

## 열음향 냉동기의 설계 및 개발: II. 설계 기법 및 실험 결과

### Design and Development of Thermoacoustic Refrigerator :

### II. Design Methodology and Experimental Results

박 철 민\*, 이 정 권\*  
(Chul-Min Park\*, Jeong-Guon Ih\*)

#### 요 약

본 연구에서는 열음향 냉동기에 적합한 공명기를 열 및 음향학 이론에 근거하여 설계하는 방법론을 제시하고, 실제 제작하여 열음향 효과를 살펴보았다. 특히, 저온부의 열손실을 줄이고, 모세관 스택의 위치 및 길이를 최적화 함으로써 스택 양단에서 온도차이를 크게 만드는 것을 목표로 하여 설계하고 제작하였다. 실험 결과, 33W의 입력전력으로 스택 양단에서 열부하가 걸려있지 않은 상태에서 22.7° 만큼의 온도차이를 얻어 내었고, 최저 4.3℃까지 저온부의 온도를 낮추었다.

#### ABSTRACT

In this study, a design methodology for thermoacoustic refrigerator systems is proposed based on the thermal conduction and acoustic theories, and physical characteristics of an actual thermoacoustic refrigerator are investigated. Especially, the resonator is designed for minimizing the energy loss at cold end, and the position and length of the capillary stack are optimized in order to get a large temperature difference between hot and cold ends. Experimental results show that a maximum temperature difference of 22.7° and a temperature of 4.3℃ at cold end are obtained by supplying an electrical input of 33W without any thermal load at cold end.

#### I. 서 론

열음향 냉동기는 비열비가 크고 음속 (speed of sound) 이 빠른 매질, 강한 음장을 형성시킬 수 있는 공명기 구조, 음향에너지를 지속적으로 공급할 수 있는 고출력의 음압 구동장치, 열음향 효과가 효과적으로 이루어지게 하기 위한 모세관 스택 (stack), 열음향 효과에 의해 평평된 열을 외부와 교환하기 위한 열교환기 등의 요소들로 구성되어 있다.

열흐름의 양은 음속에 비례하므로, 열음향 냉동기에 사용되어지는 매질로서는 음속이 큰 기체가 유리하다. 또, 열부하가 없는 조건에서 스택의 최대 온도구배가 생기는데, 이 값은  $(\gamma-1)$ 에 비례하므로 헬륨 (He)과 같이 비열비,  $\gamma$ 가 큰 단원자 기체가 선호되고 있다. 또한, 열침투깊이에 비해 점성침투깊이가 작은 것이 유리하므로, 작은 프란틀 수, Pr를 가지고 있는 것이 유리하다.

열교환기는 스택의 양단에서 열을 냉동기 외부로 유출시키기 위한 장치로서, 열전도도가 좋은 재질을 사용하

여야 하며, 열교환기의 폭과 간격 등은 열교환기가 위치하는 부분에서의 입자속도로 부터 결정할 수 있다<sup>1)</sup>. 고온부의 열교환기는 전체적인 가열을 방지하고 저온부의 냉각효과를 크게 해주는 역할을 한다. 열선속은 음압의 절점 (node)에서 비절점 (antinode)쪽으로 흐르므로, 고온 열교환기는 음압의 비절점쪽에 위치하여야 한다.

음압 구동장치는 열선속이 음압의 절점에서 비절점으로 흐르므로, 스택의 저온부에 열부하를 주지 않기 위해 음압의 비절점쪽에 위치하여야 한다. 음압 구동장치의 진동판이 음압의 비절점쪽에 위치하므로 진동판의 단위면적당 밀도와 강도를 증가시켜 주어 높은 인텐시티 (intensity)에 적합하도록 해야 하며, 충분히 큰 음향일을 공급하기 위해 큰 파워 (power)를 낼 수 있어야 한다. 음압은 평균압의 수 퍼센트정도가 알맞다고 알려져 있다<sup>2)</sup>.

스택은 열유속이 집중되어 있는 열침투깊이 부근의 영역에서 매질과의 접촉면을 넓혀 주는 역할을 한다. 음파에 의해 생성된 온도구배가 스택을 통한 열전도로 손실되지 않도록 하기 위해, 스택은 열전도도가 작은 재질을 사용하는 것이 바람직하다. 스택 사이의 간격과 스택의 두께는 열선속이 집중되어 있는 영역인 매질의 열침투깊이와 재질의 열용량을 고려하여 결정한다. 공명기 내에

\*한국과학기술원 기계공학과  
접수일자: 1996년 5월 31일

시 스택의 위치는 온도구배, 열선속 및 성적계수 (COP; coefficient of performance)에 지대한 영향을 미치는데, 열선속은 음압의 절점과 비절점에서 0이 되므로 스택의 위치는 이 부근을 피하여야 한다.

공명기 구조는 내부에 정제파를 형성시켜 높은 음압을 얻기 위해 필요하다. 열흐름량은 음압진폭의 제곱에 비례하므로, 큰 음압진폭이 유리하지만 너무 크면 비선형 효과가 나타난다. 이전의 연구 결과<sup>2)</sup>를 주목하여 보면, 음압이 쿨수북 오차가 증가함을 볼 수 있다. 공명기를 설계할 때에는 공명기 벽면에서의 손실을 고려해야 하는데, 특히 스택의 저온부에서의 손실은 열부하로 작용하여 냉동기 성능에 역효과를 미치므로, 이를 최소화하는 설계를 고려하여야 한다. 입자속도가 큰 지점에서의 마찰 손실을 줄이기 위한 노력의 하나로써 Hofler의 공명기<sup>3)</sup>를 들 수 있다. 열음향 냉동기는 반드시 공진주파수로 가진할 필요는 없으나, 음압 구동장치의 리액티브 (reactive)한 힘을 줄이고 스피커와 같은 구동장치를 사용하기 위해 공진 주파수로 가진하는 것이 바람직하다. 매질의 경계층 두께를 줄임으로써 유효 열전달 면적을 늘릴 수 있으므로, 높은 주파수와 큰 평균압력이 열선속을 크게 유도하기에 유리하다. 평균압력을 높여주면 에너지 밀도가 높아지므로 열음향 효과에 이득이 되지만, 이를 구현하기 위해서는 평균압력을 높이는 것에 비례하여 음압도 따라서 증가시켜 주어야 한다<sup>1), 2)</sup>.

열음향 냉동기를 설계할 때는 위에서 언급한 매질, 공명기 구조, 음압 구동장치, 스택, 열교환기 등의 주요 요소들에 대한 충분한 고찰이 필요하다. 본 연구에서는 Hofler 공명기의 배치 형태를 기본으로 하여, 열음향 냉동기를 구성하는 공명기가 가져야하는 기하학적 모양의 비율들에 따른 특성을 모의실험을 통해 알아보고, 스택 양단에서의 온도차이가 많이 일어나게 하도록 열음향 냉동기를 제작하는 방법론에 대해 연구한다.

에너지 밸런스식을 이용하여 스택에서의 온도구배를 계산하는 방법<sup>4)</sup>을 원용하여, 단순한 원통형 공명기에서의 스택의 위치 및 길이 등의 열음향 냉동기에 적합한 범위를 찾아보고, 계산 결과를 바탕으로 열음향 냉동기를 설계한다. 원칙적으로는 사용환경 하에서의 열부하를 고려한 열펌핑 능력, 성적계수 등이 냉동기 설계의 기준이 되겠지만, 본 연구에서는 열음향 효과를 이용한 열펌핑 자체가 목적이므로, 저온부에 열부하가 가해지지 않았을 경우 스택 양단에서의 온도차가 크게 형성되도록 공명기를 설계하는 방법을 연구한다.

II. 기하학적 변수 결정

Fig. 1(a)와 같이 양단이 막힌 원통형의 단순한 덕트에서 한개 혹은 두개의 기하학적 변수를 제외한 나머지는 고정시켜서 열음향 효과에 대한 각 기하 변수들의 영향을 살펴보고, 이를 기본으로 하여 열음향 효과를 최대화

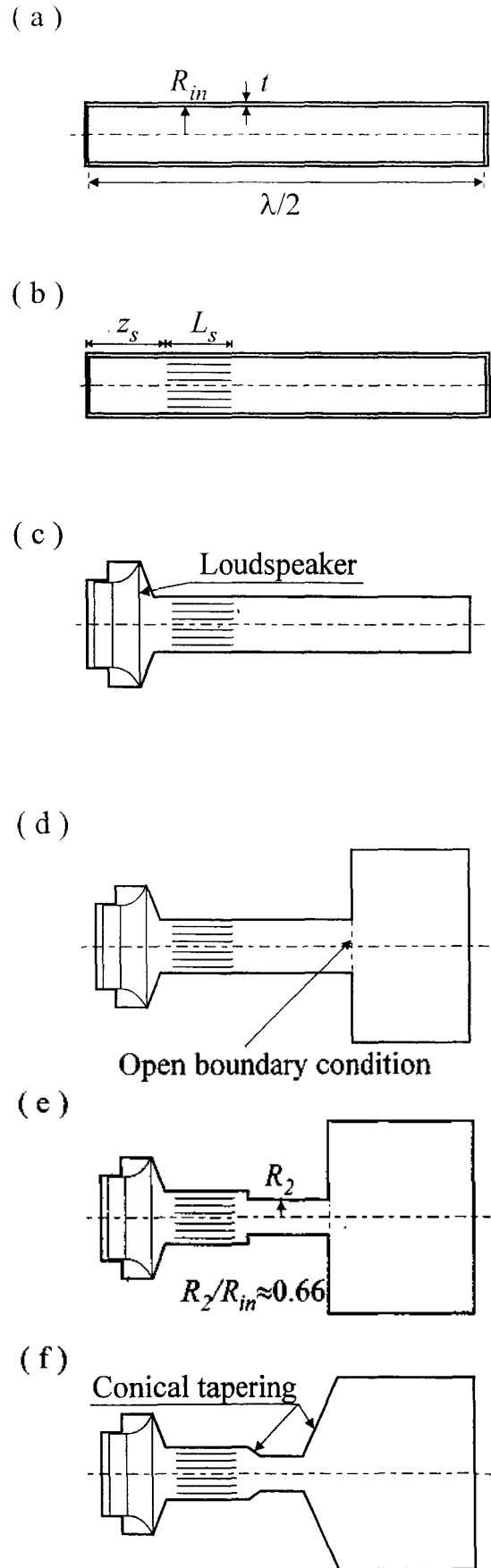


Fig. 1. 공명기의 설계 단계별 형상의 진화 추이.

할 수 있는 Fig. 1(f)와 같은 형상의 열음향 냉동기를 설계한다. Fig. 1은 각 설계 단계별 공명기 형상의 진화를 보여주고 있다. 이 그림에서,  $R_m$ 은 원형상의 공명기 혹은 모세관 스택의 반경,  $l$ 는 공명기의 두께,  $L_s$ 는 모세관 스택의 길이,  $z_s$ 는 기준 벽면으로부터 스택까지의 거리,  $R_2$ 는 축소된 관로의 반경을 나타낸다. Fig. 2 및 참고문헌 [4]에 주어진 바와 같은 동특성을 가지는 스피커를 사용하였고, Fig. 3과 같은 모양의 자동차 배기계의 촉매변환기(catalytic converter)에 쓰이는 ceramic monolithic substrate를 모세관 스택으로 사용하였다. 한편, 매질로서는 안전성과 효율성을 고려하여 4.5기압 및 상온(300K)상태의 He 가스로 정하였다.

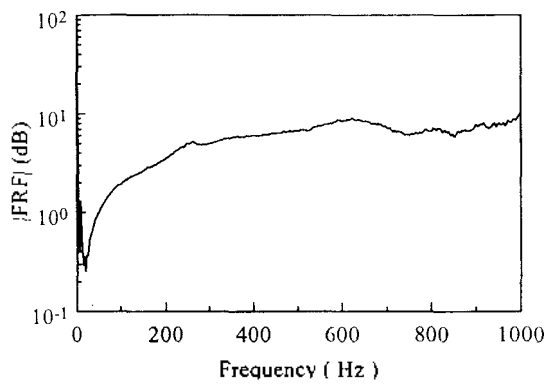


Fig. 2. 실험에 사용된 스피커의 주파수 응답 특성.

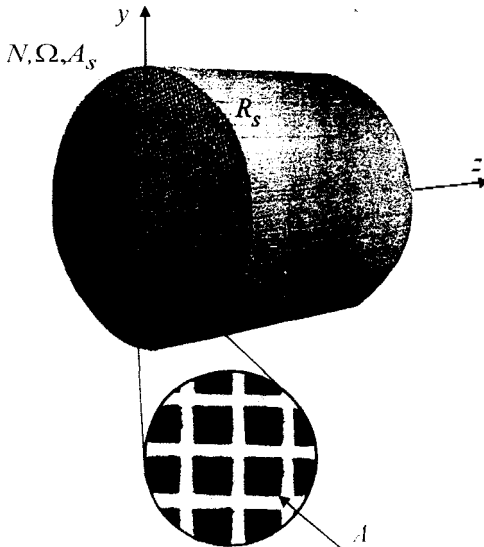


Fig. 3. 열음향 냉동기에 사용되어진 스택

모세관의 폭과 열침투깊이 사이의 적절한 비율로부터 가진주파수를 결정할 수 있는데, 가진 주파수를 찾기 위해 다음과 같은 계산 절차를 밟았다: Fig. 4는 Fig. 1(a)와 같이 원통형의 단순한 덕트의 길이가 가진주파수의 반파

장 ( $\lambda/2$ )에 해당되고, 스택이 파장에 대해 일정한 비례 위치에 있을 경우에 스택양단에 생기는 온도차이에 대해 전단파수 (shear wave number)를 변화시키면서 계산한 결과이다<sup>[6]</sup>. 예제로 들은 스택의 조건하에서는, 전단파수가 약 2.7일때 가장 큰 온도차가 생김을 알 수 있다. 전단파수는 주파수의 함수이므로 얻어진 최적값에서 가진주파수를 결정할 수 있는데, 사용된 스피커의 저주파수 한계를 고려하여 가진주파수를 약 136Hz ( $s_v \approx 3.2$ )로 결정한다.

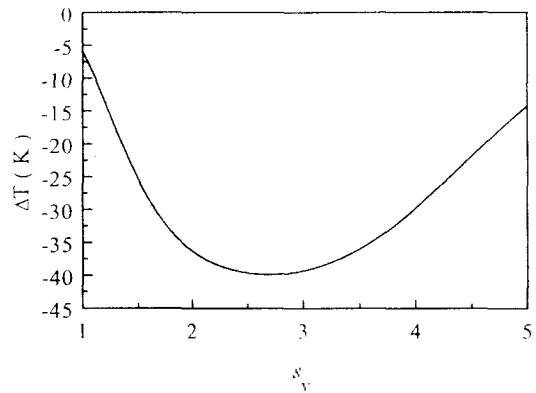


Fig. 4. 주파수에 따른 스택 양단에서의 온도차이 ( $T_H = 300K$ ,  $P_m = 4.5 \text{ atm}$ ,  $R_m = 42.55\text{mm}$ ,  $l = 2\text{mm}$ ).

외통 재료로는 확산에 의한 He 가스의 누출을 막고, 내부의 고압에 견딜 수 있으며, 자체의 열전도에 따른 내부 매질의 온도구배 파괴가 적도록 하기 위해, 금속 중에서 열전도도가 작은 재질을 사용하여야 한다. 공명기 외통의 반경과 두께가 열음향 특성에 어떠한 영향을 미치는지는 Fig. 5에 보인 계산결과에 나타나 있다. Fig. 5는 Fig. 1(a)와 같이 단순한 원통형 덕트의 길이가  $\lambda/2$ 에 해당하고, 스택이 파장에 대해 일정한 비례 위치에 있는 경우에 스택의 양단 사이의 온도차이에 대해 스택의 반경과 공명기 외통의 두께를 변화시키면서 계산한 것이다<sup>[6]</sup>. 내부의 단면적이 커야 열음향 흐름의 양도 따라서 증가하겠지만, 내부의 단면적을 크게 할 수록 공명기 외벽의 단면적도 따라서 커지게 되므로 열전도에 의한 열흐름도 증가하게 되어, 이에 따라 적절한 반경을 선택하여야 한다. 공명기를 구성하는 외통의 두께가 작을수록 온도구배에 따른 열전도량이 작아지기 때문에 당연히 가능한 한 얇게 만드는 것이 유리하지만, 내부의 압력을 충분히 견뎌야 하므로 두께 2인 stainless steel (SUS304)관을 선정하였으며<sup>[7]</sup>, 스택크기의 한계를 고려하고 제작의 편의를 위해, 시중 규격품의 stainless 관 (SUS304) 중에서 결정하도록 하였다. 이때, 스피커 직경에 비해 스택이 위치할 부분의 내경이 너무 작으면 스피커와의 연결 관로에서의 손실이 커지므로, 스택이 위치하는 부분에 사용한 관은 외경  $\phi 89.1\text{mm}$ , 두께 2mm의 SUS304 규격관을 사용하였다.

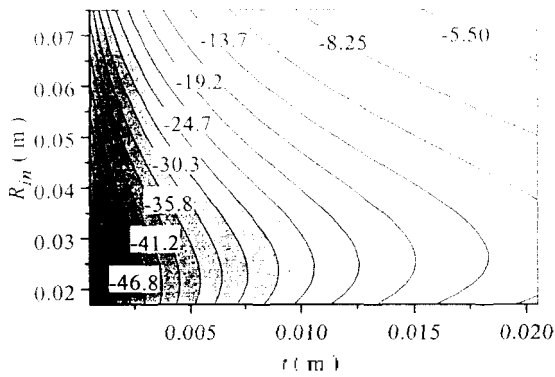


Fig. 5. 스택의 반경과 공명기 외풍의 두께에 따른 스택 양단에서의 온도차.

Fig. 6은 앞서 결정된 기하 조건들하에서 Fig. 1(a)에 보이는 단순 원통형의 공명기에 대해 스택의 위치와 길이만을 변수로 하여 열유향 효과에 의한 스택 양단부의 온도차이를 그린 것이다<sup>4)</sup>. 이러한 방법에 의해 온도차이를 가장 크게 변 수 있는 스택의 위치와 길이를 결정할 수 있는데, 스피커의 존재에 의해 스택이 위치할 수 있는 한계가 성해지므로 가능한한 스피커에 밀착하여 스택을 설치하고, 길이는 30cm (약 0.042λ)로 정한다 (Fig. 1(b), Fig. 1(c)).

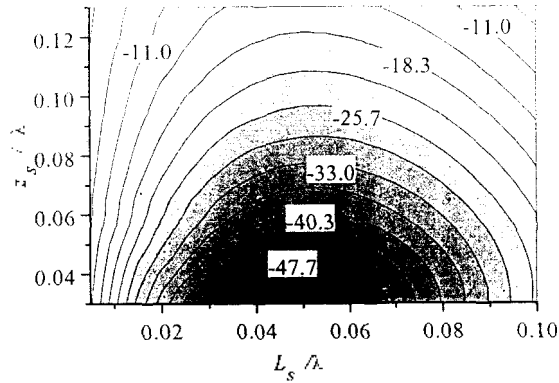


Fig. 6. 스택의 고온부 위치와 스택의 길이에 따른 스택 양단에서의 온도차.

스택의 위치를 결정한 후에는 스택의 저온부측 표면에서의 손실을 줄이기 위해, 모양을 변형시켰다. Fig. 1(c)의 경우 공명기의 저온부 측에서 일어나는 손실은 스피커의 입력이 15V일때 0.1857W 정도에 해당한다<sup>4)</sup>. 먼저, 부피가 큰 원통을 λ/4의 위치에 놓아 손실을 반으로 줄인다. 이때, 열린 경계조건 (open boundary condition)을 구현하기 위해서 이상적으로는 부피가 무한대이어야 하지만, 실제 제작시의 문제를 고려하여 약 0.03m<sup>3</sup> 정도의 원통으로 설계하였다. Fig. 1(d)에서 보이는 바와 같은 원통을 부착함으로써, 공명기 저온부에서의 손실은 약 절반인 0.0982W로 줄어든다<sup>4)</sup>.

한편, 연결 관로에서의 손실을 줄이기 위해서는 관로의 직경을 작게해야 하는데, 반경비와 손실에 대한 Fig. 7의 결과로부터 반경비를 결정하였다<sup>2)</sup>. 이 반경비가 약 0.66 정도일때 손실이 최소가 되므로, 반경이 줄어드는 부분의 크기를 결정할 수 있다. 이 부분의 관로는 시중에서 구할 수 있는 규격품 중에서 이에 가장 근접한 반경을 가진 외경 φ60.50mm, 두께 1.5mm의 SUS304관을 사용하였다. Fig 1(e)에 도시한 바와 같이 연결관로의 반경을 줄여줌으로써 저온부측 손실을 0.0950W로 줄일 수 있다.

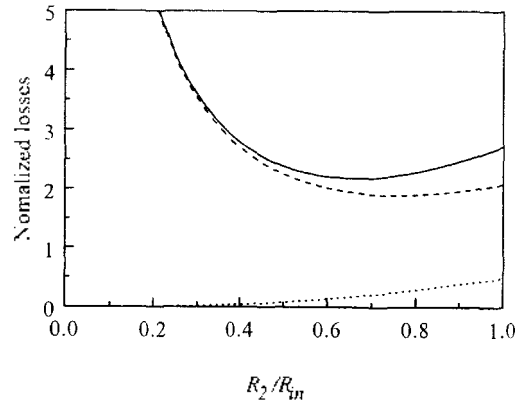


Fig. 7. 반경비에 따른 저온부에서의 정규화된 손실: —, 전체손실; ----, 열손실; ····, 점성손실; - · - ·, 점성손실.

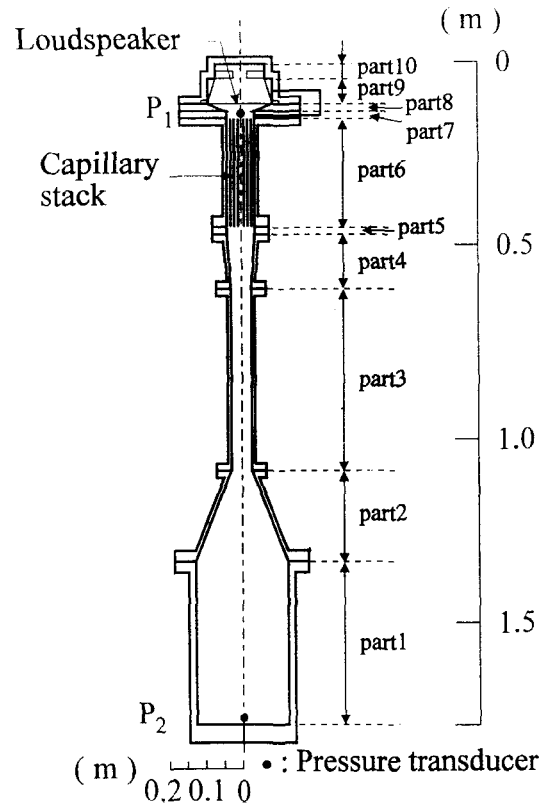


Fig. 8. 열유향 냉동기에 사용되어진 실제 공명기.

또한, 급격한 단면적의 변화로 인한 손실을 줄이기 위해, 단면적이 바뀌는 부분은 원추형 혼 (conical horn)의 형태로 설계하였다. Fig. 1(f)에 원추형으로 단차를 줄인 형상을 보여주고 있는데, 이와 같은 방법에 의해 스피커의 입력이 15V일 때 저온부 측의 손실을 0.0886W로 줄일 수 있다<sup>14)</sup>. 이 이상과 같은 설계방법 및 순서에 의해 최종적으로 Fig. 8과 같은 모양의 열음향 냉동기를 설계, 제작하였다.

### III. 실험 결과

이상과 같은 방법으로 열음향 냉동기를 설계하고, 그에 대한 열음향 실험을 수행하였다. Fig. 9와 같이 실험장치를 준비하여, 주파수 특성 및 열음향 효과에 의한 온도 변화 등을 살펴 보았다. 열음향 효과가 이루어지는 모세관 스택은 part 6로 표시되었고, 이 부분으로 공급되는 음향일이 열음향 냉동기에서 중요하므로, part 6의 앞부분인 P<sub>1</sub>과 공명기의 끝단인 P<sub>2</sub>에서의 주파수 특성을 조사하

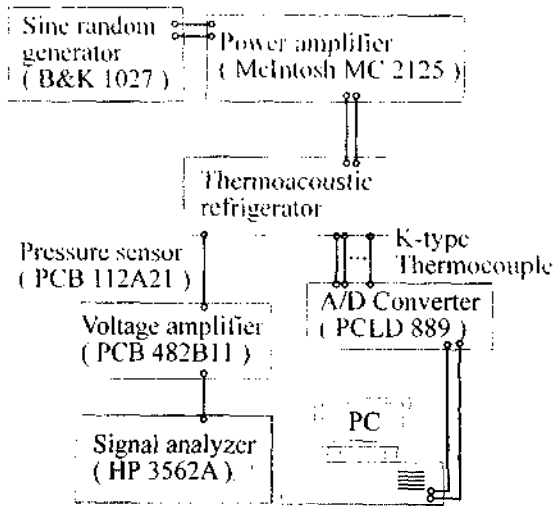


Fig. 9. 실험 장치 구성도.

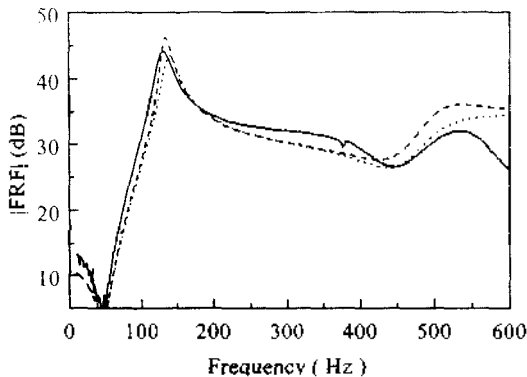


Fig. 10. P<sub>1</sub>에서의 주파수 특성: —, 측정치; ----, 예측치 ( $C = C_{sp}$ ); - · - · -, 예측치 ( $C = 10C_{sp}$ ).

였다. Fig. 10은 Fig. 8의 열음향 냉동기의 P<sub>1</sub> 위치에서 측정된 주파수특성을 참고문헌 [4]에서 제시된 전달행렬방법에 의해 산출한 이론적인 주파수 특성을 보여주고 있고, Fig. 11은 Fig. 8의 P<sub>2</sub> 위치에서의 주파수 특성을 보여주고 있는데, 실험과 이론으로 구한 주파수 특성이 잘 부합됨을 볼 수 있다.

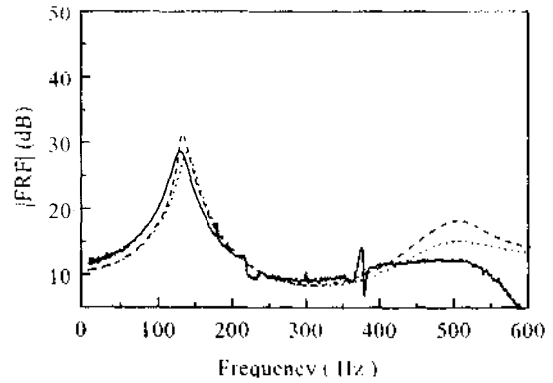


Fig. 11. P<sub>2</sub>에서의 주파수 특성: —, 측정치; ----, 예측치 ( $C = C_{sp}$ ); - · - · -, 예측치 ( $C = 10C_{sp}$ ).

Fig. 12 및 13에는 고온부 온도가 300K일때 예측된 열음향 냉동기의 특성을 보여주고 있다. 스피커에 15V의 입력이 가해 졌을 때, 저온부에서의 자체 손실로 인하여 약 0.09W의 열부하가 걸리게 되고, 이는 스택 양단의 큰 온도차이 생성에 역효과로 작용한다. Fig. 12(b)에서와 같이 가장 이상적인 상황으로 실험조건을 구현하여 주면, 15V(약 33W)의 전기적 입력으로 정상상태에서 27°의 온도차이를 일으킬 수 있으리라 예측되어진다. Fig. 13은 열부하가 가해 졌을 때, 스택 양단에서의 온도차와 카르노 효율에 대한 성적계수의 비를 보여 주고 있다. 여기서, 성적계수를 정의할 때 들어가는 일은 스피커에 입력되는 전기 일로 계산하는 것이 타당하지만, 본 연구는 공명기의 효과적인 형상에 대해 논의하는 것이므로 공명기에서 손실되는 음향에너지에 대한 열부하의 비로서 성적계수를 정의하였다.

열음향 냉동기로 2가지의 실험을 수행하였다. 먼저, 스피커를 덮고 있는 부분이 구리로 제작되었으므로 자연대류 만으로도 충분히 스피커에서 발생하는 열을 대기중으로 발산시킬 수 있다고 생각하여, 4.5기압의 He으로 내부를 채운 후, 냉각이 없이 실험을 하였다(실험 1). 이 때, 스피커에 들어간 전력은 약 33W이며, 가진 주파수는 주파수 특성을 측정할 때보다 평균온도가 높아지는 점을 감안하여 132.6Hz로 가진하였다. 실험 2에서는 약 15°의 물을 분당 1리터로 순환시켜서 스피커에서 발생하는 열과 스택의 고온부로 펌핑되는 열을 냉각시키고, 나머지 조건은 실험 1의 상태와 같게 하였다(실험 2).

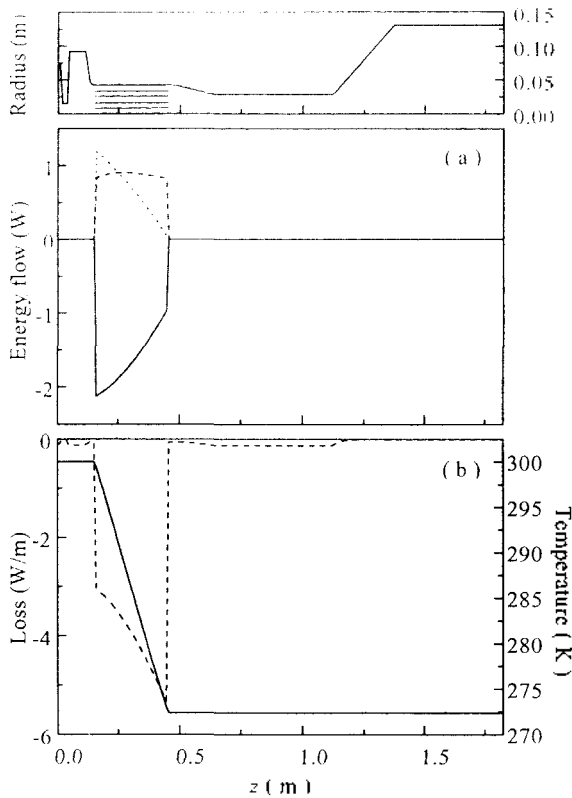


Fig. 12. 제작한 열음향 냉동기의 예상 특성 (15V 입력,  $f = 134.1$  Hz,  $P_m = 4.5$  atm,  $T_H = 300$ K,  $Q_L = 0.09$ W).  
 (a) 에너지 흐름: —, 열음향 흐름; ---, 열전도량; ----, 음향일의 흐름.  
 (b) 음향 에너지 손실 및 온도 분포: —, 온도; ---, 단위 길이당 음향 에너지 손실.

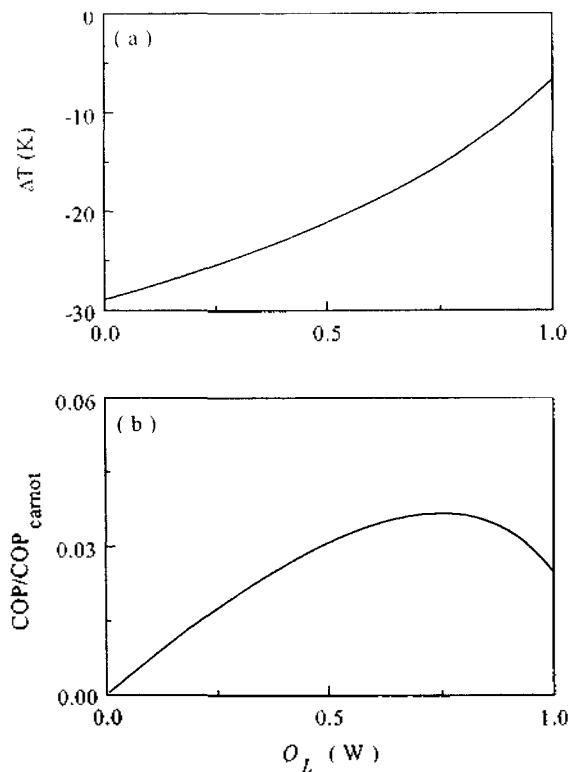


Fig. 13. 열음향 냉동기의 특성 (15V 입력,  $f = 134.1$ Hz,  $P_m = 4.5$  atm,  $T_H = 300$ K,  $Q_L = 0.09$ W).  
 (a) 스택 양단의 온도차, (b) Carnot 효율에 대한 성적 계수의 비.

Fig. 14 및 15는 실험 1의 결과를 보여주고 있는데, Fig. 14에서 스택 양단의 매질의 온도는 약 10시간이 지난 후 최종적으로  $22.7^\circ$ 의 온도차이를 보여주고 있다. Fig. 15는 열음향 냉동기의 축방향 온도분포를 보여주고 있다. 계산 방법에서 가정한 온도분포, 즉 스택이 있는 곳에서 일어나는 온도변화가 선형적이고, 단열이 되어 있는 부위에서는 단면방향으로의 온도가 일정할 것이라는, 가정을 잘 만족하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 15에서 주목되는 점은 스피커 뒤쪽의 매질의 온도와 고온부 매질의 온도가 거의 같다는 것인데, 이는 자연대류 만으로도 스피커에서 발생되는 열을 충분히 대기중으로 발산시킬 수 있음을 보여준다. 정상상태까지 도달하는데 걸리는 시간이 긴 이유는 냉동기의 부피가 커서 자체적으로 큰 열용량을 가지고 있기 때문이다. 예상했던 것보다 온도차이가  $4.3^\circ$  만큼 덜나는 이유는 Fig. 15(b)를 보면 짐작할 수 있다. 즉, 저온부의 단열이 불완전하여 외부로부터 열이

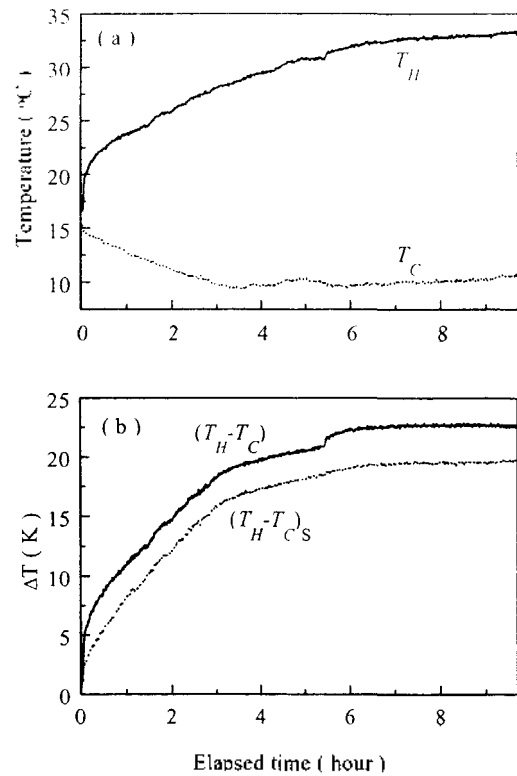


Fig. 14. 열음향 냉동기의 시간에 따른 온도 변화 (실험 1;  $f = 132.6$ Hz,  $P_m = 4.5$  atm, 15V 입력, 자연대류에 의한 고온부 냉각).  
 (a)  $T_H$  = 고온부 매질 온도;  $T_C$  = 저온부 매질 온도, (b)  $(T_H - T_C)$  = 스택 양단 매질의 온도차;  $(T_H - T_C)_s$  = 스택 양단 부위 공명기 표면의 온도차.

전달되어 들어오고, 이것이 저온부에 열부하로 작용하기 때문에 예상했던 온도차이보다 적은 온도차이를 보이고 있는 것이다. 이 경우 저온부의 온도를 살펴보면 상온보다 약  $6.5^{\circ}$  낮다.

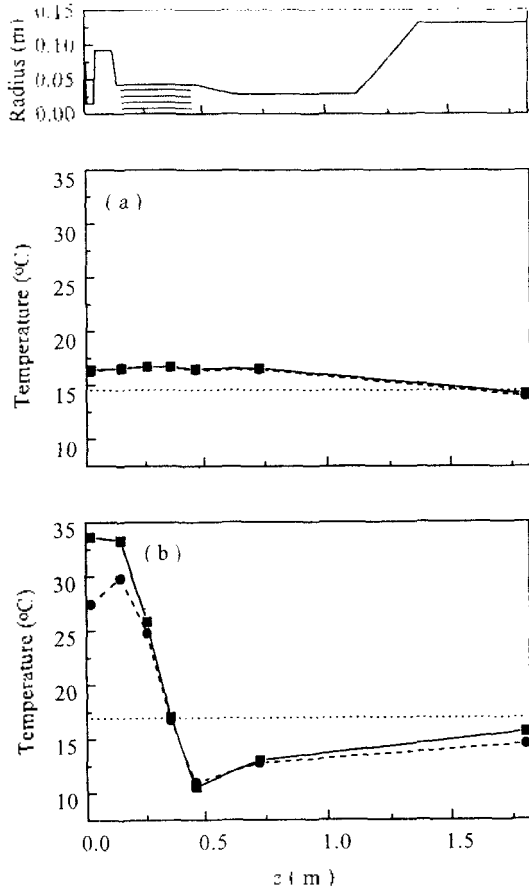


Fig. 15. 열음향 냉동기의 축을 따른 온도 분포 (실험 1;  $f = 132.6\text{Hz}$ ,  $P_m = 4.5\text{ atm}$ , 15V 입력, 자연대류에 의한 고온부 냉각). (a) 가동전 온도 분포, (b) 가동후 약 9.6시간 후의 온도 분포.  
 —■—, 매질의 온도; - - ● - -, 공명기 표면의 온도; - - - - -, 대기온도.

Fig. 16 및 17은 실험 2의 결과를 보여주고 있다. 이 경우에는 실험 1보다 정상상태에 도달하는 시간이 더 길고, 온도 차이도 약  $17^{\circ}$  정도로 밖에 생기지 않고 있는데, 대신 저온부의 온도가 상온보다 약  $8^{\circ}$  정도 낮게 나타나고 있다. 이 경우 저온부의 온도가 약  $4.3^{\circ}\text{C}$ 의 낮은 온도를 보이고 있는데, 이것은 고온부로 펌핑된 열이 앞의 실험에 비해 외부로 잘 방출되어 전체적으로 온도가 올라가는 것을 막아주고 있기 때문이고, 또한 대기의 온도가 앞의 실험보다 더 낮기 때문이다. 정상상태로 도달하는데 실험 1보다 더 긴 시간이 걸린 이유는 저온부 축의 부피가 더 크고, 상온보다 상대적으로 더 낮은 온도로 내려가

므로 뺏기는 열량이 더 많기 때문으로 여겨진다. 실험 1보다 온도차이가 덜나는 이유는 물로 순환시키며 냉각시켜주는 열량이 스택의 고온부로 펌핑되어지는 열량보다 많아서 고온부의 온도가 떨어지기 때문이고, 또 다른 이유는 대기온도와 차이가 실험 1보다 크기 때문에 열부하가 더 크게 걸리기 때문이다.

정상상태에 도달하는데 긴 시간을 요하는 것은 열음향 냉동기의 열용량을 줄임으로써 해결할 수 있다고 생각하며, 열용량을 줄이기 위해서는 진체적인 크기를 줄이고, 알맞은 재질의 선택을 통해 구현할 수 있다고 사료된다. 전체적인 크기를 줄이기 위해서는 스피커의 크기를 줄이고, 스택 내 보새관의 폭이 더 작은 것을 사용함으로써 구현할 수 있다. 단열을 보강하고, 주변온도를 일정하게 유지하여 주며, 고온부에서 외부로 방출시키는 열이 스피커에서 발생하는 열과 고온부로 펌핑되어지는 열의 양과 같도록 제어해 준다면, 보다 나은 실험 결과를 얻을 수 있다고 사료된다. 또한, 주변의 온도에 민감하게 반응하므로, 주변의 온도를 일정하게 유지하며 실험하면 훨씬 안정된 결과를 얻을 수 있다고 사료된다.

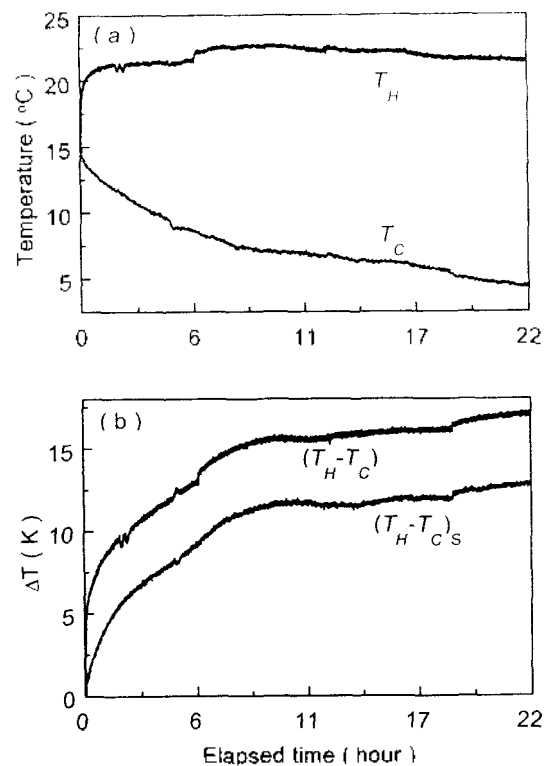


Fig. 16. 열음향 냉동기의 시간에 따른 온도 변화 (실험 2;  $f = 132.6\text{Hz}$ ,  $P_m = 4.5\text{ atm}$ , 15V 입력,  $15^{\circ}\text{C}$ 의 냉각수 순환: 1 liter/min). (a)  $T_H$  = 고온부 매질 온도;  $T_C$  = 저온부 매질 온도, (b)  $(T_H - T_C)$  = 스택 양단 매질의 온도차;  $(T_H - T_C)_S$  = 스택 양단 부위 공명기 표면의 온도차.

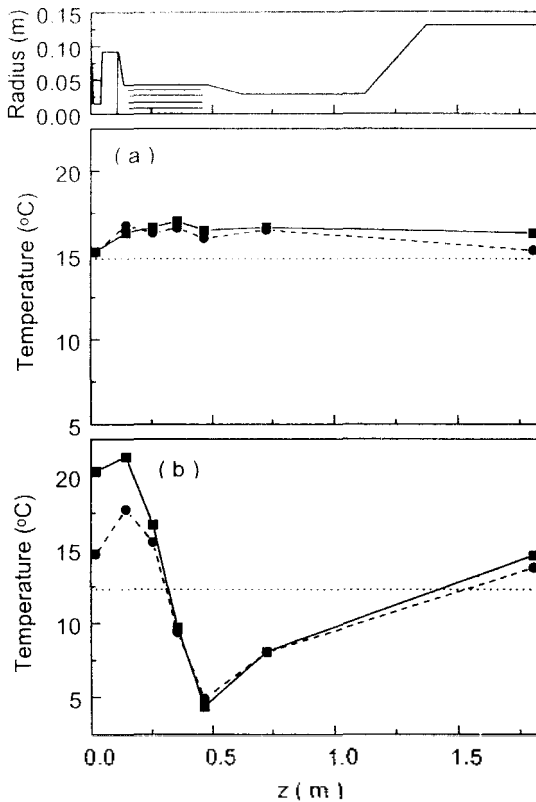


Fig. 17. 열음향 냉동기의 축을 따른 온도 분포 (실험 2;  $f = 132.6$  Hz,  $P_m = 4.5$  atm, 15V 입력, 15°C의 냉각수 순환: 1 liter/min). (a)가동전 온도 분포, (b)가동후 약 22.2시간 후의 온도 분포.

—■—, 매질의 온도; - -■- -, 공명기 표면의 온도; -----, 대기온도.

#### IV. 결 론

본 연구에서는 Hoffer 열음향 냉동기의 배치 형태를 기본으로 하여 열음향 냉동기에 적합한 공명기를 설계하는 구체적인 방법론을 제시하고, 실제 제작하여 실험을 수행하였다. 열음향 효과가 크게 일어날 수 있는 스택의 길이 및 위치를 결정하고, 저온부에 열부하로 작용하는 음향에너지의 손실을 줄일 수 있도록 설계하였다. 제작한 열음향 냉동기로 스택의 양 단에 33W 입력으로 최대 22.7°의 온도차이를 일으켰으며, 저온부의 온도는 최저 4.3°C까지 구현하였다.

스피커에서 발생하는 음압의 크기가 평균압의 1%도 되지 못하고 있는 점이 더 큰 온도차이를 일으키지 못하는 원인 중 하나이며, 스피커의 파워가 더 크다면 보다 나은 결과를 얻을 수 있을 것이다. 이미 결정된 스택내 모세관의 간격과 스피커의 크기를 기준으로 설계하였기 때문에 열음향 냉동기의 크기가 커졌고, 이점이 정상상태에 도달하는데까지 걸리는 시간을 길어지게 하는 원인이 되었다. 예상했던 온도차이보다 덜 얻어진 점은 실험시 불완전한 단열로 스택의 저온부에 열부하가 걸렸기 때문이다.

향후에는, 각 변수들이 상호 복잡하게 영향을 주므로, 매질의 특성, 스택의 선택, 공명기의 구형, 스택의 길이 및 위치, 가진 주파수, 평균온도, 압력 등의 모든 요소들을 함께 고려한 최적화에 관한 연구가 있어야 하며, 높은 압력에 견딜 수 있으면서 열전도도가 작은 재료의 공명기의 제작과, 작으면서도 큰 파워를 갖고 안정성 및 내구성이 좋은 스피커의 개발, 스택 형상의 개선, 및 고효율의 열교환기의 설계 등이 해결되어야 한다.

#### 참 고 문 헌

1. G. W. Swift, "Thermoacoustic engine," *J. Acoust. Soc. Am.*, v. 84, pp. 1145~1180, 1988.
2. T. J. Hoffer, "Thermoacoustic refrigerator design and performance," Ph. D. Dissertation, Physics Department, University of California at San Diego, 1986.
3. T. J. Hoffer, J. C. Wheatley, G. W. Swift, and A. Migliori, "Acoustic cooling engine," US Patent 4,722,201, 1988.
4. 박철민, 이정권, "열음향 냉동기의 설계 및 개발: I. 내부공간의 음향해석 및 에너지 변환 예측," *한국음향학회지* 제15권 5호, pp. 44~52, 1996.
5. S. H. Crandall, N. C. Dahl, and T. J. Lardner, *An Introduction to the Mechanics of Solids*, ch. 4-5, McGraw-Hill, 1978.
6. 박철민, "열음향 냉동기의 공명기에 관한 연구," *한국과학기술원 기계공학과 석사학위논문*, 1996.

#### ▲박 철 민(Chul-Min Park)

1972년 2월 17일생



1990년 3월~1994년 2월: 한국과학기술원 기계공학과(학사)  
1994년 3월~1996년 2월: 한국과학기술원 기계공학과(석사)  
1996년 3월~현재: 한국과학기술원 기계공학과 박사과정

#### ▲이 정 권(Jeong-Guon Ih)

11권 4호 참조

현재: 한국과학기술원 기계공학과 부교수