

이중 입구형 맥동관 냉동기에서의 압력 파형 측정

정 제 현[†], 남 관 우, 정 상 권*, 정 은 수**

한국과학기술원 기계공학과 대학원, *한국과학기술원 기계공학과, **홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

Pressure Measurement in Double Inlet Pulse Tube Refrigerator

Jeheon Jung[†], Kwanwoo Nam, Sangkwon Jeong*, Eun Soo Jeong**

Graduated School of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 305-701, Korea

*Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 305-701, Korea

**Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received February 15, 2003; revision received March 16, 2004)

ABSTRACT: A double-inlet pulse tube refrigerator was fabricated as a U-shape with $\phi 19.0$ mm \times 125 mm regenerator packed by #200 stainless steel mesh and $\phi 12.7$ mm \times 125 mm pulse tube. A pressure sensor was installed at the inlet of the regenerator and a differential pressure sensor was installed across the bypass. Amplitude of the pulsating pressure was independent of the opening of the orifice and the bypass valves. Helium flow through the orifice and the bypass was calculated based on the measured pressure. Energy loss through the orifice and the bypass was evaluated with the measured pressure and the calculated helium flow rate. The energy loss, which is equivalent to the refrigeration capacity at the cold end of the ideal pulse tube refrigerator, was mainly generated through the orifice. It was proportional to the opening of the orifice valve, but the real refrigerator displayed the best performance at the optimized opening of the orifice valve. This optimized performance of the tested pulse tube refrigerator can be explained by additional refrigeration losses. As an example, the shutt-
le heat transfer loss of the pulse tube was calculated from the measured experimental data.

Key words: Pulse tube refrigerator(맥동관 냉동기), Cryocooler(극저온 냉동기), Double Inlet(이중입구), Regenerator(재생기)

기 호 설 명

c_v : 밸브의 유량계수
 M : 속도비, u_A/u_C
 P : 압력 [kPa]
 Q : 표준상태에서의 체적유량 [Nm³/hr]

R : 맥동관의 반지름 [m]
 S_g : 표준상태에서 공기에 대한 밀도비
 T : 온도 [K]
 U : 체적유량 [m³/s]
 u_A : 고온부에서의 속도 [m/s]
 u_C : 저온부에서 고온부 속도를 제외한 성분 [m/s]
 $W_{orifice}$: 일 [W]
 X : 무차원 냉각량

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-869-3079; fax: +82-42-869-3095

E-mail address: propeller@kaist.ac.kr

그리스 문자

- α : 열확산도(thermal diffusivity)
- β : $R/(\omega/\alpha)^{0.5}$
- γ : 비열비, c_p/c_v
- θ : 위상각 [rad]
- τ : 주기 [sec]
- ω : 각속도 [rad/s]

하첨자

- C : 저온부
- H : 고온부
- h : 고압부
- l : 저압부
- amp : 진폭

1. 서 론

극저온 냉동기로서 맥동관 냉동기⁽¹⁾에 대한 연구는 세계적으로 현재 활발하게 진행되고 있다. 맥동관 냉동기는 대체로 1단일 경우에는 60 K 정도의 온도에 도달할 수 있으며, 2단일 경우에는 10 K 근처의 온도까지 도달할 수 있다.

맥동관 냉동기는 GM 냉동기나 스텔링 냉동기와 마찬가지로 압축부, 재생기, 그리고 팽창부로 구성되어 있다. 그러나, 팽창부가 피스톤-실린더 형태가 아닌 단지 빈 관 형태로 되어 있어, GM 냉동기나 스텔링 냉동기에 비하여 정밀성을 요하는 부품을 적게 필요로 한다. 이로 인하여 제작자의 측면에서는 제작의 용이성을, 그리고 사용자의 측면에서는 더 긴 내구성을 보장받는다.

현재 비교적 우수한 성능을 보이는 맥동관 냉동기는 이중 입구형 맥동관 냉동기이다. 이중 입구형 맥동관 냉동기는 오리피스형 맥동관 냉동기를 기본 골격으로 하고 있다. 오리피스형 맥동관 냉동기는 Fig. 1(a)와 같이 한 쪽 끝이 오리피스를 통하여 기체 저장소(gas reservoir)와 연결되고 다른 쪽 끝이 재생기와 연결된 빈 관(맥동관)으로 되어 있다. 이러한 구조에서 개도를 조절할 수 있는 밸브가 오리피스를 대신하기도 한다. 맥동압력이 재생기를 통하여 맥동관에 가하여지면 맥동관과 재생기와 연결된 부분(저온부)의 온도는 낮아지고 오리피스가 연결된 부분(고온부)의

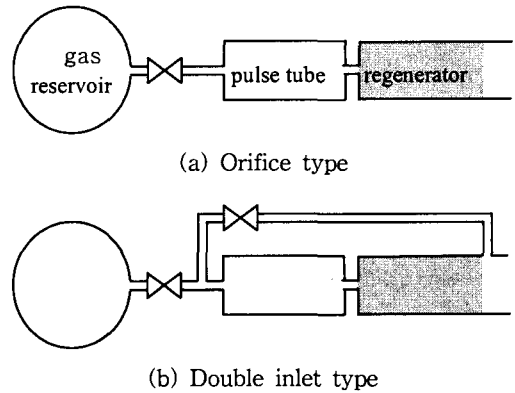


Fig. 1 Pulse tube refrigerators.

온도는 높아진다. 이때 재생기 입구와 맥동관 고온부는 상온에 노출되어 상온으로 유지되고 나머지 부분이 진공 단열되면 저온부는 극저온에 도달할 수 있다. 맥동관의 고온부와 재생기 입구가 바이패스를 통하여 연결되면, Fig. 1(b)와 같은 이중 입구형 맥동관 냉동기가 된다. Park et al.⁽²⁾은 이중 입구형 맥동관 냉동기를 제작하여 그에 대한 성능실험을 수행하였다.

본 논문에서는 맥동관 냉동기에서 오리피스 밸브와 바이패스 밸브의 개도에 대한 압력진폭의 변화를 확인하고, 측정된 압력 데이터를 바탕으로 맥동관 냉동기의 엔탈피 흐름을 계산하고 이에 대하여 논의하였다.

2. 맥동관 냉동기 성능실험

2.1 맥동관 냉동기의 구성

본 논문에서 살펴본 맥동관 냉동기는 GM형 맥동관 냉동기로 헬륨 압축기와 회전 밸브(rotary valve)에 의하여 맥동 압력이 형성된다. 회전 밸브에는 압축기의 고압부와 저압부, 그리고 재생기 입구가 연결되어 있으며, 회전 밸브는 재생기 입구에 고압과 저압을 주기적으로 연결함으로써 맥동 압력을 생성한다. 본 실험의 헬륨 압축기는 고압부 압력이 2.0 MPa 정도이며, 저압부 압력이 1.2 MPa이고, 회전 밸브는 4.6 Hz의 고정된 주파수를 가지도록 제작되었다. 재생기는 직경 19.0 mm(3/4 인치) 길이 125 mm인 스테인리스 스틸 관에 #200 스테인리스 스틸 망을 원형으로 제단하여 적층한 구조로 제작하였으며, 맥동관은 직

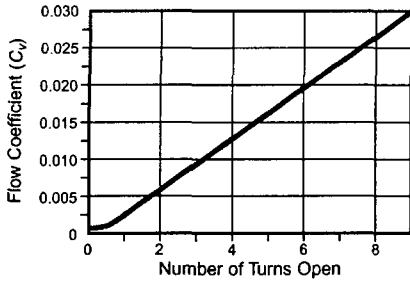


Fig. 2 Flow coefficient of the metering.

경 12.7 mm(1/2 인치) 길이 125 mm인 스테인리스스틸 관으로 제작하였다. 재생기와 맥동관은 U자형을 이루도록 연결하였다. 오리피스 밸브와 바이패스 밸브로는 최대 유량계수가 0.03인 미터링 밸브(Swagelok M series)를 사용하였다. 이 밸브는 Fig. 2와 같은 개도특성을 가진다. 기체 저장소의 체적은 맥동관 체적에 비하여 크게 함으로써 저장소에서의 압력변동을 최대한 억제하였다.

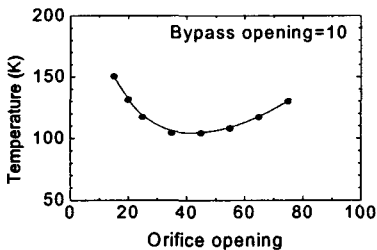
2.2 성능특성

저온부에 온도센서(Lakeshore silicon diode DT-670)를 설치하고 맥동관 냉동기를 진공용기에 넣어 진공 단열한 후 냉동기를 작동시켰다. 저온부

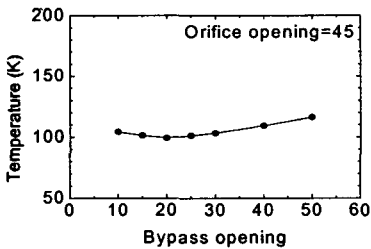
의 최저 도달온도를 찾기 위하여 오리피스 밸브와 바이패스 밸브의 개도를 변화시키며 저온부의 온도를 측정하였다. 정확한 최적 개도를 찾기 위해서는 오리피스 밸브의 개도와 바이패스 밸브의 개도에 따른 온도를 3차원적인 그래프로 나타내는 것이 필요하다. 하지만 본 실험에서는 바이패스 밸브의 개도를 고정된 후 오리피스 밸브의 최적 개도를 찾고, 얻어진 오리피스 밸브의 최적 개도에서 바이패스 밸브의 최적 개도를 찾는 방식을 취하였다. Fig. 3(a)는 바이패스 밸브의 개도가 10으로 고정된 상태에서 오리피스 밸브의 개도에 따른 온도를 나타내고, Fig. 3(b)는 Fig. 3(a)에서 얻어진 최적 오리피스 밸브의 개도인 45에서 바이패스 밸브의 개도에 따른 최저 도달온도를 나타낸다. 여기서 x축의 밸브 개도는 버니어 핸들(vernier handle)의 눈금을 나타내며, 1회전은 25에 해당한다. 성능실험 결과, 맥동관 냉동기는 100 K 정도의 온도까지 도달하였으며 이때 바이패스 밸브의 개도는 20, 그리고 오리피스 밸브의 개도는 45였다.

2.3 압력센서 설치 후의 성능특성

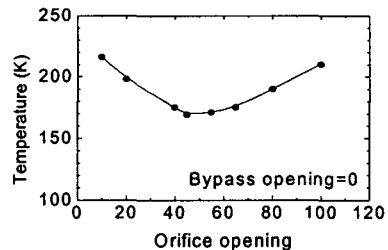
재생기의 입구에는 압력계를, 그리고 바이패스



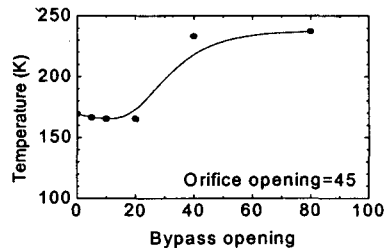
(a) Temperature vs. orifice opening



(b) Temperature vs. bypass opening



(a) Temperature vs. orifice opening

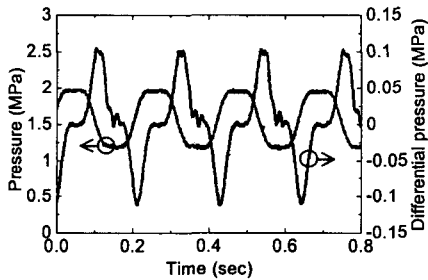


(b) Temperature vs. bypass opening

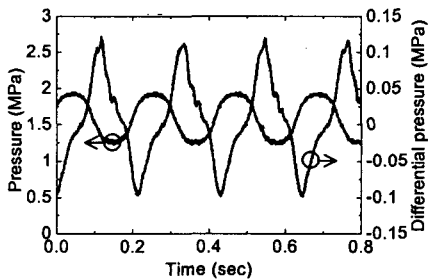
Fig. 3 No load temperature for various openings.

Fig. 4 No load temperature for various openings.

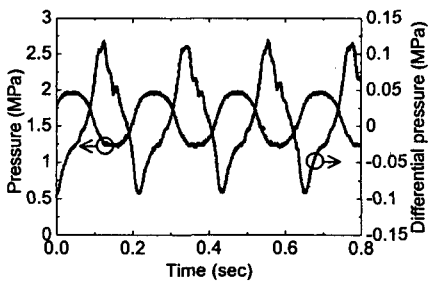
양 끝단으로는 차압계(Validyne model DP-10)를 설치하고 성능실험을 다시 수행하였다. Fig. 4(a)는 바이패스 밸브의 개도가 0으로 고정된 상태에서 오리피스 밸브의 개도에 따른 온도를 나타낸다. 오리피스 밸브의 최적 개도는 센서 설치 전과 마찬가지로 45 정도였다. Fig. 4(b)는 오리피스 밸브의 최적 개도인 45에서 바이패스 밸브의 개도에 따른 온도를 나타낸다. 센서 설치로 인한 체적 증가에도 불구하고 밸브들의 최적 개도는 센서 설치 전에 비하여 거의 변화가 없었지만 최저 도달온도는 170 K 정도로 더 높아졌다. 센서 설치 후에는 Fig. 3(b)와 Fig. 4(b)에서 보듯이 바이패스 밸브의 개도에 대하여 냉동기의 성능이 더 민감하게 변화였다.



(a) Bypass=0, Orifice=10



(b) Bypass=0, Orifice=45



(c) Bypass=0, Orifice=100

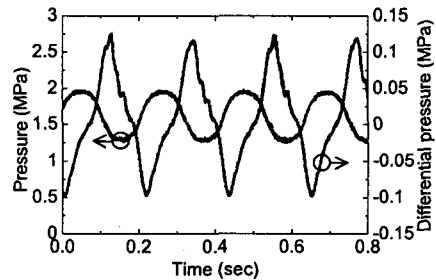
Fig. 5 Pressure and differential pressure.

2.4 압력 파형의 측정

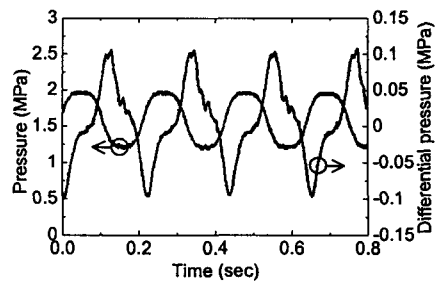
설치된 압력계와 차압계를 이용하여 재생기 입구에서의 압력과 재생기를 통한 압력 강하를 측정하였다. 바이패스 밸브의 개도가 0이고, 오리피스 밸브의 개도가 10인 경우의 압력 파형은 Fig. 5(a)와 같다. 최적 오리피스 밸브의 개도인 45인 경우에는 Fig. 5(b)와 같으며 개도가 100인 경우에는 Fig. 5(c)와 같다. 재생기에서의 최대 압력 강하는 0.1 MPa 정도로 맥동 압력의 압력 진폭인 0.35 MPa의 30% 수준에 해당하였다. Fig. 5(c)는 Fig. 5(a)보다 오리피스 밸브의 개도가 10배인 상태이지만 그에 따른 압력 진폭의 변화는 크지 않았다.

오리피스 밸브의 개도가 45이고 바이패스 밸브의 개도가 20인 경우의 압력 파형은 Fig. 6(a)와 같으며, 바이패스 밸브의 개도가 40인 경우의 압력 파형은 Fig. 6(b)와 같다. 압력 진폭은 오리피스 밸브에서와 마찬가지로 바이패스 밸브의 개도에 의해서도 크게 영향을 받지 않았다.

맥동관 내의 압력은 재생기 입구 압력과 재생기에서의 압력 강하의 합이 된다. Fig. 7은 최적 상태에서 맥동관 내의 압력변화를 나타낸다. 맥



(a) Bypass=20, Orifice=45



(b) Bypass=40, Orifice=45

Fig. 6 Pressure and differential pressure.

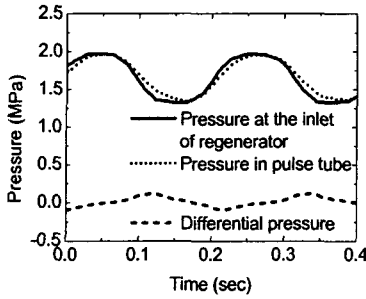


Fig. 7 Pressure in pulse tube.

동관 내의 압력 진폭은 재생기 입구 압력과 커다란 차이를 보이지 않는다. 따라서 오리피스와 바이패스 밸브의 개도에 의해서도 크게 영향을 받지 않는다.

3. 에너지 흐름

3.1 미터링 밸브를 통한 유량

기체 저장소의 압력 변동은 무시할 수 있으며 저장소의 압력은 맥동 압력의 평균값으로 가정할 수 있다.⁽³⁾ Fig.2에서 주어진 유량계수에 관한 그래프와 식(1)을 이용하면 밸브의 양단 압력조건에 따른 유량을 계산할 수 있다.

$$Q = Nc_v \sqrt{\frac{P_h(P_h - P_l)}{T_h S_g}} \quad (1)$$

여기서 N 은 차원 변환상수로 압력이 kPa, 온도가 K , 유량이 Nm^3/h 인 경우 4.17이다. 밸브는 상온에서 작동하기 때문에 $T_h=300 K$ 으로 가정하고 헬륨의 경우 $S_g=0.138$ 이다.

3.2 냉동능력의 산출

재생기의 효율이 100%인 이상적인 오리피스형

Table 1 Volume flow rate at warm end

Orifice	Flow coefficient	$U_{amplitude} (m^3/s)$
40	0.0040	4.7×10^{-5}
65	0.0065	7.6×10^{-5}
80	0.0100	1.2×10^{-4}
100	0.0125	1.5×10^{-4}

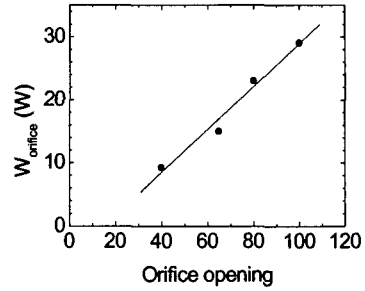


Fig. 8 Work dissipation at orifice.

맥동관 냉동기에서 외부로부터의 열유입이 없다면 저온부의 냉동량은 고온부에서 오리피스 밸브와 기체 저장소를 통하여 소실되는 일에 의하여 발생하는 열과 같다.⁽⁴⁾ 오리피스 밸브와 기체 저장소를 통하여 소실되는 일은 맥동관 고온부에서의 에너지 흐름과 같고 식(2)로 표현된다.^(5,6)

$$W_{orifice} = \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{t_0+\tau} P U dt \quad (2)$$

해석의 편의를 위하여 압력과 유량 파형이 사인 파형이며, 서로 선형인 관계로 가정하면 식(3)이 얻어진다.⁽⁵⁾

$$W_{orifice} = \frac{1}{2} P_{amp} U_{amp} \cos \theta \quad (3)$$

이때 기체 저장소의 체적이 매우 커서 압력 변동이 심하지 않은 경우, 고온부에서 오리피스 밸브에 의하여 발생하는 유량은 압력 파형과 위상이 일치하며 따라서 식(3)은 식(4)로 더욱 간략하게 표현된다.

$$W_{orifice} = \frac{1}{2} P_{amp} U_{amp} \quad (4)$$

본 실험에 이용된 맥동관 냉동기에 식(4)의 모델을 적용하기 위하여 측정된 압력 파형을 사인파로 근사시켰다. 그 결과 $P_{amp}=0.39 MPa$, 평균 압력 1.60 MPa을 얻을 수 있었다. 바이패스 밸브의 개도가 0이고 오리피스 밸브의 개도가 40, 65, 80, 100인 경우에 식 (1)을 이용하여 오리피스 밸브를 통한 유량을 계산하고, 이를 사인파로 근사시킨 결과를 Table 1에 표시하였다. 이렇게 얻어진 결과에 식(4)를 적용하면 Fig. 8의 결과가 얻

어진다. 이 계산에 의하면 오리피스 밸브와 기체 저장소에서 소실되는 일, 즉 맥동관 냉동기의 이상적인 냉동능력은 오리피스의 개도에 대하여 거의 선형적으로 증가하였다. 이는 최적 오리피스 밸브의 개도에서 최대의 성능을 보이는 실제 냉동기와는 다른 경향이다.

Fig. 6에서의 차압을 이용하면 바이패스 밸브를 흐르는 유량을 계산할 수 있다. 맥동관 냉동기가 이중 입구형으로 동작할 때 최적 상태에서 바이패스 밸브를 통하여 흐르는 유량은 사인파로 근사된 경우 $U_{amp} = 8.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ 가 된다. 이는 최적 상태에서 오리피스 밸브를 통하여 흐르는 유량의 15% 수준에 해당한다. Fig. 7에서 보듯이 재생기에서의 압력 강하와 맥동관 내의 압력 파형은 약 90° 정도의 위상차를 보이므로, 바이패스 밸브를 통하여 흐르는 유량과 맥동관 내의 압력 파형 역시 대략 90° 정도의 위상차를 가진다. 즉, 바이패스 밸브를 통한 일의 소실은 오리피스 밸브를 통한 일의 소실에 비하여 상당히 작다고 할 수 있다.

3.3 맥동관내 왕복 유동 열전달에 의한 열손실

실제 맥동관 냉동기에서는 이상적인 맥동관 냉동기에서와는 달리 재생기와 맥동관에서 비가역적인 손실이 발생하며, 따라서 실제 냉동량은 맥동관 고온부에서 발생하는 일 손실과 당연히 같지 않게 된다. 실제 냉동량은 재생기와 맥동관에서의 손실만큼 차이가 생긴다. 본 실험에서는 저온부에 냉동부하가 없었으므로 이상적인 냉동량은 모두 손실로 변환되게 되어 있다. 본 절에서는 기체의 왕복 유동 열전달에 의한 손실과 2차 유동에 의한 손실로 구성된 맥동관에서의 손실⁽⁷⁾ 중 기체의 왕복 유동 열전달에 의한 손실만을 계산하였다. 기체의 왕복 유동 열전달에 의한 손실이 고려된 냉각량은 식(5)로 주어진다.⁽⁸⁾

$$X = 1 - \frac{4\sqrt{2}M}{3(\gamma-1)\beta_H} \times \frac{1 - \left(\frac{T_C}{T_H}\right)^{\frac{3}{4}} e^{-\frac{3(\gamma-1)}{4} \tan^{-1} \frac{1}{M}} \left(1 + \frac{1}{M^2}\right)^{\frac{3(\gamma-1)}{8}}}{\int_0^1 e^{-\frac{3(\gamma-1)}{4} \tan^{-1} \frac{t}{M}} \left(1 + \frac{t}{M^2}\right)^{\frac{3(\gamma-1)}{8} - 1} dt} \quad (5)$$

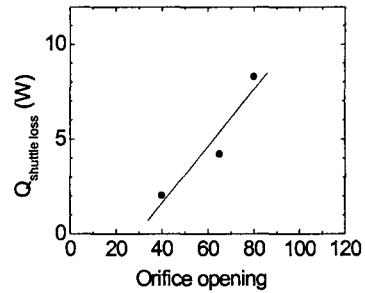


Fig. 9 Shuttle heat transfer loss.

바이패스 밸브의 개도가 0이고 오리피스 밸브의 개도가 40, 65, 80인 경우에 이 식을 적용하여 기체의 왕복 유동 열전달에 의한 손실을 계산하면 Fig. 9의 결과가 얻어진다. 기체의 왕복 유동 열전달에 의한 손실은 이상적 냉동능력의 20~30%를 차지하며 오리피스 밸브의 개도가 커질수록 그 비중도 약간씩 증가한다. 이외에도 재생기에서의 손실과 맥동관에서의 2차 유동에 의한 손실이 나머지 냉동능력의 대부분을 차지하게 된다.

4. 결 론

본 실험에서 살펴본 바로는 이중 입구형 맥동관 냉동기에서 재생기에서의 압력 강하에 의한 맥동관내 압력의 진폭 감소는 미미하였다. 오리피스 밸브와 바이패스 밸브의 개도 변화에 따른 압력 진폭 변화 역시 크지 않았다. 즉, 맥동관 냉동기의 작동조건 중 압력 진폭은 밸브의 개도에 따라 크게 영향을 받지 않는 반면, 밸브를 통한 유량만이 변한다는 것을 확인할 수 있었다.

맥동관 냉동기의 이상적인 냉동능력은 오리피스 밸브의 개도에 대하여 선형적으로 증가하지만 실제 성능은 오리피스 밸브의 최적 개도에서 최대를 나타내었다. 실제 냉동기에서의 열손실은 맥동관내 왕복 유동에 의한 손실이나 재생기의 손실과 같이 오리피스 밸브의 개도에 의존하며, 따라서 이상적인 냉동능력의 증가가 더 나은 성능을 보장하지는 않는다.

바이패스 밸브를 통한 유량은 오리피스 밸브를 통한 유량의 15% 수준이지만 압력 파형과 위상차로 인하여 바이패스를 통한 에너지 흐름은 오리피스를 통한 에너지 흐름에 비하여 거의 무시할 정도이다. 즉, 맥동관 고온부에서 발생

하는 일의 소실은 거의 모두 오리피스를 통하여 이루어진다. 바이패스는 이상적인 냉동 능력을 증가시키는 역할을 하지 못한다.

후 기

본 연구는 민군겸용기술사업(과제번호 : 99-DU-04-A-02) 및 한국과학재단(KOSEF)의 지원을 받는 연소기술 연구센터(CERC)의 도움으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Jung, E. S., 1992, Pulse tube refrigerator, *Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, No. 2, pp. 75-87.
2. Park, S. J., Koh, D. Y., Yoo, C. J., Yeom, H. K. and Choi, H. O., 1994, An experimental study of double inlet pulse tube refrigerator, *Proceedings of the SAREK'94 Winter Annual Conference*, pp. 64-69.
3. Lu, G. and Cheng, P., 2000, Flow characteristics of a metering valve in a pulse tube refrigerator, *Cryogenics*, Vol. 40, No. 11, pp. 721-727.
4. Kittel, P., 1992, Ideal orifice pulse tube refrigerator performance, *Cryogenics*, Vol. 32, No. 9, pp. 843-844.
5. Hofmann, A. and Pan, H., 1999, Phase shifting in pulse tube refrigerators, *Cryogenics*, Vol. 39, No. 6, pp. 529-537.
6. Zhu, S., Kawano, S., Nogawa, M. and Inoue, T., 1998, Work loss in double-inlet pulse tube refrigerators, *Cryogenics*, Vol. 38, No. 8, pp. 803-807.
7. Lee, J. M., Kittel, P., Timmerhaus, K. D. and Radebaugh, R., 1995, Steady secondary momentum and enthalpy streaming in the pulse tube refrigerator, *Cryocoolers 8*, Plenum Press, New York, pp. 359-369.
8. Jung, J. and Jeong, S., 2003, Surface heat pumping loss in orifice pulse tube refrigerator, *Cryocoolers 12*, Kluwer Academic/Plenum Publisher, To be pressed.