

可変クランク機構を有する非対称スクロール圧縮機の挙動解析*

李 丙 哲^{*1}, 張 英 逸^{*2}, 趙 洋 熙^{*2}
金 賢 振^{*3}, 柳 沢 正^{*4}Dynamic Analysis of Asymmetric Scroll Compressor
Having the Compliant Crank MechanismByeong-Chul LEE^{*5}, Young-Il CHANG, Yang-Hee CHO,
Hyun-Jin KIM and Tadashi YANAGISAWA^{*5} Graduate School of Science and Engineering, Shizuoka University,
3-5-1 Johoku, Hamamatsu-shi, Shizuoka, 432-8561 Japan

This study discusses the dynamics of orbiting scroll member installed in an asymmetric scroll compressor. Asymmetric scroll compressors provide high efficiency, low noise and compact size as compared to symmetric scroll compressors. However, due to the pressure difference in a pair of crescent compression chambers, asymmetric scroll compressors cause the unfavorable large imbalanced gas forces. This paper conducts computational investigation on the behavior of an orbiting scroll and an oldham ring. It compares the dynamic characteristics of an asymmetric scroll with that of a symmetric one. According to the dynamic simulations, the self-rotating moment of the orbiting scroll turns from positive to negative and gets back in every one rotation. Therefore, unfavorable impact noise and the wear of oldham keys may occur during the operation. As results, the study offers several means to avoid the reversal self-rotation problem.

Key Words: Refrigeration, Compressor, Positive-Displacement Fluid Machinery, Asymmetric Scroll Compressor, Self-Rotating Moment, Oldham Ring

1. 結 言

近年、空調機に対する性能及び快適性の向上要求が高まっており、高効率及び低騒音の研究が活発に行われている。また低コストに対する市場ニーズが増大しており、部品点数低減、小型軽量化などの低価格化研究にも拍車がかかっている。空調機用の容積型冷媒圧縮機の中では、高効率、低騒音、さらに低振動の特徴を有するスクロール圧縮機が好んで用いられる傾向にあり、その適用範囲も漸次広がっている。

スクロール圧縮機の高性能化に関して、今までに、圧縮室の漏れ防止機構の最適化による図示損失の低減⁽¹⁾、実機運転状態で軸受摩擦トルクの測定による機械損失の低減⁽²⁾及び静音化のための放射音の低減⁽³⁾など多くの研究が行われてきている。スクロール圧縮機の小型軽量化をめざしたスクロールラップ形状については、従来のものよりラップ高さを10%ほど低減

できる代数ら旋形ラップ⁽⁴⁾や行程容積を20%ほど増加できるハイブリッド形ラップ⁽⁵⁾などに関する研究が行われている。

一方、高効率や低騒音、小型軽量化といった複合的な空調機器に対するニーズを充足する方策として、固定スクロールと旋回スクロールでラップの終端角が異なる非対称スクロールラップの適用が研究されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。しかし、従来の対称スクロールラップとの長短所の比較及び旋回スクロールやオルダムリングなど運動部材の動的挙動に対する具体的な解析モデルを提示した研究は見当たらない。

本研究では可変クランク機構を持つ非対称ラップスクロール圧縮機について、旋回スクロールとオルダムリングの挙動解析モデルを提示し、その動力的な解析に基づいて対称ラップスクロールの場合と比較した。特に旋回スクロールにかかるガス力の作用点変化による逆方向の自転モーメントの発現現象を究明するとともに、その逆自転モーメントに影響を及ぼす組込体積比、スクロールの基礎円中心のずれ量、オルダムリングキーの角度位置などスクロールラップの設計変数について検討した。

* 原稿受付 2001年6月19日。

^{*1} 静岡大学大学院(〒432-8561 浜松市城北3-5-1)。^{*2} LG電子(株)(〒153-023 韓国ソウル市衿川区加山洞327-23)。^{*3} 仁川大学工学部(〒402-749 韓国仁川市南区桃花洞177)。^{*4} 正員, 静岡大学工学部。

E-mail: tmtyna@ipc.shizuoka.ac.jp

2. おもな記号

- a : インボリュートの基礎円半径 m
 F_a : 軸方向ガス力 N
 F_c : 旋回スクロールの遠心力 N
 F_r : 半径方向ガス力 N
 F_s : 半径方向シール力 N
 F_{sbt} : 接線方向の軸受反力 N
 F_{sbr} : 半径方向の軸受反力 N
 F_t : 接線方向ガス力 N
 $F_1 \sim F_4$: オルダムリングのキー部作用力 N
 h : ラップの高さ m
 O_f : 固定スクロールの基礎円中心
 O_{fo} : 固定スクロールの鏡板中心
 (クランク軸中心)
 O_m : 旋回スクロールの重さ中心
 O_p : クランクピンの中心
 O_s : 旋回スクロールの基礎円中心
 O_{so} : 旋回スクロールの鏡板中心 (駆動中心)
 P : 圧力 Pa
 P_0 : 吸込圧力 Pa
 P_d : 吐出し圧力 Pa
 r_a : 旋回半径 m
 α : インボリュートの始点角 rad
 β : 旋回スクロールの基礎円中心から接線方向
 ガス力の作用点まで距離 m
 θ : クランク軸回転角 rad
 μ : 摩擦係数
 ϕ : インボリュート角 rad

3. 非対称スクロール圧縮機

3.1 スクロール圧縮機 本研究で対象とするスクロール圧縮機(外径 145.4 mm, 高さ 316 mm)を

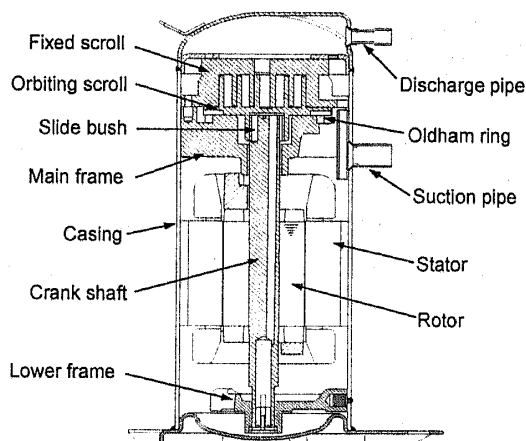


Fig. 1 Sectional view of the scroll compressor

図1に示す。吸込み管を通してケーシング内に入った冷媒ガスは一对のスクロールラップの外周部から吸込まれたのち、スクロールラップの中心部に向かって圧縮されて高温高压のガスになり、固定スクロールの吐出し孔を通して吐出し室を経由して吐出し管から吐出される。圧縮室間のガス漏れを防止するために、軸方向すきまにはチップシールが、半径方向すきまには可変クランク機構のスライドブッシュが用いられている。

3.2 非対称スクロールラップ 圧縮室を構成する旋回スクロールと固定スクロールのラップ終端角が異なる場合を非対称スクロールラップといい、普通は非対称性の最大の効果を得るために固定スクロールのラップ終端角 ϕ_{ef} が旋回スクロールのラップ終端角 ϕ_{es} より 180° 大きい非対称形状が用いられる⁽⁷⁾。

図2に対称スクロールと非対称スクロールのラップ形状及びガス力の作用点の相違を示す。図2(a)のインボリュート曲線からなる対称スクロールの固定ラップ終端角を延長するとともに、一对の圧縮室の間で組込体積比が同等となるように旋回ラップの始端角を若干増加して図2(b)の非対称スクロールラップが得られる。対称スクロールラップを非対称化することによってラップへの吸込み位置が一ヶ所にまとまり、吸込み通路が単純化し、吸込みガスの過熱が低減されるので、体積効率が上がる。またA、B一对の部屋の吸込み過程に位相差があり、吐出しも交互に行われるので、吐出し脈動が減り、脈動に伴う騒音が低減する。さらに、対称ラップの外周吸込み流路部を圧縮室とし

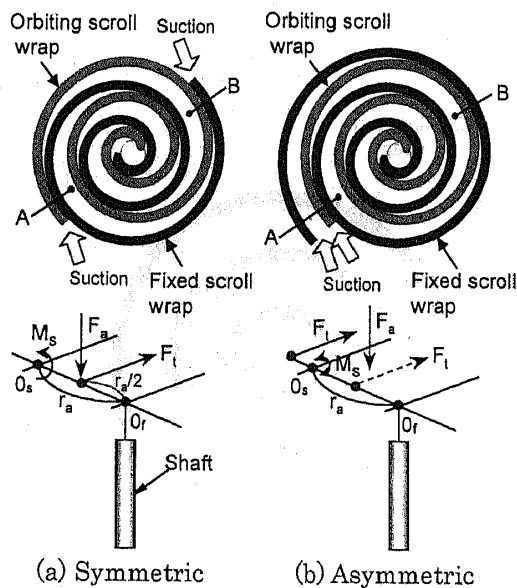


Fig. 2 Comparison of scroll wraps and acting points of gas forces

て利用するので、圧縮機の外径を変更せずに行程容積を増加することができるなどの特徴を有する。

しかし、図2の下部に示すように、対称スクロールでは軸方向ガス力 F_a と接線方向ガス力 F_t の作用点がいつも一定であるのに対して、非対称スクロールでは作用点に変化し、運転圧力比が大きくなればその変化幅も一層大きくなる。この作用点の変化によって旋回スクロールとオルダムリングの挙動が不安定になり、異常音の発生及び信頼性の低下などが予想される。従って、動力学的な挙動解析を行い、非対称スクロール適用時の問題点について詳細に検討する。

4. 基礎方程式

4.1 ガス力及びその作用点の変化 図3に非対称スクロール圧縮機の半径方向接点(1,1'など)の位置関係および圧縮室内部の圧力(P_{1A} , P_{1B} など)の分布によって発生するガス力を示す。半径方向および接線方向のガス力 F_r , F_t は次式で表される⁽⁹⁾。

$$F_r = 2ah(P_d - P_0) \dots\dots\dots (1)$$

$$F_t = \sum F_{ti} = ah(2\phi_n - \pi)(P_d - P_0) + 2\pi ah \sum_{i=1}^{n-1} (P_{iA} + P_{iB} - 2P_0) \dots\dots (2)$$

ここで、 n は旋回スクロールと固定スクロールの半径方向接触点の数、 F_{ti} は各圧縮室内の圧力により発生する接線方向力、 $\phi_n = \phi_{ef} - \theta - 2\pi(n-1)$ である。また接線方向ガス力 F_t の作用中心点と旋回スクロール基礎円中心 O_s との距離 β は、 F_{ti} とその作用点距離

β_i より次式で与えられる。

$$\beta = \frac{\sum F_{ti} \beta_i}{F_t} = \frac{ah}{F_t} \left[(2\phi_n - \pi)(P_d - P_0) \frac{r_a}{2} + 2\pi \sum_{i=1}^{n-1} \left\{ (P_{iA} - P_0) \left(\frac{r_a - a(2\phi_n - \pi)}{2} - (n-i)2\pi a + \pi a \right) + (P_{iB} - P_0) \left(\frac{r_a - a(2\phi_n - \pi)}{2} + (n-i)2\pi a - \pi a \right) \right\} \right] \dots\dots\dots (3)$$

この時、旋回スクロールに作用する接線方向ガス力による旋回スクロールの鏡板中心 O_{so} まわりのモーメント即ち自転モーメント M_s は次式で表される。

$$M_s = F_t \{ \beta - r_e \cdot \cos(\delta_e - \delta_s) \} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 r_e は旋回スクロールのインボリュート基礎円中心 O_s と鏡板中心 O_{so} 間の距離であり、 δ_e , δ_s は後述の図4(a)に示す角度である。両中心が一致すると旋回スクロールに作用する自転モーメント $M_s = F_t \cdot \beta$ となる。

旋回スクロールに作用する軸方向ガス力 F_a は各圧縮室内圧力による軸方向ガス力 F_{ap} とラップチップ部の圧力による軸方向力 F_{at} の和、即ち F_{ai} の総和で得られる⁽⁹⁾。

$$F_a = \sum F_{ai} = \sum (F_{ap} + F_{at}) \dots\dots\dots (5)$$

旋回スクロールの基礎円中心 O_s を基準とした $x-y$ 座標系での軸方向ガス力の作用位置(C_x , C_y)は次のように表される。

$$C_x = -(x_{fa} - r_a \cos \theta) \cos \theta + (y_{fa} + r_a \sin \theta) \sin \theta$$

$$C_y = (x_{fa} - r_a \cos \theta) \sin \theta + (y_{fa} + r_a \sin \theta) \cos \theta \dots\dots\dots (6)$$

ただし、

$$x_{fa} = \frac{\sum F_{ai} \cdot c_{xi}}{F_a}, \quad y_{fa} = \frac{\sum F_{ai} \cdot c_{yi}}{F_a}$$

ここで、(c_{xi} , c_{yi})は各圧縮室の中心位置を示し、ラップチップ部に作用する圧力はラップ両側圧縮室圧力の平均値と仮定する。

4.2 旋回スクロールにかかる力 固定スクロールの鏡板中心 O_{fo} に基づく $X-Y$ 平面座標系及び旋回スクロールの鏡板中心 O_{so} に基づく $\hat{r}-\hat{i}$ 回転座標系での旋回スクロールに作用する力を図4(a)に示す。また半径方向(\hat{r} 方向)断面及び接線方向(\hat{i} 方向)断面での旋回スクロールに作用する力をそれぞれ図4(b), 図4(c)に示す。これらの力とそれらのモーメントから次のような旋回スクロールに関する釣り合い式が得られる。まず図4(b), (c)に示す半径方向及び接線方向ガス力の釣り合いは次式で与えられる⁽¹⁰⁾。

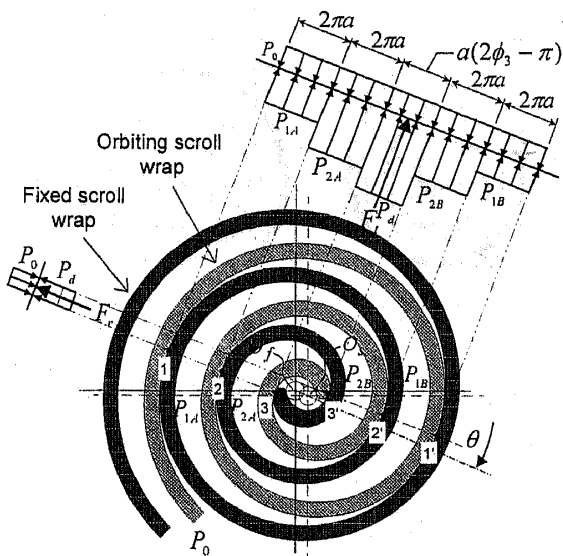


Fig. 3 Pressure distribution and sealing points of asymmetric scroll compressor

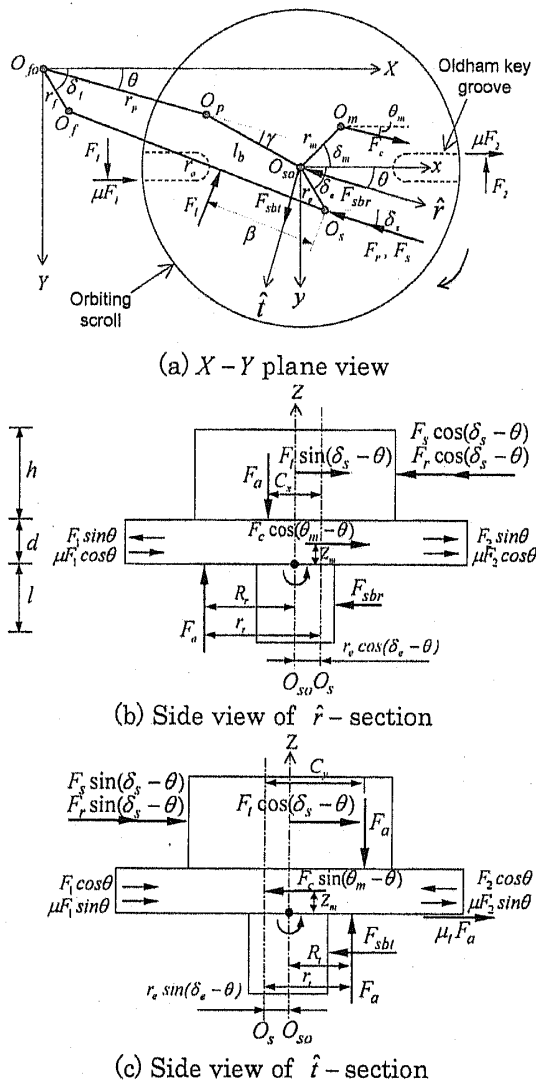


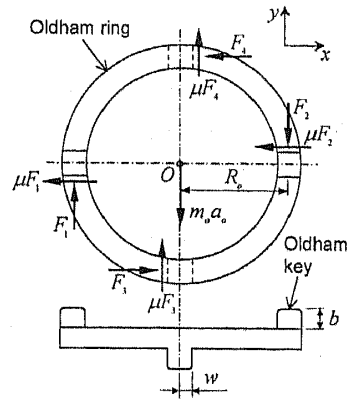
Fig. 4 Forces acting on the orbiting scroll

$$F_t \sin(\delta_s - \theta) + F_c \cos(\theta_m - \theta) - F_r \cos(\delta_s - \theta) - F_s \cos(\delta_s - \theta) - F_{sbr} + (-\sin \theta + \mu \cos \theta) F_1 + (\sin \theta + \mu \cos \theta) F_2 = 0 \quad (7)$$

$$-F_t \cos(\delta_s - \theta) + F_c \sin(\theta_m - \theta) - F_r \sin(\delta_s - \theta) - F_s \sin(\delta_s - \theta) - \mu_t \cdot F_a + F_{sbt} + (-\cos \theta - \mu \sin \theta) F_1 + (\cos \theta - \mu \sin \theta) F_2 = 0 \quad (8)$$

ここで、 δ_s, θ_m は図 4(a) に示す角度、 μ 及び μ_t はオルダムキー部及び旋回スクロールを支えるスラスト軸受部の摩擦係数である。

旋回スクロール半径方向(\hat{r} 方向)断面内における \hat{i} 軸まわりのモーメント及び接線方向(\hat{i} 方向)断面内における \hat{r} 軸まわりのモーメントの釣り合いはそれぞれ次式で与えられる。



ここで、 m_o はオルダムリングの質量、 w はオルダムキー巾の半分である。

図 6 に示すように、可変クランク機構として旋回軸受およびクランクピンの間にかん合されるスライドブッシュに作用する力の釣り合いから次式が得られる。

$$-\frac{\mu_b \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu_b \sin \alpha} F_{sbt} + F_{sbr} + F_{cb} = 0 \cdots \cdots (15)$$

ここで、 μ_b は旋回軸受部の摩擦係数、 F_{cb} は旋回軸受の遠心力、 α は図 6 に示すようにクランクピンの滑り中心線と $O_f O_s$ 延長線のなす角度である。上記の式 (7) ~ (15) を連立して解くと旋回スクロール及びオルダムリングキーにかかる力やモーメントなどを求めることができる。

5. 計算結果及び考察

5.1 計算条件 解析計算の基準とする対称スクロールの主な寸法は基礎円半径 $a = 2.3$ mm, ラップ厚さ $l = 3.75$ mm, 旋回半径 $r_a = 3.48$ mm, ラップ高さ $h' = 28.9$ mm, 固定及び旋回のラップ終端角 $\phi_e = 1045^\circ$, 行程容積 $V_s = 39.3$ cm³, 組込体積比 $\lambda = 2.31$ である。それに対して、非対称スクロールの場合は、ラップ高さ $h = 25.9$ mm, 固定及び旋回のラップ終端角は各々 $\phi_{ef} = 1225^\circ$, $\phi_{es} = 1045^\circ$, 行程容積 $V_{sA} = 21.7$ cm³, $V_{sB} = 17.6$ cm³ (合計行程容積 $V_s = 39.3$ cm³), 組込体積比 $\lambda_A = \lambda_B = 2.31$ であり、ほかの寸法は対称スクロールと同じとする。従って、同じ行程容積を有する対称スクロールと非対称スクロールとを比べると、非対称の場合のほうがラップ高さが約 10% 小さくなる。

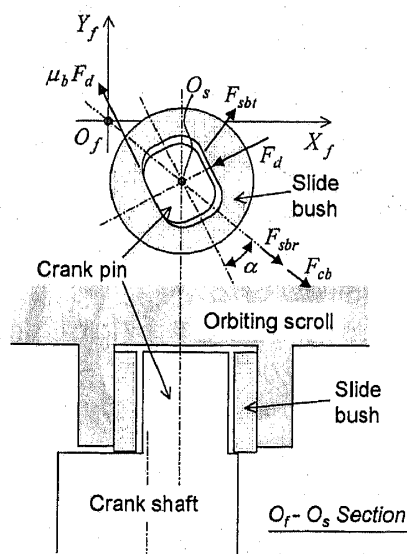


Fig. 6 Forces acting on the slide bush

圧縮機の作動流体として R22 を選び、圧縮過程は断熱変化 (圧縮指数 $k = 1.184$) と仮定して圧縮室内の圧力変化を求める。冷房定格条件 (ARI 条件と表示, $P_0 = 0.62$ MPa[abs], $P_d = 2.15$ MPa[abs]) 及び高圧力比条件 (HPR 条件と表示, $P_0 = 0.61$ MPa[abs], $P_d = 2.89$ MPa[abs]) とし、吸込み加熱度は 11.1°C , 回転速度は 3,480 rpm である。また、特に述べない限り、固定スクロールと旋回スクロールはどちらもスクロール鏡板中心と基礎円中心とが一致しているものとする。

5.2 旋回スクロール鏡板の挙動安定性 旋回スクロールに作用する力によって発生する \hat{r} 軸及び $\hat{\theta}$ 軸まわりのモーメント即ち転覆モーメント⁽⁹⁾ により旋回スクロール鏡板が傾き、不安定な挙動をする。旋回スクロールに作用するガス圧スラスト力 F_a に対応してスラスト軸受が発生すべき軸受反力の合力の作用位置がスラスト軸受面内から外れなければ挙動は安定になる。従って、旋回スクロール鏡板の挙動安定性は、固定スクロール鏡板の中心 (クランク軸中心) O_{fo} からスラスト軸受の軸方向反力 F_a の作用点までの距離とスラスト軸受半径 R_{th} との比として次式で表される安定性係数 ε で判断され⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾, ε が 1 を超えるほど旋回スクロール鏡板の挙動が不安定になる。

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(R_r - r_a)^2 + R_t^2}}{R_{th}} \cdots \cdots (16)$$

図 7 に対称及び非対称スクロールラップにおける ε の計算結果を示す。対称ラップよりも非対称ラップの場合に ε が約 30% 小さく、そのぶん安定性が高い。これは非対称ラップになると圧縮室の断面積が増えて軸方向ガス力が大きくなるとともに、ラップ高さが減って半径方向ガス力が小さくなるためである。

5.3 自転モーメント及びオルダムキーに作用する力 図 8 に旋回スクロールに作用する接線方向ガス力の作用点距離 β と自転モーメント M_s の計

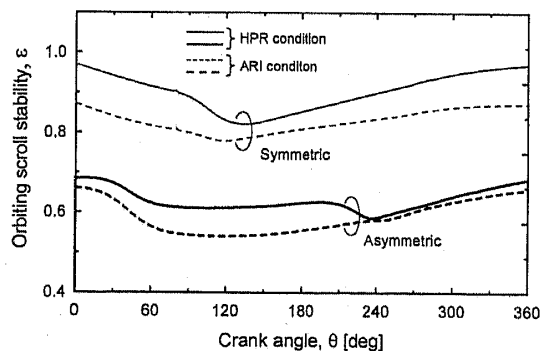


Fig. 7 Stability of orbiting scroll

算結果を示す。 β は、対称スクロールラップではクランク角や運転条件に関わらず一定であるが、非対称ラップの場合は回転角と運転条件によって正と負の間で変化している。ここで、 β の負の値は旋回スクロールの基礎円中心 O_s に対する固定スクロールの基礎円中心 O_f 方向の反対側に作用点が位置することを意味する。

旋回スクロールの自転モーメント M_s についてみると、対称ラップの場合、変動しながらも常に正の値を保っている。これは、対称ラップでは一対の圧縮室の圧力が等しい状態で上昇して二つの圧縮室が同じ圧力で同時に吐出され、圧縮室間の圧力差がバランスしているからである。しかし、非対称ラップの場合には、一対の圧縮室の圧力上昇過程及び吐出しタイミングが異なり、しかも各々の圧縮室が吐出し過程に至るたびに不足圧縮による圧縮室内圧力の急上昇が起こるので、自転モーメントの急変及び負となる区間が生じる。またこの負の範囲、即ち逆自転モーメントの発生する範囲は、運転圧力比が大きいほど広がる。これは運転圧力比が大きいほど一対の圧縮室間の圧力差が大きくなり、それに応じた β の変化が大きくなるためである。

図9に旋回スクロールとしゅう動するオルダムリングのキー部間に作用する力 F_1 、 F_2 の計算結果を示す。 F_1 、 F_2 は対称ラップよりも非対称ラップのほうが

複雑に変化している。旋回スクロールの自転モーメントはオルダムリングに作用する力に直接影響を与えるので、対称ラップでは圧力比が大きいHPR条件においてオルダムリングにかかる力も大きくなるが、非対称ラップの場合には必ずしもそうではなく逆転している場合がある。オルダムリングの作用力が正負に変化することとは旋回スクロールキー溝の側面としゅう動しているオルダムキー部がしゅう動面から離れたり接触したりする不安定な挙動をしていることを表す。このような挙動によって、オルダムキー部が旋回スクロール及びメインフレームのキー溝の側面と衝撃し、摩耗や異常音などが発生する。

5.4 設計変数の検討 非対称スクロールにおいて、旋回スクロールの逆自転モーメントの発生ひいてはオルダムキー作用力の反転現象は圧縮機的设计変数によっても大きな影響を受ける。そこで、前節までに扱った圧縮機をベースとして、組込体積比、旋回スクロールの駆動位置及びオルダムキー位置を変化させて、それらがオルダムキー作用力に及ぼす影響を調べる。

図10のケース(1)に、非対称ラップの一方の圧縮室の組込体積比 λ_A をベース状態(2.31)から2.51に増加した場合のオルダムリングキーに作用する力 F_1 、 F_2 の計算結果を示す。 λ_A が大きくなるとそのぶん圧縮が進み、吐出タイミングが遅れ、不足圧縮も緩和され

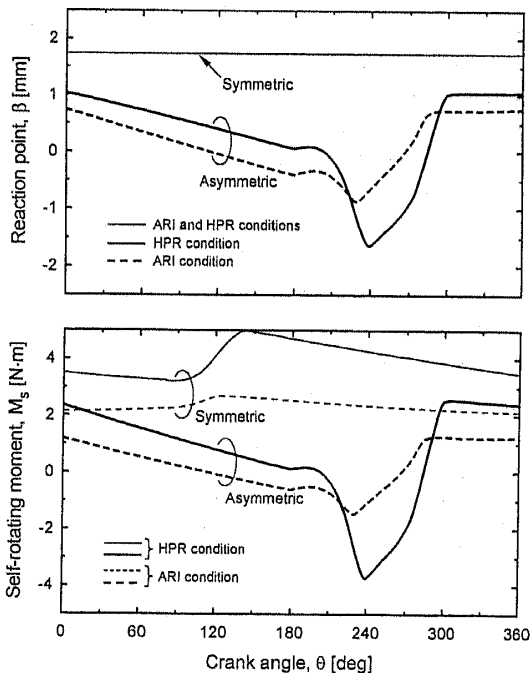


Fig. 8 Reaction point of tangential gas force and self-rotating moment

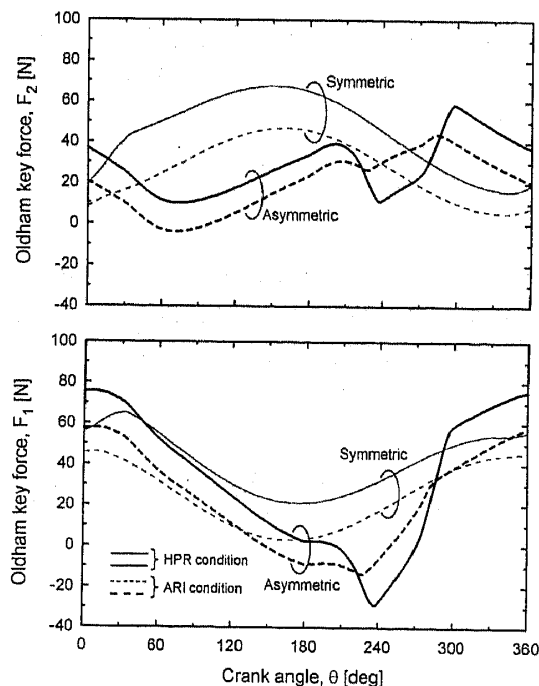


Fig. 9 Oldham key forces of symmetric and asymmetric scroll compressor

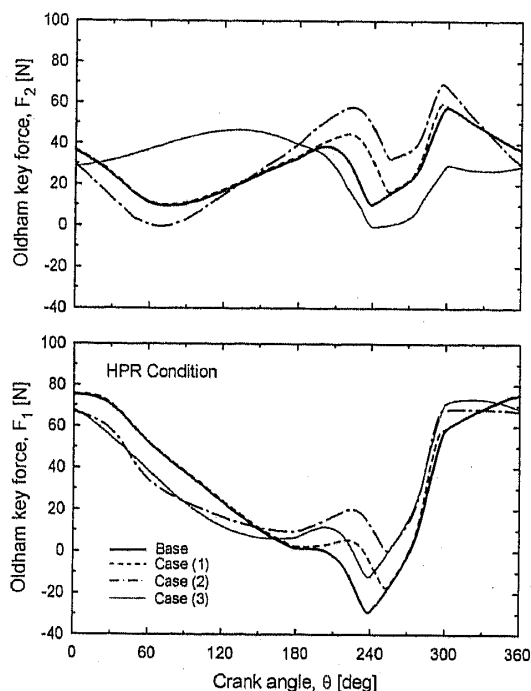


Fig. 10 Oldham key forces of asymmetric scroll compressor with different design parameters

るので F_1 , F_2 の負の区間もずれてその幅と大きさが減少する。しかし、実際には組込体積比の変更は圧縮機の効率にも影響するので、そのことを考え合わせて検討する必要がある。

図 10 のケース(2)に、旋回スクロールの鏡板中心 O_{so} に対する基礎円中心 O_s の位置(距離 r_e , 角度 δ_e)をベース状態($r_e = \delta_e = 0$)から $r_e = 0.5$ mm, $\delta_e = 27^\circ$ に変更した場合のオルダムリングに作用する力 F_1 , F_2 の計算結果を示す。上記の両中心が一致しているベース状態と比べると作用力 F_1 , F_2 ともに正の値となり、オルダムリングの挙動が安定してくる。

図 11 のケース(3)はオルダムリングキー部の位置を回転方向に 70° 移動した場合の作用力 F_1 , F_2 の計算結果を示す。この変更によって F_2 の変化パターンが変わるとともに F_1 の負の領域が大きく減っている。オルダムリングキーの位置を変えると合力 $F_1 + F_2$ はあまり変わらずに、力の幅が変わる。従って、キー溝の位置によってオルダムリングに作用する力を調整することができる。

6. 結 言

スライドブッシュ式可変クランク機構を有する低圧ケーシング型の非対称スクロール圧縮機について旋回スクロール及びオルダムリングの動的挙動解析を行った結果、次の結論が得られた。

(1) 非対称スクロールラップでは同じ行程容積の対称ラップに比べてラップ高さが低くなるので、旋回スクロール鏡板の挙動は安定し、本解析例では安定化係数 ε は約 30% 小さくなった。

(2) 対称ラップでは旋回スクロールにかかる接線方向ガス力の作用点距離 β は一定であるが、非対称ラップの場合に軸の一回転中に変化する。 β が負になると旋回スクロールの自転モーメントも負になり、負の範囲は運転圧力比が大きいくほど広がる。

(3) オルダムキーに作用する力は、対称ラップよりも非対称ラップのほうが複雑に変化し、しかも負となる区間がある。この正負間の変動はオルダムキー部がしゅう動面と衝突接触を繰り返すことを意味する。

(4) 非対称ラップにおける旋回スクロールの逆自転モーメントの発生即ちオルダムリング作用力の反転を減らすためには、一対の圧縮室の組込体積比の変更や旋回スクロール鏡板中心に対する基礎円中心位置の変更、オルダムリングキー溝位置の変更などが有効である。

文 献

- (1) Tsubono, I., ほか 5 名, *ASHRAE Transactions*, 4, (1998), 410-417.
- (2) Tsubono, I., ほか 5 名, *Int. Conf. on Comp. and their systems at London*, (1999), 697-704.
- (3) 佐野・ほか 3 名, 冷凍, 14-2, (1997), 137-148.
- (4) Tojo, K. and Ueda, H., *Proc. 19th Int. Congress of Refrigeration*, (1995), 515-521.
- (5) Bush, J. W., ほか 2 名, *Proc. ICEC at Purdue*, (1994), 205-210.
- (6) Hagiwara, S., ほか 7 名, *Proc. ICEC at Purdue*, (1998), 495-500.
- (7) 吉村・ほか 4 名, HCFC 代替冷媒国際シンポジウム, (1998), 45-49.
- (8) 柳沢・ほか 3 名, 機論, 55-513, B (1989), 1318-1323.
- (9) 椎林・ほか 3 名, 冷凍, 5-2, (1988), 53-64.
- (10) Morishita, E., ほか 3 名, *Bulletin of JSME*, 29-248, (1986), 483-488.
- (11) 李・ほか 3 名, 平成 8 年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, (1996), 1-4.