位置である。また、 R_s は旋回半径、 L はリングの中心からリングのボール穴中心までの距離であり、 δ_c はボール部のクリアランスである。厳密には、自転することにより旋回歯形中心 O' も若干移動するが、その量は非常に小さいので無視することとし、自転はボール部のクリアランスの分だけで規制されると考えると、自転許容角 ϕ_{max} は次式で近似できる。

$$\phi_{max} = \delta_c / L \dots \dots \dots (7)$$



(a) 自転がない場合



(b) 自転がある場合

図5 リングとボールの関係

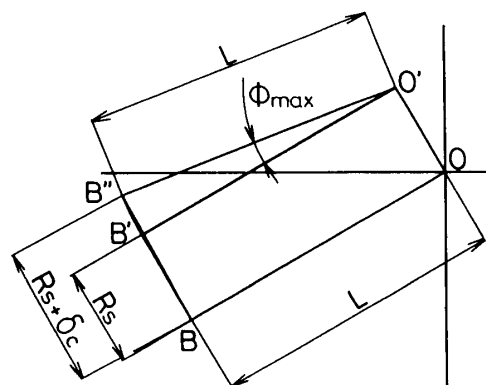


図6 リング部の模式図

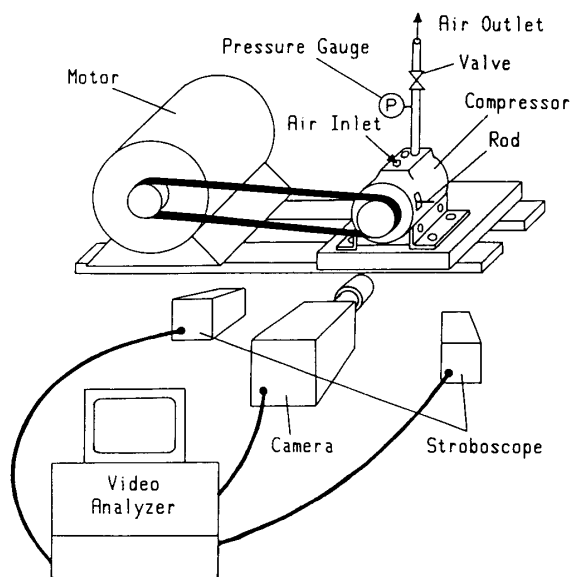


図7 実験装置

3. 実 験

図7に、巡回スクロールの自転状態を測定するための簡単な実験装置を示す。実際の冷凍サイクルにおいて巡回スクロールの挙動を調査することは非常に困難であるため、吸込側を大気開放とした空気圧縮機として運転したときの巡回スクロールの挙動を調査することとした。ここで、運転中の潤滑は、圧縮機吐出し側油分離だめにたまった油を吸込側に戻すことにより行った。

巡回歯形の自転挙動は、巡回スクロール底板の外周上の半径方向に指示棒を固定し、圧縮機ケーシングから突出させたその棒の挙動を、高速度ビデオカメラで撮影して調査することとした。このとき棒上にはあら

かじめ二つの識別点が付けられており、その点の座標をビデオ解析装置において読取ることにより、棒の傾きの変化を求め、巡回スクロールの自転状態を測定した。

実験は、圧縮機回転数を1000 rpm、吸込圧力を大気圧、吐出しゲージ圧力を0, 196, 392, 588, 785 kPa {0, 2, 4, 6, 8 kgf/cm²}とした条件で行った。また、ボール部のクリアランスを正規約0.2 mmの場合に加えて、約0.4 mmに拡大した場合の実験も行った。供試圧縮機のシェル外径は118 mm、歯形インポリュート基礎円半径3 mm、スクロール壁高さ29.4 mm、スクロール壁厚さ4.6 mm、巻き角4.73π[rad]、リングの中心からボール穴中心までの半径は44 mmである。なお、 $\delta_c=0.2, 0.4$ mmのときの自転許容角度 ϕ_{max} は式

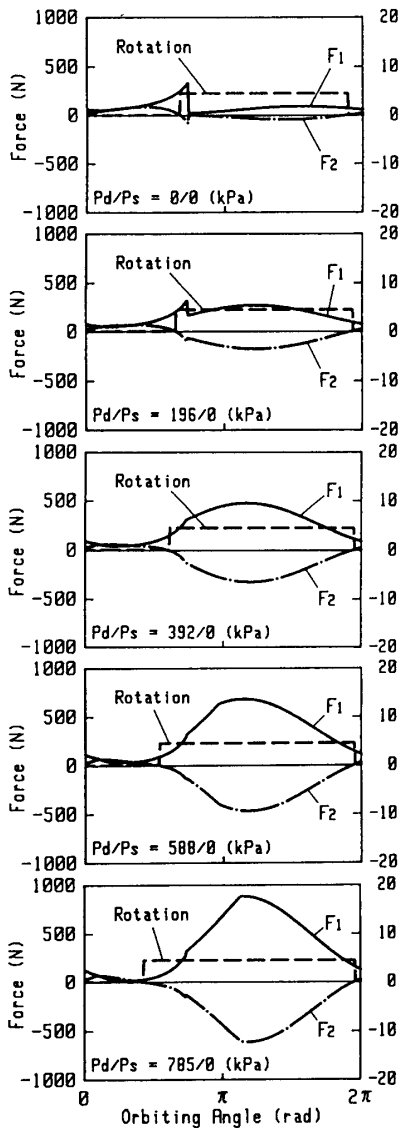


図8 巡回歯形に働く力の解析結果および自転角 (1000 rpm, $\delta_c=0.2$ mm)

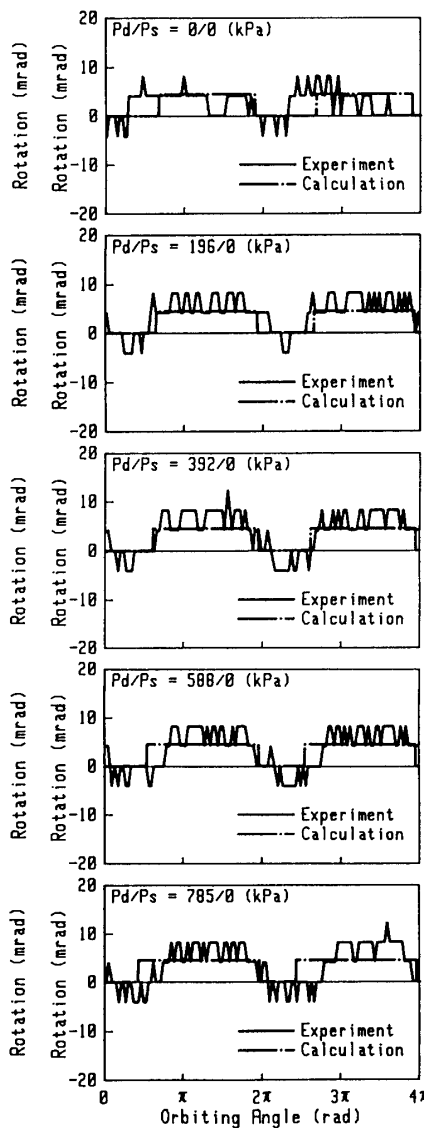


図9 実験結果と解析結果の比較 (1000 rpm, $\delta_c=0.2$ mm)

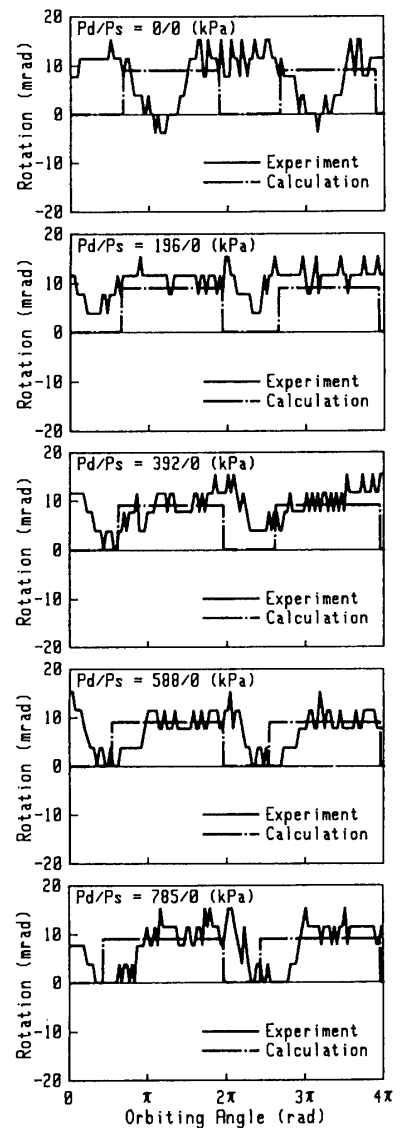


図10 実験結果と解析結果の比較 (1000 rpm, $\delta_c=0.4$ mm)

(7)によりそれぞれ4.5, 9 mradとなる。

4. 解析・実験結果および考察

理論解析によって得られる旋回歯形外壁にかかる荷重 F_1 および内壁にかかる荷重 F_2 の軸一回転中の変化を、閉込み終了角度を零として上記の圧力条件 (P_d : 吐出し圧力, P_s : 吸込圧力) に対応させて図8に示す。この結果において, F_1, F_2 ともに正のときには, 前述したように旋回スクロールは正常に接触し, 自転していない状態 [図2(a)] に対応し, F_1 が正で F_2 が負のときには, 旋回スクロールは, 旋回方向に自転している状態 [図2(b)] に対応する。ボールクリアランス $\delta_c=0.2$ mm としたときの自転許容角の結果も併せて図8中に破線で示した。

そこで, これらの条件において計測した自転角度の結果と, 解析により得られた結果とを併せて図9に示す。ただし, 横軸は軸の2回転分にわたり, ボールクリアランスは, $\delta_c=0.2$ mm の場合の結果である。また, 実験結果の線図がステップ状になっているのは, ビデオ解析装置の読取り分解能によるものである。吐出し圧力が0 kPa の場合を除いて, 旋回角が零 ($2\pi, 4\pi$) 近傍を除く広い旋回角範囲にわたって自転角度が正, すなわち旋回方向への自転(自転許容角相当の自転)が記録されており, 解析予測結果と定性的に良好な一致を示している。

吐出し圧力が0 kPa では, F_1, F_2 の絶対値が小さく, 自転を生じさせるための力が小さいこと, 計算では, 内部圧力の見積もりにおいて内部漏れを考慮しなかったため運転中の圧力とは差が出たこと, しゅう動部の摩擦力を無視したことが解析と実験の結果の相違の原因ではないかと推測される。

次に, ボール部でのクリアランスを大きくし ($\delta_c=0.4$ mm), 自転の許容角を大きくした場合の実験結果と解析結果を図10に示す。この結果においても, 解析予測結果と実験結果は吐出し圧力0 kPa のときを除き定性的に一致を示している。また, 旋回歯形の自転角は, 図9に示したボール部のクリアランスが小さい場合より大きくなっている。つまり, ボール部のクリアランスの大きさにより, 自転角度が変化することが確認できた。

5. 結 言

本研究では, ボール継手機構をもつスクロール圧縮機において, 旋回歯形の自転の可能性について理論的に解析した。さらに, 旋回歯形の自転挙動を実験的に測定し, 解析予測結果との比較を行った。その結果, 旋回歯形外壁側に働く力が正で, 内壁側に働く力が負になり, 旋回歯形が旋回方向に自転すると予測された範囲において, 実験においても定性的に一致した自転現象が確認された。この結果により, 旋回歯形に働く力を求めることにより旋回歯形の自転を予測するという解析方法が, 妥当であることが確認された。また, ボール機構部でのクリアランスが大きい場合には, 旋回歯形の自転角は大きくなることが確認された。

文 献

- (1) 平賀・ほか5名, 冷凍, 62-720 (1987), 1106.
- (2) 萩本・ほか2名, 空調・冷凍講義集, (1986-4), 117.
- (3) Hirano, T., ほか2名, *Proc. 1988 Purdue Compressor Conf.*, (1988-7), 65.
- (4) Nieter, J.J., *Proc. 1990 Purdue Compressor Conf.*, (1990-7), 317.