

スルーベーン形圧縮機における内部漏れ損失*
(第1報, ベーン先端における漏れ)神谷 治雄*¹, 柳沢 正*², 福田 充宏*²
清水 孝*², 先本 孝正*³Internal Leakage Loss in Through-Vane Compressors
(1st Report, Leakage Flow through Clearance at Vane Tip)Haruo KAMIYA, Tadashi YANAGISAWA, Mitsuhiro FUKUTA,
Takashi SHIMIZU and Takamasa SAKIMOTO

Through-vane compressors are used for automotive air conditioners and performance of the compressor is affected greatly by leakage loss occurring in a cylinder. The leakage loss at a vane tip is closely related to such behavior of the vane that the tip cannot maintain contact with a cylinder wall during a half-revolution of the compressor. This paper examined leakage flow through the clearance between the vane tip and the cylinder wall, and investigated its influence on the compressor performance theoretically and experimentally. It was clarified that the leakage flow increases compression torque but hardly affects volumetric efficiency of the compressor because of the specific behavior of the vane in the cylinder. Experimental results were predicted well by a theoretical analysis employing hydrodynamic lubricating theory and using the dissociation factor of refrigerant from the leaked oil.

Key Words: Compressor, Refrigeration, Internal Flow, Leakage Loss, Through-Vane Compressor, Automotive Air Conditioner, Hydrodynamic Lubricating Theory

1. 緒 言

カーエアコン用のスルーベーン形圧縮機では, 理想的には, ロータの中心を貫通したベーンの両先端がシリンダ内壁と絶えずしゅう接する構造⁽¹⁾となっている。しかし, 実際の圧縮機では滑らかな回転を保証するために, ベーンの長さ方向にはシリンダ内壁との間に微小なすきまが設けてあり, ベーンの一方の先端がシリンダ内壁と接触し他端は非接触の状態での回転している⁽²⁾。このとき, ベーン先端がシリンダ内壁と接触する範囲(吸込過程から圧縮過程の前半)ではしゅう動摩擦損失が生じ, また, 非接触の範囲(圧縮過程の後半から吐出し過程)ではベーン先端すきまを通る漏れ損失が発生する。圧縮機の性能を評価する場合には, これらの摩擦や漏れによる損失を正確に見積もる必要がある。著者らは既報⁽³⁾⁽⁴⁾において潤滑特性を考慮したベーン先端しゅう動部の摩擦損失について報告した。そこで本報では, ベーン先端における漏れ損失につい

て報告する。

従来の冷媒圧縮機における内部漏れ損失に関する研究^{(5)~(15)}では, その多くは漏れ媒体をガス冷媒^{(6)~(10)}, あるいは冷凍機油^{(10)~(13)}と仮定して解析しているが, 実際の漏れ媒体やそれらの流動様式まで検討したうえで解析しているものは少ない。また, 漏れの流動様式を混相流として取扱っている研究⁽¹⁴⁾も見られるが, 圧縮機の実的な漏れ流路における気相と液相の割合を正確に見積もることは, はなはだ困難である。さらに, ベーン形圧縮機のすきま高さとの関係についての研究⁽¹⁵⁾では, 実験的な検証だけで解析的な検討はまったくなされていない。

そこで本研究では, カーエアコン用スルーベーン形圧縮機のベーン先端のすきま高さを変えて圧縮機の性能を測定し, ベーン先端における漏れが圧縮機性能に与える影響を実験的に調査した。さらに, 漏れ媒体を冷凍機油あるいはガス冷媒であると仮定した場合の解析結果と実験結果とを比較することにより, ベーン先端における漏れを定量的に評価することが可能な解析方法について検討した。

2. 理論解析

スルーベーン形圧縮機における内部漏れの経路とし

* 平成5年7月2日 東海支部浜松地方講演会において講演, 原稿受付 平成5年8月9日。

*¹ 正員, 静岡大学大学院 [日本電装(株) (☎448 刈谷市昭和町1-1)]。

*² 正員, 静岡大学工学部 (☎432 浜松市城北3-5-1)。

*³ 静岡大学大学院 [現: 松下電器産業(株)]。

ては、図1に示すような①ベーン先端、②ベーン端面、③ベーン側面、および④アキシヤルシール部の経路があり、そのほかにも、図示されていないが、ロータ端面、円筒シール部などがある。これらの漏れ経路のうちで圧縮機を構成する部材の加工精度や熱膨張差などのために、設計上のすきまが比較的大きく設定されているベーン先端部について着目し、実用的な解析方法の構築のために漏れを冷凍機油単相、あるいはガス冷媒単相であると仮定して解析を行う。なお、ベーン先端以外の漏れについては次報で報告する。

2.1 冷凍機油の漏れと仮定した場合の漏れ流量

2.1.1 流路のモデル化 スルーベーン形圧縮機のベーン先端の流路は、先端半径 r_v のベーンと曲率半径 r_c のシリンダという異なる曲率の二円筒面で構成され、しかもベーン回転角度によってシリンダの曲率半径が変化している。図2(a)に示すような実際のベーン先端の流路形状を、図2(b)のような円弧と平面で構成される等価流路モデルに置き換えれば、ベーン先端のすきま高さ h は最小すきま部を原点とした x - y 座標系において次式で近似される。

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 h_0 は最小すきま高さ、 R はベーン先端の等価半径 $[= r_v r_c / (r_c - r_v)]$ である。以下の解析では、ベ-

ーン回転角度によって曲率半径 R の変化する等価流路モデルを用いて漏れ流量を計算する。

2.1.2 冷凍機油の漏れ流量 ベーン先端における漏れが冷凍機油であると仮定する場合には、二円筒間の潤滑理論⁽¹⁶⁾を適用する。すなわち、漏れは層流、非圧縮性流体であるとし、重力、慣性力の影響を無視するとともに、ベーンとシリンダの弾性変形がないと仮定して、基礎式として次元の Reynolds の式を適用する。

$$\frac{d}{dx} \left(h^3 \frac{dP}{dx} \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx} \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここに、 μ は粘性係数、 P は圧力、 U は滑り速度である。モデルにおける滑り速度 U (壁が x 軸方向の正の向きに移動するとき正とする) としては、厳密には実際のベーン先端の滑り速度 u_1 と転がり速度 u_2 の和で与えるべきであるが、 $u_1 \gg u_2$ であるため本研究では単に $U = u_1$ として与える。ここで、式(2)を積分すれば x 軸方向の圧力こう配が得られる。

$$\frac{dP}{dx} = 6\mu U \frac{h - h_m}{h^3} \quad \dots\dots\dots(3)$$

ただし、 h_m は積分定数であり、Reynolds の境界条件を適用して $dP/dx = 0$ となる位置におけるすきま高さ h の値である。なお、 h_m の算出方法を付録に示しておく。

一方、移動壁と固定壁との間の粘性流体の流れ (x - y 座標系における x 軸方向の流れ) では、圧力 P と速度 u の関係式は、

$$\frac{dP}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \dots\dots\dots(4)$$

となり、上式を2回積分して境界条件 ($u = U$ at $y = 0$, $u = 0$ at $y = h$, ただし $U < 0$ である) を与えれば速度分布の式は次式となる。

$$u = U \frac{h-y}{h} - \frac{1}{2\mu} \frac{dP}{dx} (h-y)y \quad \dots\dots\dots(5)$$

いま、冷凍機油の密度を ρ 、流路幅 (= シリンダ高さ) を l として、式(5)の速度 u を y 方向に積分すればベーン先端における漏れ質量流量 G_l が求められる。

$$G_l = \rho l \int_0^h u dy = \rho l \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} \right) \quad \dots\dots\dots(6)$$

ここで、式(3)を式(6)に代入して整理すれば、漏れ質量流量 G_l は次式となる。

$$G_l = \rho l \frac{U h_m}{2} \quad \dots\dots\dots(7)$$

2.1.3 冷媒の解離 圧縮機の潤滑に用いられる冷凍機油には冷媒が溶解しており、実際の漏れ現象では冷凍機油が高圧側から低圧側へ漏れ込むといくらか

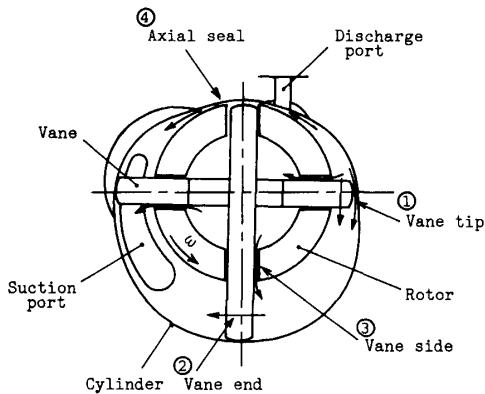
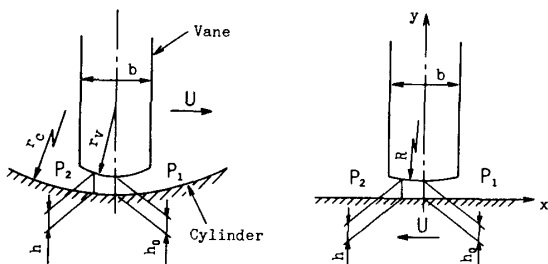


図1 圧縮機の内部漏れ経路



(a) 流路形状 (b) 等価流路モデル

図2 流路のモデル化

の冷媒が解離し、その解離冷媒が圧縮機の性能に影響を及ぼす。また、解離により冷凍機油の温度降下が生じ、冷媒の溶解度や冷凍機油の粘性係数も変化する。しかし、これらの解離冷媒量や温度の影響を厳密に解析することは非常に困難であるため、本研究では解離係数を定義して簡略的な解析方法を提案する。まず、上流室(高压側)から下流室(低压側)への漏れ流れでは冷凍機油は等温的に圧力低下し、上流室で溶解度 α_1 で溶解していた冷媒は流路の途中では解離せず、下流室において、そこでの圧力に相当する飽和溶解度 α_2 となるまで冷媒が解離するものと仮定する。このような状態では、式(7)で求めた冷凍機油の漏れ質量流量 G_l のうち、下流室における冷媒の解離量(ガス冷媒として存在する漏れ質量流量) G'_g は次式となる⁽¹¹⁾。

$$G'_g = \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{1 - \alpha_2} G_l \quad \dots\dots\dots (8)$$

しかし、実際的な漏れの現象では、下流室において上記のような解離が瞬時に完了するとは考えられず、また、下流室の圧力は刻々と上昇して解離しにくくなること、さらに、解離による冷凍機油の温度降下のため解離しにくくなることなどから、実際の冷媒解離量は式(8)で求めた値よりも小さいものと予想される。そこで本研究では、式(8)より求めた仮想的な冷媒解離量 G'_g に対する実質的な冷媒解離量 G_g の割合を解離係数 $C_d (= G_g / G'_g)$ として定義し、下流室における冷媒解離量 G_g を次式により求める。

$$G_g = C_d G'_g = C_d \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{1 - \alpha_2} G_l \quad \dots\dots\dots (9)$$

上式の G_g が、冷凍機油が漏れた場合に圧縮機の性能に影響を及ぼす漏れ冷媒質量流量に相当する。

2.1.4 冷凍機油の物性値 漏れの計算に必要なとなる冷凍機油の物性値は、以下のようにして求められる。すなわち、冷媒の溶解度および動粘度は、冷凍機油製造会社より入手した圧力-温度-溶解度線図、および温度-溶解度-動粘度線図から得られる。また、冷媒溶解冷凍機油の密度は、純冷凍機油密度と液冷媒密度の溶解度あん分比例で見積もられる。よって、冷媒溶解冷凍機油の粘性係数は、それらの動粘度と密度の積で与えられる。

2.2 ガス冷媒の漏れと仮定した場合の漏れ流量

2.1節では、ベーン先端における漏れが冷凍機油であるとした場合の解析方法について述べたが、ここでは漏れがガス冷媒であると仮定した場合の解析方法について検討する。

図2(a)に示したようなベーン先端流路でのガス冷媒の流れを考える場合には、流路における流体摩擦を

考慮する必要がある。しかし、流路での摩擦を考慮した解析⁽⁸⁾は計算が複雑になるため、本研究では摩擦による影響を簡略的に流量係数で代用して解析を行う。すなわち、断面積 A のベーン先端漏れ流路を通り圧力 P_1 の上流室から圧力 P_2 の下流室へ流れるガス冷媒の漏れ質量流量 G_g は、流れを等エントロピー流れと仮定し流量係数 C_f により補正して次式で求められる。

$$G_g = C_f A \sqrt{\frac{2x}{x-1} P_1 \rho_1 (\lambda_p^{2/x} - \lambda_p^{(\kappa+1)/\kappa})}$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} \lambda_p = P_2/P_1 & (P_2/P_1 \geq \lambda_{cr}) \\ \lambda_p = \lambda_{cr} & (P_2/P_1 < \lambda_{cr}) \end{array} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 λ_{cr} は臨界圧力比、 ρ_1 は上流側ガス冷媒の密度、 x は断熱指数を示す。

2.3 圧縮機の性能への影響

2.1節および2.2節で述べたような漏れの影響を考慮する場合、ロータ回転角度 θ における圧縮室内の冷媒質量 $m(\theta)$ は、圧縮開始時の圧縮室内冷媒質量を m_s として次式で示される。ただし、ベーン先端以外の漏れはないものと仮定している。

$$m(\theta) = m_s + \frac{1}{\omega} \int_{\theta_s}^{\theta} (G_{gi} - G_{go}) d\theta \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここに、 θ_s は圧縮開始角度、 ω はロータ角速度、 G_g は冷媒の漏れ質量流量であり、添字 i, o は流入、流出を示す。また、本研究では漏れの定量的な評価を目的としているため、圧縮室内の状態変化を実在ガスとしては取扱わずに、簡略的に完全ガスの等エントロピー変化として近似する。すなわち、漏れを考慮した場合の圧縮室圧力 $P(\theta)$ は、吸込圧力 P_s 、吸込ガス冷媒の比体積 v_s 、圧縮室体積 $V(\theta)$ 、断熱圧縮指数 x を用いて次式で示される。

$$P(\theta) = P_s \left[\frac{v_s}{V(\theta)/m(\theta)} \right]^{\kappa} \quad \dots\dots\dots (12)$$

圧縮室圧力が式(12)に従って変化するときのガス圧縮仕事に要する軸トルク T は、1回転当たりの作動室の数を n として図示動力に基づき次式で求められる。

$$T = \frac{n}{2\pi} \int V dP \quad \dots\dots\dots (13)$$

いま、ロータの回転角度 θ において圧縮室から吸込室への瞬間的な冷媒漏れ質量流量を G_{gs} とすれば、吸込室への1回転中の冷媒漏れ量 m_{gs} は式(14)となり、体積効率 η_v は式(15)で示される。

$$m_{gs} = \frac{1}{\omega} \int G_{gs} d\theta \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\eta_v = (m_s - m_{gs}) / m_s \quad \dots\dots\dots (15)$$

3. 実 験

3.1 漏れ基礎実験 2.1.2項の漏れの解析において二円筒間の潤滑理論を適用したが、この解析の妥当性を検討するために、実際の圧縮機を改造した試験流路を用いて漏れ基礎実験を行った。

試験流路は図3に示すように、 $\theta = \pi$ [rad]の角度位置に所定のすきまを保つようにベーンが固定されており、ベーン前後の部屋に漏れ流体の供給口および排出口が設けられている。また、ベーン先端以外のすきまは接着剤やパッキンなどによりシールされており、シリンダ内の漏れ流路はベーン先端のみとなっている。

図4に実験装置の概略を示す。圧力調整弁で調圧した空気圧により、冷凍機油を油だめから試験流路に供給し、大気開放された流路出口において漏れ流量を重量法により測定した。また、流路の上流側において冷凍機油の温度をC-C熱電対により測定した。供給する冷凍機油としてはPAG(Polyalkyleneglycol)系の合成油を用い、純粋な冷凍機油の場合と冷凍機油に冷媒を溶解させた場合について測定した。後者の実験では、測定前に油だめ内の油に冷媒を十分溶解させてから上記のような測定を行った。実験では、流路とは反対側($\theta = 0$)のベーン先端にスペーサを入れることにより流路のすきま高さ h_0 を変更し、供給圧力と温度を所定の条件に設定した。なお、試験流路の流路幅(流れに直角方向の幅)は13.3 mm、ベーン先端とシ

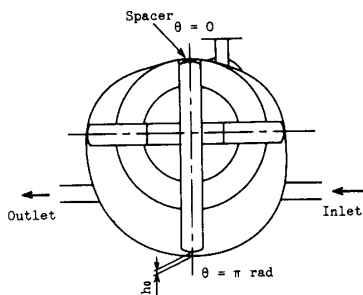


図3 試験流路

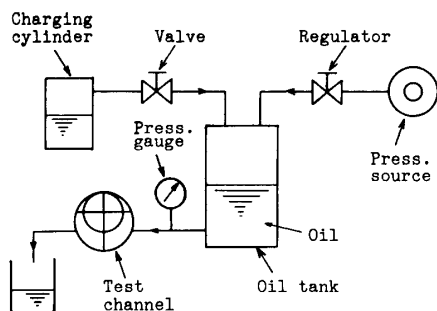


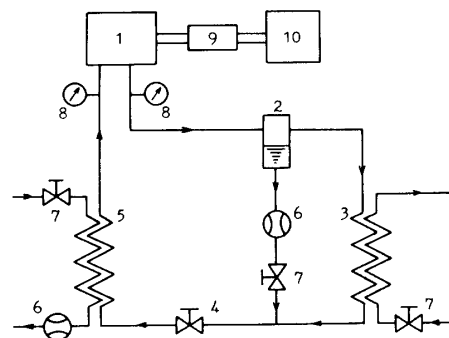
図4 漏れ基礎実験装置

リンダの曲率半径はそれぞれ7.7, 44.75 mmである。

3.2 圧縮機の性能測定 ベーン先端における漏れが実際の圧縮機の性能に与える影響を調べるために、同一圧縮機において長さのみが異なるベーン(ベーンの厚さおよび高さの差異は $\pm 1 \mu\text{m}$ 以内)を順次組み替えて、ベーン先端のすきま高さを変更しながら性能測定試験を行った。実験では供試圧縮機を図5に示す実験用冷凍サイクルに接続し、冷媒 HFC-134a を作動流体として所定の条件で定常運転する。そのとき、蒸発器での熱交換流体(水)の流量および温度変化より冷凍能力を求め、蒸発冷媒のエンタルピー変化で除して冷媒流量を算出した。また、圧縮機の軸トルクを圧縮機と電動機との間に設置したひずみゲージ式トルクメータにより測定した。なお、今回の実験用冷凍サイクルでは、サイクルを循環する冷凍機油の割合を一定にするために、圧縮機の吐出し直後に油分離器が取り付けられてあり、圧縮機から冷媒とともに吐出された冷凍機油を一度分離し、流量を測定した後再び膨張弁に戻すようになっている。実験に使用した圧縮機の主要寸法および運転条件を表1に示す。

表1 圧縮機の主要寸法および運転条件

Rotor radius	r_r	27.75 mm
Cylinder radius	r_c	44.75 mm
Cylinder height	l	38.5 mm
Vane length	l_v	72.5 mm
Vane thickness	b	7.9 mm
Vane tip radius	r_v	7.7 mm
Vane mass	m	49.0 g
Suction pressure	P_s	0.297 MPa[abs]
Discharge pressure	P_d	1.57 MPa[abs]
Oil circulating ratio		3.0 %



1:Compressor
2:Oil separator
3:Condenser
4:Exp. valve
5:Evaporator
6:Flowmeter
7:Valve
8:Press. gauge
9:Torque meter
10:Motor

図5 実験用冷凍サイクル

4. 結果および考察

4.1 ベーン先端滑り速度 U の検討 漏れ基礎実験における測定漏れ流量と比較するための理論流量を求めるにあたり、式(7)においてベーン先端滑り速度 U が零に近づくと一見式(7)の右辺が零、すなわち漏れが零に近づくと感じられるが、実際には $U \rightarrow 0$ のとき $h_m \rightarrow \infty$ となり、流量は有限値となる。また、実際の現象では滑り速度が零であっても圧力差による漏れが生じている。そこで図6に、ベーン先端の滑り速度 U を零に近づくと変化させたときの漏れ質量流量 G_l の変化の計算結果を、ベーン前後の圧力差 ΔP をパラメータとして示す。ただし、図6の計算では最小すきま高さ h_0 を $50 \mu\text{m}$ 、冷凍機油の粘性係数 μ を $265 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ としている。図6において、漏れ流量 G_l は速度 U が小さくなるに従い、パラメータの ΔP ごとに一定の値に収束している。それゆえ、ベーン先端滑り速度が零となる基礎実験に対応する理論漏れ流量としては、この収束値を用いればよい。ただし、実用的には図6の変化傾向からわかるように、 $U=0.001 \text{ m/s}$ 程度の場合の流量で代用できる。なお、この収束漏れ流量は、ベーン先端すきま前後の圧力差により生じる漏れ流量に相当している。

4.2 漏れ基礎実験の結果 冷媒の溶解していない純粋な冷凍機油を用いた場合の漏れ質量流量の測定結果を図7に示す。図7では、漏れ流量 G_l は圧力差 ΔP にほぼ比例して増加しており、実験値は式(7)により計算した理論線とよく一致している。また、すきま高さ h_0 が $26 \mu\text{m}$ と $56 \mu\text{m}$ の場合の漏れ流量を比較すると(粘性係数 μ が多少違うために厳密には比較できないが)、すきま高さは2倍程度であるのに対し、漏れ流量は約6倍になっている。一般に粘性流体では、式(6)の最右辺第2項からわかるように、圧力こう配が一定であればすきま高さの三乗に比例して流量が変化す。本解析における式(7)では、 h_m が実質的にす

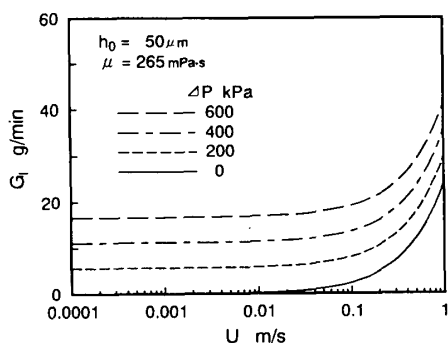


図6 速度 U による影響

きまの三乗と同程度の効果を表している。

次に、冷媒が溶解した冷凍機油の場合の漏れ質量流量の測定結果を、すきま高さ h_0 が $40, 50 \mu\text{m}$ の2種類について図8に示す。なお、図示した流量は、大気開放状態で下流において重量法により測定した値であり、下流で解離した冷媒の質量は含まれていない。冷媒が溶解している図8の場合にも、漏れ流量は圧力差 ΔP におよそ比例して増加している。一方、図8中の理論計算流量としては、式(7)により計算された油流量 G_{l0} および、その流量から大気圧下での解離冷媒量を差引いた流量 G_l' が示されている。後者の流量は測定結果と比較的よく一致しており、式(7)による油流量の計算の妥当性を示している。

以上のように、冷凍機油に冷媒が溶解しているか否かにかかわらず、二円筒間における潤滑理論を適用した本解析の妥当性が確認され、ベーン先端における漏れが冷凍機油であるとした場合の漏れ流量の計算には、式(7)が有効であることが確かめられた。

4.3 圧縮機性能の測定結果 図9には、実機圧縮機においてベーン先端の設定すきま高さ h_0 を変化させたときの軸トルク T と体積効率 η_v の実験結果が、圧縮機の回転数 N をパラメータとして示してある。なお、それぞれの値は、各回転数における測定値の最小二乗近似曲線の $h_0=40 \mu\text{m}$ のときの値を基準と

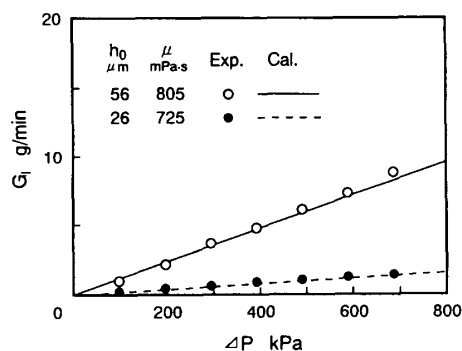


図7 純粋な冷凍機油の場合

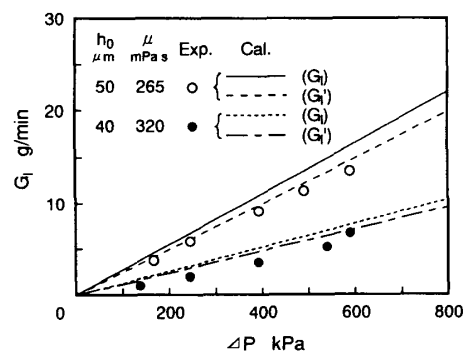


図8 冷媒が溶解した冷凍機油の場合

して、それぞれの変化量 ΔT , $\Delta\eta_v$ で示してあり、さらに ΔT は理論断熱圧縮トルク T_{th} で無次元化してある。

図9では、トルクは h_0 の増加に対して直線的よりも大きな割合で増加し、また、その増加の割合は低速回転のときほど大きくなっている。一方、体積効率はずきまが大きく増加しても、ごくわずかしき低下していない。このトルクが増加し体積効率がほとんど変化しない理由は、図10のベーン先端接触範囲図を参照して説明される。図10は、著者らの過去の研究⁽²⁾によって明らかにされたものであり、実際の運転状態においてベーン先端は、角度位置 θ がおよそ $0.37\pi \sim 1.37\pi$ [rad] (およそ $70 \sim 250^\circ$) の範囲(図10の斜線部)において接触しながらしゅう動し、それ以外の角度範囲では非接触の状態ではしゅう動している。それゆえ、ベーン先端における漏れ流れは、図10の斜線部の範囲ではほとんど発生せず、もっぱらそれ以外の範囲において発生する。したがって、圧縮過程の圧縮室、例えば図10の圧縮室Aに着目すれば、高压側の圧縮室Bから流れ込む漏れは生じるが、低压側の吸込室Cへ流出する漏れはほとんどない。それゆえ、ベーン先端すきまが大きくなるほど圧縮室Aへの漏れ流入冷媒量が増加して、圧縮室圧力が上昇し圧縮トルクも増

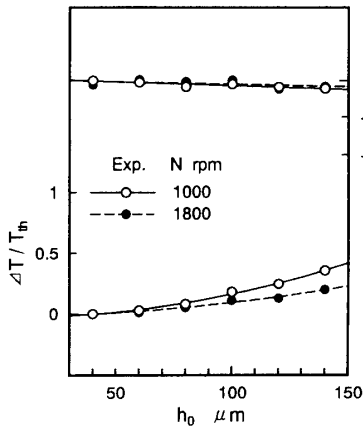


図9 実験結果

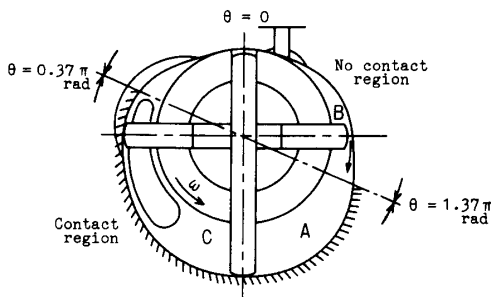


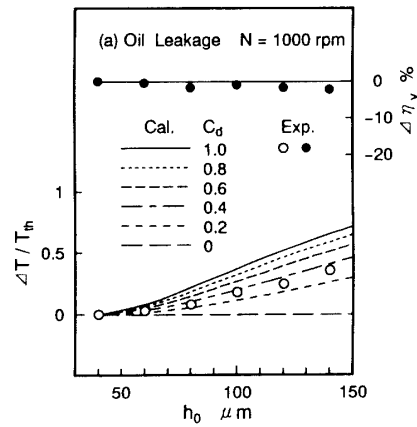
図10 ベーン先端接触範囲

加することになる。このとき、吸込側への冷媒の流出はベーン先端の接触により抑制されたままであるので、体積効率には影響しない。

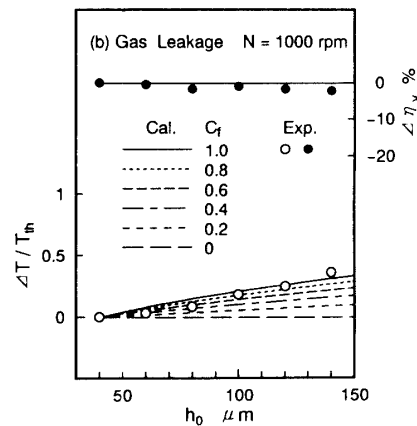
4.4 実験結果と解析結果との比較

4.3節ではベーン先端における漏れにより、トルクは増加するが体積効率は影響を受けないことを述べた。ここでは、ベーン先端における漏れが冷凍機油による漏れ、あるいはガス冷媒による漏れと仮定した場合の圧縮機性能への影響の計算結果を実験結果と比較することにより、ベーン先端における漏れの状態を推定するとともに、実用的な解析方法について検討する。

図11には、圧縮機の回転数 N が1000 rpm の場合について、すきま高さ h_0 を変化させたときの軸トルク T と体積効率 η_v の計算結果が、実験結果とともに示してある。図11(a)は漏れが冷凍機油の漏れであると仮定した場合、また図11(b)はガス冷媒の漏れであると仮定した場合の計算結果であり、それぞれ解離係数 C_d および流量係数 C_f をパラメータとしている。ただし、それぞれの値は図9の場合と同様に、 $h_0=40$



(a) 冷凍機油の漏れの場合



(b) ガス冷媒の漏れの場合

図11 実験結果と計算結果との比較(1000 rpm)

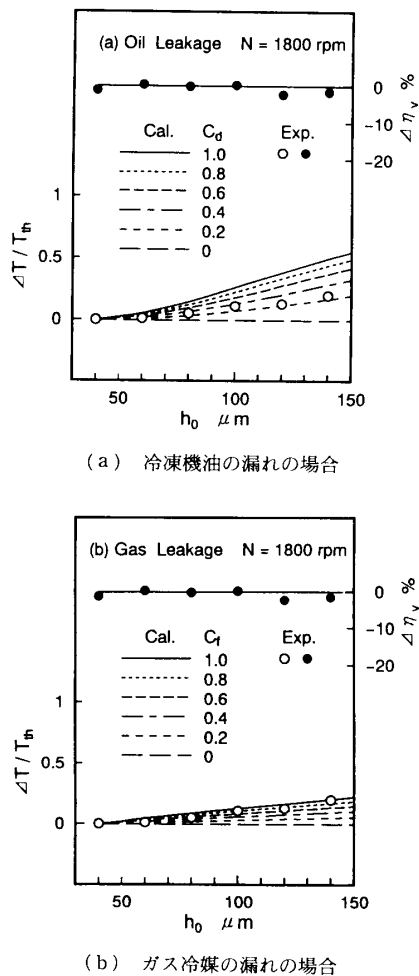


図12 実験結果と計算結果との比較(1800 rpm)

μm のときの値を基準とした変化分で示されている。なお、漏れ流量の計算においては、圧縮機運転時の温度上昇による部材の熱膨張に伴うすきま高さの変化を考慮した実際のすきま高さを用いている。

図11(a)の漏れを冷凍機油と仮定した場合のトルクの計算結果では、解離係数 $C_d=0.2\sim 0.4$ としたときに h_0 の増加に対するトルクの上昇の様子が、実験結果と定量的によく一致している。しかし、図11(b)の漏れをガス冷媒と仮定した場合では、 h_0 の増加とともに凹曲線状に増加していくトルクの実験値の変化傾向と類似した傾向を示す流量係数 C_f の値は見だし難い。一方、体積効率の計算結果では、漏れが冷凍機油とガス冷媒のどちらであっても、 h_0 の増加に対して常に一定となっており、実験結果とよく一致している。

次に、図12には回転数 N が1800 rpm の場合の計算結果が実験結果と比較して示してある。図12(a)のベーン先端の漏れが冷凍機油であると仮定した場合の計算結果では、図11(a)と同様に $C_d=0.2\sim 0.4$ とし

たときに、 h_0 に対するトルクの増加傾向は実験結果とよく一致している。一方、図12(b)のガス漏れと仮定した場合には、 $C_f=0.8\sim 1.0$ のときにトルクの計算結果と実験結果とが比較的よく一致しているように見受けられるが、図9中に示した実験値の最小二乗近似曲線の曲率の傾向とは異なっている。

以上のことからスルーベーン形圧縮機では、ベーン先端における漏れは冷凍機油によるものであることが推察され、計算において解離係数 $C_d(0.2\sim 0.4)$ 程度を考慮することにより、ベーン先端の漏れが圧縮機の性能に与える影響を定量的に評価することができる。なお、上記の比較結果以外にもシリンド内部の可視化実験⁽²⁾によって、ベーン先端での漏れ流れが冷凍機油に近いことが観察されており、物理的にも遠心力により冷凍機油がシリンド内壁側に多く存在し油漏れとなるであろうことが説明できる。

5. 結 言

ベーン先端における冷凍機油の漏れ流れの解析方法を検討し、基礎実験によりその妥当性を調べるとともに、実際のスルーベーン形圧縮機のベーン先端のすきま高さを変えて圧縮機の性能を測定し解析結果と比較することにより、以下の結論を得た。

- (1) ベーン先端における冷凍機油の漏れ流量は、二円筒間の潤滑理論を適用して解析可能である。
- (2) ベーン先端における漏れは、軸トルクを増加させるが、体積効率にはほとんど影響しない。
- (3) ベーン先端における漏れは、冷凍機油による漏れであると推察される。
- (4) ベーン先端における漏れが圧縮機の性能に与える影響は、二円筒間の潤滑理論を適用し冷媒の解離を考慮(本研究では解離係数 $0.2\sim 0.4$) することにより定量的に評価できる。

終わりに臨み、本研究を進めるにあたり常日ごろから有益な助言とご支援をいただいた日本電装(株)冷暖房技術5部の皆さま、ならびに実験用圧縮機の製作に多大なる便宜を図ってくださった冷暖房製造4部の関係者各位に深く感謝する。

〔付 録〕

式(3)における h_m の値($dP/dx=0$ となる位置の h の値)は、以下のようにして求められる。

図2(b)において、 h と x の間には $h=h_0[1+x^2/(2Rh_0)]$ なる近似が成り立ち、式(16)の関係により x と ϕ の変数変換を行うと、 h と ϕ の関係は式(17)で表される。

$$x = \sqrt{2Rh_0} \tan \phi \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$h = h_0 \sec^2 \phi \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここで、式(3)を式(16), (17)を用いて表すと以下のようになる。

$$\frac{dP}{d\phi} = \frac{6\mu U}{h_0^2} \sqrt{2Rh_0} (\cos^2 \phi - \sec^2 \phi_m \cos^4 \phi) \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここに ϕ_m は、 $h = h_m$ となるときの ϕ の値である。次に、圧力に関する Reynolds の境界条件のうち上流側の条件 [$P = P_1$ at $\phi = \phi_1$ (ϕ_1 は $x = x_1$ における ϕ の値)] を適用して式(18)を積分すると圧力分布が求められる。

$$P = P_1 + \frac{3\mu U}{16h_0^2} \sqrt{2Rh_0} \{ [f(\phi) - f(\phi_1)] - \sec^2 \phi_m [g(\phi) - g(\phi_1)] \} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ただし、

$$\begin{cases} f(\phi) = 16\phi + 8 \sin 2\phi \\ g(\phi) = 12\phi + 8 \sin 2\phi + \sin 4\phi \end{cases}$$

さらに、式(19)に下流側の境界条件 ($P = P_2$ at $\phi = \phi_m$) を代入し、 ϕ_m について解くことにより ϕ_m の値が得られる。この ϕ_m を式(17)に適用することにより所望の h_m が求められる。なお、実際の計算における圧力の境界条件としては、ベーンの上流端側 ($x = x_1$; $\phi =$

ϕ_1) において上流室圧力、また圧力こう配零の点 ($x = x_m$; $\phi = \phi_m$) において下流室圧力を与える。

文 献

- (1) 永作・稲垣, 自動車技術会中部支部昭和60年度研究発表資料, (1985-6), 11.
- (2) 神谷・ほか2名, 機論, 58-555, B (1992), 3360.
- (3) 神谷・ほか2名, 機論, 59-561, B (1993), 1594.
- (4) 神谷・ほか2名, 機論, 59-566, B (1993), 3094.
- (5) Stein, R. A., ほか2名, *ASHRAE Trans.*, 71-1 (1965), 192.
- (6) 清水・永作, 冷凍, 50-576 (1975), 806.
- (7) Pandeya, P. and Soedel, W., *Proc. 1978 Purdue Compr. Tech. Conf.*, (1978), 209.
- (8) 柳沢, 機論, 48-426, B (1982), 265.
- (9) Yuan, X., ほか2名, *Proc. 1992 Int. Compr. Eng. Conf.*, Purdue, (1992), 1249.
- (10) Lee, J. and Min, T. S., *Proc. 1988 Int. Compr. Eng. Conf.*, Purdue, (1988), 154.
- (11) 柳沢・ほか2名, 機論, 48-431, B (1982), 1256.
- (12) Costa, C. M. F. N., ほか2名, *Proc. 1990 Int. Compr. Eng. Conf.*, Purdue, (1990), 853.
- (13) Ferreira, R. T. S., ほか3名, *Proc. 1992 Int. Compr. Eng. Conf.*, Purdue, (1992), 393.
- (14) 上川・萩原, 第27回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, (1993-4), 13.
- (15) 本田・ほか4名, 機論, 57-534, B (1991), 564.
- (16) 日本潤滑学会編, 潤滑ハンドブック, (1975), 162, 養賢堂.