

スクロール圧縮機の研究

森 下 悦 生

要 旨

本研究は近年その高効率や静粛さの故に注目されているスクロール圧縮機の開発研究に関するもので、1976年から1984年まで8年間にわたって三菱電機(株)中央研究所で行なわれたものである。

スクロール圧縮機は1905年フランス人 Léon Creux によって発明されたとされ、アメリカ合衆国にて特許が取得されている。以後欧米各国で各種の考案が特許化されている。スクロール圧縮機に関する実地的な技術のうちで最も重要なものは、各種容積形圧縮機と同様にシールであってチップ・シールと従動クランク機構によって実現されている。チップ・シールに関しては既に Léon Creux によって提案されており、従動クランク機構についても古くから同様の考え方が知られている。

欧米圏の発展に続いて1970年代半ば以後我国においていくつかの研究チームによってスクロール圧縮機の開発が行なわれた。その結果1980年代になってシールの採用や駆動機構の改良により、圧縮機としての技術が確立されるに至った。筆者らは空調用の全密閉形スクロール圧縮機の研究・開発を行ない3.75 kWクラスのものを1984年度より実用に供している。

本論文はこのようなスクロール圧縮機の開発研究の過程で行なわれた理論的及び実験的な検討をまとめたもので、第1章においては、スクロール圧縮機の技術的な発展と従来の研究の概要について述べ、さらに筆者の研究の過程について解説を行なっている。第2章においては筆者らが開発した全密閉形空調用スクロール圧縮機の構造について解説を行なっている。全体構成やその作動形体について述べ、

固定スクロールや揺動スクロールまでの主要部品について構造を詳述している。第3章においては円のインボリュートを用いたスクロール圧縮機の幾何理論を扱い、行程容積やガス圧縮に伴う荷重などについて解析を行なっている。第4章においてはスクロール圧縮機の可動部について運動解析を行ない、揺動スクロールやオルダム継手の挙動を明らかにしている。また従動クランク機構を用いた場合のメカニズムについても検討している。第5章においてはスクロール圧縮機を設計する場合に生ずるスラスト軸受荷重分布の問題や渦巻体形状の最適化の手法について論じている。第6章においては、実験機を用いて圧縮機の能力及び効率測定、内圧測定及びトルク測定を行なった結果について述べ解析結果との比較検討も含めて考察を加えている。第7章においては本研究の結論がまとめられており、さらに今後の展望について述べている。

Abstract

The scroll compressor has been studied theoretically and experimentally, and it currently attracts designers' attention because of its high efficiency and its low noise/vibration. This research work was conducted at the Central Research Laboratory, Mitsubishi Electric Corporation, during the period between 1976 and 1984.

The scroll machine was invented in 1905 by Creux, a Frenchman and was patented in the United States. Thereafter many technical modifications were attempted, although they were not commercially realized. The sealing mechanism is the key tech-

nology of the scroll compressor. The tip seal and the compliant crank are employed to seal the axial and the radial clearances. The tip seal was presented by Creux in 1905, and the compliant crank mechanism was proposed.

The commercialization of the scroll compressor was attempted in the 1970's by several research groups in Japan which were stimulated by European and American research efforts. The first practical scroll technologies employing the above mentioned sealing techniques were established in Japan in 1981. The author has studied the machine analytically and experimentally for air conditioning application. The 3.75 kW hermetic scroll compressor was introduced into the market in 1984.

This thesis presents and summarizes the theoretical and experimental results which were obtained during the course of the scroll compressor development. In chapter 1, the previous works are reviewed and the development by the author is also presented. The structural features of the scroll compressor are explained in Chapter 2. The assembly and the parts of the machine (the fixed scroll and the orbiting scroll, etc.) are shown, as well as the function and the movement of the machine.

In chapter 3, the geometric theory of the scroll compressor is introduced; it employs the involute of a circle. The displacement volume and the gas force are obtained.

The dynamic behavior of the moving parts of the compressor is clarified in Chapter 4. The motion of the orbiting scroll and the Oldham coupling is obtained. The mechanism of the compliant crank is also studied.

The design problems are solved in Chapter 5. The analytical expression is presented for the thrust reaction with the overturning moment. The method for optimizing the spiral geometries is also discussed.

The scroll machine is tested in Chapter 6 and the performance and the efficiency are measured. The pressure of the compression chamber is also measured by the pressure transducers with personal computers. The torque during the operation is obtained. The experimental results are compared to the theoretical predictions.

The research work is summarized in Chapter 7 and the conclusions are shown. Also, future works are presented.

主 な 記 号

a	基礎円半径
A	面積
d	直径
e	偏心量
f	力
F	力
g	重力加速度
h	スクロール・高さ
I	慣性モーメント
l	長さ
m	質量
M	モーメント
p	スクロール・ピッチ
P	圧力
Q	反力
r	クランク半径
S	面積
t	スクロール・歯厚
u	速度
x	座標
X	座標
y	座標
Y	座標
z	軸方向位置

α	角 度
β	角 度
ε	反力位置 / スラスト軸受半径
η	効 率
θ	回 転 角
κ	比 熱 比
ρ	圧 力 比
ϕ	伸 開 角
ω	角 速 度

添 字

B	軸 受
c	遠 心 力
d	吐 出
m	慣 性 力
o	オルダム継手
r	半径方向
s	吸 入
t	スラスト方向
x	x 方 向
y	y 方 向
θ	接線方向
1, 2, 3, 4	オルダム継手面

目 次

	頁
要 旨	(i)
Abstract	(ii)
主な記号	(v)
第 1 章 スクロール圧縮機の技術的发展	1
1.1 はじめに	1
1.2 初期のスクロール圧縮機	3
1.3 米国 ADL におけるスクロール圧縮機の研究	8
1.4 日本におけるスクロール圧縮機	17
1.4.1 平賀らによるスクロール圧縮機	17
1.4.2 池川らによるスクロール圧縮機	20
1.4.3 筆者らによるスクロール圧縮機	21
第 2 章 スクロール圧縮機の構成と作動	25
2.1 全体構成と作動	25
2.1.1 全体構成	25
2.1.2 スクロール圧縮機の作動	28
2.2 各部品の構成	29
2.2.1 固定スクロール	29
2.2.2 揺動スクロール	30
2.2.3 主軸受ハウジング	31
2.2.4 スラスト軸受	32
2.2.5 オルダム継手	33
2.2.6 オルダム継手と軸受ハウジング	34
2.2.7 主 軸	36
2.2.8 偏心ブッシュ	37

2.2.9	給電系	39
第3章	スクロール圧縮機の幾何理論	41
3.1	インボリュート曲線	41
3.2	円のインボリュートの性質	41
3.3	円のインボリュートを用いたスクロール圧縮機	43
3.3.1	行程容積と組込容積比	43
3.3.2	揺動スクロールに作用する圧力による荷重の算定	46
3.3.3	揺動スクロールを駆動するトルク	48
3.3.4	理論的な吐出流速	49
3.3.5	円のインボリュートの重心	50
3.3.6	スクロール圧縮機のシール長さ	52
3.3.7	組込容積比が一定であるために生ずる消費動力の増加	52
3.4	圧縮過程の解析	53
第4章	スクロール圧縮機の運動解析	57
4.1	固定半径クランクの場合のモデル	57
4.1.1	揺動スクロールとオルダム継手の運動方程式とその解	57
4.1.2	揺動スクロール軸受に作用する荷重の算定	62
4.1.3	圧縮機を駆動するのに必要なトルク	62
4.1.4	圧縮機を駆動するのに必要なパワー	63
4.1.5	揺動スクロールに作用する転覆モーメント	63
4.1.6	計算例	65
4.2	従動クランクを用いた場合のモデル	68
4.2.1	従動クランク機構の概略	68

4.2.2	従動クランクを用いた場合の半径方向シール力	68
4.2.3	従動クランクを用いた場合の 揺動スクロールのモデル	70
4.2.4	従動クランクを用いた場合の転覆モーメント	71
4.2.5	計 算 例	73
4.3	圧縮機全体としてのメカニズム	74
4.3.1	ロータ系に作用する力	74
4.3.2	ステータ系に作用する力	75
4.3.3	従動クランクの場合	75
4.4	スクロール圧縮機の振動モデル	76
4.4.1	スクロール圧縮機の周方向振動モデル	76
4.4.2	スクロール圧縮機周方向振動の計算例	78
第 5 章	スクロール圧縮機設計時のいくつかの問題点	80
5.1	転覆モーメントが作用しているスラスト軸受について	80
5.2	スクロール圧縮機渦巻部分の形状最適化	83
5.2.1	行程容積を一定にした場合の最適化の考え方	83
5.2.2	最適形状の計算例とその評価	88
第 6 章	スクロール圧縮機の特性試験	93
6.1	スクロール圧縮機の性能	93
6.2	スクロール圧縮機の内圧測定	95
6.2.1	測 定 方 法	95
6.2.2	測 定 結 果	97
6.3	圧縮過程の解析と実験の比較	100

6.4	ガス圧による荷重及びトルク	101
6.4.1	荷重及びトルクの算定	101
6.4.2	理論との比較	103
6.5	スクロール圧縮機のトルク変動測定	105
6.5.1	実験系の構成	106
6.5.2	実験結果	106
6.5.3	解析との比較	108
第7章	結 論	111
7.1	従 来 研 究	111
7.2	スクロール圧縮機の構造	111
7.3	幾 何 論 論	112
7.4	運 動 解 析	113
7.5	設計上の問題	114
7.6	特 性 試 験	115
7.7	お わ り に	116
付録 1.	スクロール圧縮機の吸入行程における過給	120
付 1.1	基礎方程式	120
付 1.2	吸入行程のモデル化と計算例	121
付録 2.	シール機構の効果	123
付 2.1	シール機構の意味	123
付 2.2	シール機構の効果	124
謝 辞		
参考文献		
図 表		

第 1 章 スクロール圧縮機の技術的發展

1.1 はじめに

スクロール圧縮機は、近年実用化が相次いでおり、その高効率や静粛性が注目されている。この圧縮機は今世紀の初頭に米国で特許が取得されており作動原理が図 1.1 に示されている。図において(1)は固定スクロール、(2)は揺動スクロール、(3)は圧縮室、(4)は吐出口、 O_1 は固定スクロールの中心、 O_2 は揺動スクロールの中心である。固定スクロール(1)および揺動スクロール(2)は同一形状の渦巻で構成されておりその形体は円のインボリュートである。図 1.1 において、固定スクロール(1)は静止しており、揺動スクロール(2)は、固定スクロール(1)と組合わされて、その姿勢を空間に対して変化させないで $O_1 \sim O_2$ の距離を一定に保って揺動を行ない、図 $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ のように運動する。揺動スクロール(2)の揺動に伴って、固定スクロール(1)及び揺動スクロール(2)の間に形成される三日月状の圧縮室(3)は順次その容積を減じガスは圧縮されて吐出口(4)から吐出される。

現在に至るまでスクロール圧縮機を開発する数多くの試みがなされたが、商業的に生産されるまでには至らなかった。この理由の一つとしては、シール技術に対する認識が不足していたことが挙げられる。他の理由としては合理的な駆動機構を設計し得なかったことが考えられる。

1970年代に入って米国ADLでスクロール圧縮機に関する実地的な研究が行なわれ、ガス漏れの生ずる部分は、軸方向及び半径方向のすきまであり、これらをシールする必要性が強調されている。さらに、これらのすきまからのガス漏れを少なくするのに、すきまを

管理したり、渦巻体どうしを自由度がないように機械的に接触せしめたりするのではなく、シール面の形状に追随しつつ接触してシールを行なう方式を提案している。即ち軸方向すきまについてはチップ・シールを、半径方向については従動リンク（又はクランク^{*}）を用いる方法である。チップ・シールはスクロール圧縮機の最初の特許においても示されている。また、従動リンクについても古くから類似の構造が提案されている。

このように追従式のシール手段の重要さが再認識されて後、わが国においても実用化を意図した開発研究がいくつかのチームによって行なわれた。1981年ごろに前述の2つのシール技術を改良したカーエアコン用の圧縮機が実用に供された。この圧縮機の特長は、回転数に依存しない半径方向すきまのシール機構を有していることである。自動車のエンジンは回転数が広範囲に変化するため、遠心力を利用したシール機構では高速で過度の押付け力が発生すること、低速では押付け力が不足することが問題となるためにこのような発明がなされた。

さらに1983年以後、空調用の全密閉形圧縮機が市場に現われている。シール機構としては、軸方向すきまについては背圧法を、半径方向すきまについては工作精度と組立精度で対応する試みがなされている。同じような用途で、筆者らは揺動スクロールの安定を考慮して低圧シェルを採用したスクロール圧縮機でシール機構が効率向上に大きな役割を果すことを実験的に確認している。

本章では、スクロール圧縮機の発明から現在に至るまでの特許や技術文献についてレビューを行なってその進歩の過程を明らかにした。

* 従動クランク，従動リンク及び可変半径のクランクは同意 (compliant crank)

1.2 初期のスクロール圧縮機

スクロール圧縮機は、フランス人 Creux によって発明され、米国において特許⁽¹⁾が取得されている。スクロール圧縮機の圧縮部を構成する対の渦巻体は、円のインボリュート（伸開線）を用いており、駆動機構については両方の渦巻体が運動するものと片方が静止、片方が運動するものが示されている。また揺動スクロールに作用するスラストを相殺するために両面に渦巻体を設けたものもこの特許のなかで既に提案されている。さらに渦巻体の先端部にバネで力を付加されたチップ・シール部材を組込んだシール機構を提案している。

Glasgow⁽²⁾ は中心部を貫通したクランク軸を有する膨張機を提案しており揺動スクロールの姿勢を維持するために、クランク軸の他に偏心ピンを2ヶ用いている。膨張機を2段にすることも示されている。

Rolkerr⁽³⁾ は対の渦巻体を偏心した数個のピンで接続し、外周に設けた歯車によって両方の渦巻体をその中心まわりに回転させ、両者の相対運動によって圧縮を行なうような機構を用いている。いわゆる全系回転の方式の初期のものと考えられる。渦巻部分を溝部に挿入するという考え方も示されている。

Nordi⁽⁴⁾ はスクロール・ポンプを考案しており、渦巻数は約1.5巻で、2本のクランク軸で駆動するようになっている。揺動側の渦巻体の中心部を厚くして、駆動軸の1つが貫通するような構造を用いている。歯車を用いて2つのクランク軸の同期をとる。

Hansa-Metallwerke^{(5),(6)} はスクロール流体機械の構造について、片方を固定するもの、両者の中心部に継手を設けて全系回転させるもの、揺動スクロールを背中合せにしてスラストを相殺する

ものなどを示している。

Johnson⁽⁷⁾ は今日ボール継手としてスクロール圧縮機に用いられている機構を提案している。

Ekelöf⁽⁸⁾ は容積形の回転式圧縮機やポンプの軸方向と半径方向のすきまをシールする機構を示している。軸方向すきまのシールにはバネ圧やガス圧を用いる事が示されている。半径方向すきまのシールには、今日スクロール圧縮機で用いられている従動リンク機構が考案され、回転ピストンの遠心力及び圧縮荷重の分力を用いて半径方向の分力を発生させるような偏心ブッシュを用いている。偏心ブッシュに振れ止めを設け、破損防止や摩耗防止の対策を行なっている。

フランスの会社⁽⁹⁾ より、揺動スクロールの角度維持を歯車で行なう構造が示されている。

Rigaut⁽¹⁰⁾ は円弧を組合せた渦巻状のものなどを揺動運動させてポンプ作用を行なう機構を提案している。渦巻体の断面形状は矩形以外のものが提案されている。

フランスの会社⁽¹¹⁾ よりスクロール流体機械などの揺動運動を行なうものについて可変半径のクランク機構を用いて半径方向分力を発生せしめ、半径方向すきまの密封を行なうことが示されている。本来のクランク半径より長いアームを設け、その先端からクランク偏心中心に伸びるアームが、先端の回りに回転自在になるような構造となっている。

Montelius^{(12),(13),(14)} はスクロールの駆動軸を偏心させて全体を回転させて圧縮を行なう機構を提案している。一方の軸を中空にし、他方の軸をその中空部に配し各々に取付けられた歯車を、別に設けられた歯車で同時に駆動し両者の角度的関係を維持する。渦巻体を

台板の両側に設けてスラストを相殺するような構造も示されている。

Mikulasek⁽¹⁵⁾は軸方向及び半径方向のすきまを、バネによって機械的にシールする方法を明示している。渦巻体相互間の位置関係の維持手法としては、偏心したリングを用いる方法の他に、オルダム継手を用いて偏心した2軸の回りに渦巻体を全系回転させる方法や、Rolkerr⁽³⁾の方法と同様に渦巻体の周辺に歯車を設けて駆動する方法を考案している。

Mikulasek⁽¹⁶⁾は途中で不連続になっている3組の渦巻体を用いたスクロール形流体機械を考案し3本のクランク軸を用いて、それを1個の歯車で駆動している。

Olaer-Marine⁽¹⁷⁾は、対のスクロールを各々の軸の回りに回転させる全系回転の機構を示している。この場合吐出ガスは一方のスクロールの駆動軸を中空にして、その中を通して取出す。対のスクロールの角度的な位置関係を維持するために、各々の駆動軸に設けられた歯車を別に設けられた別の駆動軸で駆動する。両スクロールを複数個の偏心継手で結合する方法も示されている。2段にして膨張機として用いる方法についても解説されている。

Girvin^{(18),(19)}は数個の偏心リング形のクランクを用いて対の渦巻体の位置関係を規制し、渦巻体をその中心回りに回転させる全系回転の機構を提案している。

Jones⁽²⁰⁾はスクロール・ポンプを考案し、現在用いられているような構造のクランク軸を示している。軸方向力を付与してシールを行なうためにバネを揺動スクロールの背面に設けている。揺動スクロールに作用するスラストを相殺するために両側にスクロールを設ける構造はCreux⁽¹⁾のものと同じである。シールをよくするために固

定スクロールをゴムなどの弾性体で作る案も示されている。

Audemar^{(21),(22)}はスラストを相殺するためにスクロールを両側に設け、軸受の半径方向荷重を軽減するために180°位相をずらせて2組の揺動スクロールを駆動する機構を提言している。組込容積比をかせぐために、数個のクランク機構を揺動スクロールの周辺部に配置した構造をもっている。

Schwerdhöfer⁽²³⁾はオルダム継手の摺動面にころがり軸受を設けて摩擦を小さくする提案をしている。

Moriyama⁽²⁴⁾はバンケル形のロータリ・エンジンのサイド・シールについて、U字状の弾性体の溝にさらに金属のバネを挿入して、弾性体が長期運転の後弾性を失ってもシール効果を発揮できるような構造を提案している。このようなサイドシールの構造はスクロール圧縮機のチップ・シールにも応用される。

BushとHufnagel^{(25),(26)}はアルキメデス螺線やインボリュートを用いてスクロール・ポンプやモータを構成している。渦巻体を両面に設けてスラストを相殺する方法、渦巻体の中心部に偏心部を設けて駆動する方法、すりこぎ運動をする駆動機構等を提示している。

DvorakとLepsi⁽²⁷⁾は円のインボリュートを用いるポンプを提案している。加工法として直線運動と回転運動を重ね合わせる事を示している。この手法は筆者らによっても試みられている⁽⁸¹⁾。駆動機構としてポンプの中心部を貫通するクランク軸を示している。両面にスクロールを用いてスラストを相殺する方法や、圧縮ガスによって軸方向の密封力を得る構造についても言及している。またスクロール表面に適当な弾性体を貼り付けてシール性を良くすること、2対のスクロールを用いる構造、歯車によって対のスクロールを全系回

転させる構造なども提案されている。

Sugahara⁽²⁸⁾は、3本の等間隔のリンクを用いて偏心した2本の平行軸を駆動する継手を考案している。揺動スクロールの角度維持機構に応用される。

Vulliez^{(29),(30)}は圧縮機構部をダイアフラムを用いて駆動機構から分離し、油が入りこまないようにした乾式の真空ポンプを提案している。駆動機構は、揺動スクロールの外周に等ピッチで3本のクランク軸を設け、そのうちの1つに駆動源を接続している。乾式のためスクロールは非接触構造となっている。スクロール中心部の歯を厚くして、圧力に耐えるようにしたり漏れを少なくしたりする工夫も見られる。(近年クリーン・ポンプとして見直され始めている。⁽⁸⁴⁾)

Bennett と Hatfield⁽³¹⁾はスクロール・ポンプあるいはモータを考案している。スクロールの伸開角は 3π 前後で、駆動機構はピボット軸受を中心にしたすりこぎ運動を利用している。ポンプ圧自身で軸方向のシールを実現し、半径方向のシールは駆動機構に半径方向の分力が発生するような溝を設け、さらに溝内にバネを挿入して半径方向力を付加するような構造を用いて実現している。スクロールの角度的な位置を規定するのにオルダム継手を用いている。この考案において、半径方向と軸方向のすきまを同時にシールすることが提案され、またシール機構によってシール面の摩耗が自動的に補償され、使用に伴って性能がむしろ向上し得る事が予見されている。

Vess^{(32),(33)}はCポンプという名前で揺動を行なうポンプの効率測定結果を発表している。回転数および圧力に依存するが全効率で70～95%の値が得られている。脈動は2～8%であった。ガス圧縮機についても、4組の渦巻体を台板の両側に設置しスラストを相殺

するような構造を採用して、特性を測定している。組込容積比は4で、油無しで4 bar，油入りで7 barの圧力まで昇圧された。圧力，回転数，流量によって、体積効率70～90%が得られている。全断熱効率については圧力比により20～60%となっている。この研究についてはわが国にも抄録で紹介されている。⁽³⁴⁾

1.3 米国ADLにおけるスクロール圧縮機の研究

1970年代に米国マサチューセッツ州ケンブリッジ市のADL (Arthur D. Little)社においてスクロール形流体機械が広く研究された。

Young⁽³⁵⁾はスクロール形流体機械が長らく実用されなかった理由として、シールと摩耗と吐出口配置の3つの問題点を挙げている。シールについてはスクロール側面の線接触の部分とスクロール先端の面接触の部分があることを示している。従来のように摩耗を自己補償しない構造では性能劣化はまぬがれず、また組立時にはすきま管理に困難が伴うことに言及している。また圧縮比をとるためにはスクロールを中心部まで設ければよい事も示している。ここでは、カーキラー用として考えられており、半径方向すきまのシール手段として、固定スクロールを弾性体で支持して、その弾力を用いる事を提案している。軸方向すきまのシールとしては、固定スクロールの背面に圧力を付加すると共に弾性体の軸方向力をも利用する事を示している。

YoungとMcCullough⁽³⁶⁾は、半径方向のシールを実現するために、揺動スクロールに作用する遠心力の一部を利用することを提案している。揺動スクロールの被駆動部が穴形状の場合、駆動軸のク

リンク半径を幾何学的に定まるクランク半径より若干小さくし、かつクランク軸外径を揺動スクロールの被駆動部穴径より半径比で0.001～0.2程度小さくして、駆動に伴って半径方向内向きの分力が発生するような構造を提案している。この求心力によって揺動スクロールに作用する遠心力の一部と平衡し、半径方向密封力を適切な値に設定しようとするものである。揺動スクロールの被駆動部が軸形状の場合にも同様の原理によって、揺動スクロールの遠心力の一部を平衡する構造も示されている。軸方向のシールについては、スクロールの最内室の圧力を揺動スクロール背面に導入して、軸方向力を付与する方法を示している。起動時にも軸方向密封力を得るために、板バネを利用することを提案している。揺動スクロールと固定スクロールの角度的関係を維持する方法について各種構造が示されている。少ない巻数で高い圧縮比を実現するために渦巻中心部の厚みを変化させることも考案されている。対のスクロールを全系回転させる事も提案されており、バランスをとる事が不要で高速回転で容量増大が可能としている。圧縮機を1台の駆動源の両側に配して2段圧縮機を構成することも示されている。

McCullough⁽³⁷⁾はクランクアームに対して直角方向にピンを設け、揺動スクロールに作用する遠心力によってピンの回りに揺動スクロールが外周へ振れ、半径方向のすきまをシールする従動リンクを示している。遠心力の一部を平衡して密封力を減ずるためにバネを用いたり、バランス・ウェイトを用いたりする。また半径方向に移動可能なスライダ・ブロックを用いる事も示されている。クランク・アームに対するピンの角度を 90° 以下にして、ガス圧縮力の一部で揺動スクロールの遠心力の一部を平衡させる方法も示されてい

る。軸方向シールの手段としては、固定スクロール背面にガス圧を導入して軸方向すきまを密封するとしている。スクロールの歯先先端に油溝を設けて軸方向力による摩擦を緩和する構造もみられる。固定スクロールの位置を組立後微調整する機構についても示されている。揺動スクロールとオルダム継手の間及び同継手とハウジングの間にローラ・ベアリングを互いに直角に配して、揺動スクロールに発生するスラストを支持しようとする案が示されている。

McCullough⁽³⁸⁾は揺動スクロール及び固定スクロールの背面に冷却用の溝を設け、さらにスクロールの歯の内部を中空にして冷却液を流すことを考案している。これによりスクロールの圧縮に伴う熱による変形が小さくなるとしており、大容量のスクロール圧縮機が可能であるとしている。シールについては、チップ・シールと従動リンクを用い、さらにシール効果を高めるために、スクロールの底面及び側面にテフロンのような自己潤滑材料をコーティングすることを提案している。従動リンクについては、摩耗がある程度進めばそれ以上の半径方向移動を妨げるようなストッパを設けることを推奨している。揺動スクロールの背面に、油ポケットを数個有するスラスト軸受を用いる構造が採用されている。

Shaffer⁽³⁹⁾は揺動スクロールの背面に適切な圧力を導入して、スラストを付加して軸方向の密封を実現する構造に言及している。揺動スクロールの背面全体に圧力をかける構造と、背面に環状の圧力チャンバを形成して圧力をかける構造を示している。いずれの場合にも密封を確実にするために、バネでバックアップされたチップ・シールを用いることを示している。揺動スクロールの全面に背圧をかける場合は、その外周にシールを設け、吸入チャンバへのガス漏

れを防いでいる。半径方向のシールを実現するために、揺動スクロールの遠心力の一部と平衡するようなバランス・ウェイトを有する従動リンクを用い、シールに必要な力を適切な値にしている。固定スクロールの上面に冷却用の溝を設けることも示している。

McCullough⁽⁴⁰⁾はスクロールの渦巻体を台板に設けた同一形状の溝に嵌合するような構造を提案している。軸方向の密封を実現するために、この溝に圧力を導入して、渦巻体を軸方向に移動させる方法、溝内にバネを配して渦巻体を軸方向に押圧する方法を示している。また渦巻体を台板に嵌合した場合あるいはネジで固定した場合に渦巻体の先端にチップ・シールを設けることに言及している。半径方向の密封には、遠心力利用の従動リンクを用いており、遠心力の一部をバネ力で平衡させる構造を採用している。

McCullough と Shaffer⁽⁴¹⁾は渦巻体の先端に溝を設けてチップ・シールを嵌合して軸方向シールを行なうことを示している。揺動スクロールの背面にガス圧をかけて、さらに密封をよくしている。チップ・シールの背面にガス圧、弾性体、バネなどを設け軸方向に補助的な力を付加してシールを確実なものにしている。渦巻体の先端を凸状にして凹状のチップ・シールをかぶせる方法も示している。この場合にも、チップ・シールの背面に補助的な軸方向力供給手段を用いている。このような軸方向シール手段によって通常の工作精度でも圧縮部の温度変化に追随できるとしている。半径方向密封には従動リンクを用いている。

McCullough⁽⁴²⁾は冷媒圧縮機としての構造を示し、揺動スクロールの背面を支える流体潤滑の平面スラスト軸受を用いることを示している。通常の回転体のスラストを支承する軸受では、油溝が放射

状に切られているが、スクロール圧縮機は揺動運動を行なうので給油面から見てそのような油溝は不適だとしている。油溝を格子状あるいは放射状に設け、そのピッチを D とし、揺動半径を R とすれば $R < D < 2R$ の条件を満たすようにすることを提唱している。この条件によって、揺動面各部に給油が可能となる。軸方向シールにはチップ・シール、半径方向シールには遠心力の一部を利用した従動リンクを用い、給油には遠心ポンプ、シェル形式としては低圧シェルを用い、ほぼ実用機としての形式を備えている。

McCullough⁽⁴³⁾ は、軸方向シールのみをチップ・シールで行ない半径方向のシールは行なわない方法を示している。この場合は固定半径クランク方式となり、渦巻体間には 0.002 ~ 0.010 インチの半径方向すきまが生ずる。吐出圧が 100 psi で 3 馬力 3450 rpm 半径方向すきま 0.005 インチのもので同等の機械より 5% 程度効率低下するとしている。スラスト軸受として揺動スクロールと同心のローラ・ベアリングを用い、揺動スクロールに対してはその中心の回りに円運動をさせるような構造となっている。(このような構造ではスラスト軸受にモーメントも加わり寿命は短くなる。⁽⁸³⁾) クランク室は油潤滑されるようになっており揺動スクロールの外周端面をシールし吸入室に油が侵入しないような配慮をしている。

McCullough⁽⁴⁴⁾ はオルダム継手について、円環と継手を別体で形成し、円環にピン部をネジ止めして、その回りに摺動自在に継手を嵌合する構造を示している。円環部に自己潤滑材料を貼り付けて摩擦を小さくしている。

McCullough⁽⁴⁵⁾ は、巻数を 1.5 巻として、組込容積比を 1 としたスクロール形の液体ポンプについて、吐出脈動を低減するために吸

入直後から、吐出側とそのとなりの室を連通させるリセスを設けることを示している。外周部から吸入して中心部から吐出する場合には、リセスを中心部に、中心部から吸入して外周部に吐出する場合はリセスを外周部に設けることを提案している。

Hidden と McCullough⁽⁴⁶⁾ は、スクロール燃料ポンプの構造を提案している。中心部から燃料を吸入し、外周部に吐出する形態を取り、吐出された液体は一体形の電動機を冷却してその後部から逆止弁を経て例えばエンジンに送られる。揺動スクロールの背面，側面に吐出圧が加わるので軸方向と半径方向のシール効果が良くなるとしている。

Armstrong と McCullough⁽⁴⁷⁾ は、スクロール圧縮機のスラストを無くし、大形化を行なうために、互いに鏡像のスクロールを背中合せにした揺動スクロールを用いる構造を提案している。外周部に等ピッチで配置されたクランク軸を用いている。クランク軸には半径方向のすきまをシールする偏心ブッシュなどの機構が設けられている。スラスト・アンバランスを無くするために、揺動スクロールの台板に均圧口が設けられている。スクロール中央部の変形を小さくするために、固定スクロールの背面に吐出圧力を導入している。

A D L は米国海軍省研究機関 (O N R) の委託を受けて超電導船用推進用極低温ヘリウム液化機のスクロール圧縮機を研究している⁽⁴⁸⁾。圧力比 16，流量 90 CFM の 2 段スクロール圧縮機が製作され、圧縮室は油潤滑が行なわれた。軸動力は各段とも 13.2 HP であり、揺動スクロールの外径は 1 段目が 464 mm、2 段目が 292 mm という大形のもので、1800 rpm で駆動された。設計に先立って 1～3 HP クラスの小形スクロール圧縮機が検討され、その経験に基づい

て大容量化された。液化機の膨張機部分にもスクロール膨張機を用いることが企画され、設計が行なわれている。回転数 1800 rpm, 揺動スクロール外径 254 mm, 出力 1000 W の仕様となっている。このスクロール膨張機においては、半径方向すきまの密封には遠心力を利用した従動リンクを、軸方向すきまの密封には揺動スクロールに背圧を加える方法を用いている。揺動スクロールを軸方向に接触せしめるので、その先端には自己潤滑材が用いられている。低温 (30~90°K) の雰囲気中で自己潤滑材の摩耗テストが行なわれ Pure Carbon Corp 社の PBH-33 (無機物を含むグラファイト) が良いとされた。

Moore⁽⁴⁹⁾らは上述の海軍研究機関との研究の結果を1976年度のPurdue大学の圧縮機コンファレンスで発表している。ヘリウム圧縮機として圧縮室の容積に比して伝熱面の大きいことがその特長として挙げられている。部品の材質は、固定スクロールは球状黒鉛鋳鉄、揺動スクロールは炭素鋼、オルダム継手はアルミニウムである。チップ・シールは揺動スクロールと同材質とされる。2段直列運転時1800 rpmで軸入力28HP全断熱効率77~79%の値が得られている。

ADLはこれらの研究の概要を紹介している⁽⁵⁰⁾。この研究はコンサルタントの物理学者YoungによってADLに紹介されたのがきっかけで始まったとされている。円のインボリュートを組合せて両者の相対運動により圧縮や膨張を行なう。スクロールの幾何学的パラメタ、行程容積や圧力比などは理論的に求まる。3HPのスクロール圧縮機が空気やヘリウムでテストされ、体積効率は98~99%全断熱効率で96~112%が得られたとしている。渦巻体などの

製作法、スクロール圧縮機の理論、計算機によるスクロールのグラフィックスなども検討されている。圧縮機以外に液体ポンプやガス移送ポンプとしての応用も考えられている。利点として高効率，弁が無いこと，起動トルクが小さいのでモータが小さくてすむこと，摺動面の摩耗が自己補償されること (wear in)，可動部の少ないことなどが挙げられている。各種応用分野について9つの特許契約がなされたことが記されている。

McCullough⁽⁵¹⁾は渦巻体先端部の高圧側の角部を切り欠いて、チップ・シールを設けることを提案している。チップ・シールを軸方向に押付けるために、L字状の断面を有する金具を設置することを示している。この金具はまたチップ・シールが半径方向に移動するのを防ぐような機能を有している。

Hidden⁽⁵²⁾らは、自動車用燃料ポンプを対象としたスクロール形流体機械について、スラスト軸受およびそれと兼用の角度維持機構についての発明を示している。揺動スクロールの外周部背面に等ピッチで配したボール・ベアリングのボールによってスラストを支持すると共に、ボールの外周部に嵌合する円環状の継手によって揺動スクロールの角度維持を行なっている。ボールは揺動が可能なくぼみに収納されている。環状の継手を省略して、ボール自身にスラストと角度維持機構を持たせた構造が提案されている。揺動スクロールにはスラストのみでなくラジアル荷重による転覆モーメントが作用することを考慮して、ボールを用いたスラスト軸受を2重構造にしてアンギュラ・ステイフネスを有するようにした構造なども示されている。

McCullough⁽⁵³⁾はA D Lにおける研究についてさらに発表を行な

っている。潤滑が可能な場合については、渦巻体と同形状のシールを用い、潤滑が困難な場合には微少すきまを設けて使用するとしている。多段圧縮になるので各室の差圧が小さくなることが示されている。用途として、空気，ヘリウム，冷媒，ガソリン，水あるいは血液などの圧縮機やポンプが考えられている。スクロール形流体機械の特長として、単純さ，流路に直接通じていること，弁の不要なこと，渦巻数によって任意の圧縮比を実現できること，高速運転ができること，体積効率が高いので小型になること，吐出脈動の小さいこと，部品が少なく連続ガス流のため静かなこと，バランスがとれるのでバネによる防振は不要であること，液や蒸気を機械的なダメージを与えることなく吸入できることなどを挙げている。

1975年以後冷凍能力10,542WのR-22冷媒圧縮機を開発している。回転数は3600rpmのもので、チップ・シールと従動リンクを有している。スラスト軸受は流体潤滑のものである。

EE Rで10以上の値を示している。

1979年にR-12用のカークーラの開発が行なわれ、我国のメーカーと共同で開発された。すべての軸受がころがり軸受であり、スクロールの材質として、アルミニウムが用いられている。揺動スクロールの自転防止にスラスト軸受兼用のボール継手が用いられている。従動リンク機構には、半径方向シール力がガス圧のみの関数になる方法が用いられている。13000rpmまで静粛に回転するという特長を有している。

1981年以後航空機の空調用として高速の2段冷媒圧縮機を開発を行なっている。400Hz電源が得られるので12000rpmのものが考えられている。スラスト軸受としてはボールベアリングが

用いられ、圧縮部はモータの両側に設けられている。冷媒としては R-114 を用い、1 段目は圧縮比 2.5、2 段目は圧縮比 4.57 である。高速のためすきまを設けて運転するが、その管理が問題である。また回路中への油上がりも問題になるとされている。

A D L^{(54), (55)} 及びそれと同様の手法を用いたメーカー^{(56), (57), (58)} から日本に特許が出願されている。米国インガソル・ランド社からは、圧縮の途中で中間冷却器でガスが冷却され、さらに内側の渦巻体で 2 段圧縮を行なう方法が示されている。⁽⁵⁶⁾ 米国トレン社からはチップ・シールの各種構造についての出願がなされている。⁽⁵⁷⁾ 従動リンクの改良⁽⁵⁸⁾ 及びころがり軸受を用いたスラスト軸受の改良に関しても言及している。⁽⁵⁹⁾

1.4 日本におけるスクロール圧縮機

スクロール圧縮機がわが国において本格的に研究されるようになったのは、米国 A D L より、各社に共同開発の提案がなされてからである。A D L との提携によって平賀らはカーエアコン用のスクロール圧縮機の開発に世界で初めて成功している。^{(60), (61)} これ以外に荒井ら⁽⁶²⁾ や筆者ら⁽⁶³⁾ による開発研究が行なわれ実用に供されている。(スクロール圧縮機が商業ベースで実用に供されたのはわが国が最初である事は注目に値する。)

これらとは別にスクロールの原理を用いた特許⁽⁶⁴⁾ が出願されておりこれが日本人による最初の考案であると考えられる。

1.4.1 平賀らによるスクロール圧縮機

寺内⁽⁶⁵⁾ はスクロール圧縮機における軸方向シールを実現するために渦巻体先端に溝を設け、その溝の吐出側が吐出室に開口したよう

な状態で溝にチップ・シールを嵌合する手法を提案している。このような構造を用いるとチップ・シールの背面にガス圧力が常に加わり、軸方向の密封が実現される。

平賀⁽⁶⁶⁾はスクロール圧縮機における半径方向シールを実現するために、回転数によらず半径方向シール力を一定にするような構造を提案している。クランクの偏心部が、別の点の回りに可動になっており、運転に伴って圧縮負荷がクランク偏心部に加わることで偏心部が半径方向外向きに移動する。クランク半径が増加することにより渦巻体の側壁が接触し半径方向のシールを実現する。シール力はクランク偏心部がその回りに回転可能になっている点の位置を調整することで変化させることができる。揺動スクロールに作用する遠心力に平衡するようなバランス・ウェイトを可動の偏心部と一体化しシール力と回転数は無関係になるようにしてあり、高速運転を可能にしている。

寺内⁽⁶⁷⁾はスクロール圧縮機の半径方向シール手段を用いる場合に、接触部が多数生じ必ずしも全部接触する訳でないことから、高圧部分のシールを効果的に行なうために渦巻体の中心部分の歯厚をわずかに厚くすることを提案している。このようにすると半径方向の接触部は高圧部分に限られ必要な部分のシールを効果的に行なえる。(半径方向の接触部は中心の両側に少なくとも1ヶ所づつ最低計2ヶ所生じることが力学的に示される。)

平賀⁽⁶⁰⁾はカーエアコン用に開発されたスクロール圧縮機の特徴について述べている。この圧縮機の特長として、(1)渦巻体径を小さくする手法を用いていること、(2)偏心ブッシュを用いた従動リンク機構、(3)バランス機構、(4)ボール継手を兼ねるスラスト軸受、を挙げ

ている。自動車に用いる場合の利点として、(a)高速回転（13000 rpm まで）及び高体積効率による小形・軽量，(b)低トルクと低トルク変動による静粛運転，(c)高冷却能力，(d)運転し易さ，が挙げられている。実際に馬力／冷凍能力は 10% 低いこと、漏れが小さいのでメカニカル・シールの温度が数℃～30℃低くなることなどが確認されている。（ボール継手はオルダム継手より慣性力の面で優れているが、角度維持機構としてはオルダム継手の方が優れていると考えられる。）

寺内ら⁽⁶¹⁾はカーエアコン用に開発されたスクロール圧縮機の実験的なデータについて述べている。カーエアコンにとって困難な低速高圧の条件で、斜板式、ベーン式（5枚羽根）、およびスクロールの3形式の比較が行なわれ、体積効率，所要動力，吐出温度のいずれをとってみてもスクロール圧縮機が有利であることが示されている。トルク変動も測定され（回転系の慣性も含んでいる）、圧縮比 10 付近でも変動率が 20% 以下であることが観測されている。騒音についても前出の3形式の中で最も小さい。トルク変動が小さいことから電磁クラッチの切断トルクも小さく電磁クラッチが小形化できることが報告されている。揺動半径が小さいために慣性モーメントが小さく起動時間が短いこと、可変半径クランク機構のために液圧縮を行なってもリリースを行ない破損しないことが報告されている。最後に、圧縮機の幾何学的な理論に触れ、容積変化，圧力変化及びトルクの計算法について述べている。

平賀⁽⁶⁸⁾はこれらの経験に基づいて、スクロール圧縮機についての解説を試みている。カークーラに用いる場合の技術的課題として、小型・軽量化，使用回転数範囲の拡大，一般冷凍機油の使用，液圧

縮対策，低コストと高生産性の達成が挙げられている。従動機構付きクランク軸やスラストベアリング兼用のボール・カップリングなどの採用により実用が可能となったことが示されている。5気筒斜板式の圧縮機に比べて、体積効率，1冷凍トン当りの所要馬力，車内騒音レベルなどの点で優れていることが示されている。

平賀⁽⁶⁹⁾はこれまで行なわれたスクロール圧縮機の研究のレビューを試みている。従来行なわれた研究について述べ、スクロール圧縮機の一般的な特徴について解説している。設計理論についての説明に加えて、A D Lやスイスで行なわれた試作機についての紹介が行なわれている。さらに平賀らが開発したカーエアコンの詳細が示されており、スクロール圧縮機の特長が強調されている。これらの結果は各種雑誌にも広く紹介されている。^{(70),(71),(72)}

1.4.2 池川らによるスクロール圧縮機

椎林ら⁽⁷³⁾は、スクロール圧縮機の軸方向シールを実現するために揺動スクロールの背面にガス抜き穴を複数個設け、揺動スクロールに背圧を加える方法を示している。

内川ら⁽⁷⁴⁾は、スクロール圧縮機の固定スクロール上面に圧縮室に連通する穴を設け、気液分離器で分離されたガスをインジェクションする事を提案している。エコノマイザで性能を向上するためである。

これらの研究の途中経過が技術の展望としてまとめられている。⁽⁷⁵⁾また実用機種としての紹介⁽⁷⁶⁾も行なわれており、(1)ガス漏れが小さく効率がよく信頼性もよい，(2)トルク変動が小さく低騒音，低振動の2点が長所として挙げられている。効率が10%程度高いこと、騒音が5db低いことが示されている。軸方向シールは上述の中間圧利用方式によって行なわれており、半径方向シールは工作精度を数

μm にしてすきまを微少にして実現している。固定半径クランクを用いているので、半径方向のすきまは零にすることができないためである。シェル内は吐出ガスの雰囲気に保たれている。

佐藤ら⁽⁷⁷⁾ は、スクロール圧縮機に円のインボリュートを用いることを示し、行程容積，組込容積比，渦巻体の外径について数量的な関係を明らかにしている。また渦巻体内周部におけるバイトと円のインボリュートの干渉についてもふれている。

池川ら⁽⁷⁸⁾ は、スクロール圧縮機の軸方向シールを実現するため揺動スクロールの背面に、圧縮行程中のガスを導入して押圧する方法を検討している。接線方向，半径方向および軸方向のガス荷重および遠心力を計算し、さらに揺動スクロールの各軸まわりのモーメントを算定している。これに基づいて揺動スクロールを軸方向に押付けるための背圧を、モーメントも考慮して計算している。揺動スクロールの背面に穴をあけることによって背圧を得ているが、その穴の位置の関数として背圧が計算されている。実験によって理論の検証を行ない、実際に全断熱効率が最高になる背圧は理論値より約10%高いことが確認されている。また背圧が不足する場合には揺動スクロールが不安定になることが示されている。（なおこの開発は学会で評価を受けている。⁽⁸⁵⁾）

1.4.3 筆者らによるスクロール圧縮機

筆者らは1976年頃の米国ADLのスクロール圧縮機の研究開発に啓発されて独自に研究活動を開始した。

当初は圧縮機の幾何学的な理論を構築することから始まり、線分のインボリュート（伸開線）を用いた（半円弧の組合せによる）スクロール圧縮機についての解析が行なわれた。行程容積，接線方向・

半径方向・軸方向の各ガス荷重およびトルク・自転トルクなどが求められ、渦巻形状の主要パラメタが与えられるとこれらの値が算定できるようにした。

これらの解析に基づいて、1HPクラスの空気を対象とした小形開放形スクロール圧縮機が試作された。この機械は図1.2に示された幾何学的パラメタを有し諸元は次のようである。

スクロール・ピッチ	$p = 16 \text{ mm}$
スクロール・高さ	$h = 12 \text{ mm}$
スクロール・歯厚	$t = 5 \text{ mm}$
行程容積	$V_s = 10.9 \text{ cc/rev}$
クランク半径	$r = 3 \text{ mm}$
渦巻数	$N = 2$
組込容積比	$v = 3$

固定半径クランクを用い、圧縮室はオイルシールが行なわれた。回転数1800 rpm 圧縮比2～6の範囲でテストされ体積効率85～98%、全断熱効率の最高値で50%程度が得られた。揺動スクロールの姿勢維持には当初3ヶのピン継手が用いられたが、位置精度を出すのが困難でオルダム継手に変更された。

以後開放形からモータ内蔵の半密閉形に変更して3600 rpmでの試験を実施して回転系の機械的な信頼性を確認した。この時点で揺動スクロールに背圧を加えないものと加えたものの両方の試験を行なって、背圧を加えたものでは運転範囲に制限があることを観測した。このような方法は機械損失が多く安定した運転が実現されなかった。スラストを渦巻体先端で支承することになり、同端面の面積は一般に小さすぎて機械損失が大きくなるのである。

この問題を回避するために、渦巻体の先端に微少すきまを設けて、背圧力で渦巻体どうしを押しつけることはするがスラストはスラスト軸受で支承するようにすることも可能である。⁽⁷⁸⁾ しかし揺動スクロールに背圧を加えてスラストを小さくすると、接線方向や半径方向の荷重による転覆モーメントが大きくなり、圧力条件によって揺動スクロールが転覆することが後になって判明した。これ以後低压シェル形式を採用している。これらの開発研究の概要は公開特許公報に示されている。⁽⁷⁹⁾

R-22 を用いた空調用圧縮機を目的とした実用のための 5 HP クラスのスクロール圧縮機が次いで検討された。渦巻体の形状として円のインボリュートを用いた。上述の小形圧縮機と同じように圧縮機の幾何学的な理論が明らかにされ、行程容積や各方向の荷重などが計算された。⁽⁸⁰⁾ 工作法についても NC マシンを用いる以外にフライス盤を用いて円テーブルの回転と並進を歯車で同期させて切削する手法も検討した。⁽⁸¹⁾

実用機としての性能および信頼性を確立するために数年を要したが、技術的なポイントは次のようである。まず性能の面では当初固定半径クランクを用い軸方向、半径方向両方にすきまを持たせて油によるシールを行っていたが漏れによる効率低下を防ぐことはできなかった。⁽⁸²⁾ 数 μm ~ 数 $10\ \mu\text{m}$ のせまいすきまからの油と冷媒 R-22 の混合流体の漏れが簡易的に測定され、60℃以上では油の重量割合が 50% 以上でもガスの漏れ量が極めて多いことが確認された。この結果からすきまを機械的にシールする必要が認識され、軸方向すきまについてはチップ・シールで、半径方向すきまについては可変半径クランクを採用することにより漏れを防ぎ 95% 以上の

高い体積効率と約 10 % 高い断熱効率が実現された。

信頼性の面では、揺動スクロールの台板の剛性を高くし、かつスラスト軸受支持部分の剛性も高くすることによって、スラスト軸受面での油膜を確保して負荷容量を高くした。またスラスト軸受の材質を適切なものにするによって負荷容量を高めた。

このような技術以外に、全密閉圧縮機として吸入ガスと潤滑油のシェル内における経路を分離して圧縮室に含まれて最終的に冷媒回路に流出する潤滑油の割合を最小限（レシプロ圧縮機と同程度）にとどめる工夫もなされた。

図 1.3 に示されるこの圧縮機の最終的な仕様は次のとおりである。

スクロール・ピッチ	$p = 20 \text{ mm}$
スクロール・高さ	$h = 22 \text{ mm}$
スクロール・歯厚	$t = 4 \text{ mm}$
行程容積	$V_s = 83 \text{ cc/rev}$
クランク半径	$r = 6 \text{ mm}$
渦巻数	$N + \frac{1}{4} = 3.25$
組込容積比	$v = 3$

この圧縮機は現在空調用圧縮機として実用に供され始めている。⁽⁶³⁾

筆者らが開発したスクロール圧縮機のカット・モデルを図 1.4 に示す。⁽⁶³⁾

第 2 章 スクロール圧縮機の構成と作動

2.1 全体構成と作動

2.1.1 全体構成

図 2.1 はスクロール圧縮機を全密閉形冷媒圧縮機に応用した構造例である。

図中(1)は固定スクロール、(2)は揺動スクロール、(5)は固定スクロール(1)の周壁部に形成された吸入口、(4)は固定スクロール(1)の中央部に穿設された吐出口である。両スクロール(1)(2)が互いにかみ合わさって圧縮室(3)が形成されている。圧縮室(3)は複数個形成されそのうち最も圧力が高い中央部の圧縮室が吐出口(4)に、最外周の圧縮室が吸入口(5)に連通するように構成されている。渦巻体(6)の各端面にはチップ・シール溝(7)が形成され、チップ・シールが軸方向に移動可能なように嵌入されている。

(9)は主軸、(10)は渦巻体(6)が摩耗しても常時接触するように揺動スクロール(2)に押付け力を与える偏心ブッシュ、(11)は主軸受ハウジング、(12)は副軸受ハウジング、(13)は固定スクロール(1)と揺動スクロール(2)の角度位置を保つためのオルダム継手、(14)は圧縮室(3)の圧力及び揺動スクロール(2)の自重を受ける環状のスラスト軸受、(15)は主軸(9)のスラストを受ける環状のスラスト受、(16)は主軸(9)のラジアル荷重を受ける主軸受で、軸受メタルを使用している。(17)は主軸(9)のラジアル荷重をその中間部で受ける副軸受であり、これも軸受メタルを使用している。揺動スクロール(2)の台板(18)の背面には、揺動スクロール軸(19)が一体に設けられている。主軸(9)の上端面には軸心に平行な偏心穴(20)が形成され、偏心ブッシュ(10)が摺動自在に嵌合されて

いる。偏心ブッシュ(10)はその外周に対して偏心した偏心穴(21)を有しており、揺動スクロール軸(19)が摺動自在に嵌合する。主軸受ハウジング(11)及び副軸受ハウジング(12)はいんろうにより同心になるよう組立てられている。

各部機構部品が上記のような相対関係に組立てられた後、主軸受ハウジング(11)、副軸受ハウジング(12)及び固定スクロール(1)はボルト(22)によって共締めされる。主軸(9)を回転させる電動機のロータ(24)が主軸(9)に焼嵌めなどによって固定される。エア・ギャップを調整しながら、電動機のステータ(25)が副軸受ハウジング(11)の下面にボルト(23)によって固着される。

揺動スクロール(2)が回転中心に対して偏心しているのでバランスを取る必要があり、第1バランス(26)が主軸(9)と一体に形成され、第2バランス(27)がロータ(24)の下部に取付けられている。

固定スクロール(1)、揺動スクロール(2)、主軸受ハウジング(11)、副軸受ハウジング(12)、主軸(9)、ロータ(24)、ステータ(25)などの組立品はシェル(29)内で副軸受ハウジング(12)外周部において焼嵌めあるいはスポット溶接などにより固定される。シェル上蓋(30)、シェル下蓋(31)がシェル(29)両端面において外周部をおおうように嵌め合わされ、溶接して密封することにより密閉空間が形成される。

(32)は蒸発器内の低圧冷媒をシェル(29)内に吸入するための吸入管、(33)は最高圧の圧縮室(3)内の高圧冷媒を凝縮器へ吐出するための吐出管、(34)はプロセス配管で、シェル(29)内の真空引き、シェル(29)内への油の封入、シェル(29)内へのガスの封入に利用されるものである。(35)は密封端子、(36)は端子箱、(37)は潤滑油溜め、(38)はフォーミング防止板、(39)は圧縮機取付け足である。

密封端子(35)は、シェル上蓋(30)に溶接され、ステータ(25)の巻線とはシェル(29)内でリード線によって電氣的に接続されている。

シェル(29)内は固定スクロール(1)、主軸受ハウジング(11)、副軸受ハウジング(12)の組立体によって、上部と下部とに仕切られており、固定スクロール(1)、主軸受ハウジング(11)、副軸受ハウジング(12)の各外周に多数設けられた流路(40)によって均圧している。固定スクロール(1)に設けられた吸入口(5)はこの流路(40)によりシェル(29)内の上部及び下部に連通している。

給油系については、主軸(9)の下端のオイル・ポンプ(28)が潤滑油溜め(37)に浸漬されている。(38)は、潤滑油溜め(37)より上部に位置しシェル(29)内周側面にスポット溶接などによって、固定された円板状のフォーミング防止板である。圧縮機の起動時シェル(29)の圧力が急に低下したり、主軸(9)の回転によって潤滑油(41)が攪拌されて起こるフォーミング現象の発生を防止するものである。(42)は主軸(9)に沿って軸心から偏心した位置にて穿設された油流路で、偏心穴(20)と潤滑油溜め(37)とを連通している。また油流路(42)の途中で、副軸受(17)に給油するため、主軸(9)には油流路(42)と連通する半径方向の油穴(43)が設けられている。更に、偏心穴(20)底面部からスラスト受(15)へ給油するための油穴(44)が設けられている。また、(45)は主軸(9)の下面中央部から外周面に通ずるガス抜き穴である。(46)は主軸受ハウジング(11)に上下に貫通して穿設された排油口で、主軸受ハウジング(11)と揺動スクロール(2)の台板(18)とによって形成されたオルダム継手(13)を収納する空間と、第1バランス(26)のある部分を連通させている。(47)は排油口であって、第1バランスのある部分から潤滑油溜めに連通している。

2.1.2 スクロール圧縮機の作動

このように構成されたスクロール圧縮機の作動は次のようである。

密封端子(35)を通じてステータ(25)に通電すると、ロータ(24)はトルクを発生して、主軸(9)と共に回転する。主軸(9)の偏心穴(20)に嵌入された偏心ブッシュ(10)を介して揺動スクロール軸(19)に回転力が伝えられ、揺動スクロール(2)はオルダム継手(13)にガイドされて、自転することなく揺動運動を行ない、図 1.1 に示すような圧縮作用が行なわれる。渦巻体(6)の先端部においては、チップシール(8)が軸方向すきまを密封することにより高圧の圧縮室から低圧の圧縮室への冷媒ガスの漏れを防止する。揺動スクロール(2)が運動することによって生じる遠心力などを利用して、偏心ブッシュ(10)を移動せしめ偏心量を可変にすることにより、渦巻体(6)の側面を接触させて側面間に生ずる冷媒ガスの漏れを防いでいる。

蒸発器からの吸入冷媒ガスは吸入管(32)よりシェル(29)内に流入して、ロータ(24)、ステータ(25)等を冷却し、流路(40)を通過して吸入口(5)より吸入される。圧縮室(3)に取込まれ、圧縮された後、高圧冷媒ガスとなって吐出口(4)を経て吐出管(33)より排出され、凝縮器に至る。

給油系について、潤滑油溜め(37)内の潤滑油(41)は、主軸(9)の回転によって生じるポンプ作用により油流路(42)を経由して偏心穴(20)に汲み上げられ、偏心ブッシュ(10)に給油される。また、油穴(43)により副軸受(17)に、油穴(44)によりスラスト受(15)にそれぞれ給油される。更に偏心ブッシュ(10)及び主軸(9)に設けられた油溝、油穴などを経て、主軸受(16)を潤滑し、その後スラスト軸受(14)に到り、オルダム継手(13)のある部分に排出される。ここで潤滑油は更にオルダム継手(13)を潤滑した後、排油口(46)を経て、排油口(47)より下方へ排出され、フォーミング防止板(38)を経て、再び下部の潤滑油溜め(37)に戻る。なお、ガス抜

き穴(45)はオイル・ポンプ(28)内のガスを迅速に外に排出し、ポンプの応答性を早め、ポンプ効率を増すために設けられたものである。

圧縮機の起動時、シェル(29)内圧力が低下して、潤滑油溜め(37)の油が急激にフォーミングして冷媒ガスに混入することによって吸入口(5)より圧縮室(3)へ油が多量に流入して、そのまま圧縮機外へガスとともに排出されると、潤滑油溜め(37)内の油が瞬時に枯渇する。それを防止するためにフォーミング防止板(38)が設けられ、防止機能を生起させるため、フォーミング防止板(38)の油流路面積は潤滑後の油が潤滑油溜め(37)に戻るのに必要な程度は確保されているが、油が瞬時に多量に通過できないように小さくしてある。

2.2 各 부품の構成

2.2.1 固定スクロール

図 2.2 に固定スクロール(1)の構造を示す。同図において(a)は上面図、(b)は下面図、(c)は(a)の c - c 線における断面を矢印方向に見た断面図である。

固定スクロールは一般に鋳鉄で作られ固定スクロール(1)の台板(18)の下面に渦巻状の溝部が加工され、その結果、台板(18)に垂直方向に延在する渦巻体(6)が形成される。ここで渦巻体(6)の中心 O_1 は台板(18)の中心と一致している。また渦巻体(6)の端面には渦巻形状に沿ってチップ・シール溝(7)が形成されている。

台板(18)の外周部には冷媒ガスの流路(40)となる多数の凹部が等間隔に形成され、そのうちの1つは渦巻状の溝部の最外周端部に連通し、また 180° 反対の位置における凹部もその位置で溝部に連通しており、これらが2つの吸入口(5)となっている。各凹部間の凸部には、固定

スクロール(1)を固定するボルト(2)を貫通させる穴が設けられている。

台板(18)上面には吐出口(4)の周りから径方向に延在する多数の放射状補強リブが設けられ、更に補強リブの外端部に周方向に概略渦巻形状の補強リブが形成されている。補強リブを設けることにより台板(18)の強度、剛性を保持しつつその厚みを薄くすることができる。固定スクロール(1)を加工するためのチャッキング用に8個の突起が補強リブから径方向外向きに周方向に同じ間隔で配設されている。吐出管(3)の外周部と吐出口(4)の内周部とのシールをするOリングを嵌合するために吐出口(4)の内周面に周回溝が設けられている。

図 2.2 (d)は、固定スクロール(1)と揺動スクロール(2)とを組合わせた状態を示してお、2つの吸入口(5)は固定スクロール(1)の渦巻体(6)と揺動スクロール(2)の渦巻体(6)とを接触する最外周端付近に開口している。吸入口(5)はこのような位置に開口して対称な圧縮室の吸入圧力のアンバランスをなくすことができる。

2.2.2 揺動スクロール

図 2.3 に揺動スクロールの構造が示されている。同図中(a)は上面図、(b)は側面図、(c)は下面図、(d)は側面図である。

揺動スクロール(2)は一般に球状黒鉛鋳鉄などで作られ、その台板(18)の上面には渦巻体(6)が一体で形成され、下面には揺動スクロール軸(19)が設けられている。渦巻体(6)、台板(18)及び揺動スクロール軸(19)の中心は一致している。台板(18)は円板状であり、渦巻体(6)の最外周が台板(18)の外周面とほぼ接するように台板(18)の径が決められている。ここで渦巻体(6)の重心が台板(18)および揺動スクロール軸(19)の中心と一致してないのでアンバランスが生じないように台板(18)の外周部

の一部に切り欠きを設けたり、渦巻体(6)の圧縮に寄与しない最外周部の径方向肉厚を薄くしたりする。(48)はオルダム継手(13)のガイド溝で、対称な位置に対に設けられている。

台板(18)上面外周部に段部が設けられ図 2.3 (b)に示すように渦巻体(6)をリングによって押えて取付治具に揺動スクロール(2)を取付け加工する。この場合、台板(18)を全周にわたって均一に押えるのが好ましい。なお、図 2.3 (d)に示すように、段部の替わりに、台板(18)の周面に溝を設けてもよい。揺動スクロール軸(19)には中空部が設けられ、揺動スクロール(2)の重量を軽減し遠心力を小さくしている。

(7)はチップ・シール溝であって、渦巻体(6)の端面に、渦巻形状に沿って形成されている。この溝(7)はその端部が図 2.3 (a)に示すように、バランス取りのため、渦巻体(6)の外周面を削って薄くした部分よりも内周側より始まって終端は固定スクロール(1)側にもうけられた吐出口(4)と干渉しない部位に位置している。

図 2.4 は渦巻状のチップ・シール(8)を揺動スクロール(2)へ組込む際の斜視図である。(49)はチップ・シール(8)を軸方向に付勢させるためのコイル状の複数個のばねで、これらばねをチップ・シール溝(7)内に挿入した後チップ・シール(8)をチップ・シール溝(7)内に挿入する。コイル状のばね(49)を省略してもよい。

2.2.3 主軸受ハウジング

図 2.5 (a)は主軸受ハウジング(11)の上面図であり、(b)は(a)の b - b における断面図である。

(16)は主軸受,(50)はスラスト軸受(14)の取付座,(48)はオルダム継手(13)のガイド溝,(46)は排油口である。主軸受ハウジング(11)は一般に鋳鉄などで

作られ外周部には、固定スクロール(1)の外周部の凹部に対応した多数の凹部が形成され、これら凹部間の凸部に穿設されたボルト穴は同じく固定スクロール(1)のボルト穴対応して設けられている。軸受ハウジングの上端面に固定スクロール(1)の下端面が固定され、上記固定面より低い位置の取付座(50)にスラスト軸受(14)が固定される。固定スクロール(1)の固定面とスラスト軸受(14)の取付座(50)の間には取付座(50)より低い位置にオルダム継手(13)の摺動面が、同心円状に配されている。

取付座(50)の内周面には主軸受(16)が圧入されており、取付座(50)内周側角部が全周にわたって面取りされており主軸受(16)は面取りされた部分にオーバーハングして主軸(9)の片あたりを防いでいる。オルダム継手のガイド溝(48)は主軸受(16)を中心として対称な位置に対して設けられており、各々の端部には半円状の逃し部が設けられている。ガイド溝(48)の両側にオルダム継手(13)の摺動面に一端が開口し他端が第一バランスのある室に開口した排油口(46)を複数個穿設し、図 2.5 (a)に示しているように、上から見た形が C 字状の逃し溝で連通している。

2.2.4 スラスト軸受

図 2.6 はスラスト軸受(14)の構造を示し、(a)は上面図、(b)は(a)図の b - b 線における断面を矢印方向に見た断面図、(c)は(a)の c - c 線における断面を拡大して示す断面図である。

スラスト軸受(14)は鋼の裏金付きの例えばアルミ合金、鉛青銅合金などのすべり軸受であり、図 2.6 (a)に示すようにドーナツ状の形状をしており、揺動スクロール(2)との摺動面である。上面には内周側

から外周側に向けて放射状に複数の油溝(51)が等間隔に設けられている。油溝(51)の断面形状は図 2.6 (c)に示すようにほぼ矩形であって、角部は曲面となるように面取りされ油がいきわたりやすいようになっている。この油溝(51)のピッチは揺動スクロール(2)の揺動半径 r の 2 倍よりも小さい範囲で設計されている。スラスト軸受(14)を取付けるためにのリベット穴(ボルト穴でもよい)が設けられ、油溝(51)の一部と交差している。

スラスト軸受(51)の外径は揺動スクロール(2)に発生する半径方向力や接線方向力などによる転覆モーメントを受けられるよう、前記合力のベクトルが少なくともスラスト軸受(51)の外周端より内側を通過するように決定される。

2.2.5 オルダム継手

図 2.7 はオルダム継手の構成を示している。同図で(a)はオルダム継手の上面図であり、(b)は(a)の $b - b$ 線で見えた断面図である。

図中、(52)はオルダム円環部、(53)は直方体状のオルダム・キーである。上面のオルダム・キー(53)はオルダム円環部(52)の中心 O_3 に関して対称な位置に固着され、下面のオルダム・キー(53)は上面のオルダム・キー(53)の位置から周方向に 90° ずれた位置にやはり対称な位置に固着されている。オルダム・キー(53)、オルダム円環部(52)はともに焼入れ鋼などで作られそれぞれの摺動面は精度を出すため研磨される。幾何学的な理由により図 2.7 のようにオルダム・キー(53)がオルダム円環部(52)に対して、中心 O_3 側に突出するようにずらして固着されることもある。

図 2.7 (c)はオルダム・キー(53)の斜視図であって、オルダム円環部

(52)に当接する部分には突起が設けられ、電気抵抗溶接などによって接合する場合、溶接強度を保持できるようにしてある。

図 2.7 (d)はオルダム・キー(53)をオルダム円環部(52)に取付ける状態を示す斜視図であり、オルダム・キー(53)とオルダム円環部(52)とは、上側と下側とからオルダム・キー(53)の突起が当接された状態で溶接される。

2.2.6 オルダム継手と軸受ハウジング

図 2.8 は主軸受ハウジング(11)にスラスト軸受(14)及びオルダム継手(13)を組込んだ状態である。

同図において、環状のスラスト軸受(14)は主軸受ハウジング(11)の取付座(50)の上面にリベットなどによって止められている。ここで、スラスト軸受(14)にコンプライアンスをもたせるために、スラスト軸受(14)の内周は点線で示す取付座(50)の内周より中心 O_1 側にオーバーハングしており、また外周は点線で示す取付座(50)の外周より外側にオーバーハングしている。

オルダム継手(13)は、下面のオルダム・キー(53)がガイド溝(48)に摺動自在に嵌入されて往復運動を行なう。また、オルダム円環部(52)の上面のオルダム・キー(53)は揺動スクロール(2)のガイド溝(48)に摺動自在に嵌入される。オルダム継手(13)に対して揺動スクロール(2)はそのガイド溝(48)に案内されながら相対的に往復運動する。揺動スクロール(2)が駆動されるとオルダム継手に相対的な2つの往復運動が合成され、その結果揺動運動を行なう。オルダム継手(13)の主軸受ハウジング(11)及び揺動スクロール(2)に対する相対的往復運動の範囲は揺動スクロール(2)の揺動直径($2r$)に等しい。主軸受ハウジング(11)のガ

イド溝(48)の長さLは、オルダム・キー(53)の長さを l とすると
 $L \geq l + 2r$ にすれば良い。ガイド溝(48)の角部を直角にしてガイド溝(48)の平面形状が完全に矩形になるように加工することは実質的に難しいので両端に半円状の逃し部を設ける。更にオルダム円環部(52)の外径 d_1 は揺動スクロールの外径 d_s と大略等しくしてある。また、オルダム円環部(52)の内径 d_2 は図2.8に示すようにオルダム円環部(52)が最大限片側に寄った時に、内周面がスラスト軸受(14)外周ともっとも接近したところで両者の間に若干のすきま(0.5~1 mm)をもたす程度にしてある。円環部(52)の外周が主軸受ハウジング(11)の内周にもっとも接近したところで両者の間に若干のすきま(0.5~1 mm)があるようにオルダム円環部(52)の外径 d_1 が決められる。

図2.8において、スラスト軸受(14)の油溝(51)内周から供給された油は破線の矢印のように各油溝(51)に沿って径方向外側に向かって流れる。揺動スクロール(2)の運転時には、揺動スクロール(2)のスラスト面のある点は矢印イのように1つの油溝(51)を横切って揺動スクロール(2)の揺動直径 $2r$ 分だけ周回し、また他のある点は矢印ロのように、その隣りの油溝(51)を横切って同じく揺動直径 $2r$ 分だけ周回する。ここで、各油溝(51)間の周方向のピッチは、揺動スクロール(2)の揺動直径 $2r$ の程度であり、前述の矢印イ、ロが互いにオーバーラップしていることから分るように、相隣る2つの油溝(51)の間のスラスト軸受摺動面は常にその両側の油溝(51)から給油されるので良好な潤滑が保たれる。

スラスト軸受(14)より径方向外側に排出された油は、オルダム継手(13)を潤滑した後、排油口(46)より第1バランス(26)の室に、さらに排油口(47)より潤滑油溜め(37)へ排出される。スラスト軸受(14)より排出され

た油が、そのままオルダム継手(13)の外側に流出して圧縮部吸入口(5)へ流出し圧縮機外へ排出されてしまうのを防止するために主軸受ハウジング(11)、オルダム継手(13)、揺動スクロール(2)相互間に形成される各部すきまを小さくする。図 2.9 に上記各部すきまを示してあり、揺動スクロール(2)の台板(18)とオルダム円環部(52)との間のすきま C_1 、オルダム・キー(53)と主軸受ハウジング(11)のガイド溝(48)底面との間のすきま C_2 、オルダム・キー(53)と揺動スクロール(2)のガイド溝(48)底面との間のすきま C_3 をそれぞれ微小(0.1 mm程度)になるように設定してある。

2.2.7 主 軸

図 2.10 は主軸(9)の構成を示し、(a)は側面から見た第1バランス(26)装着前の断面図、(b)はその外観図、(c)は第1バランス(26)を装着した場合の側面から見た外観図、(d)は主軸(9)の上端面を示す図である。

主軸(9)は例えば焼入れ鋼により作られる。第1バランス(26)は鋳物によって作られ主軸(9)に圧入、焼嵌めなどにより堅固に装置されている。図において、(54)は主軸(9)の最大径部外周の上部摺動面、(55)は中間部外周に形成された下部摺動面、(56)は最大径部下面に形成されたスラスト摺動面、(57)は最大径部の下部に形成された第1バランス圧入部、(58)はロータ圧入部、(59)は最下端部に形成されたオイル・ポンプ圧入部である。

上記各摺動面(54)、(55)、(56)及び各圧入部(57)、(58)、(59)は同一軸心を有しこの軸心と偏心した位置に偏心穴(20)、油流路(42)を、上記軸心に平行に形成してある。偏心穴(20)は主軸(9)の最大径部の上端に穿設され、その軸方向深さは上部摺動面(54)の軸方向長さとはほぼ同じにしてある。

油流路(42)はその上端が偏心穴(20)底面に開口し、下端が主軸(9)の下端面に開口しており、その中心は軸心から所定距離だけ離れている。また、それぞれ主軸(9)の軸心と同心をなして上記偏心穴(20)の底面及び下端面にセンタ穴が形成され、主軸(9)の加工特に焼入れ後の研磨時に主軸(9)を回転自在に支持するのに使用され、工作精度を向上させるようにしてある。さらに、下端部のセンタ穴はガス抜き穴(45)の下端に接続して形成されている。偏心穴(20)側壁面と上部摺動面(54)とを連通するために主軸(9)に径方向に油穴があげられ、この油穴は上部摺動面(54)軸線方向に延在して形成された油溝に開口している。また油流路(42)と下部摺動面(55)とを連通させ副軸受(17)を潤滑する油穴が設けられている。これらの油穴や油溝は普通、遠心力とガス荷重の合力方向と反対側に設けられる。

図 2.10 (d)のピン穴は偏心穴(20)に嵌入した偏心ブッシュ(10)が過度に回転するのを防止するためにまわり止め用スプリングピンを挿入するためのものであり、偏心穴(20)の底面に穿設されている。図 2.10 (a)のスナップリング溝は同じく偏心ブッシュ(10)が、遠心ポンプ作用により油流路(42)より上昇してきた油の油圧で軸方向上方に押し上げられるのを防止するためのスナップリングを嵌め込むためのものである。

2.2.8 偏心ブッシュ

図 2.11は主軸(9)の偏心穴(20)に挿入される偏心ブッシュ(10)の構成を示す図で、(a)は上面図、(b)は側面断面図、(c)は下面図である。

O_4 は偏心ブッシュ外周面の中心であり、 O_2 は偏心ブッシュ内周面の中心である。中心 O_2 は中心 O_4 に対して ε だけ偏心している。ま

た、中心 O_2 と同心で外周面より小さい径を有する段部が外周面に接続して設けられている。さらに、中心 O_2 と同心で内周面より大きい径を有する段部が内周面に接続して設けられている。下端が偏心ブッシュ下端面に開口し、上端部は偏心ブッシュ上端面に開口しないように（設計指針に依存する）閉じた状態に形成された縦方向の油溝が、偏心ブッシュ(10)の内周面に設けられている。この油溝と外周とを連通するための油穴が設けられ、外周部に設けられた切り欠き部に接続している。偏心ブッシュ(10)下端面にまわり止め用穴が設けられている。なお、偏心ブッシュ(10)はアルミ合金、鉛青銅などの軸受材によって作られる。

図 2.12 は、このような偏心ブッシュ(10)を主軸(9)へ装着する際の組立順序を説明するための斜視図である。主軸(9)の偏心穴(20)底部のピン穴に、スプリングピンを嵌合した後このスプリングピンに偏心ブッシュ(10)下部のまわり止め用穴が合うように、偏心ブッシュ(10)を偏心穴(20)に嵌入する。偏心ブッシュ(10)の下端面が偏心穴(20)の底面に当接した状態でスナップリングをスナップリング溝に嵌める。

図 2.13(a)は偏心ブッシュ(10)を主軸(9)に組込んだ状態を示す図であり、同図において、 O_1 は主軸(9)の軸心即ち回転中心で、この中心 O_1 と偏心ブッシュ(10)の内周面の中心 O_2 とを結ぶ直線と上記中心 O_2 と偏心ブッシュ(10)の外周面の中心 O_4 とを結ぶ直線とがほぼ直角をなすように、スプリングピンの位置を決めてある。まわり止め穴の径はスプリングピンの径より大きくとられ、偏心ブッシュ(10)が周方向にある程度動き得るようにしてある。

揺動スクロール軸(19)は、偏心ブッシュ(10)内に摺動可能なように嵌入されるので、偏心ブッシュ内周面の中心 O_2 は揺動中心すなわち揺

動スクロール(2)の中心と一致している。従って矢印方向に主軸(9)が回転すると、主軸(9)の回転中心 O_1 と偏心ブッシュ内周面の中心 O_2 とを結ぶ直線上に遠心力が発生し、偏心ブッシュ(10)には外周面の中心 O_4 のまわりにモーメント M が生ずる。それ故、もし固定スクロール(1)と揺動スクロール(2)の渦巻体(6)の間にすきまがある場合、互いに接するまで偏心ブッシュ(10)は外周面の中心 O_4 の回りにモーメント M の作用方向に回転する。

図 2.13 (b) に中心 O_2 の変化を模式的に示してある。偏心ブッシュ(10)の外周面の中心 O_4 を中心にして偏心ブッシュ(10)はモーメント M の作用方向に回転し、偏心ブッシュ(10)の内周面の中心 O_2 は渦巻体(6)が互いに接する点 O_2' まで移動する。すなわち揺動スクロール(2)の揺動半径は $\overline{O_1 O_2} = r$ より $\overline{O_1 O_2'} = r'$ まで変化する。また逆に工作精度などにより揺動半径が r より小さくなる場合は偏心ブッシュは反対方向に回転する。これは液バックや、渦巻体(6)間への異物かみ込みなどの場合にも生ずる。このように偏心ブッシュ(10)は工作及び組立精度のバラツキを吸収し、組立性を容易にして、しかも圧縮時に両渦巻体(6)側面間のすきまを通じて周方向へ冷媒ガスが漏れるのを防止して圧縮効率を向上させ、また液バックや異物のかみ込みに対しても耐力があり信頼性の向上にも役立つものである。

2.2.9 給電系

図 2.14 はステータ(25)の巻線への給電用リード線及びモータ温度検出用サーモに接続される制御用リード線の配線構造の一例を示す図で、(a)は断面図、(b)は(a)の $b - b$ 線における断面図である。

この図 2.1 4 において、固定スクロール(1)外周部の凹部が、電動機のステータ(25)の巻線に給電するリード線とモータ温度検出用サーモに接続される制御用リード線とを可撓性絶縁チューブで被覆したリード線束の通路として利用される。リード線束は、図 2.1 4 (b)に示されるように配置され、固定スクロール(1)外周の凹部に保持される。また押板を用いてリード線束の保持を更に確実にするようにしてある。

給電用リード線は密封端子(35)に着脱自在にプラグイン接続され、制御用リード線もシェル上蓋(30)に設けられた他の密封端子(35)に着脱自在にプラグイン接続されている。シェル上蓋(30)には給電用の密封端子(35)が取り付けられる部分のみふくらみが設けられ不必要にシェル高さが高くないような構造となっている。

第3章 スクロール圧縮機の幾何理論

スクロール圧縮機の理論的な取扱いについては既に筆者らによるものに含めていくつかの報告がある^{(61),(78),(80),(86)}ここでは従来の報告のなかで取扱えなかったスクロール圧縮機の幾何学的理論の導出過程についてその詳細を明らかにした。

円のインボリュート（伸開線）の幾何学的な性質から、スクロール圧縮機の主要パラメタが得られ、回転角に対する圧縮室容積の変化や組込容積比^{*}が計算される。断熱変化やポリトロップ変化を仮定して圧力上昇が求まり、圧縮運転に伴うガス荷重が得られる。また理論的な吐出流速、インボリュートの重心、圧縮部におけるシール長さが算定される。組込容積比が一定であるために生ずる消費動力の変化が検討され、圧縮過程の解析も行なわれた。

3.1 インボリュート曲線

スクロール圧縮機の渦巻体を形成する曲線については正多角形のインボリュート（伸開線）を用いることができる。図3.1に線分、正三角形、正方形及び円のインボリュート曲線を示す。正多角形のインボリュートは同図のように円弧の接続であり、円のインボリュートは無限小の円弧の接続で曲率が連続的に変化していく曲線である。

3.2 円のインボリュートの性質

円のインボリュートは、図3.2の伸開角 ϕ をパラメタとする座標系で⁽⁸⁷⁾

* build-in volume ratio

$$\left. \begin{aligned} x &= a (\cos \phi + \phi \sin \phi) \\ y &= a (\sin \phi - \phi \cos \phi) \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

で表わされる。図 3.2 に示された半径 a の円を、インボリュートの基礎円 (base circle) と呼ぶ。

(3.1) 式はまたパラメタ ϕ を用いて $r^2 = x^2 + y^2$ の関係より

$$r = a \sqrt{1 + \phi^2} \quad (3.2)$$

図 3.2 において点 (x, y) における接線の傾きは

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= \frac{\frac{dy}{d\phi}}{\frac{dx}{d\phi}} \\ &= \tan \phi \end{aligned} \quad (3.3)$$

であり絶えず巻出線に直角である。

スクロール圧縮機の渦巻体は有限巾であるので、図 3.3 の座標系で渦巻壁の形状は、 α を基礎円上のインボリュートの始点角として、

$$\left. \begin{aligned} x_i &= a \{ \cos(\phi_i + \alpha) + \phi_i \sin(\phi_i + \alpha) \} \\ y_i &= a \{ \sin(\phi_i + \alpha) - \phi_i \cos(\phi_i + \alpha) \} \\ x_o &= a \{ \cos(\phi_o - \alpha) + \phi_o \sin(\phi_o - \alpha) \} \\ y_o &= a \{ \sin(\phi_o - \alpha) - \phi_o \cos(\phi_o - \alpha) \} \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

図 3.3 に示されたインボリュート曲線は、その幾何学的な特性から、容易に創成できる。図 3.4 に示されたように、基礎円の一点にバイトを設置して工作物 (図中の円テーブルの一体) が一回転すると同時に $2\pi a$ だけは作物 (あるいはバイト) を並進するように移動させればよい。この場合、バイトの中心の軌跡線がインボリュートになるとともにその包絡線もまたインボリュートになる。

スクロール圧縮機の幾何学的主要諸元は、図 1.3 に示された通り、

$$\text{渦 巻 数} \quad N + \frac{1}{4}$$

基礎円半径	a
スクロール・ピッチ	$p (= 2\pi a)$
スクロール・厚さ(歯厚)	$t (= 2\pi\alpha)$
スクロール・高さ	h
インボリュート始点角	α

3.3 円のインボリュートを用いたスクロール圧縮機

3.3.1 行程容積と組込容積比

図 3.5 に示されたインボリュートについて微小要素の面積 dS は

$$dS = \frac{1}{2} (a\phi)^2 d\phi$$

であるから、

$$S = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \quad (3.5)$$

図 3.6 のように対の円のインボリュートを組合せて圧縮室を構成した場合、中心の圧縮室より数えて 2 番目の部屋の投影面積 S は図 3.7 を参照して、 θ を回転角とすれば

$$S_L = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{9}{2} \pi - \alpha - \theta \\ \frac{5}{2} \pi - \alpha - \theta \end{array} \right\}$$

$$S_S = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{7}{2} \pi + \alpha - \theta \\ \frac{3}{2} \pi + \alpha - \theta \end{array} \right\}$$

となるので

$$\begin{aligned} S &= S_L - S_S \\ &= 2\pi a^2 (\pi - 2\alpha) (3\pi - \theta) \end{aligned}$$

図 3.6 に示されたように 2 つ同形状の圧縮室が形成されるので、その容積は

$$V_2 = 2 \times 2 \pi a^2 (\pi - 2\alpha) (3\pi - \theta) \times h$$

$$= \pi p (p - 2t) h (3 - \frac{\theta}{\pi})$$

一般に中心の室から i 番目の室は無次元形で

$$\frac{V_i}{\pi p (p - 2t) h} = (2i - 1) - \frac{\theta}{\pi} \quad (i \geq 2) \quad (3.6)$$

図 3.8 に示された最も内側の圧縮室について、同図に示された記号で、その投影面積 S は、図 3.9 を参照して

$$S = 2S_1 - S_2 - 2S_3 + 2S_4$$

$$= \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{5}{2} \pi - \alpha - \theta \right)^2 - \left(\frac{3}{2} \pi - \alpha - \theta \right)^2 \right\} - 2a^2 \alpha \left(\frac{3}{2} \pi - \theta \right)^2$$

$$- \frac{2}{3} a^2 \alpha^3 + (-S_2 + 2S_4)$$

$$0 \leq \theta < \theta^* \quad (3.7)$$

θ^* は吐出開始角である。ここで (3.5) 式を用いて

$$S_1 = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{5}{2} \pi - \alpha - \theta \\ \frac{3}{2} \pi - \alpha - \theta \end{array} \right\}$$

$$S_3 = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{3}{2} \pi + \alpha - \theta \\ 0 \end{array} \right\} - \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{3}{2} \pi - \alpha - \theta \\ 0 \end{array} \right\}$$

で計算される。

S_2 は図 3.10 に示されている斜線の部分の面積であり、幾何学的な関係よりクランク半径が $r = \frac{p}{2} - t$ であることを考慮して

$$S_2 = a^2 (\pi - 4\alpha) \quad r \geq 2a \quad (3.8)$$

$$= a^2 \left[\pi - 4\alpha + 2 \cos^{-1} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) - (\pi - 2\alpha) \sin \left\{ \cos^{-1} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) \right\} \right]$$

$$r < 2a$$

で与えられる。

S_4 は工作用のバイトと円のインボリュートとの干渉によって切削される部分の面積で後出の図 3.12 の斜線部分の面積である (S_4 の解析

的表現も可能であるが複雑でその値も小さいので省略する)。

$\theta^* \leq \theta < 2\pi$ については、もう一つ外側の圧縮室とつながるので、(3.7)式を 2π だけ進めて

$$\begin{aligned} S &= 2S_1 - S_2 - 2S_3 + 2S_4 \\ &= \frac{1}{3}a^2\left\{\left(\frac{9}{2}\pi - \alpha - \theta\right)^3 - \left(\frac{7}{2}\pi - \alpha - \theta\right)^3\right\} - 2a^2\alpha\left(\frac{7}{2}\pi - \theta\right)^2 \\ &\quad - \frac{2}{3}a^2\alpha^3 + (-S_2 + 2S_4) \end{aligned} \quad \theta^* \leq \theta < 2\pi \quad (3.9)$$

(3.7)式あるいは(3.9)式を用いて、最も内側の圧縮室の容積は

$$V_1 = S \cdot h \quad 0 \leq \theta < \theta^* \quad \text{及び} \quad (3.10)$$

$$V_2 = S \cdot h \quad \theta^* \leq \theta < 2\pi$$

で表わされる。

(3.6)及び(3.10)式の計算例を図3.11に示す。圧縮行程中の容積変化は回転角に対して直線的であり、吐出行程に入った圧縮室の容積変化は回転角の2次関数になっている。

(3.6)式より $N + \frac{1}{4}$ 巻のスクロール圧縮機の行程容積は

$$V_s = (2N - 1)\pi p(p - 2t)h \quad (3.11)$$

図3.11より理論的な組込容積比 v は

$$v = \frac{2N-1}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \quad (3.12)$$

以上の式の中で吐出開始角 θ^* は例えば工作用のバイトと円のインボリュートの干渉によって決まる。この干渉状態を図3.12に示す。同図の x, y 座標系では、点 P は方程式(3.4)の x_0, y_0 とバイトの外径の交点として求まる。バイトの外径の方程式は

$$(x + a)^2 + y^2 = \{a(\pi - a)\}^2 \quad (3.13)$$

(3.13) 式の x , y に (3.4) の x_0 , y_0 を代入して消去すると

$$\phi_0^2 + 2 \phi_0 \sin(\phi_0 - \alpha) + 2 \cos(\phi_0 - \alpha) = (\pi - \alpha)^2 - 2 \quad (3.14)$$

この方程式を数値的に解いて図 3.12 の ϕ_0^* が求まる。この ϕ_0^* と吐出弁を用いない場合の吐出開始角 θ^* の関係は、図 3.13 より

$$\begin{aligned} \theta^* &= \pi + \left(\frac{\pi}{2} - \phi_0^* + \alpha \right) \\ &= \frac{3}{2} \pi - \phi_0^* + \alpha \end{aligned} \quad (3.15)$$

ϕ_0^* を用いて (3.15) 式の α と θ^* の関係を図 3.14 に示す。

渦巻体の最内周の形状を幾何学的に変更して θ^* を (3.14) 以外の値にすることも可能であり、最近ではそのような工夫もされている。

3.3.2 揺動スクロールに作用する圧力による荷重の算定

図 3.6 を参照して、揺動スクロールについて圧力は同図中辺 1~1' , 2~2' , 3~3' の部分に作用する。例えば辺 1~1' の部分の幾何学的関係は図 3.1 のようになっている。図 3.15 において、クランク軸に直角な接線方向の荷重は中心の圧縮室から順にその圧力を P_1 , P_2 , P_3 とすれば

$$F_{\theta_1} = a (4 \pi - 2 \theta) h (P_1 - P_2)$$

半径方向の荷重は

$$F_{r_1} = 2 a h (P_1 - P_2)$$

以下同様にして、 N 室存在する場合は

$$\begin{array}{ll} F_{\theta_1} = a (4 \pi - 2 \theta) h (P_1 - P_2) & F_{r_1} = 2 a h (P_1 - P_2) \\ F_{\theta_2} = a (8 \pi - 2 \theta) h (P_2 - P_3) & F_{r_2} = 2 a h (P_2 - P_3) \\ \vdots & \\ F_{\theta_n} = a (4N\pi - 2 \theta) h (P_N - P_{N+1}) & F_{r_n} = 2 a h (P_N - P_{N+1}) \end{array}$$

ここで P_{N+1} は吸入圧力であって P_s で表わすと、接線方向力 F_θ は

$$\begin{aligned} F_\theta &= \sum_{i=1}^N F_{\theta i} \\ &= P_s p h \sum_{i=1}^N \left(2i - \frac{\theta}{\pi}\right) \cdot (\rho_i - \rho_{i+1}) \end{aligned} \quad (3.16)$$

ここで ρ_i は圧力比で

$$\rho_i = \frac{P_i}{P_s}$$

断熱的に圧縮が行なわれる場合、 κ を比熱比として (3.6) 式と (3.11) 式より

$$\begin{aligned} \rho_i &= \left(\frac{V_s}{V_i}\right)^\kappa \\ &= \left\{ \frac{2N-1}{(2i-1) - \frac{\theta}{\pi}} \right\}^\kappa \quad 2 \leq i \leq N \end{aligned} \quad (3.17)$$

弁を用いない場合には、 $\rho_1 = P_d/P_s$ 。また定義より $\rho_{N+1} = 1$ である。

半径方向力 F_r は (内向きを正として)

$$\begin{aligned} F_r &= \sum_{i=1}^N F_{r i} \\ &= 2 P_s \cdot a h (\rho_1 - 1) \end{aligned} \quad (3.18)$$

F_r と F_θ の $r - \theta$ 面内での合力は

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_\theta^2} \quad (3.19)$$

一般に F_r は小さいので $F \approx F_\theta$ としてもよい。

中心の圧縮室について、スラストの加わる部分が、図 3.16 に示されている。歯厚の中心まで等しい圧力が加わっていると仮定すると、この部分の面積 A は (3.7) 式と同様の計算法により、

$$A = \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{5}{2}\pi - \theta\right)^3 - \left(\frac{3}{2}\pi - \theta\right)^3 \right\} - S_2 \quad \theta \leq \theta < \theta^* \quad (3.20)$$

$\theta^* \leq \theta \leq 2\pi$ では、もう一つ外側の圧縮室とつながるので、(3.20) 式を 2π だけ進めて

$$A = \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{9}{2}\pi - \theta\right)^3 - \left(\frac{7}{2}\pi - \theta\right)^3 \right\} - S_2 \quad \theta^* \leq \theta < 2\pi \quad (3.21)$$

ここで S_2 は図 3.10 に示されている斜線の部分である。中心以外の圧縮室のスラストを受ける面積については、例えば中心より 2 番目の圧縮室については図 3.7 を参照して（歯厚の中心を考慮するので $\alpha = 0$ として）

$$S_L = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{9}{2} \pi - \theta \\ \frac{5}{2} \pi - \theta \end{array} \right\}$$

$$S_S = \frac{1}{6} a^2 \phi^3 \left. \begin{array}{l} \frac{7}{2} \pi - \theta \\ \frac{3}{2} \pi - \theta \end{array} \right\}$$

より

$$S = S_L - S_S$$

$$= 2 \pi^2 a^2 (3 \pi - \theta)$$

これより容易にスラスト（軸方向荷重） F_t は、揺動スクロールの背面が吸入圧力の時

$$F_t = \pi P_s p^2 \left\{ \frac{A}{\pi p^2} (\rho_1 - 1) + \sum_{i=2}^N \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) (\rho_i - 1) \right\} \quad 0 \leq \theta < \theta^* \quad (3.22)$$

$$= \pi P_s p^2 \left\{ \frac{A}{\pi p^2} (\rho_1 - 1) + \sum_{i=8}^N \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) (\rho_i - 1) \right\} \quad \theta^* \leq \theta < 2\pi$$

ここで A は $0 \leq \theta < \theta^*$ に対しては (3.20) 式及び $\theta^* \leq \theta < 2\pi$ に対しては (3.21) 式を用いる。

3.3.3 揺動スクロールを駆動するトルク

ガス圧力に抗して揺動スクロールを駆動するトルク T は (3.16) 式を用いて

$$T = r \cdot F \theta$$

$$= \frac{1}{2} P_s p (p - 2t) h \sum_{i=1}^N \left(2i - \frac{\theta}{\pi} \right) (\rho_i - \rho_{i+1}) \quad (3.23)$$

(トルク T は $Td\theta = \sum_{i=1}^N (P_i - P_s) \cdot dV_i$ の関係からも求まる。⁽⁶¹⁾)

図 3.6 及び図 3.15 から理解されるように、クランク軸に直角に作用する力は、揺動スクロールの基礎円と固定スクロールの基礎円を結ぶ線分の midpoint に作用するので、揺動スクロールの基礎円中心を駆動する場合にはクランク偏心中心まわりに揺動スクロールを自転せしめようとするトルクが作用する。このトルクを自転トルクとして T_s で表わせば、

$$T_s = \frac{T}{2} \quad (3.24)$$

(3.16), (3.18), (3.22), (3.23) 及び (3.24) 式を組込圧縮比の条件で計算したものを図 3.17 に示す。同図から理解されるように圧縮に伴う荷重やトルクの変動が小さい。

3.3.4 理論的な吐出流速

最内周の圧縮室の容積は (3.8) 式及び (3.9) 式を用いて (3.10) 式で表わされる。圧縮機の吐出口の断面積を A 、吐出流速を u とすると、流体が吐出過程で非圧縮であることを仮定して、連続の条件より

$$\frac{dV}{dt} = -u \cdot A \quad (3.25)$$

圧縮機の回転数が一定であるとする θ を回転角、 ω を角速度、 t を時間として $\theta = \omega t$ 。この仮定と (3.10) 式及び (3.25) 式より

$$\begin{aligned} \frac{u}{\left(1 - \frac{2\alpha}{\pi}\right) \frac{p^2 h \omega}{A}} &= 1 - \frac{\theta}{2\pi} & 0 \leq \theta < \theta^* \\ &= 2 - \frac{\theta}{2\pi} & \theta^* \leq \theta < 2\pi \end{aligned} \quad (3.26)$$

(3.26) 式より吐出流速は直線的に変化し、図 3.18 のように表わされる。平均流速 \bar{u} はこれより直ちに

$$\frac{\bar{u}}{\left(1 - \frac{2\alpha}{\pi}\right) \frac{p^2 h \omega}{A}} = 1.5 - \frac{\theta^*}{2\pi} \quad (3.27)$$

3.3.5 円のインボリュートの重心

円のインボリュートの重心に関する情報は設計上必要である。図 3.19(a) のようなインボリュートについて考えると、重心 (x_G, y_G) について、 l をインボリュートの長さとして

$$x_G = \frac{\int x d l}{\int d l}$$

$$y_G = \frac{\int y d l}{\int d l}$$

となり、(3.1) 式及び

$$d l = a \phi \cdot d \phi$$

より

$$\left. \begin{aligned} x_G &= \frac{\int_0^\theta a (\cos \phi + \phi \sin \phi) a \phi d \phi}{\int_0^\theta a \phi \cdot d \phi} \\ &= 2 a \left(-\cos \theta + 3 \frac{\sin \theta}{\theta} + 3 \frac{\cos \theta - 1}{\theta^2} \right) \\ y_G &= \frac{\int_0^\theta a (\sin \phi - \phi \cos \phi) a \phi d \phi}{\int_0^\theta a \phi \cdot d \phi} \\ &= 2 a \left(-\sin \theta - 3 \frac{\cos \theta}{\theta} + 3 \frac{\sin \theta}{\theta^2} \right) \end{aligned} \right\} (3.28)$$

ここで θ はインボリュート終端の伸開角で $\theta = 2\pi N + \frac{\pi}{2}$ 。

一般に図 3.19(b) のようなインボリュートについて、その重心 $x_G(\alpha)$, $y_G(\alpha)$ は (α の関数として)

$$x_G(\alpha) = \frac{\int_0^{\theta-\alpha} a \{ \cos(\phi + \alpha) + \phi \sin(\phi + \alpha) \} a \phi \cdot d \phi}{\int_0^{\theta-\alpha} a \phi \cdot d \phi}$$

$$\begin{aligned}
&= 2a \left\{ -\cos \vartheta + 3 \frac{\sin \vartheta}{(\vartheta - \alpha)} + 3 \frac{(\cos \vartheta - \cos \alpha)}{(\vartheta - \alpha)^2} \right\} \\
y_G(\alpha) &= \frac{\int_0^{\vartheta - \alpha} a \{ \sin(\phi + \alpha) - \phi \cos(\phi + \alpha) \} a \phi \cdot d\phi}{\int_0^{\vartheta - \alpha} a \phi \cdot d\phi} \\
&= 2a \left\{ -\sin \vartheta - 3 \frac{\cos \vartheta}{(\vartheta - \alpha)} + 3 \frac{(\sin \vartheta - \sin \alpha)}{(\vartheta - \alpha)^2} \right\}
\end{aligned} \tag{3.29}$$

図 3.19(c) の $\alpha \sim \alpha + d\alpha$ 間の微小巾の円のインボリュートの面積 $dS(\alpha)$ は

$$\begin{aligned}
dS(\alpha) &= \ell(\alpha) \cdot a d\alpha \\
&= \frac{1}{2} a (\vartheta - \alpha)^2 \cdot a d\alpha \\
&= \frac{1}{2} a^2 (\vartheta - \alpha)^2 \cdot d\alpha
\end{aligned} \tag{3.30}$$

図 3.19(d) のような有限巾インボリュートの重心 (X_G, Y_G) は、
(3.29), (3.30) 式を用いて

$$\begin{aligned}
X_G &= \frac{\int_{-\alpha}^{\alpha} x_G(\alpha) \cdot dS(\alpha)}{\int_{-\alpha}^{\alpha} dS(\alpha)} \\
&= 2a \left(-\cos \vartheta + 9 \frac{\vartheta}{3\vartheta^2 + \alpha^2} \sin \vartheta + 9 \frac{\alpha \cos \vartheta - \sin \alpha}{3\alpha\vartheta^2 + \alpha^3} \right) \\
Y_G &= \frac{\int_{-\alpha}^{\alpha} y_G(\alpha) \cdot dS(\alpha)}{\int_{-\alpha}^{\alpha} dS(\alpha)} \\
&= 2a \left(-\sin \vartheta - 9 \frac{\vartheta}{3\vartheta^2 + \alpha^2} \cos \vartheta + 9 \frac{\sin \vartheta}{3\vartheta^2 + \alpha^2} \right)
\end{aligned} \tag{3.31}$$

通常 $\alpha \ll \vartheta$ なので実用上は (3.28) 式でも十分である。(3.30) 式の積分は有限巾インボリュートの面積を与え

$$S(\alpha) = a^2 \alpha \vartheta^2 + \frac{1}{3} a^2 \alpha^3 \tag{3.32}$$

$S(\alpha) \cdot h$ は渦巻体の体積を与え材質の密度よりその質量が求まる。

3.3.6 スクロール圧縮機のシール長さ

スクロール圧縮機において漏れが生ずる部分は揺動スクロールについて図 3.20 に示されている。同図に示されているように、軸方向すきまからは半径方向漏れが、半径方向すきまからは周方向漏れが生ずる。

最も内側のシール長さについて、インボリュートの幾何学的性質から

$$L_1 = \underbrace{\left\{ \frac{1}{2} a \left(2\pi + \frac{\pi}{2} - \theta \right)^2 - \frac{1}{2} a \left(\pi + \frac{\pi}{2} - \theta \right)^2 \right\}}_{\text{軸方向シール長さ}} \times 2 + \underbrace{h \times 2}_{\text{半径方向シール長さ}}$$

$$= p \cdot (2\pi - \theta) + 2h$$

ここで、 L_1 は固定スクロールのシール長さを含んでいるので、2 倍した値を用いている。また軸方向シールの長さについては、有限巾インボリュートの中心を連ねた部分の長さを用いている。一般に中心から数えて N 番目の圧縮室のシール長さは、

$$L_i = p(2i \cdot \pi - \theta) + 2h \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (3.33)$$

(3.33) 式は図 3.21 に示されている。スクロール圧縮機の外周部では、軸方向シールの長さが卓越しているが、中心部では半径方向シールに対する割合は同程度になっている。

スクロール圧縮機の効率向上を実現するためには、軸方向及び半径方向のすきまを効果的にシールすることが重要となる。

3.3.7 組込容積比が一定であるために生ずる消費動力の増加

スクロール圧縮機においては組込容積比が (3.12) 式のように与えられる。ポリトロプ指数を n として、理論組込圧縮比 ρ^* は⁽⁸⁸⁾、組込容積比 v を用いて

$$\rho^* = v^n \quad (3.34)$$

(3.33)式で表わされる圧縮比以外の圧縮比では、図3.22で表わされるような、不足圧縮や過圧縮に伴う不要な動力を消費することになる。同図において過圧縮に伴う不要な動力消費 ΔL は

$$\begin{aligned} \Delta L &= \int_{v_d^*}^{v_d} P \cdot dV - Pd(V_d - V_d^*) \\ &= P_s V_s \left\{ \frac{1}{n-1} \rho^{*\frac{n-1}{n}} - \frac{n}{n-1} \rho^{\frac{n-1}{n}} + \rho \cdot \rho^{*-\frac{1}{n}} \right\} \end{aligned} \quad (3.35)$$

不要な動力消費なき場合の動力

$$L = \frac{n}{n-1} P_s V_s \left[\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.36)$$

との比 δ は

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{\Delta L}{L} \\ &= \frac{\rho^{*\frac{n-1}{n}} - n \cdot \rho^{\frac{n-1}{n}} + (n-1)\rho \cdot \rho^{*-\frac{1}{n}}}{n(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1)} \end{aligned} \quad (3.37)$$

不足圧縮の場合にも同様な計算で(3.37)式と同一の結果が得られる。(3.37)式の計算結果を図3.23に示す。過圧縮の側で動力の消費が大きくなる。不足圧縮の状態では、圧縮比に対してゆるやかに増加している。

3.4 圧縮過程の解析

スクロール圧縮機の漏れの生じ方は図3.21に示されたように、軸方向すきまからの半径方向漏れと半径方向すきまからの周方向漏れが存在する。

本節では漏れの影響を簡単な圧縮過程解析モデルを用いて評価してみる。図3.24に $N=3$ の場合の圧縮室のモデルを示す。対の圧縮室は1つにまとめてモデル化している。同図は吐出開始角 θ^* より以前回転角(θ)の状態を示している($0 \leq \theta \leq \theta^*$)。吐出開始角より大

きい回転角 ($\theta^* \leq \theta < 2\pi$) では最内圧縮室と隣接した圧縮室が合流するので圧縮室が1つ減少する。同図では各漏れ部分を細いパイプとして表わしている。

解析モデルについて、簡単のため次のような仮定をおく。

- (1) 冷媒ガスは理想気体である。
- (2) ガスと境界面との伝熱は考えない。
- (3) ガスの流出入の前後で総エンタルピは保存される。
- (4) 流れは定常であり、圧縮室内の状態は一様である。
- (5) 油の影響は考えない。

各圧縮室の状態量を決定するにあたっては、内燃機関の容積部の取扱い⁽⁸⁹⁾ や回転式圧縮機の圧縮過程の解析法^{(90),(91)} と同じ方法を用いる。各圧縮室に対する支配方程式^{(89)~(91)} は、

質量保存

$$\frac{dG}{dt} = \Sigma m_{in} - \Sigma m_{out} \quad (3.38)$$

エネルギー保存

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{C_v G} \left\{ \frac{dQ_{in}}{dt} - P \frac{dV}{dt} + P v (\Sigma m_{in} - \Sigma m_{out}) + \Sigma (h_{o in} - h_o) m_{in} \right\} \quad (3.39)$$

状態方程式

$$P = \rho R T \quad (3.40)$$

ここで t は時間、 G は圧縮室内のガスの質量、 m_{in} は単位時間あたりに各すきまから圧縮室に流入するガスの質量、 m_{out} は単位時間あたりに各すきまより圧縮室から流出するガスの質量である。 Σ は各すきまからのガス漏れの総和であることを示している。 P は圧力、 T は温度、 ρ はガスの密度、 V は圧縮室の容積、 v はガスの比容積

である。Cv は定積比熱、R はガス定数である。ho は総エンタルピで Qin は壁面からの熱伝達を表わす。仮定により Qin = 0 である。

各すきまよりの単位時間あたりの漏れ m は先細ノズルからの 1 次元定常等エントロピー流を仮定すれば^{(92), (93)}

$$\left. \begin{aligned} \frac{ma_0}{A P_0} &= \kappa M \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} & \frac{P_0}{P} &< \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \\ &= \kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} & \frac{P_0}{P} &\geq \left(\frac{\kappa+1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \end{aligned} \right\} \quad (3.41)$$

ここで P₀ は高圧室の圧力（貯気槽と見なす）、P は低圧室の圧力でノズル・スロート出口側の圧力と見なす。M はスロートでのマッハ数で $P_0/P = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M^2\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ の関係より決まる。A は漏れの生ずる部分の有効断面積、a₀ は高圧室側の音速である。

吐出流については定常流で入口動圧に比例する圧力損失を次のように仮定する。

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho u^2 \cdot \xi \quad (3.42)$$

ここで ΔP は吐出口前後の圧力差、u は吐出流速、ξ は損失係数である。吸入側の圧損はここでは無視した。圧縮性や管摩擦などを含めた吸排気の非定常流れは特性曲線法⁽⁸⁹⁾で解析を進めている（付録 1 参照）。

(3.38)～(3.40) 式を (3.41) 式、(3.42) 式等を用いて数値積分して断熱効率、体積効率、あるいは圧力などが収束するまで計算すればよい。^{(90), (91)}

図 3.17 に示されるものと同一圧力、形状で回転数 3470 rpm の場合に図 3.22 などより求まるシール長さをを用い、すきまを一様に 10 μm（シールを用いても完全にすきまが無くならない）、損失係数 ξ = 30 と仮定した場合の計算結果を図 3.25 に示す⁽⁹⁴⁾（計算では質量流量平均吐出温

度を用いた断熱効率 $\eta_a = 78\%$ 、体積効率 $\eta_v = 92\%$)。圧縮行程については、解析と理論は似たような傾向であるが、吐出行程では解析モデルの方には吐出抵抗に起因する圧力のオーバーシュートが生じている。

このような計算モデルは厳密ではないが簡便に取扱えるため、設計時に必要な工作精度の概略値を与えるのにも用いられる。

第4章 スクロール圧縮機の運動解析

スクロール圧縮機の幾何学的な理論については、前章で明らかになった。さらに圧縮機の動的な挙動を把握できれば設計条件をより明確にすることができる。本章では揺動スクロールやオルダム継手の平面運動、圧縮機の振動などの解析的な取扱いについて述べる。

4.1 固定半径クランクの場合のモデル

スクロール圧縮機においては、半径方向すきまのシールを実現する目的で可変半径クランク機構を用いるのが一般的である。⁽⁴¹⁾⁽⁶⁰⁾⁽⁸⁰⁾しかし本節では簡単のためにまず固定半径クランクのモデルを取扱う。

4.1.1 揺動スクロールとオルダム継手の運動方程式とその解

図4.1に揺動スクロールの運転中のモデルを示す。同図において O_1 は回転中心(モータ中心)、 O_2 は揺動スクロールの中心である。揺動スクロールは、それに固定された $X-Y$ 座標が O_2 の回りに回転しないようにオルダム継手で規制されている。 O_1 と O_2 の距離は $P/2-t$ に保たれている。揺動スクロールとオルダム継手は同図の F_1 と F_2 が作用している部分で摺動可能な状態で結合している。

揺動スクロールに作用している力は、加速中に生ずる接線方向の $F_m (=m_s r \frac{d^2\theta}{dt^2})$ 、遠心力 $F_c (=m_s r (\frac{d\theta}{dt})^2)$ 、接線方向のガス荷重 F_θ 、半径方向内向きのガス荷重 F_r 、軸方向荷重(スラスト) F_t 、スラスト軸受の摩擦力 $\mu_t F_t$ 、オルダム継手に及ぼす力 F_1 と F_2 、オルダム継手との摺動によって生ずる摩擦力 $\mu_1 F_1$ と $\mu_2 F_2$ 、クランク軸偏

心穴からの軸受摩擦モーメント M_B である (F_t に比して揺動スクロールの自重は小さいので無視している)。

図 4.1 には、これらの力を X 軸及び Y 軸に垂直な面に投影した状態も示してある。また b はキーの高さ、 c はスラスト軸受面から測った揺動スクロール全体の重心、 e はキーの半巾、 h は揺動スクロールの渦巻高さ、 l は駆動軸の長さ、 δ は揺動スクロールの台板の厚み、 θ は回転角である。 F_B は揺動スクロールの軸受反力、 F_{Bx} 及び F_{By} は F_B の各投影面における成分である。 x 及び y は各投影面におけるスラスト反力の位置を示している。

図 4.2 にはオルダム継手のモデルを示す。 O_3 はオルダム継手の中心である。オルダム継手の図中 Y 軸に沿うキーは、軸受ハウジング内に設けられた溝に摺動自在で嵌合し往復直線運動を行なう。図中 X 軸に沿うキーは、揺動スクロールに結合するもので、揺動スクロールの角度的な姿勢を維持する。

オルダム継手に作用する力は、往復直線運動に基づく慣性力 $m_0 \frac{d^2}{dt^2}$ ($r \sin \theta$)、揺動スクロールから加わる F_1 及び F_2 、 F_1 と F_2 の作用する面の摺動に伴う摩擦力 $\mu_1 F_1$ 及び $\mu_2 F_2$ 、軸受ハウジングに伝えられる F_3 と F_4 、 F_3 と F_4 が作用する面の摺動に伴う摩擦力 $\mu_3 F_3$ 及び $\mu_4 F_4$ 、自重 $m_0 g$ 、自重に伴う摩擦力 $\mu_0 m_0 g$ である。

図中 n はオルダム継手円環部の平均半径、 w はオルダム継手円環部の厚みを示している。 x' 及び y' は $m_0 g$ に対する反力の位置を示している。

図 4.1 及び図 4.2 について力学的なつり合いを考える。図 4.2 のオルダム継手について x 方向の力のつり合いから

$$\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2 - F_3 + F_4 = 0 \quad (4.1)$$

同じくオルダム継手について y 方向のつり合いから

$$m_0 \frac{d^2}{dt^2} (r \sin \theta) = -F_1 + F_2 - \mu_3 F_3 - \mu_4 F_4 - \mu_0 m_0 g \quad (4.2)$$

オルダム継手中心に関するモーメントのつり合いから

$$F_1 \cdot n + F_2 \cdot n - F_3 \cdot n - F_4 \cdot n - \mu_1 F_1 \cdot e + \mu_2 F_2 \cdot e + \mu_3 F_3 \cdot e - \mu_4 F_4 \cdot e + \mu_0 m_0 g \cdot x' = 0 \quad (4.3)$$

揺動スクロールの中心 O_2 の回りのモーメントのつり合いから

$$F_\theta \cdot \frac{r}{2} + (\mu_t F_t \sin \theta \cdot y - \mu_t F_t \cos \theta \cdot x) - F_1 \cdot n - F_2 \cdot n + \mu_1 F_1 \cdot e - \mu_2 F_2 \cdot e + M_B = 0 \quad (4.4)$$

ここで図 4.1 において、スラスト軸受まわりのモーメントのつり合いから

$$x = \left\{ \frac{F_c}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} + c \right) - \frac{F_r}{F_t} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) - \frac{r}{2} \right\} \cos \theta + \left\{ \frac{F_\theta}{F_t} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + \frac{\ell}{2} \mu_t + \frac{F_m}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} + c \right) \right\} \sin \theta + \frac{\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \quad (4.5)$$

$$y = \left\{ \frac{F_\theta}{F_t} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + \frac{\ell}{2} \mu_t + \frac{F_m}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} + c \right) \right\} \cos \theta + \left\{ -\frac{F_c}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} + c \right) + \frac{F_r}{F_t} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + \frac{r}{2} \right\} \sin \theta + \frac{F_2 - F_1}{F_t} \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \quad (4.6)$$

図 4.2 においてオルダム継手の重心回りに関するモーメントのつり合いから

$$x' = \frac{(\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2)}{m_0 g} \cdot \frac{(b+w)}{2} + \frac{F_3 - F_4}{m_0 g} \cdot \frac{(b+w)}{2} \quad (4.7)$$

$$y' = \frac{-F_1 + F_2}{m_0 g} \cdot \frac{(b+w)}{2} + \frac{\mu_3 F_3 + \mu_4 F_4}{m_0 g} \cdot \frac{(b+w)}{2} + \mu_0 \cdot \frac{w}{2} \quad (4.8)$$

(4.1) ~ (4.4) 式を F_i ($i = 1 \sim 4$) について解けば

$$F_1 = \frac{1}{E} \{ D \cdot F - B \cdot G \} \quad (4.9)$$

$$F_2 = \frac{1}{E} \{ -C \cdot F + A \cdot G \} \quad (4.10)$$

$$F_3 = \frac{1}{E \cdot E'} \{ C' D - C D' \} \cdot F + (A D' - B C') \cdot G \quad (4.11)$$

$$F_4 = \frac{1}{E \cdot E''} \{ C'' D - C D'' \} \cdot F + (A D'' - B C'') \cdot G \quad (4.12)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} A &= (n - e \mu_1) + \mu_1 \mu_t \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \cos \theta + \mu_t \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \sin \theta \\ B &= (n + e \mu_2) + \mu_2 \mu_t \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \cos \theta - \mu_t \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \sin \theta \\ C &= (\mu_1 \mu_4 - 1) \{ (n - e \mu_3) + (n + e \mu_4) \} \\ &\quad - (\mu_3 + \mu_4) \{ \mu_1 (n + e \mu_4) + (n - e \mu_1) + \mu_0 \mu_1 (b + w) \} \\ D &= (\mu_2 \mu_4 + 1) \{ (n - e \mu_3) + (n + e \mu_4) \} \\ &\quad - (\mu_3 + \mu_4) \{ \mu_2 (n + e \mu_4) + (n + e \mu_2) + \mu_0 \mu_2 (b + w) \} \\ C' &= \mu_1 (n + e \mu_4) + (n - e \mu_1) + \mu_0 \mu_1 (b + w) \\ D' &= \mu_2 (n + e \mu_4) + (n + e \mu_2) + \mu_0 \mu_2 (b + w) \\ C'' &= -\mu_1 \cdot (n - e \mu_3) + (n - e \mu_1) + \mu_0 \mu_1 (b + w) \\ D'' &= -\mu_2 \cdot (n - e \mu_3) + (n + e \mu_2) + \mu_0 \mu_2 (b + w) \\ E &= A \cdot D - B \cdot C \\ E' &= (n - e \mu_3) + (n + e \mu_4) \end{aligned} \right\} \quad (4.13)$$

$$\left. \begin{aligned} F &= F_\theta \cdot \frac{r}{2} + M_B + \mu_t \left\{ F_r \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) - F_c \left(c + \frac{\ell}{2} \right) + F_t \frac{r}{2} \right\} \\ G &= E' \left\{ \mu_0 m_0 g + m_0 r \cos \theta \frac{d^2 \theta}{dt^2} - m_0 r \sin \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right\} \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

摩擦係数については

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= | \mu_1 | \cdot \text{sgn} (\sin \theta) \\ \mu_2 &= | \mu_2 | \cdot \text{sgn} (\sin \theta) \\ \mu_3 &= | \mu_3 | \cdot \text{sgn} (\cos \theta) \\ \mu_4 &= | \mu_4 | \cdot \text{sgn} (\cos \theta) \\ \mu_0 &= | \mu_0 | \cdot \text{sgn} (\cos \theta) \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

摩擦力は相対的な運動方向によってその向きを変えるので、回転角 θ の関数になっている。

軸受の摩擦モーメントは

$$M_B = \mu_B r_B F_B \quad (4.16)$$

ここで摩擦力の作用している場合 F_B は最初からは決まらず未知量である。従って繰返し算が必要となるが、近似的には摩擦力の作用していない場合の F_B を用いておけばよい。

(4.9)～(4.12)式により F_i ($i=1\sim 4$) が決まるが、摩擦力が作用しない場合について(4.1)～(4.4)式を再び書き下せば

$$-F_3 + F_4 = 0 \quad (4.17)$$

$$m_0 \frac{d^2}{dt^2} (r \sin \theta) = -F_1 + F_2 \quad (4.18)$$

$$F_1 \cdot n + F_2 \cdot n - F_3 \cdot n - F_4 \cdot n = 0 \quad (4.19)$$

$$F_\theta \cdot \frac{r}{2} - F_1 n - F_2 \cdot n = 0 \quad (4.20)$$

(4.17)～(4.20)式を F_i ($i=1\sim 4$) について解けば

$$F_1 = \frac{F_\theta \cdot \frac{r}{2}}{2n} - \frac{m_0 \frac{d^2}{dt^2} (r \sin \theta)}{2} \quad (4.21)$$

$$F_2 = \frac{F_\theta \cdot \frac{r}{2}}{2n} + \frac{m_0 \frac{d^2}{dt^2} (r \sin \theta)}{2} \quad (4.22)$$

$$F_3 = \frac{F_\theta \cdot \frac{r}{2}}{2n} \quad (4.23)$$

$$F_4 = \frac{F_\theta \cdot \frac{r}{2}}{2n} \quad (4.24)$$

(4.21), (4.22)式より、オルダム継手が揺動スクロールに結合する部分には、オルダム継手自身の慣性力が伝達されることが分る。通常の設計には摩擦力を考慮しない(4.21)～(4.24)式で十分である。

4. 1. 2 揺動スクロール軸受に作用する荷重の算定

図 4. 1 より、揺動スクロールに作用している力が示されている。
 x 方向及び y 方向の力のつり合いより、軸受荷重 F_B の x , y 成分はそれぞれ

$$F_{Bx} = F_\theta \cdot \sin \theta - F_r \cdot \cos \theta + F_c \cdot \cos \theta + F_m \sin \theta + \mu_t F_t \sin \theta + \mu_1 F_1 + \mu_2 F_2 \quad (4.25)$$

$$F_{By} = F_\theta \cdot \cos \theta + F_r \cdot \sin \theta - F_c \cdot \sin \theta + F_m \cos \theta + \mu_t F_t \cos \theta + F_2 - F_1 \quad (4.26)$$

あるいは F_B の接線方向および半径方向の成分はそれぞれ

$$F_{B\theta} = F_\theta + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta \quad (4.27)$$

$$F_{Br} = F_c - F_r + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta \quad (4.28)$$

4. 1. 3 圧縮機を駆動するのに必要なトルク

スクロール圧縮機を駆動するのに必要なトルクは、揺動スクロール軸受に作用する力の接線方向成分に対抗するのに必要なものと、各軸受の摩擦抵抗モーメントを加えたものであり、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} T &= F_{B\theta} \cdot r + \sum M_B \\ &= \{ F_\theta + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta \} r \\ &\quad + \mu_B F_B r_B + \mu_{B_1} F_{B_1} r_{B_1} + \mu_{B_2} F_{B_2} r_{B_2} \end{aligned} \quad (4.29)$$

ここで $F_{B\theta}$ は (4.27) 式を用いる。(4.29) 式右辺第 3 項は揺動スクロール軸受における摩擦モーメント (軸受摩擦力 \times 軸受半径)、第 4 項は主軸受における摩擦モーメント、第 5 項は副軸受における摩擦モーメントを表わしている。(4.29) 式の { } 内で第 1 項は圧縮に伴う荷重、第 2 項は揺動スクロールの加速に伴う荷重、第 3 項はスラスト軸受の摩擦力、第 4 項はオルダム継手の摩擦に伴う荷重、第 5 項は (4.2) 式を参照してオルダム継手の摩擦に伴う荷重とオルダム継手の慣性による荷重である。

4.1.4 圧縮機を駆動するのに必要なパワー

前項で駆動トルク T が求まっているので、圧縮機を駆動するのに必要なパワー L は、(4.2) 式及び (4.29) 式を用いて定速運転を仮定すれば ($\theta = \omega t$, $F_m = 0$)

$$\begin{aligned}
 L &= T \cdot \omega \\
 &= \{ F_\theta + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta \} r \omega \\
 &\quad + \mu_B F_B r_B \omega + \mu_{B_1} F_{B_1} r_{B_1} \omega + \mu_{B_2} F_{B_2} r_{B_2} \omega \\
 &= F_\theta \cdot r \omega - m_0 r^2 \omega^3 \sin \theta \cos \theta + \mu_t F_t \cdot r \omega + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) r \omega \sin \theta \\
 &\quad + (\mu_3 F_3 + \mu_4 F_4 + \mu_0 m_0 g) r \omega \cos \theta + \mu_B F_B r_B \omega \\
 &\quad + \mu_{B_1} F_{B_1} r_{B_1} \omega + \mu_{B_2} F_{B_2} r_{B_2} \omega \tag{4.30}
 \end{aligned}$$

(4.30) 式において右辺第 1 項は、ガスを圧縮するのに必要なエネルギー、第 2 項はオルダム継手を駆動するのに必要なエネルギー、第 3 項以下は各部の摺動損失である。右辺第 2 項はオルダム継手の往復運動に伴って発生するもので、回転数の 2 倍の周期で変化する。この項は可逆的でオルダム継手について 1 回転の平均は零になっている。

4.1.5 揺動スクロールに作用する転覆モーメント

図 4.1 に示されているように揺動スクロールには、スラスト荷重と同時にラジアル荷重も作用しているので、揺動スクロールには転覆しようとするモーメントが絶えず働いている。図 4.1 に示されている接線方向荷重 F_θ 、遠心力 F_c が大きかったり、スラスト F_t が小さかったり、スラスト軸受の外径が小さかったりすると、揺動スクロールは、スラスト軸受面の回りに転覆しようとする。

図 4.1 に示されているように、ラジアル荷重に対抗する軸受は 1

個であるから揺動スクロールに作用するモーメントに対抗するためには、同図の(x , y) 点に作用するスラスト反力 F_t に頼らなければならない。このスラスト反力 F_t がスラスト軸受中心(回転中心と同じ)のまわりにつくるモーメントは x 軸の回りに

$$M_x = F_t \cdot (y - r \sin \theta) \quad (4.31)$$

y 軸の回りに

$$M_y = F_t \cdot (x + r \cos \theta) \quad (4.32)$$

ここで x 及び y の値は、それぞれ(4.5)式と(4.6)式で与えられる。従ってモーメント M は

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (4.33)$$

モーメントの方向は

$$\theta_M = \tan^{-1} \frac{M_y}{M_x} \quad (4.34)$$

スラスト反力 F_t の作用位置のスラスト軸受中心からの距離 r_t は

$$r_t = \sqrt{(x + r \cos \theta)^2 + (y - r \sin \theta)^2} \quad (4.35)$$

スラスト軸受の実質的な外周の半径 $d_t/2$ に対する r_t の割合を $\tilde{\epsilon}$ とすると⁽⁸³⁾

$$\begin{aligned} \tilde{\epsilon} &= \frac{r_t}{\left(\frac{d_t}{2}\right)} \\ &= \frac{2M}{F_t \cdot d_t} \end{aligned} \quad (4.36)$$

ここで $M = r_t \cdot F_t$ の関係を用いた。 $\tilde{\epsilon} < 1$ が揺動スクロールを安定に運転するための条件である(揺動スクロールに背圧を加えてスラストを軽減する方法では $\tilde{\epsilon} \geq 1$ となり揺動スクロールが転覆してしまう⁽⁶²⁾)。スラスト軸受にはスラスト荷重に加えてモーメント M が加わり、スラスト軸受における反力は非対称となる。

4.1.6 計 算 例

固定半径クランクのモデルについて、行程容積 = 90.5 cc/rev 、回転数 3600 rpm における計算結果を示す。渦巻数は 3.25 、組込容積比は約 3 、スクロールピッチ $p = 20 \text{ mm}$ 、スクロール高さ $h = 24 \text{ mm}$ 、スクロール歯厚 $t = 4 \text{ mm}$ のもので、摩擦係数はすべて 0.01 としており、その他の諸元は計算結果のグラフ及び表 4.1 に示されている。

図 4.3 (a) には、空調の標準的な圧力条件 ($P_d/P_s = 2.06/0.59 \text{ Mpa}$: P_d 吐出圧力, P_s 吸入圧力) におけるオルダム継手の各反力を示す。揺動スクロールとオルダム継手の間に生ずる反力 F_1 , F_2 は 1 回転の間に正弦的に変化するが、これは (4.21), (4.22) 式に見られるように、オルダム継手自身の往復慣性力の効果である。これらの反力は平均的には圧縮トルクの $1/2$ に相当するトルクに対抗して発生しているものである。図 4.3 (b) には空調における高圧縮比の条件 ($P_d/P_s = 3.04/0.196 \text{ Mpa}$)、図 4.3 (c) は空調における重負荷の条件 ($P_d/P_s = 3.04/0.686 \text{ Mpa}$) のそれぞれにおけるオルダム継手反力の計算結果を示す。計算における不連続は、組込圧縮比からのずれによるものである。

図 4.4 (a), (b) 及び (c) には空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における、(4.7), (4.8) 式によって与えられるオルダム継手反力位置 x' , y' の計算値が示されている。オルダム継手の平均的な直径を 120 mm (図 4.2 の $n = 60 \text{ mm}$) としての計算結果であるが $y' > n$ なる状態が出現することが分る。この状態では、オルダム継手の実質的な反力点は外周であり、その点を支点としてオルダム継手が浮上しようとすることになる。これはオルダム継手の重心と駆動部のキー部分が同一平面内になくモーメントが生じているためである。

実際の設計に際しては、揺動スクロールの背面とオルダム継手端面での軸方向すきまを小さくするなどの配慮がなされる。同図中 $\theta = \pi$ における x' の符号の逆転はオルダム継手面における揺動方向が反転して摩擦力の向きが逆転するためである。 $\theta = \theta^*$ (吐出開始角) における x' の不連続は組込圧縮比からのずれによるものである。

図 4.5 (a), (b) 及び(c)には、空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における (4.27), (4.28) 式等によって与えられる揺動スクロール軸受に作用する荷重 F_B とその接線方向分力 $F_{B\theta}$ と半径方向分力 F_{Br} の計算値が示されている。図 4.5 (a) の空調標準条件では、圧縮比が組込圧縮比に近いので比較的滑らかな変動になっているが、図 4.5 (b) の高圧縮比等運転条件では組込圧縮比からのずれの大きい分だけ変動が大きくなっている。図中 F_{Br} の主成分は揺動スクロールの遠心力であり、 $F_{B\theta}$ はガス荷重が主成分である。 $F_B, F_{Br}, F_{B\theta}$ とも回転数の 2 倍の周波数成分が認められるが、これはオルダム継手の慣性力の影響で、例えば F_{Br} については (4.28) 式の右辺第 4 項の影響である ((4.21) 及び (4.22) 式で得られる F_1, F_2 を同項に代入してみるとよい)。物理的にはオルダム継手の往復直線運動の揺動スクロール回転角方向への影響が表われているというように解釈できる。

図 4.6 (a), (b) 及び(c)には、空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における、(4.29) 式によって与えられる駆動トルクの計算値を示す。揺動スクロール軸受負荷の計算値と同様、空調の標準条件ではトルクが滑らかであるが、組込圧縮比からはなれた高圧縮比や重負荷の条件では変動が大きい。これらのトルクは摩擦力やオルダム継手の慣性力の効果を含んでいるため、純粹にガスを圧縮するのに

必要なトルクとは少し異なった傾向を示す。

図 4.7 (a) , (b) 及び (c) に空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における (4.30) 式によって与えられる、駆動に必要なパワーの計算値 (図中 L) を示す。これらの図から (4.30) 式の右辺の第 2 項の影響が大きくあらわれていることが分る。定速運転の場合 ($\omega =$ 一定) 、オルダム継手のエネルギー収支の大きさは回転周波数の 3 乗に比例しているからである。その大きさは回転数の 2 倍の周波数で変動する。図中に純粹にガスを圧縮するのに必要なエネルギー L_g ($=F\theta r \cdot \omega$) を示してあるが、オルダム継手の影響が大きいことが分る。高速運転 (ω 大) 程この影響が顕著になる。

図 4.8 (a) , (b) 及び (c) に空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における (4.33) 式によって表わされる転覆モーメント M の計算値を示す。これも組込圧縮比からずれた図 4.8 (b) の高圧縮比の条件や図 4.8 (c) の重負荷の条件では変動が大きい。注目すべきは、重負荷条件よりも高圧縮比条件の方が、転覆モーメント M の最大値が大きいことである。

図 4.8 (d) , (e) 及び (f) に空調の標準、高圧縮比及び重負荷の 3 条件における (4.36) 式によって表わされる $\tilde{\omega}$ の計算値を示す。4.1.5 項で述べたように、揺動スクロールを安定に運転するためには $\tilde{\omega} < 1$ でなくてはならない。ここに示されたいずれの条件においても $\tilde{\omega} < 1$ は満足されているが、図 4.8 (e) に示された高圧縮比の条件では $\tilde{\omega}$ が最も大きくなっている。これは (4.36) 式において、高圧縮比条件では、転覆モーメント M に対してスラスト F_t が相対的に小さくなるためである。揺動スクロールの設計に際しては高圧縮比の条件で安定の確認をしなければいけない。

4.2 従動クランクを用いた場合のモデル

4.1 節では、クランク半径が一定の場合について議論したが、本節では半径方向シール技術を用いたスクロール圧縮機の機械力学モデルについて考える。

4.2.1 従動クランク機構の概略

第2章でも示されたように、スクロール圧縮機の渦巻体間の半径方向すきまのシールを行なうために、可変半径のクランクを用いる。これは従動クランクとも呼ばれ、図4.9に具体的な構造例を示す。同図において O_1 が回転中心であり、 O_2 がクランク偏心中心、 O_4 が偏心ブッシュの中心である。偏心ブッシュはクランク軸に回転自在にて嵌合している。スクロール圧縮機が運転を始めると、偏心ブッシュの O_2 に圧縮に伴う力 f_θ と半径方向力 f_r （主として遠心力）が作用する。半径方向力 f_r はクランク半径 O_1O_2 を増大させる作用をし、渦巻体間の半径方向すきまを自動的に零にしようとする。これが従動クランク機構の作用であり、シールによって性能向上に寄与するのみでなく、これがないとおよそ不可能に近い渦巻体の工作及び組立て誤差を自動的に調整して運転が行なわれるものである。次節で解析されるように、偏心ブッシュの取付角度 θ_p により f_θ の分力を半径方向内向き、外向きのいずれにも発生することが可能である。

4.2.2 従動クランクを用いた場合の半径方向シール力

スクロール圧縮機においては半径方向すきまのシール部分は回転角とともに移動するが、そのシール部分は図3.6に示されているように2本の平行な基礎円の接線上に位置している。従動クランクを

用いて半径方向すきまのシールを行なう場合、上述の基礎円の接線上のいずれか1つのある点で接触したとすると、力とモーメントのつり合いの計算より従動クランクの偏心中心に加わる力による駆動軸に対するモーメントは理論的に圧縮に必要なトルク $f_{\theta} \cdot r$ より大きくなって矛盾を生ずる。この場合、偏心中心 O_4 自体がクランク軸と共に回転可能であるので、揺動スクロールはさらに移動して他方の接線上のシール部分も接触する。即ち、従動クランクを用いた場合には、2本の平行な基礎円の接線上のシール部分について駆動中心の両側で少なくとも1点ずつ接触することになる。このようにして少なくとも2点で接触している状態の従動クランク機構の模式図を図4.10に示す(摩擦力等のない理想状態を考える)。

同図において、クランク軸を駆動するのに必要なトルク T は(点 O_4 について考える)

$$T = f_{\theta} \cdot (r - e_2) + f_2 \cdot e_1$$

これが理論的に定まる圧縮トルク $T = f_{\theta} \cdot r$ と等しいはずであるから

$$f_2 = \frac{e_2}{e_1} \cdot f_{\theta} \quad (4.37)$$

半径方向の力のつり合いから

$$f_r = f_2 + f_1 + f'_1 \quad (4.38)$$

(4.37)式を用いれば

$$f_1 + f'_1 = f_r - \frac{e_2}{e_1} f_{\theta} \quad (4.39)$$

従動クランク中心 O_4 まわりのモーメントのつり合いから

$$(e_1 - a) f'_1 + (e_1 + a) f_1 = e_1 f_r - e_2 f_{\theta} \quad (4.40)$$

(4.39)式を用いれば容易に

$$f_1 = f'_1 = \frac{1}{2} \left(f_r - \frac{e_2}{e_1} f_{\theta} \right) \quad (4.41)$$

(4.41) 式より理想的な場合各シール部分における半径方向シール力は等しいということが分る。また、半径方向シール力の合計は従動クランク駆動偏心ピン中心で生じている反力ベクトルを、クランク中心に生じている荷重ベクトルから差引いたものになるということも分る。クランク中心において支持される半径方向荷重は f_2 であり、 f_1 及び f'_1 は固定スクロール壁において支持される。

4.2.3 従動クランクを用いた場合の揺動スクロールのモデル

図 4.11 に従動クランクを用いた場合の各部に作用している力を示す(ここではシール機構部の摩擦力やそれによるモーメントを無視した)。基本的には図 4.1 と同一であるが、従動クランクを用いているため揺動スクロール駆動軸に作用している半径方向力と、スラスト反力の位置が異なっている。

同図より、揺動スクロールに作用する接線方向力は((4.27)式と同形)

$$f_{\theta} = F_{\theta} + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta \quad (4.42)$$

同じく揺動スクロールに作用している半径方向力は((4.28)式と同形)

$$f_r = F_c - F_r + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta \quad (4.43)$$

従動クランクを使用した場合の揺動スクロール軸受部に作用する力は、接線方向力について

$$F_{B_{\theta}} = f_{\theta} \quad (4.44)$$

半径方向力について(4.37)式より直ちに

$$F_{B_r} = f_{\theta} \cdot \tan \theta_p \quad (4.45)$$

半径方向すきまのシール力 f_s は、前節における議論より(4.37),

(4.41)式を用いて

$$\begin{aligned}
 f_s &= 2 f_1 \\
 &= f_r - f_\theta \cdot \tan \theta_p \\
 &= F_c - F_r + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta \\
 &\quad - \{F_\theta + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta\} \cdot \tan \theta_p
 \end{aligned} \tag{4.46}$$

(4.46)式において摩擦の影響がなく、定回転($\theta = \omega t$)であるとすると

$$f_s = F_c - F_r + m_0 r \omega^2 \sin^2 \theta - (F_\theta - m_0 r \omega^2 \sin \theta \cdot \cos \theta) \cdot \tan \theta_p \tag{4.47}$$

(4.47)式よりオルダム継手の慣性力の影響が f_s に含まれることが分る。オルダム継手の慣性力は、その質量に比例し、回転数の2乗に比例している。またその慣性力は回転数の2倍の周期で変動する($\sin^2 \theta$ 及び $\sin \theta \cdot \cos \theta$)。

4.2.4 従動クランクを用いた場合の転覆モーメント

図4.11に示されたように、半径方向力が作用している面内では、揺動スクロールに作用する転覆モーメント M_θ は、固定スクロールに支持される軸方向位置を z として ($f_s = 2 f_1$ の関係を用いて)

$$\begin{aligned}
 M_\theta &= 2 f_1 \cdot (z + \delta + \frac{\ell}{2}) \\
 &= F_c (c + \frac{\ell}{2}) - F_r (\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2}) + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta \cdot (\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2}) \\
 &\quad + (F_1 - F_2) \sin \theta \cdot (\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2})
 \end{aligned} \tag{4.48}$$

これより

$$\begin{aligned}
 z = & \frac{F_c (c + \frac{\ell}{2}) - F_r (\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2}) + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta \cdot (\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2}) +}{F_c - F_r + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \cos \theta + (F_1 - F_2) \sin \theta} \\
 & \frac{(F_1 - F_2) \sin \theta \cdot (\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2})}{- \{F_\theta + F_m + \mu_t F_t + (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta + (-F_1 + F_2) \cos \theta\} \cdot \tan \theta_p} - \delta - \frac{\ell}{2}
 \end{aligned} \tag{4.49}$$

従動クランク機構を用いる場合には、(4.49)式で求めたようにモーメント M_θ は固定スクロール壁と揺動スクロール駆動軸の2点で支持されてつり合う。

接線方向荷重が作用している面内では、スラスト反力の位置を r_θ として

$$\begin{aligned} M_r &= F_t \cdot r_\theta \\ &= F_\theta \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + F_m \left(c + \frac{\ell}{2} \right) + \{ (\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2) \sin \theta \} \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) \\ &\quad + \{ (-F_1 + F_2) \cos \theta \} \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) + \mu_t F_t \frac{\ell}{2} \end{aligned} \quad (4.50)$$

(4.50)式より、スラスト反力位置 r_θ は

$$\begin{aligned} r_\theta &= \frac{F_\theta}{F_t} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + \frac{F_m}{F_t} \left(c + \frac{\ell}{2} \right) + \left\{ \frac{(\mu_1 F_1 + \mu_2 F_2)}{F_t} \sin \theta \right. \\ &\quad \left. + \frac{(-F_1 + F_2) \cos \theta}{F_t} \right\} \left(\frac{\ell}{2} - \frac{b}{2} \right) + \mu_t \frac{\ell}{2} \end{aligned} \quad (4.51)$$

この時揺動スクロールを支承するスラスト軸受に加わる転覆モーメントは

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{ \left(F_t \cdot \frac{r}{2} \right)^2 + (F_t \cdot r_\theta)^2 } \\ &= F_t \cdot \sqrt{ \left(\frac{r}{2} \right)^2 + r_\theta^2 } \end{aligned} \quad (4.52)$$

固定半径クランクの場合にも求めた(4.35)式の r_t はこの場合

$$r_t = \sqrt{ \left(\frac{r}{2} \right)^2 + r_\theta^2 } \quad (4.53)$$

揺動スクロールの安定条件は(4.36)と同じく、(4.53)式を用いて $\tilde{\epsilon} < 1$ である。

固定スクロールの場合に(4.5)式及び(4.6)式で計算された x 、 y は図4.11より容易に

$$x = r_\theta \sin \theta - \frac{r}{2} \cos \theta \quad (4.54)$$

$$y = r_\theta \cos \theta + \frac{r}{2} \sin \theta \quad (4.55)$$

従って従動クランクを用いた場合の揺動スクロールとオルダム継手

の運動方程式 (4.1)~(4.4) の解は (4.54), (4.55) 式を用いて (4.9)~(4.12) 式と同じ形で表わされる。再び書き下せば

$$F_1 = \frac{1}{E} \{ D \cdot F - B \cdot G \} \quad (4.9)'$$

$$F_2 = \frac{1}{E} \{ -C \cdot F + A \cdot G \} \quad (4.10)'$$

$$F_3 = \frac{1}{E \cdot E'} \{ (C'D - CD') \cdot F + (AD' - BC') \cdot G \} \quad (4.11)'$$

$$F_4 = \frac{1}{E \cdot E'} \{ (C''D - CD'') \cdot F + (AD'' - BC'') \cdot G \} \quad (4.12)'$$

ここで (4.13), (4.14) 式で与えられる表式について

$$\left. \begin{aligned} A &= (n - e\mu_1) \\ B &= (n + e\mu_2) \end{aligned} \right\} \quad (4.13)'$$

$$F = F_\theta \cdot \frac{r}{2} + \mu_t F_t \cdot \frac{r}{2} + M_B \quad (4.14)'$$

であり、その他の (4.13), (4.14) 式中の表式はそのまま使うことができる。

4.2.5 計算例

(4.9)'~(4.12)' 式を用いて計算される $F_i (i=1\sim4)$ から、(4.46) 式で与えられる半径方向シール力 f_s を計算することができる。渦巻数 $(N + \frac{1}{4}) 3.25$, 行程容積 83 cc/rev ($h=22 \text{ mm}$) のものについて組込圧縮比 ($P_d/P_s = 2.18/0.6 \text{ MPa}$) 計算した結果を図 4.12 に示す。他の計算条件は同図中に示されているもの及び表 4.1 に示されているものと同一である。

偏心ブッシュの取付け角 θ_p をパラメタとして表示され、 $\theta_p = 0^\circ$ の場合は、半径方向シール力の f_s の主成分は遠心力であり、 $\theta_p = +10^\circ$ の場合には接線方向力 f_θ の半径方向内向きの分力が生じて、半径方向シール力 f_s が減少する。 $\theta_p = -10^\circ$ の場合は逆に接線方向力 f_θ の半径方向外向きの分力が生じて、半径方向シール力 f_s が増加する。

半径方向シール力 f_s は回転数の 2 倍の周期で変動しており、これは (4.46) 式右辺第 4 項及び右辺 { } 内第 5 項の影響であり、((4.2) 式あるいは (4.18) 式参照) これはまたオルダム継手の往復運動の影響であると言える。摩擦力の影響が小さいものとし、回転数が一定であるとすれば、(4.21) 及び (4.22) 式を参照してこの変動の振幅は回転数の 2 乗に比例し、オルダム継手の質量に比例している。従って高速回転ではオルダム継手の質量を制限して過度の半径方向シール力を防ぐようにする必要が生じる。

4.3 圧縮機全体としてのメカニズム

前節までは揺動スクロールとオルダム継手のメカニズムについて取扱ったが、本節では駆動系のロータ系及びステータ系も含めたメカニズムを扱う。4.3.1 項、4.3.2 項ではまず固定半径クランクのものについて考え、ついで 4.3.3 項で従動クランクについて検討する。

4.3.1 ロータ系に作用する力

図 4.1 3 にクランク軸及びロータ系に作用している力を示してある。クランク軸上端の揺動スクロール軸受には、揺動スクロールに作用する接線方向力及び半径方向力の合計の荷重 F_B が加わってくる。この荷重 F_B のうち遠心力の成分はクランク軸上部に取付けられた第 1 バランサ及び、ロータ下端に取付けられた第 2 バランサによって平衡している。揺動スクロール軸受にはさらに軸受の摩擦力による摩擦モーメント M_B が作用している。クランク軸は、主軸受及び副軸受で支承され、その反力は軸受の軸方向配置で定ま

る F_{B_1} 及び F_{B_2} となる。また各軸受における摩擦モーメントはそれぞれ M_{B_1} 及び M_{B_2} である。電動機を用いる場合には、電動機ロータの磁気中心がずれた場合には図のような不平衡力 F_e が軸方向あるいは半径方向に生ずる（ここでは F_e を無視しておく）。電動機の出力は、揺動スクロール軸受に接線方向に作用する力（圧縮反力）に対抗するものと各軸受損失との和に釣り合っている。

4.3.2 ステータ系に作用する力

図 4.14 にステータ系に作用する力を示してある。固定スクロールには、揺動スクロールと逆向きのガス荷重が加わっている。ガス荷重の作用点は、回転中心と、クランク中心の midpoint である。ガス荷重のうち接線方向成分は、固定スクロールを回転方向に回転せしめようとするモーメントを発生する。その大きさは理論的な圧縮トルクの半分である。ステータに設けられたジャーナル軸受には荷重 F_{B_1} と F_{B_2} 及び摩擦トルク M_{B_1} と M_{B_2} が作用している。スラスト F_t とそれによる摩擦力 $\mu_t F_t$ がスラスト軸受に加わっている。オルダム継手からの力 F_3 及び F_4 とそれに伴う摩擦力 $\mu_3 F_3$ と $\mu_4 F_4$ がステータに加わり、時間平均で見た場合 F_3 及び F_4 によってステータに加わるトルクは、圧縮トルクの半分である。ガス圧縮トルク及び摩擦モーメントに対抗してロータにトルク T を加えるために、ステータに反トルク T が加わっている。

4.3.3 従動クランクの場合

従動クランクを用いる場合は (4.46) 式で与えられる半径方向シール力 f_s が固定スクロール壁で支持される。前述のように少なくとも

も駆動中心の両側の各 1 点ずつで支持されその合計の反力 f_s は駆動中心を通るような力である。例えば偏心ブッシュの取り付け角度 $\theta_p = 0^\circ$ の場合 f_s の主成分は揺動スクロールの運動に伴う遠心力であり、この場合駆動軸だけを取り出して考えれば 2 つのバランスウェイトは f_s が固定スクロールによって固定されるためモーメントを発生して不平衡力となる。このバランス・ウェイトによる不平衡力はハウジングに伝わり、固定スクロールに作用する半径方向シール力 f_s とつり合い、結局系全体としてはつり合っている。従動クランクを用いる場合には、固定半径クランクを用いる場合に比して軸受荷重 F_B は f_s をベクトル的に減じた分だけ小さくなる。

4.4 スクロール圧縮機の振動モデル

本節では、ロータ系及びステータ系の回転軸まわりの剛体回転振動を記述する方程式を導き、運転中の挙動について考察を加える。従来の回転式圧縮機と同様に回転軸まわりの振動は圧縮に伴うトルク変動に支配されているが、変動幅が小さいので振幅が小さいことが本解析モデルからも示される。

計算例として渦巻数 3.25 , 行程容積 90.5 cc/rev のものが解析された。ステータ防振系固有振動数が通常程度のものが計算され、過渡状態から定常に達する模様が示された。

4.4.1 スクロール圧縮機の周方向振動モデル

図 4.13 に示された圧縮機のロータ系及び図 4.14 に示されたスクロール圧縮機の回転軸まわりの運動方程式は、前出の記号を用いて次のように与えられる(ここでは簡単のために固定半径クランクの

みを考えておく)。I をロータ系、I_s をステータ系の慣性モーメント、T をモータ・トルクとして

ロータ系

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} = T - F_{B\theta} \cdot r - M_B - M_{B_1} - M_{B_2} \quad (4.56)$$

ステータ系

$$I_s \frac{d^2\theta_s}{dt^2} + \mu_s \frac{d\theta_s}{dt} + k_s \theta_s = T - F\theta \cdot \frac{r}{2} - F_3 \cdot n - F_4 \cdot n - \mu_t F_t (r + x \cos \theta - y \sin \theta) - M_{B_1} - M_{B_2} \quad (4.57)$$

ここで θ はロータの回転角、 θ_s はステータの変位角である。軸側と軸受側の摩擦モーメントは近似的に等しいと仮定している。⁽⁹⁵⁾

(4.9)~(4.15)式を利用して(4.56)、(4.57)式を変形すれば

$$\begin{aligned} & \left\{ I + m_s r^2 + \frac{E'}{E} (-K_1 B + K_2 A) m_0 r^2 \cos \theta \right\} \frac{d^2\theta}{dt^2} \\ & = T - \left\{ F\theta + \mu_t F_t + \frac{F}{E} (K_1 D - K_2 C) + \frac{E'}{E} (-K_1 B + K_2 A) \mu_0 m_0 g \right. \\ & \quad \left. - \frac{E'}{E} (-K_1 B + K_2 A) m_0 r \sin \theta \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right\} r - M_B - M_{B_1} - M_{B_2} \quad (4.58) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_s \frac{d^2\theta_s}{dt^2} & = -\mu_s \frac{d\theta_s}{dt} - K_s \theta_s + T \\ & \quad - F\theta \cdot \frac{r}{2} - F_3 \cdot n - F_4 \cdot n - \mu_t F_t (r + x \cos \theta - y \sin \theta) - M_{B_1} - M_{B_2} \quad (4.59) \end{aligned}$$

(4.58)式及び(4.59)式で三相誘導電動機のトルク T は⁽⁹⁶⁾

$$T = \frac{p V_1^2 \frac{r_2}{s}}{4 \pi f \left(r_1 + \frac{r_2}{s} \right)^2 + (x_1 + x_2)^2} \quad (4.60)^*$$

* ここでは

$$p = 2 \qquad r_2 = 0.4129 \Omega$$

$$V_1 = 200 \text{ V} \qquad x_1 = 0.8971 \Omega$$

$$f = 60 \text{ Hz} \qquad x_2 = 0.6494 \Omega$$

$$r_1 = 0.4240 \Omega$$

であり

$$\dot{\theta} + \dot{\theta}_s = \omega_0 \cdot (1 - s) \quad (4.61)$$

で与えられる。非定常の場合にも(4.60)式が成立つことを仮定する。ここで、 p は極数、 V_1 は1次側電圧、 r_1 及び r_2 は1次側及び2次側の抵抗、 x_1 及び x_2 は1次側及び2次側のリアクタンス、 f は電源周波数、 s はすべりである。 ω_0 はすべりの無い時の角速度で $\omega_0 = 2\pi \cdot f$ で与えられる。また(4.58)式において

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \mu_1 \sin \theta - \cos \theta \\ K_2 &= \mu_2 \sin \theta + \cos \theta \end{aligned} \right\} \quad (4.62)$$

とおいた。(4.58),(4.59)式における A, B, C, D は(4.13)式に、 x, y は(4.5)式及び(4.6)式によって与えられる。

4.4.2 スクロール圧縮機周方向振動の計算例

渦巻数($N + 1/4$) 3.25, 行程容積 $V = 90.5 \text{ cc/rev}$ の圧縮機について以下の条件で計算を行なった(圧縮機の詳細な次元は表4.1に与えられている)。

$$P_d/P_s = 2.06 / 0.59 \text{ MPa}$$

$$I = 2.94 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$I_s = 2.58 \times 10^{-1} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2)$$

$$\mu_s = 4.9 \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s} \quad (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s})$$

$$k_s = 2.55 \times 10^2 \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}^2 \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$\omega_n = 31 \text{ Hz} \quad (\text{固有振動数})$$

$$\zeta = 0.3 \quad (\text{減衰係数比})$$

図4.15(a)~(c)に、 $\theta = \dot{\theta} = \theta_s = \dot{\theta}_s = 0$ の初期条件で解いた結果を示す。時間きざみ $\Delta t = 10^{-4} \text{ sec}$ で $0 \leq t \leq 1.2 \text{ sec}$ の間を計算し

た。 $t = 0.18 \text{ sec}$ 付近に θ_s の最大値が観測され、その時 $\theta_s \approx 0.05 \text{ rad}$ であるから、圧縮機のシェル半径が 90 mm であったとすればその周方向変位 Δ は

$$\Delta = 90 \times 0.05 = 4.5 \text{ mm}$$

と計算される。図 4.15 (c) で θ_s はまだ定常に達していないが、振幅はほぼ定常値に近いと考えると、片振幅で $\theta_s \approx 0.05 \times 10^{-3} \text{ rad}$ と見なされるので、圧縮機のシェル半径が 90 mm である時その周方向変位 Δ は

$$\Delta = 90 \times 0.05 \times 10^{-3} = 4.5 \text{ } \mu\text{m}$$

で小さいものである。

ロータの方は $t \approx 0.18 \text{ sec}$ 位で定速運転 $\dot{\theta} = \text{const}$ に入る事が図 4.15 (a) より観察される。 $\ddot{\theta} \approx 0$ でも $\dot{\theta} = \text{const}$ が実現されるのは言うまでもなく I の効果である。図 4.15 (c) において $\ddot{\theta}_s$ はほぼ定常に達していると考えられるので、 $1.0 \leq t \leq 1.2$ の $\ddot{\theta}_s$ の計算値を用いて、有限フーリエ変換⁽⁹⁷⁾ (Finite Fourier Transforms) を行なうと図 4.15 (d) が得られる。当然の事ながら回転数の成分が卓越している (データ点数 $n = 2000$ 、サンプリング間隔 $\Delta t = 10^{-4} \text{ sec}$ 、サンプリング時間 $T = n \cdot \Delta t = 0.2 \text{ sec}$ 、バンド幅 $B = 1/T = 5 \text{ Hz}$ 、ナイキスト・カットオフ周波数 $f_c = 1/(2 \cdot \Delta t) = 5000 \text{ Hz}$)。

第5章 スクロール圧縮機設計時のいくつかの問題点

5.1 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、これまで述べたように揺動スクロールに作用する接線方向荷重 f_θ や半径方向荷重 f_r 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。従って揺動スクロールを支承す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⁽⁸³⁾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 5.1 に、円環状のスラスト軸受のモデルを示す。外径半径を r_o 、内側半径を r_i とし平均直径を d_m としてある。

軸受の最大変形量 δ_{max} は (δ は軸方向の変形量)

$$\delta_{max} = \delta_T + \frac{\alpha \cdot d_m}{2} \quad (5.1)$$

スラスト軸受の図 5.1 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

$$\delta_\phi = \delta_T + \frac{\alpha \cdot d_m}{2} \cos \phi \quad (5.2)$$

(5.1) 式を (5.2) 式に代入すると

$$\delta_\phi = \delta_{max} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right] \quad (5.3)$$

ここで

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

周方向にみた負荷圏は、図 5.1 にあら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 (5.3) 式より

$$\phi_0 = \cos^{-1} \left(\frac{-2 \delta_T}{\alpha \cdot d_m} \right) \quad (5.4)$$

あるいは ϵ を用いて、

$$\phi_0 = \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \quad (5.5)$$

軸受素片の δ_ϕ の変形に対してその反力 $Q_\phi (= \frac{\partial Ft}{\partial \phi})$ は K を定数 t をべきとして次のように仮定される

$$Q_\phi = K \cdot \delta_\phi^t \quad (5.6)$$

(ここではすべり軸受を想定しているが、原文献(83)中で、ころ軸受で $t = 1.1$, $K = 5.21 \times 10^6 l_{\text{eff}}^{8/9}$ (l_{eff} はころの有効値 inch) が示されている。) 各軸受素片の反力の合計はスラストとつり合っているから

$$\begin{aligned} Ft &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \frac{\partial Ft}{\partial \phi} \cdot d\phi \\ &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} Q_\phi \cdot d\phi \end{aligned} \quad (5.7)$$

ここで

$$Q_\phi = K \delta_{\phi_{\text{max}}}^t \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \quad (5.8)$$

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

$$\begin{aligned} Ft &= Q_{\text{max}} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cdot d\phi \\ &= Q_{\text{max}} 2\pi J_A(\epsilon) \end{aligned} \quad (5.9)$$

ここで

$$J_A(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cdot d\phi \quad (5.10)$$

図 5.1 に示された $\phi = 90^\circ$ の線に関するモーメントのつり合いから、(5.9) と同様の計算によって

$$\begin{aligned}
M &= \int_{-\phi_0}^{\phi_0} Q_{\phi} \frac{d_m}{2} \cos \phi \cdot d\phi \\
&= Q_{max} \frac{d_m}{2} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cos \phi \cdot d\phi \\
&= Q_{max} 2\pi \frac{d_m}{2} \cdot J_R(\epsilon) \tag{5.11}
\end{aligned}$$

ここで

$$J_R(\epsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_0}^{\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\epsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cos \phi \cdot d\phi \tag{5.12}$$

前章で取扱った $\tilde{\epsilon}$ ((4.36)式を参照)は、(5.9)、(5.11)式を用いて (d_t と d_m を同一に取扱って d_m をスラスト軸受の実質的な外周と仮定すれば)

$$\begin{aligned}
\tilde{\epsilon} &= \frac{2M}{F_t \cdot d_m} \\
&= \frac{J_R(\epsilon)}{J_A(\epsilon)} \tag{5.13}
\end{aligned}$$

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 (5.6)式において $t = 1.0$ であると仮定すれば $J_R(\epsilon)$ と $J_A(\epsilon)$ は容易に積分できて

$$\begin{aligned}
J_A(\epsilon) &= \frac{1}{2} \left(2 - \frac{1}{\epsilon} \right) & \epsilon \geq 1 \\
&= \frac{1}{2\pi} \left[\left(2 - \frac{1}{\epsilon} \right) \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) + \frac{1}{\epsilon} \sin \{ \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \} \right] & \epsilon < 1 \tag{5.14}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
J_R(\epsilon) &= \frac{1}{4\epsilon} & (\epsilon \geq 1) \\
&= \frac{1}{2\pi} \left[\left(2 - \frac{1}{\epsilon} \right) \sin \{ \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \} + \frac{1}{4\epsilon} \sin \{ 2 \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1}{2\epsilon} \cos^{-1} (1 - 2\epsilon) \right] & (\epsilon < 1) \tag{5.15}
\end{aligned}$$

(5.14)式及び(5.15)式より

$$\begin{aligned}
\tilde{\epsilon} &= \frac{2M}{d_m \cdot F_t} \\
&= \frac{1}{4 \left(\epsilon - \frac{1}{2} \right)} & (\epsilon \geq 1) \tag{5.16}
\end{aligned}$$

$$= \frac{\frac{1}{4} \sin \{2 \cos^{-1}(1-2\epsilon)\} + \frac{1}{2} \cos^{-1}(1-2\epsilon) - (1-2\epsilon) \sin \{\cos^{-1}(1-2\epsilon)\}}{\sin \{\cos^{-1}(1-2\epsilon)\} - (1-2\epsilon) \cos^{-1}(1-2\epsilon)}$$

($\epsilon < 1$)

(5.14)～(5.16)式の各 ϵ に対する値を表5.1に示す。

運転時の荷重の計算値より $\tilde{\epsilon}$ が求まる。この $\tilde{\epsilon}$ より表5.1から ϵ が求まり $J_A(\epsilon)$ あるいは $J_R(\epsilon)$ が決定される。スラスト及びモーメントを表わす(5.9)式あるいは(5.11)式を用いて Q_{max} を算定できる。 Q_{max} が求まれば(5.7)式中の関係より Q_ϕ が計算できて図5.1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(5.4)式によって計算される。(5.4)式を計算する場合、 $\epsilon d_m \alpha = \delta_{max}$ より α を、(5.1)式より δ_T を求める。

5.2 スクロール圧縮機渦巻部分の形状最適化

スクロール圧縮機の渦巻部分の形状の最適化の手法についてはこれまで報告されていない。本節ではその方法の一つについて述べる。渦巻部分を平たく作るのがよいのか、あるいは背高に作るのがよいのかは設計者の指針に影響されることがあるが、これでは問題が統一的な形で取扱えないので不便である。渦巻部分の形状によって変化するスラスト、接線方向力、転覆モーメント、質量、遠心力等を比較してどのような形状が最適なのかを検討する。

5.2.1 行程容積を一定にした場合の最適化の考え方

空調機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ると例えば図5.2(a), (b)のような形状が考えられる。図5.2(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 (図中合わせて $F_{r\theta}$)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はじめて安定運転が不可能になる。従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。

つぎに、図 5.2 (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 2 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できなくなり、機械設計の立場上あまり好ましくない。従って、あまり平たく設計するのも良いとは言えない。

このように考えると、図 5.2 (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 等計算し最適点を探索する。ここでは、第 4 章で扱ったような詳細なモデルを用いず、主な荷重のみに着目して概算を行なう。

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 $(N + \frac{1}{4})$ を与える。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方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方が大きい値を示すことが分っているので、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ない t と δ の値が妥当なものか調べる。不適當であれば 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良い）。これらの他に圧縮機の回転角速度 ω 、スクロールの材質の密度 ρ （鋳鉄等）、圧縮ガスの断熱指数あるいはポリトロップ指数 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（3.11）式より、スクロールの高さ h を与えるとスクロールピッチ p は

$$p = t + \sqrt{t^2 + \frac{V_s}{(2N-1)\pi h}} \quad (5.17)$$

t と V_s はあらかじめ与えられているので定数である。

t より、スクロールの形状であるインボリュートの基礎円において、スクロールの歯厚 t を決定する角度 α が $t = 2a\alpha$ の関係より求まる。第3章で示したようにこの α より、圧縮行程の終了する回転角 θ^* が求まる。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 及びスラスト力 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分かっている。従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) を計算しておく方が便利である。これらの値は N が3の場合、次のように計算される。

$$F_{\theta min} = P_s p h \left[\left(2 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \frac{P_d}{P_s} - \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} + \left(4 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} + \left(6 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad (5.18)$$

$$F_{\theta max} = P_s p h \left[\left(4 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \frac{P_d}{P_s} - \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n \right\} + \left(6 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad (5.19)$$

$$F_{t \min} = \pi P_s p^2 \left[\frac{A_{\min}}{\pi p^2} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1 \right) + \left(3 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{3 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right. \\ \left. + \left(5 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad (5.20)$$

$$F_{t \max} = \pi P_s p^2 \left[\frac{A_{\max}}{\pi p^2} \left(\frac{P_d}{P_s} - 1 \right) + \left(5 - \frac{\theta^*}{\pi} \right) \cdot \left\{ \left(\frac{5}{5 - \frac{\theta^*}{\pi}} \right)^n - 1 \right\} \right] \quad (5.21)$$

ここで

$$\left. \begin{aligned} A_{\min} &= \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{5}{2} \pi - \theta^* \right)^3 - \left(\frac{3}{2} \pi - \theta^* \right)^3 \right\} - S_2 \\ A_{\max} &= \frac{1}{3} a^2 \left\{ \left(\frac{9}{2} \pi - \theta^* \right)^3 - \left(\frac{7}{2} \pi - \theta^* \right)^3 \right\} - S_2 \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

S_2 は第 3 章で求めたものと同一である。

揺動スクロールの渦巻部分の質量は

$$m'_s = \frac{1}{2} a \theta^2 \text{th} \rho$$

で与えられる。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

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

は、台板の半径を表わしている。揺動スクロール駆動軸の質量は

$$m'''_s = \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \cdot \ell \cdot \rho$$

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

$$\left. \begin{aligned} F_{c_1} &= m'_s \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \\ F_{c_2} &= m''_s \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \\ F_{c_3} &= m'''_s \left(\frac{p}{2} - t \right) \omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (5.23)$$

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 5.3 よりスラスト軸受面に対するモーメントが求まる。図 5.3 (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

$$M_{F_{\theta}} = F_{\theta} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) \quad (5.24)$$

図 5.3 (b) より遠心力 F_{c_1} , F_{c_2} , F_{c_3} によるラジアル軸受支点に関するモーメント M_{F_c} は

$$M_{F_c} = F_{c_1} \left(\frac{h}{2} + \delta + \frac{\ell}{2} \right) + F_{c_2} \left(\frac{\delta}{2} + \frac{\ell}{2} \right) \quad (5.25)$$

図 5.3 (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_{F_t} は

$$M_{F_t} = F_t \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{p}{2} - t \right) \quad (5.26)$$

図 5.3 (b) , (c) の各力は同一面内にあり、図 5.3 (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 は次のように表わされる。

$$M = \sqrt{M_{F_{\theta}}^2 + (M_{F_c} + M_{F_t})^2} \quad (5.27)$$

スクロールのスラスト軸受には等価的に図 5.1 のようにスラスト 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

$$d_m = p \left(N + \frac{1}{4} \right) + \frac{t}{2} \quad (5.28)$$

スラスト反力位置のスラスト軸受中心からの偏り e 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⁽⁸³⁾、(4.36) 式を用いて

$$\begin{aligned} \tilde{\varepsilon} &= \frac{e}{(d_m/2)} \\ &= \frac{2M}{d_m F_t} \end{aligned}$$

これより

$$\left. \begin{aligned} \tilde{\varepsilon}_1 &= \frac{2 M_{\max}}{d_m F_{t \max}} \\ \tilde{\varepsilon}_2 &= \frac{2 M_{\min}}{d_m F_{t \min}} \end{aligned} \right\} \quad (5.29)$$

を計算する。ここで

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

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

である。さらに

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

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

5.2.2 最適形状の計算例とその評価

前項で述べたように $N=3$, 行程容積 $V_s=88 \text{ cc/rev}$, スクロー
ル歯厚 $t=4 \text{ mm}$, スクロー台板厚 $\delta=6 \text{ mm}$, 吐出圧力 $P_d=3.06 \text{ MPa}$,
吸入圧力 $P_s=0.196 \text{ MPa}$, 回転角速度 $\omega=377 \text{ rad/s}$ (60 Hz 3600
 rpm) , スクロー材質密度 $\rho=7.2 \text{ g/cm}^3$, ポリトロップ指数 $n=1.1$,
揺動スクロー長さ $\ell=40 \text{ mm}$ についての計算例について述べる。

図 5.4 は、転覆モーメント M (M_{\max} 及び M_{\min}) のスクロールの高さ
 h に対する変化を表わしている。この例においては、 $h=1.5 \text{ cm}$ 付
近に M_{\max} 及び M_{\min} の最小値が存在している。

図 5.5 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 $h = 1.5 \text{ cm}$ 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 $h \text{ cm}$ 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 $h = 1.5 \text{ cm}$ 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 が作用した場合のスラスト反力の作用位置の偏り具合は、前項(5.29)式で表わされる(同式の $\tilde{\epsilon}_1, \tilde{\epsilon}_2$ は揺動スクロールの安定の度合をも表わしており $\tilde{\epsilon}_i (i = 1, 2) > 1$ では揺動スクロールは不安定になることが知られている)。 $\tilde{\epsilon}_1, \tilde{\epsilon}_2$ をスクロールの高さ h を変化させて計算すると図5.6のようになる。図5.6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 が小さい程、すなわちスクロールが薄い程安定の度合が大きくなることが分る。 $h \geq 2.18 \text{ cm}$ では $\tilde{\epsilon}_2 \geq 1$ となって、不安定な領域に入ることが分る。従って少なくともこの計算からは $h < 2.18 \text{ cm}$ で設計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5.6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5.7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 $F_{\theta \max}$ 及び遠心力 F_c の変化を表わしている。 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分る。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 $9.8 \text{ kN} (1000 \text{ kg}_f)$ を越えると、構造上スクロールを軸方向にかなりぶ厚く製作しないと、強度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。従って、図 5.7 で $F_{t_{max}} < 9.8 \text{ kN} (1000 \text{ kg}_f)$ という制限を設けるならば $h > 1.53 \text{ cm}$ 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 5.8 はスクロールの高さ h に対して、揺動スクロールの渦巻部分の質量 $m's$ と台板部分の質量 $m''s$ 及びその合計 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 $h = 3.1 \text{ cm}$ 付近である。 $h \geq 2 \text{ cm}$ までは、 h の変化に対して、質量 m_s の変化は小さいが、 $h < 2 \text{ cm}$ 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 2 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 $m_s < 1200 \text{ g}$ が望ましいという要請があれば $h > 1.46 \text{ cm}$ で設計すべきである。

図 5.9 はスクロールの高さ h に対して、渦巻のピッチ p , クランク半径 $r (= \frac{p}{2} - t)$ の変化を表わしている。行程容積 V_s を一定に保って h を小さくしていくと、 p 及び r が大きくなることが分る。

図 5.10 はスクロールの渦巻のピッチ 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わしたもので、もし外径が 15 cm より小さい方が良いという条件が寸法上課せられたら $p < 2.25 \text{ cm}$

に設計すべきで、この場合、図 5.9 より $h > 1.72 \text{ cm}$ となる。

図 5.11 は、圧縮機吸入行程完了時のシール（すきま）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 $h=3.7 \text{ cm}$ 付近で最小値をとる。 $2 < h < 4 \text{ cm}$ ではこの値はほとんど変化しない。シール長さは短い方が良く、例えば（シール長さ） $< 100 \text{ cm}$ が必要な時は $h > 1.4 \text{ cm}$ にすべきである。あまり平たいスクロールを作るとシール長さが急増して効率の面から不利である。図 5.11 より、幾何学的には軸方向すきまのシール長さ（ $12\pi p$ ）の割合が大きい。半径方向すきまのシール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 5.12 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 $h < 2.18 \text{ cm}$ がでてくる。質量上限（ $m_s < 1200 \text{ g}$ ）、スラスト条件（ $F_t < 9.8 \text{ KN}$ （ 1000 kgf ））、外径上限（外形 $< 15 \text{ cm}$ ）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3つを考慮して、大略 $h > 1.4 \text{ cm}$ 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（ $h > 1.4 \text{ cm}$ ）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。最小質量、最小シール長さは安定条件（ $h < 2.18 \text{ cm}$ ）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、 $V_s = 88 \text{ cc/rev}$, $\delta = 0.6 \text{ cm}$, $t = 0.4 \text{ cm}$ の場合

$$h = 2.0 \text{ cm} \qquad r = 0.66 \text{ cm}$$

$$p = 2.12 \text{ cm} \qquad h/p = 0.94$$

ここで、

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

$$F_{\theta max} = 3.31 \text{ KN}$$

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

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

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

$$\tilde{\epsilon}_1 = 0.476$$

$$\tilde{\epsilon}_2 = 0.886$$

第 6 章 スクロール圧縮機の特 性試験

渦巻数 $(N + \frac{1}{4}) 3.25$ 、行程容積 90.5 cc/rev 、 $p = 20 \text{ mm}$ 、 $t = 4 \text{ mm}$ 、 $h = 24 \text{ mm}$ の形状を有するスクロール圧縮機について、冷媒 R-22 で特性試験を行なった。

本章ではスクロール圧縮機の能力試験や効率評価、圧縮室の内圧測定、トルク変動の測定、及びそれらと解析との比較などについて述べる。

6.1 スクロール圧縮機の性能

スクロール圧縮機においてはこれまで述べてきたように、軸方向すきまからの半径方向漏れと、半径方向すきまからの周方向漏れの両方を有効にシールすることが効率を向上させるために最も必要なことである。^{(63), (70), (98)} 軸方向のすきまについてはチップ・シールを半径方向のすきまについては可変半径のクランク機構を用いて漏れを防止するのが一般的である（シール機構の形状及び効果については付録 2 を参照）。

ここでは解析と実験の比較に入る前に、スクロール圧縮機の性能の概要を示しておく。

チップ・シール及び取付角 $\theta_p = 0^\circ$ の従動クランクを用いた場合の R-22 での能力試験の結果を表 6.1 にまとめて示す。能力試験は $50/60 \text{ Hz}$ の両方の周波数で行なわれた。

図 6.1 に横軸に圧縮比 ρ 、縦軸に体積効率 η_v 及び COP（成績係数）を示す。体積効率 η_v は圧縮機に接続されている吸入管（圧縮機本体より 150 mm 手前）で測定した圧力、温度を用いた比容積

で計算したものであり、見かけの値である。実質的な体積効率は圧縮室吸入直前のガス比容積を用いて計算できる。その結果を同図中点線で示す。

同図より体積効率の圧縮比に対する変化は小さく、圧縮比 2.85 ~ 5.48 の範囲で、94% ~ 90% 程度である。このような体積効率の値が高く平らな特性は冬期のヒート・ポンプ運転に有利で、高圧縮比でも冷媒の循環量を確保できるという長所となって表われる。高い体積効率は前出のチップ・シールと従動クランクによって実現されるが、体積効率に関係する最外周の吸入室における一回転中の圧力上昇が小さいという基本的な有利さが存在している事も看過できない。(例えば $N = 3$ の場合一回転後の圧縮比は $(\frac{5}{3})^\kappa$, κ : 断熱指数、 $\kappa = 1.1$ で 1.75。)

COP については 50Hz / 60Hz とともに圧縮比に対する変化は同様の傾向で高圧縮比ほどその値は理論的な COP と同様に低下する。

50Hz の方が 60Hz より最大 0.1 程度高い COP を実現している。空調条件は圧縮比 3.5 付近であり、50/60Hz とともに COP $\simeq 3$ 前後を実現している。これは今日用いられている容積形の空調用圧縮機の中でも最も高い効率を実現している部類に入る。

図 6.2 に図 6.1 に示された実験で得られた全モータ入力 L の、 $R-22$ のモリエル線図⁽⁹⁹⁾ より得られる等エントロピ圧縮に必要な動力 $G(\Delta i)_s$ に対する割合を示す (G : 冷媒循環量、 $(\Delta i)_s$: 冷媒 1 kg の等エントロピ圧縮に伴うエンタルピ増)。圧縮比に対する $G \cdot (\Delta i)_s / L$ の変化は小さく、50Hz で 60~62%、60Hz で 58~59% 程度になっている。定義により、

$$L = \frac{G \cdot (\Delta i)_s}{\eta_M \eta_m \eta_C} \quad (6.1)$$

の関係がある。⁽¹⁰⁰⁾ここで、 η_M は電動機の効率、 η_m は機械効率、 η_c は圧縮効率⁽¹⁰⁰⁾である。

(6.1)式で単純にモータ効率 $\eta_M = 88\%$ 機械効率 $\eta_m = 90\%$ とおけば $G(\Delta i)s/L$ が 60% の場合 $\eta_c = 76\%$ と概算され、スクロール圧縮機の圧縮効率の目安となる (η_c を正確に求めようとする場合、内圧測定等の方法を用いる)。図 6.3 に $\eta_M = 88\%$ $\eta_m = 90\%$ を仮定^{*}した場合の圧縮効率 η_c を圧縮比に対して示す。圧縮効率 η_c は圧縮比 ρ に対して平らな特性を示している。

6.2 スクロール圧縮機の内圧測定

第3章や第4章では理論的な圧縮過程が仮定され解析モデルが構成されたが、実際の圧縮過程を計測して理論を検証しておくことは重要である。またチップ・シールや従動クランクを用いてもガス漏れを皆無にすることは困難であり、シール機構の効果については圧縮室の圧力測定にまたなければならない。本節では、チップ・シールと従動クランク ($\theta_p = 0^\circ$) を有するスクロール圧縮機の内圧の測定方法と測定結果⁽¹⁰¹⁾について述べる。

6.2.1 測定方法

スクロール圧縮機の圧縮室は、複数個の圧縮室が対になる形状で形成され、内圧の測定は1個の圧力センサで行なうことは不可能である。従って複数個のセンサを用いて全圧縮行程をカバーすることになる。供試圧縮機の $P - \theta$ (圧力-回転角) 線図を図 6.4 に示す。本試験で用いられた各圧力センサの圧力測定区間を同図に示す。センサ No. 0 は絶対圧力を測定するもので規準圧力とする。センサ 1 ~

* モータ効率曲線及び損失分析よりほぼ妥当な値

4 は変動圧のみを測定するものである。No. 1 ~ No. 4 の各センサは 90° あるいは 135° オーバー・ラップするように取付けられ 1 回転中の圧力信号の立上がり部分と下降部分の不正確さを補足するように配慮されている。センサ No. 1 ~ No. 3 は対 (A 及び B) になって設けられており同一形状の対の圧縮室の圧力を測定するようになっている。センサ No. 0 は共和電業製 PGM-50KD 歪ゲージ式センサ No. 1 ~ No. 4 はスイス・キスラー社製 Type 601A 水晶式圧力変換器である。各センサが実際に固定スクロールに取付けられている位置を図 6.5 に示す。行程容積 $V_s = 90.5 \text{ cc/rev}$, $p = 20 \text{ mm}$, $t = 4 \text{ mm}$, $h = 24 \text{ mm}$ のものに、圧力センサが実際に供試圧縮機に取付けられた状態を図 6.6 に示す。

センサ No. 0 の信号は共和電業製動歪計 DPM-310B に接続される。センサ No. 1 ~ 4 の信号は 7 台のスイス・キスラー社製チャージ・アンプ 5007 型に接続される。動歪計及びチャージ・アンプの出力は、トリガによって岩通製 8 ch デジタル・メモリ DM-7100 にサンプリング間隔 0.1 ms で収録される。デジタル・メモリにストアされたデータは、小形計算機 HP 9836 により読み込まれる。さらに演算処理によって $P - \theta$ 線図を HP 9836 用プロッタに出力する。また $P - V(\theta)$ 線図より図示仕事を計算し、図示効率を算定することができる。図 6.7 に示される佐竹化学製二次冷媒式カロリー・メータにより冷媒 R-22 の循環量から供試圧縮機の体積効率が測定される。図 6.8 に測定系のブロック・ダイアグラムを示す。図 6.9 に実際の測定系の写真を示す。

センサ No. 0 は供試圧縮機を運転前に大気開放しブリッジ回路のバランスをとる。取付け前には治具を用い圧力と動歪計の出力の校正

を行なっておく。

6.2.2 測定結果

図 6.10 に組込圧縮比近傍の各センサの出力波形を示す。各圧力センサの波形から、各圧縮行程が正確に繰返されており、チップ・シールや従動クランクの接触式シール機構の作動にムラのない事が確認される。これらの信号で、例えばセンサ 1 で圧力の上昇しきった部分とセンサ 2 の圧力の立上がり部分は同一の圧縮室を計測していることになる。またセンサ 1 A と 1 B , 2 A と 2 B , 3 A と 3 B は対の同一形の圧縮室を計測している。センサ 4 は最内周の圧縮室を計測しており、センサ 3 A とセンサ 3 B が計測している圧縮室が合流した部分である。

図 6.11 には図 6.10 と同じ圧力条件における、センサ 0 の絶対圧力の信号が示されている。センサ 0 とセンサ 1 A は設置部分は異なるが、同一の圧縮室を計測するようになっている。変動圧力測定用のセンサ 1 の信号が 0 になる時刻のセンサ 0 の絶対圧力を基準にして、センサ 1 ~ 4 の圧力を接続する。このようにして片側の圧縮室の系列の $P \sim \theta$ (圧力 ~ 回転角) 線図が得られる。他方の圧縮室の系列は逆にセンサ 4 の信号に、センサ 3 B の信号が接続するように計算機上で処理する。以下センサ 3 B の信号をセンサ 2 B の信号に、センサ 2 B の信号をセンサ 1 B の信号に接続する。

このようにして接続された $P - \theta$ 線図を図 6.12 に示す。両方の圧縮室の圧縮行程の圧力上昇カーブが異なっているが、これは当初揺動スクロールの駆動軸まわりに生ずるモーメントのために半径方向すきまが不等になり漏れが生じたためだと推定された。実験後供

試圧縮機を解体したところ、固定スクロールの圧力測定口に端を発する微小なクラックが1ヶ所確認され、ここから漏れが生じたためであることが確認された。同図より理解されるように、吐出行程中のオーバーシュートが大きい。吐出口は十分大きく、吐出口における流体抵抗がオーバーシュートの主原因であるとは考えにくい。吐出開始時においては、渦巻体の側面間の流路巾が零であり、吐出開始後徐々に広がっている。スクロール圧縮機の幾何学的な理論の項で述べたように、吐出流量は吐出開始時が最大であり、その時に渦巻体側面間の流路巾が最小になっているのでオーバーシュート（流路抵抗による内圧上昇）が生じているものである。時間的に吐出開始時が最大圧にならぬのは流路抵抗によるものとセンサの取付け位置によるものが原因として考えられる。このように、スクロール圧縮機では組込圧縮比付近では、オーバーシュートを伴っており必ずしも効率の最適点にはならないことがわかる。換言すれば、最適な圧縮比は組込圧縮比より高くなると考えられる（組込圧縮比 ≈ 3.5 の図6.3参照）。

図6.13に理論的には圧縮不足の状態の各センサの信号を示す。この場合にも圧力波形は規則正しく繰返され、シール機構の作動むらのようなものは観測されない。図6.10と比較すると、吸入圧力が同じであるので、センサ1A, 1Bとセンサ2A, 2Bの低圧側の信号はほぼ同一の波形を示しているが、センサ3A, 3Bとセンサ4の高圧側の信号は変動巾が大きい。

図6.14に同じ圧力条件における絶対圧力測定用センサの出力波形を示す。図6.11の場合と同様に、センサ1Aの基準圧力として用いられる。

図 6.15 に、センサ 0 の圧力信号を基準として各センサの圧力信号を計算機上で接続して構成した $P \sim \theta$ 線図を示す。この場合にも前と同じ理由によるオーバーシュートが認められるが、理論的な圧力波形に対する面積（図示仕事）の割合は図 6.12 よりは小さくなる。これは、理論的な圧力波形のように吐出開始時点で圧力が垂直に立上がらず、滑らかに上昇しているためである。吐出行程の後半で、吐出管の圧力より圧縮室内圧が低下しているのが認められるが、この 1 つの理由として考えられるのは、低圧側への漏れである。他の理由としてはセンサ取付部に渦巻体が位置的に干渉している影響が考えられる。また吐出流速が回転角に対して減少する（(3.26)式）ので流体の慣性効果が考えられる。

図 6.16 に組込圧縮比より低い圧縮比における各圧力センサの信号波形を示す。図 6.10 の組込圧縮比付近の圧力波形と比べると、センサ 3 A , 3 B 及びセンサ 4 の変動振幅が小さくなっているのが認められる。特にセンサ 3 A の出力信号が、吐出開始時点で折れまがっているのが特徴的である。センサ 1 A , 1 B 及びセンサ 2 A , 2 B の波形は、吸入圧力が等しいので図 6.10 とほぼ同じである。

図 6.17 にセンサ 0 の出力信号を示す。この場合も前の例と同様にセンサ 1 の基準圧力信号として用いられる。

図 6.18 はセンサ 0 の信号を基準圧力としてセンサ 1 ~ 7 の信号を接続して得られた $P \sim \theta$ 線図である。この場合、理想の場合のような圧力の急激な圧力低下は認められず、滑らかに上昇している。組込圧縮比付近よりもオーバーシュートの割合が大きく効率は低くなる。

絶対圧測定用のセンサ 0 は校正されているが、実運転状態におい

てセンサ 1 と圧力上昇曲線のこう配は同一でなければならない。図 6.19 に図 6.16 と同じ条件における両方のセンサの信号を示す。これは同時刻に測定されたものである。取付け位置が同じでないので波形には位相のずれが存在するが、圧力上昇曲線を重ね合わせて見るとこう配は同一であることが分った。

6.3 圧縮過程の解析と実験の比較

図 6.12 に示されると同一の圧力、回転数条件で、図 3.22 などより求まるシール長さをを用い、すきまを一様に $10\ \mu\text{m}$ (シールを用いても完全にすきまが無くならない)、損失係数 $\xi = 30$ と仮定した場合の計算結果を図 6.20 に示す (計算では質量流量平均吐出温度を用いた断熱効率 $\eta_a = 76\%$, 体積効率 $\eta_v = 91\%$)。圧縮行程中は実験と計算は似たような傾向であるが、吐出行程での圧力の最大値の生ずる位置が実験の方が遅れてでている。これは、計算で用いた (3.42) 式の定常の仮定及び損失係数の大きさに起因するものと、実験において圧縮機の吐出開始直後に最内周の圧縮室とその外側の圧縮室とが連通する部分が狭く、最内周の圧縮室の圧力の最大値が連通部分が広くなってから生ずるという 2 つの理由が考えられる。

図 6.20 に示された実験の条件では圧縮比 $\rho = 3.66$ であり、図 6.3 の効率曲線より圧縮効率 $\eta_c \simeq 74\%$ と読みとられ計算による 76% にほぼ近い。

この解析モデルを用いて、表 6.1, 図 6.1 及び図 6.3 に示されたものと同じの条件における断熱効率 η_a (圧縮効率 η_c とほぼ同じ) と体積効率 η_v を求めたものを図 6.21 に示す。⁽⁹⁴⁾ 計算条件としてすきまを $10\ \mu\text{m}$ 均一, $\xi = 30$ を仮定した。

断熱効率 η_a の計算値と実験値の一致はよいが、低圧縮比側で計算の η_a の方が小さく、高圧縮側では逆になっている。これはどの流量依存性を無視していること、定常流の仮定などが理由と考えられる。

体積効率 η_v は計算の方が低く、すきまが各部で均一であるという仮定に問題があり、最外周のすきまを大きく見積ったためであると考えられる。実際の体積効率 η_v を与える吸入直前のガスの比容積を基準とするものとの計算値との差は数%あり、50Hzの方が差が大きい。

6.4 ガス圧による荷重及びトルク

6.4.1 荷重及びトルクの算定

前節で測定したスクロール圧縮機の圧縮室の圧力から第3章で明らかにした荷重及びトルクの表式を用いて、実運転状態におけるそれらの値を計算することができる。揺動スクロールの受圧面は回転角に対して幾何学的に決まっているので、実測圧力をもとに荷重やトルクを計算したものは正しい値を与える。この場合圧縮室内の圧力が均一であることが仮定されるが、これはほぼ妥当であると考えられる。

渦巻数が $(N + \frac{1}{4})$ の場合には、全圧縮行程を回転角が $0 \leq \theta < 2\pi$ に相当する各圧縮室の圧力として計算機上にストアして、中心部の圧縮室から順に圧力 P_1, P_2, \dots, P_N の時系列に分けることができる。回転角速度 ω が近似的に一定であるとして圧力 P_i ($1 \leq i \leq N$) の時系列は各回転角 $\theta = \omega t$ (t : 時間) における圧力と見なすことができる。このようにして求めた各回転角 θ における実測圧力をも

とに、(3.16)式より接線方向力 F_θ , (3.18)式より半径方向力 F_r , (3.22)式よりスラスト F_t を求めることができる。さらに(3.23)式よりガス荷重によるトルク T , (3.24)式より自転トルク T_s を計算できる。

第3章におけるガス荷重やトルクの計算は対になって形成される圧縮室の圧力が等しいという条件で行なわれたものであるが、例えば図6.12の測定結果より明らかのように実際には対の圧縮室の圧力は同一でない場合がある。図3.6及び図6.5を参照して、対の圧縮室について、揺動スクロールの外周と固定スクロールの内周によって形成されるものをA系統, 他方をB系統として、各々の圧縮室の圧力を P_{Ai} , P_{Bi} ($i = 1 \sim N$) とおく。このような各圧縮室の圧力の不均一を考慮して揺動スクロールに作用する接線方向力 F_θ を求めると第3章と同様な議論によって

$$F_\theta = ph \left\{ \sum_{i=1}^N \left(2i - \frac{\theta}{\pi} \right) (P_{Bi} - P_{Ai+1}) - \sum_{i=2}^N \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) (P_{Bi} - P_{Ai}) \right\}$$

例えば $N = 3$ の場合については $P_{A1} = P_{B1} = P_1$, $P_{AN+1} = P_s$ を考慮して F_θ を展開してみると

$$F_\theta = ph \left\{ \left(2 - \frac{\theta}{\pi} \right) P_1 + 2 \left(\frac{P_{A2} + P_{B2}}{2} \right) + 2 \left(\frac{P_{A3} + P_{B3}}{2} \right) - \left(6 - \frac{\theta}{\pi} \right) P_s \right\}$$

これは $P_2 \equiv \frac{P_{A2} + P_{B2}}{2}$, $P_3 \equiv \frac{P_{A3} + P_{B3}}{2}$ とすれば第3章で求めた圧

力が対称の場合と同じである。従って対の圧縮室の平均圧力

$$P_i = \frac{P_{Ai} + P_{Bi}}{2} \quad (1 \leq i \leq N) \quad (6.1)$$

を用いれば圧力が非対称な場合でも F_θ に関して(3.16)式をそのまま用いることができる。スラスト F_t についても同様の議論によって対の圧縮室の平均圧力を計算して(3.22)式を用いればよい。

半径方向力 F_r については圧力が非対称の場合でも

$$F_r = 2ah \left\{ \sum_{i=1}^N (P_{B_i} - P_{A_{i+1}}) - \sum_{i=2}^N (P_{B_i} - P_{A_i}) \right\}$$

$$= 2ah (P_1 - P_s)$$

で (3.18) 式と同一になる。

6.4.2 理論との比較

(6.1) 式で定義される対の圧縮室の平均圧力を用いれば第3章の表式を用いて測定内圧に基づく荷重及びトルクを求めることができる。

図 6.12 に示される組込圧縮比付近の内圧測定データより求めた各荷重 F_θ , F_r , F_t を図 6.22 (a) に示す。同図中に等エントロピー圧縮で、かつ吐出行程に何の損失も伴わない理論圧縮過程に基づく計算結果をあわせて示してある。半径方向荷重 F_r は理論と圧力測定による値はほぼ一致している。接線方向荷重 F_θ については圧力測定による値が理論より大きく、これは圧縮行程中の漏れ及び吐出行程中の圧力のオーバーシュートにより実際の圧力が理論より高くなるためである。スラスト F_t についても理論値よりも圧力測定に基づく値の方が大きい。特に受圧面積の大きい最外周の圧縮室の圧力が理論値より大きくなっているため、回転角 $0 < \theta < \pi$ における理論との差は顕著である。

理論値に見られるような組込圧縮比からのずれによる吐出開始角 θ での荷重の不連続は実際には顕著ではないが、若干の不連続が観察される。接線方向荷重 F_θ やスラスト F_t の最大値が生ずる位置は理論に比して実際の方が遅れてはいるが、これは実際の吐出行程中の

オーバーシュートの最大値を生ずる回転角が吐出開始角より後に表われることに関係している。

実測圧力に基づく各荷重においても周期性は満足されねばならないが、図 6.22 (a) においては特に F_t について周期性が満足されていない。これは図 6.12 などから理解されるように吸入行程中の閉じていない圧縮室の圧力が吸入圧力より若干高いのにもかかわらず吸入圧力と仮定して荷重を算定したことに起因している。吸入行程中の圧縮室の圧力を一回転にわたって計測して、その値と受圧面積の積を加えておけば周期性は満足される。スラスト F_t に対して最外周部の受圧面積が大きいので影響が大きく表われている。

図 6.22 (b) に 圧力測定から求めたガス荷重に抗して運転するためのトルク T 及び自転トルク T_s を示す。 $T = F_\theta \cdot r$, $T_s = T/2$ であるのでその傾向は F_θ と全く同様である。 いずれの場合でも、圧縮行程中の漏れと吐出行程中の圧力のオーバーシュートにより理論値よりも大きくなっている。

吐出開始角で理論トルクがステップ状に大きくなっているのに対し、圧力測定に基づくトルクが少し減少しているのは、図 6.12 より分るように吐出完了の圧力の方が、吐出開始の圧力より高いためである。

図 6.23 (a) に 図 6.15 の不足圧縮の場合の内圧測定データより求めた各荷重 F_θ , F_r , F_t を示す。この場合の傾向もほぼ図 6.22 (a) の場合と同じである。不足圧縮の場合、理論では吐出開始時に荷重のステップ状の上昇があるが、実際の吐出圧力が吐出流路の抵抗や流体の慣性のために滑らかに上昇するために各荷重には極端な不連続は認められない。

図 6.23 (b) に同一の圧力測定データより求めたトルク T 及び自転トルク T_s を示す。その傾向は図 6.22 (b) と同一である。

図 6.24 (a) に図 6.18 の過圧縮時の内圧測定データより求めた各荷重 F_θ , F_r , F_t を示す。この場合にも平均的には圧力測定に基づく荷重の方が理論値より大きい。また理論では吐出開始時に過圧縮の分だけ吐出圧力がステップ状に減少し荷重も同様に減少するが、実際には吐出圧力は滑らかに上昇しているため荷重も増加している。各荷重が最大になる回転角が理論値と圧力測定より求めた値で異なっているのは前述のように実際には吐出行程中に最大圧力になる位置が吐出開始角より後に存在するためである。

図 6.24 (b) に同一の圧力測定データより求めたトルク T 及び自転トルク T_s を示す。いずれも圧力測定データより求めたものの方が理論より大きい。また吐出開始角で理論の方では過圧縮の分だけ圧力が下降し、トルク T 及び自転トルク T_s も下降しているのに対し、実測圧力基準のトルク T 及び自転トルク T_s は若干上昇している。これは図 6.18 より分るように、吐出開始時の圧力の方が吐出完了時の圧力より高くなっているためである。

6.5 スクロール圧縮機のトルク変動測定

スクロール圧縮機はその理論の章で述べたように、組込圧縮比付近では負荷トルクの変動は数%程度である。本来モーターを内蔵しているスクロール圧縮機を、外部駆動に改造し、安川電機製トルク・センサ・モータ FEQ-T を用いてトルク変動を実測してみた。

6.5.1 実験系の構成

図 6.25 に供試圧縮機を外部駆動に改造してトルク・センサ・モータを接続したものを示す。図 6.26 手前が安川電機製トルク・センサ・モータ FEQ-T、それに接続しているのが供試スクロール圧縮機である。トルク・センサ・モータからは、回転数とトルクの信号が得られ、トルク・スピードユニットを介して電圧信号を得ることができる。トルクの電圧信号は、小野測器製の周波数分析器 (dual channel FFT analyzer) CF-500 に接続され、信号処理される。その結果は、付属のプロッタに出力されるようになっている。図 6.27 に実験系の写真を示す。右手が周波数分析器、左側手前がトルク・センサ・モータである。

6.5.2 実験結果

実験は 6.2 節の圧力測定と同様の圧力条件で行なわれた。図 6.28 (a) は組込圧縮比付近のトルク・センサ・モータの出力信号を示す。ここではトルクと電圧の絶対値は較正されなかったが、ほぼ $1\text{ V} \simeq 1\text{ N}\cdot\text{m}$ の関係がある。同図より分るように、トルク変動は極めて小さく殆ど観察されないが、これは負荷トルクが変動していないためではなくて、回転系の慣性モーメントが存在しているためである。回転系の運動については、次式が成立している((4.56)式参照)。

$$I \ddot{\theta} = T - T_L \quad (6.2)$$

ここで、 I は回転系全体の慣性モーメント、 $\ddot{\theta}$ は回転系の角加速度、 T はモータの駆動トルク、 T_L は圧縮に伴う負荷トルクや摩擦トルクを加え合わせたものである。

(6.2)式より直ちに、駆動トルクは

$$T = I\ddot{\theta} + T_L \quad (6.3)$$

本実験の構成ではトルク・センサ・モータは T を検出しており、負荷トルク T_L を直接検出しているわけではない。 $I\ddot{\theta}$ は所謂フライ・ホイール効果であって T_L の変動を平滑化するように作用する。

図 6.28(a) の信号が殆ど直線であるのはこのためである。直接負荷トルクを計測するためには、 I の値を知った上で $\ddot{\theta}$ を検出することが必要である。その場合、

$$T_L = T - I\ddot{\theta} \quad (6.4)$$

によって負荷トルクを求めることができる。

図 6.28(b) に同じ信号の AC 分を拡大したものと、その周波数スペクトルを示す。信号の 1 山が 1 回転に相当している。変動巾は入力から推定される平均トルクに対しては 1%以下であり極めて小さいものである。回転数の 20 倍前後のゆっくりした変動成分も含まれているが、これは継手の影響、電圧変動、機械摩擦力の変動などが原因として考えられる。スペクトルについては、回転数の周波数成分がはっきり表われている。一番右端は電源周波数の 2 倍 (120 Hz) であり、その隣りは、回転周波数の 2 倍である。後者の成分はオルダム継手の往復運動にともなって生じているものである。

図 6.28(c) に AC 出力を時間スケールを変えて示す。一回転中の変動が小さいことがよく理解される。

図 6.29(a) に、不足圧縮の場合のトルクを示す。この場合も出力信号は殆どフラットで、回転系の慣性モーメントの効果が大きい。図 6.29(b) に同じ圧力条件におけるトルク変動分を拡大して示す。信号の 1 山が 1 回転に相当している。圧縮トルクの変動に対応して変動振幅が図 6.28(b) より大きい。回転数の 20 倍程度のゆっくりし

た変動も観測される。スペクトルについては、回転数の成分が明瞭に認められ、回転数より低い周波数にもいくつかのピークが表われている。図 6.28 (b)と同じように、回転数の倍の部分にピークが存在しているのに加えて、新たに回転数の 3 倍の部分にもピークが表われている。この回転数の 3 倍のスペクトルは後述の計算でも認められる。図 6.29 (c)に、図 6.29 (b)のトルクを拡大して示す。

図 6.30 (a)に過圧縮の条件におけるトルク信号を示す。この場合にも殆ど信号の変化は認められない。図 6.30 (b)に同信号の A C 分を拡大して示す。1 山が 1 回転に相当している。変動振幅は図 6.28 (b)に比してやや大きい程度である。やはり回転数の 20 倍程度のゆっくりした変動分が観測され図 6.30 (c)に同信号を拡大したものを示す。

6.5.3 解析との比較

(6.3)式のモータ・トルク T を(4.4)節で扱ったスクロール圧縮機の振動モデルで計算することができる。計算条件として図 6.28 ~ 図 6.30 に示された各圧力と以下の条件を用いる。他の条件は(4.4)節と同じである。

$$\text{ロータ慣性モーメント} \quad I = 5.64 \times 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{ステータ慣性モーメント} \quad I_s = 4.95 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\text{ステータ固有振動数} \quad \omega_n = 31 \text{ Hz}$$

$$\text{減衰係数比} \quad \xi = 0.3$$

図 6.31 に(6.3)式((4.56)式)を用いて図 6.28 と同一の条件で計算された。起動後 $1.924 \text{ sec} \leq t \leq 2.0 \text{ sec}$ のモータ・トルクの様子と(ほぼ定常状態)、 $1.5 \text{ sec} \leq t \leq 2 \text{ sec}$ 間のモータ・トルク

の計算値の AC 分を用いたフーリエ・スペクトルを示す（データ点数 $n = 5000$ ，データ間隔 $\Delta t = 10^{-4}$ sec，時間 $T = n \cdot \Delta t = 0.5$ sec，バンド巾 $B = 1/T = 2$ Hz，ナイキスト，カットオフ周波数 $f_c = 1/(2\Delta t) = 5000$ Hz）。

スペクトルについては、回転数の成分とオルダム継手の往復直線運動の影響である回転数の 2 倍の成分が明瞭に認められる。計算では回転数の 3 倍の成分が認められるが実験では認められない。また実験では電圧変動や継手の影響などと考えられる低周波成分が認められるが計算では認められない。

トルクの波形については、実測と計算は似たようなものであるが若干異なる。これは計算では理論的な圧縮過程を用いているためである。トルクの絶対値は実験の方が大きい。これはトルク・センサ・モータが、それ自身のロータを支承するころがり軸受の摩擦トルク、冷却ファン及びメカニカル・シールなどの駆動トルクを含めて検出する構造になっていることに起因している。トルク変動の振幅は計算に用いる慣性モーメントの見積りの精度と理論と実際の圧力変動巾の差に依存するがほぼ同程度である。

図 6.32 に同じく図 6.29 と同一の条件で計算されたモータ・トルクとそのスペクトルを実験と比較したものを示す。

スペクトルは回転数の 3 倍の周波数成分まで計算と実験はよく一致している。実験では低周波成分が認められるが計算では認められない。

トルクの波形および振幅については計算の方が理論圧縮に基づいており、吐出開始時点で不連続になるような値を用いているため実際とは少し異なっている。

図 6.33 に同じく図 6.30 と同一の条件で計算されたモータ・トルクとそのスペクトルを実験と比較したものを示す。

スペクトルは回転数の 2 倍までよく一致しているが、実験では 3 倍のスペクトルが認められない。

トルクの波形および振幅については計算が理論圧縮に基づいているので実験とは若干異なっている。

本論文ではスクロール圧縮機の開発研究の過程で行なわれた、これまでの技術のレビュー、圧縮機の構造、理論解析及び実験的な検討について論じた。これらの検討から次のようなことを明らかにした。

7.1 従来研究

従来公にされている技術のなかで、重要なものはシールに関するものである。

- (1) 1905年 Creux は渦巻体先端にバネでバック・アップされたチップ・シールを用いることを提案した。さらに1970年代に Shaffer や McCullough、平賀らによって、バネ圧あるいはガス圧でチップ・シールを押圧する改良特許が示された。
- (2) 渦巻体側面の半径方向すきまのシールは Ekelöf やフランスの会社などによって提案されている。構造的には可変半径のクランク（従動クランク）である。
- (3) チップ・シール及び従動クランクの両方を用いることにより高効率が実現されることが示され、またシール機構はシール面の摩耗を自己補償（wear in）し得ることが提言された。

7.2 スクロール圧縮機の構造

スクロール圧縮機の構造上の一般的な特徴及び筆者らの設計した全密閉形空調用スクロール圧縮機の特徴は次のようである。

- (1) スクロール圧縮機は圧縮行程が数段に分かれて各圧縮室間の差圧が小さく、更に吐出行程に入った圧縮室について直接吸入側に連通する部分がない。これは圧縮中のガス漏れを少なくできる（体積効率、圧縮効率の向上）という点で基本的に有利である。
- (2) 摺動速度が小さい（例えば $2 \sim 3 \text{ m/s}$ ）ので渦巻体の先端にチップ・シールを設けることができる。同じ理由によって可変半径のクランク機構（従動クランク）を用いて渦巻体側壁間を接触せしめてシールすることができる。
- (3) チップ・シール及び従動クランクは渦巻体の工作や組立時の誤差を吸収して作動する。従動クランクは起動時あるいは異常内圧時などにクランク半径を減少させて圧力をリリースする機能を有している。
- (4) 揺動スクロールのスラスト軸受には揺動運動の直径程度のピッチで放射状の溝が設けられ、潤滑油の枯渇を防いでいる。
- (5) 潤滑油が圧縮室中に取り込まれて例えば冷凍サイクル中に流出し、圧縮機内の油量が不足するのを防止するため、オルダム継手と揺動スクロール及び主軸受ハウジングとの軸方向すきまを規制している。

7.3 幾何理論

円のインボリュートを用いたスクロール圧縮機についてその幾何学的理論を導出し、以下のことを明らかにした。

- (1) 円のインボリュートの幾何学的性質より、スクロール圧縮機の主要パラメタを与え、回転角に対する圧縮室容積の変化を

求めた。また円のインボリュートの創成法についてもその原理を提示した。

- (2) 吐出開始角を算定し、組込容積比の値を計算できるようにした。
- (3) 圧縮に伴う接線方向、半径方向及び軸方向のガス荷重の解析的表現を与え、駆動トルクや自転トルクを求めた。位相の異なる圧縮過程が数段同時に進行するためトルク変動が小さい。
- (4) 吐出流速、円のインボリュートの重心、圧縮部のシール長さを計算し、さらに組込容積比が一定であることによる駆動パワーの変化を計算した。また圧縮過程のモデル化を行ない解析した。

7.4 運動解析

スクロール圧縮機の運動解析を行ない、揺動スクロールやオルダム継手などの動的な挙動を明らかにした。

- (1) 固定半径のクランクについて、揺動スクロールとオルダム継手に関する運動方程式を摩擦力も含めて記述し、オルダム継手の各結合部分における反力の解析解を得た。
- (2) オルダム継手と揺動スクロールが結合する部分では、オルダム継手自身の往復直線運動の影響があらわれ、その反力は正弦的に変化し、その振幅はオルダム継手の質量と、回転数の2乗に比例する。
- (3) 上記の解析モデルから、摩擦力も含めた揺動スクロールの軸受荷重、駆動トルク、および駆動パワーなどが求まる。
- (4) 揺動スクロールにおいては、接線方向力や半径方向力がその作用面内で支持されないために転覆モーメントが生ずる。こ

の値を明らかにし、揺動スクロールが安定であるための条件を明らかにした。この安定条件より揺動スクロール背面の雰囲気が吸入圧力である低圧シェル方式が推奨される。

- (5) 従動クランクを用いた場合の作動状態を明らかにし、半径方向シール力を計算した。半径方向シール力にはオルダム継手の往復慣性力の影響が回転数の2倍の周波数であらわれ、その振幅はオルダム継手の質量と回転数の2乗に比例している。従動クランクを用いる場合には半径方向力作用面内で生じる転覆モーメントは固定スクロールで支承される。
- (6) 圧縮機の系全体としての力学モデルについて考察し、周方向振動のモデルを確立した。振動方程式を数値的に解いて過渡振動の様子を明らかにした。またトルク変動が小さいのでそれに起因する周方向振動が小さくなることが解析的に示された。

7.5 設計上の問題

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。ころがりスラスト軸受に対して用いられた手法を援用してすべりスラスト軸受の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渦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。

7.6 特性試験

スクロール圧縮機のシール機構を用いた場合の能力測定、内圧およびトルク測定などを実験機を用いて行ない解析結果と比較した。

- (1) シール機構を用いた場合体積効率の圧縮比に対する変化は小さく、圧縮室に吸入される直前のガス比容積を基準にするとその値は95%以上の高い値を示す。copは空調条件である圧縮比3.5付近では3.0前後の値を示し、これは現在得られている最も高い値の部類に属する。モータ及び機械効率も含めて、全効率で60%前後であった。
- (2) 同時に多数の圧縮室が形成されるスクロール圧縮機の計算機を用いた内圧測定法を確立し、組込圧縮比付近、過圧縮および不足圧縮の条件における $P-\theta$ 線図を得た。各圧縮室の圧力波形は規則正しく繰返され、チップ・シールや従動クランクの作動むらの無いことが確認された。また組込圧縮比付近でも吐出過程にオーバーシュートが生じていることが認められた。また第3章の圧縮過程の解析から $P-\theta$ 線図や断熱効率及び体積効率などを求め実験と比較した。

- (3) 圧力測定をもとにガス圧による荷重やトルクを求め理論値との比較を行なった。実際の荷重やトルクは不足圧縮や過圧縮の状態でもスラップ状の変化はせず滑らかな変動を示している。また圧縮行程中のガス漏れや吐出行程中の圧力のオーバーシュートなどにより実際の値は理論値より大きくなっている。
- (4) トルク・センサモータを用いて、スクロール圧縮機のトルク変動を測定した。トルクの変動分は平均値に対して1%以下であった。(これは供試回転系の慣性モーメントの寄与が大きい。) モータ出力トルクのスペクトルについて第4章の解析手法は実験結果と同様の傾向を示した。

7.7 おわりに

スクロール圧縮機は実用段階に入りつつあり、その高効率や静粛性が広く認識され始めている。スクロール圧縮機において最も重要な技術は当然のことながら、チップ・シールや従動クランクなどに代表されるシール技術である。これらのシールは摺動面の形状に追従して作動するもので、シール面の摩耗も自動的に補償される。

経済的な面からは渦巻体のより安価な加工法の出現が望まれる。加工精度は高いにこしたことはないが、従動クランクの採用により極端な高精度は不要になっている。また同機構により渦巻体の組立時に半径方向すきまを調整する必要も無くなっている。

スクロール圧縮機について、シールと同じように大切なのは駆動機構である。駆動機構のうち重要なものは、駆動軸～軸受系の構成

とスラスト軸受である。揺動スクロールの姿勢を維持するためのオルダム継手の機構は開発の最初に考えられる程困難は伴わない。

駆動軸の形式は、スラスト軸受を有するものとそうでないもので異なっている。スラスト軸受を有するものでは、揺動スクロールの中心部に片持形式の軸あるいは軸受を受けて駆動するのが一般的である。この場合、揺動スクロールに作用するラジアル荷重の作用面と軸受の支持面が異なっているために、モーメントが生じる。揺動スクロールにはスラストも作用しており、スラスト軸受にはこの荷重の他に上述のラジアル荷重によるモーメントが加わり、その反力はモーメントに対抗して非対称になる。スラストのない状態では揺動スクロールはラジアル荷重によって転覆しようとする。従って背圧力を加えて軸方向シールを実現しようとする場合には、背面からのスラストが揺動スクロールに本来作用しているスラストとバランスしてしまうような状態は避けなければならない。

(スラストを軽減する意味で背圧法を用いた構造が我国の特許申請のなかに多々見うけられるが、この中には転覆モーメントの作用を考慮していないと思われるものがある。背圧法では条件によって転覆モーメントのため揺動スクロールが傾いて正常な運転ができない。) このような場合一般的には、背圧は加えないで揺動スクロールの背面を吸入圧力にするのが望ましい。そのようにすれば揺動スクロールはほぼ無条件に安定である。また背の高い渦巻体では、軸受支持面との距離が長くなってモーメントが大きくなり揺動スクロールの安定の面からは不利である。また背が高くなくとも揺動スクロールの質量が大きい場合は転覆モーメントの遠心力の成分が大きくなり、固定半径クランクの場合は高速運転ができない。可変半径

のクランクを用いた場合には、揺動スクロールの遠心力は固定スクロールで支持されるのでこのような問題は生じない。片持形式の駆動部を有する場合の問題は以上のようなものである。

スラスト軸受を有する構造のものでは、スラスト軸受面における摺動速度が小さいことから負荷容量に制限が生じ得る。過負荷運転を行なった場合には、スラスト面における摩擦力が増大して、片持軸受部の機械的破損を引き起こすことがたびたびであった。通常第2章で説明されたような平面状のすべりスラスト軸受が用いられる。このような平面軸受では、揺動スクロールのピッチを考慮して溝を設けること、片あたりを生じないように剛性に対して十分注意すること、材質の選定、などが大切である。本来くさび油膜を発生しにくい上に摺動速度が小さく負荷容量が小さいためである。これらの問題を解決するため筆者は揺動直径を考慮して24枚のパッドを有するティルティング・パッド型スラスト軸受を試作した。揺動運動に対するこの形式の採用は初めての試みで、軸受単体試験の結果、平面スラスト軸受の2倍程度の荷重に耐えることを確認している。ティルティング・パッド軸受の場合はスラスト面の変形に自在に追随できるため剛性に対する要求が平面軸受より緩和される長所もある。このスラスト軸受を図7.1に示す。

本来スラストが大きいのでこれを避けるため、両側に渦巻体を設けスラスト軸受を無くした構造も古くから提案されている。この場合には揺動スクロールの中心部に駆動軸を設けることができないために、外周部にクランク軸を配する構造をとる。一般に外径が大きくなり小容量の応用には不向きである。揺動スクロールの角度的姿勢を維持するためには、半径の等しい3本のクランク軸を用い

ること、あるいは1本のクランクと複数個のガイド・ピンを用いることなどが考えられている。クランク軸を3本用いる場合には互いの干渉の問題が生じるので、機構的には改善の余地がある。また両面に渦巻体を設けた揺動スクロールでは、固定スクロールを組み合わせる場合片側に適正な位置で組み立たととしても、もう一方では組み立たないという状況になり得る。この場合には揺動スクロールの背面の共通部分を2つに分けて各々に独立した可変半径クランクを用いるのが適当な解決策だと考えられる。

スラスト軸受を有さない上述のような機構の1つの不具合はモータの中心と圧縮機の中心が著しくずれていて1つの円筒面のなかに機構全体をおさめることができないことである。このような難点を解決するために筆者は、モータの両側に互いに背面を向けあった圧縮部を設け、モータのロータに偏心慣通穴をあけるなどして、対の揺動スクロールのスラストを互いに相殺する軸を設置する構造を検討している。このような構造では対の揺動スクロールとその間に設けられた軸はあたかも一体であるかのように運動し、スラスト軸受は全く不要となるし、また機構全体が1つの円筒面の中に含まれるので設計上極めて有利となる。現在この圧縮機は検討中であり、今後の研究に待つ所が多い。