

スクロール圧縮機の性能に対する旋回歯形の自転の影響*

森 達 志*¹, 柳 沢 正*²
清 水 孝*², 田 上 浩 樹*³Influence of Self-Rotation of Orbiting Scroll on Performance
of Scroll CompressorsTatsushi MORI, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU and Hiroki TAGAMI

In scroll compressors having orbiting mechanisms composed of a ball coupling and an eccentric bushing, there is a possibility of self-rotational motion of an orbiting scroll. The motion will induce leakage loss in the compressor, which degrades the performance of the compressor. We analyzed theoretically the self-rotational motion of the orbiting scroll by taking account of leakage flow through clearances originating due to the motion and a frictional force acting on a contact point between the two wraps. The effect of the motion on the compressor performance was also investigated experimentally. It was clarified that with increasing clearance at the ball coupling, the self-rotational angle of the orbiting scroll becomes large and volumetric efficiency of the compressor decreases while compression torque of the compressor increases.

Key Words: Compressor, Rotary Machinery, Air Conditioning, Scroll Compressor, Orbiting Scroll, Ball Coupling, Eccentric Bushing, Equation of Motion, Leakage

1. 緒 言

車両空調用のスクロール圧縮機では、圧縮機の小径化と高性能化を目的として、旋回機構にボール継手と従動クランクが用いられることが多い⁽¹⁾。しかし、この旋回機構において圧縮機運動中に旋回歯形の自転が生じる⁽²⁾ ことがあり、自転により旋回歯形と固定歯形との間にすきまが発生して圧縮時の漏れが生じ、その結果、圧縮機の性能も影響を受けることが予想される。既報⁽³⁾⁽⁴⁾ では、旋回歯形に働く荷重に基づいて旋回歯形と固定歯形との接触力を求め、さらに旋回歯形の慣性を考慮した運動解析を行うことにより、旋回歯形の自転挙動を予測することができることを示した。また、歯形状部における歯形のかみあいおよびボール部のクリアランスによる自転許容角を求め、歯形の自転角度と歯形間すきまの関係を示した⁽⁵⁾。

本報では、運動解析により求められた旋回歯形の自転状態において、歯形間に生じるすきま部における漏

れ量を算出して圧縮室内の圧力変化を求め、さらにしゅう動部における摩擦力を考慮して旋回歯形の自転挙動の解析を行う。このような解析により求められた圧縮機流量を、空気を作動媒体として運転した圧縮機における実験結果と比較し、解析の妥当性を検討する。また、自転角度の解析結果と実験結果とを比較し、漏れおよび摩擦を考慮して自転解析を行うことの必要性を論ずる。さらに、冷凍回路にて圧縮機を運転して圧縮機性能を測定し、自転解析を適用した場合の性能計算結果との比較を行い、この解析の妥当性を評価し、検討する。

2. 漏れおよび摩擦を考慮した解析

旋回歯形の自転について、既報⁽³⁾⁽⁴⁾ では旋回歯形に働く力を解析し、旋回歯形の運動方程式を解くことにより、旋回歯形の基本的な自転挙動を予測することができることを確認した。さらに旋回歯形の自転時に、固定歯形と旋回歯形の間に生じるすきま量の求め方を示した⁽⁵⁾。ここで図1に、スクロール圧縮機において旋回歯形が旋回方向に自転した場合における、スクロール歯形のかみあい状態を示す。図1のように旋回歯形が角度 ϵ だけ自転した状態では、圧縮された媒体の漏れが歯形すきま δ において生じ、圧縮機の性能が影

* 平成6年4月19日 第28回空調・冷凍講演会において講演、原稿受付 平成6年7月14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。

響を受ける。本報では、このすきま部で発生する漏れによる圧力変化を考慮し、さらに旋回歯形しゅう動部(旋回歯形と固定歯形との接触部)における摩擦を考慮して、より詳細な自動挙動の解析を行う。また、旋回歯形の自転が圧縮機性能に及ぼす影響も解析する。

2・1 自転に伴う漏れ量の解析 既報⁽³⁾⁽⁴⁾では、漏れを考慮しない場合における旋回歯形の自転状態の挙動解析を行った。解析の結果、旋回歯形は軸の一回転の広い範囲にわたって旋回方向に自転していることが明らかとなり、その結果は圧縮機を空気圧縮機として運転したときの実験結果とも一致していた。本報では、旋回歯形の自転に伴い歯形間の半径方向に生じるすきま量に基づいて、そのすきま値と歯形壁高さよりすきま面積 F を算出したうえで、すきまにおける漏れ量を求める。具体的には、そのすきま面積での漏れを単純にガス单相の漏れと考え、先細ノズルの式を適用して流量係数 C_f で補正することにより、自転により生じた歯形間すきまにおける漏れ流量を求める。具体的に漏れ質量 \dot{m} は、高圧側歯形室の圧力を P_1 、比体積を v_1 、低圧側歯形室の圧力を P_2 、断熱指数を κ とすると以下の式で与えられる。

$$\dot{m} = C_f \cdot F \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{1/\kappa} \times \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{v_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}\right]} \dots\dots\dots (1)$$

なお、臨界状態の場合には上式における圧力比 P_2/P_1 が臨界圧力比に置き換えられる。したがって、このような漏れを考慮した場合の歯形室内圧縮室圧力は、断熱変化を仮定して以下の式で与えられる。

$$P = P_s \cdot \left[v_s \cdot \left\{ m_s + \int_0^t (\dot{m}_i - \dot{m}_o) dt \right\} / V \right]^\kappa \dots\dots\dots (2)$$

ここに P_s は吸込圧力、 v_s は吸込時の比体積、 V は

圧縮室体積、 m_s は圧縮開始時の圧縮室内の媒体質量、 \dot{m}_i は圧縮室への高圧側からの流入漏れ質量流量、 \dot{m}_o は低圧側への流出漏れ質量流量であり、 t は圧縮開始からの経過時間である。一方、歯形内吸込室および吐出室の圧力はそれぞれ圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力に等しいものと仮定される。また、圧縮室から吸込室への漏れ質量が圧縮機の実吸込量の低下すなわち体質効率の低下として見積もられる。

2・2 旋回歯形の運動挙動解析 既報⁽³⁾⁽⁴⁾において、文献(3)では旋回歯形およびプシュの力の釣合いを検討することにより旋回歯形の自転の有無を求め、文献(4)では旋回歯形およびプシュの運動解析を行うことにより旋回歯形の時々刻々の自転挙動を求めた。本報では、既報での解析方法をベースとし、漏れを考慮したガス圧縮力を与えるとともに歯形最内接触点における摩擦力を加味して解析を行う。図2に、本報での旋回歯形の自転挙動に関する力を示す。図2において、 F_p は旋回歯形が受けるガス圧縮力、 F_o はプシュ部より受ける力、 F_c は旋回歯形の遠心力、 F_1 は旋回歯形外側壁が固定歯形内側壁より受ける垂直接触力、 F_2 は旋回歯形内側壁が固定歯形外側壁から受ける垂直接触力である。また、 F_{1t} 、 F_{2t} はそれぞれの歯形の接触点における接線接触力(摩擦力)であり垂直接触力に摩擦係数 μ を乗じたものである。駆動中心 O' からそれぞれの力の作用点までの位置ベクトルを r にそれぞれの力の添字をつけた記号で表すと、図2中における旋回歯形に働く力の釣合い式およびモーメントの釣合い式は以下のように表される。

$$F_p + F_o + F_c + F_1 + F_2 + F_{1t} + F_{2t} = 0 \dots\dots (3)$$

$$r_p \times F_p + r_c \times F_c + r_1 \times F_1 + r_2 \times F_2 + r_{1t} \times F_{1t} + r_{2t} \times F_{2t} = 0 \dots\dots\dots (4)$$

一方、プシュ部に働く力を図3に示す。プシュに働

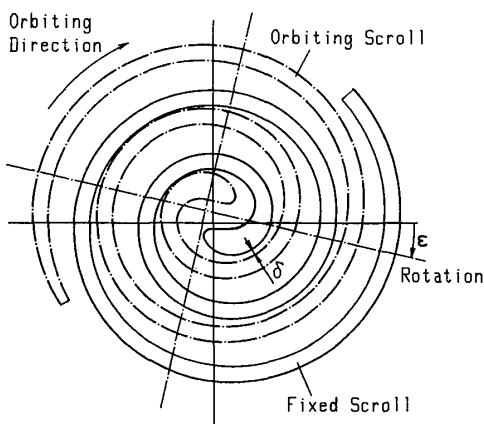


図1 旋回歯形自転時のスクロール歯形のかみあい

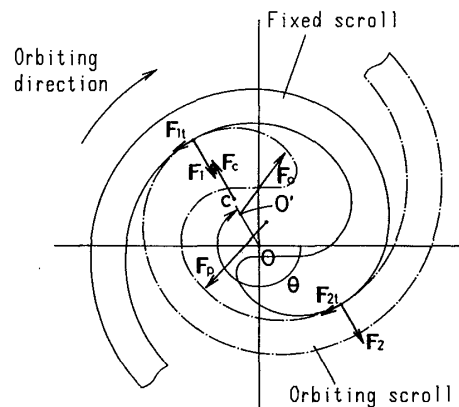


図2 旋回歯形におけるしゅう動部摩擦を考慮した場合の力の釣合い

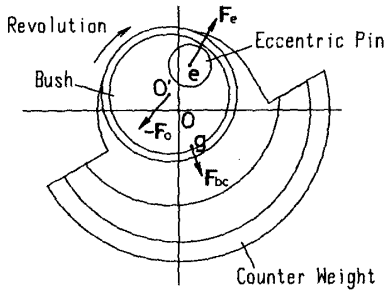


図3 プッシュ部における力の釣合い

く力は前報⁽³⁾と同じであり、力およびモーメントの釣合い式は以下のように表される。

$$-F_o + F_e + F_{bc} = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

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

ここに、 $-F_o$ は旋回歯形を駆動する力の反力、 F_e は駆動軸の偏心ピンより受ける駆動力、 F_{bc} はプッシュおよび釣合いおもりの遠心力である。また r_e , r_{bc} はプッシュ中心 O' から力 F_e , F_{bc} の作用点までの位置ベクトルである。

以上の式(3)~(6)を連立し、摩擦係数を与えれば摩擦力を伴う場合の未知作用力を求める [求め方は文献(3)参照] ことができ、それに基づいて旋回歯形に自転が生じているか否かの判別ができる。

さらに、旋回歯形が自転状態にあるときには、以下に示す旋回歯形およびプッシュの重心の運動方程式に基づいて旋回歯形の過渡的な自転挙動が求められる。

$$m_o \ddot{\delta}_{oc} = F_p + F_o + F_c + F_n + F_{nt} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$I_o \ddot{\epsilon} = r_{cp} \times F_p + r_{co} \times F_o + r_{cn} \times F_n + r_{ct} \times F_{nt} \quad \dots\dots\dots (8)$$

上式は既報⁽⁴⁾での同時の式に歯形接触点での摩擦力 F_{nt} の項が加えられたものであり、 δ_{oc} , ϵ は旋回歯形の重心の変位ベクトルおよび角変位ベクトル、 r_{cp} , r_{co} 等は旋回歯形重心 c からのそれぞれの力の始点までの位置ベクトルである。

また、プッシュについても以下に示すような前報⁽⁴⁾と同じ運動方程式が立てられる。

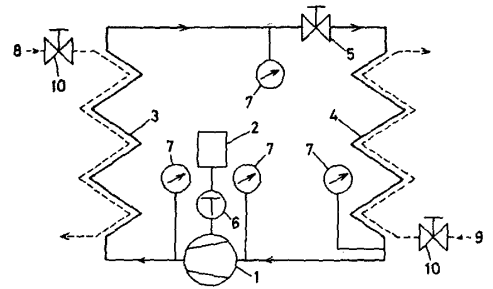
$$m_{bc} \ddot{\delta}_b = -F_o + F_e + F_{bc} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$I_{bc} \ddot{\epsilon}_b = -r_{go} \times F_o + r_{ge} \times F_e \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここに、 δ_b , ϵ_b はプッシュ重心の変位ベクトルおよび角変位ベクトル、 r_{go} , r_{ge} はプッシュ重心 g からのそれぞれの力の作用点までの位置ベクトルである。

以上の式(5)~(8)を連立して解くことにより、旋回歯形に自転が生じている場合における、時々刻々の自転角度を求めることができる [求め方は文献(4)参照]。

また、圧縮に要する軸トルク T は、偏心ピンに働く



- 1. Compressor
- 2. Motor
- 3. Condenser
- 4. Evaporator
- 5. Expansion valve
- 6. Torque meter
- 7. Pressure gage
- 8. Cold water
- 9. Hot water
- 10. Valve

図4 実験装置(蒸気冷凍回路)

力 F_e が駆動軸に及ぼすトルクとして与えられ、駆動軸中心からみた偏心ピン中心の位置ベクトルを r_{se} とすると以下の式で算出される。

$$T = |F_e \times r_{se}| \quad \dots\dots\dots (11)$$

3. 実験

3.1 空気運転での実験 供試スクロール圧縮機を空気を作動媒体として運転し、そのときの吸込流量を浮き子式流量計により測定した。測定は、圧縮機回転数を 1000 rpm, 吸込圧力を大気圧とし、吐出し圧力を順次変化させて行った。また、ボール部のクリアランスを変えて自転許容角度が流量に及ぼす影響を調べた。

一方、流量測定実験に加えて、既報で用いた光学的手法を適用して旋回歯形の自転挙動を測定した。旋回歯形の自転角度は、旋回歯形側壁に取付けた鏡に光を当て、反射光の角度の変動により求めた、詳しくは文献(4)を参照されたい。

なお、本報で使用したスクロール圧縮機は、前報⁽³⁾⁽⁴⁾と同じ仕様のものであり、シェル胴径 118 mm, 閉込み容積 68.8 cm³, インボリュート基礎円半径 3 mm, 旋回半径 4.83 mm である。

3.2 蒸気冷凍サイクルでの性能測定 図4に本研究で用いた、スクロール圧縮機の性能を測定するための蒸気冷凍サイクルを示す。実験は、冷媒として R134a を使い、圧縮機回転数を 1000 rpm, 吸込ゲージ圧力を 196 kPa [2 kgf/cm²], 吐出しゲージ圧力を 1.47 MPa [15 kgf/cm²] として運転し、圧縮機の冷媒流量および軸トルクの測定を行った。ここで、サイクルの冷媒流量は、蒸発器における熱交換流体(水)の流量および温度変化より求めた冷凍能力を、蒸発冷媒の気液エンタルピー差で除することにより算出した。さらに、その冷媒流量を圧縮機の理想流量で除すること

により体積効率を求めた。また、軸トルクは、圧縮機と駆動モータの間に設置したひずみゲージ式トルクメータにより測定を行った。

なお、蒸気冷凍サイクルにおいても旋回歯形の自転角度の測定を試みたが、圧縮機ケーシング内を飛散する油が旋回歯形側壁に取付けた鏡に付着し、鏡に当たった光が乱反射されたために、測定を行うことはできなかった。

4. 解析結果と実験結果との比較

4.1 空気運転の場合 空気を作動媒体として運転した場合の流量の測定結果を図5に示す。図5の横軸は、ボール部クリアランスを表し、縦軸は、パラメータとしたそれぞれの吐出し圧力において、ボール部クリアランス $\delta_c=0.2$ mm のときの流量を基準とした流量変化を表している。図5中の実験結果よりわかるようにボール部のクリアランスが大きくなると流量は減少する傾向となっており、旋回歯形の自転により圧縮機の流量に影響が生じていることがわかる。さらに、吐出し圧力が大きくなるほどその傾向は顕著に現れることがわかる。ここで、ボール部のクリアランスの大きさにかわらず旋回歯形の自転がないと仮定した場合には、プッシュ機構の働きにより旋回歯形と固定歯形とは正常な接触をするため、ボール部のクリアランスに関係なく流量は一定値を示す。

また、図5中に歯形間の漏れおよび歯形接触部の摩擦力を考慮した自転解析に基づいて算出した理論的な圧縮機吸込流量の変化を併記する。なお解析計算を行うにあたり、歯形すきまを決定する自転状態を求めるために歯形接触部での摩擦係数が必要となるが、本研究では簡単な摩擦測定モデル実験を行って得られた値

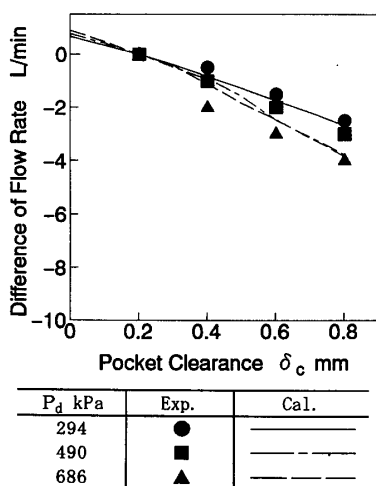


図5 空気流量の変化量(解析結果および実験結果)

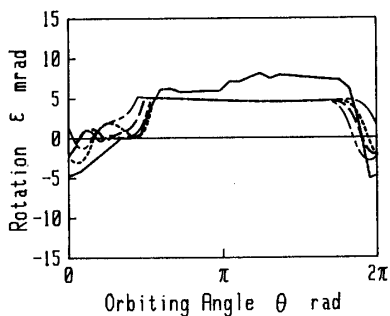
($\mu=0.17$)を用いた。また、流量係数 C_f に関しては、種々の値を仮定して理論解析計算を行い、いずれの運転条件においても実験結果と比較的よく一致する例として、 $C_f=0.06$ の場合を図示した。この値は、一般的な流量係数の値としては小さいように感じられるが、スクロール歯形間の半径方向すきま部では、曲率の比較的近い内接曲面により構成されており、流体摩擦の影響が大きくなること、および漏れ流体に油滴が混入していることなどを考慮に入れるとおよそ妥当な値と判断される。以上のように、スクロール圧縮機において旋回歯形の自転を考慮して流量の解析計算を行うことにより、実験結果に添った妥当な結果が得られる。

次に、図6に本報で示した漏れおよび歯形しゅう動部の摩擦を考慮した場合の自転角度の解析結果(破線)と実験結果(実線)との比較を示す。図6の横軸は図2中に示した旋回歯形の旋回角度 θ であり、縦軸は旋回歯形の自転角度 ϵ である。図6中には、参考として前報⁽⁴⁾で示した漏れおよび摩擦を考慮していない解析(点線)、漏れのみを考慮した解析(一点鎖線)、および摩擦のみを考慮した解析(二点鎖線)結果も示している。このときの運転条件としては、吸込圧力は大気圧、圧縮機回転数は1000 rpm であり、さらに図6(a)は、吐出しゲージ圧力 $P_d=392$ kPa, ボール部クリアランス $\delta_c=0.2$ mm, 図6(b)は、 $P_d=588$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm, 図6(c)は、 $P_d=588$ kPa, $\delta_c=0.4$ mm の場合の結果である。図6において、旋回歯形の自転に伴う漏れのみを考慮した解析結果(一点鎖線)は、特に図6(c)の解析結果において顕著に表れているように、旋回歯形の正方向への自転が漏れを考慮しない場合(点線)よりもより広い角度範囲にわたって生じる結果となっている。これは旋回歯形の自転によって、旋回歯形内壁側に生じたすきまを通る漏れのために旋回歯形内壁側圧縮室の圧力が高くなり、その圧力が旋回歯形をより正方向へ自転させる方向に作用するからである。また、摩擦のみを考慮した解析結果(二点鎖線)は、旋回方向に自転している状態から、より早い旋回角度において自転のない状態に戻ろうとする傾向を示している。これは、旋回歯形自転時の接触している歯形部において、接触摩擦力は自転している方向とは反対に作用し自転を抑制させるからである。それに対して、漏れおよび摩擦を考慮した解析結果(破線)は、実験結果とほぼ一致しており、旋回歯形の自転に伴う漏れおよび歯形間の摩擦を考慮した解析の妥当性が確認される。ところで、漏れも摩擦も考慮していない前報の解析結果(点線)も実験結果とほぼ一致しているが、こ

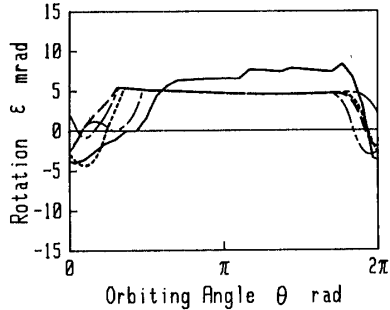
これは漏れと摩擦力の両方を考慮しなかったことが便宜的に相殺される形となり、結果的に解析結果が実験結果と一致する方向になったものと推察される。それゆえに、旋回歯形の自転を見積もる際には、漏れを考慮し合せて摩擦力を考慮した解析を行うことが必要であると考える。

4・2 蒸気冷凍サイクルにおける性能 図7に蒸気冷凍サイクルにおいて測定した体積効率および軸トルクの結果、ならびに旋回歯形の自転を考慮して計算したそれらの結果が示してある。ただし、体積効率 η_v および軸トルク T の値は、絶対値でなくボール部ク

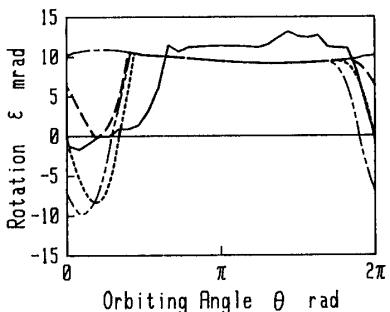
リアランス $\delta_c=0.2$ mm におけるそれぞれの値を基準としたときの变化量 $\Delta\eta_v$, ΔT で示してある。図7(a)は圧縮機回転数1000 rpmにおける結果であり、図7(b)は圧縮機回転数2000 rpmにおける結果である。ここで、1000 rpmの結果に $\delta_c=0.8$ mmの実験結果がないのは、多量の漏れにより吐出し温度が異常に上昇して測定ができなかったためである。実験結果において体積効率は、空気での結果と同様に、ボール部のクリアランスが大きくなるほど減少していく傾向を示している。また、軸トルクはボール部クリアランスが大きくなるほど増大する傾向を示しており、自転による漏れ流体を再圧縮するのに要するトルク分だけ増加していくものと解釈される。このように、蒸気冷凍サイクルにおいて圧縮機を運転した場合にも旋回歯形の自転は圧縮機の性能に悪影響を与えていることが確認される。ここで解析結果は、空気での場合と同様に摩擦係数 $\mu=0.17$, 流量係数 $C_f=0.06$ として計算したものであるが、体積効率の変化、軸トルクの変化ともに実験結果とおよその一致を示している。以上のように旋回歯形の自転に伴い生じるすきま部での漏れ、



(a) $P_a=392$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm

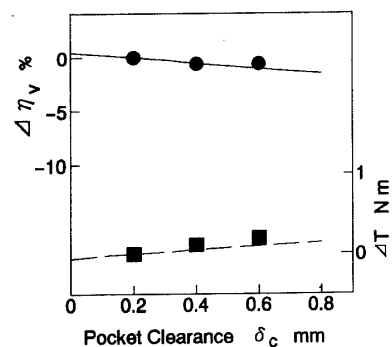
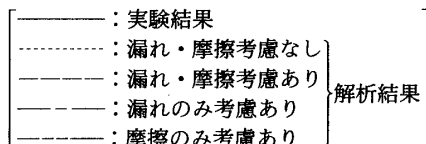


(b) $P_a=588$ kPa, $\delta_c=0.2$ mm

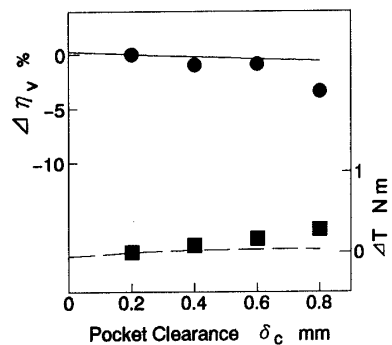


(c) $P_a=588$ kPa, $\delta_c=0.4$ mm

図6 旋回歯形の自転の解析結果と実験結果の比較

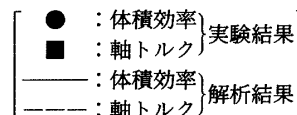


(a) 1000 rpm



(b) 2000 rpm

図7 蒸気冷凍サイクルにおける圧縮機の性能



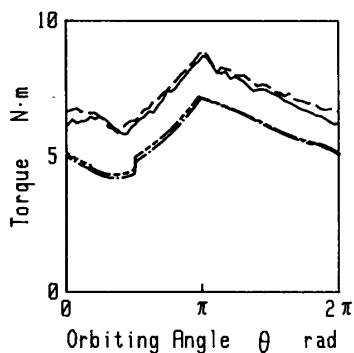


図8 トルク変動

—	: $\delta_c=0.2$ mm	実験結果
—	: $\delta_c=0.6$ mm	
- - -	: $\delta_c=0.2$ mm	解析結果
- - -	: $\delta_c=0.6$ mm	

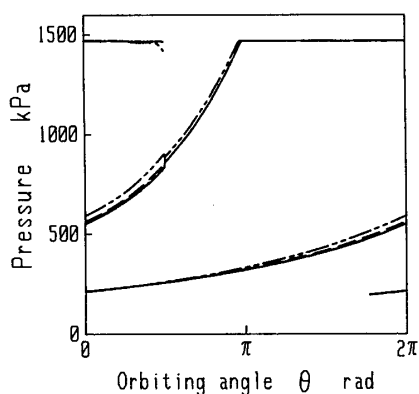


図9 内部圧力の変化(解析)

—	: 旋回歯形内壁側圧力室	$\delta_c=0.2$ mm
—	: 旋回歯形外壁側圧力室	
- - -	: 旋回歯形内壁側圧力室	$\delta_c=0.6$ mm
- - -	: 旋回歯形外壁側圧力室	

および各しゅう動部摩擦を考慮してスクロール圧縮機の性能を予測することは、冷媒運転時にも有効であることが確認できた。

次に、一回転中のトルク変動について、ボール部のクリアランスの違い($\delta_c=0.2, 0.6$ mm)による比較を、解析結果と実験結果とを合わせて図8に示す。解析計算では機械損失トルク等を見込んでいないので、解析結果と実験結果の絶対値を比べることはできないが、両者の変化傾向は一致しており、ボール部のクリアラン

スの大きいほうが全体的に高いトルクを示している。このようなトルクの差が生じる理由を、圧縮室内の圧力変化の解析結果(図9)に基づいて考察する。図9ではほとんどの旋回角度領域においてボール部のクリアランスの大きい場合のほうが、自転に伴う漏れの影響により、旋回歯形内壁側圧縮室の圧力が大きくなっており、これが軸トルクの増大の原因であることがわかる。一方、旋回歯形の外壁側圧縮室内の圧力は、ボール部のクリアランスによらずほとんど変わらない。これは、旋回歯形の自転が基本的に正方向に生じているため、旋回歯形外壁側では内壁側ほどは大きくなりすぎなわち漏れが生じないからである。

なお本報では、旋回歯形の自転が圧縮機の流量やトルクといった基本的な性能に及ぼす影響を考察したが、それ以外にも、旋回歯形が正と負方向の自転を繰り返している場合には、歯形どうしの衝突による騒音が発生する可能性がある。

5. 結 言

本報では、スクロール圧縮機における旋回歯形の自転挙動を、漏れおよび旋回歯形しゅう動部に作用する摩擦力を考慮して解析を行った。さらに、吐出し圧力およびボール継手部のクリアランスの変化に伴う圧縮機流量の変化を計算し、実験結果との比較を行った。また、冷媒運転時における考察も行い、旋回歯形の自転が圧縮機の性能に与える影響を調べた。その結果、自転角度の解析結果は実験結果と比較的よく一致し、漏れを考慮し、さらに旋回歯形しゅう動部摩擦力も考慮することが、旋回歯形の自転状態の見積もりには必要であることが示された。また、ボール部のクリアランスの違いにより、圧縮機の体積効率および軸トルクは、変化することが実験により示され、旋回歯形の自転が、圧縮機の性能に悪影響を及ぼすことが解析および実験の結果より確認された。

文 献

- (1) 平賀・ほか5名, 冷凍, 62-720(1987), 1106.
- (2) 森下・杉原, ターボ機械, 13-4(1985), 206.
- (3) 森・ほか3名, 機論, 60-572, B(1994), 1290.
- (4) 森・ほか3名, 機論, 61-582, B(1995), 536.
- (5) 森・ほか3名, 静大電子科研報, 15(1993), 89.