

## 소형 관성관형 맥동관 냉동기의 실험 및 단열 해석

### Experiment and adiabatic analysis of miniature inertance pulse tube refrigerator

남중원\*, 남관우\*\*, 정상권\*\*\*

Jungwon Nam\*, Kwanwoo Nam\*\*, Sangkwon Jeong\*\*\*

**Abstract :** A Miniature inertance pulse tube refrigerator was designed and tested with a 10 W compressor. Experiments were carried out for different pulse tube length and inertance tube length. An adiabatic model which considered the pressure drop in the regenerator was used to analyze the performance of the pulse tube refrigerator. Among various design parameters which should be optimized, the pulse tube length and the inertance tube length were optimized. PdV work and several different loss mechanism were included in the analysis to simulate more accurately the physical phenomena in the pulse tube refrigerator. Nevertheless, the simulation program could not completely predict the performance of the refrigerator. The possible reason for the difference of the optimal point between the simulation and the experiment was explained.

**Key Words:** pulse tube(맥동관), adiabatic model(단열모델), regenerator(재생기), inertance tube(관성관)

$R_c$  기체 상수  
 $R_p$  압력비 [=  $P/P_m$ ]  
 $u_A$  기체의 고온부 통과 속도 [m/s]  
 $V_v$  공극 체적 [m<sup>3</sup>]

#### 그리스 문자

$\alpha$  열확산율 [m<sup>2</sup>/s]  
 $\mu$  점성도 [Pa · s]  
 $\gamma$  비열비  
 $\rho$  밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\omega$  각속도 [rad/s]

#### 하첨자

$c-a$  압축기와 후냉각기의 경계  
 $l-e$  저온부와 맥동관의 경계  
 $a-r$  후냉각기와 재생기의 경계  
 $r-l$  재생기와 저온부의 경계  
 $w-h$  맥동관과 고온부의 경계  
 $pt$  맥동관  
 $i$  관성관  
 $r$  재생기

#### 기호 설명

$A_f$  자유 유동 면적 [m<sup>2</sup>]  
 $C_p$  정압비열 [J/kg · K]  
 $C_v$  정적비열 [J/kg · K]  
 $C_{ff}$  열전도도 감소지수  
 $d_h$  수력직경 [m]  
 $e_c$  공극율  
 $g$  단위면적당 작동가스 유량[kg/m<sup>2</sup> · s]  
 $I_e$  재생기의 비유용도  
 $l$  길이 [m]  
 $K_t$  재생기 관의 열전도율 [W/m · K]  
 $K_{ss}$  재생물질의 열전도율 [W/m · K]  
 $P_m$  평균 압력 [Pa]  
 $r$  반지름[m]

#### 1. 서론

최근 들어, 극저온 냉동기 중에 맥동관 냉동기의 연구가 활발히 진행되고 있다. 맥동관 냉동기의 저온부 내부에는 기계적인 피스톤 대신 기체 변위기만 존재하므로 마모의 문제가 없으며, 열발생 및 소음, 진동의 문제도 적다는 장점을 가지고 있다.

최대 소비 전력이 10 W인 선형 압축기를 사용하여 작동하는 관성관형 맥동관 냉동기의 연구는 소형 적외선 센서의 안정적인 냉각에 효과적이므로 반드시 필요하다. 특히 인공위성에서 소비 전력의 제한이 있을 때 적외선 센서나 통신 시스템의 냉각에 응용이 가능하다 [1]. Kho 등[2]은 15 W의 압축기를 이용하여 65 K에서 0.5 W의 냉각 능력을 갖는 동심 원관형 맥동관 냉동기를 연구하였다. 작은 용량의 압축기를 이용하는 소형 관성관형 맥동관 냉동기의 성능은 각각의 치수에 민감하게 반응하므로 최적화가 더욱 중요시된다. 남관우 등[3]은 맥동관 냉동기의 성능 최적화를 위해 분리 손실 방법을 이용한 단열 모델을 사용하여 77 K, 5 W 냉각 능력을 갖는 G-M형 오리피스 맥동관 냉동기를 설계, 제작하였다.

본 논문에서는 소형 관성관형 맥동관 냉동기의 최적화를 위하여, 기존의 단열 해석 모델[3],[4]에 압력강

\* 학생회원 : 한국과학기술원 기계공학과 석사과정

\*\* 학생회원 : 한국과학기술원 기계공학과 박사과정

\*\*\* 정 회 원 : 한국과학기술원 기계공학과 부교수

원고접수 : 2003년 10월 02일

심사완료 : 2004년 02월 05일

하를 고려하여 모델을 개선하였다. 이를 이용하여 소형관성관형 맥동관 냉동기를 연구하는데 있어서, 관성관과 맥동관의 길이를 바꾸면서 설계하였으며 이를 실험 결과와 비교하였다. 실험에 사용된 소형 관성관형 맥동관 냉동기는 성능에 영향을 주는 불용 체적을 최소화하기 위해 재생기와 맥동관이 일체형으로 제작되었다. 여러 치수에 따른 성능 및 손실 해석을 실험 결과와 비교, 분석하여 최적 조건이 발생하는 상황을 분석하였다.

## 2. 실험 장치 및 실험 조건

### 2.1 실험 장치 구성

Fig. 1은 관성관을 이용한 소형 맥동관 냉동기의 개략도이다. 불용 체적을 최소화하기 위하여 재생기와 맥동관은 스테인리스 스틸관을 일체형으로 사용하였다. 재생기 내부에는 스테인리스 스틸망(stainless steel mesh: #200)이 400장 적층되어 있으며, 이 재생 물질이 아래로 이탈하지 않도록 재생기와 맥동관 사이에 턱을 내었다. 이것은 소형 맥동관 냉동기에서 불용체적을 최소화하는 유용한 방법이다. 재생기의 길이는 40 mm이며 지름은 6.35 mm으로 고정하였고 맥동관 길이를 바꾸어주기 위해 재생기와 맥동관이 일체형인 모델을 각각 3가지 만들었으며, 교환의 편리성을 고려하여 위와 아래에 플랜지 형식으로 고정시켰다. 또한, 온도 측정을 위해 저온부와 고온부 열교환기에 E-type 열전대를 부착하였다.

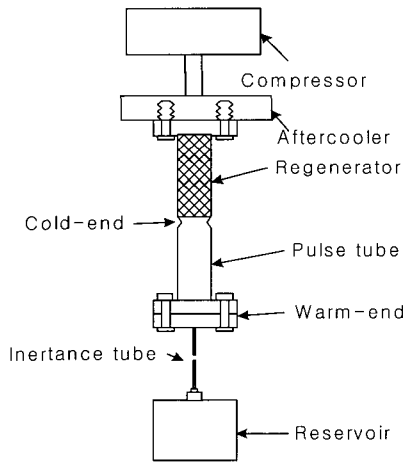


그림 1. 실험 장치의 개략도.  
Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus.

### 2.2 성능 실험 결과

성능 실험에 있어 표 1과 같은 조건들은 고정시키고 맥동관과 관성관의 길이만을 변화시켰다. 맥동관의 길이를 30 mm, 40 mm, 50 mm로 각각 바꾸고, 이에 대하여 각각 관성관의 길이를 0.6 m에서 1.4 m까지 0.2m씩 증가시켜 실험을 수행하였다. Fig. 2는 맥동관과 관성관 길이를 변화시켜 상온에서 특별한 단열 장치 없이 실험한 결과로 저온부의 최저 온도를 보여준다. 이를 통해 관성관과 맥동관 길이 변화에 대해, 본 맥동관 냉동기 저온부의 온도가 어떻게 변화하는지 경향을 파악하고자 하였다.

표 1. 작동 조건 및 치수  
Table 1 Operating conditions and sizes

Mean Pressure	18 atm
Pressure amplitude	0.85 atm
Regenerator size	$\phi$ 6.35×40 mm, $e_r= 0.694$
Inertance tube diameter	1 mm
Aftercooler temperature	293 K
Matrix material	stainless steel # 200
Operation frequency	50 Hz
Reservoir volume	200 cc
Operation gas	Helium gas

저온부의 온도 변화는 Fig. 2에서 알 수 있듯이 관성관 길이 변화에 따라 2차 곡선 형태를 보인다. 또한 같은 관성관 길이에 대한 맥동관의 길이 변화에 대하여도, 최적 길이가 존재함을 알 수 있다. 최적 실험 결과를 토대로 저온부의 온도가 가장 많이 떨어지는 모델을 선택하여 진공 실험을 하였다. 진공은  $10^{-3}$  torr를 유지하고 복사 열유입을 막기 위해 복사 차폐막을 사용하였다. 이 때의 작동 조건은 맥동관의 크기가  $\phi$  6.35×40 mm, 관성관의 크기가  $\phi$  1×800 mm 이다.

이 최적의 치수를 사용한 소형 맥동관 냉동기의 실험 결과, Fig. 3에서와 같이  $-66$  °C 까지 도달하는데 약 10분 정도가 소요되는 것을 알 수 있다.

위 실험 결과와 같이 최적점을 결정하는 요인을 정량적으로 분석하기 위해, 본 논문에서는 다음과 같은 단열 해석 모델을 사용하여 해석적인 연구도 병행하였다.

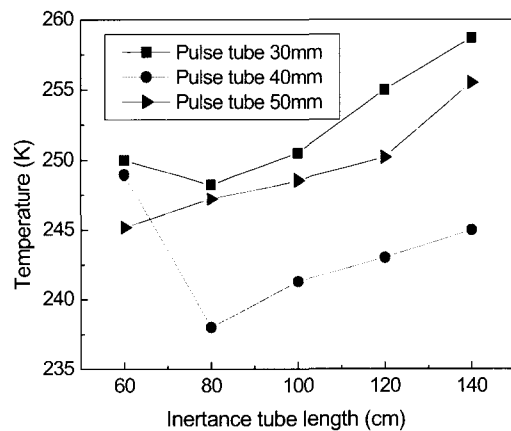


그림 2. 맥동관과 관성관 길이 변화에 따른 저온부 온도 분포.

Fig. 2. Cold-end temperatures for various pulse tube lengths and inertance tube lengths.

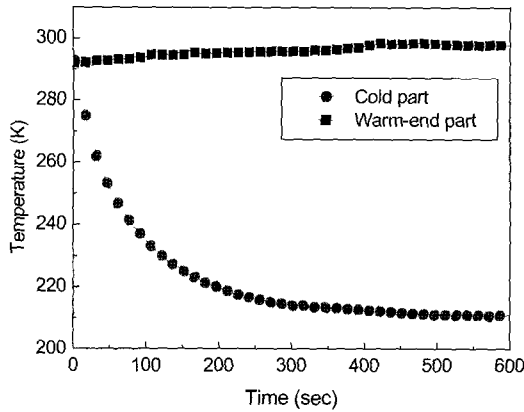


그림 3. 최적 모델의 냉각 곡선.  
Fig. 3. Cool-down curve of optimum model.

### 3. 소형 맥동관 냉동기의 모델

#### 3.1 단열 모델

Fig. 4는 관성관 맥동관 냉동기의 개략도이다. 본 연구에서는 압축기, 후냉각기, 재생기, 저온 열교환기 그리고 맥동관의 팽창부에 대하여 스텔링 냉동기와 유사한 단열 모델의 해석 방법을 적용하였다. 이는 정상적인 작동 조건에서 맥동관 냉동기 내부 기체의 왕복 유동 진폭이 매우 작다는 사실에 근거한다. (e) 부분은 스텔링 냉동기의 팽창부와 같고 (d) 부분이 스텔링 냉동기의 변위기 역할을 하게 된다. 이러한 가상의 가스 변위기의 위상과 진폭은 맥동관의 길이, 맥동관 내에서 고압과 저압의 비 그리고 관성관내에서 냉매의 질량 유량에 의해 결정된다.

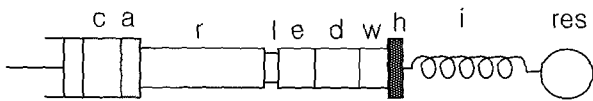


그림 4. 관성관형 맥동관 냉동기의 개략도.  
Fig. 4. Schematic diagram of inertance pulse tube refrigerator.

- c: compressor, a: aftercooler
- r: regenerator, l: cold-end
- e, d, w: pulse tube, h: warm-end
- i: inertance tube, res: reservoir

단열 해석을 적용하면 다음과 같은 세 개의 상미분 방정식이 유도된다[4].

압축기 내부의 질량 ( $m_c$ )

$$\frac{dm_c}{dt} = (P \frac{dV_c}{dt} + \frac{1}{\gamma} V_c \frac{dP}{dt}) / R_c T_{c-a} \quad (1)$$

맥동관 팽창부의 질량 ( $m_e$ )

$$\frac{dm_e}{dt} = (P \frac{dV_e}{dt} + \frac{1}{\gamma} V_e \frac{dP}{dt}) / R_c T_{l-e} \quad (2)$$

압력 ( $P$ )

$$\frac{dP}{dt} = - \frac{\gamma P (\frac{dV_c}{dt} \frac{1}{T_{c-a}} + \frac{dV_e}{dt} \frac{1}{T_{l-e}})}{\frac{V_c}{T_{c-a}} + \frac{V_e}{T_{l-e}} + \gamma (\frac{V_a}{T_a} + \frac{V_r}{T_{l-e}} + \frac{V_l}{T_l})} \quad (3)$$

관성관을 통과하는 질량 유량에 관한 식은 전기적 유사 해석 방법을 통해 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다[5].

$$\dot{m}_i = \frac{C_i dP}{2 dt} + \frac{P(t - \frac{\phi}{\omega}) - P_m}{|Z|} \quad (4)$$

$$\text{여기서, } Z = \sqrt{R^2 + \left( \frac{1 - \omega^2 LC}{\omega C} \right)}$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{\omega RC}{1 - \omega^2 RC} \right)$$

$$L = \frac{\rho l_i}{\pi r^2}, \quad C = \frac{C_i}{2} + C_r$$

$$C_r = \frac{V_{res}}{R_c T_h}, \quad C_i = \frac{V_i}{R_c T_h}$$

$$R = 0.0395 Re^{\frac{3}{4}} \frac{l_i \mu}{\pi r_i^4}$$

일반적으로, 관성관 내부의 유동은 레이놀즈 수가 매우 크므로 위 식에서 사용된 저항값은 난류 유동의 마찰계수를 사용하여 계산하였다[6].

식(4)를 이용하여 고온 열교환기( $h$ )의 질량 유량을 구하고 이를 통해 다음과 같이 맥동관내의 고온부( $w$ )의 체적을 구할 수 있다.

$$\frac{dV_w}{dt} = \frac{R_c T_{w-h} \frac{dm_w}{dt} - \frac{V_w dP}{\gamma dt}}{P} \quad (5)$$

또한, 맥동관 팽창부의 체적 ( $V_e$ )은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$V_e = V_{pt} - C \cdot P^{-\frac{1}{\gamma}} - V_w \quad (6)$$

식(6)에서  $C$ 는  $V_e$ 의 최소값이 0일 때의 상수값이며 반복 계산 중에 얻어진다[7].

위와 같은 식들을 이용하면 다음과 과정을 통해 맥동관 냉동기를 설계할 수 있다.

- 1)  $V_e$ 를 초기 조건으로 가정한다.
- 2) 식 (1), (2), (3)을 Runge-Kutta의 4차 방법을 이용하여  $P, m_c, m_e$ 를 구한다.
- 3) 식 (4)를 이용하여 관성관 내부의 질량 유량 및 고온 열교환기의 질량 유량을 구한다.
- 4) 고온 열교환기의 질량 유량을 통해 식 (5)의  $V_w$ 를 구한다.
- 5) 식 (6)을 통해 새로운  $V_e$ 를 구한다.
- 6) 과정 1에서 가정한  $V_e$ 와 새롭게 구한  $V_e$ 를 비교하여 오차 범위 안에 들어올 때까지 위의 과정을

반복한다.

### 3.2 맥동관 냉동기의 손실

본 논문에서는 기존의 단열 모델에서는 고려하지 않은 여러 가지 손실을 포함하여 맥동관 냉동기의 실제 특성을 묘사하고자 한다.

맥동관 냉동기에서 발생하는 손실은 압력 강하에 의한 PdV 일손실, 재생기의 비유용도에 의한 열손실, 재생기 벽면 및 맥동관 벽에서의 전도 열손실, 재생기의 재생 물질에 의한 축방향 열손실 그리고 맥동관에서의 셔틀 열손실(shuttle loss) 등을 들 수 있다.

기존의 단열 모델에서는 재생기에서의 압력 강하를 고려하지 않고 열교환량과 각 부분의 질량 유량을 구하였다[3]. 하지만, 재생기 내부에서의 압력 강하는 재생식 극저온 냉동기의 성능을 저하시키는 중요한 요인이므로 이를 고려해야 한다. 그러므로 기존의 단열 모델에서 구한 질량 유량을 이용하여 재생기에서의 압력 강하를 유도함으로써, 기존의 단열 해석 모델 [3],[4]에서 가정했던 냉동기의 모든 부분에서 압력은 균일하다는 가정을 수정하였으며, 이를 통해 보다 현실적인 모델링이 가능하도록 하였다.

재생기에서의 압력 강하는 다음과 같이 표현되는 관계식을 사용하였다[4].

$$\Delta P = -\frac{2f_f g^2 V_v}{\rho A_{ff} d_h} = -\frac{2f_r \mu g V_v}{\rho A_{ff} d_h^2} \quad (7)$$

여기서,  $f_r = 54 + 1.43 Re^{0.48}$

이를 통해 맥동관의 압력 변동을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{reduce} = P - \Delta P \quad (8)$$

위의 식을 이용하여 압력에 관한 미분 방정식 식(3)을 변형하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dP_{reduce}}{dt} = -\frac{P_{reduce}}{T_{l-e}} \frac{dV_c}{dt} + \left( \frac{V_c}{\gamma T_{c-a}} + \frac{V_r}{2T_r} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{V_a}{T_a} \frac{dP}{dt} + \frac{P}{T_{c-a}} \frac{dV_c}{dt} = -\frac{\frac{V_c}{\gamma T_{l-e}} + \frac{V_l}{T_l} + \frac{V_r}{2T_r}}{1} \quad (9)$$

한편, 재생기의 비유용도에 의한 손실은 다음과 같이 정의할 수 있다[8],[9].

$$\dot{Q}_{ineff} = \bar{I}_c \bar{m} C_p (T_h - T_l) \quad (10)$$

여기서  $\bar{m}$  은 반사이클당 재생기를 통과하는 질량 유량의 평균값이다.

또한, 재생기의 관벽을 따라 흐르는 전도 열손실은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_{cond} = K_t A_{reg} \frac{T_h - T_l}{l_r} \quad (11)$$

여기서,  $A_{reg}$  는 관의 단면의 둘레 면적이다.

그리고 재생기의 재생물질에 의한 축방향 열손실은 재생 물질 사이의 접촉 저항을 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_{matrix} = C_{ff} K_{ss} (1 - e_c) A_r \frac{T_h - T_l}{l} \quad (12)$$

여기서,  $C_{ff}$ 는 접촉 저항을 고려한 변수로서 약 0.1의 값을 가진다[8].

마지막으로 맥동관에서의 셔틀 열손실은 다음과 같이 팽창부의 PdV 일의 비율로 표시할 수 있다[10].

$$\dot{Q}_{shuttle} = (1 - X) \cdot \dot{Q}_{PIV} \quad (13)$$

여기서,  $X$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$X = 1 - \frac{8M}{3(\gamma-1)\sqrt{2}\beta_{hot}} \frac{1 - \left(\frac{T_l}{T_h}\right)^{\frac{3}{4}} e^{-\frac{3(\gamma-1)}{4} \tan^{-1} \frac{1}{M} \left(\frac{1}{M^2} + 1\right)^{\frac{3(\gamma-1)}{8}}}}{\int_0^1 e^{-\frac{3(\gamma-1)}{4} \tan^{-1} \frac{t}{M} \left(\frac{t^2}{M^2} + 1\right)^{\frac{3(\gamma-1)}{8}-1}} dt}$$

위 식에서,

$$\beta_{hot} = \frac{r_{pt}}{(\alpha/\omega)}, \quad M = \frac{u_A}{u_c}$$

$$u_c = \frac{w R_p l_{pt}}{\gamma}$$

따라서, 위의 값들로부터 냉각 용량을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_{PIV} - \dot{Q}_{ineff} - \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{matrix} - \dot{Q}_{shuttle} \quad (14)$$

단,  $\dot{Q}_{PIV} = \oint P_{reduce} dV_c$

### 3.3 계산 결과 분석 및 실험 결과와 비교

본 절에서는 위에서 기술한 모델링을 이용하여 소형 맥동관 냉동기의 성능 계산 결과를 알아본다.

이 계산을 수행함에 있어 표 1과 같은 조건은 일정하게 두고 맥동관 길이와 관성관의 길이를 바꿈으로써 저온부의 온도가 어떻게 변화하는지 경향을 분석하였다.

계산 결과를 나타내는 Fig. 5를 보면, 관성관의 길이에 따라 최저 도달온도는 최적점을 기준으로 2차 곡선 형태를 보임을 알 수 있다. 이는 동일한 길이의 맥동관에 대해 관성관의 길이가 길어질수록 관성관내의 저항이 증가하여 질량 유량이 감소하므로 냉각 효과가 저하되기 때문이다. 반대로 관성관의 길이가 짧아지면 관성관의 저항이 줄어들어 많은 질량 유량이 생기고 이로 인해 저온부의 무부하 온도가 낮아진다. 하지만 Fig. 5에서 보면 관성관 길이가 과도하게 짧을 경우 오히려 저온부의 무부하 온도가 증가함을 알 수 있다. 이는 단순히 질량 유량만으로는 설명할 수 없고, 질량 유량의 증감에 따른 각 부분의 손실 체계(loss mechanism)를 통해 설명할 수 있다. 즉, Fig. 6은 Fig. 5에 대해 맥동관 길이가 같은 경우의 손실을 나타낸 것으로 Fig. 6에서 볼 수 있듯이 관성관의 길이가 짧아질수록 맥동관 팽창부에서의 PdV 일이 증가하여 이상적으로 많은 열을 저온부에서 흡수할 수 있는 능력이 증가한다. 그렇지만, 이와 함께 과도한 질

량 유량으로 인해, 재생기에서의 비유용도 손실과 맥동관에서의 셔틀(shuttle) 열손실이  $PdV$  일을 초과하는 현상이 발생하기 때문에 저온부에서 흡수할 수 있는 열은 오히려 줄어들게 된다. 즉, 어느 최적점을 중심으로 관성관의 길이가 짧아져도 저온부의 무부하 온도가 증가하는 현상이 나타난다.

또한, Fig. 5에서 볼 수 있듯이 같은 관성관 길이에 대하여 맥동관 길이가 40 mm일 경우의 저온부의 무부하 온도가 맥동관 길이가 30, 50 mm인 경우의 저온부 무부하 온도보다 낮음을 알 수 있다. 이는 관성관의 길이 변화와 마찬가지로 맥동관의 길이도 최적점이 존재함을 의미한다. Fig. 7은 Fig. 5에 대해 일정한 관성관 길이에 대해 각각의 손실을 나타낸 것으로 Fig. 7을 보면 맥동관의 길이가 짧아질수록 저온부와 고온부의 거리가 가까워져 전도 열손실과 셔틀 열손실이 증가하므로 저온부의 무부하 온도가 증가한다. 반대로 맥동관의 길이가 길어질수록 질량 유량 증가로

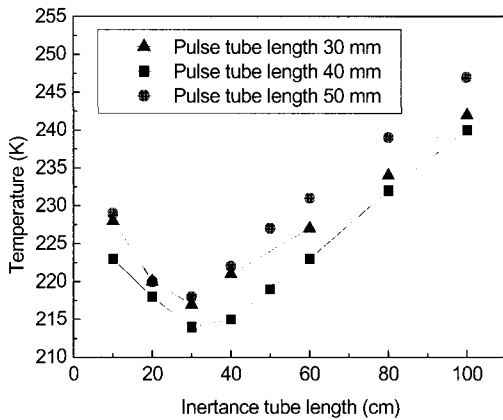


그림 5. 관성관과 맥동관 길이가 변화에 따른 저온부의 무부하 온도 분포 계산 결과.

Fig. 5. Cold-end temperature calculation about various inertance tube and pulse tube length.

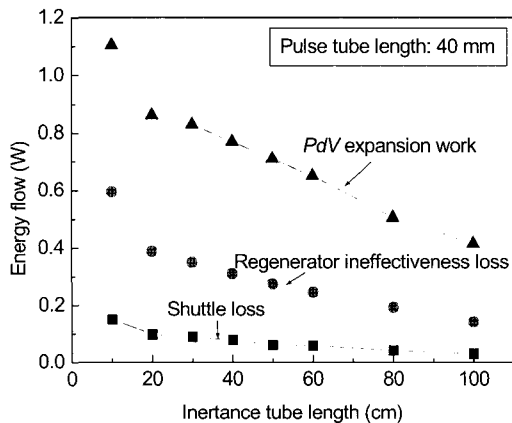


그림 6. 관성관 길이에 따른  $PdV$  일과 손실들 계산 결과.

Fig. 6.  $PdV$  work and losses calculation about various inertance tube length.

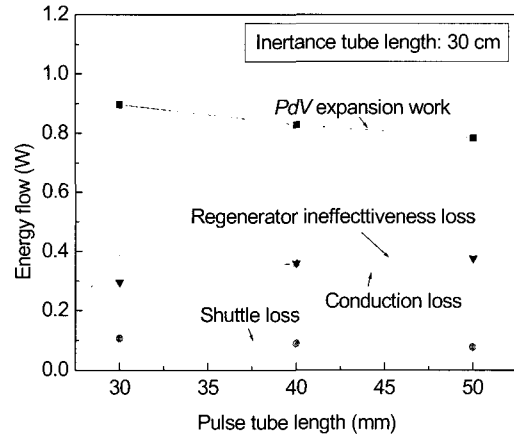


그림 7. 맥동관 길이에 따른  $PdV$  일과 손실들 계산 결과.

Fig. 7.  $PdV$  work and losses calculation about various pulse tube length.

인한 재생기에서의 비유용도 손실 증가로 인해 저온부의 무부하 온도가 더 이상 낮아지지 않는다.

앞서의 방법으로 계산한 결과는 Fig. 8에서 알 수 있듯이 맥동관의 길이가 40 mm인 경우에 대하여 진공 실험한 결과와 비교해 볼 때, 경향은 유사하지만 최적 관성관의 길이는 상이함을 알 수 있다. 본 논문에서 기술한 모델의 한계성은 단열 해석으로부터 냉동기 각 부분의 유량, 온도 및 압력을 구하고 이 계산 결과를 이용하여 재생기 및 맥동관에서의 열손실을 구하는 방법을 채택하였다는 것이다. 좀 더 실제 현상을 정확하게 묘사하기 위해서는 후냉각기와 저온 열교환기 같은 열교환기의 효율에 관한 고려와 관성관 모델링에 대한 추가적인 연구가 필요하다고 할 수 있다.

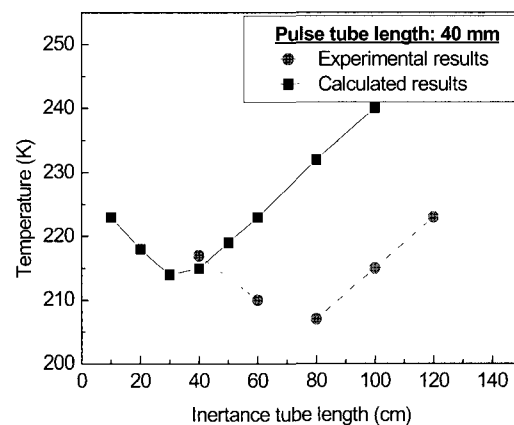


그림 8. 실험 결과와 계산 결과 비교.

Fig. 8. Comparison between experimental results and calculated results.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 10 W의 출력을 갖는 압축기를 이용

하여 소형 관성관형 맥동관 냉동기를 제작하였으며 이를 단일 모델 해석을 통해 실험 결과와 비교하였다.

소형 맥동관 냉동기의 성능을 해석함에 있어 기존의 단일 모델과는 달리 재생기에서의 압력 강하를 고려한 보다 현실적인 단일 모델을 개발하여 소형 관성관형 맥동관 냉동기를 해석하였으며, 이 단일 모델 해석을 이용하여 관성관과 맥동관의 길이 변화에 따른 성능 변화를 관찰하였다.

실험 결과와 단일 모델 계산 결과를 보면 관성관과 맥동관의 길이 변화에 대하여 최적점을 기준으로 저온부의 온도가 증가하는 2차 형태의 곡선을 가짐을 볼 수 있다. 이는 단순히 질량 유량의 증감으로는 불충분하고 손실 체계를 고려하여 설명하여야 한다. 즉, 질량 유량이 증가하더라도 그로 인한 손실 정도에 따라 저온부의 무부하 온도가 결정되므로 더 나은 성능을 위한 질량 유량의 증가에 한계가 존재한다고 사료된다. 그러므로 관성관과 맥동관의 설계에 있어 질량 유량을 적절히 조절하고 손실을 최소로 하여 최적 설계를 하는 것이 중요하다.

### 감사의 글

본 연구는 민간점용기술개발사업(99-DU-04-A-02) 및 한국 과학 재단(KOSEF)의 지원을 받는 연소기술 연구센터(CERC)와 21세기 프론티어 연구 개발 사업인 차세대 초전도 응용 기술 개발 사업단(2001-008-04-02)의 도움으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

### 참고 문헌

[1] A. Bitterman, S. Brody, "Pulse tubes gain foothold in cryocooler markets", Superconductor & Cryoelectronics, pp. 12-18, spring 1998

[2] D. T. Kho, A. S. Loc, S. W. K. Yuan and A. L. Johnson, "Design of a 0.5 Watt Dual use long-life low-cost Pulse tube cooler", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 43B, pp. 2039-2046, 1998

[3] 남관우, 정상권, "77 K용 G-M형 오리피스 맥동관 극저온 냉동기의 설계 및 성능 실험", 공기조화 및 냉동공학회, 동계학술발표회 논문집, pp. 294-298, 1999

[4] Urieli, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984

[5] P. R. Roach and A. Kashani, "Pulse tube coolers with an inertance tube Theory, Modeling and Practice", Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 43B, pp. 1895-1902, 1998

[6] F. M. White, "Fluid mechanics", McGraw-Hill international editions, Fourth edition, 1999

[7] S. W. Zhu and Z. Q. Chen, "Isothermal model of pulse tube refrigerator", Cryogenics, Vol. 34, No. 7, pp. 327-334, 1994

[8] R. A. Ackermann, "Cryogenic Regenerative Heat Exchangers", Plenum press, New York and London, 1997

[9] R. F. Barron, "Cryogenic systems", Oxford university Press, New York & Clarendon Press, Oxford, 1985

[10] J. Jung, S. Jeong "Surface heat pumping loss in pulse tube refrigerator", Cryocoolers 12, pp. 371-378, 2003

### 저 자 소 개



#### 남중원(南重元)

1976년 7월 13일생, 2002년 고려대 공대 기계공학과 졸업, 현재 KAIST 기계공학과 석사과정



#### 남관우(南寬祐)

1973년 10월 25일생, 1996년 고려대 공대 기계공학과 졸업, 1998년 KAIST 기계공학과 졸업(공학석사), 현재 동대학원 기계공학과 박사과정



#### 정상권(丁常權)

1962년 8월 16일생, 1985년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1992년 MIT 기계공학과 졸업(공학박사), 1992~1995년 MIT Plasma Fusion Center 연구원, 2000~2001년 MIT Francis Bitter Magnet Laboratory 방문교수, 현재 KAIST 기계공학과 부교수