

보텍스 튜브를 이용한 비압축성 유체의 에너지 분리

유갑종* · 최병철** · 이병화***

(2000년 7월 25일 접수)

Energy Separation of Incompressible Fluid Using Vortex Tube

Byung Cheol Choi, Kap Jong Riu and Byung Hwa Lee

Key Words: Energy Separation(에너지 분리), Vortex Tube(보텍스 튜브), Cold End Orifice Diameter Ratio(저온출구 오리피스 지름비), Nozzle Area Ratio(노즐면적비), Number of Nozzle Holes(노즐 구멍수)

Abstract

The vortex tube is a simple device which separates fluid stream into a cold stream and a hot stream without any chemical reaction. The process of energy separation in the vortex tube has caused a great deal of interest. Although many studies on energy separation in the vortex tube using air as the working fluid have been made so far, few experimental studies treated energy separation for incompressible fluid. So, an experimental study for the energy separation in the vortex tube using the water which is essentially an incompressible fluid is presented. When working fluid is the water, the best geometric values of nozzle area ratio and number of nozzle holes are 0.155, 6 respectively. These geometric values are showed by the similar values which are presented by compressible fluid as working fluid. But hot side mass fraction of which maximum temperature drop is happened are different from compressible fluid.

기호설명

<p>d : 지름, mm</p> <p>L : 튜브길이, mm</p> <p>\dot{m} : 질량유량, kg/s</p> <p>P : 압력, MPa</p> <p>Q : 유량, m³/hr</p> <p>Sn : 노즐면적비 (노즐 단면적 / 튜브 단면적)</p> <p>T : 온도, K</p> <p>T_C : 보텍스 발생기 출구 평균온도 ($T_{in} + \Delta T_v$), °C</p>	<p>ΔT_c : 저온출구유체온도와 입구유체온도의 차 ($T_c - T_{in}$), K</p> <p>ΔT_h : 고온출구유체온도와 입구유체온도의 차 ($T_h - T_{in}$), K</p> <p>ΔT_v : 보텍스 발생기에서 점성온도 상승, °C</p> <p>y : 고온출구 유량비 (고온출구 유량 / 전체 유량)</p> <p>ζ : 저온출구 오리피스 지름비 (d_c / D)</p>
---	--

하첨자

c	: 저온출구
h	: 고온출구
in	: 입구
n	: 노즐

* 회원, 경북대학교 기계공학부

E-mail : heat777@kebi.com

TEL : (053)950-5571 FAX : (053)955-8377

** 회원, 서라벌대학 자동차과

*** 경북대학교 대학원 기계공학과

1. 서론

CFC 계열의 냉매 생산과 사용에 국제적인 규제가 가해지고 있으며, 선진 외국을 비롯하여 국내에서도 새로운 대체냉매의 개발과 냉매를 사용하지 않는 새로운 냉동시스템 개발에 대한 많은 관심과 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. 이러한 시점에 액체상태의 작동유체에 대하여 보텍스 튜브의 에너지 분리에 관한 연구는 필요하다고 생각된다.

보텍스 튜브는 1931년 Ranque⁽¹⁾가 에너지분리 현상을 처음 발견된 후, Hilsch,⁽²⁾ Fulton,⁽³⁾ Deissler & Perlmutter,⁽⁴⁾ Kassner 등⁽⁵⁾ 등이 에너지분리에 대한 연구를 수행하여 그들 나름대로의 모델을 제시하였으나, 그 중에서도 Fulton⁽³⁾과 Kassner 등⁽⁵⁾이 제시한 모델이 현재 가장 널리 인정되고 있다. 이 이론은 튜브 중심의 자유와류 영역에서 외부의 강제와류영역으로 운동에너지가 전달되고 외부영역에서 내부영역으로 열전달이 일어나지만 운동에너지에 의한 에너지전달량이 많으므로 외부영역은 고온, 내부영역은 저온이 되는 것이다. 실험적 연구로는 Hilsch,⁽²⁾ Hartnett & Eckert,⁽⁶⁾ Stephan 등,⁽⁷⁾ Martynovskii 등,⁽⁸⁾ Sibulkin,⁽⁹⁾ Takahama 등,⁽¹⁰⁾ 유갑중 등⁽¹¹⁾이 공기를 작동유체로 사용하여 수행하였다. Marshall,⁽¹²⁾ Stephan 등,⁽⁷⁾ Lindstrom-Lang,⁽¹³⁾ 윤학모⁽¹⁴⁾ 등은 작동유체로 He, CO₂, O₂, H₂, CH₄ 등을 기체상태로 사용하였다. 이상의 연구에서는 작동유체를 기체상태인 것만을 사용하여 연구가 수행되어져 왔다. 냉동장치 등에서 액체상태의 작동유체에 대한 에너지 분리가 중요한 의미를 갖는다. 이에 대한 연구로 Balmer⁽¹⁵⁾는 보텍스 튜브의 작동유체가 비압축성 유체인 물을 사용하였을 때, 실험과 이론해석으로 에너지 분리가 일어날 수 있는 가능성을 제시하였다. 그는 입구압력 20~50 MPa 의 고압에서 실험을 수행하여 입구온도 20℃일 때 고온출구온도 47℃, 저온출구온도 28℃로 되는 실험결과를 얻었다. 그러나 보텍스 튜브의 최적 기하학적 형상에 대해서 연구된 것은 찾아 볼 수 없었다.

앞으로 냉동시스템, 공조설비 등 그 응용범위

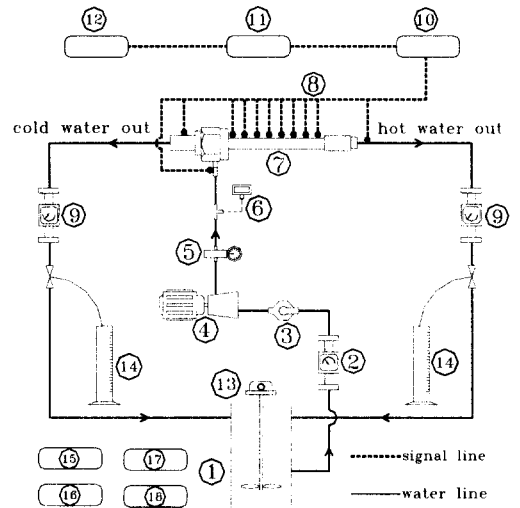
는 점차 확대될 것으로 기대되지만 국내에서는 이에 대한 연구는 거의 없는 상태이다. 실제로 냉동 사이클에서 액체의 에너지 분리에 사용하려면 비교적 저압인 15 MPa 이하에서 액체에 대한 에너지 분리 특성과 보텍스 튜브의 기하학적인 요소에 대한 연구가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 비압축성 유체를 작동유체로 하고 비교적 저압인 15 MPa 이하에서 에너지 분리의 특성과 보텍스 튜브의 기하학적 구성 요소가 에너지분리에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 고압 유체 공급부, 실험부, 데이터 처리부로 구성되어 있다. 고압 유체 공급부는 물을 저장하는 물탱크 (①), 고압펌프로 공급



- ① water tank
- ② flow meter
- ③ pump
- ④ high pressure pump
- ⑤ pressure regulator
- ⑥ pressure sensor
- ⑦ vortex tube
- ⑧ thermocouple
- ⑨ flow meter
- ⑩ data acquisition system
- ⑪ PC
- ⑫ printer
- ⑬ agitator
- ⑭ measuring cylindre
- ⑮ S.S. tester
- ⑯ drying oven
- ⑰ desiccator
- ⑱ weighing machine

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apratus

되는 물의 양을 측정하는 유량계(②), 물탱크의 부족한 수압을 보충해 주기 위한 펌프(③), 1 ~ 20 MPa 까지 가압이 가능한 펌프(④) 및 펌프의 출구 압력을 제어하는 압력 조정기(⑤)로 이루어져 있다.

실험부는 고압펌프에서 보텍스 튜브로 공급되는 물의 압력을 좀더 정밀하게 측정하기 위하여 장착된 압력센서(⑥), 에너지 분리가 일어나게 제작된 보텍스 튜브 본체(⑦), 튜브 벽면 온도를 측정하기 위한 8개의 T type 열전대(⑧), 저온출구(T_c)와 고온출구(T_h)의 온도를 측정하기 위한 열전대 및 고온과 저온출구의 유량을 측정하기 위한 유량계(⑨)로 구성되어 있다. 실험에 사용된 보텍스 튜브의 상세한 구조와 열전대 부착 위치는 Fig. 2와 같다.

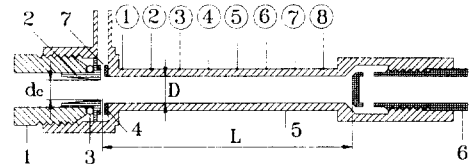
데이터 처리부는 열전대로부터 온도를 측정하기 위한 데이터 수집장치 (FLUKE 2400B series) (⑩), 데이터를 처리하고 출력하기 위한 PC(⑪) 및 프린터(⑫)로 구성되어 있다.

본 실험에 사용한 보텍스 튜브는 성능이 비교적 우수한 “counterflow type”이며 지름이 5.6 mm이고, 길이는 104 mm이다.

2.2 실험 방법

물탱크에 일정량의 물이 채워지면 펌프를 이용하여 고압펌프에 물을 공급한다. 실험하고자 하는 압력까지 고압펌프로 가압한 후 압력 조정기로 조절하여 압력센서로 확인한다. 고온출구 및 저온출구의 유량을 확인하면서 스로틀 밸브를 이용하여 고온출구의 유량비 (y)를 실험범위로 조정하였다. 입구압력은 5, 10, 15 MPa로 변화시켰으며 각각의 y 는 0.0에서 0.3까지 8단계로 변화시켰다. 이때 실험범위를 $y = 0.3$ 까지로 한정된 것은 $y = 0.3$ 이상에서는 y 의 변화에 따른 보텍스 튜브 출구에서 유체의 온도차 (ΔT_h , ΔT_c)와 유량 (Q)에 대한 변화가 거의 없기 때문이다.⁽¹⁵⁾ 그리고, ζ 는 유⁽¹¹⁾의 결과에서 작동유체가 공기일 때 최적 값인 0.54를 사용하였다.

보텍스 튜브가 작동하여 저온출구와 고온출구로 나오는 각각의 물 온도가 ± 0.2 °C 범위 이내에 들 때를 정상상태의 기준으로 정하였으며, 정상상태에 도달하면 데이터 수집장치로 측정된 온도



- 1 : holder
- 2 : cold end orifice
- 3 : O-ring
- 4 : vortex generator
- 5 : tube
- 6 : throttle valve
- 7 : nozzle
- ①~⑧ : thermocouple

(unit:mm)

number	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
length(x)	11.6	23.2	34.8	46.4	58.0	69.6	81.2	92.8
non-dimensional length h(x/L)	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.66	0.77	0.88

Fig. 2 Detail cross-section of vortex tube and thermocouple locations

를 출력하였다. 정상상태가 되기까지 약 5분 정도의 시간이 소요되었다.

3. 고찰 및 토론

3.1 보텍스 튜브의 형상과 유량의 관계

Fig. 3은 노즐 면적비 (S_n)가 0.155, 노즐 구멍수가 6개이고, 저온출구 오리피스의 지름비 (ζ)가 0.54일 때 고압펌프로써 공급압력을 1~20 MPa로 물을 가압하고 입구 압력의 변화에 따른 체적유량 (Q) 변화를 나타낸 것이다.

실험치에서 구한 실험식은 식 (1)과 같다.

$$Q = 0.1912 \times \sqrt{P_{in}} \tag{1}$$

여기서 입구 체적유량(Q)은 m^3/s , 입구 압력 (P_{in})은 MPa이다. 식 (1)은 Balmer⁽¹⁵⁾가 구한 실험식 ($Q = 0.1840 \times \sqrt{P_{in}}$)에서 계수가 0.1912로 수정되었으며 선형관계는 일치한다. 계수가 다른 것은 보텍스 튜브의 기하학적 형상이

다르기 때문으로 생각된다. 식 (1) 로서 최적 상태의 보텍스 튜브에서 임의의 입구압력 (P_{in}) 에 대한 체적유량은 예측할 수 있다.

Fig. 4는 보텍스 튜브의 구성요소인 저온출구 오리피스의 지름비, 노즐 면적비 및 구멍수의 기하학적 형상에 대하여 고온출구 유량비 (y) 에 따른 유량을 나타낸 것이다.

각각의 기하학적 형상에 대하여 보텍스 튜브의 유량은 y 가 변화하여도 거의 일정하다. 이러한 성향은 실제 시스템에 사용할 때 필수적이다.

Fig. 4(a)는 노즐 면적비가 0.155 ($d_n = 0.9\text{mm}$), 노즐 구멍수는 6 개, 입구압력이 5 MPa 이고, 저온출구 오리피스의 지름비 (ξ) 가 0.25 에서 0.70 까지의 범위에서 고온출구 유량비 (y) 에 따른 유량을 나타낸 것이다.

보텍스 튜브의 유량은 저온출구 오리피스 지름비가 클수록, 즉 저온출구 오리피스의 단면적이 증가할수록 증가하였다. 이것은 저온출구 오리피스의 단면적 증가로 인하여 저온출구에서의 유동 저항이 감소하기 때문이다.

Fig. 4(b)는 저온출구 오리피스의 지름비는 0.54 ($d_c = 3.0\text{mm}$), 압력은 5 MPa, 노즐 구멍수는 6 개이며, 노즐 면적비 (S_n) 를 0.048 에서 0.232 까지의 범위에서 고온출구 유량비 (y) 에 따른 유량 변화를 나타낸 그림이다.

유량은 노즐 면적비가 증가함에 따라 증가하였다. 이는 노즐 면적비가 증가하므로 노즐에서의 유동저항이 줄어들게 되어 유동이 원활하게 되기 때문이다.

Fig. 4(c)는 저온출구 오리피스의 지름비가 0.54 이고, 압력이 5 MPa 이고, 노즐 면적비는 0.155 로 일정하게 한 상태에서 노즐 구멍수를 1, 2, 4, 6, 8, 10개로 하였을 때 고온출구 유량비 (y) 에 따른 유량 변화를 나타낸 것이다.

유량은 노즐 구멍수가 증가하면 약간씩 증가하다가 구멍수가 6 개 일때까지 증가하였으며, 6개 보다 많으면 감소하였다. 이것은 노즐면적비가 일정하므로 노즐 구멍수가 증가하면 보텍스 유동이 원활해져서 에너지 손실이 감소하기 때문이다. 또한 노즐 구멍수가 너무 많을 때는 구멍의 면적이 매우 작아지므로 유체가 노즐을 통과할 때 에너지 손실이 매우 커지기 때문이다. 따라서

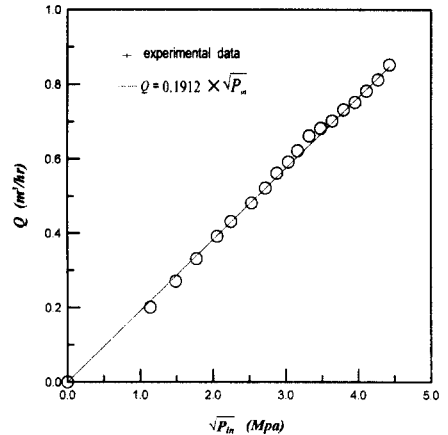


Fig. 3 Calibration curve for pressure drop vs hot volume flow rate of water through the vortex tube at $\xi = 0.70, S_n = 0.155$

노즐 구멍수가 6 개일 때가 가장 적절한 노즐 구멍수이다.

보텍스 튜브에서의 유량은 저온출구 오리피스 지름비 (ξ) 와 노즐면적비 (S_n) 가 클수록 증가하였으며, 노즐 구멍수는 6 개일 때 최대값을 나타내었다.

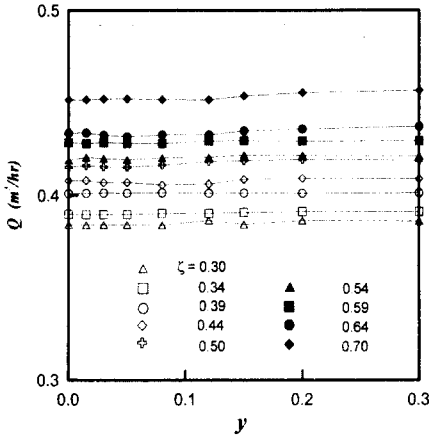
3.2 에너지 분리

3.2.1 에너지 분리

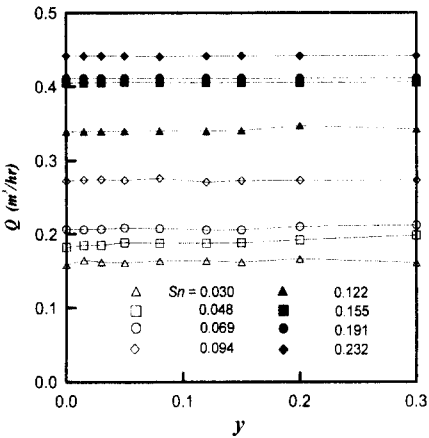
Balmer⁽¹⁵⁾는 입구압력을 20 ~ 50 MPa 로서 비교적 고압이며, 보텍스 튜브에 작동유체로 비압축성 유체인 물을 사용했을 때 실험을 수행하여 에너지 분리가 일어나는 것을 확인하고 이론적으로도 고찰하였다. 본 실험에서는 15 MPa 이하의 저압일 때 에너지 분리가 일어나는 것을 그림과 같이 확인하였다.

Fig. 5는 입구압력이 15MPa, 저온출구 오리피스 지름비 (ξ)는 0.7, 노즐면적비 (S_n)는 0.155, 노즐 구멍수 6 개일 때, 고온출구온도 (T_h), 저온출구온도 (T_c) 및 보텍스 발생기 출구 평균온도 (T_G) 를 나타낸 것이다.

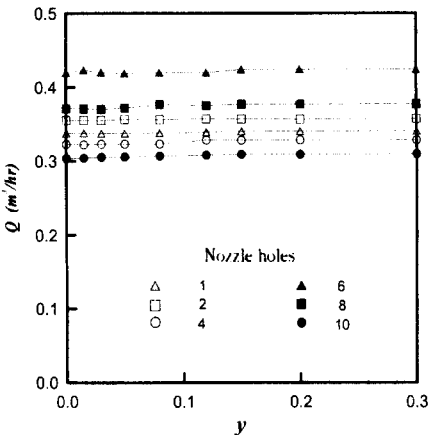
Balmer⁽¹⁵⁾의 결과와 동일한 성향을 나타내고 있다. 그의 결과는 고온출구 유량비가 0.05 에서 최대값을 나타내고 있지만, 본 실험에서는 실험범위



(a) Sn = 0.155, nozzle holes = 6



(b) $\xi = 0.54$, nozzle holes = 6



(c) $\xi = 0.54$, Sn = 0.155

Fig. 4 Volume flow rate of water (Pin = 5 MPa)

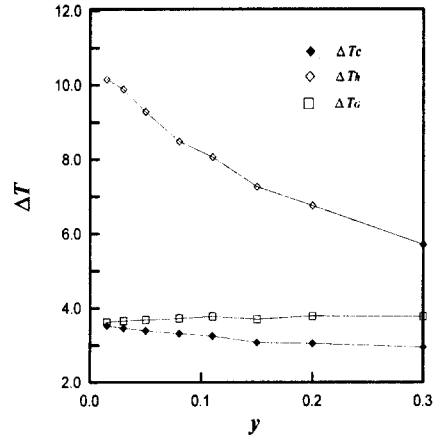


Fig. 5 Hot, cold and vortex generator exit temperature vs hot side mass fraction y at $\xi = 0.7$, Sn = 0.155, nozzle holes = 6

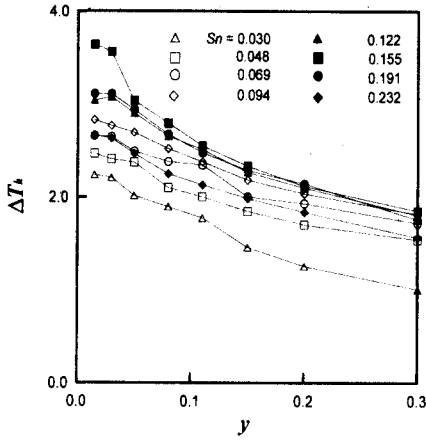
내에서 최소 고온출구 유량비인 0.015 에서 가장 높은값을 나타내고 있다. 이것은 입구압력이 15 MPa로서 비교적 낮기 때문이라고 사료된다.

작동유체가 공기이고, 입구압력이 0.5 MPa 일 때 ΔT_h 는 60°C 이며, $\Delta T_c = 40^\circ\text{C}$ 이다.⁽¹¹⁾ 본 실험에서 작동유체가 비압축성유체인 물이므로 ΔT_h 와 ΔT_c 는 상기의 값보다 더 작은 값을 나타내고 있다, 이는 작동유체의 비압축성 효과와 작동유체가 물일 때는 공기일 때보다 열전도도가 25 배 정도 증가하므로 튜부내의 외부영역에서 내부영역으로 전달되는 열전도량이 증가하고, 또 비압축성 유체의 비열이 4 배 정도이므로 온도상승이 감소하기 때문이다.

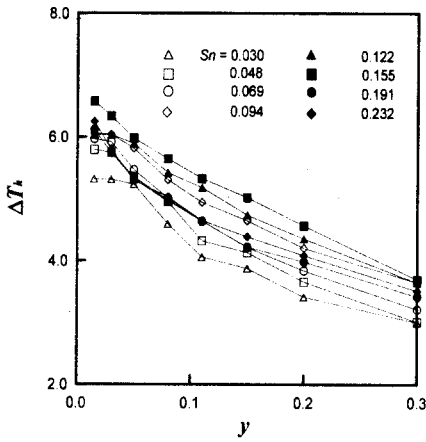
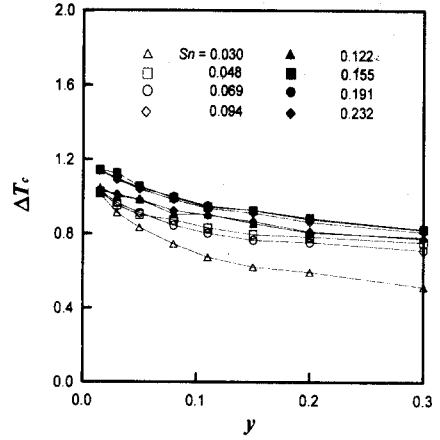
3.2.2 노즐 단면적비의 영향

Fig. 6은 저온출구 오리피스스의 지름비 (ξ) 를 0.59 로, 노즐 구멍수는 6 개로 고정하고, 입구압력을 5, 10, 15 MPa 일 때, 노즐 면적비를 0.030 에서 0.232 까지의 범위에서 고온출구 유량비에 따른 고온출구 온도와 입구온도의 차 ΔT_h 와 저온출구 온도와 입구온도의 차 ΔT_c 에 대하여 나타낸 그림이다.

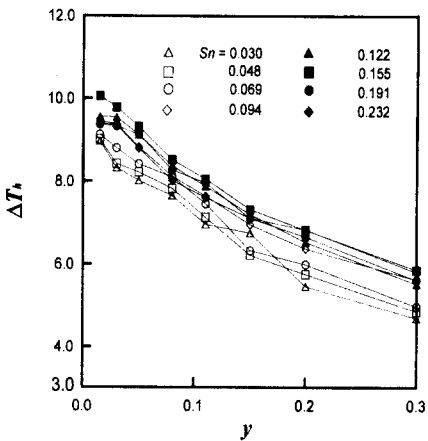
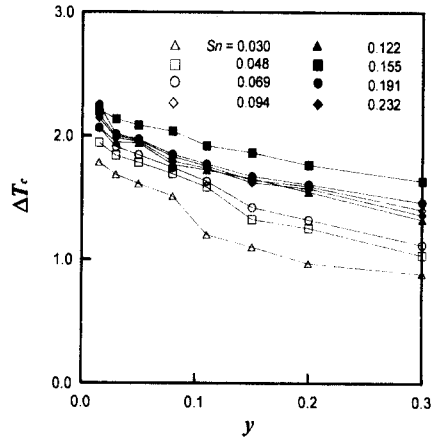
고온출구 유량비 (y) 의 변화에 따른 ΔT_h , ΔT_c 의 분포는 Fig. 5와 같은 성향을 나타내고 있다. 노즐 면적비 (Sn) 가 증가함에 따라 ΔT_h 는



(a) 5 MPa



(b) 10 MPa



(c) 15 MPa

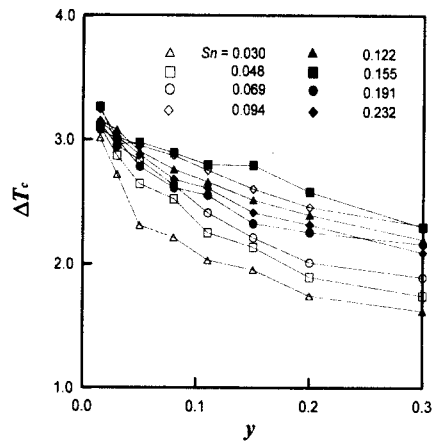
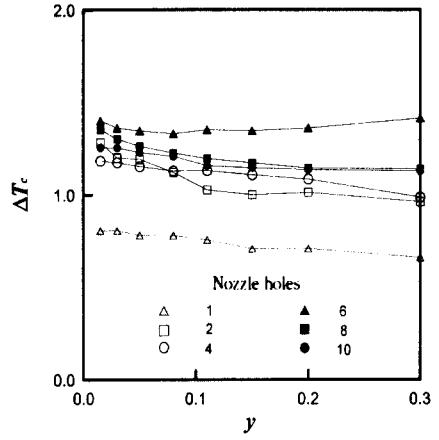
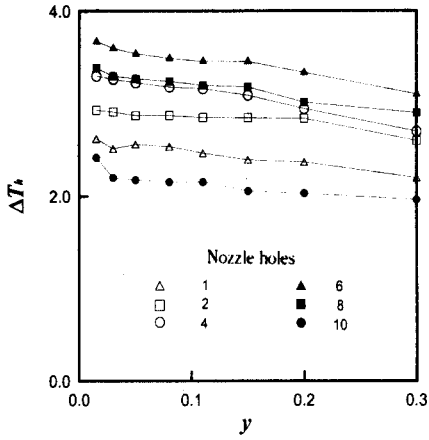
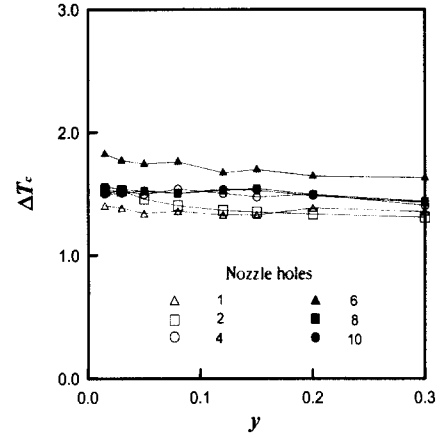
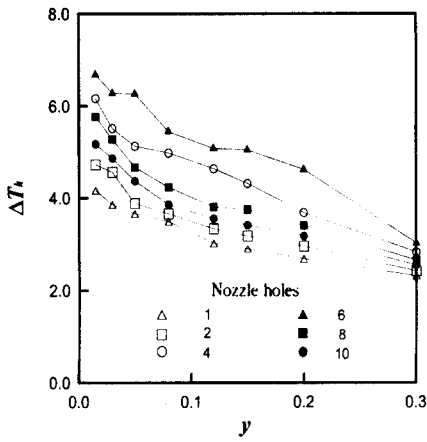


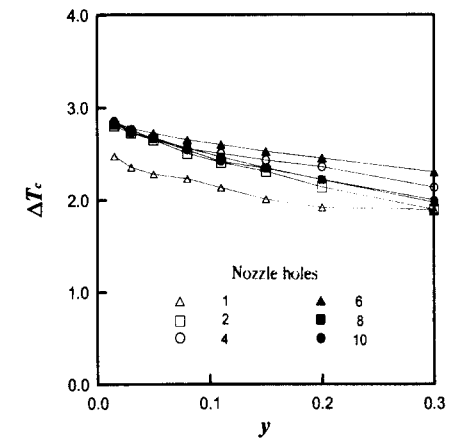
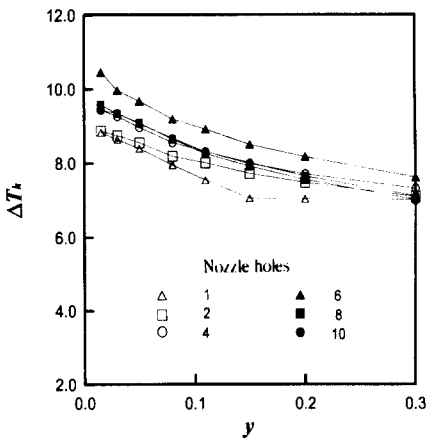
Fig. 6 Hot and cold water temperature difference as a function of Sn at $\zeta = 0.59$



(a) 5 MPa



(b) 10 MPa



(c) 15 MPa

Fig. 7 Hot and cold water temperature difference as a function of y with nozzle holes at $\zeta = 0.59$, $Sn = 0.155$

증가하다가 노즐 면적비가 0.155에서 최대가 되고 다시 감소하고 있다. 이는 S_n 이 0.155까지는 노즐 면적비가 증가할수록 노즐을 통하여 보텍스 튜브에 공급되는 유량이 증가하므로 노즐에서 분출되는 점선속도도 빨라지게 되어 전체적인 운동 에너지가 증가함에 따라 에너지 분리 효과가 증가하기 때문이다.

노즐 면적비(S_n)가 0.155보다 더 증가하면 유량의 증가[Fig. 4(b) 참조]에 따른 에너지 분리 효과가 증가되는 영향보다, 유량의 증가로 인하여 고온 출구로 유동하지 않고 노즐 가까운 곳에서 저온 출구로 바로 배출되는 흐름이 더 많이 발생하여 에너지 분리를 감소시키는 영향이 더 지배적이게 되기 때문이다.⁽¹⁷⁾

Fig. 6(a), (b), (c)에서 입구압력이 증가하여도 최대고온 온도차 $\Delta T_{h,max}$ 는 노즐 면적비(S_n)가 0.155에서 나타났으며, 입구압력 (P_{in})이 증가할수록 전반적으로 ΔT_h 와 ΔT_c 는 증가하고 있다. 이는 입구압력이 증가하면, 노즐을 통과하는 유량이 증가하게 되므로 보텍스 유동이 활발하여서 에너지 분리가 증대되고 있는 것을 나타낸다.

3.2.3 노즐 구멍수의 영향

Fig. 7은 저온출구 오리피스스의 지름비(ζ)는 0.59, 노즐 단면적비(S_n)는 최적인 0.155로 하고, 입구압력을 5, 10, 15 MPa로, 노즐 구멍수를 1, 2, 4, 6, 8, 10 개로 하였을 때 고온출구 유량비(y)에 따른 고온 출구 온도차 ΔT_h 와 저온 출구 온도차 ΔT_c 를 나타낸 그림이다.

고온출구 유량비(y)에 따른 고온 및 저온 출구 온도차의 성향은 Fig. 6과 유사하게 나타났다.

노즐 구멍수가 증가함에 따라 고온 온도차는 증가하다가 6개일 때 최대값을 나타내고 다시 감소한다. 이는 Fig. 4(c)에서 노즐 구멍수가 6개일 때 유량이 최대이므로, 와류가 더욱 활발하게 되어 에너지 분리가 잘 일어나기 때문이다. 작동유체가 공기일 때에도 본 실험과 동일하게 최대 에너지 분리 효과를 나타내는 노즐 구멍수는 6개였다.⁽¹⁸⁾

입구압력(P_{in})에 관계없이 노즐 구멍수는 항상 6개일 때 가장 좋은 성능을 나타내고 있다. 또한 Fig. 7(a), (b), (c)에서 입구압력이 증가할수록

전체적으로 고온 및 저온 출구 온도차 ΔT_h 와 ΔT_c 의 분포는 증가하고 있다. 이는 Fig. 6과 동일한 이유에 기인한다.

3.3 데이터의 불확실성

본 실험에서 온도측정의 불확실성을 유발하는 요인은 열전대의 보정(calibration)과 관련된 불확실성, 유동에 의해 유발되는 추가적인 온도의 불확실성 등으로 예측되며 온도의 전체 불확실성은 0.12°C 정도이다.

압력 센서로 측정된 압력의 정확도는 $\pm 0.8\%$ 이고, 유량계로 측정된 유량의 정확도는 $\pm 0.5\%$ 정도이다.

4. 결론

보텍스 튜브에 작동유체로 비압축성 유체인 물을 사용하여 실험을 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다. 본 실험에서의 입구압력의 범위는 5, 10, 15 MPa이었다.

(1) 비교적 저압(15 MPa 이하)에서 비압축성 유체도 보텍스 튜브에서 에너지 분리가 일어남을 확인하였고, 이러한 특성은 냉동 사이클에 사용되는 냉매의 에너지 분리에 사용가능함을 나타낸다. 고온 출구 온도차 ΔT_h 와 저온 출구 온도차 ΔT_c 는 압축성유체보다 비압축성유체가 더 작은 값을 나타낸다.

(2) 유량은 노즐 입구압력의 제곱근에 비례한다. 또한 입구 압력이 일정할 때 고온출구 유량비(y)에 관계없이 유량(Q)은 일정하고 저온출구 오리피스지름비(ζ), 노즐 단면적비(S_n)가 증가하면 유량(Q)는 증가한다.

(3) 작동유체가 비압축성유체인 물일 때에는 에너지 분리에 가장 우수한 성능을 나타내는 보텍스 튜브의 기하학적인 값은 노즐 면적비(S_n)는 0.155, 노즐 구멍수는 6개일 때이다.

이 값은 작동유체가 압축성유체일 때와 같은 값을 나타낸다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 1997년도 에너지

기술개발사업과제 중 에너지 절약사업의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다. 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Ranque, G., 1933, "Expériences sur la Détente Giratoire avec Production Simultan ées d'une Chappement d'air Chaud et d'nn Échappement d'air Froid," *J. Phys. Radium, Paris*, Vol. 4, pp. 112~114.
- (2) Hilsch, R., 1947, "The Use of the Expansion of Gases in a Centrifugal Field as Cooling Process," *The Review of Scientific Instruments*, Vol. 18, No. 2, Feb., pp. 108~113. (transaction from *Z. Natur.*, 1946, Vol. 1, pp. 208~214.)
- (3) Fulton, C. D., 1950, "Ranque's Tube," *Refrigerating Engineering*, Vol. 5, May, pp. 473~479.
- (4) Deissler, R. G. and Perlmutter, M., 1960, "Analysis of the Flow and Energy Separation in a Turbulent Vortex," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 1, pp. 173~191.
- (5) Kassner, R. and Knoernschild, E., 1947, "Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow," *Technical Report, Report No.F-TR-2198-ND, GS-USAF Wright Patterson Air Force Base* No. 78, Nov..
- (6) Hartnett, J. P. and Eckert, E. R. G., 1957, Experimental Study of the Velocity and Temperature Distribution in a High Velocity Vortex-type Flow," *T. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 79, No. 4, pp. 751~758.
- (7) Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F. and Seher, D., 1983, "An Investigation of Energy Separation in a Vortex Tube," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 3, pp. 341~348.
- (8) Martynovskii, V. S. and Alekseev, V. P., 1957, "Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapor," *Soviet Physics Technical Physics*, Vol. 1, pp. 2233~2243. (translated from *Zhur. Tekh, Fiz.*, 1956, Vol. 26, pp. 2303~2315.)
- (9) Sibulkin, M., 1962, "Unsteady, Viscous, Circular Flow - III. Application to the R-H Vortex Tube," *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 12, No. 2, pp. 269~293.
- (10) Takahama, H. and Yokosawa, H., 1981, "Energy Separation in Vortex Tubes with a Divergent Chamber," *T. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 103, May, pp. 196~203.
- (11) 유갑중, 최병철, 1996, "Vortex Tube의 냉출구 Orifice에 관한 실험적 연구," *대한기계학회 논문집(B)*, 제 20 권, 제 3 호, pp. 1061~1073.
- (12) Marshall, J., 1977, "Effect of Operating Conditions, Physical Size and Fluid Characteristic on the Gas Separation Performance of a Linderstrom-Lang Vortex Tube," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 227~231.
- (13) Linderstrom-Lang, C. U., 1964, "Gas Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp. 1195~1206.
- (14) 윤학모, 1996, "작동유체가 Vortex Tube의 에너지 분리 현상에 미치는 영향," 석사학위논문, 경북대학교, 대구.
- (15) Balmer, R. T., 1988, "Pressure-Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation in Liquids," *T. of the ASME, J. of Fluids Engineering*, Vol. 110, June, pp. 161~164.
- (16) 윤병식, 1995, "노즐면적비가 Vortex Tube의 에너지 분리 현상에 미치는 영향," 석사학위 논문, 경북대학교, 대구.
- (17) Takahama, H., 1965, "Studies on Vortex Tubes," *B. of JSME*, Vol. 8, No. 31, pp. 433~440.
- (18) 김종화, 1996, "에너지분리 향상을 위한 보텍스튜브의 최적화에 관한 연구," 석사학위논문, 경북대학교, 대구.