スクロール圧縮機設計上のいくつかの問題について*

森下悦生**, 杉原正浩***

Some Design Problems of Scroll Compressor

by Etsuo MORISHITA and Masahiro SUGIHARA

The design problems of scroll compressors are discussed in this paper. The critical machine element of scroll compressors is the thrust bearing when the compressors are employed for air conditioning and refrigeration, viz, very long time operation. Not only the thrust but also the moment act on the thrust bearing. The theory of Rumbarger is applied to describe the load condition of the thrust bearing. How to optimize the geometric shape of the spiral elements is also the prime interest of the designers. It is explained in this paper that the spiral geometry is able to be optimized when the stability condition, weight, thrust and outer diameter of the orbiting scroll are taken into account. The optimum design would minimize the overturning moment of the orbiting scroll when the outer diameter of the thrust bearing is predetermined.

Key Words: Fluid Machinery, Bearing, Refrigeration, Air Conditioning, Scroll Compressor

1. はじめに

スクロール圧縮機は高効率や静粛さのゆえに近年冷凍空調関係への適用が盛んである。スクロール圧縮機の実際的な問題点の一つはスラストの大きいことで、長寿命を要求される冷凍空調の用途ではスラスト軸受の設計は最も重要な過程の一つである。本報ではスラストのみでなく、モーメントも作用するスラスト軸受の荷重条件を Rumbarger の理論⁽¹⁾を採用して明らかにした。設計者の関心のあるもう一つの問題は圧縮機の行程容積が与えられた場合にどのようにしてうず巻体形状を最適化するかである。本報では行程容積を一定にして、揺動スクロールに作用する転覆モーメントや荷重、安定条件、質量、外径、すきま長さなどをうず巻体の高さ h などの関数として計算し、最適形状の決定法について考察を加えた。その結果、うず巻体形状最適化の過程のなかでは揺動スクロールの安定条件と、転覆モーメントなどが重要な要素であることがわかった。

主な記号

A : 面積
 a : 基礎円半径
 d_m : スラスト軸受平均直径
 F : 力
 h : スクロール高さ
 K : スラスト軸受定数
 M : モーメント
 m : 質量
 N : うず巻数-1/4
 n : ポリトロプ指数
 P : 圧力
 p : スクロールピッチ
 Q : 反力
 r : クランク半径
 t : スクロール歯厚
 V_s : 行程容積
 ε : スラスト反力位置/スラスト軸受半径
 δ : 変形量
 θ^* : 吐出開始角
 ω : 角速度

添字

* 昭和60年11月20日 関西支部第245回講演会において講演, 原稿受付 昭和59年12月26日.
 ** 正員, 三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1).
 *** 正員, 三菱電機(株)和歌山製作所 (〒640 和歌山市手平6-5-66).

c : 遠心力
 d : 吐出
 $\max$: 最大値
 $\min$: 最小値
 s : 吸入
 t : スラスト
 θ : 接線方向
 ϕ : 周方向

2. 転覆モーメントが作用している スラスト軸受について

スクロール圧縮機においては、揺動スクロールに作用する接線方向荷重や半径方向荷重をその作用する面内で支持することができないため揺動スクロールに転覆モーメントが生じる。したがって揺動スクロールを支えるスラスト軸受にはスラスト荷重のみならずモーメントが加わることになり、この点に関する考慮が必要となる。

Rumbarger⁽¹⁾が、ころがりスラスト軸受について検討した手法と同様な手法によって、モーメント荷重が作用するすべりスラスト軸受の簡易モデルを考えてみる。

図1に、円環状のスラスト軸受のモデルを示す。外側半径を r_o 、内側半径を r とし平均直径を d_m としてある。

軸受の最大変形量 $\delta_{\max}$ は (δ は軸方向の変形量)

$$\delta_{\max} = \delta_r + \frac{\alpha \cdot d_m}{2} \quad (1)$$

スラスト軸受の図1に角度 ϕ で示された位置にある軸受素片の変形 δ_ϕ は、幾何学的関係より

図1 転覆モーメントの作用するスラスト軸受

$$\delta_\phi = \delta_r + \frac{\alpha \cdot d_m}{2} \cos \phi \quad (2)$$

式(1)を式(2)に代入すると

$$\delta_\phi = \delta_{\max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right] \quad (3)$$

ここで

$$\epsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{2\delta_r}{\alpha \cdot d_m} \right)$$

周方向にみた負荷圏は、図1に表わされているように $\pm \phi_0$ であって、 $\phi = \pm \phi_0$ で $\delta_\phi = 0$ であるから式(3)より

$$\phi_0 = \cos^{-1} \left(\frac{-2\delta_r}{\alpha \cdot d_m} \right) \quad (4)$$

あるいは ϵ を用いて

$$\phi_0 = \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \quad (5)$$

軸受素片の δ_ϕ の変形に対してその反力 Q_ϕ は K を定数 t をべきとして次のように仮定される。

$$Q_\phi = K \cdot \delta_\phi^t \quad (6)$$

各軸受素片の反力の合計はスラストとつりあっているから

$$\begin{aligned}
 F_t &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \frac{\partial F_t}{\partial \phi} \cdot d\phi \\
 &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} Q_\phi \cdot d\phi \quad (7)
 \end{aligned}$$

ここで

$$Q_\phi = K \delta_{\max}^t \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \quad (8)$$

$Q_{\max} = K \delta_{\max}^t$ として変形すると

$$\begin{aligned}
 F_t &= Q_{\max} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cdot d\phi \\
 &= Q_{\max} 2\pi J_A(\epsilon) \quad (9)
 \end{aligned}$$

ここで

$$J_A(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cdot d\phi \quad (10)$$

図1に示された $\phi = 90^\circ$ の線に関するモーメントのつりあいから、式(9)と同様の計算によって

$$\begin{aligned}
 M &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} Q_\phi \frac{d_m}{2} \cos \phi \cdot d\phi \\
 &= Q_{\max} \frac{d_m}{2} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cos \phi \cdot d\phi \\
 &= Q_{\max} 2\pi \frac{d_m}{2} \cdot J_R(\epsilon) \quad (11)
 \end{aligned}$$

ここで

$$J_R(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cos \phi \cdot d\phi \quad (12)$$

偏心したスラスト反力位置のスラスト軸受平均半径に対する比は

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{2M}{F_t d_m} = \frac{J_R(\varepsilon)}{J_A(\varepsilon)} \quad \dots\dots\dots (13)$$

すべり軸受において軸受素片に対する荷重と変形の関係が線形で式(6)において $t=1.0$ であると仮定すれば $J_R(\varepsilon)$ と $J_A(\varepsilon)$ は容易に積分できて

$$\begin{aligned} J_A(\varepsilon) &= \frac{1}{2} \left(2 - \frac{1}{\varepsilon} \right) \quad (\varepsilon \geq 1) \\ &= \frac{1}{2\pi} \left[\left(2 - \frac{1}{\varepsilon} \right) \cos^{-1}(1-2\varepsilon) + \frac{1}{\varepsilon} \sin\{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)\} \right] \quad (\varepsilon < 1) \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_R(\varepsilon) &= \frac{1}{4\varepsilon} \quad (\varepsilon \geq 1) \\ &= \frac{1}{2\pi} \left[\left(2 - \frac{1}{\varepsilon} \right) \sin\{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)\} + \frac{1}{4\varepsilon} \sin\{2 \cos^{-1}(1-2\varepsilon)\} + \frac{1}{2\varepsilon} \cos^{-1}(1-2\varepsilon) \right] \quad (\varepsilon < 1) \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

式(14)および式(15)より

$$\begin{aligned} \tilde{\varepsilon} &= \frac{2M}{d_m F_t} = \frac{1}{4 \left(\varepsilon - \frac{1}{2} \right)} \quad (\varepsilon \geq 1) \\ &= \frac{\frac{1}{4} \sin\{2 \cos^{-1}(1-2\varepsilon)\} + \frac{1}{2} \cos^{-1}(1-2\varepsilon) - (1-2\varepsilon) \sin\{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)\}}{\sin\{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)\} - (1-2\varepsilon) \cos^{-1}(1-2\varepsilon)} \quad (\varepsilon < 1) \quad \dots\dots\dots (16) \end{aligned}$$

式(14)～(16)の各 ε に対する値を表1に示す。

運転時の荷重の計算値より $\tilde{\varepsilon}$ が求まる。この $\tilde{\varepsilon}$ より表1から ε が求まり $J_A(\varepsilon)$ あるいは $J_R(\varepsilon)$ が決定される。この $J_A(\varepsilon)$ と $J_R(\varepsilon)$ より、式(9)あるいは式(11)を用いて $Q_{\max}$ を算定できる。 $Q_{\max}$ が求まれば式(8)の関係より Q_θ が計算できて図1のようなスラスト反力の周方向分布が計算できる。負荷圏は式(4)によって計算される。式(4)を計算する場合、 $\varepsilon d_m \alpha = \delta_{\max}$ より α を、式(1)より δ_r を求める。

3. スクロール圧縮機うず巻部分の形状最適化

3.1 行程容積を一定にした場合の最適化の考え方

表1 $2M/(d_m \cdot F_t)$, $J_R(\varepsilon)$, $J_A(\varepsilon)$ の計算値

ε	$\tilde{\varepsilon} = \frac{2M}{d_m \cdot F_t}$	$J_R(\varepsilon)$	$J_A(\varepsilon)$
0	1.000	—	—
0.1	0.960	0.130	0.136
0.2	0.918	0.178	0.194
0.3	0.875	0.210	0.240
0.4	0.831	0.233	0.281
0.5	0.785	0.250	0.318
0.6	0.738	0.261	0.354
0.7	0.687	0.267	0.389
0.8	0.633	0.268	0.423
0.9	0.573	0.263	0.460
1.0	0.500	0.250	0.500
1.25	0.333	0.200	0.600
1.67	0.214	0.150	0.701
2.5	0.125	0.100	0.800
5.0	0.056	0.050	0.900
∞	0	0	1.000

空調用等の圧縮機として設計する場合、まず行程容積 V_s が与えられる。この V_s を一定に保って形状を変化させてみると例えば図2(a), (b)のような形状が考えられる。図2(b)のように背を高く設計すると、接線方向力 F_θ や遠心力 F_c などの作用によって、揺動スクロールがスラスト軸受に対して傾き始めて安定運転が不可能になる。したがってあまり背を高く設計してはいけないという一つの制限がでてくる。

次に、図2(a)のように平たく設計すると揺動スクロールはその運転中の安定という点については理想的なものになるが、ガス圧力によるスラスト F_t が外径の二乗に比例して大きくなっていくので、機械の強度を維持するために全体が重くなりすぎる傾向が生じてくる。スラストによる運転中の損失も無視し得ない。また揺動スクロールの質量も大きくなり遠心力も無視

図2 行程容積を一定に保った場合の揺動スクロールの形状

できなくなり機械設計上の立場上あまり好ましくない。したがって、あまり平たく設計するのもよいとはいえない。

このように考えると、図2(a), (b)の中間をねらって設計するのが得策であると考えられる。このような考えに基づいて、スクロールの形状を変化させながら、 F_θ , F_c , F_t など計算し最適点を探索する。ここでは、主な荷重のみに着目して概算を行う。

使用目的に応じた圧縮比を実現するため必要な渦巻の巻数 $\{N + (1/4)\}$ を与える。ここでは $N=3$ である。圧縮機としての使用条件として、吐出圧力 P_d (MPa) 吸入圧力 P_s (MPa) を与える。 P_d , P_s は空調の高圧縮比条件 (あるいは重負荷条件) 等の値を用いる。計算されるガス荷重は重負荷条件の場合のほうが高圧縮比条件より厳しいが、瞬時値としては高圧縮比条件のほうが大きい値を示すことがわかっているので計算条件として高圧縮比条件を用いる。

スクロールの最適形状を推定するのにすべての形状パラメータを変動させるのは計算を煩雑にするので設計上強度的要因から定まるスクロールの歯厚 t と台板部分の厚み δ を一定値として与える (計算して最適形状が決まったら強度検討を行い t と δ の値が妥当なものか調べる。不適当であれば t と δ を変更して再び最適形状を検討するようにすればよい)。これらのほかに圧縮機の回転角度 ω , スクロールの材質の密度 ρ (鋳鉄など), 圧縮ガスの断熱指数あるいはポリトロブ指数 n , 揺動スクロール軸長さ l などを与える。

スクロール圧縮機の行程容積を与える式より⁽²⁾, スクロールの高さ h を与えるとスクロールピッチ p は

$$p = t + \sqrt{t^2 + \frac{V_s}{(2N-1)\pi h}} \quad \text{.....(17)}$$

圧縮行程の終了する回転角 θ^* が (インポリュートと工作用バイトの干渉などから) 求まる。計算しようとする高圧縮比条件ではガス圧による方向力 F_θ およびスラスト F_t の回転角に対する変化は吐出直前で最小、吐出開始時点で最大になることがわかっている。したがって回転角全体にわたって F_t , F_θ を計算するより θ^* における最大値 (max) と最小値 (min) を計算しておくほうが便利である。これらの値は N が3の場合、次のように計算される⁽²⁾。

$$F_{\theta \min} = P_s p h \left[\left(2 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \frac{P_d}{P_s} - \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} + \left(4 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} \right]$$

$$+ \left(6 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \quad \text{.....(18)}$$

$$F_{\theta \max} = P_s p h \left[\left(4 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \frac{P_d}{P_s} - \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} + \left(6 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad \text{.....(19)}$$

$$F_{t \min} = \pi P_s p^2 \left[\frac{A_{\min}}{\pi P^2} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1 \right) + \left(3 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} + \left(5 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad \text{.....(20)}$$

$$F_{t \max} = \pi P_s p^2 \left[\frac{A_{\max}}{\pi P^2} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1 \right) + \left(5 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \times \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad \text{.....(21)}$$

ここで a を基礎半径として

$$\left. \begin{aligned} A_{\min} &= \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{2}{5} \pi - \theta^* \right)^3 - \left(\frac{3}{2} \pi - \theta^* \right)^3 \right\} - S \\ A_{\max} &= \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{9}{2} \pi - \theta^* \right)^3 - \left(\frac{7}{2} \pi - \theta^* \right)^3 \right\} - S \end{aligned} \right\} \quad \text{.....(22)}$$

S は揺動および固定スクロールの基礎円間の面積である⁽²⁾。

揺動スクロールのうず巻部分の質量は

$$m'_s = \frac{1}{2} a \Phi^2 t \rho$$

で与えられる。 Φ はインポリュート終端の伸開角で $\Phi = 2\pi N + \pi/2$ である。

図3 揺動スクロールに作用する主な力

揺動スクロールの台板の質量は

$$m_s' = \pi \left\{ p \left(N + \frac{1}{4} \right) + \frac{t}{2} \right\}^2 \delta \rho$$

で与えられる。ここで δ は台板の厚み $p \{ N + (1/4) \} + (t/2)$ は、台板の半径を表している。

揺動スクロール駆動軸の質量は

$$m_s'' = \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \cdot l \cdot \rho$$

d_s は揺動スクロール駆動軸の径、 l は長さである。質量 m_s' , m_s'' , m_s''' に作用する遠心力は

$$\left. \begin{aligned} F_{c1} &= m_s' \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \\ F_{c2} &= m_s'' \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \\ F_{c3} &= m_s''' \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (23)$$

図 4 転覆モーメント M の変化

図 5 転覆モーメント M_{max} の成分

で $p/2 - t$ はクランク半径に相当している。

これらの力が求まると、図 3 よりスラスト軸受面に対するモーメントが求まる。図 3 (a) より接線方向力 F_θ によるスラスト軸受面に対するモーメント $M_{F\theta}$ は

$$M_{F\theta} = F_\theta \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{l}{2} \right) \dots\dots\dots (24)$$

図 3 (b) より遠心力 F_{c1} , F_{c2} , F_{c3} による軸受支点に関するモーメント M_{Fc} は

$$M_{Fc} = F_{c1} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{l}{2} \right) + F_{c2} \left(\frac{\delta}{2} - \frac{l}{2} \right) \dots\dots\dots (25)$$

図 3 (c) より、スラスト F_t は、スラスト軸受中心と、揺動スクロール中心の midpoint に作用する、すなわちクランク半径 $\times (1/2)$ の点に作用するので、 F_t がスラスト軸受に対して発生するモーメント M_{Ft} は

$$M_{Ft} = F_t \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{p}{2} - t \right) \dots\dots\dots (26)$$

図 3 (b), (c) の各力は同一面内にあり、図 3 (a) の力はそれと直交している面内にあるので、これらの力によるモーメントの合計 M は次のように表される。

$$M = \sqrt{M_{F\theta}^2 + (M_{Fc} + M_{Ft})^2} \dots\dots\dots (27)$$

スクロールのスラスト軸受には等価的に図 1 のようにスラスト力 F_t とモーメント M が作用していることになる。スラスト軸受の平均直径 d_m がいつも揺動スクロールの外径の $1/2$ であると仮定すると

$$d_m = p \left(N + \frac{1}{4} \right) + \frac{t}{2} \dots\dots\dots (28)$$

スラスト反力位置のスラスト軸受中心からの偏りのスラスト軸受の半径 $d_m/2$ (実質的な外周とみなす) に対する割合は⁽¹⁾式(13)で表され、これにより、

図 6 スラスト反力の偏心率

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\varepsilon}_1 &= \frac{2M_{\max}}{d_m F_{t \max}} \\ \tilde{\varepsilon}_2 &= \frac{2M_{\min}}{d_m F_{t \min}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (29)$$

を計算する。ここで

$$M_{\max} = \sqrt{M_{F\theta \max}^2 + (M_{Ft \max} + M_c)^2}$$

$$M_{\min} = \sqrt{M_{F\theta \min}^2 + (M_{Ft \min} + M_c)^2}$$

である。さらに

$$M_{F\theta \max} = F_{\theta \max} \cdot \left(\frac{\delta}{2} + h + \frac{l}{2} \right)$$

$$M_{Ft \max} = F_{t \max} \frac{1}{2} \left(\frac{p}{2} - t \right)$$

3・2 最適形状の計算例とその評価 $N=3$, 行程容積 $V_s=88$ cc/rev, スクロール歯厚 $t=4$ mm, スク

図 7 ガス荷重, 遠心力の変化

図 8 質量の変化

ロール台板厚 $\delta=6$ mm, 吐出圧力 $P_d=3.06$ MPa, 吸入圧力 $P_s=0.196$ MPa, 回転速度 $\omega=377$ rad/s (60 Hz 3 600 rpm), ポリトロプ指数 $n=1.1$, 揺動スクロール軸長 $l=40$ mm, 材質密度 $\rho=7.2$ g/cm の場合の計算例について述べる。

図 4 は, 転覆モーメント M ($M_{\max}$ および $M_{\min}$) のスクロールの高さ h に対する変化を表している。この例においては, $h=1.5$ cm 付近に $M_{\max}$ および $M_{\min}$ の最小値が存在している。

図 5 は転覆モーメント $M_{\max}$ の成分について示したものである。 h が 1.5 cm より大きくなると接線方向力 F_θ による転覆モーメントの成分が大きくなり, 転覆モーメント M が大きくなっていく。 h が 1.5 cm より小さくなると, 遠心力およびスラストによる転覆モーメントの成分が大きくなり, 転覆モーメント M が大きくなっていく。最小値が存在するのはこれらの理由による。

幾何学的な理由によって, スラスト軸受の寸法が決まっている場合は, 揺動スクロールの運転中の安定から最小転覆モーメントになる $h=1.5$ cm 付近で設計するのが好ましい。しかし, もしスクロールの外径に比例した寸法のスラスト軸受を採用できるならば, スクロールの歯高 h cm が小さくなって転覆モーメント M が大きくなっても, スラスト軸受の外径を大きくして対抗できるので, 安定を問題にするならば必ずしも $h=1.5$ cm で設計するべきであるという結論はでてこない。

スクロールの外径に比例した寸法のスラスト軸受を採用できる場合, 転覆モーメント M が作用した場合

図 9 ピッチ, クランク半径の変化

のスラスト反力の作用位置の偏り具合は式(29)で表わされる。 $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ をスクロールの高さ h を変化させて計算すると図6のようになる。図6から、スラスト軸受の外径を揺動スクロールの外径に比例して設けることができる場合には、スクロールの高さ h が小さいほど、すなわちスクロールが薄いほど安定の度合が大きくなることがわかる。 $h \geq 2.18 \text{ cm}$ では $\varepsilon_2 \geq 1$ となって、不安定な領域⁽²⁾に入ることがわかる。したがって少なくともこの計算からは $h < 2.18 \text{ cm}$ で計算しなければならない。これは h の上限を与える。

それでは、図6から示されるようになるべく薄いスクロールを作ればよいのか否かを検討してみる。

図7は、スクロールの高さ $h \text{ cm}$ に対するスラスト $F_{t \max}$ 、接線方向力 $F_{\theta \max}$ および遠心力 F_c (F_{c1} と F_{c2} のみの合計)の変化を表している。 h が小さくなるに従ってスラスト力 $F_{t \max}$ が急激に増加してくることがわかる。スクロールの外径が大きくなるのだから当然である。遠心力 F_c も h が小さくなると大きくなっている。接線方向力 $F_{\theta \max}$ は両者と逆の傾向を示す。遠心力 F_c と接線方向力 $F_{\theta \max}$ の合力は $\sqrt{F_{\theta \max}^2 + F_c^2}$ で、これは $h = 1.1 \text{ cm}$ 付近で最小値を示す。この図から、スラスト F_t が例えば 9.8 kN を越えると、構造上、スクロールを軸方向にかなりお厚く製作しないと、強度

図10 スクロールピッチと揺動スクロール外径

図11 漏れ長さ

図12 最適形状の決定

上の問題が生じると仮定すればあまり h を小さくすることは得策でない。したがって、図 7 で $F_{t\max} < 9.8$ kN という条件を設けるならば $h > 1.53$ cm という条件がでてくる。スラスト $F_{t\max}$ があまり大きいと、スラスト軸受における損失が無視できなくなり、この点からも $F_{t\max}$ が大きいのは好ましくない。

図 8 はスクロールの高さ h に対して、揺動スクロールのうず巻と台板の質量 m_s を計算したものである。この図より最も軽くなるのは $h = 3.1$ cm 付近である。 $h \geq 2$ cm までは h の変化に対して質量 m_s の変化は小さいが、 $h < 2$ cm では m_s が急増する。これは、揺動スクロールの台板の質量 m_s が外径の二乗に比例して大きくなるからである。コストの点から、例えば $m_s < 1200$ g が望ましいという要請があれば $h > 1.46$ cm で設計すべきである。

図 9 はスクロールの高さ h に対して、うず巻のピッチ p 、クランク半径 $r = \{(p/2) - t\}$ の変化を表している。行程容積 V_s を一定に保って h を小さくしていくと、 p および r が大きくなるのがわかる。

図 10 はスクロールのうず巻のピッチ p に対して、揺動スクロールの外径がどのようになっているかを表したもので、もし外径が 15 cm より小さいほうがよいという条件が寸法上課せられたら $p < 2.25$ cm に設計すべきで、この場合、図 9 より $h > 1.72$ cm となる。

図 11 は、圧縮機吸入行程完了時の漏れ線（シール線）長さの合計（ $N=3$ では $12\pi p + 6h$ ）を h に対して求めたもので $h = 3.7$ cm 付近で最小値をとる。 $2 < h < 4$ cm ではこの値はほとんど変化しない。漏れ線長さは短いほうがよく、例えば（漏れ線長さ） < 100 cm が必要な時は $h > 1.4$ cm にすべきである。あまり平たいスクロールを作ると漏れ線長さが急増して効率の面から不利である。図 11 より、幾何学的には軸方向すきまの漏れ長さ（ $12\pi p$ ）の割合が大きい。半径方向すきまの漏れ長さの割合は幾何学的には小さい。

以上の議論を整理してみると、図 12 が得られる。図においては、まず安定限界はまず守らねばならぬ第一条件で $h < 2.18$ cm がでてくる。質量上限（ $m_s < 1200$ g）、スラスト条件（ $F_t < 9.8$ kN）、外径上限（外径 < 15 cm）はこの計算ではいずれも一つの想定条件で決定的にはなり得ないが、この三つを考慮して、大略 $h > 1.4$ cm が得られる。この下限は、最小転覆モーメントを示す h に近い。最小軸受負荷、すなわち、遠心力と接線方向力の合計の最小値は下限条件（ $h > 1.4$ cm）より

小さい h で生ずるのでこの計算例では決定要因にならない。最小重量、最小漏れ長さは安定条件（ $h < 2.18$ cm）外に存在するので、これも決定要因にはなり得ない。結論として、 $1.4 \text{ cm} < h < 2.18 \text{ cm}$ が得られる。このとき $0.57 < h/p < 1.05$ となっている。

決定例として、 $V_s = 88 \text{ cc/rev}$, $\delta = 0.6 \text{ cm}$, $t = 0.4$ cm の場合

$$h = 2.0 \text{ cm}$$

$$p = 2.12 \text{ cm}$$

$$r = 0.66 \text{ cm}$$

$$h/p = 0.94$$

このとき

$$M_{\max} = 131 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$F_{s\max} = 3.80 \text{ kN}$$

$$F_{t\max} = 7.76 \text{ kN}$$

$$F_c = 1.02 \text{ kN}$$

$$m_s = 1088 \text{ g}$$

$$\bar{\varepsilon}_1 = 0.476$$

$$\bar{\varepsilon}_2 = 0.886$$

4. ま と め

スクロール圧縮機を設計しようとする場合に生ずる問題について検討し、次のようなことを明らかにした。

(1) スクロール圧縮機のスラスト軸受においては、スラストのみならずモーメントも同時に作用する。Rumbarger が、ころがりスラスト軸受に対して用いた手法をすべりスラスト軸受に採用して、スラスト軸受面における反力分布の計算法を導いた。

(2) スクロール圧縮機のうず巻部分の最適形状決定法について考察を加えた。行程容積を一定として与えた場合、スクロールの高さ h を変化させると、 h の上限は揺動スクロールの安定条件によって定まる。 h の下限は、揺動スクロールの質量、それに作用するスラスト、あるいはその外径などに対する制限から決めることができる。またスラスト軸受の外径が与えられている場合には、転覆モーメントが最小になるように設計することも可能である。

文 献

- (1) Rumbarger, J. H., *Machine Design*, 34-4 (1962), 172.
- (2) Morishita, E., *Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference-at Purdue*, (1984), 487.

討 論

〔質問〕 柳 沢 正〔静岡大学工学部〕

スクロール体に作用する力の解析に基づき、安定限界および最適形状を評価されたことに敬意を表す。

(1) 任意の行程容積に対して安定限界あるいは最適形状を与える一般的な寸法（例えば高さピッチ比 h/p や無次元高さ $h/\sqrt[3]{V_s}$ の値など）についての検討データがあればお示し願いたい。

(2) スクロール体のスラストの支持方法には、ころがりスラスト軸受による方法、ボールカップリングによる方法、中間背圧による方法など種々あるが、支持方法と安定限界や最適形状との関係についてお考えがあればご教示願いたい。

〔回答〕 (1) 任意の行程容積に対して適切な形状を与える一般的な寸法比 h/p についてはデータを保有していないが、数種類の行程容積について巻数を3前後とした場合には $h/p \approx 1$ 付近で諸条件を満たしやすいということは経験的に理解している。ただし、これはコンプレッサの設計指針に依存するもので、本論文で提案する手法ではそのような結果を得るということである。

(2) スラストの支持方式の形式にかかわらず、揺動スクロールの外周側を支承するのが転覆モーメントに対抗して機械的安定を実現するために理想的であると考えられる。さらにスラストを揺動スクロールの外周側で支承できるならば、その条件で最小転覆モーメントになる渦巻形状を選択するのが好ましいと考えられる。しかし実際の機械では安定を確保しつつ $h/p > 1$ として、図 11 に示される最小シール線長さをねらって設計されたものも見受けられる。

〔質問〕 倉 田 公 雄

〔石川島播磨重工業(株)技術研究所〕

スクロール圧縮機の設計上の問題点を Rumberger の理論により検討を加え明らかにされた貴論文を大変興味深く拝見した。

機械的安定性の面から、最適設計法を検討されているが、圧縮機の性能（機械損失+流体損失）の面から評価した場合は、どのようになるのか。

〔回答〕 スクロール圧縮機の形状を性能の面から評価する場合、圧縮行程中のガス漏れと吐出行程の圧力損失を主に考慮するべきであると考えられる。本研究の範囲においても、図 11 にシール線長さが求められており、これを最小にすることが、ガス漏れを最小にすることに直接関係していると考えられる。しかし、

機械的安定性を第一条件とする場合は、最小シール線長さになる渦巻形状は条件を満たさないというのが本論文の主旨である。結論として、流体損失のうちガス漏れによる分はシール線長さで評価しているということになる（流体損失のうち、吐出抵抗によるものは、著者らの研究^(付1)に示されており、性能評価の近似モデルは確立されていると考えている）。

機械損失は本論文の範囲には直接含まれていないが、ガス荷重や転覆モーメントに関する損失の解析モデルは著者らによって提案されており^(付2)^(付3)、それを用いて最適化が可能であると考えている。しかし、機械損失は圧縮動力に比して小さいので、最適化においては二次的な影響しか与えないと考えられる。

〔質問〕 山 崎 慎 三

〔東京都立工業高等専門学校〕

スクロール圧縮機の設計に対し、有益な指針を与えられたことに敬意を表す。

(1) スクロール高さの最適値は、性能（例えば容積効率）の点からも検討する必要があると思われるが見解を伺いたい。

(2) 貴論文にて扱った圧縮機の構造を示し、図 11 におけるシール長さ、軸方向すきま、半径すきまについて具体的な説明をして頂きたい。

〔回答〕 (1) 倉田氏への回答をご参照いただきたい。

(2) スクロール圧縮機の構造及び論文図 11 におけるシール線長さ、軸方向すきま、半径方向すきまの説明は、著者らによる文献^(付4)の図 21, 22 に詳細が示されているのでご参照いただきたい。

〔質問〕 谷 垣 龍 平〔三菱重工業(株)〕

(1) モーメント大であれば、現象的にはどのようなことが発生するか。

(2) 揺動スクロール、揺動中心と揺動スクロールの重心は一致している検討結果か。

〔回答〕 (1) モーメントが極端に大きくなる場合を付図 2(a) に示す。これは、ガス圧などでスラストが相殺されたような状態で、ラジアル軸受と揺動スクロールが片あたりになったり、スラスト軸受の片側に極端な荷重が加わったりする。このような状態では

(付1) 角田・森下, 第19回空気調和・冷凍連合講演会論文集, (昭60), 17.

(付2) 森下・ほか2名, 機論, 51-466, B編(昭60), 1981.

(付3) 森下・ほか3名, 文献(付2)の1988ページ.

(付4) 森下・杉原, ターボ機械, 13-4(昭60), 209.

付図 1

機械的な信頼性は実現しにくいと考えられる。これを避けるためには、付図 2 (b) に示されたように、本来揺動スクロールに加わっているスラストによりラジアル荷重によるモーメントに対抗する方法や逆スラストを背圧により加える方法などが用いられる (スラストを軽減しようとする、付図 2 (a) のような不安定が生ずることを、現在採用されている機構では考慮して

付図 2

おく必要がある。静圧軸受などに加わっているスラストにつり合った反力が生じるようなものではこのような問題は生じない)。

(2) 本検討はご指摘のように、揺動スクロールの重心がその駆動中心と一致しているとした場合のものである (渦巻部の重心は通常ずれているが、その場合は揺動スクロールの駆動軸まわりに遠心力によるモーメントが発生しオルダム継手を介して、周方向の振動を大きくするものと考えられる。これを避けるためにバランスをとったものなどが見受けられる)。