

# 스피커구동 공명관식 열음향 냉동기에 관한 수치해석적 연구

김 승 효\* · 김 동 혁\*\*

## A Numerical Study on the Resonator Type Thermoacoustic Refrigerator Driven by a Loudspeaker

Seung-Hyo Kim · Dong-Hyuk Kim

### ABSTRACT

Numerical Simulation and Analysis for Optimum Design of a thermoacoustic refrigerator is studied. The refrigerator model for numerical simulation is composed of half wavelength resonator and appropriate stack of plate. Theoretical model for thermoacoustic refrigerator suggested by Swift et.al is adapted for numerical calculation. The wave equation is integrated by using 4th order Runge Kutta algorithm to give pressure distribution along the stack of plate. Heat flux and COP are also calculated based on the energy flux equation. Effect of important design parameters, such as pressure ratio, spacing between the plate in the stack and stack length, on the performance of thermoacoustic refrigerator were shown.

### I. 서 론

열음향 냉동기술은 비교적 최근에 개발된 기술로서 기존의 증기압축식 냉동기술이 당면하고 있는 환경파괴의 문제점을 해결할 수 있는 대안으로서 급격히 부상하고 있다. 아직까지는 증기압축식 냉동기에 비해 효율이 떨어지는 것은 사실이나 연구개발의 속도에 비추어 볼 때 수년내로 증기압축식 냉동기의 효율을 넘어설 것으로 보이며 특히 초저온냉동에 있어서는 월등한 성장을 보일 것으로 기대되고 있다.

열음향 냉동기(thermoacoustic refrigerator) 또는 공명 맥동관 냉동기(resonant pulse

\* 한국해양대학교 대학원 기계공학과

\*\* 한국해양대학교 기계·냉동·자동차공학부 교수

tube refrigerator)는 작동유체로 헬륨을 사용하고 냉동기의 신뢰성을 저하시키는 마찰 부가 없으므로, CFC 규제를 피할 수 있고, 고신뢰성을 만족하며, 소음 및 진동을 거의 소멸 시킬수 있어 차세대 냉동기술로 손색이 없는 기술이다.

열음향냉동기 내부의 작동유체는 왕복운동을 하며 주기적으로 압력과 온도가 변화하므로 공명기와 열교환기의 고체부분과 작동유체 사이의 마찰과 열전달에 의하여 손실이 발생한다. 이 손실은 저온에서 고온으로 열을 펌핑하는데 사용되어야 할 일을 흡수하고, 저온부에서 발생하는 손실은 냉동용량을 감소 시키므로 열음향 냉동기의 성능을 저하시킨다. 또한, 마찰과 열전달은 압력과 속도의 크기 뿐만 아니라 압력과 속도 사이의 위상차에도 영향을 미치는데, 이것들은 스택의 열펌핑량에 직접적인 영향을 준다. 따라서, 열음향 냉동기의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 압력과 속도분포를 마찰과 열전달을 무시한 이상적인 정재파로 가정하여 열펌핑량을 계산하고 그 값에 여러 손실들을 보정하는 대신 마찰과 열전달이 압력과 속도에 미치는 영향을 직접 고려하여 계산하는 것이 필요하다.

본 논문에서는 마찰과 열전달을 고려한 열음향 냉동기 내부의 압력과 속도분포를 구하고, 이것들을 이용하여 냉동용량과 일을 직접 계산하는 열음향 냉동기의 수치적 모델을 제시하였다.

## II. 이론적 배경

유체속을 통과하는 음파는 단열과정(adiabatic process)을 이행한다. 이때 음파가 진행하는 방향으로 유체의 온도에 변화폭이 발생한다. 그러나 이 양은 너무 작아서 일상 생활에서는 못느끼고 살아간다. 예로서 보통수준의 대화에 의해 발생하는 공기중의 온도 변화폭은  $0.0001^{\circ}\text{C}$  정도의 크기를 가지고 있다. 이러한 작은 온도 변화폭을 이용하여 어떻게 열을 이동시키는 가에 대해 알아보면, 음파의 단열 압축 및 팽창에 의한 유체의 온도변화는 미미하여 별다른 효과를 주지 못하나 음파의 진행방향으로 얇은 판을 위치시키게 되면 유체와 판 사이의 열전달 효과로 인해서 유체의 온도에는 위상차가 유발되게 된다.

이러한 위상차이는 판의 아주 근접된 부분의 유체에서만 발생하게 되는데 대개 유체의 열침투깊이(thermal penetration depth,  $\delta_k$ )에 해당하는 경계층에서 존재한다. 여기에서 열침투깊이는  $1/\omega$ 의 시간동안 열이 유체에 확산되는 거리를 말하며,  $\omega$ 는 음파의 각속도이다. 열침투깊이는  $\delta_k = \sqrt{\frac{2D}{\omega}}$ 이며, 공기중에서 500 Hz의 음파는 약 0.1 mm의 열침투 깊이를 가진다. 작동유체의 온도 fluctuation  $T_1$  일반적인 방정식의

로부터 유도된다. 이 방정식은 다음과 같다.

$$\rho T \left( \frac{\partial s}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla s \right) = \nabla \cdot (K \nabla T) \quad (2-1)$$

여기서  $s$ 는 엔트로피,  $\vec{v}$ 는 유체의 속도벡터,  $T$ 는 유체의 온도,  $K$ 는 유체의 열전도이다. 위 방정식을 단지 1차의 형태로만 표시하고  $x$ 축 방향으로의 열전도를 무시한다면 Eq. (2-1)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\rho_m T_m \left( i\omega s_1 + u_1 \frac{\partial s_m}{\partial x} \right) = K \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (2-2)$$

여기서  $i$ 는 허수를 의미한다. 또한 Maxwell의 관계식을 이용하여  $p$ 와  $T$ 의 관계를 나타낸 식을 Eq.(2-3)으로 나타낼 수 있다. 이 관계식을 진동변위로 나타낸 방정식이 다음의 Eq.(2-4)이다.

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \frac{\beta}{\rho} dp \quad (2-3)$$

$$s_1 = \left( \frac{c_p}{T_m} \right) T_1 - \left( \frac{\beta}{\rho_m} \right) p_1 \quad (2-4)$$

Eq.(2-3), Eq.(2-4)를 Eq.(2-2)에 대입시켜 정리하면 함수  $T_1(y)$ 에 대한 다음과 같은 미분방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} i\omega \rho_m c_p T_1 - K \frac{d^2 T_1}{dy^2} \\ = i\omega T_m \beta p_1 - \rho_m c_p \vec{\nabla} T_m u_1 \end{aligned} \quad (2-5)$$

Eq.(2-5)을 풀기 위하여 평판에 의해 주어진 경계조건을 대입하고 주어진 물리량  $p_1$ ,  $u_1$  그리고  $\nabla T_m$ 의 형태로 만들어 풀면 그 해는 다음과 같다.

$$T_1 = \left( \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1 - \frac{\vec{\nabla} T_m}{\omega} u_1 \right) (1 - e^{-(1+i)y/\delta_s}) \quad (2-6)$$

여기서  $T_m$ 은 유체의 평균온도,  $\beta$ 는  $-(\frac{\partial \rho}{\partial T})_p / \rho_m$ ,  $\rho_m$ 은 유체의 평균밀도,  $c_p$ 는 유체의 정압비열,  $u_1$ 은  $x$  방향 입자속도,  $y$ 는 박판 표면으로부터의 거리를 나타낸다. 여기에서 알 수 있듯이 온도 fluctuation  $T_1$ 은 박판으로부터의 거리  $y$ 에 의해 크기 및

위상이 모두 달라지는데 이는 Fig. 2-1 에 잘 나타나 있다. Eq. (2-6)에서  $y$ 값에 의존하는 부분, 즉  $1 - e^{-(1+i)y/\delta_k}$  을 살펴보면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다. 이 부분은 복소수이며 Fig. 2-1과 같이  $y/\delta_k$  에 따르는 실수 값과 허수 값이 존재한다. 이 복소수의 크기는  $y \gg \delta_k$  일 때 1로 근접하며  $y \ll \delta_k$  일 때 0으로 수렴한다. 여기서 중요한 부분은  $y = \delta_k$  일 때로서 복소수의 크기는 역시 1 정도이나 상당량의 허수부를 포함하고 있다는 것이다. 이는 물리적인 의미로 볼 때 정재파(standing wave)에 의한 유체의 온도 fluctuation에 위상 차가 존재한다는 것을 의미하고 있는데, 이는 판을 따라  $x$  방향으로 열유속(Heat Flux)이 형성되는 것을 암시해 주고 있다. 이에 대한 이론은 다음과 같다.

$x$ 방향으로의 열 전달은 유체를 통하여 엔트로피가 전달되는 것으로 간주될 수 있으며 유체의속도 진폭(velocity fluctuation)을  $u_1$ , 엔트로피 진폭(entropy fluctuation)을  $s_1$  이라 할 때 전달되는 시간평균 열 유속  $q$ 는

$$q = T_m \rho_m \overline{s_1 u_1} \quad (2-7)$$

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

엔트로피 진폭  $s_1$ 을  $T_1$  과  $p_1$ 으로 표시하면

$$s_1 = (c_p / T_m) T_1 - (\beta / \rho_m) p_1 \quad (2-8)$$

이며  $s_1$  과  $u_1$ 의 곱의 시간평균  $\overline{s_1 u_1}$  은

$$\overline{s_1 u_1} = \frac{1}{2} Re [s_1 \tilde{u}_1] \quad (2-9)$$

로 표시되므로 시간평균 열 유속  $q$  는 Eq. (2-10)와 같이 된다. 여기서  $\sim$  는 공액복소수를 나타낸다.

$$q = \frac{1}{2} \rho_m c_p Re [T_1 \tilde{u}_1] - \frac{1}{2} T_m \beta Re [p_1 \tilde{u}_1] \quad (2-10)$$

$p_1$  과  $\tilde{u}_1$  은 위상이 반대이므로 두 번째 항이 0이고  $\tilde{u}_1$ 은 순수한 허수 부로 이루어지므로 열 유속의 형성에 기여하는 부분은  $T_1$ 의 허수부가 된다. 이렇게 하여 판의 길이 방향으로 열 유속  $q$  가 존재하게 되는데 이는 다음의 식으로 표시된다.

$$q = \frac{1}{2} \rho_m c_p Im [T] u^s \quad (2-11)$$

관을 따라 x방향으로 흐르는 전체 열 유속  $Q$ 는 위 식의  $q$  를  $y-z$  평면상에서 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q = -\frac{1}{4} \Pi \delta_k T_m \beta p^s u^s (\Gamma - 1) \quad (2-12)$$

여기서  $\Gamma$ 는  $\nabla T_m / \nabla T_{crit}$  를 나타내며 박관 길이 방향으로의 한계 온도구배에 대한 실제 온도구배의 비율 의미하고 있다. 여기서  $\Pi$ 는 기체와 접하는 박관의 총길이를 나타낸다. 또한 박관 길이 방향으로의 열 흐름이 일어나지 않는 한계 온도구배는

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega p_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} \quad (2-13)$$

이며 이와 같은 사실은 Eq.(2-6)으로부터 명백하다. 작은 온도구배를 가진 열 기관에서는  $\Gamma - 1 < 0$  이 되어 Eq. (2-14)의  $Q$ 가 양수의 값이 된다. 이것은 열이 저온에서 고온으로, 온도구배에 대하여 역으로 흐르게 되며 음향 동력(acoustic power)은 박관에 흡수된다. 반대로 상당히 온도차가 큰 기관에서는  $\Gamma - 1 > 0$  이 되어  $Q$ 가 음수의 값이 된다. 그러면 에너지 유속(heat flux) 과 일 유속(work flux) 의 부호가 모두 반대가 되어 열은 고온에서 저온으로 흐르고 음향 동력이 발생하게 된다.  $\Gamma < 1$  인 기관을 heat pump 라하고  $\Gamma > 1$  인 기관은 prime mover 라 한다. 이것은 상당히 중요한 인자로서 이 기관을 냉동기로서 사용하려면 반드시  $\Gamma$  가 1보다 작아야 한다.

### III. 수학적 모델

열음향 냉동기에서 가장 기본이 되는 방정식은 파동방정식과 에너지유속방정식이다. 이 방정식에는 매질의 점도, 평판 및 매질을 따르는 열전달, 그리고 평판의 열 용량 등이 모두 고려된다. Stack 전체를 따르는 열유속, 흡수일량등을 구하려면 압력 및 온도 분포등이 필요하며 이들은 서로 couple 되어 있다. Swift 등은 유체의 지배방정식 및 적절한 경계조건 그리고 열역학적 관계식을 동원하여 파동 방정식과 에너지 유속 방정식을 유도하였다. 방정식을 유도하기 위해서는 몇 가지 가정도 필요하다.

첫 번째는 “Short Stack”이라는 가정이다. 박관(stack)의 길이는 유한하여 각 지점에서의 속도, 압력, 온도 등의 분포가 다르지만 열 유속 및 흡수일량 등을 계산할 때에는 어느 한 지점을 기준으로 계산해야 한다. 따라서 박관이 아주 짧아 한 지점, 예를 들어 stack의 중간부를 기준으로 계산 값을 취해도 무방하다고 가정하는 것이다. 이는 stack의 길이가 음파의 파장에 비해 충분히 작을 때 적용될 수 있다.

두 번째 가정은 경계층에 대한 것인데 충전가스의 열침투깊이 ( $\delta_k$ )와 박판의 열 침투 깊이 ( $\delta_s$ )가 두 평판 사이의 간격에 비해 충분히 작다는 것이다. 이 가정은 두 평판 사이의 간격을  $\delta_k$ 의 4배 정도로 취할 때 불과 수 %이내의 오차를 수반하므로 타당성 있는 가정이라고 볼 수 있다.

두 가지 가정과 유체의 열 전달 방정식, 운동 방정식, 경계조건등을 이용하여 유도된 파동방정식과 에너지 유속방정식은 다음과 같다.

동방정식은

$$\begin{aligned} & \left( 1 + \frac{(\gamma-1)f_k}{(1+\epsilon_s)} \right) p_1 \\ & + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1-f_v}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) \\ & - \beta \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_k - f_v}{(1-\sigma)(1+\epsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0 \end{aligned} \quad (3-10)$$

에너지 유속 방정식은

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & \frac{\Pi y_0}{2\omega\rho_m} \text{Im} \left[ \frac{d\tilde{p}_1}{dx} p_1 \left( 1 - \tilde{f}_v - \frac{T_m \beta (f_k - \tilde{f}_v)}{(1+\epsilon_s)(1+\sigma)} \right) \right] \\ & + \frac{\Pi y_0 c_p}{2\omega^3 \rho_m (1-\sigma)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \frac{d\tilde{p}_1}{dx} \\ & \times \text{Im} \left[ \tilde{f}_v + \frac{(f_k - \tilde{f}_v)(1 + \epsilon_s f_v / f_k)}{(1 + \epsilon_s)(1 + \sigma)} \right] \\ & - \Pi(y_0 K + lK_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned} \quad (3-11)$$

이다.

여기에서  $\sigma = c_p \mu / K = \nu / \alpha$  는 프란틀 수이다. 또한 함수

$$f_v = \frac{\tanh [(1+i)y_0/\delta_v]}{(1+i)y_0/\delta_v} \quad (3-12)$$

$$f_k = \frac{\tanh [(1+i)y_0/\delta_k]}{(1+i)y_0/\delta_k} \quad (3-13)$$

$$\epsilon_s = \frac{\sqrt{K\rho_m c_p} \tanh [(1+i)y_0/\delta_k]}{\sqrt{K_s \rho_s c_s} \tanh [(1+i)l/\delta_s]} \quad (3-14)$$

이다. 유체의 열침투깊이는  $\delta_k = \sqrt{2\alpha/\omega}$  이고, 열 확산도  $\alpha = K/\rho_m c_p$  이다.

또한,  $\Pi$ 는 유체와 평판이 접하는 총 길이이다. 따라서  $\Pi \Delta x$ 는 평판과 유체의 총 접촉면적이고  $\Pi y_0$ 는 유체의 횡 단면적,  $\Pi l$ 은 평판의 횡 단면적이다.

박판내의 각 지점에서  $p_1$ 과  $u_1$ 을 수식으로 나타내면

$$p_1 = P_A \sin(x/\lambda) \equiv p_1^s \quad (3-15)$$

$$\begin{aligned} u_1 &= i(P_A/\rho_m a) \cos(x/\lambda) \\ &\equiv i \langle u_1^s \rangle \end{aligned} \quad (3-16)$$

이다. 여기서  $u_1$ 은 순수한 허수이다. 박판이 충분히 짧다면  $p_1^s$ 와  $u_1^s$ 는 어떤 한 지점의 값으로 가정할 수 있고  $\Delta T = T_H - T_C \ll T_m$ 이므로 열과 관련된 물리적 성질은 x축과 무관하고  $T_m$ 에 의존한다고 가정할 수 있다.

또한 두 번째 가정한 경계충조건은  $y_0 \gg \delta_k$ 와  $l \gg \delta_s$ 이다. 이렇게 가정하는 이유는  $\tanh[(1+i)y_0/\delta_k]$ 을 1로 만들어 주려는데 있다.

Fig.2-1을 보면  $y_0 = 2\delta_k$ 에서 이미 1에 근접해 있다. 실제 엔진은 대략  $\delta_k \lesssim y_0 \lesssim 2\delta_k$  정도이나 이 가정은 실제엔진에 적용해도 무방하다.

위의 가정으로 유도된 내용들을 Eq.(3-10)의 파동방정식과 Eq.(3-11)의 에너지 유속 방정식에 대입하여 식을 간단히 하면

파동방정식

$$\begin{aligned} p_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left( \frac{1-f_v}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right) \\ = \frac{(\gamma-1)\delta_k p_1}{(1+i)(1+\epsilon_s)y_0} \left( \frac{\Gamma}{(1+\sqrt{\sigma})(1-f_v)} - 1 \right) \end{aligned} \quad (3-17)$$

에너지 유속방정식

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 = & -\frac{1}{4} \Pi \delta_k \frac{T_m \beta p_1^s \langle u_1^s \rangle}{(1+\epsilon_s)(1+\sigma)(1-\delta_v/y_0 + \delta_v^2/2y_0^2)} \\ & \times \left[ \Gamma \frac{1+\sqrt{\sigma} + \sigma + \sigma\epsilon_s}{1+\sqrt{\sigma}} - \left( 1 + \sqrt{\sigma} - \frac{\delta_v}{y_0} \right) \right] \\ & - \Pi (y_0 K + l K_s) \frac{dT_m}{dx} \end{aligned} \quad (3-18)$$

여기에서

$$f_\nu = \frac{1}{(1+i)y_0/\delta_\nu} \quad (3-19)$$

$$\epsilon_s = \frac{\sqrt{K\rho_m c_p}}{\sqrt{K_s\rho_s c_s}} \quad (3-20)$$

윗 식에서 하첨자  $\nu$ 는 충전가스의 운동량 경계층에 대한 것,  $s$ 는 박판에 대한 것을 각각 나타낸다.

## IV. 수치해석 방법

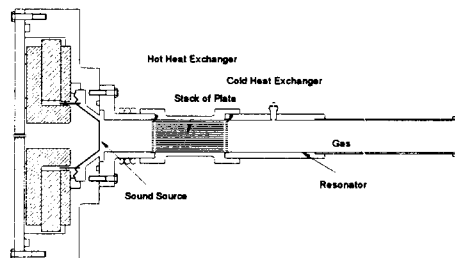
### 1. 계산식 유도

수치해석을 위해 4계 Runge-Kutta 법을 사용하였다. 파동방정식을 정리하면 다음 식과 같이 된다. 아래식에서  $D$ 는 계산상의 변환치이다.

$$p_r'' = -\frac{1}{D_5} \left[ D_1 p_r - D_2 p_i + D_3 \frac{T_m'}{T_m} p_r' - D_4 \frac{T_m'}{T_m} p_i' \right] \quad (4-31)$$

$$p_i'' = -\frac{1}{D_5} \left[ D_2 p_r + D_1 p_i + D_4 \frac{T_m'}{T_m} p_r' + D_3 \frac{T_m'}{T_m} p_i' \right] \quad (4-32)$$

### 2. 열음향 냉동기 모델





stack 우측의 공명기의 온도가 떨어진다. 여기에 관련된 식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q_{out} = -\rho c V \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (4-33)$$

여기에서  $\rho$ 는 헬륨의 밀도,  $c$ 는 헬륨의 비열,  $V$ 는 우측 공명기의 체적이다. 대기의 온도를 300K로 하고 단위시간으로 계산하면 낮아지는 온도  $T_2$ 는

$$T_2 = \frac{-Q_{out} + \rho c V T_{\infty}}{\rho c V} \quad (4-34)$$

으로 표현된다. 여기서  $Q_{out}$ 은 저온 열 교환기에서 빠져나가는 열량이다.

우측 공명기의 온도가 낮아지게 되면 대기와의 온도차이가 생기므로, 이로 인해 용기 내로 열유속이 흐르게 된다. 용기들 둘러싸고 있는 절연재의 종류에 따라 그 양은 다를 것이다.

우측 공명기 내로 들어오는 열 유속을  $Q_m$ 이라 하면

$$Q_m = \frac{2\pi L (T_{\infty} - T_i)}{\frac{\ln(r_o/r_i)}{K} + \frac{1}{r_o h}} + K\pi r_i^2 \frac{(T_{\infty} - T_i)}{t} \quad (4-35)$$

과 같이 표현된다. 여기서  $L$ 은 우측 공명기의 길이이고  $T_i$ 는 내부온도, 즉  $T_2$ 이고  $T_{\infty}$ 는 대기온도,  $r_o$ 와  $r_i$ 는 공명기와 스티로폴의 바깥반지름, 안쪽 반지름이고,  $K$  절연재(스티로폴)의 열전도도,  $t$ 는 절연재의 두께,  $h$ 는 표면의 열전달계수이다. 빠져 나가는 열량  $Q_{out}$ 과 외부에서 들어오는 열량  $Q_m$ 의 차가 우측 공명기를 변화시키는 순수 열유속  $Q_{net}$ 가 된다.

결국 한 사이클 동안 변하는 최종온도  $T_2$ 는

$$T_2 = \frac{-Q_{net} + \rho c V T_1}{\rho c V} \quad (4-36)$$

과 같이 된다. 여기서  $T_1$ 은 바로 1 스텝전의 용기내의 온도이다.

## V. 결과 분석 및 검토

본 절에서는 Stack 내의 압력, 열유속, 효율, 그리고 시간에 따른 온도 강하 정도를 충전 압력, Stack의 위치, 최대 음압, 냉동 온도 폭 등을 변화시켜가면서 효율을 산정하였다.

### 5.1 충전 가스의 충전 압력에 의한 영향

충전 압력에 대한 효율 및 열유속, 성적계수를 Fig. 5-1부터 Fig. 5-4까지 나타내었다. 공명관내 충전 가스로는 비열의 비  $\gamma$ 가 크고 밀도가 작은 것이 좋다. 이런 가스들 중 Hofler가 사용한 헬륨을 본 논문에서는 사용한다.[4] 충전가스에 적당한 압력을 주는 이유는 공명관내의 높은 음압에 의해 입자의 속도가 매우 빨라지면, 경계층 내의 마찰 손실이 증대하기 때문에 효율 향상을 위해 충전 압력을 높여 입자 속도를 작게 할 필요가 있다. 하지만 충전 압력이 높아지면 stack을 따라 흐르는 열유속의 크기도 작아진다. 그러므로 마찰 손실과 비교하여 최적 효율을 달성할 수 있는 최적 충전 압력을 찾아야 한다. 본 논문에서는 1bar부터 30bar까지 계산을 수행하였다.

Fig. 5-1은 구동주파수가 409Hz일 때 충전압력 변화에 대한 열유속의 크기 변화를 도시한 것이다. 여기서 볼 수 있듯이 충전 압력의 증가가 열유속의 감소를 유발하고 있다. 그리고 Fig. 5-2는 충전 압력의 변화에 대한 열유속의 변화를 보여준다. 이것 역시 충전 압력의 증가가 열유속의 감소를 유발하고 있다. Fig. 5-3은 충전 압력의 변화에 대한 성능계수의 변화를 보여주고 있는데, 그림에서 볼 수 있듯이 최적 효율을 얻을 수 있는 충전 압력의 위치가 있음을 알 수 있었다. Fig. 5-4는 구동주파수 409Hz일 때 카르노 사이클 대비 효율을 보여준다. 저온부 온도가 250K일 때 최대 효율을 얻을 수 있는 충전가스의 압력은 409Hz일 때 약 10bar 정도임을 알 수 있었다. 그리고 카르노 사이클 대비 효율 약 8%의 값을 얻을 수 있었다.

### 5.2 Stack의 위치에 의한 영향

공명관내에서는 위치에 따라 최대 음압 및 입자 속도의 크기가 다르다. 최대 음압과 입자 속도는 열유속 및 흡수 일량의 크기를 결정하는 최대 요인이 되기 때문에 stack의 위치가 어디인가에 따라 효율이 달라지게 된다.

고온부 온도 300K, 저온부 온도를 250K로 하였을 때 stack의 위치에 따른 성능계수의 변화를 Fig. 5-5에 나타내었다.

Fig. 5-5에서 볼 수 있듯이 최대 효율을 얻을 수 있는 최적 stack의 위치가 있음을

알 수 있다. 최대 효율을 얻을 수 최적 stack 위치는 압력 node로부터 0.34m 떨어져 있는 곳이었다.

### 5.3 Stack의 길이에 의한 영향

stack은 정재와 음장(acoustic)내에 놓여서 열펌핑 메카니즘의 기본이 되는 열경계층을 형성해 주는 것이 주된 역할이다. 앞 장의 열음향 냉동이론에서 설명했듯이 열펌핑 효과는 유체내 열침투깊이 정도까지만 현저하고 그 보다 떨어진 곳에서는 열펌핑 효과가 감소된다. 단위 단면적 당 열유속을 극대화시키기 위해서는 박판 사이의 간격을 좁게 해 주는 것이 필요한데, 박판 사이 간격이 좁아지면 마찰 손실이 증가하게 되므로, 통상 박판 사이의 간격은 열침투깊이의 4배 정도로 하고 있다. 마찰에 의한 음향에너지의 흡수는 stack의 길이가 길어질수록 증가하는데 열유속의 크기는 별 영향이 없다. 즉, stack의 길이가 짧을수록 효율은 증가하지만 고온부와 저온부의 온도차가 클 경우에는 임계 온도구배보다 실제의 온도구배가 더 커져서 열펌핑이 일어나지 않게 된다. 효율 증대와 열펌핑 효과를 동시에 만족시키는 stack의 길이 선정은 아주 중요하다.

Fig. 5-6은 stack의 길이 변화에 대한 열유속의 변화를 나타내고 있다. stack의 길이가 길어질수록 열유속이 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5-7은 stack의 길이 변화에 대한 열유속의 변화를 나타내고 있다. 스택의 길이가 짧아질수록 열유속이 감소하는 것을 볼 수 있다. 스택이 짧아지면 평균 온도의 기울기가 커져서 열유속이 감소하는 것으로 생각된다.

Fig. 5-8은 stack의 길이 변화에 대한 성능계수의 변화를 나타낸다. stack의 길이가 짧아지면 열유속의 감소로 효율은 감소하고, stack의 길이가 길어짐에 따라 마찰과 열전달에 의한 손실 증가로 효율이 감소하는 것을 볼 수 있다. 최적 효율을 얻을 수 있는 stack의 길이는 6cm임을 알 수 있었다.

### 5.4 박판 사이의 거리에 의한 영향

Fig. 5-9, Fig. 5-10, Fig. 5-11은 박판 사이의 거리 변화에 대한 열유속과 일유속, 그리고 성능계수의 변화를 도시한 것이다.

평판사이의 간격이 커질수록 냉동용량과 성능계수는 증가하다가 감소하는 것을 Fig. 5-9와 Fig. 5-11에서 알 수 있다. Fig. 5-10은 일유속의 크기 변화를 나타내고 있다. 일유속은 박판 사이의 커지게 되면 감소함을 알 수 있었다.

저온에서 고온으로의 열펌핑, 즉 냉동효과를 얻는데 기여하는 작동유체는 평판표면에 생기는 온도와 속도 경계층의 두께 근처에 있는 것들이고, 경계층 바깥이나 평판

가까이의 작동유체는 냉동 효과에 기여하지 않는다. 따라서, 평판 사이의 간격이 너무 작으면 위, 아래 평판에 발달하는 경계층이 서로 만나므로 냉동용량은 감소하고, 간격이 커지게 되면 효율은 증가하게 되나, 평판 사이의 간격이 경계층에 비해 너무 커지게 되면 냉동효과에 기여하지 못하는 경계층 외부의 작동유체가 많아져서 성능계수가 감소하는 것으로 생각된다.

평판사이의 간격이 경계층의 2배 정도가 되는 0.2mm에서 최대 효율을 얻을 수 있었고, 이 보다 더 커지게 되면 효율은 다시 감소하는 것을 알 수 있었다.

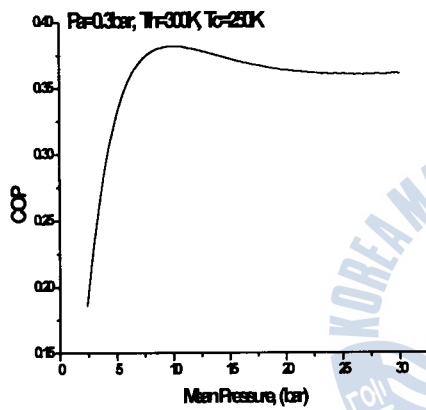


Fig. 5-3 COP change with mean pressure of helium gas

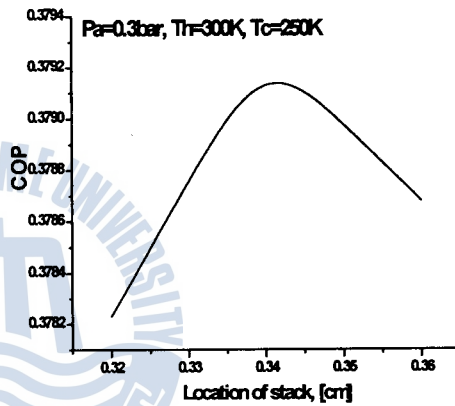


Fig. 5-5 COP change with location of stack

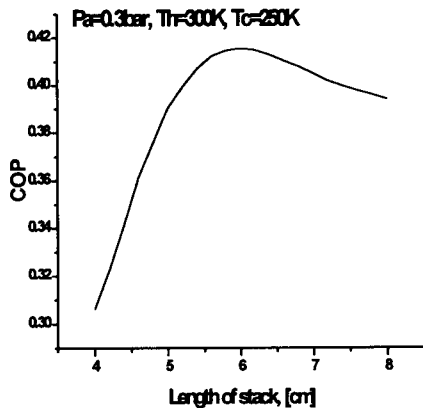


Fig. 5-8 COP change with length of stack

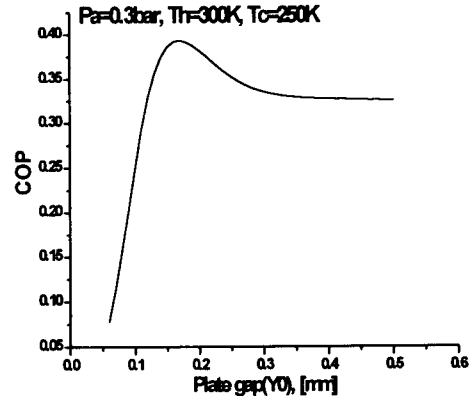


Fig. 5-11 COP change with plate gap

## VI. 결 론

본 논문에서는 열음향 냉동기의 최적 냉동 효과를 수치 해석을 이용하여 구하고자 했다. 주어진 지배방정식과 경계조건 그리고 적절한 설계 조건들에 대해 파동방정식에 대한 4차 Runge-Kutta 적분을 행함으로써 열음향 냉동기의 최적 설계에 필요한 인자를 얻을 수 있었다. 냉동 효율에 영향을 미치는 인자는 공명관내의 충전 압력, 최대 음압, 그리고 stack의 위치, stack의 길이, 박판사이의 간격 등인 것을 알 수 있었다. 이렇게 얻은 값들은 여러 가지 가정이 포함되어 있으므로 정확하다고 말할 수는 없다. 하지만 커다란 오류는 없을거라 생각된다.

본 논문의 결과를 요약해 보면 다음과 같다.

- 1) 충전 압력이 높아질수록 열유속과 일유속은 감소했고, 효율은 높아지다 다시 감소했다. 충전 압력 10bar 정도에서 최적 효율을 얻을 수 있었다.
- 2) 스택의 위치는 효율이 최대가 되는 최적점이 존재함을 알 수 있었다. 압력 node로부터 약 0.34m에 떨어진 곳에 stack이 놓여있을 때, 최대 효율을 얻을 수 있었다.
- 3) 최대 효율을 얻을 수 있는 스택 길이가 존재함을 알 수 있었다. 스택 길이는 약 6cm에서 최대 효율을 얻을 수 있었다.
- 4) 박판 사이의 거리는 열침투길이의 2배 정도인 0.2mm에서 최대 효율을 얻을 수 있었으며, 이보다 작으면 마찰 손실의 증가로 효율은 감소하게 되고, 또한 2배 이상이 되면 간격이 커질수록 효율이 낮아짐을 알 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- [1] Steven L. Garrett, Thomas J. Hofler, "Thermoacoustic refrigeration", ASHRAE Journal, December 1992, pp. 28-36
- [2] Hofler, T. J., 1988, "Concepts for thermoacoustic refrigeration and a practical device," Proceedings of the 5th International Cryocooler Conference, pp. 93-101.
- [3] G. W. Swift, "Thermoacoustic engines", J. Acoust. Soc. Am. Vol. 8, No. 4, 1988 pp. 1145-1180
- [4] Thomas James Hofler, "Thermoacoustic Refrigerator Design and Performance", Ph.D. dissertation Physics Department University of California at San Diego, 1986
- [5] L. D. Landau and E. M. Lifshitz, "Fluid Mechanics", Pergamon, Oxford, 1982, Eq. (49.4)

- [6] Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, "Thermodynamics", McGraw-Hill, 2nd ed., 1994. p.636
- [7] J. P. Holman, "Heat Transfer", 喜重堂, 6th edition, 1994, pp. 548-571
- [8] 김동혁, "열음향 냉동", 공기조화 냉동공학회지 제24권 제3호, 1995, pp. 283-296
- [9] 김동혁, "공명관식 열음향 냉동기의 최적설계를 위한 수치모사 및 설계인자 분석", 공기조화 냉동공학회 논문집 제7권 제2호, 1995, pp. 329-340
- [10] 김동혁, "열구동 공명관식 열음향 냉동기 개발", 한국과학재단 연구결과 보고서 KOSEF 과제번호 961-1006-045-2, 1998
- [11] 송영수, "열원에 의해 구동되는 열음향 발생기에 관한 연구", 한국해양대학교 공학석사 학위논문, 1998
- [12] 우삼용, 박종호, "열음향 냉동장치의 제작" 한국물리학회지, 제10권, 제3호, 1997, pp. 181-185

