吸込み容積の異なるスクロール圧縮機の機械効率*

石井 徳章^{*1}, 山村 道生^{*2}, 唐土 宏^{*2}
村松 繁^{*2}, 澤井 清^{*2}, 山向 昌樹^{*3}

Mechanical Efficiency of Various Large Capacity Scroll Compressors

Noriaki ISHII, Michio YAMAMURA, Hiroshi MOROKOSHI,
Shigeru MURAMATSU, Kiyoshi SAWAI, and Masaki YAMAMUKA

This study presents the characteristics of the mechanical efficiency and the crankshaft speed fluctuation ratio of various large capacity scroll compressors. To introduce the different suction volumes of the scroll compressor, the scroll height and the involute base circle radius are individually increased proportionally based on a small capacity scroll compressor, and their effects on the mechanical efficiency and the speed fluctuation ratio are discussed. It was discovered that it is better to increase the involute base circle radius rather than the scroll height to obtain higher mechanical efficiency. Also it was discovered that the speed fluctuation ratio is nearly the same, independent of the scroll height and the involute base circle radius.

Key Words: Dynamics of Machinery, Mechanical Efficiency, Compressor, Refrigerant Compressor, Scroll Compressor, Speed Fluctuation Ratio

1. 緒 言

低振動, 低騒音を可能にする空調機用圧縮機としてスクロール圧縮機⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾が注目されている。前報⁽⁵⁾では, インボリュート曲線によって構成されるスクロール圧縮機の動的挙動に関する機械力学的な解析法を示し, さらに比較的小形の圧縮機(吸込み容積 10.26 cm³, 軸入力 656 Watt)についていくつかの数値計算結果を示している。機械効率に関する数値計算結果は, 機構の各対偶部におけるクーロン摩擦係数を 0.027 と仮定すると, 80.0 %であった。機械効率は圧縮機を設計するうえで基本的に重要な要因の一つとなる量であり, その値が同じ摩擦係数値を用いて算出したローリングピストン形回転圧縮機⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾の機械効率 90.8 %⁽¹⁰⁾に比べて相当に低い。したがって, 機械効率を改善することがスクロール圧縮機的设计開発における今後の重要な課題の一つであるともいえる。

上のような観点から, スクロール圧縮機の機械効率に関係する諸要因とそれらの機械効率に及ぼす影響度

を明らかにすることが重要である。そのための第一段階として本研究では, 吸込み容積と軸入力と比較的大きいいくつかの大形スクロール圧縮機の機械効率を算出し, さらに動的挙動の目安として速度変動率を算出する。吸込み容積を増やす方法としては「スクロール高さを大きくする」, 「基礎円半径を大きくする」, 「巻数を大きくする」などのいろいろな方法やさらにそれらを種々組合せる方法などが考えられる。ここでは, 特にスクロール高さと基礎円半径をそれぞれ独立に変化させた場合, それらが機械効率と速度変動率に及ぼす影響を検討する。ここで, 大形スクロール圧縮機の基準が, 前報⁽⁵⁾で数値計算の対象とした小形スクロール圧縮機(旋回スクロールの背面に吸込み圧力よりも大きな圧力を作用させることにより旋回スクロールを固定スクロールに押し付ける中間圧方式の圧縮機)であるとしよう。すなわち, スクロール高さと基礎円半径をそれぞれ変えると異なってくる旋回スクロールの機械力学定数については小形スクロール圧縮機を比例的に大きくして与えるものとし, 摩擦係数を含むその他の機械力学定数やスクロールの巻数と厚さは基準とする小形スクロール圧縮機と同じ値をとるとする。ただし, 電動機ロータを含むクランク軸系の慣性モーメントは電動機軸出力に応じて大きくする必要がある。

* 昭和62年8月21日 第65期全国大会講演会において講演, 原稿受付 昭和62年2月2日。

^{*1} 正員, 大阪電気通信大学 (〒572 寝屋川市初町 18-8)。

^{*2} 正員, 松下電器産業(株) (〒525 草津市野路町 2275-3)。

^{*3} 学生員, 大阪電気通信大学 (〒572 寝屋川市初町 18-8)。

圧縮機の負荷条件, すなわち, 吸込みと吐出し圧力はそれぞれ 0.617 MPa と 2.17 MPa に統一する. さらに, 基準とする小形スクロール圧縮機の電動機トルクを比例的に大きくすることによりクランク軸平均回転速度がいずれの場合も同じ値になるようにする.

記 号 の 説 明

B : スクロールの高さ
 f_{t1}, f_{t2} : スラスト軸受面での摩擦係数
 $f_{x1}, f_{x2}, f_{y1}, f_{y2}$: オルダムリングに働く摩擦係数
 F_i : ガス圧力によるスラスト力
 F_o : 中間圧によるスラスト力
 F_r : 半径方向ガス力
 F_t : 接線方向ガス力
 F_{t1}, F_{t2} : スラスト軸受面に働くスラスト力
 I_0 : クランク軸の慣性モーメント
 k : 整数
 l_g : 旋回スクロールの重心の高さ
 l_o : オルダム溝中心の高さ
 l_q : クランク軸受中心の高さ
 l_s : クランクピン中心の高さ
 L_Q : クランク軸受での摩擦トルク
 L_S : クランクピンでの摩擦トルク
 m_o : オルダムリングの質量
 m_s : 旋回スクロールの質量
 M_m, M_{xm}, M_{ym} : 軸覆モーメント
 M_0 : ガス・モーメント
 N : モータトルク
 O_1, O_2 : オルダムリングと旋回スクロール間の拘束力
 p_k : ガス圧力
 p_m : 中間ガス圧力
 p_s, p_o : 吸込みと吐出し圧力
 Q_x, Q_y : クランク軸受での拘束力
 r_b : インボリュート基礎円の半径
 r_0 : 旋回半径
 r_Q : クランク軸半径
 r_s : クランクピン半径
 R_{or} : オルダムリング半径
 R_{th} : スラスト軸受面半径
 S_x, S_y : クランクピンでの拘束力
 t : スクロール厚さ
 T : 時間
 T_0 : 一回転に要する時間 (周期)
 T_1, T_2 : オルダムリングと圧縮機本体間の拘束力
 W_{c-j} : クランク軸受での摩擦損失
 W_{c-p} : クランクピンでの摩擦損失

W_{g-c} : ガス圧縮に要する動力
 W_{o-r} : オルダムリング部分での摩擦損失
 W_{shaft} : モータの軸動力
 W_{t-b} : スラスト軸受部での摩擦損失
 x, y : 静止座標系
 x_m, y_m : 旋回座標系
 x_r, y_r : 旋回スクロール中心の座標
 α : 速度変動率
 β : モータトルク乗数
 η : M_m の x_m 軸からの角度
 η_m : 機械効率
 θ : 旋回角度
 χ : 比熱比
 $\mu_0, \mu_Q, \mu_{Q1}, \mu_s, \mu_t$: 摩擦係数
 ϕ : インボリュート巻角度
 $\phi_i(k), \phi_o(k)$: 両スクロール接点のインボリュート巻角度
 ϕ_{ie}, ϕ_{oe} : スクロールの終端面インボリュート巻角度
 ϕ_{i0}, ϕ_{o0} : インボリュートの開始巻角度
 ϕ_{is}, ϕ_{os} : スクロールの開始端面インボリュート巻角度

2. クランク軸回転挙動の運動方程式

基礎円半径 r_b のインボリュート曲線からなるスクロール圧縮機の構成を図 1 に示す. 図は斜線部分の旋回スクロールが θ だけ時計方向に旋回した状態を示す. 旋回スクロールの旋回半径, すなわち, 固定スクロールと旋回スクロールのそれぞれの基礎円中心 O, O_m の距離 r_0 は

$$r_0 = \pi r_b - t \cdots \cdots \cdots (1)$$

で与えられる. ここで, 内側と外側インボリュート曲線のそれぞれの開始巻角度を ϕ_{i0}, ϕ_{o0} とすると, スクロールの厚さ t は

$$t = r_o(\phi_{i0} - \phi_{o0}) \cdots \cdots \cdots (2)$$

で与えられる. $x-y$ 座標は O 点に原点を持つ静止座標であり, x_m-y_m 座標は O_m 点に原点を持つ旋回座標である. 圧縮室の圧力を中心部分より $p_0, p_1, p_2, \dots$ と表し, もっとも外周の吸込圧力を p_s とする. 圧縮された圧力 p_o のガスが中心部分より吐き出される. 旋回スクロールを押す x_m-y_m 面内のガス力は, 旋回に抗する接線力 F_t , 旋回半径方向力 F_r および O_m 点まわりの時計方向モーメント M_0 によって代表される. 図に示す約 2.5 巻のスクロール圧縮機の場合の F_t, F_r, M_0 は, 前報⁽⁵⁾の式(5)~(7)より, 次のような旋回角 $\theta (0 \leq \theta \leq 2\pi)$ の関数で与えられる.

$$\left. \begin{aligned} F_t &= 2r_b B \{ (n\pi - \phi_{i0} - \theta) p_0 + 2\pi p_1 + 2\pi \delta p_2 \\ &\quad - (5\pi - \phi_{o0} - \theta) p_s \} + tB(p_0 + p_s) \\ F_r &= -2r_b B(p_0 - p_s) \\ M_0 &= \pi r_b^2 B \{ (n\pi - \phi_{i0} - \theta) p_0 \\ &\quad + 2(\pi - \phi_{i0} + \phi_{o0})(p_1 + \delta p_2) - (5\pi \\ &\quad - \phi_{o0} - \theta) p_s \} - tB \{ r_b(\pi/2 - \theta - \phi_{o0}) - t/2 \} p_0 \\ &\quad + tB \{ r_b(11\pi/2 - \theta - \phi_{i0}) + t/2 \} p_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq \theta \leq \pi/2 - \phi_{os} \text{ のとき } n=1, \delta=1 \\ \pi/2 - \phi_{os} < \theta < 2\pi \text{ のとき } n=3, \delta=0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ここで, ϕ_{os} は外側スクロールの開始端面巻角であり, $\theta = \pi/2 - \phi_{os}$ は第0圧縮室と第1圧縮室とがつながる旋回角度を表す。上のようなガス力による力とモーメントが働くとき, 電動機トルク N で駆動される慣性モーメント I_0 のクランク軸系の運動方程式は, 前報⁽⁵⁾の式(27)より

$$\begin{aligned} &(I_0 + m_s r_0^2 + m_o r_0^2 \sin^2 \theta) \ddot{\theta} \\ &\quad + m_o r_0^2 \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 \\ &= N - \{ F_t r_0 + L_q + L_s + (f_{x1} + f_{x2}) r_0 \sin \theta \\ &\quad + (f_{y1} + f_{y2}) r_0 \cos \theta + (f_{t1} + f_{t2}) r_0 \} \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

で与えられる。右辺の第2項に含まれる L_q と L_s は, 図2に示すように, それぞれクランク軸受とクランクピン部分での摩擦トルクを, さらに $f_{xi}, f_{yi} (i=1, 2)$ はオルダムリング部分での摩擦力を, $f_{ti} (i=1, 2)$ はスラスト軸受部での摩擦力を表す。図1に示す旋回スクロールと固定スクロールとの接点 $T_{on}, T_{in} (n=0, 1, 2)$ には適度の隙間があり, したがって, その部分ではスクロールの旋回を拘束する力は生じないものと考えている。

3. 拘束力, 摩擦力および摩擦モーメント

図2に示す方向に働く拘束力, すなわち, クランク軸受とクランク軸間の拘束力 Q_x, Q_y , 旋回スクロールとクランクピン間の拘束力 S_x, S_y , 旋回スクロールとオルダムリング間の拘束力 O_1, O_2 , オルダムリングと圧縮機本体間の拘束力 T_1, T_2 は, 各機素の運動方程式⁽⁵⁾より, それぞれ次式で与えられることがわかる。

$$\left. \begin{aligned} Q_x &= (m_o/2) \ddot{x}_r + (F_t + f_{t1} + f_{t2}) \sin \theta \\ &\quad + F_r \cos \theta + f_{x1} + f_{x2} \\ Q_y &= (m_o/2) \ddot{y}_r + (F_t + f_{t1} + f_{t2}) \cos \theta \\ &\quad + F_r \sin \theta + f_{y1} + f_{y2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

図1 スクロール圧縮機の構成

$$\left. \begin{aligned} S_x &= -(m_s + m_o) \ddot{x}_r \\ &\quad + (F_t + f_{t1} + f_{t2}) \sin \theta \\ &\quad + F_r \cos \theta + f_{x1} + f_{x2} \\ S_y &= m_s \ddot{y}_r + (F_t + f_{t1} + f_{t2}) \cos \theta \\ &\quad - F_r \sin \theta + f_{y1} + f_{y2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

$$\left. \begin{aligned} O_1 &= \{ M_o + L_s - (f_{t1} - f_{t2}) R_{th} \cdot \sin(\eta + \theta) \\ &\quad - (-m_o \ddot{x}_r + f_{x1} + f_{x2})(R_{or} - y_r) \} / (2R_{or}) \\ O_2 &= \{ M_o + L_s - (f_{t1} - f_{t2}) R_{th} \cdot \sin(\eta + \theta) \\ &\quad - (-m_o \ddot{x}_r + f_{x1} + f_{x2})(R_{or} + y_r) \} / (2R_{or}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= (f_{y1} + f_{y2})/2 + \{ M_o + L_s \\ &\quad - (f_{t1} - f_{t2}) R_{th} \cdot \sin(\eta + \theta) \\ &\quad - (-m_o \ddot{x}_r + f_{x1} + f_{x2}) y_r \} / (2R_{or}) \\ T_2 &= -(f_{y1} + f_{y2})/2 + \{ M_o + L_s \\ &\quad - (f_{t1} - f_{t2}) R_{th} \cdot \sin(\eta + \theta) \\ &\quad + (-m_o \ddot{x}_r + f_{x1} + f_{x2}) y_r \} / (2R_{or}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

ただし, x_r, y_r は旋回スクロール中心 O_m の x, y 座標:

$$x_r = r_0 \cos \theta, \quad y_r = r_0 \sin \theta \dots\dots\dots (10)$$

を表す。式(6)では, 適当なバランサをクランク軸に取付けることによって最適な釣合をとった結果が示されている。圧縮室のガス力が旋回スクロールを下向に押す合力を F_t , 旋回スクロール背面に働く中間ガス圧力 p_m の上向の合力を F_o :

$$F_o = \pi R_{th}^2 \cdot p_m \dots\dots\dots (11)$$

とすると, 旋回スクロールとスラスト軸受との間の拘

図2 各対偶部に働く力とモーメント

束力 F_{t1} , F_{t2} は次式で与えられる⁽⁵⁾。

$$\left. \begin{aligned} F_{t1} &= (-M_m/R_{th} - F_i + F_o)/2 \\ F_{t2} &= (M_m/R_{th} - F_i + F_o)/2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

ここで、旋回スクロールに働く転覆モーメント M_m は、 x_m , y_m 軸まわりのそれぞれのモーメント M_{xm} , M_{ym} :

$$\left. \begin{aligned} M_{xm} &= -F_i \cdot y_r/2 - F_t \cos \theta \cdot B/2 + F_r \sin \theta \\ &\quad \times B/2 + (-m_s \ddot{y}_r) l_g + (f_{y1} + f_{y2}) l_0 - S_y l_s \\ M_{ym} &= -F_i \cdot x_r/2 + F_t \sin \theta \cdot B/2 + F_r \cos \theta \\ &\quad \times B/2 + (-m_s \ddot{x}_r) l_g + (O_1 - O_2) l_0 + S_x l_s \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

の合モーメントである。式(8), (9)に含まれる η は合モーメント M_m の x_m 軸からの傾きを表し、次式で与えられる。

$$\eta = \tan^{-1}(M_{ym}/M_{xm}) \dots\dots\dots (14)$$

各対偶部での摩擦がクーロンの摩擦法則に支配されるものと仮定すると、各対偶部での摩擦トルクと摩擦力はそれぞれ次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} L_q &= \mu_q \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \cdot r_q, \quad L_s = \mu_s \sqrt{S_x^2 + S_y^2} \cdot r_s \\ f_{xi} &= \mu_o |T_i|, \quad (i=1, 2) \\ f_{yi} &= \mu_o |O_i|, \quad (i=1, 2) \\ f_{ti} &= \mu_t |F_i|, \quad (i=1, 2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

μ_o , μ_s , μ_o , μ_t は各対偶部の摩擦係数を表し、 r_q , r_s はクランクピンとクランク軸の半径を表す。

4. 機 械 効 率

クランク軸回転挙動の運動方程式(5)の両辺に $\dot{\theta}$ を掛け、それをクランク軸の1回転(周期 T_0) にわたって時間積分すると、次のエネルギーに関する釣合い式が得られる。

$$\begin{aligned} W_{\text{shaft}} &= W_{\text{gas-compr.}} + \{ W_{\text{crank-journal}} \\ &\quad + W_{\text{crank-pin}} + W_{\text{oldham-ring}} + W_{\text{thrust-bearing}} \} \end{aligned} \dots\dots\dots (16)$$

ここで、

$$\left. \begin{aligned} W_{\text{shaft}} &= \int_0^{T_0} N \dot{\theta} dT \\ W_{\text{gas-compr.}} &= \int_0^{T_0} F_r r_0 \dot{\theta} dT \\ W_{\text{crank-journal}} &= \int_0^{T_0} L_q \dot{\theta} dT \\ W_{\text{crank-pin}} &= \int_0^{T_0} L_s \dot{\theta} dT \\ W_{\text{oldham-ring}} &= \int_0^{T_0} r_o \{ (f_{x1} + f_{x2}) \sin \theta \\ &\quad + (f_{y1} + f_{y2}) \cos \theta \} \dot{\theta} dT \\ W_{\text{thrust-bearing}} &= \int_0^{T_0} (f_{t1} + f_{t2}) r_o \dot{\theta} dT \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

式(16)は、電動機による軸入力 W_{shaft} が、ガスの圧縮仕事 $W_{\text{gas-compr.}}$ とクランク軸受、クランクピン、オルダムリング、スラスト軸受部分での各摩擦仕事： $W_{\text{crank-journal}}$, $W_{\text{crank-pin}}$, $W_{\text{oldham-ring}}$, $W_{\text{thrust-bearing}}$ に消費されることを示している。機械効率 η_m は次式によって定義される。

$$\eta_m = W_{\text{gas-compr.}}/W_{\text{shaft}} \dots\dots\dots (18)$$

5. スクロール圧縮機の主要諸元

5.1 基準とするスクロール圧縮機 前報⁽⁵⁾で数値解析の対象とした、スクロール曲線の主要諸元と圧縮機の機械力学定数をそれぞれ表1と表2に、電動機(同期速度3600 rpm)のトルク曲線を図3に示す。表1に示すように r_b , ϕ_{i0} , ϕ_{o0} が与えられると、式(2)より t が決まり、式(1)より r_0 が決まる。スクロール曲線の巻数は2.75である。機構の各対偶部における摩擦係数は、すべて0.027の同じ値をとるものとする。

図1に示す二つの対称な三日月形圧縮室の容積を内側より V_k ($k=1, 2$) とする。 V_k は、三日月形圧縮室の面積にスクロール高さ B を掛けることにより、次の形で求められる。

$$\begin{aligned} V_k &= 4\pi r_b^2 B \{ (\pi - t/r_b) \phi_o(k-1) \\ &\quad + 3\pi^2/2 - \pi t/r_b - (t/r_b)^2/2 \} \end{aligned} \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 $\phi_o(k-1)$ ($k=1, 2$) は図1に示す両スクロール曲線の接点 T_{o0} , T_{o1} のそれぞれのインボリュート巻角度を表し、旋回角 θ に応じてそれぞれ次式で与えられる。

$$0 \leq \theta \leq \pi/2 - \phi_{os} \text{ のとき,}$$

$$\phi_o(k-1) = \pi/2 - \theta + 2\pi(k-1) \dots\dots\dots (20 \cdot a)$$

$\pi/2 - \phi_{os} < \theta < 2\pi$ のとき、三日月形圧縮室は一つに減るので、その圧縮室番号を $k=1$ と表すと、

$$\phi_o(k-1) = \pi/2 - \theta + 2\pi k \dots\dots\dots (20 \cdot b)$$

圧縮機の吸込み容積 V_s は、 V_k の最大値、すなわち、 $\phi_{ie} = \phi_{oe} = 990^\circ$ (表1) であるので $k=2$, $\theta=0$ のときの V_k :

表1 スクロール
曲線の主要
諸元

$B=1.166 \text{ cm}$
$r_b=0.207 \text{ cm}$
$r_o=0.25 \text{ cm}$
$t=0.4 \text{ cm}$
$\phi_{i0}=0^\circ$
$\phi_{o0}=-110.77^\circ$
$\phi_{is}=0^\circ$
$\phi_{os}=-27.16^\circ$
$\phi_{ie}=990.0^\circ$
$\phi_{oe}=990.0^\circ$

表2 スクロール圧縮機の機械力学定数

$I_o=0.0422 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2$	$R_{th}=4.1 \text{ cm}$
$\ell_s=0.5 \text{ cm}$	$V_s=10.26 \text{ cm}^3$
$\ell_o=0.7 \text{ cm}$	$\mu_o, \mu_q, \mu_s, \mu_t$
$\ell_q=4.6 \text{ cm}$	$=0.027$
$\ell_s=1.9 \text{ cm}$	表3 圧縮過程の 主要諸元
$m_o=0.051 \text{ Kg}$	
$m_s=0.277 \text{ Kg}$	
$R_{or}=2.85 \text{ cm}$	
$r_q=1.0 \text{ cm}$	$p_s=0.617 \text{ MPa}$
$r_s=1.0 \text{ cm}$	$p_o=2.17 \text{ MPa}$
	$\kappa=1.32$

$$V_s = 16\pi^3 B \left(r_b^2 - \frac{7}{8\pi} t r_b - \frac{t^2}{8\pi^2} \right) \dots \dots \dots (21)$$

によって与えられる。表2に示す V_s の値 10.26 cm^3 は、表1に示す B, r_b, t の各値を式(21)に代入して求めたものである。

表3に圧縮過程の主要諸元を示す。圧縮過程が比熱比 $\kappa=1.32$ (フロン R-22 過熱蒸気の圧力 1.27 MPa 、温度 55.6°C における値) の断熱変化に従うと仮定すると、圧縮室 V_k の圧力 p_k は

$$p_k = p_s (V_s/V_k)^\kappa \dots \dots \dots (22)$$

で求められる。 $\theta=0^\circ$ のときにスクロール外周で閉じ込められた吸込み圧力 0.617 MPa のガスは、吐出し口の部分にバルブ等が設置されていないものとする、1 回転した後で第0 圧縮室と第1 圧縮室とがつながる $\theta=\pi/2-\phi_{os}$ のときの吐出し圧力 2.17 MPa まで圧縮される。圧縮過程におけるガス圧力の特性については前報⁵⁾の図7を参照のこと。

5.2 吸込み容積の異なるスクロール圧縮機 吸込み容積が増加することによって圧縮機が大形化しても、各対偶部における摩擦係数は、基準とするスクロール圧縮機の摩擦係数値 0.027 と同じ値をとるものと仮定する。

スクロール曲線の巻数 (あるいは ϕ_{ie}, ϕ_{oe}) は基準と

するスクロール圧縮機と同じであるとする。このとき、吸込み容積 V_s は式(21)で与えられる B, r_b, t の関数である。図4に、 r_b と t を変えないときの B と V_s の関係を実線で、 B と t を変えないときの r_b と V_s の関係を破線で示す。ただし、 r_b を変化させても t が一定になるように、式(22)に従って ϕ_{oo} を変化させるものとする。 ϕ_{oo} の計算値を図5に示す。 r_b と t を一定にしたとき V_s と B は比例関係にあるので、例えば V_s を2倍にするためには B を2倍に増やさなければならない。これに対して、 r_b をわずかに変えるだけで V_s を大幅に変えることができる点は、スクロール圧縮機の大きな特長であるといえる。例えば、 r_b を 0.207 cm の約 1.58 倍 (0.328 cm) にすると、 V_s は 10.26 cm^3 から 40.0 cm^3 に、すなわち約 3.90 倍になる。

B を変化させたときのガス圧縮過程は、基準とするスクロール圧縮機の場合と同じである。しかし、 r_b を変化させた場合には、式(22)で算出されるガス圧力の特性、特に、吐出し圧力の値が基準とするスクロール圧縮機の $p_0=2.17 \text{ MPa}$ と異なる。そこで、圧縮機に同じ負荷 (表4に示す吸込み圧力と吐出し圧力) を与えるためには、容積比が一定になるように ϕ_{os} の値を図5に示すように調整する必要がある。これによって、

図3 モータトルク曲線

図5 基礎円半径に対するインボリュート巻角度 ϕ_{oo}, ϕ_{os} の設定値

図7 基礎円半径に対する質量 m_s 、スラスト軸受半径 R_{th} の設定値

図4 スクロール高さ、基礎円半径と吸込み容積との関係

図6 スクロール高さに対する質量 m_s 、重心高さ l_g の設定値

図8 モータ軸出力に対するクランク軸の慣性モーメント I_o の設定値

第0圧縮室と第1圧縮室とがつながるときの旋回角 $\theta = \pi/2 - \phi_{os}$ が r_b の増加に従ってはやめられ、吐出し圧力値が一定値 2.17 MPa に保たれる。

B , r_b がそれぞれ変化すると、それに応じて旋回スクロールのいくつかの機械力学定数も変化する。 B の変化に対しては旋回軸方向の重心位置 l_g と m_s が図6に示すように、また r_b の変化に対してはスラスト軸受半径 R_{th} と m_s が図7に示すように変化するものと考えよう。これらの値は、基準とするスクロール圧縮機の旋回スクロール部分を比例的に拡大して算出した値を表している。

吸込み容積が異なると、それに応じた容量の電動機を選択する必要がある。ここでは、基準とするスクロール圧縮機のモータトルク曲線(図3)に定数 $\beta (>1)$ を掛けることによって、電動機のトルクを調節する。電動機のトルク容量が大きくなると、当然、クランク軸系の慣性モーメント I_0 も大きくなる。図8に示すように、電動機の軸出力に応じて比例的に I_0 が大きくなるものと仮定する。

6. 数値計算結果

圧縮室のガス圧力 $p_k (k=1, 2 \text{ あるいは } 1)$ は式(19)～(22)より旋回角 θ の関数として与えられるので、式(3)より旋回スクロールに働く F_t も当然 θ の関数として与えられる。したがって、電動機のトルク N (図3のトルク曲線を β 倍したもの) を回転速度 $\dot{\theta}$ の多項式で近似しておく、クランク軸の回転挙動を支配する運動方程式(5)の周期解をルンゲ・クッタ・ギル法により数値的に求めることができる。ただし、運動方程式に含まれる摩擦力と摩擦トルクはそれぞれ式(15)

で与えられるように拘束力の関数であり、さらに、拘束力は式(6)～(9)で与えられるように摩擦力と摩擦トルクおよび慣性項の関数でもある。それゆえ、繰り込み計算手法によって、各拘束力、摩擦力、摩擦トルクを求めつつ、運動方程式(5)を数値計算する必要がある。クランク軸の回転挙動が得られるとクランク軸の速度変動率および式(16)～(18)から軸入力、ガス圧縮動力、各機械摩擦損失、機械効率を得られる。

10.26 cm³ から 40.0 cm³ までの7とおりの吸込み容積の場合について数値計算した結果を表4と表5に示す。数値計算の分割数は180であり、数値計算には NEC ACOS-1000 を用いた。各吸込み容積の場合の数値計算に要した時間は約2秒である。モータトルクの乗数 β の値を調節することによって、各場合の軸平均回転速度を同じ値 56.42 Hz に設定している。旋回スクロール背面に働く中間ガス力 p_m を必要以上に大き

図9 各対偶部での機械摩擦損失

表4 スクロール高さを変えたときの数値計算結果

V_s cm ³	B cm	Speed Hz	P_m MPa	α %	W_{shaft} Watt	W_{gas-c} Watt	W_{c-j} Watt	W_{c-p} Watt	W_{o-r} Watt	W_{l-b} Watt	η_m %
10.26	1.166	56.42	0.83	0.49	649.2	525.1	52.7	58.2	0.03	13.2	80.9
15.00	1.705		0.88	0.50	951.5	769.5	77.3	85.2	0.04	19.4	80.9
20.00	2.274		0.94	0.52	1265.7	1022.6	102.9	113.4	0.05	26.8	80.8
25.00	2.842		1.01	0.53	1584.4	1278.1	128.8	142.0	0.06	35.5	80.7
30.00	3.411		1.09	0.53	1906.5	1535.0	155.0	170.9	0.07	45.4	80.5
35.00	3.979		1.18	0.53	2227.8	1790.3	181.2	199.8	0.09	56.6	80.4
40.00	4.547		1.26	0.53	2550.3	2046.4	207.5	228.8	0.10	67.7	80.2

表5 基礎円半径を変えたときの数値計算結果

V_s cm ³	r_b cm	Speed Hz	P_m MPa	α %	W_{shaft} Watt	W_{gas-c} Watt	W_{c-j} Watt	W_{c-p} Watt	W_{o-r} Watt	W_{l-b} Watt	η_m %
10.26	0.207	56.42	0.83	0.49	649.2	525.1	52.7	58.2	0.03	13.2	80.9
15.00	0.232		0.83	0.50	908.3	767.4	58.4	64.7	0.05	17.9	84.5
20.00	0.255		0.84	0.50	1181.8	1022.9	63.8	71.1	0.08	23.9	86.6
25.00	0.276		0.85	0.50	1454.4	1278.8	68.6	77.1	0.11	29.9	87.9
30.00	0.294		0.85	0.50	1726.8	1534.5	73.1	82.8	0.15	36.5	88.9
35.00	0.312		0.86	0.50	1999.1	1790.6	77.3	88.3	0.20	43.0	89.6
40.00	0.328		0.86	0.50	2273.1	2046.4	81.3	93.8	0.24	50.6	90.1

図10 軸入力、ガス圧縮動力、機械効率と速度変動率

くすると、前報⁽⁵⁾で示したように、機械効率が著しく低下する。ここでは、もっとも高い機械効率を得られる場合について検討することとし、そのために中間ガス圧力 p_m を巡回スクロールが固定スクロールに押し付けられる最小の値に、すなわち、式(12)で与えられるスラスト軸受反力 F_{t1} , F_{t2} の最小値が零になるように設定している。 B を大きくする場合(表4)、 p_m は 0.83 MPa から徐々に大きくなり、 $B=4.547$ cm ($V_s=40.0$ cm³) のときの p_m は 0.83 MPa より 0.43 MPa だけ大きい値になる。これは、 B が大きくなるに従って式(13)によって与えられる転覆合モーメントが増加することに起因する。これに対して、 r_b を大きくする場合(表5)、 p_m の増加はごくわずかである。 $r_b=0.328$ cm ($V_s=40.0$ cm³) のときでも p_m の増加分は 0.03 MPa にすぎない。

表4と表5に示した各機械摩擦損失 $W_{\text{crank-journal}}$, $W_{\text{crank-pin}}$, $W_{\text{thrust-bearing}}$ の特性を図9に示す。オルダムリング部分での機械摩擦損失 $W_{\text{oldham-ring}}$ は他の損失に比べて無視できるほどに小さい。さらに、軸入力 W_{shaft} , ガス圧縮動力 $W_{\text{gas-compr.}}$, 機械効率 η_m および速度変動率 α の各特性を図10に示す。破線が B を大きくしたときの特性を、実線が r_b を大きくしたときの特性を示す。図9より、 r_b を大きくするよりも B を大きくした場合のほうが各摩擦損失が大きくなることわかる。特に、クランク軸受部とクランクピン部分での摩擦損失の違いが非常に大きい。これらの相違に起因して、図10からわかるように、軸入力 B を大きくする場合のほうが相当に大きくなる。それゆえ、式(18)で算出される機械効率は B を大きくする場合と r_b を大きくする場合とは著しく異なる。 r_b を大きくした場合の機械効率は著しく改善されるのに対して、 B を大きくした場合の機械効率はむしろ悪くなる。両者の差は、 $V_s=40.0$ cm³ のときには9.9%に達する。 r_b を大きくしても速度変動率はほとんど変わらない。 B を大きくした場合には速度変動率がわずかに大きくなる傾向を示す。

7. 検 討

図9に示されるように、クランク軸受とクランクピン部分での機械摩擦損失が B を大きくする場合と r_b を大きくする場合とは大幅に異なった。この理由については次のように考えることができる。クランク軸受とクランクピン部分での摩擦トルクは式(15)の第1, 第2式で与えられるように、各部の軸負荷、すなわち、拘束力 Q_x , Q_y および S_x , S_y の大きさに依存する。これらの拘束力の大きさを決める主要な成分は、

式(6)と(7)からわかるように、ガス圧力が巡回スクロールを押す力 F_t , F_r である。一方、 F_t と F_r は式(3)の第1, 第2式に与えられるように、それらの大きさは B と r_b の積にほぼ比例する。 $r_b \times B$ の値は、図4に示した特性からもわかるように、吸込み容積が同じであっても B を大きくしたときのほうが大きくなる。例えば、吸込み容積 V_s が 40.0 cm³ のときの $r_b \times B$ は B を大きくした場合の方が約2.5倍ほど大きい。この倍率は、 $V_s=40.0$ cm³ における両 $W_{\text{crank-journal}}$ の比 ($207.5 \text{ Watt} \div 81.2 \text{ Watt} = 2.56$) および両 $W_{\text{crank-pin}}$ の比 ($228.8 \text{ Watt} \div 93.8 \text{ Watt} = 2.44$) にほぼ一致する。

8. 結 論

小形スクロール圧縮機(吸込み容積 10.26 cm³, 軸入力 649.2 Watt)を基準にして吸込み容積と軸入力を大きくした比較的大形のスクロール圧縮機について、機械効率と速度変動率の特性を明らかにした。吸込み容積を大きくするために、本研究では、スクロールの高さだけを大きくする方法と、スクロールの巻数は同じにしてインボリュートの基礎円半径だけを大きくする方法の二つを採用した。各対偶部における摩擦係数をすべて 0.027 と仮定し、圧縮機の運転負荷を 0.617 MPa の吸込み圧力と 2.17 MPa の吐出し圧力に設定すると、吸込み容積が 10.26 cm³ から 40.0 cm³ までのスクロール圧縮機に関して、次の結果が得られた。

(1) 各対偶部における機械摩擦損失は吸込み容積が大きくなるに従って増大するが、基礎円半径を大きくするよりもスクロール高さを大きくして吸込み容積を増やす場合のほうが機械摩擦損失の増加の割合が大きい。特に、クランク軸受とクランクピン部分における機械摩擦損失が著しく異なる。一例として、吸込み容積が同じ 40.0 cm³ のときについていえば、スクロール高さを大きくした場合の機械摩擦損失は基礎円半径を大きくした場合の機械摩擦損失よりも約2.5倍も大きくなる。

(2) 機械効率は、基礎円半径を大きくした場合には 80.9% から 90.1% に上昇する。これに対して、スクロール高さを大きくした場合には、機械効率は 80.9% から 80.2% に、わずかではあるが減少する。基礎円半径を大きくした場合とスクロール高さを大きくした場合との機械効率の差は、例えば吸込み容積が 40.0 cm³ の場合には、9.9% に達する。

(3) 速度変動率は吸込み容積が大きくなってもほとんど変化しない。細かい議論をするならば、スクロール高さを大きくした場合のほうが速度変動率がわず

かではあるが大きくなる傾向がある。

本研究に際し多大なご協力をいただいた松下電産(株)、杉山一彦氏、吉田和正氏、大内尚夫氏、佐野安彦氏、福嶋雅文氏に謝意を表す。さらに、数値計算にご協力いただいた大阪電気通信大学、尾坂昌彦氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Moore, R. W., ほか 2 名, *Purdue Compressor Technology Conference*, (1976), 417.
- (2) McCullough, J. E. and Hirshfeld, F., *J. Mech. Eng.*, (1979), 46.
- (3) Sugihara, M., ほか 3 名, *Proc. of Purdue Intrn. Compressor Engrg. Conference*, (1984), 487.
- (4) Tohjo, K., ほか 5 名, 文献(3)の 496 ページ.
- (5) 石井・ほか 4 名, 機論, 53-491, C (昭 62), 1368.
- (6) Imaichi, K., ほか 3 名, *Proc. of Purdue Compressor Technology Conference*, (1982), 275.
- (7) 今市・ほか 4 名, 機論, 49-447, C (昭 58), 1959.
- (8) Imaichi, K., ほか 4 名, 文献(3)の 259 ページ.
- (9) 今市・ほか 4 名, 機論, 51-469, C (昭 60), 2213.
- (10) Ishii, N., ほか 3 名, *Prtc. of Purdue Intrn. Compressor Engrg. Conference*, (1986), 901.