

# 소형 관성관 맥동관 냉동기의 단열 해석 및 성능 실험

남중원<sup>\*</sup>, 남관우<sup>\*\*</sup>, 정상권<sup>\*\*\*</sup>  
한국과학기술원 기계공학과

## Adiabatic analysis and performance experiment of miniature inertance pulse tube refrigerator

Jungwon Nam<sup>\*</sup>, Kwanwoo Nam<sup>\*\*</sup>, Sangkwon Jeong<sup>\*\*\*</sup>  
Department of Mechanical engineering, KAIST

trainman@.kaist.ac.kr, cryos@mail.kaist.ac.kr, skjeong@mail.kaist.ac.kr

**Abstract** - Miniature inertance pulse tube refrigerator was designed and fabricated to provide optimal performance with 10W compressor. An adiabatic model was used to design an inertance pulse tube refrigerator. Among the various design parameters which should be optimized, pulse tube length and inertance tube length were considered.  $PdV$  work and various losses were calculated for various pulse tube and inertance tube length. Experiments were carried out for different pulse tube length and inertance tube length. It was shown that the experimental results were similar to the calculated results. The reason why the quantitative optimal point exists is explained.

**Key Words** - Pulse tube(맥동관), Adiabatic model (단열모델), Regenerator(재생기), Inertance tube(관성관)

### 기 호 설 명

|          |                             |
|----------|-----------------------------|
| $A_f$    | 자유 유동 면적 [ $m^2$ ]          |
| $C_p$    | 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]     |
| $C_v$    | 정적비열 [ $J/kg \cdot K$ ]     |
| $C_{ff}$ | 열전도도 감소지수                   |
| $d$      | 수력직경                        |
| $e_v$    | 공극율                         |
| $g$      | 단위면적당 작동가스 유량 [ $kg/m^2s$ ] |
| $I_e$    | 재생기의 비유용도                   |
| $K_p$    | Darcy 투과율                   |
| $K_t$    | 재생기 관의 열전도율 [ $W/m^2K$ ]    |
| $K_{ss}$ | 재생물질의 열전도율 [ $W/m^2K$ ]     |
| $R_c$    | 기체 상수                       |
| $r$      | 관성관의 반경 [ $m$ ]             |
| $V$      | 공극 체적 [ $m^3$ ]             |

### 그리스 문자

|          |     |
|----------|-----|
| $\gamma$ | 비열비 |
|----------|-----|

|        |                      |
|--------|----------------------|
| $\rho$ | 밀도 [ $kg/m^3$ ]      |
| $\mu$  | 점성도 [ $Pa \cdot s$ ] |

### 하 첨 자

|        |               |
|--------|---------------|
| 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           |
| matrix | 재생 물질         |

## 1. 서 론

최근 들어, 극저온 냉동기로서 맥동관 냉동기의 연구는 활발히 진행되고 있다. 맥동관 냉동기의 저온부에 기계적인 피스톤 대신에 기체 변위기가 있어 마모의 문제가 없으며 소음, 진동의 문제도 적다는 장점을 가지고 있기 때문이다.

최대 소비 전력이 10W인 선형 압축기를 사용하여 작동하는 관성관 맥동관 냉동기의 연구는 소형 적외선 센서의 안정적인 냉각에 효과적이므로 이에 대한 연구가 필요하다. Kho 등은 15W의 압축기를 이용하여 65K에서 0.5W의 냉각 능력을 갖는 동심 원관형 맥동관 냉동기를 연구하였다.<sup>[1]</sup> 작은 용량의 압축기에 대응하는 소형 관성관 맥동관 냉동기의 성능은 각각의 치수에 민감하게 반응하므로 최적화가 더욱 중요시된다. 남관우 등은 맥동관 냉동기의 성능 최적화를 위해 분리 손실 방법을 이용한 단열 모델을 사용하여 77K, 5W 냉각 능력을 갖는 G-M형 오리피스 맥동관 냉동기를 설계, 제작하였다.<sup>[2]</sup>

본 논문에서는 소형 관성관 맥동관 냉동기의 최적화를 위하여 기존의 단열 모델 해석<sup>[2],[3]</sup>에 압력강하를 포함한 모델로 개선하였다. 이를 이용하여 소형 관성관 맥동관 냉동기를 관성

관과 맥동관의 길이를 바꾸면서 설계하였으며 이를 실험결과와 비교하기 위해 소형 관성관 맥동관 냉동기를 제작하였다. 성능에 영향을 주는 불용체적을 최소화하기 위해 재생기와 맥동관을 일체형으로 제작하였으며 재생기 양단의 압력 강하를 측정하였다. 여러 수치에 따른 성능 및 손실 해석을 실험 결과와 비교, 분석하여 최적 조건이 발생하는 원인을 규명하였다.

## 2. 소형 맥동관 냉동기의 설계

### 2.1 단열모델

Fig.1 은 관성관 맥동관 냉동기의 개략도이다. 본 연구에서는 압축기, 후냉각기, 재생기, 저온 열교환기 그리고 맥동관의 팽창부에 대하여 스티어링 냉동기와 유사한 단열 모델의 해석 방법을 적용하였다. (e) 부분은 스티어링 냉동기의 팽창부분과 같고 (d) 부분이 변위기 역할을 하게 된다. 관성관과 저장소는 가스 변위기(d)의 위상과 진폭을 조절하는 역할을 한다.

단열 해석을 적용하면 다음과 같은 세 개의 상미분 방정식이 유도된다.<sup>(3)</sup>

압축기 내부의 질량 ( $m_c$ )

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{PdV_c + \frac{C_v}{R_c} \left( V_c \frac{dP}{dt} + P \frac{dV_c}{dt} \right)}{R_c T_{c-a}} \quad (1)$$

맥동관 팽창부의 질량 ( $m_e$ )

$$\frac{dm_e}{dt} = \frac{PdV_e + \frac{C_v}{R_c} \left( V_e \frac{dP}{dt} + P \frac{dV_e}{dt} \right)}{R_c T_{l-e}} \quad (2)$$

압력 ( $P$ )

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

에너지 방정식을 이용하여 저온 열교환기 (l)에서의 열출입은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dQ_l}{dt} = \frac{C_v V_l dP}{R_c dt} - (\dot{m}_{r-l} C_p T_{r-l} - \dot{m}_{l-e} C_p T_{l-e}) \quad (4)$$

관성관을 통과하는 질량 유량에 관한 식은 전기적 상사 해석 방법을 통해 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.<sup>(4)</sup>

$$\dot{m}_i = \frac{C_i dP}{2 dt} + \frac{P(t - \phi/\omega) - Pm}{|Z|} \quad (5)$$

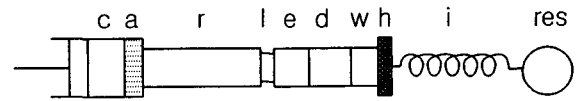


Fig. 1. Schematic diagram of inertance pulse tube cryocooler

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

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

$$R = \frac{l \cdot \mu}{K_p \pi r^2}$$

$$C = \frac{C_i}{2} + C_r$$

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

$$L = \frac{\rho l}{\pi r^2}, \quad w = 2\pi f$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( \frac{wRC}{1 - w^2 RC} \right) - \pi/2$$

식(5)를 이용하여 고온 열교환기 (h)의 질량유량을 구하고 이를 통해 다음과 같이 맥동관내의 고온부 (w)의 체적을 구할 수 있다.

$$\frac{dV_w}{dt} = \frac{R_c T_{w-h} \frac{dm_w}{dt} - \frac{V_w dP}{\gamma}}{P} \quad (6)$$

맥동관 팽창부의 체적 ( $V_e$ )

$$V_e = V_{pt} - C_d P - V_w \quad (7)$$

식(7)에서  $C_d$ 는  $V_e$ 의 최소값이 0일 때의 상수값이다.<sup>(5)</sup>

### 2.2 맥동관 냉동기의 손실

맥동관 냉동기에서 발생하는 손실은 압력강하에 의한 PdV work 손실, 재생기의 비유용도에 의한 열손실, 재생기 벽면 및 맥동관 벽에서의 전도 열손실, 재생기의 재생물질에 의한 축방향 열손실 그리고 맥동관에서의 셔틀 열손실 (shuttle loss) 등을 들 수 있다.

기존의 단열 모델에서는 재생기에서의 압력강하를 고려하지 않고 열교환량과 각 부분의 질량유량을 구하였다. 하지만 재생기 내부에서의 압력강하는 중요한 요인이므로 이를 고려해야 한다. 그러므로 기존의 단열 모델에서 구한 질량유량을 이용하여 재생기에서의 압력 강하를 유도함으로써 기존의 단열 모델 해석에서 가정했던 냉동기의 모든 부분에서 압력은 균일하다는 부분을 새롭게 정리하였으며, 이를 통해 보다 현실적

인 모델링이 가능하도록 하였다.

재생기에서의 압력강하는 다음과 같이 표현된다.<sup>(3)</sup>

$$\Delta P = -\frac{2f_r \rho^2 V}{\rho A d} = -\frac{2f_r \mu g V}{A d^2 \rho} \quad (8)$$

여기서,  $f_r = 54 + 1.43Re^{0.48}$

이를 통해 맥동관의 압력 변동을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{reduce} = P - \Delta P \quad (9)$$

위의 식을 이용하여 다시 정리하면 식(3)은 다음과 같이 변형된다.

$$\frac{dP_{reduce}}{dt} = \left[ \frac{P_{reduce} dV_e}{T_{i-e} dt} + \left( \frac{V_e}{\gamma T_{i-a}} + \frac{V_r}{2T_r} \right) \frac{dP}{dt} + \frac{V_a dP}{T_a dt} + \frac{P dV_c}{T_{c-a} dt} \right] / \left( \frac{V_e}{\gamma T_{i-e}} + \frac{V_l}{T_l} + \frac{V_r}{2T_r} \right) \quad (10)$$

(10)식을 (4)식에 대입하여 저온부의 열출입량을 구할 수 있다.

재생기의 비유용도에 의한 손실은 다음과 같이 정의할 수 있다.<sup>(6),(7)</sup>

$$\dot{Q}_{ineff} = \bar{I}_e \bar{m} C_p (T_h - T_l) \quad (11)$$

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

또한 재생기의 관벽을 따라 흐르는 전도 열손실은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_{cond} = K_t A_{reg} \frac{T_h - T_l}{l} \quad (12)$$

여기서,  $A_{reg}$  는 관의 단면의 둘레 면적이다.

마지막으로 재생기의 재생물질에 의한 축방향 열손실은 재생물질 사이의 접촉저항을 고려하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_{matrix} = C_{ff} \cdot K_{ss} (1 - e_v) A_r \frac{T_h - T_l}{l} \quad (13)$$

여기서,  $A_r$  는 관의 단면적,  $C_{ff}$  는 접촉저항을 고려한 변수로서 약 0.1의 값을 가진다.<sup>(6)</sup>

위의 값들로부터 냉각 용량을 구할 수 있다.

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

$$\text{단, } \dot{Q}_{PdV} = \oint P_{reduce} dV_w$$

### 2.3 최적의 치수 선정

위에서 유도된 식과 열손실을 이용하여 수치해석적 방법을 통해 최적의 소형 맥동관 냉동기를

Table 1. Operating condition for numerical calculation

|                    |                                       |
|--------------------|---------------------------------------|
| Mean Pressure      | 18 atm                                |
| Pressure amplitude | 1.7 atm                               |
| 재생기 크기             | $\phi 6.35 \times 40$ , $e_v = 0.694$ |
| 고온부 온도             | 293K                                  |
| 재생물질               | stainless steel #200                  |
| 작동 주파수             | 50 Hz                                 |
| Reservoir volume   | 200 cc                                |
| 작동 가스              | He                                    |

설계한다.

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

Fig.2 를 보면 관성관의 길이에 따라 최적점을 기준으로 2차 곡선 형태를 보임을 알 수 있다. 그리고 Fig 2와 같이 같은 길이의 맥동관에 대해 관성관의 길이가 길어질수록 저항이 증가하여 질량 유량이 줄어들게 되어 냉각 효과가 줄어들게 된다. 반대로 관성관의 길이가 짧아지면 과도한 질량의 유동이 생겨 저온부와 고온부 사이에 많은 열손실이 발생하게 되어 비효율적인 냉동기가 된다. 이와 같은 현상은 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 관성관의 길이가 짧아질수록 질량 유동이 많아  $PdV$  일이 증가하지만 이에 따른 재생기 손실이 증가하여 최적 관성관 길이를 중심으로 저온부 온도가 증가한다.

또한 Fig. 4는 맥동관의 길이에 따른 최저점의 온도를 표현한 그림으로 맥동관의 길이가 40mm 인 점을 중심으로 최저점의 온도가 상승함을 알 수 있다. 이는 같은 길이의 관성관에 대해 Fig. 5에서처럼 맥동관의 길이가 증가할수록 질량 유량이 증가하지만  $PdV$  일이 감소하며 재생기 손실이 커져 저온부의 온도가 상승하게 되며, 반대로 맥동관의 길이가 짧아질수록  $PdV$  일이 증가하지만 그에 따른 맥동관의 가스 변위기가 고온부의 열을 직접 저온부에 전달하므로 저온부의 온도가 상승하는 것이다.

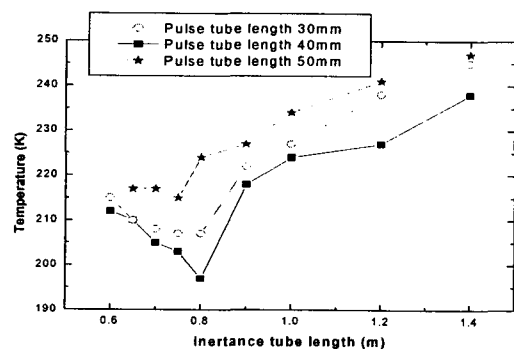


Fig. 2. Cold-end temperature about various inertance tube length

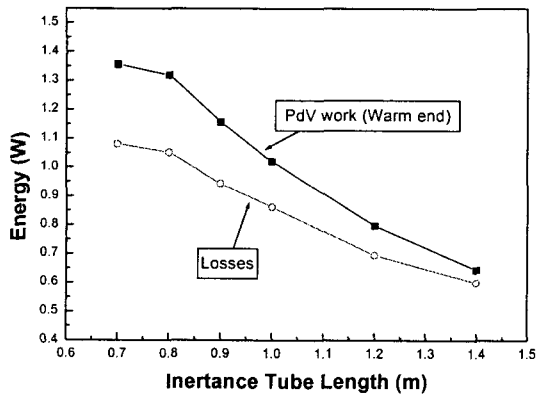


Fig. 3. PdV work & losses with various inertance tube length

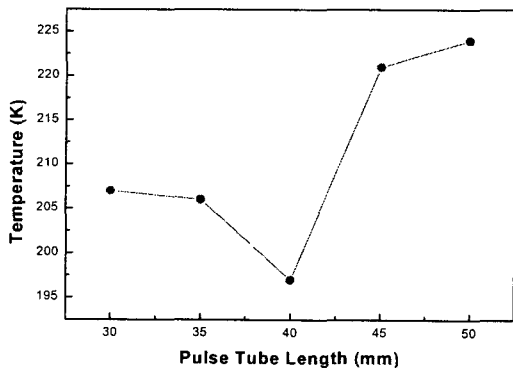


Fig. 4. Cold-end temperature about various pulse tube length

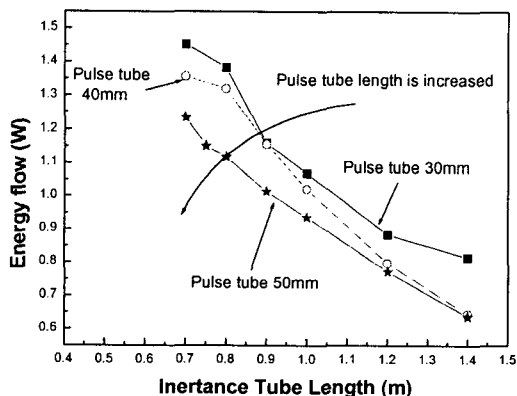


Fig. 5 PdV work with various pulse tube length

### 3. 실험 장치 및 실험 조건

#### 3.1 실험장치 구성

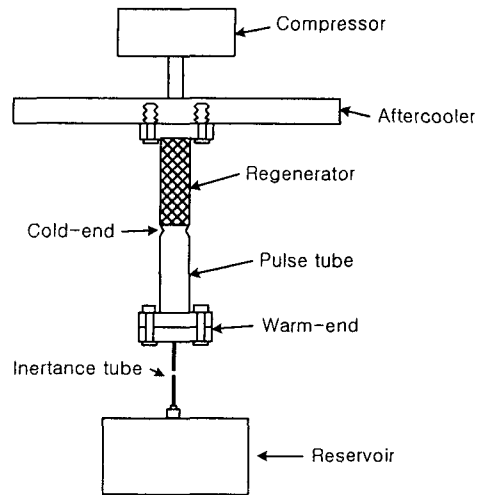


Fig. 6. Schematic diagram of the experimental apparatus

Fig.6은 관성관을 이용한 소형 맥동관 냉동기의 개략도이다. 불용 체적을 최소화하기 위하여 재생기와 맥동관은 스테인리스 스틸관을 일체형으로 사용하였다. 재생기 내부에는 스테인리스 망(stainless steel mesh: #200)이 400장 적층되어 있으며 이 재생물질이 아래로 이탈하지 않도록 재생기와 맥동관 사이에 턱을 내었다. 이것은 소형 맥동관 냉동기에서 불용체적을 최소화하는 유용한 방법이다. 재생기의 길이는 40mm이며 지름은 6.35mm으로 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 고온 열교환기에 E-type 열전대를 부착하였다.

#### 3.2 성능 실험 결과

수치해석의 결과를 실험 결과와 비교하기 위해 재생기의 길이는 40mm로 고정시키고 맥동관의 길이를 30mm, 40mm, 50mm로 각각 바꾸고 이에 대하여 각각 관성관의 길이를 0.6m에서 1.4m까지 0.2m 씩 증가시켜 실험을 수행하였다. 또한, 압력 진폭을 모든 경우에 일정하도록 하기 위해 입력 전압을 바꾸어주는 방법을 선택하였다. Fig. 7은 각각의 경우에 대한 저온부의 온도를 보여주는 것으로 최적점이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 7에서 알 수 있듯이 수치해석적인 방법과 비슷하게 2차 곡선 형태를 보인다. 수치 해석적 방법과 실험 결과를 토대로 하여 최적의 치수를 선택하여 진공 실험을 하였다. 진공은  $10^{-3}$  torr를 유지하고 복사 열유입을 막기 위해 복사 차폐막을 사용하였다. 이 때의 작동 조건은 맥동관의 크기가  $6.35 \times 40$ , 관성관의 크기가  $1 \times 800$ 이며 나머지 조건은 표 1과 같다.

이 최적의 치수를 사용한 소형 맥동관 냉동기의 실험 결과, Fig. 8에서와 같이  $-64^{\circ}\text{C}$ 까지 도달하는데 약 10분 정도가 걸리는 것을 알 수

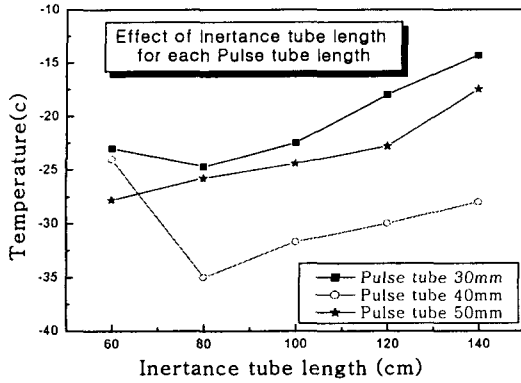


Fig. 7. Cold-end temperature about various pulse tube length & inertance tube length

있다. 이는 같은 모델의 수치해석적인 방법에 의한  $-76^{\circ}\text{C}$ 와는 약 16% 정도의 오차를 보인다. 이는 실험에 사용된 맥동관 냉동기의 크기로 인해 저온부와 함께 진공 챔버에 있는 고온 열교환기 온도가  $5^{\circ}\text{C}$  올라갔기 때문에 고온 열교환기에서 발생한 열이 저온부에 영향을 미쳤기 때문이다. 또한 단일 모델 해석에서 쓰이는 가정 때문에 실제와 차이가 난다. 압축기와 맥동관이 단일이라고 가정했지만 실제로는 열유출입이 일어나며 열교환기의 효율이 100%이라는 가정도 오차의 원인이기 때문이다.

#### 4. 결 론

소형 맥동관 냉동기의 성능을 해석함에 있어 기존의 단일 모델과는 달리 재생기에서의 압력 강하를 고려한 단일 모델을 통해 소형 관성관 맥동관 냉동기를 설계하였으며, 이 단일 모델 해석을 이용하여 관성관과 맥동관의 길이 변화에 따른 성능 변화를 관찰하였다. 또한 이를 실험 결과와 비교하기 위해 소형 관성관 맥동관 냉동기를 제작하였으며 불용체적을 최소화 하기 위해 재생기와 맥동관을 일체형으로 제작하였다. 단일 모델 해석 결과와 실험 결과를 보면 관성관과 맥동관의 길이 변화에 대하여 최적점을 기준으로 저온부의 온도가 증가하는 2차 형태의 곡선을 가짐을 볼 수 있다. 이는 손실 관계에 많은 영향을 받기 때문인데 관성관과 맥동관의 설계에 있어 질량 유량을 적절히 조절하고 손실을 최소화 하여 최적 설계를 하는 것이 중요하다. 관성관의 길이를 줄여 질량 유량을 증가시켜 고온 열교환기의  $PdV$  일을 증가시킬 수 있지만 그에 따른 재생기 손실이 증가하여 성능이 떨어지며, 관성관의 길이를 증가시키면 질량 유량이 감소하므로 재생기 손실이 줄어들지만  $PdV$  일이 줄어들어 냉각효과가 적다. 또한 맥동관의 길이도 증가할수록 질량 유량이 증가하지만  $PdV$  일이 감소하

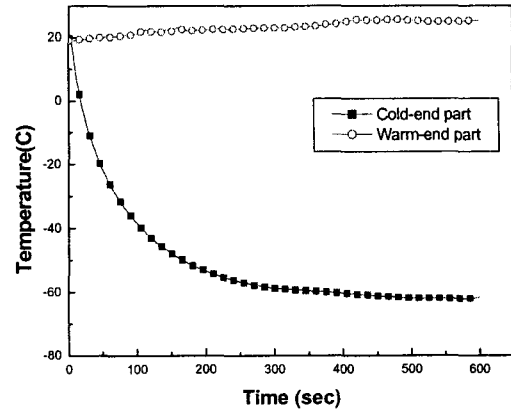


Fig. 8. Cool-down curve of optimum model

고 재생기 손실이 커져 성능이 줄어든다. 그리고 맥동관 길이가 감소할수록  $PdV$  일이 증가하지만 가스 변위기가 직접 고온부의 열을 저온부에 전달하는 역할을 하므로 손실이 증가하여 효율이 낮아진다.

이와 같은 이유로 소형 관성관 맥동관 냉동기의 성능은 여러 변수들에 크게 의존한다. 이번 연구에서는 고정된 재생기에 맥동관과 관성관의 길이를 변화시켰지만 좀 더 향상된 성능을 위하여 재생기 특성 변경 및 주파수 변경, 그리고 저장소 체적 변경 등의 연구가 필요하다.

#### [참 고 문 헌]

- [1] 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
- [2] 남관우, 정상권, "77K용 G-M형 오리피스 맥동관 극저온 냉동기의 설계 및 성능 실험", *공기조화 및 냉동공학회, 동계학술발표회 논문집*, pp. 294-298, 1999
- [3] Urieli, *Stirling Cycle Engine Analysis*, Adam Hilger Ltd, Bristol, 1984
- [4] 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
- [5] S. W. Zhu and Z. Q. Chen, "Isothermal model of pulse tube refrigerator", *Cryogenics*, Vol. 34, No. 7, pp. 327-334, 1994
- [6] R. A. Ackermann, *Cryogenic Regenerative Heat Exchangers*, Plenum Press, New York and London, 1997
- [7] R. F. Barron, *Cryogenic systems*, Oxford university Press, New York & Clarendon Press, Oxford, 1985