水封式真空ポンプの吸気特性*

(第1報, 封水温度の影響)

安 範雄^{*1}, 白石仁士^{*1}, 重松敏廷^{*1}
柳原伸章^{*1}, 妹尾泰利^{*2}

Suction Characteristics of Water Ring Vacuum Pump

(1st Report, Effects of Water Temperature)

Norio YASU, Hitoshi SHIRAISHI, Toshitaka SHIGEMATSU,
Nobuaki YANAGIHARA and Yasutoshi SENOO

An experimental study was made on the suction characteristics of a water ring vacuum pump sucking dry air at a water ring temperature in the range of 10-40°C. The characteristics were considerably influenced by the temperature of the ring water. However, by properly considering the vapour pressure of the ring water, it was possible to derive a characteristic curve applicable to the ring water at any tested temperature between 10 and 40°C.

Key Words: Vacuum Pump, Water Ring Vacuum Pump

1. 結 言

水封式真空ポンプに関する文献は極めて少なく, 書籍や便覧の記述ははなはだ簡単で, 現象を定量的に理解して新しいポンプを設計するには, 不十分である。妹尾ら⁽¹⁾は水封式真空ポンプを空気圧縮機として使用した場合について詳細な実験を行って, その作動機構を解明している。その要点は次のとおりである。

水封式真空ポンプでは, 羽根車がケーシングに対して偏心して設けられているために, ケーシングの内壁に沿って形成された液面から羽根車のボスまでの距離が円周方向に変化する。したがって, 2枚の羽根に挟まれた液面に着目すれば, 羽根車の回転とともに液面は半径方向に往復する。すなわち, 水封式真空ポンプは, 液面をピストンとし, 羽根車の隣接する2枚の羽根とボスとの間の空間をシリンダとする往復動圧縮機とみなせる。

水封式真空ポンプを空気圧縮機として使用する場合には, 出入口間の圧力比は小さく, 液の蒸気圧は吸込圧力に比べて無視できるほど小さいので問題はかなり簡単化されているが, これらの比が格段に大きい真空ポンプにおいては, 圧縮機としての研究では無視されていた問題の解明が必要である。その一つは封水の蒸

気圧の影響であって, 例えば, 封水の飽和水蒸気圧よりも低い圧力の気体を吸引することが不可能なことは明らかで, 吸込性能は封水温度の影響を強く受ける。そのため, 水封式真空ポンプのカatalogには, 通常, 封水温度 15°Cにおける特性が示されているが, 他の温度における特性の推定法は示されていない。

本研究で著者らは封水温度を変化させた一連の実験を行い, 一方, 真空ポンプ内における水蒸気や吸引された非凝縮性気体(以下空気という)の状態変化について考察した。その結果, 吸込性能が封水温度によって変化する様子を合理的に説明し, 表示された封水温度以外の封水温度での運転状態におけるポンプ特性の予測を可能にすることができた。

2. おもな記号

P_a : 空気分圧

$P_{a2} = P_{t1} - P_w$

P_{a3} : 吐出し管内空気分圧

P_t : 全圧

P_w : 水蒸気分圧

Q : 体積流量

Q_0 : 往復圧縮機の行程容積から定まる流量

q/Q_0 : 往復圧縮機のすきま容積比

T_a : 空気温度

T_{wi} : 封水入口温度

T_{we} : 封水出口温度

* 平成4年11月14日 松山地方講演会において講演, 原稿受付 平成5年7月9日。

^{*1} 正員, 三浦工業(株) (〒799-26 松山市堀江町7)。

^{*2} 正員, (株)三浦研究所 (〒799-26 松山市堀江町7)。

T_{wm} : 封水平均温度

添 字

- 1: 吸込管
- 2: 吸込口位置での羽根室の状態
- 3: 吐出し口位置での羽根室の状態

3. 実験装置と方法

実験に用いた真空ポンプは、2 段式でケーシングは前段、後段ともに円形のエルモ形である。また、羽根車の軸は、2 極の誘導電動機軸と一体で、図 1 に示すように、ケーシング内部に偏心して取付けられ、その回転数は約 3 500 rpm である。

実験に当たっては、吸込空気はシリカゲルの層を通して乾燥され、浮子式流量計で計量されたのち、絞り弁で減圧され、熱交換器を通り所定の温度となって、供試真空ポンプに吸い込まれる。一方、封水は真空ポンプの軸封部を経由して各羽根車のボス部からケーシング内部に送り込まれる。吐出し空気は余剰の封水とともに気液混相流として約 1 m の立上り管を経由して受水槽に吐出され、そこで分離された水は熱交換器により一定温度に調節され、再び封水として真空ポンプの軸封部に供給される。

封水の出入口の温度 T_{we} , T_{wi} および吸込空気温度 T_a は白金測温抵抗温度計により計測し、吸込圧力 P_{t1} は水銀柱により校正した静電容量式真空圧力計を用いて計測した。温度と真空圧力の計器測定精度は、それぞれ $\pm 0.2^\circ\text{C}$, $\pm 66.5 \text{ Pa}$ (0.5 Torr) である。

実験条件は、封水出入口の平均温度 T_{wm} を 10, 20, 30, $40^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$ に調整した。なお、吐出し圧力は吐出し管内の気液混相流の抵抗のために大気圧よりもやや高いが、この程度の吐出し側の抵抗は真空ポンプの圧力比(したがって、ポンプ特性)には、ほとんど影響を及ぼさないもので、その相違は無視した。

封水の流量は、ポンプ特性が封水の流量によって変化する不安定な流量範囲を実験により求め、その範囲 ($7.7 \times 10^{-5} \sim 8.8 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$) の中央値の流量 $8.33 \times$

図 1 水封式真空ポンプ

$10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ に設定した。

4. 実験結果

図 2 は実測された真空ポンプの吸込性能を通常用いられている表示法で表したもので、横軸は測定された吸込圧力 P_{t1} 、縦軸は吸込み状態における空気の体積流量 Q_1 で、パラメータは封水温度 T_{wm} である。吸込み空気温度は、封水温度よりも 17°C 高い温度でも試験し、それを図 2 中に白抜き記号で示し、封水と同温度の場合の中実記号と区別した。しかし、封水温度よりも高い空気温度では、吸込空気の温度による特性の差異は認められなかった。これは封水の蒸発によって、空気がたちまち封水温度にまで冷却されるためと思われる。

図 3 は吸込圧力 P_{t1} から、封水温度 T_{wm} における飽和水蒸気圧 P_w を差引いた値をポンプ内部の空気分圧 $P'_{a2} = P_{t1} - P_w$ とみなして横軸にとり、縦軸は、その空気分圧 P'_{a2} 、封水温度 T_{wm} に換算した体積流量 Q'_2 である。封水温度として封水出入口の平均温度を代表温度に選んだのは以下の理由による。封水のポンプ内での温度上昇は主として封水の流動損失によるもので、第 1 段で封水の全温度上昇の半分がおきており、その温度の水が第 1 段のケーシング内を循環していると判断される。吸込性能を支配する第 1 段羽根車内の空間を占める水蒸気の分圧はこの温度の飽和水蒸気圧と考えられる。なおこの封水温度 T_{wm} は供給水温 T_{wi} より約 $0.7 \pm 0.2^\circ\text{C}$ 高い。

図 3 中のパラメータは封水温度 T_{wm} である。全般的に封水温度 T_{wm} が高いほどやや最低圧力が低く、吸気流量が多くなる傾向が認められ、特に $T_{wm} = 40^\circ\text{C}$ ではその差異が大きい。図 2 と比べれば、水蒸気の

図 2 乾燥空気の吸込特性
(中実記号は $T_a = T_{wm}$, 白抜き記号は $T_a = T_{wm} + 17^\circ\text{C}$)

分圧すなわち封水温度の影響がかなり小さくなっていることがわかる。

5. 考 察

5.1 吸込特性の一般化 吸込管内の空気は乾燥空気であっても、水封式真空ポンプの羽根車内では水面に接しているから、水が蒸発して水蒸気分圧が増加し、それだけ空気の分圧が小さい湿り空気となっていることは明らかである。

吸込状態の羽根車内の空間には、飽和水蒸気と空気が存在し、吸込圧力 P_{t1} と飽和水蒸気圧 P_w の差が空気分圧 P_{a2} とみなして吸込特性を整理したのが図3である。一方図2では水蒸気分圧の影響をまったく無視している。図2と図3とを比較すると T_{wm} による吸込性能の変化が逆の傾向を示している。このことから判断すれば図3は水蒸気分圧の影響を過大に評価している。もし羽根車内の空間を占める水蒸気分圧が飽和水蒸気圧の $\beta < 1$ 倍とすれば封水の温度のいかににかかわらず共通の真空ポンプ吸込特性が得られるものと期待される。

図4は、蒸気分圧が平均封水温度 T_{wm} の飽和水蒸気圧の $\beta = 0.92$ 倍として求めた空気分圧

$$P_{a2} = P_{t1} - \beta P_w \dots\dots\dots (1)$$

を横軸とし、この圧力における吸込空気の体積流量 Q_2 を縦軸とする特性曲線であって、 10°C から 40°C までの全実験範囲のデータが1本の性能曲線によって表される。つまり、真空ポンプ内部の水蒸気は、封水温度 T_{wm} での飽和水蒸気圧 P_w の92%になっていると考えれば封水温度が変わった場合でも、その吸込性能をほぼ正確に予測することが可能である。

5.2 羽根車内での空気と水蒸気の挙動 羽根車内の空間における水蒸気の挙動について考察する。圧

縮行程が断熱的であれば、吸込状態でほぼ飽和状態にあった水蒸気は過熱蒸気となって空気とほぼ同様に振る舞い、途方もない高温になる。しかしその質量流量はわずかであるから、ポンプ本体や封水によって容易に冷却されるもののようで、吐出し口での温度は封水の温度とほとんど同じであることが実験的に知られている。

一方、等温的に圧縮されれば圧縮による体積の減少に対応して水蒸気は凝縮し、常に一定の蒸気分圧を保つから、水蒸気の影響を無視して空気分圧についてのみ圧縮が行われるとして取扱ひ、吸排気をはじめすべての状態は、計算で得られた空気分圧に飽和水蒸気圧を加えた圧力となる。したがって、吐出し口における空気分圧は封水の温度が高いほど低いことになるが、その水温による差異は吐出し圧の数%にすぎず、真空ポンプの圧縮比に及ぼす影響はきん少である。そのため図4に用いた座標系を用いれば、封水温度のいかににかかわらず1本の特性曲線で表せることになる。

真空ポンプとして重要なのはその吸込特性である。2枚の羽根で作られる空間への吸込空気の質量流量は、吸込口が閉じるときに羽根と液面とで作られた羽根室内に存在する空気の質量から、吐出し口が閉じるときに羽根室内に残っていて吸込口に持ち帰られた空気の質量を差引いたものであって、このほかに内部での漏れや外部からの空気の漏れ込みがあれば、それだけ吸込空気の質量流量が減少する。したがって、漏れを除外すれば、真空ポンプの吸込性能に直接影響するのは吐出し口と吸込口とがそれぞれ閉じるときにおける混合気体の状態であって、その途中の圧縮行程が断熱行程であるか等温行程であるかは吸込特性にはほとんど影響しないものと考えられる。

水封式真空ポンプでは図1に示されるように、吐出

図3 羽根車内の吸込空気分圧 P_{a2} と流量特性

図4 羽根車内の吸込特性 ($\beta = 0.92$)

し口の開口位置は吸込口の閉鎖位置からあまり離すことができないからこの間に達成できる圧縮比は小さく、羽根室内の圧力が十分高くないうちに吐出し口が開口して吐出し管から逆流する。その流体は吐出し口や吐出し管に滞留していた流体で十分長い時間封水に接触していたから、湿度 100%の空気とみられる。したがって、吐出し口が閉じたときに羽根室内にある気体は吐出し管内と同じ状態で、その空気分圧 P_{a3} は吐出し圧力 P_{t3} から封水温度の飽和水蒸気圧を引いたものと考えてよい。この空気が吸込口ではその圧力比の分だけ膨張するから、それだけ吸込空気の体積流量が減少する。なお、この戻り空気の体積が吸込状態において羽根間に羽根と液面とで作られる体積と等しくなる圧力比のときが、到達できる最大吸込真空度(最低圧力)の運転状態となることは機械式の往復圧縮機と同一である。

5.3 吸込口における羽根室内の空気分圧 真空ポンプの吸込性能にとって重要な今一つの点は、吸込口が閉じるときの羽根室内の空気分圧 P_{a2} であり、それは吸込管の圧力と水蒸気分圧とによって支配される。このとき吸込管内は、乾燥空気であるから、その空気分圧は P_{t1} そのものであって羽根室内での平衡状態での空気分圧よりもかなり高い。そのため羽根室内での空気分圧 P_{a2} は $(P_{t1} - P_w)$ と平衡になることはなくそれよりも高い。したがって羽根室内の蒸気分圧はそれだけ低くて $\beta < 1$ は十分納得できる。

なお、ここで実験的に求めた蒸発率 β は、封水温度 10°C ないし 40°C および吸込空気分圧が $0.5 \sim 7 \text{ kPa}$ の範囲で一定であったが、ポンプの形状や回転数などによって影響を受けることも考えられる。

5.4 ポンプ形状より推定される吸込特性との比較

図4の破線は、架空の容積形等温圧縮式真空ポンプの吸込特性を表す。

$$Q_2 = Q_0 - q(P_{a3}/P_{a2}) \dots\dots\dots (2)$$

において、 $Q_0 = 4.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $q = 0.024 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $P_{a3} = 100 \text{ kPa}$ において求めたものであり、供試真空ポンプの吸込特性とよく一致している。

ここで、 Q_0 は、容積形圧縮機における行程容積に対応する流量であり、 $q(P_{a3}/P_{a2})$ はシリンダすきま容積の気体膨張による容積流量を示している。

本真空ポンプにおいて羽根車の外周円と2枚の羽根、ボスおよび羽根車の幅によって構成される羽根間容積と羽根数と回転数との積によって定まる最大流量は $4.47 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ である。また、羽根車の先端の偏心すきまを流れる水量については $Q = cU\delta$ の関係があ

る。したがって上記特性が得られていることは、吸込状態においては、液面が低下して羽根間容積の実に98%が空洞となって空気を吸引し、羽根間にあった水は羽根車の先端の偏心すきま δ を羽根車の先端速度 U の $c = 0.83$ 倍で吐出し口へ向かって流れていることになり、いずれも納得できる数字である。

なお、往復動圧縮機のピストンすきま比に相当する $q/Q_0 = 0.0055$ は小さ過ぎるようにみえる。これは、本真空ポンプが二段式であるためであって、一段あたりのすきま比はこの値の平方根に相当するから、シリンダ容積の7.4%となり、これもほぼ納得できる値である。すなわち、本水封式真空ポンプにおいては液面は吸込圧力や圧力比および水温に関係なく羽根間に形成される空間を半径方向に往復して、機械式往復動圧縮機と同じ機能を発揮していることが確認された。

6. 結 論

水封式真空ポンプの封水温度を変化させて、乾燥空気の吸込特性を調べた結果、吸込圧力 P_{t1} から第1ケーシング内の封水温度(すなわち二段ポンプにおいては出入口の平均温度 T_{wm})における飽和水蒸気圧 P_w の β 倍を差し引いた圧力をポンプ内部の空気分圧 P_{a2} とみなし、その分圧の空気について非凝縮性気体の圧縮が行われるとすれば、封水温度 $10 \sim 40^\circ\text{C}$ の全実験範囲について共通の吸込特性曲線が得られることが示された。これが本真空ポンプの真の特性と判断される。

しかしながら、羽根室内には封水が存在するために、乾燥空気を吸引する場合には、その吸込管内の圧力は真の特性を示す図4の横軸で示される圧力よりも、封水温度の飽和水蒸気圧の $\beta (=0.92)$ 倍を加えた圧力となり、その体積流量はその圧力比に反比例して小さい。したがって図4の特性曲線から封水温度ごとに上記のようにして換算すれば任意の封水温度について図2のような実用特性曲線が得られる。また、ある封水温度について測定された特性曲線から、羽根車内における空気の分圧についての真の特性を推定し、それから任意の封水温度における特性曲線が推定できることが $10 \sim 40^\circ\text{C}$ の封水について確認された。

本研究は著者らの多くが三浦研究所に出向中に実施したもので、同研究所の川人社長に多大の便宜を図っていただいた。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 妹尾・葛西, 湿式真空ポンプの研究, 機論, 26-162 (1960), 217-223.