ドライ式スクロール真空ポンプの排気機構に関する実験的研究*

蘇 宇^{*1}, 澤田 雅^{*2}, 杉山 渉^{*2}
竹本 淳一^{*3}, 芳賀 修二^{*3}Experimental Study of the Pumping Mechanism
of a Dry-Scroll Vacuum PumpYu SU, Tadashi SAWADA, Wataru SUGIYAMA,
Jun-ichi TAKEMOTO and Shuji HAGA

The validity of the theory concerning the pumping performance of a dry-scroll vacuum pump proposed by the authors has been examined using the following three experiments, (1) the separation of the direct effect of orbiting speed on the ultimate pressure from the effect of clearance change with temperature change accompanying a change in orbiting speed, (2) the measurement of local pressure in the outermost pocket, (3) the measurement of the pumping speed throughout the working pressure range. Comparison of the experimental results with the theoretical predictions confirms the validity of the theoretical treatment.

Key Words: Fluid Machine, Vacuum Pump, Dry Scroll Pump, Ultimate Pressure, Pumping Speed, Orbiting Speed, Radial Clearance

1. ま え が き

近年, 半導体産業をはじめとする薄膜応用工業においては, 清浄な真空環境が要求され, 油をまったく使用しないターボ分子ポンプ・複合分子ポンプが広く使用されているが, 補助真空ポンプとしては, 従来からの油回転ポンプが使用される場合が多い。油回転ポンプには, 逆流した油によって真空装置内部を汚染する可能性があることや, 成膜プロセスで発生する凝縮性粒子あるいは反応副生成粒子による油の劣化の問題があるため, 油を使用しない種々のドライ真空ポンプが開発されている⁽¹⁾⁽²⁾。スクロール真空ポンプもドライ真空ポンプの一つであるが, ドライというおもな特長のほかに, 大気圧から 0.1 Pa 台までの広い圧力範囲に使用でき, さらに吸込み・圧縮・吐出しの各行程が体積変化につれて連続的に進行するので駆動トルクの変動が小さく, 振動, 騒音も小さいという多くの特長を備えているため, 工業に広く使用されている。

著者ら⁽³⁾はさきに, スクロール真空ポンプのポケッ

ト内に存在しているガスはスクロール圧縮機の場合に比べてはるかに少ないことに注目し, その排気性能を支配するおもな因子はポケットの両端の狭いすきま(シール部)を通して高圧側ポケットから低圧側ポケットへ漏れていくガス量であると考えた。シール部の流れは圧力の高い場合の粘性流から圧力の低い場合の分子流までのすべての様式をとる可能性があるため, どの流れ様式であっても表現できる滑り流と分子流の一次結合式を作成し, 排気性能について理論的予測を行い, 到達圧力を求めた。理論的に予測した到達圧力を実機による実験値に比べると, 定格回転速度においては妥当な一致が得られた。

しかしながら, 回転速度を変化させたときの到達圧力の理論予測値は実機による実験値と一致せず, 回転速度の低下とともに理論値と実験値の間の差は増大するという傾向がみられた。その原因を次のように考えた。すなわち, 理論解析においてはスクロール真空ポンプの固定スクロールと回転スクロール間の最小すきまが回転速度にかかわらずに一定と仮定されたのに対し, 実機ではガス圧縮により発生した熱の放散がポンプの構造上の理由から固定・回転両スクロールで異なるため, 回転速度の変化とともに回転スクロールと固定スクロールの間の温度差が変わり, そのため, 最小

* 原稿受付 1996年6月10日。

^{*1} 准員, 秋田大学大学院 (〒010 秋田市手形学園町1-1)。^{*2} 正員, 秋田大学鉱山学部。^{*3} アネスト岩田(株) (〒223 横浜市港北区新吉田町3176)。

すきまが設計値から変化する。

発熱、冷却の機構は後述するように複雑なのですきまの変化量の見積もりは別の機会にゆずることにし、本報では、前報の理論の妥当性を調べるために、まず熱によるすきまの変化の影響を取り除く実験を行う。すなわち、回転速度を定格速度から急激に下げることにより、熱的条件は定格速度のまま、したがってすきまも定格速度のすきままで回転速度の変化による影響のみを分離して求める。

また前報ではポケットに座標を固定して解析を行ったが、その場合、固定・回転両スクロールはポケットに対して相対速度をもつことになり、その結果ポケットの長手方向に沿って圧力分布が生じることが予測されたので、スクロールの旋回に伴う最も外側のポケット内圧力変化を測定し、理論値との比較を行い、ポケット内圧力分布の面からも理論の妥当性を検討する。

最後に、スクロール真空ポンプの吸入側から気体を導入し、種々の吸入圧力における排気速度を求め、理論値と比較する。

2. 実験装置および実験方法

上に述べたように三つの実験、(1)到達圧力への回転速度の影響と熱によるすきま変化の影響の分離、(2)スクロールの旋回に伴うポケット内の圧力変化の測定、(3)排気速度の測定を行う。

実験装置および実験方法はそれぞれの実験において異なるため、以下それぞれの実験について実験装置および方法を説明する。

2・1 到達圧力への回転速度の影響と熱によるすきま変化の影響の分離 現段階で、すきまを直接的に測定することは非常に困難なので、間接的な方法ではあるが、次のような方法で到達圧力への回転速度の影響と熱によるすきまの変化の影響を分離する。すなわち、まず定格回転速度 1460 rpm において、到達圧力が得られるまでスクロール真空ポンプを連続運転する。到達圧力に達したら、周波数コントローラを調整して、ポンプの回転速度を短時間内である回転速度 N まで下げ、圧力が一定値(到達圧力)に落ち着くまで、運転を続ける。

定格回転速度 1460 rpm において到達圧力が得られている状態から、急に回転速度を N まで下げたとき、旋回スクロールと固定スクロールとの間に新しい熱平衡状態が確立されるまでにはかなりの時間を要すると考えられる。一方、回転速度の変化のみによる到達圧力の変化はかなり短時間(理論によれば、3 s 程度)内に生ずると考えられる。

① Vacuum chamber	② Scroll Vacuum pump
③ Gas flow meter	④ Diaphragm vacuum gauge
⑤ Variable leak valve	⑥, ⑦ Throttle valves
⑧ Frequency controller	⑨ Data logger
⑩ Multi-function recorder	

Fig. 1 Experimental apparatus

実験装置の構成は図 1 に示すとおりで、スクロール真空ポンプ②は真空容器①に接続してあり、真空容器内の圧力はバルブ⑦を介して接続された隔膜真空計④(MKS 社製, Type 220 BHS, 測定範囲 1.33×10^{-3} Pa $\sim$ 133 Pa)で測定される。測定値はデータロガー⑨(NEC 三栄製, 3 V 13)および多機能記録計⑩(NEC 三栄製, オムニエース RT 3104)により記録される。この二つの記録装置の相違はサンプリングタイムの設定可能範囲にあり、データロガーはサンプリングタイムを長くとり、回転速度 N における熱平衡に達した後の到達圧力までの長時間測定に用いられる。一方多機能記録計はサンプリングタイムを短く設定でき、回転速度の変更前後の短時間の到達圧力の変化の測定に用いられる。また、同時にギャップセンサと FV コンバータを用いてスクロール真空ポンプの回転速度を測定する。周波数コントローラ⑧はスクロール真空ポンプの回転速度を制御するためのものである。

なお、本報の実験で使用するスクロール真空ポンプの仕様は前報と同じであるから省略する。

実験手順は次のようになる。まず、スクロール真空ポンプを定格回転速度 1460 rpm において運転し、圧力が一定になり、到達状態に達するまで真空容器を十分排気する。データロガーによって、スクロール真空ポンプの吸入圧力が到達圧力に達したことを確かめた後、ポンプの回転速度を周波数コントローラを用いて短時間内で所定の回転速度 N に下げる。そして、圧力および回転速度の時間変化を多機能記録計により記録する。さらにその後、圧力をデータロガーで記録しながら、ポンプの吸入圧力が一定値に達するまで旋回

速度 N でポンプの運転を続ける。

本節の実験では流量調整バルブ⑤は閉じたままで、気体を真空容器に導入しない。

2・2 ポケット内圧力変化の測定 前報においては、それぞれのポケット内の圧力は位置により異なり、圧力分布があると考えて理論解析を行った。理論解析の結果は、最も吸気口に近いポケットにおいて、広い圧力分布を示したので測定の容易さを考慮し、最も外側のポケットの圧力を2箇所と同時に測定することにした。

図2(a)に示されているように、二つの半導体圧力センサ(NEC 三栄製 Type 8507-50)をスクロールポンプの外壁にあけた穴に埋め込む。二つの圧力センサは、固定スクロールの外周先端の位置を 0° とすると、 100° および 250° の位置に取付けられており、それぞれのセンサをセンサ1、センサ2とする。

周波数コントローラで回転速度を定め、バルブ⑤から気体を真空容器に導入せず、スクロール真空ポンプを運転する。真空容器内の圧力が一定になったら、ポケット内2箇所における圧力を半導体圧力センサによ

り測定し、測定した圧力値はDCアンプを通して多機能記録計により記録する。また、ギャップセンサにより旋回スクロールの位相を検出する。

2・3 排気速度の測定 各圧力におけるスクロール真空ポンプの排気速度の測定は図1において、流量調整バルブ⑤を開き、真空容器に所定の流量を導入しながら、その流量を流量計③により測定すると同時に真空容器内の圧力を隔膜式真空計(MKS社製, Type 122 AA と Type 220 BHS)で測定する。ただし、大気圧下で $6 \times 10^4 \text{ Pa} \cdot \text{L}/\text{min}$ 以下の流量はビュレット流量計で、 $6 \times 10^4 \text{ Pa} \cdot \text{L}/\text{min}$ から $2 \times 10^5 \text{ Pa} \cdot \text{L}/\text{min}$ では浮子式流量計を、 $2 \times 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{L}/\text{min}$ 以上はオリフィス流量計で測定する。

スクロール真空ポンプを定格回転速度(1460 rpm)において流量調整バルブ⑤を閉じたまま運転し、真空容器内の圧力が一定になったら、流量調整バルブを開き、真空容器に空気を導入する。真空容器内の圧力がほぼ所定の圧力値になるように吸気流量を流量調整バルブで調整する。その後、圧力は若干変化するので、一定値になるまで待ち、圧力および流量を記録する。

真空容器に導入される気体の流量を圧力×体積流量で表し、それを $Q[\text{Pa} \cdot \text{L}/\text{min}]$ とし、そのときの真空容器内の圧力を $P[\text{Pa}]$ とすれば、ポンプの実測排気速度は次の式により算出することができる。

$$S = Q/P[\text{L}/\text{min}] \dots\dots\dots (1)$$

3. 結果と考察

3・1 到達圧力への回転速度の影響と熱によるすきま変化の影響 前報の理論による到達圧力の予測値(すきま 0.07 mm)は図3に示すように、定格回転速度においては実験値と一致するが、定格以下の回転速度においては実験値より小さい値を示し、その差は旋

(a) Positions of sensors

Fig. 2 A scroll vacuum pump

Fig. 3 Ultimate pressure as a function of orbiting speed N

回速度の低下につれて増大する。この主因は旋回・固定スクロール間のすきまの差にあると考えられる。すなわち理論においてはすきまは旋回速度にかかわらず一定として扱っているが、実機では図2(b)に示されるように、旋回スクロールは二つの固定スクロールにはさまれて中央に位置しており、固定スクロールとは金属より熱伝導率の低いプラスチック系シール材を通じて接触している。固定スクロールはポンプ軸に取付けられた冷却ファンにより外部より空冷されている。熱の発生源としてガス(空気)の圧縮熱、シールおよび軸受部の摩擦熱、電動機からの伝導熱が考えられるが、スクロール真空ポンプの排気口にさらに別の真空ポンプを接続してタンデム運転を行い、スクロール真空ポンプの排気口の圧力を10 Pa程度まで下げたところスクロール真空ポンプの外部温度の上昇はほとんど認められなかった。このことからポンプの温度上昇に寄与しているおもな因子はガス圧縮熱であると考えられることができる。しかし、ポンプ外周に近いポケット内の圧力は大気圧より非常に低く、したがって圧縮熱は非常に小さいので、大部分の熱は排気口に近い中心部のポケット内で発生すると考えられる。この熱が伝導で旋回、固定両スクロール全体に伝わるのであるが、上に述べたように構造上固定スクロールは冷えやすく、旋回スクロールは冷えにくくなっているため旋回スクロールのほうが固定スクロールより温度が高くなる。一方発熱は旋回速度が低下するほど少なくなるので、旋回速度の低下につれて、旋回・固定スクロール間の温度差は小さくなると考えられる。そのとき旋回スクロールの凸側と固定スクロールの凹側で形成されるポケット(外側ポケット)のすきまは増大し、旋回スクロールの凹側と固定スクロールの凸側で形成されるポケット(内側ポケット)のすきまは減少する。しかし外側ポケットのほうが内側ポケットより数が多く、さらに到達圧力に強く影響する最も外側のポケットは外側ポケットであるため、ポンプ全体としてはすきま増大の影響が卓越すると考えられる。

これを確かめるには旋回・固定スクロール間のすきまを直接測定すればよいが、現有機器の関係ですきまの直接測定は困難なため、前述のように到達圧力への旋回速度の影響と熱によるすきま変化の影響の分離を試みた。

実験結果の一例として旋回速度を定格値(1460 rpm)から速やかに710 rpm 低下させた場合の圧力および旋回速度の時間変化を図4に示す。時間軸の原点(0 s)は旋回速度を下げ始める瞬間とした。旋回速度は約5 sで1460 rpm から710 rpm まで下げられてお

Fig. 4 Pressure change with a sudden decrease in orbiting speed

り、その間圧力は緩やかに上昇している。旋回速度が710 rpm に達した後圧力は急激に上昇するが、約10 s以降上昇は緩やかになり、圧力上昇速度はほぼ一定になる。さらにその後長時間を経て最終的に旋回速度710 rpm の熱平衡状態の到達圧力に達する。なお図4には旋回速度を瞬時に1460 rpm から710 rpm に変えたときの理論値も併せて示してある。理論では旋回・固定スクロール間のすきまは旋回速度に関係なく一定としているので、圧力は旋回速度が710 rpm に達した瞬間から急激に上昇し始め、数s後に一定値に達している。なお時定数は本報ではすべて0.05 sとしている。この理論計算の結果から、旋回速度を変えると数s間で変化後の旋回速度に対応する圧力になると推測される。したがって、図4の圧力-時間実験曲線の旋回速度低下後数s間の急激な圧力上昇は旋回速度による直接的影響であり、その後長時間にわたる緩やかな圧力上昇は熱による旋回・固定スクロール間のすきま変化の影響であると考えられることができる。そこで圧力上昇速度がほぼ一定である圧力-時間実験曲線の右側部分を時刻0 sまで左に延長した点(A)の圧力値を旋回速度の変化のみによる圧力とすることは妥当と思われる。このようにして得られた圧力を図5にすきまを一定(0.07 mm)とした理論値と比較して示す。実験値と理論値の一致はかなりよいことがわかる。図5中には実験を行った各旋回速度で長時間運転し、熱平衡に達したときの到達圧力(▼)も示してあるが、低旋回速度ほど熱変化によるすきまの変化の影響がない場合の到達圧力との差が開いている。なお供試スクロール真空ポンプの公称すきまは定格旋回速度で0.06

▽ : Excluding the clearance change
▼ : Including the clearance change

Fig. 5 Ultimate pressure at different conditions

Fig. 6 Measured and theoretical pressures

mm とされているが、実際のすきまが定格回転速度で 0.06 mm である確証がなく、0.06 mm より 0.07 mm のほうが定格回転速度における理論値と実験値の一致が若干よいので、0.07 mm に選んである。

3.2 ポケット内の圧力 図 6 には回転速度 300.2 rpm の到達圧力状態における圧力センサ 1 およびセンサ 2 で測定された圧力を回転スクロールの回転位相角 θ に対して示す。回転位相角は最も外側のポケットが形成された瞬間を 0° とする。圧力センサ 1、センサ 2 は最も外側のポケットが形成された瞬間の最小すきまの位置からそれぞれ 100° 、 250° にあるので、図 7 に示すように位相角が 100° 以上になると圧力センサ 1 が、また 250° 以上になると圧力センサ 1、センサ 2 ともに吸入口につながっている開いたポケット内に存在することになる。その結果は、図 6 にみられるように、圧力センサ 1、2 による圧力測定値はそれぞ

Fig. 7 Position of sensors with θ

Fig. 8 Predicted pressure in pocket V_{01}

Fig. 9 Definition of angle along pocket V_{01}

れ 100° 、 250° を過ぎると急速に低下することになる。図 7 中の実線および破線は理論値で、その計算手順は次のようである。

まず図 8 に示すように到達圧力状態における最も外側のポケット(図 9 の V_{01})内の圧力分布を計算する。横軸には図 9 で定義した角度 Ψ で表したポケットに沿う位置をとってある。パラメータは回転位相角 θ であり、実際の計算は θ に対して 0.1π きざみで行ったが、複雑になるので図 8 の中には 0.4π きざみで

示した。なおこれらの計算は到達圧力が実験値と一致するようにすきまを選んで行っており、回転速度 300.2 rpm の場合は、0.09 mm とした。

各旋回位相角 θ における圧力センサ 1, 2 の位置圧力は圧力分布曲線上の■および▲の縦座標である。これらの圧力を図 6 の縦軸に位相角 θ を横軸にプロットすれば実線および破線で示す理論曲線が得られる。理論値と実験値の位相角 θ に対する変化の傾向はよく一致している。

図 8 の圧力分布はポケット内の大部分の位置で一樣で、ポケット両端のごく限られた範囲でのみ変化しており、回転速度 1460 rpm の場合(前報の図 8) $\psi = 0.6\pi$ 付近で最小値をとり、ポケットの下流端付近(ψ の大きい値)で圧力が特に大きいという結果とはかなり異なっている。可能ならば、より実際に近い高回転速度で実験を行うべきであると考え、高回転速度になるほど到達圧力は低くなり、より感度の高い圧力センサを必要とする。しかし高感度の圧力センサほど周波数特性が悪く、高速の圧力変化に追従できない。このような圧力センサの制約から回転速度を 300 rpm

以上にできなかった。

3・3 排気速度 排気速度の理論値と実験値を比較して図 10(a)に示す。縦軸は排気速度(L/min)で、横軸は吸入口圧力あるいは容器内圧力(Pa)である。実験 Case 1 は図 10(b)に示すように圧力を測定する真空容器をアングルバルブを挟んで口径 24 mm, 合計長さ 150 mm の配管を経てポンプに接続して通常の使用条件に合せた構成にした。実験 Case 2 は配管およびアングルバルブを取り除き、真空容器をポンプの吸入口に直接接続して理論解析に近い条件を実現するための構成にしたが、真空容器の排出口からポンプの吸入口への接続部は口径 40 mm, 長さ 50 mm の円管状になっている。一般に真空容器内の圧力は配管などの抵抗のためにポンプ吸入口の圧力より高いので、真空容器内の圧力に基づく排気速度(実効排気速度と呼ぶ)はポンプ吸入口の圧力に基づく排気速度(固有排気速度と呼ぶ)より小さくなる。一方、実線で表された理論値は旋回スクロールの外周端付近の圧力を用いて排気速度を求めており、その結果実験より大きな排気速度が得られている。ポンプ吸入口から旋回スクロール外周端までの流路にも抵抗があると考えられるが、その抵抗の大きさの評価はかなり面倒なので、この抵抗を無視し、ポンプ吸入口と旋回スクロール外周端の圧力は同じと仮定する。このような仮定の下で、実験 Case 1 に対応して配管およびアングルバルブの抵抗を考慮にいれて真空容器内の圧力に基づく実効排気速度の理論値を求める。ポンプの固有排気速度を S [L/min], 真空容器内における実効排気速度を S [L/min], 真空容器とポンプの間の配管およびアングルバルブの合成コンダクタンスを C [L/min] とすれば、これらの間には次のような関係がある。

$$1/S = 1/S_0 + 1/C \quad \dots\dots\dots (2)$$

上式から実効排気速度 S を求めるには配管およびアングルバルブのコンダクタンスを知る必要がある。配管のコンダクタンスに関しては藤本・宇佐美⁽⁴⁾による正確な実験式を使用できるが、バルブのコンダクタンスに関する研究は少なく、手軽に利用できる式としてまとめられた結果は見当たらない。Buschbeck⁽⁵⁾は口径 39, 68, 630 mm の各アングルバルブの分子流コンダクタンスを測定しているので、彼らの結果から外挿法により口径 24 mm のアングルバルブの分子流コンダクタンスを求めた。さらにその結果から口径 24 mm の配管の相当長さを求めたところ 190 mm となったので、バルブを含む全配管長さを 340 mm とし、藤本・宇佐美の実験式を適用してコンダクタンス C を求めた。このようにして得られた実効排気速

(a)

(b)

Fig. 10 Experimental and theoretical pumping speeds in different cases

度が図 10 の破線で、実験値と若干差があるが、傾向は実験とよく一致している。実験 Case 2 では真空容器とポンプ吸入口の間のコンダクタンスは非常に大きいので、実効排気速度は固有排気速度の 95% 以上に達しているはずであるが、図 10 の固有排気速度の理論値(実線)より小さい。これらの実験値と理論値の差はポンプ吸入口から回転スクロール外周端までの流路の抵抗を無視したことによると考えられ、今後の課題である。

4. 結 言

ドライ式スクロール真空ポンプの排気機構に関して、前報で提案した理論の妥当性を確かめるために三つの実験を行い、理論がおおむね正しいことがわかった。得られた結果を要約すると次のようになる。

(1) 回転速度を変えると熱平衡条件が変わり、回転スクロールと固定スクロールの温度差が変化し、回転・固定スクロール間のすきまも変化すると推定される。

(2) 理論は、すきまが変化しないという条件下での回転速度変化による排気性能への直接的な影響を正しく予測する。

(3) 理論にスクロール真空ポンプのポケット内圧力の旋回位相角に対する変化を正しく予測する。

(4) 理論は排気速度をほぼ正しく予測する。

なお、回転速度と熱平衡の関係の評価、すきまの変化量の評価および実測、ポンプ吸入口から回転スクロール外周端までの流路のコンダクタンスの評価等が今後の課題として残されている。

本研究を行うに当たって、実験装置の製作でお世話になったアネスト岩田株式会社および秋田大学技官加藤隆一氏、伊藤義明氏に深謝する。また、実験協力された当時学生の柴田修吾氏(現：東北発電工業)、木村嘉衛氏(現：新潟ウォシントン)、長尾貴志氏(現：東北真空技術)、鈴木直行氏(現：曙ブレーキ)に謝意を表す。

文 献

- (1) Hablanian, M. H., *Vacuum*, **41**(1990), 1814-1818.
- (2) 吉岡正博・ほか 4 名, 真空, **33**(1990), 623-626.
- (3) 蘇宇・ほか 3 名, 機論, **62**-597, B(1996), 1862-1868.
- (4) 藤本哲夫・宇佐美勝, 機論, **49**-438, B(1983), 359-366.
- (5) Buschbeck, W., Hoechner, H. and Schwarz, W., *Vacuum*, **41**(1990), 2050-2052.