

〈논 문〉

소닉노즐의 유출계수에 영향을 미치는 인자에 관한 연구

유성연* · 이상윤** · 박경암***

(1996년 5월 31일 접수)

Factors Influencing on the Discharge Coefficients of Sonic Nozzle

S. Y. Yoo, S. Y. Lee and K. A. Park

Key Words : Sonic Nozzle(소닉노즐), Gas Flow Measurement(가스 유량측정), Discharge Coefficient(유출계수)

Abstract

Accuracy of gas flow measurements using sonic nozzle and factors which influence on the discharge coefficients of sonic nozzle are investigated with high pressure gas flow standard measurement system. The gas flow measurement system comprises two compressors, storage tank, temperature control loop, sonic nozzle test section, weighing tank, gyroscopic scale and data acquisition system. The experiments are performed at various nozzle throat diameter and inlet pressure. Overall uncertainty of discharge coefficients is estimated to less than $\pm 0.2\%$ and most of experimental data fall into this range. Dependence of discharge coefficients on the Reynolds number is good agreement with those suggested in ISO document. The influence of swirl on the discharge coefficients becomes greater as the nozzle throat diameter is enlarged. The discharge coefficient of conical nozzle shows about 4.5% lower discharge coefficients than those of toroidal nozzle, but variation trend with Reynolds number is very similar each other and reproducibility of data is very good.

기 호 설 명

A_2 : 노즐 목단면적	T_0 : 정체온도
C_d : 유출계수	t : 수집시간
C_{RG} : 실제가스의 임계유동함수	V_d : 수집탱크부피
C_p : 정압비열	V_L : 노즐목과 차단밸브 사이 배관의 부피
C_* : 완전가스의 임계유동함수	Z : 압축성계수
γ : 비열비	ρ : 배관내 공기밀도
\dot{m} : 질량유동률	ρ_{atm} : 대기압에서의 공기밀도
m' : 자이로스코프 저울의 지시값	
P_0 : 정체압력	
Re : Reynolds수	

1. 서 론

천연가스는 석탄, 석유 등에 비하여 공해가 적고 수송이 용이하기 때문에 세계적으로 사용량이 급속하게 증대되고 있으며, 우리나라에서도 지난 몇 년 사이에 천연가스의 소비가 급격하게 증가되었다.

*회원, 충남대학교 기계설계공학과

**회원, 충남대학교 대학원 기계설계공학과

***회원, 한국표준과학연구원 유체유동그룹

그러므로 에너지 절약과 공정한 상거래 질서를 확립하기 위해서는 유동 과정에서 에너지량 산정 기준인 가스 유량을 정확하게 측정하는 기술과 신뢰성 있는 기준 유량계의 개발이 매우 시급한 과제이다. 여러 가지 방식의 기준 유량계 중 소닉노즐은 노즐을 통과하는 질량유량이 노즐 하류측에서 발생하는 유동 교란이나 압력 변동에 영향을 받지 않고 일정하게 유지되며 또한 유량 계산을 위해서 노즐 상류측의 온도와 압력만 측정하면 되기 때문에 우주, 항공, 가스 산업계에서의 정밀한 가스 유량측정 및 제어에 광범위하게 사용되고 있다.

소닉노즐의 흐름을 1차원 가역단열 흐름이라 가정하면 질량유량은 노즐 상류측의 온도와 압력, 목단면적, 가스의 비열비에 의하여 결정된다. 그러나 실제의 유동에 있어서는 마찰손실에 의한 비가역, 노즐벽에서의 경계층 형성, 노즐표면의 표면조도, 노즐 상류측에서의 Swirl, 완전가스와 실제가스의 상태방정식의 차이, 고온가스나 저온가스가 노즐내를 흐를 때 노즐벽을 통한 열전달 등의 영향으로 질량유량이 이상적인 흐름의 경우와는 달라진다. 따라서 소닉노즐을 사용하여 정확하게 유량을 측정하기 위해서는 노즐의 질량유량에 영향을 미치는 인자를 규명하여 소닉노즐의 설계 및 2차 유량계를 교정할 때 반영하여야 한다.

Watanabe⁽¹⁾ 등은 노즐 목직경이 0.6~18.5mm 사이의 임계 벤추리 노즐에 관하여 실험을 하였는데 그들은 오차 해석을 통하여 수집시간, 압력측정, 온도측정, 부피측정 등이 유량측정에 미치는 영향을 연구하였으며 이에 기인한 유량측정 오차범위는 $\pm 0.21\%$ 로 추정하였으며, Reynolds수의 변화에 따른 유출계수의 변화도 연구하였다. Reid와 Stewart⁽²⁾는 Toroidal 벤추리 노즐에 대하여 Reynolds수를 변화시켜 가면서 유출계수 변화를 관찰하였는데 이 연구에서는 유출계수 값이 $Cd = 0.9935 - 1.525/Re^{0.5}$ 로 나타났으며, 이때 유량계수는 ISO에서 제시한 값의 $\pm 0.5\%$ 이내에 존재하였다. Brain⁽³⁾, Blake⁽⁴⁾ 등은 노즐 상류측의 Swirl이 유출계수에 미치는 영향을 연구하였다. Brown⁽⁵⁾은 각종 형상의 노즐에 대하여 노즐 벽에서의 층류 경계층과, 난류 경계층이 형성되었을 때 이들 경계층이 유출계수에 미치는 영향을 연구하였다. Johnson^(6,7)은 공기, 산소, 질소, 수소, 증기 등에 대하여 완전가스와 실제가스의 상태 방정식의 차이에 기인한 오차를 연구하였으며 온도가 상온이고 압력

이 100 atm일 때 실제가스와 완전가스의 상태방정식의 차이에 기인한 오차는 3.5%로 나타났다. Smith와 Matz⁽⁸⁾는 고온가스나 저온가스가 노즐내를 흐를 때 노즐 벽을 통하여 외부로 열전달이 일어날 때 이에 기인한 유출계수의 변화를 연구하였는데 열전달이 유출계수에 미치는 오차를 $\pm 0.006\%$ 로 보고하였다.

본 논문의 목적은 고압가스 유량표준시스템을 사용하여 소닉노즐의 유량측정 정확도를 검토하고, 소닉노즐의 유출계수에 영향을 미치는 인자를 실험적으로 규명하는 것이다. ISO 규격의 다양한 노즐 목직경에 대하여 노즐 입구측 압력을 변화시켜 가면서 실험을 수행하여 ISO 제시값과 비교하였다. 또한 노즐 상류측 Swirl의 영향을 고찰하기 위하여 스트레이트너(straightener)가 있는 경우와 없는 경우의 유출계수를 비교검토하였으며, 형상 변화에 따른 유출계수의 변화를 고찰하기 위하여 축소부와 확대부를 원추형으로 가공한 노즐로 실험을 수행하여 Toroidal 노즐과 비교하였다.

2. 소닉노즐의 유출계수 계산

소닉노즐을 통과하는 가스는 노즐 입구로부터 점차 가속되어 노즐 목부분에서 최고의 속도에 도달한다. 그러나 이 속도는 음속을 초과할 수 없으므로 노즐 입구의 압력을 조절하여 노즐 목에서 가스의 유동 속도를 임계음속을 유지하기에 충분한 차압을 발생시켜 주면 노즐을 통과하는 질량유량은 항상 일정하게 유지된다. 이와 같은 이유로 소닉노즐을 통과하는 가스의 유동 특성은 노즐 하류측에서 발생하는 유동 교란이나 압력 변동에 영향을 받지 않는다.

유동관로에 설치된 소닉노즐에서의 질량유량은 유체가 완전가스이고, 1차원 등엔트로피 흐름이라 가정하면 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\dot{m} = \frac{A_2 C_* P_0}{(RT_0)^{0.5}} \quad (1)$$

여기서 P_0 , T_0 는 노즐 상류측 가스의 정체압력 및 정체온도이고, A_2 는 노즐 목단면적이며, R 은 기체상수이며, C_* 는 완전가스의 임계유동함수(critical flow function)이다. C_* 는 비열비의 함수이며 다음 식으로 계산된다.

$$C_* = \left[\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]^{0.5} \quad (2)$$

그러나 실제 흐름에서는 마찰손실에 의한 비가역, 노즐벽에서 경계층의 형성, 노즐 입구에서의 Swirl, 완전가스와 실재가스의 상태방정식의 차이, 가스의 조성, 고온가스나 저온가스가 흐를 때의 노즐벽을 통한 외부로의 열전달 등의 영향으로 질량유량이 이상적인 경우와 달라진다. 따라서 실제의 질량유량은 이상흐름의 질량유량에 유출계수 C_d 를 곱하여 다음과 같이 산출한다.

$$\dot{m} = \frac{A_2 C_* C_d P_0}{(RT_0)^{0.5}} \quad (3)$$

혹은

$$\dot{m} = A_2 C_{RC} C_d (P_0 \rho_0)^{0.5} \quad (4)$$

여기서 $C_{RC} = C_*(Z)^{0.5}$ 이며, 임계유동함수 C_* 와 압축성계수 Z , 공기밀도 등은 참고문헌 (6)에 표로 주어져 있으며, 이러한 물성치를 다음과 같이 함수화하여 사용하였다.

$$C_* = 0.684858 + (3.70575 \times 10^{-4} - 4.76902 \times 10^{-6} T + 2.6319 \times 10^{-8} T^2) P \quad (5)$$

$$Z = 1 + (2.6263 \times 10^{-6} - 1.8784 \times 10^{-8} T) P^2 - (5.425 \times 10^{-4} - 8.6283 \times 10^{-6} P) \quad (6)$$

본 연구에서는 고압가스 유량표준시스템을 사용하여 소닉노즐을 통과한 질량유량을 중량법으로 다음과 같이 구하였다.

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (7)$$

$m = m' + V_d(\rho_{atm,2} - \rho_{atm,1}) + V_L(\rho_2 - \rho_1)$ (8)
여기서 우변의 첫번째 항은 자이로스코프 저울의 지시값이고, 두번째 항은 측정 전·후의 공기의 부력차이며, 세번째 항은 배관내에 잔류하는 공기의 무게차이다. 유출계수는 식 (3)과 식 (4)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A_2 C_* P_0 / (RT_0)^{0.5}} \quad (9)$$

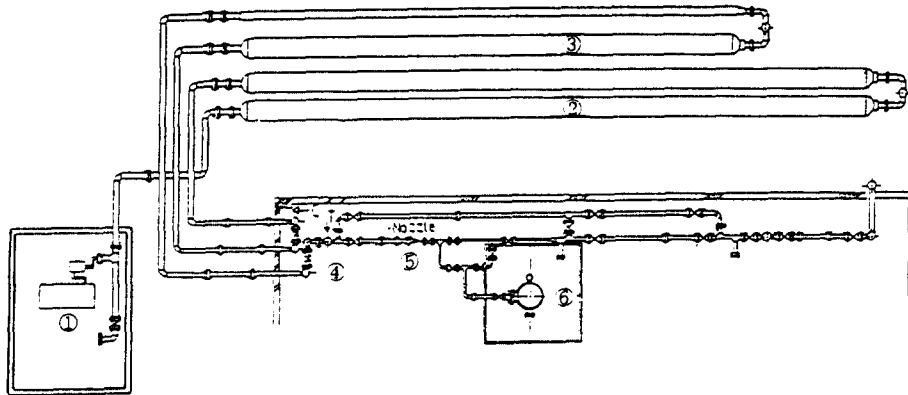
혹은

$$C_d = \frac{\dot{m}}{A_2 C_{RC} (P_0 \rho_0)^{0.5}} \quad (10)$$

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 한국표준과학연구원에 설치되어 있는 고압가스 유량표준시스템으로 개략도가 Fig. 1에 표시되어 있다. 이 실험장치는 압축기와 정화장치, 저장탱크 및 온도조절용탱크, 압력조절용 밸브, 소닉노즐 시험관로, 유동방향 전환장치, 수집탱크 및 저울, 소음기로 구성되어 있다. 압축기와 정화장치는 2대가 설치되어 있으며 압축기의 출력은 50hp(37kw)이고 압축공기의 토출량은 2m³/min이며 3단 왕복식 압축을 한다. 냉각방식은 공냉식이며 각 단마다 안전밸브가 설치되어 있으며 응축수는 15분마다 유출한다. 공기정화



- ① Compressors
- ② Storage tank
- ③ Temperature control loop
- ④ Pressure regulator
- ⑤ Test section
- ⑥ Weighing tank and Gyrosopic scale

Fig. 1 Schematic of high pressure gas flow standard measurement system

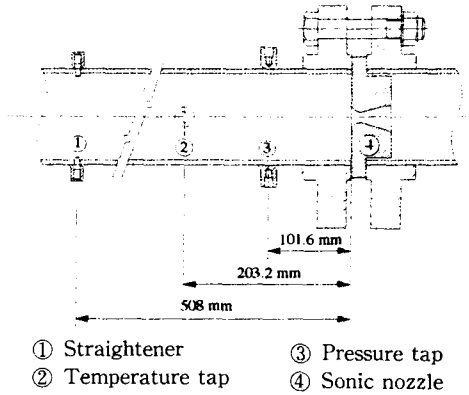


Fig. 2 Schematic of sonic nozzle test section

장치는 기름방울, 수분, 공기중에 포함되어 있는 5 μm 이상의 입자를 제거 하기 위하여 2개의 통에 molecular sieve를 채워 재생사이클로 작동된다. 공기정화장치를 통과한 압축공기는 관 직경이 670 mm이고 길이가 30m인 용기 두 개가 직렬로 연결된 저장탱크에 저장되며 두 탱크 사이에 안전밸브가 70기압으로 조정되어 설치되어 있다. 압축공기의 압력을 급격하게 강하하면 공기온도가 많이 떨어지므로 온도조절용 탱크를 설치하여 온도의 급강하를 방지한다. 온도조절용 탱크에는 6.7kW의 전열장치를 부착하여 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 하였다. 압력조절은 2단계에 걸쳐서 행하여지고 있다. 저장탱크와 온도조절용 탱크 사이에서는 큰 압력차를 주고, 온도조절용 탱크에서 소닉노즐까지는 노즐 상류측 압력이 안정될 수 있도록 미세압력을 조절한다. 소닉노즐 시험관로는 Fig. 2에 나타나 있으며, ISO 규정집에서 제안한 규정과 세계표준기관에서 제작한 소닉노즐 패키지를 기초로 하여 설치하였다. 소닉노즐의 특성에 영향을 미치는 Swirl을 줄이기 위하여 노즐 상류측 508mm 지점에 스트레이터(straightener)를 설치하였고, 노즐 상류측 203.2mm 지점에는 백금저항온도계, 101.6mm 지점에는 Ruska 압력계를 설치하여 노즐 상류측 압력과 온도를 측정하였다. Fig. 3은 시험관로 내에 설치되는 Toroidal 소닉노즐의 상세도이며, ISO 규격을 만족하도록 제작하였다. 공기의 유동방향을 순간적으로 바꾸어 수집탱크에 흐르게 하고 수집이 끝나면 순간적으로 공기를 차단하는 유동방향 전환장치는 수집시간이 30초인 경우 측정 오차가 0.1% 이하가 되기 위해서는 공기유동을 바

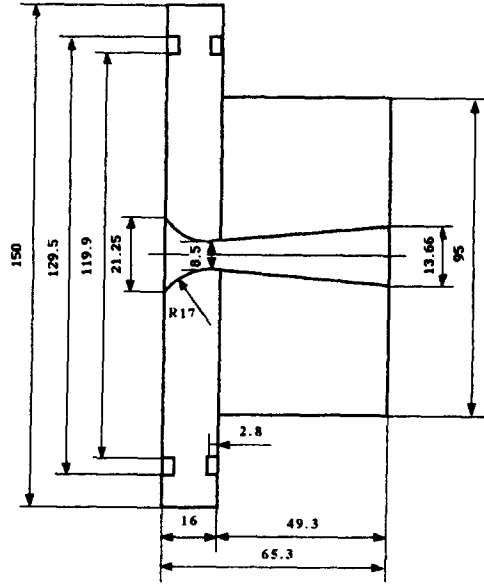


Fig. 3 Geometry of the toroidal sonic nozzle

꾸는데 50ms 이하가 되어야 한다. 이 장치는 랙이 움직일 때 피니언이 90도 회전하게 되어 있으며 수집시간은 유동방향 전환밸브를 구동할 때 밸브 구동시스템과 광학스위치에 의해 동기되어 작동된다. 수집탱크의 부피는 2m³이며 무게는 2.2톤이며 형태는 실린더형으로 탱크의 최대 사용압력은 45기압으로 조정되어 있다. 탱크 하단에는 자이로스코프 저울(gyroscopic scale)이 설치되어 있으며 최대 측정할 수 있는 질량은 100kg이고 감도는 5g이다.

3.2 실험방법

두 대의 압축기(토출압력 75기압)로 공기를 압축하여 20m³의 저장용 압축용기에 저장한다. 고압 저장용기의 압축공기는 2단계에 걸쳐서 압력이 조정된 후에 시험관로로 유입되어 일정한 실험압력으로 유지된다. 온도조절용탱크 압력은 실험하고자 하는 압력보다 5~7기압 정도 높게 조절하고, Control loop의 압력은 실험하고자 하는 압력으로 조절한다. 그러한 다음 온도와 압력이 정상상태에 이를 때까지 기다린다. 온도와 압력이 신호처리시스템의 컴퓨터 화면상의 소수점 이하 둘째 자리까지 안정되었을 때 실험을 시작한다.

정상상태에 도달한 후 공기수집의 시작과 끝은 유압으로 작동하는 랙과 피니언에 의하여 두 개의 볼 밸브를 순간적으로 열고 닫아 공기의 유동방향

을 바꾸어 줌으로써 이루어진다. 이때 수집시간은 유동방향 전환밸브를 작동할 때 밸브 구동시스템과 광학스위치에 의해 동기되어 측정된다. 수집이 완전히 끝나면 수집된 공기의 무게를 측정하기 위해서 결합 및 분리장치로 수집탱크와 배관을 분리한다. 유동방향 전환밸브와 수집탱크 차단밸브 사이의 파이프에 잔류하는 공기의 무게는 정확하게 계산되어 보정된다. 공기의 수집이 끝나면 자이로스 코프 저울로 공기의 무게를 측정한다. 저울이 안정하는데 필요한 시간은 보통 5분 정도 소요된다. 공기의 무게와 수집시간이 정확히 측정되면 식 (8)로 질량을 계산하고 식 (9) 혹은 식 (10)을 사용하여 유출계수를 구한다.

$$\frac{\delta m}{m} = \pm \frac{\delta m' + \delta(V_d(\rho_{atm,2} - \rho_{atm,1})) + \delta(V_L(\rho_2 - \rho_1))}{m' + V_d(\rho_{atm,2} - \rho_{atm,1}) + V_L(\rho_2 - \rho_1)} \quad (12)$$

이때 저울의 측정오차는 5g 이내이므로 $\delta m'$ 의 최대값은 5g 이며 m' 은 노즐 목직경이 4.2mm이고 노즐 상류측 압력이 10bar인 경우 약 7kg이며 따라서 측정오차는 0.07%이다. 노즐목에서 수집탱크 사이의 압력전송관의 부피는 수집탱크 체적의 0.78%로 $V_L(\rho_2 - \rho_1)$ 의 측정오차가 1% 이하로 예상되므로 $\delta V_L(\rho_2 - \rho_1)$ 이 $\delta m/m$ 에 미치는 오차는 0.0078%이다. $V_d(\rho_{atm,2} - \rho_{atm,1})$ 은 부력항으로서 5g 이내이므로 무시할 수 있다. 수집시간의 오차는 0.1% 정도가 되므로 질량유동률 측정오차인 $\delta \dot{m}/\dot{m}$ 은 $\pm 0.12\%$ 이하이다.

한편 유출계수 측정오차는 식 (9)를 전개하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\delta C_d}{C_d} = \pm \left[\left(\frac{\delta \dot{m}/t}{\dot{m}/t} \right)^2 + \left(\frac{\delta A_2}{A_2} \right)^2 + \left(\frac{\delta C_*}{C_*} \right)^2 \right]$$

4. 결과 및 고찰

4.1 실험 오차해석 및 유량측정의 신뢰도

유출계수를 측정할 때 발생할 수 있는 오차로는 압력측정, 온도측정, 저울의 중량측정, 임계유동함수, 목단면적, 수집시간 등 여러 가지 요인이 있다. 식 (7)에서 질량유동률 측정오차는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\delta \dot{m}}{\dot{m}} = \pm \left[\left(\frac{\delta m}{m} \right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

여기서 고압가스 유량표준시스템의 질량측정오차는 식 (8)로부터 다음과 같이 구한다.

$$\left[\left(\frac{\delta P_0}{P_0} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\delta T_0}{T_0} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (13)$$

여기서 3차원 길이 측정장비로 측정한 노즐 목직경의 오차는 $\pm 1\mu\text{m}$ 이므로 $\delta A_2/A_2$ 는 $\pm 0.047\%$ 이며, $\delta C_*/C_*$ 는 $\pm 0.05\%$ 이다. Ruska 제품의 압력계 측정오차는 $\pm 0.025\%$ 이며 노즐 상류측 압력변화는 $\pm 1\text{kPa}$ 정도이며 최소 실험압력이 1MPa이므로 $\delta P_0/P_0$ 는 $\pm 0.125\%$ 이다. 노즐 상류측 온도의 변화량은 $\pm 0.1\text{K}$ 이며 백금저항온도계의 정밀도는 $\pm 0.02\text{K}$ 이므로 시험온도가 280K인 경우 $\delta T_0/T_0$ 는 $\pm 0.043\%$ 이다. Table 1은 위에서 열거한 측정오차를 도표화한 것이며, 이러한 오차들이 유출계수 측정에 미치는 측정오차는 95%의 신뢰도에서 $\pm 0.2\%$ 로 추정된다

Fig. 4는 다양한 노즐 목직경에 대하여 Reynolds

Table 1 Measurement error of discharge coefficient

Item	Description	Error (%)
Mass	$\delta m/m$	± 0.06
Time	$\delta t/t$	± 0.10
Mass flow rate	$\delta \dot{m}/\dot{m}$	± 0.12
Throat diameter	$\delta A_2/A_2$	± 0.047
Critical flow function	$\delta C_*/C_*$	± 0.05
Stagnation pressure	$\delta P_0/P_0$	± 0.125
Stagnation temperature	$\delta T_0/T_0$	± 0.043
Discharge coefficient	$\delta C_d/C_d$	± 0.20

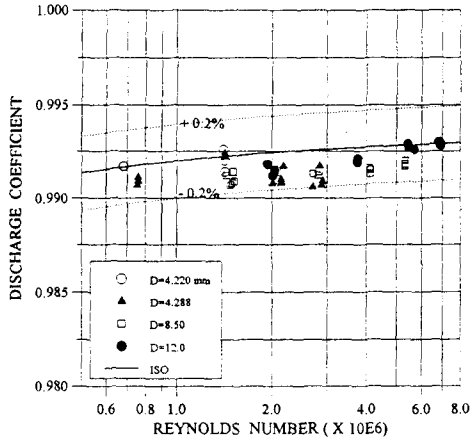


Fig. 4 Comparison of measured discharge coefficients with ISO value

수를 변화하였을 때 유출계수의 변화를 고찰한 그림으로 모든 노즐에 대하여 유출계수 값을 ISO 제시값과 비교할 때 오차해석을 통하여 산출한 허용 오차 $\pm 0.2\%$ 이내에서 변화하며 실험의 반복성도 매우 좋은 것으로 나타났다.

4.2 Reynolds수의 영향

Reynolds수가 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 노즐 목직경을 다르게 하고 또한 노즐 상류측의 압력을 10, 20, 30, 40 기압으로 변화시키 가면서 실험을 하였으며, 실험값을 다음과 같은 식으로 주어진 ISO 제시값과 비교하였다.

$$C_d = 0.9935 - 1.525 Re^{-0.5} \quad (14)$$

Fig. 5는 노즐 목직경이 작은 경우에 대하여 Reynolds수가 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 실험값과 ISO 제시값을 비교한 그림이다. Reynolds수가 2×10^6 보다 작은 경우에는 ISO 제시값과 잘 일치하지만 2×10^6 보다 큰 경우에는 ISO 제시값보다 0.1–0.15% 작은 값을 나타낸다. 그러나 실험에서 구한 유출계수와 ISO 제시값과의 최대오차는 $\pm 0.15\%$ 정도로 이는 오차해석에서 구한 허용오차 $\pm 0.2\%$ 보다 작은 것을 알 수 있다. 노즐 목직경이 4.2880mm 일 때의 유출계수의 변화는 노즐 목직경이 4.220mm인 노즐과 비슷한 경향을 나타낸다.

노즐 목직경을 크게 하였을 때 Reynolds수의 변화에 따라서 유출계수의 변화를 알아보기 위하여 노즐 목직경이 8.5, 12.0038mm인 노즐을 사용하여

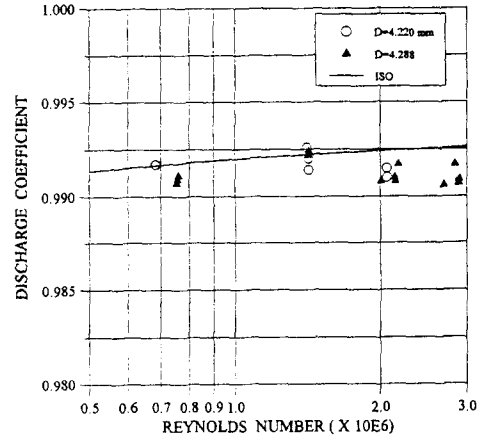


Fig. 5 Influence of Reynolds number on the discharge coefficient in case of small throat

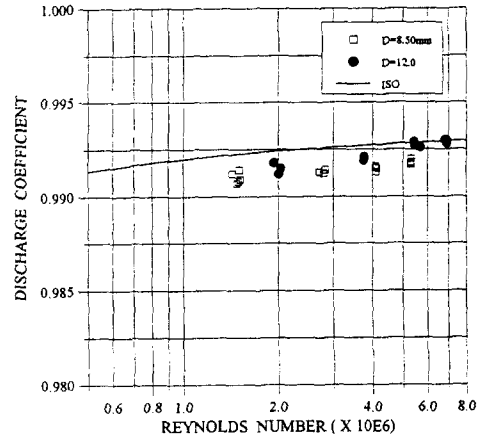


Fig. 6 Influence of Reynolds number on the discharge coefficient in case of large throat

실험을 하였으며 이에 대한 결과가 Fig. 6에 나타나 있다. 전반적으로 ISO 제시값보다 작은 값을 나타내며 Reynolds수가 증가함에 따라서 ISO 값에 접근해 간다. 유출계수의 Reynolds수에 대한 의존도를 보다 명확하게 규명하기 위해서는 넓은 범위의 Reynolds수에 대하여 실험데이터가 있어야 하나 본 실험장치의 실험한계 때문에 $6 \times 10^5 < Re < 8 \times 10^6$ 사이의 결과 밖에 얻을 수 없었다.

4.3 Swirl의 영향

노즐 상류측 Swirl이 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 노즐 상류측에 설치되어 있는 스트레이트너(straightener)를 제거하고 목직경이 같

은 노즐을 사용하여 스트레이트너가 있는 경우와 없는 경우의 유출계수를 비교하였으며, 또한 노즐 상류측에 Swirl 발생기(swirl generator)를 부착하여 Swirl의 영향을 고찰하였다.

노즐 목직경이 4.220, 4.288mm에 대하여 노즐 상류측에 Swirl이 존재할 때와 존재하지 않을 때 Reynolds 수의 변화에 따른 유출계수의 변화를 비교한 그림이 Fig. 7에 나타나 있다. 스트레이트너가 있는 경우와 없는 경우에 유출계수 값이 잘 일치하므로 노즐 목직경이 작은 경우에는 노즐 상류측의 Swirl이 유출계수에 영향을 미치지 않는 것으로 생각된다. 노즐 목직경을 크게 하였을 때 Swirl이 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 노

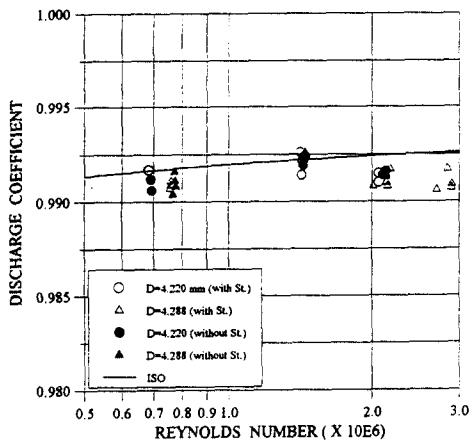


Fig. 7 Influence of swirl on the discharge coefficient in case of small throat

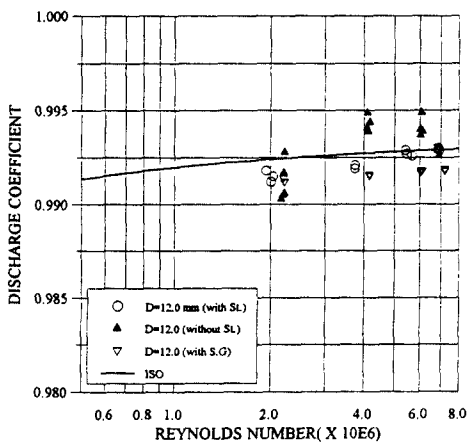


Fig. 8 Influence of swirl on the discharge coefficient in case of large throat

즐 목직경 12.0038mm에 대하여 스트레이트너가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 비교한 그림이 Fig. 8에 나타나 있다. 스트레이트너가 노즐 상류측에 있는 경우는 값들이 ISO값과 잘 일치지만, 스트레이트너가 없는 경우에는 ISO 제시값이나 스트레이트너가 있는 경우의 값과 상당한 차이를 보이고 있다. 또한 스트레이트너가 없는 경우의 유출계수는 스트레이트너가 있는 경우의 유출계수보다 반복성이 훨씬 나쁜 것을 알 수 있다. 따라서 노즐 목직경이 큰 경우에는 Swirl이 유량측정에 미치는 영향을 줄이기 위해서 반드시 스트레이트너를 노즐 상류측에 설치하여야 한다.

Swirl 발생기를 노즐 상류측에 부착하고 각도를 40도로 고정된 후에 Reynolds 수에 따른 유출계수의 변화를 고찰한 결과 전 압력범위에 걸쳐서 유출계수가 ISO 값보다 약 0.1% 작게 나타났으며 실험의 반복성은 스트레이트너가 없을 때 보다 좋은 것으로 나타났다. 그 이유는 노즐 상류측의 압력조절 밸브, 엘보 등에서 발생한 Swirl은 편향된 무작위 Swirl 이므로 스트레이트너가 없는 경우 반복성이 매우 좋지 않으나, Swirl 발생기에 의해서 인위적으로 발생한 Swirl은 Swirl 중심축이 유동방향에 평행한 균일한 Swirl 이므로 반복성이 좋아지는 것으로 생각된다.

4.4 노즐형상의 영향

노즐의 형상이 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 Fig. 9와 같이 노즐 축소부와 확대부를 가공이 쉬운 원추형으로 설계·제작하여 실험을 한 후 ISO 규격의 Toroidal 노즐과 비교하였다. Fig. 10은 노즐의 축소부와 확대부를 원추형으로 제작한 노즐의 Reynolds수의 변화에 따른 유출계수의 변화를 고찰한 그림으로 전 범위의 Reynolds수에 대하여 유출계수 값이 ISO 규격의 노즐보다 약 4.2~4.5% 낮은 것으로 나타났지만 그 변화하는 경향은 ISO 제시값과 같으며 반복성은 예상했던 것보다 우수한 것으로 나타났다. 따라서 제작이 간편한 원추형 노즐도 유량측정에 사용할 수 있을 것으로 생각된다.

원추형 노즐에 대하여 Swirl이 유출계수에 미치는 영향을 알아보기 위하여 노즐 상류측에 있는 스트레이트너를 제거하여 스트레이트너가 있는 경우의 유출계수와 비교하였다. Fig. 10에서 전 범위의 Reynolds 수에 대하여 스트레이트너가 있는 경우

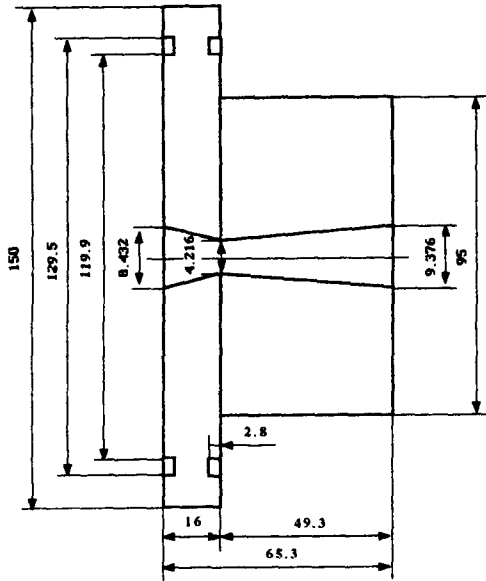


Fig. 9 Geometry of the conical sonic nozzle

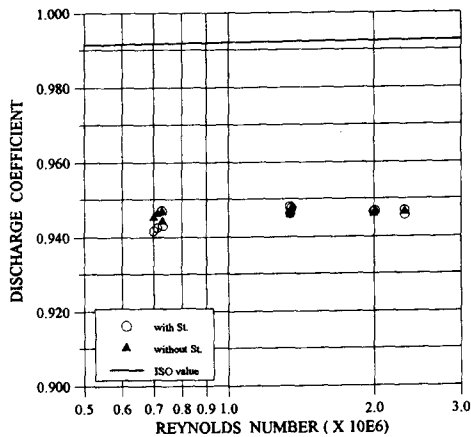


Fig. 10 Influence of nozzle shape on the discharge coefficient

와 없는 경우의 유출계수가 잘 일치하는 것으로 나타났다. 따라서 Swirl의 영향이 없는 것으로 생각되며 이는 노즐목직경이 작을 때의 ISO 규격의 노즐과 경향이 비슷하다.

5. 결론

고압가스 유량표준시스템을 사용하여 소닉노즐의 가스유량 측정 정확도를 고찰하고, 소닉노즐의 유출계수에 영향을 미치는 인자를 고찰하여 다음과

같은 결론을 얻었다.

(1) 소닉노즐을 사용한 고압가스 유량측정은 $\pm 0.2\%$ 이내의 오차로 가능하며 이는 실험결과와도 잘 일치한다.

(2) 노즐 목직경이 작을 때의 유출계수는 낮은 Reynolds수에 대해서는 ISO 제시값과 비슷하며 Reynolds수가 큰 경우에는 ISO 값보다 작게 나타난다. 노즐 목직경이 큰 경우에는 전 범위의 Reynolds수 ($6 \times 10^5 < Re < 8 \times 10^6$)에 대하여 유출계수는 ISO 값보다 작게 나타났으며, Reynolds수의 증가에 따라서 ISO 값에 접근해 간다.

(3) 노즐 상류측에 Swirl이 존재하는 경우 노즐 목직경이 작은 경우에는 Swirl이 유출측정에 영향을 미치지 않지만, 노즐 목직경이 큰 경우에는 Swirl이 유출측정에 영향을 미치는 것으로 나타났다. 그러나 Swirl 발생기에 의해서 인위적으로 균일한 Swirl을 만들어주면 오히려 반복성이 좋아진다.

(4) 원추형 노즐은 ISO 규격의 노즐보다 유출계수가 4.5% 정도 작은 값을 나타내고 있으나 Reynolds수에 따라서 변화하는 경향은 ISO 규격의 Toroidal 노즐과 비슷하며 반복성도 우수하다.

참고문헌

- (1) Watanabe, N. and Komiya, K., 1978, "On the Discharge Coefficient of Critical Venturis," *Flow Measurement of Fluids*, pp. 299~303.
- (2) Reid, J. and Stewart, C. D., 1988, "A Review of Critical Flow Nozzles for the Mass Flow Measurement of Gases," *Proc. of 2nd International Symposium on Fluid Control Measurement Mechanics and Flow Visualisation*, Sheffield, England, pp. 454~458.
- (3) Brain, T. J. S. and Reid, J., 1973, "Performance of Small Diameter Cylindrical Critical-flow Nozzles," *NEL Report No. 546*.
- (4) Blake, K. A. Kinghorn, F. C. and Stevenson, R., 1981, "The Design of Flow Straightener/Nozzle Packages for Acceptance Testing Air Compressors and Exhausters," *NEL Report No. 673*.
- (5) Brown, E. F. Hamilton, G. L. and Kwok, D. W., 1985, "A Comparison of Three Critical Flow Venturi Designs," *J. of Fluids Engineering*, Vol.

- 107, pp. 316~321.
- (6) Johnson, R. C., 1966, "Real-gas Effects in Critical-Flow-Through Nozzles and Tabulated Thermodynamic Properties," *NASA Report SP* ~3046.
- (7) Johnson, R. C., 1970, "Calculations of the Flow of Natural Gas through Critical-Flow Nozzles," *J. of Basic Engineering*, Vol. 92, pp. 580~589.
- (8) Smith, R. E. and Matz, R. J., 1962, "A Theoretical Method of Determining Discharge Coefficients for Venturi Operating at Critical Flow Conditions," *J. of Basic Engineering*, Vol. 84, pp. 434~446.
- (9) ISO, 1981, "Measurement of Gas Flow by means of Critical Flow Venturi Nozzles," *Draft Proposal for ISO Standard Document ISO/TC30/SC2/WG5*.