液封式真空ポンプの研究*
(第3報, 実験解析)藤田 優^{*1}, 石井 進^{*1}A Study of Water Ring Vacuum Pumps
(3rd Report, Experimental Analysis)

Masaru FUJITA and Susumu ISHII

As the structure of water ring vacuum pump is very complicated, it is very difficult to measure the variation of gas pressure between impellers accurately. This is why the measurement of the variation of gas pressure between impellers has not yet been published in prior studies. Measuring the pressure variation of a gas between impellers is very important in order to understand the characteristics of water ring vacuum pumps. We conducted an experiment to determine how gas is compressed between impellers in a water ring vacuum pump, and to determine the pressure variation of gas from the start of suction to the discharge of a gas. In the previous report, we demonstrated that the sealing water supply has a substantial effect on the characteristics of the water ring vacuum pump. We also analyzed how the sealing water supply affects gas pressure, volumetric efficiency and the quality of the vacuum.

Key Words: Fluid Machinery, Vacuum Pump, Positive-Displacement Fluid Machinery, Water Ring Vacuum Pump, Liquid Ring Pump

1. 結 言

従来の研究では、液封式真空ポンプの内部で気体の圧送仕事をしている羽根車の、吸い込み始めから吐き出し終わりまでの過程における気体の圧力変動を測定するのが機構上困難であったため、羽根車内の羽根間通路の気体圧力変動に関して明確な測定も議論もされておらず、実験的にいまだ未解明な点が残されているのが現状である。

Willy Struck の研究⁽¹⁾では運転状態におけるポンプ内部の気液界面の形状の測定、および三日月通路の平均圧力を求めているのみである。鳥居の研究⁽²⁾⁽³⁾ではケーシング偏心量の影響について検討し、また封液の補給量と到達真空度の関係について報告してあり、さらに数値計算により気液界面の形状を途中まで求めているが、気体の圧送仕事をしている羽根車内の羽根

間通路の気体圧力変動については報告されていない。また、妹尾の研究⁽⁴⁾でも羽根車の仕事について計算を行い検討しているが、羽根間通路の気体圧力変動の実験解析については報告されていない。

理論的研究では Pfleiderer の理論⁽⁵⁾が特によく知られている。そこで筆者らは、第1報⁽⁶⁾で Pfleiderer が導いた理論的研究について再検討した結果を報告し、第2報⁽⁷⁾では、鳥居の研究で途中までしか求めていなかったポンプ内部の気液界面の形状を、吸い込み始めより吐き出し終わりまでの過程において数値計算により求めた。また、羽根間通路の気体圧力変動、封液の吐き出し口への漏れ量も計算により求めた。さらに今まで明らかにされていなかった異常現象の本質を計算により明らかにした。この異常現象とは羽根間通路の気体が三日月通路に飛び込む現象のことで、第2報に詳細を報告してある。

筆者らは液封式真空ポンプの特性を研究するうえで、羽根車内の羽根間通路の気体圧力変動、特に圧縮形態を解明することは重要であると考え、運転条件を種々

* 原稿受付 1997年11月27日。

*¹ 正員、日本大学生産工学部(〒275-8575 習志野市泉町1-2-1)。

変えて気体圧力変動の計測実験を行った。その実験結果より吸い込み、圧縮、吐き出しの各過程の気体圧力変動の形態について詳細な解析をした。また第2報では封液が吐き出し口より漏れ出す漏れ量、つまり封液補給量が液封式真空ポンプの特性に大きな影響を与えていると報告されている。そこで本報では封液補給量が気体圧力変動、体積効率、到達真空度におよぼす影響についても詳細な実験解析から解明を試みている。

なお気液界面とは、羽根車が回転すると封液が遠心力により羽根車の外半径の方へ押しつけられ羽根車内に空間ができる。この空間と外側の封液の境界面をいう。三日月通路とは羽根車外半径と偏心したケーシング内壁で囲まれた三日月形をした封液の通路のことをいう。

2. 主な記号

B : 羽根車有効巾 = 77.0mm

d_c : 羽根間通路巾 mm

l_b : 三日月通路の深さ mm

l₂ : 三日月通路の深さが最大となる所 = 22.0mm

n : ポンプ運転回転数 rpm

r_e : 羽根車外半径 = 92.0mm

r_i : 羽根車内半径 = 54.5mm

r_x : 気液界面

p_a : 圧力 Pa

p_d : 吐き出し圧力 Pa

p_s : 吸い込み圧力 Pa

q_s : 封液補給量 m³/min

s : 羽根周方向

U : 羽根車周速度 = ω r_e

x : 羽根車外半径周方向 三日月通路の始まりで
x = -φ, 終わりで x = φ とする

z : 羽根枚数 20枚

δ : 羽根の周方向の平均厚さ = 4.5mm

θ_a : 羽根の傾き rad

ρ_a : 気体の密度 kg/m³

ω : 角速度 rad/s

3. 実験装置および方法

図1に実験装置の概略を、図2に液封式真空ポンプ本体の断面を示す。ここでは上半分しか載せていないが下分も同じ形状をしているので省略してある。実験で使用したものは俗称ナッシュポンプと呼ばれている二作動内気口型の液封式真空ポンプで、吸い込み口と吐き出し口が上下にあり、1回転中に吸い込み、圧縮、吐き出し過程を2回繰り返す。圧縮作用および潤滑作

Fig. 1 Schematic drawing

Fig. 2 Sectional view of the Pump

用をする作動流体として水を使用し、緒言にも述べてあるように、これを封液と呼ぶ。封液の補給方法は図1に示してあるように、ポンプ下部に設けてある封液の取水口から2mの高さの所に貯蔵タンクを設置し、そこへ水を吸い上げ一旦貯蔵した後、自由落下によりポンプまで誘導する。この方法は、封液中に混入する気泡をできるだけ少なくするためである。

羽根車は図2からもわかるように回転方向である右側に傾斜した20枚の羽根より構成されており、これが回転すると、ポンプ内部に満たされた封液は遠心力によりケーシング内壁面にそって楕円状の液膜を形成する。吸い込み口より吸い込まれた気体は、一對の羽根と楕円状の液膜で囲まれた羽根間通路（斜線で囲ま

れた空間部分)を右方向に進んで行き圧縮される。圧縮された気体は吐き出し口を通して余分な封液と共に大気に放出される。

吐き出し過程が終わるとすぐ次の吸い込み始めとなるのではない。吐き出し口ですべての気体が吐き出されるわけではなく、気体の一部が吐き出されずに羽根間通路に残って、それが次の吸い込み口まで運ばれる過程がある。これを第2報でも述べてあるようにキャリーオーバー過程と呼んでいる。このキャリーオーバー過程の途中のハブに羽根車の潤滑をスムーズに行うために直径3 mmの取水孔が設置してある。

圧縮および潤滑作用をしている封液は往復動圧縮機のピストンのような働きをし、液封式真空ポンプの特性に重要な役割をしている。鳥居の研究では自由吸排気状態において封液補給量が減少すると吸い込み空気量がわずかに増えると報告されているが、筆者らは緒言でも述べたように到達真空度等との影響についても検討するため封液補給量を $0.6 \sim 7.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ までと広範囲に変えて実験を行った。

気体および封液の温度を常に一定に保って再現性の高い実験を行うために、気体の温度は羽根車の羽根間通路に入る直前と羽根間通路より出た直後、封液温度は封液がポンプへ入る直前および吐き出し口にそれぞれサーミスタ温度計を設置し測定した。

吸い込み空気量の測定は図1に示してあるように、液封式真空ポンプの吸い込み口直前に内径40mm、長さ2mのステンレスのパイプ配管をし、その入口部に吸い込み空気量の測定をするための流量計④を設置した。配管中央部に絞り装置を設け、吸い込み空気量を任意に変えることができるような構造となっている。

Fig. 3 Pressure transducer

羽根車、吸い込み口、吐き出し口を軸方向から見たものが図2であるが、周方向からみた断面図が図3である。羽根車とシャフトは一体構造となっている。吸い込み始めから吐き出し終わり、さらにキャリーオーバー過程にいたるまでの羽根間通路の気体圧力変動を測定するために、羽根車の内半径近くに圧力トランスデ

ューサを設置した。図中の矢印で示す方向が受圧面である。羽根車内半径近くに設置をしたのは、できるだけ封液の影響を避けるためである。この圧力トランスデューサは箔ひずみゲージ型の固有振動数20 k Hzのものを使用した。回転中の気体圧力変動はスリップリング⑨を通してポンプ外の測定装置⑩、⑪、⑫に取り込まれている。測定中に若干の封液がトランスデューサの受圧面に付着し測定結果に影響を与えることが充分考えられるので、吸い込み口より羽根間通路へ入る直前、および羽根間通路より吐き出し口へ出た直後に静圧の取り出し口①、②を設け圧力を測定しながら実験を行うことにより、計測結果にほとんど影響を与えるものではないことを確認した。

4. 実験結果および考察

4.1 体積効率 羽根は回転方向に傾いており、その平均厚さ δ を考慮すると、理論吸い込み空気量 λ_R は

$$\lambda_R = B \{ r_e^2 - r_i^2 - z(r_e - r_i)\delta \} \omega \quad \dots\dots\dots (1)$$

となる。Pfleidererは式(1)において、気液界面の高さは羽根先端より少し中に入った所と仮定して右辺にその高さを考慮した計算式を用いているが、その高さを確定することは困難であるため、筆者らは丁度羽根先端であるとして計算をおこなった。 λ_s を吸い込み空気量の測定値として体積効率 η を求めると

$$\eta = \frac{\lambda_s}{\lambda_R} \times 100 (\%) \quad \dots\dots\dots (2)$$

となる。なお λ_s は

$$\lambda_s = \tau \times \alpha \times a \sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho_s} \quad \dots\dots\dots (3)$$

である。 τ は気体の圧縮性の影響を表す膨張補正係数、 α は流量係数、 a はオリフィス断面積、 $p_1 - p_2$ は差圧である。

図4は自由吸排気状態つまり絞り装置全開で、封液補給量 q_s を $0.6 \sim 7.8 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 、運転回転数 n を600~1900rpmの範囲で任意に変えてゆき体積効率を求めた結果である。縦軸は体積効率 η (%)、横軸は運転回転数 n (rpm)である。封液補給量が多い場合でも少ない場合でも、回転数が上昇するにつれて体積効率はほぼ直線的に上昇してゆく。同一の回転数では封液補給量が少ない方が体積効率が良くなっている。この理由は、ポンプ運転中は封液は補給された量と同量だけ吐き出し口から気体と一緒に漏れ出しているからで、封液の漏れ出す量が少ないと気体の漏れ出す量

Fig. 4 Volumetric Efficiency

がそれに反して多くなるためである。運転回転数 n が 600rpm 以下で体積効率を記していないが、運転回転数がこの回転数付近以下では遠心力が小さくなり、楕円状の液膜が形成されず、気体の圧送仕事が正常に行われなためである。

封液が冷却および潤滑作用をしているため、少ない封液補給量で長時間運転を続けていると気体および封液の過度の温度上昇を招く。また羽根車とハブの摩擦を早める。逆に封液補給量が多すぎる場合は効率の低下、封液に用いている水の無駄遣い等のことが考えられる。最適な封液補給量はポンプの規模、運転回転数により一概に結論づけられないが、液封式真空ポンプの場合では $3.0 \sim 4.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ が後述の到達真空度も含めて良好な結果が得られた。

4.2 封液補給量と到達真空度 図5は封液補給量と、吸い込み圧力の限界である到達真空度の関係について検討するために、封液補給量を $0.6 \sim 6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 、運転回転数 n を 1500rpm 一定で、絞りを全開から全閉まで任意に変えてゆき吸い込み空気量および吸い込み圧力を測定した結果である。縦軸が吸い込み空気量 (m^3/s)、横軸が圧力 (MPa) である。絞りを全開にした自由吸排気状態から 0.06 MPa 付近までは、吸い込み空気量はほぼ一定で、封液補給量の違いによる吸い込み空気量の差もわずかである。鳥居の研究では自由吸排気状態において封液補給量が減少すると吸い込み空気量がわずかに増えると言っているが、本報の実験結果においても同様な結果が得られた。さらに絞りを閉じて吸い込み圧力を低下させてゆくと、自由吸排気状態の結果とは逆に、封液補給量が

Fig. 5 Sealing water supply and Pressure

少ないものほど吸い込み空気量が減っている。この傾向は吸い込み圧力が到達真空度に近くなるほど著しくなっている。

絞りを全閉にした吸い込み圧力の限界である到達真空度と封液補給量の関係について検討すると、封液補給量が 0.6 から $6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ に増えると到達真空度が約 10% 向上する。鳥居の研究においても同様な結果が報告されており、封液補給量を増やすほど気密性が良くなることもあり到達真空度は向上する。しかし封液補給量を増やしすぎても到達真空度の向上は望めない。本報では到達真空度の向上を目指して、さらに封液補給量を $6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 以上に増やして実験を行ったが、到達真空度はこれ以上にはならなかった。到達真空度の向上だけを目的として実験をする場合、封液補給量は $6.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 位が限界である。

4.3 羽根間通路の気体圧力変動 図6は吸い込み始めより吐き出し終わりまでの過程、さらにキャリアーオーバー過程の羽根車内の羽根間通路の気体圧力変動をオシロスコープにより観察し、記録した結果である。縦軸が圧力 p_s (MPa)、横軸は吸い込み、圧縮、吐き出しの各過程 (x/ϕ) を無次元で示したものである。横軸の各過程の無次元表示については、2章の主な記号の項を参照されたい。運転回転数 $n = 1500\text{rpm}$ 一定、封液補給量 $q_s = 3.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ で、絞りを少し閉じた状態にして測定した結果である。吸い込み過程では吸い込み平均圧力が約 0.09 MPa で、ほとんど圧力は変化することなく吸い込み終わりまでこの状態が続く。圧縮過程に入ると気体の圧縮作用が順調

Fig. 6 Change of Pressure

Fig. 7 Change of Pressure

に行われ圧力が上昇してゆく。吐き出し過程では吐き出し口が開くとともに急激に圧力が大気圧付近まで下降してゆくのが確認できる。吐き出し過程で圧力脈動が観察されるが、これは吐き出し口より排出された気体が、ポンプ内部の曲がりくねった約50cmの距離の通路を通して大気に開放されてゆく。つまり吐き出し口が半密閉空間のような状態になっているからである。さらに圧力トランスデューサの設置してある一対の羽根間通路がキャリーオーバー過程まで進んで行き、完全に吐き出し口が閉じてしまう前に次の羽根間通路の気体が排出され一時的に吐き出し口内の圧力が上昇してしまう。これらのことより吐き出し過程で圧力脈動が3回観察される。キャリーオーバー過程に入ると急激な圧力上昇がみられるが、これは吐き出し過程ですべての気体が吐き出されるわけではなく、吐き出されないで残った気体が、非常に狭い通路のキャリーオーバー過程に入った途端に急激に圧縮され圧力上昇をおこすためである。

図7および図8は絞りの開閉度や封液補給量の設定を変えることにより、気体圧力変動がどのように変化するかを比較検討するためにまとめたものである。封液補給量は図7では $q_s = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ 、図8では $q_s = 0.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$ の場合で、運転回転数は $n = 1500 \text{ rpm}$ 一定である。縦軸は圧力、横軸は各過程である。

図7の $p_s = 0.098 \text{ MPa}$ 、図8の $p_s = 0.097 \text{ MPa}$ で示されている箇所の、絞りが自由吸排気状態におけ

Fig. 8 Change of Pressure

る圧力変動の様子は、図6と同じような傾向を示しており吸い込み終わりまでほとんど圧力は変化することなく一定のレベルを保っている。絞りを閉めてゆき吸い込み圧力を低下させてゆくと、それにつれて圧縮過程の圧力レベルも低くなっていく。吸い込み圧力が低くなるにしたがって、吸い込み圧力と圧縮過程終わり

の圧力の差, つまり圧力比が大きくなる. また吸い込み圧力が種々変化しても吐き出し過程で圧力脈動が必ず起こっている. 吸い込み圧力が高くなって大気圧に近づくほど, 圧縮過程終わりの圧力が高くなり, 一般に過圧縮と呼ばれている現象が顕著となっていることがよくわかる.

封液補給量を種々変えて測定し, 羽根間通路の気体圧力変動について検討したが, 各過程の圧力変動は封液補給量の違いによらず同様な傾向を示している. 正常な運転状態を保持していれば圧力が異常に変化をするというような現象は観察されることなく, 圧縮過程では気体が順調に圧縮され, 吐き出し口が開くと共に気体が順調に吐き出されることが明瞭に確認できた.

今までは羽根車内の気体圧力変動の詳細な測定解析がおこなわれていなかったために, 未解明な事が多々あったが, 筆者らは種々の条件で一連の実験解析を行い, 気体の圧送がどのように行われているか詳細に解明した.

5. 結 論

液封式真空ポンプの内部で気体の圧送仕事をしている封液の補給量, 吸い込み圧力を種々変えて, 体積効率, 羽根車内の羽根間通路の気体圧力変動および封液補給量の影響を実験的に解析した結果, 以下の結論を得た.

(1) 体積効率は封液補給量が少なくなるほど増加傾向を示す. これは, 封液は補給された量と同じ量だけ吐き出し口より気体と一緒に吐き出されるからで, 封液補給量が少ないと吐き出される空気量が多くなり, 逆に封液補給量が多いと吐き出される空気量が減少するからである.

(2) 封液補給量が多くなるほど, 到達真空度が高くなる. これは鳥居の報告の結論とよく一致する. しかし封液補給量がある限度を越えると到達真空度の向上はほとんどのぞめない. 最適な運転を行うための封液補給量はただ一つだけであるとは結論づけられないが, 最適な運転範囲は推定できることがわかった.

(3) 羽根車内の羽根間通路の気体圧力変動を, 吸い込み始めより吐き出し終わりまでの過程で測定し解析した結果, 今まで未解明であった気体の圧力変動の様子を詳細に解明することができた. 筆者らが第2報で数値計算により求めた各過程の気体圧力変動の結果と一致する傾向であった. また運転状態によっては過圧縮, 逆流圧縮を引き起こすことも解明された. 第2報の数値計算の結果と本報の実験結果との, さらに詳細な検討については改めて報告を行う予定である.

文 献

- (1) W. Struck, Untersuchungen an Wasserring-Luftpumpen, Dissertation (Hannover), (1953).
- (2) 鳥居, 機論, 30-213, B(1964), 599.
- (3) 鳥居, 機論, 710-8, (1971), 49.
- (4) 妹尾, 葛西, 機論, 26-162, B, (1960), 217.
- (5) Pfeleiderer, C., Die Kreiselpumpen, 5, Aufl, (1961), 588.
- (6) 藤田, 岡崎, 機論, 52-479, B(1986), 2607.
- (7) 藤田, 岡崎, 機論, 53-492, B(1987), 2492.