- (iii) 出口部分を円すい形にすることにより、それと同じ長さの一樣直径の短管に比し流出量を増大すると同時に動粘性と流出時間の比例する範囲を数倍に拡大することができる。
- (iv) 本実験で得た最も良い流出孔は X5 (管径 1.7 mm, 管長 16×6 mm), M5 (管径 1 mm, 管長 16×6 mm), T4 (管径 1 mm, 管長 24×6 mm) であつて X5 および M5 は使用液頭 $H=7\text{ cm}$ にとるときそれぞれ $\nu \geq 0.14\text{ cm}^2/\text{s}$ および $\nu \geq 0.06\text{ cm}^2/\text{s}$ に、T4 は $H=6\text{ cm}$ にとるとき $\nu \geq 0.026\text{ cm}^2/\text{s}$ において適用できる。

本研究について常に御懇篤な御指導をいただいている東京工大の板谷松樹教授、リーマー製作について御便宜を与えられた園池製作所の方々、また本実験を誠心助力下さった都立大学水力実験室の加藤 宏君等の方々に対し深甚の感謝を捧げる。なお本研究は文部省科学研究費によつて行つた。

注:—

- (1) 昭和 26 年 12 月 2 日 水力部門講演会において講演、原稿受付 昭和 27 年 6 月 17 日。
 (2) 正員、東京都立大学工学部。
 (3) (4) 岩波繁蔵、機械学会論文集、18 巻 66 号 (昭 27-1) p. 52 および 59。

寄 書

低圧型空気マイクロメータにおけるノズルの流量係数について⁽¹⁾

上 岡 豊⁽²⁾

On the Coefficient of Discharge of Nozzles Attached to the Low-pressure Type Pneumatic Micrometer

by Yutaka UEOKA

空気マイクロメータは近來、高圧型および真空型の出現を見、それぞれの特長により各方面に広く使用されるに至つた。しかし従来の低圧型のものも初圧を一定に保つ方法が簡単であり、圧力測定に水柱マノメータを使用でき、また測定圧が小であることなど用途によつては捨て難い利点もある。

低圧型空気マイクロメータの理論は川崎⁽³⁾、石原⁽⁴⁾、塚原⁽⁵⁾、などの諸氏により逐次発展せられ精密さを加えて来た。しかしその解析に当つては第 1 ノズルの流量係数は一定と仮定される。次に第 2 ノズルの流れは普通ノズルと測定面との間のわずかなすきまを通過す

る放射状の層流として取り扱われるが、倍率の概算などには流量係数を一定として計算することが多く、両ノズルの流量係数に関する実験的資料は余り見当たらないようである。

筆者は第 1 図に示した浮きタンク式の絶対法による空気流量測定装置を作製し、これを用いて第 1 ノズルとして第 1 表に示すような円型薄刃オリフィス型のもの、第 2 ノズルとして第 2 表に示す内径を一定とし肉厚を変えた数種類のものについて流量係数の実測を行つてみた。

第 1 表
第 1 ノズルの寸法

記号	穴 径 d mm
S 1	0.322
S 2	0.505
S 3	0.645
S 4	0.973

エッジ先端の
幅約 0.1 mm

第 2 表 第 2 ノズルの寸法

記号	内 径 d_1 mm	外 径 d_2 mm
N 1	2	4
N 2	2	6
N 3	2	8
N 4	2	10

第 1 図 空気流量測定装置略図

測定は圧力差が水柱 500 mm まで行い、温度は 20°C を標準とした。

特に第2ノズルでは端面を相手面（オブチカルフラット使用）と正しく平行に保持するため特殊な取付け具を用い正確を期した。

第1ノズルにおける圧力差・流量の関係の測定結果より流量係数を求め、これとレイノルズ数 Re との関係を示せば第2図の通りである。

ただし、この場合圧力差はその絶対圧に対して比較的小であるから、流量係数 c_1 は簡単に次式で定義した。

第2図 第1ノズルの Re と流量係数の関係

$$c_1 = Q / \left(\frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} \right) \dots \dots \dots (1)$$

ただし Q = 流出前の状態を基準にした空気流量 cc/s, d = ノズル孔径 cm, p = 圧力差 g/cm², γ = 流出前の状態の空気の単位体積の重量 g/cm³

またレイノルズ数 Re は

$$Re = vd/\nu$$

ただし v = 平均流出速度 cm/s, ν = 空気の動粘性係数 cm²/s である。

各ノズルとも流量係数はほぼ同一曲線にのり、従来の低レイノルズ数におけるオリフィスの実験と同様の傾向を示している。すなわち Re の小なる間は Re の増加とともに c_1 も増加し、 c_1 の値が極大に達した後は Re の増加とともに c_1 は減少している。

次に第2ノズルについてはすきまを 10 μ とびに変えた場合につきそれぞれ圧力差・流量の関係を実験的に求めた。その結果によるとノズルが肉薄になるにつれ、またすきまおよび圧力差が大になるにつれ空気の流れを放射状層流として計算した値より次第に逸脱して行き、オリフィスの傾向に徐々に近づくことも明らかになったが、試みに記号 N1 のノズルについて圧力差と流量係数 c_2 との関係を求めてみると第3図のようになる。

ただし流量係数 c_2 は次の定義によるものである。

$$c_2 = Q\pi / d_1 h \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}} \dots \dots \dots (2)$$

ただし d_1 = ノズルの内径 cm, h = ノズル端面と相手

第3図 N1 の圧力差と流量係数の関係

面とのすきま cm, Q , p および γ は(1)式の場合と同様である。

空気マイクロメータとして組立てて使用した場合、倍率はもちろん第1および第2ノズルの流量の相関関係によるのであつて、第1ノズルは小径になるほど高倍率を得られるが、第2ノズルにおいては感度の良好な部分はすきまの変化による流量係数の変化の著しい範囲であることがわかる。

第4図 第2ノズルのすきまと流量係数の関係 ($p=300$ mm Aq)

第4図は圧力差が水柱 300 mm の場合の各第2ノズルについてのすきまと流量係数との関係を示す。特性曲線で普通重要な部分に当たる 30~70 μ の範囲と使用範囲をはずれたその他の部分とでは曲線の傾斜に相当の差異が認められる。

なお第3図においてすきまがある程度大になると曲線のわん曲が不規則になるのは各第2ノズルにおいて一様に認められる現象で、多分流動状態の遷移に基づくものと推察される。

注:—

- (1) 昭和 25 年 12 月 8 日 飯塚地方講演会において講演、原稿受付 昭和 27 年 5 月 22 日。
- (2) 正員、山口大学工学部。
- (3) 川崎、精密機械、13 巻 2 号、1 ページ (昭 22-2)。
- (4) 石原、精密機械、13 巻 10 号、6 ページ (昭 22-10)。
- (5) 塚原、機械学会論文集、17 巻 56 号、10 ページ (昭 26)。