한국음향학회지 제28권 제1호 pp. 19~24 (2009)

정재파 열음향 냉각기의 스택 온도구배에 대한 연구

A Study on the Stack Temperature Profile of a Standing Wave Thermoacoustic Cooler

백 인 수
(Insu Paek)

강원대학교 공과대학 기계·메카트로닉스 공학부
(접수일자: 2008년 11월 13일; 수정일자: 2008년 12월 15일; 채택일자: 2009년 1월 5일)

정재파 열음향 냉각기의 스택에서의 온도 구배와 냉각기 효율의 관계에 대한 연구를 수행하였다. 스택에서의 로트식 (Rott Equation) 을 이용하여, 스택을 통과하는 엔탈피 플럭스의 크기가 크게 되면, 스택에서의 온도구배가 비선형의 특성을 나타내는 것을 밝혀내었다. 또한 이런 비선형의 스택 온도구배가 열음향 냉각기의 냉각 효율을 저하시키는 것을 확인하였다. 1/4 파장의 정재파 열음향 냉각기를 이용한 시뮬레이션을 통해, 특정길이의 스택에 대해 냉각 용량이 커질수록, 또한 특정 냉각 용량에 대해, 스택의 길이가 길어질수록 비선형의 스택 온도구배가 크게 일어남을 알아낼 수 있었다.
핵심용어: 열음향 냉각, 스택온도구배, 냉각효율, 정재파
투고분야: 물리음향 및 광음향 분야 (9.5)

Investigations of the relation between the stack temperature profile of a standing wave thermoacoustic cooler and the cooling efficiency were performed. Based on the mathematical derivations using the Rott Equation, it was found that the temperature profile along the stack becomes nonlinear as the enthalpy flux passing through the stack increases. It was also found that such nonlinear temperature profiles lower the cooling efficiency. Simulations using a thermoacoustic simulation program called DELTAE showed that the nonlinear temperature profile occurs with a long stack and large cooling load.
Keywords: Thermoacoustic cooling, Stack temperature profile, Cooling efficiency, Standing wave
ASK subject classification: Physical Acoustics and Photo-Acoustics (9.5)

I. 서 론

강한 음파를 이용한 환경친화적 열음향 냉각기 (thermo-acoustic cooler)는 크게, 전기적 에너지 (electrical energy)를 음향 에너지 (acoustic energy)로 변환해주는 가진기 (driver), 음향 에너지를 냉각에너지 (cooling energy)로 변환해주는 스택 (stack), 스택으로부터 외부로 열교환을 가능하게 해주는 열교환기 (heat exchanger), 그리고 가진기 피스톤에서의 적절한 음향 임피던스 (acoustic impedance)와 압력과 속도의 위상을 결정하는 공명기 (resonator)가 있다 [1].

간격이 수십에서 수백 마이크로미터 정도되는 열전도율이 낮은 물질의 얇은 판들로 이루어진 스택에서의 기체입자의 압축 팽창은 스택에 온도 구배 (temperature profile)를 발생시키게 된다. 정재파 음장내에서 압력의 크기가 낮은에서 높은쪽으로 열이동이 일어나게 되며 [1], 스택의 한쪽 끝에서 다른쪽 끝으로 열이동이 일어나 온도 구배를 만들게 된다. 스택 양쪽 끝에는 열 교환기가 위치하여, 외부와의 열교환을 가능케 해준다. 이중 스택의 온도가 낮은쪽에 위치한 열교환기는 일반 증기 압축식 냉각시스템의 증발기에 해당하며, 온도가 높은쪽에 위치한 열교환기는 응축기에 해당된다 [2].

10W 이내의 비교적 작은 음향파워를 이용하여 냉각용량이 매우 낮으며 큰 스택 양단의 온도차를 성취할 수 있었던 초기의 대부분의 열음향 냉각기와 달리 [3-5] 현재는 가진기로부터의 높은 음향파워가 가능하게 됨으로써, 수냉식 열교환기를 이용하여, 비교적 높은 냉각용량과 작은 스택양단의 온도구배를 갖는 열음향 냉각기의 개발이 이루어져 왔다 [6-8]. 하지만, 냉각용량이 높아

책임저자: 백 인 수 (paek@kangwon.ac.kr)
200-701 강원도 춘천시 효자2동 192-1
강원대학교 공과대학 기계·메카트로닉스 공학부 메카트로닉스 전공
(전화: 033-250-6379; 팩스: 033-257-4190)

지면서, 많은 경우에 있어서 냉각 효율이 낮아지는 결과를 보여주었다 [6-8].

이 논문에서는 냉각용량이 큰 많은 경우에 있어서 냉각 효율이 낮아지는 원인을 알아보기 위해, 이론적 접근과, 시뮬레이션을 통해 냉각용량 및 스택의 길이 및 스택에서의 온도구배, 그리고 열음향 냉각기의 성능에 대한 관계를 밝혀내는데 그 목적이 있다.

II. 이론적 접근

그림 1 (a)에 나타난 열음향 냉각기의 스택에서 발생되는 에너지의 흐름과 온도구배의 관계는 다음의 식으로 나타낼 수 있다 [9].

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H} - \frac{1}{2}\mathbf{Re}\left[p_1\tilde{U}_1\left(1 - \frac{T_m\beta(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\tilde{f}_\nu)}\right)\right]}{X} \tag{1}$$

식 (1)에서 T_m은 스택의 온도, $\dot{H}$은 엔탈피 플럭스 (Enthalpy flux), p_1, U_1은 각각 구동되는 음압과 체적속도 (volume velocity), β는 기체의 열팽창계수, f_κ와 f_ν는 각각 스택 채널의 형상과 관련된 열, 점성 함수, ε_s는 스택의 열용량 보정계수, σ는 점성계수, Re는 실수부, 그리고 ~는 켤레 복소수를 나타낸다 [1][9].

식 (1)에 주어진 열, 점성함수인 f_κ와 f_ν는 각각

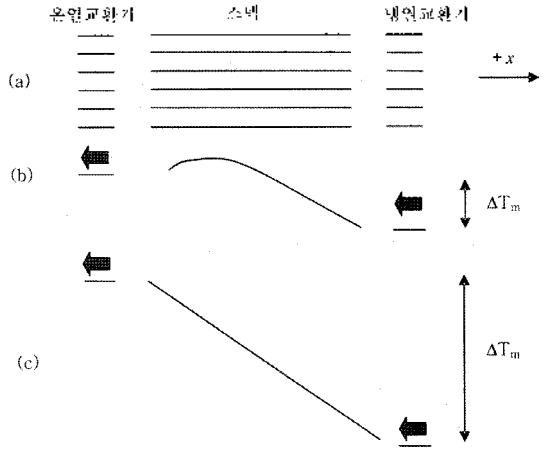

그림 1. 정재파 열음향 냉각기의 스택 및 온도구배
FIG. 1. Schematic of a stack used in standing wave thermoacoustic coolers and the stack temperature profiles.

$$f_\kappa = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_\kappa]}{(1+i)y_0/\delta_\kappa}, \quad f_\nu = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_\nu]}{(1+i)y_0/\delta_\nu} \tag{2}$$

와 같이 표현되며[1][9], tanh는 하이퍼볼릭 탄젠트 (hyperbolic tangent), i는 허수, y_0는 스택 판 사이 간격의 1/2, 그리고, δ_κ와 δ_ν는 각각

$$\delta_\kappa = \sqrt{\frac{2\kappa}{\omega}}, \quad \delta_\nu = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}} \tag{3}$$

로 표현 된다 [1][9]. 식 (3)에서 κ는 열확산율 (thermal diffusivity), ν는 동 점성계수 (kinematic viscosity), 그리고 ω는 각 주파수를 나타낸다.

또한 식 (1)에서 X는 다음과 같다.

$$X = \frac{\rho_m c_p}{2\omega A_{fluid}(1-\sigma)|1-f_\nu|^2}\mathbf{Im}\left[\tilde{f}_\nu + \frac{(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)(1+\varepsilon_s f_\nu/f_\kappa)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)}\right] - \frac{(S_{gas}K_{gas} + S_{solid}K_{solid})}{|U_1|^2} \tag{4}$$

여기서 ρ_m은 기체의 밀도, c_p는 기체의 정압비열, S는 단면적, 그리고 K는 열전도율을 나타내며, 아래첨자 gas와 solid 는 각각 스택에서의 기체부분과 고체부분을 나타낸다 [1].

시간 조화신호 (time harmonic signal)의 경우 음향 임피던스 Z_{ac}는

$$Z_{ac} = \frac{p_1}{U_1} = \frac{p_1 \cdot \tilde{U}_1}{|U_1|^2} = |Z_{ac}|e^{i\phi}, \tag{5}$$

로 나타낼 수 있으며 ϕ는 음압과 체적속도의 위상차를 나타낸다.

식 (5)을 이용하여 식 (1)을 다시 표현하면

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H} - \frac{1}{2}\mathbf{Re}\left[|Z_{ac}|e^{i\phi}|U_1|^2\left(1 - \frac{T_m\beta(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\tilde{f}_\nu)}\right)\right]}{X} \tag{6}$$

와 같다. 또한

$$A = \mathbf{Re}\left[\frac{T_m\beta(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\tilde{f}_\nu)}\right],$$

$$B = \mathbf{Im}\left[\frac{T_m\beta(f_\kappa - \tilde{f}_\nu)}{(1+\varepsilon_s)(1+\sigma)(1-\tilde{f}_\nu)}\right] \tag{7}$$

의 관계를 이용하면 식 (6)는

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H} - \frac{1}{2}|Z_{ac}||U_1|^2((1-A)\cos\phi + B\sin\phi)}{X} \tag{8}$$

로 나타낼 수 있다. 한편 음향파워는

$$\dot{W}_{ac} = \frac{1}{2}|Z_{ac}||U_1|^2\cos\phi \tag{9}$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 식 (9)을 이용하면 식 (8)은

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{H}}{X} - \frac{\dot{W}_{ac}}{X}((1-A) + B\tan\phi) \tag{10}$$

와 같이 나타낼 수 있다.

식 (10)에서 우변의 각각의 항들의 부호를 생각해 보면 A의 경우 식 (7)에서 알 수 있는 것처럼 이상기체의 경우를 가정하면, $T_m \cdot \beta$는 1과 같으며 [1], ε_s는 대부분의 경우에 있어서 0에 가까운 값을 갖는 것으로 알려져 있다 [1]. 또한 f_κ와 f_ν의 경우 스택에서 실수부는 약 0.5정도 그리고, 허수부는 약 -0.5정도의 값을 갖는 것으로 알려져 있다[1]. 따라서 1-A 는 항상 0보다 큰값을 갖게 된다. 또한 Btanϕ의 경우 식 (7)에서 알 수 있듯이 B의 값은 항상 0보다 작지만 그 절대값의 크기가 0.5에 가깝고, 압력과 속도의 위상각 ϕ는 스택 안에서 90°에 가까운 값을 갖게 되어, tanϕ의 값이 1보다 훨씬 큰 값을 갖게 되므로, (1-A)+Btanϕ은 항상 0보다 작게 된다.

X는 스택이 열전도율이 매우 낮은 재질로 만들어짐을 감안하여, 스택 내에서의 전도에 의한 열전달은 작다고 가정할 때 식 (4)에서 알 수 있듯이 항상 0보다 작은 값을 갖게 된다. 따라서 결과적으로 식 (10)에서 dT_m/dx의 부호는 음의 값을 갖게 되는 $\dot{H}$ 의 절대값의 크기에 따라서 양의 값 또는 음의값을 갖게된다. $\dot{H}$ 의 크기가 $\dot{W}_{ac}$ 항보다 작을경우, dT_m/dx는 열음향 냉각기의 전형적인 온도 기울기인 음의 기울기를 갖게 되지만, $\dot{H}$ 의 크기가 $\dot{W}_{ac}$ 항보다 크게 되면, 양의 기울기를 갖게된다. 이는 스택내를 통과하는 $\dot{H}$ 의 값이 일정하다고 볼 때 특정위치에서의 $\dot{W}_{ac}$ 항의 값이 $\dot{H}$ 의 크기보다 작아지게 되면, 온도 기울기가 양의 값을 갖게 됨을 의미한다. 이는 실제 열음향 냉각기에 있어서, 스택 양단에 열교환을 위하여, 냉·온 열교환기를 사용하게 되는데, 열교환기의 열전달율이 높게 된경우, 스택양단의 온도차는 작아지게 되며, 결과적으로 스택을 통과하여 전달되는 엔탈피 플럭스의 크기가 크게 되어, 이와 같은 비선형 온도구배가 발생하게 되는 것으로 판단된다.

식 (11)은 시스템의 냉각 효율인 COP (Coefficient of Performance)와 온도구배의 관계를 나타낸다.

$$\frac{-\dot{H}}{\dot{W}_{ac}} = COP = -\left[(1-A) + B\tan\phi + \frac{X}{\dot{W}_{ac}}\frac{dT_m}{dx}\right] \tag{11}$$

일음향 냉각기의 경우 COP가 항상 양의 값을 가져야 하기 때문에, 대괄호 안의 값은 음의 값을 가져야 한다. 그림 1 (a)에서 냉각되는 쪽인 스택 오른쪽 끝단의 경우에 대해 생각을 해 보면, 첫번째와 두번째항의 값이 항상 음의 값을 갖고, X와 dT_m/dx가 음의 값을 갖게되기 때문에 결과적으로, dT_m/dx의 기울기의 절대값이 클수록, COP의 값은 작아지게 된다. 이는 앞의 경우와 연관지어 생각해보면 그림 1 (b)의 경우처럼 스택의 양단에 열전달율이 높은 열교환기가 위치하여, 스택을 통과하는 엔탈피 플럭스의 크기가 크게될 경우, 스택의 오른쪽 끝단의 기울기는 높아지게 되며, 엔탈피가 스택의 왼쪽으로 전달되게 된다. 하지만, 스택의 왼쪽 끝에는 역시 높은 열전달율의 열교환기에 의하여 열이 외부로 전달되어지게 되므로, 일정온도이상 높아질 수 없게 되며 결과적으로 스택 왼쪽 끝에 도달하기 전에 온도구배의 기울기가 변화하며 비선형적인 온도구배를 갖게 된다. 만일 스택 오른쪽의 열교환기가 열전달율이 낮을 경우, 스택의 온도구배는 그림 1 (c)의 경우가 되며 스택 양단의 온도차이는 커지게 될것이다.

III. 모델링

열음향 냉각기의 전체 냉각 성능과 스택 끝단의 온도차이 및 길이 사이의 관계를 보다 정확히 알아보기 위해 미국 Los Alamos 국립 연구소에서 개발된 열음향 시뮬레이션 프로그램인 델타이 (DELTAE) [10]를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 적용된 열음향 냉각기로는 정재파 열음향 냉각기로 잘 알려진 Hofler 일음향 냉각기가 사용되었다 [3][9]. Hofler 일음향 냉각기는 그림 2에 보이는 것과 같이 1/4 파장 길이의 공진기로 되어

있다. 또한 스택은 40 μm 두께의 캡톤 (Kapton)필름을 원형으로 감아서 만들어졌으며, 길이는 약 7.85 cm 그리고, 스택 필름 사이의 간격은 360 μm 이다 [3][9].

델타이 프로그램은 열음향 에너지 변환의 이론적인 토대가 되는 로트식 (Rott Equation) 을 슈팅 방법 (Shooting Method) 을 이용하여 풀어나가게 되며 경계조건으로 사용되는 목표벡터 (Target Vector, 경계조건)와, 예상해로 구해지는 변수들의 추측벡터 (Guess Vector, 예상해)를 이용하여 시뮬레이션이 수행된다. 추측벡터를 이용하여, 각각의 모듈에 대해서 해를 구하고 그 해를 주어진 목표벡터와 비교, 수정하며 수치해석적으로 풀어나가게 된다 [11]. 시뮬레이션에서 경계조건으로 사용되는 목표벡터 (target vector)는 스택 양끝단의 온도 (T_h, T_c), 공진기 끝단에서의 복소수 형태의 속도, 공진기 끝단에서의 엔탈피 플럭스 (enthalpy flux)의 크기, 가진기의 음향파워의 크기를 이용하였다. 또한 시뮬레이션의 미지수 항을 나타내는 추측벡터 (guess vectors)는 가진주파수와 가진기 피스톤에서의 압력의 위상과 크기, 두 열교환기로부터의 열교환율 (heat transfer rate), 그리고 가진기 피스톤 앞에서의 기체의 온도를 이용하였다. 시뮬레이션을 위해 열음향 냉각기의 사용 기체는 헬륨 기체를, 기체의 압력은 1 MPa을 이용하였다. 시뮬레이션에 사용된 Hofler 열음향 냉각기의 제원과 1 MPa, 300K에서의 헬륨기체의 열역학적 특성이 표 1과 2에 제시되어 있다. 또한 시뮬레이션에서 열음향 냉각기의 공진 주파수는 온도 및 길이의 변화에 따라 490 Hz 에서 600 Hz 사이의 값으로 변화하였다.

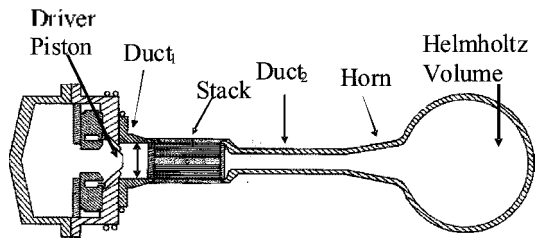

그림 2. 1/4 파장 정재파 열음향 냉각기
FIG. 2. Schematic of a 1/4 wave length standing wave thermoacoustic cooler.

IV. 결 과

음향파워와 스택의 길이가 각각 10W와 7.85 cm인 경우에 대하여, 스택 끝단의 다양한 온도 차이에 따른 냉각기의 성능을 DELTAE 시뮬레이션을 통해 계산하였다. 다섯가지의 다른 스택 끝단 온도차이에 대한 스택 온도변화가 그림 3에 나타나있다. 스택양단의 온도차이가 약 20K 일 때, 스택을 통과하게 되는 엔탈피 플럭스의 양은 약 10W이었고, 온도 구배는 비선형의 특성을 보였다. 온도차이가 60K로 증가하였을 때, 스택 온도구배는 좀 더 선형적으로 변화함을 알 수 있다. 온도의 범위가 80K에 도달 했을때 온도 구배는 선형에서 다소 벗어나기 시작하였으며 온도 차이가 100K일 때는, 엔탈피 플럭스의 부호(방향)가 변화하면서 열음향 냉각기는 더 이상 냉각기가 아닌 열기관 (heat engine)으로 작동하기 시작함을 알 수 있다.

초기에 개발된 대부분의 정재파 열음향 냉각기는 수냉식 냉열교환기가 포함되지 않은 상태로 개발되었다. 이런 냉각기의 경우 공진기를 단열함과 동시에 전기 히터를 이용하여 단지 소용량의 냉각부하만을 적용함으로써 매우 낮은 온도에 도달할 수 있었다. 만약 이 경우에서의 스택 온도 구배를 측정하여 본다면 그림 3 (d)와 유사하게 나왔을 것으로 판단된다. 실제로 그림 3 (d)에 나와있는 스택의 온도구배가 기존의 U자형 정재파 열음향 냉각기를 사용한 실험에서 관찰되었다 [12]. U자형 정재파 열음향 냉각기를 이용한 실험에서는 액화 질소를 이용하여 공진기 내부와 외부에서의 열 유입을 최소화하며, 10 cm

표 1. 시뮬레이션에 사용된 Hofler 열음향 냉각기의 제원 (단위: cm)
Table 1. Specifications of Hofler thermoacoustic cooler used for simulation (units in centimeters).

Dunt I		Stack	Duct II		Horn			Helmholtz Volume
내경	길이	길이	내경	길이	입력내경	길이	출력내경	내경
3.8	4.3	7.85	2.2	16.7	2.2	6.7	3.8	12.5

표 2. 헬륨기체의 열역학적 특성 (1 MPa, 300K)
Table 2. Thermodynamic properties of helium (1 MPa, 300K).

밀도 (kg/m^3)	정압비열 (J/kgK)	음속 (m/s)	열전도율 (W/mK)	열팽창률 (1/K)
1.6	5192	1019.2	0.15	0.33

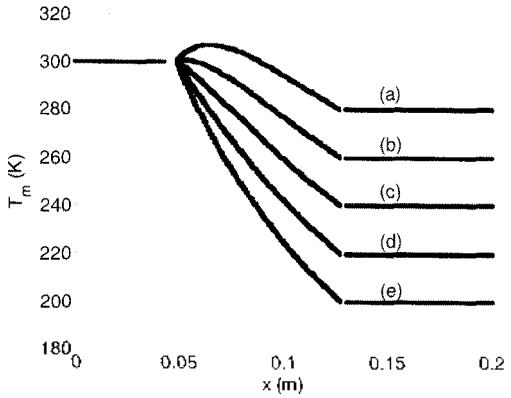

그림 3. 평균온도와 가진기 피스톤으로부터의 거리 (T_h=300, T_c는 280K에서 200K까지 변화함). (a): ΔT=20 K, $\dot{H}$ = -10 W, (b): ΔT=40 K, $\dot{H}$ = -8.4 W, (c): ΔT=60 K, = -6.2 W, (d): ΔT=80 K, $\dot{H}$ = -3.3 W, (e): ΔT=100 K, $\dot{H}$ = +1.2 W.

FIG. 3. Mean temperature vs. distance from driver piston. (Th=300, Tc was varied between 280 K and 200 K). (a): ΔT=20 K, $\dot{H}$ = -10 W, (b): ΔT=40 K, $\dot{H}$ = -8.4 W, (c): ΔT=60 K, $\dot{H}$ = -6.2 W, (d): ΔT=80 K, $\dot{H}$ = -3.3 W, (e): ΔT=100 K, $\dot{H}$ = +1.2 W.

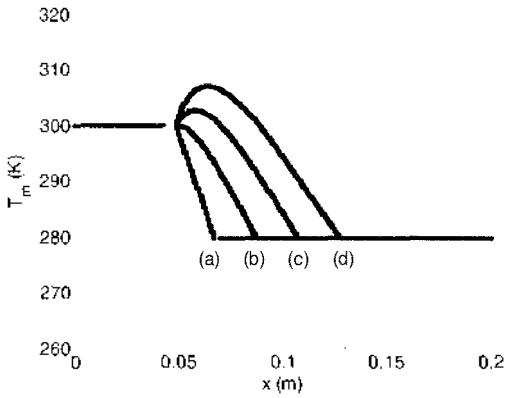

그림 4. 스택길이에 따른 평균온도와 가진기 피스톤으로부터의 거리 (a): SL=1.85 cm, (b): SL=3.85 cm, (c): SL=5.85 cm, (d): SL=7.85 cm. 스택양단의 온도는 300K와 280K로 고정되었음.

FIG. 4. Mean temperature vs. distance from driver piston for various stack lengths. (a): SL=1.85 cm, (b): SL=3.85 cm, (c): SL=5.85 cm, (d): SL=7.85 cm. The hot and cold temperatures were fixed at 300 K and 280 K, respectively.

길이의 스택에서의 온도 구배를 측정하였다. 액화질소에 의한 영향으로 음향파워가 없을 경우에도 스택양단의 온도차가 약 70K 정도 발생하였지만, 음향파워를 입력하였을 때 스택의 양단의 온도차이가 약 100 -120K 정도로 증가하였다. 이때 스택 온도구배는 그림 3 (d), 3 (e) 와 유사한 것으로 관측되었다. 이 실험에서는 외부로부터의 열부하가 걷혀지 않은 상태로 실험이 진행되었기 때문에, 그림 3 (a)와 3 (b)와 같은 비선형적인 온도 구배는 관측되지 않았다. 결과적으로 스택양단의 온도 차이가 그 스택이 갖을 수 있는 최대의 온도 구배 (임계온도) 와 근접하게 되면, 스택 온도 구배는 그림 3 (d) 또는 3 (e) 와 비슷한 지수 함수로 나타내어짐을 알 수 있다.

그림 4는 DELTAE를 이용하여 길이가 다른 네개의 스택으로부터 온도 구배를 얻은 결과를 보여준다. 시뮬레이션의 모든 경우에 있어서 드라이버의 음향학적 파워를 10W로 설정하였고, 가열과 냉각 온도는 각각 300K와 280K로 고정되었다. 스택의 간이가 7.85 cm였을 때, 온도 구배는 비선형의 특성을 보였다. 또한 스택의 길이가 감소함에 따라서, 온도 구배는 점점 선형적으로 변화하였고, 시스템의 냉각효율인 COP는 1.00, 1.29, 1.69, 1.99로 점점 증가하였다. 이것은 열음향 냉각기에 있어서 스택의 길이가 특정한 스택 양단의 온도차이를 만들어낼 수 있는 스택길이에 비하여, 지나치게 긴 경우에는 스택의 온도 구배는 선형에서 벗어나 비선형으로 되며, 냉각효율 (COP)이 감소하는 것을 의미한다. 또한 이는 특정길이의 스택인 경우, 냉각부하가 크게 영향을 미치게 됨으로써 스택의 온도구배가 그 스택 길이로 결정되는 임계온도차이보다 많이 작을경우, 온도구배가 비선형으로 변화하며, 냉각효율이 감소하는 것을 나타낸다. 하지만, 이런 시스템 냉각성능의 감소는 단순히 스택의 온도 구배에 의해 결정되는 것은 아니며, 마찰손실이나 스택에서의 열전도 손실, 스택의 위치, 그리고 이외의 다른 요소들이 복합적으로 영향을 미치게 된다고 판단된다.

V. 결 론

정재파 열음향 냉각기에서의 효율과 스택양단의 온도차이 그리고 온도 구배와의 관계를 알아보았다. 스택양단에 위치하게 되는 열교환기의 열전달율이 높아 비교적 높은 엔탈피 플럭스가 스택을 통하여 통과하게 되는경우, 스택의 온도 구배가 비선형으로 변화함을 이론 및 시뮬레이션을 통해 알 수 있었다. 또한 이런 스택에서의 비선형적인 온도구배가 열음향 냉각기의 성능을 저하시키게 됨을 확인하였다. 이런 효율저하는 스택의 길이나, 또는 냉각용량을 조절함으로써 피할 수 있음을 밝혀내었다.

감사의 글

본 연구는 2007년도 강원대학교 학술연구 조성비의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. G. W. Swift, *Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators* (Acoustical Society of America, New York, 2002).
2. M. J. Moran and H. N. Shapiro, *Fundamentals of engineering thermodynamics* (Wiley, New York, NY, 2000).
3. T. J. Hofler, "Thermoacoustic refrigerator design and performance," Ph.D. dissertation, Physics department, University of California, San Diego, 1986.
4. A. Adelf and T.J. Holler, "Design and construction of a solar-powered, thermoacoustically driven, thermoacoustic refrigerator," J. Acoust. Soc. Am. **107**, L37-L42, 2000.
5. H. Tijani, *Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration* (Ph. D. dissertation, Technische Universiteit Eindhoven, 2001).
6. M.E. Poese and S.L. Garrett, "Performance measurements on a thermoacoustic refrigerator driven at high amplitudes," J. Acoust. Soc. Am. **107**, 2480-2486 2000.
7. S. L. Garrett, "Next-generation thermal management," Slides used for Presentation, Dallas/Ft. Worth, Texas, October 2002.
8. I. Paek, *Performance characterization of thermoacoustic cooler components and systems* (Ph.D. dissertation, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, IN, 2005).
9. W. C. Ward and G. W. Swift, *DELTAE Tutorial and User's Guide Version 5.1* (Los Alamos National Laboratory, Los Alamos, NM, 2001). Also available online at http://www.lanl.gov/thermoacoustics/doc-options.html.
10. W. Ward and G. Swift, "Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines (DeltaE)," J. Acoust. Soc. Am. **95**, 3671-3672, 1994. Software and user's guide are available online at http://www.lanl.gov/thermoacoustics/doc-options.html.
11. J. H. Mathews and K.D. Fink, *Numerical methods using MATLAB* (Prentice Hall, New Jersey, 1999), 3rd ed.
12. J. Wheatley, T. Hofler, G. W. Swift, and A. Migliori, "An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine," J. Acoust. Soc. Am. **74**, 153-170, 1983.

저자 약력

•백 인 수 (Insu Paek)

1974년 6월 20일생
1997년 2월 : 강원대학교 정밀기계공학과 (공학사)
2000년 8월 : The University of Texas at Austin (MSE)
2005년 12월 : Purdue University, Mechanical Engineering (Ph. D.)
2006년 1월 ~ 2006년 12월 : 박사후 연구원, Purdue University, Mechanical Engineering
2007년 1월 ~ 2007년 4월 : 박사후 연구원, Mcgill University, Mechanical Engineering
2007년 5월 ~ 현재 : 강원대학교 기계메카트로닉스 공학부 메카트로닉스 전공 전임강사
※주관심분야 : 열음향 냉각 (thermoacoustic cooling), 재생 에너지 (태양열, 풍력) 및 환경 친화적 에너지 변환, 투과손실 (Sound Transmission Loss), 음향학, 열역학