

< 논 문 >

Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구

유갑종* · 최병철**

(1995년 7월 24일 접수)

An Experimental Study for Cold End Orifice of Vortex Tube

Kap-Jong Riu and Byung-Cheol Choi

Key Words : Vortex Tube(보텍스 튜브), Energy Separation(에너지 분리), Vortex Generator(보텍스 발생기), Cold End Orifice(냉출구 오리피스)

Abstract

Vortex tube is a simple device which splits a compressed gas stream into a cold stream and a hot stream without any chemical reactions. The phenomena of energy separation taking place in a vortex tube has been investigated experimentally. Recently, vortex tube is widely used to local cooler of industrial equipments and air conditioner of special purpose. In this study, experimental study on vortex tube efficiency was performed with various cold end orifices and nozzles type. The experimental results indicate that there is an optimum diameter of cold end orifice and nozzle type for the best cooling performance. The variation of the maximum wall temperature along the vortex tube surface provides useful information about the location of the stagnation point of the flow field at the axis of the vortex tube. The similarity relation for the prediction of the temperature of the cold exit air was obtained.

기 호 설 명

D : 보텍스 튜브 지름, mm

d : 오리피스 지름, mm

r : 보텍스 튜브 반지름, mm

L : 보텍스 튜브 길이, mm

\dot{m} : 질량유량, kg/sec

P : 압력, MPa

Q : 공기유량, m³/hr

T : 온도, °C

ΔT_c : 입구온도와 냉출구온도의 차 ($= T_o - T_c$), °C

ΔT_h : 온출구온도와 입구온도의 차 ($= T_h - T_o$), °C

$- T_o$), °C

x : 냉출구 오리피스에서 온출구로의 축방향 길이, mm

y : 냉각공기 질량유량비 ($= \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_o}$)

ζ : 냉출구 무차원 지름 ($= \frac{d_c}{D}$)

하첨자

c : 냉각공기

h : 온공기

max : 최대값

n : 노즐

o : 입구

w : 보텍스 튜브 벽면

*회원, 경북대학교 기계공학과

**경북대학교 대학원 기계공학과

1. 서론

보텍스 튜브(vortex tube)의 에너지 분리(energy separation) 현상은 Ranque⁽¹⁾가 처음 발견하였고, Fulton⁽²⁾, Schultz-Grunow⁽³⁾, Stephan⁽⁴⁾, Deissler & Perlmutter⁽⁵⁾ 등이 에너지 분리 현상에 대한 이론적 해석을 시도하였다. 실험적 연구로서 Hilsch⁽⁶⁾는 관의 기하학적 형상의 영향을 고려하여 실험을 수행하였다. 그 결과 관지름이 증가할 때 입구공기온도와 냉출구공기온도의 차가 증가한다고 발표하였다. 그리고 보텍스 튜브는 일반적인 냉동기에 비해 성능계수가 떨어지나 천연가스의 액화에 이용될 수 있다고 하였다. Hartnett & Eckert⁽⁷⁾는 실험을 통하여 관내의 속도 및 압력, 온도분포를 제시하였고, 보텍스 튜브 내부의 주유동영역에서는 고온이고, 중심영역에서는 저온임을 밝혔으며, 관의 길이가 에너지 분리에 중요한 영향을 미친다고 보고하였다. 또한 Sibulkin⁽⁹⁾은 비정상상태 유동 해석을 통하여 보텍스 튜브의 온도와 속도분포를 계산하고, 실험자료와 비교하여 해석의 타당성을 입증하였다. 이 해석결과로부터 노즐 직경이 증가할수록 냉각공기와 온공기의 온도차가 커진다고 하였다. Stephan 등⁽⁴⁾⁽⁸⁾은 작동유체를 공기, 헬륨, 산소 등을 사용하여 실험을 하였고, 전체 질량유량에 대한 냉각공기의 질량유량비가 증가함에 따라 관벽의 온도가 증가하며, 최대관벽온도의 위치가 보텍스 튜브의 입구 쪽으로 이동됨을 보였다. 또한 차원해석으로 냉각공기 질량비만의 함수로서 냉각공기온도의 변화에 대한 상사관계를 얻었고, 보텍스 튜브 내부벽에서 점선속도로 형성된 Görtler vortex가 에너지 분리를 일으키는 구동력이라고 주장하였다. Linderstrom-Lang⁽¹⁰⁾은 보텍스 튜브가 에너지 분리뿐만 아니라 혼합 가스의 분리에도 사용 가능하며, 이러한 분리효과는 원심력의 효과로서 냉각공기 질량비와 냉출구와 온출구의 지름비에 의존함을 밝혔다. Marshall⁽¹¹⁾은 Linderstrom-Lang⁽¹⁰⁾의 결과를 확인하였고, 에너지 분리가 최대 효과를 갖는 임계 입구 Reynold수가 존재한다고 하였다. Bobrovnikov 등⁽¹²⁾은 공기중의 수증기가 보텍스 튜브의 에너지 분리 효과를 감소시킨다고 발표하였다. Lay⁽¹³⁾는 uniflow와 counterflow 형의 보텍스 튜브의 실제에서 입구 유동각을 90°~15°로

변화시켜 실험하였으며, Takahama⁽¹⁴⁾는 보텍스 튜브의 단면적과 노즐의 단면적과의 비 및 노즐의 개수에 대하여 실험을 수행한 결과 노즐 면적이 보텍스 튜브 단면적의 0.17배일 때 최대효율이 나타난다고 하였다. Martynovskii와 Alekseev⁽¹⁵⁾는 노즐의 형상과 직경, 습도, 입구압력, 입구온도에 대한 실험을 수행하여 보텍스 튜브 내부의 속도분포와 온도분포를 구하였다. 그 외에 Raiskii와 Tunkel⁽¹⁶⁾, Parulekar⁽¹⁷⁾, Tatsuo⁽¹⁸⁾ 등은 보텍스 튜브의 형상과 길이에 대하여 실험을 수행하였다.

이상과 같이 보텍스 튜브의 에너지 분리 현상에 대한 많은 이론 및 실험적 연구가 수행되었으나 지금까지 정확한 특성이 명확히 구명되지 못하였다. 보텍스 튜브는 산업현장에서 공작기계의 국소냉각, 특수목적의 냉동기로서 사용되고 있으며, 앞으로도 공조설비, 원심분리기 등 그 적용범위가 점차 확대될 것으로 기대되어 보텍스 튜브의 성능향상을 위한 연구는 필수적이다. 보텍스 튜브의 성능에 영향을 미치는 요소는 앞서 살펴본 연구에서와 같이 여러 가지가 있으나 보텍스 튜브의 성능에 상당한 영향을 미칠 것으로 기대되는 냉출구 오리피스에 대한 연구는 매우 미흡하다.

따라서 본 연구에서는 보텍스 튜브의 성능을 향상시키기 위하여 각종 노즐형태에서 냉출구 오리피스의 지름변화에 따른 성능을 조사하여 최적의 냉출구 오리피스를 구하고, 냉출구 온도를 예측할 수 있는 상사식을 구하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

보텍스 튜브는 회전축이나 실린더와 같은 운동요소를 필요로 하지 않고 유입되는 공기를 상당히 낮은 온도와 높은 온도의 공기로 만들어낼 수 있는 간단한 장치이다. 보텍스 튜브에는 uniflow와 counterflow의 두 가지 형이 있으나 본 실험에서는 비교적 효율이 우수한 counterflow형을 사용하였으며 개략적인 형상은 Fig. 1과 같다. Counterflow형은 온공기와 냉공기가 서로 반대방향으로

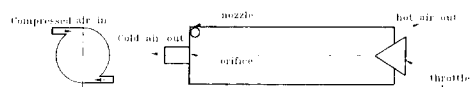


Fig. 1 Schematic diagram of vortex tube

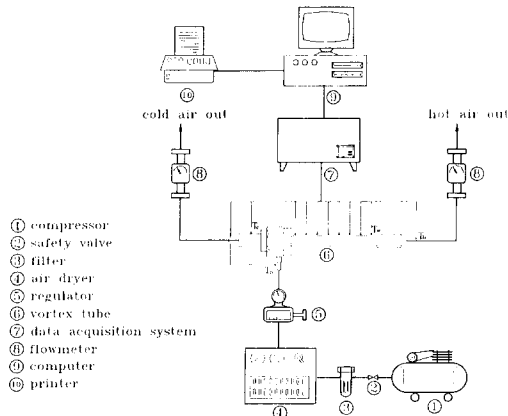


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

유동한다

Fig. 2는 본 연구에서 사용된 실험장치의 배열을 개략적으로 나타낸 그림이다.

실험장치는 공기공급장치, 실험부 및 데이터 처리장치로 구성된다. 공기공급부는 공기압축기(①)와 안전 밸브(②), 압축공기의 불순물을 제거하기 위한 필터(filter) (③), 수분을 제거하는 공기건조기(④), 및 보텍스 튜브에 일정 압력의 공기를 공급하기 위한 압력조정기(⑤)로 구성되어 있다. 실험부는 스테인리스와 동으로 제작된 보텍스 튜브

(⑥)로 구성되어 있으며, 관표면에 T-type 열전대를 등간격으로 장착하였다. 데이터 처리장치는 온도를 측정하기 위한 데이터 수집장치(⑦; FLUKE, 2400B series), 냉출구와 온출구의 유량을 측정하기 위한 rotameter(⑧;Heinrichs, BGN120-DN15) 및 데이터 출력을 위한 PC(⑨)와 printer(⑩)로 구성되어 있다.

실험에 사용된 보텍스 튜브의 상세한 치수는 Table 1에, 상세한 구조는 Fig. 3에 나타내었다.

보텍스 튜브의 지름(D)은 국소냉각에 많이 사용되며 시판되고 있는 소형으로서 지름을 5 mm로 하였으며, 길이(L)는 지름의 21배로 하였다. 이는 길이가 지름의 20배 이상이면 보텍스 튜브로서의 성능을 충분히 발휘한다고 한 Takahama⁽¹⁴⁾의 실험결과에 기초를 둔 것이다. 에너지 분리 현상에 미치는 노즐의 영향을 평가하기 위하여 보텍스 발생기(4)의 형상을 Fig. 3(b)와 같이 type I, type II, type III의 세 가지로 구성하였다. type I과 type II는 노즐 개수가 보텍스 튜브의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위하여 노즐 개수를 각각 4, 6개, type II와 type III는 노즐의 지름 변화의 영향을 조사하기 위하여 노즐 지름을 각각 0.6, 0.85 mm로 하였는데 이는 상용화된 보텍스 튜브의 노즐 직경을 선택한 것이다. 냉출구 오리피스(2)의

Table 1 The dimensions of vortex tube

(unit : mm)

Diameter (D)	Length (L) $L \approx 21D$	Vortex generator type	Nozzle		Cold end orifice for each nozzle	
			Number	Diameter (d_n)	Diameter (d_c)	ζ
5	104.4	I	4	0.6	1.1	0.22
					1.4	0.28
					1.7	0.34
					1.9	0.38
		II	6	0.6	2.2	0.44
					2.5	0.50
					2.8	0.56
					3.0	0.60
		III	6	0.85	3.3	0.66
					3.6	0.72
					3.9	0.78

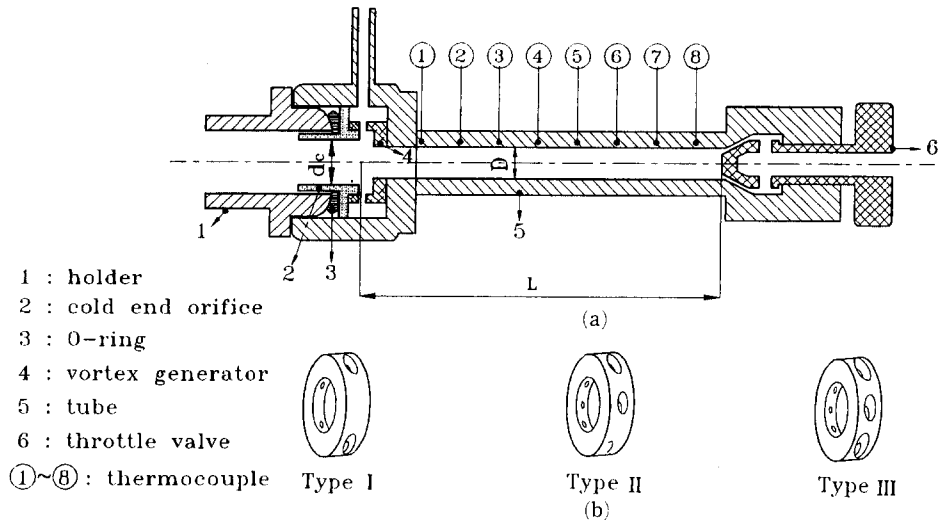


Fig. 3 Cross-section of a vortex tube (a) and vortex generator types (b)

지름은 최적값을 찾기 위하여 보텍스 튜브 지름 (D)에 대한 오리피스 지름 (d_c)비, 즉 냉출구 무차원 지름(ξ) 0.5를 중심으로 하여 상하로 각각 5개씩 0.22에서 0.78까지 총 11개를 제작하였다. 0.22 미만과 0.78보다 큰 냉출구 무차원 지름비에서는 예비실험결과 보텍스 튜브의 에너지 분리특성이 효과적으로 나타나지 않아 제외하였다. 본 실험에서 열전대에 의해 측정된 온도의 정확도는 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 정도이다.

2.2 실험방법

보텍스 튜브의 표면과 입구 및 출구에 장착한 열전대와 유량계는 예비실험을 통하여 보정하였다. 또한 보텍스 튜브가 작동하는 상태에서 냉각공기 및 온공기의 온도변화가 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 이내일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였으며, 정상상태에 도달하는 시간은 실험조건에 따라 약 5~10분이 소요되었다. 실험에서 냉각공기 질량비는 0~1, 입구 압력은 0.2 MPa~0.5 MPa까지 변화시켜 실험을 반복하였다. 또한 냉출구 오리피스의 변화에 대한 실험도 수행 하였다. 여기서 냉각공기 질량비 y 는 전체 공기질량유량에 대한 냉각공기 질량유량의 비로서 $y = \dot{m}_c / \dot{m}_o$ 와 같이 정의하였다.

2. 실험결과 및 고찰

Table 1에 나타난 세 종류의 보텍스 발생기, 11

개의 냉출구 오리피스의 지름(d_c), 및 입구압력 (P_o) 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa에 대하여 냉각공기 질량비(y)를 0에서 1까지 0.1씩 증가시키면서 보텍스 튜브의 냉각 특성에 대하여 실험을 수행하였다. 보텍스 튜브는 온공기의 사용보다 냉각공기를 사용하는데 주목적이 있으므로 입구공기온도와 냉출구 공기온도의 차 ΔT_c 를 크게 하여 성능을 향상 시키는데 주로 관심을 두었다.

Fig. 4는 실험범위중 보텍스 발생기의 형상이 type III 이고 냉출구 무차원 지름이 0.6 ($d_c=3.0$

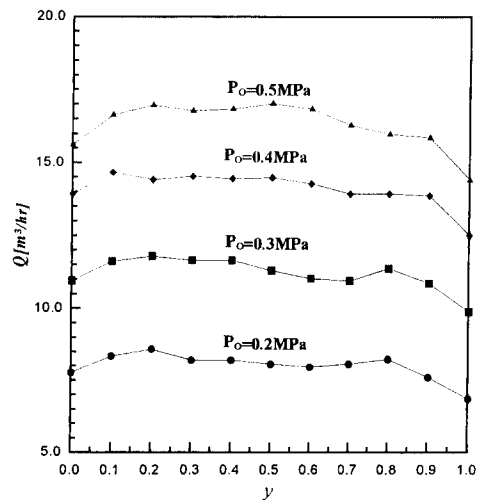


Fig. 4 Air flowrate as a function of cold air mass ratio for type III and $\xi=0.6$

mm)일 때 냉각공기 질량비(y)에 따른 입구유량의 변화를, Fig. 5는 냉출구 무차원 지름이 0.6이고 냉각공기 질량비(y)가 0.4일 때 각 입구압력에서 보텍스 발생기의 형상에 따른 입구유량변화를 대표적으로 나타낸 그림이다.

Fig. 4에서 유량은 전 압력범위에서 냉각공기 질량비가 0.1 이하와 0.9 이상에서 약간 감소하였고, 그 외 영역에서는 냉각공기 질량비가 변화하여도 거의 일정하게 유지되었으며, 입구압력이 증가할수록 증가하였다.

Figs. 4, 5에서 입구압력이 상승함에 따라 유량이 증가하였으며, 보텍스 발생기의 형상에 따라 type I, type II, type III의 순으로 유량이 증가하였다. 이는 type II가 type I보다 노즐의 개수가 많고, type III이 type II보다 단면적이 넓기 때문이라 사료된다. Fig. 5에 입구압력에 따른 입구 유량변화를 식으로 나타내었다. 0.1 MPa와 0.6 MPa 이상에서는 실험을 수행하지 않았는데 이는 0.1 MPa에서는 보텍스 튜브의 특성이 나타나지 않았고 0.6 MPa 이상에 대해서는 연구를 계속할 예정이다.

Fig. 6은 냉출구 무차원 지름 ζ 가 0.44이고 입구 압력 P_0 가 각각 0.2, 0.4 MPa일 때 관벽면에 장착한 열전대로부터 측정된 벽면온도 분포를 type III에 대하여 대표적으로 나타낸 것이다.

보텍스 튜브의 무차원 벽면온도, $((T_w - T_\infty) / T_\infty)$, 는 y 가 1.0일 때를 제외하고는 드로틀밸브

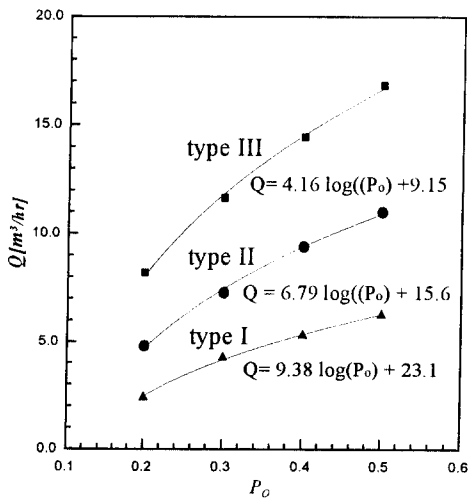


Fig. 5 Air flowrate as a function of inlet pressure for $\zeta=0.6$ and $y=0.4$

쪽으로 가면서 상승하다가 감소하는 성향을 나타낸다. 이는 노즐을 통하여 분출된 공기가 드로틀밸브 쪽으로 유동하면서 에너지 분리 현상이 일어나 벽면이 계속 열을 받기 때문에 벽면이 온출구 쪽으로 가까울수록 보텍스 튜브 표면온도가 증가하나, 정체점에서 온공기와 냉각공기가 분리되어 관표면 온도가 최대가 되고, 그 이후부터는 에너지 분리 현상이 일어나지 않기 때문에 다시 감소하는 현상이라 생각된다.

또한 y 가 증가할수록 무차원 벽면온도가 증가하

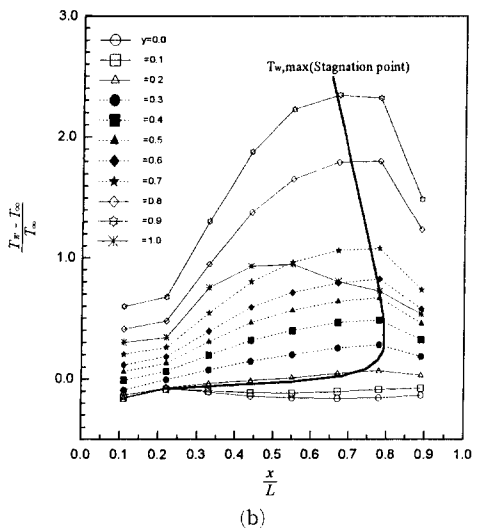
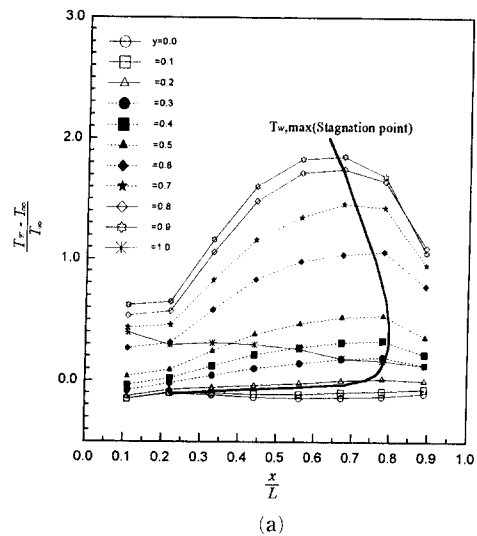


Fig. 6 Nondimensional wall temperature along the nondimensional vortex tube length, (a) $P_0=0.2$ MPa, (b) $P_0=0.4$ MPa

고, 정체점의 위치가 온출구 쪽으로 급격히 이동하다가 다시 냉출구 쪽으로 완만히 이동한다. 이는 온출구의 단면적 감소로 주유동과 중심영역유동의 압력차가 상승하여 에너지 분리 효과가 증가함에 따라 벽면온도가 증가하여 나타난 현상이며, y 가 더욱더 증가하면 온출구 쪽 압력이 더욱 증가하여 정체점을 냉출구 쪽으로 밀어내는 작용을 하기 때문이라 생각된다.

$y=1$ 에서는 상이한 성향을 나타내고 있는데, 이는 드로틀밸브가 완전히 닫혀 있는 상태에서 주유동이 드로틀밸브 쪽으로 이동하면서 에너지 분리가 약간 일어나지만 온공기가 드로틀밸브에 부딪혀 냉출구 쪽으로 전부 되돌아가기 때문에 온공기와 냉각공기의 유동이 교란, 혼합되어 나타난 현상으로 생각된다.

Fulton⁽²⁾에 의하면 보텍스 튜브에서의 가능한 유동형태는 Fig. 7과 같다.

반경방향의 화살표는 에너지 분리 현상의 결과로서 에너지 흐름을 나타내며, 실선은 공기의 회전면을 나타낸다. 에너지 분리 과정 동안 관표면의 온도가 최대($T_{w,max}$)가 되는 단면의 중심점에서 정체점 S 가 존재하고, 이 점에서 온공기와 냉각공기가 완전히 나누어지게 되며 에너지 분리는 더 이상 일어나지 않는다. 또한 정체점 S 에서의 관의 온도가 온출구를 통과할 때의 온공기 온도보다 더 높다고 하였다. 이러한 벽면온도분포는 Fig. 6에 잘 나타나 있다.

Fig. 8은 입구압력 P_0 가 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa이고, 냉출구 무차원 지름 ξ 가 0.22에서 0.78까지 일 때, 냉각공기 질량비 y 에 따른 입구 공기온도와 냉출구 공기온도의 차 ΔT_c 를 노즐 개수가 4개이고 노즐의 지름이 0.6 mm인 type I에 대하여 나타낸 그림이다.

전 실험 범위에서 냉각공기 질량비가 증가함에 따라 ΔT_c 는 증가하다가 감소하고 있다. 이는 드로틀밸브의 개폐에 따른 온출구 쪽의 압력변화에 의

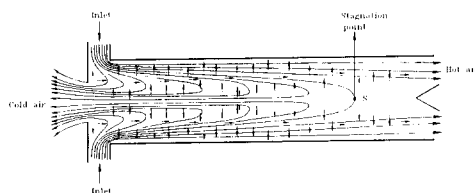


Fig. 7 Schematic diagram of supposed flow pattern

한 현상으로서, 냉각공기 질량비가 0에 가까울 때는 드로틀밸브가 거의 전개되어 있으므로 노즐에서 분출된 공기가 대부분 온출구 쪽으로 배출되어 냉출구에서 유출되는 공기량이 매우 작으며, 에너지 분리 효과도 미흡하고 냉출구로 배출되는 소량의 공기는 냉출구 오리피스에 의해 가열되어 거의 보텍스 튜브 주위온도 T_∞ 와 같게 되므로 ΔT_c 는 음의 값을 가진다. 그러나 드로틀밸브가 조금씩 닫히면, 즉, y 가 조금씩 증가하면 온출구 쪽의 단면적 감소로 인하여 유동에 대한 저항이 증가하고 이러한 저항이 온출구에서의 압력상승을 유발하게 한다. 이 압력증가는 보텍스 튜브 중심부에 역압력구배를 형성하게 되어 중심의 저압인 냉각공기를 역유동하게 하는 구동력을 크게 한다. y 가 작을 때는 온출구의 압력증가량이 작으므로 온공기와 냉각공기가 분리되는 정체점이 드로틀밸브에서 먼 거리에 위치하고 에너지 분리가 충분히 일어나지 않은 공기가 냉출구로 배출되나, y 가 증가하면 압력은 더욱 증가하게 되고 온출구 쪽으로 정체점이 이동하게 되어 에너지 분리가 더 커지게 된다. (Fig. 6 참조)

그러나 y 가 0.3~0.4보다 더 증가하면 드로틀밸브가 온공기층에 더 큰 저항으로 작용하여 냉각공기와 온공기 일부를 함께 냉출구 쪽으로 밀어내어 에너지 분리 효과를 감소시켜 ΔT_c 가 감소한다.

또한 냉출구 무차원 지름 ξ 가 0.78일 때는 넓은 영역에서 음의 ΔT_c 가 크게 나타나고 있다. 이는 노즐에서 분출된 공기는 Joule-Thomson 효과에 의하여 온도가 내려가나 관표면 쪽이 고압이고 중심영역에서 저압인 보텍스가 d_c 의 지름 증가로 인하여 고압부분인 온공기 일부가 드로틀밸브를 향하여 유동하지 못하고 냉출구로 배출되기 때문이라 생각된다. 그러나 y 가 커지면 온출구에서의 압력 증가로 역압력구배가 형성되어 이러한 효과는 현저히 감소하고, 에너지 분리 효과는 더욱 두드러지게 나타난다. 입구압력이 증가하면 음의 ΔT_c 는 더욱 증가하고 있다. 이는 입구압력이 상승하면 노즐에서 분출되는 공기의 운동량 증가로 관표면 부근의 공기압력과 온도가 더욱 증가하기 때문이다. 이것은 Fulton⁽²⁾의 연구결과와 일치하고 있다.

냉출구 무차원 지름 ξ 가 증가하면 ΔT_c 의 값은 증가하다가, ξ 가 0.44에서 최대값을 나타내고 다시 감소한다. 이는 d_c 의 증감에 따라 노즐에서 분출된 주유동과 역류되는 냉각공기와의 경계층이 증

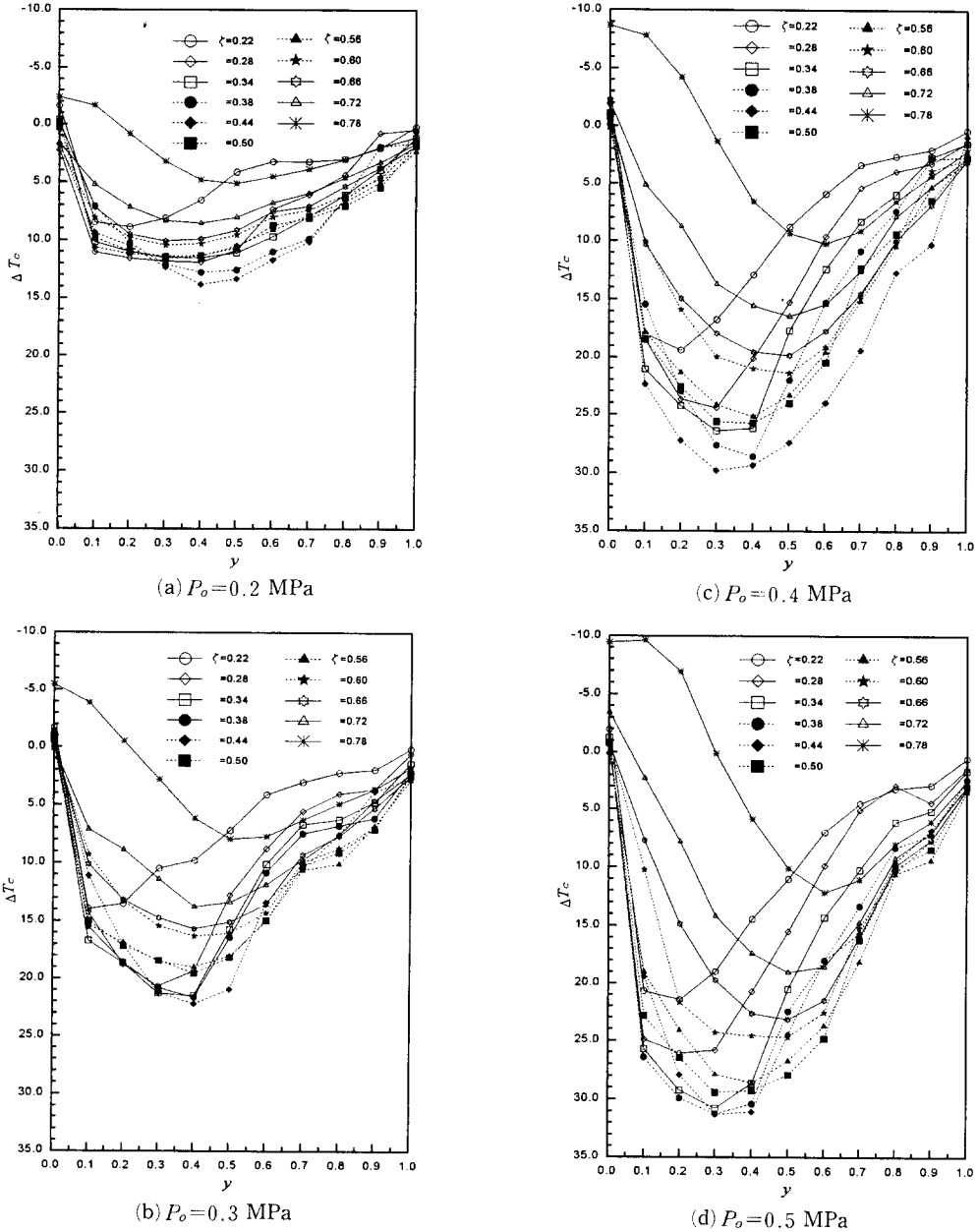


Fig. 8 Cold temperature difference as a function of the cold air mass ratio with the nondimensional diameter of cold end orifice for type I

가하거나 감소하는데, d_c 가 작을 때는 주유동과 냉류와의 경계층 반경이 작으므로 냉출구 오리피스가 냉각공기의 방출에 대한 유동저항을 증가시키고, 보텍스 튜브 내부의 주유동과 중심영역의 압력차가 감소하므로 냉각공기의 역유동을 감소시키기 때문이며, d_c 가 클 때는 경계층반경이 크므로 주유동층

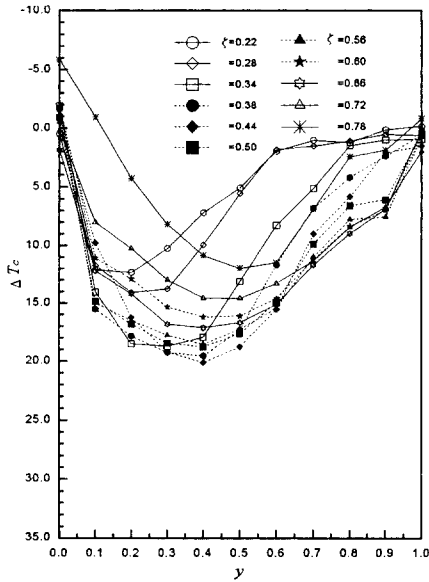
이 상대적으로 작아져서 관중심에 큰 부압(negative pressure)이 발생하여 노즐에서 유출된 공기의 일부를 냉출구로 배출하여 에너지 분리 효과를 감소시키기 때문으로 생각된다.

Fig. 8에서 입구압력 P_o 가 증가할수록 ΔT_c 가 증가하고, 즉 보텍스 튜브의 성능은 향상되고 있다.

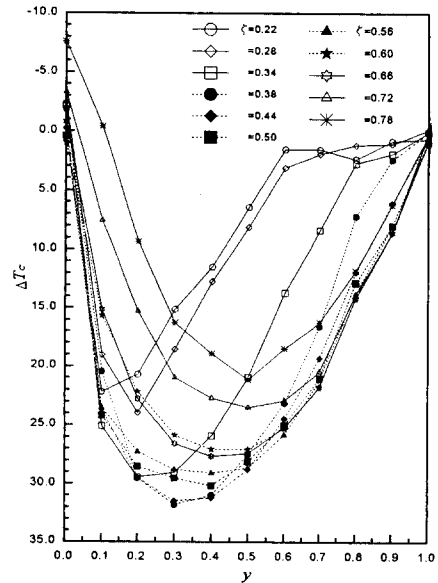
이는 입구압력이 증가하면 노즐에서 분출되는 점선 속도가 커지므로 각운동량이 증가하고 이로 인하여 에너지 분리 효과가 더욱 활발하게 일어나기 때문이다. 이러한 성향은 Martynovskii⁽¹³⁾의 연구결과와 일치하고 있다.

보텍스 발생기의 형상에 관계 없이, ξ 가 0.22와

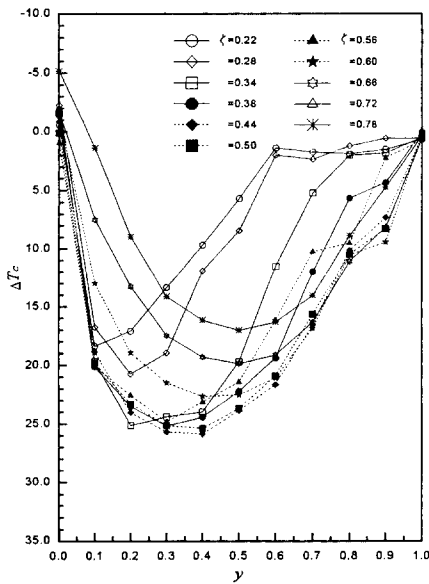
0.78을 제외한 모든 ξ 에서 입구압력이 0.2 MPa 및 0.3 MPa일 때는 냉각공기 질량비가 0.4에서, 0.4 MPa 및 0.5 MPa에서는 냉각공기 질량비가 0.3에서 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 를 나타낸다. 이 결과는 냉각공기 질량비 0.3에서 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 가 나타난다고 한 Stephan⁽⁴⁾과 0.2~0.4에



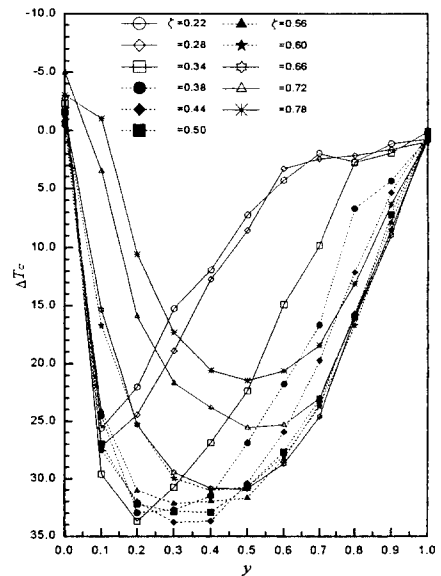
(a) $P_o = 0.2$ MPa



(c) $P_o = 0.4$ MPa



(b) $P_o = 0.3$ MPa



(d) $P_o = 0.5$ MPa

Fig. 9 Cold temperature difference as a function of the cold air mass ratio with the nondimensional diameter of cold end orifice for type II

서 나타난다고 한 Hilsch⁽⁶⁾의 결과와는 약간의 차이가 있다. 그들은 d_c 에 대하여 충분하지 못한 실험자료로써 결론을 얻었기 때문이다. 그리고 각 보텍스 발생기 형상에서 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 값의 10%내의 값을 가질 때를 유효 냉출구 무차원 지름으로 생각하면 유효 ζ 는 0.34에서 0.60($d_c=$

1.7~3.0 mm)까지의 범위이며, 각 입구압력에 대하여 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 를 나타내는 냉출구 무차원 지름은 0.44($d_c=2.2$ mm)이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 입구압력 P_o 가 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa이고, 냉출구 무차원 지름 ζ 가 0.22~0.78일 때, 냉각공기 질량비에 따른 ΔT_c 를

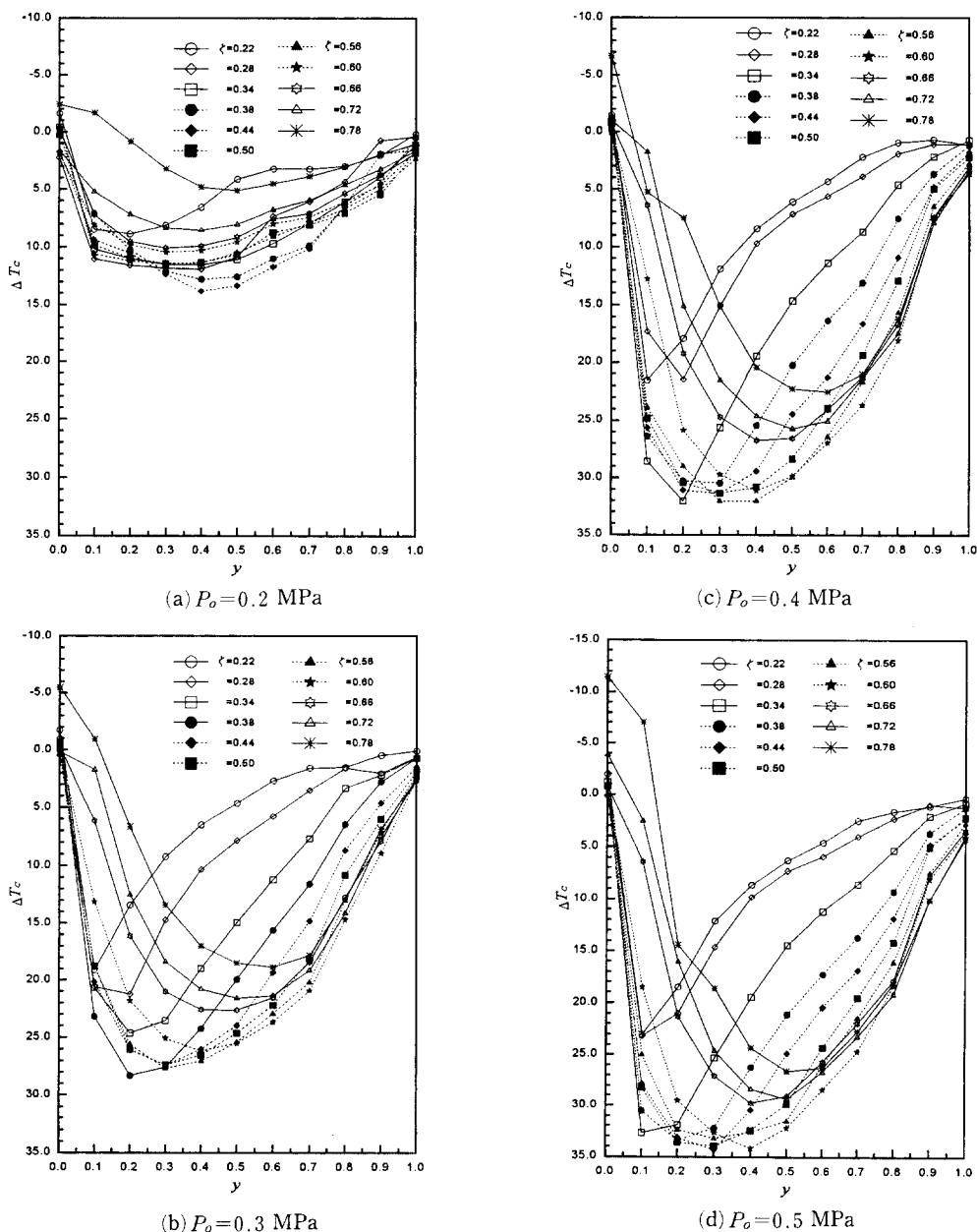


Fig. 10 Cold temperature difference as a function of the cold air mass ratio with the nondimensional diameter of cold end orifice for type III

노즐 개수가 6개이고 노즐 지름이 0.6 mm인 type II와 노즐 지름이 0.85인 type III에 대하여 각각 나타낸 그림이다.

냉각공기 질량비와 냉출구 무차원 지름에 따른 ΔT_c 의 분포는 type I에 대한 Fig. 8과 성향이 같게 나타나고 있으며, type I, type II, type III의 순으로 ΔT_c 가 더 크게 나타나고 있다. 이것은 노즐의 개수가 많아지고 노즐 단면적이 커지므로 유입유량이 증가하게 되어 에너지 분리가 활발하게 일어나기 때문으로 생각된다. (Fig. 5 참조)

Figs. 8, 9, 10의 결론을 요약하면 type I과 type II에서 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 를 나타내는 냉출구 무차원 지름은 0.44 ($d_c=2.2$)이고, type III에서는 입구압력이 0.2 MPa 일 때 0.5이고, 0.3 MPa 일 때 0.38, 0.4 MPa 일 때 0.56, 0.5 MPa 일 때 0.44로 나타나서 type I, II와는 다르게 분산되었다. 유효한 ζ 의 범위는 type I에서는 0.3~0.60($d_c=1.7\sim 3.0$ mm)이고, type II에서는 0.3~0.56($d_c=1.7\sim 2.8$ mm)이며, type III에서는 0.34~0.60($d_c=1.7\sim 3.0$ mm)이다.

에너지 분리가 가장 우수하게 일어나는 무차원 지름 ζ 가 0.44이고 입구압력이 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa일 때 보텍스 발생기 type I, II, III에 대한 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 를 Table 2와 Fig. 11에 나타내었다. 입구압력이 증가하면 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 는 증가하나 증가율은 입구압력이 증가할수록 감소한다. 이는 압력이 증가함에 따라 유량이 비선형적($Q=C \cdot \log(P_o) + d$)으로 증가하기 때문으로 생각된다. (Fig. 5 참조)

최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 의 분포는 type I, type II, type III의 순으로 점점 더 크게 나타나지

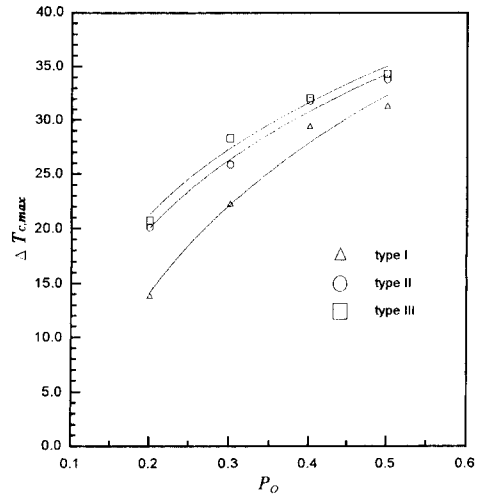


Fig. 11 Cold temperature difference with inlet pressure for each type

만, 각각의 type에 대하여 증가율은 type I, type II, type III의 순으로 점점 더 작게 나타났다. 이는 보텍스 발생기의 type에 대하여 유량에 따른 내부압력차의 상승이 선형적으로 일어나지 않기 때문으로 생각된다. 따라서 노즐수가 증가할수록, 노즐 지름이 클수록 보텍스 튜브의 성능이 우수함을 알 수 있다.

Fig. 12는 보텍스 발생기의 형상 type I, type II, type III, 냉출구 무차원 지름 ζ 가 0.66($d_c=3.3$ mm) 및 입구압력 P_o 가 0.2~0.5 MPa일 때, 냉각공기 질량비(y)에 따른 온출구공기와 입구공기 사이의 온도차 ΔT_h 를 나타낸 것이다. 여기서 무차원 지름(ζ) 0.66은 ΔT_h 가 최대로 나타나는 냉출구 무차원 지름을 선택한 것이다.

Table 2 $\Delta T_{c,max}$ values and an increasing rate according to nozzle type($\zeta=0.44$)

Vortex generator type	I		II		III	
	$\Delta T_{c,max}$	Increasing rate(%)	$\Delta T_{c,max}$	Increasing rate(%)	$\Delta T_{c,max}$	Increasing rate(%)
MPa 0.2	13.82		20.12		20.72	
0.3	22.21	60.7	25.87	28.6	28.31	36.6
0.4	29.35	112.4	31.82	58.2	32.08	54.8
0.5	31.27	126.3	33.81	68.0	34.33	65.7

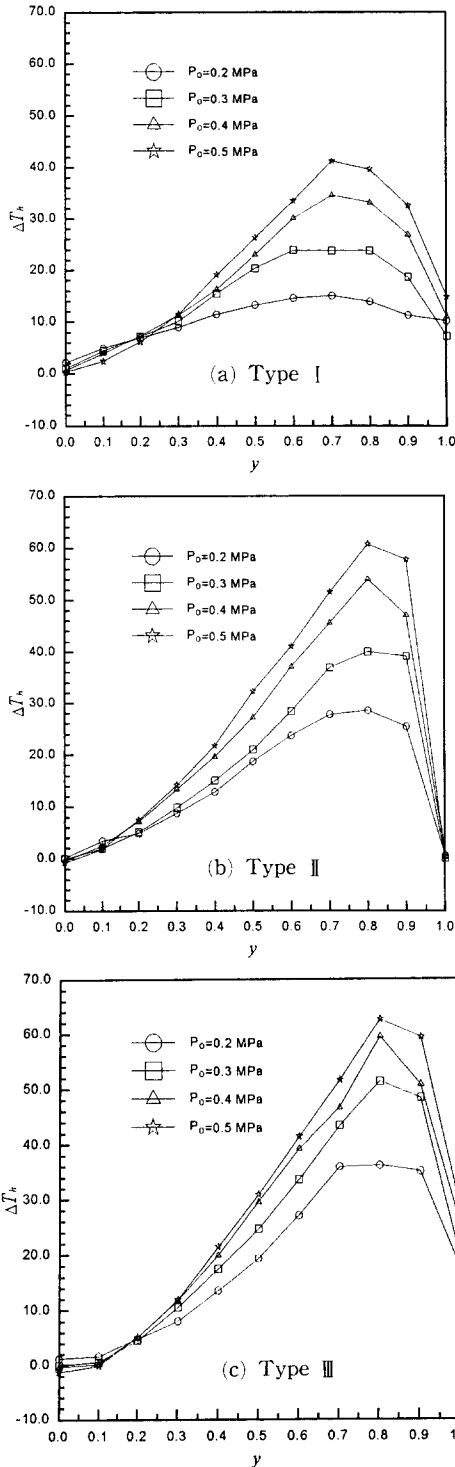


Fig. 12 Hot temperature difference as a function of the cold air mass ratio with the inlet pressure ($\zeta=0.66$)

ΔT_h 는 냉각공기 질량비(y)가 증가하면 증가하다가 최대값을 나타낸 후 급격히 감소한다. 또한 ΔT_c 에서와는 다르게 y 가 0.8과 0.9에서 최대 온출구 온도차 $\Delta T_{h,max}$ 가 나타난다. 이는 y 가 증가함에 따라 냉출구로의 유출유량이 증가하므로 상대적으로 유량이 줄어든 온공기와 에너지 교환량이 많아지기 때문에 ΔT_h 는 계속 증가한다고 생각된다. 또한 입구압력이 증가함에 따라 ΔT_h 는 증가하였다. 이것은 ΔT_c 에서와 동일하게 입구압력이 상승함에 따라 유량의 증가로 인한 활발한 에너지 분리 현상 때문이라 생각된다. (Fig. 5 참조). 각 type에 따라 최대 온출구 온도차 $\Delta T_{h,max}$ 가 나타나는 y 는 type I일 때 0.7에서, type II, III일 때 0.8이다. 이러한 세 가지 보텍스 발생기 형상에 따른 각 입구압력에서 최대 온출구 온도차 $\Delta T_{h,max}$ 는 type III에서 나타났다. 이것은 Fig. 5에서 살펴본 것과 같이 type III의 유량이 최대이기 때문에 나타난 현상이라 생각된다. 냉각공기와 동일한 관점에서 ΔT_h 에 대한 실험치들로부터 구한 유효 ζ 는 0.5~0.66이었다.

y 가 1에 접근할 때 ΔT_h 는 급격히 감소하고 있다. 이는 y 가 1에 가까워지면 온출구의 드로틀밸브가 거의 닫혀져 유동저항이 증가하므로 노즐에서 분출된 공기유동이 원활한 보텍스를 형성하지 못하여 에너지 분리 효과가 감소하기 때문이라 생각된다. 이러한 성향은 온공기 온도가 $y=1$ 에서 최대가 된다고 한 Hilsch⁽⁶⁾의 실험결과와는 다르며,

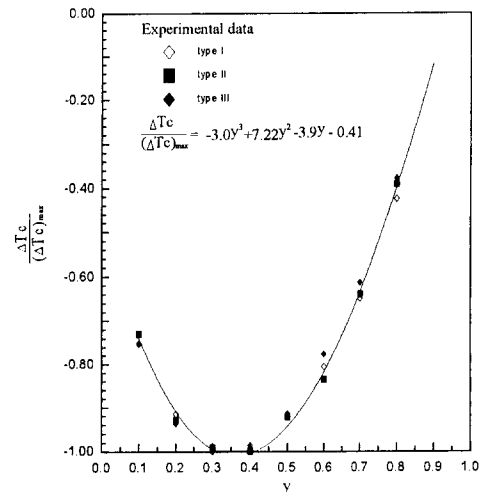


Fig. 13 Nondimensional temperature difference variation for flow rate ($d_c=2.2$)

Stephan⁽⁴⁾의 결과와는 같게 나타났다.

Stephan⁽⁴⁾⁽⁸⁾은 작동유체를 이상유체로 가정한 경우 냉각공기에 있어서 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 와 실제 냉출구온도차 ΔT_c 의 비는 냉각공기 질량비(y)만의 함수인, 다음 식 (1)을 제시하였다.

$$\frac{\Delta T_c}{(\Delta T_c)_{max}} = f(y) \quad (1)$$

본 실험에서는 최대 냉출구온도차 $\Delta T_{c,max}$ 가 얻어진 냉출구 무차원 지름 ξ 가 0.44일 때, 각 보텍스 발생기의 형상 및 입구압력에 대하여, 냉각공기 질량비(y)에 따른 $\Delta T_c/(\Delta T_{c,max})$ 의 상사식을 Fig. 13에 나타내었다.

실험 데이터는 식 (1)의 상사관계가 성립함을 보여주며, 한 개의 곡선식으로서 다음 식 (2)를 구하였다.

$$\frac{\Delta T_c}{(\Delta T_c)_{max}} = -3.0y^3 + 7.22y^2 - 3.9y - 0.41 \quad (2)$$

4. 결 론

본 연구에서는 counterflow 형의 보텍스 튜브를 11개의 냉출구 오리피스와 세 가지 형태의 보텍스 발생기에 대하여 입구압력을 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 MPa로, 냉각공기 질량비를 0~1까지 0.1씩 변화하면서 성능을 최대화 하는 조건을 찾기 위한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 보텍스 튜브의 냉각성능을 최대화 하는, 즉 입구온도와 냉출구온도의 최대온도차 $\Delta T_{c,max}$ 를 나타내는 ξ 는 0.44이며, 사용가능한 유효 냉출구 무차원 지름 $\xi(d_c/D)$ 는 0.3~0.6이다.

2) 최대효율을 나타내는 냉출구 무차원 지름 $\xi(d_c/D)$ 가 0.44일 때 $\Delta T_c/(\Delta T_{c,max})$ 를 예측할 수 있는 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{\Delta T_c}{(\Delta T_c)_{max}} = -3.0y^3 + 7.22y^2 - 3.9y - 0.41$$

3) 보텍스 튜브의 표면에 최대벽면온도가 존재하며, 냉각공기 질량비 $y(\dot{m}_c/\dot{m}_o)$ 가 증가할 때 최대벽면온도는 냉출구쪽에 더 가까운 벽면에서 나타난다.

4) 보텍스 튜브의 온출구온도를 최대화 하는, 즉 온출구온도와 입구온도의 최대온도차 $\Delta T_{h,max}$ 를 나타내는 냉출구 무차원 지름 ξ 는 0.66이며, 온공기를 중심으로 할 때 사용가능한 유효 냉출구 무차원 지름 ξ 는 0.5~0.66이다.

5) 각 보텍스 발생기의 형상에서 입구압력이 상승할수록 입구온도와 냉출구온도의 차 ΔT_c 및 온출구온도와 입구온도의 차 ΔT_h 는 증가하였으며, 최대 $\Delta T_{c,max}$, $\Delta T_{h,max}$ 는 노즐 개수가 6개이고 노즐 직경이 0.85인 보텍스 발생기 type III에서 나타난다.

후 기

이 연구는 1994년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 ME94-F-01)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자에게 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Ranque, G., 1933, "Expériences sur la Détente Giratoire avec Productions Simultanées d'un échappement d'air chaud et d'un échappement d'air Froid," *J. Phys. Radium, Paris*, Vol. 4, pp. 112~114.
- (2) Fulton, C. D., 1950, "Ranque's Tube," *Refrigerating Engineering*, Vol. 5, May, pp. 473~479.
- (3) Schultz-Grunow, F., 1951, "Turbulenter Wärmedurchgang im Zentrifugalfeld," *Forsch. Ing. Wes.*, Vol. 17, pp. 65~76.
- (4) Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. and Seher, D., 1983, "An Investigation of Energy Separation in a Vortex Tube," *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 26, No. 3, pp. 341~348.
- (5) Deissler, R. G. and Perlmutter, M., 1960, "Analysis of the Flow and Energy Separation in Vortex Tube," *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 1, pp. 173~191.
- (6) Hilsch, R., 1947, "The Use of Expansion of Gases in a Centrifugal Field as a Cooling Process," *Review of Scientific Instruments*, Vol. 8, No. 2, pp. 108~113.
- (7) Hartnett, J. P. and Eckert, E. R. G., 1957, "Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a High Velocity Vortex-type Flow," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 79, No. 4, pp. 751~758.
- (8) Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. and

- Seher, D., 1984, "A Similarity Relation for Energy Separation in a Vortex Tube," *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 27, No. 6, pp. 911~920.
- (9) Sibulkin, M., 1962, "Unsteady, Viscous, Circular flow. Part 3. Application to the Ranque-Hilsh Vortex Tube," *J. of Fluid Mech.*, Vol. 12, pp. 269~293.
- (10) Linderstrom-Lang, C. U., 1964, "Gas Separation in the Ranque-Hilsh Vortex Tube," *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 1195~1206.
- (11) Marshall, J., 1977, "Effect of Operating Conditions, Physical Size and Fluid Characteristics on the Gas Separation Performance of the Linderstrom-Lang Vortex Tube," *Int. J. of Heat & Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 227~231.
- (12) Bobrovnikov, G. N., Pelyakov, A. A. and Ilina, N. J., 1976, "Untersuchung der Arbeit eines Wirbelrohres in Feuchter Luft (in Russian)," *Kholodilnaja Technika*, Vol. 11, pp. 25~27.
- (13) Lay, J. E., 1960, "Experimental and Analytical Study of the Influence of Entry Angle in Vortex Flow," *Tech. Rept. No. 1. Contract No. DA-20-081-ORD-17971*, *Office of Ordnance Research, U. S. Army, OOR Proj. No. 2093*, June (Armed Service Technical Information Agency AD No. 242657).
- (14) Takahama, H. and Yokosawa, H., 1981, "Energy Separation in Vortex Tube with a Divergent Chamber," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 103, May, pp. 196~203.
- (15) Martynovskii, V. S. and Alekseev, V. P., 1957, "Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapors," *Soviet Physics-Technical Physics*, Vol. 1, pp. 2233~2243.
- (16) Raiskii, Yu. D. and Tunkel, L. E., 1974, "Influence of Vortex Tube Configuration and Length on the Process of Energetic Gas Separation," *J. of Engineering Physics*, Vol. 27, No. 6, pp. 1578~1581.
- (17) Parulekar, B. B., 1961, "The Short Vortex Tube," *J. of Refrigeration*, Vol. 4, July / August, pp. 74~80.
- (18) Tatsuo Amitani, 1983, "A Study on Temperature Separation in a Large Vortex Tube," *T, J. S. M. E.*, Vol. 49, No. 440B, pp. 877~884.