The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	ローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転特性に関する研究
Author(s)	柳沢, 正
Citation	大阪大学, 1983, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/570
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

The University of Osaka

ローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転特性に関する研究

柳　沢　　正

ローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転特性に関する研究

目　　次

第1章　緒　　言……1
1.1　研究の目的と展望……1
1.2　圧縮機の構造……2
第2章　ピストンの運動特性……6
2.1　まえがき……6
2.2　理論解析……6
2.3　実　　験……15
2.4　結果とその考察……20
2.5　まとめ……26
付　　録……27
第3章　機械摩擦損失特性……32
3.1　まえがき……32
3.2　機械摩擦損失の解析……32
3.3　設計上の影響因子の検討……41
3.4　圧縮機の基本形状寸法の影響の検討……46
3.5　まとめ……52
第4章　漏れ損失特性（ピストン半径すきま漏れ）……53
4.1　まえがき……53
4.2　理論解析……55
4.3　実　　験……64
4.4　結果とその考察……65
4.5　まとめ……74
付　　録……75
第5章　漏れ損失特性（ピストン端面すきま漏れ）……80
5.1　まえがき……80
5.2　理論解析……80
5.3　実　　験……86
5.4　結果とその考察……90
5.5　まとめ……97

第6章　すきま容積特性…… 99
6.1　まえがき…… 99
6.2　理論解析…… 99
6.3　実　　験…… 106
6.4　結果とその考察…… 108
6.5　まとめ…… 117
付　　録…… 118
第7章　吸気加熱特性…… 119
7.1　まえがき…… 119
7.2　吸気加熱の評価手順…… 119
7.3　実　　験…… 124
7.4　簡単な理論解析…… 126
7.5　結果とその考察…… 131
7.6　まとめ…… 137
付　　録…… 137
第8章　振動特性…… 144
8.1　まえがき…… 144
8.2　理論解析…… 144
8.3　実　　験…… 150
8.4　結果とその考察…… 151
8.5　まとめ…… 160
付　　録…… 161
第9章　結　　言…… 165
謝　　辞…… 167
文　　献…… 168
記　　号（索　引）…… 173

第1章　緒　　言

1.1　研究の目的と展望

今日，空調機や冷蔵庫などの冷凍機器は，日常生活に不可欠のものとなっており，その大部分は蒸気圧縮冷凍システムを採用している。蒸気圧縮冷凍システムは，圧縮機，凝縮器，膨張機構，および蒸発器から成立っており，なかでも，圧縮機は，システムの心臓部として機能し，冷凍機器の性能および信頼性に大きなかかわりを持っている。

ところで，冷凍用圧縮機は，その圧縮方式に従って，つぎのように分類される。

(1) 容積形圧縮機

(i) 往復圧縮機

a) ピストン連接棒形

b) スコッチヨーク形

c) 自由ピストン形（電磁振動形）

(ii) 回転圧縮機

a) スライディングベーン形

b) ローリングピストン形

c) スクリュ形

(2) 非容積形圧縮機（ターボ形圧縮機）

これらのなかで，大形の冷凍機器では，おもにターボ形やスクリュ形の圧縮機が用いられ，中小形の冷凍機器では，ピストン連接棒形の往復圧縮機が数多く用いられている。

さて，家庭用の小形空調機の分野についてみると，往復圧縮機の代わりに，1970年代の半ばから，スライディングベーン形やローリングピストン形の回転圧縮機が急速に普及し始め，今日では，その大部分において，ローリングピストン形回転圧縮機が採用されるようになってきた。その理由は，回転圧縮機が，従来の往復圧縮機に比べて小形軽量であり，しかも，ベーン形よりもローリングピストン形の回転圧縮機のほうが，高性能かつ低価格という両立し難い要求をより高く実現する可能性を有しているからである。しかし，その可能性の実現のためには，高度な設計・加工・組立技術が必要であり，それらのうちの一つでも欠落すると，圧縮機の高くて安定した性能と信頼性を確保することができなくなる。そこで，本研究では，省エネルギという時代の要求に合致した，ローリングピストン形回転圧縮機の技術的確立とよりいっそうの発展に寄与することを目的として，その工学的に基礎となる運転特性を明らかにしていきたい。

今日までに，小形回転圧縮機に関するさまざまな研究が発表されてきているが，それらの多くは，スライディングベーン形の回転圧縮機に関するものであり，小形空調機の分野で主流となっているローリングピストン形の回転圧縮機に関するもの(1.1)～(1.18)は，その普及割合に比べて数が少ない。しかも，それらの研究の内容についてみると，定性的な特性を解説したものや，体積効率や機械効率に関連した損失因子を内訳試算的に簡易解析したものが大多数であり，ローリングピストン形回転圧縮機に特有な運転上の特性を，理論と実験の両方から系統だてて詳細に解明したものはほとんどみあたらない。それゆえ，基礎的な特性の十分な理解のうえに成立

つべきローリングピストン形回転圧縮機の設計技術も十分に確立されているとは言い難く，従来の往復圧縮機の設計技術に依存しているのが現状である。

そこで，本研究では，この形式の圧縮機を特徴づけているローリングピストンの存在に注目して，その運動特性(1.19)，(1.20)を始めとするいくつかの基礎的な特性，すなわち，機械摩擦損失特性，(1.21)漏れ損失特性，(1.22)，(1.23) すきま容積特性，(1.24)吸気加熱特性，(1.25)および振動特性(1.26)，(1.27) について，理論的・実験的に検討し，その影響因子を解明していく。

それらから得られる結果は，圧縮機の設計組立技術の改善に役立ち，圧縮機の高性能化の助けとなるであろう。

1.2　圧縮機の構造

小形空調機に使用されているローリングピストン形回転圧縮機の一般的な構造を図1.1に示す。圧縮機の外観は，円筒状の密閉容器と吸込アキュムレータとから成立っており，その両者は，吸込接続管により連結されている。密閉容器内には，上部に電動要素，下部に圧縮要素が収納されており，二つの要素は回転軸により結合されている。そのうち，電動要素は，固定子と回転子とにより構成されており，固定子は密閉容器に，回転子は回転軸に，それぞれ，焼ばめ固定されている。電動機の形式としては，二極誘導電動機が一般的であり，単相あるいは三相の商用電源により駆動される。一方，圧縮要素は，シリンダ，フレーム（あるいは上部シリンダヘッド），シリンダヘッド（あるいは下部シリンダヘッド）、ローリングピストン（単にピストンあるいはローラ），ベーン（あるいはブレード），および軸偏心部により構成されており，シリンダを中心に組立てられた圧縮要素全体は，密閉容器に焼ばめおよびスポット溶接により固定されている。

圧縮機の支持防振は，密閉容器下側の脚部三点において，防振ゴムあるいはコイルばねによりなされている。

さて，圧縮機内における冷媒の流れについて説明すると，冷凍回路の蒸発器よりもどってきた蒸気冷媒は，吸込アキュムレータ，吸込接続管を経て，吸込孔よりシリンダ内に吸込まれる。シリンダ内で圧縮されて高温高圧となった冷媒は，シリンダヘッド上の吐出し弁を経由して裏ぶた内の消音室へ吐出され，シリンダの連通路を通って電動機下部の空間へと導かれる。そして，その冷媒は，電動機のすき間を通って電動機上部の空間へと流れ，密閉容器上部の吐出し管より冷凍回路の凝縮器へと流出していく。

また，圧縮機の潤滑系統について説明すると，密閉容器下部には，潤滑用の冷凍機油が，シリンダの上面程度のレベルまで蓄えられており，それは，吐出し冷媒と接しているために高温高圧となっている。その冷凍機油は，回転軸の中心穴内をらせん状の羽根によってかき上げられ，シリンダヘッドおよびフレームの軸受部，ローリングピストン内周の軸受部などに供給されている。

さて，ここで，圧縮機の機構的な作動原理を図1.2に従って簡単に説明しておく。フレームおよびシリンダヘッド平面によりその両端面を封鎖されたシリンダ内には，偏心部を有する回転軸が，上下一対の軸受により，シリンダ中心と同心の位置に保持されており，偏心部の周りには，回転自由なローリングピストン（以後簡単にピストンと称する）がかん合されている。シリンダとピストンとにより形成されるシリンダ内の三日月形の空間は，ベーンばね力と吐出し圧力とによりピストンに押しつけられているベーンによって，吸込室と圧縮室とに分割されている。

軸の回転に伴う偏心部およびピストンの偏心回転運動により，シリンダ内吸込室では，吸込孔より連続的な吸

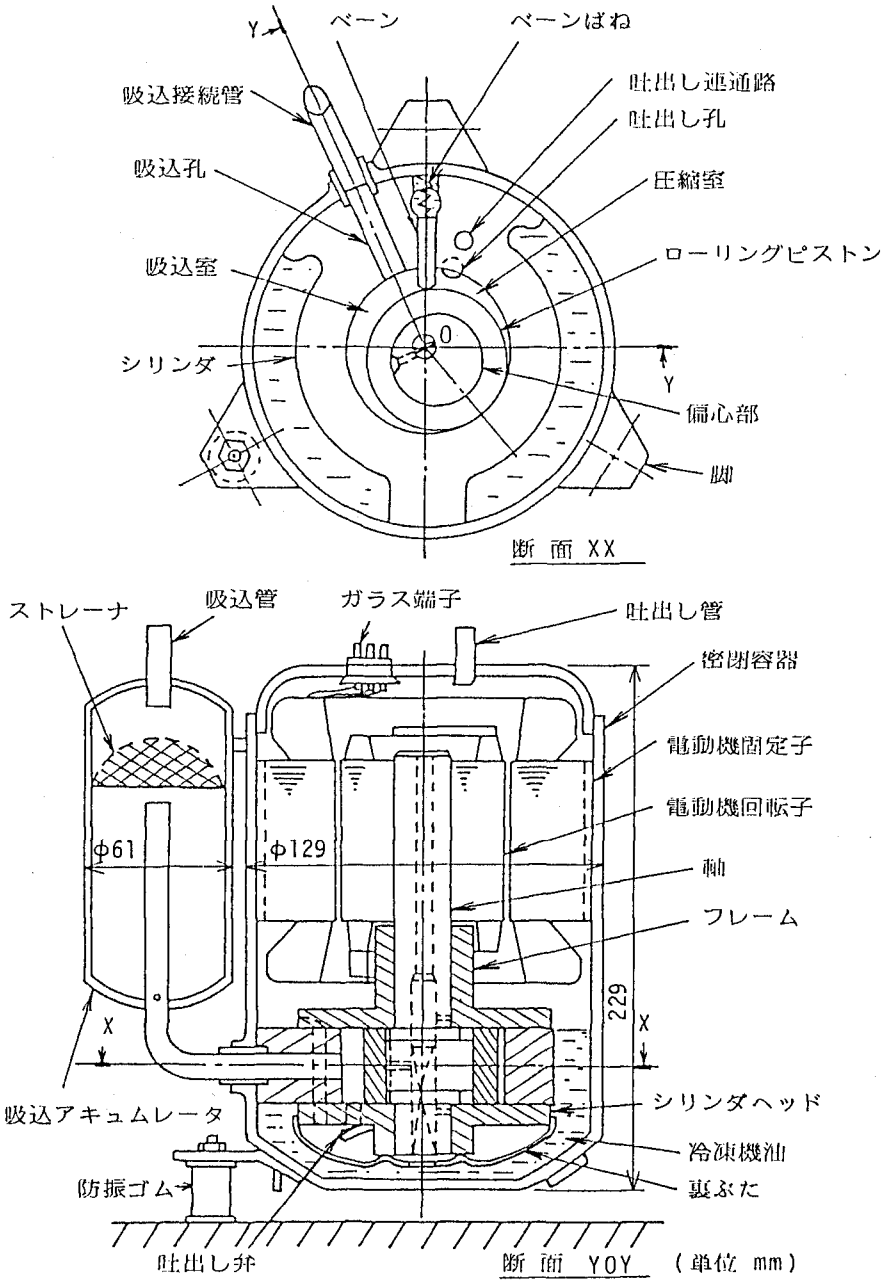
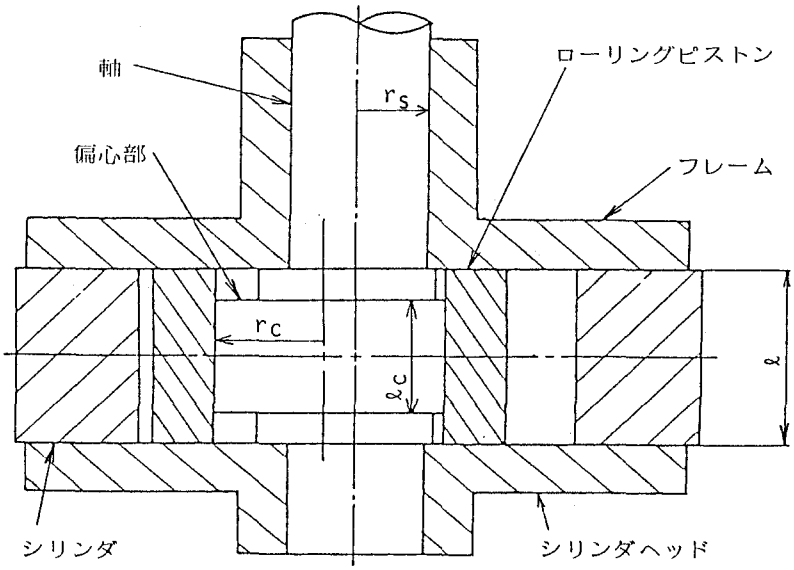


図1.1　ローリングピストン形回転圧縮機の構造

込動作が行われる。それと同時に，圧縮室では，圧縮動作が行われ，圧縮室内の圧力が吐出し圧力に達すると，シリンダヘッドに設けられた吐出しリード弁が開いて吐出し動作に移行する。軸が一回転して吐出し動作が終了すると，今までの吸込室が圧縮室に切替わり，新たな吸込動作と圧縮動作とが開始される。それゆえ，圧縮機は吸込弁を備えていない。

ところで，圧縮機における幾何学的な関係式を，図1.2を参照して導くと以下のようになる。まず，吸込室の容積Vbは，つぎのように表される。



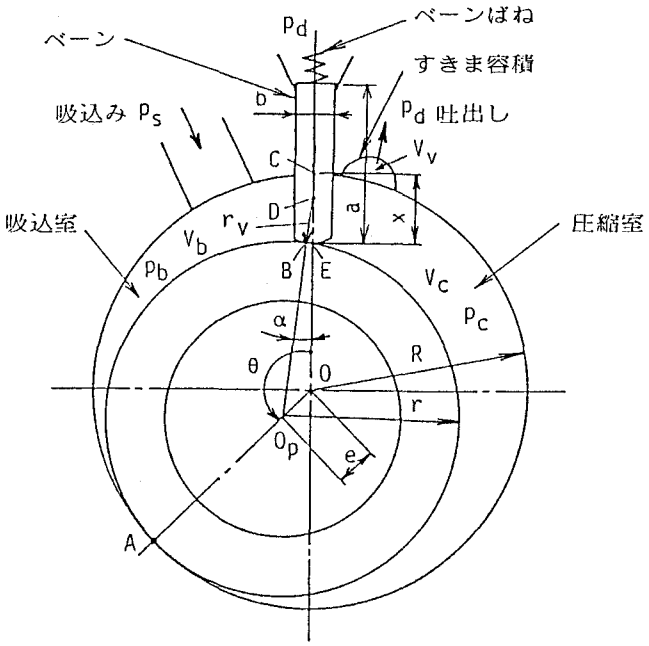


図1.2　圧縮機シリンダ部の構造

$$V_b = \ell\{\nabla OAC - \nabla O_pAB - \Delta OO_pD + \Delta DBE - \square(Vane)/2\}$$

$$= \ell\{\frac{1}{2}R^2\theta - \frac{1}{2}r^2(\theta+\alpha) - \frac{1}{2}e(r+r_v)\sin(\theta+\alpha)、$$

$$+\frac{1}{2}r_v^2\tan\alpha - \frac{1}{2}bx\} \quad \cdots\cdots(1.1)$$

ここに，Rはシリンダ半径，rはピストン半径，r_v はベーン先端半径，eはピストン中心偏心量（＝R－r），

bはベーン厚さ，ℓはシリンダ高さである。また，θは軸の回転角であり，シリンダ中心（軸中心）Oに対するピストン中心（偏心部中心）O_pのベーン中心線方向からの回転角度として定義される。αは，ピストン中心O_pのベーン先端半径中心Dからみた偏り角であり，次式によって表される。

$$\alpha = Sin^{-1}\left(\frac{e}{r+r_v} sin\,\theta\right) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1.2)$$

さらに，xは，ベーンの変位すなわちシリンダ内への飛出し長さであり，次式により表される。

$$x = R + r_v - (r+r_v)\,cos\,\alpha - e\,cos\,\theta \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(1.3)$$

圧縮機の最大吸込容積（=理論押しのけ容積）V_sは，式（1.1）において，$\theta=2\pi$とおいて次式で表される。

$$V_s = \pi\ell(R^2-r^2) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1.4)$$

一方，圧縮室の容積V_cは，最大吸込容積V_sから吸込室容積V_bおよびベーン体積$bx\ell$を引き差ったものに，すきま容積V_vを加えて次式で表される。

$$\begin{aligned} V_c &= V_s - V_b - bx\ell + V_v \\ &= \ell\{\frac{1}{2}R^2(2\pi-\theta) - \frac{1}{2}r^2(2\pi-\theta-\alpha) + \frac{1}{2}e(r+r_v)\,sin\,(\theta+\alpha) \\ &\quad - \frac{1}{2}r_v^2\,tan\,\alpha - \frac{1}{2}bx\} + V_v \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1.5) \end{aligned}$$

以上のような構造および幾何学的な関係を有するローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転上の特性を第2章以降で解明していく。

第2章　ピストンの運動特性

2.1　まえがき

ローリングピストン形回転圧縮機は，シリンダ内をころがるように回転しているピストンの存在によって特徴づけられている。すなわち，ピストンは，軸偏心部中心とともに行うシリンダ中心周りの公転運動によってシリンダ内のベーンで分割された吸込室および圧縮室の容積変化を生じさせるとともに，軸偏心部中心周りの自由な回転運動によってベーン先端との間のすべり速度を減らして摩擦損失を軽減している。とくに後者の回転運動は，機械的に拘束されておらず，ピストンに作用するモーメントのつり合いによって決まるものであり，圧縮機の設計によってその経過が異なってくる。もし，その運動が不適当な場合には，ベーン先端での動力損失や摩耗が増大し，圧縮機の性能および信頼性が著しく損なわれる。

従来，ピストンの運動に関しては，若干の研究(2.1)～(2.4)が行われている。たとえば，岡田ら(2.1)は，ベーン先端しゅう動部においてクーロン摩擦の法則を適用し，ピストン内周軸受には無限幅軸受理論を用いて軸受モーメントを解析している。また，清水(2.2)は，ベーン先端しゅう動部に流体潤滑理論を適用してピストンの運動を解析している。さらに，Pandeya ら(2.3)は，ピストンに関する個々の作用モーメントの平均値のつりあい式からピストンの平均回転の解析を試みている。Slayton ら(2.4)もまた，岡田らと同様な方法の解析を進めている。

しかし，実際の圧縮機において，ベーン先端では微小なころがりを伴いながらすべりが生じていたり，ピストン軸受では軸受幅と直径との比が0.5から1前後の場合が多くその解析には有限幅軸受としての取扱いが必要とされていたりするので，従来の解析では不十分な点が多い。また，それらの解析計算結果については，Slayton らを除いて何ら実験的な検証がなされておらず，Slayton らの場合も，実験値と理論計算値とは良く一致するという表現だけであり，定量的な比較図表などは示されていない。

そこで，本研究では，実際の圧縮機を模倣した実験装置によりベーン先端のすべり摩擦係数を測定し，潤滑に関する無次元数の関数として整理してベーン先端作用力の解析にあたるとともに，ピストン軸受に有限幅近似軸受理論を適用して軸受モーメントを求め，ピストンの理論的な運動解析を行う。一方，実際に運転中の圧縮機におけるピストンの運動を，ピストン端面上に設けた溝とフレームに固定した電極との間の静電容量変化信号を検出して測定する。そして，その結果と理論解析結果とを比較して考察を加える。

2.2　理論解析

2.2.1　ピストンの回転運動方程式

ローリングピストン形回転圧縮機のシリンダ部の概要を図2.1に示す。ピストンは，その中心O_p^*がシリンダ中心Oの周りを偏心部とともに回転しながら，自分自身はO_pの周りに回転するという複合運動を行っている。

ピストンの中心O_p周りの回転運動に関与するモーメントとしては，ピストン内周と偏心部とにより構成されるピストンすべり軸受の油膜摩擦モーメントM_c，ピストン外周とベーン先端間の接触しゅう動部における接線力F_tによるモーメントrF_t，ピストンの上下端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間のすきまの油膜モーメントM_bが挙げられる。ところで，ピストン外周とシリンダ内周との最近接点（図2.1中の点A）では，通常

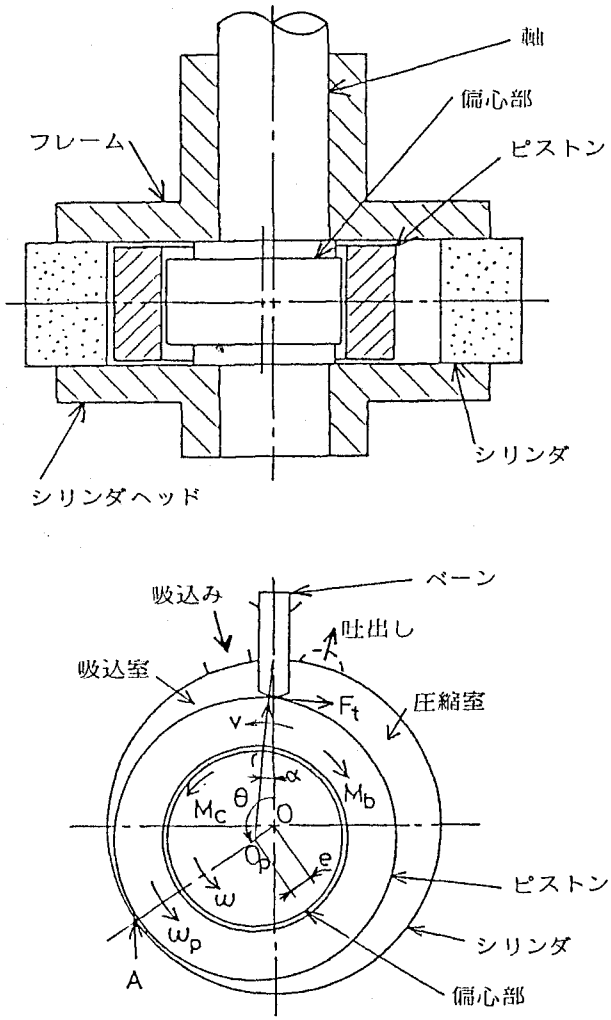


図 2.1　圧縮機のシリンダ部の概要

の場合，接触しないように微小なすきまが確保されているので，とくにピストン運動に影響を及ぼすような力は作用しないと考えられる。ゆえに，ピストンの中心周りの回転運動は，上述の三つの作用モーメントとピストン自身の慣性モーメント I_p とのつり合いによって決まり，数学的にはつぎの運動方程式により記述される。

$$I_p\dot{\omega}_p = M_c - rF_t - M_b \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2.1)$$

ここに，r はピストン半径，ω_p はピストンの中心周りの回転角速度，・は時間微分である。上式に個々の作用モーメントを与えて数値積分を行えば，ピストンの中心周りの回転角速度 ω_p が得られ，そのときのピストン外周とベーン先端間のすべり速度 v は次式で求められる。

$$v = r\omega_p + e\omega \cos\theta / \cos\alpha \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (2.2)$$

ここに，eはピストン中心の偏心量，θは軸回転角，ωは軸回転角速度，αはピストン中心の偏り角｛前出式（1.2）｝である。

2.2.2　ピストン軸受の解析

ピストンすべり軸受では，軸の回転に伴い，軸受荷重の大きさFと作用方向θ_fが変化し，また軸受にあたるピストンも回転している。本研究では，これを，図2.2に示すように，軸が（$\omega-\omega_p$）なる角速度で回転し，軸受荷重Fの方向φが（$\dot{\theta}_f-\omega_p$）なる角速度で変化している，軸受の回転しない等価な軸受に置替えて考える。このとき，軸受に作用する摩擦モーメントM_cは，油膜力が軸受の全周にわたって作用すると仮定して，次式で表される。(2.5),(2.6)

$$M_c = \frac{2\pi\eta(\omega-\omega_p)\ell_c r_c^3}{c_p\sqrt{1-\varepsilon_p^2}} - \frac{1}{2}c_p\varepsilon_p F\sin\phi_p \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(2.3)$$

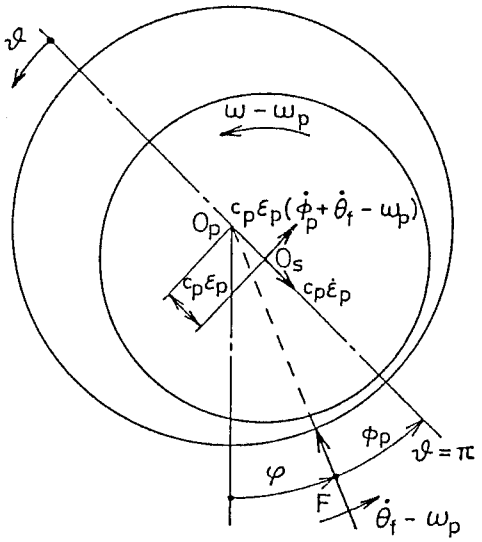


図2.2　ピストン軸受モデル

ここに，r_c，ℓ_c，c_pはピストン軸受の半径，幅，半径すきま，ηは潤滑油の粘性係数である。またε_pおよびϕ_pは，ピストン軸受における軸心の偏心率および偏心角であり，以下で述べるように，軸受油膜発生力と軸受荷重とのつり合いより求められる。

一般に用いられているピストン軸受では，その幅と直径との比が0.5から1前後の場合が多いので，軸受特性の解析には有限幅軸受としての取扱いが必要である。幸いにして，有限幅を考慮した種々の近似解法が提案されているので，本研究では，中川・青木の解法(2.6)～(2.8)に従うことにする。同解法によれば，動荷重を受

けるジャーナル軸受の基礎方程式は次式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial\vartheta}\left\{(1+\varepsilon_p\cos\vartheta)^3\frac{\partial p}{\partial\vartheta}\right\}+r_c^2\,(1+\varepsilon_p\cos\vartheta)^3\frac{\partial^2 p}{\partial z^2}$$
$$=6\eta\left(\frac{r_c}{c_p}\right)^2\left[-\varepsilon\{\omega+\omega_p-2(\dot{\theta}_f+\dot{\phi}_p)\}\sin\vartheta+2\dot{\varepsilon}_p\cos\vartheta\right]\quad\cdots\cdots(2.4)$$

ここに，ϑ および z は軸の回転方向および幅方向の座標，$p(\vartheta,\ z)$ は油膜圧力である。ここで，境界条件

$$p(\vartheta,0)=p(\vartheta,\ell_c)=0$$
$$p(\vartheta,z)=p(\vartheta+2\pi,z)$$
$$p(-\pi,z)=p(\pi,z)\propto\dot{\varepsilon}_p$$

を用いて，式（2.4）を解けば，圧力分布 p の近似解として次式が得られる。

$$p=\frac{24\eta}{\pi}\left(\frac{r_c}{c_p}\right)^2\frac{\sin(\pi z/\ell_c)}{(1+\varepsilon_p\cos\vartheta)^2}\Big[\{\omega+\omega_p-2(\dot{\theta}_f+\dot{\phi}_p)\}$$
$$\times\{A_1\sin\vartheta-A_2\sin(2\vartheta)+A_3\sin(3\vartheta)\}$$
$$+2\dot{\varepsilon}_p\{C_0-C_1\cos\vartheta+C_2\cos(2\vartheta)-C_3\cos(3\vartheta)\}\Big]\quad\cdots\cdots(2.5)$$

ただし，$A_1\sim A_3$，$C_0\sim C_3$ は，偏心率 ε_p および軸受幅径比 $\ell_c/(2r_c)$ の関数[2.7]である（付録1参照）。

つぎに，軸受に作用する力のつり合いを考える。油膜力は圧力 p が正となる領域においてのみ発生すると仮定し，また，軸心の移動に伴うピストン慣性力は軸受荷重 F に比べてかなり小さくて無視できると仮定すれば，つぎのつり合い式が成立つ。

$$\left.\begin{aligned}F\sin\phi_p&=\int_0^{\ell c}\int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}pr_c\sin\vartheta\,d\vartheta dz\\F\cos\phi_p&=-\int_0^{\ell c}\int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2}pr_c\cos\vartheta\,d\vartheta dz\end{aligned}\right\}\quad\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2.6)$$

ここに，ϑ_1，ϑ_2 は，油膜の正圧発生領域の限界値，すなわち $p(\vartheta,\ z)=0$ となる ϑ の値（$\vartheta_1<\vartheta_2$）であり，近似的に次式で求められる。[2.7]

$$\left.\begin{aligned}\vartheta_1&=\{1-0.36\varepsilon_p\sqrt{\ell_c/(2r_c)}\}\,Tan^{-1}\{2\dot{\varepsilon}_p/(\varepsilon_p\Psi)\}\\\vartheta_2&=\{1+0.34\varepsilon_p\sqrt{\ell_c/(2r_c)}\}\,Tan^{-1}\{2\dot{\varepsilon}_p/(\varepsilon_p\Psi)\}+\pi\end{aligned}\right\}\cdots\cdots(2.7)$$

ここに，$\Psi=\omega+\omega_p-2(\dot{\theta}_f+\dot{\phi}_p)$ である。上式の値を式（2.6）に適用して積分を実行すると次式が得られる。[2.7]

$$\left.\begin{aligned}F\sin\phi_p&=B_0\left[\{\omega+\omega_p-2(\dot{\theta}_f+\dot{\phi}_p)\}B_1+2\dot{\varepsilon}_pB_2\right]\\F\cos\phi_p&=B_0\left[\{\omega+\omega_p-2(\dot{\theta}_f+\dot{\phi}_p)\}B_3+2\dot{\varepsilon}_pB_4\right]\end{aligned}\right\}\cdots\cdots\cdots(2.8)$$

ここに，

$$\left.\begin{aligned} B_0 &= \eta r_c \ell_c (r_c/c_p)^2/\pi \\ B_1 &= A_1 I_{11} + A_2 I_{12} + A_3 I_{13} \\ B_2 &= C_1 I_{21} + C_2 I_{22} + C_3 I_{23} \\ B_3 &= A_1 J_{11} + A_2 J_{12} + A_3 J_{13} \\ B_4 &= C_1 J_{21} + C_2 J_{22} + C_3 J_{23} \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(2.9)$$

ただし，$I_{11} \sim I_{23}$，$J_{11} \sim J_{23}$は，ϑ_1，ϑ_2 および偏心率 ε_p の関数[2.7]である（付録1参照）。

式（2.8）の二つの式を連立して，$\dot{\varepsilon}_p$，$\dot{\phi}_p$ を求めると，それぞれ以下のようになる。

$$\dot{\varepsilon}_p = \frac{F(B_1 \cos\phi_p - B_3 \sin\phi_p)}{2B_0(B_1B_4 - B_2B_3)} \quad \cdots\cdots(2.10)$$

$$\dot{\phi}_p = \frac{1}{2}(\omega + \omega_p - 2\dot{\theta}_f) - \frac{F(B_4 \sin\phi_p - B_2 \cos\phi_p)}{2B_0(B_1B_4 - B_2B_3)} \quad \cdots\cdots(2.11)$$

軸心の軌跡を表す ε_p および ϕ_pは，式(2.10)，（2.11）を運動方程式（2.1）と連立して数値積分することにより得られる。

2.2.3　ピストン軸受荷重の解析

ピストンは，図2.3に示すように，シリンダ内の圧力差による力すなわち気体圧縮荷重 F_p，シリンダ中心周りの回転遠心力 F_e，ベーンとのしゅう動接触点における垂直力 F_n および接線力 F_t が作用し，その合力がピストン軸受の負荷荷重Fとなる。ただし，ピストン端面における流体摩擦力は他の力に比べて小さいので無視する。軸受荷重の大きさFおよびその方向 θ_f は，ピストン中心半径方向成分を F_r，それと直角な回転方向成分を F_θ として，それぞれ次式で表される。

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_\theta^2} \quad \cdots\cdots(2.12)$$

$$\theta_f = \theta + Tan^{-1}(F_\theta/F_r) \quad \cdots\cdots(2.13)$$

$$F_r = F_p \cos\{(\theta+\alpha)/2\} - F_n \cos(\theta+\alpha) - F_t \sin(\theta+\alpha) + F_e \quad \cdots\cdots(2.14)$$

$$F_\theta = -F_p \sin\{(\theta+\alpha)/2\} + F_n \sin(\theta+\alpha) - F_t \cos(\theta+\alpha) \quad \cdots(2.15)$$

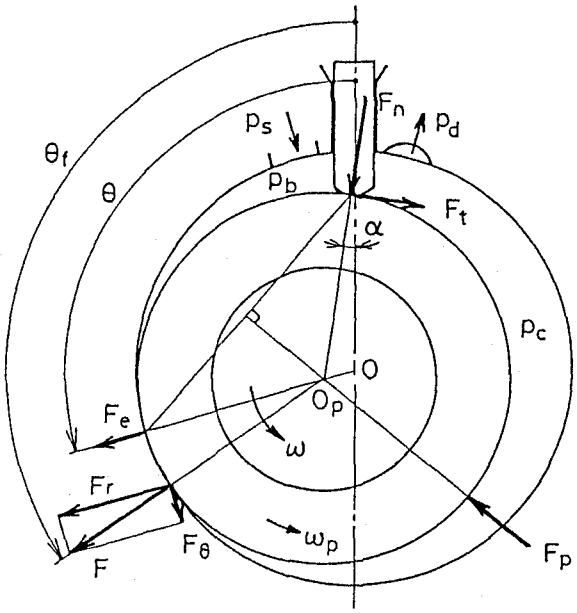


図2.3　ピストン作用力

上式において，ベーン接触力 F_t および F_n は2.2.4項で述べる式（2.25），（2.27）で与えられ，ピストン遠心力 F_e および気体圧縮荷重 F_p は，それぞれ次式で与えられる。

$$F_e = m_p e\omega^2 \quad \cdots\cdots (2.16)$$

$$F_p = 2r\ell(p_c - p_b)\, sin\,\{(\theta+\alpha)/2\} \quad \cdots\cdots (2.17)$$

ここに，m_p はピストンの質量，ℓ はシリンダ高さである。また，p_b および p_c は吸込室および圧縮室内の圧力であり，図2.4に示すように，p_b は圧縮機の吸込圧力 p_s に常に等しく，p_c は p_s から過圧縮を見込んだ吐出し圧力 p_d' まで断熱的に圧縮されそれ以降は軸回転角 θ とともに直線的に圧縮機の吐出し圧力 p_d まで降下するものと仮定すれば，それぞれ次式で表される。

$$p_b = p_s \quad \cdots\cdots (2.18)$$

$$p_c = \begin{cases} p_s\{V_c(\theta=0)/V_c\}^{\kappa} & (\theta \leqq \theta_d) \\ p_d\{1+\xi_p(2\pi-\theta)/(2\pi-\theta_d)\} & (\theta > \theta_d) \end{cases} \quad \cdots\cdots (2.19)$$

ただし，V_c は圧縮室の容積〔前出式（1.5）〕，κ は断熱圧縮指数，ξ_p は過圧縮率（$= p_d'/p_d$），(2.9),(2.10) θ_d は最大過圧縮時すなわち吐出し開始時の軸回転角である。

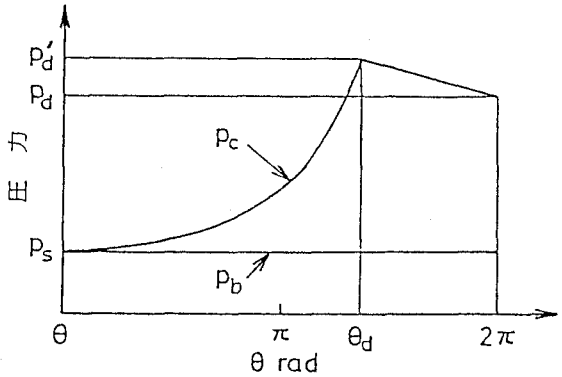


図 2.4　圧力変化線図

2.2.4　ベーン作用力の解析

ベーンには，前述したピストンとの接触点における作用力 F_n ，F_t のほかに，図2.5に示すように，シリンダベーン溝壁との二つの接触点における垂直力 R_1，R_2 および接線力 R_{t1}，R_{t2} シリンダ内吸込室と圧縮室の圧力差による力 F_h，シリンダ内外の圧力差による力 F_d，ベーンばねによる力 F_k，およびベーンの往復慣性力 F_m が作用し，それぞれの力は，つぎのように表される。

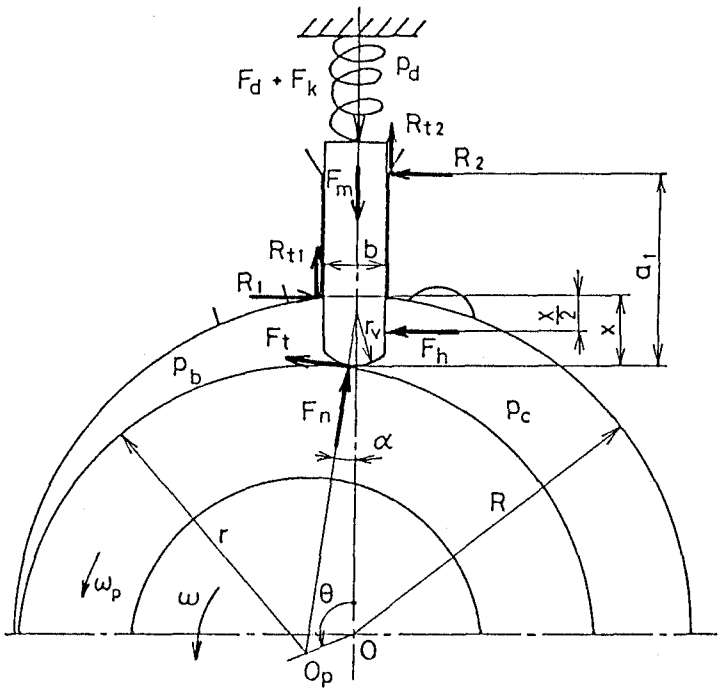


図 2.5　ベーン作用力

$$F_h = x\ell(p_c - p_b) \quad \cdots\cdots(2.20)$$

$$F_d = \{bp_d - (b/2 + r_v \sin\alpha)p_c - (b/2 - r_v \sin\alpha)p_b\}\ell \quad \cdots(2.21)$$

$$F_k = k_v(x_0 - x) \quad \cdots\cdots(2.22)$$

$$F_m = -m_0\ddot{x} \quad \cdots\cdots(2.23)$$

ここに，b，r_v はベーンの厚さおよび先端半径，m_0 はベーン質量，x はベーン変位｛前出式（1.3）｝，k_v x_0 はベーンばねのばね定数および最大（$\theta = 0$）たわみである。

さて，ベーンに作用する力の，ベーンの往復方向成分およびそれと垂直方向成分のつり合い，さらに，それらの力のベーン先端半径中心周りのモーメントのつり合いを考えると，つぎの式が得られる。

$$\left.\begin{aligned} &F_d + F_k + F_m - R_{t1} - R_{t2} - F_t \sin\alpha - F_n \cos\alpha = 0 \\ &F_h + R_2 - R_1 + F_t \cos\alpha - F_n \sin\alpha = 0 \\ &R_2(a_1 - r_v) - R_1(x - r_v) + F_h(x/2 - r_v) \\ &\quad + (R_{t2} - R_{t1})b/2 - F_t r_v = 0 \end{aligned}\right\} \cdots\cdots(2.24)$$

ただし，a_1 は力の作用点間距離である。

ここで，ベーンの先端および側面の接触点におけるすべり摩擦係数を μ_v，μ_s とすると，それぞれの接触点における接線力と垂直力との関係は，つぎのように表される。

$$F_t = \mu_v F_n \quad \cdots\cdots(2.25)$$

$$\left.\begin{aligned} R_{t1} &= \mu_s R_1 \\ R_{t2} &= \mu_s R_2 \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots(2.26)$$

式（2.24）～（2.26）を連立して，ベーン先端垂直力 F_n を求めると以下のようになる。

$$\begin{aligned} F_n = &\{(F_d + F_k + F_m)(x - a_1) + \mu_s F_h(a_1 + b\mu_s)\} \\ &/\Big[(\cos\alpha + \mu_v \sin\alpha)(x - a_1 - 2\mu_s r_v \sin\alpha) \\ &+ \mu_s(\sin\alpha - \mu_v \cos\alpha)\{x + a_1 + b\mu_s - 2r_v(1 - \cos\alpha)\}\Big] \end{aligned} \quad \cdots\cdots(2.27)$$

この F_n を用いて，ベーン先端接線力 F_t は式（2.25）により求められる。なお，以上の計算に必要な摩擦係数，μ_s，μ_v は 2.3.1 項で述べる実験から得られる値を用いる。

2.2.5　ピストン端面油膜モーメント

ピストンが回転すると，ピストンの上下端面には，フレームおよびシリンダヘッド平面との間のすきまに存在する油膜のせん断力が発生し，回転制動モーメント M_b が生じる。しかし，M_b は，ピストンに作用するほかのモーメントに比べて小さいので，簡単に，回転円板と静止平板間の粘性摩擦モーメントで近似することにすれば，つぎのように表される。

$$M_b = \pi\eta\omega_p(r^4-r_c{}^4)(1/\delta_1+1/\delta_2)/2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(2.28)$$

ここに，δ_1，δ_2 はピストンの下端面および上端面のすきまである。

2.2.6　計算方法

ここでは，以上のように導いてきた計算式を用いて，ピストンの回転角速度 ω_p およびベーン先端でのすべり速度 v を求めるための理論計算手順を簡単に説明する。基本的には，運動方程式（2.1），軸受特性方程式(2.10)，(2.11) を連立して，ルンゲ・クッタ・ギル法により数値計算するものである。

図2.6に計算の流れ図を示す。まず，圧縮機の寸法，運転条件，作動流体および冷凍機油の物性値，計算の初

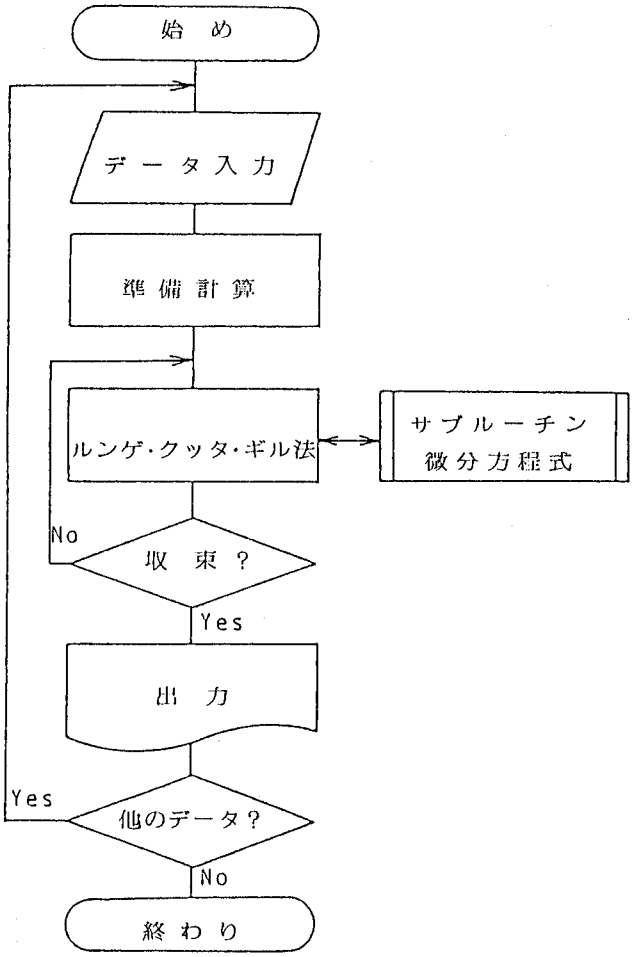


図2.6　計算の流れ図

期値などの入力データを与えて演算を開始する。定数の準備計算のあと，軸回転角 $\theta=0$ からルンゲ・クッタ・ギル法による微分方程式の計算ルーチンに入る。$\theta=2\pi$ に達して軸の一回転分の計算が終了すると，ピストン回転角速度 ω_P の初期値と終値とを比較し，その差が所定の誤差範囲内に収束していれば計算を終了して結果を出力するが，そうでない場合には，終値を新たな初期値としてつぎの軸一回転分の計算に入る。

微分方程式の計算ルーチンにおいては，軸回転角 θ に対応して，軸受荷重 F {式 (2.12)}，軸受モーメント M_c {式 (2.3)}，ベーン先端接線力 F_t {式 (2.25)}，ピストン端面モーメント M_b {式 (2.28)}，軸受計算パラメータ B_0～B_4 {式 (2.9)} が求められたのち，微分係数 $\dot{\omega}_P$ {式 (2.1) の右辺を I_P で割ったもの}，$\dot{\varepsilon}_P$ {式 (2.10)}，$\dot{\phi}_P$ {式 (2.11)} が求められる。

計算の時間きざみは，軸回転角 2° 相当（軸回転数3420 rpmの場合，0.098 ms の時間間隔）とした。また，計算の収束の判定は，ω_P の誤差 0.5 rad/s 以下とした。実際の計算では，軸 5 回転以内の計算で十分な収束が得られた。計算には，静岡大学計算機室のMelcom-Cosmo 700 S を用い，一回の入力データに対する計算処理時間は約 1 分であった。本計算に用いたプログラムが付録 2 に示してある。ただし，同プログラムでは，第 3 章で述べる機械摩擦損失の計算も含まれているので，8 個の連立微分方程式の解析となっている。計算に必要な入力データの一例を表 2.1 に示しておく。

表 2.1　計算入力データの例

シリンダ半径	R	cm	2.70	ピストン密度		ρ_p	gf/cm^3	7.2
ピストン半径	r	cm	2.425	ベーン密度		ρ_0	gf/cm^3	7.02
ピストン内半径	r_c	cm	1.235	吸込圧力		p_s	gf/cm^2	5950
ベーン先端半径	r_v	cm	0.60	吐出し圧力		p_d	gf/cm^2	20730
シリンダ高さ	ℓ	cm	2.38	過圧縮率		ξ_p		1.2
ピストン軸受幅	ℓ_c	cm	1.40	断熱圧縮指数		κ		1.2
ベーン厚さ	b	cm	0.474	軸回転数		n	rpm	3420
ベーン長さ	a	cm	2.40	油の粘性係数		η	gf·s/cm^2	3.5×10^{-5}
軸受半径すきま	c_p	cm	0.0015	側面摩擦係数		μ_s		0.15
下端面すきま	δ_1	cm	0.0003	先端摩擦係数		μ_v		0.15-35√
上端面すきま	δ_2	cm	0.0011	初	角速度	ω_p	rad/s	0
ばね最大たわみ	x_0	cm	1.39	期	偏心率	ε_p		0.9
ベーンばね定数	k_v	gf/cm	1390	値	偏心角	ϕ_p	rad	0

2.3　実　　験

2.3.1　摩擦係数の測定

ベーン先端および側面のしゅう動接触点における作用力を見積るのに必要な摩擦係数を，それぞれ以下のような方法により測定した。

まず，ベーン先端とピストン外周間のすべり摩擦係数 μ_v は，図 2.7 に示すような，実際の圧縮機でのすべり

状態を模倣した実験装置により測定した。以下にその概略を説明する。ピストンは，可変速電動機で駆動されている軸とともにシリンダの中央で回転している。一方，ベーンは，その中心線がピストン中心を通るように，片側を切欠いたシリンダベーン溝内に案内されており，その後端には，てこを利用して分銅による荷重が与えられている。このとき，ベーン先端とピストン外周間のしゅう動接触点に発生する摩擦力は，案内棒により片持ばりに伝達され，片持ばりにはりつけられてあらかじめ校正されているひずみゲージにより検出される。そして，その出力はペンレコーダに記録される。実験での潤滑状態は，実機でのそれに近似させるべく，冷凍機油に浸したフェルトをピストンに押しあて，その表面がぬれる程度とした。測定では，分銅を変化させてベーン先端での垂直接触力 F_n を98，147，196 N｛10，15，20 kgf｝と三段階に変化させ，ピストン回転数を変化させてベーン先端でのすべり速度 v を 0 ～ 1 m/s の範囲で変化させた。また，加熱器により装置全体を加熱して潤滑に供する冷凍機油の温度を変化させて，その粘性係数 η を52，13 mPa・s｛5.3×10^{-3}，1.3×10^{-3} kgf・s/m²｝の二種類に変化させて，その影響を調べた。

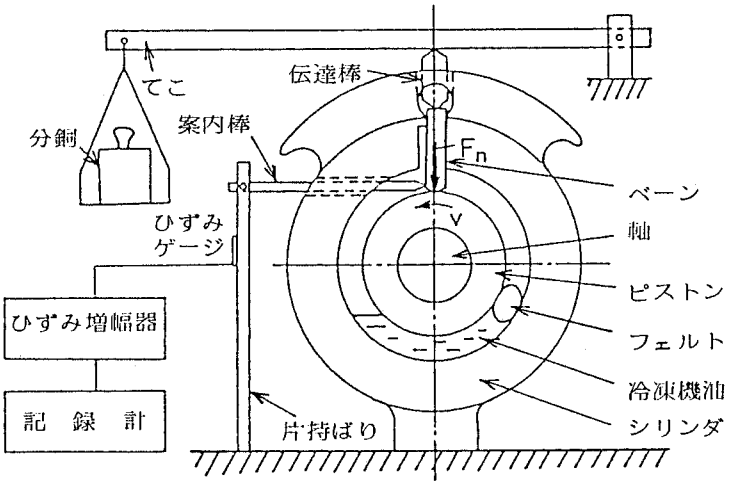


図 2.7　ベーン先端すべり摩擦係数測定装置

一方，ベーン側面とシリンダベーン溝間のすべり摩擦係数 μ_s は，図 2.8 に示す実験装置により測定した。同装置において，ベーンは，カム機構により揺動している片持ばりとピン接手で接続されており，可変速電動機で駆動されている原動節の回転に応じてベーン溝内を往復運動している。また，ベーンには，運動方向と垂直な力がばねばかりにより負荷されている。このとき，ベーン側面とベーン溝との接触点に発生する摩擦力は，案内棒により片持ばりに伝達され，片持ばりにはりつけられてあらかじめ校正されているひずみゲージにより検出される。そして，その出力は電磁オシログラフに記録される。実験での潤滑状態は，冷凍機油がベーン上端から連続的に注油される状態とした。測定では，ばねばかりの引張力 F_s を 9.8，49，98N｛1，5，10 kgf｝と三段階に変化させ，また，原動節カムの回転数を変化させてベーン側面でのすべり速度 $\dot{x}$ を 0 ～ 1 m/s の範囲で変化させた。

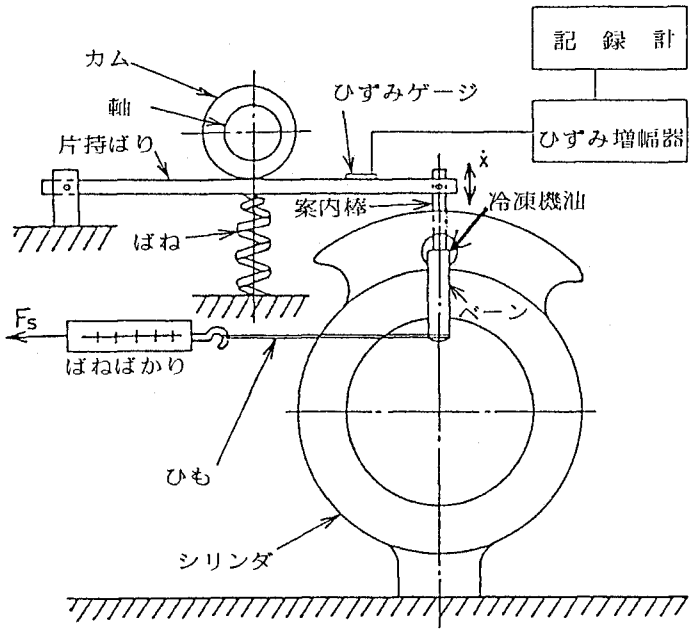


図2.8　ベーン側面すべり摩擦係数測定装置

以上の摩擦係数測定実験に使用したシリンダ，ピストン，およびベーンは，すべて実際の圧縮機と同じ部品を使用した。それらの材質は，シリンダがＦＣ20，ピストンがＮｉ－Ｃｒ－Ｍｏ 鋳鉄，ベーンがハードナブルB_2鋳鉄であり，ピストンおよびベーンは焼入れ処理が施してある。潤滑用の冷凍機油も実機の場合と同一のもの（ダイヤモンドフリーズＭＳ32）を使用した。

2.3.2　ピストン運動の測定

ピストン運動を測定するための実験用圧縮機の概要およびシリンダ部の断面を，図2.9および図2.10に示す。ピストンの上端面には，ピストンの運動に影響を与えない程度に小さな溝（幅1mm，深さ1mm）が12個等ピッチ（$\pi/6$ rad）に放射状に放電加工されている。一方，フレームには，電気的に絶縁された3本の電極（直径1mm）が，上記のすべての溝と重なり合うピッチ円上のベーン先端付近の位置に，溝ピッチ角の 1/3 のピッチ角度で設置されている。

軸の回転に伴うピストンの運動は，ピストン端面上の溝がフレーム上の電極位置を通過するときの，ピストン端面と電極間の静電容量変化信号を検出することにより測定される。溝通過信号の検出される時間間隔および検出される電極の順序から，その間における溝の平均移動速度および移動の方向が求められる。また，ピストン運動とともに，軸の回転角度が，電動機回転子上端に取付けられた歯付円板と密閉容器に固定された渦電流形変位計とによって検出測定される。

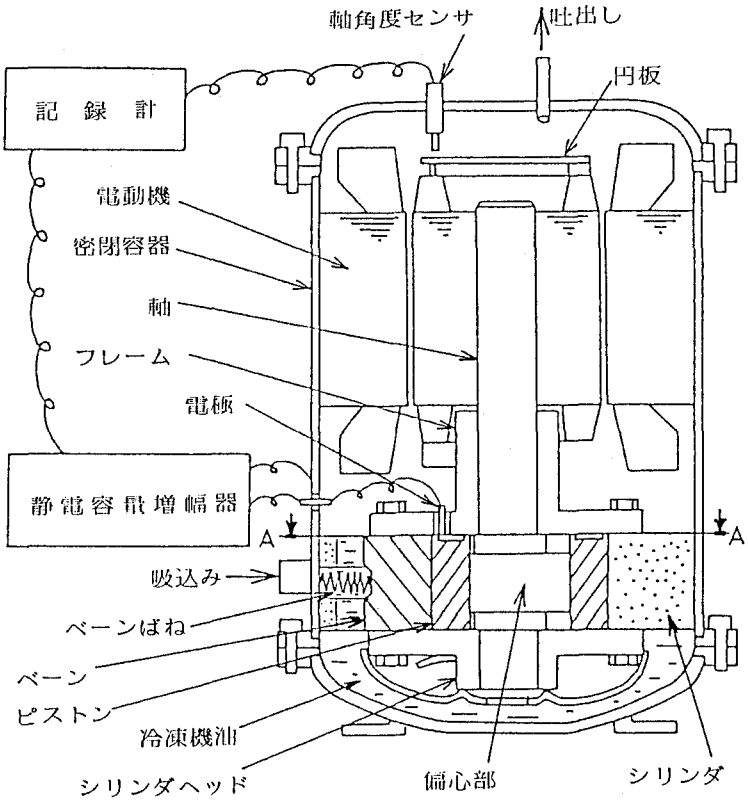


図 2.9　実験用圧縮機の概要

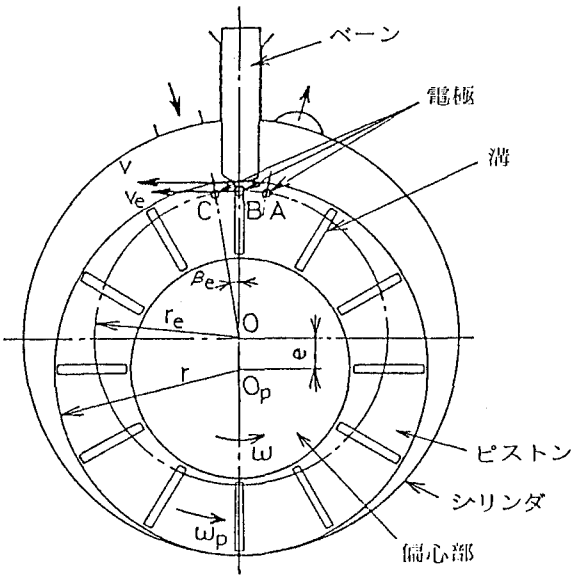


図 2.10　シリンダ部の断面（図 2.9 断面ＡＡ）

実験用圧縮機の運転および測定は，所定の冷凍回路に接続して行われる。その冷凍回路の概要を図2.11に示す。回路は，圧縮機，凝縮器，膨張弁，および蒸発器により構成されている。凝縮器および蒸発器は，二重管式熱交換器であり，熱交換媒体は，温度一定の冷水および温水である。また，膨張弁はニードル形の手動膨張弁である。回路各部の圧力は，精密ブルドン管圧力計で測定され，回路および圧縮機の温度は，銅・コンスタンタン熱電対を測定部にはんだ付けして測定される。回路の流量は，膨張弁前の凝縮液管路に設置された浮子式面積流量計で測定される。また，圧縮機の運転電流，電圧および消費電力は，それぞれ指示電流計，指示電圧計および指示電力計で測定される。なお，冷凍回路は，冷媒R22（$CHClF_2$）を作動流体として運転される。

冷凍回路の運転条件の調整方法について説明すると，圧縮機の吸込圧力は膨張弁開度により，吐出し圧力は凝縮器冷却水流量により，吸込蒸気冷媒の過熱度は蒸発器加熱温水流量により，凝縮液冷媒の過冷却度は回路封入冷媒量により，それぞれ調整される。また，圧縮機の温度は冷却ファン風量により調整される。

さて，ピストン運動の測定は，圧縮機を所定の空調機用圧縮機の運転条件に安定させたのち，3本の電極からのピストン運動信号および変位計からの軸回転信号を，同時に，電磁オシログラフに記録して行われる。それらの信号は，ブラウン管オシロスコープにても観察される。圧縮機の潤滑のために密閉容器下部に蓄えられている冷凍機油の温度も，圧縮機内にそう入された銅・コンスタンタン熱電対により測定記録される。

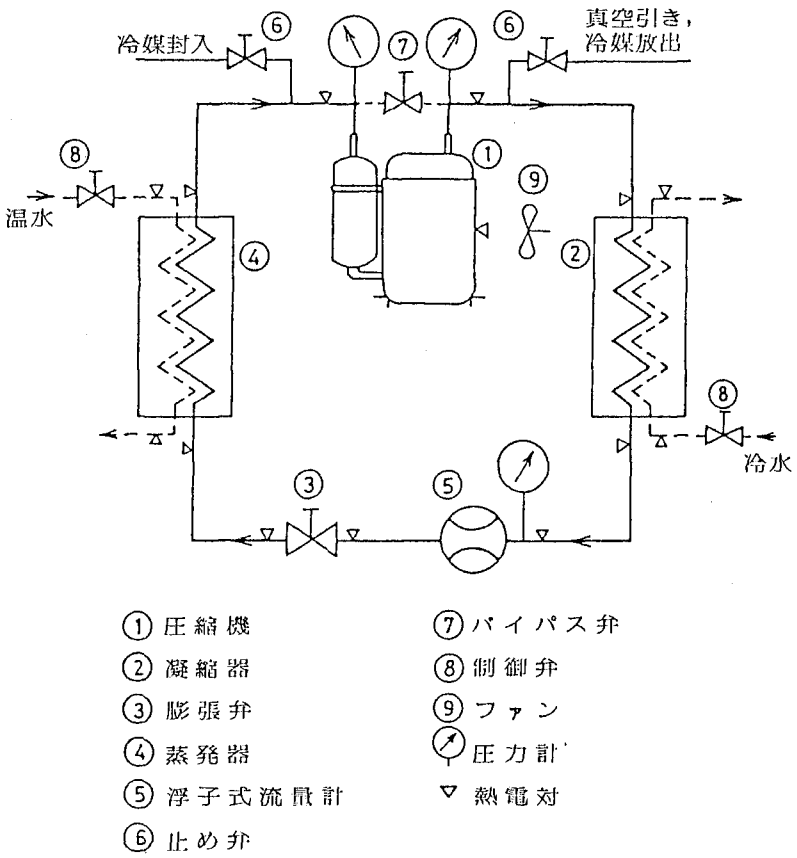


図2.11　冷凍回路の概要

圧縮機の標準運転条件は，吸込圧力 p_s = 0.583 MPa〔abs〕{5.95 = kgf/cm²}（冷媒の飽和蒸発温度 5 ℃相当），吐出し圧力 p_d = 2.03 MPa〔abs〕{20.7 kgf/cm²}（冷媒の飽和凝縮温度52℃相当），吸込気体過熱度10℃，圧縮機下部の冷凍機油温度95℃とした。必要に応じて，圧力条件，温度条件，さらには圧縮機回転数を変化させての測定も行った。

表 2.2 には，実験に使用した，大きさの異なる 4 種類の圧縮機の主要寸法を示しておく。これらのうち，種類 1 以外の圧縮機では，ピストンの肉厚（$= r - r_c$）が薄く，図 2.10に示したようなピストン端面と常に重なり合うピッチ円上に電極センサを配置することができなかったので，ピストン運動の詳細な測定は断念し，電極数およびピストン端面上の溝数を各 1 個として，ピストンの平均自転回転数のみを測定した。

表 2.2　圧縮機の種類と主要寸法（単位 mm）

圧縮機の種類	シリンダ半径 R	ピストン半径 r	偏心部半径 r_c	ベーン半径 r_v	シリンダ高さ ℓ	偏心部高さ ℓ_c	ベーン長さ a	ベーン厚さ b
1	27.0	24.3	14.4	6.0	23.8	14.0	24.0	4.7
2	27.0	21.8	15.7	6.0	30.8	21.0	24.0	4.7
3	29.0	25.5	17.5	6.0	50.0	32.0	26.0	4.7
4	29.0	23.3	17.5	6.0	50.0	32.0	26.0	4.7

2.4　結果とその考察

2.4.1　摩擦係数の測定結果

2.3.1 項で述べたベーン先端とピストン外周間のすべり摩擦係数 μ_v の測定の結果を整理して図 2.12に示す。

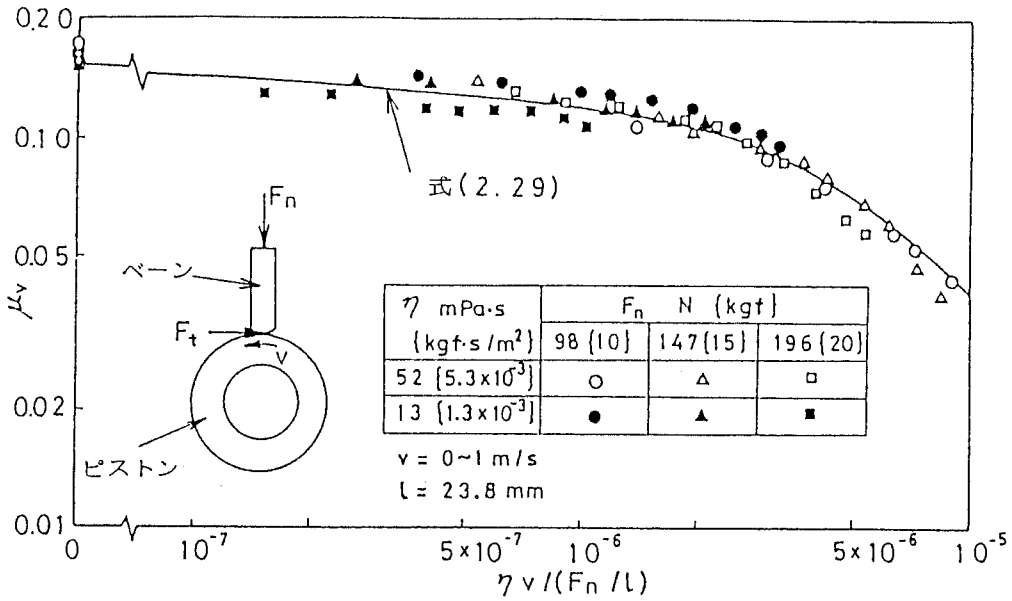


図 2.12　ベーン先端すべり摩擦係数の測定結果

同図の縦軸μ_vは，実験より求められたベーン先端での接線力F_tと垂直荷重F_nとの比として定義計算されたものであり，横軸は，潤滑特性を表す，油の粘性係数η，すべり速度v，単位幅荷重F_n/ℓに関する無次元数$\eta v/(F_n/\ell)$で表されている。μ_vは，測定条件，すなわちη，v，F_nの値の違いによらず，横軸無次元数の変化に対して，ほぼ同一の変化傾向を示しており，$\eta v/(F_n/\ell)$が10^{-6}以下ではおよそ一定となっているが，それ以上では$\eta v/(F_n/\ell)$の増加とともに減少している。これは，すべり面での潤滑状態の変化に対応していると考えられ，$\eta v/(F_n/\ell)$が10^{-6}以下では境界潤滑，それ以上では混合潤滑状態であろうと推察される。(2.11)

ところで，実際の圧縮機の運転条件における$\eta v/(F_n/\ell)$の値は，軸の一回転の間に，零から混合潤滑領域の値（3×10^{-6}程度）まで周期的に変化している。それゆえ，本研究では，μ_vの値を，従来のように一定と仮定(2.1)，(2.4)するのではなく，$\eta v/(F_n/\ell)$の関数として評価し，理論計算においては，つぎの実験近似式(2.29)の値を用いる。

$$\mu_v = 0.15-35\sqrt{\eta v/(F_n/\ell)} \quad \cdots\cdots(2.29)$$

本実験式は，潤滑油として純粋な冷凍機油を用いて得られた結果であるが，実際の圧縮機にみられるような冷媒の溶解している冷凍機油の場合にも，冷媒溶解状態の冷凍機油の粘性係数の値を採用して，この関係式が適用できるものと仮定する。

なお，実験では，すべり接触面に供給する潤滑油量を変化させてみたが，結果として得られるμ_vの値にはほとんど変化が認められなかった。これは，くさび状のすべり接触面の潤滑には，ピストン表面がほんの少しぬれる程度の潤滑油量があれば十分であり，それ以上の潤滑油は押しのけられてしまうためであると考えられる。

つぎに，2.3.2項で述べたベーン側面とシリンダベーン溝間のすべり摩擦係数μ_sの測定の結果を整理して図2.13に示す。μ_sの値は，ベーン側面とベーン溝間の二箇所の接触点における摩擦係数の値が等しいと仮定して，次式により定義計算される。

$$\mu_s = \frac{R_{t1}}{R_1} = \frac{R_{t2}}{R_2} = \frac{R_{t1}+R_{t2}}{R_1+R_2} \quad \cdots\cdots(2.30)$$

ここに，最右辺の分母$R_1+R_2(\equiv R_{12})$は，ベーンに作用する力およびモーメントのつり合いより，ばねばかりの引張力F_sと力の作用点間の距離ℓ_1，ℓ_2を用いて式（2.31）で求められ，一方，分子$R_{t1}+R_{t2}(\equiv R_{t12})$は，片持ばりにより記録される往復作用力$F_\ell$に，無負荷のときに記録されるベーンの往復慣性力$F_m$による補正を加えて式（2.32）で求められる。

$$R_{12} = F_s(2\ell_2-\ell_1)/\ell_1 \quad \cdots\cdots(2.31)$$

$$R_{t12} = F_\ell - F_m \quad \cdots\cdots(2.32)$$

さて，その測定結果μ_sは，油の粘性係数η，すべり速度$\dot{x}$，単位幅荷重R_{12}/ℓに関する潤滑の特性を表す無次元数$\eta\dot{x}/(R_{12}/\ell)$を横軸として図2.13に示されており，多少ばらつきが大きいものの，横軸の広範囲にわたってだいたい一定の値となっており，ベーン側面ではいつも境界潤滑状態に近いことが予想される。これは，ベーン側面とベーン溝の角部とがしゅう動接触しているために，潤滑油がしゅう動面からかき落されるためであ

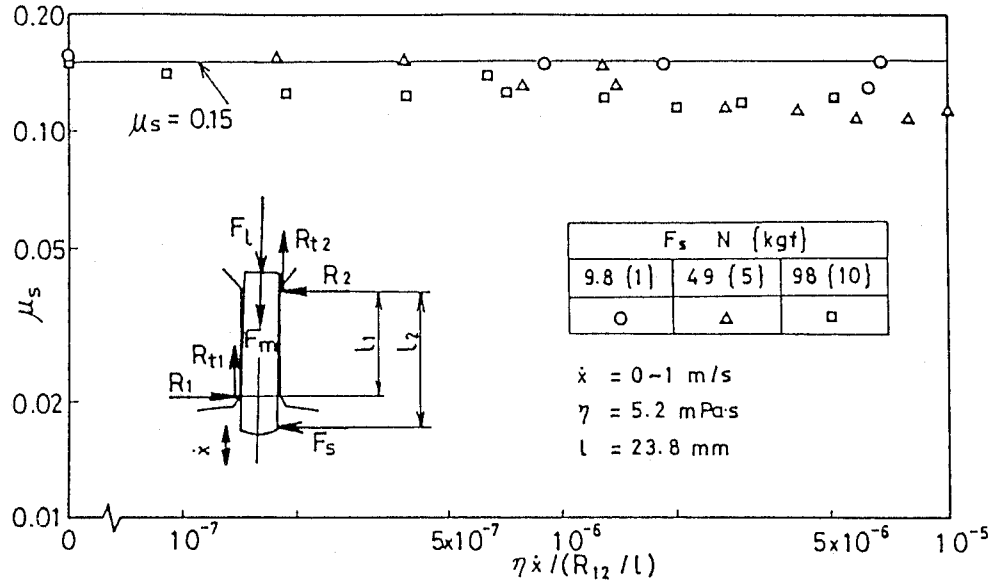


図 2.13　ベーン側面すべり摩擦係数の測定結果

ると推察される。

理論計算におけるベーン側面のすべり摩擦係数 μ_s の値としては，0.15（一定値）を用いることにする。

2.4.2　ピストン運動の測定結果の解析

ピストン運動を記録したチャートの一例を図 2.14に示す。信号A，BおよびCは，それぞれ，図 2.10に示した3本の電極センサA，BおよびCからの溝通過の時間経過信号であり，信号の下側へのピークが，電極位置をピストン端面上の溝が通過したことを表している。また，軸回転角信号は，上方への極大ピークが軸回転角 $\theta = 0$ に対応している。

以下，これらの信号をピストンの動きと対応させて解析していく。ここで，図 2.14中の $\theta = \theta_1$ に対応したピ

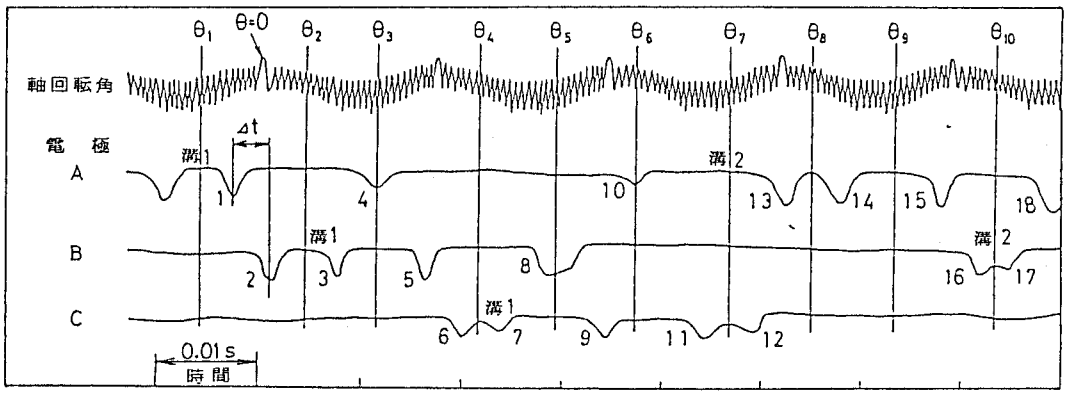


図 2.14　ピストン運動記録チャート

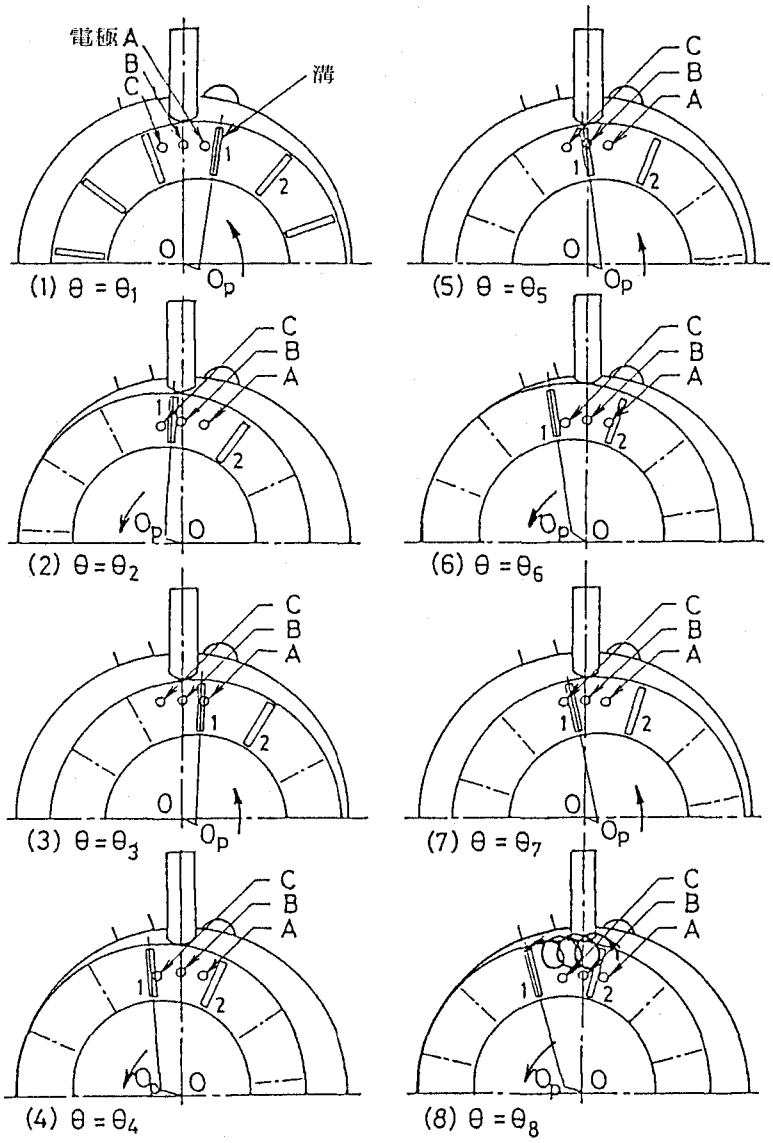


図 2.15　ピストンの運動経過

ストンの回転位置を図 2.15(1)で表し，電極Aの手前にある溝を溝 1 と名づける。まず，図 2.14において，溝通過信号 1，2 が電極A，Bの順序で記録されているが，このことは，溝 1 が電極A，Bを通過して，$\theta = \theta_2$ において，電極Cの手前の位置，すなわち図 2.15(2)に示す位置まで移動したことを表している。このとき，信号 1，2 の中間の軸回転角 θ に対する，電極位置におけるピストンの平均速度 v_e は，式（2.33）で表され，この v_e に対応したピストンの回転角速度 ω_p は，式（2.34）で求められる。さらに，その ω_p を用いて，ベーン先端とピストン外周間のすべり速度 v も，前出の式（2.2）で求められる。

$$v_e = r_e \beta_e / \Delta t \quad \cdots\cdots (2.33)$$

$$\omega_p = (v_e - e\omega \cos\theta)/(r_e - e\cos\theta) \quad \cdots\cdots (2.34)$$

ここに，r_e および β_e は電極のピッチ円半径およびピッチ角，Δt は二つのピーク信号の時間間隔である。

つぎに，図2.14において，電極B，Aの順序でピーク信号3，4が記録されているので，$\theta = \theta_2$ から θ_3 のの間では，図2.15(3)に示すように，溝1が以前とは逆方向に動いて，電極Aと重なる位置までもどってくることになる。さらに，図2.14において，溝通過信号5，6が電極B，Cの順序で記録されていることから，$\theta = \theta_4$ では，溝1が電極Cの位置を通過して，図2.15(4)に示す位置まで前進してくることが読みとれる。以後，同様な方法により図2.14の信号解析を行うと，$\theta = \theta_5$ から $\theta = \theta_8$ に対応するピストンの位置は，それぞれ，図2.15(5)から(8)で示される位置となる。そして，図2.14の電極Aの信号中にみられる10，13，14などのピーク値は，溝1の隣の溝2の通過信号であることがわかる。

ところで，ピストン端面上の溝1の最外周点が，$\theta = \theta_1$ から θ_8 までの間に描く軌跡を示すと，図2.15(8) 中の実線のようになる。ピストンは，偏心部中心とともに行う回転運動に加えて，自分自身の中心周りの回転運動によって，全体として少しずつ，軸の回転方向に自転している様子がよくわかる。この結果，ピストン外周とベーン先端との間では，軸の回転方向のすべりとそれと逆方向のすべりとが交互に繰返されることになる。

2.4.3 実験結果の検討と理論計算結果との比較

2.4.2項で述べた実験記録チャートの信号解析ならびに2.2.6項で述べた理論解析計算より得られた，ピストンの回転角速度 ω_P およびベーン先端でのすべり速度vの軸一回転中の変化の様子を図2.16に示す。実験値のばらつきが多少大きいものの，実験値と理論計算値とでは，だいたい一致した傾向がみられる。たとえば，すべり速度vは，軸回転角 $\theta = 0\ (=2\pi)$ radを中心とした範囲では正，すなわちピストンが軸の回転方向にすべっているが，$\theta = \pi$ radの前後では，負，すなわち軸の回転方向とは逆方向のすべりとなっている。一方，ピストンの回転角速度 ω_P は，vの変化に応じて正と負の間で変化しているが，その絶対値についてみると，最大でも，軸回転角速度（$\omega = 358$ rad/s)の1/10程度の小さな値となっている。ピストンのこの減速特性により，式（2.2）で評価されるすべり速度vの第1項成分（$r\omega_P$）が小さくなり，すべり速度全体が小さくなるとともに，シリン

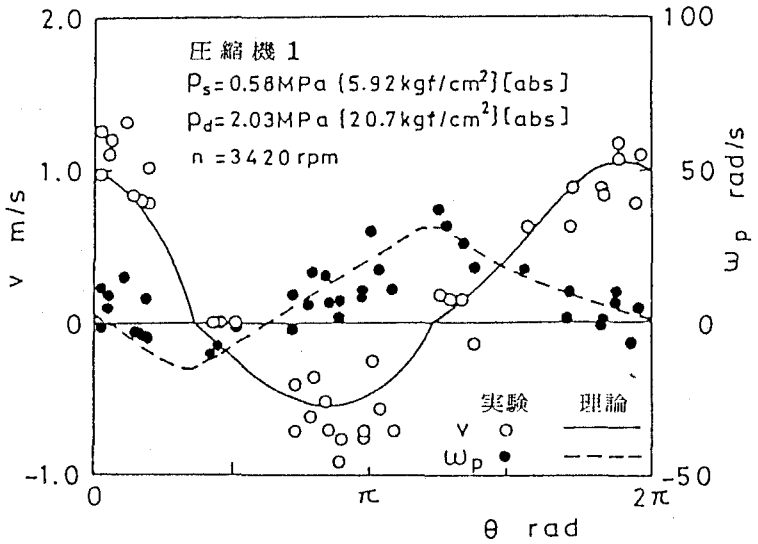


図2.16 ピストン角速度およびすべり速度の変化(1)

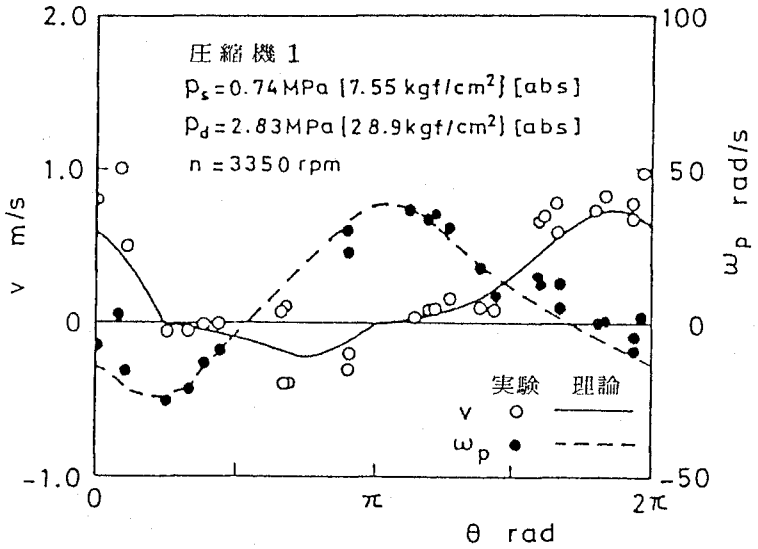


図 2.17　ピストン角速度およびすべり速度の変化(2)

ダ中心周りの公転運動に基づく第2項成分（$e\omega \cos\theta / \cos\alpha$）との大小関係により，前述した負のすべりが生じることになる。

図2.16に示した，標準圧力条件で圧縮機を運転した場合に対し，吸込みおよび吐出し圧力を高くして高負荷状態で運転した場合の，v および ω_p の実験値ならびに理論値が図2.17に示されている。図2.16の場合に比べて，図2.17の場合には，角速度 ω_p の振幅は増加するが，すべり速度 v の絶対値は小さくなり，ベーン先端でのすべりが抑制される傾向にあることがわかる。そして，それらの傾向は，実験値と理論計算値とで良く一致している。この圧縮機負荷の増加に伴うすべり速度の低下は，シリンダ内外の圧力差の増加によるベーン先端での摩擦制動モーメントの増大のほうが，気体圧縮荷重の増加によるピストン軸受の摩擦回転モーメントの増大よりも大きいことを意味している。

ここで，種々の寸法の圧縮機についての，いろいろな運転条件におけるピストンの平均自転回転数 n_P の測定結果ならびに理論計算結果をまとめて表2.3に示す。全体的には，ピストン回転数 n_P は軸回転数 n の数%の大きさであり，n が減少すると n_P は減少し，運転圧力すなわち圧縮機負荷が増加すると n_P は減少する傾向にある。しかし，細部については，圧縮機の種類によって違いがみられ，ピストン運動と関連した機械摩擦損失に対する圧縮機設計の重要さが示唆される。

さて，表2.3中のピストン回転数 n_P の実験値と理論値とを比較すると，定性的にも定量的にも良く一致しており，圧縮機の運転条件や設計寸法パラメータの変更に対しても，本研究で導いたピストン運動の理論解析計算方法が十分有効であることが確かめられる。

なお，本解析方法を冷蔵庫用の回転圧縮機に適用した場合にも，実験結果との良い一致がみられている。(2.12) また，本研究の結果を参考にしてピストンの運動方程式を簡略化し，代数計算のみによってピストン運動の傾向をは握することも可能ではないかと思われる。(2.13)

表 2.3　圧縮機の種類とピストン平均回転数

圧縮機の種類	運転条件			ピストン回転数 n_p rpm	
	圧力（絶対圧）		回転数		
	p_s MPa	p_d MPa	n rpm	実験	理論
1	0.58	2.03	3420	64	77
	0.58	2.03	2880	62	56
	0.74	2.83	3350	63	54
2	0.58	2.03	3400	142	157
	0.58	2.03	2850	51	47
	0.72	2.53	3350	48	46
3	0.58	2.03	3450	132	131
	0.58	2.03	2880	49	67
4	0.58	2.03	3450	161	158
	0.58	2.03	2880	32	32
	0.72	2.53	3400	73	63

1 MPa = 10.2 kgf/cm^2

2.4　まとめ

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの運動特性を理論的ならびに実験的に解析検討し，以下のまとめを得た。

(1)　ピストンは，軸の一回転の間に，ベーン先端との間で正と負のすべりを繰返しながら，全体として，軸回転数の数%の平均回転数で自転している。

(2)　ピストンの平均回転数は，圧縮機の負荷の増大とともに減少し，また，軸回転数の減少とともに減少する。

(3)　ベーン先端でのすべり摩擦係数を測定し，潤滑特性を表す無次元数の関数として整理して一実験関係式を提示した。また，ベーン側面での摩擦係数については，一定値と仮定できる結果を得た。

(4)　本章で導いた理論解析計算の結果と実験結果とは比較的良い一致がみられ，本解析方法の妥当性が確かめられた。

なお，本章で明らかとなったピストンの運動と個々のしゅう動部における機械摩擦損失との関係は，第3章で述べる。

付録1

軸受の特性計算に用いられる変数 $A_1 \sim A_3$, $C_0 \sim C_3$ は，偏心率 ε および軸受の幅径比係数 $\Pi = (\pi/2)\cdot$（軸直径）/（軸受幅）の関数として，それぞれつぎのように表される。(2.7)

$$A_1 = \frac{\varepsilon}{\Pi^2+1}\left[1+\frac{\varepsilon^2(\Pi^2-2)}{4(\Pi^2+1)}\right]$$

$$A_2 = \frac{\varepsilon^2(\Pi^2-2)}{2(\Pi^2+1)(\Pi^2+4)}\left[1+\frac{\varepsilon^2}{4}\left\{\frac{\Pi^2-2}{\Pi^2+1}+\frac{\Pi^2(\Pi^2+10)}{(\Pi^2+4)(\Pi^2+9)}\right\}\right]$$

$$A_3 = \frac{\varepsilon^2\Pi^2(\Pi^2-2)}{4(\Pi^2+1)(\Pi^2+4)(\Pi^2+9)}$$

$$C_0 = \frac{A_1}{2} + \frac{\varepsilon^2(\Pi^2-2)}{4(\Pi^2+1)^2}$$

$$C_1 = \frac{A_1}{\varepsilon} + \frac{\varepsilon^2(\Pi^2-2)}{2(\Pi^2+1)^2}$$

$$C_2 = \frac{A_2}{\varepsilon} + \frac{\varepsilon^2(\Pi^2-2)^2}{4(\Pi^2+1)^2(\Pi^2+4)}$$

$$C_3 = \frac{A_3}{\varepsilon}$$

また，変数 $I_{11} \sim I_{23}$, $J_{11} \sim J_{23}$ は，偏心率 ε，および ε と油膜発生圧力角 ϑ_1, ϑ_2 の関数である $K_1 \sim K_9$ を用いて，それぞれつぎのように表される。(2.7)

$$I_{11} = \frac{48}{\pi\varepsilon^2}\left(-K_1+\varepsilon K_7+\frac{1}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}K_8\right)$$

$$I_{12} = \frac{96}{\pi\varepsilon^3}\left(-2K_1+\varepsilon K_2+\varepsilon K_7+\frac{2-\varepsilon^2}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}K_8\right)$$

$$I_{13} = \frac{48}{\pi\varepsilon^4}\left\{-3(4-\varepsilon^2)K_1+8\varepsilon K_2-\varepsilon^2K_4+\varepsilon(4-\varepsilon^2)K_7 + \frac{3(4-3\varepsilon^2)}{\sqrt{1-\varepsilon^2}}K_8\right\}$$

$$I_{21} = \frac{24}{\pi\varepsilon^2}\{(2+\varepsilon^2)K_6+2K_9\}$$

$$I_{22} = \frac{48}{\pi\varepsilon^3}\{-2\varepsilon K_3+(2-\varepsilon^2)K_6+4K_9\}$$

$$I_{23} = \frac{48}{\pi\varepsilon^4}\{-8\varepsilon K_3+\varepsilon^2K_5+(4-3\varepsilon^2)K_6+3(4-\varepsilon^2)K_9\}$$

$$J_{11} = \frac{48}{\pi\varepsilon^2}(K_6+K_9)$$

$$J_{12} = \frac{96}{\pi\varepsilon^3}(-\varepsilon K_3+K_6+2K_9)$$

$$J_{13} = \frac{48}{\pi\varepsilon^4}\{-8\varepsilon K_3+\varepsilon^2K_5+(4-\varepsilon^2)K_6+(12-\varepsilon^2)K_9\}$$

$$J_{21} = \frac{24}{\pi\varepsilon^2}\{2K_1 - \frac{\varepsilon(2+\varepsilon^2)}{1-\varepsilon^2}K_7 - \frac{2-4\varepsilon^2-\varepsilon^4}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}K_8\}$$

$$J_{22} = \frac{48}{\pi\varepsilon^3}\{4K_1 - 2\varepsilon K_2 - \frac{\varepsilon(2-\varepsilon^2)}{1-\varepsilon^2}K_7 - \frac{4-6\varepsilon^2+\varepsilon^4}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}K_8\}$$

$$J_{23} = \frac{48}{\pi\varepsilon^4}\{(12-\varepsilon^2)K_1 - 8\varepsilon K_2 + \varepsilon^2 K_4 - \frac{\varepsilon(4-3\varepsilon^2)}{1-\varepsilon^2}K_7 - \frac{12-19\varepsilon^2+6\varepsilon^4}{(1-\varepsilon^2)^{3/2}}K_8\}$$

ただし,

$$K_1 = \vartheta_2 - \vartheta_1$$

$$K_2 = \sin\vartheta_2 - \sin\vartheta_1$$

$$K_3 = \cos\vartheta_2 - \cos\vartheta_1$$

$$K_4 = \sin 2\vartheta_2 - \sin 2\vartheta_1$$

$$K_5 = \cos 2\vartheta_2 - \cos 2\vartheta_1$$

$$K_6 = \frac{1}{1+\varepsilon\cos\vartheta_2} - \frac{1}{1+\varepsilon\cos\vartheta_1}$$

$$K_7 = \frac{\sin\vartheta_2}{1+\varepsilon\cos\vartheta_2} - \frac{\sin\vartheta_1}{1+\varepsilon\cos\vartheta_1}$$

$$K_8 = \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}\sin\vartheta_2}{1+\varepsilon\cos\vartheta_2}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\varepsilon^2}\sin\vartheta_1}{1+\varepsilon\cos\vartheta_1}\right)$$

$$K_9 = \log\left(\frac{1+\varepsilon\cos\vartheta_2}{1+\varepsilon\cos\vartheta_1}\right)$$

付録 2

ピストン運動計算プログラム

```
C  . . CALCULATION OF PISTON MOTION . . ( MOV IS VARIABLE ) . . . . . .
      DIMENSION Y(8),YO(8),QO(8),XI(361),XXSI(361),XXCI(361),XXXSI(361),
     1XXXCI(361),EX(361),UMD(361),WPSI(361),WPCI(361),D2I(361),C7I(361),
     2UWUXI(361),XFI(363),PLI(361),XLI(361),XDI(361)
      READ(5,100,END=999) U2,U3,VC,U0,U1,VC1
  199 N=180; L=10; K=4
      READ(5,100,END=999) RC,RP,RPP,RV,HC,HJ,HV,HVV
      READ(5,100,END=999) WWP,WWV,SL,SK,YU(1),YU(3),HVC,BB
      READ(5,100,END=999) PS,PD,PI,UU11,UU22,RPM,C,ETA
      WRITE(6,110) N,L,K,BB,HVC,U0,U1,VC1
      WRITE(6,111) RC, RP, RPP, RV, HC, HJ, HV, HVV, WWP, WWV
      WRITE(6,112) PS, PD, PI, U1, U2, U3,VC,RPM,C,ETA,SL,SK
      PAI=ATAN(1.)*4.; PAI2=PAI*2.; PAI1=PAI*2; DPAI=180./PAI
      OM1=PAI*RPM/30.; E=RC-RP; HCC=HC*0.5; B=BB/DPAI; A1=RP+RV
      A9=(RC+RV)*COS(B); A30=(RC+RV)*SIN(B)/A1; A31=A30*A1*HCC+HVC*HC
      A19=E*OM1; A2=E/A1; A3=RC*RC*HCC; A4=RP*RP*HCC; A5=E*A1*HCC
```

```
      A6=RV*RV*HCC; A7=(A3-A4)*PAI2; A8=PS*A7**PI; A10=HV-2.*HVC
      A11=HV*PD-(HV-HVC)*PS; OM12=OM1*A19; A12=WWV*HC*HV*HVV*OM12/980.
      A13=A2*A12; A14=2.*RV; A16=OM12*WWP*PAI*(RP**2-RPP**2)*HC/980.
      A17=C/(RPP*2.); RAM=HJ/(2.*RPP); AL=PAI1/(2.*RAM**2)
      A23=ETA*RPP*HJ/(4.*PAI*A17**2); A24=4.*A17*PAI1
      A18=A17*PAI**3/(12.*A23*A24); A20=OM1/(PAI2*10200.); A21=A19*A20
      A25=1960./(WWP*PAI*HC*(RP**4-RPP**4))*RPP; A28=RP/RPP; A35=OM12/RP
      A32=PAI2*ETA*(RP**4-RPP**4)/(RPP*0.0010)
      PAI24=24./PAI ; PAI48=48./PAI; PAI96=96./PAI
      RAM1=PAI*RPP/HJ; RAM2=RAM1**2; RM1=1./(RAM2+1.); RM2=1./(RAM2+4.)
      RM3=RM2*RAM2/(RAM2+9.); RM4=RM1*(RAM2-2.)/4.; RM5=RM4*RM2*2.
      RM6=RM4+RM3*(RAM2+10.)/4.; RM7=RM4*RM3; RM8=RM4*RM1*2.
      RM9=RM4**2*RM2*4; BAW=1./(2.*A23)
      SRAM=SQRT(RAM); ZETA1=0.36 *SRAM ; ZETA2=0.34 *SRAM
      DO  399  IA = 1 , 363
  399  XFI(IA) = -1.E6
      UVC=(U2-U3)*SQRT(ETA*HC/VC) ; WVI=20000.
      UVC1=(U0-U1)*SQRT(ETA*HC/VC1) ; UW=2000.
      PII=(PI-1.)/PI; BTH=PS*A7*RPM*((PD/PS)**PII-1.)/(612000.*PII)
      DOA=180./N; DAA=PAI/N; DA=DAA*2.; DI=DA/OM1; DT2=DT*0.5
      NN=2*N; NN1=NN+1; N1=N+1; III=1
      PDD = PD + 0.2*(PD-PS)
      DO 200 I=1, NN1
      X=XI(I)=DAA*(I-1); XB=X-B; XC=COS(XB); XS=SIN(XB)
      XXS=XXSI(I)=XS*A2+A30; XAB=ASIN(XXS); XXC=XXCI(I)=COS(XAB)
      XX=XAB-B; XXX=XX+X; XXXS=XXXSI(I)=SIN(XXX); XXXC=XXXCI(I)=COS(XXX)
      XCXC=XC/XXC; EW(I)=XCXC*A19; UMD(I)=A35*(XS-A2*XXS*XCXC**2)/XXC
      XL=A9-A1*XXC-E*XC; IF(III.NE.1) GOTO 400
      VOL=A7-A3*X+A4*XXX+A5*XXXS-A6*(XAB-TAN(B))-A31*XL
      P=A6/(VOL**PI); IF(P.LT.PDD) GOTO 410
      III=2; IPD=I; PDX=(PDD-PD)/FLOAT(NN1-IPD)
  400 IF(I.NE.NN1) P=PDD-PDX*FLOAT(I-IPD); GOTO 410
      P=PS
  410 PL=(P-PS)*HC; APL=RP*PL; WPP=HC*(A11-P*HVC)-RV*XXS*PL
      WPSI(I)=APL*(1.-XXXC); WPCI(I)=APL*XXXS+A16
      D2I(I)=U2=WPP+SK*(SL-XL)-A12*XC+A13*(XCXC**2-XS**2)/XXC
      PLI(I)=PL              ; XLI(I)=XL     ; XDII=XDI(I)=(XS+XXS*XCXC)*A19
      UWDXI(I)=XDII*A20; C7I(I)=XLI(I)-HVV
  200 CONTINUE
      R1=1.-SQRT(0.5); R2=2.-R1; Z1=DT*0.5; Z2=DT*R1; Z3=DT*R2
      QO(1) = QO(2) = QO(3) = QO(4) = QO(5) = QO( 6) = QO(7) = QO(8)= 0.
      PLO=YO(4)=YO(5)=YO(6)=YO(7)=YO(8)=X=Y(1)=Y(2)=YO(2)=YOS=0.
      V=1.; I=1; XFI(1)=-PAI
      CALL SHIKI
      DO 530 KKK=1,K
      WRITE(6,120) KKK
      WRITE(6,121) X     ,WW,FVI,UI,V,YO(3),YO(5),XF,YO(1),YO(2),
     &FU,C1,XY1,YO(5),YO(7),YO(6),YO(4)
      LL=0; IF(KKK.NE.K) LL=LL+100
      DO 611 KK=1,NN,2
  210 DO 211 J=1,8
      Z=Z1*Y(J); R=Z-QO(J); YO(J)=R+YO(J)
  211 QO(J) = QO(J) + 3. * R - Z
      I=KK; CALL SHIKI
  220 DO 222 J=1,8
      Z=Z2*Y(J); R=Z-QO(J)*R1; YO(J)=R+YO(J)
  222 QO(J) = QO(J) + 3. * R - Z
      CALL SHIKI
  230 DO 233 J=1,8
      Z=Z3*Y(J); R=Z-QO(J)*R2; YO(J)=R+YO(J)
  233 QO(J) = QO(J) + 3. * R - Z
      I=I+1; CALL SHIKI
  240 DO 244 J=1,8
      Z=Z1*Y(J); R=Z-QO(J); YO(J)=R/3.+YO(J)
```

```
244   QO ( J ) = QO ( J ) + R - Z
      CALL SHIKI
      LL=LL+1; IF(LL.NE.L) GOTO 611
      X=DUA*KK
      WRITE(6,121) X     ,WW,FVI,UI,V,YO(3),YO(8),XF,YO(1),YO(2),
     &FU,C1,XY1,YU(5),YO(7),YU(6),YO(4)
      LL=0
611   CONTINUE
      YO4=-YO(4)*A21;YO5=YO(5)*A20*RPP*UM1;YO6=YO(6)*A20;BHP=YO4+YO5
      PLOSS=YO5+YO6+YO(7);BTHP=BHP-PLOSS;EFF=BTHP/BHP*100.
      PDO=YO(8)-YO8; PRE=360./PDO; PRPM=RPM/PRE
      XFI(NN+3) = XFI(3) + PAI2 ; XFI(2) = XFI(NN+2) - PAI2
      WRITE(6,122) PDO,PRE,PRPM,BTH,BTHP,BHP,EFF,PLOSS,YO5,YO(7),YO6,YO4
       YO ( 4 ) = YO ( 5 ) = YO ( 6 ) = YO ( 7 ) = X = 0.; YO8=YO(8)
      IF ( YO(2) .GE. PAI ) YO(2) = YO(2) - PAI2
      IF ( YO(8) .GE.360. ) YO(8) = YO(8) - 360.
630   CONTINUE
      GO TO 199
100   FORMAT ( 8E10.1 )
110   FORMAT (1H0, 10X, 'CALCULATION OF PISTON MOTION    (CM.GR.S)'/
     &1H ,6X,'N=',I4,5X,'L=',I3,5X,'K=',I3,5X,'BB=',F6.1,5X,'HVC=',F8.4,
     &'  U0,U1,VC1',2F5.3,E9.3)
111   FORMAT(1H ,6X,'RCYL',8X,'RPISO',7X,'RPISIN',6X,'RVANE',7X,'HCYL',
     &8X,'HCRN',10X,'HV',10X,'LV',8X,'W PIS',9X,'W VANE'/1H ,10F12.4)
112   FORMAT(1H ,6X,'PSUC',8X,'PDIS',4X,'P IND',4X,'U1',5X,'U2',5X,'U3',
     & 5X,'VC',  8X,'RPM',7X,'RAD CLEA',6X,'ETA',8X,'IN.DISP',5X,'SPRNG'
     &          /1H ,2F12.1,4F7.3,E9.3,F12.1,F12.5,E12.3,F12.4,F12.1)
120   FORMAT (1H ,3HK =, I4 /
     &1H ,' DEG     W(GRM)    FV     UI     V      UM2(RD)  DEG2  ARG(W)    KA
     &I    FAI(AA)  F',9X,'C',7X,'XY',6X,'LC',6X,'LS',6X,'LV',6X,'L')
121   FORMAT(1H ,F5.0,2F8.0,F5.3,F8.2,3F7.2,
     &                                  2F8.3,2F9.5,3F8.3,F8.0,F11.3)
122   FORMAT(8X,'PDO',6X,'1/PRE',7X,'PRPM',6X,'L TH(W)',20X,'L WATT',6X,
     &'EFF',11X,'P LOSS',3X,'LC',6X,'LS',6X,'LV',6X,'L'
     &/3F11.2,5F15.4,3F8.3,F11.3)
999   STOP
      SUBROUTINE SHIKI
      IF(ABS(YO(1)).GE.1.) WRITE(6,150) YO(1); YO(1)=0.9999
      YO1=YO(1); YO12=YO1*YO1; YO13=YO12*YO1; YO14=YO13*YO1
      YY1=1.-YO12; YY2=2.+YO12; YY3=2.-YO12; YY4=4.-YO12; YY5=4.-3.*YO12
      YY9=3.*YY4; YY10=8.*YO1; YY11=2.*YO1; YY12=12.-YO12;SQYY=SQRT(YY1)
      SYO2=SIN(YO(2)); CYO2=COS(YO(2))
      V1=V; V=RP*YO(3)+EW(I)
      UI=SIGN(U2-UVC*SQRT(ABS(V/WVI)),V)
206   DO  530  IZ =  1,  5
      X9=XDI(I);C1=U0-UVC1*SQRT(ABS(X9/UW)) ; IF(C1.LT.0.01) C1=0.01
      C1=SIGN(C1,X9)
      C77=C7I(I)-C1*(A14*XXSI(I)-A10);C88=HVV+HV*C1
      C8=(C88+XLI(I)-A14*(1.-XXCI(I)))*C1 ;C66=XXCI(I)+UI*XXSI(I)
      WVU=D2I(I)*C7I(I)+C1*PLI(I)*XLI(I)*C88 ; AID=1.
207   WVI=WVU/(C66*C77+(XXSI(I)-UI*XXCI(I))*C8)     ; FVI=UI*WVI
      WRI=WPGI(I)-FVI*XXXSI(I)-WVI*XXXGI(I)
      WXI=WVI*XXXSI(I)-FVI*XXXGI(I)-WPSI(I)
      WW=SQRT(WXI*WXI+WRI*WRI);UY=D2I(I)-C66*WVI;UWXI=UWDXI(I)*UY*AID
      UW=UY/C1
      IF(UWXI.GE.0.) GOTO 560
      IF(AID.LT.0.) GOTO 560
      WVU=WVU-D2I(I)*C7I(I)*2.; C77=C77-C7I(I)*2.; AID=-1; GOTO 207
560   S=A23*(UM1-YO(3))/WW;ASYS=A17*YU1*SYO2;FU=S*A24/SQYY+ASYS
      TCTB= (FU-2.*ASYS)*WW-YU(3)*A32 ; IF((V1*V).GT.0.)  GO TO 531
      FVO=(TCTB-UMD(I)/A25)/A28; IF(ABS(FVO).GT.ABS(FVI)) GO TO 531
      UI=(FVI+FVO)/(2.*WVI) ;  YO(3)=-EW(I)/RP ; V=0
530   CONTINUE
531   Y(3)= A25*(TCTB-FVI*A28); Y(4)=WXI; Y(5)= FU*WW
```

```
      Y(6)= FVI*V; Y(7)= UWXI; Y(8)= UPAI*YU(3)
      XF  = XFI(I+1)  = XI(I)+ ATAN2(WXI,WRI) ; XF2= XFI(I+2)
      IF( XF2.LT.-1.E5 )  OM3I = ASIN (SIN( XF-XFI(I)))/DT2 ; GO TO 561
      OM3I= ASIN( SIN( XF2-XFI(I)))/D1
561   OMSS=OM1+YO(3)-2.*(OM3I+Y(2)); XY=ATAN(2.*Y(1)/(YO1*OMSS))
      XY1=(1.-ZETA1*YO1)*XY; XY2=(1.+ZETA2*YO1)*XY+PAI
      IF(OMSS.LT.0.) XYY=XY1; XY1=XY2; XY2=XYY+PAI2
      SXY1=SIN(XY1); CXY1=COS(XY1); SXY2=SIN(XY2); CXY2=COS(XY2)
      SXY21=SXY2-SXY1; CXY21=CXY2-CXY1
      SC21=2.*(SXY2*CXY2-SXY1*CXY1); CC21=2.*(CXY2**2-CXY1**2)
      YC1=1./(1.+YO1*CXY1);YC2=1./(1.+YO1*CXY2);YC21=YC2-YC1
      SYC1=YC1*SXY1;SYC2=YC2*SXY2;SYC21=SYC2-SYC1;YCL21=ALOG(YC1/YC2)
      T1=ATAN2(SQYY*SXY1,YO1+CXY1);T2=ATAN2(SQYY*SXY2,YO1+CXY2)
      T21=T2-T1; IF(T21.LT.0.) T21=T21+PAI2
      T216=T21/SQYY;T218=T216/YY1;SYC27=SYC21*YO1/YY1;XY21=XY2-XY1
      AI12=PAI48/YO12; AI23=PAI96/YO13; AI34=PAI48/YO14
      CI12=PAI24/YO12; CI23=PAI48/YO13
      AI1=AI12*(YO1*SYC21-XY21+T216);CI1=CI12*(YY2*YC21+2.*YCL21)
      AI2=AI23*(YO1*(SXY21+SYC21)-2.*XY21+YY3*T216)
      AI3=AI34*(YY10*SXY21-YY9*XY21-YO12*SC21+YO1*YY4*SYC21+3.*YY5*T216)
      AJ1=AI12*(YC21+YCL21);AJ2=AI23*(YC21-YO1*CXY21+2.*YCL21)
      AJ3=AI34*(YO12*CC21-YY10*CXY21+YY4*YC21+YY12*YCL21)
      CJ1=CI12*(2.*XY21-YY2*SYC27-(2.-4.*YO12-YO14)*T218)
      CJ2=CI23*(4.*XY21-YY11*SXY21-YY3*SYC27-(4.-6.*YO12+YO14)*T218)
      CJ3=AI34*(YY12*XY21-YY10*SXY21+YO12*SC21-YY5*SYC27-(12.-19.*YO12+
     & 6.*YO14)*T218) ; CI2=CI23*(YY3*YC21-YY11*CXY21+4.*YCL21)
      CI3=AI34*(YO12*CC21-YY10*CXY21+YY5*YC21+YY9*YCL21)
      AB1=YO1*RM1*(1.+YO12*RM4);AB2=YO12*RM5*(1.+YO12*RM6);AB3=YO13*RM7
      CB1=AB1/YO1+YO12*RM8; CB2=AB2/YO1+YO13*RM9; CB3=AB3/YO1
      B1=AB1*AI1+AB2*AI2+AB3*AI3; B2=CB1*CI1+CB2*CI2+CB3*CI3
      B3=AB1*AJ1+AB2*AJ2+AB3*AJ3; B4=CB1*CJ1+CB2*CJ2+CB3*CJ3
      PAB=BAW*WW/(B1*B4-B2*B3); Y(1)=PAB*(B1*CYO2-B3*SYO2)
      Y(2)=0.5*OMSS+Y(2)-PAB*(B4*SYO2-B2*CYO2)
      RETURN
150   FORMAT(1H ,E16.7)
      END
```

第３章　機械摩擦損失特性

3.1　まえがき

ローリングピストン形回転圧縮機の機械摩擦損失は，以下に示すような，圧縮機内部のいろいろなしゅう動部において発生する。

①ベーン先端とピストン外周間

②ベーン側面とシリンダベーン溝間

③ピストン内周すべり軸受部

④ピストン両端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間

⑤ベーン両端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間

⑥フレームおよびシリンダヘッドのすべり主軸受部

⑦シリンダヘッドのスラスト軸受部

これらのしゅう動部に発生する機械摩擦損失のうち，⑥および⑦における損失については，従来の往復圧縮機におけるそれらと同等の損失についての解析方法(3.1)に従って解析すれば検討可能であると思われるので，本研究では取扱わず，残りの損失，すなわち本形式の圧縮機を特徴づけているピストンおよびベーンの運動に関連し，圧縮機の信頼性を支配している損失について解析する。ただし，④および⑤のしゅう動部では，ピストンおよびベーンの自重以外には強制的な負荷荷重は作用しておらず，それらのしゅう動部における損失は，①および②における損失に比べてかなり小さいと思われるので，ここでの検討は省略する。

従来，ローリングピストン形回転圧縮機の機械摩擦損失に関しては，ピストンの運動解析に付随させていくつかの研究(3.2)～(3.6)が行われてきている。しかし，第２章2.1項でも述べたように，それらの解析の過程では，必ずしも現実にそぐわない仮定が用いられていたり，作用力やすべり速度の軸一回転中の平均化が行われていたりするので，それらの結果に対する妥当性は定かではない。

そこで，本研究では，第２章においてその妥当性の確かめられたピストンの運動解析計算に従い，それに付随して求められる前述の機械摩擦損失を理論的に検討して，それらの特性を明らかにしていく。そして，それらの損失に対する圧縮機の主要な設計因子の影響を調べるとともに，シリンダ部の形状と機械摩擦損失との関係についても考察を加える。

3.2　機械摩擦損失の解析

ローリングピストン形回転圧縮機のシリンダ内において発生する機械摩擦損失のなかで，とくに圧縮機の信頼性と密接な関係にあり，ピストンやベーンなどの設計寸法の影響を大きく受けるが，ベーン先端とピストン外周間のしゅう動損失P_v，ベーン側面とシリンダベーン溝間のしゅう動損失P_s，および軸偏心部とピストン内周間のすべり軸受損失P_cである。これらの動力損失は，図3.1に示す圧縮機のシリンダ部の概要を参照して，それぞれ次式で表される。

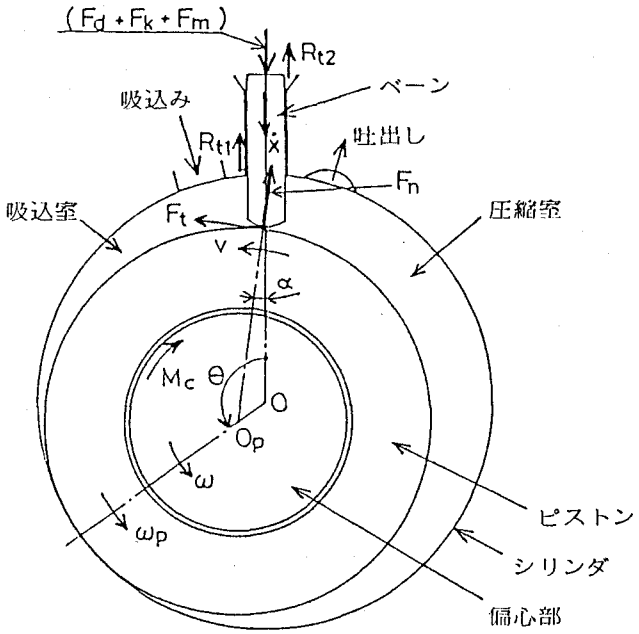


図3.1　圧縮機シリンダ部の概要

$$P_v = vF_t \quad \cdots\cdots (3.1)$$

$$P_s = \dot{x}(R_{t1}+R_{t2}) \quad \cdots\cdots (3.2)$$

$$P_c = \omega M_c \quad \cdots\cdots (3.3)$$

これらの損失を解析するにあたり，ベーン側面とベーン溝間のすべり速度$\dot{x}$および軸の回軸角速度ωは，圧縮機の回転数が与えられれば一義的に定まるが，ベーン先端とピストン外周間のすべり速度vおよび接触摩擦力F_t，ベーン両側面の接触摩擦力R_{t1}，R_{t2}，およびピストン軸受の摩擦モーメントM_cは，ピストンの挙動と密接に関連しているので，第2章で示したピストン運動の理論解析計算と並行して求められなければならない。以下にそれらの求め方について述べる。

まず，式（3.1）で表されるベーン先端摩擦損失P_vを構成する因子のうち，ベーン先端すべり速度vは，次式｛前出式（2.2）｝で求められる。

$$v = r\omega_p + e\omega \cos\theta / \cos\alpha \quad \cdots\cdots (3.4)$$

ここに，rはピストン半径，eはピストン中心偏心量，θは軸回転角，αはピストン中心の偏り角（前出式(1.2)）であり，ピストンの回転角速度ω_pは，前出のピストンの運動方程式（2.1）の数値計算解で与えられる。一方，P_vのもう一つの構成因子，ベーン先端摩擦力F_tは次式で求められる。

$$F_t = \mu_v F_n \quad \cdots\cdots(3.5)$$

ここに，ベーン先端すべり摩擦係数 μ_v は前出式（2.29）で与えられ，ベーン先端接触垂直力 F_n はベーンに作用する力およびモーメントのつり合いより導かれた前出式（2.27）で与えられる。

つぎに，式（3.2）で表されるベーン側面摩擦損失 P_s の構成因子のうち，ベーン側面すべり速度 $\dot{x}$ は，ベーン変位 x｛前出式（1.3）｝の時間微分として次式で求められる。

$$\dot{x} = e\omega \sin\theta + (r+r_v)\dot{\alpha}\sin\alpha \quad \cdots\cdots(3.6)$$

ここに r_v はベーン先端半径である。一方，P_s のもう一つの構成因子，すなわちベーン両側面の摩擦力 $R_{t1}+R_{t2}$ は，ベーンに作用する往復運動方向の力のつり合いを考えて，つぎのように求められる。

$$R_{t1}+R_{t2} = F_d+F_k+F_m-F_t \sin\alpha-F_n \cos\alpha \quad \cdots\cdots(3.7)$$

ここに，F_d はシリンダ内外の圧力差によるベーン作用力，F_k はベーンばね力，F_m はベーンの往復慣性力であり，それぞれ前出式（2.21）～（2.23）で求められる。

さらに，式（3.3）で表されるピストン軸受損失動力 P_c の構成因子のうち，軸回転角速度 ω は軸回転数に応じて一定値が与えられるが，軸受摩擦モーメント M_c は，前出式（2.3）と類似した次式で求められる。

$$M_c = \frac{2\pi\eta(\omega-\omega_p)\ell_c r_c^3}{c_p\sqrt{1-\varepsilon_p^2}} + \frac{1}{2}c_p\varepsilon_p F \sin\phi_p \quad \cdots\cdots(3.8)$$

ここに，r_c，ℓ_c，c_p はピストン軸受の半径，幅，半径すきま，η は潤滑油の粘性係数である。また，F は前出式（2.12）で求められる軸受荷重，ε_p および ϕ_p は軸受偏心率および偏心角であり，前出式（2.10），（2.11）の数値計算解で与えられる。

それぞれの機械摩擦損失の具体的な計算は，ピストン運動の理論解析計算といっしょに行われ，第2章付録2に示した計算機プログラムに含まれている。

以上のような解析計算から得られる個々の機械摩擦損失を3.2.1項以降に図示し考察を加えていく。その際に解析の対象とした圧縮機は第2章表2.2に示した圧縮機1であり，その主要な寸法および運転条件を表3.1に示しておく。

なお，機械摩擦損失の評価にあたり，損失の絶対値で示すよりも，損失の割合で示すほうが機械摩擦損失の程度をは握するには便利であろうと思われるので，それぞれの損失を，式（3.9）で表される圧縮機の理論断熱圧縮動力 P_{ad} で無次元化して示すことにする。

$$P_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_s \left(\frac{\omega V_s}{2\pi}\right)\left\{\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1\right\} \quad \cdots\cdots(3.9)$$

ここに，κ は断熱圧縮指数，V_s は理論押しのけ容積｛前出式（1.4）｝，p_s および p_d は圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力である。ちなみに，表3.1に示した圧縮機の押しのけ容積 V_s は10.5 cm³，断熱圧縮動力 P_{ad} は

表 3.1　圧縮機の主要な寸法と運転条件

シリンダ半径	R	mm	27.0	軸受半径すきま	c_p	mm	0.013
ピストン半径	r	mm	24.3	ピストン材料密度	ρ	g/cm^3	7.2
ピストン内半径	r_c	mm	14.4	軸角速度	ω	rad/s	358
ベーン先端半径	r_v	mm	6.0	断熱圧縮指数	κ		1.2
シリンダ高さ	ℓ	mm	23.8	油の粘性係数	η	mPa・s	3.4
ピストン軸受幅	ℓ_c	mm	14.0	吸込圧力	p_s	MPa	0.583
ベーン長さ	a	mm	24.0	吐出し圧力	p_d	MPa	2.03
ベーン厚さ	b	mm	4.7				

$1mPa\cdot s=1.02\times10^{6}kgf\cdot s/m^2$,　$1MPa=10.2kgf/cm^2$

482 Wである。

3.2.1　ベーン先端摩擦損失

ベーン先端とピストン外周間のしゅう動部における機械摩擦損失 P_v を断熱圧縮動力 P_{ad} で無次元化した，ベーン先端無次元損失 ψ_v $(=P_v/P_{ad})$ の軸回転角 θ に対する変化を図 3.2 に示す。ψ_v は，軸の一回転の間に，$\theta=0$，π，2π rad 近傍で極大，その中間では零となるような脈動を示している。この変化傾向を説明するために，ベーン先端摩擦損失の計算因子，すなわちすべり速度 v および摩擦力 F_t を，それぞれ次式のように無次元化し，無次元すべり速度 υ および無次元摩擦力 ξ の形で表して図 3.2 に併記する。

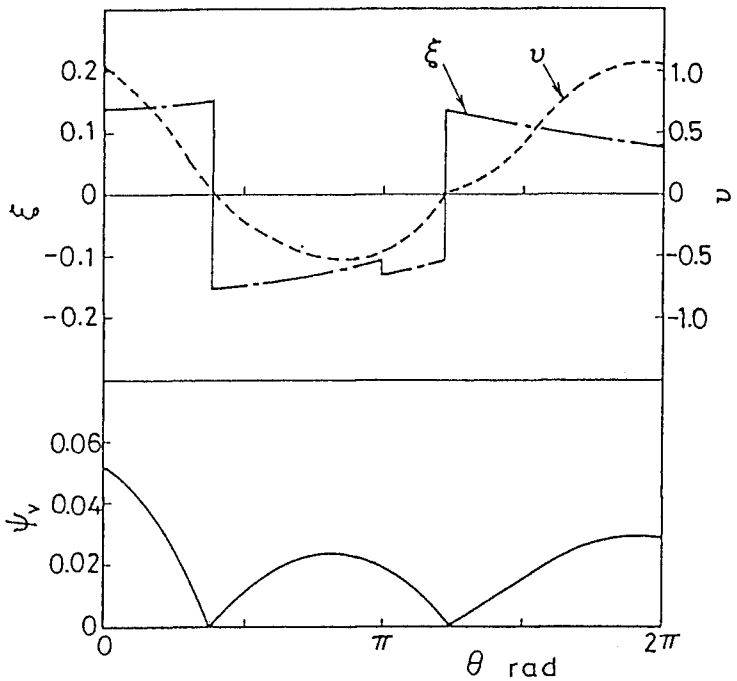


図 3.2　ベーン先端摩擦損失の変化

$$\upsilon = v/(e\omega) \quad \cdots\cdots (3.10)$$

$$\xi = F_t/\{(p_d - p_s)\ell b\} \quad \cdots\cdots (3.11)$$

ここに，式（3.10）の分母 $e\omega$ はピストン中心の回転速度，式（3.11）の分母 $(p_d - p_s)\ell b$ はシリンダ内外の圧力差によるベーンの接触垂直力 F_d｛前出式（2.21）｝の最大値（$\theta = 0$）である。ただし，b はベーン厚さ，ℓ はシリンダ高さである。

さて，図3.2において，無次元すべり速度 υ は，正と負の間を余弦曲線状に変化しているが，無次元摩擦力 ξ は，すべり方向に応じて符号の反転がみられるものの，その絶対値の変化は υ の絶対値の変化に比べて小さくなっている。それゆえ，υ と ξ との積の形で評価されるベーン先端損失 ψ_v は，ピストンの運動によって決まるすべり速度 υ の絶対値の変化に非常に類似した傾向となる。本計算例では，ψ_v の最大値は0.052，また軸一回転中の平均値はおよそ0.02となっている。

ところで，図3.2はベーン先端無次元損失 ψ_v と軸回転角 θ との関係を示したものであるが，これを，ベーン先端半径上のピストンとの接触点位置に対応させて表すと図3.3のようになる。ベーン先端での往復接触点について合計した積算損失値 ψ_v total は，ベーンの中央で最大となっている。このことは，同図に併記した，圧縮機を長時間運転したあとのベーンの先端拡大写真において，ベーン先端中央付近で最も摩耗の進行していることと一致している。なお，実際の摩耗範囲がピストンとの本来の接触範囲よりも広くなっているが，これは，摩耗によってピストンとの当たりが変化してくるためである。また，摩耗の中心とベーンの中心線とが多少ずれているのは，ベーン側面の摩耗によるベーンの傾斜によるものである。

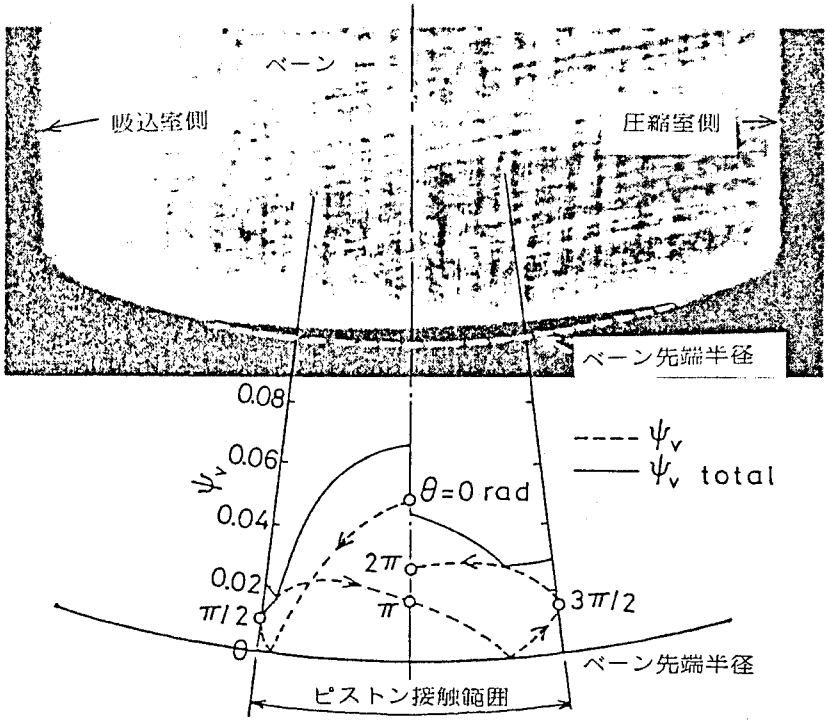


図3.3　ベーン先端摩擦損失と摩耗との関係

3.2.2　ベーン側面摩擦損失

ベーン側面とシリンダベーン溝間のしゅう動部における機械摩擦損失 P_s を断熱圧縮動力 P_{ad} で無次元化した，ベーン側面無次元損失 ψ_s（$= P_s / P_{ad}$）の軸一回転中の変化の様子を図3.4に示す。ψ_s は，回転の前半では非常に小さいが，回転後半に急激に増加し，本計算例では，最大7.6％にも達している。

ここで，ベーン側面損失の計算因子，すなわちすべり速度 $\dot{x}$ および摩擦力 $R_{t1} + R_{t2}$ を，それぞれ3.2.1項の場合と同様に，ピストン中心速度 $e\omega$ および最大差圧垂直力（$p_d - p_s$）ℓb で除して，無次元すべり速度 χ $\{ = \dot{x} / (e\omega)\}$ および無次元摩擦力 ζ〔$= (R_{t1} + R_{t2}) / \{(p_d - p_s)\ell b\}$〕で表し，それらの軸一回転中の変化を図3.4に併記してみる。無次元すべり速度 χ は，ベーンがピストンの動きにつれてベーン溝内を往復するのに対応して，きれいな正弦波状の変化を示している。それに対し，無次元摩擦力 ζ は，$\theta = \pi$ radを境としたすべり方向の変化に応じて符号の反転がみられるものの，その絶対値についてみると，シリンダ内の圧力差が小さくベーンの横方向作用力の小さな回転前半では小さくなっている。しかし，軸の回転とともにシリンダ内圧縮室圧力が増大するために急増し，圧縮室からの吐出し開始時にピークを示している。その後，ベーン変位すなわち横方向受圧面積が減少するために徐々に減少している。これらの因子の変化と無次元損失 ψ_s の変化とを比べると，ψ_s と ζ の絶対値との変化が非常に良く類似しており，ベーン側面損失は，ベーン側面摩擦力，ひいてはベーン側面垂直力に極めて大きく依存していることがわかる。そして，それらの大きさは，圧縮機の寸法的には，ベーンの飛出し長さを決定するピストン中心偏心量 e に支配されていることになる。

一方，図3.5には，ベーンの吸込室側側面におけるベーン溝シリンダ内周角部との接触点位置に対応させて，

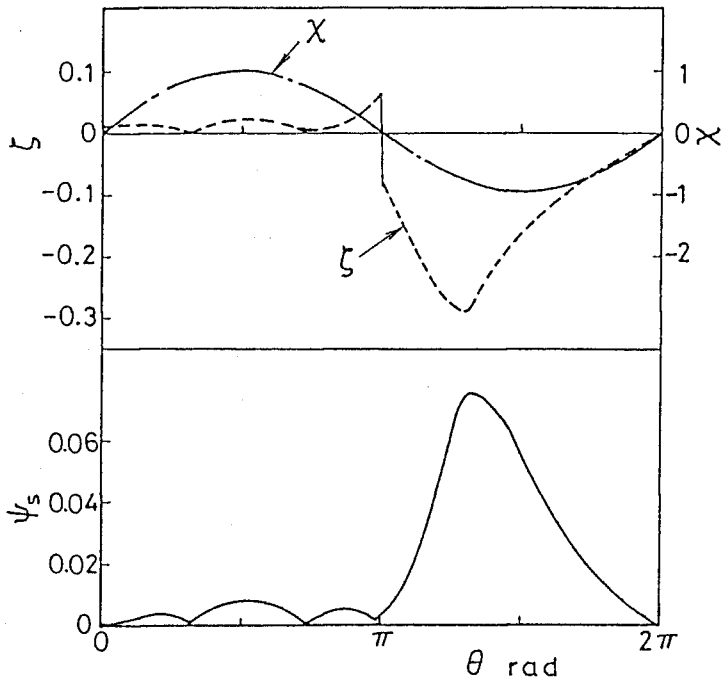


図3.4　ベーン側面摩擦損失の変化

ベーン側面無次元損失 ψ_s およびそれの往復接触点についての積算損失 ψ_s total が示されている。本来，ベーン側面損失は，ベーンの吸込室側と圧縮室側の両方の側面の接触部において発生するものであり，側面ごとに分類して図示することが望ましいが，上述した吸込室側側面の接触部における損失のほうが圧縮室側側面における損失よりもはるかに大きいので，便宜的に吸込室側の接触部に集中させて示してある。

さて，図3.5では，ベーンの最大変位時（$\theta = \pi$ rad）の接触点よりも少し小さな変位，すなわち吐出し開始時の接触点位置において積算損失 ψ_s total が最大となっている。この位置は，同図に併記した，圧縮機を長時間運転したあとのベーンの吸込室側側面の摩耗形状曲線の最大摩耗点の位置と良く一致しており，計算による ψ_s の変化パターンの妥当性が裏づけられる。なお，摩耗形状曲線には，ベーン溝との本来の接触範囲を越えて摩耗の進行がみられるが，これは，実際の場合にはベーンおよびベーン溝の摩耗につれて両者の当たり位置が変化してくるためである。

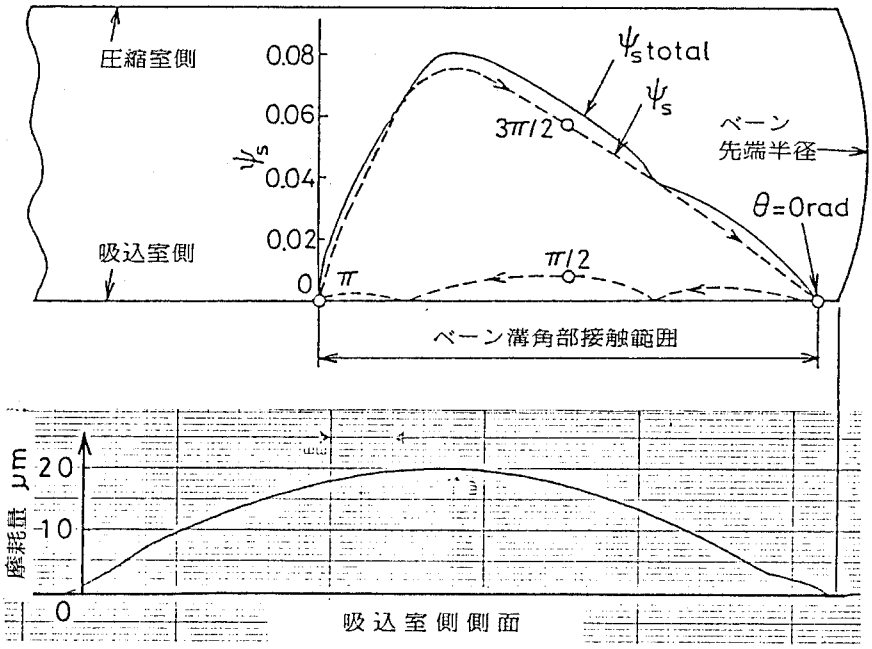


図3.5　ベーン側面摩擦損失と摩耗との関係

3.2.3　ピストン軸受摩擦損失

ピストン内周と軸偏心部とにより構成されるピストンすべり軸受部における摩擦損失 P_c を無次元化した，ピストン軸受無次元損 ψ_c（$= P_c / P_{ad}$）の軸一回転中の変化を図3.6に示す。ψ_c は，$\theta = 0$ rad 付近で最大，$\theta = \pi$ rad 付近で最小となるものの，前述したベーン先端損失やベーン側面損失に比べるとその変動幅は小さくなっている。本計算例では，ψ_c の平均値，すなわち平均軸受損失はおよそ3％となっている。

さて，ピストン軸受損失の影響因子として，軸心の偏心率 ε_p およびピストンの回転角速度比 ω_p/ω を取りあげ，それらの変化を図3.6中に示す。ψ_c の変化傾向は ε_p のそれに類似しており，ピストン軸受の損失は，ピストンの回転変動よりも軸心の挙動をより大きく反映していることがわかる。ところで，ψ_c および ε_p の変化

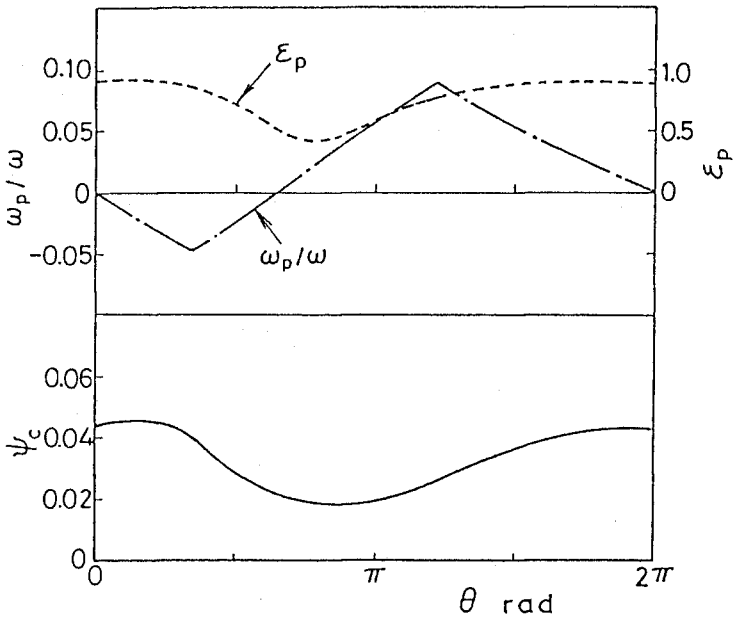


図3.6　ピストン軸受摩擦損失の変化

傾向は，ピストンに作用する軸受荷重の変化傾向，すなわち圧縮室の圧力上昇とともに増加し吐出し弁の開口時（$\theta = 7\pi/6$ rad程度）に最大値を生じそれ以降は減少するという軸受荷重の傾向とはかなり異なっているが，その理由については，第4章の4.4.3項で説明する。

さて，図3.6に示した軸受偏心率 ε_p の変化に対応した軸受最小油膜厚さ $h_{oil}\{=c_p(1-\varepsilon_p)\}$ およびその発生位置の変化を，軸偏心部に固定した極座標で表すと図3.7(a)のようになる。ただし，その発生位置は軸受荷重の作用方向と軸心偏心角とから求めたものである。h_{oil} は，軸回転角 $\theta = 0$ 近傍で最小となっており，軸中心Oに対する偏心部中心 O_p の偏心方向よりも少し軸回転方向に進んだ位置を中心とした範囲で厳しい最小油膜厚さ状態となっている。本計算例では最小値は2 μ mである。一方，図3.7(b)は，圧縮機を通常よりも多少高い温度条件で運転したあとの回転軸の写真を示したものであり，同図中の偏心部外周上の矢印の範囲は，軸の表面処理のために施されているマンガン塩被覆剤のごくわずかな摩耗のみられる範囲を表したものである。この摩耗範囲は，理論計算により得られた厳しい最小油膜状態の発生範囲とだいたい一致している。

3.2.4　機械摩擦損失の合計

3.2.3項までに述べてきた，ベーン先端，ベーン側面，およびピストン軸受における無次元機械摩擦損失の合計 ψ_t（$=\psi_v+\psi_s+\psi_c$）の軸一回転中の変化が図3.8に示されている。合計無次元損失 ψ_t の最大値は，ベーン側面損失 ψ_s の最大値の発生とほぼ対応した時期にみられ，吐出し弁開口時，すなわち圧縮機の気体圧縮負荷の最大となるころに損失負荷も最も大きくなることがわかる。本計算例では，その最大損失はおよそ0.11となっている。また，ψ_t の軸一回転中の平均値はおよそ0.07となっている。

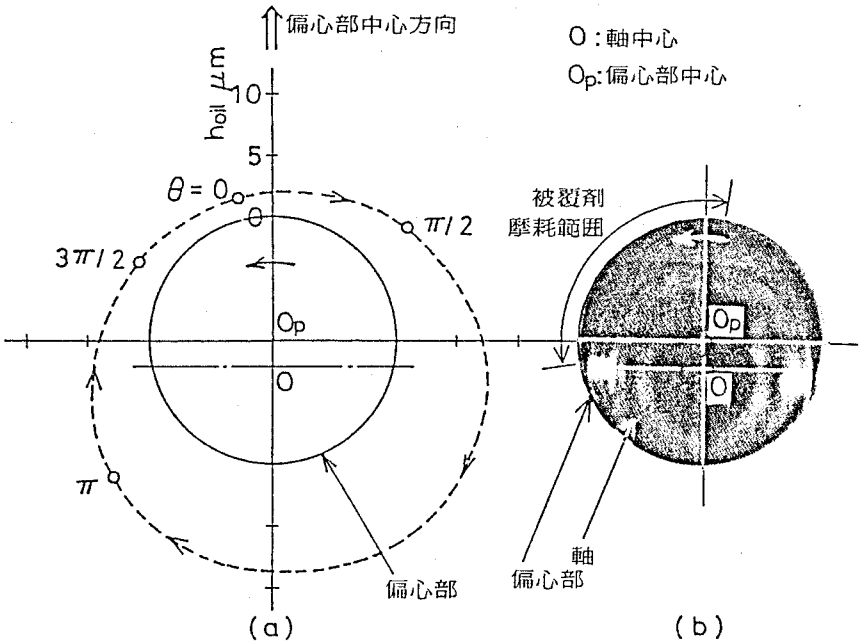


図 3.7　ピストン軸受油膜厚さと被覆剤摩耗の関係

本研究では，ピストンおよびベーンに関連した機械摩擦損失のみについて検討してきたが，それらの合計の平均値に，3.1節で述べたそれら以外の損失を加えると，本圧縮機の全機械摩擦損失は，断熱圧縮動力 P_{ad} の10～15%程度になるものと予想される。

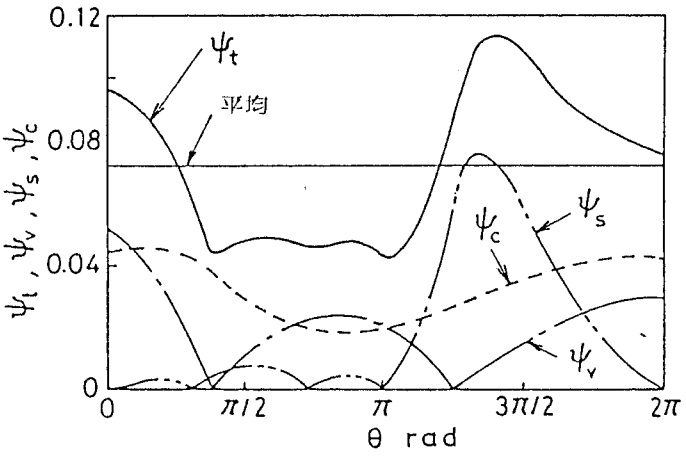


図 3.8　機械摩擦損失の合計の変化

3.3　設計上の影響因子の検討

本節では，3.2節で述べてきた，ベーン先端損失，ベーン側面損失，およびピストン軸受損失に対して影響を及ぼす圧縮機設計上の因子のうち，おもにピストンの運動に関連した設計因子を選び，その影響を検討する。

ところで，ピストンの運動は，その運動方程式｛前出式（2.1）｝からわかるように，ピストンの慣性モーメントI_P，ピストン軸受の回転駆動モーメントM_c，ベーン先端の摩擦制動力F_t，およびピストン端面の回転制動モーメントM_bにより支配されている。本研究では，それらを規定する圧縮機設計上の因子として，ピストン材料密度ρ_P，ピストン内周半径r_c，ピストン軸受の半径すきまc_P，冷凍機油の粘性係数η，ベーンの厚さbを取り上げ，それらの因子が機械摩擦損失に及ぼす影響を検討する。

検討の方法としては，表3.1に示した圧縮機の設計因子のうち，上で述べた特定の因子の値のみをいろいろと変化させて，3.2節で述べた解析計算式に従ってそれぞれの無次元損失を求め，それらの損失の軸一回転中の平均値と設計因子との関係を図示しながら，その影響について考察を加える。

3.3.1　ピストン材料密度の影響

ピストンの慣性モーメントは$I_P = \pi \rho_P \ell (r^4 - r_c^4) / 2$で表されるので，ピストンの材料密度$\rho_P$を変化させれば，圧縮機の寸法を変化させることなく，機械摩擦損失に対する慣性モーメントI_Pの影響を検討することができる。

図3.9(a)には，ピストン材料密度ρ_Pの変化に対する，ベーン先端，ベーン側面，ピストン軸受における軸一回転中の平均無次元損失ψ_v，ψ_s，ψ_c，およびそれらの損失の合計ψ_tの変化が示されている。ベーン先端損失ψ_vについてみると，ψ_vはρ_Pの減少とともに減少している。これは，ρ_PすなわちI_Pの減少によって，ピストンの回転速度が変化し，それに伴ってベーン先端すべり速度が変化するためであると思われる。そこで，材料密度ρ_Pをパラメータとして，ベーン先端無次元すべり速度υと軸回転角θとの関係を示すと，図3.9(b)のようになる。ρ_Pの小さい場合のほうがυの絶対値が全体的に小さくなっており，ベーン先端損失ψ_vも減少することが納得できる。

一方，図3.9(a)において，ψ_v以外の損失についてみると，ベーン側面損失ψ_sおよびピストン軸受損失ψ_cは，どちらもρ_Pの変化の影響をあまり受けていない。それゆえ，合計損失ψ_tは，ψ_vと同様にρ_Pの減少とともに減少する傾向となっている。たとえば，現在，鉄系金属でできているピストンを，もっと軽い金属材料や，軽くて耐摩耗性の優れたセラミック材料に変更したりすれば，機械摩擦損失に関連した圧縮機の性能や信頼性が向上するものと思われる。

3.3.2　ピストン内周半径

ピストン内周半径r_c，すなわち偏心部半径は，圧縮機の基本的な形状寸法に関係なく，比較的自由に選ぶことのできる寸法であるが，この寸法によってもピストンの慣性モーメントI_Pは変化してくる。

そこで，図3.10(a)には，ピストン内半径r_cを変化させた場合の，それぞれの無次元機械摩擦損失の変化の様子が，横軸半径比r_c / r（ピストン外半径r = 24.3mm一定）に対して示されている。r_c / rが増加するほど，すなわちr_cが増加してピストンが肉薄となり慣性モーメントI_Pが減少するほど，ベーン先端損失ψ_vが減少

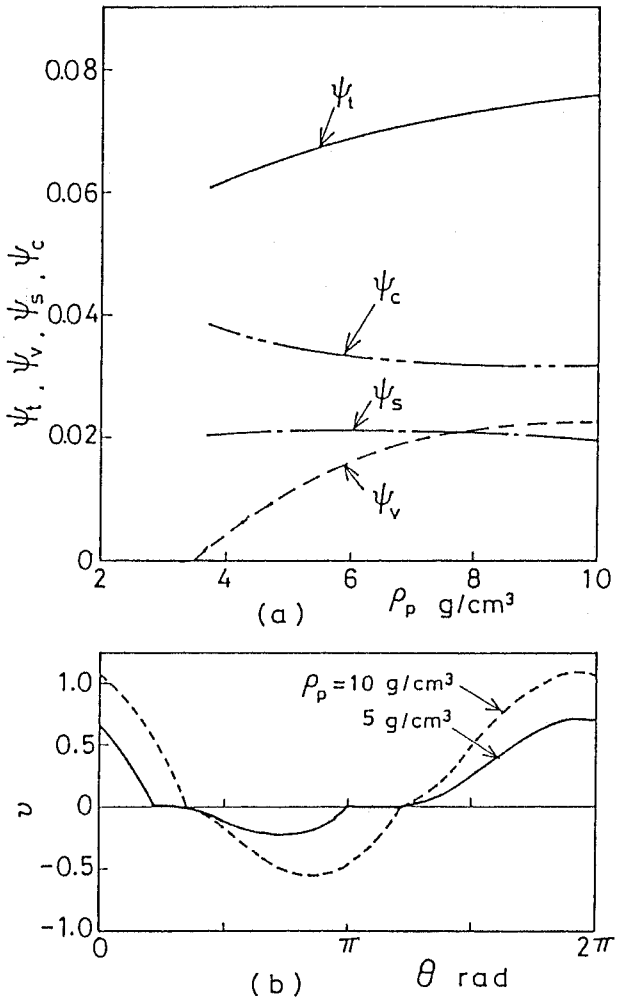


図 3.9　ピストン材料密度の影響

している。この理由は，前述した ρ_P の減少の場合と同様に，r_c / r が増加するほどベーン先端すべり速度が減少してくるからであり，その様子は，図 3.10(b)にベーン先端無次元すべり速度 υ の変化として示されている。

以上みてきたように，ピストン材料密度 ρ_P の減少あるいはピストン内半径 r_c の増加は，どちらも慣性モーメント I_P を減少させるという共通の効果により，ベーン先端でのすべり速度ならびに摩擦損失の減少をもたらすが，後者の場合には，図 3.10(a)にみられるように，r_c / r の増加とともに，ピストン軸受損失 ψ_c が急増するので，合計損失 ψ_t は，ψ_v の減少傾向にもかかわらず，顕著な増加傾向となる。それゆえ，ベーン先端損失を減らすことに重点を置いて，ピストン内周半径を増加させることは，必ずしも得策とはいえない。

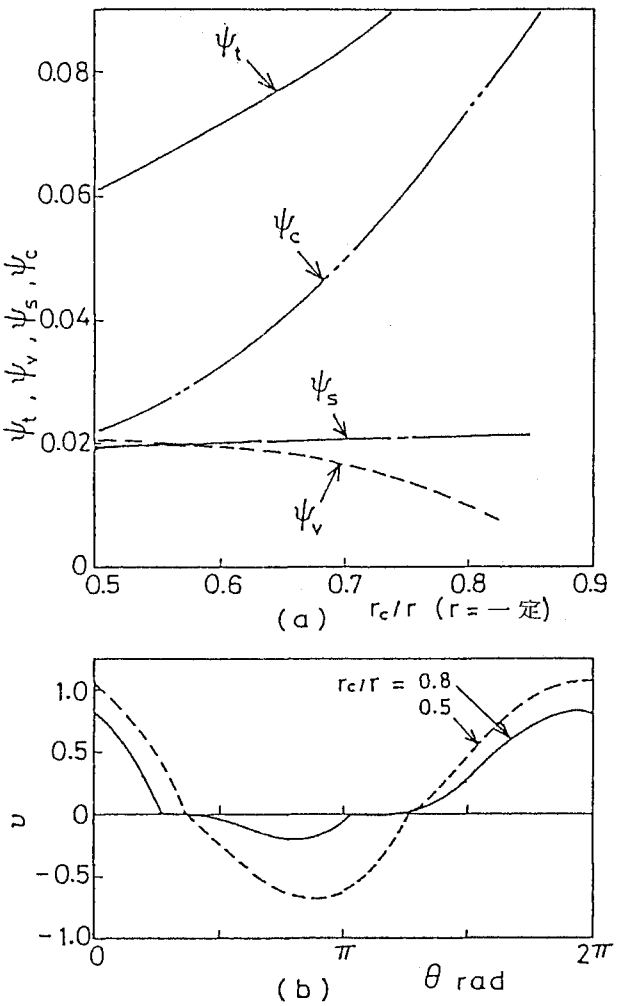


図 3.10　ピストン内周半径の影響

3.3.3　ピストン軸受半径すきま

ここでは，ピストン軸受の半径すきま c_P を変更することによって，ピストンの回転駆動モーメント M_c を変化させた場合の損失への影響について述べる。図 3.11(a)は，半径すきま比 c_P / r_c（ピストン軸受半径 r_c=14.4 mm一定）の変化に対するそれぞれの無次元損失の変化を示したものである。すきま比 c_P / r_c が変化しても，ベーン先端損失 ψ_v にはほとんど変化が認められない。これは，図 3.11(b)にみられるように，c_P / r_c が減少すると，ピストンの回転駆動モーメントが増加してピストンの平均回転数が増加するために，ベーン先端無次元すべり速度 υ は正の方向にほぼ平行に移動するが，υ の絶対値の変化についてみると，軸の一回転の間ではその増減が相殺される傾向にあるからである。

図 3.11(a)では，ベーン側面損失 ψ_s についても，ψ_v と同様に，すきま比 c_P / r_c の影響がほとんどみられないので，すきま比 c_P / r_c は，ピストン運動やベーン先端すべり速度などへの影響にあまり注意することなく，軸受特性を優先させてピストン軸受損失 ψ_c が最小となるように選んでも良いものと思われる。

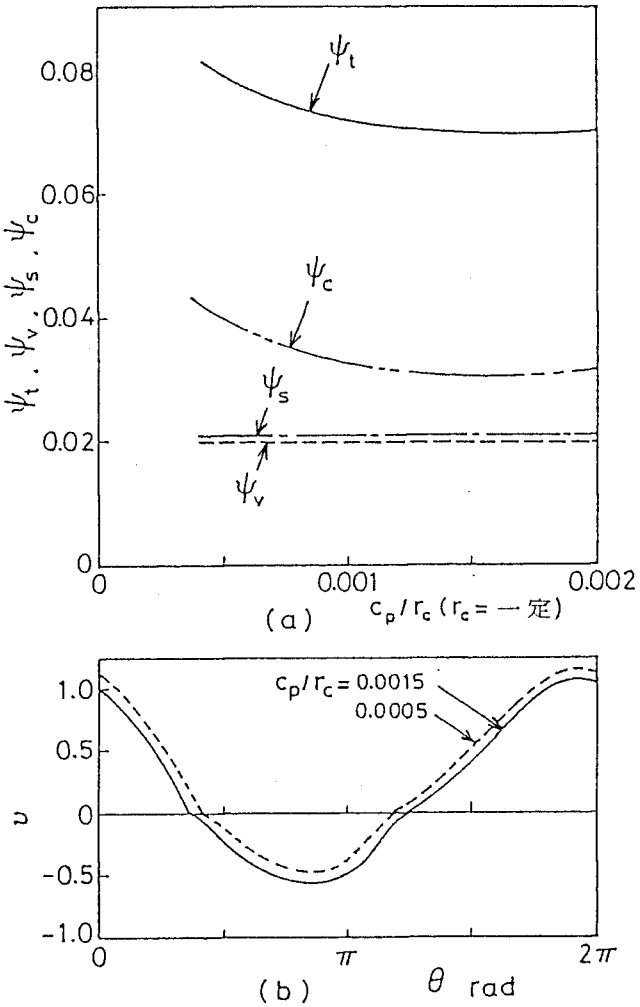


図3.11　ピストン軸受半径すきまの影響

3.3.4　冷凍機油の粘性係数

ピストン軸受半径すきま c_P の変化と同様に，軸受の潤滑に供する冷凍機油の粘性係数 η の変化によっても，ピストンの回転駆動モーメントが変化し，ピストン運動およびそれに関連した損失が変化してくる。図3.12(a)は，冷凍機油の粘性係数 η の変化に対するそれぞれの損失の変化を示したものであり，η の増加とともに，ベーン先端損失 ψ_v の減少がみられる。この理由は，η の増加とともに，η の関数として前出式（2.29）で評価されているベーン先端摩擦係数が減少してベーン先端摩擦力が減少するからである。その際のベーン先端すべり速度の変化についてみると，図3.12(b)に示されているように，η の増加とともに軸受摩擦モーメントが増大してピストン平均回転数が増加するのに対応して，無次元速度 υ は全体的に正の方向に移動しているが，υ の絶対値の変化でみると軸の一回転の間では相殺される傾向となっている。図3.12(a)において，ψ_v 以外の損失についてみると，η の増加に対しては，ピストン軸受損失 ψ_c が著しく増加しているので，合計損失 ψ_t も増加せざるを得ない傾向となっている。

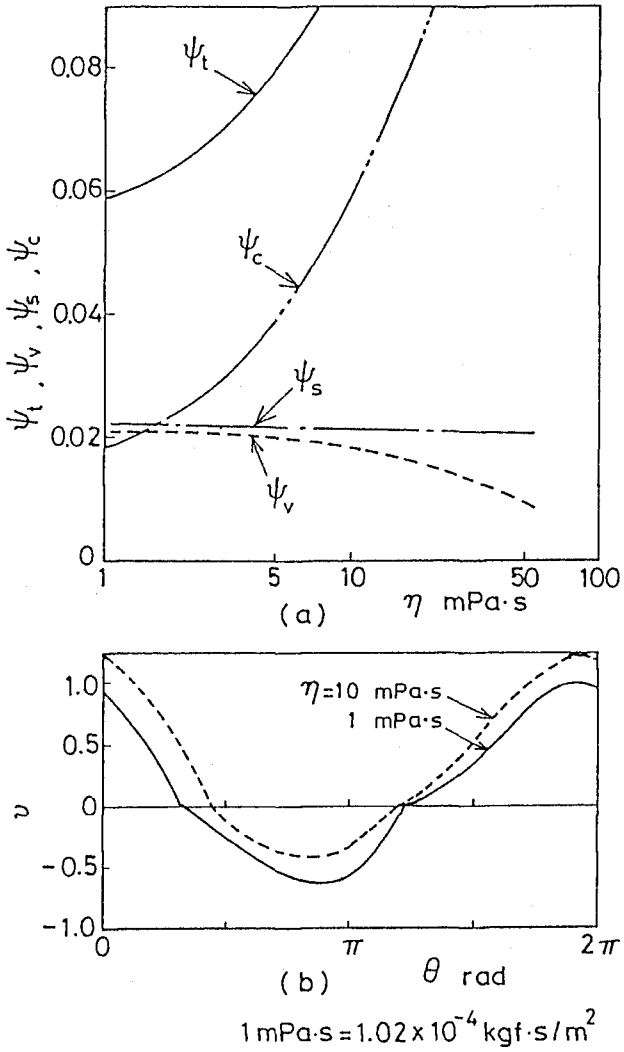


図 3.12　冷凍機油の粘性係数の影響

以上みてきたように，ピストン軸受の回転駆動モーメントに関連した，軸受すきまや油の粘性係数の変化は，ベーン先端すべり速度すなわちピストンの回転には変化を与えるが，ベーン先端の摩擦損失にはあまり大きな影響を与えないので，それらの値は軸受特性に基づいて決めることが得策と考えられる。

3.3.5　ベーン厚さの影響

ピストンの回転を制動するベーン先端摩擦力 F_t の損失への影響を検討するために，ベーン厚さ b を変化させた場合のそれぞれの損失とベーン厚さ比 b/e （偏心量 e = 2.7 mm一定）との関係が図 3.13(a)に示されている。ベーン先端損失 ψ_v は，横軸 b/e の増加につれて，最初増加するがすぐに減少傾向となっている。これは，ベーン先端損失を積の形で構成しているベーン先端でのすべり速度および摩擦力の変化傾向の違いによるものである。ベーン厚さ b の増加とともに，シリンダ内外の圧力差によるベーンの垂直接触力ひいては摩擦接線力が増加して

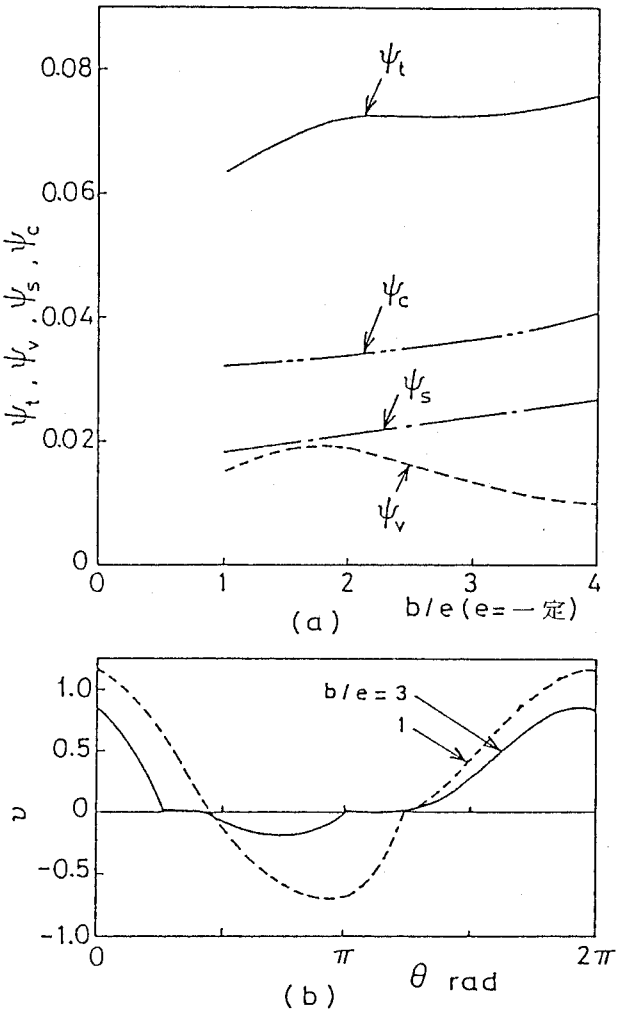


図 3.13　ベーン厚さの影響

くるが，この摩擦力はピストンの回転にとっては制動力として作用しているので，ベーン先端でのすべり速度は，図 3.13(b)にその無次元速度 v の変化として示されているように，b が大きくなるほどその絶対値が減少してくる。ところが，摩擦力の増加割合とすべり速度の減少割合とは必ずしも等しくないので、ベーン先端での摩擦損失は前述したような変化傾向となってくる。一方，ベーン側面損失 ψ_s およびピストン軸受損失 ψ_c は，b/e の増加とともに漸増しており，合計損失 ψ_t も多少増加する傾向となっている。総合的な損失の減少という観点からは，ベーン厚さ b の小さいほうが望ましいといえる。

3.4　圧縮機の基本形状寸法の影響の検討

シリンダ半径R，シリンダ高さ ℓ，およびピストン半径 r は，圧縮機を設計する際の最も基本的な寸法であり，それらによって，押しのけ容積 V_s $\{ = \pi \ell (R^2 - r^2)\}$ やシリンダ部の形状が決まってくる。本節では，それらの基本寸法R，r，および ℓ の選び方が，ベーン先端損失，ベーン側面損失，およびピストン軸受損失に及

ぼす影響を検討していく。

検討の方法としては，3.3節の場合と同様に，表3.1に示した圧縮機寸法のうち，基本寸法R，r，およびℓの値を，単独にあるいは同時に変化させて，3.2節で述べた解析計算式に従ってそれぞれの無次元損失を求め，それらの損失の軸一回転中の平均値と基本形状寸法との関係を図示しながら，その影響について考察を加える。ただし，基本形状寸法の変更に伴い，それに関連した寸法にも変更が必要な場合には，適宜変更を行うものとする。

3.4.1　押しのけ容積を変化させる場合

基本形状寸法R，r，ℓのうち，どれか一つを変化させれば圧縮機の押しのけ容積を変化させることができるが，通常の場合，同一系統の圧縮機では，ピストン半径rを変化させることにより押しのけ容積の変更が行われている。ここでは，そのような場合のみならず，シリンダ半径Rやシリンダ高さℓを変化させて押しのけ容積を変更する場合も含めて，それらの変更が機械摩擦損失に及ぼす影響を調べる。

まず，図3.14には，シリンダおよびピストンの半径R，rを一定として，シリンダ高さℓを変化させた場合の，それぞれの無次元損失とシリンダ高さ半径比ℓ/R（R＝27mm一定）との関係が示されている。ただし，損失の計算にあたり，表3.1中のピストン軸受幅ℓ_cの値もℓと同一の割合で変化させている。図3.14では，横軸ℓ/Rすなわちシリンダ高さℓが増加しても，ベーン先端無次元損失ψ_vおよびベーン側面無次元損失ψ_sはほとんど変化しておらず，ℓに比例した押しのけ容積の増加に伴う断熱圧縮動力P_{ad}の増加割合とベーン先端および側面

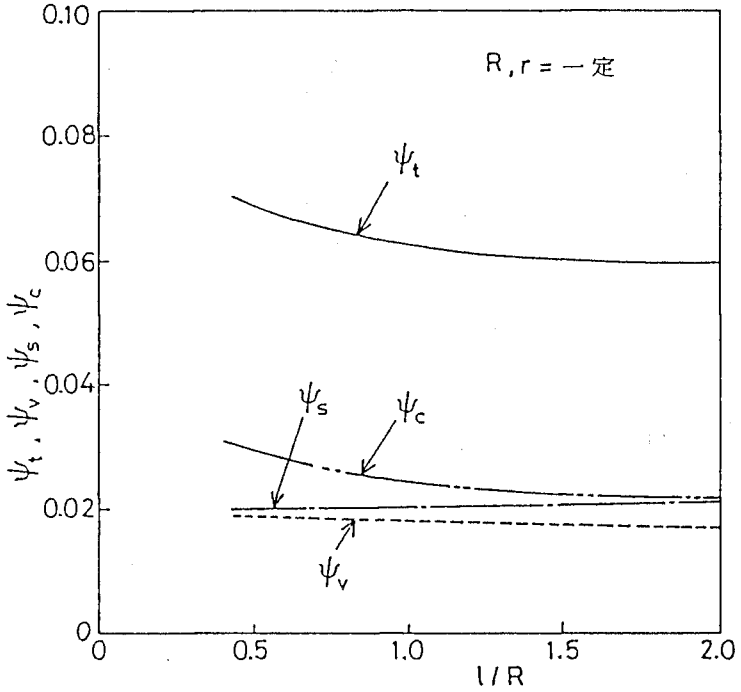


図3.14　シリンダ高さの影響

における機械摩擦損失P_v，P_s の増加割合とがほぼ等しいことがわかる。一方，ピストン軸受における無次元損失ψ_cは，ℓが増加するにつれて，しだいに減少する傾向となっているが，これは，ℓとともに軸受幅ℓ_cも増加し，ピストン軸受がしだいに損失の少ない無限幅軸受に近づいていくからである。それゆえ，無次元合計損失ψ_tも，ψ_cと同様に，ℓの増加とともにゆるやかに減少する傾向となっている。

それに対し，シリンダ半径Rおよび高さℓを一定として，ピストン半径rを変化させた場合の，それぞれの無次元損失とピストンシリンダ半径比r/R（R＝27mm一定)との関係が図3.15に示されている。ただし，損失の計算においては，表3.1中のピストン内半径r_cの値も，rとともに変化する偏心量e(＝R－r)と回転軸半径r_s（＝9.6mm一定）との和に等しくなるように選んで変化させている。さて，図3.15では，横軸r/R すなわちピストン半径rが減少するにつれてベーン側面無次元損失ψ_sが急増している。これは，rが減少して押しのけ容積ひいては断熱圧縮動力P_{ad}が増加する割合よりも，rの減少に伴う偏心量eの増加によるベーン側面摩擦損失P_sの増加割合のほうが大きいからである。ここで，偏心量eが増加するということは，ベーンの変位量が増加するということであり，その場合，ベーンの側面受圧面積の増加とモーメントつり合いの変化の相乗効果によりベーン側面の垂直接触力ひいては接線摩擦力の増加は助長される。一方，ベーン先端の損失についてみると，ピストン半径rの減少とともに，偏心量eの増加によるピストン中心速度の増加があるものの，慣性モーメントの減少によるベーン先端すべり速度の減少の効果が出てくるために，その無次元損失ψ_vの変化は小さくなっている。また，ピストン軸受の損失については，ピストン半径rの減少とともに，軸受荷重が減少するうえに，軸受半径r_cが増加して軸受の単位面積荷重も減少してくるので，その無次元損失ψ_cはしだいに減少する傾向とな

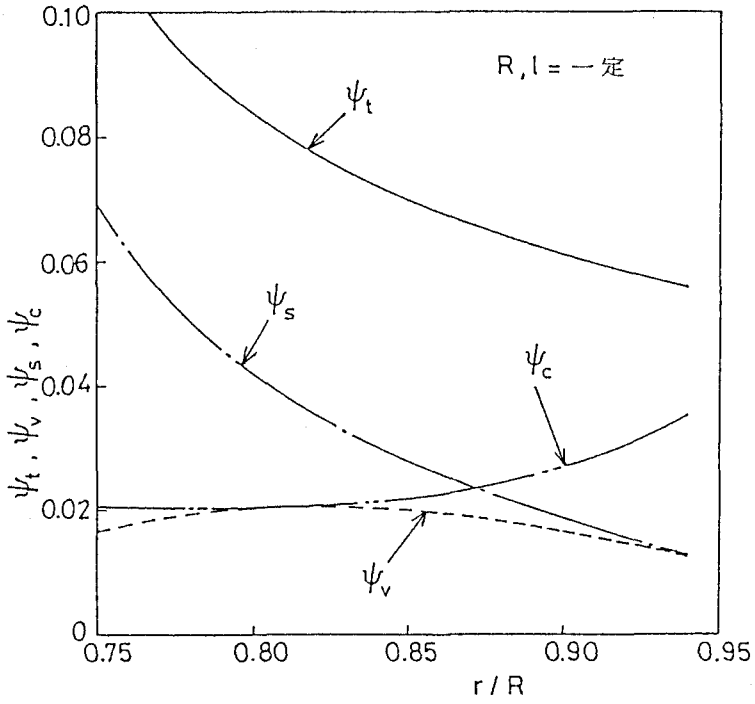


図 3.15　ピストン半径の影響

っている。しかし，無次元合計損失 ψ_t は，ベーン側面無次元損失 ψ_s の変化に支配されて，ピストン半径 r の減少すなわち押しのけ容積の増加とともに増加する傾向を示している。

なお，シリンダ高さ ℓ およびピストン半径 r を一定として，シリンダ半径Rを変化させた場合について，それぞれの無次元損失とピストンシリンダ半径比 r / R との関係について調べてみると，上述したピストン半径 r を変化させた場合と同様に，ベーン側面無次元損失の変化が支配的となり，r / R が減少するほど，すなわちシリンダ半径Rひいては押しのけ容積が増加するほど，無次元合計損失の増加する傾向が認められた。

以上のことより，圧縮機の押しのけ容積を変化させる場合，ピストン半径 r あるいはシリンダ半径Rを変更すると，押しのけ容積の増加とともに，圧縮機の所要動力に対する機械摩擦損失の割合はしだいに増加していくが，シリンダ高さ ℓ を変更すると，むしろその逆の傾向になると言うことができる。

3.4.2　押しのけ容積を一定とする場合

圧縮機の押しのけ容積 V_s が同一であっても，基本形状寸法R，r，ℓ は，$V_s = \pi \ell (R^2 - r^2)$=一定なる関係を満足する範囲で自由に選ぶことができる。しかし，その選び方によって機械摩擦損失には違いの出てくることが予想される。そこで，今度は，押しのけ容積を一定に保った場合の機械摩擦損失と基本形状寸法との関係を調べてみる。ここでは，押しのけ容積 V_s を表3.1に示した圧縮機と同一の値(10.5 cm^3)に保ちながら，同表中のR，r，ℓ の値の組合せを変化させてそれぞれの機械摩擦損失を求めてみる。ただし，損失の計算にあたり，表3.1中のピストン軸受幅 ℓ_c の値も ℓ と同一割合で変化させ，また，ピストン内半径 r_c の値も偏心量 e（= R − r）と回転軸半径 r_s（ = 9.6 mm一定)との和に等しくなるように選ぶものとする。

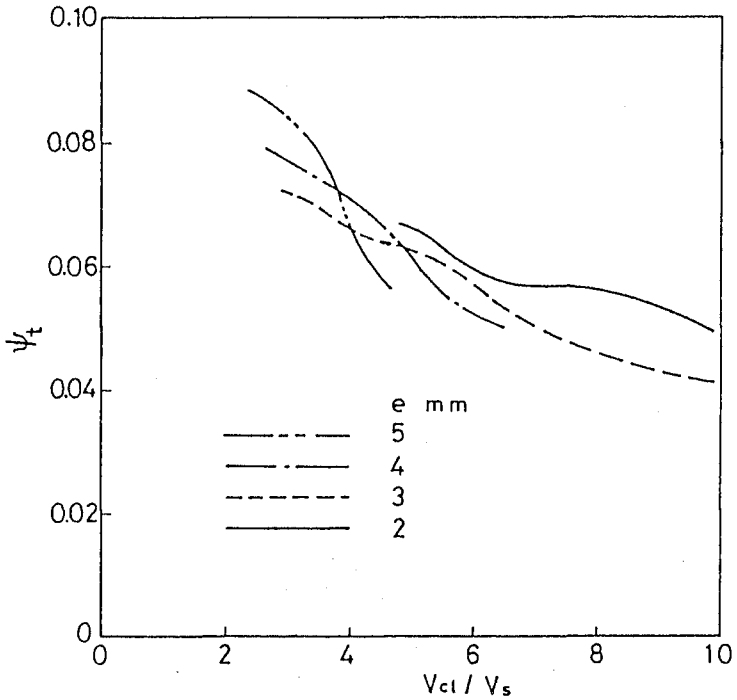


図3.16　シリンダ総容積の影響

まず，図3.16には，無次元合計損失ψ_tとシリンダ容積比$V_{c\ell}/V_s$（$V_s=10.5\,cm^3$一定）との関係が示されている。ここに$V_{c\ell}=\pi\ell R^2$，すなわちシリンダ内の総容積である。同図では，パラメータとしての偏心量eによりψ_tには多少の違いがみられるものの，全体的な傾向としては，横軸$V_{c\ell}/V_s$すなわち総容積$V_{c\ell}$が増大するにつれて，ψ_tが減少しており，シリンダ部の占有空間をなるべく大きくするほうが機械摩擦損失の減少につながることがわかる。

一方，図3.17には，図3.16の関係を，無次元合計損失ψ_tとシリンダ高さ半径比ℓ/Rとの関係に整理しなおした結果が示されている。横軸ℓ/Rが小さくなるにつれてψ_tが減少しており，しかもパラメータとしての偏心量eが小さい場合ほどψ_tの値も小さくなっている。ここで，ℓ/Rが小さいということは，シリンダの外観形状が偏平ということであり，また，偏心量eが小さいということは，シリンダ半径Rおよび高さℓがともに大，すなわちシリンダ総容積$V_{c\ell}$が大きいということである。

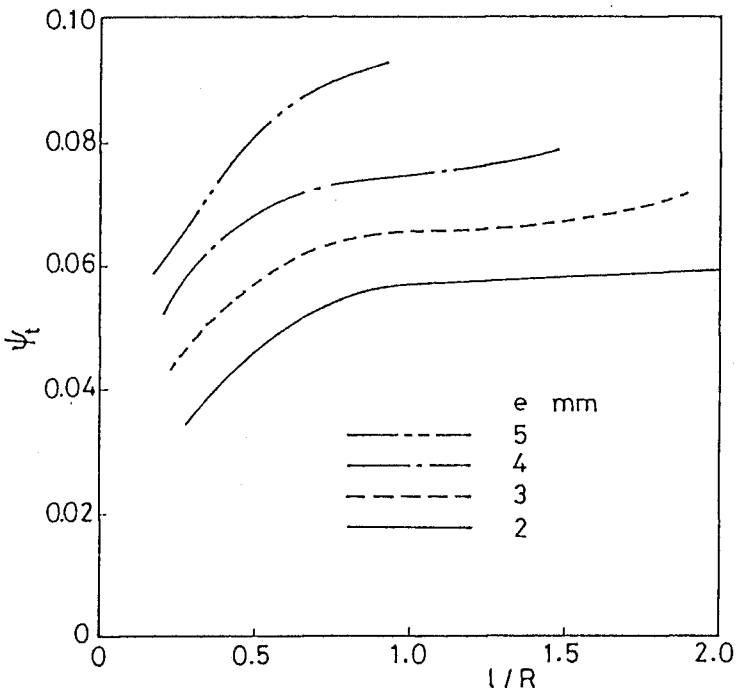


図3.17　シリンダ高さ半径比の影響(1)

つぎに，図3.17のような無次元合計損失ψ_tの変化を，その基礎となる個々の無次元損失の変化に分類して表すと図3.18のようになる。横軸ℓ/Rの増加とともに，ベーン側面無次元損失ψ_sおよびピストン軸受無次元損失ψ_cは漸増する傾向となっている。偏心量eを一定としてℓ/Rが増加するということは，シリンダ半径Rが減少するのに加えてシリンダ高さℓが増加するということであり，それにつれて，ベーン側面およびピストン軸受のしゅう動面幅が大きくなり，それらの部分における機械摩擦損失も増加してくるものと思われる。それに対し，ベーン先端無次元損失ψ_vは，横軸ℓ/Rの増加とともに，最初は増加しているがすぐに減少する傾向へと変化している。この最初の増加傾向は，ℓの増加によるしゅう動面幅の増加によるものであろうが，それ以降の

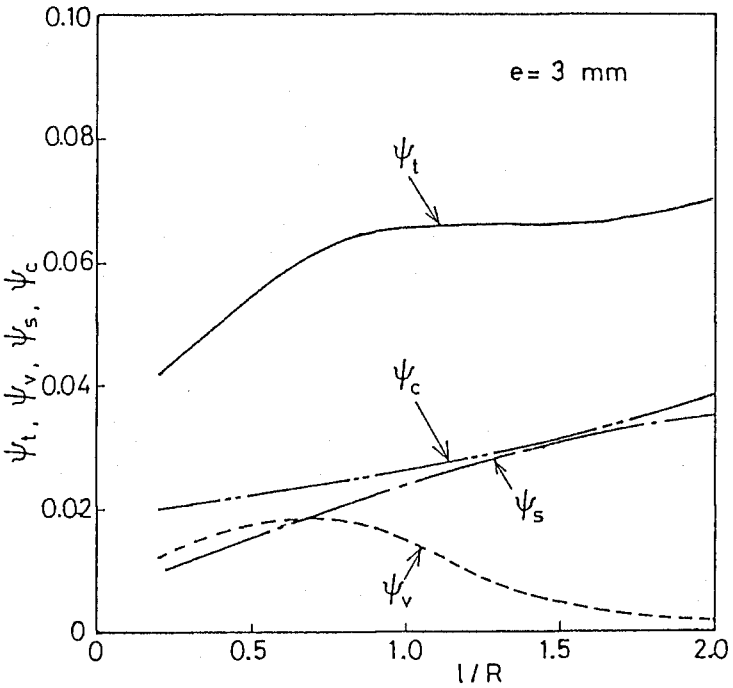


図 3.18　シリンダ高さ半径比の影響(2)

減少傾向は，ℓ/R の増加に伴ったピストン慣性モーメントの減少に起因するものであろうと思われる。以上のような変化を示す無次元損失の合計 ψ_t は，本図示例では，ℓ/R が 1 以下では ℓ/R の増加とともに増加し，ℓ/R が 1 から 1.5 の範囲ではおよそ一定，それ以上ではゆるやかに増加する傾向となっている。それゆえ，合計損失を小さくするという観点からは，前述したように，ℓ/R を小さくすなわちシリンダ形状を偏平としたほうが得策であると考えられる。

ところで，シリンダの単位高さあたりのそれぞれの無次元損失とシリンダ高さ半径比 ℓ/R との関係を調べてみると図 3.19のようになる。シリンダ単位長あたりのベーン側面無次元損失 ψ_s/ℓ はほとんど変化しておらず，ベーン側面損失がシリンダ長すなわちベーン側面しゅう動接触幅にほぼ比例して変化していることがわかる。また，ピストン軸受の単位長無次元損失 ψ_c/ℓ は，ℓ/R が大きくなるにつれて急速に減少してほぼ一定値に収束しているが，これは，ℓ/R の増加につれてピストン軸受が短軸受から長軸受状態に変化していくためである。一方，ベーン先端のシリンダ単位長あたりの無次元損失 ψ_v/ℓ は，ℓ/R の増加につれて単位長あたりのピストン慣性モーメントが減少していくことを反映して，徐々に減少する傾向となっている。以上のことより，シリンダ単位長あたりの無次元合計損失 ψ_t/ℓ は，ℓ/R が増加するほど減少する傾向となっている。

さて，シリンダ単位長あたりの損失というものについて考えると，それは，機械摩擦損失の発生部分における損失の密度を表しており，この値が大きいということは，しゅう動部の摩擦損失が集中的に発生しているということであり，摩耗などに関連した圧縮機の信頼性の観点からは好ましいことではない。それゆえ，圧縮機の信頼性を向上させるには，ℓ/R を大きく，すなわちシリンダ形状を偏平よりも円筒状とすることが望ましいと思われる。本計算例の場合には，機械摩擦損失の合計の増加傾向なども考え合せて，ℓ/R = 1.5 程度が好ましいの

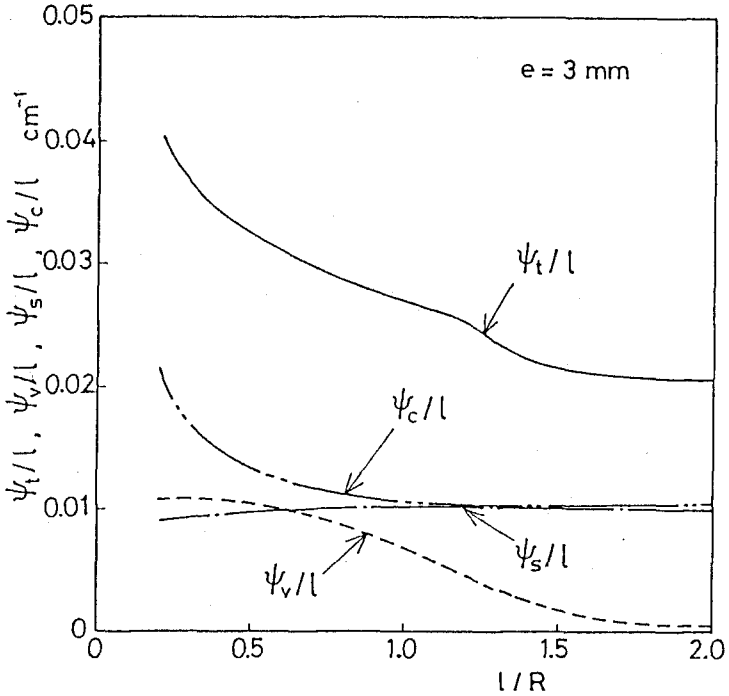


図 3.19　シリンダ高さ半径比の影響(3)

ではないかと考えられる。

3.5　まとめ

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機においてピストンおよびベーンの運動に関連して発生する機械摩擦損失，すなわちベーン先端摩擦損失，ベーン側面摩擦損失，およびピストンすべり軸受損失についての理論計算に基づいた解析を行い，以下のことが明らかとなった。

(1)　ベーン先端しゅう動摩擦損失は，ベーン先端でのすべり速度の絶対値に大きく依存しており，ピストンの慣性モーメントを減少させれば損失も減少する。

(2)　ベーン側面しゅう動摩擦損失は，ベーン側面の摩擦力すなわち垂直接触力に深く関連しており，ピストン中心の偏心量が大きくなるにつれて損失も急増する。

(3)　ピストン軸受の摩擦損失は，軸受偏心率の変化に影響されて，偏心部外周上の，その中心偏心方向よりも回転方向に若干進んだ範囲において集中的に発生する。

(4)　押しのけ容積の変化に関連し，ピストン半径の変更による場合には，押しのけ容積の増加とともに圧縮動力に対する機械摩擦損失の割合は増加していくが，シリンダ高さの変更による場合には，むしろその逆の傾向となる。

(5)　押しのけ容積を一定とした場合，シリンダ形状を偏平としたほうが損失の合計は小さくなるが，信頼性を左右するシリンダ単位長あたりの損失を小さくするためには円筒形状のほうが望ましい。

第4章　漏れ損失特性
（ピストン半径すきま漏れ）

4.1　まえがき

ローリングピストン形回転圧縮機の性能を左右する重要な特性として，すきまにおける漏れ損失が挙げられる。圧縮機の可動部分には必ずすきまが必要であり，そのすきまを通る漏れ損失の発生は避けることができない。漏れ損失の低減のためには，すきまの小さいことが望ましいが，小さなすきまを実現するためには，部品の高い加工精度，部品どうしの厳しい寸法組合せ管理および高い組立精度が必要であり，圧縮機の生産性，経済性の面からは不都合が生じてくる。また，あまりにもすきまが小さすぎると，圧縮機の円滑な運転が妨げられ，動力損失の増大することもある。圧縮機の経済性と性能の向上の両方の観点から，すきまにおける漏れ損失特性の解明が不可決であり，漏れ特性が明らかとなれば，すきま値管理の緩和やより高性能の圧縮機の設計が可能となってくる。

さて，ローリングピストン形回転圧縮機において，漏れ損失の発生するすきまとしては，図4.1を参照して，以下のものが挙げられる。

①ピストン半径すきま（ピストン外周面とシリンダ内周面との最近接部におけるすきま）

②ピストン端面すきま（ピストンの上下端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間のすきま）

③ベーン端面すきま（ベーンの上下端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間のすきま）

④ベーン側面すきま（ベーンの側面とシリンダベーン溝面間のすきま）

上記以外にも，ピストンの偏心回転運動にベーンの往復運動が追従できない場合には，ベーン先端とピストン外周面との間で漏れの発生することも考えられるが，通常の場合にはそのような可能性は少ない。

①から④の非常に狭い漏れ流路では，すきまの前後の圧力の高い部分から圧力の低い部分に向って，冷媒や冷凍機油の漏れが発生するが，その漏れ流体は純粋な気体あるいは液体の漏れというわけでなく，気体冷媒中に油滴が含まれていたり，液体冷凍機油中から気体冷媒が放出されてきたりするので，漏れ特性の解明は容易ではない。しかも，すきまの値が圧縮機の運転によって変化したり，壁面に油膜が付着して実効すきまが減少したりすることもあるので，その解明はいっそう複雑となる。

回転圧縮機の漏れ損失については，従来からのベーン形に関する研究 (4.1)～(4.4) に加えて，ローリングピストン形に関する研究 (4.5)～(4.9) もいくらか報告されるようになってきたが，それらは，漏れ流体を，圧縮性流体の等エントロピ流れや非圧縮性流体の粘性流れとして解析したものがほとんどであり，上に述べたような圧縮機内で発生する漏れおよびすきまの実情を十分に考慮したものがみあたらない。

そこで，本研究では，ローリングピストン形回転圧縮機の①から④までのすきまにおける漏れ損失のうち，とくに，この形式の圧縮機を特徴づけているピストンに関連したすきまにおける漏れ，すなわち①および②における漏れについて，すきまおよび流れの特徴を加味しながらその特性を解明していく。なお，残りの③および④における漏れについては，漏れの性質が，それぞれ①および②における漏れの性質とほぼ同等であり，同様な手法により解析が可能となることや，③および④の漏れ流路面積が，それぞれ①および②の流路面積に比べて幾分小さく，前者の漏れ量が後者の漏れ量ほど多くないことなどを考慮して，本研究での検討は省略する。

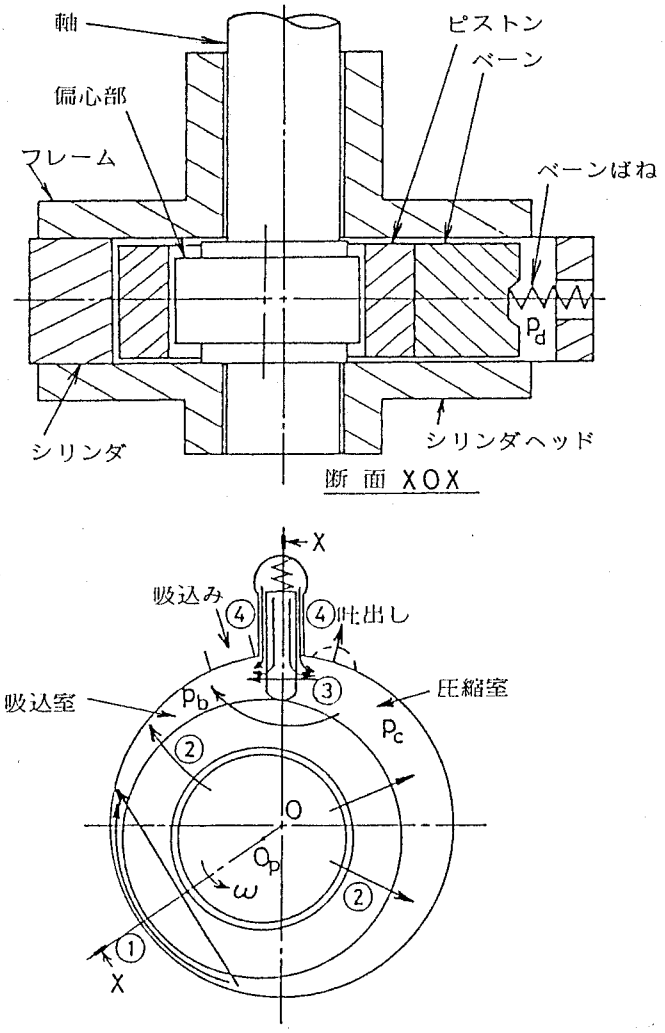


図 4.1　圧縮機の漏れすきまの説明

以下，本章では①のピストン半径すきまにおける漏れについて論じ，つぎの第5章では②のピストン端面すきまにおける漏れについて述べる。

さて，ピストン半径すきまにおける漏れについて考えてみると，図 4.1 にみられるように，圧縮室と吸込室とをさえぎるすきまは，非常に狭くて長い流路となっているので，そこを流れる漏れに対しては流体摩擦の影響が無視できない状態となっている。また，すきまの絶対値は，圧縮機の動的挙動に影響されて，設計図面上で指定される値とは異なっているのが実情である。

ところが，従来の研究 (4.5)～(4.9) では，漏れ量の解析にあたり，ピストン半径すきまの流体摩擦の影響を何ら考慮していないばかりか，すきま値についても，設計値どおりの一定値を採用して，軸受の動的効果による変化については全く言及検討していない。

そこで，本研究では，ピストン軸受および主軸受の解析に基づいてピストン半径すきまの変動を理論的に求めるとともに，断面積変化を伴う漏れ流路の特殊性を考慮しつつ流体摩擦を含む流路モデルを仮定して漏れ量の解

析を行う。その結果得られる漏れ量と実験結果とを比較して理論計算の妥当性を確かめながら，ピストン半径すきま漏れの特性および影響因子を調べていく。さらに，圧縮機の組立精度と漏れ量との関係についても考察する。

4.2　理論解析

4.2.1　漏れ流路の評価

図4.2には，ローリングピストン形回転圧縮機におけるピストン半径すきま部の漏れ流路の詳細が示されてい

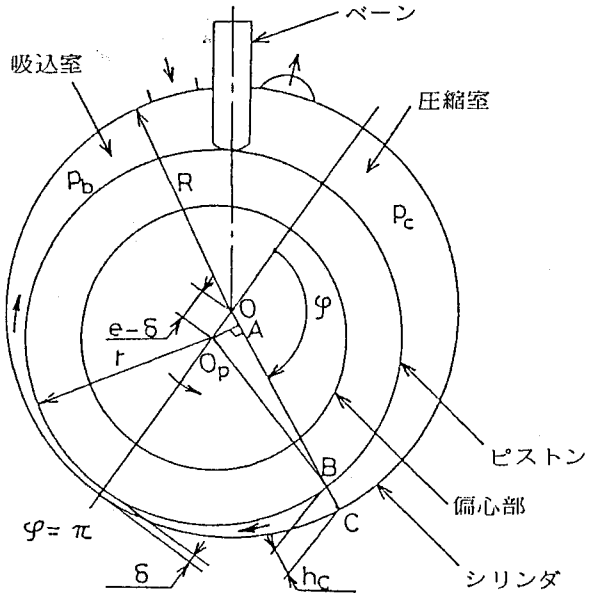


図4.2　ピストン半径すきま流路の説明

る。ピストン外周面とシリンダ内周面とによって構成され，圧縮室と吸込室とを分離しているピストン半径すきまでは，高圧となる圧縮室から低圧の吸込室へ向っての漏れが発生する。しかし，微小なすきまに比べて流れ方向の長さが非常に長いので，漏れ量の解析には流体摩擦の考慮が必要となってくる。いま，ピストン半径すきま漏れ流路を，シリンダ内壁に沿って展開して図示すると，図4.3(a)のようになる。このとき，すきますなわち流路高さ h_c は，流れ方向に縮小ならびに拡大しているので，上述の流体摩擦を考慮するにしても，摩擦流路の範囲を明確に区別することが困難となる。

そこで，本研究では，近似的に，摩擦損失についてみたときに等価となる摩擦流路の長さを定義して，図4.3(b)に示すような漏れ流路モデルに置換えることにする。すなわち，漏れ流路を，圧縮室，先細ノズル，断面積一定の直線摩擦流路，および吸込室の組合せから成る断熱流路と考える。そして，摩擦流路は，ピストン半径すきまの値 δ と同一の流路高さを有し，その流路長 ℓ_f は，すきまを二次元溝と考えたときの摩擦抵抗が等しくなるように次式を満足しているものとする。

$$\bar{\lambda}_f \frac{\ell_f}{2\delta} = \int_{s_1}^{s_2} \lambda_f \frac{d_s}{2h_c} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.1)$$

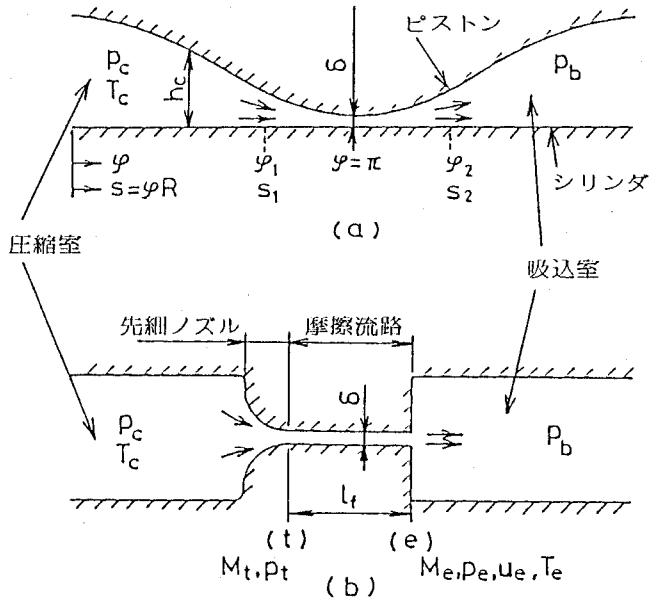


図4.3　漏れ流路モデル

ここに，λ_f はすきまの管摩擦係数，s はシリンダ壁面に沿った距離，s_1 および s_2 は摩擦を考慮すべきシリンダ壁面上の流路範囲，$\overline{\lambda_f}$ は s_1 と s_2 の間における管摩擦係数 λ_f の平均値である。このうち，二次元溝すきまの管摩擦係数 λ_f は，式(4.3)で表されるレイノルズ数 R_e の関数として次式で表される。(4.10)

$$\lambda_f = \begin{cases} 96/R_e & (R_e \leqq 3560) \\ 0.3164/R_e^{0.25} & (R_e > 3560) \end{cases} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.2)$$

$$R_e = \frac{2h_c u}{\nu_g} = \frac{2q_m}{\mu_g \ell} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.3)$$

ここに，u は漏れ流速，ν_g は流体の動粘性係数，μ_g は流体の粘性係数，q_m は漏れ質量流量，ℓ は流路幅（＝シリンダ高さ）である。

さてここで，漏れ流体の性質について考えてみると，圧縮室内気体には，シリンダ内に漏れ込んできた冷凍機油が油粒となって混合していると思われる。しかし，そのような種類の流体のすきま漏れを解析することは非常に困難であり，気体冷媒中の油粒の質量割合は多くても10%程度と予想されるので，本研究では，油粒の影響は無視して，純粋気体冷媒の流れと考えることにする。

ところで，すきま内の漏れ気体冷媒の粘性係数 μ_g は，流れの進行とともに，圧縮室内状態での値から吸込室内状態での値まで変化することになるが，冷媒R22を作動流体とした空調機用圧縮機の運転圧力および温度の範囲（0.5MPa，10°C ～ 2MPa，100°C程度）においては，その変化が比較的小さい(4.11)ので，流路の平均値で代表させることができる。このとき，式（4.3）で表されたレイノルズ数 R_e および R_e の関数として式（4.2）で表された管摩擦係数 λ_f も，μ_g の平均値に対応したそれぞれの値で代表させることができる。それ

ゆえ，式（4.1）中の管摩擦係数 λ_f を壁面上の距離 s によらず一定とみなし，s_1 と s_2 の間の平均値 λ_f に等しいと仮定すれば，式（4.1）より摩擦流路長 ℓ_f はつぎのように書き表される。

$$\ell_f = \delta\int_{s_1}^{s_2} \frac{d_s}{h_c} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.4)$$

一方，実すきま流路の流路高さ h_c は，図4.2の幾何学的な関係を参照して次式で表される。

$$\begin{aligned} h_c &= AC - AB \\ &= R+(e-\delta)\cos\varphi - \sqrt{r^2-(e-\delta)^2\sin^2\varphi} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (4.5) \end{aligned}$$

ここに，Rはシリンダ半径，rはピストン半径，eは半径差（＝R－r），δ はシリンダ壁面上の角度（最小半径すきま δ の位置にて $\varphi=\pi$ rad とする）である。通常の場合には，ピストン半径rは，ピストン中心偏心量（e－δ）に比べてかなり大きいので，式（4.5）の平方根号の中は r^2 によって近似することができ，そのとき，流路高さ h_c はつぎのように表される。

$$h_c = e(1+X\cos\varphi) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.6)$$

ただし，$X=1-\delta/e$ である。

式（4.6）を式（4.4）に代入し，距離を $s=\varphi R$ で表し，軸受計算で有名なゾンマーフェルドの置換積分[4.12]

$$\sigma(\varphi) = \sin^{-1}\{\sqrt{1-X^2}\sin\varphi/(1+X\cos\varphi)\}$$

$$\left\{\begin{array}{l} d\varphi = \sqrt{1-X^2}d\sigma/(1-X\cos\sigma) \\ 1+X\cos\varphi = (1-X^2)/(1-X\cos\sigma) \\ \sigma(0)=0\ ,\ \sigma(\pi)=\pi\ ,\ \sigma(2\pi)=2\pi \end{array}\right\}$$

を実行すれば，ℓ_f は次式で表される。

$$\ell_f = \delta\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{Rd\varphi}{e(1+X\cos\varphi)} = \frac{\delta R}{e}\frac{\sigma_2-\sigma_1}{\sqrt{1-X^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (4.7)$$

ここで，流路長 ℓ_f は，摩擦を考慮する積分範囲 φ_1，φ_2 により変化するので，最小すきま（$\varphi=\pi$ rad）をはさむ α_f の角度範囲に対応する ℓ_f の値を，$\varphi_1=\pi-\alpha_f/2$，$\varphi_2=\pi+\alpha_f/2$ なる境界条件を与えて試算してみると，図4.4のような結果が得られる。ℓ_f は，すきま値 δ をパラメーターとして示してあり，角度 α_f に対応したシリンダ壁面上の実距離 s_2-s_1（$=\alpha_f R$）も併記されている。円周距離 s_2-s_1 は α_f の増加に比例して増加しているが，ℓ_f は α_f が少し大きく（$\pi/4$ rad程度）なるとほとんど増加しなくなっている。これは，最小すきま位置から離れるほど流路高さが大きくなり流体摩擦の影響が小さくなってくるからである。それゆえ，流路長 ℓ_f の評価にあたって，実用上は，摩擦を考慮する範囲の取り方に特別の注意を払うことなく，$\alpha_f=2\pi$ rad（$\varphi_1=0$，$\varphi_2=2\pi$ rad）のときの ℓ_f の値で代表させても十分であると思われる。よって，式（4.7）に $\sigma_1(0)=0$，$\sigma_2(2\pi)=2\pi$ を代入して，摩擦流路の長さ ℓ_f はつぎのように表される。

$$\ell_f = 2\pi\delta R/(e\sqrt{1-X^2}) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.8)$$

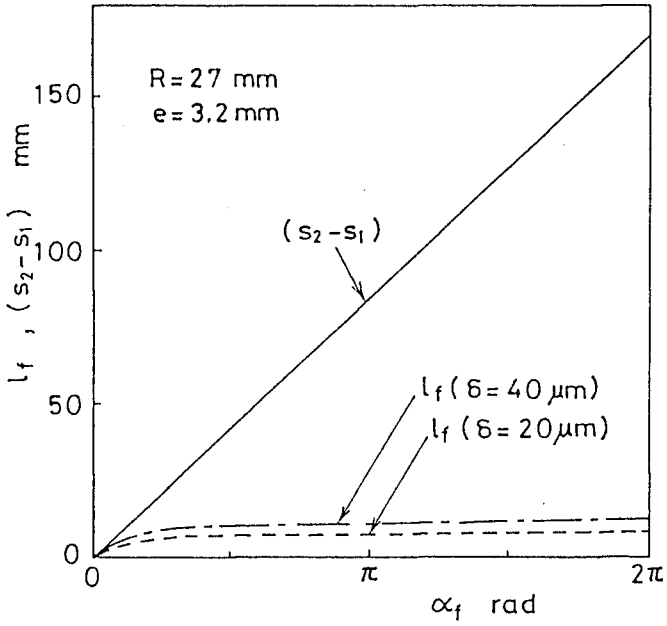


図 4.4　流体摩擦を含む流路長の変化

4.2.2　漏れ量の計算式

4.2.1 項において流路モデルが定まったので，ここでは，漏れ流量の計算方法について説明する。図 4.3(b)と同様な流路に対して，岩浪ら(4.13) が紹介している，等断面管路における摩擦損失のある断熱流れ（Fanno 流れ）の関係式(4.14) を適用した流量計算方法に従うことにする。

さて，図 4.3(b)に示されているような，一定の圧力 p_c 温度 T_c の圧縮室から，先細ノズル，摩擦流路を経て，一定圧力 p_b の吸込室へ向って，断熱的な定常流れの発生している流路において，摩擦流路出口断面 e にて音速状態となる場合には，入口断面 t におけるマッハ数 M_t と摩擦流路の長さ ℓ_f との間にはつぎの関係式が成立つ。

$$\bar{\lambda}_f \frac{\ell_f}{2\delta} = \frac{1-M_t^2}{\kappa M_t^2} + \frac{\kappa+1}{2\kappa} \log\left\{\frac{(\kappa+1)M_t^2}{2+(\kappa-1)M_t^2}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.9)$$

ここに κ は断熱圧縮指数である。このとき，摩擦流路の圧力比 p_t / p_e ，先細ノズルの圧力比 p_c / p_t は，式（4.9）を満足する M_t を用いて，それぞれつぎのように表される。

$$\frac{p_t}{p_e} = \frac{1}{M_t}\sqrt{\frac{\kappa+1}{2+(\kappa-1)M_t^2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.10)$$

$$\frac{p_c}{p_t} = \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_t^2\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (4.11)$$

よって，圧縮室と摩擦流路出口間の臨界圧力比 λ_{cr} は，式（4.10），（4.11）の結果を用いて以下のように表される。

$$\lambda_{cr} = (p_t/p_e)\cdot(p_c/p_t) \quad \cdots\cdots(4.12)$$

そこで，流路に設定されている圧縮室と吸込室の圧力比 p_c / p_b が，式（4.12）で与えられる臨界圧力比 λ_{cr} よりも大きい状態であれば，流路全体の流れは臨界状態となっているし，そうでなければ亜臨界状態となっている。

まず，流れが臨界となっている場合（$p_c / p_b \geqq \lambda_{cr}$）には，摩擦流路出口断面 e にて，圧力 $p_e = p_c / \lambda_{cr}$，マッハ数 $M_e = 1$ となっている。そして，それに対応した出口温度 T_e 出口流速 u_e は，それぞれ以下のように表される。

$$T_e = T_c/\{1+(\kappa-1)M_e^2/2\} \quad \cdots\cdots(4.13)$$

$$u_e = M_e\sqrt{\kappa R_g T_e} \quad \cdots\cdots(4.14)$$

ここに R_g は気体定数である。よって，流路の質量流量 q_m は，流路面積 $\delta\ell$，出口流速 u_e，出口密度 $p_e/(R_g\ T_e)$ の積として，つぎのように求められる。

$$q_m = \delta\ell u_e p_e/(R_g T_e) \quad \cdots\cdots(4.15)$$

つぎに，流れが臨界に達していない場合（$p_c / p_b < \lambda_{cr}$）には，摩擦流路の長さを，仮想的に，出口断面が臨界状態に達するまで延長して考える。いま，摩擦流路の入口断面 t におけるマッハ数 M_t の値を仮定して与えると，仮想延長部を含んだ摩擦流路の長さ ℓ_{f*} は次式で表される。

$$\ell_{f*} = \left(\frac{2\delta}{\bar{\lambda}_f}\right)\left[\frac{1-M_t^2}{\kappa M_t^2} + \frac{\kappa+1}{2\kappa}\log\left\{\frac{(\kappa+1)M_t^2}{2+(\kappa-1)M_t^2}\right\}\right] \quad \cdots\cdots(4.16)$$

また，仮想延長部を含んだ摩擦流路（仮想延長部の出口圧力 p_*）の圧力比 p_t / p_*，先細ノズルの圧力比 p_c / p_t は，それぞれ次式で表される。

$$\frac{p_t}{p_*} = \frac{1}{M_t}\sqrt{\frac{\kappa+1}{2+(\kappa-1)M_t^2}} \quad \cdots\cdots(4.17)$$

$$\frac{p_c}{p_t} = \left(1+\frac{\kappa-1}{2}M_t^2\right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad \cdots\cdots(4.18)$$

一方，このとき，仮想延長流路に注目すると，仮想流路入口すなわち実流路出口断面 e におけるマッハ数 M_e とその長さ $\ell_{f*} - \ell_f$ との間にはつぎの関係が成立っている。

$$\bar{\lambda}_f\ \frac{\ell_{f*}-\ell_f}{2\delta} = \frac{1-M_e^2}{\kappa M_e^2} + \frac{\kappa+1}{2\kappa}\log\left\{\frac{(\kappa+1)M_e^2}{2+(\kappa-1)M_e^2}\right\} \quad \cdots\cdots(4.19)$$

上式を満足する M_e を求めて，その値を用いれば，仮想延長流路の圧力比 p_e / p_* は次式で表される。

$$\frac{p_e}{p_*} = \frac{1}{M_e}\sqrt{\frac{\kappa+1}{2+(\kappa-1)M_e^2}} \quad \cdots\cdots(4.20)$$

式（4.17），（4.18），（4.20）の結果を用いると，圧縮室と実摩擦流路出口間の圧力比 p_c / p_e は次式で求められる。

$$p_c/p_e = (p_c/p_t)\cdot(p_t/p_*)/(p_e/p_*) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4.21)$$

上式より得られる圧力比 p_c/p_e が，流路に設定されている圧縮室と吸込室の圧力比 p_c/p_b と等しければ，最初に仮定して与えたマッハ数 M_t の値および式（4.19）より求まったマッハ数 M_e の値が妥当となる。その M_e の値および吸込室圧力 p_b に等しい出口圧力 p_e の値を用いて，亜臨界状態の場合の出口温度 T_e，出口流速 u_e，および質量流量 q_m が，それぞれ式（4.13）～（4.15）により求められる。もし，式（4.21）の圧力比 p_c/p_e が所与の圧力比 p_c/p_b と異なる場合には，最初に仮定した M_t の値が不適当ということになり，新たな M_t の値を仮定して適当な M_t を探さなければならない。実際の計算では圧力比の誤差限界を与えて，計算が収束したところで打切ることになる。実際の計算機プログラムを付録1に示しておく。計算に必要な吸込室および圧縮室の圧力 p_b，p_c としては，前出式（2.18），（2.19）の値を与え，圧縮室温度 T_c としては，圧縮室内の断熱圧縮に対応させて次式の値を与える。

$$T_c = T_s(p_c/p_s)^{(\kappa-1)/\kappa} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4.22)$$

ここに T_s および p_s は圧縮機の吸込温度および圧力である。さらに，ピストン半径すきま δ としては，4.2.3 項の解析より求められる値を用いる。

なお，以上の流路モデルの設定および流量の計算においては，ピストンの回転によるすきま位置の移動や，圧縮室内での圧力上昇に伴う状態変化などの影響も考慮すべきであったかも知れないが，それらは音速に比べてかなり遅いので，本研究では省略した。

4.2.3 ピストン半径すきまの解析

ローリングピストン形回転圧縮機のシリンダ部すきまの概要を図4.5に示す。ピストン半径すきまには，通常の場合，接触による機械摩擦損失や摩耗が生じないように所定のすきまが見込んである。それは，シリンダ中心とフレームおよびシリンダヘッド上の主軸受中心とが同心であり，かつ，主軸受およびピストン軸受において軸中心と軸受中心とが同心である場合に設計的に決まるすきまの値 δ_0 であり，ここでは，同心半径すきまと呼ぶことにする。しかし，実際の圧縮機では，組立上の同心誤差や軸受の動的挙動によって，ピストン半径すきまの値は δ_0 とは異なってくる。いま，図4.5に示されているように，シリンダ中心と主軸受中心とは同心に組立てられているが，ピストン軸受および主軸受において，ピストンに作用する軸受荷重Fのために，それぞれ偏心率 ε_p，ε_m，偏心角 ϕ_p，ϕ_m なる軸心の偏心が生じている場合を考えると，それぞれの軸受における，軸回転角 θ 方向の軸受すきま h_p，h_m は，式（2.23），（2.24）で与えられ，そのときのピストン半径すきま δ は，式（2.25）で表される。

$$h_p = c_p\{1+\varepsilon_p \cos(\theta-\theta_f-\phi_p)\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4.23)$$

$$h_m = c_m\{1-\varepsilon_m \cos(\theta-\theta_f-\phi_m)\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(4.24)$$

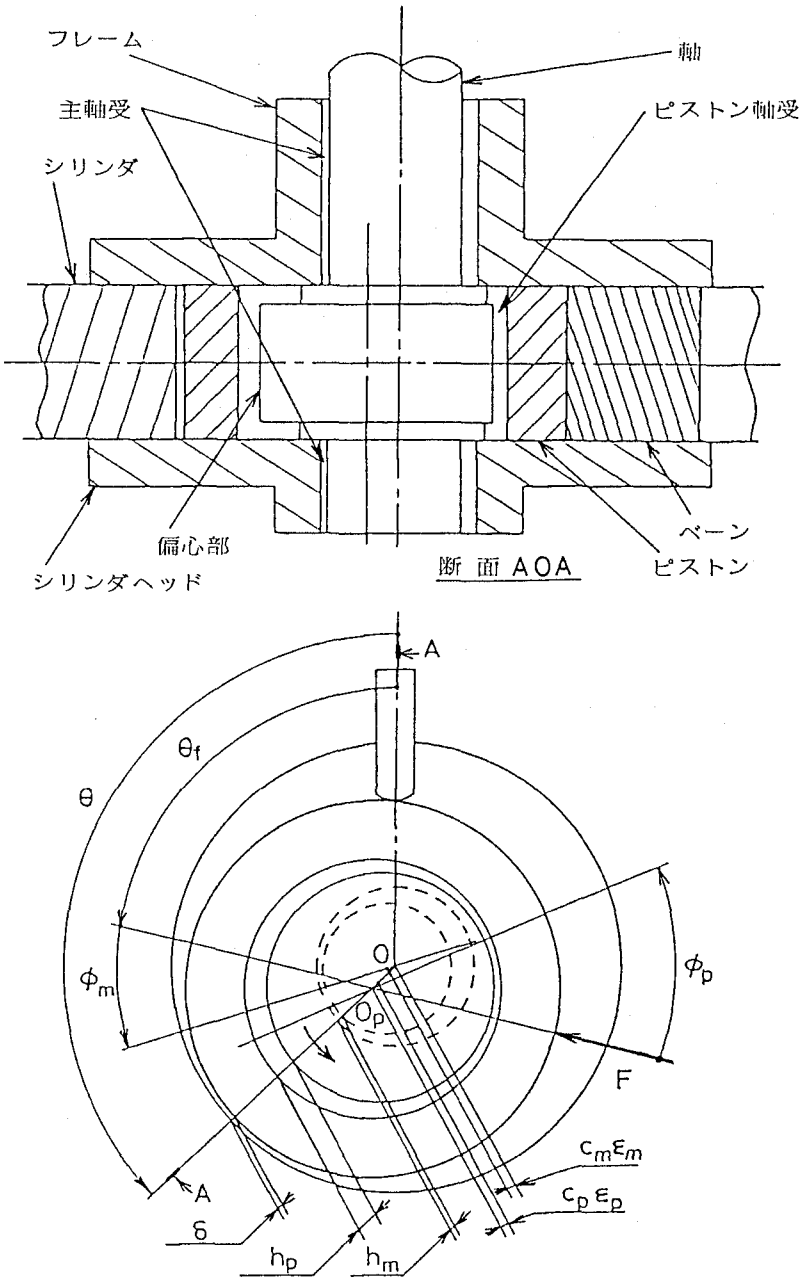


図 4.5　圧縮機シリンダ部すきまの概要

$$\delta = \delta_0 + (c_p - h_p) + (h_m - c_m)$$

$$= \delta_0 - c_p\varepsilon_p \cos(\theta - \theta_f - \phi_p) - c_m\varepsilon_m \cos(\theta - \theta_f - \phi_m) \quad \cdots\cdots(4.25)$$

ここに，c_p，c_m はピストン軸受および主軸受の軸受半径すきま，θ_f は軸受荷重Fの作用角{前出式(2.13)}である。

ところで，圧縮機の組立時にシリンダ中心と主軸受中心とが同心でない場合には，式（4.25）の修正が必要と

なってくる。たとえば，図4.6に示すように，シリンダ中心Oに対し，主軸受中心O_mが，角度θ_mの方向に距離δ_mだけ偏心している場合，ピストン軸受および主軸受での軸心が同心であるとしても，そのときのピストン半径すきまδ_0'は次式のように変化する。

$$\delta_0' = \delta_0 - \delta_m \cos(\theta - \theta_m) \quad \cdots\cdots (4.26)$$

よって，組立時の偏心と軸受内での軸心の挙動を考慮した場合のピストン半径すきまδは，式（2.25）中のδ_0を式（4.26）のδ_0'で置きかえて次式で表される。

$$\delta = \delta_0 - \delta_m \cos(\theta - \theta_m) - c_p \varepsilon_p \cos(\theta - \theta_f - \phi_p) - c_m \varepsilon_m \cos(\theta - \theta_f - \phi_m) \quad \cdots\cdots (4.27)$$

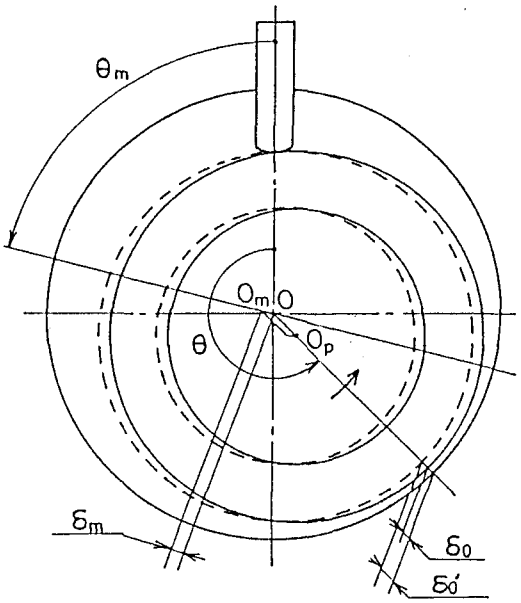


図4.6　圧縮機の組立偏心の説明

4.2.4　軸受解析

ここでは，4.2.3項で述べたピストン半径すきまに影響を及ぼす軸受の偏心率および偏心角について解析する。

まず，ピストン軸受については，第2章の2.2.2項にその解析方法が示されているので，その結果を利用する。すなわち，偏心率ε_p，偏心角ϕ_pは，前出式（2.10），（2.11）の数値積分解として得られる。

それに対し，主軸をささえるフレームおよびシリンダヘッド上の一対の軸受では，図4.7(a)に示すように，両者の軸心のずれもさることながら，通常の場合，両者の軸受幅L_1，L_2が異なるので，各々に作用する軸受荷重F_1，F_2も異なり，軸心の挙動に差が生じ，軸受内で軸が傾斜することさえ予想される。しかし，そのような場合の解析は非常に困難となるので，本研究では，近似的に，図4.7(b)に示すように，軸受幅L_0がL_1，L_2

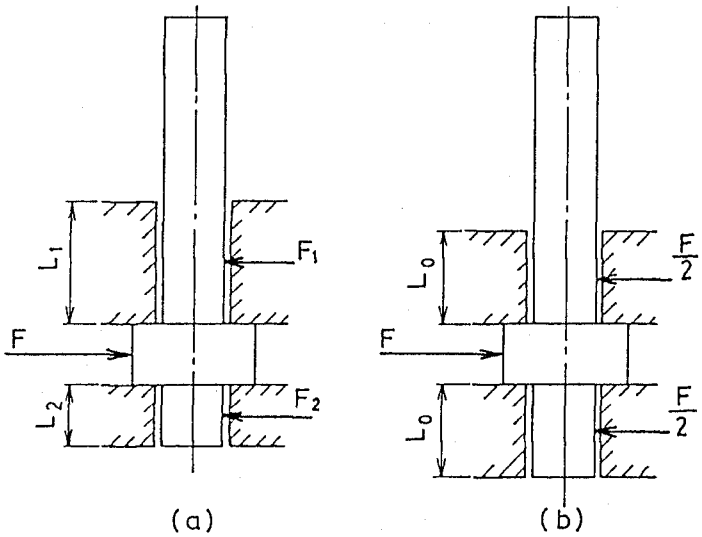


図 4.7　主軸受のモデル

の平均値に等しい二個の軸受で支えられる系に置きかえ，両者の軸受にはピストン作用荷重Fの1/2の荷重が作用し，軸心は同一の挙動を示すものと仮定する。このとき，主軸受における偏心率 ε_m，および偏心角 ϕ_m の微分形は，それぞれ，ピストン軸受におけるそれらと同様にして，以下のように導かれる。

$$\dot{\varepsilon}_m = \frac{F(B_1' \cos\phi_m - B_3' \sin\phi_m)}{4B_0'(B_1' B_4' - B_2' B_3')} \quad \cdots\cdots(4.28)$$

$$\dot{\phi}_m = \frac{1}{2}(\omega - 2\dot{\theta}_f) - \frac{F(B_4' \sin\phi_m - B_2' \cos\phi_m)}{4B_0'(B_1' B_4' - B_2' B_3')} \quad \cdots\cdots(4.29)$$

ここに，$B_0' \sim B_4'$ は前出式（2.9）における $B_0 \sim B_4$ の値を主軸受に適合するように修正した値である。なお，ε_m および ϕ_m は，式（4.28），（4.29）を，ピストン軸受の特性方程式とともに数値積分して求められる。

4.2.5　計算方法

圧縮機の一回転中のピストン半径すきまにおける漏れ量の計算は，第2章の付録2に示したピストン運動解析プログラムに，主軸受の特性方程式（4.28），（4.29），および4.2.2項に示した漏れ量計算式（本章末尾付録1の計算機プログラム）を追加して，連立微分方程式を解く形で進められる。すなわち，軸回転角 θ の関数として，ピストン軸受および主軸受の特性値が求められ，そのときのピストン半径すきま δ と圧縮室および吸込室の圧力から瞬間漏れ流量が求められる。またその瞬間漏れ流量を数値積分することにより，一回転中の合計漏れ量が求められる。その計算機プログラムを本章付録2に示しておく。

4.3 実　　験

4.3.1 漏れ量測定モデル実験

図4.8には，ピストン半径すきまにおける漏れ量を測定するためのモデル実験装置が示されている。シリンダ内には，所定のピストン半径すきまを保つようにピストンが固定されており，ピストンにはベーンが当接してシリンダ内の空間が二分されている。一方，シリンダの両端面は，シートパッキンを介してフレームおよびシリンダヘッド平面により封鎖されている。また，ベーン先端および側面には粘土による漏れ止めが施してある。それゆえ，シリンダ内の一方の部屋から他方の部屋への流れは，ピストン半径すきまδにおいてのみ発生するようになっている。すきま値δは，予めマイクロメータ（1/1000 mm）で厚さを測定したスペーサをピストン半径すきまにそう入して設定されている。

実験では，シリンダ内の一方の部屋に，圧力を一定に調整した高圧気体を供給し，ピストン半径すきまを通ってもう一方の部屋へ定常的に漏れ出る気体流量を水上置換法により測定した。その際，低圧室側の圧力を，圧力調整弁により種々の値に設定変更した。作動流体としては，冷媒R 22蒸気および空気を用いた。

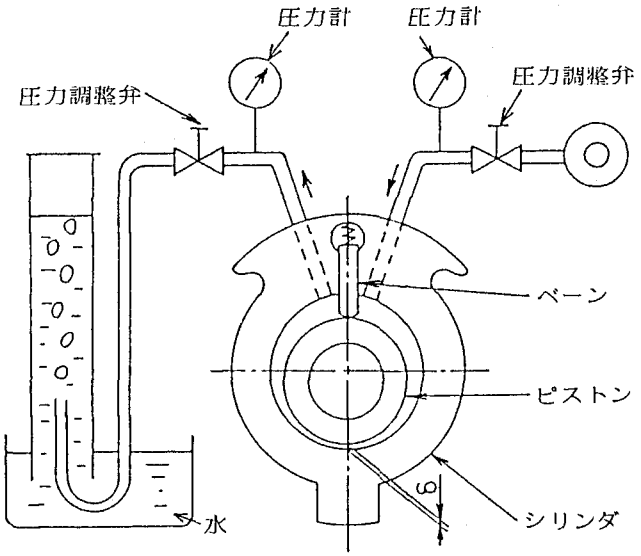


図4.8　漏れ量測定モデル実験装置

4.3.2 実機性能試験

圧縮機運転中のピストン半径すきまにおける漏れ量の絶対値を直接測定することは困難であるので，本研究では，ピストン半径すきまに関連した特定の寸法を変化させて，同一圧縮機の性能試験を行い，そのときの冷媒流量の変化量が特定の寸法の変化によるピストン半径すきま漏れの変化量に等しいと仮定して相対的な漏れ量を求めることにした。

実験では，それぞれの目的に応じて寸法を変化させて分解可能な密閉容器中に組込まれた圧縮機を，冷媒R22を作動流体とした冷凍回路（前出図2.11）に接続し，所定の運転条件に安定させたのち，冷凍回路の膨張弁前液

冷媒流量を浮子式面積流量計で測定した。流量計で測定された体積流量 Q_{v1} は，次式によって密度補正して実体積流量 Q_{v0} が得られる。

$$Q_{v0} = Q_{v1}\sqrt{\frac{\rho_1(\rho_f-\rho_\ell)}{\rho_\ell(\rho_f-\rho_1)}} \quad \cdots\cdots(4.30)$$

ここに，ρ_f は浮子の材料密度(＝7.9 g/cm³)，ρ_1 は基準流体密度(＝1.213 g/cm³)，ρ_ℓ は実流体の密度であり，液冷媒の圧力および温度から冷媒表[4.11]より求められる。このとき，圧縮機の体積効率 η_v は，圧縮機の実吸込体積流量と理論吸込体積流量の比として次式から求められる。

$$\eta_v = Q_{v0}\rho_\ell v_s/(V_s n) \quad \cdots\cdots(4.31)$$

ここに，V_s は理論押しのけ容積，n は回転数，v_s は吸込気体の比体積であり，吸込冷媒の圧力および温度から冷媒表[4.11]により求められる。

さて，冷凍回路の運転条件は，圧縮機吸込圧力 p_s＝0.583 MPa〔abs〕{5.95 kgf/cm²}(飽和蒸発温度 5 °C 相当)，吐出し圧力 p_d＝2.03 MPa〔abs〕{20.7 kgf/cm²}(飽和凝縮温度 52°C 相当)，吸込気体過熱度 10°C，膨張弁前液過冷却度 5 °C とした。比較実験で変更した寸法は，ピストン外径，主軸受の軸受すきま，および組立偏心量である。実験および計算に用いた圧縮機の主要寸法を表 4.1 に示しておく。なお，圧縮機は 100 V 60 Hz 電源で駆動され，その回転数は 3420 rpm であった。

表 4.1　圧縮機の主要寸法

シリンダ半径	R	mm	27.0	上軸受幅	L_1	mm	40.0
ピストン半径	r	mm	23.8	下軸受幅	L_2	mm	18.0
ピストン内半径	r_c	mm	14.8	ピストン軸受半径すきま	c_p	mm	0.013
軸半径	r_s	mm	9.6	主軸受半径すきま	c_m	mm	0.013
シリンダ高さ	ℓ	mm	23.8	同心半径すきま	δ_0	mm	0.020
ピストン軸受幅	ℓ_c	mm	14.0				

4.4　結果とその考察

4.4.1　モデル実験結果と理論計算結果との比較

ピストン半径すきまにおける漏れ質量流量 q_m のモデル実験装置による測定結果ならびに理論計算結果が図 4.9 に示されている。測定結果は，水上置換法により得られた体積流量に密度を乗じて質量流量に直したものである。また，理論計算結果は，4.2.1 項および 4.2.2 項の計算式を使って付録 1 の計算機プログラムから得られたものである。同図の横軸は，流れの臨界に達する様子がよくわかるように，すきまの下流圧力 p_b と上流圧力 p_c との比 p_b/p_c で表されている。

さて，実験値と理論計算値とでは，一定の上流圧力 p_c に対して圧力比 p_b/p_c の減少とともに漏れ流量 q_m

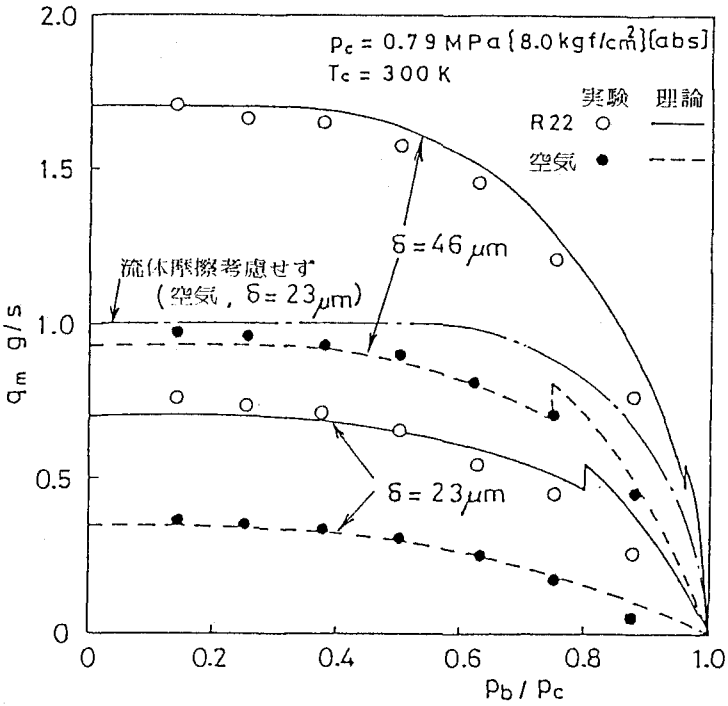


図 4.9　モデル実験結果と理論計算結果

の増加する亜臨界域，および q_m の一定となる臨界域の広い範囲にわたって良い一致がみられる。そして，それらの結果は，パラメータとしてのすきま値 δ や作動流体の種類によらず良い一致を示しており，4.2節で示した流路モデルおよび流量の計算方法が有効であることが確かめられる。

図4.9中には，流体摩擦を考慮しない場合（先細ノズルしか存在しない場合）の漏れ流量の計算値も一点鎖線（すきま $\delta = 23\ \mu m$，作動流体は空気）で示されており，その値は，本研究で導いた流体摩擦を考慮した場合の計算値の3倍程度となっている。このことは，ピストン半径すきまにおける漏れ量の計算には流体摩擦の考慮が不可決であることを示しているとともに，流体摩擦の影響を流量係数として評価すれば1/3程度であることを表している。

なお，同図中の理論計算曲線において多少の断層がみられるが，これは，式（4.2）において，管摩擦係数 λ_f が層流域の値から乱流域の値に遷移するとき（$R_e = 3560$）の変化に対応したものである。

4.4.2　実際の圧縮機における漏れ量

定常運転中の圧縮機ピストン半径すきまにおける漏れ量について検討する。まず，図4.10には，ピストン外径を変更した場合の漏れ量の変化が，漏れ率 η_ℓ と同心半径すきま δ_0 との関係に直じて示されている。ここで，漏れ率 η_ℓ は，圧縮機の理論吸込流量に対するピストン半径すきまにおける漏れ流量の割合として求めたものであり，ピストン半径すきまにおける漏れによる体積効率の低下量に相当している。η_ℓ の理論計算結果としては，4.2節で述べた流体摩擦およびすきま値の変動を考慮した場合（実線）と従来のようにそのどちらも考慮しない

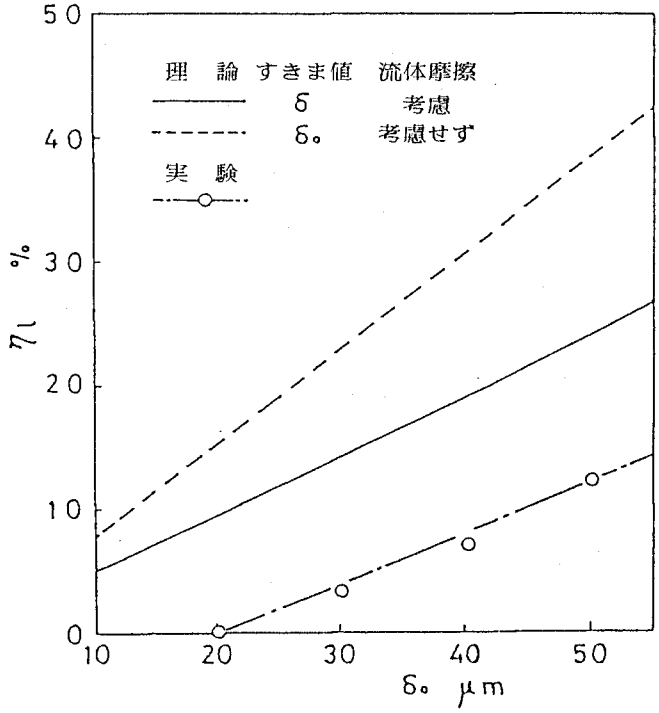


図 4.10　漏れ率と同心半径すきまの関係(1)

場合（破線）とが示されている。一方，同図中には，η_ℓ の実験値も示されているが，この値は，ピストン外径寸法を研削により変更したときの実冷媒流量の変化量がピストン半径すきま漏れの変化量に等しいと仮定して相対的な漏れ量（δ_0 ＝20 μmのときの値を基準）を求め，それを漏れ率 η_ℓ に換算して得たものである。それゆえ，実験値と理論計算値の絶対値を比較することはできないけれども，相対的な変化量，すなわち傾きについて比較してみると，実験点の傾きと実線で示された理論計算線の傾きとが良く一致しており，本研究で述べた流体摩擦およびすきま値の変動を考慮した解析方法がおおむね妥当であることが示唆される。その実線で示された理論漏れ率 η_ℓ の絶対値についてみると，常用されている同心半径すきまの範囲（δ_0＝10～20 μm程度)においては，5～10%に達しており，ピストン半径すきま漏れが体積効率に及ぼす影響の大きいことがうかがわれる。

ところで，実際の圧縮機においては，流路壁面に油膜が付着して実効すきまが減少したりして，必ずしも上述の漏れ量の絶対値が有効であるとは考えられないが，同心半径すきま δ_0 に対する漏れ率 η_ℓ の変化はほぼ直線的であるので，そのような場合にも，δ_0 を一律に減少するというような形で本解析の手法ならびに結果を利用することは十分可能であると思われる。

なお，破線で示された従来の解析計算の絶対値に比べて，実線で示された本研究の解析計算の絶対値はおよそ2/3となっており，この値を，ピストン半径すきまにおける漏れに対して流体摩擦とすきま値変動の両方を考慮した場合の流量係数の目安と考えることができる。

さらに，ピストン半径すきま漏れの詳細を検討するために，図4.11には，軸回転角 θ に対する瞬間漏れ質量流量 q_m の理論計算変化が示されている。従来のように，流体摩擦を考慮せずすきま値も δ_0 の一定値と考えた場合の瞬間漏れ質量流量（破線）が，同図中に参考として示されているシリンダ内圧縮室圧力 P_c の変化にほぼ比

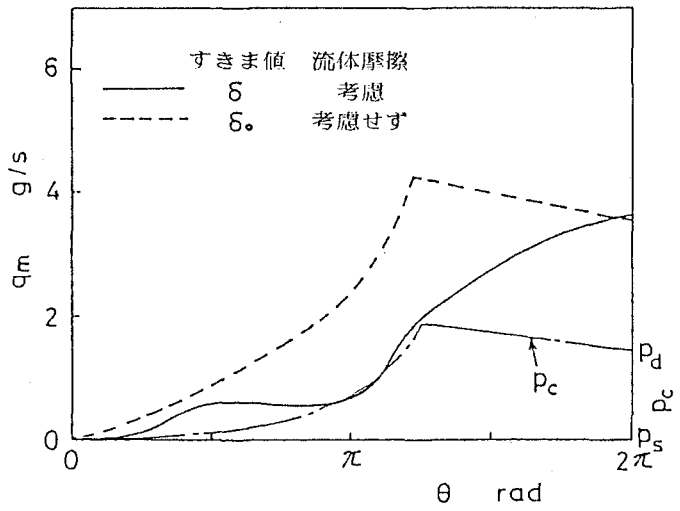


図 4.11　瞬間漏れ質量流量と軸回転角の関係

例しているのに対して，流体摩擦およびすきま値δの変動を考慮した場合の瞬間漏れ質量流量（実線）は，圧力p_cが上昇過程にある$\theta=\pi/2\sim\pi$ rad の期間では増加せずに，圧力上昇の止った回転後期，すなわち吐出し過程で増加し続けるという全く異なった変化傾向を示している。これは，ピストン半径すきまδの変動を反映したものであり，その変動様式については 4.4.3 項で述べる。なお，実線および破線で示された曲線の下側の面積が一回転中の総漏れ量を表しており，前述したように，実線の場合が破線の場合のおよそ 2/3 となっている。

4.4.3　ピストン半径すきまの考察

図 4.12には，ピストン半径すきまδならびにそれと関連するピストン軸受および主軸受の軸受すきまh_p，h_mの軸一回転中の理論計算変化が示されている。ただし，圧縮機組立時のシリンダ中心と主軸受中心の偏心は無いものとする。ピストン半径すきまδは，軸回転角θに対して，余弦波を平行移動したような形で脈動しており，本例では，$\theta=0$ rad 近傍で同心半径すきまδ_0の 2 倍程度の最大値を示し，$\theta=\pi$ rad 近傍でδ_0よりも小さな最小値を示している。それゆえ，図 4.11にみられたように，回転中期での漏れ流量が抑制されるとともに，回転後期での漏れ流量が増長されることになる。ただし，同じすきまの増大であっても，すきま前後の圧力差の小さな回転前期の場合には，全体的な漏れ量への影響は少ない。

さて，ピストン半径すきまδのこのような変化傾向は，軸受すきまの変化に基づくものであり，前出の図 4.5 および式（4.25）を参照すると，ピストン軸受では，軸受すきまh_pが軸受半径すきまc_pよりも小さければ，その差(c_p-h_m)の分だけδが増加し，その逆の場合にはδが減少することになる。一方，主軸受では，軸受すきまh_mが軸受半径すきまc_mよりも大きければ，その差（h_m-c_m）の分だけδが増加し，その逆の場合にはδが減少することになる。そこで，図 4.12をみると，両方の軸受すきまh_p，h_mは，ともに，$\theta=0$（$=2\pi$）rad 近傍ではδを増加させる方向に変化しており，$\theta=\pi$ rad 近傍では逆にδを減少させる方向に変化している。そ

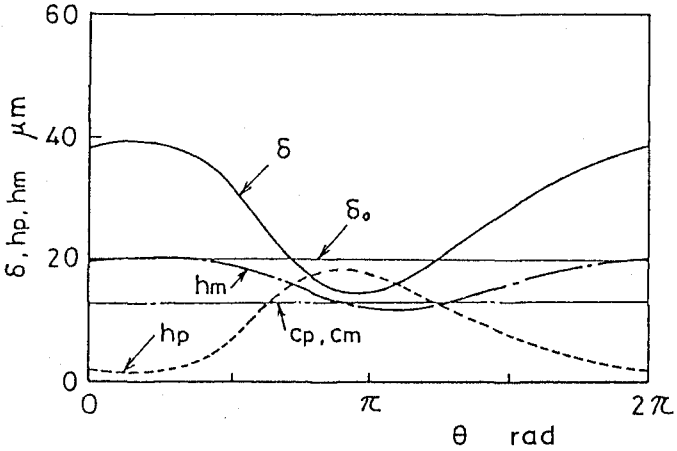


図 4.12　ピストン半径すきまと軸受すきまの変化

の結果，ピストン半径すきまδには，前述したような軸一回転中の大きな変化が生じることになる。

ところで，上で述べたような軸受すきまの変化は，軸受荷重の変化特性に起因するものであり，ピストン軸受荷重Fの変化ならびにピストン軸受および主軸受の軸心軌跡 ε_p，ε_m を，シリンダならびにそれぞれの軸受中心に固定した極座標Θ（ベーン方向基準）上に表示すると，図 4.13のようになる。荷重Fの大きさおよび方向はパラメータとして示した軸回転角θとともに特徴的に変化しており，これが軸心の軌跡に影響を及ぼすことになる。たとえば，主軸受での偏心率 ε_m の軌跡についてみると，$\theta=0\sim\pi$ rad にかけては，荷重Fは増加傾向と

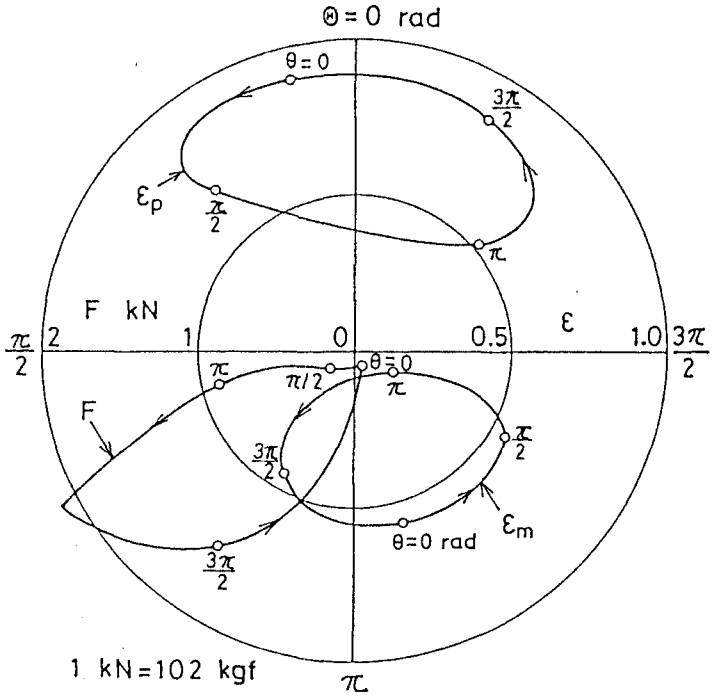


図 4.13　軸受荷重の変化と軸心の軌跡

なっているもののその絶対値はまだあまり大きくないので，軸受すきまが増加すなわち ε_m が減少する傾向となっている。しかし，その後，Fの絶対値がさらに増加を続けるので，軸受すきまは減少すなわち ε_m は増加する傾向に変わる。そして，ε_m の増加傾向は，Fが減少を始めてからもずっと継続している。その原因は，回転後半では，荷重Fの作用方向が軸の回転速さのおよそ1/2の速さで軸の回転方向に回転しているからである。同図からではその様子はわかりにくいが，軸の回転後半では気体圧縮荷重 F_p が軸受荷重Fのうちで支配的であり，その F_p の作用方向が軸の回転速度のおよそ1/2で変化することは，前出の図2.3から容易に想像できる。また，変動荷重下の軸受理論(4.15)によれば，荷重の方向が軸の回転速さの1/2で軸と同じ方向に回転している場合には，軸受油膜圧力が発生せず軸受負荷容量が零となることもわかっている。それゆえ，軸受荷重Fの減少する回転後半においても軸受偏心率 ε_m の増大がみられるわけである。このような主軸受の軸心軌跡から，図4.12に示したような軸受すきま h_m の変化が生じてくることになる。

主軸受の場合と同様な変化傾向が，図4.13中のピストン軸受の偏心率 ε_p の軌跡にもみられる。ただし，主軸受の場合とは荷重Fの作用方向が逆転していることになるので，その軌跡の位相もほぼ反転している。軌跡の詳細にわたっては，軸受寸法の相違や軸受たるピストンの回転の影響により違いがみられる。

いずれにしても，ローリングピストン形回転圧縮機の特徴として，回転後半では，軸受荷重が軸の回転速度のおよそ1/2の速さで回転し，軸受負荷容量が減少して，軸受すきますなわち油膜厚さが減少する方向にあるということは，圧縮機の設計上，おおいに留意すべきことである。

4.4.4 軸受すきまの影響

ここでは，軸心の挙動に関連して，軸受半径すきまがピストン半径すきま漏れに及ぼす影響を検討する。図4.14には，ピストン軸受の半径すきま c_p あるいは主軸受の半径すきま c_m を変化させた場合の漏れ率 η_ℓ の理論計算結果が示されている。c_p あるいは c_m を縮小すると，どちらの場合にも η_ℓ は減少する傾向にあり，その減少割合はほぼ同等である。また，同図中には，主軸受の半径すきま c_m を主軸受内径を研削することによっ

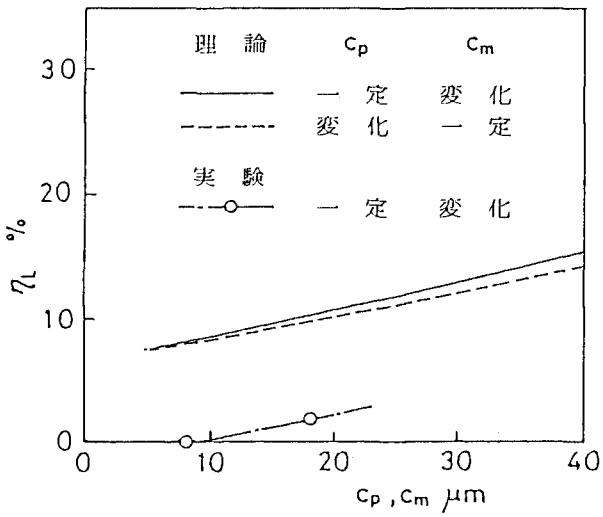


図4.14 漏れ率と軸受半径すきまの関係

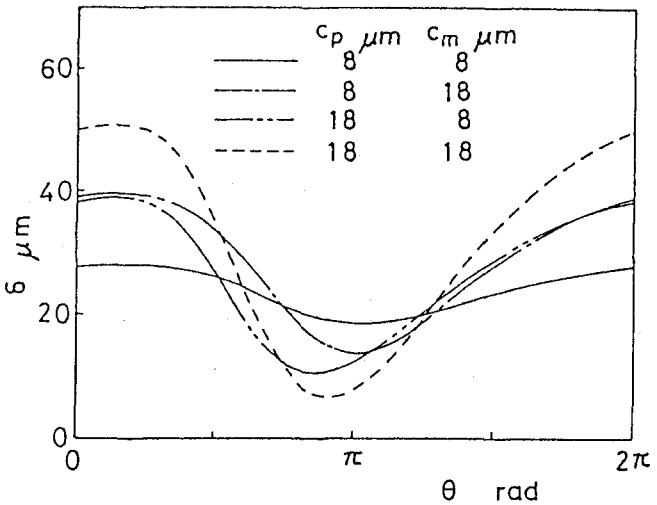


図 4.15　軸受半径すきまのピストン半径すきまへの影響

て変更した場合の実験結果が，そのときの圧縮機冷媒流量の変化（$c_m = 8\ \mu m$のときの値基準）を漏れ率η_ℓに換算して示されている。その傾きは理論計算線の傾きとだいたい良く一致しており，軸受すきまの漏れ量への影響が本解析法により予測できることがわかる。

一方，軸受半径すきまの変化がピストン半径すきまδの軸一回転中の変化に及ぼす計算上の影響を図示すると，図4.15のようになる。パラメータとして示したピストン軸受半径すきまc_pあるいは主軸受半径すきまc_mが小さくなるほど，すきま前後の圧力差が大きくて漏れ流速の大きくなる回転後期でのδの値が減少しており，これが，図4.14に示した漏れ率の減少傾向につながっていることがわかる。なお，c_pあるいはc_mを縮小すると回転中期でのδが多少増加してくるが，この時期での漏れ流速はあまり大きくないので，漏れ率に及ぼす影響は回転後期での影響ほど大きくはない。

ところで，軸受半径すきまc_p，c_mの縮小による漏れ量減少の効果は互いに独立であるので，両者を同時に縮小すればその効果も合計されてくる。ただし，軸受半径すきまの縮小には，軸受性能上からの限界が存在するであろう。

4.4.5　組立偏心の影響(1)

軸受内での軸心移動のほかに，ピストン半径すきまδに影響を及ぼす因子としては，圧縮機組立時のシリンダ中心と主軸受中心の偏心が挙げられる。図4.16には，組立偏心量δ_mを一定（$10\mu m$）として組立偏心角θ_mをいろいろと変化させた場合のピストン半径すきまδの変化パターンの理論計算結果が示されている。すきまδに対する偏心角θ_mの影響は顕著であり，たとえば，組立偏心の無い場合（$\delta_m = \theta_m = 0$，太い実線）に比べて，$\theta_m = 3\pi/2$ rad の組立偏心の場合（破線）には，漏れ流速の大きくなる回転後半でのδが縮小しており，総漏れ量は減少するものと思われる。それに対し，$\theta_m = \pi/2$ rad の場合（一点鎖線）には，回転後半でのδが拡大

しており，総漏れ量は増大すると予想される。一方，$\theta_m = 0$ rad（細い実線）および $\theta_m = \pi$ rad（二点鎖線）の場合には，回転中期と後期とにおける δ の拡大と縮小が逆転しており，軸一回転中の総漏れ量で考えるとその変化は相殺される傾向にあるものと思われる。

以上に述べてきた，組立偏心がピストン半径すきま δ の変化を通じて漏れ量に及ぼす影響を理論的に計算し，漏れ率 η_ℓ と組立偏心角 θ_m との関係で表すと図 4.17のようになる。すなわち，η_ℓ は，偏心の無い場合の η_ℓ（細い実線）のまわりに，θ_m の正弦関数的に変化している。一方，同図中には，偏心方向を調整して組立てた圧縮機の実冷媒流量の変化を漏れ率 η_ℓ に換算した実験結果が，$\delta_m = 0$ rad のときの実験値と理論計算値とが

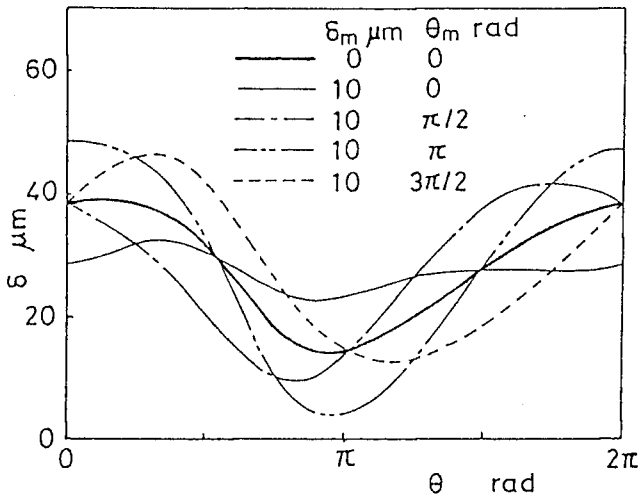


図 4.16　組立偏心のピストン半径すきまへの影響(1)

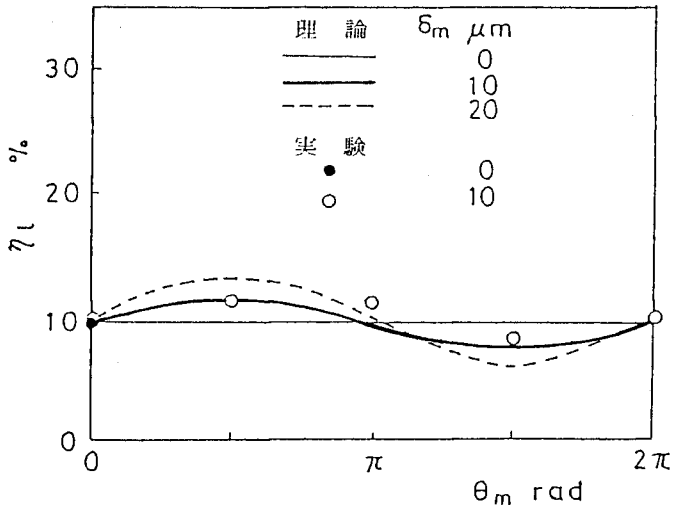


図 4.17　漏れ率と組立偏心角との関係

等しいものと仮定して示されている。実験点の変化傾向と理論曲線のそれとはだいたい一致しており，$\theta_m = 3\pi/2$ rad方向への組立偏心が漏れ量の低減に効果のあることが確かめられる。

なお，同図中には，組立偏心量 δ_m を変化させた場合の理論計算曲線も示されており，δ_m が大きくなるほど，$\theta_m = 3\pi/2$ rad 付近での η_ℓ は減少してくることがわかる。ただし，δ_m が大きくなるにつれて，δ の変化曲線の最小値が小さくなってくるので，ピストンとシリンダとがピストン半径すきまで接触するという危険性がしだいに増加してくることにはなる。

4.4.6 組立偏心の影響(2)

ピストン半径すきまにおける漏れを減少させるためには，そのすきまの基準となる同心半径すきま δ_0 を縮小することが最も望ましいことであるが，軸受内での軸心の移動を考えると，ピストン半径すきまでのピストンとシリンダの接触を避けるために，その縮小にはおのずから限界があるものと思われる。しかしながら，図4.16にみられるように，$\theta_m = 0$ rad 方向への組立偏心の場合には，ピストン半径すきま δ の変化が平滑化され，δ の軸一回転中の最小値は増大してくるので，そのような場合には同心半径すきま δ_0 を多少縮小しても不都合は生じないと思われる。そこで，組立偏心角 $\theta_m = 0$ radとして組立偏心量 δ_m をいろいろと変化させ，それと同時にピストン半径すきま δ の軸一回転中の最小値 $\delta_{min.}$ が組立偏心の無い場合（$\delta_m = 0$）のそれと等しくなるように同心半径すきま δ_0 を変化させた場合の，δ の変化パターンの理論計算結果を示すと図4.18のようになる。そして，これに対応したピストン半径すきまにおける漏れ量の変化を，漏れ率 η_ℓ と同心半径すきま δ_0 との関係で表すと，図4.19の破線のようになる。同図中の実線は，組立偏心の無い場合の η_ℓ と δ_0 との関係であり，δ_0 が小さくなるほど η_ℓ が減少してくるが，それと同時にピストン半径すきま δ の最小値 $\delta_{min.}$ も減少しており，点Bまでくると $\delta_{min.} = 0$ となってそれ以上の δ_0 の縮小は不可能となる。それに対し，破線の場合には，実線上の点Aと同一の最小すきま $\delta_{min.}$ を保ちながら，点Cまで δ_0 および η_ℓ の縮小が可能であり，点Cの漏れ率 η_ℓ は点Aのそれのおよそ1/2となっている。

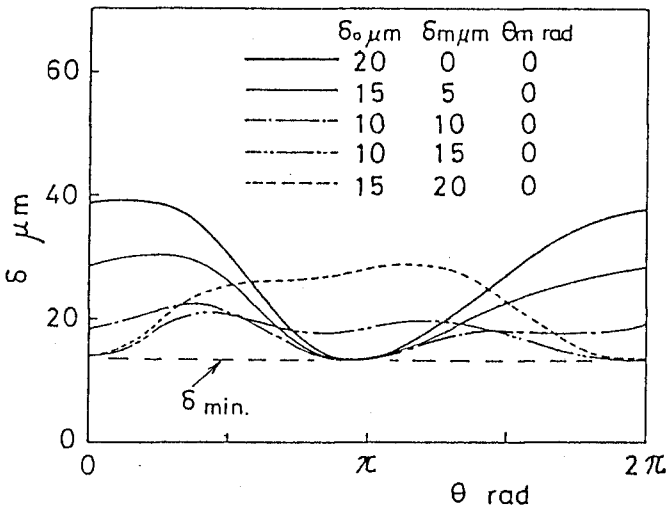


図4.18 組立偏心のピストン半径すきまへの影響(1)

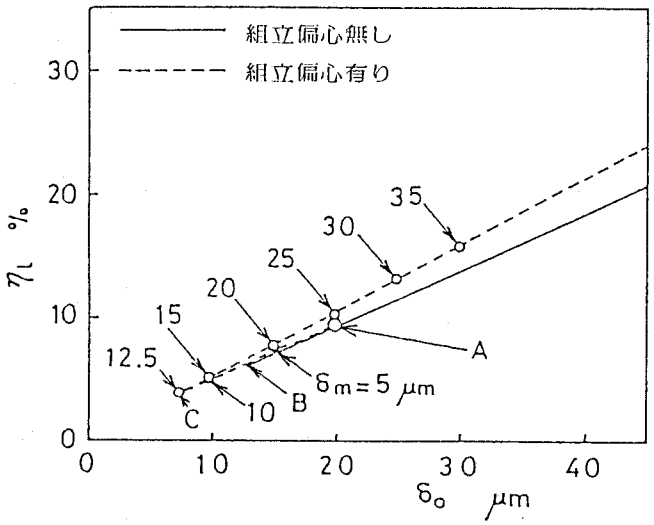


図 4.19　漏れ率と同心半径すきまの関係(2)

このように，$\theta_m = 0$ rad 方向への適当量の偏心を有する圧縮機の組立と同心半径すきま δ_0 の適当量の縮小とを組合わせれば，ピストン半径すきまでのピストンとシリンダの接触の危険性を増すことなく，漏れ量を減少させることができる。その場合，適当量とは，組立偏心の無い場合に軸心の挙動によって決まるピストン半径すきま δ の軸一回転中の変動幅の 1 / 2 のことである。

なお，δ の変動幅に対する，圧力や回転数といった圧縮機の運転条件の影響を理論計算により調べたところ，δ の変化パターンには大きな変化が認められず，組立偏心の最適値もあまり変化しないことがわかった。

4.5　ま と め

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機のピストン半径すきまにおける漏れ損失について理論的ならびに実験的に検討を行い，以下のまとめを得た。

(1)　ピストン半径すきまにおける漏れ量を，流体摩擦を考慮した流路モデルを仮定して理論的に解析し，その妥当性を実験結果との比較によって確かめた。

(2)　ピストン軸受および主軸受における軸心の移動により，軸の回転後期すなわち吐出し過程におけるすきま値および漏れ量の増大がある。

(3)　ピストン軸受および主軸受の軸受すきまを縮小することは，ピストン半径すきまの変動を抑制し，漏れ量の減少に効果がある。

(4)　シリンダ中心に対し主軸受中心を $\theta_m = 3\pi / 2$ rad 方向へ偏心させて組立てれば，回転後半でのピストン半径すきまが減少し漏れ量も減少する。

(5)　$\theta_m = 0$ rad 方向への適当量の偏心組立と適当量の同心半径すきまの縮小とを組合わせれば，漏れ量の減少に大いに効果がある。

付　録　1

モデル流路流量計算プログラム

```
C       PISION RADIAL LEAKAGE
        FUNC0(XYZ)=(XYZ-1.1+A54*(A55-ALOG(XYZ+A50)))/PI
        FUNC1(XYZ)=A56/SQRT(XYZ*(1.+A50*XYZ))
        FUNC2(XYZ)=(1.+A50*XYZ)**A51
  199   E=0.32;RC=2.7;HC=2.0;PAI=ATAN(1.)*4.
        READ(5,100,END=999)CEF,PC,PS,TC,VG,RG,UG,PI
        CEF=0.0023
        A60=2./(980.*UG*HC);A61=PAI*RC/E
        CEFE=CEF/E;PCS=PC/PS;A63=PI*PI-1.;A64=PI-1.
        A50=(PI-1.)/2.;A51=PI/(PI-1.);A52=980.*RG*PI;  A53=HC/RG
        A54=(PI+1.)/2.;A55=ALOG(A54);A56=SQRT(A54);PI2=2./PI
        PIK=(PI+1.)/PI;PII=(PI-1.)/PI;PCR=(2./(PI+1.))**(1./PII)
        PP=PS/PC;IF(PP.LE.PCR)PP=PCR
        A34= HC*CEF*PC*SQRT(1960./(PII*RG*TC))
        Y55= G= A34*SQRT (PP**PI2-PP**PIK);PCSR=1./PCS
        WRITE(6,110) CEF,PC,PS,TC,VG,RG,UG,PI,PCSR
        GS=0.;GM=G
        DO 870 IQ=1,10
        Y55=(GS+GM)/2.
        RE=A60*Y55;IF(RE.LT.1.)RE=1.
        RD=96./RE;IF(RE.GT.3560.)RD=0.3164/SQRT(SQRT(RE))
        RDL=RD*A61/SQRT(1.-(1-CEFE)**2)
        XMS=0.;XMM=1
        DO  800   IT = 1 , 11
        XMN=(XMM+XMS)*0.5;IF(FUNC0(1./(XMN*XMN))-RDL)801,810,802
  801   XMM=XMN;GO TO 800
  802   XMS=XMN
  800   CONTINUE
  810   XMN2=XMN*XMN;POST=FUNC1(XMN2)*FUNC2(XMN2)
        IF(POST.LE.PCS)PE=PC/POST;XME=XME2=1.;XMT=XMN;ITT=0; GO TO 860
        RDL=FUNC0(1./XMN2);XMSS=0.;XMMM=XMN
        DO 850  ITT = 1 , 11
        XMT=(XMMM+XMSS)*0.5;XMT2=XMT*XMT
        PEST=FUNC1(XMT2)*FUNC2(XMT2) / PCS
        XME2=(SQRT(1.+A63/(PEST*PEST))-1.)/A64;XME=SQRT(XME2)
        IF(XME.LE.XMT)XME2=A63/(2.*A64*PEST*PEST);XME=SQRT(XME2)
  840   IF((XMT-XMSS).LE.0.0005) GO TO 851
        IF(FUNC0(1./XMT2)-FUNC0(1./XME2)-RDL)842,851,841
  841   XMSS=XMT;GO TO 850
  842   XMMM=XMT
  850   CONTINUE
  851   PE=PS
  860   TE=TC/(1.+A50*XME2);VE=SQRT(TE*A52)*XME
        Y5=VE*PE*CEF*A53/TE;COE=Y5/G
        IF(ABS(Y5-Y55).LE.0.0001)GO TO 871
        IF(Y5-Y55) 869,871,868
  868   GS=Y55;GO TO 870
  869   GM=Y55
  870   CONTINUE
  871   VY5=VG*Y5
        WRITE(6,120)IQ,IT,ITT,PE,XMN,XME,TE,VE
        WRITE(6,121) Y55,Y5,G,COE,VY5,RE,RD,RDL
        GO TO 199
  999   STOP
  100   FORMAT( 8E10.1)
  110   FORMAT ( //1H ,10X'CEF',11X'PC',11X'PS',11X'TC',11X'VG',
       & 11X'RG',11X'UG',11X'PI',10X'PCS'
       & /1H ,F13.5,2F13.0,3F13.2,E13.4,2F13.3)
  120   FORMAT( 1H ,8X'IQ    IT   ITT',16X'PE',10X'XMN',10X'XME',
       & 11X'TE',11X'VE'/1H ,5X,3I5,6X,F13.0,2F13.5,2F13.2)
```

```
121 FORMAT(1H ,36X'Y55',11X'Y5',12X'G',10X'CUE',10X'VY5',11X'RE RD
   & /1H ,26X,4F13.6,F13.3,F13.0,2F13.5)
    END
```

付 録 2

ピストン半径すきま漏れ計算プログラム

```
C     CALCULATION OF PISTON RADIAL LEAKAGE
      DIMENSION Y(9),YO(9),QO(8),XI(361),XXSI(361),XXCI(361),XXXSI(361),
     1XXXCI(361),EW(361),OMD(361),WPSI(361),WPCI(361),D2I(361),C7I(361),
     2UWDXI(361),XFI(363),PLI(361),XLI(361),XDI(361)
      DIMENSION R(2),HL(2),CC(2),A17(2),RAM(2),A23(2),A24(2),
     1 RM1(2),RM2(2),RM3(2),RM4(2),RM5(2),RM6(2),RM7(2),RM8(2),RM9(2),
     2 BAW(2),ZETA1(2),ZETA2(2),AL(2),A18(2) ,G(361)
      DIMENSION PC(361), TO(361)
      DIMENSION REI(363)
                        FUNC0(XYZ)=( (XYZ-1.)+A54*(A55-ALOG(XYZ+A50)) )/ PI
                        FUNC1(XYZ)=A56/SQRT( XYZ*(1.+A50*XYZ) )
                        FUNC2(XYZ)= ( 1.+A50*XYZ)**A51
      READ(5,100,END=999) U2,U3,VC,U0,U1,VC1
      READ(5,100,END=999) RC,RP,RPP,RV,HC,HJ,HV,HVV
      READ(5,100,END=999) WWP,WWV,SL,SK,YO(1),YO(3),HVC,BB
      READ(5,100,END=999) PS,PD,PI,UU11,UU22,RPM,C,ETA
  199 N=180; L=10; K=4
      READ(5,100,END=999) R(2),HL(2),CC(2),CME,ECC,ECA,TS,C
      TS=308.
      WRITE(6,110) N,L,K,BB,HVC,U0,U1,VC1
      WRITE(6,111) RC, RP, RPP, RV, HC, HJ, HV, HVV, WWP, WWV
      WRITE(6,112) PS, PD, PI, U1, U2, U3,VC,RPM,C,ETA,SL,SK
      WRITE(6,113) R(2),HL(2),CC(2),CME,ECC,ECA,TS
      PAI=ATAN(1.)*4.; PAI2=PAI*2.; PAI1=PAI**2; DPAI=180./PAI
      OM1=PAI*RPM/30.; E=RC-RP; HCC=HC*0.5; B=BB/DPAI; A1=RP+RV
      A9=(RC+RV)*COS(B); A30=(RC+RV)*SIN(B)/A1; A31=A30*A1*HCC+HVC*HC
      A19=E*OM1; A2=E/A1; A3=RC*RC*HCC; A4=RP*RP*HCC; A5=E*A1*HCC
      A6=RV*RV*HCC; A7=(A3-A4)*PAI2; A8=PS*A7**PI; A10=HV-2.*HVC
      A11=HV*PD-(HV-HVC)*PS; OM12=OM1*A19; A12=WWV*HC*HV*HVV*OM12/980.
      A13=A2*A12; A14=2.*RV; A16=OM12*WWP*PAI*(RP**2-RPP**2)*HC/980.
      A25=1960./(WWP*PAI*HC*(RP**4-RPP**4))*RPP; A28=RP/RPP; A35=OM12/RP
      A32=PAI2*ETA*(RP**4-RPP**4)/(RPP*0.0010)
      PAI24=24./PAI ; PAI48=48./PAI; PAI96=96./PAI
      R(1)=RPP;HL(1)=HJ;CC(1)=C
      EAA=ECA/DPAI
      DO 201 I=1,2
      A17(I)=CC(I)/(R(I)*2.);RAM(I)=HL(I)/(R(I)*2.)
      AL(I)=PAI1/(2.*RAM(I)**2)
      A23(I)=ETA*R(I)*HL(I)/(4.*PAI*A17(I)**2)*FLOAT(I)
      A24(I)=4.*A17(I)*PAI1;A18(I)=A17(I)*PAI**3/(12.*A23(I)*A24(I))
      RAM1=PAI*R(I)/HL(I);RAM2=RAM1**2
      RM1(I)=1./(RAM2+1.);RM2(I)=1./(RAM2+4.)
      RM3(I)=RM2(I)*RAM2/(RAM2+9.);RM4(I)=RM1(I)*(RAM2-2.)/4.
      RM5(I)=RM4(I)*RM2(I)*2.; RM6(I)=RM4(I)+RM3(I)*(RAM2+10.)/4.
      RM7(I)=RM4(I)*RM3(I);RM8(I)=RM4(I)*RM1(I)*2.
      RM9(I)=RM4(I)**2*RM2(I)*4.;BAW(I)=1./(2.*A23(I))
      SRAM=SQRT(RAM(I));ZETA1(I)=0.36*SRAM;ZETA2(I)=0.34*SRAM
  201 CONTINUE
      DO  399  IA = 1 , 363
  399 REI(IA)= XFI(IA) = -1.E6
      UVC=(U2-U3)*SQRT(ETA*HC/VC) ; WVI=20000.
      UVC1=(U0-U1)*SQRT(ETA*HC/VC1) ; UW=2000.
      PII=(PI-1.)/PI; BTH=PS*A7*RPM*((PD/PS)**PII-1.)/(612000.*PII)
      PI2=2./PI; PIK=(PI+1.)/PI; PCR=(2./(PI+1.))**(1./PII)
```

```
      VSG=0.9*980.7*TS/PS
      A34=HC*SQRT(1960./(PII*VSG*PS**(1./PI)))*OM1/PAI2
      A36=RC*PAI/(2.*E); A37=2.*PAI2/(980.*1.5E-7*HC*OM1)
      A20=OM1/(PAI2*10200.); A20J=A20*R(2)*OM1; A21=A19*A20
      A50=(PI-1.)/2.; A51=PI/(PI-1.); A52=980.*980.7*0.9*PI
      A61=PAI*RC/E              ;A54=(PI+1)/2; A55=ALOG(A54); A56=SQRT(A54)
      A60=2.*PAI2/(980.*1.5E-7*HC*OM1); A53=HC*OM1/(980.7*0.9*PAI2)
      PIT=1.2 ;  A62=(1.-PIT) / PIT
      A64=PI-1. ; A63=PI*PI-1.
      DDA=180./N; DAA=PAI/N; DA=DAA*2.; DT=DA/OM1; DT2=DT*0.5
      NN=2*N; NN1=NN+1; N1=N+1; III=1
      PDD=1.2*PD
      DO 200 I=1, NN1
      X=XI(I)=DAA*(I-1); XB=X-B; XC=COS(XB); XS=SIN(XB)
      XXS=XXSI(I)=XS*A2+A30; XAB=ASIN(XXS); XXC=XXCI(I)=COS(XAB)
      XX=XAB-B; XXX=XX+X; XXXS=XXXSI(I)=SIN(XXX); XXXC=XXXCI(I)=COS(XXX)
      XCXC=XC/XXC; EW(I)=XCXC*A19; UMD(I)=A35*(XS-A2*XXS*XCXC**2)/XXC
      XL=A9-A1*XXC-E*XC; IF(III.NE.1) GOTO 400
      VOL=A7-A3*X+A4*XXX+A5*XXXS-A6*(XAB-TAN(B))-A31*XL
      P=A8/(VOL**PI); IF(P.LT.PDD) GOTO 410
      III=2; IPD=I; PDX=(PDD-PD)/FLOAT(NN1-IPD)
400   IF(I.NE.NN1) P=PDD-PDX*FLOAT(I-IPD); GOTO 410
      P=PS
410   PL=(P-PS)*HC; APL=RP*PL; WPP=HC*(A11-P*HVC)-RV*XXS*PL
      WPSI(I)=APL*(1.-XXXC); WPCI(I)=APL*XXXS+A16
      D2I(I)=D2=WPP+SK*(SL-XL)-A12*XC+A13*(XCXC**2-XS**2)/XXC
      PLI(I)=PL            ; XLI(I)=XL     ; XDI1=XDI(I)=(XS+XXS*XCXC)*A19
      UWDXI(I)=XDI1*A20; C7I(I)=XLI(I)-HVV
      PC(I)=P; PP=PS/P; TD(I)=TS*PP**A62;  IF( PP.LE.PCR )  PP=PCR
      G(I)=A34*SQRT(P**PIK*(PP**PI2-PP**PIK))
200   CONTINUE
      R1=1.-SQRT(0.5); R2=2.-R1; Z1=DT*0.5; Z2=DT*R1; Z3=DT*R2
      QO(1) = QO(2) = QO(3) = QO(4) = QO(5) = QO( 6) = QO(7) = QO(8)= 0.
      YO(7)=YO(1);                    YO(9)=Y(7)=Y(8)=Y(5)=0.
          YO(4)=YO(5)=YO(6)=        YO(8)=X=Y(1)=Y(2)=YO(2)=0.
      V=1.; I=1; XFI(1)=-PAI
      CALL SHIKI
      DO 630 KKK=1,K
      WRITE(6,120) KKK
      PAOM=PAI2/OM1; Y444= Y(4)*PAOM; Y555= Y(5)*PAOM
      WRITE(6,121) X,WW,FVI,UI,V,YO(3),XF,OM3I,YO(1),YO(2),YO(7),YO(8),
     & Y444,Y555  ,COE,RE,CEF,XMT,XME,TE
      LL=0; IF(KKK.NE.K) LL=LL+100
      DO 611 KK=2,NN,2
210   DO 211 J=1,8
      Z=Z1*Y(J); Q=Z-QO(J); YO(J)=Q+YO(J)
211   QO(J) = QO(J) + 3. * Q - Z
      I=KK; CALL SHIKI
220   DO 222 J=1,8
      Z=Z2*Y(J); Q=Z-QO(J)*R1; YO(J)=Q+YO(J)
222   QO(J) = QO(J) + 3. * Q - Z
      CALL SHIKI
230   DO 233 J=1,8
      Z=Z3*Y(J); Q=Z-QO(J)*R2; YO(J)=Q+YO(J)
233   QO(J) = QO(J) + 3. * Q - Z
      I=I+1; CALL SHIKI
240   DO 244 J=1,8
      Z=Z1*Y(J); Q=Z-QO(J); YO(J)=Q/3.+YO(J)
244    QO ( J ) = QO ( J ) + Q - Z
      CALL SHIKI
      LL=LL+1; IF(LL.NE.L) GOTO 611
      X=DDA*KK
      PAOM=PAI2/OM1; Y444= Y(4)*PAOM; Y555= Y(5)*PAOM
      WRITE(6,121) X,WW,FVI,UI,V,YO(3),XF,OM3I,YO(1),YO(2),YO(7),YO(8),
```

```
      & Y444,Y555  ,COE,RE,CEF,XMT,XME,TE
        LL=0
  611 CONTINUE
      GTH=A7*RPM/(60.*VSG); VEFF=YO(5)/GTH*100.
      XFI(NN+3) = XFI(3) + PAI2 ; XFI(2) = XFI(NN+2) - PAI2
      WRITE(6,122) GTH, VEFF, YO(4), YO(5)
      YO(4)=YO(5)=YO(6)=X=0.
      IF(YO(2).GE.PAI) YO(2)=YO(2)-PAI2
      IF(YO(8).GE.PAI) YO(8)=YO(8)-PAI2
  630 CONTINUE
      GO TO 199
  100 FORMAT ( 8E10.1 )
  110 FORMAT (1H0, 10X, 'CALCULATION OF PISTON MOTION   (CM.GR.S)'/
      &1H ,6X,'N=',I4,5X,'L=',I3,5X,'K=',I3,5X,'BB=',F6.1,5X,'HVC=',F8.4,
      &'  U0,U1,VC1',2F5.3,E9.3)
  111 FORMAT(1H ,6X,'RCYL',8X,'RPISU',7X,'RPISIN',6X,'RVANE',7X,'HCYL',
      &8X,'HCRN',10X,'HV',10X,'LV',8X,'W PIS',9X,'W VANE'/1H ,10F12.4)
  112 FORMAT(1H ,6X,'PSUC',8X,'PDIS',4X,'P IND',4X,'U1',5X,'U2',5X,'U3',
      & 5X,'VC',  8X,'RPM',7X,'RAD CLEA',6X,'ETA',8X,'IN.DISP',5X,'SPRNG'
      &          /1H ,2F12.1,4F7.3,E9.3,F12.1,F12.5,E12.3,F12.4,F12.1)
  113 FORMAT(1H ,6X,'RJ,HJ,CJ=',2F6.3,F7.5,3X,'MCLEA,ECC,ECA=',2F7.5,
      & F6.1,3X,'TS=',F6.1)
  120 FORMAT(1H ,3HK =,I4/1H ,' DEG    W        EV       UI      V     OM2
      & ARG W   OMW     KAI    FAI    KAIJ   FAIJ     G1      G2   COE
      &RE     CEF    MT    ME   TE')
  121 FORMAT(1H ,F5.0,F8.0,F7.0,F6.3,F7.1,2F7.2,F7.1,
      & 6F7.3,F6.3,F8.0,F7.5,2F5.3,F5.0)
  122 FORMAT(1H ,20X,'GTH(G/S)=',F8.3,'V EFF=',F6.2,'G1 G2',2F7.3)
  999 STOP
      SUBROUTINE SHIKI
      DO 550 IM=1,2
      M=1;  IF(IM.EQ.2) M=7
      MM=M+1; MMM=M+2
      IF(ABS(YO(M)).GE.1.) WRITE(6,150) M,YO(M); YO(M)=0.9999
      YO1=YO(M); YO12=YO1*YO1; YO13=YO12*YO1; YO14=YO13*YO1
      YY1=1.-YO12; YY2=2.+YO12; YY3=2.-YO12; YY4=4.-YO12; YY5=4.-3.*YO12
      YY9=3.*YY4; YY10=8.*YO1; YY11=2.*YO1; YY12=12.-YO12;SQYY=SQRT(YY1)
      SYO2=SIN(YO(MM));CYO2=COS(YO(MM))
      X=XI(I); IF( M.EQ.7) GO TO 561
      V1=V; V=RP*YO(3)+EW(I)
      UI=SIGN(U2-UVC*SQRT(ABS(V/WVI)),V)
  206 X9=XDI(I);C1=U0-UVC1*SQRT(ABS(X9/UW)) ; IF(C1.LT.0.01) C1=0.01
      C1=SIGN(C1,X9)
      C77=C7I(I)-C1*(A14*XXSI(I)-A10);C88=HVV+HV*C1
      C8=(C88+XLI(I)-A14*(1.-XXCI(I)))*C1 ;C66=XXCI(I)+UI*XXSI(I)
      WVU=D2I(I)*C7I(I)+C1*PLI(I)*XLI(I)*C88 ; AID=1.
  207 WVI=WVU/(C66*C77+(XXSI(I)-UI*XXCI(I))*C8)    ; FVI=UI*WVI
      WRI=WPCI(I)-FVI*XXXSI(I)-WVI*XXXCI(I)
      WXI=WVI*XXXSI(I)-FVI*XXXCI(I)-WPSI(I)
      WW=SQRT(WXI*WXI+WRI*WRI);UY=D2I(I)-C66*WVI;UWXI=UWDXI(I)*UY*AID
      UW=UY/C1
      IF(UWXI.GE.0.) GOTO 560
      IF(AID.LT.0.) GOTO 560
      WVU=WVU-D2I(I)*C7I(I)*2.; C77=C77-C7I(I)*2.; AID=-1; GOTO 207
  560 XF= XFI(I+1) =X+ ATAN2(WXI,WRI) ; XF2=XFI(I+2)
      IF( XF2.LT.-1.E5 )  OM3I = ASIN (SIN( XF-XFI(I)))/DT2 ; GO TO 561
      OM3I= ASIN( SIN( XF2-XFI(I)))/DT
  561 OMSS=OM1+YO(MMM)-2.*(OM3I+Y(MM)); XY=ATAN(2.*Y(M)/(YO1*OMSS))
      XY1=(1.-ZETA1(IM)*YO1)*XY;  XY2=(1.+ZETA2(IM)*YO1)*XY+PAI
      IF(OMSS.LT.0.) XYY=XY1; XY1=XY2; XY2=XYY+PAI2
      SXY1=SIN(XY1); CXY1=COS(XY1); SXY2=SIN(XY2); CXY2=COS(XY2)
      SXY21=SXY2-SXY1; CXY21=CXY2-CXY1
      SC21=2.*(SXY2*CXY2-SXY1*CXY1); CC21=2.*(CXY2**2-CXY1**2)
      YC1=1./(1.+YO1*CXY1);YC2=1./(1.+YO1*CXY2);YC21=YC2-YC1
```

```
      SYC1=YC1*SXY1;SYC2=YC2*SXY2;SYC21=SYC2-SYC1;YCL21=ALOG(YC1/YC2)
      T1=ATAN2(SQYY*SXY1,YO1+CXY1);T2=ATAN2(SQYY*SXY2,YO1+CXY2)
      T21=T2-T1; IF(T21.LT.0.) T21=T21+PAI2
      T216=T21/SQYY;T218=T216/YY1;SYC27=SYC21*YO1/YY1;XY21=XY2-XY1
      AI12=PAI48/YO12; AI23=PAI96/YO13; AI34=PAI48/YO14
      CI12=PAI24/YO12; CI23=PAI48/YO13
      AI1=AI12*(YO1*SYC21-XY21+T216);CI1=CI12*(YY2*YC21+2.*YCL21)
      AI2=AI23*(YO1*(SXY21+SYC21)-2.*XY21+YY3*T216)
      AI3=AI34*(YY10*SXY21-YY9*XY21-YO12*SC21+YO1*YY4*SYC21+3.*YY5*T216)
      AJ1=AI12*(YC21+YCL21);AJ2=AI23*(YC21-YO1*CXY21+2.*YCL21)
      AJ3=AI34*(YO12*CC21-YY10*CXY21+YY4*YC21+YY12*YCL21)
      CJ1=CI12*(2.*XY21-YY2*SYC27-(2.-4.*YO12-YO14)*T218)
      CJ2=CI23*(4.*XY21-YY11*SXY21-YY3*SYC27-(4.-6.*YO12+YO14)*T218)
      CJ3=AI34*(YY12*XY21-YY10*SXY21+YO12*SC21-YY5*SYC27-(12.-19.*YO12+
     & 6.*YO14)*T218) ; CI2=CI23*(YY3*YC21-YY11*CXY21+4.*YCL21)
      CI3=AI34*(YO12*CC21-YY10*CXY21+YY5*YC21+YY9*YCL21)
      AB1=YO1*RM1(IM)*(1.+YO12*RM4(IM)); AB3=YO13*RM7(IM)
      AB2=YO12*RM5(IM)*(1.+YO12*RM6(IM))
      CB1=AB1/YO1+YO12*RM8(IM); CB2=AB2/YO1+YO13*RM9(IM); CB3=AB3/YO1
      B1=AB1*AI1+AB2*AI2+AB3*AI3; B2=CB1*CI1+CB2*CI2+CB3*CI3
      B3=AB1*AJ1+AB2*AJ2+AB3*AJ3; B4=CB1*CJ1+CB2*CJ2+CB3*CJ3
      PAB=BAW(IM)*WW/(B1*B4-B2*B3); Y(M)=PAB*(B1*CYO2-B3*SYO2)
      Y(MM)=0.5*OMSS+Y(MM)-PAB*(B4*SYO2-B2*CYO2)
      S=A23(IM)*(OM1-YO(MMM))/WW; ASYS=A17(IM)*YO1*SYO2
      FU=S*A24(IM)/SQYY+ASYS
      Y(MMM)=A25*((FU-2.*ASYS)*WW-FVI*A28-YO(MMM)*A32)
  550 CONTINUE
      Y(6)=FU*WW*A20J
      XDX=X-XF;  CEX=CME-ECC*COS(X-EAA);  Y(4)=CEX*G(I)
      CEF=CEX-C*YU(1)*COS(XDX-YO(2))-CC(2)*YO(7)*COS(XDX-YO(8))
      IF(CEF.LE.0.)  CEF=COE=Y(5)=XMT=XME=RE=0;TE=TO(I); GO TO 149
      IF(G(I).LE.0.)      COE=Y(5)=XMT=XME=RE=0;TE=TO(I); GO TO 149
      RE=REI(I+1) ; IF( RE.LT.-1 )  RE=A60*Y(5)
      IF(RE.LT.1.)  RE=1.
      RD = 96./RE ; IF(RE.GT.3560.)  RD=0.3164/SQRT(SQRT(RE))
      RDL=RD*A61/SQRT(1.- ( 1.-CEF/E)**2 )
      XMS=0. ; XMM=1.
      DO  800  IT = 1 , 11
      XMN=(XMM+XMS)*0.5; IF(FUNC0(1./(XMN*XMN))-RDL)  801,810,802
  801 XMM= XMN ; GO TO 800
  802 XMS = XMN
  800 CONTINUE
  810 XMN2=XMN*XMN; POST=FUNC1(XMN2)*FUNC2(XMN2) ; PCS=PC(I)/PS
      IF(POST.LE.PCS) PE=PC(I)/POST;XME=XME2=1.;XMT=XMN ; GO TO 860
      RDL=FUNC0(1./XMN2)
      XMSS=0. ; XMMM=XMN
      DO  850  ITI= 1 , 11
      XMT=(XMMM+XMSS)*0.5 ; XMT2=XMT*XMT
      PEST=FUNC1(XMT2)*FUNC2(XMT2)/PCS
      XME2=      (SQRT(1.+A63/PEST**2)-1.)/A64  ; XME=SQRT(XME2)
      IF(XME.LE.XMT) XME2=A63/(2.*A64*PEST*PEST) ;XME=SQRT(XME2)
  840 IF ((XMT - XMSS ).LE. 0.0005)   GO TO 851
      IF(FUNC0(1/XMT2)-FUNC0(1./XME2)-RDL)  842, 851 , 841
  841 XMSS = XMT  ;  GO TO  850
  842 XMMM = XMT
  850 CONTINUE
  851 PE = PS
  860 TE= TO(I)/(1.+A50*XME2) ; VE= SQRT( TE*A52 ) * XME
      Y(5)= VE*PE*CEF*A53/TE ; COE= Y(5)/(CEF*G(I))
      REI(I+1) = A60*Y(5)
  150 FORMAT(1H ,I4,E16.7)
  149 RETURN
      END
```

第5章　漏れ損失特性
（ピストン端面すきま漏れ）

5.1　まえがき

ローリングピストン形回転圧縮機において発生する特徴的な漏れ損失のうち，ピストン半径すきまにおける漏れについては，第4章で述べてきたので，本章では，ピストン端面すきまにおける漏れについて解明する。この部分における漏れについては，従来，若干の研究[5.1)～(5.4)]が行われているが，それらでは，漏れ量の算出にあたり，冷媒と冷凍機油の混合した漏れ流体の性質に関する解析が不十分であり，漏れが圧縮機の性能に及ぼす影響の検討も不足している。また，圧縮機運転中のピストン端面のすきまについても，シリンダとピストンの高さ寸法の差に相当するすきまが，ピストンの上下端面に均等に配分されていると仮定したり，一方に片寄っていると仮定したりして，何ら考察を加えていない。

そこで，本研究では，冷媒の溶解している冷凍機油の流れの特殊性を考慮しながらも比較的簡単な理論解析によりピストン端面すきまにおける漏れ量を明らかにするとともに，すきま値についても，圧縮機の特徴を加味して実験的に検討していく。そして，ピストン端面すきま漏れが圧縮機の性能に及ぼす影響を，理論的ならびに実験的に調べ，漏れ量を減少させ圧縮機の性能を向上させるピストン端面の形状について考察を加える。

5.2　理論解析

5.2.1　漏れ径路

ローリングピストン形回転圧縮機のピストン端面すきまにおける漏れ径路を，図5.1の圧縮機の断面図に従って説明する。ピストンの内側には，密閉容器下部に蓄えられている高温高圧状態の冷凍機油が，回転軸中心穴を経由して偏心部の給油孔より給油されている。それゆえ，ピストンの上下端面とフレームおよびシリンダヘッド平面間のすきまでは，ピストンの内側から圧力の低いピストンの外側へ向って，冷凍機油の漏れが生じてくる。それ以外にも，ピストン端面上のすきまでは，圧縮室から吸込室へ向っての圧縮気体冷媒の漏れや，過圧縮に伴う圧縮室からピストン内側へ向っての高圧気体冷媒の漏れ，さらには，軸およびピストンが回転することによって誘起される漏れなど，さまざまな形態の漏れの発生が考えられるが，それらは，ピストン内側から外側へ向っての冷凍機油の漏れに比べて少なく，圧縮機の性能に及ぼす影響も小さいと考えられるので，本研究での解析は省略する。

5.2.2　漏れの性質

密閉容器下部に蓄えられている冷凍機油には，シリンダより吐出された高温高圧の冷媒が十分溶解している。この冷凍機油がピストンの内側に供給され，ピストン端面すきまを漏れながら圧力降下すると，冷凍機油の冷媒溶解能力が低下する[5.5)]ので，それまでは冷凍機油中に溶解していた冷媒が気体となって放出されて二相状態となってくると考えられる。いま，ピストンの内側が圧縮機の吐出し圧力に対応した冷媒溶解度 w_d の冷凍機油で満たされており，この冷凍機油が質量流量 q_m でピストン端面すきまを漏れ，端面上で任意の圧力（それに対応した冷媒の溶解度w）まで圧力降下して溶解度の差に相当する量の冷媒をすべて気体として放出する場合を仮

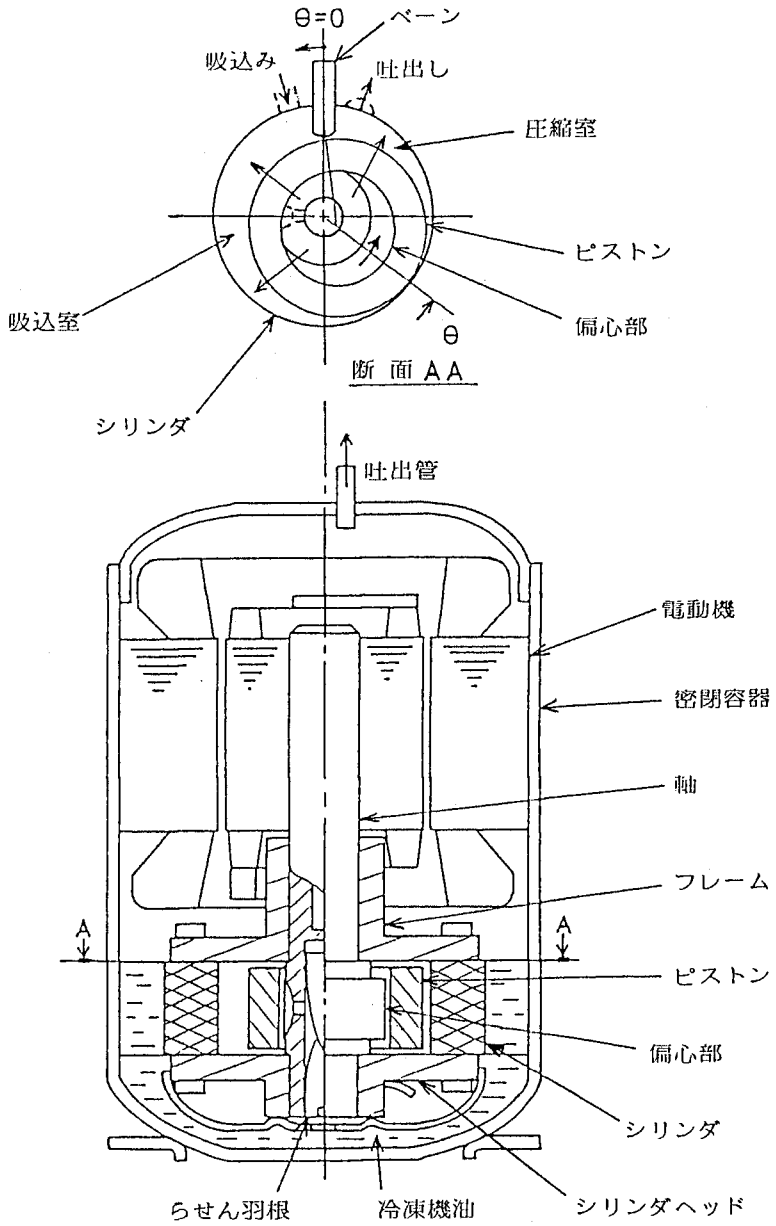


図 5.1　圧縮機の断面図

定してみる。この圧力状態において，冷凍機油より解離して気体として存在する冷媒部分の漏れ質量流量をq_{mg}，液体として存在する冷凍機油部分の漏れ質量流量を$q_{m\ell}$とすると，つぎの関係式が成立つ。

$$q_{mg}+wq_{m\ell} = w_d q_m \quad \cdots\cdots(5.1)$$

一方，このときの流れのクオリティ（気体質量率）をx_gとすれば，q_{mg}および$q_{m\ell}$は，それぞれ次式で表さ

れる。

$$q_{mg} = \chi_g q_m \quad \cdots\cdots (5.2)$$

$$q_{m\ell} = (1-\chi_g) q_m \quad \cdots\cdots (5.3)$$

式（5.1）から（5.3）より，クオリティ χ_g と冷媒溶解度wとの関係はつぎのように表される。

$$\chi_g = (w_d - w)/(1-w) \quad \cdots\cdots (5.4)$$

また，流れのボイド率（気体体積率）を f_g とし，気相と液相の相対速度のない均質流を仮定すれば，f_g と χ_g との間には，つぎの関係式が成立つ。(5.6)

$$f_g = 1/\{1+(1/\chi_g - 1)\rho_g/\rho_\ell\} \quad \cdots\cdots (5.5)$$

ここに，ρ_g および ρ_ℓ は気相および液相の密度である。

さて，ここで，流れのみかけの物性値について考えてみる。まず，みかけの密度 ρ_* は，全質量と全体積の比として次式で表される。

$$\rho_* = \frac{q_{mg}+q_{m\ell}}{q_{mg}/\rho_g + q_{m\ell}/\rho_\ell} = f_g\rho_g + (1-f_g)\rho_\ell \quad \cdots\cdots (5.6)$$

つぎに，みかけの粘性係数 μ_* について考えるが，二相流の場合の統一的な取扱い方が確立されていない(5.7)ので，ここでは，気相および液相の占める体積割合に比例依存すると仮定して，それぞれの相の粘性係数のボイド率あん分比例で μ_* を表すことにする。

$$\mu_* = f_g\mu_g + (1-f_g)\mu_\ell \quad \cdots\cdots (5.7)$$

ここに，μ_g，μ_ℓ は気相および液相の粘性係数である。したがって，流れのみかけの動粘性係数 ν_* は，μ_* と ρ_* との比としてつぎのように表される。

$$\nu_* = \frac{\nu_*}{\rho_*} = \chi_g\nu_g + (1-\chi_g)\nu_\ell \quad \cdots\cdots (5.8)$$

ここに，ν_g，ν_ℓ は気相および液相の動粘性係数であり，$\nu_g = \mu_g/\rho_g$，$\nu_\ell = \mu_\ell/\rho_\ell$ で表される。

以上に導いてきた流れのみかけの物性値 ρ_*，μ_*，ν_*，およびクオリティ χ_g の冷凍機油の圧力降下に伴う変化を計算して，図5.2に例示する。ただし，同図は，空調機用圧縮機の標準的な吐出し圧力 Pd ＝2.03 MPa〔20.7 kgf/cm²〕に相当する冷媒R22の飽和溶解した冷凍機油が等温的に圧力降下していくと考えた場合のそれぞれの値を示したものであり，その際の冷凍機油の冷媒溶解特性および動粘性係数は後で示す図5.6および5.7のとおりであり，温度は90°Cと仮定している。さて，図5.2において，圧力の低下に伴い，溶解度変化に応じてクオリティ χ_g は増加している。そして，みかけの粘性係数 μ_* および密度 ρ_* は，ともに，比較的大きな割合で減少しているが，それらの比である動粘性係数 ν_* は圧力のかなり小さな範囲を除いてゆるやかに増加する傾向となっている。

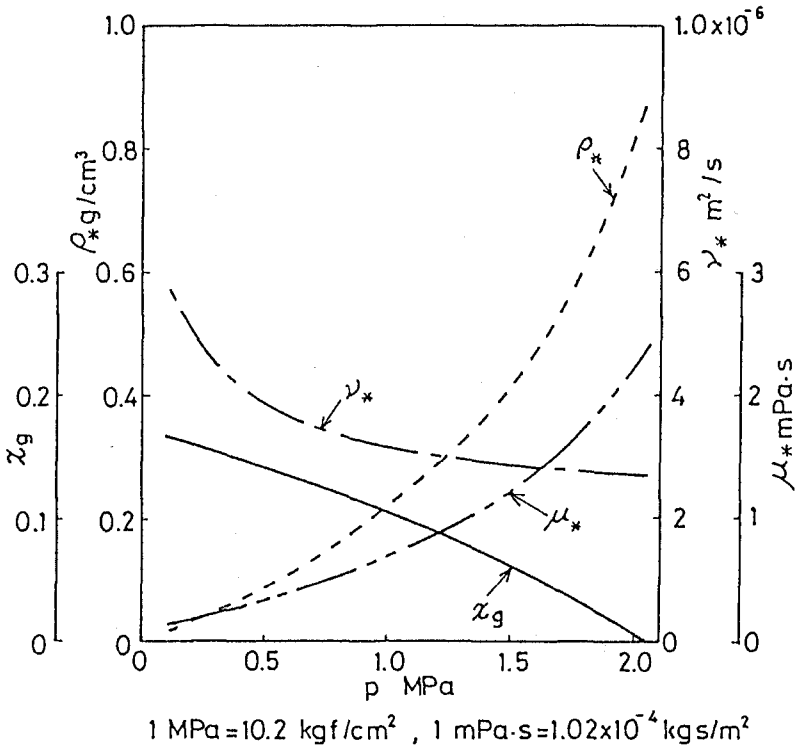


図 5.2　流れのみかけの物性値の変化

5.2.3　漏れ量の解析

冷凍機油中より気体冷媒の放出されるピストン端面すきまにおける漏れ量の解析にあたり，本研究では，その解法の厳密さというよりは，圧縮機の性能への影響を調べるうえでの使いやすさ，簡便さに重点を置いて，均質な流れと仮定してみかけの物性値を用いて解析する。

まず，図5.3(a)に示すように，シリンダヘッド平面と静止したピストン端面間の微小すきま δ_1 を通って，圧力 p_i のピストンの内側から圧力 p_o のピストンの外側に向って放射状に流体の流れる漏れモデルを仮定する。そして，同図(b)に示すように，漏れ流体中の微小半径 dr，微小高さ dy，微小角度 $d\varphi$ で囲まれた微小要素に作用する力の半径方向のつり合いを考えると，次式が成立つ。(5.8)

$$prd\varphi dy-\left(p+\frac{dp}{dr}dr\right)(r+dr)d\varphi dy+2pdrdy\,sin\frac{d\varphi}{2}$$
$$=\tau rd\varphi dr-\left(\tau+\frac{d\tau}{dy}dy\right)rd\varphi dr \quad \cdots\cdots(5.9)$$

ここに，r，y，φ は，それぞれ半径座標，高さ座標，角度座標，p は圧力，u は流速，τ はせん断応力である。上式において，高次の微小項を省略し，$\sin(d\varphi/2)\fallingdotseq d\varphi/2$ と置いて整理すると次式が得られる。

$$\frac{d\tau}{dy}=\frac{dp}{dr} \quad \cdots\cdots(5.10)$$

さて，ここで，せん断応力が $\tau=\rho_*\nu_*(du/dy)$ で表され，ρ_*，ν_* が高さ y に無関係であると仮定す

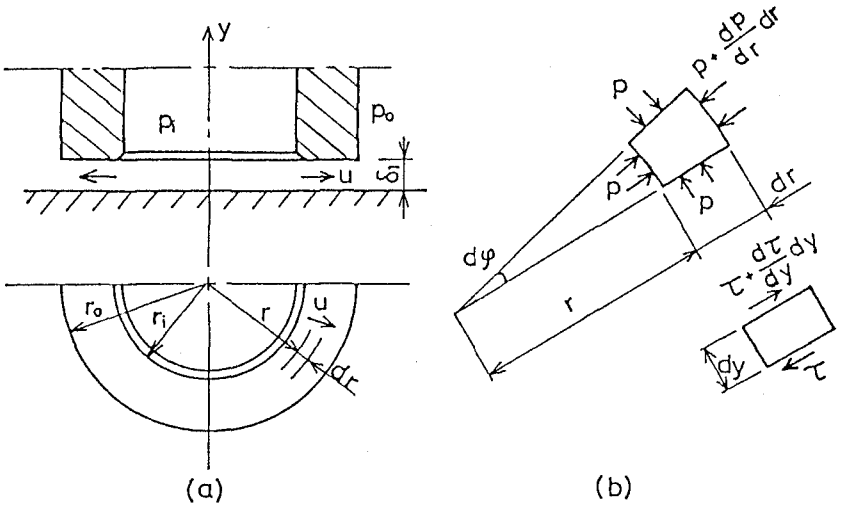


図5.3　漏れ解析モデル

れば，つぎの関係式が得られる。

$$\frac{d^2u}{dy^2} = \frac{1}{\rho_* \nu_*}\frac{dp}{dr} \quad \cdots\cdots(5.11)$$

さらに，すきまが小さくて，p，dp/dr が高さ y に無関係であるとみなせば，上式は y で積分することができ境界条件として，y＝0 および δ_1 にて u＝0 を与えれば，速度 u はつぎのように表される。

$$u = -\frac{1}{2\rho_* \nu_*}\frac{dp}{dr}(\delta_1 - y)y \quad \cdots\cdots(5.12)$$

したがって，漏れ質量流量 q_m は次式で表される。

$$q_m = \int_0^{\delta_1} \rho_* u 2\pi r dy = -\frac{\pi \delta_1^3}{6\nu_*} r \frac{dp}{dr} \quad \cdots\cdots(5.13)$$

上式は，変数分離形としてつぎのように書き改められる。

$$\frac{\pi \delta_1^3}{6\nu_* q_m} dp = -\frac{dr}{r} \quad \cdots\cdots(5.14)$$

上式の左辺において，すきま δ_1，漏れ質量流量 q_m は積分変数である圧力 p とは無関係な定数であるが，みかけの動粘性係数 ν_* は，式（5.8）で表されているように，クオリティ χ_g すなわち圧力 p の関数となっており，一般的には積分は困難である。ところが，ν_* は，図5.2にみられるように，圧力の低いところでは多少変化が大きいものの，空調機用圧縮機の運転圧力範囲である0.5から2MPa{5から20kgf/cm²}程度の間ではその変化が比較的小さくなっている。それゆえ，式（5.14）中の ν_* を，ピストンの内側と外側の圧力の平均値に対応した ν_* の値 $\overline{\nu}_*$ で代表させることにすれば，式（5.14）は積分可能となってくる。ピストンの内側（半径 r_i，

圧力p_i）から外側（半径r_o，圧力p_o）まで積分して整理すると，漏れ質量流量q_mは次式で表される。

$$q_m = \frac{\pi \delta_1^3 (p_i - p_o)}{6\bar{\nu}_* \, log\,(r_o/r_i)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5.15)$$

ところで，圧縮機のピストン端面すきまδ_tは，ピストンの上下端面に分かれて存在しているので，下側すきまδ_1と上側すきまδ_2の両方からの漏れを考慮すると，式（5.15）はつぎのように修正される。

$$q_m = \frac{\pi (\delta_1^3 + \delta_2^3)(p_i - p_o)}{6\bar{\nu}_* \, log\,(r_o/r_i)} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (5.16)$$

さて，実際の圧縮機におけるピストン端面すきまにおける漏れについて考えてみると，図5.1からわかるように，吸込室へ流入するものと圧縮室へ流入するものとに分けられ，その割合は軸回転角θによっても変化する。いま，ピストン外周長のうち，吸込室に面した外周長からの漏れが吸込室へ流入すると仮定すると，吸込室への漏れ質量流量q_{mb}は，式（5.16）において，ピストンの内外の圧力p_i，p_oを，それぞれ圧縮機の吐出し圧力p_dおよび吸込圧力p_sに等しいと置いて，次式で求められる。

$$q_{mb} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} q_m \frac{\theta}{2\pi} d\theta = \frac{\pi (\delta_1^3 + \delta_2^3)(p_d - p_s)}{12\bar{\nu}_* \, log\,(r_o/r_i)} \quad \cdots\cdots (5.17)$$

一方，圧縮室においては，軸の回転に伴い，ピストンの外側圧力となる圧縮室圧力p_cが変化するので，圧縮室への漏れ質量流量q_{mc}は，次式のように積分形で表され，前出式（2.19）で表されるp_cの値を与えて数値積分により計算されなければならない。

$$\begin{aligned} q_{mc} &= \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} q_m \frac{2\pi - \theta}{2\pi} d\theta \\ &= \frac{\delta_1^3 + \delta_2^3}{24\pi \, log\,(r_o/r_i)} \int_0^{2\pi} \frac{(p_d - p_c)(2\pi - \theta)}{\bar{\nu}_*} d\theta \quad \cdots\cdots (5.18) \end{aligned}$$

以上の解析においては，シリンダヘッド平面に対し，ピストンは静止していると考えてきたが，実際の圧縮機においては，第2章で述べたように，ピストン中心周りの回転運動とピストン中心とともに行う並進運動の合成運動がピストンに起こっているので，厳密にはその影響も考慮しなければならない。しかしながら，通常の場合，前者の運動によるピストン端面とシリンダヘッド平面間のすべり速度は，後者の運動によるすべり速度よりもずっと小さく（第2章の2.4.3項参照），しかも後者の運動によるクエット流れとしての漏れ量は，式（5.16）で求められるq_mに比べてかなり小さいうえに，ピストン全周についてみるとその漏れが相殺される傾向にあるので無視してもさしつかえないものと考えられる。

5.2.4　圧縮機性能への影響

ピストン端面すきまにおける漏れが，圧縮機の性能，とくに体積効率に及ぼす影響について理論的に解析する。

さて，シリンダ内吸込室への漏れは，漏れ流体が吸込室空間で占める体積と，漏れ流体が持込む熱量の両方の作用によって，圧縮機の実吸込流量すなわち体積効率を低下させるものと考えられる。吸込室への漏れ質量流量

q_{mb} は式（5.17）で求められ，ピストン内外の圧力・温度に対応した冷媒溶解度を与えれば式（5.4）によりクオリティ x_g が得られるので，式（5.2）および（5.3）より吸込室への気体冷媒の漏れ質量流量 q_{mg} および液体冷凍機油の漏れ質量流量 $q_{m\ell}$ が求められる。それらの値を用いると，漏れ流体の吸込室における体積流量 q_{vb} はつぎのように表される。

$$q_{vb} = q_{mg}/\rho_g + q_{m\ell}/\rho_\ell \quad \cdots\cdots(5.19)$$

したがって，漏れの占有体積による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{vv}$ は次式のように表される。

$$\Delta\eta_{vv} = q_{vb}/Q_{vs} \quad \cdots\cdots(5.20)$$

ここに，Q_{vs} は理論吸込体積流量であり，理論押しのけ容積 V_s と回転数 n の積で求められる。

つぎに，圧縮機の吸込気体に対する漏れの熱的な影響を調べるにあたり，漏れ気体と吸込気体の熱つり合い式を導く。すなわち，温度 T_i で漏れ質量流量 $q_{m\ell}$ の冷凍機油および漏れ質量流量 q_{mg} の気体冷媒が，温度 T_s で理想吸込質量流量 Q_{ms}（$=Q_{vs}/v_s$，v_s は吸込比体積）の吸込気体冷媒と吸込室内で混合し，平衡温度 T_a に達すると仮定すると，熱つり合い式（5.21）が成立ち，その結果，T_a は式（5.22）で表される。

$$(c_\ell q_{m\ell}+c_g q_{mg})(T_i-T_a) = c_g Q_{ms}(T_a-T_s) \quad \cdots\cdots(5.21)$$

$$T_a = \frac{(c_\ell q_{m\ell}+c_g q_{mg})T_i+c_g Q_{ms}T_s}{c_\ell q_{m\ell}+c_g q_{mg}+c_g Q_{ms}} \quad \cdots\cdots(5.22)$$

ここに，c_ℓ は冷凍機油の比熱，c_g は気体冷媒の定圧比熱である。式（5.22）より求められる平衡温度 T_a に対応した吸込室内気体の比体積 v_a は，圧縮機の吸込温度 T_s に対応した吸込気体の比体積 v_s よりも大きくなるので，圧縮機の体積効率は低下し，その低下量 $\Delta\eta_{vh}$ は次式で表される。

$$\Delta\eta_{vh} = 1 - v_s/v_a \quad \cdots\cdots(5.23)$$

したがって，圧縮機の全体積効率 η_v は，ピストン端面すきま漏れ以外の因子によって決まる体積効率を η_{v0} としてつぎのように表される。

$$\eta_v = \eta_{v0} - \Delta\eta_{vv} - \Delta\eta_{vh} \quad \cdots\cdots(5.24)$$

一方，圧縮室への漏れについて考えると，圧縮室への漏れは，圧縮室内気体の圧力および温度を上昇させて，圧縮室から吸込室へのピストン半径すきま漏れやベーン端面すきま漏れを増加させるという形で，圧縮機の吸込流量すなわち体積効率を低下させることになるが，その影響は間接的でありわずかである。しかし，圧縮機の所要動力に対しては，圧縮機の圧力および温度の上昇が直接的に影響してくる。

5.3 実　　験

5.3.1 漏れの観察

通常の圧縮機の運転状態では観察することのできないピストン端面すきまにおける漏れ状態を，図5.4に示されている漏れ観察装置により観測した。同装置では，模擬ピストンとガラス平板とによってピストン端面すきまが構

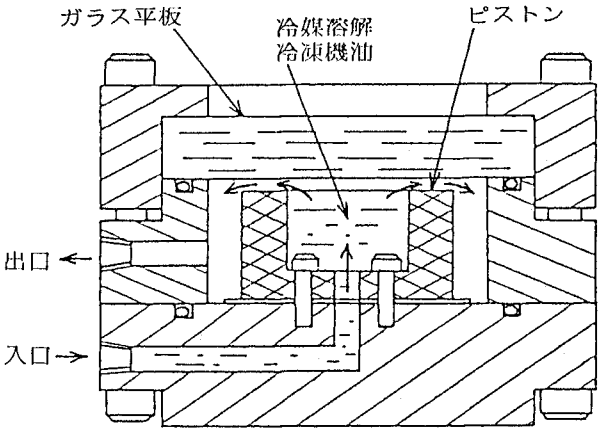


図 5.4　漏れ観察装置

成されており，ピストンの内側には，所定の冷凍回路で運転されているローリングピストン形回転圧縮機の密閉容器の底部から取出した，冷媒R22の溶解している高温高圧の冷凍機油が供給されている。その冷凍機油が，ピストン端面すきまを通ってピストンの外側に漏れ出る様子を，ガラス平板上から観察する。実験では，すきま値および供給冷凍機油の圧力をいろいろと変化させて観察した。

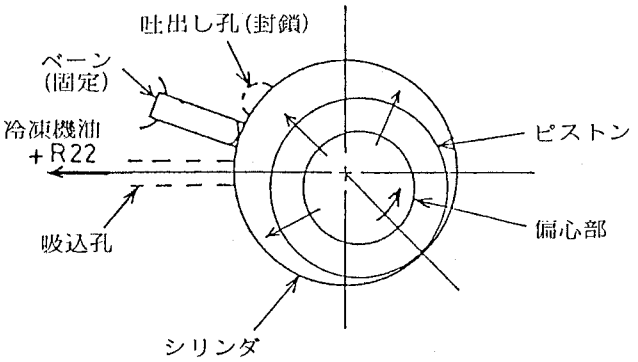
5.3.2　漏れ計測実験

ピストン端面すきまにおける漏れ量を測定するために，通常の圧縮機を改造して，図5.5に示すような漏れ計測用圧縮機を製作した。この改造圧縮機では，ベーンがシリンダベーン溝内に引っ込んだ状態で漏れのないように固定されており，また，吐出し弁が除去されて吐出孔が封鎖されている。それゆえ，実際に圧縮作用を行わせることはできない。

さて，以上のような改造圧縮機を，独立した冷凍回路中の標準の圧縮機と凝縮器との間に接続する。すなわち，標準圧縮機の吐出し状態の高温高圧冷媒を，改造圧縮機の側面より供給し，その一部を改造圧縮機の下部に蓄えられている冷凍機油に溶解させ，残りの部分を改造圧縮機の上部よりもとの冷凍回路の凝縮器へともどしてやる。

改造圧縮機内では，冷媒の溶解している冷凍機油が，回転している軸の中心を経由してピストンの内側に供給され，ピストン端面すきまを通って圧力の低いシリンダ内空間へと漏れ出ていく。この漏れ流体は，本来はシリンダの吸込孔となっている部分から圧縮機の外部へと流出していく。そして，漏れ流体のうち，気体冷媒の漏れ流量が水上置換法により測定され，液体冷凍機油の漏れ流量が体積法により測定される。

実験では，ピストンの高さ寸法を研削により変更してピストン端面すきまの値を変化させながら，所定の圧力および温度条件において漏れ量の測定を行った。なお，比較のために，冷媒のかわりに高圧空気を改造圧縮機に供給し，冷媒の溶解していない純粋な冷凍機油の場合の漏れ計測実験も行った。



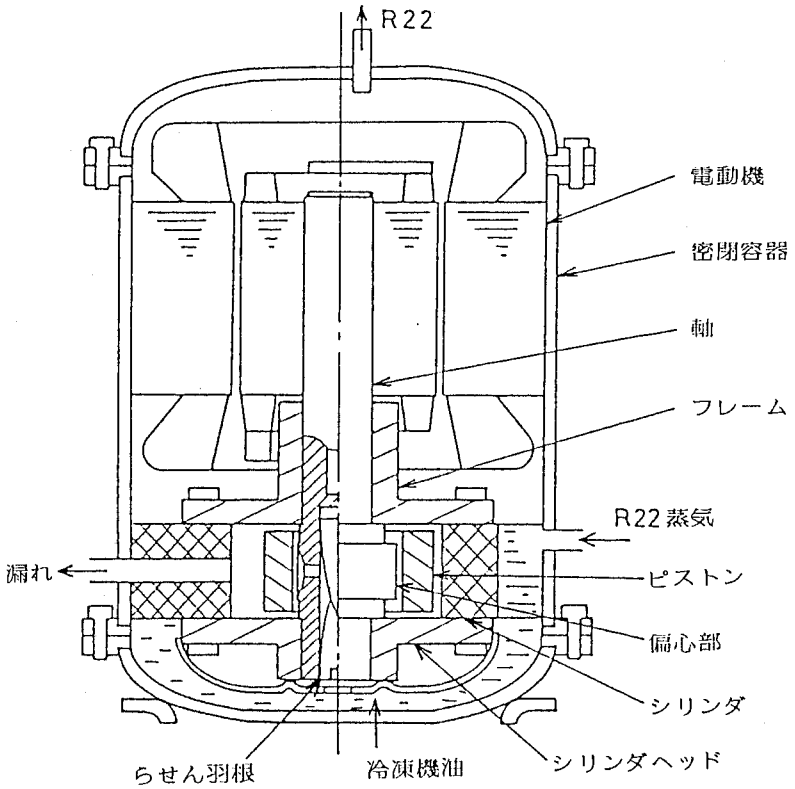


図 5.5　漏れ計測用圧縮機

5.3.3　実機性能試験

ピストン端面すきまにおける漏れが圧縮機の運転性能に及ぼす影響を調べるために，同一の圧縮機において，順次，ピストン端面を研削してピストン端面すきまの値を変化させながら，性能試験を繰返し行った。性能試験では，圧縮機を，冷媒R22を作動流体とした冷凍回路（前出図 2.11）に接続し，所定の空調機用圧縮機の運転条件に安定させて，冷凍回路の液冷媒流量を浮子式面積流量計で，また圧縮機の電気入力を指示電力計で測定した。圧縮機の運転条件は，吸込圧力 P_s ＝0.583，0.680 MPa〔abs〕{ 5.95，6.94 kgf/cm^2}（飽和蒸発温度 5，10

°C相当）吐出圧力 p_b ＝2.03 MPa〔abs〕{20.7kgf/cm²}（飽和凝縮温度52°C相当），吸込過熱度10°Cとした。また，圧縮機の環境条件を調整することにより，圧縮機下部の冷凍機油の温度を，常に90°Cの一定に保った。圧縮機は，100V 60Hzを電源で駆動され，回転数は3420 rpmであった。

なお，実験に使用した圧縮機の主要寸法および冷凍機油の主な物性値を表5.1に示しておく。また，冷媒R22の溶解した冷凍機油の圧力および温度に対する，冷媒溶解度wおよび動粘性係数 ν_ℓ を，図5.6，5.7に示しておく。

表5.1　圧縮機の主要寸法および冷凍機油の物性値

圧縮機の寸法				冷凍機油の物性値		
シリンダ半径	R	mm	27.0	密度 ρ (15°C)	g/cm³	0.87
ピストン外半径	r_o	mm	23.8	動粘性係数		
ピストン内半径	r_i	mm	15.6	ν (40°C)	m²/s	32×10^{-6}
シリンダ高さ	ℓ	mm	23.8	ν (100°C)	m²/s	5×10^{-6}

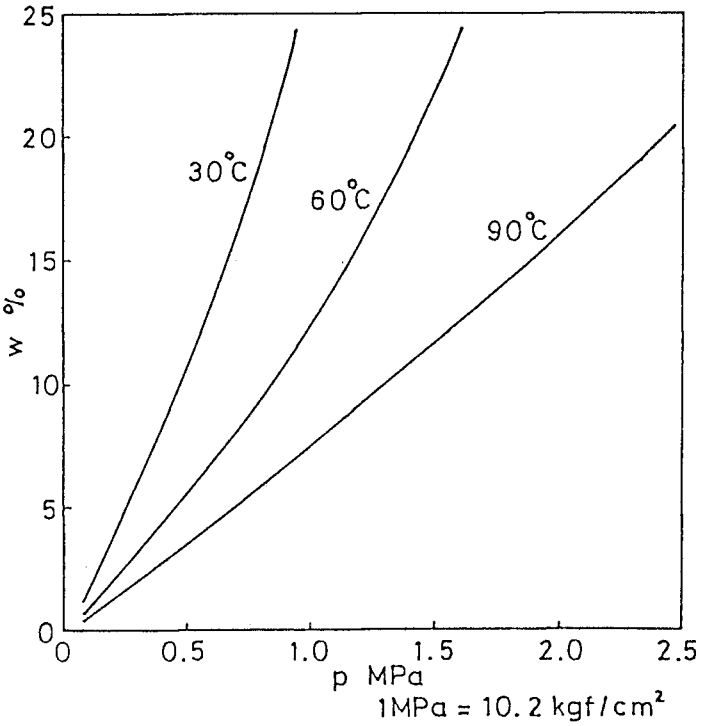


図5.6　冷凍機油の冷媒溶解特性（質量%）

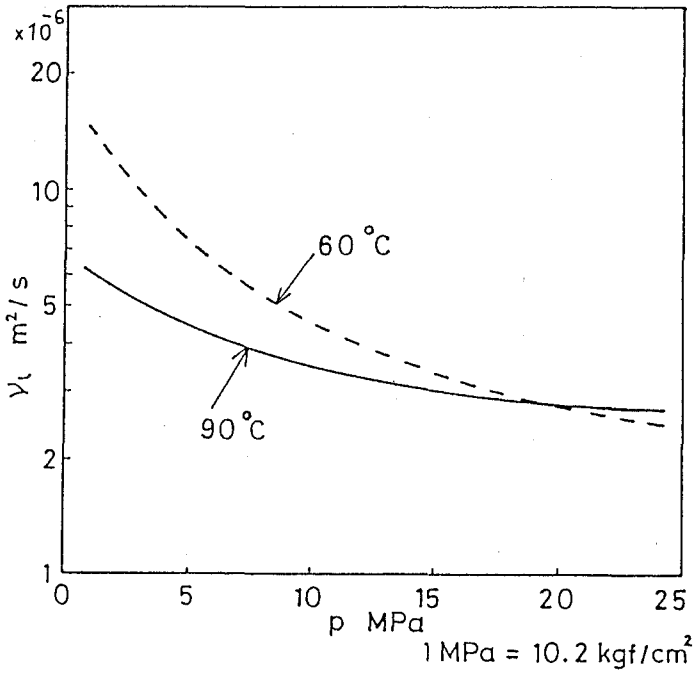


図 5.7　冷媒の溶解した冷凍油の動粘性係数

5.4　結果とその考察

5.4.1　漏れの観察結果

図 5.4 に示した漏れ観察装置を用いての漏れの流動様式の観察結果について述べる。流動状態の写真撮影を試みたが，微細な気ほうの鮮明な画像が得られなかったので，ここでは，肉眼観察図を図 5.8 に示しておく。冷媒の溶解した冷凍機油が，圧力の高いピストンの内側から圧力の低い外側へ向って流れるに従って，非常に微細な

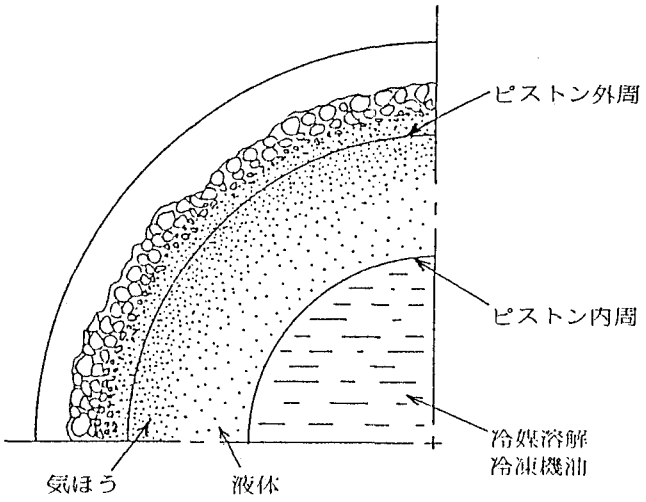


図 5.8　漏れ観察図

気ほうが発生し液相とともに流出する様子が観察され，二相流の流動様式としては，気ほう流であることがわかった。供給冷凍機油の圧力を，1.57，2.06 MPa｛16，20kgf/cm^2｝，すきま値を15，30μmと変化させてみたところ，圧力が高くすきまが大きい場合ほど気ほう流速は大きくなるようであったが，流動様式には変化が認められなかった。なお，観察図中，ピストン外周の大きな気ほうは，端面から漏れ出た微細な気ほうが合体してガラス面に付着したものである。

5.4.2　漏れ計測結果

図5.5に示した改造圧縮機を用いての漏れ計測結果ならびに理論解析結果について述べる。

まず，図5.9には，冷媒の溶解していない純粋な冷凍機油を漏れ流体とした場合の漏れ量の測定結果が示されている。漏れ質量流量 q_m は，横軸のピストン端面すきま δ_t（シリンダとピストンの高さの差）の増加とともに急激に増加している。一方，同図中には，式（5.16）より計算した理論漏れ流量曲線が，ピストンの下側端面すきま δ_1 をパラメータとして併記されている。式（5.16）からわかるように，ピストン端面の合計すきま δ_t（$=\delta_1+\delta_2$）が一定であっても，下側端面すきま δ_1 と上側端面すきま δ_2 の配分のしかたによって漏れ流量 q_m が異なり，上下すきまが均等（$\delta_1=\delta_2=\delta_t/2$）の場合に比べて，すきまが一方に片寄った（$\delta_1=0$，$\delta_2=\delta_t$）場合には q_m は4倍となる。そこで，δ_1 と δ_2 の配分をいろいろと変化させて計算した理論曲線と実験点の変化傾向とを比較すると，$\delta_1=4\ \mu$m一定と仮定した場合の理論曲線が最も良く一致している。

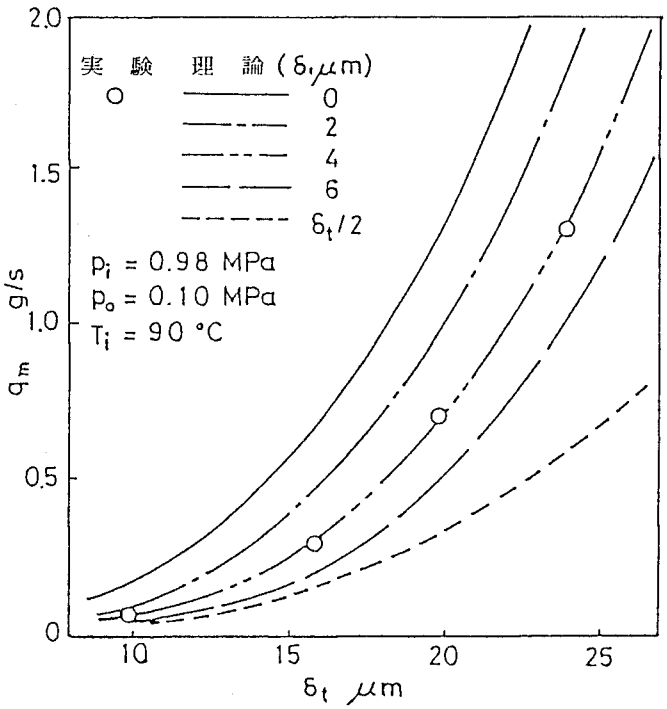


図5.9　純粋な冷凍機油の漏れ質量流量

ところで，本測定結果は，冷媒の溶解していない冷凍機油を用いての実験から得られたものであり，そのときの漏れの流動状態は非圧縮性流体の単相流と考えられるので，式(5.16)を適用して漏れ流量を求めることには十分な妥当性があると思われる。それゆえ，上述したように，$\delta_1 = 4\ \mu m$の理論曲線と実験結果とが良く一致しているということは，ピストンの自重のために実際のピストン端面すきまが一方に片寄っていると解釈しても良いのではないかと考えられる。なお，ピストンの内外の圧力を等しくして漏れ量を測定した場合には，漏れが計測されず，ピストンがシリンダヘッド平面に対してしゅう動している影響や，回転による冷凍機油の遠心力の影響は無視してもさしつかえないものと推測された。

つぎに，冷媒の溶解している冷凍機油を漏れ流体とした場合の漏れ量の測定結果について述べる。図5.10には，漏れ流体のうちの気体冷媒の漏れ質量流量q_{mg}とピストン端面すきまδ_tとの関係が示されており，δ_tの増加とともにq_{mg}が急増しており，ピストン内側圧力p_iが高くなるほどq_{mg}が大きくなっている。同様の傾向が，図5.11の液体冷凍機油の漏れ質量流量$q_{m\ell}$とピストン端面すきまδ_tとの関係にもみられる。一方，図5.10および5.11中には，漏れ流量q_{mg}および$q_{m\ell}$の理論計算曲線が併記されているが，これは，式（5.16）で得られた合計漏れ質量流量q_mとピストン内外の圧力変化すなわち冷媒の溶解度変化から式（5.4）で求められたクオリティχ_gとを用いて，式（5.2），（5.3）から気相および液相の漏れ質量流量q_{mg}および$q_{m\ell}$を計算した結果である。ただし，ピストンの下側端面すきまδ_1の選び方によってさまざまな理論計算曲線が描けるので，ここでは，いずれの場合の実験値とも比較的良く一致する例として，$\delta_1 = 3\ \mu m$のときの理論計算曲線が示されている。この片側すきま$\delta_1 = 3\ \mu m$という値は，図5.9に示した純粋な冷凍機油を漏れ流体とした場合の片側すきまδ_1

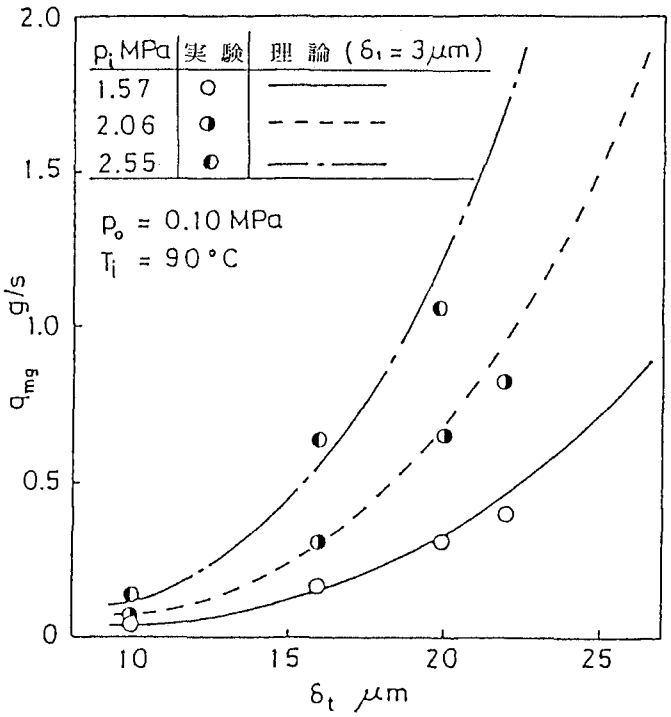


図5.10　気体冷媒の漏れ質量流量

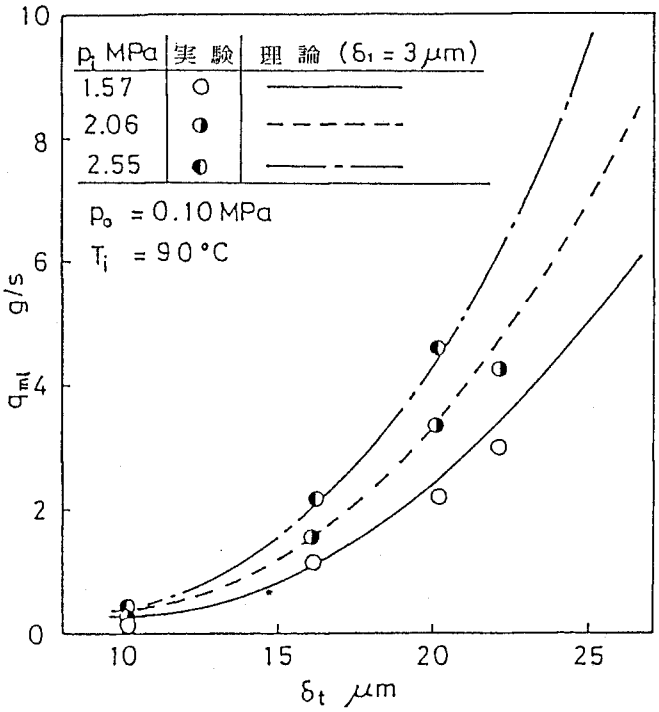


図 5.11　液体冷凍機油の漏れ質量流量

＝4 μmとは若干異なっている。しかし，それが，漏れ流体の性質の相違によって実際にピストンの自重とのつり合い位置が異なっていることを意味しているのか，それとも，実際のピストンのつり合い位置は変わっていないが，二相流のみかけの物性値の選び方などの理論計算上の問題によって生じてきているものなのかははっきりしない。

なお，ピストン端面すきまの値に関しては，シリンダヘッド平面に垂直に取付けた渦電流形微小変位計により，ピストン下端面とシリンダヘッド平面間のすきま値の測定を試みたが，変位計出力の温度ドリフトのために，すきまの絶対値を確定することができなかった。しかしながら，合計すきま δ_t をいろいろと変化させても，ピストンの下側端面すきま δ_1 の大きさを表す変位計の出力信号レベルにはたいした変化が認められず，合計すきま δ_t が変化しても下側すきま δ_1 はほとんど変化しないことが示唆された。また，圧縮機の回転時，停止時，さらには圧縮機の天地を逆転させての回転時，停止時の変位計の出力信号レベルを比較すると，回転時と停止時のレベル差は，圧縮機の天地を逆転させた場合のレベル差に比べてかなり小さくなっていて，ピストンが自重のために下側のすきまに片寄っていることが確信された。

ところで，図 5.10および 5.11に示されている，漏れ流体の液相部の質量流量 $q_{m\ell}$と気相部の質量流量q_{mg}の測定値の比をとって，ピストン端面すきま δ_t との関係を調べると図 5.12のようになる。その測定比率は，δ_t によらず，圧力条件ごとにほぼ一定となっており，式（5.2），（5.3）からクオリティ χ_g を用いて計算される理論的な比率 $q_{m\ell}/q_{mg}=(1-\chi_g)/\chi_g$ とも良く一致している。このことは，漏れの組成が上流側の圧力および温度に対応した冷媒の飽和溶解度によって決まり，上流側と下流側の溶解度の差に応じて気体冷媒が放出さ

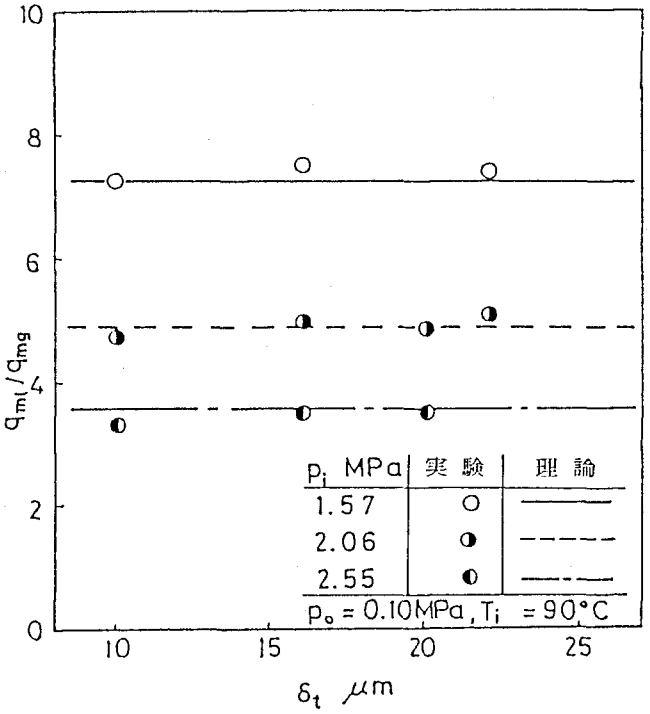


図 5.12　漏れ流体の質量流量比

れてくることを裏付けている。

5.4.3　漏れの圧縮機性能への影響

ピストン端面すきま δ_t を変化させたときの圧縮機の定常運転性能，すなわち冷媒流量および電気入力の測定結果が，体積効率 η_v および電気入力比 Φ の形で図 5.13に示されている。体積効率 η_v は，圧縮機の実冷媒流量を理論吸込流量で除して得られたもの｛前出式（4.31）｝であり，また，電気入力比 Φ は，δ_t =14μmのときの電気入力を基準として，それぞれの場合の電気入力を比率で表したものである。まず，体積効率 η_v とすきま δ_t との関係についてみると，δ_t が増加するにつれて，η_v は直線的よりも大きな割合で減少しており，δ_t の大きなところでは，すきまの少しの変化でも体積効率への影響が大きくなっている。これは，ピストン端面すきまにおける漏れ量が基本的にはすきまの3乗に比例して変化するからである。それに対し，ピストン下端面すきま δ_1 = 3μmとして理論漏れ流量を求め，式（5.24）により計算した理論体積効率の曲線が，δ_t =14μmのときの実験値と理論値が一致するように基準体積効率 η_{v0} を選んで示されている。理論曲線と実験値とを比較すると，定性的な変化傾向は一致しているが，定量的には，δ_t のかなり大きいところでは，理論曲線よりも実験値のほうが少し上回っている。この差の原因としては，理論計算においては，漏れ流体と吸込冷媒とが完全に熱交換して同一温度になると仮定しているが，すきまが大きく漏れ量の多い場合には実際に必ずしも同一温度になるとは限らないことや，シリンダ内への漏れ冷凍機油の量が多くなると，ピストン半径すきまやベーン端面すきまにおいて油膜による密封作用が生じ，その部分からの漏れが減少して体積効率の増加する可能性があることなどが考え

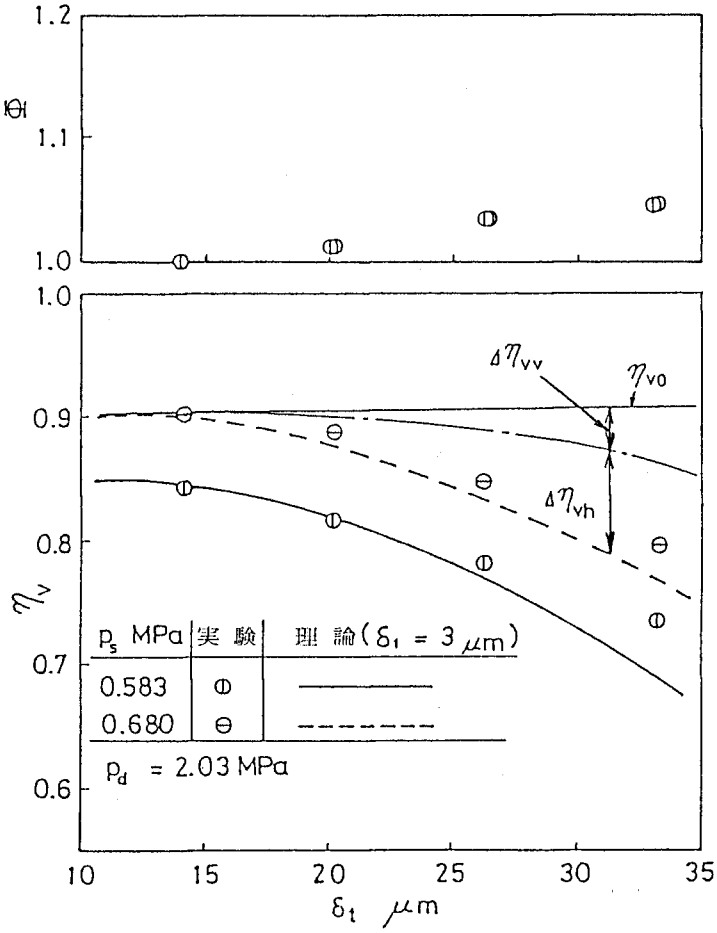


図 5.13　圧縮機性能とピストン端面すきまの関係(1)

られる。なお，ピストン端面すきまにおける漏れが理論体積効率に及ぼす影響を要因別に示すと，図 5.13 中の $\Delta\eta_{vv}$ および $\Delta\eta_{vh}$ のようになり，漏れ自身が吸込室で占める体積効率の低下量 $\Delta\eta_{vv}$ よりも，漏れの熱的な作用による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{vh}$ のほうがかなり大きいことがわかる。

つぎに，図 5.13中の圧縮機の電気入力比 Φ についてみると，すきま δ_t の増加とともに，Φ が除々に増加する傾向となっている。これは，ピストン端面すきまを通っての圧縮室への漏れが増加するために，圧縮室の圧力上昇が促進され，圧縮所要動力が増加するためであろうと考えられる。そこで，圧縮機シリンダの内壁上の軸回転角 θ = 1.13 および 5.78 rad に相当する位置に，圧電形圧力変換器を取付け，シリンダ内吸込室および圧縮室の圧力変化を測定したところ，図 5.14に示すような時間変化波形が得られた。吸込室の圧力波形には，ピストン端面すきま δ_t の違いによる差異がほとんどみられないが，圧縮室の圧力波形には，δ_t の大きい場合のほうが圧縮過程で圧力の立上りが早くなってくることが認められる。

以上みてきたように，ピストン端面すきまにおける漏れが圧縮機の性能に及ぼす影響は，通常用いられている δ_t = 15 μm前後のすきまの場合には，漏れ量が非常に少なくたいして問題とならないが，すきまが大きくなるにつれて，漏れ量がすきまのおよそ 3 乗に比例して増大し，体積効率が低下するとともに圧縮機の所要動力が増

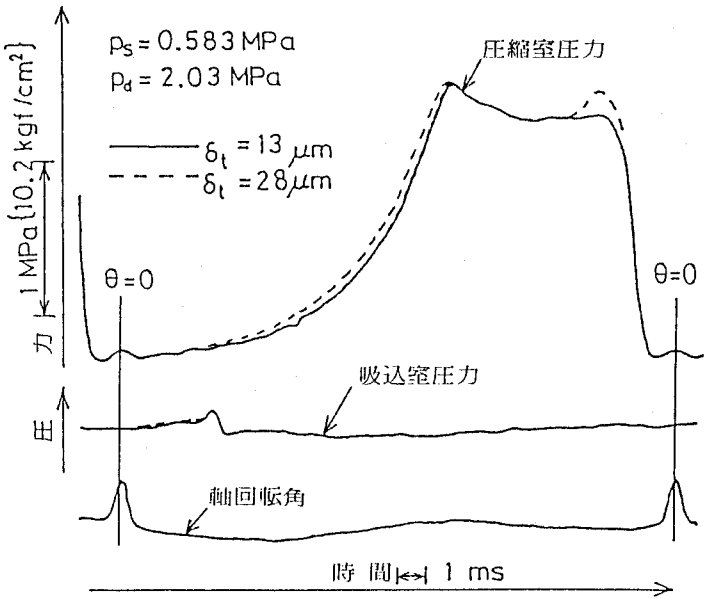


図 5.14　圧力変化波形

加するので，二重の意味で重大な問題となってくる。

5.4.4　ピストン端面形状の影響

5.4.3 項までの考察により，圧縮機運転中のピストンは自重によりシリンダヘッド側のすきまに片寄っており，そのために漏れ量の多いことがわかった。それゆえ，もし，何らかの方法により，ピストンを上下端面のすきまが均等となる位置につり合わせておくことができれば，漏れ量を減少させて圧縮機の性能を向上させることが可能となってくる。そこで，図 5.15中に示すように，従来のピストンの両端面上に若干（2 μm程度）の内向きテーパ（あるいはステップ）を付けてみたところ，そのピストンを用いての漏れ量計測実験からは同図中の破線のような結果が得られた。すなわち，気相と液相の合計漏れ質量流量 q_m は，両端面の平行な従来のピストンの場合に比べて減少し，その値は，ピストンの上下端面すきまが均等（$\delta_1 = \delta_2 = \delta_t / 2$）と考えた場合の理論計算漏れ曲線にほぼ近づいてきた。これは，ピストンが一方のすきまに片寄ると，テーパの作用によりすきまを押し広げようとする力が発生し，均等なすきまとなる位置にピストンがつり合い保持されるためであると思われる。渦電流形変位計を用いてのピストンの下側端面すきまの計測実験によっても，漏れを発生させる前と漏れの発生中の出力信号レベルにははっきりとした差が認められ，漏れの発生とともに，ピストンがシリンダヘッド平面側に片寄った位置からつり合い位置まで持ち上げられることが示唆された。また，圧縮機の天地を逆転させても，漏れ発生中のピストンつり合い位置の出力信号レベルにはほとんど差がみられなかった。

以上の結果を踏まえて，実際の圧縮機においてテーパ付ピストンを用いて性能試験を行ったところ，図 5.16のような結果が得られた。従来の平行ピストンの場合に比べてテーパつきピストンの場合には，体積効率 η_v が，上下すきまを均等と仮定した理論体積効率曲線にみられる変化と同様に向上し，それと同時に，圧縮機の電気入

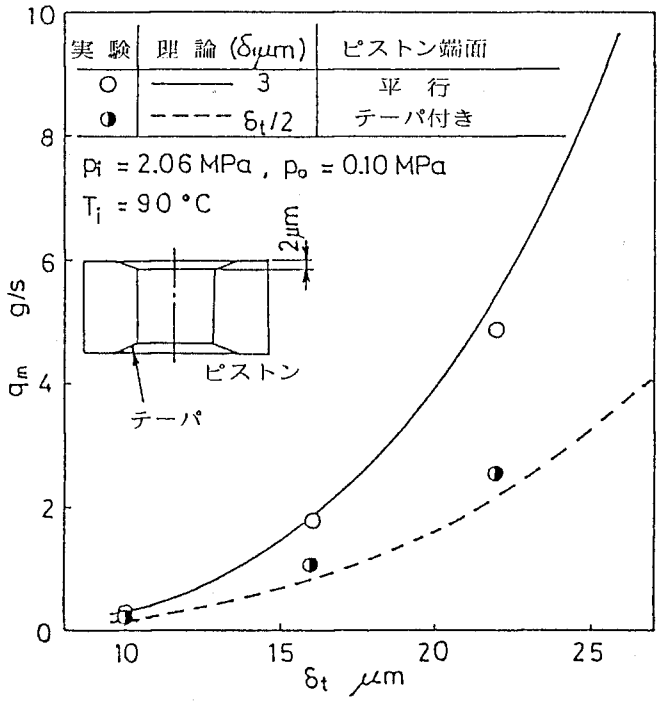


図 5.15　ピストン端面形状と漏れ質量流量

力比ϕも減少する傾向となり，テーパ付きピストンの有効性が実際に確かめられた。

なお，ピストン端面上にテーパ部を設けることは，漏れに対する実効すきまを増加させることになるので，あまり大きなテーパにすると，ピストンの上下端面すきまが均等化されて漏れ量が減少するよりも，実効すきまの増加による影響のほうが大きくなって，全体としての漏れ量が減少しないということも起こり得る。また，テーパの値については，本来，自重を支えながらピストンの上下すきまを均等に保つように，上下のテーパ寸法を変えるべきかも知れないが，小さなテーパによっても自重よりもはるかに大きなスラスト力が発生するので，実用上は，上下同等のテーパで十分であり，その寸法も1～2 μm程度で効果が期待できる。

ところで，いままでの考察において，ピストン端面すきま δ_t に対する熱的な影響については全く触れてこなかったが，シリンダ材料とピストン材料の熱膨張係数の違いにより，圧縮機の常温組立時のすきまと高温運転中のすきまとでは当然違いがでてくる。本実験に用いたシリンダ材料（鋳鉄FC20）およびピストン材料（Ni－Cr－Mo 鋳鉄）の熱膨張係数は，それぞれ11×10^{-6}/°C，12×10^{-6}/°C程度であり，室温状態（20°C）よりも高温運転中（90°C）のすきまのほうが減少（約2 μm）してくる。それゆえ，前出のすきま変化に対する漏れ流量および圧縮機性能の変化を示した図においては，すべて，運転状態でのすきま値に基づいて示してある。

5.5　まとめ

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機のピストン端面すきまにおける漏れ損失について理論的ならびに実験的に検討を行い，以下のまとめを得た。

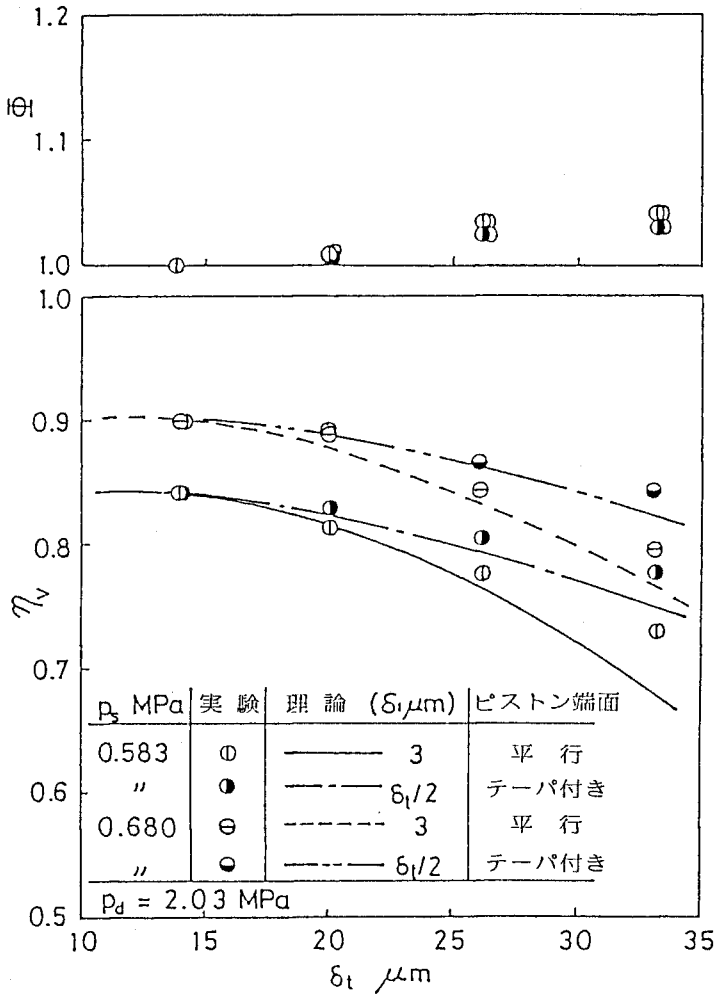


図 5.16 圧縮機性能とピストン端面すきまの関係(2)

(1) 冷媒の溶解した冷凍機油の漏れの流動様式は，冷媒の溶解度差に応じて気体冷媒の放出されてくる気ほう流である。

(2) 漏れ流量を推定する簡便な計算式を提示し，その計算結果は，すきまが一方に片寄っていると仮定すると実験結果が良い一致がみられた。

(3) ピストン端面すきまにおける漏れは，すきまのおよそ3乗に比例して増加し，圧縮機の体積効率を低下させるとともに所要動力を増加させる。

(4) ピストンの両端面上に小さな内向きテーパを付けることにより，漏れ量の減少とともに圧縮機性能の向上が期待できる。

第6章　すきま容積特性

6.1　まえがき

ローリングピストン形回転圧縮機は，容積形圧縮機の一種であり，円筒状のシリンダ内空間をピストンが偏心回転することにより，圧縮機としての吸込み，圧縮および吐出し作用が行われるが，その吐出し弁部には，ピストンの回転によっては排除することのできない空間，いわゆるすきま容積が存在する。従来，そのすきま容積内に残留する気体が圧縮機の性能に及ぼす影響については，代表的な容積形圧縮機である往復圧縮機におけるそれの影響と同様に，再膨張作用により圧縮機の体積効率を低下させるものと考えられてきた。(6.1)～(6.4) しかし，この考え方は，基本的にはローリングピストン形回転圧縮機と同様な作動原理を有するが，大形でしかも比較的回転数の低いロタスコ形回転圧縮機における場合の結果(6.5),(6.6) から類推されたものであり，今日，小形空調機用圧縮機の主流となっている高速回転のローリングピストン形回転圧縮機の場合にも妥当であるか否かは，いまだに確認されていない。

そこで，本研究では，小形空調機用ローリングピストン形回転圧縮機のすきま容積の圧縮機性能への影響を，圧縮機の吸込口および吐出し口の幾何学的な形状ならびに相対的な位置を考慮して理論的に明らかにするとともに，実際の圧縮機においても，すきま容積の大きさおよび形状を変更することにより実験的に検討する。

6.2　理論解析

ローリングピストン形回転圧縮機では，図6.1に示すように，フレームおよびシリンダヘッド平面で封鎖されたシリンダ内の空間を，ピストンが軸偏心部とともに回転することにより，ベーンで分割された吸込室と圧縮室とにおいて，吸込み作用および圧縮吐出し作用が行われる。しかし，シリンダヘッドに設けられている吐出し弁部には，ピストンの回転によっては排除されない空間、すなわちすきま容積が存在する。それゆえ，図6.2に示すように，吐出し過程が終了し，ピストンが吐出し口を通過する位置まで回転すると，シリンダヘッド上の吐出し孔およびシリンダ内壁上の吐出し口のすきま容積内に残存する高圧気体は，圧力の低いシリンダ内吸込室へと膨張流出していく。

ところで，同様なすきま容積を有する往復圧縮機の場合には，すきま容積内の気体が膨張してその圧力が圧縮機の吸込圧力よりも低くならなければ，シリンダ内への吸込作用は始まらないので，確実に体積効率が低下する。また，すきま容積内の気体は膨張しながらピストンを押すので，いわゆる気体の再膨張仕事が回収される。(6.7) それに対し，ローリングピストン形の回転圧縮機の場合には，すきま容積内気体の膨張が発生する時点においては，圧縮機の吸込作用はほぼ完了しており，また，気体の膨張仕事も，シリンダ吐出し口とピストン外周壁とによって構成される絞りにおいて損失となって消費されてしまう。それゆえ，この形式の回転圧縮機の場合のすきま容積内気体の性能への影響は，往復圧縮機の場合のそれとは異なってくる。

6.2.1　逆流気体量の簡単な解析

ローリングピストン形回転圧縮機のすきま容積内の気体は，前述したように，シリンダ吐出し口とピストン外周壁との間の小さな面積を通って，三日月形のシリンダ室内へ流入し，すでにシリンダ室内へ吸込まれている吸

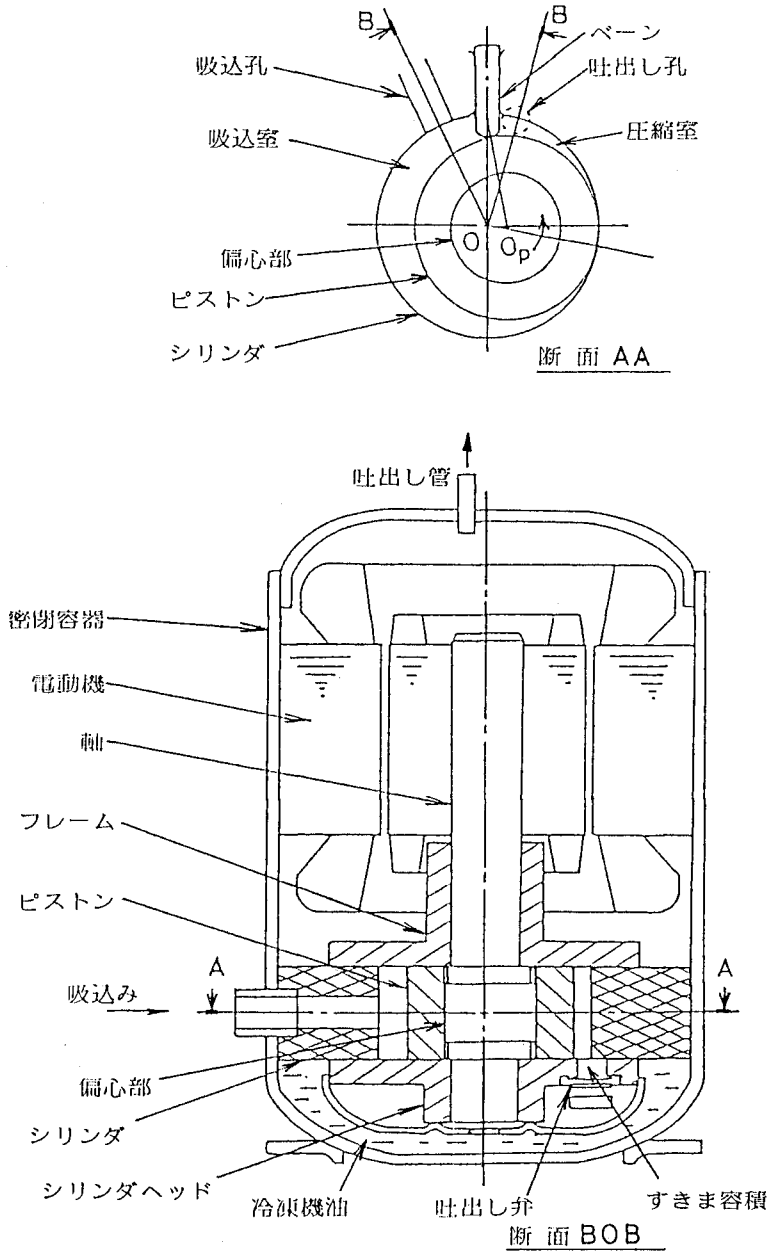


図 6.1　圧縮機の概要

込気体と混合する。その混合気体は，シリンダ内壁上の吸込口とピストン外周壁とによって規制される小さな面積を通って吸込孔からシリンダの外へと逆流していく。いま，その流路をシリンダ内壁に沿って展開し，モデル化して表すと，図 6.3 のようになる。すなわち，すきま容積と吸込孔との間には，二つの絞り面積が存在し，さらにその二つの絞りの間には，シリンダ内吸込室空間が存在する。以上のような流路モデルを仮定して，すきま容積から吸込室へ，さらに吸込室から吸込孔へと逆流していく気体量を求める。

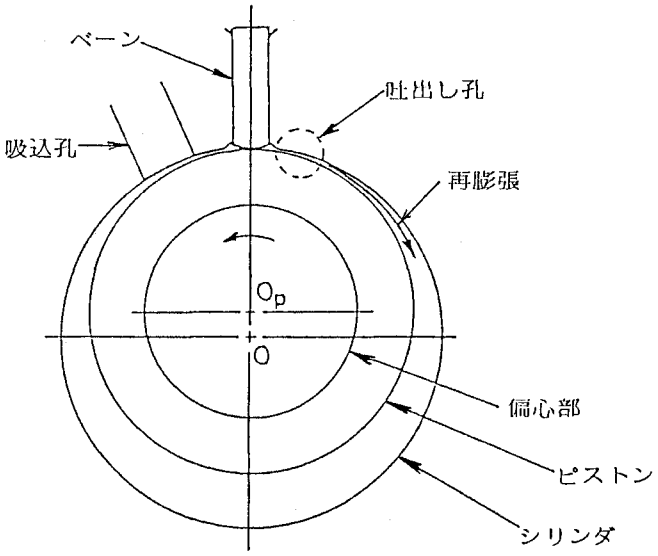


図6.2　すきま容積内気体の逆流説明図

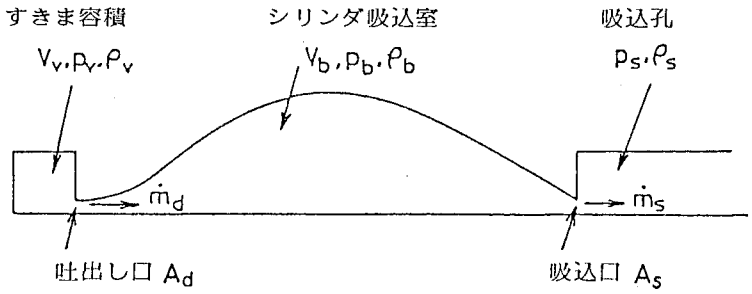


図6.3　逆流流路モデル

ところで，逆流の進行とともに，すきま容積および圧縮室内の圧力が変化するので，厳密な逆流気体量を求めるためには，非定常の圧縮性流体理論に基づいて流れの解析を進めなければならない。しかし，そのような場合の解法は非常に複雑となるので，本研究では，流れの解析の厳密さというよりも，すきま容積が圧縮機の性能に及ぼす影響を調べるうえでの解析の簡便さに重点を置いて，それぞれの絞りにおける瞬間的な流量の計算には，定常状態における圧縮性流体の流量式が適用できるものと仮定し，また，それぞれの空間内においては，気体の出入りがあった場合には，瞬時にして混合が行われ均一な状態量になるものと仮定する。

いま，図6.3に示されているように，すきま容積内の圧力をp_v，シリンダ吸込室内の圧力をp_bで表し，また，吸込アキュムレータと連結している吸込孔内の圧力を一定値と仮定し圧縮機の吸込圧力と等しいp_sで表せば，吐出し口および吸込口の絞りにおける瞬間的な質量流量$\dot{m}_d$および$\dot{m}_s$は，それぞれ次式で表される。

$$\dot{m}_d = c_d A_d \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_v \rho_v \{\lambda^{2/\kappa} - \lambda^{(\kappa+1)/\kappa}\}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (6.1)$$

$$\text{ただし,} \begin{cases} \lambda = p_b/p_v & (p_b/p_v \geqq \lambda_{cr}) \\ \lambda = \lambda_{cr} & (p_b/p_v < \lambda_{cr}) \end{cases}$$

$$\dot{m}_s = c_s A_s \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_b \rho_b \{\lambda^{2/\kappa} - \lambda^{(\kappa+1)/\kappa}\}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (6.2)$$

$$\text{ただし,} \begin{cases} \lambda = p_s/p_b & (p_s/p_b \geqq \lambda_{cr}) \\ \lambda = \lambda_{cr} & (p_s/p_b < \lambda_{cr}) \end{cases}$$

ここに，κは断熱圧縮指数，λ_{cr}は臨界圧力比〔$=\{2/(\kappa+1)\}^{\kappa/(\kappa-1)}$〕，$\rho_v$および$\rho_b$はすきま容積および吸込室内気体の密度，$c_d$および$c_s$は吐出し口および吸込口の絞りにおける流量係数，$A_d$および$A_s$は吐出し口および吸込口の絞り面積である。

このとき，二つの絞り面積A_dおよびA_sは，軸ならびにピストンの回転とともに変化する。いま，図6.4に示すように，シリンダ吐出し口の切欠きが，底面直径d_d，高さ$d_d/2$の半円すい状に加工されていると仮定す

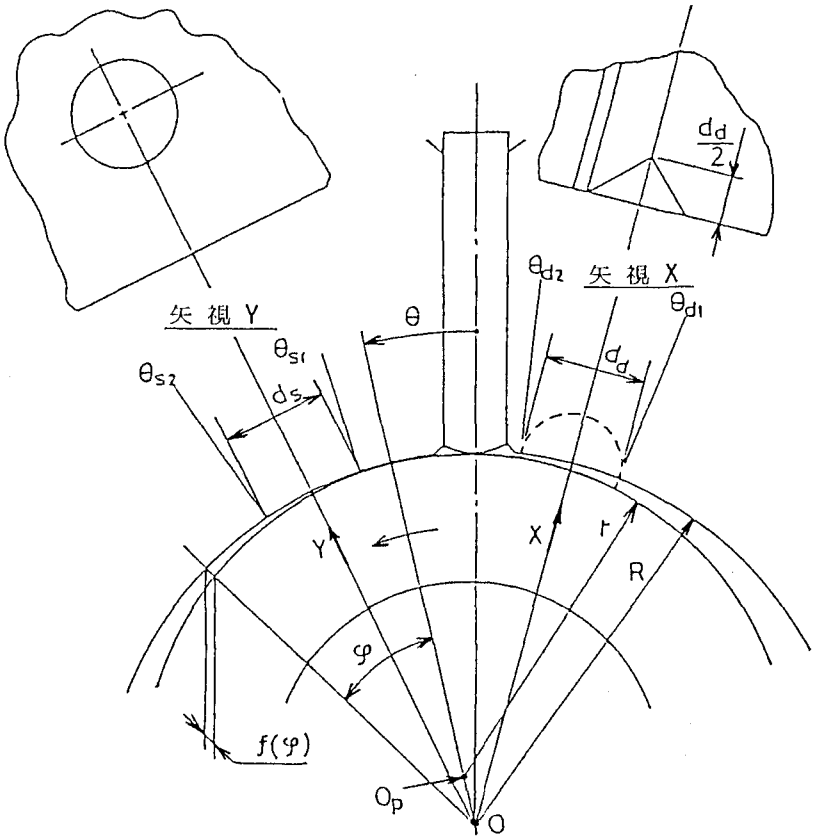


図6.4　絞り面積の説明図

ると，吐出し口のV字形の縁とピストン外周壁との間の絞り面積A_dは,式（6.3）により近似的に表現され，一方，シリンダ壁面上の直径d_sの吸込口の円周とピストン外周壁との間の円筒状絞り面積A_sは，式（6.4）により近似的に表現される。

$$A_d = \begin{cases} \sqrt{2}R(\theta-\theta_{d1})f\left(\dfrac{\theta-\theta_{d1}}{2}\right) & (\theta_{d1}\leqq\theta\leqq\theta_{d2}) \\ \sqrt{2}d_d f\left(\theta-\dfrac{\theta_{d1}+\theta_{d2}}{2}\right) & (\theta_{d2}<\theta\leqq\theta_{s2}) \end{cases} \quad \cdots\cdots(6.3)$$

$$A_s = \begin{cases} \pi d_s f\left(\dfrac{\theta_{s1}+\theta_{s2}}{2}-\theta\right) & (\theta_{d1}\leqq\theta\leqq\theta_{s1}) \\ (\pi-\gamma)d_s f\left(\dfrac{\theta_{s2}-\theta}{2}\right) & (\theta_{s1}<\theta\leqq\theta_{s2}) \end{cases} \quad \cdots\cdots(6.4)$$

ここにθは軸回転角,θ_{d1}およびθ_{d2}は吐出し口の前端角および後端角,θ_{s1}およびθ_{s2}は吸込口の前端角および後端角，Rはシリンダ半径，$\gamma=\cos^{-1}\{1-2R(\theta-\theta_{s1})/d_s\}$である。また，関数$f(\varphi)$は，図6.4中にみられるように，ピストン中心を含むシリンダの半径方向から角度φだけ離れたシリンダ半径上におけるシリンダ内周壁とピストン外周壁との間の距離であり，次式で表される。

$$f(\varphi) = R - r\cos\left\{\sin^{-1}\left(\frac{R-r}{r}\sin\varphi\right)\right\} - (R-r)\cos\varphi \quad \cdots(6.5)$$

ここに，rはピストン半径である。

また，式（6.1），（6.2）により絞りの流量を求める際に必要な，すきま容積圧力p_vおよび吸込室圧力p_bは，それぞれの部屋における状態変化を断熱変化と仮定して，つぎのように表される。

$$p_v = p_d(\rho_v/\rho_d)^K = p_s(\rho_v/\rho_s)^K \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.6)$$

$$p_b = p_s(\rho_b/\rho_s)^K \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.7)$$

ここに，p_sおよびp_dは圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力，ρ_sおよびρ_dは吸込気体および吐出し気体の密度である。また，ρ_vおよびρ_bはすきま容積内気体および吸込室内気体の密度であり，それぞれ次式で表される。

$$\rho_v = \left(m_v - \frac{1}{\omega}\int_{\theta_{d1}}^{\theta}\dot{m}_d\,d\theta\right)\Big/V_v \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.8)$$

$$\rho_b = \left(m_b + \frac{1}{\omega}\int_{\theta_{d1}}^{\theta}\dot{m}_d\,d\theta - \frac{1}{\omega}\int_{\theta_{d1}}^{\theta}\dot{m}_s\,d\theta\right)\Big/V_b \quad \cdots\cdots\cdots(6.9)$$

ここに，ωは軸の回転角速度である。また，V_vおよびV_bはすきま容積および吸込室の体積であり，ピストンが$\theta=\theta_{d1}$からθ_{s2}まで回転する間に多少変化するが，その変化量は小さいので，$\theta=0$のときのそれぞれの値で代表させる。さらにm_vおよびm_bはすきま容積内気体および吸込室内気体の初期（$\theta=\theta_{d1}$）質量であり，ここ

では簡単に，それぞれ$m_v = \rho_d V_v$，$m_b = \rho_s V_b$ で表されると仮定する。

さて，ピストンが吐出し口を開口（$\theta = \theta_{d1}$）してから吸込口を封鎖（$\theta = \theta_{s2}$）するまでの間の逆流期間に，吸込口を逆流していく気体量Δm_sはつぎのように表される。

$$\Delta m_s = \frac{1}{\omega}\int_{\theta_{d1}}^{\theta_{s2}} \dot{m}_s d\theta \quad \cdots\cdots (6.10)$$

この逆流気体量Δm_sに相当するぶんだけ，圧縮機の実吸込量が減少することになるので，すきま容積内気体の膨張に影響された体積効率の低下量$\Delta \eta_v$は，次式で評価される。

$$\Delta \eta_v = \Delta m_s / (\rho_s V_s) \quad \cdots\cdots (6.11)$$

ここにV_sは理論押しのけ容積である。ゆえに，圧縮機の全体積効率η_vは，すきま容積以外の因子によって決まる体積効率をη_{v0}としてつぎのように表される。

$$\eta_v = \eta_{v0} - \Delta \eta_v \quad \cdots\cdots (6.12)$$

以上で導いた逆流気体量および体積効率への影響を計算するための計算機プログラムを付録1に示しておく。

6.2.2 圧縮機の仕事の解析

ローリングピストン形回転圧縮機のなすべき仕事に対するすきま容積内気体の影響を，シリンダ内吸込室および圧縮室の圧力ー体積線図（p－V線図）に基づいて解析する。図6.5には，押しのけ容積V_s，すきま容積V_vの圧縮機が，圧力p_sの気体を吸込み，圧力p_dまで圧縮して吐出す場合のp－V線図が，吸込みおよび圧縮吐出

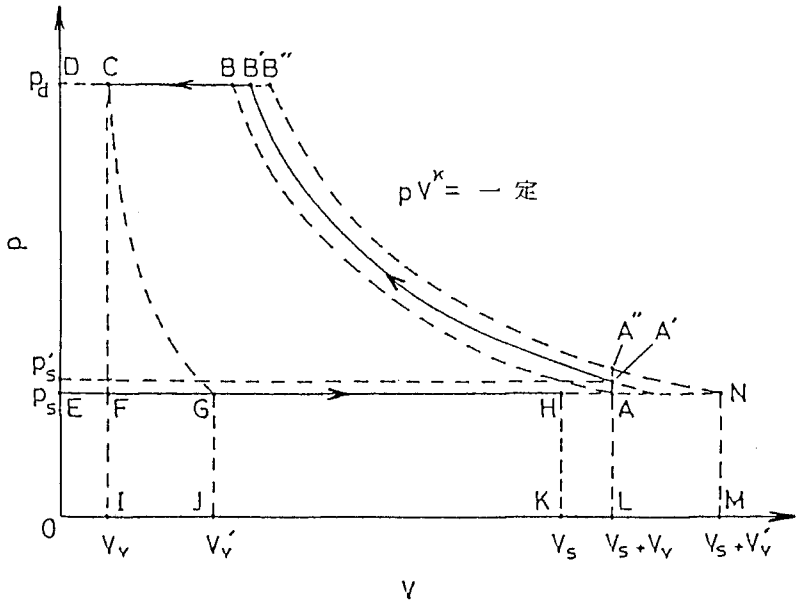


図6.5　圧力ー体積線図（p－V線図）

しに伴う諸々の損失を省略して単純化して示されている。まず，吸込室について考えると，圧縮機の一回転の間に，押しのけ容積V_sに相当する気体が圧力p_sで吸込孔より吸込まれるので，吸込室のp－V線図は，直線EHで表されることになる。一方，圧縮室について考えると，吸込みの完了した吸込室とすきま容積とが一体となって新しい圧縮室を形成した状態から圧縮が開始されるので，p－V線図の出発点は，体積がV_s+V_v，圧力が式（6.13）で与えられるp_s'で表される点A′となる。

$$p_s' = p_s\left(\frac{V_s}{V_s+V_v}\right)^{\kappa}\left(\frac{m_b+m_v-\Delta m_s}{m_b}\right)^{\kappa} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.13)$$

圧縮室では，点A′から圧力がp_dとなるまで断熱的に圧縮が行われ，それ以降は体積がV_vとなるまで一定圧力p_dで吐出しが行われるので，圧縮室のp－V線図は，A′B′Cで表されることになる。それゆえ，圧縮機が一回転の間になすべき仕事Wは，p－V線図における圧縮吐出し仕事すなわち面積（A′B′CIL）から吸込仕事すなわち面積（HE0K）を引いて，面積（A′B′CFA）で表され，数式的にはつぎのように表される。

$$W = \frac{\kappa}{\kappa-1}p_s'(V_s+V_v)\{(p_d/p_s')^{(\kappa-1)/\kappa}-1\} + p_s'(V_s+V_v)-p_sV_s-p_dV_v \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.14)$$

もし，吸込口の封鎖が瞬時に行われ，吸込口からの逆流が全く生じない（$\Delta m_s=0$）と仮定した場合には，圧縮機の仕事Wは，p－V線図上で面積（A″B″CFA）で表される。このとき，点A″は，圧力がp_s，体積がV_s+V_v'の点Nを通る断熱圧縮線（pV^{κ}＝一定となる線）上の体積がV_s+V_vとなる点であり，また，点B″は，同じ曲線上の圧力がp_dとなる点である。ここに，V_v'は点Cのすきま容積内気体が圧力p_sとなるまで断熱的に膨張したときの点Gの体積であり，次式で表される。

$$V_v' = V_v(p_d/p_s)^{1/\kappa} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(6.15)$$

一方，もし，吸込口が封鎖されるまでの間に，すきま容積内の高圧気体がすべて吸込口から逆流していくと仮定した場合には，圧縮機の仕事Wは，面積（ABCF）で表される。ここに，点Aは，圧力がp_s，体積がV_s+V_vの点であり，点Bは，点Aを通る断熱圧縮線上の圧力がp_dとなる点である。以上に述べてきた，吸込孔からの逆流が全くない場合と完全な逆流がある場合の圧縮機の仕事Wを比較すると，後者の場合のほうが面積にして（AA″B″B）だけ小さくなっており，すきま容積内気体の影響によって吸込孔からの逆流が生じ体積効率が低下してくる場合には，そのぶんだけ圧縮機の仕事も減少してくることがわかる。

ところで，同等の押しのけ容積V_s，すきま容積V_vを有する往復圧縮機のなすべき仕事について考えると，その仕事Wは、図6.5のp－V線図上で，面積（ABCG）で表される。[6.7] この仕事面積と回転圧縮機の場合の仕事面積（A′B′CFA）とを比較すると，回転圧縮機の場合には，まず，面積（CFG）の部分が大きく，すきま容積内気体の膨張仕事が吐出し口の絞り部で消費されて回収されていないことがわかる。また，回転圧縮機の場合には，面積（AA′B′B）の部分も大きくなっているが，これは，無効な仕事という訳ではなく，往復圧縮機の場合の吸込気体量に比べて，回転圧縮機の場合のそれが逆流の制限のために多いことに対応したものである。

6.3 実　　験

6.3.1 流量係数の測定

吐出し口および吸込口の絞り部における流量係数を測定するための実験装置を図6.6に示す。フレームおよび，吐出し弁を除去したシリンダヘッドにより封鎖されたシリンダ内の空間には，吐出し口および吸込口の絞り面積が形成されるように，ピストンがベーン溝方向に偏心した位置に固定され，ベーンもまたベーン溝内に漏れのないように固定されている。シリンダには，吸込孔Cに加えて，吐出し口への接続孔Aおよびシリンダ室への接続孔Bの三つの出入り口が設けられている。

さて，吐出し口絞りでの流量係数を調べる場合には，吐出し接続孔Aに一定圧力の高圧気体源を接続し，吸込孔Cを閉じた状態で，シリンダ接続孔Bより流出する気体流量を水上置換法で測定する。一方，吸込口絞りでの流量係数を調べる場合には，シリンダ接続孔Bに一定圧力の高圧気体源を接続し，吐出し接続孔Aを閉じた状態で，吸込孔Cより流出する気体流量を同様な方法で測定する。実験では，作動流体として冷媒R 22を用いた。

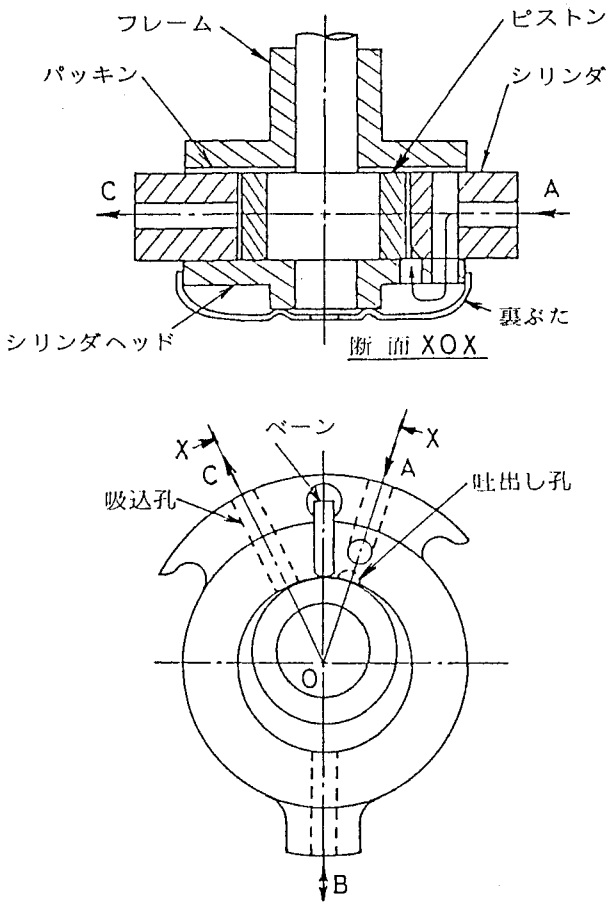


図6.6　流量係数測定装置

6.3.2 実機性能試験

ローリングピストン形回転圧縮機のすきま容積が圧縮機の性能に及ぼす影響を調べるにあたり，同一圧縮機に

おいて，すきま容積をいろいろと変更した場合の圧縮機定常運転性能を繰返し測定し，それらを比較検討することにした。すきま容積の変更方法としては，以下に述べる二つの方法を採用した。

まず，第一の方法では，図6.7に示すように，吐出し孔近傍のシリンダのドリル穴を利用してすきま容積の拡大を図った。吐出し孔とドリル穴とは，シリンダヘッド上にエンドミル加工された，吐出し口の絞り面積に比べて十分大きな断面積を有する連通部により接続されている。すきま容積の変更は，ドリル穴にそう入するスペーサの大きさを変えることにより得られる。

一方，第二の方法では，図6.8に示すように，シリンダヘッド上に，シリンダ内周に沿って吐出し孔に連なるエンドミル加工を施してすきま容積を変更した。この方法では，すきま容積の大きさの変化に加えて，絞りを形成する吐出し口面積も変化する点において，すきま容積の大きさしか変化しない第一の方法とは異なっている。

さて，性能試験では，すきま容積を変更して組立てた圧縮機を，冷媒R 22を作動流体とした冷凍回路（前出図2.11）に接続し，所定の運転条件で十分安定させたのち冷凍回路の膨張弁前液冷媒流量を浮子式面積流量計で測定し，圧縮機電気入力を指示電力計で測定した。なお，すきま容積の変更による性能への熱的な影響を抑制するために，同一運転条件においては，圧縮機底部の冷凍機油の温度が一定となるように，圧縮機の環境条件を調整した。

圧縮機の運転圧力条件は，吸込圧力 p_s = 0.583 MPa〔abs〕{ 5.95 kgf/cm^2 }（飽和蒸発温度5°C相当）吐出し圧力 p_d = 1.73, 2.03, 2.43 MPa〔abs〕{ 17.6, 20.7, 24.8 kgf/cm^2 }（飽和凝縮温度45, 52, 60°C相当）の三種類とした。また，圧縮機吸込冷媒の過熱度は10°C，膨張弁前液冷媒の過冷却度は5°Cとした。圧縮機は，単相誘導電動機を備え，100V 60Hz電源にて駆動され，その回転数は，吐出し圧力 p_d（1.73,

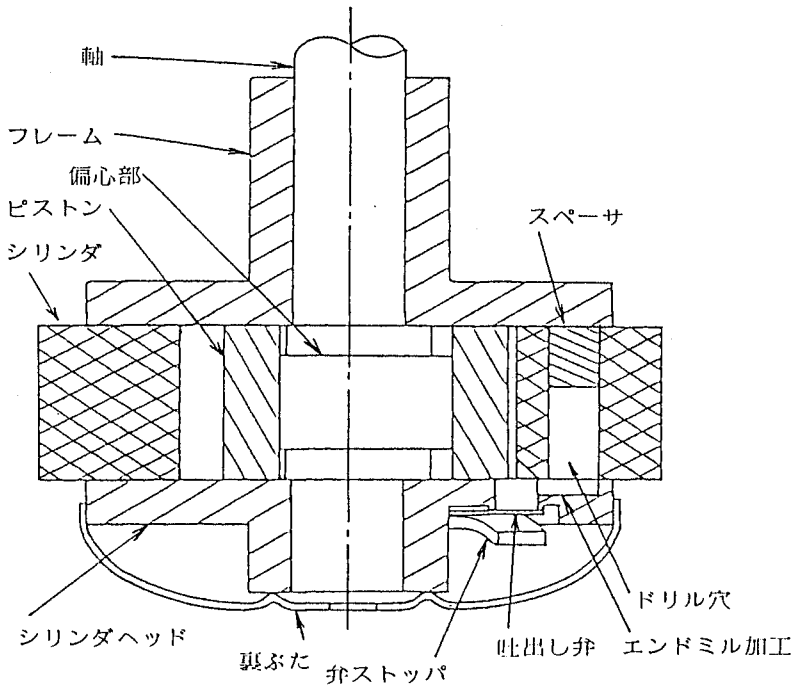


図6.7　すきま容積の変更方法(1)

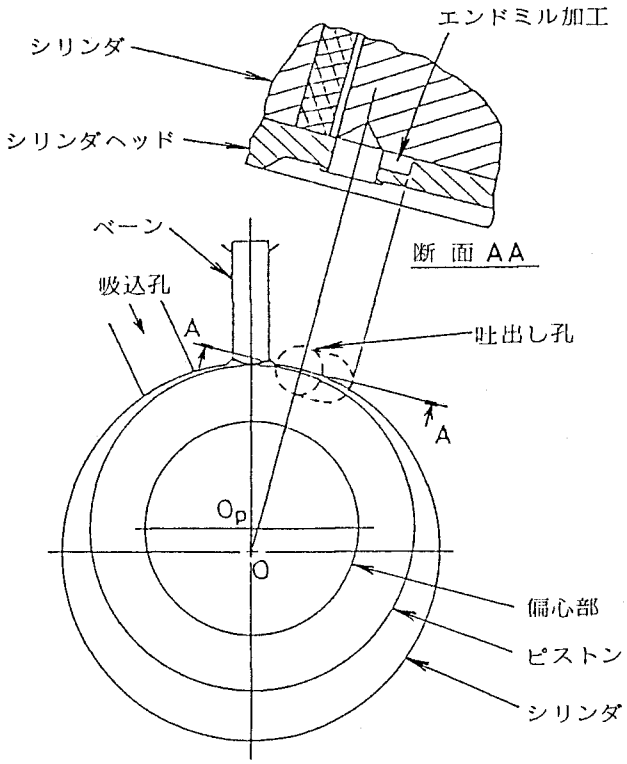


図6.8　すきま容積の変更方法(2)

表6.1　圧縮機の主要寸法

シリンダ半径	R	mm	27.0	吸込孔直径	d_s	mm	8.0
ピストン半径	r	mm	23.4	吸込孔前端角	θ_{s1}	rad	0.31
シリンダ高さ	ℓ	mm	23.8	吸込孔後端角	θ_{s2}	rad	0.61
押しのけ容積	V_s	cm^3	13.5	吐出し孔直径	d_d	mm	7.0
すきま容積	V_v	cm^3	0.20	吐出し孔前端角	θ_{d1}	rad	-0.38
				吐出し孔後端角	θ_{d2}	rad	-0.12

2.03，2.43MPa）に対応して，それぞれ3450，3400，3350 rpmであった。表6.1に実験に使用した圧縮機の主要寸法を示しておく。

6.4　結果とその考察

6.4.1　流量係数の測定結果

吐出し口および吸込口の絞りにおける流量係数 c_d および c_s を，6.3.1項の実験より測定されたそれぞれの絞り部の流量（$\dot{m}_d$，$\dot{m}_s$）と，そのときの絞り面積（A_d，A_s）および絞りの上下流の圧力（p_v，p_b，p_s）の値を用いて式（6.1）および（6.2）から逆算して求めた。その結果，絞り面積および圧力条件をいろいろと変化

させた実験からは，c_d および c_s の値として，それぞれ0.6から0.8の範囲の値が得られた。実験上の誤差や，流量係数の値の差が圧縮機性能の理論計算結果に及ぼす影響の程度などを考慮に入れて，逆流気体流量の理論計算式（6.1）および（6.2）に適用する吐出し口および吸込口の流量係数 c_d，c_s の値としては，ともに0.7の一定値を用いることにした。

6.4.2　すきま容積の体積効率への影響

図6.9には，図6.7に示した方法によりすきま容積を変更した場合の体積効率 η_v の実験結果が示されている。ただし，同図の横軸は，すきま容積 V_v を押しのけ容積 V_s で除したすきま容積比 ε_v（$=V_v/V_s$）で表してあり，縦軸の体積効率 η_v は，圧縮機の測定冷媒流量を理論吸込流量で除して｛前出式（4.31）｝得られたものである。運転圧力条件の違いにより漏れ損失などに差が生ずるために，η_v の絶対値にはレベルの差がみられるものの，ε_v を1.5から9％まで変化させた実験範囲においては，それぞれの場合の η_v の変化は1％未満となっている。なお，同図の結果は，6.3.2項で説明したように，圧縮機の環境条件を調整して冷凍機油温を一定に保った場合のものであるが，環境条件を一定に保ち，すきま容積の変更に伴う圧縮機の電気入力の増大による温度上昇を許して熱的影響を認めた場合にも，実験範囲での体積効率の変化は，それぞれの圧力条件ごとに1％程度であり，すきま容積比 ε_v が大きく変化しても体積効率 η_v がたいして変化しないという傾向には変わりなかった。

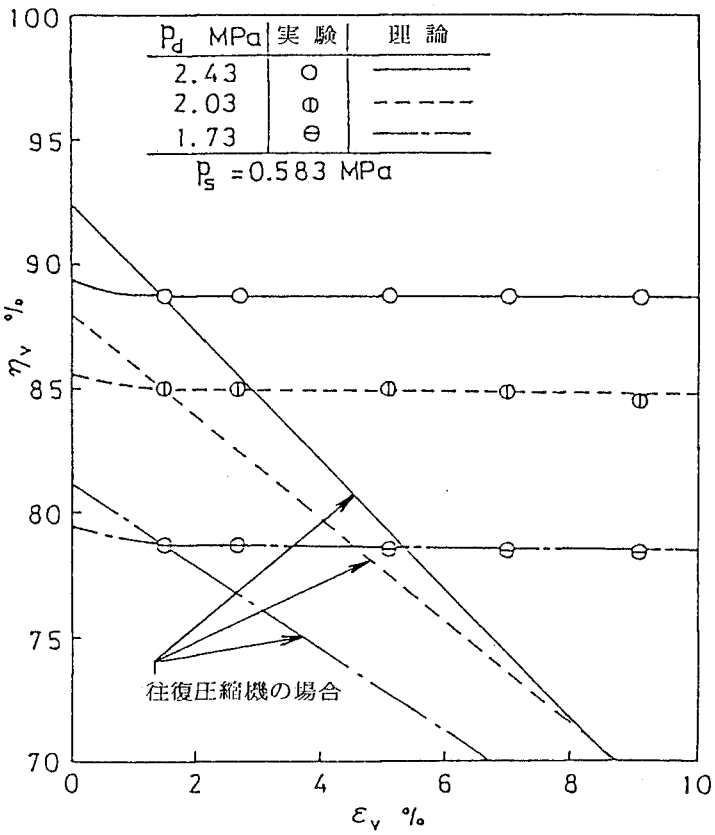


図6.9　すきま容積の体積効率への影響(1)

一方，図6.9中には，6.2節に示した理論解析に基づく数値計算結果も示されている。ただし，理論計算曲線の図示にあたり，それぞれの圧力条件ごとに，$\varepsilon_v = 1.5$％のときの実験値と理論値とが一致するように，式（6.12）中の基準体積効率η_{v0}が選んである。理論計算曲線においても，実験点にみられた傾向と同様に，ε_vが1％以上の範囲では，ε_vが増加してもη_vの低下はほとんどみられない。ただし，そのほぼ一定となっているレベルは，$\varepsilon_v = 0$のときの体積効率（η_{v0}）に比べると1～1.5％低い値となっており，この量が，すきま容積の影響による体積効率の低下量ということになる。

ところで，同図中には，比較のために，往復圧縮機の場合のすきま容積変化に対する理論体積効率(6.7)の値が式（6.16）に従って，$\varepsilon_v = 1.5$％のときの実験点を基準として示されている。

$$\eta_v = \eta_{v0} - \varepsilon_v \{ (p_d/p_s)^{1/\kappa} - 1 \} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.16)$$

この場合にはη_vがε_vに比例して顕著に減少しており，同じ容積形圧縮機とはいうものの，往復形と回転形とでは，すきま容積特性の全く異なっていることがわかる。

さて，回転圧縮機において，前述したようなすきま容積特性となる理由を，軸回転角θに対する，吐出し口および吸込口の絞り面積A_d，A_s，すきま容積および吸込室の圧力p_v，p_b，ならびに吸込口における逆流気体の瞬間質量流量$\dot{m}_s$のそれぞれの理論計算変化を示した図6.10を参考にして考える。同図において，まず，軸およびピストンが吐出し口前端角θ_{d1}を通過した直後では，吐出し口絞り前後の圧力差（$p_v - p_b$）が大きいにもかかわらず，絞り面積A_dが非常に小さいので，すきま容積内気体はほとんど吸込室へ流入することができず，吸込口での逆流気体流量$\dot{m}_s$も小さい状態となっている。その状態からピストンの回転が進むと，絞り面積A_dが増加してくるので，吸込室への気体の流入がしだいに増加し，すきま容積内圧力p_vが減少すると同時に，吸込口逆流流量$\dot{m}_s$が増加してくる。さらにピストンの回転が進み，吸込口前端角θ_{s1}に近づいてくると，こんどはしだいに吸込口に存在する第二の絞り面積A_sが減少してくるので，吸込口での逆流流量$\dot{m}_s$は減少し始め，吸込室圧力p_vは増加してくる。以上のような変化特性を総合すると，すきま容積の影響によって吸込口を逆流する気体量は，吐出し口と吸込口とに存在する二つの絞り面積の相互作用によって制限されていることになる。それゆえ，すきま容積比ε_vが増加しても，絞り面積A_d，A_sが変わらない限り，すきま容積内圧力p_vの降下が遅くなるとともに吸込口封鎖時（$\theta = \theta_{s2}$）の吸込室圧力p_bが多少高くなるものの，逆流流量曲線$\dot{m}_s$には大きな変化がみられない。そして，$\dot{m}_s$の曲線と横軸とで囲まれた面積で評価される総逆流量気体質量Δm_sにもほとんど変化が起らず，前述したように，体積効率に対するすきま容積変化の影響はほとんど現れなくなる。

以上のことをさらに確認するために，すきま容積内の圧力変化を圧電形圧力変換器により測定したところ，図6.11に示すような圧力—時間変化波形が得られた。圧力波形とそれと同時に記録された軸の回転角信号とを対比してみると，軸の回転が吐出し口前端角θ_{d1}に達したあとの圧力降下が緩慢であり，吸込口が後端角θ_{s2}で封鎖された少しあとになってようやく最低圧力が記録されている。この測定された圧力の変化傾向は，図6.10中のp_vの変化傾向と良く一致しており，図6.10に示された理論計算曲線の妥当性を裏づけている。

さてここで，圧縮機の運転条件が変化した場合のすきま容積の体積効率への影響を理論解析計算により検討してみる。

まず，図6.12には，圧縮機回転数nを変化させた場合の影響が示されており，同図の縦軸は，式（6.11）で求

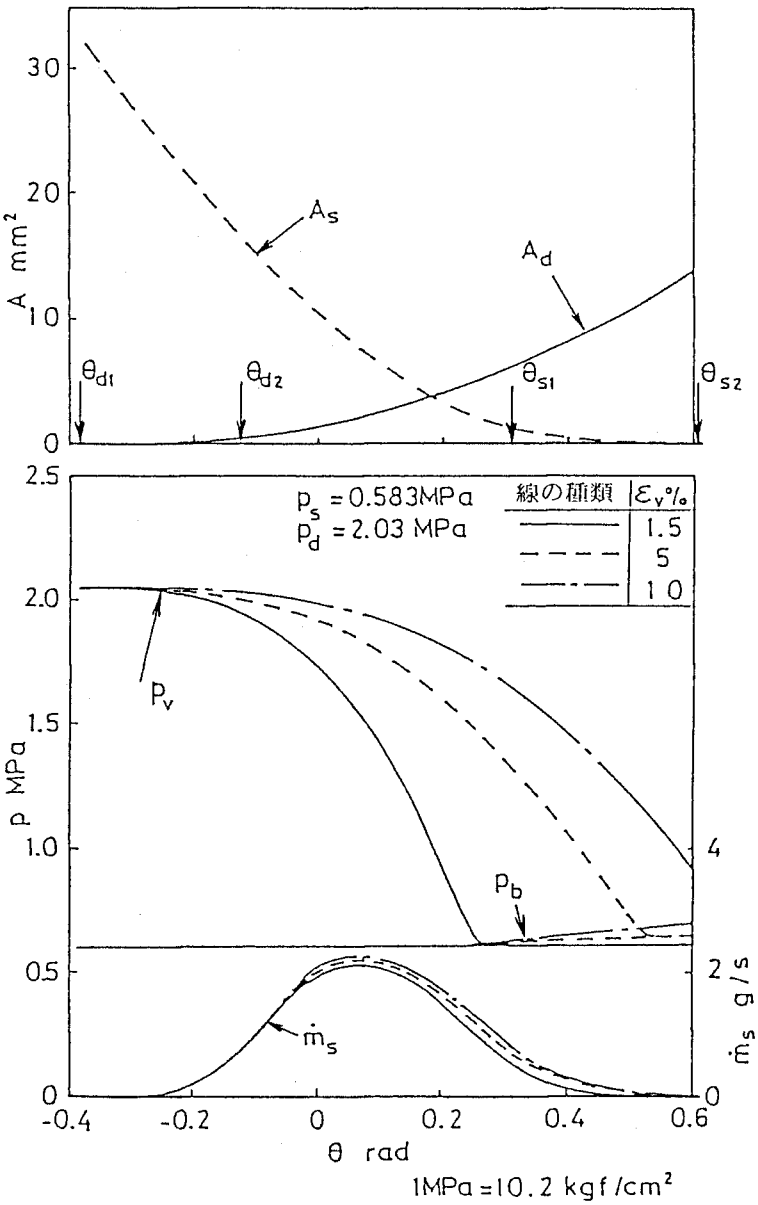


図6.10　絞り面積，圧力および逆流流量の変化

められる，すきま容積の影響による体積効率の低下量$\Delta\eta_v$で表されている。回転数nが小さくなるほど，吐出し口が開いてから吸込口が封鎖されるまでの時間が長くなり逆流気体量が増加してくるので，体積効率の低下量$\Delta\eta_v$は増加する傾向となっている。しかし，小形空調機用圧縮機として，二極誘導電動機により50あるいは60Hzの商用電源周波数に近い回転数で駆動されている場合には，低下量$\Delta\eta_v$はせいぜい1％程度の小さな値にとどまっている。なお，回転数nが0に近づくにつれて，式（6.17）で求められる往復圧縮機の場合の体積効率の低下量(6.7)に近づいていく。

$$\Delta\eta_v = \varepsilon_v\{(p_d/p_s)^{1/\kappa} - 1\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (6.17)$$

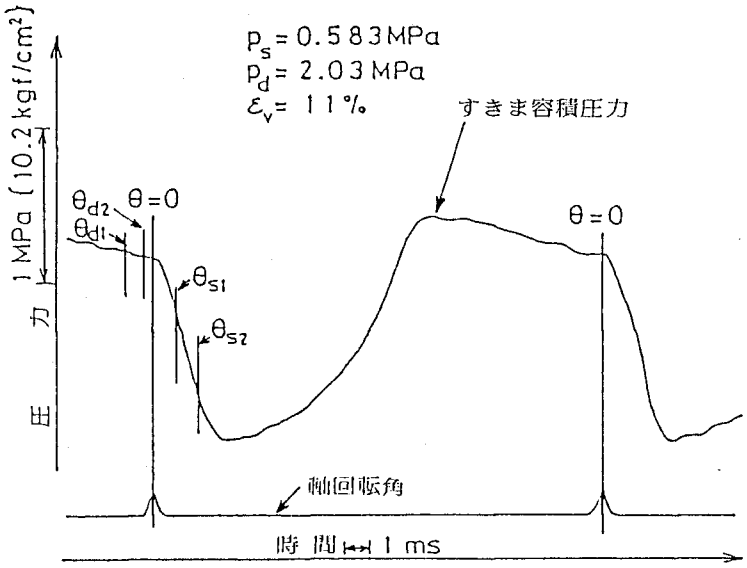


図 6.11　すきま容積内の圧力変化波形

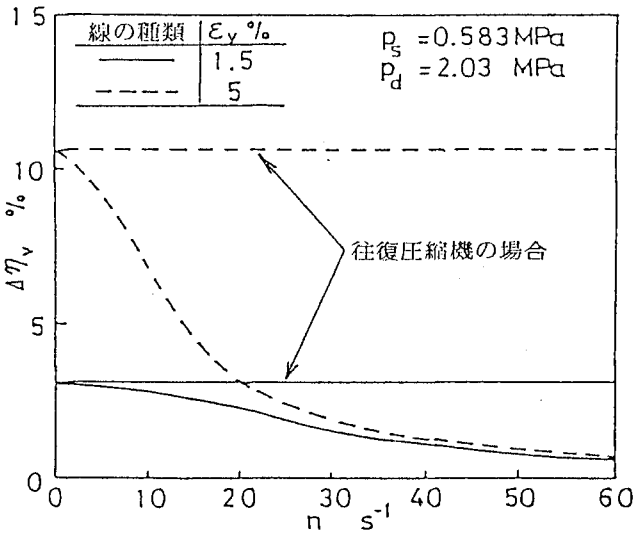


図 6.12　回転数と体積効率低下量の関係

つぎに，図6.13には，圧縮機の運転圧力条件の変化に関連して，吸込圧力 p_s を一定として吐出し圧力 p_d を変化させた場合のすきま容積の影響による体積効率の低下量 $\Delta\eta_v$ の変化が計算して示されている。同図の横軸に表した圧力比 p_d/p_s が増加するにつれて，$\Delta\eta_v$ も少しずつ増加しているが，空調機用圧縮機の通常の運転圧力比の範囲（$p_d/p_s = 3 \sim 4$）では1％程度の低い値に落着いている。その変化傾向は，式（6.17）より計算して図示されている往復圧縮機の場合の体積効率の低下量の大幅な増加傾向とは全く異なっている。

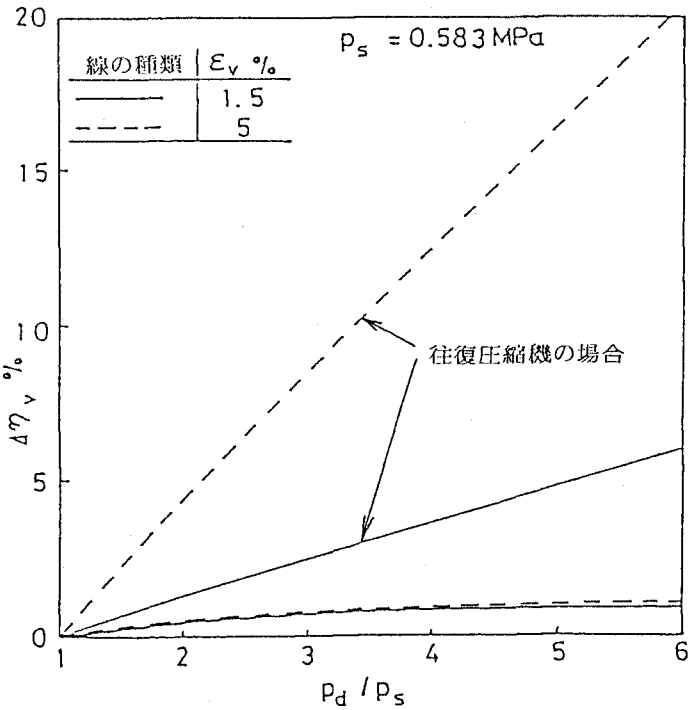


図6.13　圧力比と体積効率低下量の関係

6.4.3　すきま容積の体積効率への影響(2)

ここでは，図6.8に示した方法によりすきま容積を変更した場合の体積効率への影響について述べる。図6.14には，その場合の体積効率η_vの実験結果と，吸込口後端角θ_{s2}と吐出し口前端角θ_{d1}の角度差$\beta(=\theta_{s2}-\theta_{d1})$との関係が示されている。いずれの運転圧力条件の場合にも，角度差βの増加とともに体積効率η_vのなだらかな低下がみられる。そして，その変化傾向は，$\beta=0.99$ rad のときの実験点を基準として同図中に併記した理論計算曲線の変化傾向と大変良く一致している。ところで，同図の横軸にとってある角度差βについて考えると，βが大きいということは，図6.8のすきま容積の変更方法からして，すきま容積が大きいということである。それゆえ，図6.14の変化傾向は，すきま容積すなわちすきま容積比ε_vが増加するとともに体積効率η_vが低下してくるというふうに解釈することもでき，そうすると6.4.2項で述べた結果とは異なってくる。

そこで，前述のように角度差βとともに体積効率η_vの低下してくる理由を，図6.8に示したすきま容積の変更方法と関連させて検討してみる。すきま容積の変更を詳細に考えると，(1)すきま容積の大きさV_vの変化，(2)吐出し口絞り面積A_dの変化，の二つの項目に分けることができる。これらの項目のうち，まず(1)の要因について考えると，本実験におけるすきま容積V_vの変化範囲は，すきま容積比ε_vにして1.5から2.5％の範囲に相当している。このようなε_vの小さな変化に対して体積効率η_vが図6.14にみられるように変化するということは，図6.9に示されている実験結果を参考にすると，きわめて考えにくいことであり，(1)の要因は体積効率低下傾向の理由からは除いても良いものと思われる。

つぎに，(2)の要因，すなわち吐出し口絞り面積A_dの変化の影響を理論的に検討してみる。絞り面積A_dは，図

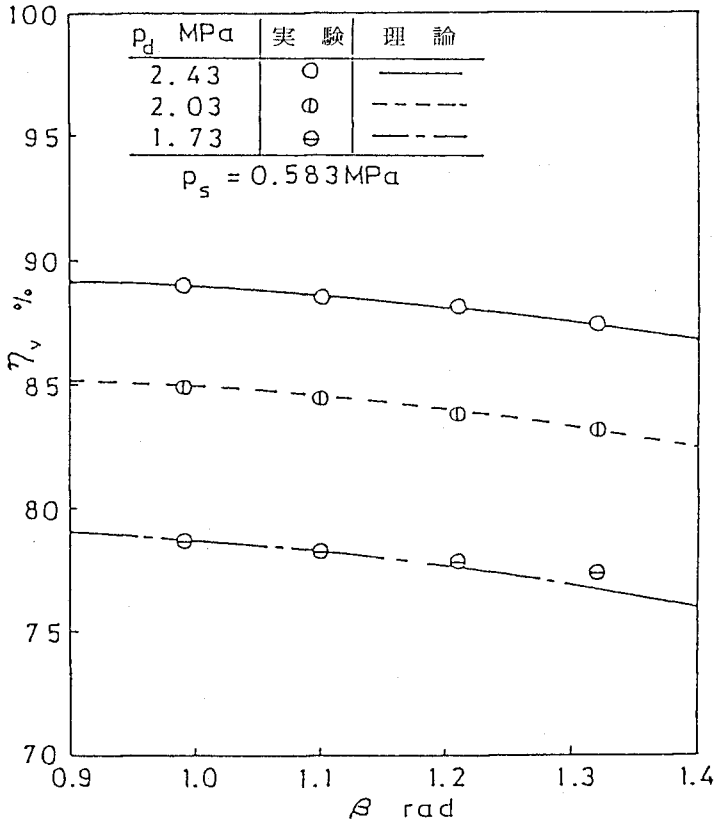


図6.14　すきま容積の体積効率への影響2)

6.4および式（6.3）からわかるように，吐出し口の前端角θ_{d1}と後端角θ_{d2}のどちらによっても変化するので，図6.15には，そのどちらか一方を一定として他方を変化させた場合の体積効率の低下量$\Delta\eta_v$の変化が計算して示されている。ただし，同図の横軸は，どちらの変化の場合にも吐出し口の大きさの変化としては同一の尺度で表されるように，吐出し口前端と後端の距離すなわち吐出し孔の相当直径 d_d $\{=R(\theta_{d2}-\theta_{d1})\}$ で表されている。

さて，同図において，吐出し孔後端角θ_{d2}を一定として前端角θ_{d1}を変化させた場合（実線）と，θ_{d1}を一定としてθ_{d2}を変化させた場合（破線および一点鎖線）とでは，相当直径 d_d の変化に対する体積効率低下量$\Delta\eta_v$の変化傾向に違いがみられる。後者の場合には，d_dが変化しても$\Delta\eta_v$はたいして変化していないが,前者の場合には，d_dの増加とともに$\Delta\eta_v$が増加している。このことは，すきま容積の体積効率への影響を決定づけているものは，d_dの絶対値すなわち吐出し口の前後端の距離(絞り面積）というよりも，d_dの前端角θ_{d1}であることを意味している。よって，図6.14にみられた体積効率の減少傾向は，すきま容積変更加工のうち，吐出し口絞り面積の変化に関連した吐出し口前端角θ_{d1}の変化の影響を受けていたものであることがわかる。

ところで，図6.15の場合と同様な理論計算により吸込口絞りの直径 d_s の変化の影響を調べてみると，d_sの絶対値というよりも，d_sの後端角θ_{s2}によってすきま容積の体積効率への影響が支配され,θ_{s2}が大きくなるほど体積効率の低下量$\Delta\eta_v$の大きくなることが確かめられた。

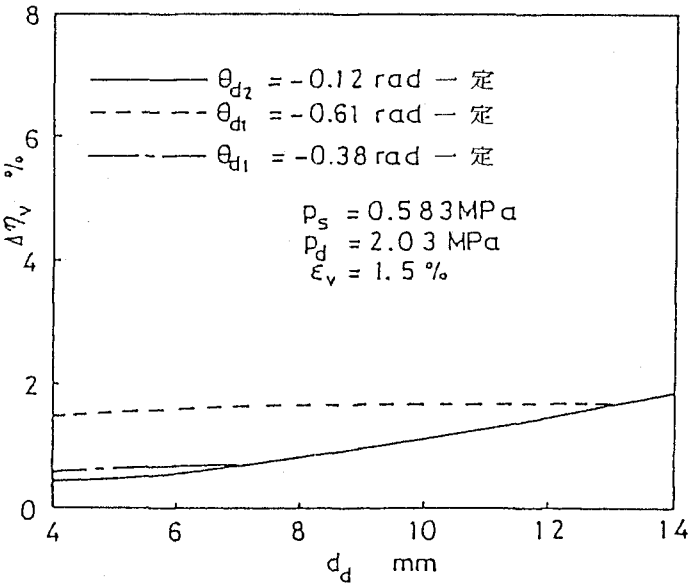


図6.15　吐出し孔直径と体積効率低下量の関係

以上の結果を総合して考えると，すきま容積の体積効率への影響を決定づけているものは,吐出し口前端角θ_{d1}と吸込口後端角θ_{s2}の角度差β（$=\theta_{s2}-\theta_{d1}$）であり，θ_{d1}が小さくあるいはθ_{s2}が大きく，すなわちβが大きくなるにつれて体積効率が低下してくるということができる。βが大きいということは，吐出し口絞りが開いてから吸込口が封鎖されるまでの時間が長いということであり，βの増加につれて体積効率の低下量$\Delta\eta_v$の増加する傾向は，図6.12に示した回転数nの減少につれて$\Delta\eta_v$の増加する傾向と一致している。

さて，6.4.2項および6.4.3項で述べてきた理論計算結果は，図6.3のような流路モデルを用い，容積内気体の状態が瞬時に均一になると仮定して定常状態での流量計算式を適用して求めてきたものであるが，その妥当性について少し考えてみる。本研究例の場合，シリンダ内気体の音速はおよそ170 m/s，吐出し口から吸込口に至る流路長さはおよそ140mmであるので，吐出し口の圧力衝撃波が吸込口に達するまでには0.8 ms の時間が必要である。圧縮機の回転数を57 s^{-1}とすると，この間に軸およびピストンはおよそ0.3 rad回転する。吸込室内気体が均一となるまでにはさらに長い時間が必要であり，瞬時均一状態となるという仮定は，流動状態を正確に評価するという点では必ずしも妥当とはいえない。しかしながら，本研究では，すきま容積内気体の体積効率への影響の程度を調べることに重点を置いて，不均一で時間遅れのあるシリンダ内気体の流れに対し，逆流量が大きめに評価されるかも知れないが解析の簡単な瞬時均一状態の仮定を適用して解析を進めてきた。その結果，前述したように，すきま容積の体積効率への影響が少なく，1～1.5％程度ということであった。それゆえ，もっと実際に即した仮定を用いた場合には，その影響はもっと少なくなるであろうが，全体的な体積効率への影響傾向には変わりないものと思われる。

ついでに，理論流量の計算式に用いる流量係数の値について考えると，モデル実験より得られた0.7という値に対し，実際の圧縮機の場合には絞り部に冷凍機油が付着していたり気体中に冷凍機油の微滴が混入していたりするので，もっと小さな値のほうが適当であるかも知れない。しかしながら，すきま容積から吸込孔への逆流は，

前述したように，吐出し口と吸込口の二つの絞り面積の組合せによって制限されて非常に少なくなっているので，たとえ冷凍機油の作用などを考慮に入れて流量係数を小さくすなわち逆流流量を減らしたとしても，すきま容積が体積効率に及ぼす影響には大差ないものと考えられる。

6.4.4　すきま容積の圧縮機動力への影響

図6.16には，図6.7に示した方法によりすきま容積を変更した場合の圧縮機電気入力Pの測定結果が示されている。ただし，同図の横軸はすきま容積比ε_vで表されており，縦軸は,測定入力Pをそれの最小二乗近似直線で推定される$\varepsilon_v = 0$のときの電気入力P_0で無次元化した 入力比P/P_0で表されている。ε_vの増加とともに，P/P_0はほぼ直線的に増加しており，その増加割合は，吐出し圧力p_dの高い場合ほど大きくなっている。この傾向は，すきま容積内気体の再膨張仕事が回収されて，ε_vが大きくなるにつれて 所要動力の減少してくる往復圧縮機の場合の傾向(6.7)とは全く異なっている。一方，同図中には，圧縮機の理論電気入力の比率も示されている。理論電気入力Pは，式（6.14）より求められる理論仕事Wを用いて式（6.18）で表され，それの比率P/P_0は式（6.19）で求められる。

$$P = n(W+\Delta W)/(\eta_m \eta_{mot}) \quad \cdots\cdots (6.18)$$

$$P/P_0 = (W+\Delta W)/(W_0+\Delta W) \quad \cdots\cdots (6.19)$$

ここに，nは回転数，η_mは機械効率，η_{mot}は電動機効率，ΔWは図示損失仕事であり，ε_vが変化してもそれ

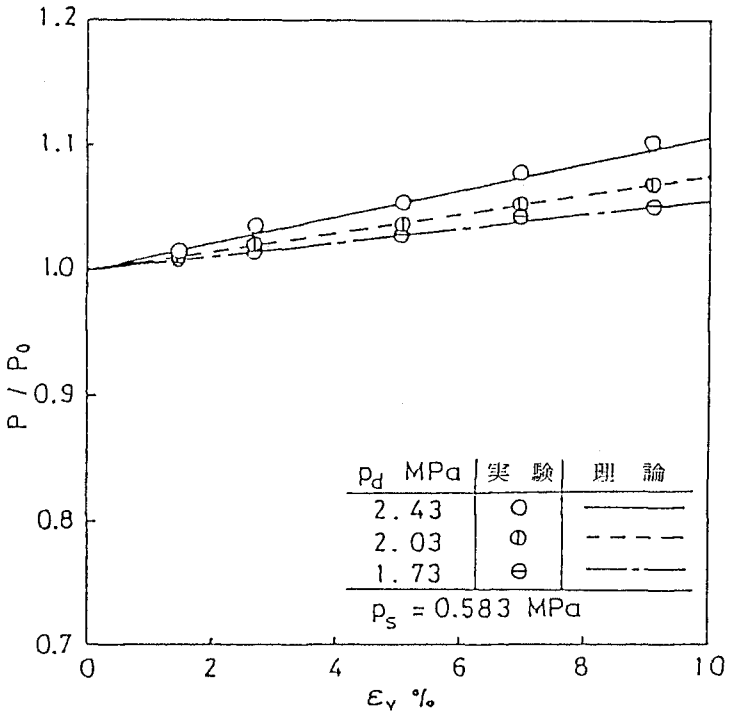


図6.16　すきま容積の圧縮機電気入力への影響

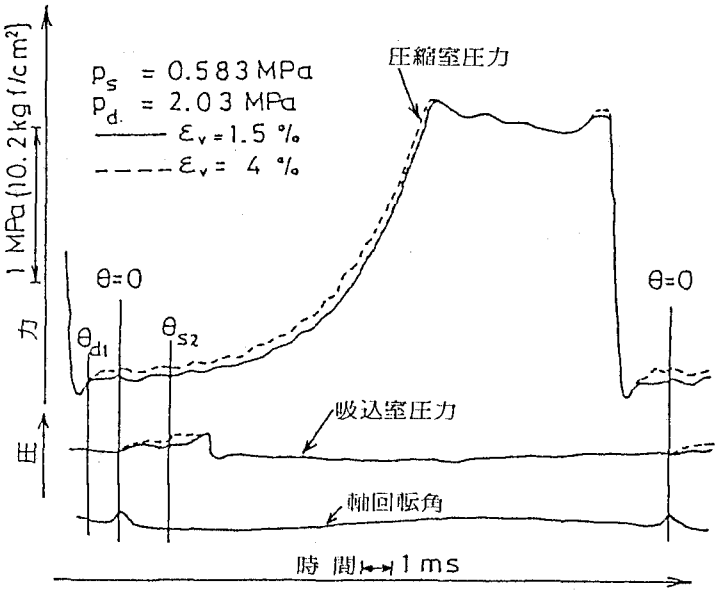


図6.17　吸込室および圧縮室の圧力変化波形

らの値は一定と仮定する。またΔWの値としては，$\varepsilon_v = 0$のときのWの値W_0の10%を見込むことにする。そのようにして求められた理論線と実験値の傾向とは良く一致しており，p－V線図に基づいて式（6.14）から計算される圧縮機仕事Wによって所要動力の増大が評価できることがわかる。

さて，上述したように圧縮機動力の増大する原因としては，p－V線図にみられたように，圧縮過程における圧力の早期上昇が挙げられる。そこで実際に運転中の圧縮機のシリンダ内吸込室および圧縮室の圧力を測定したところ，図6.17のような圧力－時間波形が得られた。ただし，それぞれの圧力は，シリンダ壁面上の軸回転角θ＝1.13および5.78 radの位置に取付けられた二個の圧電形圧力変換器により測定されたものである。すきま容積の違う場合のそれぞれの圧力波形のレベルの見積りは，すきま容積変更の影響の比較的少ないと考えられる吸込過程および，吐出し過程における圧力が等しいものと仮定してなされている。同図の波形をみると，すきま容積比ε_vの大きい場合のほうが圧縮過程における圧力レベルが高くなっている。このことは，すきま容積内気体の大部分は，吸込口よりの逆流を生じさせて体積効率を低下させているのではなく，圧縮室圧力を上昇させて圧縮機の仕事を増大させていると考えることが妥当であることを示している。

なお，図6.8に示した方法によりすきま容積を変更した場合には，すきま容積の増加とともに圧縮機電気入力の若干の減少が測定された。これは，この方法によるすきま容積の変更加工に伴い，図6.13に示したように，体積効率すなわち圧縮機流量が減少してくるためであると思われる。

6.5　まとめ

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機のすきま容積が圧縮機の性能に及ぼす影響を理論的ならびに実験的に検討し，以下のまとめを得た。

(1) すきま容積が変化しても体積効率はほとんど変化せず，しかもすきま容積の影響による体積効率の低下量

は非常に少なく往復圧縮機の場合とは異なる。

(2) すきま容積内気体が引き起す吸込気体の逆流は，すきま容積と吸込孔の間に存在する，吐出し口および吸込口の二つの絞りの作用によって抑制されている。

(3) すきま容積の体積効率への影響の程度は，吐出し口および吸込口の大きさよりも，両者の相対的な位置関係に左右され，両者の間の角度が大きくなるほど体積効率は低下する。

(4) すきま容積の増大は，圧縮過程の圧縮室圧力を早期に上昇させるという形で圧縮機のなすべき仕事を増大させる。

付 録 1　　逆流流量計算プログラム

```
C     CALCULATION OF RE-EXPANSION
   99 DT = 0.0001
      READ(5,100,END=999) PS,PD,GAS,GAD,C0,C2,PI,RPM
      READ(5,100,END=999) RC,RP,DD,DS,THS,V0,V2
      WRITE(6,110) RC,RP,DD,DS,THS,V0,V2
      WRITE(6,111) PS,PD,GAS,GAD,C0,C2,PI,RPM
      PAI=ATAN(1.)*4; OM=PAI*RPM/30; DTH=OM*DT
      E=RC-RP; ER=E/RP
      TH0=DD/RC; TH1=THS*PAI/180-DD/(2*RC); TH2=TH1+DD/RC
      PI1=2/PI; PI2=(PI+1)/PI; PI3=1960*PI/(PI-1)
      PCR=(2/(PI+1))**(PI/(PI-1))
      G00=G0=GAS*V0; G22=G2=GAD*V2
      P0=PS; P2=PD; DG22=DG00=0;    N=IFIX(TH2/DTH)+1
      WRITE(6,120)
      DO 400  I = 1 , N
      TH=I*DTH;  THDD=180*TH/PAI;  T=I*DT
      TH00=TH/2;  IF( TH.GT.TH0)  TH00=TH-TH0/2
      AL2=ASIN(ER*SIN(TH00)); XL2=RC-(RP*COS(AL2)+E*COS(TH00))
      A2=2*RC*(TH-TH00)*XL2;  IF(P2.LE.P0)  P2=P0
      PP2=P0/P2;  IF(PP2.LT.PCR)  PP2=PCR
      DG2=C2*A2*SQRT( PI3*P2*G22/V2*(PP2**PI1-PP2**PI2) )
      DG22=DG22+DG2*DT; G22=G2-DG22;  IF(G22.LE.0.)  GO TO 998
      P2=P0*(G22/G2)**PI
      IF( TH.LE.TH1 )  TH11=TH1; B=0; GO TO 300
      IF( TH.GE.TH2 )  A0=0; GO TO 301
      TH11=TH; B=ACOS(1-2*RC*(TH-TH1)/DD)
  300 TH12=(TH11+TH2)/2-TH;  AL0=ASIN(ER*SIN(TH12))
      XL0=RC-(RP*COS(AL0)+E*COS(TH12));  A0=(PAI-B)*CS*XL0
  301 IF( P0.LE.PS )  P0=PS
      PP0=PS/P0;  IF(PP0.LT.PCR)  PP0=PCR
      DG0=C0*A0*SQRT( PI3*P0*G00/V0*(PP0**PI1-PP0**PI2) )
      DG00=DG00+DG0*DT; G00=G0-DG00+DG22;  IF(G00.LE.0.)  GO TO 998
      P0=PS*(G00/G0)**PI;  VEF=DG00/G0
      WRITE(6,130) I,THDD,P2,P0,DG22,DG00,DG2,DG0,G22,G00,A2,A0,VEF
  400 CONTINUE
  998 GO TO 99
  999 STOP
  100 FORMAT( 8E10.1)
  110 FORMAT(1H0,20X,'RE-EXPANSION'/ 1H0,11X,'RC',11X,'RP',11X,'DD',
     & 11X,'DS',10X,'THS',11X,'V0',11X,'V2'/  1H ,7F13.3)
  111 FORMAT(1H0,11X,'PS',11X,'PD',9X,'GAMS',9X,'GAMD',11X,'C0',
     & 11X,'C2',11X,'PI',10X,'RPM'/ 1H ,2F13.0,2F13.5,3F13.3,F13.1)
  120 FORMAT( 1H0,4X,'I',5X,'DD',8X,'P2',8X,'P0',9X,'DG22',9X,'DG00',
     & 7X,'DG2',7X,'DG0',7X,'G22',7X,'G00',8X,'A2',8X,'A0',7X,'VEF')
  130 FORMAT( 1H ,I5,F7.1,2F10.0,2E13.5,7F10.6)
      END
```

第７章　吸気加熱特性

7.1　まえがき

本章では，ローリングピストン形回転圧縮機の吸込気体がシリンダ内吸込室において加熱される現象を解明していく。空調機用ローリングピストン形回転圧縮機は，潤滑油の供給ならびに吐出し気体からの油の分離のために，密閉容器内が高温高圧の吐出し気体で満たされる，高圧容器方式を採用している。それゆえ，密閉容器下部に蓄えられている冷凍機油は高温となり，冷凍機油中に設置されているシリンダ圧縮要素部も高温となっている。そこで，圧縮機に流入する温度の低い吸込気体は，高温のシリンダ壁から加熱されてその比体積が増加し，圧縮機の体積効率が低下することが知られている。しかしながら，シリンダ内での気体の挙動や伝熱形態が複雑であるために，その研究例(7.1)～(7.4)は少なく，往復圧縮機における吸気加熱の研究(7.5)，(7.6)に比べて体系的にまとめたものがみあたらない。また，吸気加熱の影響を実験的に取立てて明らかにしたものもみられない。

そこで，本研究では，圧縮機シリンダ温度を制御しながら吸込気体温度を変化させた場合の体積効率の変化割合から，吸気加熱が体積効率に及ぼす影響を実験的に調べ，吸気過程における伝熱量を明らかにしていく。そして，その伝熱量より，吸込過程における平均的な熱伝達率の値を推定してみる。一方，吸気加熱の簡略化した理論解析計算方法を示し，それらの結果と実験結果との比較によってその解析の妥当性を検討していく。

7.2　吸気加熱の評価手順

空調機用ローリングピストン形回転圧縮機の構造を図7.1に示し，吸気加熱の概要を説明する。圧縮機は高圧容器方式を採用しているので，シリンダ部は，高温吐出し気体およびそれと接して高温となっている冷凍油中にさらされており，それらの温度と同程度の温度となっている。それゆえ，冷凍回路の蒸発器より流れてきて吸込アキュムレータを経てシリンダ内に吸込まれる低温冷媒は，高温のシリンダ壁などから加熱され比体積が増加するので，圧縮機の実吸込流量すなわち体積効率が低下する。

それと同様な吸気加熱現象は往復圧縮機にもみられ，シリンダ内気体や壁温度の瞬間値の測定に基づく実験解析や熱伝達率を推定して計算する理論解析などが行われているが，(7.5)，(7.6)その方法がただちに回転圧縮機に適用できる訳ではないので，本研究では，以下に示す手順に従って，回転圧縮機における吸気加熱現象を調査し体積効率への影響を明らかにすることを試みる。その場合，吸気加熱現象の厳密な解析というよりも，圧縮機全体としてみた場合の吸気加熱の大局的な評価に重点を置いて議論を進めることにする。

7.2.1　吸気加熱と体積効率

ローリングピストン形回転圧縮機の体積効率 η_v は，いま問題としている吸気加熱に起因する体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ と，それ以外の要因によって起こる体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v2}$ とを用いて，近似的につぎの形で表すことができる。

$$\eta_v = 1 - \Delta\eta_{v1} - \Delta\eta_{v2} \quad \cdots\cdots (7.1)$$

このうち，吸気加熱に起因する低下量 $\Delta\eta_{v1}$ は，圧縮機吸込状態すなわちシリンダ吸込前の気体の比体積 v_s と

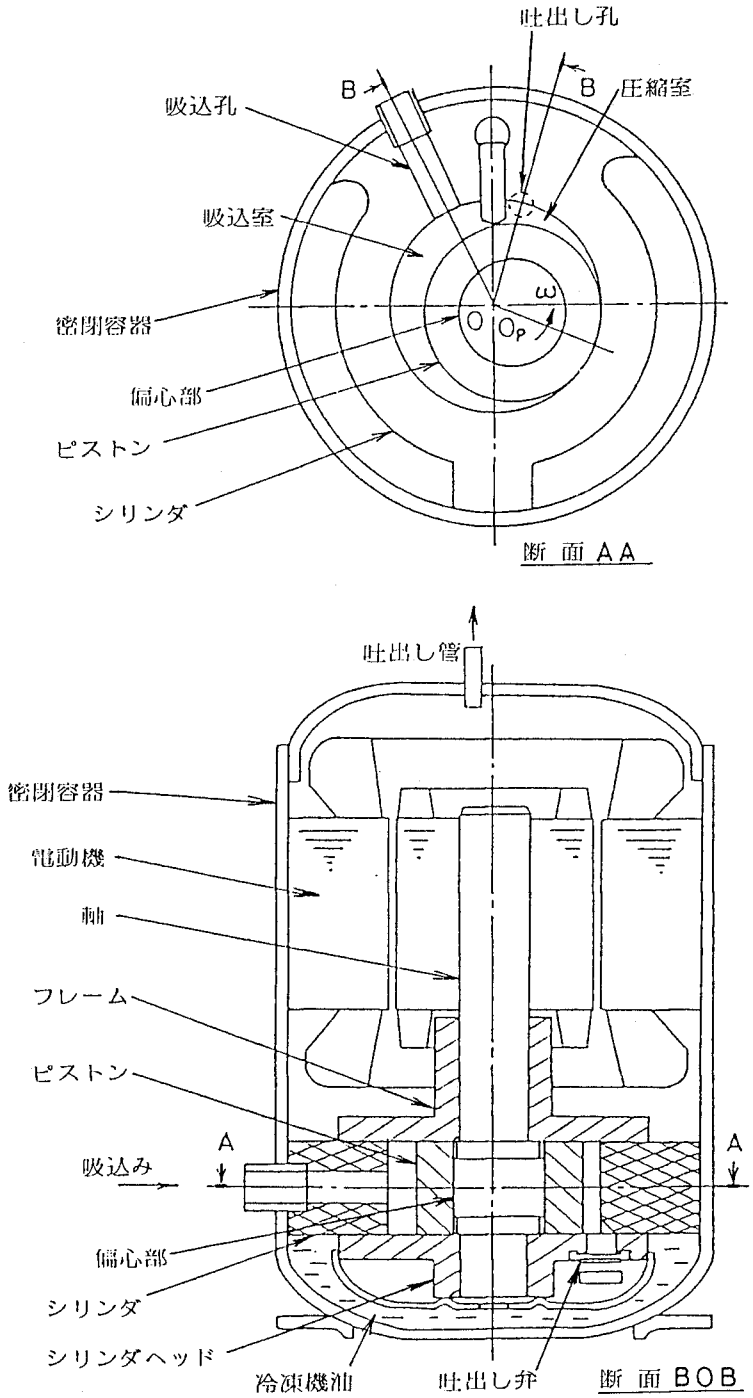


図 7.1　圧縮機の構造

シリンダ内吸込室で加熱された吸込終了時の気体の比体積 v_s' とを用いると次式のように表される。

$$\Delta\eta_{vl} = \{Q_{vs}-(Q_{vs}/v_s')v_s\}/Q_{vs}$$
$$= 1 - v_s/v_s' \quad \cdots\cdots(7.2)$$

ここに，Q_{vs} は圧縮機の理論吸込体積流量である。

一方，吸気加熱以外の体積効率低下要因について考えると，第4章および第5章で述べた漏れ損失，第6章で述べたすきま容積損失，本研究では触れないが吸込圧力脈動損失[7.7]などが挙げられ，それらのなかでは漏れ損失が大きな割合を占めている。[7.1] それゆえ，本研究では，吸気加熱以外の要因による体積効率の低下を，近似的に漏れ損失で代表させることにすれば，その低下量 $\Delta\eta_{v2}$ はつぎのように表される。

$$\Delta\eta_{v2} = q_m v_s / Q_{vs} \quad \cdots\cdots (7.3)$$

ここに，q_m は体積効率の低下を代表させた漏れ質量流量である。

いま，シリンダ内に吸込まれる気体の温度が高く，吸込室の壁温度と等しい場合を考えてみると，吸気加熱が無くなる（$\Delta\eta_{v1}=0$）ので，その場合の体積効率 η_{v1} は，その吸込温度における吸込気体の比体積を v_{s1} として，式（7.1），（7.3）より次式の形で表される。

$$\eta_{v1} = 1 - q_m v_{s1} / Q_{vs} \quad \cdots\cdots (7.4)$$

そこで，何らかの方法により，吸気加熱が無い場合の体積効率 η_{v1} およびそのときの吸込気体比体積 v_{s1} がわかれば，式（7.4）の関係を利用して，次式で相当漏れ質量流量 q_m を求めることができる。

$$q_m = (1 - \eta_{v1}) Q_{vs} / v_{s1} \quad \cdots\cdots (7.5)$$

ところで，相当漏れ質量流量 q_m は，吸込気体の温度のみ異なる条件で運転している圧縮機においては，あまり変化しないものと考えられるので，吸込気体の温度が高く吸気加熱が無い場合について式（7.5）から求められる q_m の値を，任意の吸込気体温度の場合の q_m の値として適用することにすれば，任意の吸込気体温度の場合の吸気加熱以外の要因による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v2}$ は，式（7.5）を式（7.3）に代入してつぎのように表される。

$$\Delta\eta_{v2} = (1 - \eta_{v1}) v_s / v_{s1} \quad \cdots\cdots (7.6)$$

一方，上式の $\Delta\eta_{v2}$ を用いると，任意の吸込気体温度における，吸気加熱に起因する体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ は，式（7.1）の関係から次式のように表される。

$$\Delta\eta_{v1} = 1 - \eta_v - (1-\eta_{v1}) v_s / v_{s1} \quad \cdots\cdots (7.7)$$

それゆえ，任意の吸込気体温度の場合（比体積 v_s）の体積効率 η_v と吸込室壁温度と等しい吸込気体温度の場合（比体積 v_{s1}）の体積効率 η_{v1} とが与えられれば，上式により吸気加熱の体積効率への影響が評価できる。

ところで，吸気加熱による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ は式（7.2）の形でも表されているので，式（7.2）と（7.7）とを等置して整理することにより，吸込終了時の吸込室内気体の比体積 v_s' が以下のように求められる。

$$v_s' = 1/\{(1-\eta_{v1})/v_{s1} + \eta_v/v_s\} \quad \cdots\cdots (7.8)$$

圧縮機吸込気体としての冷媒R22の比体積は，圧力と温度の関数として，熱物性値表(7.8)や菅原の相関(7.9)を利用したそれの回帰式(7.4)などにより表されているので，式（7.8）で吸込終了時の吸込室内気体の比体積 v_s' が与えられれば，そのときの圧力を圧縮機の吸込圧力に等しいと仮定して，吸込終了時の吸込室内気体の温度 T_s' を推定することができる。その温度 T_s' を用いると，吸込過程における吸込気体の単位時間当りの加熱量Qは次式で求められる。

$$Q = c_g Q_m (T_s' - T_s) \quad \cdots\cdots (7.9)$$

ここに，c_g は吸込気体の定圧比熱，Q_m は圧縮機の吸込質量流量，T_s は圧縮機吸込温度である。

7.2.2 伝熱面積と熱伝達率

圧縮機への吸込気体は，図7.2に示すように，吸込孔壁および吸込室を囲む壁，すなわち，シリンダ壁，ピストン壁，フレームならびにシリンダヘッド壁，ベーン壁によって加熱される。それらの伝熱壁面における熱伝達率について考えてみると，吸込気体の流動状態が単純ではないために，それぞれの壁面の場所と時間によってその値が変化していることが予想される。しかし，そのような場合の伝熱現象を解明して熱伝達率を調べることは非常に困難なので，本研究では，吸込過程における大局的な熱伝達率を明らかにすることに重点を置いて，熱伝達率が場所および時間によらず一定と仮定して解明を試みる。

圧縮機の吸込過程においては，伝熱壁面の面積が軸回転角 θ とともに変化し，また壁面温度も伝熱壁面ごとに異なっているので，吸込気体への単位時間当りの伝熱量Qは，吸込過程における平均熱伝達率を α_m としてつぎの形で表される。

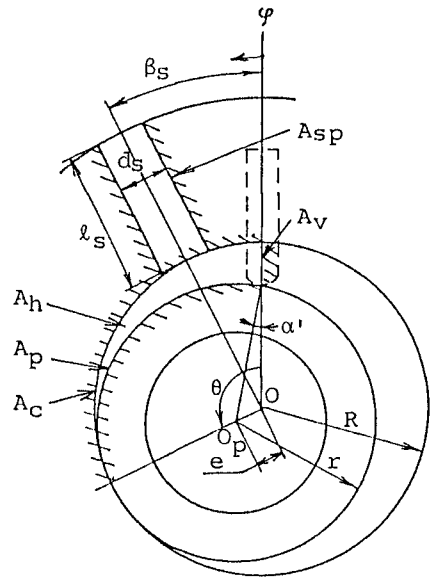


図7.2　圧縮機の伝熱壁面

$$Q = \frac{\alpha_m}{2\pi}\int_{\beta_s}^{\beta_s+2\pi} f(\theta)\, d\theta \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.10)$$

ここに，β_s は吸込孔の角度位置である。また，$f(\theta)$は，（伝熱面積）×（伝熱壁面と気体の温度差）で評価される軸回転角θの関数であり，以下にその詳細を述べる。

関数$f(\theta)$に関連した要素のうち，まず，伝熱面積について考えると，図7.2に示した伝熱壁面の幾何学的な関係を参照して，それぞれの伝熱面積，すなわちシリンダ壁面積 $A_c(\theta)$，ピストン壁面積 $A_p(\theta)$，フレーム壁面積も含んだシリンダヘッド壁面積 $A_h(\theta)$，ベーン壁面積 $A_v(\theta)$，および吸込孔壁面積 A_{sp} は，つぎのように表される。

$$\left.\begin{aligned}
A_c(\theta) &= \begin{cases} \ell R\theta & (\beta_s \leqq \theta \leqq 2\pi) \\ \ell R(4\pi-\theta) & (2\pi < \theta \leqq 2\pi+\beta_s) \end{cases} \\
A_p(\theta) &= \begin{cases} \ell R(\theta+\alpha') & (\beta_s \leqq \theta \leqq 2\pi) \\ \ell R(4\pi-\theta-\alpha') & (2\pi < \theta \leqq 2\pi+\beta_s) \end{cases} \\
A_h(\theta) &= \begin{cases} R^2\theta - r^2(\theta+\alpha') - er\,sin\,(\theta+\alpha') & (\beta_s \leqq \theta \leqq 2\pi) \\ R^2(4\pi-\theta) - r^2(4\pi-\theta-\alpha') + er\,sin\,(\theta+\alpha') & (2\pi < \theta \leqq 2\pi+\beta_s) \end{cases} \\
A_v(\theta) &= \ell(R - r\,cos\,\alpha' - e\,cos\,\theta) \\
A_{sp} &= \pi d_s \ell_s
\end{aligned}\right\} \cdots (7.11)$$

ここに，Rはシリンダ半径，rはピストン半径，eはピストン中心偏心量（＝R－r），ℓはシリンダ高さ，d_sは吸込孔直径，ℓ_s は吸込孔長さ，$\alpha' = \mathrm{Sin}^{-1}(e \cdot \sin\theta / r)$ であり，面積の算出にあたってはベーンの厚さは無視している。

つぎに，関数$f(\theta)$の計算に必要な伝熱壁面の温度について考える。シリンダ壁面では，その内周角度位置φによって，低温の吸込室内気体と低温から高温まで変化する圧縮室内気体とに交互にさらされる時間が異なるので，シリンダ壁に沿った円周方向に特定の温度分布 $T_c(\varphi)$を持っているものと考えられる。その温度分布$T_c(\varphi)$はシリンダ壁温度の測定結果を適当な曲線で近似して与えられる。一方，ピストン壁もまた，軸の回転角度に応じて吸込室内気体と圧縮室内気体とに交互にさらされているが，シリンダ壁の場合と異なり，ピストン自身がその中心周りに回転しているために，特定の壁面が特定の温度場にさらされている訳ではない。それゆえ，ピストン壁面の円周方向の温度分布はあまり大きくないものと考えられる。本研究では，ピストンの内側および端面に潤滑のための冷凍機油が供給されていることに注目して，ピストン壁温度は冷凍機油温度 T_o に等しいものと仮定する。ベーン壁面の温度についても，その推定は困難であるが，ピストン壁温度の場合と同様に冷凍機油温度 T_o に等しいものと仮定する。フレームおよびシリンダヘッド壁面の温度については，吸込室内気体と圧縮室内気体とに交互にさらされているために，円周方向に温度分布を有しているものと考えられるが，伝熱面積があまり大きくなく総伝熱量に占める割合も小さいので，ここでは，単純に，シリンダ壁面と同様の温度分布 $T_c(\varphi)$を持っ

ているものと仮定する。さらに，吸込孔壁温度 T_{sp} については，伝熱面積があまり大きくないことと解析の解略化を考慮に入れて，シリンダ壁温度 $T_c(\varphi)$の吸込孔側の境界温度に等しいものと仮定する。

さて，関数$f(\theta)$中の温度差を決定するもう一つの温度因子，すなわち吸込室内気体の温度 $T_g(\theta)$について考えてみる。圧縮機吸込気体は，軸の回転に伴って吸込室へ流入し，吸込室内で加熱されながら流動しているので，何らかの時間的および空間的な温度分布を持っているものと考えられる。しかし，その解析は非常に困難なので，本研究では単純化して，空間的には均一の温度を有するが，時間的には軸回転角θに比例して吸込開始温度 T_s から吸込終了温度 T_s' まで温度上昇するものと仮定して次式で表すことにする。

$$T_g(\theta) = T_s + (T_s' - T_s)(\theta - \beta_s)/2\pi \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.12)$$

以上のように与えられた伝熱面積ならびに壁面および気体の温度を用いると，関数$f(\theta)$は，つぎのように表される。

$$\begin{aligned} f(\theta) = & \int_0^{A_c(\theta)} \{T_c(\varphi) - T_g(\theta)\} dA_c(\varphi) + A_p(\theta)\{T_o - T_g(\theta)\} \\ & + \int_0^{A_h(\theta)} \{T_c(\varphi) - T_g(\theta)\} dA_h(\varphi) + A_v(\theta)\{T_o - T_g(\theta)\} \\ & + A_{sp}\{T_{sp} - T_g(\theta)\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.13) \end{aligned}$$

上式の$f(\theta)$および式（7.9）の吸気加熱量Qの値を用いると，吸込過程における平均熱熱伝達率 α_m が，式（7.10）を変形して，次式で求められる。

$$\alpha_m = 2\pi Q / \int_{\beta_s}^{\beta_s + 2\pi} f(\theta)\, d\theta \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.14)$$

なお，本来は，吸込孔と吸込室とにおいては，気体の流動状態が異なるので，それぞれの部分における熱伝達率の値も異なるものと仮定して吸込過程の平均熱伝達率 α_m を求めるべきであるかも知れないが，吸込孔の伝熱面積は他の伝熱面積に比べて大きくなく総伝熱量に占める割合も小さいと思われるので，本研究では，とくに区別することなく，式（7.14）の形で α_m を求めることにした。

7.3 実　　験

7.2節で述べたように，吸気加熱量を明らかにするためには，任意の吸込気体温度における体積効率と吸込室壁面温度と等しい吸込気体温度における体積効率とが必要であり，さらに，吸込過程の平均熱伝達率を求めるためには，シリンダ壁の温度分布が必要である。それらを測定するための実験用圧縮機の概要を図7.3に示す。同圧縮機が通常の圧縮機と異なっている点は，圧縮機が分解可能な密閉容器中に組込まれ，圧縮機下部の冷凍機油だめが大きくしてあり，その中に油温度制御用の冷却コイルが取付けられている点と，シリンダ壁面の温度分布および油温度測定用の銅・コンスタンタン熱電対が取付けられている点である。シリンダ壁の温度分布は，図7.4に示すように，シリンダの高さ方向の中央の内壁面より1.5mmの位置で，円周方向9か所（$\varphi = 60°$，85°，

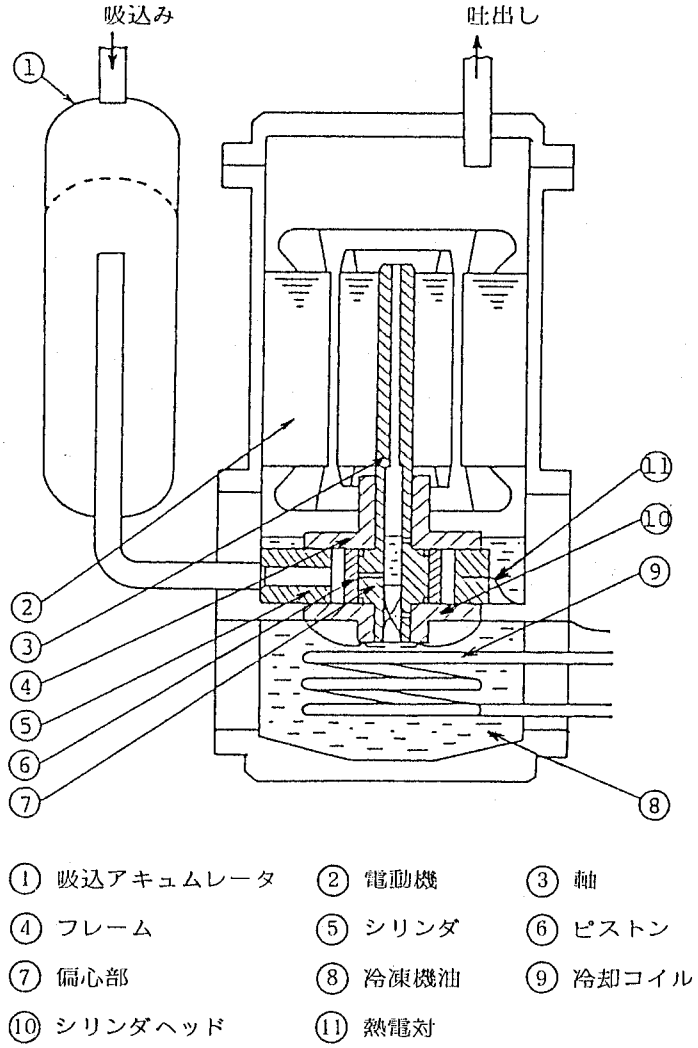


図 7.3　実験用圧縮機

110°，135°，185°，225°，250°，273°，300°）に熱電対を埋め込んで測定した。また，$\varphi = 135°$ の位置では，シリンダ高さ方向の温度分布（3か所）およびシリンダヘッド壁の温度も測定した。

実験では，圧縮機を，冷媒R22を作動流体とした冷凍回路（前出図2.11）に接続し，所定の運転条件に十分安定させた状態で，冷凍回路の膨張弁前液冷媒流量を浮子式面積流量で測定し，合せてシリンダ壁温度も記録した。冷凍回路の運転圧力条件は，圧縮機吸込圧力 $p_s = 0.583$ MPa〔abs〕{ 5.95 kgf/cm^2 }（冷媒の飽和蒸発温度5℃相当），吐出し圧力 $p_d = 1.94$ MPa〔abs〕{ 19.8 kgf/cm^2 }（冷媒の飽和凝縮温度50℃相当）とした。また温度条件としては，膨張弁前液冷媒の過冷却度を5℃とし，圧縮機の吸込気体の過熱度を5～40℃の範囲の値で順次変化させた。測定においては，吸込気体の温度が変化しても圧縮機下部の冷凍機油の温度が変化しないように，冷却コイルに冷水を流して油温の調整をした。その一定に調整する油温としては，80，90，100℃の三段階とした。圧縮機は二極単相誘導電動機により駆動され，その回転数は3430rpm であった。実験に使用

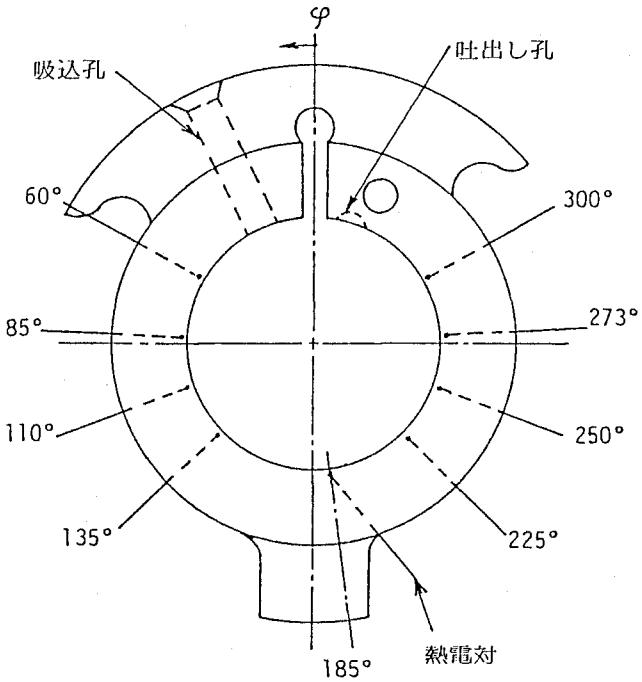


図7.4　シリンダ壁温度測定位置

表7.1　圧縮機の主要寸法

シリンダ半径	R	mm	27.0
シリンダ外半径	R_C	mm	45.0
シリンダ高さ	ℓ	mm	23.8
ピストン半径	r	mm	23.4
吸込孔直径	d_S	mm	8.0
吸込孔長さ	ℓ_S	mm	34.0
吸込孔角度	β_S	rad	0.46
押しのけ容積	V_S	cm^3	13.5

した圧縮機の主要寸法を表7.1に示しておく。

なお，吸気加熱の無い場合の体積効率は，吸込温度を変化させた実験から得られた体積効率の変化傾向を，吸込室壁面温度と等しい吸込気体温度の領域まで外そうして求められる。

7.4　簡単な理論解析

7.2節および7.3節では，実験的な手順により吸気加熱の影響および吸気加熱量を明らかにする方法を示してきたが，本節では，それらを予測するための簡単な理論解析の方法について述べる。

7.4.1　吸気加熱量

圧縮機の吸気加熱を評価する場合，伝熱面積，伝熱面と気体の温度差，熱伝達率の三者の積で表すのが便利であり一般的であるが，圧縮機の吸込過程では気体の流動状態や伝熱面の形状が単純ではないので，それらを正確に解析して計算式を導くことはたいへんに難しい。そこで，本研究では，それぞれの項目ごとに単純化して使いやすい形で表し，圧縮機全体としての吸気加熱量が大局的に評価できるような形の式で表すことを試みる。具体的には，式（7.10）と同様の次式で単位時間当りの吸気加熱量Qを表すことにする。

$$Q = \frac{\alpha_m}{2\pi}\int_{\beta_s}^{\beta_s+2\pi} f(\theta)\, d\theta \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.15)$$

上式において，熱伝達率 α_m は，簡単に，時間および場所によらず，すべての伝熱壁面で同一であり一定値と仮定する。その値としては，7.4.2 項で述べる値を用いる。一方，$f(\theta)$は，（伝熱面積）×（伝熱壁面と気体の温度差）で表される軸回転角 θ の関数であり，吸込過程の伝熱壁面，すなわちシリンダ壁，ピストン壁，フレームおよびシリンダヘッド壁，ベーン壁，吸込孔壁ごとにその値が評価され，それらの和の形で表される。$f(\theta)$を評価するうえでのそれぞれの伝熱壁面積としては式（7.11）で与えられる値を用いる。また，伝熱壁面の温度に関しては，シリンダ壁とフレームおよびシリンダヘッド壁は同一の温度分布を持つものと仮定し，その温度分布 $T_c(\varphi)$としては 7.4.3 項で述べるシリンダの簡易温度計算の結果を与える。ピストン壁とベーン壁の温度に関しては，冷凍機油温度 T_o に等しい一定値を与える。吸込孔壁の温度としては，シリンダ壁温度の吸込孔側の境界温度 T_{sp} を与える。さらに，気体側の温度としては，吸込終了時の温度 T_s' を一時的に仮定して，式（7.12）で表される軸回転角 θ の関数としての $T_g(\theta)$を与える。それゆえ最終的な $f(\theta)$は，式（7.13）と全く同様な形で求められることになる。

上述した $f(\theta)$および熱伝達率を用いて，吸込過程における単位時間当りの加熱量Qが，式（7.15）より計算される。

7.4.2　熱伝達率

ローリングピストン形回転圧縮機における伝熱現象を実験的に研究し，熱伝達相関式を導いた報告はみあたらないので，ここでは，便宜的に，他の分野において研究された相関式を利用して，式（7.15）に用いる熱伝達率 α_m の値を求める。

その一つの例として，ローリングピストン形回転圧縮機と類似した運動機構を有する回転内燃機関において，Atesmen[7.10]が適用した McAdams の相関式（7.16）を利用する。

$$\alpha_m = 0.023\left(\frac{\lambda_g}{D}\right)\left(\frac{UD}{\nu_g}\right)^{0.8}\left(\frac{\nu_g}{\kappa_g}\right)^{0.4} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.16)$$

ここに，Dは代表長さ，Uは代表速度，λ_g は気体の熱伝導率，ν_g は気体の動粘性係数，κ_g は気体の熱拡散率である。Atesmen は，彼の研究のなかで，代表長さDとして軸心より回転子先端までの距離，代表速度Uとして $3\omega D$（ωは軸角速度）を採用しているが，本研究では，これらに相当するものとして，代表長さD＝R（

シリンダ半径），代表速度U＝3ωRを用いることにする。また，気体の熱物性値としては，圧縮機吸込気体のそれを用いることにする。

熱伝達率 α_m を求めるためのもう一つの例として，冷凍用往復圧縮機について，Adair[7.5]が導いた相関式（7.17）を利用する。

$$\alpha_m = 0.053 \left(\frac{\lambda_g}{D}\right)\left(\frac{UD}{\nu_g}\right)^{0.8}\left(\frac{\nu_g}{\kappa_g}\right)^{0.6} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.17)$$

上式は，瞬間的な熱伝達率の実験相関式であり，Adair は，代表長さDとして6×（シリンダ内容積）/（表面積），代表速度Uとして（D/2）ω_g（ω_g はうず速度）を採用している。この関係式を回転圧縮機に適用するにあたり，代表長さD＝6×（最大吸込容積）/（表面積）で与え，代表速度としてはうず速度の定義が困難なことからピストンの回転に追従した速度U＝ωRを与えることにする。また，気体の熱物性値としては，前例の場合と同様に，吸込気体のそれを与える。

7.4.3　シリンダの簡易温度計算

吸気加熱量の理論解析では種々の仮定を適用してその簡略化を図ってきたが，シリンダの温度計算にあたっても同様な簡略化を行う。すなわち，形が複雑で温度分布も三次元的である実際のシリンダを，図7.5に示すように，単純な二次元円筒熱伝導モデルに置きかえて解析を進める。また，実際のシリンダでは，低温の吸込室内気体と高温の圧縮室内気体とが交互に内壁面に触れるために，周期的な熱伝導が生じているはずであるが，その周期は軸の回転に同期して非常に速いので，それによって誘起される温度振幅は小さいものと考えて無視する。すなわち，定常熱伝導モデルとして取扱うことにする。しかし，その際のシリンダ内気体の温度としては，壁面上

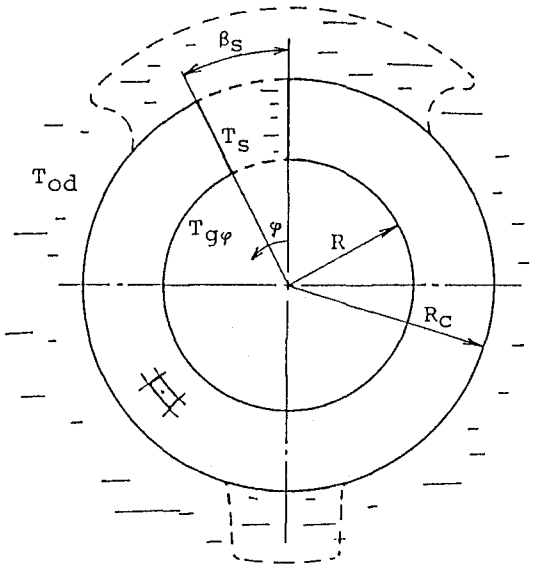


図7.5　シリンダ温度計算モデル

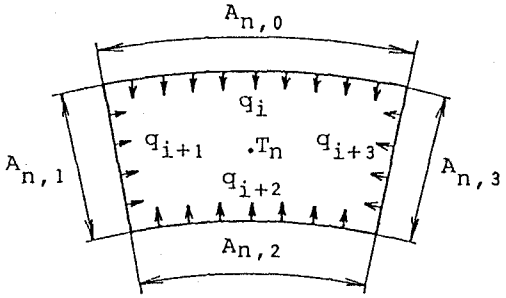


図7.6　要素モデル

の角度位置φに対応させて，吸込室内気体と圧縮室内気体の時間平均温度 $T_{g\varphi}$ を与える。

図7.5に示したシリンダの定常熱伝導モデルの解析にあたり，シリンダ上に幾つかの節点を設けて節点を囲む微小要素にシリンダを分割し，その要素の熱つり合い式を解く数値熱解法(7.11)を用いる。いま，図7.6に示すように，n番目の節点を含む微小半径および微小円周で囲まれた要素を取出し，各辺の長さを $A_{n,0}$，$A_{n,1}$，……$A_{n,3}$ とし，各辺の位置での平均熱流束を q_i，q_{i+1}……q_{i+3} とすると，熱流束 q_j（$j=i\sim i+3$）は，その辺が他の要素に接する場合には次式で表される。

$$q_j = \lambda_c(T_j-T_n)/L_{n,j-i} \quad \cdots\cdots(7.18)$$

ここに，λ_c はシリンダの熱伝導率，T_n は節点nの温度，T_j は隣の節点の温度，$L_{n,j-i}$ は隣接する節点間の距離である。また，要素の辺がシリンダの境界面に位置する場合には，熱流束 q_j は次式で表される。

$$q_j = \alpha_0(T_\infty-T_n) \quad \cdots\cdots(7.19)$$

ここに，T_∞は境界に接する流体の温度，α_0 は熱伝達率である。上述の熱流束 q_j と辺の長さ $A_{n,j-i}$ を用いると，n番目の要素について，定常状態ではつぎの熱つり合い式が成立つ。

$$\sum_{j=1}^{i+3} q_j A_{n,j-i} = 0 \quad \cdots\cdots(7.20)$$

全部の要素についての熱つり合い式を求めて整理すると，各節点の未知温度 T_n についての連立方程式が得られるので，初期温度分布を仮定して繰返し計算を行えば，必要な温度分布が得られる。

図7.5に示したシリンダモデルの境界条件のうち，熱伝達率としては，シリンダ内壁面では式（7.16）あるいは（7.17）の値，吸込孔壁では，シリンダ高さに対する吸込孔直径の割合を考慮に入れてシリンダ内壁の熱伝達率の1/3の値，シリンダ外壁面では，冷凍機油が接した状態での平板乱流熱伝達率(7.12)の値，ベーン溝面ではシリンダ外壁面での値と同じ値を与える。また，流体の温度としては，吸込孔壁側では吸込気体温度，シリンダ外壁側およびベーン溝壁側では，冷凍機油温度 T_o と吐出し気体温度 T_d の平均値 T_{od}，シリンダ内壁側では，図7.7に示されるような，内壁面上の角度位置φにおける，吸込室および圧縮室内の気体温度 $T_g(\theta)$の時間平均

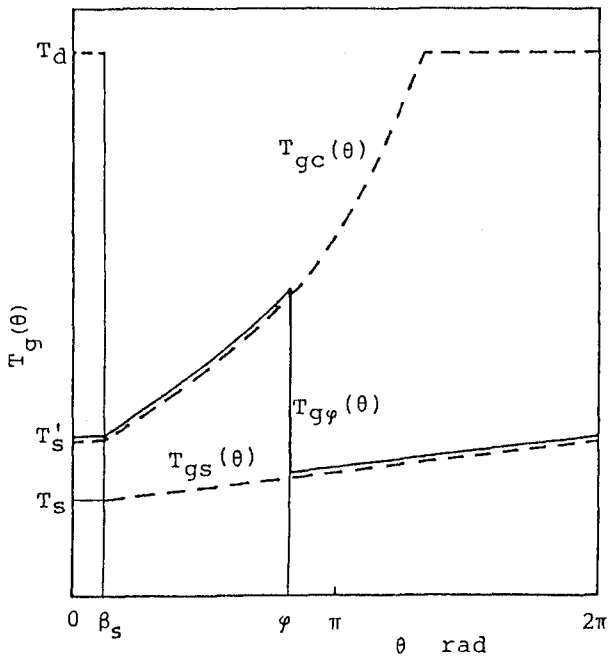


図7.7　温度変化の説明図

温度 $T_{g\varphi}$ を与えることにする。

$$T_{g\varphi} = \frac{1}{2\pi}\left\{\int_{\beta_s}^{\varphi} T_{gs}(\theta)\,d\theta + \int_{\varphi}^{\beta_s+2\pi} T_{gc}(\theta)\,d\theta\right\} \cdots\cdots\cdots (7.21)$$

ここに，$T_{gs}(\theta)$は吸込室内気体の温度であり，軸回転角θに比例して吸込温度 T_s から吸込終了温度 T_s' まで直線的に上昇するものと仮定し，また，$T_{gc}(\theta)$は圧縮室内気体の温度であり，吸込終了温度 T_s' から吐出し温度 T_d まで断熱的に上昇するものと仮定する。

実際の温度分布の計算にあたっては，半径方向に2mm間隔，円周方向に10°間隔の微小要素に分割し，要素の数は340であった。

なお，ベーン溝と吸込孔とにはさまれたシリンダ部分については，温度計算は行わず，上述の定常熱伝導モデルより求まった両方の境界温度の間で直線的な温度変化を示すと仮定して，内壁の温度分布を求める。

7.4.4　体積効率

7.4.1項から7.4.3項までの計算により吸気加熱量Qが求められ，それに基づいて，吸込終了時の吸込室内気体の温度 T_s' が次式により求められる。

$$T_s' = T_s + Q/(c_g\Omega_m) \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (7.22)$$

ここに，圧縮機の吸込冷媒質量流量Q_mは，適当な体積効率を仮定して，理論吸込体積流量 Q_{vs} と吸込比体積

v_s とから求められる。

式（7.22）の T_s' に対応した吸込終了時の比体積 v_s' は，そのときの圧力が吸込圧力 p_s に等しいと仮定して，冷媒の熱物性値表[7.8]から求められ，その値を用いて，式（7.2）より吸気加熱に起因する体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ が求められる。

ところで，以上の計算過程において，7.4.1 項でも述べたように，吸込終了時の温度 T_s' の値を計算の最初に仮定して与えているので，式（7.22）より求まる最終的な T_s' と最初に仮定した T_s' の値とを比較して，両者の一致度が良くない場合には，新たな T_s' の値を仮定して再度計算を行わなければならない。

シリンダの温度分布および吸気加熱量の計算機プログラムを本章末尾付録 1 および 2 に示しておく。

7.5　結果とその考察

7.5.1　シリンダ壁の温度分布

図 7.8 には，圧縮機の冷凍機油温度を90℃の一定に保った場合のシリンダ内壁面の円周方向の温度分布の測定結果が，吸込気体温度 T_s をパラメータとして示されている。シリンダ内壁温度 $T_c(\varphi)$ は，円周上の角度 φ とともにおよそ直線的に増加しているが，吸込孔（$\varphi = 0.46$ rad）および吐出し孔（$\varphi = 6.02$ rad）に近い所では多少その傾きが大きくなる傾向にある。本測定例では，吸込孔側と吐出し孔側とでは，10～15℃の温度差がみられ，吸気加熱に対するシリンダ壁面の温度分布の影響は無視できないものと思われる。吸込温度 T_s の上昇に対して，壁面温度 $T_c(\varphi)$ はほぼ平行に上昇しているが，その温度上昇度は吸込温度の上昇度に比べてずっと小さく

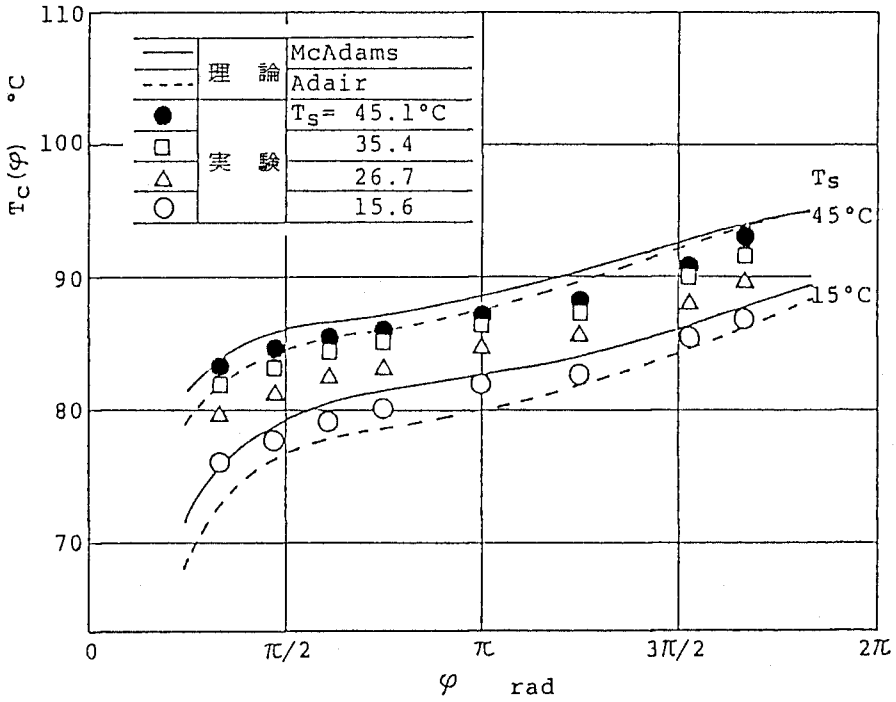


図 7.8　シリンダ壁の温度分布

なっている。

一方，同図中には，7.4節で述べた簡易理論計算に基づく温度分布も示されている。実線はシリンダ内熱伝達率としてMcAdams の相関式（7.16）の値を用いて計算した場合であり，破線はAdair の相関式（7.17）の値を用いて計算した場合である。後者の場合よりも前者の場合のほうが温度分布が多少高く見積られてはいるが，どちらの場合でも，実験値とはだいたい良い一致がみられ，シリンダ温度分布の計算方法がおおむね妥当であることが確かめられる。冷凍機油の温度を80℃あるいは100℃に保った場合の温度分布の測定結果には，図7.8の90℃の場合に比べて，ほぼ油温の差に相当する温度の下降あるいは上昇がみられたが，その全体的な変化傾向や理論計算値との相関関係にはたいして違いが認められなかった。

ところで，$\varphi = 135°$（2.36 rad）の位置で測定したシリンダの高さ方向3点の温度差は2℃程度であり，また，その角度でのシリンダヘッド壁面の温度はシリンダ壁温度よりも1℃程度低いだけであった。

なお，吸込過程の平均熱伝達率を計算する際に必要なシリンダ壁の温度分布 $T_c(\varphi)$ としては，図7.8のように得られた結果を角度φの三次関数で近似して用いた。

つぎに，図7.9には，油温 T_o を80℃の一定に保った場合のシリンダ壁温度 $T_c(\varphi)$ の測定結果と吸込温度 T_s との関係が示されている。ただし，$T_c(\varphi)$ の値としては，角度位置 $\varphi = 60°$ と $300°$ の二点における値を掲げている。吸込温度 T_s が上昇しても，実験では油温が一定となるように調整されているので，油中に浸っているシリンダの温度上昇も抑制されている。そして，その温度は，角度位置φによって多少違いがみられるものの，油温

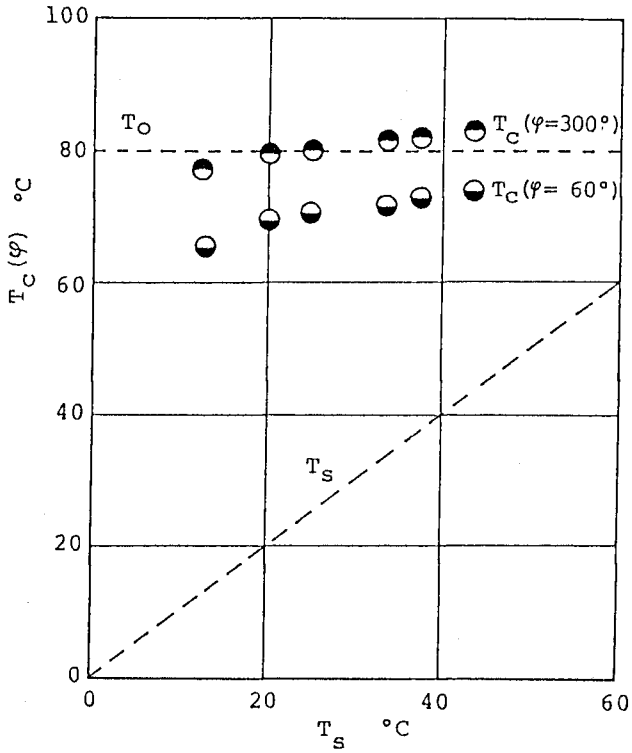


図7.9　シリンダ壁温度と吸込気体温度の関係

前後の値に落ち着く傾向となっている。それゆえ，吸込気体温度が上昇するにつれて，シリンダ壁温度と吸込気体温度との差が小さくなり，吸込気体温度が油温に近づくころには，シリンダ壁からの吸気加熱が無視できるようになってくる。

7.5.2　体積効率と吸気加熱量

図7.10には，それぞれ油温 T_o を一定に保って吸込気体温度 T_s を変化させた場合の体積効率 η_v の実験結果が示されている。ここで，体積効率 η_v は，圧縮機の測定冷媒流量を理論冷媒流量で除して得られた値である。そのようにして得られた体積効率 η_v は，それぞれの油温ごとにほぼ直線的に変化しているので，η_v と T_s の関係を最小二乗法による直線で近似すれば，任意の吸込気体温度における体積効率の値を推定することができる。ここで求めたいものは，吸込気体温度と吸込室壁温度とが等しく吸気加熱の無くなる点の体積効率 η_{v1}であるが，本実験では，吸込気体温度が変化しても吸込室壁温度は油温の前後に落ち着くように調整されているので，その点を，吸込気体温度と油温の等しい点に選ぶことにする。吸気加熱の無い点の体積効率 η_{v1} が決まれば，式(7.6）および（7.7）により，吸気加熱に起因する体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ とそれ以外の要因による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v2}$ が，それぞれ図示のように求められる。吸込気体温度が15℃前後の標準的な空調機用圧縮機の運転状態においては，吸気加熱による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ は，油温によって変化はするものの，5～10%に

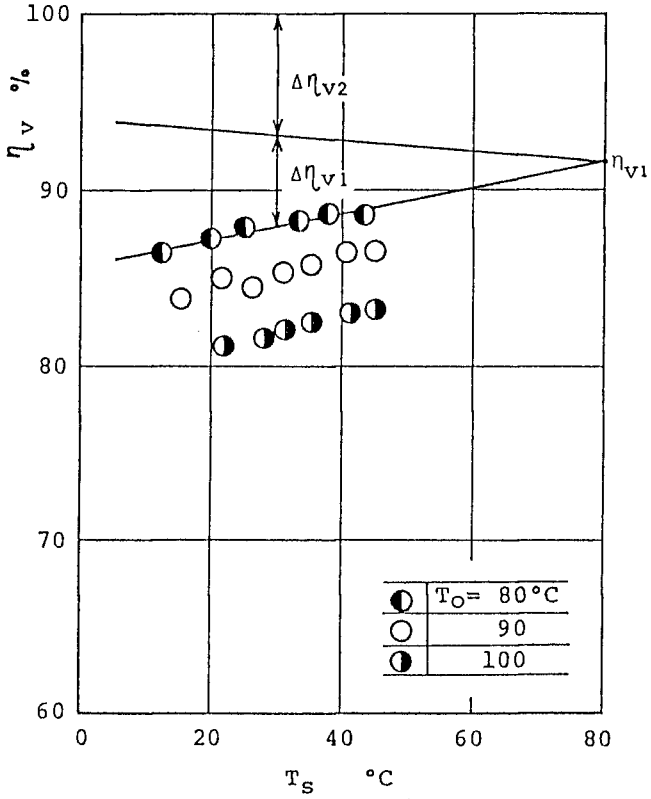


図7.10　体積効率と吸込気体温度の関係

達し，全体積効率の低下量の 1/2～1/3 を占めていることがわかる。

以上のようにして求められた吸気加熱による体積効率の低下量 $\Delta\eta_{v1}$ を用い，式（7.8）より吸込終了時の気体の比体積 v_s' を求め，それに相当する温度 T_s' を見積れば，式（7.9）により単位時間当りの吸気加熱量Qを実験的に求めることができる。その結果を図7.11に示す。加熱量Qは，吸込気体温度 T_s の上昇とともにほぼ直線的に減少している。これは，T_s の上昇とともにシリンダ壁との温度差が減少してくるからである。また，パラメータとして示した油温 T_o が上昇するにつれて，シリンダ壁温度も上昇するために，伝熱量Qはほぼ一律に大きくなっている。同図中には，7.4節で述べた簡易理論解析計算の結果も示されており，実験値と比較すると，絶対値的には多少違いがみられるが，定性的な傾向は一致している。また，熱伝達率としてMcAdamsの相関式の値を用いた場合（実線）の理論計算値のほうが，Adair の相関式の値（破線）を用いた場合よりも小さくなっている。

ところで，吸気加熱量Qを伝熱壁面ごとに分類して表すと図7.12のようになる。同図は，油温 T_o = 90℃とし，熱伝達率として McAdams の相関式の値を用いた場合の理論計算結果を示したものである。シリンダ壁面からの加熱量 Q_c およびピストン壁面からの加熱量 Q_p が支配的となっているが，これは，両者の伝熱面積が他の伝

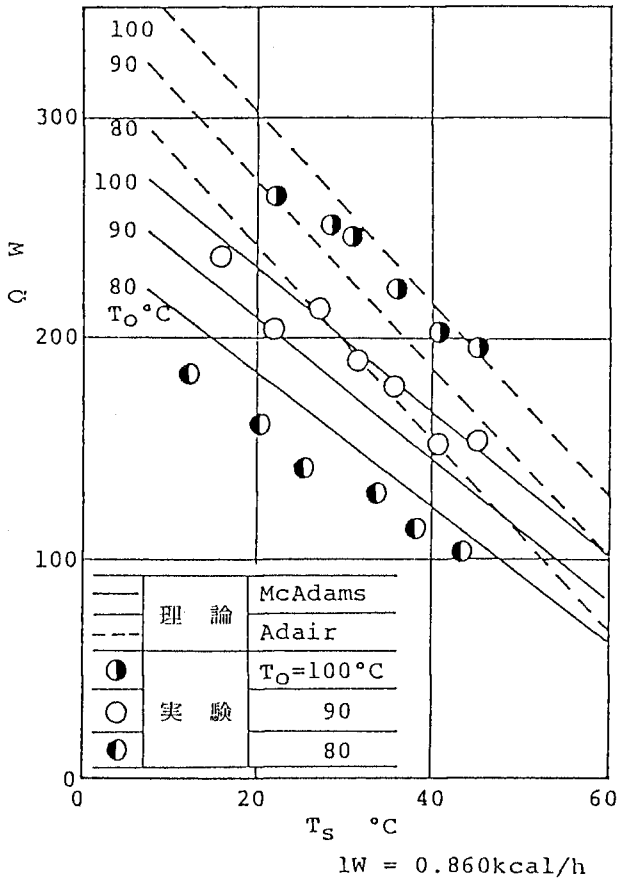


図7.11 吸気加熱量と吸込気体温度の関係

熱面積に比べてかなり大きいからである。フレームおよびシリンダヘッド壁面からの加熱量Q_h，ベーン壁面からの加熱量Q_v，吸込孔壁からの加熱量Q_{sp}は，全部合せて全加熱量のおよそ1/4となっている。このような吸気加熱量の伝熱壁面ごとの配分割合は，油温や熱伝達率の値によらずほぼ同じであった。

7.5.3 吸込過程の平均熱伝達率

図5.11に示した吸気加熱量Qを用いると，式（7.14）より，実験に基づく吸込過程の平均熱伝達率α_mが求められる。その結果を図7.13に示す。実験値全体としては，油温ごとに多少のレベルの差がみられるものの，吸込気体の温度にあまり影響されずに，だいたい一定の値にまとまる傾向にある。本実験例で得られたα_mの値は，800 W/(m²・K)｛688 kcal/(m²・h・℃)｝±20%の範囲の値となっている。油温の違いによるα_mのレベルの多少の違いは，それが，吸気加熱に起因する体積効率の低下量$\Delta\eta_{v1}$の見積り誤差や漏れ流体の持込む熱量補正の省略というような実験評価過程上の問題によるものなのか，それとも，壁面に付着する冷凍機油膜の厚さや形成状態が異なって実際の熱伝達率に差があることによるものなのかははっきりしない。

一方，同図中には，Mc Adams の相関式（7.16）および Adair の相関式（7.17）より求めた熱伝達率の値も記入されており，後者は実験値の上限程度となっているが，前者は実験値のおよそ中間的な値となっている。今後，多くの実験を積み重ねて，より妥当と思われる熱伝達率を見いだし，回転圧縮機のための熱伝達率相関式

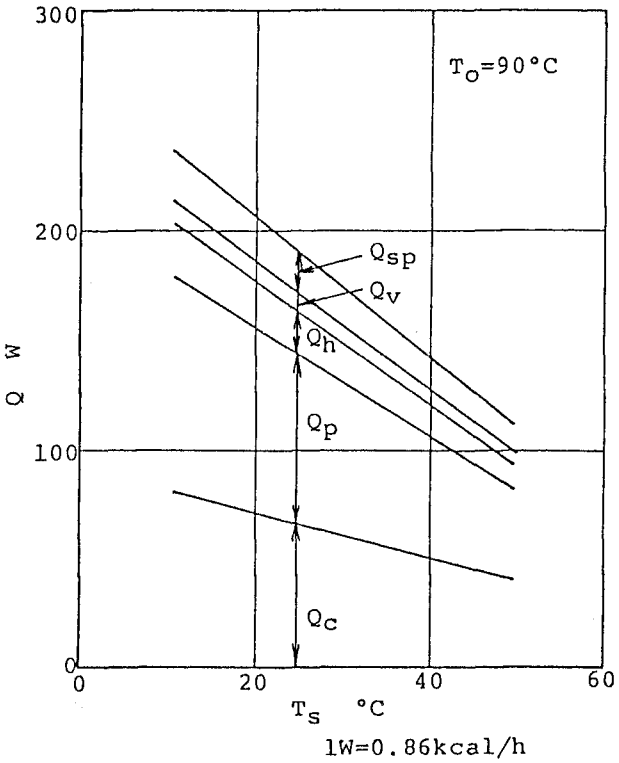


図7.12 伝熱壁面別の吸気加熱量

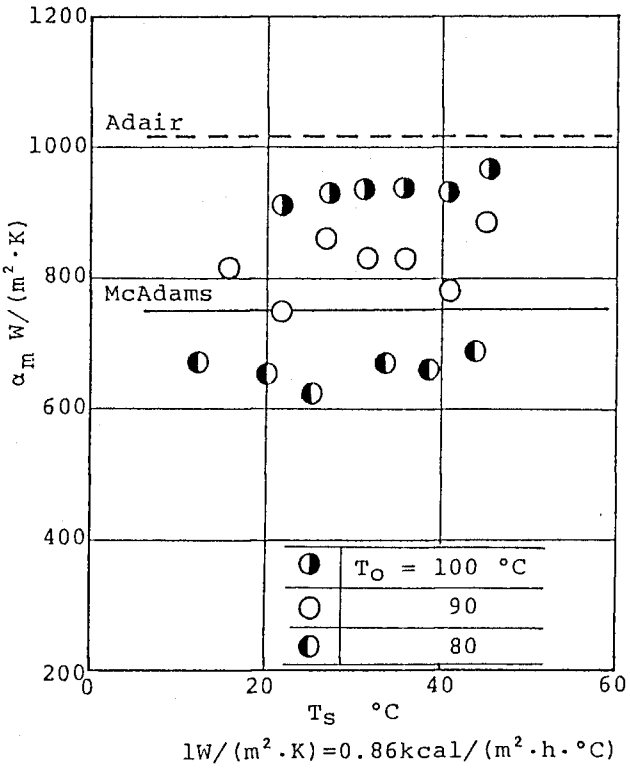


図 7.13　吸込過程平均熱伝達率の値

を確立する必要がある。

7.5.4　圧縮機の寸法と吸気加熱

吸気加熱量は，伝熱面積および熱伝達率に大きく依存しており，それらの値は，圧縮機の形状寸法によって異なってくる。そこで，図 7.14には，圧縮機の押しのけ容積を一定に保ちながら，圧縮機の寸法を変化させた場合の総伝熱面積Aおよび熱伝達率 α_m の変化が，式（7.11）および（7.16），（7.17）に従って計算して示されている。具体的には，表 7.1 に示した圧縮機において，押しのけ容積 V_s $\{=\pi\ell(R^2-r^2)\}$ を13.5cm³ の一定に保ちながら，シリンダ高さ ℓ あるいはピストン半径 r を一定として，シリンダ半径Rを変化させた場合の総伝熱面積Aおよび熱伝達率 α_m の値が，R=27mm（表 7.1 の場合のRの値）のときのそれぞれの値 A_0 および α_{m0} に対する比率の形で示されている。たとえば，ピストン半径 r を一定とした場合には，シリンダ半径Rの値を表 7.1 の値よりも少し大きくするほうが，熱伝達率の比率 α_m/α_{m0} は多少大きくなるが，それ以上に伝熱面積比 A/A_0 が小さくなるので，総合的な吸気加熱量は減少し，体積効率も向上するものと思われる。それに対し，シリンダ高さ ℓ を一定とした場合には，シリンダ半径Rを小さくしていけば，熱伝達率比と伝熱面積比がともに小さくなり，吸気加熱量は減少することが予想される。7.4 節で述べた簡易理論解析を適用して，吸気加熱量および体積効率への影響を調べれば，それらが最低となる，吸気加熱に関する最適シリンダ形状を決定することができる。

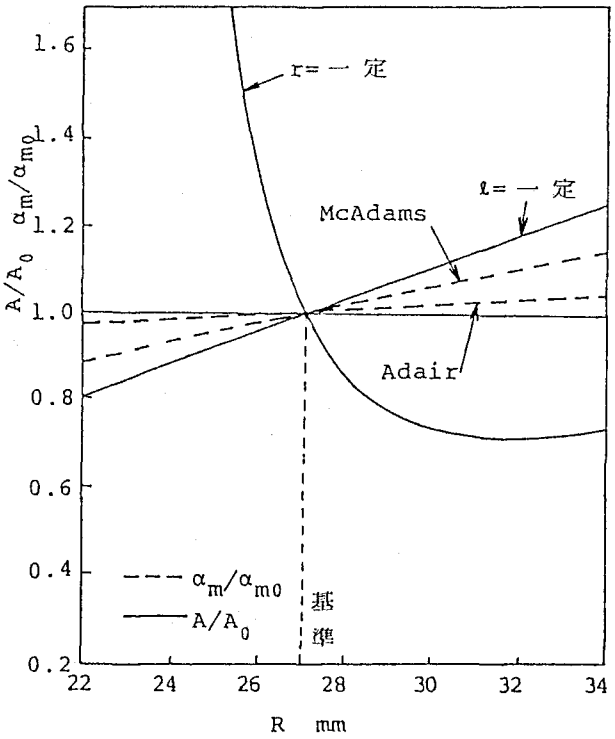


図 7.14　伝熱面積および熱伝達率と圧縮機寸法の関係

7.6　まとめ

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機における吸気加熱特性を実験的ならびに理論的に検討し，以下のまとめを得た。

(1) 吸気加熱が体積効率に及ぼす影響を，圧縮機の油温を制御する方法により調べた結果，それによる体積効率の低下量は 5 ～10%，体積効率の全低下量の 1/2 ～ 1/3 であった。

(2) シリンダ内壁面の温度については，円周方向に10～15℃の温度こう配が測定され，二次元定常熱伝導モデルによる計算温度分布とだいたい良い一致がみられた。

(3) 実験結果から吸込過程の平均熱伝達率を求め，800 W/(m²・K){688 kcal/(m²・h・℃)} ±20%の値が得られた。これは，McAdams や Adair の相関式より計算した値と近い値であった。

(4) 吸気加熱量ひいてはそれの体積効率への影響を簡易理論解析計算により見積ることが可能となり，それを使って圧縮機の最適形状を調べることができる。

付録 1　シリンダ温度計算プログラム

```
C       NIJIGENNETSUIDO
        DIMENSION TG(34)
        DIMENSION R(10)
        DIMENSION AI(10)
        DIMENSION AO(10)
        DIMENSION CL(10)
```

```
      DIMENSION T(34,10)
      R1 = 0.027
      RP = 23.4E-3
      EL = 23.8E-3
      EF = 2.37E-3
      DR=0.002
      PAI=4.0*ATAN(1.0)
      DS=PAI/18.0
      RM=41.0
      HS = 170.0
      HC=5000.0
      DO 10 J=1,10
      R(J)=R1+(J-1)*DR
   10 CONTINUE
      DO 20 J=2,10
      AI(J)=(R(J)-DR/2)*DS
   20 CONTINUE
      DO 30 J=1,9
      AO(J)=(R(J)+DR/2)*DS
   30 CONTINUE
      DO 40 J=1,10
      CL(J)=R(J)*DS
   40 CONTINUE
      WRITE (6,1400)
 1400 FORMAT(1H1)
  130 READ(5,100) TL,HG,TS,TSS
  100 FORMAT(4F5.1)
      IF (TL.EQ.0) GO TO 120
      WRITE(6,1200)TL,HG
 1200 FORMAT(1H1,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,10X,4HTO= ,I3,5X,4HHG= ,I3)
      WRITE(6,1300) TS,TSS
 1300 FORMAT(1H0,9X,4HTS= ,F4.1,3X,5HTSS= ,F4.1)
      DO 60  I=1,34
      DO 70 J=1,10
      T(I,J) = 80.0
   70 CONTINUE
   60 CONTINUE
C
C     *** ********* ********* ********* ********* ********* *******
C     *****  AVERAGED GAS TEMPERATURE  *****
C
      DO 2200  I = 1,34
      II = 25 +.10*(I-1)
      SUM = 0.0
      DO 2000  JJ = 1,360
      IF (JJ.LE.II)  GO TO 2100
      TT = (TSS-TS)/360.0*FLOAT(JJ) +TS
      SUM = SUM + TT
      GO TO 2000
 2100 RD = PAI*FLOAT(JJ)/180.0
      EM = (R1-RP)/RP
      Y2 = R1**2*EL/2.0
      Y1 = RP**2*EL/2.0
      Y0 = RP*(R1-RP)*EL/2.0
      AL = ASIN(EM*SIN(RD))
      BC = R1*(1.0-COS(RD)) + RP*(COS(RD)-COS(AL))
      VC = -Y2*RD + Y1*(RD+AL) + Y0*SIN(RD+AL) - EF*EL*BC + 0.23E-6
     1     + PAI*(R1**2-RP**2)*EL
      OK = 13.54E-6/VC
      IF (OK.GE.2.872)  OK = 2.872
      IF(OK.LE.0.0) OK=2.872
      TT = (TSS+273.15)*OK**0.2 - 273.15
      SUM = SUM + TT
 2000 CONTINUE
```

```
      TG(I) = SUM/360.0
 2200 CONTINUE
C
 2300 WRITE(6,2400)  (TG(I),I=1,17)
 2400 FORMAT(1H0,9X,5H TG= ,17F6.1)
      WRITE(6,2500)  (TG(I),I=18,34)
 2500 FORMAT(1H0,14X,17F6.1)
      WRITE(6,2800)
 2800 FORMAT(1H0)
C
C     *** ********* ********* ********* ********* ********* *********
C
      DO 80 K=1,500
      DO 90  I = 1,34
      DO 800 J=1,10
      IF(I.EQ.34)  GO TO 750
      IF(I.NE.1) GO TO 500
      IF (J.EQ.1) GO TO 200
      IF (J.EQ.10) GO TO 300
C
C       ************************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (2)  *****
C       ************************************
C
      A=HS*DR/RM
      B=DR/CL(J)
      T(I,J)=(A*TS+(AI(J)*T(1,J-1)+AO(J)*T(1,J-1))/(2.0*DR)+B*T(2,J))/
     1(A+(AI(J)+AO(J))/(2.0*DR)+B)
      GO TO 800
C
C       ************************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (1)  *****
C       ************************************
C
  200 C=(HS*DR*TS+HG*CL(1)*TG(1))/RM
      D=(HS*DR+HG*CL(1))/RM
      E=AO(1)/DR
      F=DR/CL(1)
      T(I,J)=(C+E*T(1,2)+F*T(2,1))/(D+E+F)
      GO TO 800
C
C       ************************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (3)  *****
C       ************************************
C
  300 G=(HS*DR*TS+HO*CL(10)*TL)/RM
      H=(HS*DR+HO*CL(10))/RM
      BM=AI(10)/DR
      BN=DR/CL(10)
      T(I,J)=(G+BM*T(1,9)+BN*T(2,10))/(H+BM+BN)
      GO TO 800
  500 IF (J.EQ.1) GO TO 600
      IF (J.EQ.10) GO TO 700
      P=CL(J)*(AI(J)*T(I,J-1)+AO(J)*T(I,J+1))
      Q=DR**2*(T(I-1,J)+T(I+1,J))
      S=CL(J)*(AI(J)+AO(J))+2.0*DR**2
      T(I,J)=(P+Q)/S
      GO TO 800
C
C       ************************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (4)  *****
C       ************************************
C
  600 U=HG*CL(1)/RM
```

```
      V=AO(1)/DR
      W=DR/CL(1)
      T(I,J)=(U*TG(I)+V*T(I,2)+W/2.0*(T(I-1,1)+T(I+1,1)))/(U+V+W)
      GO TO 800
C
C       ***********************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (5)  *****
C       ***********************************
C
  700 X=HO*CL(10)/RM
      Y=AI(10)/DR
      Z=DR/CL(10)
      T(I,J)=(X*TL+Y*T(I,9)+Z/2.0*(T(I-1,10)+T(I+1,10)))/(X+Y+Z)
      GO TO 800
  750 IF(J.EQ.1)  GO TO 2600
      IF(J.EQ.10)  GO TO 2700
C
C       ***********************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (7)  *****
C       ***********************************
C
      AA = HO*DR/RM
      BB = AI(J)/(2.0*DR)
      CC = AO(J)/(2.0*DR)
      DD = DR/CL(J)
      T(I,J) = (AA*TL+BB*T(I,J-1)+CC*T(I,J+1)+DD*T(I-1,J))
     1/(AA+BB+CC+DD)
      GO TO 800
C
C       ***********************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (6)  *****
C       ***********************************
C
 2600 EE = HO*DR/RM
      FF = HG *CL(1)/RM
      GG = AO(1)/DR
      HH = DR/CL(1)
      T(I,J) = (EE*TL+FF*TG(I)+GG*T(I,2)+HH*T(I-1,1))/(EE+FF+GG+HH)
      GO TO 800
C
C       ***********************************
C       *****  BOUNDARY CONDITION (8)  *****
C       ***********************************
C
 2700 PP = HO*(DR+CL(10))/RM
      QQ = AI(10)/DR
      RR = DR/CL(10)
      T(I,J) = (PP*TL+QQ*T(I,9)+RR*T(I-1,10))/(PP+QQ+RR)
      GO TO 800
  800 CONTINUE
   90 CONTINUE
   80 CONTINUE
C
C
      DO 3000  K = 1,34
      KKK = 25 + 10*(K-1)
      WRITE(6,1500)  KKK,(T(K,J),J=10,1,-1)
 1500 FORMAT(1H ,I10,10F8.1)
 3000 CONTINUE
      WRITE(6,3300)
 3300 FORMAT(1H ,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/,/)
      GO TO 130
  120 STOP
      END
```

付録２　吸気加熱量計算プログラム

```
      DIMENSION  ACYL (0:360)
      DIMENSION  ACYH (0:360)
      DIMENSION  APIS (0:360)
      DIMENSION  AVAN (0:360)
      DIMENSION  TGAS (0:360)
      DIMENSION  TCYL (0:360)
      DIMENSION   F   (0:360)
      DIMENSION   FA  (0:360)
      DIMENSION   FB  (0:360)
      DIMENSION   FC  (0:360)
      DIMENSION   FD  (0:360)
C
      COMMON /B1/ SITA , SITADO
      COMMON /B2/ ATOTAL , ACY , API , AVA , ACH
      COMMON /B3/ R1 , R2 , W , RO , E
      COMMON /A1/ TS , TSS , TG , TO , TW
   80 READ(5,200)  TS,TSS,TO,C3,C2,C1,C0
  200 FORMAT(3F5.1,2F10.5,2F10.5)
      COMMON /C/ C3,C2,C1,C0
      DATA R1,R2,W,RO,E / 2.7E-2,2.341E-2,2.38E-2,0.6E-2,0.2365E-2 /
      DATA  H / 640.0 /
C
      PAI = 4.0 * ATAN(1.0)
      WRITE(6,300)
  300 FORMAT(1H1)
      IF(TS.EQ.0.0) STOP
      TPIS = TO
      TVAN = TO
      DO 10  I = 0 ,360
      SITADO = FLOAT(I)
      SITA = SITADO*PAI/180.0
C
      CALL AREA
      ACYL0 = ACY
      ACYH0 = ACH
      APIS(I) = API
      AVAN(I) = AVA
C
      CALL GASTEMP
      TGAS(I) = TG
C
      CALL CYLTEMP
      TCYL(I) = TW
C
      SITADO = SITADO + 1.0
      SITA   = SITADO*PAI/180.0
C
      CALL AREA
      ACYL1 = ACY
      ACYH1 = ACH
C
      ACYL(I) = ACYL1 - ACYL0
      ACYH(I) = ACYH1 - ACYH0
C
   10 CONTINUE
C
C
      DO 20  N = 0 , 360
      A = 0.0
      B = 0.0
      DO 30  I = 0 , N
      AA = ACYL(I)*(TCYL(I)-TGAS(N))
```

```
      A = A + AA
      BB = 2.0*ACYH(I)*(TCYL(I)-TGAS(N))
      B = B + BB
   30 CONTINUE
C
      C = APIS(N)*(TPIS-TGAS(N))
      D = AVAN(N)*(TVAN-TGAS(N))
C
      F(N) = A + B + C + D
      FA(N) = A
      FB(N) = B
      FC(N) = C
      FD(N) = D
   20 CONTINUE
C
C
      SUM2 = 0.0
      SUMA2 = 0.0
      SUMB2 = 0.0
      SUMC2 = 0.0
      SUMD2 = 0.0
      SUM3 = 0.0
      SUMA3 = 0.0
      SUMB3 = 0.0
      SUMC3 = 0.0
      SUMD3 = 0.0
      DO 50  I = 1 , 359
      IF(MOD(I,2).EQ.0)  GO TO 60
      SUM2 = SUM2 + F(I)
      SUMA2 = SUMA2 + FA(I)
      SUMB2 = SUMB2 + FB(I)
      SUMC2 = SUMC2 + FC(I)
      SUMD2 = SUMD2 + FD(I)
      GO TO 50
   60 SUM3 = SUM3 + F(I)
      SUMA3 = SUMA3 + FA(I)
      SUMB3 = SUMB3 + FB(I)
      SUMC3 = SUMC3 + FC(I)
      SUMD3 = SUMD3 + FD(I)
   50 CONTINUE
C
      SUM = PAI/540.0*(F(0)+2.0*SUM2+4.0*SUM3+F(360))
      SUMA = PAI/540.0*(FA(0)+2.0*SUMA2+4.0*SUMA3+FA(360))
      SUMB = PAI/540.0*(FB(0)+2.0*SUMB2+4.0*SUMB3+FB(360))
      SUMC = PAI/540.0*(FC(0)+2.0*SUMC2+4.0*SUMC3+FC(360))
      SUMD = PAI/540.0*(FD(0)+2.0*SUMD2+4.0*SUMD3+FD(360))
      RTOA = SUMA/SUM*100.0
      RTOB = SUMB/SUM*100.0
      RTOC = SUMC/SUM*100.0
      RTOD = SUMD/SUM*100.0
      Q = P*SUM/(2.0*PAI)
      P = SUM/(2.0*PAI)
C
      WRITE(6,100) TO,TS
  100 FORMAT(1H0,4HTO= ,F5.1,5X,4HTS= ,F5.1)
      WRITE(6,110) P
  110 FORMAT(1H0,10HINTEGRAL= ,F7.5)
      WRITE(6,120) Q
  120 FORMAT(1H0,10H    Q     = ,F7.1)
      WRITE(6,130) RTOA
  130 FORMAT(1H0,5X,5HCYL= ,F5.1)
      WRITE(6,140) RTOB
  140 FORMAT(1H ,5X,5HCYH= ,F5.1)
      WRITE(6,150) RTOC
```

```
  150 FORMAT(1H ,5X,5HPIS= ,F5.1)
      WRITE(6,160) RTOD
  160 FORMAT(1H ,5X,5HVAN= ,F5.1)
      GO TO  80
      END

      SUBROUTINE AREA
C
      COMMON /B1/ SITA , SITADO
      COMMON /B2/ ATOTAL , ACY , API , AVA , ACH
      COMMON /B3/ R1 , R2 , W , RO , E
C
      BETA  = ASIN(E/R1)
      SIGMA = ASIN(E/RO)
      BUZAI = ASIN((R1-R2)*SIN(SITA)/(RO+R2))
      ALPHA = ASIN((R1-R2)*SIN(SITA)/R2)
      GAMMA = ASIN(E/R2)
        X   = R1 - (R1-R2)*COS(SITA) - R2*COS(ALPHA)
        XA  = RO*(1.0-COS(SIGMA))
C
      IF(SITA.LE.BETA)  GO TO 10
      ACY = R1*W*(SITA-BETA)
      GO TO 15
   10 ACY = 0.0
C
   15 IF(SITA.LE.GAMMA)  GO TO 20
      API = R2*W*(SITA+BUZAI)
C
      GO TO 25
C
   20 API = R2*W*GAMMA
   25 AVA = (RO*(SIGMA-BUZAI) + ABS(X-XA))*W
      IF(X.GT.XA)  GO TO 30
      ACH = R1**2*SITA/2.0 - R2**2*(SITA+ALPHA)/2.0
     1      - (R1-X)*(R1-R2)*SIN(SITA)/2.0
     2      - X*SQRT((2.0*RO-X)*X)
      GO TO 35
   30 ACH = R1**2*SITA/2.0 - R2**2*(SITA+ALPHA)/2.0
     1      - (R1-X)*(R1-R2)*SIN(SITA)/2.0
     2      - (RO**2*SIGMA/2.0 - E*(RO-XA)/2.0)
     3      - (X-XA)*E
C
   35 ATOTAL = ACY + API + AVA+ 2.0*ACH
      RETURN
      END

      SUBROUTINE CYLTEMP
C
      COMMON /A1/ TS , TSS , TG , TO , TW
      COMMON /B1/ SITA , SITADO
      COMMON /C/ C3,C2,C1,C0
C
      TW = C3*SITADO**3 + C2*SITADO**2 + C1*SITADO + C0
   40 RETURN
      END

      SUBROUTINE GASTEMP
C
      COMMON /B1/ SITA , SITADO
      COMMON /A1/ TS , TSS , TG , TO , TW
C
      TG = (TSS-TS)/360.0*SITADO + TS
      RETURN
      END
```

第８章　振動特性

8.1　まえがき

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機に発生する回転軸中心周りの振動特性について明らかにする。

ローリングピストン形回転圧縮機は，従来のピストン連接棒形往復圧縮機に比べて，小形・軽量・高性能という利点を有しているが，圧縮機に発生する振動という観点からは，必ずしも優れているとは言えない。その理由は，往復圧縮機の場合には，密閉容器内に圧縮機本体がばねによって内部支持され，さらにその密閉容器がばねあるいは防振ゴムにより外部支持されるという二重の防振機構が採用されているのに対し，回転圧縮機の場合には，圧縮機構的に発生する振動が小さいという点が勘案されて，圧縮機の小形化を図るために内部支持ばねが省略され，密閉容器の外部支持装置のみにより振動が吸収されるという一重の防振機構が採用されているからである。(8.1)

従来，空調機用圧縮機の振動に関しては，往復圧縮機の場合について幾つかの研究(8.2)～(8.7)が報告されているが，回転圧縮機の場合については，わずかな解析例(8.8)，(8.9)が報告されているだけであり，実験的な裏付けも乏しい。

そこで，本研究では，前述のような一重の防振機構を有する空調機用ローリングピストン形回転圧縮機に発生する振動のうち，最も支配的な密閉容器の円周方向の振動について，運動方程式を導いて理論的に解明するとともに，その妥当性を実験結果との比較により検討する。そして，定常運転時，起動時ならびに停止時における振動の特徴およびそれに影響を及ぼす因子について考察を加えるとともに，簡易的な振動の予測方法についても言及する。

8.2　理論解析

空調機用ローリングピストン形回転圧縮機の概要を図8.1に従って簡単に説明する。密閉容器の上部に電動要素，下部に圧縮要素が圧入固定され，両者は回転軸により結合されている。また，密閉容器は防振ゴムを介して基礎に固定されている。圧縮要素では，シリンダ内をピストンが偏心回転することにより，ベーンで仕切られた吸込室と圧縮室とにおいて，吸込みおよび圧縮吐出し作用が行われる。

さて，このような構造を有する圧縮機を振動させる要因としては，気体圧縮モーメントの周期的変化，電動機の出力トルクの変動，軸偏心部およびピストンの偏心回転運動，ベーンの往復運動などが挙げられる。それらのなかでも，前二者の影響が大きく，実際の圧縮機において最も問題になるのも密閉容器の円周方向の振動であるので，本研究では，回転軸中心周りの振動を取上げて解析する。具体的には，圧縮機を二つの部分，すなわち電動機回転子，回転軸およびピストンから成る回転系と，密閉容器，電動機固定子，シリンダ，ベーン，フレームおよびシリンダヘッドから成る固定系とに分けて，それぞれの系についての回転運動方程式を導いて解析する。

8.2.1　運動方程式

回転系の運動方程式を導くにあたり，回転系に作用するモーメントを考えると，図8.1に示されているように，回転負荷モーメントとしては，気体圧縮モーメントT_g，ベーン接触力モーメントT_v，および機械損失モーメント

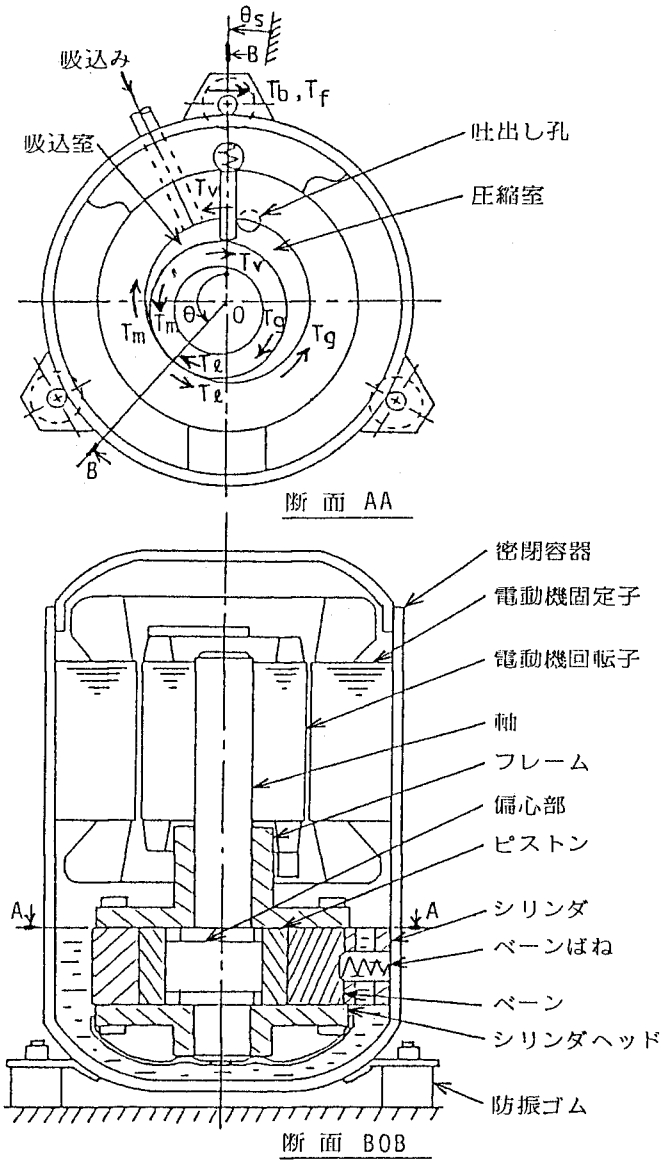


図 8. 1　圧縮機の概要

T_ℓ が挙げられ，回転駆動モーメントとしては，電動機出力トルク T_m が挙げられる。よって，回転系の軸中心周りの運動方程式はつぎのように表される。

$$I_r\ddot{\theta} = T_m - T_g - T_v - T_\ell \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8.1)$$

ここに，I_r は回転系全体の慣性モーメント，θ は軸回転角，・は時間微分である。ただし，上述の運動方程式において，回転系の回転の基準となる固定系に発生する微小振動の影響については小さいので無視している。

一方，固定系に作用するモーメントを考えると，回転系に作用するモーメントの反作用モーメントに加えて，防振支持装置の支持モーメント T_b および減衰モーメント T_f が制動モーメントとして作用する。よって、固定

系の軸中心周りについてつぎの運動方程式が得られる。

$$I_s\ddot{\theta}_s = T_g + T_v + T_\ell - T_m - T_b - T_f \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(8.2)$$

ここに，I_s は固定系全体の慣性モーメント，θ_s は固定系の回転角度である。

以下に，圧縮機定常運転中の個々の作用モーメントについて解析していく。

8.2.2 気体圧縮モーメント

ピストンに作用する気体圧縮荷重 F_p は，図8.2に示すシリンダ部の幾何学的な関係から，式(8.3)で表され，それの作用モーメント T_g は式(8.4)で表される。

$$F_p = 2r\ell(p_c-p_b)\,sin\,\{(\theta+\alpha)/2\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.3)$$

$$T_g = eF_p\,sin\,\{(\theta+\alpha)/2\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.4)$$

ここに，r はピストン半径，ℓ はシリンダ高さ，e はピストン中心偏心量，θ は軸回転角，αはピストン中心偏り角｛前出式（1.2）｝である。また，吸込室圧力 p_d は圧縮機吸込圧力 p_s に等しく，圧縮室圧力 p_c は過圧縮を見込んだ吐出し圧力 p_d（$= \xi_p p_d$）まで断熱的に圧力上昇し，それぞれ前出式（2.18），(2.19)で表されるものと仮定する。

一方，固定系には，シリンダ内へ突出したベーンを介して気体圧縮モーメントが作用するが，その大きさは式

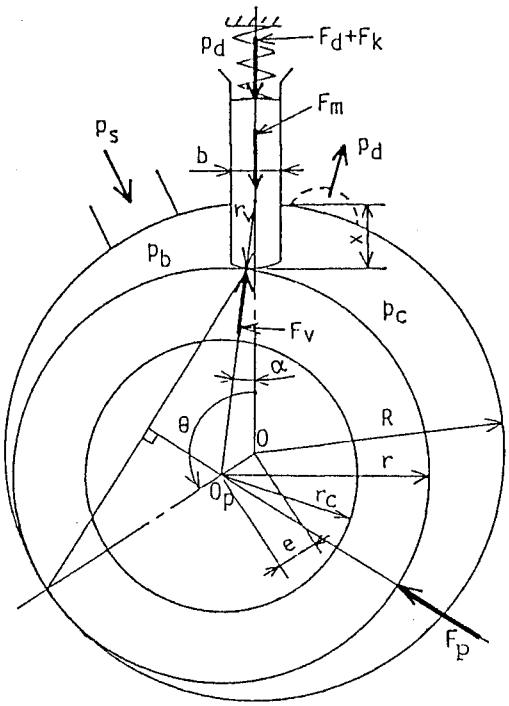


図 8.2　作用力の説明図

（8.4）で表される T_g と等しく，作用方向が逆となる。

8.2.3　ベーン接触力モーメント

ベーンとピストンの接触点における作用力 F_v は，ベーン先端および側面における接触摩擦力を無視して，図8.2に示したベーンの長手方向の作用力のつり合いを考慮すれば，次式で求められる。

$$F_v = (F_d+F_k+F_m)/\cos\alpha \quad \cdots\cdots(8.5)$$

ここに，F_d，F_k，F_mは，それぞれベーンの長手方向に作用する差圧力，ベーンばね力，往復慣性力であり前出式(2.21)～(2.23) で与えられる。

よって，ベーン接触力 F_v による回転系への作用モーメント T_v は次式で表される。

$$T_v = -eF_v \sin(\theta+\alpha) \quad \cdots\cdots(8.6)$$

8.2.4　電動機出力トルク

空調機用小形圧縮機の駆動源としては，通常の場合，誘導電動機が使用されており，その出力トルク T_m は，軸の回転角速度 $\dot{\theta}$ および角加速度 $\ddot{\theta}$ の関数で表されると考えられる。しかしながら，その詳細は複雑であり不明な点も多いので，本研究では，それを，単純に $\dot{\theta}$ のみの関数と仮定する。すなわち，図8.3に例示するような，電動機製造業者より得られた定常状態における電動機出力トルク T_m と軸回転角速度 $\dot{\theta}$ との関係を $\dot{\theta}$ の5次式で近似して運動方程式に適用することにする。

$$T_m = b_0+b_1\dot{\theta}+b_2\dot{\theta}^2+\cdots\cdots+b_5\dot{\theta}^5 \quad \cdots\cdots(8.7)$$

ここに，b_0，b_1，……，b_5は電動機の設計によって異なる定数である。

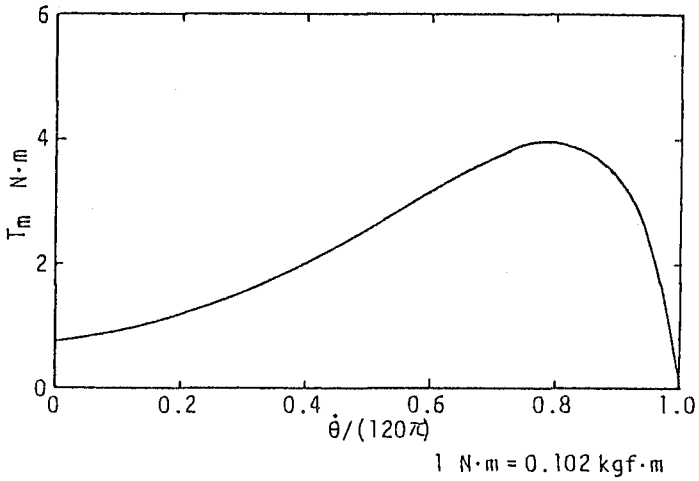


図 8.3　二極単相誘導電動機のトルク特性（100V，60Hz）

8.2.5　機械損失モーメント

圧縮機の機械損失は，ベーン先端や側面，軸受部などのさまざまなしゅう動部において発生している。しかしながら，第3章に示したように，軸一回転の間にも変化している個々の損失を，それぞれ正確に評価して運動方程式に取り入れることは，その影響に比して非常に煩雑な手順となる。そこで，本研究では，簡単に，定常運転状態においては，式(8.8)で表される平均気体圧縮モーメント T_g(ave.)の一定割合 ξ_m に相当する損失モーメント T_ℓ が発生していると仮定して式(8.9)で評価する。

$$T_g(\mathrm{ave.}) = \frac{1}{2\pi}\frac{\kappa}{\kappa-1}p_s V_s\left\{\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{(\kappa-1)/\kappa}-1\right\} \quad \cdots\cdots\cdots(8.8)$$

$$T_\ell = \xi_m T_g(\mathrm{ave.}) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.9)$$

ここに，κ は断熱圧縮指数，V_s は押しのけ容積，p_s および p_d は吸込みおよび吐出し圧力である。

8.2.6　支持モーメントおよび減衰モーメント

圧縮機の支持は，通常の場合，円柱状の防振ゴムあるいはコイル状の防振ばねによってなされている。このとき，固定系の軸中心周りの回転支持モーメント T_b および回転振動を抑制する減衰モーメント T_f は，それぞれ固定系の回転変位角 θ_s および角速度 $\dot{\theta}_s$ に比例すると仮定して，次式で評価される。

$$T_b = k_s\theta_s \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.10)$$

$$T_f = C_s\dot{\theta}_s \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.11)$$

ただし，支持系のねじりばね定数 k_s および減衰係数 C_s には，圧縮機の接続配管などの影響も含まれるように，実際に取付け状態の圧縮機において，圧縮機全体のねじり試験および自由振動試験を行い，その結果から k_s および C_s の値を決定するものとする。

8.2.7　停止時の作用モーメント

8.2.2項から8.2.6項までの間では，圧縮機の定常運転時の作用モーメントについて述べてきたが，本項では，圧縮機への電力の供給がしゃ断されて，圧縮機の回転が停止するまでの間の作用モーメントについて述べる。

圧縮機の停止に際し，電力しゃ断から回転系が停止に至るまでの時間は比較的短かく，その間における圧縮機の吸込圧力および吐出し圧力の変化は無視できる程度であると仮定すれば，停止時に作用する気体圧縮モーメント T_g およびベーン接触力モーメント T_v は，定常運転時の場合と全く同様に，式(8.4)および(8.6)で表される。また，支持系についても，定常運転時と何ら変わることはないので，支持モーメント T_b および減衰モーメント T_f は，式(8.10)および(8.11)で表される。

しかし，機械損失モーメント T_ℓ は，回転系の減速とともに変化していくものと考えられる。ここでは，停止時の機械損失を，便宜的に，ピストン軸受および主軸受に発生する軸受損失で代表させて，機械損失モーメント T_ℓ を以下の式で表すことにする。

$$T_\ell = \mu_0 N(r_c+r_s) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(8.12)$$

ここに，r_c はピストン軸受半径，r_s は主軸受半径である。また，Nは軸受の平均負荷であり，気体圧縮荷重 F_P を中心とした総合軸受荷重｛前出式(2.12)｝の軸一回転中の平均値を用いることが望ましいが，ここでは，簡単に，式(8.3)で表される気体圧縮荷重 F_p の最大値（吐出し開始時の F_p）の1/3 で代表することにする。さらに，μ_0 は，軸受の摩擦係数であり，軸角速度 $\dot{\theta}$ に比例して変化すると仮定して次式で評価する。

$$\mu_0 = \mu_1 - (\mu_1 - \mu_2)\dot{\theta}/\omega \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8.13)$$

ただし，μ_2 は定常運転時（軸平均角速度 ω）の摩擦係数であり，式(8.12)で表された停止時の摩擦損失モーメント T_ℓ が式(8.9)で表された定常運転時のそれと等しくなるように，次式で計算して与えられる。

$$\mu_2 = \xi_m T_g(\mathrm{ave.})/\{N(r_c + r_s)\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8.14)$$

また，μ_1 は軸停止時の摩擦係数であり，回転系を手動でゆっくりと回しながら起動および停止させるときに必要なモーメントをトルクメータなどにより測定して，その結果から算出される。

停止時の振動計算は，定常運転時の計算に引続いて，電動機出力トルク $T_m = 0$ とし，上述した作用モーメントの値を適用して行われる。なお，電力しゃ断に伴って電動機に発生する過度トルクの影響は無視する。

8.2 8　起動時の作用モーメント

圧縮機に電力が供給され，回転系が停止の状態から一定の回転数に達するまでの間に作用するモーメントについて述べる。そのとき，圧縮機は吸込側と吐出し側とで平衡した圧力 p_a から起動され，回転系の角速度がほぼ一定となる起動完了までの時間は短く，その間における圧縮機の吸込側と吐出し側の圧力変化は無視できるものと仮定すると，気体圧縮モーメント T_g およびベーン接触力モーメント T_v は，それぞれ8.2.2項および8.2.3項で述べた定常状態におけるそれらの計算式において，吸込圧力 p_s および吐出し圧力 p_d の代わりに，平衡圧力 p_a の値を用いることにより求められる。また，支持モーメント T_b および減衰モーメント T_f は，定常運転時と同様の式(8.10)，(8.11)で得られる。

一方，起動時の電動機出力トルク T_m は，基本的には図8.3に示されているように $\dot{\theta}$ の関数として式(8.7)により評価するが，起動時の過大電流による電圧降下を考慮に入れて，式(8.7)で表される基準電圧 E_{base} に対する出力トルク $T_m(E_{base})$ を，起動時の電圧Eと基準電圧 E_{base} の比の二乗に比例させて，次式のように修正する。

$$T_m = T_m(E_{base})\cdot(E/E_{base})^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8.15)$$

さらに，起動時の機械損失モーメント T_ℓ は，停止時の場合と同様に軸受損失モーメントで代表させて，式(8.12)の形で見積ることにする。ただし，摩擦係数 μ_0 としては式(8.13)の値を用い，軸受荷重Nとしては，電動機の磁気吸引力などの影響も含まれるように，実際の圧縮機の起動試験の結果から推定される値を用いる。すなわち，圧縮機の低電圧起動試験を行い，それから求まる最低起動電圧 $E_{min.}$ を用いて，次式により軸受荷重Nが求められる。

$$N = \frac{T_m(E_{base}, \dot{\theta}=0)\cdot(E_{min.}/E_{base})^2 - T_{vk}}{\mu_1(r_c+r_s)} \quad \cdots\cdots\cdots(8.16)$$

ここに，$T_m(E_{base}, \dot{\theta}=0)$は，基準電圧 E_{base}，軸角速度$\dot{\theta}=0$のときの式(8.7)で表される電動機出力トルクである。また，T_{vk}は，ベーンばね力による作用モーメントの補正項であり，ばね定数をk_v，ばねの最大($\theta=0$)たわみ量をx_0，ピストン中心偏心量をeとして，$T_{vk}=ek_v(x_0-e)$で近似される。

8.3 実　験

圧縮機の固定系ならびに回転系の振動を測定するための実験用圧縮機の概要を図8.4に示す。固定系について

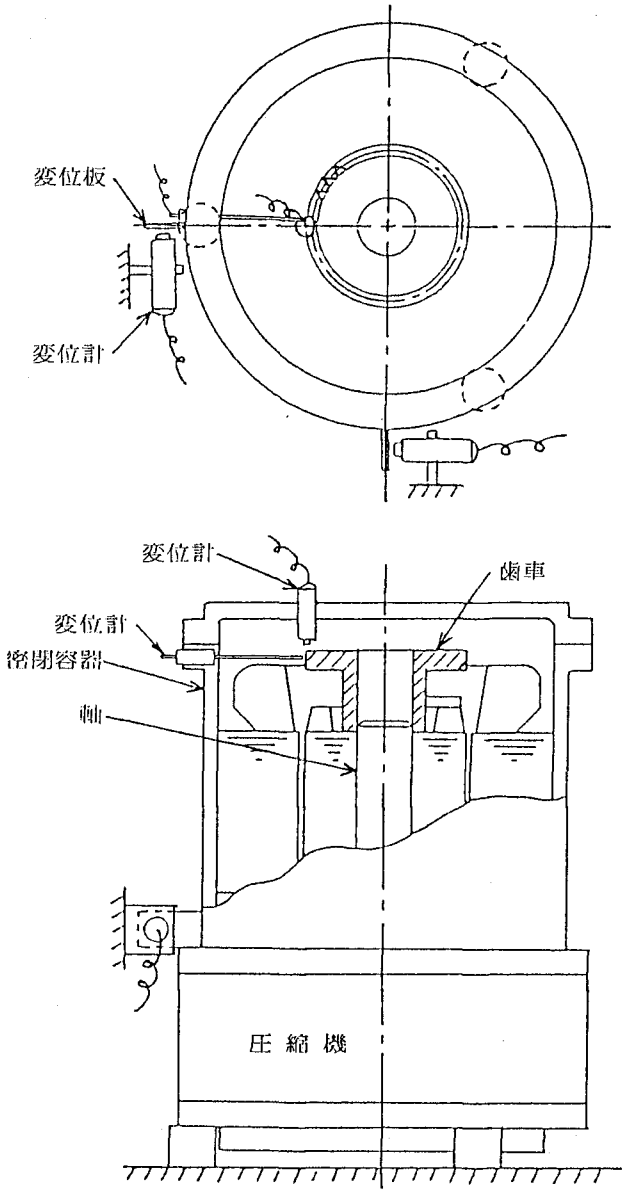


図8.4　実験用圧縮機の概要

は，密閉容器のほぼ高さ中央の外周上に半径方向に突出させて取付けた変位板の円周方向振動を，基礎に固定した渦電流形変位計により測定する。変位板および変位計は，90°位相をずらして二組設置する。一方，回転系については，軸上端に取付けた歯車（歯数30）の回転脈動を，固定系に取付けた渦電流形変位計により測定する。(8.10) それとともに，渦電流形変位計とは若干位相のずれた位置で，容量形変位計により歯車の回転脈動を測定し，両者の信号の相対的な関係から，停止時の軸の逆転現象を判別する。なお，歯車の歯のうちの一枚は欠落させてあって軸の回転角度が識別できるようになっている。

実験では，圧縮機を3個の支持防振ゴムを介して基礎に固定したのち，冷媒 R22 を作動流体とした冷凍回路（前出図2.11）にたわみ管を用いて接続し，所定の運転条件に安定した状態で定常運転時の振動を測定した。それに引続き，圧縮機への電力供給をしゃ断して停止時の振動を測定した。さらに，停止後しばらく放置して系が安定となった状態で，圧縮機への電力の供給を再開して起動時の振動を測定した。測定信号の記録は，磁気データレコーダにより行い，デジタルメモリスコープならびに電磁オシログラフに再生して解析した。

圧縮機の運転条件は，吸込圧力 p_s = 0.583 MPa〔abs〕{ 5.95 kgf/cm²}（冷媒の飽和蒸発温度5℃相当），吐出し圧力 p_d = 2.03MPa〔abs〕{ 20.7 kgf/cm²}（冷媒の飽和凝縮温度52°C相当），吸込冷媒加熱度10°C とした。また再起動時の平衡圧力は p_a = 0.88MPa〔abs〕{ 9.0kgf/cm²} とした。

本研究で使用した圧縮機のおもな寸法および計算に用いた係数の値を表8.1に示しておく。なお，圧縮機の駆動電動機は，コンデンサラン形の二極単相誘導電動機であり，100V，60Hz 電源にて駆動した。その出力トルク特性は，図8.3に示したとおりである。

表 8.1　圧縮機のおもな寸法および係数

シリンダ半径	R mm	27.0	慣性モーメント		
ピストン半径	r mm	23.4	回転系	I_r kg·m²	9.8×10^{-4}
ピストン内半径	r_c mm	15.2	固定系	I_s kg·m²	0.069
軸半径	r_s mm	9.6	起動最低電圧	E_{min} V	50
ベーン先端半径	r_v mm	6.0	過圧縮率	ξ_p	0.2
シリンダ高さ	ℓ mm	23.8	断熱圧縮指数	κ	1.2
ベーン厚さ	b mm	4.7	摩擦係数	μ_1	1.5
支持ばね定数	k_s N·m/rad	127	機械損失率	ξ_m	0.1
減衰係数	C_s N·m·s	0.69			

1 kg·m²=0.102kgf·m·s²　，　1 N·m·s = 0.102kgf·m·s
1 N·m/rad = 0.102kgf·m/rad

8.4　結果とその考察

以下に，理論解析計算ならびに実験の結果を示し考察を加える。ただし，理論解析結果は，運動方程式(8.1)および(8.2)を連立して，ルンゲ・クッタ・ギル法により数値計算して得られたものである。計算機プログラムを付録1に示しておく。数値計算の時間刻みとしては，定常運転時では25 μs（軸回転角の約0.5°に相当），起動時および停止時では50 μs とした。また，実験結果は，測定記録された回転系ならびに固定系の振動変位波形を，それぞれ回転系の角速度ならびに固定系の回転変位角に変換して得られたものである。回転系の角速度は，

歯間角度と変位波形の歯間時間とから，その間における平均角速度として求められる。固定系の回転変位角は，あらかじめ測定された変位出力－回転角度校正線図を用いて決定される。

8.4.1　定常運転時の振動

図8.5には，圧縮機の定常運転時における，回転系の角速度 $\dot{\theta}$ ならびに固定系の回転変位角 θ_s の軸回転角 θ に対する変動が示されている。まず回転系の脈動についてみると，角速度 $\dot{\theta}$ は，実験値，理論値ともに，平均角

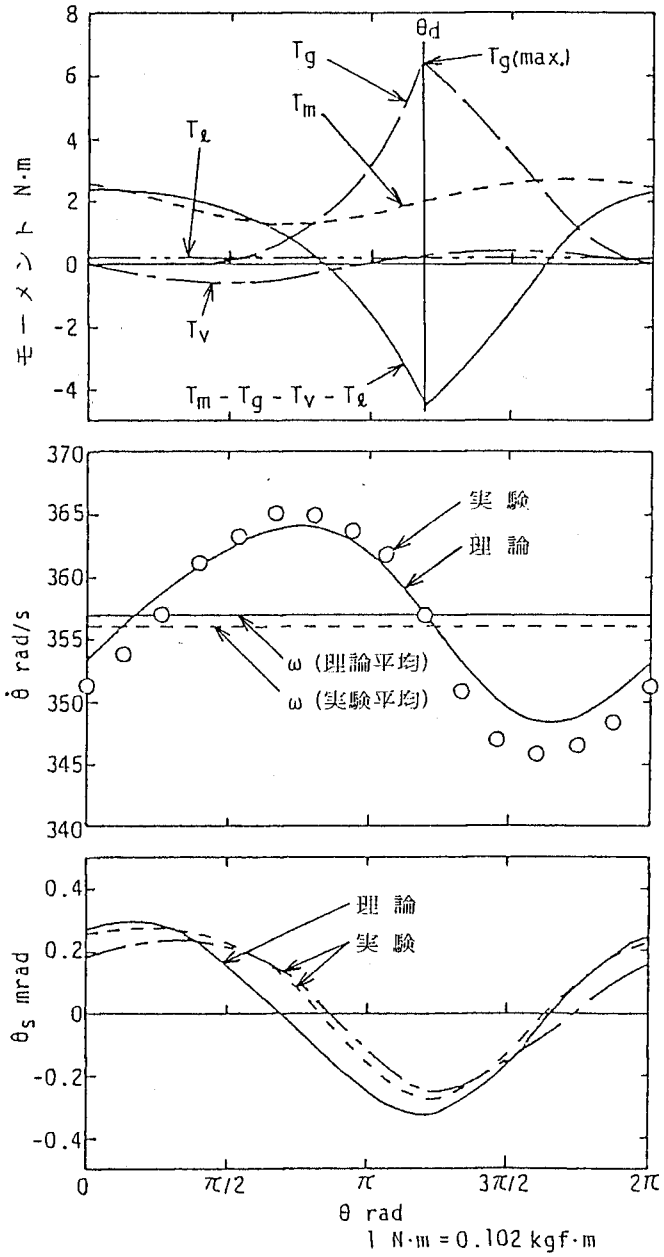


図 8.5　定常運転時の振動

速度ωの周りに，若干の位相遅れを伴った正弦波状の変化を示している。その理由は，同図に併記した，回転系への作用モーメントの計算線図に従って説明される。すなわち，気体圧縮モーメントT_g，ベーン接触力モーメントT_v，機械損失モーメントT_ℓ，および電動機出力トルクT_mという個々の作用モーメントを総合した合計作用モーメント($T_m - T_g - T_v - T_\ell$)の変化を，大略的に，式(8.17)の形で近似すれば，回転系の運動方程式(8.1)の右辺は積分可能な形となり，便宜的に$\theta = \omega t$（tは時間)で表して積分を実行すると，式(8.18)が得られる。

$$T_m - T_g - T_v - T_\ell = \frac{T_g(\max.)}{2} \cos(\theta - \beta_0) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots (8.17)$$

$$\dot{\theta} = \frac{T_g(\max.)}{2 I_r \omega} \sin(\theta - \beta_0) + \omega \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots (8.18)$$

ここに，$T_g(\max.)$は気体圧縮モーメントT_gの最大値すなわち吐出し開始角$\theta = \theta_d$におけるT_gの値，β_0は位相遅れ角($= \theta_d - \pi$)である。式(8.18)より，角速度$\dot{\theta}$の変動幅は$T_g(\max.)/(I_r \omega)$となり，それぞれの値を代入して計算するとその変動幅は18rad/sとなる。この値は，図8.5にみられる実験および理論計算による$\dot{\theta}$の変動幅15～20rad/sと同程度の値となっている。そしてこの変動幅は，平均角速度ωのおよそ5%に相当している。以上のことより，$\dot{\theta}$の変化傾向は，気体圧縮モーメントT_gの変化に基づくものであり，その変動幅も，最大気体圧縮モーメントT_g(max.)と回転系慣性モーメントI_rとから簡単に予測できることがわかる。なお，$\dot{\theta}$の実験値と理論計算値にみられる変動幅の多少の相違は，理論計算において機械損失モーメントを一定と仮定しているためではないかと思われる。

つぎに，図8.5中の固定系の振動についてみると，回転変位角θ_sは，軸回転角θに対し若干の位相遅れを伴った余弦波状の変化を示しており，本例では，振れ角度幅にて約0.6mrad（密閉容器外周の円周方向振れ幅にておよそ40μm）の振動となっている。実験曲線に注目すると，位相を90°ずらせて測定した二本の曲線はほぼ一致しており，軸中心周りの振動が優勢であることがわかる。実験曲線と理論計算曲線とを比較すると，位相的には少し差がみられるが，振れ角度幅としてはだいたい等しくなっている。ところで，固定系では，加振円振動数ω(356rad/s)が固有円振動数ω_n($= k_s / I_s = 43$rad/s)に比べてはるかに大きいので，そのふれ角度幅$\Delta\theta_s$は，気体圧縮モーメントに注目した静的変位角$T_g(\max.)/k_s$と振動倍率$1/\{(\omega/\omega_n)^2 - 1\}$とを用いて次式により大略的な値の予測が可能と思われる。(8.11)

$$\Delta\theta_s = \frac{T_g(\max.)}{k_s} \frac{1}{(\omega/\omega_n)^2 - 1} = \frac{T_g(\max.)}{\omega^2 I_s - k_s} \quad \cdots\cdots\cdots (8.19)$$

上式の値を計算するとおよそ0.7mradとなり，実験値および理論計算値の振れ角度幅0.6～0.8mradと近い値となっている。

さて以上のような固定系の定常運転時の振動，とくに振れ角度幅$\Delta\theta_s$に対する，圧縮機の主要な設計パラメータ，すなわち固定系の慣性モーメントI_sおよび支持ばね定数k_sの影響を理論解析に基づいて計算し，その結果を図8.6に示す。ただし，そのほかの計算入力数値は，図8.5の場合と同様すなわち表8.1の値とする。ま

ず，図8.6（a）において，慣性モーメント I_s の影響についてみると，I_s の増加とともに振れ角度幅 $\Delta\theta_s$ は顕著な減少傾向となっている。これは，固有円振動数 $\omega_n(=k_s/I_s)$ が加振円振動数ωからしだいに遠ざかるからであり，式(8.19) の形からも，I_s が増加するにつれて $\Delta\theta_s$ の減少することが推察される。一方，図8.6 (b)には，固定ばね定数 k_s の影響が示されているが，k_s が変化しても振れ角度幅 $\Delta\theta_s$ にはほとんど変化がみられない。これは，ばね定数 k_s に反比例する静的振れ角度幅の変化と，固有円振動数 ω_n の変化による振動倍率の変化とがほぼ相殺されるからである。

以上のことより，定常運転時の固定系の振動に対しては，通常の場合採用されているような柔らかな支持系の影響は小さく，圧縮機の重量のみならず形状も含めた慣性モーメントの選択が設計上重要となってくる。たとえば，同一重量の圧縮機であっても，高さを低く半径を大きくするというような設計を行えば，慣性モーメントの増加により振れ角度幅が減少し，半径の増加を考慮しても密閉容器外周での振動変位も減少してくるであろう。

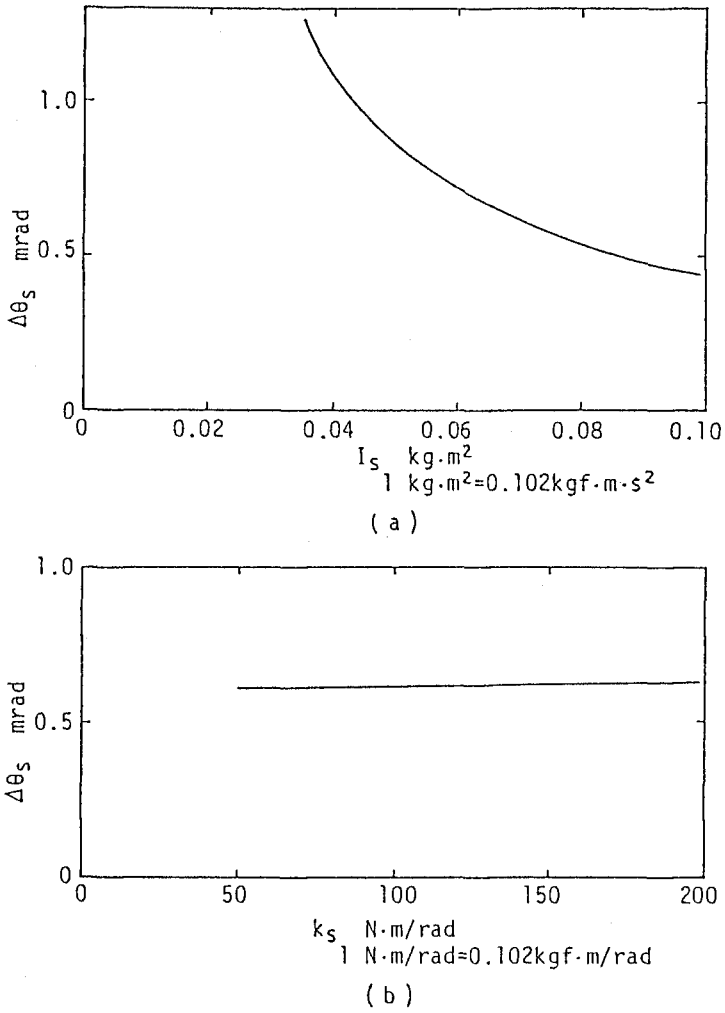


図 8. 6　定常運転時の振動に対する設計パラメータの影響

8.4.2　起動時の振動

図8.7には，起動時における回転系の角速度$\dot{\theta}$ならびに固定系の回転変位角 θ_s の時間tに対する変化が示されている。まず，回転系角速度$\dot{\theta}$についてみると，起動直後にはその増速が鈍いものの，加速が始まると一気に定常回転まで増速している。これは，単相誘導電動機の出力トルクが増速するほど大きくなるという特性に基づいたものである。実験値と理論計算値とを比較すると，計算値の加速のほうが早くなっているが，これは，計算において機械損失モーメントを式(8.12)の形で簡略化して見積っていることによるものと思われる。

同図において，これに対応した固定系の回転変位角 θ_s についてみると，実験値，理論計算値ともに，回転系の加速がほぼ完了した時刻に対応して，負，すなわち回転系の回転方向とは逆方向への最大振幅が生じており，それ以降はゆるやかな減衰振動に移っている。その最大振幅は，本計算例では，約30 mrad（密閉容器外周上の変位にて約2 mm）となっており，定常運転時の片振れ振幅の100　倍にも相当する大きな値である。理論計算の最大振幅と実験のそれとを比較すると，前者のほうが大きくなっているが，これは，電動機出力トルクの見積り誤差などによるものと思われる。その最大振幅の差に応じて，それ以降の減衰振幅にも差がみられる。ところで，起動時の作用モーメントのなかで支配的な電動機トルクは，回転系のゆっくりとした加速とともに徐々に増加しながら固定系に作用していくので，その時の固定系の回転変位角は，電動機出力トルク T_m を支持ばね定数 k_s で除した静的変位角に近いものと思われる。それゆえ，固定系の最大振幅は，電動機の最大トルク T_m（max.）

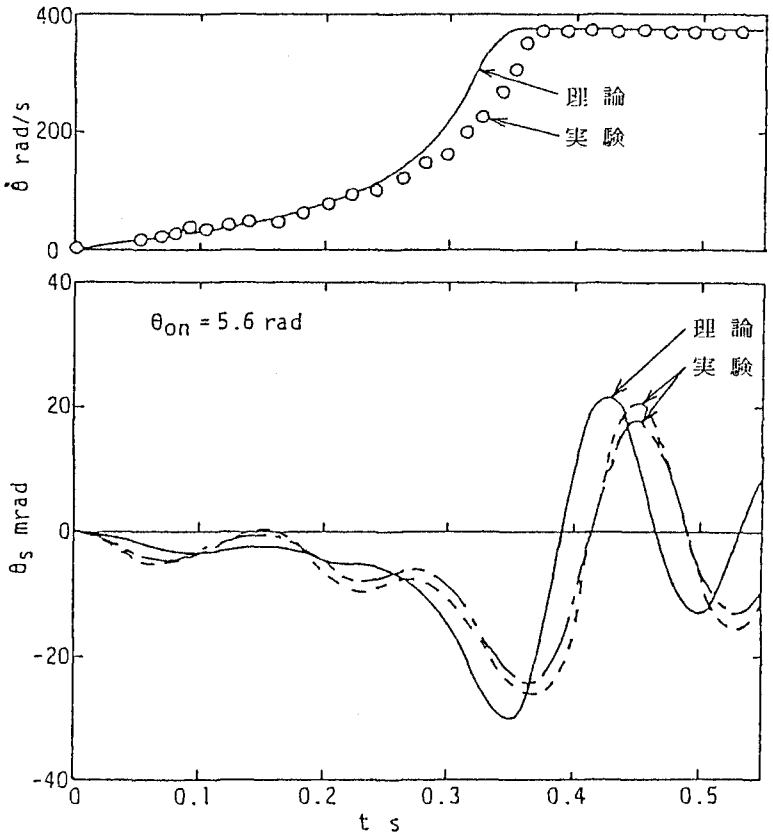


図 8.7　起動時の振動

の発生時期すなわち回転系の加速完了時期にほぼ対応して発生し，その値はおよそ T_m (max.)/ k_s になるものと予想される。この値を実際に求めると 31 mrad となり，先に示した理論解析計算の最大値とほぼ一致している。

さて，以上に示した図 8.7 は，電力投入時の軸角度 θ_{on} が 5.6rad の場合の起動時の振動例であり，この電力投入角 θ_{on} が起動時の振動に及ぼす影響を，実験および理論計算により調べてみたところ，θ_{on} の違いによって，回転系の加速完了すなわち固定系の最大振幅の発生までの時間には若干の長短がみられたが，その最大振幅にはほとんど差がみられなかった。これは，前述したように，比較的ゆっくりとした固定系の起動時の振幅が，電動機の最大出力トルク T_m (max.)と支持ばね定数 k_s で規定される静的変位角に依存しているからである。

ここで，起動時の固定系の振動に対する，固定系の慣性モーメント I_s および支持ばね定数 k_s の影響を理論的に計算して示すと図 8.8 のようになる。ただし，同図では，固定系の振動曲線の正側および負側の最大変位角の絶対値 $|\theta_s|$ の変化としてそれらの影響が示されている。同図(a)にみられるように，慣性モーメント I_s の変化が固定系の最大振幅角に及ぼす影響は比較的小さいが，同図(b)にみられるように，支持ばね定数 k_s の変化は，

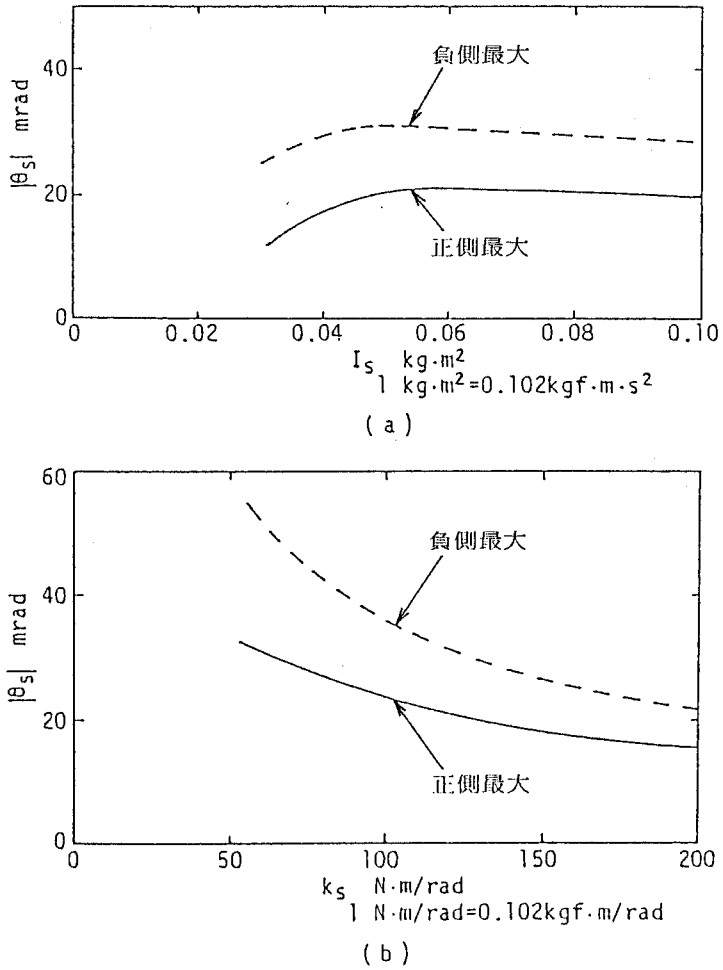


図 8. 8　起動時の振動に対する設計パラメータの影響

静的変位角の変化として反映されて，k_s が大きくなるほど最大振幅角が小さくなる傾向となっている。それゆえ圧縮機の起動時の振動を抑制するという観点からは，慣性モーメント I_s よりも支持ばね定数 k_s のほうが重要な設計パラメータとなっている。

8.4.3 停止時の振動

圧縮機の停止時，すなわち定常運転に引続いて圧縮機への電力供給をしゃ断した場合の振動の様子が図8.9に示されている。まず，回転系の角速度 $\dot{\theta}$ と電力しゃ断後の経過時間 t との関係についてみると，$\dot{\theta}$ は，電力しゃ断後，気体圧縮モーメントの変動に応じた多少の脈動を含みながら，時間とともにほぼ直線的に減少している。そして，本例では，$\dot{\theta} = 0$ となったのち，負の値，すなわち逆回転を示して最終的な停止に至っている。その傾向は，実験結果と理論計算結果とで一致している。ここでみられた逆回転は，最初に停止（$\dot{\theta} = 0$）したときに，圧縮室内圧力がちょうど高い状態にあり，その差圧モーメントによりピストンが押しもどされてくるためであると思われる。

それに対し，固定系の回転変位角 θ_s についてみると，電力しゃ断直後に，正方向すなわち回転系の回転方向に，大きな振幅がみられ，その後，再び正方向への極大値を示している。このうち，最初の正方向への振幅は，

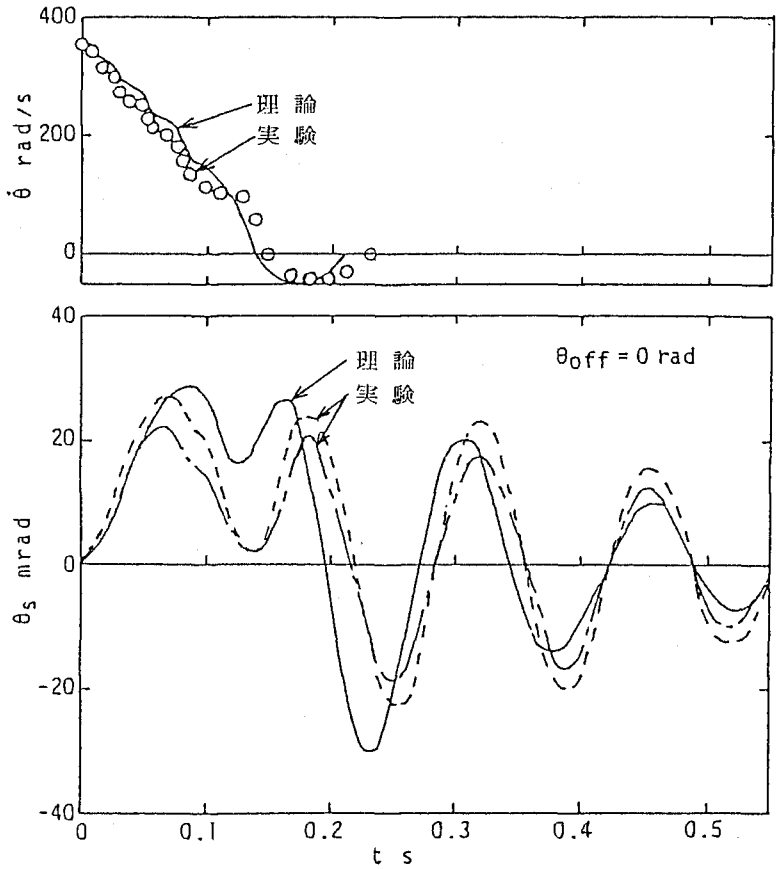


図 8.9 停止時の振動 (1)

それまで作用していた電動機出力トルクが階段状に零となったことに対応したものである。そのとき，軸の平均角速度ωに対応した電動機の平均出力トルクT_m（ave.）を支持ばね定数 k_s で除した静的変位角に相当する角度だけ振動中心が急に移動することになり，それを受けて，固定系は，振動中心の移動量のおよそ2倍の角度まで振れることになる。本例で計算すると，中心移動の静的変位角は T_m（ave.）/ k_s = 15 mrad であり，その2倍は，理論計算曲線の正の最大振幅角28 mrad と良い相関を示している。一方，二番目の正方向への極大振幅についてみると，その発生時期は回転系の逆転過程に対応しており，回転系を逆転せしめた気体圧縮モーメントの反作用モーメントが比較的長い間固定系に作用するためであろうと思われる。回転系が完全に停止したあとでは，振動を強制するようなモーメントは作用しないので，θ_s = 0 の点を中心として，それまでの回転変位角に応じた振幅の自由減衰振動へと移っている。固定系の振動の理論計算結果と実験結果とを比較すると，その全体的な傾向は一致している。しかし，細部には多少の違いがみられ，このうち，位相の相違は，理論計算において機械損失モーメントを式(8.12)のように簡単な形で表したことによる回転系の停止位相の相違によるものであると思われる。また，振幅にみられる相違は，理論計算において，振幅の大きい場合の防振定数の見積り誤差や圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力の停止に伴う遷移を無視したことなどによるものであると思われる。

ところで，圧縮機の停止時の振動に関しては，電力しゃ断時の軸回転角 $\theta = \theta_{off}$ に応じて変化することが，実験および理論計算において認められた。たとえば，電力しゃ断角 θ_{off} = 0 rad の場合の図8.9に示した振動に対し，θ_{off} = 3.5 rad の場合には図8.10のように変化した。図8.9と図8.10とを比べると，固定系の回転

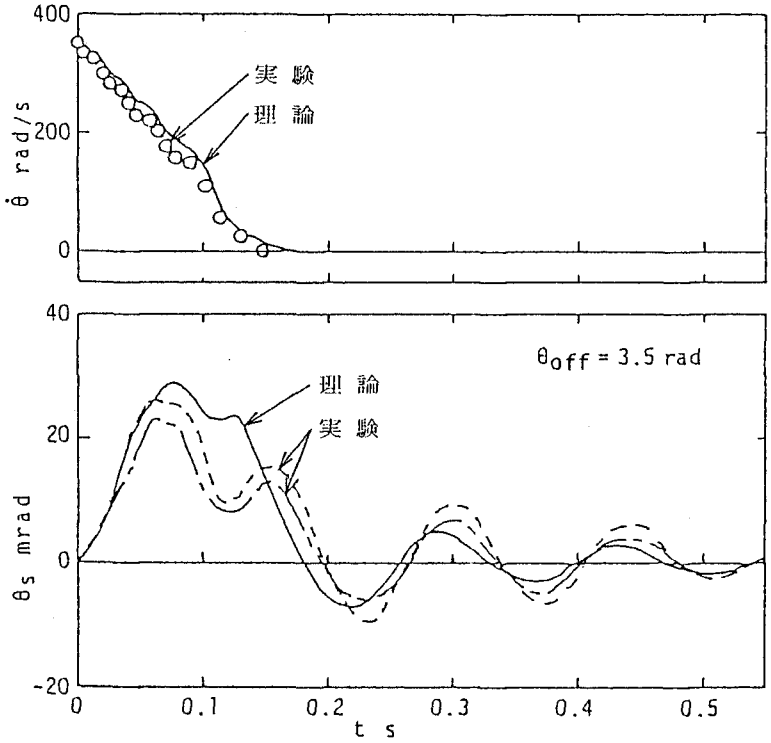


図 8.10　停止時の振動　(2)

変位角θ_s の電力しゃ断直後の正方向への振幅には，あまり大きな差がみられないものの，正方向への二番目の振幅とそれ以降の減衰振動振幅では図8.10の場合のほうがずっと小さくなっている。この振幅の相違は，図8.10の場合には，停止に至る過程において，電動機出力トルクの階段状の変化に対応した振動位相と軸回転角に応じて変化する気体圧縮モーメントによる振動位相とが相殺される傾向にあり，また停止時刻における気体圧縮作用モーメントも小さくなっているからである。そのことは，回転系の角速度$\dot{\theta}$には逆転がみられず，回転系が滑らかに停止していることと符号している。

そこで，もっと広範囲の電力しゃ断角θ_{off}について，固定系の振動振幅の正側および負側の最大振幅の絶対値$|\theta_s|$との相関を調べると図8.11のようになる。正側の最大振幅値は，前述したように，電動機出力トルクの階段状の変化に対応したものであるために，電力しゃ断角θ_{off}によらずほぼ一定となっている。それに対し，負側の最大振幅値は，これはそれ以降の自由減衰振動の振幅の大きさを代表しているものであるが，θ_{off} = 0 (=2π) rad 近傍では正側の最大値と同程度，θ_{off} = π rad 近傍ではそれの 1/3 ～ 1/4 程度の小さな値となっている。そして，その傾向は，実験結果と理論計算結果とで，最小振幅となる角度に多少相違がみられるものの，だいたい良く一致している。

このように負側の最大値に違いの現れる原因は，図8.12に示すような，電力しゃ断角θ_{off}と回転系が最初に停止($\dot{\theta}$ = 0) する軸回転角度 $\theta = \theta_{stop}$ との関係を参照してうまく説明される。まず，電力しゃ断角θ_{off}が0 rad 近傍の場合，軸回転停止角 θ_{stop} はπ～3π/2 rad となっており，軸回転角θのこの範囲に対応した作用モーメントの大きさを図8.5に示したモーメント線図でみると，気体圧縮モーメントT_gが非常に大きく作用する範囲であり，そのために固定系は大きく正側に回転変位され，それ以降の負側の最大変位をはじめとする自由減衰振動も大きい状態となる。それに対し，電力しゃ断角θ_{off}がπ rad近傍の場合，軸停止角θ_{stop}は2π rad 近傍あるいは2π rad を越えた場合にはベーンに押されてπ rad 近傍となり，このとき，図8.5にみられるように，気体圧縮作用モーメントT_gは小さいので，それに対応した固定系の正側への振幅ひいては負側への最大振幅が小さくなる。

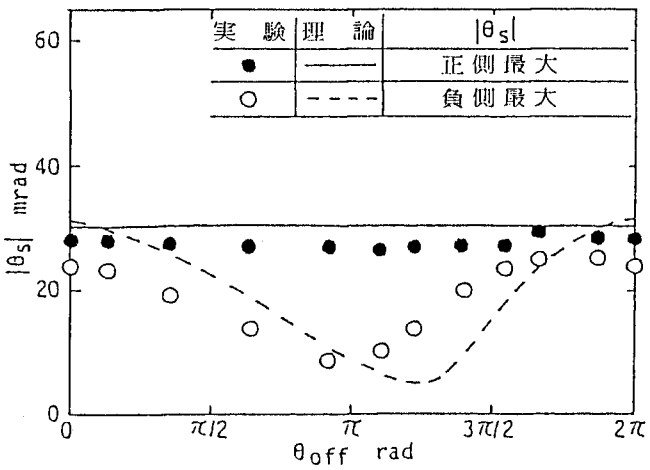


図 8.11 停止時の振動と電力しゃ断角の関係

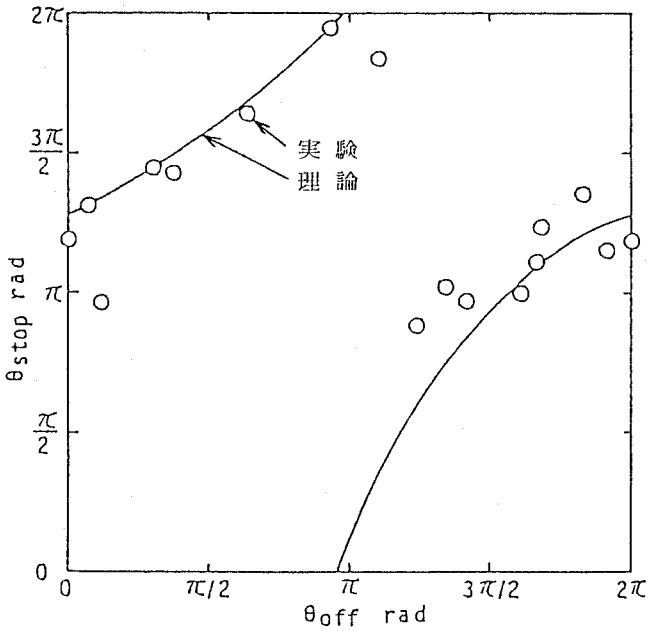


図 8.12　回転停止角と電力しゃ断角の関係

以上みてきたような電力しゃ断角 θ_{off} と軸回転停止角 θ_{stop} との関係は，電力しゃ断時に回転系が持っている，慣性モーメントと回転数の関数である回転エネルギと，回転系が停止に至るまでの間に消費される気体圧縮エネルギおよび機械損失エネルギとの兼合いによって決まるものであり，圧縮機の設計寸法や運転条件の違いにより異なってくるものと思われる。しかしながら，回転系の停止角 θ_{stop} と固定系の振動振幅の大きさとの関係は，θ_{stop} に対応した気体圧縮モーメントの変化特性によって決まるものであるから，圧縮機の寸法や運転条件にはあまり影響されずに，一般的なものであると考えられる。

なお，停止時の固定系の振動に対する固定系慣性モーメント I_s および支持ばね定数 k_s の影響を理論計算により調べたところ，起動時の場合と同様に，慣性モーメント I_s の影響は比較的小さかったが，支持ばね定数 k_s の影響が顕著であり，k_s の増加とともに振動振幅の減少がみられた。

8.5　ま と め

本章では，空調機用ローリングピストン形回転圧縮機に発生する回転軸中心周りの振動について，理論的ならびに実験的な解析を行い，以下のことが明らかとなった。

(1) 定常運転時には，軸の回転に対応して，回転系ではおよそ正弦波状の回転脈動が生じ，固定系ではおよそ余弦波状の回転振動が生じる。それらの振動幅の概略値は，気体圧縮モーメントの最大値から予測可能である。

(2) 起動時には，回転系の加速完了に対応して固定系の負の最大振幅が生じ，それ以降は減衰振動となる。その最大振幅は，電動機の最大出力トルクと支持ばね定数とにより推定可能である。

(3) 停止時には，電力しゃ断直後に固定系の正の最大振幅が生じ，それ以降は電力しゃ断角に応じた回転系の停止角度位置に対応して振動振幅の異なる自由減衰振動となる。本例では，電力しゃ断角が π rad 近傍で

最小振幅の減衰振動となった。

(4) 固定系の振動に関し，定常運転時では，支持ばね定数の影響は小さいが，固定系の慣性モーメントが大きくなるほど振れ角度幅が小さくなる。それに対し，起動時ならびに停止時では，固定系の慣性モーメントの影響は小さいが，支持ばね定数が大きくなるほど振動振幅が小さくなる。

本研究では，圧縮機の軸中心周りの振動について解析してきたが，実際の場合には，それ以外の方向の振動が小さいながらも問題となることもあり，それらについては今後の検討が必要である。

付　録　1

振動計算プログラム

```
      DIMENSION  F(4),Y(4),Q(4),R(4),P(4)
      COMMON/DIM/ REV(101), TM(101), XA(101),TIV(12), VOLT(12)
      COMMON/COMP/R1,R2,R3,RR1,RR2,HIGHT,E,EE,TOPCL
      COMMON/PRES/PS,PC,PD,SPC,VC,VS,AKP,VS1,PS1,ISTOP
      COMMON/FRIC/FFR,CMUE,CMUE1,CMUE2,FGAS,FVSP,FFRIC,FV,FORCE
      COMMON/VANE/BBB,XV0,VBK
      COMMON/SHELL/AIP,AIC,BCK,CC
      COMMON/PI/PAI,PAI2,PAIHF,MTSTOP,DIWR
C*****************************************************************
C     ﾏｻﾂ  ﾊ  ｽﾍﾞﾃ  ｼﾞｸｳｹ( MINE & PISTON ) ﾃﾞ ｵｲﾙ  ﾄ  ｶﾝｶﾞｲﾙ A
C     ﾏｻﾂ ｹｲｽｳ  ﾊ  ﾃｲｼﾞﾝﾜ CMUE1  ﾃｲｼ CMUE2 ﾄ ｼﾃ  ｿﾉ  ｱｲﾀﾞ ﾊ  ﾁﾝｸｾﾝ
C     ﾏﾀ  ﾂﾈﾆ  ﾏｻﾂ  ﾉ  ｺｳﾘﾝｸ  ﾊ  FORCE  ﾃﾞ ｲｯﾃｲ
C
C     FFR  ﾊ  ｿﾉｼﾞﾝｶﾝ  ﾉ  ｶﾞｽﾘﾝｸ A
C     FORCE  ﾊ  FV  ﾄ  FG  ﾉ  ﾍﾞｸﾄﾙ  ﾉ  ﾜ
C      ｶｱｳｼﾞﾝｸ  ﾊ  PD*1.2  ﾏﾃﾞ ｱｶﾞﾙ
C                          S:POMP3
C          ｸﾘｶｴｼ  15000
C
      H  =  0.0000444 ; II=4 ; X=0.0 ; IOPEN=0 ; IWR=0 ; ISTOP=0
      IWRT = 0 ; MTSTOP = 0 ; MTST = 0 ; DIWR = 0.0 ; FFRIC = 0.0
      DO 500  I=1,4
      Q(I)  =  0.0
  500 CONTINUE
      Q1    =  ( 1.0 - 1.0/SQRT(2.0) )
      Q2    =  ( 1.0 + 1.0/SQRT(2.0) )
C
C
C
  110 FORMAT(8F10.4)
  150 FORMAT(1H ,F7.3,F5.0,8F7.1,F7.2,F7.4,F8.2,F7.0,F9.1,F11.6,F8.3,
     &           F10.3,F9.1 )
  160 FORMAT(1H ,7X,' DEG',4X,'VC',6X,'PC    GASTQ VANETQ    MTTQ    FRTQ'
     &,        '  F.VAN  FORCE F.FRIC MUE       RAD/     RPM    RAD/S2'
     &        '  SHELL-DISP    RAD/S     RAD/S2' )
  181 FORMAT(1H1)
  182 FORMAT(1H ,'  PS =',F5.2,'  PD =',F5.2)
  183 FORMAT(1H ,'-----------------------------------------------')
  184 FORMAT(1H )
      READ( 2,110 )   Y(1), Y(2), Y(3), Y(4)
      READ( 2,110 )   SPC, AKP
      READ( 2,110 )   R1, R2, R3, E, HIGHT, VBK, XV0, TOPCL
```

```
      READ( 2,110 )   AIP,            CC
      READ( 3,110 )  ( REV(I),I=1,101 )
      READ( 3,110 )  ( TM(I),I=1,101 )
      READ( 5,110 )   PS
      READ( 5,110 )   PD
      READ( 5,110 )   AIC
      READ( 5,110 ).  BCK
      READ( 5,110 )   CMUE1
      READ( 5,110 )   CMUE2
      WRITE( 6,110 )  Y(1),Y(2),Y(3),Y(4)
      WRITE( 6,110 )  PS, PD, SPC, AKP
      WRITE( 6,110 )  R1, R2, R3, E, HIGHT, VBK, XV0, TOPCL
      WRITE( 6,110 )  AIP, AIC, BCK, CC
      OUTPUT          CMUE1
      OUTPUT          CMUE2
      WRITE( 6,110 ) REV(1),REV(50)
      WRITE( 6,110 ) TM(1),TM(5),TM(101)
      RR1=R1-R2
      RR2=R2+R3
      PAI=ATAN(1.0)*4.0
      PAI2=PAI*2.0 ;EE=E/2.0
      PAIHF=PAI/2.0
      DO 250  I=1,101
      XA( I )  =  REV( I ) /60.0 * PAI2
  250 CONTINUE
      VS = (R1*R1-R2*R2)*PAI*HIGHT + TOPCL ; OUTPUT VS
      BBB=ASIN(EE/R3)
      Y(2) =  Y(2) / 60.0 * PAI2
      MTSTOP=0
C
C
C-------------  RUNG KUTTA GIL  -----------------
      WRITE( 6,181)
      WRITE( 6,183 )
      WRITE( 6,182 )  PS,PD
      WRITE( 6,183 )
      WRITE( 6,184 )
      WRITE( 6,160 )
      IWRT  =  60
      DO  600   K = 1, 20000
      CALL SHIKI( F, Y, X )
      DO 600  I=1,II
      P(I)  =  H*F(I)
      R(I)  =  ( P(I) - 2.0*Q(I) )  /  2.0
      Y(I)  =  Y(I) + R(I)
      Q(I)  =  Q(I) + 3.0*R(I) - P(I)/2.0
  600 CONTINUE
C
C
C
      X  =  X  +  H/2.0
C
C
      CALL SHIKI( F, Y, X )
      DO 610  I=1,II
      P(I)  =  H * F(I)
      R(I)  =  Q1 * ( P(I)-Q(I) )
      Y(I)  =  Y(I) + R(I)
      Q(I)  =  Q(I) + 3.0*R(I) - Q1*P(I)
  610 CONTINUE
C
C
C
      CALL SHIKI( F, Y, X )
```

```
      DO 620  I=1,II
      P(I)  =  H * F(I)
      R(I)  =  Q2 * ( P(I)-Q(I) )
      Y(I)  =  Y(I) + R(I)
      Q(I)  =  Q(I) + 3.0*R(I) - Q2*P(I)
  620 CONTINUE
C
C
C
      X  =  X  +  H/2.0
C
C
      CALL SHIKI( F, Y, X )
      DO 630  I=1,II
      P(I)  =  H * F(I)
      R(I)  =  ( P(I)-2.0*Q(I) ) / 6.0
      Y(I)  =  Y(I) + R(I)
      Q(I)  =  Q(I) + 3.0*R(I) - P(I)/2.0
  630 CONTINUE
C
      IF( X   .LT.0.60 )   DIWR = Y(1)  ;  GOTO  800
  740 IF( Y(1).LT.DIWR ) GOTO 800
  745 Y1  =  Y(1) / PAI2 * 360.0
      Y2  =  Y(2)/PAI2 * 60
      YA  =  Y(1)  ;  SPEED  =  Y(2)
      TQBC=  Y(3) * BCK
      CALL ATAI(  X, YA, SPEED, TQGAS, TQVN, TQMT, TQFR )
      IF( IWRT.GT.1 )   GOTO 750
      WRITE( 6,181 )  ;  WRITE( 6,160 )
      IWRT = 65
  750 WRITE( 6,150 )  X, Y1,     VC, PC, TQGAS, TQVN, TQMT, TQFR,
     1        FV, FORCE, FFR, CMUE,  Y(2), Y2, F(2), Y(3), Y(4), F(4)
       IWRT = IWRT - 1  ;  DIWR = DIWR + PAI/9.0
C
      IF( X.GT.0.80   ) GOTO 900
  800 CONTINUE
C
C
C
  900 STOP
      END
      SUBROUTINE SHIKI( F, Y, X )
      COMMON/SHELL/AIP,AIC,BCK,CC
      DIMENSION  F(4), Y(4)
      YA       =  Y( 1 )
      SPEED    =  Y( 2 )
      TQBC     =  Y(3)  *  BCK
      CALL ATAI(  X, YA, SPEED, TQGAS, TQVN, TQMT, TQFR )
      Y( 1 )  =  YA
      F( 1 )  =  Y( 2 )
      F( 2 )  =  (  TQMT - TQGAS + TQVN - TQFR  )  /  AIP
      F( 3 )  =  Y( 4 )
      F( 4 )  =  (  TQGAS - TQMT - TQVN - TQBC + TQFR - CC*Y(4) ) / AIC
      RETURN
      END
      SUBROUTINE ATAI(  X, YA, SPEED, TQGAS, TQVN, TQMT, TQFR )
      COMMON/DIM/ REV(101), TM(101), XA(101),TIV(12), VOLT(12)
      COMMON/COMP/R1,R2,R3,RR1,RR2,HIGHT,E,EE,TOPCL
      COMMON/PRES/PS,PC,PD,SPC,VC,VS,AKP,VS1,PS1,ISTOP
      COMMON/FRIC/FFR,CMUE,CMUE1,CMUE2,FGAS,FVSP,FFRIC,FV,FORCE
      COMMON/VANE/BBB,XVC,VBK
      COMMON/PI/PAI,PAI2,PAIHF,MTSTOP,DIWR
C
C------------  VOLUME & PRESSER  -------------
```

```
      IF( YA.GE.PAI2 )  IOPEN = 0  ;  YA = YA-PAI2 ; DIWR = 0.0
C
      BV  = ASIN(RR1*SIN(YA)/R2)
      BB  = ASIN(RR1*SIN(YA)/RR2)
      S1  = R1*R1*(PAI2-YA)/2.0
      S2  = R2*R2*(PAI2-YA-BV)/2.0
      D1  = RR2*COS(BB)+RR1*COS(YA)
      D2  = R2*COS(BV)+RR1*COS(YA)
      S3  = R3*R3*BBB/2.0
      S4  = EE*R3*COS(BBB)/2.0
      S5  = (R1-D1)*EE
      S6  = D2*SIN(YA)*RR1/2.0
      S   = S1-S2-S3-S4-S5-S6
      VC  = S * HIGHT  +  TUPCL
      YYA= YA+BB
      IF( ISTOP.GT.0 )  GOTO 130
      IF( VC.LT.0.01 )   VC = 0.01
      IF( SPEED.LT.0.01 )  IOPEN=0;ISTOP=1;PS1=PC;VS1=VC
      IF( IOPEN.EQ.1 ) PC=PD+DPD*(PAI2-YA)  ; GOTO 200
C     OUTPUT VC,S1,S2,S3,S4,S5,S6,HIGHT
      PC =  PS * ( VS/VC ) ** AKP
      IF( PC.GE.PD*1.2 )  DPD=0.2*PD/(PAI2-YA) ; IOPEN=1
      GOTO  200
  130 PC   =  PS1* ( VS1/VC ) ** AKP
      IF( YA.LT.PAI/18.0 )   PC=PS
C-------------  GAS  TORQUE  --------------------
  200 TQ1  =  PC * RR1 * HIGHT * R2 * ( 1-COS(YYA)     )
      TQ2  =  PS * RR1 * HIGHT * R2 * ( COS(YYA)-1     )
      TQGAS=  TQ1 + TQ2
C
C------------  VANE  TORQUE --------------------
      FGAS = ( PD*E - PC*( EE+SIN(BB)*R3 ) - PS*(EE-SIN(BB)*R3))*HIGHT
      FVSP   = ( XV0 - ( R1-D1+R3 ) ) * VBK
      FV   =  FVSP + FGAS
      TQVN =   FV  /  COS(BB)       * D1*SIN(BB)
C
C
C-----------  MOTOR TORQUE  -------------------------
      IF( SPEED.GE.376.8 ) TQMT=0.0 ; GOTO 360
      IF( MTSTOP.GT.1 )   GOTO 360
      DO 310 I=1,101
      IF( SPEED.GE.XA(I) ) GOTO 320
  310 CONTINUE
                    I=101
  320 TQMT    = (   ( TM(I-1)-TM(I) ) / ( XA(I-1)-XA(I) )   )  *
     2          ( SPEED-XA(I-1) ) +     TM(I-1)
  360 IF( MTSTOP.GT.1 )  TQMT=0.0
C
C------------  FRICTION TORQUE  -----------------
      CMUE   =  ( CMUE2-CMUE1 ) / 377.0 * ( 377.0-SPEED ) + CMUE1
      FFA    =  2.0 * ( PC-PS ) * R2 * SIN( (YYA)/2.0    )
      YYAA   =  ( YA-BB ) / 2.0
      FORCE  =  SQRT( ( FFA*COS(YYAA)-FV )**2 + ( FFG*SIN(YYAA) )**2 )
      FFR    =  FORCE  *  CMUE
      TQFR   =  FFR * (1.7+.96 )
      RETURN
      END
```

第9章　結　　言

本研究では，小形空調機用の圧縮機として近年多用されているローリングピストン形回転圧縮機の基礎的な運転上の特性について，本形式の圧縮機を特徴づけているピストンの存在に関連させて，理論的ならびに実験的に解明してきた。それらの結果を要約すると以下のようになる。

(1) ピストンの運動特性

ピストンは，軸の一回転の間に，ベーン先端との間で軸の回転方向へのすべりと逆方向へのすべりを繰返しながら，全体としては，軸回転数の数%の平均回転数で軸の回転方向に自転している。そして，その平均回転数は，圧縮機の負荷の増加および軸回転数の減少とともに減少する。模擬実験より測定され，潤滑特性に関する無次元数の関数として整理されたベーン先端および側面の摩擦係数を用い，ピストン軸受に有限幅近似解析を適用したピストン運動の理論解析計算結果は実験結果とだいたい良く一致し，理論解析の妥当性が確かめられた。

(2) 機械摩擦損失特性

ベーン先端摩擦損失は，ピストンの回転運動に大きく依存し，ピストンの慣性モーメントが小さくなるほど減少する。ベーン側面摩擦損失は，圧縮室の吐出し開始に対応して急しゅんな最大値を示し，ピストン中心の偏心量が大きくなるにつれて急増する。また，ピストン軸受損失は，軸偏心部外周上の中心偏心方向の近傍に集中的に発生する。高さに比べて直径の大きな偏平状のシリンダのほうが機械摩擦損失の絶対値は小さくなるが，信頼性を左右するシリンダ単位長さあたりの損失を小さくするためには直径に比べて高さの大きな円筒状のシリンダのほうが望ましい。

(3) 漏れ損失特性（ピストン半径すきま漏れ）

すきまに比べて流路の長いピストン半径すきまにおける漏れに対する流体摩擦の影響は大きく，その影響は提案した流路モデルにより理論的に予測できる。ピストン軸受および主軸受における軸心の移動のために，軸の回転後期において，すきまならびに漏れ量の増大がある。それは，軸受すきまの縮小によって抑制される。シリンダ中心に対し主軸受中心を軸回転角にして$3\pi/2$ rad 方向へ偏心させて組立てれば漏れ量が減少する。また，ベーン方向への適当量の偏心組立と適当量の同心半径すきまの縮小とを組合わせれば，漏れ量がさらに減少する。

(4) 漏れ損失特性（ピストン端面すきま漏れ）

ピストン端面すきまにおける冷媒の溶解した冷凍機油の流動様式は，冷媒の溶解度差に応じて気体冷媒の放出される気ほう流である。ピストン端面すきま漏れはすきまのおよそ3乗に比例して増加し，体積効率を低下させる。漏れ量および体積効率への影響の程度は，みかけの物性値と溶解度変化を利用した簡単な理論解析計算により予測できる。ピストン端面漏れは，圧縮室の圧力を増加させて圧縮機の所要動力を増加させる。ピストン端面に内向きテーパを付ければ，上下端面のすきまが均等化され，漏れ量が減少するとともに圧縮機性能が向上する。

(5) すきま容積特性

すきま容積が体積効率に及ぼす影響は小さく，すきま容積が増加しても，往復圧縮機の場合のように顕著に体積効率が低下することはない。すきま容積の体積効率への影響は，吐出し口および吸込口に存在する二つの絞りの相互作用によって抑制されている。その影響の程度は，吸込口および吐出し口の大きさよりも，両者の位置関係に左右され，両者の間の角度が大きくなるほど体積効率は低下する。圧縮機の所要動力は，すきま容積が増大するほど圧縮過程の圧力上昇が早まるので増大する。その増加量は，p －V線図より予測可能である。

(6) 吸気加熱特性

吸気加熱量およびそれの体積効率への影響は，油温を制御することにより実験的に調べることができる。本例では，体積効率の低下量は5～10%，全低下量の1/2～1/3であった。シリンダ内壁では吸込側と吐出し側の間でかなりの温度こう配があり，それは二次元定常熱伝導モデルにより予測できる。実験からは，吸込過程の平均熱伝達率として800 W/(m²・K)｛688 kcal/(m²・h・℃)｝±20%という，McAdamsやAdairの相関式の値と近い値が得られた。提示した簡易理論解析計算により，吸気加熱量やそれの体積効率への影響が予測でき，最適な圧縮機寸法の検討ができる。

(7) 振動特性

定常運転時には，気体圧縮モーメントの変動に起因して，軸回転角に対し，回転系ではおよそ正弦波状の回転脈動が，固定系ではおよそ余弦波状の回転振動が生じる。起動時には，回転系の加速完了に対応して，電動機の最大トルクによる静的変位角におよそ相当する回転逆方向への固定系の最大振幅が生じ，それ以降減衰振動となる。停止時には，電力しゃ断直後に，電動機平均トルクによる静的変位角の2倍近い，回転順方向への固定系の振幅が生じ，それ以降は回転系の停止位相に依存して振幅の異なる減衰振動となる。本例では，電力しゃ断角π rad のとき最小振幅となった。起動時および停止時の固定系の振動には支持ばね定数の影響が大きいが，定常運転時には固定系の慣性モーメントの影響が大きい。

謝　　辞

本研究は大阪大学・今市憲作教授の懇切なるご指導のもとにまとめたものであり，ここに深く感謝の意を表します。

また，本論文の作成にあたって有益な助言をいただいた大阪大学・山本明教授，林卓夫教授，森川敬信教授ならびに福岡秀和教授に感謝申し上げます。

とくに，本研究の完成に温かいご配慮ならびに適切なご指導を下さいました静岡大学・清水孝教授に厚く御礼申し上げます。

さらに，実験および結果の整理に関してご協力頂いた静岡大学工学部・二橋誠一技官，小木康博技官をはじめとする，流体工学研究室の方々に感謝致します。

最後ながら，実験用の圧縮機を提供して下さった三菱電機株式会社静岡製作所のご厚意に感謝するとともに，技術的な助言を頂いた同所圧縮機製造部の方々に御礼申し上げます。

文　　献

第1章

(1.1) 清水・ほか2名：回転圧縮機の圧力変化特性についての一考察，冷凍，50－573（昭50），505.

(1.2) 岡田・久山：ロータリ圧縮機のピストンの挙動（機械摩擦の理論解析），冷凍，50－571（昭50），331.

(1.3) 清水・永作：回転圧縮機の容積効率について，冷凍，50－576（昭50），806.

(1.4) 清水：空調用回転圧縮機の回転ピストンの摩擦損，冷凍，51－589（昭51），959.

(1.5) Pandeya, P. and Soedel, W. : Rolling Piston Type Rotary Compressors with Special Attention to Friction and Leakage, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1978), 209.

(1.6) Chu, I., ほか3名：Analysis of the Rolling-Piston Type Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1978), 219.

(1.7) Shimizu, T., ほか2名：Volumetric Efficiency and Experimental Errors of Rotary Compressors, Int. J. Refrig., 3－4 (1980), 219.

(1.8) Nagatomo, S. and Kato, S. : Estimation of the Starting Torque of Refrigerant Rotary Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1980), 98.

(1.9) Ozu, M. and Itami, T. : Some Electrical Observations of Metalic Contact Between Lubricated Surfaces under Dynamic Conditions of Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1980), 105.

(1.10) Tanaka, H. ほか2名：Noise and Efficiency of Rolling Piston Type Rotary Compressor for Household Refrigerator and Freezer, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1980), 133.

(1.11) Ozu, M. and Itami, T. : Efficiency Analysis of Power Consumption in Small Hermetic Refrigerant Rotary Compressors, Int. J. Refrig., 4－5 (1981), 265.

(1.12) Sakurai, E. and Hamilton, J. F. : Measurement of Operating Conditions of Rolling Piston Type Rotary Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 60.

(1.13) Wakabayashi, H. ほか3名：Analysis of Performance in a Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 140.

(1.14) Matsuzaka, T. and Nagatomo, S. : Rolling Piston Type Rotary Compressor Performance Analysis, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 149.

(1.15) Asami, K. ほか2名：Improvements of Noise and Efficiency of Rolling Piston Type Rotary Refrigeration Compressor for Household Refrigerator and Freezer, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 268.

(1.16) Imaichi, K. ほか3名：Vibration Analysis of Rotary Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 275.

(1.17) Itami, T. ほか2名：An Experimental Study of Frequency-Controlled Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 297.

(1.18) Slayton, C. R. and Hall, E. M. ：Compressor Roller Bearing Dynamics Analysis, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 417.

(1.19) 柳沢：ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失（第1報，ピストン運動の測定と理論解析），機論，48－429，C（昭57），732.

(1.20) Yanagisawa, T. ほか3名：Motion Analysis of Rolling Piston in Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 185.

(1.21) 柳沢：ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失（第2報，機械摩擦損失の解析），機論，48－435，C（昭57），1854.

(1.22) 柳沢：ローリングピストン形回転圧縮機の漏れ損失に関する研究（ピストン半径すきまにおける漏れ），機論，48－426，B（昭57），265.

(1.23) 柳沢・ほか2名：ローリングピストン形回転圧縮機の漏れ損失に関する研究（ピストン端面すきまにおける漏れ），機論，48－431，B（昭57），1256.

(1.24) 柳沢・清水：ローリングピストン形回転圧縮機のすきま容積の性能への影響，機論，48－432，B（昭57），1492.

(1.25) 柳沢・ほか3名：ローリングピストン形回転圧縮機の吸気加熱に関する研究，機講論，No.827－2（昭57－10），293.（機論，49－444，B（昭58），掲載予定）

(1.26) 柳沢・ほか3名：ローリングピストン形回転圧縮機の振動に関する研究（第1報，定常運転時の振動），機構論，No.823－2（昭57－3），12.

(1.27) 柳沢・ほか3名：ローリングピストン形回転圧縮機の振動に関する研究（第2報，起動時および停止時の振動），機構論，No.824－5（昭57－3），25.

{（1.26），（1.27）合わせて機論，49－444，C（昭58），掲載予定}

第2章

(2.1) 文献（1.2）に同じ

(2.2) 文献（1.4）に同じ

(2.3) 文献（1.5）に同じ

(2.4) 文献（1.18）に同じ

(2.5) 日本潤滑学会編，潤滑ハンドブック，（昭49），119，養賢堂.

(2.6) 中川・青木：動荷重を受けるジャーナル軸受における軸心軌跡の計算法について，潤滑，15－7（昭45），385.

(2.7) 中川・青木：ジャーナル軸受で支持された回転系の振動，潤滑，13－3（昭43），117.

(2.8) 中川：動荷重を受けるジャーナル軸受の性能計算方法，石川島播磨技報，14－5（昭49），497.

(2.9) 玉城・ほか3名：回転圧縮機の過圧縮動力について，機講論，No.803－5（昭55－7），4.

(2.10) Bransford, E. O. and Stein, R. A. : Design Control of Overcompression in Rotary-Vane Compressor, Trans. ASME, Ser. A (1960), 82.

(2.11) 文献(2.5), 835.

(2.12) 柳沢・ほか2名：冷蔵庫用回転圧縮機における回転ピストンの挙動と機械損失，空調冷凍連合講論集，(昭57－4), 49.

(2.13) 柳沢・ほか2名：ローリングピストン形回転圧縮機のピストンの挙動と機械摩擦損失（第3報，簡易解析法），機講論，No. 823－5 (昭57－7), 41.

第3章

(3.1) 文献(2.5), 584.

(3.2) 文献(1.2)に同じ

(3.3) 文献(1.4)に同じ

(3.4) 文献(1.5)に同じ

(3.5) 谷崎・ほか2名：回転圧縮機の回転ピストンの運動解析，機講論，No. 783－2 (昭53－3), 120.

(3.6) 文献(1.11)に同じ

第4章

(4.1) Stein, R. A. ほか2名：Design for Minimum Leakage in Rotary-Vane Refrigeration Compressors, Trans. ASHRAE, 71－Pt. I (1965).

(4.2) Coates, D. A. : Design Technique for Performance Optimization of a Small Rotary-Vane Compressor, Purdue Univ. Ph. D. Thesis, (1970).

(4.3) Reed, W. A. and Hamilton, J. F. : Internal Leakage Effects in Sliding Vane Rotary Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1980), 112.

(4.4) Hirano, T. and Sakitani, K. : Finite Element Method Analysis of Leakage Flow in the Narrow Clearance Between the Rotor and Side Plates of a Sliding Vane Rotary Compressor, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1982), 305.

(4.5) 文献(1.3)に同じ

(4.6) 文献(1.5)に同じ

(4.7) 文献(1.6)に同じ

(4.8) 清水・中野：回転圧縮機の内部漏れを伴う圧力変化特性のシミュレーション，冷凍講論集，(昭51), 39.

(4.9) 文献(1.11)に同じ

(4.10) 日本機械学会編：管路・ダクトの流体抵抗，(昭54), 46, 日本機械学会.

(4.11) 日本冷凍協会編：冷媒熱物性値表（R22），(昭50), 日本冷凍協会.

(4.12) 文献(2.5), 120.

(4.13) 岩浪・平山：流体力学，（昭52），127，実教出版社.
(4.14) 西山：流体力学（Ⅱ），（昭53），137，日刊工業新聞社.
(4.15) 曽田：軸受，（昭43），186，岩浪書店.

第5章

(5.1) 文献（1.6）に同じ
(5.2) 鈴木・ほか2名：微小すきまにおける気体と油の混合流れ，機講論，No.793－5（昭54－6），100.
(5.3) 文献（4.8）に同じ
(5.4) 文献（1.11）に同じ
(5.5) 内田編：冷凍機械工学ハンドブック，（昭40），154，朝倉書店.
(5.6) 赤川：気液二相流，（昭49），36，コロナ社.
(5.7) 日向・大木：気液二相流のみかけ粘性係数とボイド比の関係について，機論，37－239（昭46），97
(5.8) 市川：水力学・流体力学，（昭41），48，朝倉書店.

第6章

(6.1) 日本冷凍協会編：冷凍空調便覧（基礎編），（昭47），36，日本冷凍協会.
(6.2) 文献（1.5）に同じ
(6.3) 文献（1.6）に同じ
(6.4) 文献（1.7）に同じ
(6.5) 文献（5.5），286.
(6.6) 日本機械学会編：機械工学便覧（改訂第6版），（昭52），10－12，日本機械学会.
(6.7) 長岡：冷凍工学，（昭42），102，コロナ社.

第7章

(7.1) 文献（1.6）に同じ
(7.2) 伊倉・ほか2名：回転圧縮機の熱つりあいによる性能解析，機講論，No.793－5（昭54－6），103.
(7.3) 文献（1.7）に同じ
(7.4) 油屋・ほか2名：回転圧縮機に関する計算モデルの研究，機講論，No.803－5（昭55－7），1.
(7.5) Adair, R. P. : Instantaneous Heat Flow through the Cylinder Walls of Reciprocating Compressors, Purdue Univ. M. S. Thesis, (1972).
(7.6) Chong, M. S. and Watson, H. C. : Prediction of Heat and Mass Transfer during Compression in Reciprocating Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1976), 466.
(7.7) 柳沢・清水：回転圧縮機吸込系の性能への影響，冷凍講論集，（昭55），103.
(7.8) 文献（4.11）に同じ

(7.9) 菅原：フレオン22の蒸汽表と蒸汽線図，機論，12－42（昭21），147．

(7.10) Atesmen, K. M. : Heat Transfer in Rotary Combustion Engines, Trans. ASME, J. Heat Trans., (1975), 288.

(7.11) 日本機械学会編：伝熱工学資料（改訂第3版），（昭50），165，日本機械学会．

(7.12) 文献（6.6），11－24．

第8章

(8.1) 川平：密閉形冷凍機，（昭56），70，日本冷凍協会．

(8.2) Harrison, R. H. : Mathematical and Experimental Analysis of Vibration of a Refrigeration Compressor, Purdue Univ. M. S. Thesis, (1970).

(8.3) 今市・ほか2名：小形往復圧縮機の振動，機論，41－348（昭50），2333．

(8.4) 今市・ほか3名：小形往復圧縮機の停止時における挙動，機論，42－364（昭51），3842．

(8.5) Futakawa, A., ほか2名：Transient Stress Produced in Internal Suspension Springs of Hermetic Refrigeration Compressor during Start and Stop Operations, ASME Paper, 79－DET－47, (1979)

(8.6) 今市・ほか4名：クランク軸の弾性振動に基づいた冷凍機用圧縮機の高周波振動成分，冷凍，55－636（昭55），851．

(8.7) 石井・ほか3名：小形往復圧縮機の電源遮断後における停止の条件，冷凍講論集，（昭56），65．

(8.8) Yee, V. and Soedel, W. : Comments on Blade Exited Rigid Body Vibrations of Rotary Vane Compressors, Proc. Purdue Compressor Tech. Conf., (1980), 243.

(8.9) 文献（1.16）に同じ

(8.10) McConnell, R. R. : Prediction and Measurement of Instantaneous Compressor Crankshaft Speed, Purdue Univ. M. S. Thesis, (1970).

(8.11) 斉藤：機械力学，（昭46），28．朝倉書店．

記　　号（索　引）

おもな使用記号を以下に示す。

		ページ
A	：伝熱面積｛式（7.11）｝	123
A_d，A_s	：吐出し口および吸込口の絞り面積｛式（6.3），（6.4）｝	103
a	：ベーン長さ（図1.2）	4
a_1	：ベーン作用力間距離（図2.5）	12
b	：ベーン厚さ（図1.2）	4, 45
C_s	：減衰係数	148
c_d，c_s	：吐出し口および吸込口の流量係数	102, 108
c_g，c_ℓ	：気体および液体の比熱	86, 122
c_m，c_p	：主軸受およびピストン軸受の軸受半径すきま	8, 61
D	：代表長さ	127, 128
d_d，d_s	：吐出し孔および吸込孔の直径（図6.4）	102, 123
E	：電圧	149
e	：ピストン中心偏心量（＝R－r）（図1.2）	4
F	：軸受荷重｛式（2.12）｝	10
F_d，F_h	：ベーンの長手方向および垂直方向の差圧作用力｛式（2.21），（2.20）｝	13
F_e	：ピストン遠心力｛式（2.16）｝	11
F_k，F_m	：ベーンに作用するばね力および往復慣性力｛式（2.22），（2.23）｝	13
F_n，F_t	：ベーン先端とピストンの接触垂直力および接線力｛式（2.27），（2.25）｝	13
F_p	：ピストンの気体圧縮荷重｛式（2.17）｝	11
F_r，F_θ	：軸受荷重の半径方向および回転方向成分｛式（2.14），（2.15）｝	10
F_v	：ベーンとピストン間の作用力｛式（8.5）｝	147
f_g	：ボイド率｛式（5.5）｝	82
h_c	：すきま流路高さ｛式（4.5）｝	57
h_m，h_p	：主軸受およびピストン軸受の軸受すきま｛式（4.24），（4.23）｝	60
I_p	：ピストンの慣性モーメント	7, 41
I_r，I_s	：回転系および固定系の慣性モーメント	145, 146
k_s	：支持ばね定数	148
k_v	：ベーンばね定数	13
L_0，L_1，L_2	：主軸受の軸受幅（図4.7）	63
ℓ	：シリンダ高さ（図1.2）	4
ℓ_c	：ピストン軸受幅（偏心部高さ）（図1.2）	4
ℓ_f	：摩擦流路長さ（図4.3），｛式（4.8）｝	56, 57

ℓ_s ：吸込孔長さ（図7.2） …… 122
M ：マッハ数 …… 58
M_b ：ピストン端面摩擦モーメント｛式（2.28）｝ …… 13
M_c ：ピストン軸受摩擦モーメント｛式（2.3）｝ …… 8, 34
m_b , m_v ：吸込室およびすきま容積内の気体質量 …… 104
$\dot{m}_d$, $\dot{m}_s$ ：吐出し口および吸込口における質量流量｛式（6.1），（6.2）｝ …… 102
m_0 , m_p ：ベーンおよびピストンの質量 …… 11, 13
Δm_s ：吸込口逆流気体質量｛式（6.10）｝ …… 104
N ：軸受平均負荷 …… 149
n ：軸回転数 …… 25, 110
n_p ：ピストン回転数 …… 25
P ：圧縮機電気入力 …… 116
P_{ad} ：断熱圧縮動力｛式（3.9）｝ …… 34
P_c , P_s , P_v ：ピストン軸受，ベーン側面およびベーン先端の機械摩擦損失｛式（3.1）～（3.3）｝… 33
p ：圧力（絶対圧力） …… 9, 104
p_b , p_c ：吸込室および圧縮室の圧力｛式（2.18），（2.19）｝ …… 11
p_d , p_s ：圧縮機の吸込圧力および吐出し圧力 …… 11
p_d' , p_s' ：圧縮室の過圧縮圧力および圧縮開始上昇圧力 …… 11,105
p_i , p_o ：ピストンの内側および外側の圧力 …… 83
p_v ：すきま容積内の圧力｛式（6.6）｝ …… 103
Q ：単位時間当りの吸気加熱量あるいは伝熱量｛式（7.9），（7.10）｝ …… 122, 123
Q_m , Q_v ：圧縮機の質量流量および体積流量 …… 65, 122
Q_{ms} , Q_{vs} ：圧縮機の理論吸込質量流量および体積流量 …… 86
q_m ：漏れ質量流量 …… 59, 80, 121
q_{mb} , q_{mc} ：吸込室および圧縮室への漏れ質量流量｛式（5.17），（5.18）｝ …… 85
q_{mg} , $q_{m\ell}$ ：気体および液体の漏れ質量流量｛式（5.2），（5.3）｝ …… 82
q_{vb} ：吸込室への漏れ体積流量｛式（5.19）｝ …… 86
R , R_c ：シリンダ半径およびシリンダ外半径（図1.2，7.5） …… 4, 128
R_e ：レイノルズ数｛式（4.3）｝ …… 56
R_g ：気体定数 …… 59
R_{t1} , R_{t2} ：ベーン側面とベーン溝の接触接線力（図2.5） …… 12
R_1 , R_2 ：ベーン側面とベーン溝の接触垂直力（図2.5） …… 12
R_{t2} , R_{t12} ：それぞれ＝$R_1 + R_2$ ，＝$R_{t1} + R_{t2}$ …… 21
r ：ピストン半径あるいは半径座標（図1.2，5.3） …… 4, 84
r_c ：ピストン内半径（偏心部半径）（図1.2） …… 4

r_v ：ベーン先端半径（図1.2） …… 4
r_s ：軸半径（図1.2） …… 4
s ：距離座標（図4.3） …… 56
T ：温度 …… 127, 129
T_a , T_i ：平衡温度およびピストン内側温度｛式（5.22）｝ …… 86
T_b , T_f ：支持系の支持モーメントおよび減衰モーメント｛式（8.10），（8.11）｝ …… 148
$T_c(\varphi)$ ：シリンダ壁温度 …… 123
T_d ：圧縮室吐出し温度 …… 129
T_g ：気体圧縮モーメント｛式（8.4）｝ …… 146
$T_g(\theta)$ ：シリンダ内気体温度 …… 124, 129
T_ℓ ：機械損失モーメント｛式（8.9），（8.12）｝ …… 148
T_m ：電動機出力トルク｛式（8.7），（8.15）｝ …… 147, 149
T_o ：冷凍機油温度 …… 129
T_s , T_s' ：圧縮機の吸込温度および吸込終了温度 …… 122
T_v ：ベーン接触力モーメント｛式（8.6）｝ …… 147
t ：時間 …… 155, 157
U ：代表速度 …… 127, 128
u ：流速 …… 56, 59
V ：体積 …… 104
V_b , V_c ：吸込室および圧縮室の容積｛式（1.1），（1.5）｝ …… 4, 5
$V_{c\ell}$ ：シリンダ総容積 …… 50
V_s ：理論押しのけ容積｛式（1.4）｝ …… 5
V_v ：すきま容積の体積（図1.2） …… 4, 103
v ：ベーン先端とピストン外周間のすべり速度｛式（2.2）｝ …… 7
v_a ：平衡温度における吸込比体積 …… 86
v_s , v_s' ：圧縮機の吸込比体積および吸込終了比体積 …… 86, 120
W ：圧縮機の仕事｛式（6.14）｝ …… 105
w ：冷凍機油に対する冷媒の溶解度（質量率） …… 80, 89
X ：$=1-\delta/e$ …… 57
x ：ベーン変位（図1.2），｛式（1.3）｝ …… 4, 5
$\dot{x}$ ：ベーン側面とベーン溝間すべり速度｛式（3.6）｝ …… 34
x_0 ：ベーンばね最大たわみ量 …… 13
y ：すきまの高さ座標（図5.3） …… 84
z ：軸受の幅方向座標 …… 9
α ：ピストン中心の偏り角（図1.2），｛式（1.2）｝ …… 4, 5

α_f ：ピストン半径すきまをはさむ角度（$= \varphi_1 - \varphi_2$） …… 57

α_m ：吸込過程の平均熱伝達率｛式（7.14）｝ …… 124

β ：吸込口後端と吐出し口前端の角度差（$= \theta_{s2} - \theta_{d1}$） …… 113

β_s ：吸込孔角度（図7.2） …… 122

δ ：ピストン半径すきま（図4.2），｛式（4.27）｝ …… 55, 62

δ_m ：組立偏心量（図4.6） …… 62

δ_t ：ピストン端面すきま（$= \delta_1 + \delta_2$） …… 85

δ_0 ：同心半径すきま …… 60

δ_1，δ_2 ：ピストンの下端面および上端面のすきま …… 14, 83

ε ：軸受の軸心偏心率 …… 27, 69

ε_m，ε_p ：主軸受およびピストン軸受の軸心偏心率 …… 8, 60

ε_v ：すきま容積比（$= V_v / V_s$） …… 109

ζ ：ベーン側面無次元摩擦力 …… 37

η ：冷凍機油の粘性係数 …… 8, 44

η_ℓ ：漏れ率 …… 66

η_v ：体積効率｛式（4.31）｝ …… 65, 86, 104, 119

η_{v0}：基準となる体積効率 …… 86, 104

$\Delta\eta_v$ ：体積効率の低下量｛式（6.11）｝ …… 104

$\Delta\eta_{vh}$，$\Delta\eta_{vv}$：ピストン端面すきま漏れの熱量および体積による体積効率の低下量｛式（5.23），（5.20）｝ …… 86

$\Delta\eta_{v1}$，$\Delta\eta_{v2}$：吸気加熱およびそれ以外の要因による体積効率の低下量 …… 119

ϑ ：軸受の角度座標 …… 9

θ ：軸回転角（図1.2） …… 4

θ_d ：吐出し開始角（図2.4） …… 12

θ_{d1}，θ_{d2}：吐出し口の前端角および後端角（図6.4） …… 102

θ_f ：軸受荷重の作用方向角｛式（2.13）｝ …… 10

θ_m ：組立偏心量（図4.6） …… 62

θ_s ：固定系の回転変位角（図8.1） …… 145

θ_{s1}，θ_{s2}：吸込口の前端角および後端角（図6.4） …… 102

κ ：断熱圧縮指数 …… 11, 34, 58, 102

λ ：圧力比 …… 102

λ_{cr}：臨界圧力比 …… 58, 102

λ_f ：管摩擦係数｛式（4.2）｝ …… 56

μ_g，μ_ℓ ：気体および液体の粘性係数 …… 82

μ_s，μ_v ：ベーン側面および先端の摩擦係数 …… 13, 20, 21

μ_0 μ_1，μ_2 ：軸受摩擦係数 …… 149

μ_* ：みかけの粘性係数｛ 式（5.7）｝ …… 82

ν_g , ν_ℓ ：気体および液体の動粘性係数 …… 82

ν_* ：みかけの動粘性係数｛ 式（5.8）｝ …… 82

ξ ：ベーン先端無次元摩擦力｛ 式（3.11）｝ …… 36

ξ_m ：機械損失率 …… 148

ξ_p ：過圧縮率 （$= p_d' / p_d$） …… 11

ρ ：密度 …… 65

ρ_b , ρ_v ：吸込室およびすきま容積内気体密度｛ 式（6.8），（6.9）｝ …… 103

ρ_d , ρ_s ：吸込みおよび吐出し気体密度 …… 103

ρ_g , ρ_ℓ ：気体および液体の密度 …… 82

ρ_0 , ρ_p ：ベーンおよびピストンの材料密度 …… 15, 41

ρ_* ：みかけの密度｛ 式（5.6）｝ …… 82

σ ：$= \sin^{-1}\{\sqrt{1-X^2}\ \sin\varphi/(1+X\cos\varphi)\}$ …… 57

τ ：せん断応力 …… 83

υ ：ベーン先端無次元すべり速度｛ 式（3.10）｝ …… 36

Φ ：圧縮機電気入力比 …… 94, 97

ϕ_m , ϕ_p ：主軸受およびピストン軸受の軸心偏心角 …… 8, 60

φ ：角度 …… 57, 123

χ ：ベーン側面無次元すべり速度 …… 37

χ_g ：クオリティ｛ 式（5.4）｝ …… 82

Ψ ：$= \omega + \omega_p - 2(\dot{\theta}_f + \dot{\phi}_p)$ …… 9

ψ_c , ψ_s , ψ_v ：ピストン軸受，ベーン側面およびベーン先端の無次元機械摩擦損失 …… 35, 37, 38

ψ_t ：合計無次元機械摩擦損失（$= \psi_c + \psi_s + \psi_v$） …… 39

ω ：軸角速度 …… 8

ω_n ：固有円振動数 …… 153

ω_p ：ピストン角速度 …… 7, 23