

# 단일 유로를 갖는 와류발생기의 에너지분리 특성

유갑종<sup>†</sup> · 장준영<sup>\*·</sup> · 최인수<sup>\*\*</sup>  
 (2000년 8월 17일 접수, 2001년 6월 15일 심사완료)

## Energy Separation Characteristics of Single Hole Vortex Generator

Kap-Jong Riu, Jun-Young Jang and In-Su Choi

**Key Words:** Vortex Tube(보텍스튜브), Energy Separation(에너지분리), Tangential Type(접선형) Spiral Type(나선형), Vortex Generator(와류발생기)

### Abstract

When vortex tubes are applied to enhance the coefficient of performance of refrigeration system, the smaller one is preferable. However, the existing vortex generator with a nozzle hole diameter of 0.5mm was not suitable due to choking of the nozzle hole. Therefore, experimental investigation was made to find an appropriate geometry of vortex generator, which could give a comparable effect of energy separation to commercial ones without choking problem. The tested vortex generators were tangential and spiral types, which had single inducing channel with larger cross-sectional area than that of conventional multi-hole ones. The experimental result showed that the performance of the spiral type was better than that of the tangential one. As a small size of spiral one, the diameter of cold-end orifice is proposed to an half of tube diameter for the application to refrigeration system, while cold mass fraction ratio is 0.5~0.6 for a desirable operation.

### 기호설명

$C_p$  : 정압비열 [J/kg K]  
 $D$  : 보텍스튜브 내경 [mm]  
 $d_c$  : 저온출구 오리피스 직경 [mm]  
 $L$  : 보텍스튜브 길이 [mm]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [g/s]  
 $P$  : 압력 [MPa]  
 $q_c$  : 보텍스튜브의 냉동능력 [kJ/kg]  
 $S_n$  : 노즐면적비 [ - ]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $y$  : 저온출구 질량유량비 (  $\dot{m}_c / \dot{m}_{in}$  )  
 $\eta$  : 보텍스튜브의 냉각효율  
 $\zeta$  : 저온출구 오리피스 직경비 (  $d_c / D$  )

### 하첨자

c : 저온출구  
 h : 고온출구  
 in : 입구  
 max : 최대값  
 o : 외기

### 1. 서론

보텍스튜브는 간단한 구조의 노즐과 원형관을 이용하여 어떠한 화학적 작용이나 연소작용 없이 압축유체로부터 저온유체와 고온유체를 분리하는 에너지분리 장치이다. 또한 유지비용이 거의 들지 않아 경제적이고, 응답성도 매우 빠르다.

보텍스튜브는 1928년 Ranque<sup>(1)</sup>에 의해 처음 발견된 후 Hilsch<sup>(2)</sup>에 의하여 비로소 체계적인 연구가 수행되었다. 보텍스튜브에 대한 연구는 지금까지 많은 사람들에 의해 이루어져 왔는데, 이론

<sup>†</sup> 책임저자, 회원 경북대학교 기계공학부  
 Email: kjriu@knu.ac.kr  
 TEL : (053)950-5571 FAX : (053)957-4994  
<sup>\*</sup> 경북대학교 대학원  
<sup>\*\*</sup> 회원, 상주대학교 기계공학부

적 측면에서는 Fulton,<sup>(3)</sup> Stephan,<sup>(4)</sup> Deissler and Perlmutter,<sup>(5)</sup> Kassner<sup>(6)</sup> 등이 에너지분리 모델을 제시하였다. 그 중에서 Fulton<sup>(3)</sup>과 Kassner<sup>(6)</sup>가 제시한 랭귀-힐쉬효과에 의한 에너지분리 모델이 현재 가장 널리 받아들여지고 있다. 또한 실험적 연구로 Hilsch,<sup>(2)</sup> Stephan,<sup>(4)</sup> Hartnett and Eckert,<sup>(7)</sup> Martynovskii<sup>(8)</sup> 등이 있다.

기하학적 형상에 관련된 연구로, Parulekar<sup>(9)</sup>는 짧은 환관형 보텍스튜브를 연구하였다. Riu 등<sup>(10)</sup>은 노즐면적비가 보텍스튜브의 에너지분리에 미치는 영향을 연구하였고, Kim<sup>(11)</sup>은 에너지분리 향상을 위한 보텍스튜브의 기하학적 형상에 대한 연구를 수행하였다. 작동유체에 대한 연구로, Balmer,<sup>(12)</sup> Choi,<sup>(13)</sup> Chizhikov,<sup>(14)</sup> Kim,<sup>(15)</sup> Park<sup>(16)</sup> 등은 다양한 유체의 에너지분리에 대한 연구를 수행하였다. 아울러 와류 발생기의 노즐에 관한 연구로는 Martynovskii,<sup>(8)</sup> Parulekar<sup>(9)</sup> 등이 있으나, 이들은 단지 보텍스튜브의 성능개선을 위하여 저온출구만을 고려하였다.

상용 와류발생기의 경우, 노즐의 구멍수가 대부분 4개이며, 이를 기존 냉동시스템에 장착하면 노즐 구멍이 너무 작아서 냉매중에 포함된 냉매 오일 혹은 불순물로 인하여 노즐에서 초킹현상이 발생할 우려가 있다. 그러므로 안정된 냉동시스템을 구성하기 위해서는, 와류발생기의 유입구 직경을 증가시켜 초킹현상이 발생하지 않게 하는 것이 매우 중요한 과제이다.

이의 해결방안으로는 유입구의 총면적은 동일하게 유지하면서, 노즐의 구멍 개수를 줄이고 직경을 키우는 방법을 고려할 수 있다. 따라서 유입구의 수를 1개로 하여 구멍의 직경을 증가시킨 와류발생기의 특성을 파악하기 위하여, 와류발생기의 형상을 단순접선형과 나선형으로 제작하여 에너지분리에 대한 실험을 수행하였고, 그 결과를 기존의 다수 구멍을 갖는 와류발생 노즐 특성과 비교 분석하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험장치의 전체적인 계략도는 Fig. 1에 나타낸 바와 같으며, 크게 공기공급부, 실험부, 데이터 처리부로 구성된다.

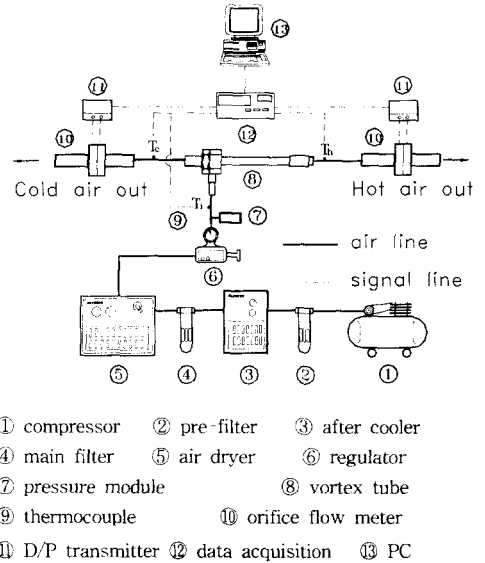


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

공기공급부는 공기압축기(air compressor)①, 필터(filter)②, 수분 제거를 위한 에프터쿨러(after cooler)③, 건조기(air dryer)⑤, 입구압력을 조절하기 위한 압력조정기(pressure regulator)⑥로 구성되어 있다.

실험부는 입구압력을 측정하기 위해서 압력모듈(Fluke, PV-350)⑦, 각부의 온도를 측정하기 위한 K-Type의 열전대⑨, 질량유량을 측정하기 위해서 차압식 오리피스(orifice) 유량계⑩로 구성되어 있다. 이 때 오리피스 유량계의 유량계수는 KS규격에 의한 값을 사용하였으며, 오리피스 유량계를 Micromotion사의 Oval 질량유량계로 보정하여 측정오차범위를 최소화하였다. 그리고 열전대는 온도보정장치와 영점조정기(Ice point)를 사용하여 보정하였고, 차압계는 마이크로 마노미터(Fco12)로 보정하였다. 실험에 사용한 주요장치의 정확도는 측정결과 열전대의 경우  $\pm 0.4^\circ\text{C}$ , 압력 모듈의 경우  $\pm 2.1\text{kPa}$ , 오리피스유량계의 경우  $\pm 0.03\text{g/s}$ 로 나타났다.

데이터 처리부는 질량유량을 측정하기 위한 차압식 트랜스미터⑪와 데이터 획득장치(Fluke, NetDaq 2640A)⑫ 및 컴퓨터⑬로 구성되어 있다.

본 실험에 사용한 보텍스튜브의 기하학적 형상은 Fig. 2에 상세하게 나타내었다. 튜브의 내경은 5.6mm이고, 길이는 130mm로 내경의 약 23배( $L=23D$ )이다.

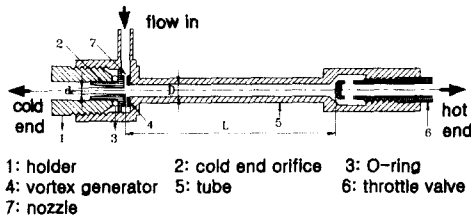


Fig. 2 Cross-sectional view of vortex tube

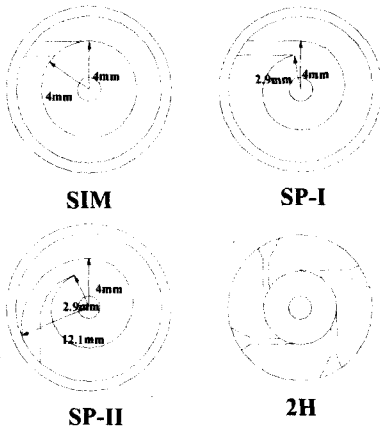


Fig. 3 Geometry of vortex generator

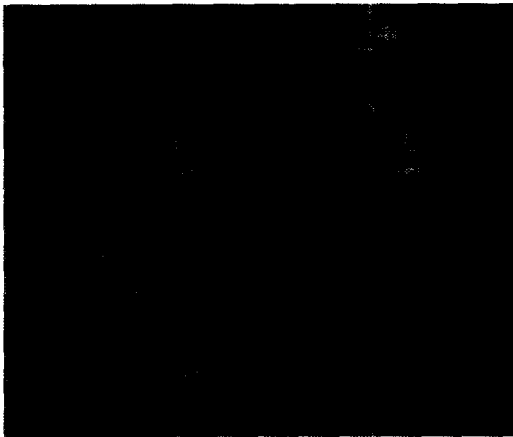


Photo. 1 Photograph of vortex generator

이는 보텍스튜브의 길이가 내경의 20 ~ 25배가 될 때 최대성능을 보인다는 기존의 연구결과<sup>(17)</sup>에 기초한 것이다. 또한 와류발생기의 기하학적 형상은 Fig. 3과 Photo. 1에 나타내었다.

와류발생기는 저온출구 오리피스와 일체형으로 제작하였고, 유로의 단면형상은 사각채널형태(1.2 mm × 1.2mm)로 제작하였다.

Table 1 Dimensions of commercial vortex generators

Model	Diameter of nozzle holes	Number of holes	Diameter of cold end orifice
2H	0.5mm	4	2.0mm
2L	0.5mm	4	1.7mm
8H	0.9mm	6	3.2mm

본 연구에 사용된 와류발생기는 모두 6종류로, 기존 문헌<sup>(9)</sup>에서 효율이 우수한 것으로 판명된 것을 선정하였다. 이 중 3종류는(SIM, SP-I, SP-II)는 보텍스튜브 단면적에 대한 유로 면적비인 노출면적비( $S_n$ )가 0.0585로 직접 설계 제작되었다. 여기서 SIM은 단순접선형, SP-I는 단순나선형, SP-II는 알키메데스 나선형이다.

나머지 3종류의 상용제품은 2H( $S_n=0.0585$ ), 2L( $S_n=0.0585$ , 소유량), 8H( $S_n=0.155$ , 대유량)로서, 저온출구 오리피스와 분리되어있고 와류 발생노즐은 Fig. 3의 2H와 같이 다수의 접선 유입구를 갖고 있다. 이러한 상용제품들은 비교실험을 위해 사용되었고, 자세한 기하학적 치수는 Table 1에 나타내었다.

### 2.2 실험방법 및 범위

본 실험에서는 입구압력과 입구온도를 일정하게 유지시키며, 저온 및 고온출구의 온도를 측정하였다. 이때 정상상태는 출구의 온도가  $\pm 0.5^\circ\text{C}/\text{hr}$ 이내일 때로 설정하였고, 정상상태에 도달하는 소요시간은 약 5분 정도 소요되었다.

입구압력은 0.7MPa로 압력조정기를 이용하여 고정시키고 실험을 수행하였다. 이때 실험압력은 차압식 오리피스 유량계를 사용하여 측정할 수 있는 최소값을 기준으로 하였다. 한편 유입유량에 대한 저온측 유량의 비인 저온출구 질량유량비( $\gamma$ )는 0.1~0.9까지 변화시켰다. 그리고 저온출구 오리피스의 영향을 고려하기 위하여 저온출구 오리피스 직경을 달리하여 실험하였다.

## 3. 에너지분리 실험결과 및 고찰

### 3.1 와류발생기 유입구 형상의 영향

동일한 조건에서는 질량유량이 저온출구 온도와 고온출구 온도에 영향을 미칠 수 있다.

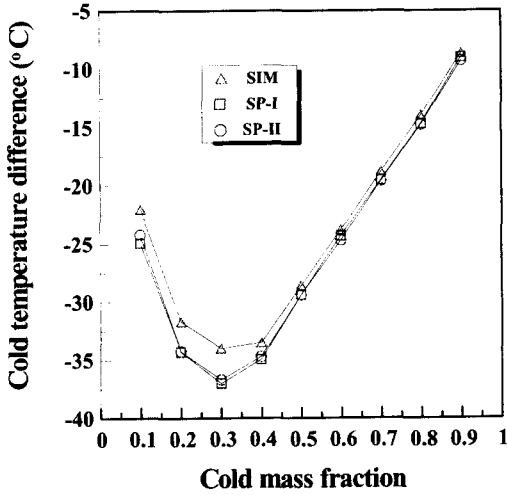


Fig. 4 Cold temperature difference at varying cold mass fraction

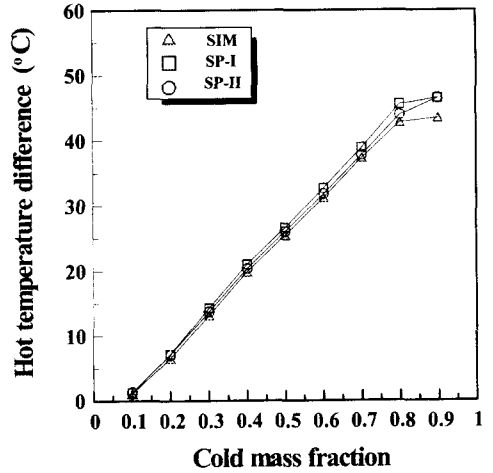


Fig. 5 Hot temperature difference at varying cold mass fraction

일반적으로 동일한 압력조건에서는 질량유량이 많을수록 입구온도와 저온출구의 온도차  $\Delta T_c$  및 고온출구의 온도차  $\Delta T_h$ 가 커진다.<sup>(4,10)</sup> 따라서 입구압력이 0.7MPa일 때, 각 와류발생기의 질량유량을 측정하여 유량이 2.0g/s 정도로 동일할 때 실험을 수행하였다.

Fig. 4는 입구압력이 0.7MPa이고 와류발생기의 형상이 단순접선형(SIM), 단순나선형(SP-I), 알키메데스 나선형(SP-II)의 3종류일 때, 저온출구 오리피스 직경은 2.0mm으로 모두 동일한 조건에서 저온 질량유량비에 따른 저온출구온도차를 나타내는 그림이다.

초기에 저온 질량유량비( $y$ )가 증가할수록 저온출구온도차는 증가한다. 이후  $y=0.3$  부근에서 최대값을 나타낸 후 서서히 감소하고 있다. 이는 저온 질량유량비가 작을 때, 저온출구로의 압력에 의한 저항이 증가하여 에너지 분리가 감소하고 유량비가 클 경우, 튜브 내에서 에너지분리가 일어난 후의 고온의 공기가 고온쪽 스톱밸브로 완전히 배출되지 못하고 저온공기와 혼합되어 에너지 분리가 감소한다. 따라서 상대적으로 압력에 의한 저항도 적고, 고온공기의 혼합도 작은  $y=0.3$ 에서 저온출구 공기온도가 가장 낮게 나타나는 것이다. 이러한 경향은 Ranque,<sup>(1)</sup> Hilsch,<sup>(2)</sup> Fulton,<sup>(3)</sup> Stephan<sup>(4)</sup>의 결과와도 일치한다.

저온 질량유량비가 0.1~0.4 사이일 때 SP-I형과 SP-II형의 저온출구온도차는 SIM형의 온도차보다

다소 크게 나타난다. 또한 가장 큰 차이를 보이는 경우는 저온 질량유량비가 0.3일 때로 약 3.5°C(약 10%) 정도 된다. 즉, 나선형이 단순접선형보다 에너지분리가 잘 일어남을 알 수 있다. 이는 나선형이 단순접선형보다 와류발생기에서의 보텍스 강도가 크고 노즐을 통한 손실이 감소하기 때문이라고 생각된다.

Fig. 5는 저온 질량유량비에 따른 입구온도와 고온측의 출구온도차를 와류발생기 형상에 따라 나타내는 그림이다.

저온 질량유량비가 증가하면 고온출구온도차는  $y=0.8$ 까지는 거의 선형적으로 증가한다. 이는 고온공기가 보텍스튜브 내부벽면 쪽에서 유동하므로 벽면 쪽에 가까울수록 공기의 온도가 높기 때문이다. 그러므로 저온 질량유량비를 증가시키기 위하여 스톱밸브를 조금씩 더 닫게 되면 고온출구 쪽으로 배출되는 공기는 튜브의 벽면 쪽에 더욱 가까운 고온공기만 배출된다. 따라서 저온 질량유량비가 증가하면 고온출구온도차는 선형적으로 증가한다. Fig. 4와 5에서 보면, SP-I과 SP-II의 성능이 거의 같지만 SP-I이 미미하게나마 우수하게 나타났다. 또한 SP-I이 SP-II보다는 가공하기 편리하므로 본 실험에서는 단순나선형 SP-I을 와류발생기의 대표적인 형상으로 선정하였고, 저온출구 면적의 영향에 대한 추가적인 실험을 수행하였다.

한편, 본 연구에서는 Takahama<sup>(17)</sup>가 제시한 다

음과 같은 등온압축효율식을 사용하였다.

$$q_c = \dot{m}_{in} \nu C_p (T_{in} - T_c) \quad (1)$$

$$W = R T_o \ln \frac{P_{in}}{P_c} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{q_c}{W} \quad (3)$$

식 (1)은 보텍스튜브의 냉동능력  $q_c$ 을, 식 (2)는 등온일  $W$ 을 나타내고, 냉동능력  $q_c$ 과 등온일  $W$ 의 비를 보텍스튜브의 냉각효율  $\eta$ 로 정의하여 식 (3)과 같이 나타내었다.

Fig. 6은 단순집선형과 단순나선형의 냉각효율을 저온 질량유량비에 따라 비교한 그림이다.

전반적으로 냉각효율은 저온 질량유량비에 따라 증가하다가 저온 질량유량비가 0.5~0.6부근에서 최대가 되고 이후 감소한다. 냉각효율은 저온 출구 쪽으로 배출되는 저온공기의 질량유량과 저온출구온도차로 결정되기 때문에, 최대냉각효율이 저온출구온도차가 최대로 발생하는 저온 질량유량비  $y=0.3$  부근에서 발생하지 않고 이보다 큰  $y=0.6$  부근에서 발생한다.

단순집선형과 단순나선형은 유사한 냉각효율을 나타내지만 단순나선형의 냉각효율이 단순형의 냉각효율보다 약 5~7% 크게 나타난다. 따라서 단일 유입구를 갖는 와류발생기를 제작시 노즐의 형태를 단순나선형(SP-I)으로 하는 것이 바람직하다고 판단된다.

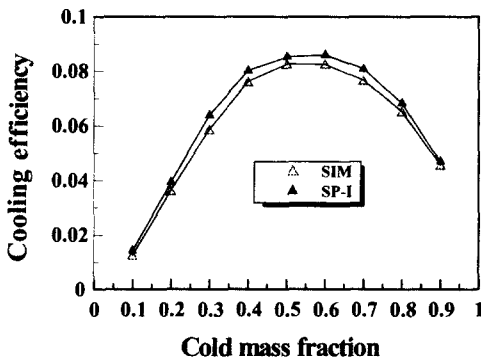


Fig. 6 Cooling efficiency of simple and spiral vortex generators at varying cold mass fraction

### 3.2 저온출구 오리피스 직경비의 영향

보텍스튜브의 형상 중 저온출구오리피스 직경도 에너지 분리에 크게 영향을 미친다. 따라서 단순나선형(SP-I)의 출구 직경을 2.0~3.4mm 범위에서 8개 제작하여 실험하였다. 이 때 보텍스튜브 내경에 대한 오리피스 직경의 비인 저온출구 오리피스 직경비( $\zeta$ )는 0.357~0.607의 범위이다.

Fig. 7은 저온 질량유량비에 따른 저온출구 및 고온출구의 온도차를 각각 나타낸 그림이다. Fig. 7(a)에서 저온 질량유량비가 0.1~0.3일 때 저온출구 온도차  $\Delta T_c$ 는 저온출구 오리피스 단면적의 영향이 적지만,  $\zeta$  값이 클수록 저온출구 온도차는 줄어든다. 그러나 저온 질량유량비가 0.5 이상으로 증가하면 온도차  $\Delta T_c$ 는  $\zeta$  값에 따라 크게 달라지고,  $\zeta$  값이 클수록 온도차도 증가한다. 한편, Fig. 7(b)에서  $y=0.1\sim 0.3$ 에서는  $\zeta$ 의 변화에 따른 고온출구 온도차  $\Delta T_h$ 의 차이가 거의 나타나지 않는다. 그러나 저온 질량유량비가 0.5 이상에서는  $\zeta$  값이 증가함에 따라서  $\Delta T_h$ 의 차이가 커진다. 또한  $\zeta$ 가 0.518 이상이 되면  $\zeta$  값의 변화에 의한  $\Delta T_h$ 의 증가는 매우 미소하게 나타난다.

일반적으로 보텍스튜브 내부의 유동에서 튜브의 벽면 부근에서는 스로틀밸브 쪽으로 고온공기의 흐름이 존재하고, 튜브의 중심영역에서는 역방향으로 저온공기의 흐름이 존재한다. 그리고 와류발생기의 입구압력과 온도는 일정하므로, 동일한 유입구 형상일 때 유입되는 공기의 와류강도는 일정하다.

하지만 저온출구의 오리피스 직경 및  $\zeta$  값이 커질 때, 동일한 저온 질량유량비를 유지하기 위해서는 고온출구면적도 증가시켜야 한다. 그러므로  $y=0.3$  이하에서는 동일한 유입구에 대한 출구면적이 상대적으로 크므로 에너지 분리효과가 떨어져고 와류생성실에서 에너지분리도 일어나지 않은 공기의 일부도 보텍스튜브 중심부의 저온기류와 혼합되어,  $\zeta$  값이 커질수록 저온출구 온도차는 낮아지는데 고온출구온도는 비슷하게 나타난 것으로 판단된다.

그러나 저온 질량유량비가 0.4 이상인 경우, 저온출구의 직경이 작을 때는 튜브 중심영역의 저온공기가 오리피스의 작은 직경으로 인한 유동저항 때문에 저온출구 쪽으로 원활하게 배출되지 못하므로,  $\zeta$  값의 증가에 따라 저온출구 및 고온출구 온도차의 증가가 낮아진 것으로 사료된다.

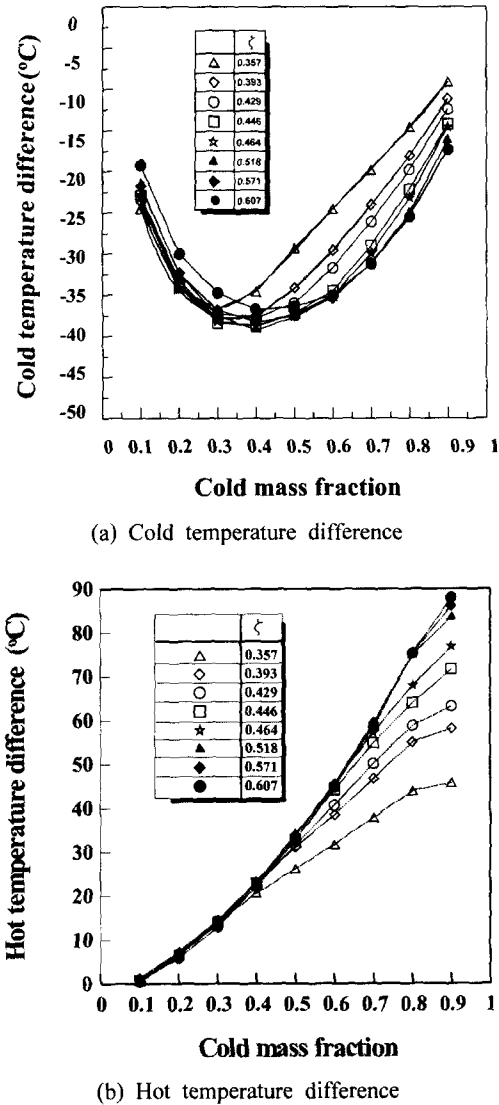


Fig. 7 Temperature difference at varying cold mass fraction with different cold-end orifice diameter ratio of simple spiral generator (SP-I)

아울러 식(3)을 이용하여 구한 냉각효율 값은 저온 질량유량비에 따른 4차 다항식(polynomial)의 형태로 곡선적합(curve-fitting)하여 실험식을 구하고, 이 식을  $y$ 에 대하여 미분하여 최대 냉각효율  $\eta_{max}$ 과 그 때의 저온 질량유량비  $y_{\eta_{max}}$ 를 구하였고, 그 결과를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Maximum cooling efficiency of simple spiral vortex generator (SP-I)

$\zeta$	$y_{\eta_{max}}$	$\eta_{max}$
0.357	0.558	0.0866
0.393	0.595	0.1029
0.428	0.614	0.1120
0.446	0.641	0.1190
0.464	0.656	0.1223
0.518	0.676	0.1262
0.571	0.683	0.1263
0.607	0.694	0.1261

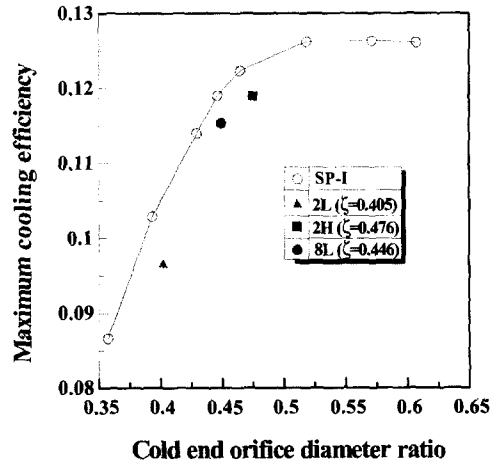


Fig. 8 Maximum cooling efficiency at varying cold end orifice diameter ratio

단순나선형 와류발생기(SP-I)는 저온출구 오리피스 직경비  $\zeta$ 가 증가할수록 높은 냉동효율을 나타내며, 최대냉동효율이 나타나는 저온 질량유량비도 커진다. 하지만  $\zeta = 0.518(d_c=2.9mm)$  이상에서는 냉각효율의 더 이상 상승하지 못한다.

한편 보텍스튜브를 냉동시스템에 적용할 때 저온 질량유량비 0.5~0.6 정도가 냉동기의 효율측면에서 가장 유리한 것으로 알려져 있다.<sup>(10)</sup> 그러므로  $y=0.5\sim 0.6$  영역에서 Fig. 7에 나타난 저온출구온도차  $\Delta T_c$ 와 고온출구온도차  $\Delta T_h$ 를 함께 고려할 때,  $\zeta = 0.5$  정도의 단순나선형 와류발생기가 소용량의 냉동기용으로 적합할 것으로 판단된다.

Fig. 8은 Table 2에 나타낸 것과 같이 단순나선형(SP-I)에 대한 저온출구 오리피스 직경비  $\zeta$ 의 변화에 따른 최대냉각효율  $\eta_{max}$ 을 나타내는 그림이다.

여기에는 참고적으로 상용품 2L, 2H, 8L 와류 발생노즐의 최대냉각효율을 함께 나타내었고, 상용품의  $\zeta$  값은 예비실험을 통해 최대값을 나타낼 때만 표시하였다.

단순나선형의 최대냉각효율은  $\zeta$  값이 증가함에 따라 증가하다가  $\zeta=0.518$ 이 후 거의 일정한 값을 나타낸다. 또한 상용품 2L과 2H의 최대 냉동효율은 SP-I형보다 크지 않다. 그리고 8L의 경우도 조금 낮은 값을 나타내며, 작동유체의 유량이 크기 때문에 소형 냉동기에 적합하지 않을 것으로 생각된다.

Fig. 9는 저온출구 오리피스 직경비  $\zeta$  가 0.518인 단순나선형 (SP-I)과  $\zeta$  가 0.476인 상용품으로 가장 효율이 큰 2H 노즐의 저온 질량유량비에 따른 냉각효율을 비교한 그림이다. 저온 질량유량비가 0.5이상일 때는 단일 유로의 단순나선형 와류발생기의 냉각효율이 상용품 2H보다 크게 나타난다. 그러므로 냉동시스템에의 적용에 있어서 단순나선형(SP-I)이 상용품보다 우수한 성능을 나타낼 것으로 기대된다.

냉동기에 적용되는 보텍스튜브의 바람직한 저온 질량유량비는 0.5~0.6이지만,  $\zeta=0.518$ 인 단순나선형의 냉동효율은  $y=0.68$ 에서 최대로 나타난다. 그러나 냉동기의 유량변동 등을 고려하여 안정적인 상태를 유지하기 위해  $\zeta$ 를 0.5정도로 선택하는 것이 냉동시스템에 적용에 적합할 것으로 사료된다.

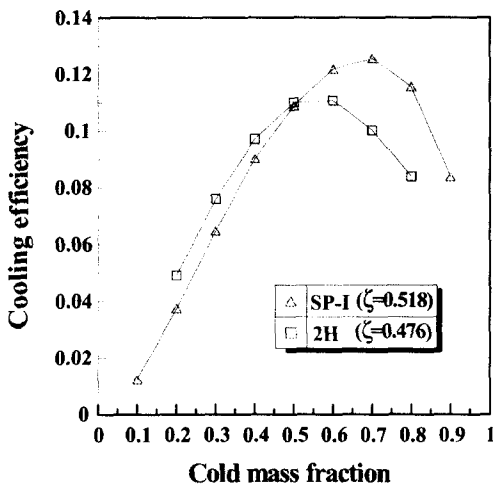


Fig. 9 Comparison of cooling efficiencies at varying cold mass fraction

#### 4. 결 론

비교적 냉매의 질량유량이 2.0g/s정도로 작은 580 l급 냉동기에 초킹현상이 없이 안정적으로 사용할 수 있는 보텍스튜브 와류발생기의 기하학적 형상에 대하여 고찰하였고, 연구결과를 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 단일 유로를 갖는 와류발생기의 경우, 단순나선형의 냉각효율이 단순접선형보다 5~7% 높고, 형상이 복잡한 알키메데스 나선형과는 비슷하였다. 그러므로 단순나선형이 가장 유리한 와류발생기 형상으로 판단된다.

(2) 단순나선형에서 냉동효율은 저온출구 오리피스 직경비에 따라 증가하며, 직경비가 0.5이상에서 최고수준을 유지한다.

(3) 저온출구 오리피스 직경비가 0.5정도이고 저온 질량유량비가 0.5이하일 때는 단순나선형의 냉동효율이 상용품보다 낮고, 저온 질량유량비 0.5이상에서는 단순나선형이 약간 높게 나타났다.

(4) 그러므로 0.5~0.6 정도의 저온 질량유량비가 바람직한 냉동장치에서, 단순나선형 와류발생의 저온출구 오리피스 직경비를 0.5정도로 설계하는 것이 가장 효율적이다.

#### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 1997년도 에너지 기술개발사업과 제충 에너지 절약사업의 연구비지원에 의해 수행되었습니다. 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

#### 참고문헌

- (1) Ranque, G. J., 1932, United State Patent, Applied December 6. Serial No 646.020.
- (2) 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.
- (3) Fulton, C. D., 1950, "Ranque's Tube," *Refrigeration Engineering*, Vol. 5, pp. 473~479.
- (4) 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.
- (5) Deissler, R. G. and Perlmutter, M., 1960, "Analysis of the Flow and Energy Separation in a Turbulent Vortex," *J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 1, pp. 173~191.
- (6) Kassner, R. and Knoernschild, E., 1948, "Friction Laws and Energy Transfer in Circular Flow," *U.S.A.F. Air Material Command*, Wright-Patterson AFB, Proj. No. LP-259, Tech. Rept. No. F-TR- 2198- ND, GS-USAF, AF Base No. 78, March.
- (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. ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 79, pp. 751~758.
- (8) Martynovskii, V. S. and Alekseev, V. P., 1957, "Investigation of the Vortex Thermal Separation Effect for Gases and Vapors," *Soviet Phys.- Technical Phys.*, Vol. 1, pp. 2233~2243.
- (9) Parulekar, B. B., 1961, "The Short Vortex Tube," *The Journal of Refrigeration*, pp. 74~78.
- (10) Riu K. J., 1996, "An Experimental Study for Cold End Orifice of Vortex Tube," *Trans. KSME (B)* Vol. 20, No 3.
- (11) Kim, C. S., 1998, "The Effect of Geometric Form of Generator of a Vortex Tube on the Energy Separation," M. Sc. Thesis, Kyungpook National University, Taegu, Korea.
- (12) Balmer, R. T., 1988, "Pressure-Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation in Liquids," *J. of Fluids Engineering*, Vol. 110, pp. 161~164.
- (13) Choi, B. C., 1997, "Energy Separation and Solid Separation of Incompressible Fluid Using Vortex Tube," Ph. D. Thesis, Kyungpook National University, Taegu, Korea.
- (14) Chizhikov, Yu. V., "Dependence of the Ranque effect on the physical nature of the working medium," *Russian Journal of Fuel*, Vol. 35, No. 2, pp. 105~108.
- (15) Kim, S. J., 1998, "The Characteristic of Energy Separation of Refrigerant and other Gases in Vortex Tube," M. Sc. Thesis, Kyungpook National University, Taegu, Korea.
- (16) Park, K. D., 1998, "The Study of Energy Separation as types of refrigerants in Vortex Tube," M. Sc. Thesis, Kyungpook National University, Taegu, Korea.
- (17) Takahama, H, and Kawashima, K. I., 1966, "An Experimental Study of Vortex Tube," *Bulletin of JSME*, Vol. 9, No. 33, pp. 227~245.