

스피커구동 공명관식 열음향 냉동기에 관한 실험적 연구

박 태국¹⁾, 김 동혁²⁾

An Experimental Study on the Resonator Type
Thermoacoustic Refrigerator Driven by a Loudspeaker

Tae-Kook Park¹⁾, Dong-Hyuk Kim²⁾

요 약

스피커구동 공명관식 열음향 냉동기를 개발하는데 본 연구의 목적은 두었다. 공명관식 열음향 냉동기를 정격 파에 의한 우체의 단열압축 및 팽창시에 형성되는 온도 및 진폭에 특정한 매개체를 도입하여 열펌프 효과를 유도하는 것이다. 본 연구에 제작 사용된 열음향 냉동기는 Hofler가 제시한 방법을 참고하여 제작하였으며 공명관의 직경은 3cm이며 스피커 구동부, 냉각부, 박판집적체, 지운부, 고온 열교환기, 저온 열교환기로 구성되며 공명관의 전체 길이는 구동주파수의 1/2 파장이다. 스피커 구동부 스피커 콘의 형상은 사다리꼴의 형상이며 콘의 끝부분은 공명관의 직경과 거의 일치되게 하였으며 공명관 내부의 높은 음압에 콘의 형상이 변형이 되지 않게 하기 위해서 재질은 알루미늄 평판을 선택하였다. 열교환기는 전체적으로 실린더 형태의 fin-type이며 와이어 컷팅법으로 제작하였으며 박판집적체는 일정한 공간을 가지는 나선형 구조이며 재질은 Kapton으로 제작하였다. 열음향 냉동기의 전체 길이는 내부 충전 가스의 종류와 구동주파수에 따라 달라진다. 구동주파수가 500Hz일 때 스피커의 음향 출력은 0.107 W 이었고 1 시간 동안 열음향 냉동기를 작동하였을 때 저온 온도에서 약 5°C 정도 감소하는 효과를 얻었다.

I. 서 론

열음향(Thermoacoustic) 이론에 관한 연구는 비교적 긴 역사를 가지고 있으나, 그리 많은 사람의 주목을 끌

지는 못했다. 1980년대 들어와서 원리가 규명되어 1980년대 중반부터 연구가 시작되었다. 냉동기의 냉매로 쓰여지고 있는 프레온 계열의 가스 즉, CFC(염화불화탄소)가 오존층을 파괴한다고 하여 전세계는 프레온 가스의 사용을 규제하기 시작하였으며 남극지방의 오존층 구멍이 점차 커져감에 따라 CFC 생산을 전면 중단하기까지 이르렀다. 이러한 환경 문제에 대처하기 위하여 새로운 관점에서 냉동에 대한 원리를 연구하기 시작하였고, 열음향 냉동기술도 이 시점에서 크게 대두되기 시작하였다. 열음향 냉동기술의 장점은 냉매로 헬륨과 같은 불활성의 가스를 사용하므로 환경에 친화적이며 기존 냉동장치의 압축기를 사용하지 않기 때문에 소음 및 진동이 적다는 것이다. 열음향의 역사에서 본격적인 열음향 냉동장치의 구현은 1982년에 미국의 국립 Los Alamos 연구소의 휘틀리(Wheatley)등이 스피커를 이용한 공명관식 열음향 냉동장치를 제작하고 연구를 하면서 시작되었다.[1~3] 하지만 우리나라의 열음향 냉동에 대한 연구는 1990년대 중반부터 수행되기 시작하였다.[4~9] 본 연구에서는 직접 열음향 원리를 적용하여 열음향 냉동기를 제작하고 냉동을 구현하고자 하였다.

II. 열음향 냉동이론

단열 압축 및 팽창은 기체의 온도를 상승 및 하강시켜 온도에 변화폭을 발생시키게 되나 이 양은 매우 작아서 일상 생활에서는 못 느끼고 지나간다. 예로서 보통 수준의 대화에 의해 발생하는 공기중의 온도 진폭은 0.0001°C 정도의 크기를 가지고 있다. 그러나 음압이 증가하게 되어 170dB 이상이 될 경우에는 수 °C 정도의

1) 한국해양대학교 대학원 기계공학과

2) 한국해양대학교 기계·냉동·지동화공학과 교수

온도 진폭을 유발하게 된다. 이렇게 형성되는 온도 진폭에 얇은 박판이 개재되면 기체와 박판 사이에 열경계층이 형성되고 이 열경계층을 통해서 열이 전달된다. 이 때 발생하는 열경계층의 열침투 깊이(δ_t)는 식(1)로 표현된다.

$$\delta_t = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (1)$$

윗식에서 α 는 열확산도(thermal diffusivity), ω 는 음파의 각속도를 나타낸다. 기체와 박판사이의 열전달을 대부분 열침투 깊이 내에서 일어나므로 이 크기는 열음향 사이클을 이해하는데 매우 중요한 역할을 한다. 이와 같이 기체와 박판 상호간에는 열의 수수가 이루어지게 되는데 열펌핑 작용을 이해하기 위해서는 기체의 작은 덩어리(parcel)를 따라가는 Lagrangian 관점에서 살펴보는 것이 쉽다. 그림 1은 박판과 기체 사이의 열전달 메카니즘을 도식적으로 보여주고 있다.[10] 여기서 사용된 공명관의 길이는 공명주파수의 1/2 파장을 가지며 음원 구동부와 오른쪽 막힌 부분에서의 임피던스는 매우 커서 압력의 antinode가 형성되고 있다. 박판집적체(stack of plate)는 음원 구동부에 가깝게 위치하고 있으며 박판의 양단에 걸쳐 0 또는 아주 완만한 온도구배가 존재한다. 온도구배는 음원 구동부 쪽의 온도가 높도록 형성되어야 한다. 박판상의 어느 한 지점(x) 평균온도를 T_m , 평균압력을 p_m 이라 하고 기체의 입자가 좌우로 최대 x_1 의 변위를 가지고 진동한다고 하자. 이 때 좌우측으로 최대 변위 x_1 만큼 떨어진 지점에서의 박판온도는 각각 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 및 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 이다. 공명관의 양단이 압력 antinode이고 중앙이 속도의 antinode이므로 공명관의 좌측부가 압축될 때는 기체 입자가 좌측으로 움직이게 되고 팽창될 때는 우측으로 움직이게 된다. 그림 1에서 x_1 만큼 우측인 지점을 기준으로 할 때 이 지점에서의 최초의 기체온도는 박판온도와 동일한 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 이다. 기체가 압축되면 입자는 압력 antinode 쪽으로 $2x_1$ 만큼 이동하며 압력은 $2p_1$ 만큼 증가하는 가역 단열과정을 이행한다. 이에 따른 온도 증가분은 $2T_1$ 이므로 유체온도는 $T_m - x_1 \nabla T_m + 2T_1$ 이 되고 박판온도 $T_m + x_1 \nabla T_m$ 보다 크게 ($|x_1 \nabla T_m| < |T_1|$) 되어 열량 dQ 를 박판에 전달하게 된다. 열전달 후 기체의 온도는 박판온도와 동일하게 되는데 이 과정은 $p_m + p_1$ 의 압력하에서 이루어지는 비가역 정압과정으로 볼 수 있다. 다시 기체가 팽창하게 되면 기체 입자는 속도 antinode 쪽으로 $2x_1$ 만큼 이동하며 압력은 $2p_1$ 만큼 감소한다. 이에 따른 온도 감소분은 $2T_1$ 이므로 기체

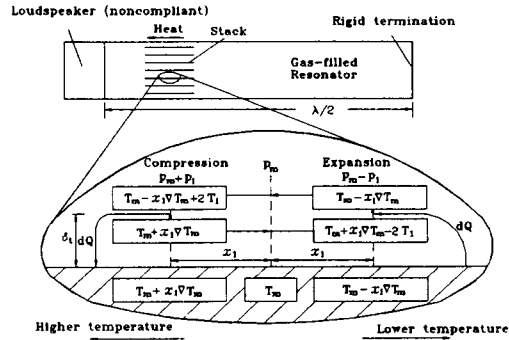


그림 1 열음향 냉동기의 열전달 메카니즘

의 온도는 $T_m + x_1 \nabla T_m - 2T_1$ 가 되어 박판온도 보다 낮아지게 된다. 따라서 박판으로부터 열량 dQ 를 받고 원래의 온도 $T_m - x_1 \nabla T_m$ 로 돌아오게 되어 사이클을 완성한다. 결국 기체의 입자 덩어리(parcel)가 좌우로 진동하면서 한 사이클을 행하는 동안 열량은 우측에서 좌측으로 즉 온도구배를 거슬러 전달되는 열펌핑 역할이 수행되었다. 이러한 기체의 parcel이 박판을 따라 연속되어 있다고 생각하면 열량은 온도구배를 거슬러 인접된 parcel로 계속 전달된다고 볼 수가 있다. 이 사이클은 두 개의 가역 단열과정과 두 개의 비가역 정압과정으로 이루어졌으므로 브레이턴 사이클(Brayton cycle)과 동일하다. 이와 같은 과정은 결국 박판을 따라 기체 속에서는 열유속(heat flux)이 형성되는 것이다. x 방향으로의 열전달은 유체를 통해 엔트로피가 전달되는 것으로 간주될 수 있고 유체의 속도 진폭(velocity fluctuation)을 u_1 , 엔트로피 진폭(entroply fluctuation)을 s_1 이라 할 때 전달되는 시간평균 열유속 \dot{q} 는 식(2)으로 표현된다.[3]

$$\dot{q} = T_m \rho_m \overline{s_1 u_1} \quad (2)$$

여기서 $\overline{s_1 u_1}$ 은 엔트로피 진폭과 속도 진폭의 곱에 대한 시간평균을 나타낸다.

엔트로피 진폭 s_1 을 T_1 과 p_1 의 관계식으로 나타내면 식(3)와 같다.

$$s_1 = (c_p / T_m) T_1 - (\beta / \rho_m) p_1 \quad (3)$$

s_1 과 u_1 을 곱한 것의 시간평균 $\overline{s_1 u_1}$ 은

$$\overline{s_1 u_1} = \frac{1}{2} \text{Re} [s_1 \tilde{u}_1] \quad (4)$$

식(4)와 같이 표시되므로 시간평균 열유속 \dot{q} 는 식

(5)와 같이 된다. 여기서 \tilde{u}_1 는 공역복소수를 나타낸다.

$$\dot{q} = \frac{1}{2} \rho_m c_p \operatorname{Re} [T_1 \tilde{u}_1] - \frac{1}{2} T_m \beta \operatorname{Re} [\rho_1^* \tilde{u}_1] \quad (5)$$

ρ_1 과 \tilde{u}_1 은 위상이 반대이므로 두 번째 항은 0이고 \tilde{u}_1 은 순수한 허수부로 이루어지므로 열유속의 형성에 기여하는 부분은 T_1 의 허수부가 된다. 이렇게 하여 판의 길이 방향으로 열유속 \dot{q} 가 존재하게 되어 식 (6)과 같이 표시된다.

$$\dot{q} = \frac{1}{2} \rho_m c_p \operatorname{Im} [T] u_1^* \quad (6)$$

평판을 따라 x 방향으로 흐르는 전체 열유속을 \dot{Q} 는 위의 식의 \dot{q} 를 $y-z$ 평면상에서 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q} = -\frac{1}{4} \Pi \delta_i T_m \beta \rho_1^* u_1^* (\Gamma - 1) \quad (7)$$

위의 식 (7)은 박판을 따라서 열유속이 존재한다는 것을 의미한다. Π 는 유체와 박판이 접하는 총 길이, δ_i 는 열경계층의 두께를 나타내므로 열유속은 박판이 접하는 총 길이와 열경계층의 곱($\Pi \delta_i$)에 비례한다. Π 와 δ_i 는 서로 반비례의 관계이므로 두 인자의 곱이 최대가 되도록 해야 한다. 그리고 또 열유속은 $\rho_1^* u_1^*$ 에 비례하므로 $\rho_1^* u_1^*$ 가 최대가 되는 곳에 박판이 위치하도록 해야 한다. Γ 는 $\nabla T_m / \nabla T_{crit}$ 을 나타내며 박판 길이 방향으로의 실제 온도구배에 대한 한계 온도구배(critical temperature gradient)의 비를 의미하고 있다. 또한 박판 길이 방향으로의 열흐름이 일어나지 않는 한계온도구배는 식 (8)과 같다.

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega \rho_1^*}{\rho_m c_p u_1^*} \quad (8)$$

작은 온도구배를 가진 열기관에서는 $\Gamma - 1 < 0$ 이 되어 식 (7)의 \dot{Q} 가 양수의 값이 된다. 다시 말하면, 열이 저온에서 고온으로 흐르게 되고 반대로 온도차가 상당히 큰 열기관에서는 $\Gamma - 1 > 0$ 이 되어 \dot{Q} 가 음수의 값이 되고, 열은 고온에서 저온으로 흐르게 된다. $\Gamma - 1 < 0$ 인 기관은 heat pump이고, $\Gamma - 1 > 0$ 인 기관은 prime mover이다. 무차원 온도구배인 Γ 값은 상당히 중요한 인자로 기관을 prime mover로 사용하려면 Γ 값은 1보다 커야 하고 냉동기가 되기 위해서는 무차원 온도구배 Γ 가 1보다 작아야 한다. $\Delta T_m = \Delta T_{crit}$ 일 때 $\Gamma - 1 = 0$ 이 되므로 열의 흐름이 없게 된다.

III. 열음향 냉동 실험장치

3.1 열음향 냉동기

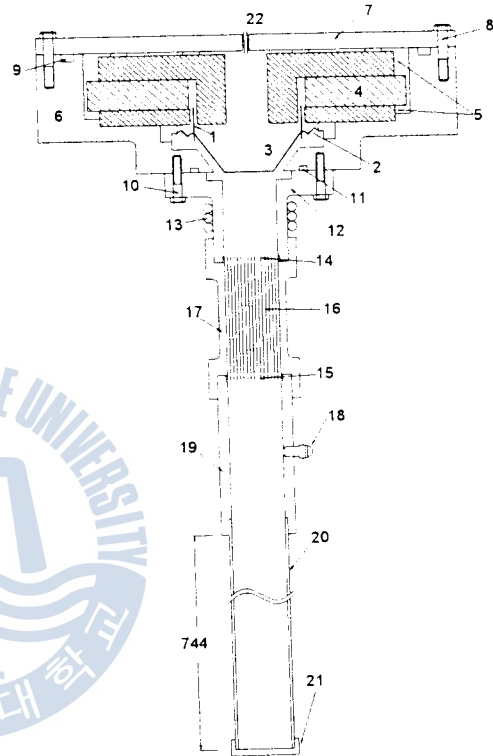


그림 2 실험에 사용된 열음향 냉동기의 개략도

본 연구의 실험에 사용된 열음향 냉동기는 Hofler의 논문[2]에서 인용한 것으로 그 형태는 그림 2와 같다. 열음향 냉동기의 전체 길이는 내부 충전 가스와 구동주파수에 따라 조금씩 차이는 있다. 열음향 냉동기는 Function Generator와 Power Amplifier, 열음향 냉동기 내부의 개조된 스피커에 의해 열음향 냉동에 필요한 음향을 발생시키고 공명관(resonator)에 의해 증폭되는 형태이다. 공명관의 재료는 구리 파이프이며 한쪽 끝은 스피커의 큰 부분에 위치하도록 하고 다른 한 쪽 끝은 막혀 있다. 공명관의 길이는 구동주파수의 1/2파장이고 그 형태는 실린더 모양을 갖는다. 열음향 냉동기의 주요 부품은 알루미늄의 케이스, 구리 파이프의 공명관(resonator), 구리로 만든 고온 및 저온 열교환기, Kapton으로 만든 박판집적체(stack of plates), 박판집

적체를 감싸주고 열전도율이 극히 작은 아세탈 파이프, 냉각수가 흐르는 내경이 3mm인 구리 파이프 등이다. 제작하는데 어려움이 있는 것은 일정한 간격을 유지해야 하는 박판집적체와 열교환기이다. 실험에 사용된 박판집적체와 열교환기는 Hofler[2]가 제시한 방법을 참고한 후에 응용하여 제작하였다. 공명관의 구리 파이프의 중간에는 아세탈 파이프 있고 그 안에는 박판집적체가 축 방향과 동일한 방향으로 배치되어 있다. 박판집적체의 양쪽 끝에는 구리로 만든 열교환기가 축 방향과 동일한 방향으로 배치되어 있다. 이 때 열교환기와 박판집적체가 아주 근접한 위치에 있게 하여야 한다. 열교환기와 박판집적체의 사이에 틈이 크면 저온 열교환기에서 박판집적체로 전달되는 열과 박판집적체의 열평판에 의해 박판집적체에서 고온 열교환기로 전달되는 열이 제대로 전달되지 않기 때문이다. 박판집적체의 양끝은 아주 정교하게 제작하여 근접거리가 0.1mm이하가 되게 하여야 한다. 냉각수는 내경이 3mm인 구리 파이프를 통하여 흐르고 냉각수가 흐르는 구리 파이프는 공명관에 산소용접에 의해 용접되었다. 스피커의 하우징과 알루미늄 판과의 결합은 스피커의 하우징에 O-ring 홈을 가공하고 거기에 O-ring을 삽입하여 볼트로 결합하였으며 스피커의 하우징과 냉각 부분의 공명관도 같은 방법으로 O-ring 홈을 스피커 하우징에 가공하고 거기에 O-ring을 삽입하여 볼트로 결합하였다. 그리고 나머지 공명관 부품들의 결합은 각각의 공명관 부품에 결합되는 안쪽과 바깥쪽에 나사산 가공을 하고 그 나사산에 실리콘을 바르고 테프론 테이프를 감고 다시 실리콘을 발라 돌려서 결합하였다. 공명관의 구리 파이프와 아세탈 파이프를 이와 같은 방법으로 결합하여 단단하게 밀봉이 되게 하였다. 이렇게 결합한 이유는 내부의 높은 압력에도 결합 부분에서 내부의 충전 가스가 새지 않게 하기 위해서이다. 열음향 냉동기 공명관 전체 길이는 $\lambda/2$ 인데 내부 충전 가스의 종류에 따라 그리고 구동주파수에 따라 달라진다. 내부 충전 가스가 헬륨이고 500Hz가 구동주파수이면 그 길이는 1000mm가 되고 내부 충전 가스가 공기이고 250Hz가 구동주파수이면 680mm가 된다.

3.2 열교환기

열교환기는 박판집적체의 양단에 열을 공급하거나 배출하기 위하여 필요하다. 열음향 발생기에서 사용된 열교환기는 기존 개념의 열교환기와는 형상이 다르다. 그림 3과 같이 우선 공명관에 삽입되기 위하여 열교환기는 실린더의 형태이어야 하고 공명관 내부에서 흐르는 유체의 흐름을 방해하지 않기 위하여 fin의 형상이 되어야 한다. 열교환기는 기체입자가 진동하면서 열을 운

반하므로 입자의 진폭내에 박판집적체와 위치하여야 한다. 열교환기의 크기는 고온부 열교환기와 저온부 열교환기가 동일하고 외경이 32mm, 축방향의 길이 4mm, 박판간격(2y) 0.7mm, 박판두께(2l) 0.3mm이다. 구리 열교환기는 fin의 형상에 일정한 간격을 유지하면서 일렬로 배치되는 것도 중요하지만 공명관과의 열전달도 중요하기 때문에 구리 열교환기의 외경도 공명관에 삽입되는 부분의 내경과 일치되게 하여 최대한으로 접촉 열저항을 줄여야 한다. 본 연구에서 사용된 열교환기는 와이어 커팅법으로 정밀하게 제작하였다.

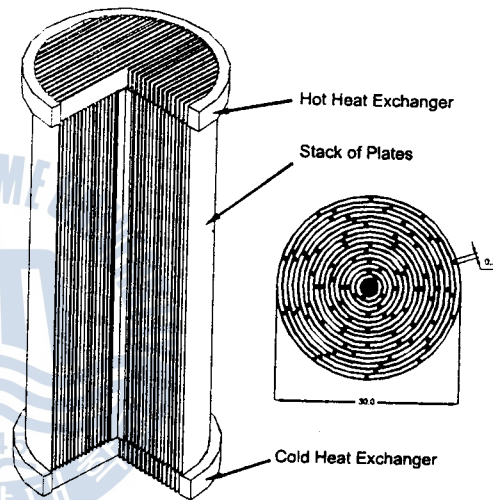


그림 3 박판집적체와 열교환기

3.3 박판집적체

박판집적체는 열침투 깊이의 2배 정도가 되는 거리에 이르면 열유속의 값이 매우 작아진다. 그러므로 이 거리를 열유속이 유효한 거리로 보고 있으며, 박판을 열침투 깊이의 4배에 해당하는 간격으로 일정하게 위치시키면 열유속단면을 최대 활용할 수 있다. 또한 박판 자체에 대한 x축 방향으로의 열전도를 최소화하기 위하여 가능한 열전도도가 낮은 재질이며 얇은 평판을 사용해야 한다. 정재파가 형성되는 적당한 곳에 박판이 존재하게 되면 기체의 열침투 깊이에 해당하는 부분에서 열이 박판을 따라 흐르게 된다. 그런데 여기서 박판은 일시적인 열저장소의 역할을 할 뿐 열의 이동은 기체를 통하여 이루어진다. 박판집적체의 구조는 나선형 구조이다. 박판집적체는 두께가 0.15mm인 얇은 Kapton 재질의 평판을 말은 나선형 구조이다. 우선 박판집적체의 재료인 Kapton을 폭 60mm로 자른다. 박판사이의

간격은 0.7mm로서 이 간격을 유지하기 위하여 직경이 0.7mm인 낫짓줄을 박판에 4mm의 간격으로 붙인다. 낫짓줄을 Kapton 평판에 집착하기 위하여 집착성 스프레이를 사용하였다.

3.4 공명관

공명관은 박판집적체, 열교환기를 감싸주고 음원 구동부에 연결되는 구조물로서 내부 충전가스의 공명현상에 의한 고음압의 정재파를 형성시켜 주는 기능을 가진다. 저적의 공명관은 음향 파워가 마찰에 의해 열로 소산되는 것을 최소화할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 세라믹의 권의를 도입하기 위해서 실린더 형태의 공명관을 사용하였다. 열음향 냉동기의 공명관은 밀폐형으로서 유동유과수 과정의 1:2 길이를 가진다. 공명관의 총 길이는 1000mm로서 내부 충전 가스가 헬륨이며 500Hz 음향의 반파장으로 하였다. 열교환기를 감싸는 부분은 구리 파이프로 제작하여 열교환기와 공명관의 열전달이 원활히 되게 하였고 박판집적체를 감싸는 부분은 고온부 쪽의 열이 저온부 쪽으로 전도에 의해 열이 편평되는 반대방향으로 전달되는 것을 최대한 줄이기 위해 열전도율이 극히 낮은 아세탈 피이프를 사용하였다.

3.5 음향 발생장치

열음향 냉동기에서 전기적인 에너지를 입력받아 음향 에너지를 발생시키는 부분이 스피커의 보이스 코일, 콘, 벨로즈 부분이다. 열음향 냉동기에서 사용되는 콘의 형태는 일반적인 스피커의 콘 형태와 다른 형태를 갖는다. 일반적인 형태의 콘으로는 공명관 내에 일정한 음압을 형성시킬 수 없으며 공명관 내부의 높은 음압에 변형이 되기 때문이다. 스피커의 콘 끝부분의 지름이 공명관의 실린더 내경과 거의 같아야 한다. 콘의 제작에 사용되는 재질은 공명관 내의 높은 음압에 견딜 수 있는 알루미늄 평판을 사용하였으며 평판의 두께는 0.2mm이다. 스피커 콘의 형태가 사다리꼴이 될 수 있도록 먼저 그 형태에 맞게 절단 가공하여 사다리꼴의 콘 형태를 유지할 수 있도록 에폭시를 사용하여 접착 고정하였다. 그리고 제작한 콘과 보이스 코일을 에폭시로 집착하였다. 보이스 코일이 전·후로 진동할 수 있도록 보이스 코일을 지지해 주는 주위의 벨로즈를 보이스 스파 스피커 하우징에 각각 에폭시로 고정하여 보이스 코일, 콘, 벨로즈, 스피커 하우징이 일체가 되게 하였다.

3.6 실험장치의 구성 및 실험방법

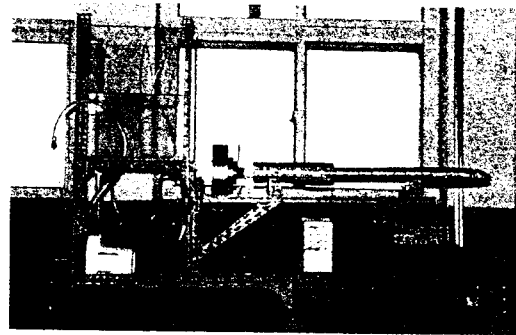


그림 4 실험장치의 전체 사진

그림 4는 본 연구에 사용된 실험장치의 전체를 보여주고 있다. 냉동을 실현하기 위한 열음향 냉동기, 열음향 냉동기 point의 온도를 측정하기 위한 열전대와 온도 측정기, 고온 열교환기 주위를 냉각시키기 위한 냉각기가 있고 열음향 냉동기에서 음압을 발생시키기 위한 Function Generator와 Power Amplifier로 구성 되어 있다. 온도 측정은 각각 Barant사의 692-8000 Benchtop 온도측정기, Omega사의 E type (chromega vs. constantan) 열전대와 SPECIFIC사의 모델 VA-50 Data Acquisition & Storage Unit, K type (chromega vs. alomega) 열전대를 사용하여 측정하였다. 그림 5에서 Point ①, ②, ③, ④, ⑤, ⑥는 온도측정점이다. Function Generator는 홍창사의 Model G305이고 Power Amplifier는 인켈사의 Model MA-920이다. 냉각부는 내경이 3mm 이고 관의 두께가 0.5mm인 구리 피이프를 열음향 냉동기의 고온부에 산소용접으로 접합하고 내경이 4mm인 PVC 호스를 구리 피이프에 연결시켜 유동적으로 움직이게 하였다. 열음향 냉동기의 음압 측정은 Brüel & Kjaer 사의 4163 마이크로폰과 Brüel & Kjaer 사의 2669 Pre-amplifier, Brüel & Kjaer 사의 Signal analyzer unit type 2035 스펙트럼 분석기(FFT)를 사용하여 측정하였다. 온도 측정 실험에 앞서 개조한 스피커의 음압레벨이 얼마인가를 측정하여 열음향 냉동기의 발생 음압이 열음향 냉동기에서 충분히 사용 가능한가를 확인한 후 온도 특성 실험을 하였다. 열음향 냉동기 내부의 개조된 스피커에서 발생된 음압이 공명관 내부에서 증폭되어 고온 열교환기, 저온 열교환기와 박판집적체를 통해 저온부에서 고온부로 열이 편평된다. 열전대는 온도 측정 지점에 $\phi 2\text{mm}$ 정도의 구멍을

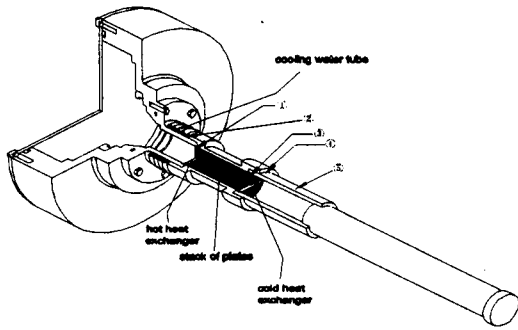


그림 5 열음향 냉동기의 내부 및 온도 측정점

만들어 그 내부로 열전대를 넣고 고온용 시멘트로 용고 시켰다. 온도 측정은 Barant사의 692-8000 Benchtop 온도측정기와 Omega사의 E type 열전대를 사용할 때는 5분 단위로 5분 마다 측정하였으며 SPECIFIC사의 모델 VA-50 Data Acquisition & Storage Unit와 K type 열전대를 사용할 때는 1초 마다 측정하였다. 하지만 VA-50 Data Acquisition & Storage Unit가 노이즈의 영향을 많이 받아 3분 동안 측정된 온도를 평균하여 측정치로 사용하였다. 제작한 열음향 냉동기의 온도 응답 특성이 늦어서 1시간 이상씩 장치들을 작동시켰다. 열음향 냉동기의 저온부 공명관을 단열재로 감싸 냉각되는 부분의 열손실이 가능한 최소가 되도록 하였다. 열음향 냉동기의 고온부는 스피커의 작동에 의해 열이 발생하고 또 열교환기와 박관집적체를 통해 열이 펌핑되어 고온부의 온도가 상승하므로 고온부의 열을 제거하지 않으면 열음향 냉동기의 성능이 저하한다. 스피커에서 발생하는 열과 펌핑되는 열을 제거하기 위해 고온부에 설치된 냉각류비에 약 $1.86 \times 10^{-2} l/min$ 의 냉각수를 순환시켰다.

IV. 실험 결과 및 분석

내부 충전 가스의 종류에 따라, 충전 가스의 내부 압력에 따라 저온부의 온도와 고온부의 온도가 어떻게 변화하는가를 관찰하였다. 500Hz의 정현파를 Function Generator로 발생시키고 Power Amplifier으로 증폭하여 출력 교류 전압이 17.32V일 때는 열음향 냉동기의 스피커의 음압레벨은 500Hz에서 peak 값은 100.2dB고 overall 값은 102.3dB의 음향 파워를 얻을 수 있었다. 개조한 스피커의 출력에 한계가 있어서 출력 교류 전압이 18.0V 이상으로 한 경우에는 개조된 스피커의 보이스 코일이 오래 견디지 못했다. 17.32V를 개조된 스피커의 출력 한계치로 가정하고 실험을 하였다. 음압은

마이크로폰과 스펙트럼 분석기(FFT)를 사용하여 측정하였으며 A-Weight로 저주파 부분을 보정하였다. 그림 6은 스피커의 음압레벨의 결과이다. 원래의 스피커 출력에서 많이 저하된 값으로 스피커를 열음향 냉동기에 설치할 수 있도록 개조할 때 정밀하게 만들지 못했기 때문이라 생각된다. 그림 7과 그림 8은 Power Amplifier의 출력을 17.32V로 하여 실험한 열음향 냉동기의 온도 특성 결과로 그림 7은 열음향 냉동기를 6시간 이상 작동하여 측정된 것으로 약 1시간만에 약 5°C 정도의 온도가 감소폭을 얻을 수 있었다. 하지만 그 이후에는 온도가 일정하게 유지되었다. 그림 8은 열음향 냉동기를 5시간 이상 작동하여 측정된 온도의 결과치로 이 경우는 고온부의 냉각수를 순환하지 않은 경우이다. 고온부의 온도는 스피커 자체의 발생열과 박관집적체를 통해 펌핑되는 열에 의해 계속해서 온도가 증가하였고 저온부의 온도는 처음에는 감소하였지만 시간이 경과할수록 조금씩 증가하였다. 이는 제작한 열음향 냉동기의 저온부의 냉각에 한계가 있어서 고온부의 열이 저온부로 다시 전달되기 때문이다.

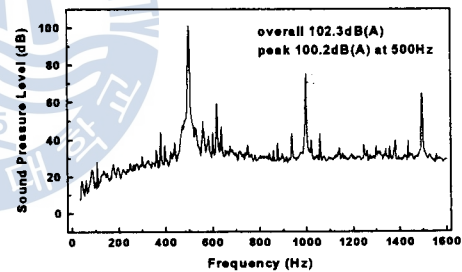


그림 6 음압레벨 측정 결과 (출력 AC 17.32V)

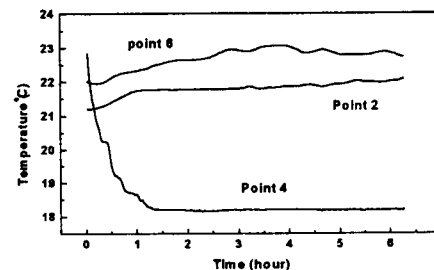


그림 7 시간의 경과에 따른 지점 2, 4, 6 온도

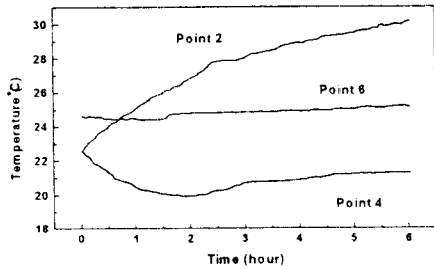


그림 8 시간의 경과에 따른 지점 2, 4, 6 온도

V. 결 론

본 연구에서는 열음향 원리를 이용하여 열음향 냉동기를 제작하여 온도 특성을 조사하였다. 본 연구에 제작, 사용된 열음향 냉동기는 스피커, 박판 집적체, 고온 열교환기, 저온 열교환기, 공명관 등으로 구성되며, 개조된 스피커를 통하여 열음향 냉동기 내부에 음압을 발생시키고 이 음압을 사용하여 열음향 냉동기의 저온부를 냉각시키는 시스템이다. 열음향 냉동기의 내부를 3기압의 헬륨 가스로 충전하고 개조한 스피커를 500Hz, 0.107 W로 구동시켰을 때 미흡한 온도의 감소이지만 열음향 냉동기의 저온부를 5°C 정도 냉각시킬 수 있었다. 하지만 0°C 이하 까지 냉각하는 것은 실패하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

1. 열음향 원리를 실제 적용하여 열음향 냉동기를 제작하여 미흡한 온도이지만 열음향 냉동기 저온부의 온도가 처음 온도의 약 5°C 정도 냉각되게 하였다.
2. 열음향 냉동기의 저온부의 온도감소폭은 시간이 경과할수록 완만해졌고 열음향 냉동기를 계속 작동하여도 일정한 온도를 유지하였다.
3. 직접 제작한 열음향 냉동기를 작동하여 0°C 이하 까지 냉각하는 것은 실패하였다. 그 주된 원인은 스피커의 음향출력이 낮은 것과 열음향 냉동기 내부에서 발생된 음압이 제대로 공명이 되지 않아 증폭되지 않았기 때문이라 사려된다.

향후 연구과제는 열음향 냉동기를 보다 더 정밀하게 제작하여 특히, 스피커를 개조할 때 보다 더 정밀하게 제작하여 음향출력을 높이고 열음향 냉동기의 내부에 정확한 정현파를 발생시키고 공명관에서 제대로 공명이 되게 하여 저온 열교환기로부터 고온 열교환기로 흐르

는 열유속을 증대시키고 공명관 내부의 음압과 음속을 높이는 방법을 찾아 열음향 냉동기의 저온부가 0°C 이하까지 냉각이 되도록 하는 것이다.

참 고 문 헌

1. J. C. Wheatley, T. J. Hofler, G. W. Swift and A. Migliori, 1983, "An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 74 No. 1, pp. 153
2. Thomas James Hofler, 1986, "Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance", Ph.D. dissertation, Physics Department University of California at San Diego
3. G. W. Swift, 1988, "Thermoacoustic engines", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 8 No. 4, pp. 1145-1180
4. 김동혁, 1995 "공명관식 열음향 냉동기의 최적설계를 위한 수치모사 및 설계인자분석", 공기조화냉동공학 논문집 제7권 제2호, pp. 329-340
5. 구분기, 송태호, 1995, "열음향 냉동기 스택에서의 열전도와 열평핑의 해석 및 실험", 공기조화냉동공학 논문집 제7권 제3호, pp. 473-487
6. 하개규, 안철용, 성경모, 1995, "열음향 냉장시스템", 한국음향학회지 제14권 제6호, pp. 5-20
7. 채광병, 강은수, 1996, "열음향냉동기의 수치적 모델", 공기조화냉동공학 논문집 제8권 제1호, pp. 110-119
8. 우삼용, 박종호, 1997, "열음향 냉동장치의 제작", 한국물리학회지 제10권 제3호, pp. 181-185
9. 김동혁, 1998, "열구동 공명관식 열음향 냉동기 개발", 한국과학재단 연구결과 보고서 KOSEF 과제번호 961-1006-045-2
10. Steven L. Garrett, Thomas J. Hofler, 1992 "Thermoacoustic refrigeration", ASHRAE Journal, December, pp. 28-36
11. 송영수, 1998, "열원에 의해 구동되는 열음향 발생기에 관한 연구", 한국해양대학교 공학석사 학위논문
12. L. D. Landau and E. M. Lifshitz, 1982, "Fluid Mechanics", Pergamon, Oxford, Eq. (49.4)
13. W. Z. Black and J. G. Hartley, 1996, "Thermodynamics", Third Edition, SI Version, Harper Collins College Publishers, pp. 563-587

