水封式真空ポンプの吸気特性*

(第3報, 封水冷却による過給効果)

白石 仁士^{*1}, 柳原 伸章^{*1}, 妹尾 泰利^{*2}

Suction Characteristics of water-Ring Vacuum Pump (3rd Report, Supercharging Effect of Chilled Seal Water)

Hitoshi SHIRAISHI, Nobuaki YANAGIHARA and Yasutoshi SENOO

A series of experiments was carried out on the suction characteristics of a water-ring vacuum pump pumping saturated humid air at 30°C, while the temperature of ring water was varied in the range of 10~30°C. The steam flow induced by the temperature difference between the water in the suction air tank and the seal ring water drives air against an adverse pressure gradient. Thus, the partial pressure of air at the suction port of the pump was increased. The internal characteristics of the pump under such a condition is related to the standard pump characteristics pumping saturated humid air at an isothermal water-ring temperature. The combined performance is improved markedly by reducing the water-ring temperature, and it is predictable.

Key Words: Vacuum Pump, Water-Ring Vacuum Pump, Humid Air, Supercharging Effect

1. 緒 言

水封式真空ポンプの吸気特性に関して一連の研究を行った。第1報⁽¹⁾においては、通常実施されている試験法を理想化した状態として、乾燥空気を吸引して実験を行った。ポンプ性能は封水の温度によって著しく影響を受けるが、封水の飽和蒸気圧を考慮することによってポンプの内部特性は封水温度に関係なく共通の特性曲線で表せることを理論的ならびに実験的に示し、異なる封水温度におけるポンプ性能の予測を可能にした。しかしながら、実際には水封式真空ポンプは水蒸気を多く含む気体を吸引するのに用いられることが多いから、吸気中の水蒸気がポンプ特性に及ぼす影響を明らかにしておく必要がある。したがって第2報⁽²⁾においては、吸気温度が封水温度と等しい飽和湿り空気を吸引する場合についてポンプ特性を調べた結果、ポンプの内部特性は乾燥空気を吸引する場合よりもやや劣るが、それらの間には吸気温度によらず一定の対応関係があること、および吸気管内の空気分圧は

乾燥空気を吸引する場合よりもはるかに低い圧力まで吸引できることが明らかになった。

これらのことから、吸引する湿り空気の温度よりも封水の温度を低くすれば、吸引される空気の分圧をいっそう低くできることが期待される。本報においては、30°Cの飽和湿り空気を吸引する場合について、封水温度を10°Cないし30°Cに変化させて真空ポンプの特性を調べ、第1報および第2報において導かれたポンプの内部特性との関連を明らかにするとともに、水蒸気の温度差によって生じる蒸気の流れが、ポンプに向かって空気を過給する効果についても考察した。

2. おもな記号

P_a : 空気分圧

P_t : 混合気の静圧 $= P_a + P_w$

P_{t1x} : 締切状態での吸込管内静圧

P_w : 蒸気分圧

P_{wm} : 封水平均温度 T_{wm} における蒸気分圧

Q : 体積流量

T_{wm} : 封水の出入口間平均温度

ρ : 密度

添 字

0: 吸込タンク(加湿器)内

* 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12月17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)。

1: 吸込ノズル断面

2: 吸込位置での羽根室内

3. 実験装置, 方法, 実験結果

実験装置は第2報と同一である。吸込空気は、加湿器によって加湿された 30°C の飽和湿り空気、封水の出入口間平均温度を 10, 15, 20, 25, 30°C に設定して試験を行った。ポンプ吸込管部の詳細は図1に示す。吸込圧力 P_{t1} は図1中の圧力計位置で測定した値である。吸込管内の流速はポンプの羽根車によって排除される吸込空気を流すときのものとすれば管内の動圧は小さいので上流の加湿器内の圧力 P_{t0} は P_{t1} に等しいとみなせる。

図2は、吸込圧力 P_{t1} を横軸にとり、縦軸の流量 Q_1 は吸い込まれた気流中の空気成分がその圧力 P_{t1} を単独で占めるとしたときの流量であって、封水温度の低下とともに吸込性能が向上している。このとき加湿器内の水蒸気分圧 P_{w0} は 30°C の飽和蒸気圧 4.24 kPa である。封水を冷却した場合には、実測されたポンプ吸込管の圧力 P_{t1} の中には加湿器内の水蒸気分圧よりも低いものもあるから、吸気管系での流速は遅くて P_{t0} と P_{t1} とは近似的に等しい、とすることは許されない場合があることは明らかである。

図3は、羽根室内の圧力 P_{t2} が吸込圧力 P_{t1} に等しいとして P_{t1} から封水温度 T_{wm} における飽和蒸気圧 P_{wm} を差引いた値をポンプ内部の空気分圧 P_{a2} とみなして横軸にとり、縦軸の吸込流量 Q'_2 は、その空気分圧に換算した空気の体積流量である。封水を冷却する

ほど吸引される空気の質量流量は増加しているにもかかわらず図3ではポンプの吸込性能が低下してみえるから、吸込口が閉じるときのポンプの羽根車内部の空気分圧を過大に評価していることは明らかである。すなわち水蒸気の圧力 P_{wm} は、まだ封水の飽和蒸気圧 P_{wm} にまでは低下していないものと思われる。

締切状態での吸込管の圧力を P_{t1x} とし、吸込口が閉じるときのポンプの羽根車内部の空気の分圧 P_{a2} を

$$P_{a2} = P_{t1} - \{P_{wm} + f(P_{w0} - P_{wm})\} \quad \cdots \cdots (1)$$

$$f = b[1 - \{(P_{t1} - P_{t1x})/P_{t1x}\}^n]$$

$$\text{if } P_{t1} < 2P_{t1x}$$

$$f = 0 \quad \text{if } P_{t1} > 2P_{t1x} \quad \cdots \cdots (2)$$

と表すことにする。

図4において横軸は、 $b=0.6$, $n=0.45$ として上の式から求めた空気の分圧 P_{a2} であり、横軸はその空気分圧における空気の吸込体積流量 Q_2 である。

この式によって羽根車内部の吸込空気分圧 P_{a2} を算定すれば、封水温度 T_{wm} が 10°C から 30°C まで5段階に変化した個々のポンプ特性を示すすべての実験結果

図1 供試真空ポンプ(断面詳細)

図2 湿り空気の吸込特性

図3 湿り空気の吸引特性(空気分圧表示)

図4 補正後の吸気特性

を表すポンプの内部特性は、封水温度 T_{wm} が吸引される飽和湿り空気の水蒸気分圧 P_{w0} に等しい場合のポンプの内部特性すなわち第2報で得られた特性と一致する。

4. 考 察

4.1 ポンプの内部特性 図2の実験結果をみると、封水温度が低くてかつ空気の質量流量が少ない運転では、吸込圧力 P_{t1} のほうが吸引される加湿器内の飽和湿り空気の水蒸気分圧 $P_{w0}=4.24$ kPa よりも低い場合がある。ポンプの吸込口や吸込ノズルおよび吸込管の断面積はそこを通過する空気の流速が約 50 m/s を超えないように設計されているから、このような圧力の低下は予想していなかったの、まずこの原因について考察する。

封水の温度が加湿器内の飽和蒸気の温度に比べて低く、吸込空気の分圧が低い場合には水蒸気が流れの主要部分を占め、加湿器内部とポンプ内部との圧力比が大きくてそのマッハ数は小さくないから、吸込管内では速度エネルギーに相当する圧力の低下と管内における摩擦損失などによって圧力がかかなり低下する。そのときの状態変化が断熱変化で、もし蒸気の一部が凝結すれば圧力比と流量との関係は影響を受けるし、過冷却の状態あるいは管壁からの伝熱などによってエンタルピーがやや増加すれば非飽和蒸気となって羽根車に流入する。いずれにしろ、凝結水も羽根車に流入してそのエンタルピーを持ち込むから流入する蒸気はおおよそ加湿器内の飽和蒸気のエンタルピーを羽根車に持ち込むことになる。

吸込口が閉じるときのポンプ羽根車内部の水蒸気分圧 P_{w2} を示す式(1)の括弧の項は、その圧力が封水の飽和蒸気圧 P_{wm} よりも高いことを示している。この

ことは、流入する蒸気量が多いため低温の封水によって直ちに全量が凝結することができなかったことを示すものである。空気流量が零のときには蒸気の流量が最大になるから、ポンプ羽根車内の蒸気分圧 P_{w2} は最高になる。その程度を示す係数 f はこのポンプでは 0.6 であるが、流入蒸気の冷却に寄与するポンプの側壁と羽根と封水とで作られる空間を囲む表面積にたいして、流入量を支配する吸気管系の最小断面積が大きいほど係数 f は大きいものと思われる。

加湿器内に空気が存在すれば、圧力の差によって加速される蒸気の流れは、蒸気の中に混入した空気を加速するために力をとられて遅くなり蒸気の流量が減少する。加湿器内の空気の分圧が増して空気の混入する割合が増加すると、後の計算から明らかになるように加湿器内とポンプ羽根室内との圧力差が減少するうえに、加速される流体の密度が増加するので流速はいつそう低下する。その結果羽根車内に流入する蒸気量はさらに減少するので凝結する割合が増し、水蒸気分圧 P_{w2} は下がり封水の飽和蒸気圧 P_{wm} に近づく。流入する空気量の増加とともに流入する蒸気量が減少する様子は、あとで定量的に検討するが、式(1)、(2)ではその傾向をなるべく簡単に表す式の形を採用した。

4.2 吸気系における過給効果 真空ポンプの上流にある加湿器内部は飽和湿り空気を満たされており、その空気分圧を P_{a0} 、飽和蒸気圧を P_{w0} と表し、ポンプ羽根室内での空気分圧を P_{a2} 、蒸気分圧を P_{w2} と表す。本実験装置においては、吸気管系の最小断面積は圧力計測部でありそのノズル断面積は A_1 、そこでの圧力は P_{t1} である。なおここでの動圧は羽根室内ですべて失われるとすれば、 $P_{t1}=P_{t2}=P_{a2}+P_{w2}$ である。また混合気体のノズル部における体積流量を Q_1 と表す。吸気管は大きくてその断面積はノズルの断面積の 2.6 倍であるから、またノズル部は短いから管内での摩擦損失は無視できるものとする。空気と蒸気との混合気体は凝結することなくノズルで等エントロピー的に増速される、またその流れにおける空気と蒸気分圧の比は、加湿器内部での分圧の比に等しいとする。

$$P_{a0}/P_{w0}=P_{a1}/(P_{t1}-P_{a1}) \dots \dots \dots (3)$$

ノズル内で蒸気の凝結がおきないとしてここでのマッハ数を M_1 と表せば、混合気体の流れについて

$$\begin{aligned} P_{t0} &= P_{w0} + P_{a0} \\ P_{t0}/P_{t1} &= \{1 + (k-1)/2 * M_1^2\}^{K/(K-1)} \end{aligned} \dots \dots \dots (4)$$

混合気体の体積流量は、音速を c とすれば

$$Q_1 = A_1 c M_1 \dots \dots \dots (5)$$

である。なおマッハ数が小さい場合には、ノズル通過速度を V_1 とすれば次式の関係が成立する。

$$Q_1 = A_1 V_1, \\ \rho_1 V_1^2 / 2 = P_{t0} - P_{t1} \quad \cdots \cdots (6)$$

ここに ρ_1 はノズル断面における混合気の密度である。

ノズルを通過する空気とポンプが吸引する空気の質量流量は等しいので、 (γ_a/γ) を空気と混合気の分子量の比と考えれば

$$(\gamma_a/\gamma)_1 Q_1 P_{a1} / P_{t1} = (\gamma_a/\gamma)_2 Q_2 P_{a2} / P_{t2}$$

が成立し $P_{t1} = P_{t2}$ 、混合気の平均分子量はほとんど水蒸気の分子量に等しいから 1 断面と 2 断面での (γ_a/γ) の相違を無視すれば

$$P_{a1} = P_{a2} Q_2 / Q_1 \quad \cdots \cdots (7)$$

式(3)と式(7)から

$$P_{a0} = P_{w0} / \{ P_{t1} Q_1 / (P_{a2} Q_2) - 1 \} \quad \cdots \cdots (8)$$

実験において加湿器内の空気の分圧 P_{a0} は蒸気圧 P_{w0} に比べて小さいために、精度よく測定できないことが多いが、真空ポンプによって排除されるべき空気の質量流量がわかっていれば、その状態は図4において質量流量ごとに異なる双曲線で表されるから、図4に示されるような真空ポンプの内部特性曲線との交点から P_{a2} と Q_2 とが定まり式(8)から P_{a0} を求めることができる。

一方 P_{a0} を仮定することにより式(4)でマッハ数 M_1 が、式(5)から Q_1 が得られ式(8)により P_{a0} が求められる。この P_{a0} の値と最初に仮定した P_{a0} が等しくなるまで繰返し計算を行うことにより加湿器内の空気分圧が求められる。

図5は内部特性が図4で表される真空ポンプを用いて 30°C の飽和湿り空気を吸引する場合について、封水を冷却することによって吸気系におきる過給効果を上記の計算により求めたものである。なお混合気体の物

性値は空気と蒸気との割合によって変化するが、ノズル前後の圧力比が大きいたときには空気の分圧が小さく、一方空気の分圧が大きくなると流速は遅くなって圧縮性の影響や圧力損失は小さくて物性値の影響は小さい。したがって図5において気体の比熱比 k や音速としてはほぼ蒸気の値を採用し $k=1.2$, $c=380$ m/s とした。横軸は図4と同じ羽根車入口における空気の分圧 P_{a2} であり、縦軸は P_{a2} と P_{a0} の比すなわち吸気系が達成した圧縮比であって、封水温度が 10, 15, 20°C および 25°C の場合が示されている。なおここに実施した計算例の範囲では、空気と蒸気に分圧比が 0.1 程度を超えると温度差が 20°C の場合でもノズル部の流速が遅いために加湿器内とノズルとの圧力差はほとんど無視できる。また空気の混合比が小さければ ρ_1 として蒸気の値を用いることによる誤差は小さいことが確認される。

この計算結果によれば、封水を 5°C 程度冷却してもさほどの過給効果は期待できないが吸込蒸気中に占める空気の流量が少ない、したがって空気分圧が低い場合には、封水を 10°C 程度冷却するだけで吸気中の空気分圧をポンプの内部特性の吸込圧力よりもかなり下げることができ、封水温度が低下するとともにその効果は著しく増大する。しかしながら空気流量が増加すれば、封水を相当冷却しなければ十分な過給効果は得られない。

5. 結 論

水封式真空ポンプを用いて湿度 100% の空気を吸引する場合に、吸引する空気の温度よりも封水の温度を低くすれば、吸込口が閉じるときの羽根室内の水蒸気分圧は吸引する混合気中の蒸気圧よりも低くなるから、その差の分だけ空気の分圧が高まり、ポンプの性能が向上する。本実験では、その蒸気分圧は、空気の流量がはなはだ少ないときには吸引する混合気中の飽和蒸気圧と封水の飽和蒸気圧とのほぼ中間の値となっているが、空気の流量が増加するとともに流入する蒸気量が減少するので次第に封水の飽和蒸気圧に近づく。本論文ではこの関係を表す式を導いたので、封水を任意の温度に冷却した場合のポンプ性能は、封水が冷却されないときのポンプの内部特性から推定することが可能になった。

一方、吸込タンクまたは吸込管内とポンプ内との圧力差(主として飽和蒸気圧の差によって生じる)によって、混合気は、吸気ノズルにおいて加速される。その際羽根車内の水蒸気分圧は混合気流中の蒸気分圧よりも低いから、ノズル内の空気はより高い空気分圧に

図5 封水冷却効果による吸気系過給効果

抗してポンプ羽根車に流入するので、空気はポンプに過給される。その圧力比は空気の質量流量がはなはだ少ない場合、すなわち空気分圧が低い場合には極めて大きい、空気流量の増加とともに急速に減少する。その効果は吸込タンク内と封水との両飽和蒸気圧の比が大きいほど、すなわち封水を冷却するほど大きくなる。

この一連の研究の結果として、任意の封水温度で実施された水封式真空ポンプの通常の性能試験結果から、そのポンプのどのような使用状態における性能も推定することが可能になった。すなわち任意の温度の封水を用い大気を使って実施されたポンプの内部特性試験結果から、第1報にしたがって乾燥空気を吸引する場合のポンプの内部特性を求め、次いでその内部特性を、第2報にならって飽和湿り空気を吸引する場合

の内部特性に換算する。次いで本報に基づいて、封水を任意の温度に冷却した場合の過給効果ならびにポンプ羽根車内部の空気分圧を算定する。その結果と封水が冷却されない場合のポンプ内部特性とから、任意の封水温度でポンプを運転する場合について、直接的な吸込タンクあるいは吸込管における吸引状態を示す特性曲線を描くことができる。

この研究は、三浦研究所において実施した。その際、川人明美社長には格別の便宜を図っていただいた。また実験には重松敏廷君を煩わした。ここに記して謝意を表す。

文 献

- (1) 安・ほか4名, 機論, 60-569, B(1994), 190.
- (2) 白石・ほか3名, 機論, 60-571, B(1994), 194.