



저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

碩士學位論文

열음향파 발생장치의 열적특성에
관한 연구

濟州大學校 大學院

에너지공학

辛相雄

2013年2月

열음향파 발생장치의 열적특성에 관한 연구

指導教授 千 院 基

辛 相 雄

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2012 年 12 月

辛相雄의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長 李 潤 俊 (印)

委 員 千 院 基 (印)

委 員 金 南 鎮 (印)

濟州大學校 大學院

2012 年 12 月

A Study on the Thermal Characteristic Analysis of Thermoacoustic Generation

Sang Woong Shin
(Supervised by professor Wongee Chun)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of
Master of Engineering.

2012. 12.

This thesis has been examined and approved.



.....
Thesis Director, Wongee Chun, Prof. of Nuclear and Energy Engineering

.....
.....
.....
.....

.....
Date

Department of Nuclear & Energy Engineering

GRADUATE SCHOOL

JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

목 차.....	I
LIST OF FIGURES	III
SUMMARY.....	V
I. 서 론.....	1
II. 이론적 배경	3
1. 파동.....	3
1.1 파동의 종류.....	4
1.2 형식과 파형.....	5
1.3 파동의 특징.....	6
1.4 정상파.....	6
2. 열음향 기본 요소.....	9
2.1 공명.....	9
2.2 위상.....	11
2.3 음압.....	12
3. 열음향내 열역학적 사이클.....	14
3.1 음파에 의한 매질의 온도변화.....	16
3.2 열음향 시스템의 효율.....	22
3.3 라그랑주의 열음향 시스템.....	25
4. 1/4 파장 열음향 시스템의 작동원리.....	29

III. 열음향 시스템의 개발.....	34
1. 실험 장치.....	34
1.1 스택(Stack)	34
1.2 공명 튜브(Resonator tube)	35
1.3 음향파 분석기(Acoustic analyzer)	37
1.4 데이터 수집 장치 및 K타입 열전대.....	38
1.5 전원 공급장치 (Regulated DC power supply).....	39
1.6 저온순환수조(Refrigerating bath circulator)	40
2. 실험 방법.....	42
IV. 결과 및 고찰.....	44
1. 기초 환경 주파수 분석.....	44
2. 50mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석	46
3. 40mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석	49
4. 30mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석	52
5. 20mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석	55
V. 결 론	58
VI. 참고문헌.....	60

LIST OF FIGURES

Fig. 1 Type of wave ; (a) Transverse wave (b) Longitudinal wave	4
Fig. 2 Basic standing wave in a tube ; (a) Standing wave in open end tube, (b) Standing wave in a string	7
Fig. 3 Standing wave patterns in tube with open at both ends and with closed at one end	10
Fig. 4 Prime mover	15
Fig. 5 Sheet inserted in a standing wave	18
Fig. 6 Function of thermodynamics system ; (a) Heat engine, (b) Heat pump.....	22
Fig. 7 Fluid mass movement ; (a) Heat pump : When ∇Tm is small, (b) Heat pump : When ∇Tm is large	25
Fig. 8 Heating of air parcels ($t > 0$ to t_3) ; (a) Air parcel volumes at $t=0$ ($T=T_a$ and $P=P_a$ in the tube), (b) Time variation of air temperature distribution, (c) Time variation of air pressure distribution	29
Fig. 9 Sudden expansions of air parcels -1, -2 and -3 ($t=t_4$ to t_6) ; (a) Air parcel volumes at $t=t_6$, (b) Time variation of air temperature distribution, (c) Time variation of air pressure distribution	30
Fig. 10 Flow reversal and compressions of air parcels -1, -2 and -3 ($t=t_6$ to t_8) ; (a) Air parcel volumes at $t=t_7$, (b) Time variation of air pressure distribution, (c) Time variation of air temperature distribution.....	31
Fig. 11 Stack of $\phi 20\text{mm}$: length 15mm, 10mm, 5mm, 4mm and 3mm.....	35
Fig. 12 Schematic of thermoacoustic system	35
Fig. 13 Thermoacoustic system resonator tube 3D model and sectional view.....	36
Fig. 14 Acoustic analyzer to measure SPL and frequency	37

Fig. 15 K Type thermocouple extension cable	38
Fig. 16 Data logger for measuring temperature inside resonator tube.....	39
Fig. 17 Photograph of regulated DC power supply	40
Fig. 18. Photograph of refrigerating bath circulator	41
Fig. 19 Schematic of thermoacoustic system	42
Fig. 20 (a) Basic frequency and (b) Temperature change of experimental setup ...	44
Fig. 21 Frequencies of 50mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	47
Fig. 22 Temperatures of 50mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	48
Fig. 23 Frequencies of 40mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	50
Fig. 24 Temperatures of 40mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	51
Fig. 25 Frequencies of 30mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	53
Fig. 26 Temperatures of 30mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	54
Fig. 27 Frequencies of 20mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	56
Fig. 28 Temperatures of 20mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack.....	57

SUMMARY

Interest in new types of renewable energy is increasing at home and abroad because of rise in the amount of CO₂ emissions caused by the use of fossil fuels and because of security problems with nuclear power plants. Various technologies harnessing new renewable energy have been developed thanks to strenuous efforts made by scientists and engineers. Of these, some monumental progresses have been made regarding the development of thermoacoustic systems, which convert thermal energy into acoustic energy by applying thermodynamic principles in forward or reverse processes associated with its conversion. Unlike most other energy conversion systems, thermoacoustic converters generally do not require complicated machineries in their operation, and accordingly their structures are simple and also highly reliable. Above all, they are capable of generating power using solar heat, waste heat, and other energy sources. This versatility in energy utilization makes thermoacoustic converters more attractive when compared to other systems and environmentally friendly. The acoustic energy generated by a thermoacoustic system can be utilized in many ways such as removing kidney stones, exploring mines, processing materials and promoting sanitation & hygiene (surface cleaning, sterilization, and so on). Air-coolers based on thermoacoustic converters are currently used in naval vessels and space shuttles. Moreover, they are effectively applied to generate sound waves and to produce electric energy by means of piezoelectric materials.

This research work has been carried out to analyze the effect of geometric parameters and temperature changes on the sound frequency of thermoacoustic systems. The geometric parameters are the lengths of a stack and a resonator tube, which are the major factors affecting the temperature gradient across the stack. Resonator tubes with different lengths (50, 40, 30, 20 mm) were made of copper for the cooling rate, and stacks with different lengths (15, 10, 5, 4, 3 mm) were made of ceramic because of its high thermal resistance.

The stack operates as an insulator between the hot and cold regions of the resonator tube, which creates a steep temperature gradient, improving the system's efficiency.

It was observed that the sound frequency increased when the length of the resonator tube decreased and the length of the stack increased. It was also found that the steeper temperature gradient along the stack leads to a higher sound frequency. The maximum sound frequency was 3,006Hz when the resonator tube was 20mm in length and the stack was 5mm in length, and the average sound frequency was 2,600 Hz. When the ratio of the stack's length to the resonator's length was greater than 1/4, acoustic waves were rarely generated because of greater viscosity and thermal loss.

I. 서 론

국내외에서 화석연료 사용에 의한 CO₂ 배출량 증가와 원자력발전소의 안전 문제로 인하여 신재생에너지에 대한 관심이 높아지고 있다. 이에 따라 다양한 분야의 신재생에너지 기술이 발달하고 그에 대한 연구가 진행되고 있다. 그 중 열음향(Thermoacoustic) 시스템에 대한 기술적 연구는 꾸준히 진행되고 있다. 열음향이란 열역학적 메커니즘에 의해 열에너지를 음향에너지로 변환하거나 또는 역과정을 의미한다. 열음향 시스템은 에너지 변환에 있어서 기존의 시스템과 달리 복잡한 장치가 필요 없기 때문에 구조가 간단하며 신뢰도가 높다. 또한 태양열과 폐열 등을 활용하여 발전할 수 있기 때문에 버려지는 열원에 대한 재사용을 함으로써 환경친화적이다. 열음향 시스템에 의해 발생된 음향에너지를 이용하여 신장 결석을 제거하고, 광산이나 재료 가공 등에 이용할 수 있으며, 표면 청소, 살균 등 위생분야에 적용하여 사용할 수 있다. 이미 열음향 시스템을 이용한 냉방 장치의 경우 해군함정 및 우주왕복선에 사용되고 있으며, 더 나아가서 열음향 시스템에 의해 발생된 음파는 압전소자(Piezoelectric material)를 이용하여 전기 에너지로 변환이 가능하다.

열음향 현상에 대한 연구는 수세기전부터 시작되었다. 18세기 후반 Byron Higgins는 오르간 파이프가 외부에 의해 열을 받으면 음향파를 발생시켜 소리를 낸다는 것을 발견하였다. 그 후 19세기 유리 직공들에 의해 똑 같은 현상이 발견되었다. 유리는 긴 유리관의 한쪽 끝을 차갑게 둔 상태에서 다른 한쪽 끝을 가열시켜 녹여서 만든다. 이때 뜨겁게 달궈진 끝부분이 막힐 때, 유리관에서 음향파가 발생하는 것을 관찰하였다. 이렇게 음향파가 발생하는 현상을 처음으로 연구한 Sondhauss에 의해 열음향 현상이 알려졌다. 1850년 Sondhauss는 특정

음의 진동수에 대한 길이와 지름의 적절한 치수를 알아내기 위하여 많은 실험을 수행하였다. 실험을 통하여 진동수는 작동유체의 속도, 튜브에서 뚫린 부분의 단면 크기, 그리고 유리관의 길이 등 유리관 치수에 영향을 받는다는 결론을 내렸다. 그리고 자신의 이름을 딴 열음향 기관인 Sondhauss 튜브를 만들었다. 또한 1859년 Pieter Rijke는 Sondhauss 튜브와 유사한 열음향 기관을 개발하였다. Pieter Rijke의 경우 튜브 양쪽이 뚫려 있고 튜브 안에는 금속 망을 넣고 수직으로 세워 열을 가하여 음향파를 발생시켰다. 1898년 Rayleigh는 Sondhauss 튜브에서 작동유체가 최고로 압축되었을 때 열을 가하거나 마찰이 적을 때 열을 제거하면 진동이 생긴다고 설명하였다. 또한 정상파도 발생한다고 가정하고, 정상파에서 압력과 속도 사이의 위상 차가 관 안의 음파를 생성하고 유지시키는데 필요하다는 연구결과를 발표하면서 Sondhauss 튜브 현상을 설명하였다. 또한 1962년 Carter에 의해 도입된 튜브내부의 고형구조인 스택(Stack)을 이용하여 열음향 분야에 큰 개선을 가져왔으며, Carter의 연구를 바탕으로 Feldman은 600W의 열로부터 27W의 음향 파워를 발생시켰다. 이러한 연구를 바탕으로 현재의 열음향 시스템이 개발되었으며, 제한된 분야에서만 열음향 시스템을 사용하지만 향후 많은 연구를 통하여 효과적인 에너지변환시스템으로 사용될 것이다. 지금까지의 열음향 시스템은 열음향 엔진과 열음향 냉동기가 주로 연구되었다. 최근 연구동향을 살펴보면 음향파를 만들어 이를 이용하여 전기에너지 생산에 초점을 두고 있다.

기존 연구 내용을 살펴보면 음압 발생에 관한 기본 특성분석이 주를 이루고 있지만, 본 연구에서는 기존 연구를 통해 얻은 열음향 시스템의 최적 작동조건을 이용하여 열음향파 발생을 위한 기하학적 구조를 제작하고, 열음향 시스템의 기하학적 구조를 변경함으로써 음향 주파수 발생의 최적 조건을 파악하고 공명 튜브 내부의 온도 변화에 대해 분석하였다.

II. 이론적 배경

1. 파동

물질에서 발생하는 일정한 주기의 변동이 주위로 퍼져나가는 현상으로써, 파동의 진행 방향에 대해 수직인 파동을 횡파라 하며 파동의 진행과 같은 방향으로 진동하면서 퍼지는 파동을 종파라 한다. 전자기파의 경우 종파와 횡파가 함께 존재하는 전기는 전기장과 자기장이 주기적으로 변하면서 퍼져나가는 것으로 전자기파라고 한다. 또 파동을 전파하는 물질이나 공간을 매질, 파동의 원천으로 공간이나 물체에 주기적인 변동을 일으키는 원천이 되는 것을 파원이라고 한다.

소리는 탄성체의 진동에 의해 야기된 공기의 조밀 변화가 파동으로 주위에 전파되는 현상이며, 빛이나 전파도 전자의 운동에 의해 유기된 전자기장의 진동이 파동으로 공간에 송출되는 현상이다. 자연 현상 중에는 여러 가지 종류의 파동을 볼 수 있고, 나타나는 모양이나 전파되는 모양은 균일하지 않다. 그러나, 어느 경우라도 파동과 더불어 진행되는 것은 매질 그 자체가 아니고 매질의 상태변화이다. 즉, 파동에 의하여 운반되는 것은 물질이 아니고 에너지라고 말할 수 있다. 그 세기는, 일반적으로 단위시간 내에 단위면적을 통과하는 에너지로 표시된다.

1.1 파동의 종류

Fig. 1과 같이 파동에는 횡파(Transverse waves)와 종파(Longitudinal waves)의 구별이 있다. 횡파란 Fig. 1(a)와 같이 매질의 상태 변화 방향이 파동이 진행하는 방향에 수직인 것을 말한다. 예를 들면, 빛이나 전파 등은 순수한 횡파이다. 이에 대해 종파란 Fig. 1(b)와 같이 매질의 상태변화의 방향이 파동의 진행방향에 대해 평행인 것으로 조밀파라고도 한다. 음파 등은 그 예이다. 일반적으로 물체에 전파되는 탄성과 중, 횡파는 형상 탄성에 의해 일어나며, 종파는 부피탄성에 의해 일어난다. 따라서 고체 내에서는 탄성파로 종파와 횡파가 함께 일어날 수 있는데, 형상 탄성이 없는 유체에서는 횡파가 생기지 않는다.

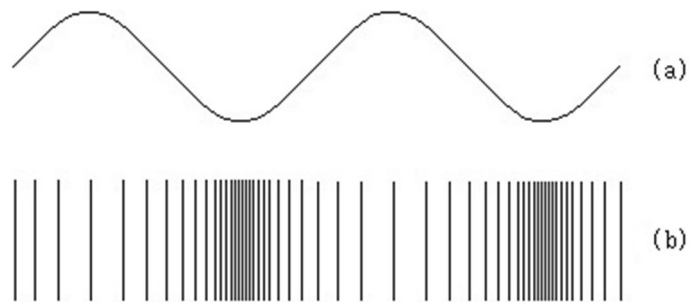


Fig. 1 Type of wave ; (a) Transverse wave (b) Longitudinal wave

어느 경우라도 파동이 전달되는 속도는 매질의 탄성률과 밀도에 의해 결정되며, 각 매질에 따라 일정한 값이 된다. 또 파동이 전파되는 매질 속에서 같은 시각에 같은 상태 변화를 가진 점을 연결하면, 일반적으로 연속된 면이 되는데, 이것을 파면이라고 한다. 파면이 구상으로 되는 파동을 구면파, 평면이 되는 파동을 평면파라고 한다.

1.2 형식과 파형

파동은 그 종류에 따라 여러 가지 물리적 특징을 가지고 있는데, 형식상으로는 공통점이 많아 수학적으로 같이 취급되는 경우가 많다. 즉 매질의 상태량을 y 라고 하면, y 는 매질내의 위치와 시각 t 의 함수로 표시된다. 파형이 사인곡선을 그리는 것을 사인파라 하며 다음과 같이 나타낸다.

$$y = a \sin(kx - \omega t) \quad (1)$$

a 를 진폭이라고 한다. 또 이 경우에 공간적으로 $2\pi/\omega$ 마다 같은 상태가 되풀이되므로 λ 를 그 파의 파장, T 를 주기, 그 역수 $1/T$ 을 주파수라고 한다. 또한 파동이 진행될 때 매질의 한 점이 1회 진동할 때마다 파동은 1파장씩 진행하게 되므로, 파장의 주파수 (N), 파동의 전파속도 (V) 사이에는 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$\lambda = TV \quad (2)$$

$$V = N\lambda \quad (3)$$

일반적으로 파동은 복잡한 파형을 가지며, 그대로는 수학적으로 다루기 어렵다. 이것을 적당한 수학적 방법으로 해석하면 많은 사인파가 겹친 것으로 다룰 수 있다. 이것을 푸리에의 정리(Fourier's theorem)라고 한다.

1.3 파동의 특징

균일한 매질이 전파되는 한, 파동은 진행하는 방향을 바꾸지 않지만, 전파속도가 다른 두 매질의 경계에 이르면, 그 일부(또는 전부)가 반사되고, 그 밖의 것은 굴절하여 제2매질로 진행한다. 이때, 입사파와 반사파 및 굴절파의 방향에 대하여 반사의 법칙과 굴절의 법칙이 성립된다. 입사각과 반사각은 같고 입사각과 반사각의 사인의 비는 각 매질에서의 파동의 전파 속도의 비로 주어진다는 것이 실험적으로 확인되어 있다.

또한 파동은 그것을 전부 반사시키는 장애물에 부딪쳐도 다소나마 그 뒤를 돌아 전파되는 특징을 나타낸다. 이것이 회절 현상이다. 회절이 나타나는 정도는 주로 파동의 파장과 장애물의 크기와의 상대 관계로 결정되며, 파장이 장애물에 비해서 길수록 뚜렷하다.

1.4 정상파

정상파는 파동이 줄의 한쪽 끝에서 반사되어 되돌아오는 파동과 원래 진행하던 파동 사이의 간섭에 의해 발생한다. 또한 음파가 관의 한쪽 끝에서 반사 될 때도 정상파가 만들어 진다. 안벽에 가까운 수면을 보면, 파동이 진행하지 않고, 수면상의 같은 장소에서 같은 진동을 되풀이하고 있는 것을 흔히 관찰 할 수 있다. 이것은 안벽에 밀어닥치는 파동과 거기에서 파동이 겹쳐, 그 결과 파동의 마루와 골이 겹보기에 일정한 장소에 머물고, 진폭만이 변하는 것처럼 보이기 때문이며, 이 현상은 모든 파동에서 볼 수 있다. 서로 반대방향으로 진행하는 같은 진폭과 같은 진동수의 두 개의 파동이 합성될 때도 정상파가 나타난다.

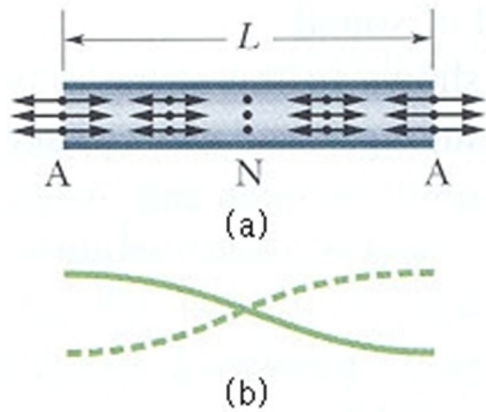


Fig. 2 Basic standing wave in a tube ; (a) Standing wave in open end tube, (b)

Standing wave in a string

Fig. 2(a)는 관내에서의 기본 정상파를 나타낸다. 양쪽 끝이 열린 관에서의 마디는 중앙에 위치하며, 배는 양쪽 끝에 있다. Fig. 2(b)는 관에 대응하는 줄의 정상파를 나타내고 있다.

두 변위배의 공기가 서로 마주보고 움직일 때 압력배의 압력은 최대이고 멀어져 갈 때의 압력은 최소이다. 음파의 반사는 끝이 열려있거나 또는 막혀있는 경우 모두에서 일어난다. 만약 관의 끝이 막혀있으면 공기는 더 이상 갈 데가 없고, 따라서 변위마디가 끝에 있게 된다. 만약 관의 끝이 열려있으면 압력은 거의 대기압으로 변위배는 열려진 관의 끝에 있게 된다.

식(1)에 의하면 두 파동 $a \sin(kx - \omega t)$ 와 $a \sin(kx + \omega t)$ 를 합성하면 $2a \sin kx \cos \omega t$ 로 되는데 이때, \sin 함수가 0이되는 지점, 즉 $x = \frac{2\pi}{k}n, n = 0,1,2, \dots$ 인 지점들은 시간에 관계없이 0이 되므로 파동의 마디점(node)이 된다. 이러한 마디 점들은 시간이 지나도 이동하지 않으므로 정상파이다. 1개의 진행파와 그 고정단에 의한 반사파와의 중첩에 의해서도 발생한다. 진동이 항상 0인 장소를 정상파의 마디, 진폭이 최대가 되는 점을 정상파의

배라고 한다. 또 두 파동이 한 점에서 만날 때 어떤 경우에는 서로 강화시키고, 어떤 경우에는 서로 약화시키는 현상은 회절과 더불어 파동에 특유한 것으로, 파동의 간섭이라 한다.

2. 열음향 기본 요소

2.1 공명

소리를 포함해 보통의 역학적 진동, 전기적 진동 등 모든 진동에서 일어나는 현상을 공명이라고 한다. 이 중에서 전기적, 기계적 공명일 때는 공진이라고도 한다. 일반적으로 외부에서 진동계를 진동시킬 수 있는 힘을 가했을 때, 그 고유 진동수와 외부에서 가해주는 힘의 진동수가 같으면 그 진동은 심해지고 진폭도 커진다. 또 진동체가 서로 연결되어 있는 경우, 양쪽 진동수가 같으면 공명에 의해 에너지를 서로 교환하기 쉽게 된다. 예를 들면, 진동수가 같은 소리 굽쇠를 접근시켜서 한쪽을 때리면 거기에 따라 다른 쪽 소리 굽쇠도 울리기 시작하는데, 이것은 공기를 매개로 해서 일어나는 소리 굽쇠의 공명 현상이다.

공명을 이용하면 약한 힘을 되풀이 함으로써 큰 진동을 얻을 수 있는데, 공명이 일어나는 모양은 진동에 대한 저항의 크기에 따라 다르다. 보통 저항이 커서 진동이 잦아들기 쉬운 진동계에서는 공명할 때 진폭이 비교적 작게 증가하지만, 진동체의 고유진동수와 외부 힘의 진동수에 큰 차이가 있어도 공명에 가까운 진동을 한다. 이에 비하여, 저항이 작아서 진동이 잦아들기 어려운 진동계에서는 진동수에 근소한 차이만 있어도 공명 때보다 진폭의 증가가 훨씬 작고, 대신 공명 때의 진폭은 매우 커진다.

관 속에서 음파는 양쪽 끝 사이를 오가면서 여러 번 반사되고, 반사되는 동안 서로 중첩되어 일반적으로는 작은 진폭을 보일 것이다. 하지만 모든 반사파가 같은 위상을 가지고 있을 때, 최대 진폭을 갖게 된다. 이 때의

주파수를 공명주파수라고 한다. 공기 중에서 이론적인 음파의 속도는 다음과 같다.

$$v = 331.5 \times \left(1 + \frac{T}{273}\right)^{1/2} \quad (4)$$

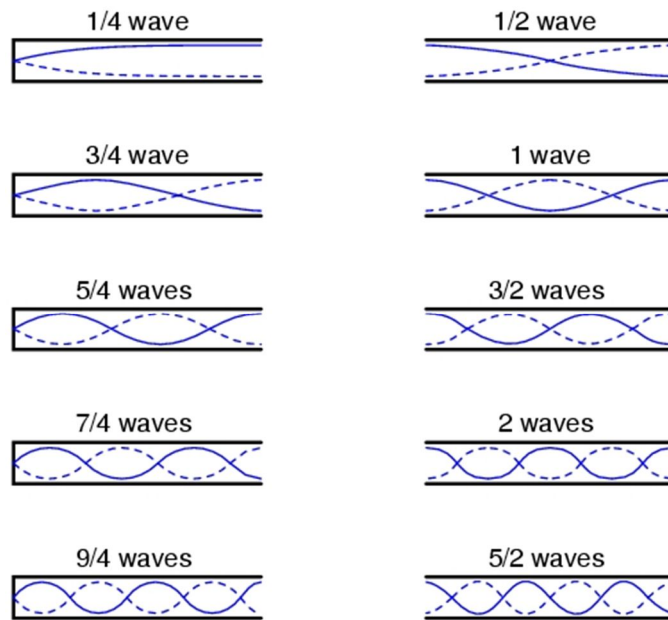


Fig. 3 Standing wave patterns in tube with open at both ends and with closed at one end

Fig. 3은 막힌 관과 열린 관에서의 공명조건을 나타내고 있다. 막힌 관에서의 공명조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \frac{n\lambda}{4} \quad (n = 1, 3, 5, 7, \dots) \quad (5)$$

열린 관에서의 공명조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \frac{n\lambda}{2} (n = 1, 2, 3, 4, \dots) \quad (6)$$

정규모드의 진동수 $f_n = v/\lambda_n$ 은 다음과 같다.

$$f_n = \frac{nv}{4L} (n = 1, 3, 5, 7, \dots) \quad (7)$$

2.2 위상

임의의 기준시간에 대한 음파의 시간적인 관계를 그 신호의 위상이라 부른다. 위상의 단위는 각도로 표시한다. 사인파의 한 주기는 360도와 같다. 입력과 출력을 갖고 있는 오디오 장치에 입력한 신호의 시간을 기준으로 정했을 때, 출력 신호의 위상은 입력신호에 대해서 상대적으로 표현된다. 위상 차가 발생하지 않는 경우(일반적으로 전기적인 장치)는 입력 신호와 동일한 시간에 신호가 출력 되지만 90도, 180도, 270도, 360도의 차이를 나타내는 출력신호의 그래프들은 입력된 신호에 대한 에너지의 변환 시간이 갖지 않음을 알 수 있다. 주의할 점은 이러한 위상관계는 주파수마다 다르게 변화 될 수 있다. 위상은 음향시스템에서 아주 중요하다. 위상이 제어 되어야 하는 가장 주된 이유는 신호가 합이 될 경우 어떠한 소리가 들리게 될지에 대해 심각한 영향을 주기 때문이다. 공기 중이나 오디오 믹서에서 신호가 혼합될 때 합성신호는 대수적으로 증가한다. 서로 다른 시간차를 갖는 신호가 합성 될 경우 그 결과는 아주 다양하게 나타난다. 위상변화 없이 신호크기만 증가될 경우(0도, 360도) 신호크기는 변화되지 않지만 위상만 변화될 경우 두 신호의 에너지가 서로 상쇄되어 사라져버리는

현상(180도)들이 발생한다. 스피커는 동시에 모든 주파수를 재생할 수 없다. 일반적으로 높은 주파수는 다른 것에 비해 가장 먼저 재생되지만, 저주파는 시간 지연에 의해서 가장 늦게 재생된다. 인간의 청각은 시간차에 대해 매우 민감하다. 예를 들어 주파수 응답특성이 매우 유사한 두 개의 스피커를 청취할 경우에 두 스피커의 소리가 주파수 응답특성이 유사한 것에 비해 많이 틀린 것을 느낄 수 있을 것이다.

각 주파수 간의 재생 시간 차이는 사운드 시스템의 주파수 특성처럼 매우 큰 영향을 미치는 요소로 부분적인 응답 특성은 같을 수 있지만, 청감상으로는 매우 다르게 들린다. 극성은 위상과는 전혀 다른 개념이다. 두 가지 상황만을 표현할 뿐 시간적인 개념은 포함하지 않는다. 예를 들어 스피커를 스피커에 접속할 때 +, - 극성을 주의하여 연결해야 하는 것이지 위상 차를 고려하여 연결하는 것은 아니다. 극성의 관한 문제는 동일한 극성일 경우와 반전된 극성을 갖게 될 경우 두 가지 상황만이 존재할 뿐이다. 180도의 위상차가 극성반전일 경우와 일치하는 현상으로 나타나지만 단일 주파수에 대해서만 일치할 뿐 다른 주파수 대역에서는 서로 다른 상황이 발생하게 된다.

2.3 음압

공기중에서 발생된 공기의 압력, 소리(음파)의 세기를 표현하는 단위다. 공기중에서 발생된 공기의 압력에 대한 상대적인 비율을 나타낸다. 사람의 청각감도가 대수(Logarithmic)이기 때문에 절대수치 보다 더욱 현실적으로 나타낼 수 있다. 단위는 데시벨(dB)로 표기한다. 음원으로부터 임의지점에서 거리가 2배 멀어질 때마다 6 dB의 음압이 감소하게 된다. 이

현상을 “역제곱 법칙” (Inverse square law)이라 한다. 이것은 소리의 반사 현상이 생기지 않는 “프리필드”(Free field)에서만 성립되고 무지향성 구 형태의 점음원일 경우로 정한다. 역제곱 법칙은 음원의 음압과 음원으로 부터 떨어진 거리와의 관계를 나타낸다. 실내에서도 잔향의 영향에 의하여 거리가 멀어짐에 따라서 이와 같은 음압 감쇄가 일어나지만 임계거리(직접음과 잔향음의 비율이 동일한 거리)이후로는 음압 감쇄가 현저히 둔화된다. 거리 변화에 따른 음압 변화는 다음 식에 의해 예측할 수 있다.

$$SPL = 20\log D_1/D_0 \quad (8)$$

식(8)에서 D_1 은 측정지점의 거리를 나타내고 D_0 는 기준지점을 나타낸다.

3. 열음향내 열역학적 사이클

열역학 분야에 존재하는 중요한 두 가지의 응용방법은 발전과 냉동이다. 발전은 Power 사이클로 작동한다. 반면에 냉동은 냉동사이클로 작동한다. 열 펌프에서는 열의 흐름과 일이 역으로 되는 반면, 저온으로부터 고온으로 열을 주입하기 위해 일이 시스템에 의해 흡수되지만, 원동기에서 열은 시스템을 통해 고온에서 저온으로 흘러 일이 발생된다.

T_H 와 T_L 을 각각 Power 사이클의 열원 그리고 열 싱크의 온도, Q_H 와 Q_C 를 관련된 열의 흐름, 그리고 W 를 일의 흐름이라고 하면 Q_H , Q_C , 그리고 W 는 시간평균 개체들이다. 흐름이 일정하다고 가정하면 열역학의 첫 번째 법칙은 다음과 같이 규정된다.

$$Q_H - Q_C - W = 0 \quad (9)$$

열역학의 두 번째 법칙에 의하면 시스템에 의해 발생된 엔트로피는 0보다 크거나 0과 같아야 한다. 일정한 흐름에 대한 Power 사이클은 다음과 같다.

$$\frac{Q_C}{T_C} - \frac{Q_H}{T_H} \geq 0, \text{Prime mover} \quad (10)$$

$$\frac{Q_H}{T_H} - \frac{Q_C}{T_C} \geq 0, \text{Heat mover} \quad (11)$$

원동기에 있어서 효율은 식(9)과 식(10)을 병합한 것으로 나타난다.

$$\eta = \frac{W}{Q_H} \leq (T_H - T_C)/T_H \quad (12)$$

식(12)의 우측부분은 Carnot의 효율 η_c 라는 것으로 원동기가 만들어 낼 수 있는 최고의 효율을 말한다. 열 펌프의 성능은 성능계수 $COP = Q_C/W$ 로 표시된다. 식(9)와 식(11)을 병합하면, 다음 식을 얻을 수 있다.

$$COP \leq T_C/(T_H - T_C) \quad (13)$$

식(13)의 우측부분을 Carnot의 성능계수라고 한다. 그러나 실제의 Power 사이클은 대체로 시스템과 연관된 비가역성으로 인해 관념적인 것과는 다르다. 흔히 볼 수 있는 두 가지의 비가역성의 근본은 유체마찰과 한정된 온도차이에 걸친 열전달이다. Carnot의 효율에 접근한다는 것은 원가절감, 높은 신뢰성, 소형화 등을 실현한다는 것이다.

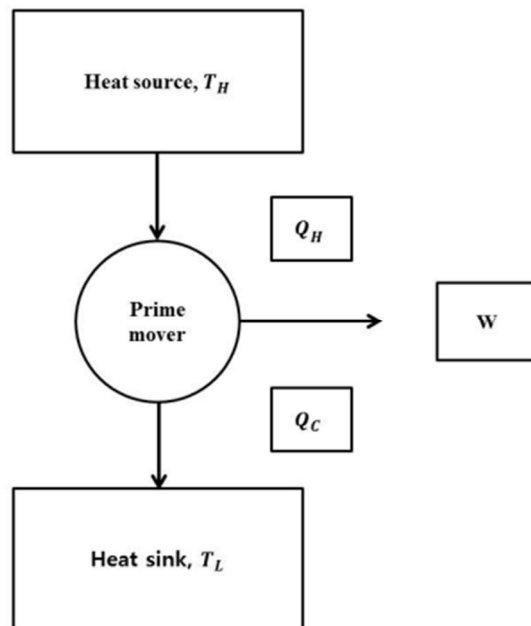


Fig. 4 Prime mover

3.1 음파에 의한 매질의 온도변화

원통관 내에 형성된 정상파에 의한 압력 변화는 $p = p_m + p_1 \exp(i\omega t)$ 로, 입자 속도는 $u = u_1 \exp(i\omega t)$ 로 표현된다. 여기서 아래첨자 m 은 평균값을 의미한다. 만약 원통관의 x 축과 평행하다면 위치의 함수인 음압 변화 p_1 과 입자 속도 u_1 은 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$p_1 = P_A \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \equiv p_1^s(x) \quad (14)$$

$$u_1 = i \frac{P_A}{\rho_m c} \cos 2\pi x / \lambda \equiv i u_1^s(x) \quad (15)$$

여기서 P_A 는 음압 변화의 진폭, λ 는 파장, ρ_m 은 평균 밀도, c 는 음파의 속도이며 위첨자 s 는 정상파와 관련된 양을 나타낸다.

음장 내에 장애물이 없다면 음파는 단열 과정을 따르기 때문에 음파에 의한 매질의 온도 변화 T_1 은 음압 p_1 과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$T_1 = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s p_1 \quad (16)$$

여기서 T 는 매질의 온도, p 는 음압, s 는 엔트로피를 나타낸다.

열역학의 맥스웰 방정식(Maxwell's equations) 중 하나는 다음과 같다.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p \quad (17)$$

여기서 v 는 매질의 단위질량당 체적이다.

식(16)을 식(15)에 대입하면 다음과 같이 표현된다.

$$T_1 = \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p p_1 = \left(\frac{\partial v}{\partial \rho}\right)_p \left(\frac{\partial \rho}{\partial s}\right)_p p_1 = -\frac{1}{\rho_m^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p p_1 = \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1 \quad (18)$$

여기서 $\beta = -\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p / \rho_m$ 는 열팽창 계수, c_p 는 정압 비열이다. 식(18)에서

$\frac{T_m \beta}{\rho_m c_p}$ 는 양의 실수 값을 갖기 때문에 일반적인 음파에서 T_1 과 p_1 은 동일한

위상을 갖는다.

이상기체의 경우 열팽창 계수 β 는 다음과 같이 주어진다.

$$\beta = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\rho_m c_p}{p_m} \quad (19)$$

여기서 γ 는 비열비로서 단원자 기체의 경우 5/3가 되며 기타 기체의 경우 이보다 약간 작은 값을 갖는다.

이 식을 식(18)에 대입하여 정리하면 음압과 온도 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{T_1}{T_m} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{p_1}{p_m} \quad (20)$$

이 식에서 알 수 있듯이 음압에 의한 온도 변화는 대기압과 음압의 비 정도 밖에 안된다. 상온에서 대화에 의한 음압의 크기를 50dB라고 할 때, 이에 의한 온도 변화는 약 10^{-5}°C 이다. 따라서 일상생활에서 열음향에 의한

온도변화 효과는 느끼지 못한다.

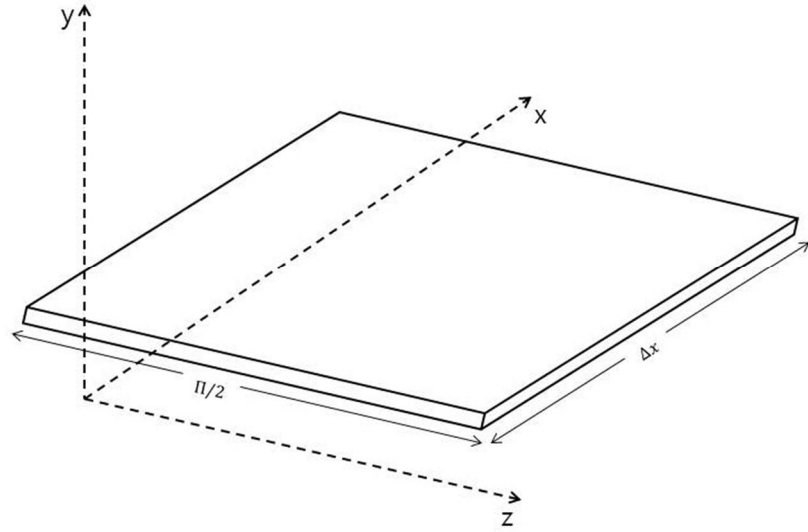


Fig. 5 Sheet inserted in a standing wave

정상파 내에 Fig. 5와 같은 얇은 평판을 삽입 할 경우에 박판 근처에서 온도 변화 T 를 살펴보면, 박판을 삽입함으로써 적어도 열 침투 깊이 내에서 식(18)로 주어지는 온도 변화의 크기와 위상이 달라질 것이다.

열 침투 깊이란 시간 $\frac{1}{\omega}$ 동안 유체 내로 열이 확산되는 길이로서 다음과 같이 주어진다.

$$\delta_x = \sqrt{2x/\omega} \quad (21)$$

여기서 $x = K/\rho_m c_p$ 는 유체의 열 확산도이며 K 는 열전도도이다. 대기의 경우 열 침투 깊이는 100Hz에서 약 0.1mm이다.

온도변화를 계산하기 전에 Landau와 Lifshitz는 몇 가지 기본적인 가정을 하였다. 먼저 정상상태에서의 변화를 가정하고 박판의 길이가 음파의 파장에

비해 충분히 짧으며, 박판이 음압과 입자속도의 최소점으로부터 충분히 떨어져 있어 박판상에서의 음압과 입자속도가 균일하다고 가정하였다. 또한 유체의 점성이 0이라서 입자 속도 u 가 x 좌표에 무관하고 박판의 단위 면적당 열 용량이 커서 음파의 주파수에 따라 변하지 않으며, 유체와 박판의 열 특성이 온도에 따라 변하지 않는다고 가정하였다. 박판의 평균 온도 구배가 x 축 방향으로 ∇T_m 을 가지며 x 축 방향으로의 열전도도를 무시하며 유체의 x 축 방향의 열전도도 역시 무시한다. 여기서 마지막 가정은 y 축으로의 열전도도가 0이 아니라는 것과 비교할 때 다분히 부적합한 것처럼 보이나 열 침투 깊이가 파장에 비해 매우 작은 범위이다.

이러한 가정에서 유체의 온도 $T_m(x)$ 는 y 축에 무관하며 박판의 온도와 같다고 볼 수 있다. 주기적으로 변하는 유체의 온도 T 는 다음 식을 통하여 계산할 수 있다.

$$\rho T \left(\frac{\partial s}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla s \right) = \vec{v} \cdot (K \vec{\nabla} T) + (\text{terms quadratic in velocity}) \quad (22)$$

이 식은 엔트로피의 대류흐름, 열전도 및 2차항에 의한 엔트로피의 발생 등으로 인해 임의의 점에서 엔트로피가 시간에 따라 변하는 것을 보여준다. 여기서 1차항만을 고려하고 x 축 방향으로의 열전달을 무시하면 식(22)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\rho_m T_m \left(i\omega s_1 + u_1 \frac{\partial s_m}{\partial x} \right) = K \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (23)$$

엔트로피 s 를 p 와 T 로 표현하면 다음과 같다.

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \left(\frac{\partial s}{\partial p}\right)_T dp = \frac{c_p}{T} dT - \frac{\beta}{\rho} dp = \left(\frac{\partial s}{\partial T}\right)_p dT + \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p dp \quad (24)$$

따라서 엔트로피 s 는 다음과 같다.

$$s_1 = \frac{c_p}{T_m} T_1 - \frac{\beta}{\rho_m} p_1 \quad (25)$$

식(24)와 식(25)를 식(23)에 대입하면 다음과 같은 $T_1(y)$ 에 대한 미분 방정식을 얻는다.

$$i\omega\rho_m c_p T_1 - K \frac{d^2 T_1}{dy^2} = i\omega T_m \beta p_1 - \rho_m c_p u_1 \nabla T_m \quad (26)$$

박판에서의 경계조건인 $T_1(0) = 0$ 와 무한대에서 $T_1(\infty)$ 가 유한한 값을 가져야 된다는 조건을 만족시키는 해는 다음과 같다.

$$T_1 = \left(\frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1^s - \frac{\nabla T_m}{\omega} u_1^s \right) [1 - \exp\left\{-\frac{(1+i)y}{\delta_x}\right\}] \quad (27)$$

이 식의 y 의존항은 $[1 - \exp\left\{-\frac{(1+i)y}{\delta_x}\right\}]$ 로써 이의 실수부와 허수부가 Fig. 5에 주어져있다. 이 그림에서 보듯이 $y \gg \delta_x$ 에 대해서는 1에 근사한 값을 가지며 $y \ll \delta_x$ 인 경우에는 0에 근사한 값을 갖는다. 한편 $y \approx \delta_x$ 부근에서 크기는 1에 근사한 값을 갖지만 상당한 양의 허수값을 포함한다.

식(27)에 의하면 박판에서 멀리 떨어진 유체는 박판과의 열교환을 거의 하지 않으므로 이 경우 T_1 은 다음과 같다.

$$T_1 \rightarrow \frac{T_m \beta}{\rho_m c_p} p_1^s - \nabla \frac{\nabla T_m}{\omega} u_1^s \quad (28)$$

이 식의 첫 항은 유체의 단열 팽창 및 수축에 의한 것이며 두 번째 항은 유체의 평균 온도 구배에 의한 것이다. 따라서 실제 주기적으로 변하는 온도는 두 효과의 합으로 주어진다.

식(28)을 0으로 놓고 ∇T_m 에 대해 정리하면 다음과 같은 임계 평균 온도 구배를 얻을 수 있다.

$$\nabla T_{crit} = \frac{T_m \beta \omega p_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} \quad (29)$$

이러한 조건일 때 유체의 특성과 정상파의 형태가 음압 변화에 의한 온도 변화와 변위 변화에 의한 온도 변화의 상쇄를 일으켜 주기적 온도변화가 0이 된다.

임계 온도 구배는 열엔진과 열펌프를 구분하는 경계가 되기 때문에 중요한 의미를 가지며 $\nabla T_m \approx \nabla T_{crit}$ 일 경우에 효율적인 성능을 발휘한다.

여기서 식(29)의 개략적인 크기를 살펴보면, 정상파 내에서 음압과 입자속도의 비는 식(14)과 (15)로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{p_1^s}{u_1^s} = \rho_m c \tan(2\pi x / \lambda) \quad (30)$$

한편 식(19)를 임의의 유체에 대한 일반적인 식으로 표현하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\gamma - 1 = \frac{T_m \beta^2 c^2}{c_p} \quad (31)$$

식(30)과 식(31)을 식(29)에 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\nabla T_{crit} = \frac{\gamma - 1}{T_m \beta} \frac{2\pi T_m}{\lambda} \tan\left(\frac{2\pi x}{\lambda}\right) \quad (32)$$

기체의 경우 $(\gamma - 1)/T_m \beta \approx 1$ 이기 때문에 정상파 내의 박판은 $1 < \tan(2\pi X)/\lambda < 10$ 을 만족하므로 $\nabla T_m \sim 2\pi T_m/\lambda$ 가 된다.

3.2 열음향 시스템의 효율

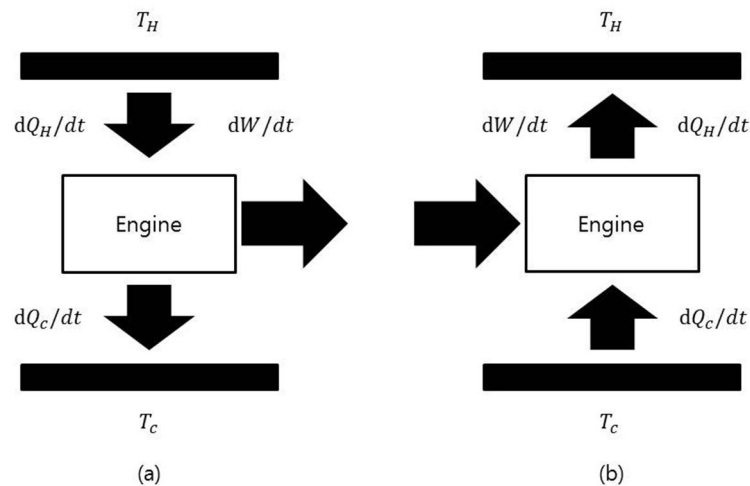


Fig. 6 Function of thermodynamics system ; (a) Heat engine, (b) Heat pump

Fig. 6에 일반적인 열엔진과 열펌프의 기능을 그림으로 보여 준다.

이 그림에서 고온부의 온도를 T_H , 저온부의 온도를 T_C 라 하고 dQ_H/dt 와 dQ_C/dt 를 열 흐름, dW/dt 를 열기관과 관련된 일이라고 가정하면, 일반적인

순환 기관(Cyclic engine)에서 dQ_H/dt , dQ_C/dt , dW/dt 는 시간 평균된 값을 의미한다. 에너지 보존법칙을 의미하는 열역학 제1법칙에 따라 열 흐름과 일이 관계는 다음과 같다.

$$\frac{dQ_H}{dt} - \frac{dQ_C}{dt} - \frac{dW}{dt} = 0 \quad (33)$$

한편 열역학 제2법칙에 따르면 기관의 엔트로피는 0 또는 양의 값을 갖는다. 정상 상태의 열기관인 경우, 총 엔트로피 증가만을 고려하면 되므로 다음과 같은 부등식을 얻을 수 있다.

$$\frac{dQ_C/dt}{T_C} - \frac{dQ_H/dt}{T_H} \geq 0 \quad (\text{열엔진}) \quad (34)$$

$$\frac{dQ_H/dt}{T_H} - \frac{dQ_C/dt}{T_C} \geq 0 \quad (\text{열펌프}) \quad (35)$$

열엔진의 효율 η 는 입력과 출력의 비이므로 $\eta = (dW/dt)/(dQ_H/dt)$ 로 주어진다. 따라서 식(33)과 (34)에서 dQ_C/dt 를 소거하면 효율은 다음과 같이 주어진다.

$$\eta = \frac{dW/dt}{dQ_H/dt} \leq \frac{T_H - T_C}{T_H} \quad (36)$$

이 식의 우변에 주어진 온도의 비를 Carnot 효율 η_c 라고 하며 열엔진이 얻을 수 있는 최대의 효율이다.

열펌프의 효율은 성능 계수(COP, Coefficient of Performance)라고

부르며 이 때에는 dQ_C/dt 가 냉동기의 효과를 나타내는 변수이기 때문에 $COP = (dQ_C/dt)/(dW/dt)$ 로 주어진다. 마찬가지로 식(33)과 (35)에서 dQ_H/dt 를 소거하면 성능 계수는 다음과 같다.

$$COP \leq \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (37)$$

이 식에서 우변은 역시 Carnot 기관의 성능계수 COP_c 를 나타낸다.

길이가 짧은 판의 경우 dQ/dt 는 χ 에 따라 일정하다고 볼 수 있기 때문에 $dQ_H/dt = dQ_C/dt = dQ/dt$ 가 된다. 따라서 효율 η 는 다음과 같다.

$$\eta = \frac{\Delta x \beta \omega p_1^s}{\rho_m c_p u_1^s} = \frac{\nabla T_{crit} \Delta x}{T_m} = \frac{\nabla T_m \Delta x}{\Gamma T_m} = \frac{\nabla T}{\Gamma T_m} = \frac{\eta_c}{\Gamma} \quad (38)$$

식(38)에서 나타나듯이 열음향 시스템의 효율은 Carnot 효율보다 $1/\Gamma$ 의 비율만큼 작다. 이것은 많은 열기관에서 그러하듯이 기관의 출력과 효율이 서로 상충되는 것을 보여 준다. 즉 최대의 효율을 얻기 위해서는 $\Gamma - 1$ 이 0이 되어야 하는데 앞에서 보았듯이 이 경우 출력은 0이 된다. 따라서 출력이 0이 되지 않게 하기 위해서는 열기관의 효율이 최대의 효율을 얻을 수 있는 Carnot 엔진의 효율보다 반드시 작아야 한다.

마찬가지로 열펌프에 대한 성능 계수 $COP = (dQ_C/dt)/(dW/dt)$ 를 계산할 수 있다. 앞에서와 동일한 방법으로 열펌프의 성능 계수를 구하면 다음과 같다.

$$COP = \Gamma COP_c \quad (39)$$

$\Gamma \leq 1$ 이기 때문에 열펌프에서도 효율은 Carnot 효율보다 작으며, $\Gamma - 1 = 0$ 일 때 Carnot 효율을 얻을 수 있지만 이 경우 Pumping되는 열 역시 0이 되는 것을 알 수 있다.

3.3 라그랑주의 열음향 시스템

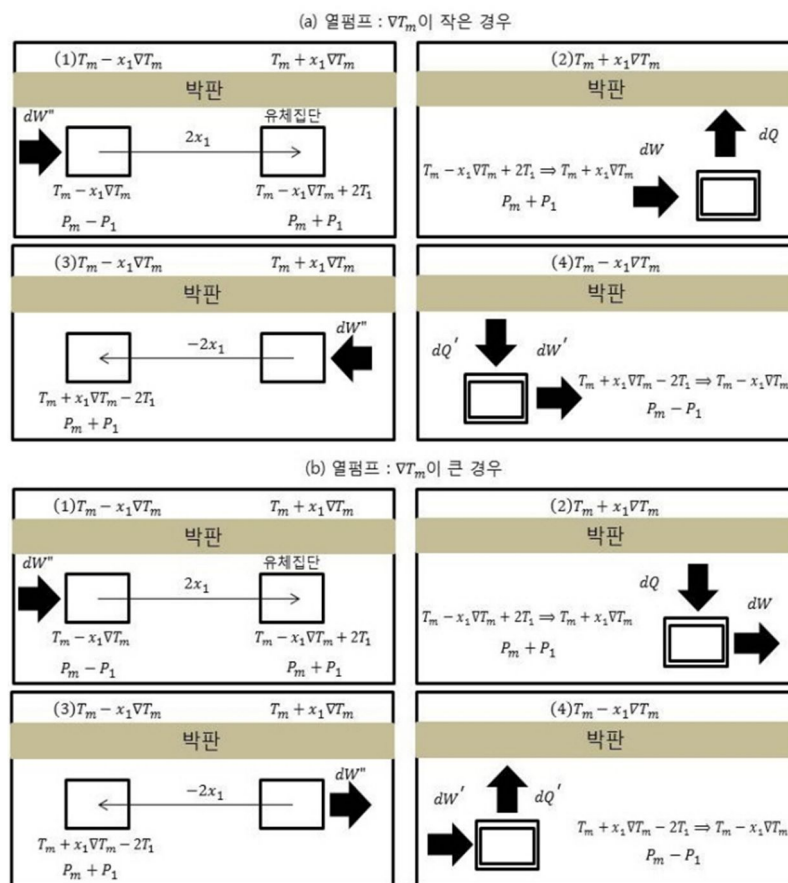


Fig. 7 Fluid mass movement ; (a) Heat pump : When ∇T_m is small, (b) Heat pump : When ∇T_m is large

Fig. 7은 열엔진 및 열펌프의 한 주기 동안 유체 집단이 박판의 표면을 따라 진동할 때 체적 및 온도의 변화를 보여준다. 실제 열음향 기관에서는 유체 집단이 정현 운동을 하지만 여기서는 편의상 구형 운동(Square wave

motion)을 하는 것으로 간주하여 한 주기에 두 번의 가역 등온과정과 비가역 등압과정을 거치는 것으로 묘사하였다.

일반적인 열기관의 동작에서 중요한 요소는 각 가동부품의 동작 시간이다. 다시 말하자면 열기관의 피스톤과 밸브가 각각 적절한 시간에 작동하여 필요한 물질을 요구되는 열역학의 주기에 맞추어 공급해 주어야만 원활한 동작을 하게 된다. 그러나 열음향 기관에서는 위와 같은 기능을 해주는 가동부품을 포함하고 있지 않지만 음파에 의한 열 흐름의 야기 및 음향 파워의 발생(또는 소멸)이 열역학 과정에서 적절한 시간적 위상을 갖고 일어나기 때문에 열기관의 역할을 하게 된다.

열음향 기관에서 적절한 위상 차이를 주는 것은 두 개의 열음향 매질, 즉 박판과 이를 둘러싼 유체이다. 유체가 음파와 동일한 주파수로 박판과 평행하게 진동을 하면서 온도에 변화를 가져온다. 이러한 온도 변화의 일부는 음파에 의해 유체가 단열 수축 또는 팽창을 하기 때문에 발생되며 나머지는 박판 자체의 온도가 유체에 영향을 주어 일어난다.

유체와 박판 사이의 열 흐름은 순간적으로 이루어지지 않는다. 대신에 두 매질 사이의 열흐름은 시간적으로 지연되어 일어나기 때문에 온도, 압력 및 유체의 운동에 적절한 위상 차이를 주게 된다.

따라서 온도 차에 의해 열이 흐른다는 단순하면서도 비가역적인 열역학 과정이 열음향 기관의 중요한 본질이다. 또한 열음향 기관에서 주기적으로 변하는 유체의 온도에 적절한 위상을 주기 위해서는 오히려 박판과 유체 사이의 불충분한 열 접촉이 필요하다.

정현 운동인 경우 박판으로부터 열 침투 깊이 내에 있는 유체 집단에만 적용된다. 박판으로부터 멀리 떨어져 있는 유체 집단인 경우 박판과 열 접촉

이 이루어지지 않기 때문에 단순히 음파에 의해 단열 압축과 팽창만 하게 된다. 그러나 열 침투 깊이 내의 유체는 박판과 어느 정도의 열 교환을 할 수 있을 만큼 열 접촉을 갖지만 동시에 열전달과 유체 집단의 운동 사이에서 시간 지연을 일으킬 수 있을 만큼의 불충분한 열 접촉이 이루어져야 한다.

유체집단의 운동(Fig. 7의 1, 2단계)과 열전달(Fig. 7의 2, 4단계)의 상대 위상은 열음향 기관이 열엔진 또는 열펌프인가를 결정해 준다. 이러한 상대 위상의 부호는 박판의 온도 구배의 크기에 따라 결정된다.

정상과 내에서 음파에 의해 압축이 일어나는 동안 유체 집단의 온도는 상승하며 동시에 유체 집단은 박판과 평행하게 매우 짧은 거리를 이동하게 된다. 따라서 단열 압축 후에 상승된 온도와 유체 집단이 압축 이동된 곳의 박판의 온도가 열음향 기관의 동작에 중요한 인자가 된다. 만약 유체 집단의 온도가 박판의 온도보다 높으면 열은 유체에서 박판으로 흐르고, 반대로 유체 집단의 온도가 낮으면 열은 박판에서 유체로 흐른다. Fig. 7의 2단계에서와 같이 열이 유체로 흐르면 높은 압력하에서 유체 집단이 열팽창을 하게 되고, 반대로 4단계에서와 같이 열이 유체에서 흘러나오면 낮은 압력하에서 수축되어 결국 유체 집단이 주위에 $dW - dW'$ 의 일을 하게 된다. 반대로 열 흐름의 방향이 바뀌면 유체 집단은 낮은 압력에서 팽창되고 높은 압력에서 수축되어 유체 집단에 $dW - dW'$ 의 일을 해주게 된다. 따라서 열과 일이 흐르는 방향을 바꿀 수 있으며 이에 따라 온도 구배의 크기가 바뀌어 열음향 기관이 열엔진 또는 열펌프의 기능을 발휘하게 된다. 박판의 온도 구배가 0이거나 작은 온도 구배는 열펌프의 조건이며 큰 온도 구배는 열엔진의 조건이다. 식(29)로 주어지는 임계 온도 구배, 즉 $\nabla T_m = \nabla T_{crit} = T_m \beta \omega p_1^s / \rho_m c_p u_1^s$ 에서 박판의 온도 구배는 $2\nabla T_m u_1^s / \omega$ 이고 이는 유체 집단이 단열 수축에 의한

온도 변화인 $2T_m \beta p_1^s / \rho_m c_p$ 와 일치되어 유체 집단과 박판 사이에 열 흐름이 일어나지 않는다.

일반적으로 유체 집단의 변위는 박판의 길이에 비해 매우 작다. 그러나 박판 근처의 전체 유체는 이웃한 작은 유체 집단의 연속으로 볼 수 있으며 각 유체 집단은 $2x_1 \approx 2u^s_1/\omega$ 의 짧은 거리를 움직이는 주기적인 운동을 하게 된다. 또한 각 유체 집단은 반 주기 전에 이웃 집단이 차지했던 주기 운동의 극단점에 도달하게 된다. 열엔진의 경우 처음의 반 주기 동안 각 유체 집단은 음압의 최소 점으로 $2x_1$ 만큼 이동하여 막판에 dQ 만큼의 열을 가해 준다. 나머지 반 주기 동안에 각 유체 집단은 출발점으로 돌아와 박판으로부터 같은 크기의 열을 취하게 되는데, 이 열은 반주기 전에 이웃 유체 집단이 막판에 가해 준 것이다. 결국 dQ 만큼의 열이 음압이 낮은 쪽으로 한 유체 집단에서 다른 유체 집단으로 전달되는 결과를 가져온다. 따라서 열음향 기관에서 박판은 잠시 열을 보관하고 있는 역할만을 하게 된다.

각 유체 집단은 국소 온도 변화인 T_1 과 비슷한 크기의 작은 온도 차이를 따라 dQ 만큼의 열을 이동시키게 된다. 그러나 이 과정에는 많은 수의 유체 집단이 직렬로 배열되어 있기 때문에 결국 박판 양단에 $T_H - T_c$ 만큼의 온도 차이를 가져오게 되며 이 온도 차이는 T_1 에 비해 매우 큰 양이 된다.

한편 유체 집단의 연속체가 일의 흐름에 관여하는 것을 보면 열펌프의 경우 압력이 낮은 곳에서 팽창을 하기 때문에 결국 일을 흡수하는 것을 알 수 있다. 이러한 흡수는 박판 근처의 모든 유체 집단에 적용되기 때문에 유체에 행해진 일은 박판의 길이에 비례하게 된다.

4. 1/4 파장 열음향 시스템의 작동원리

열음향 시스템이 작동하는 동안 1/4 파장의 공명 튜브 내부의 스택은 압력, 즉 종속 밸브의 역할을 한다.

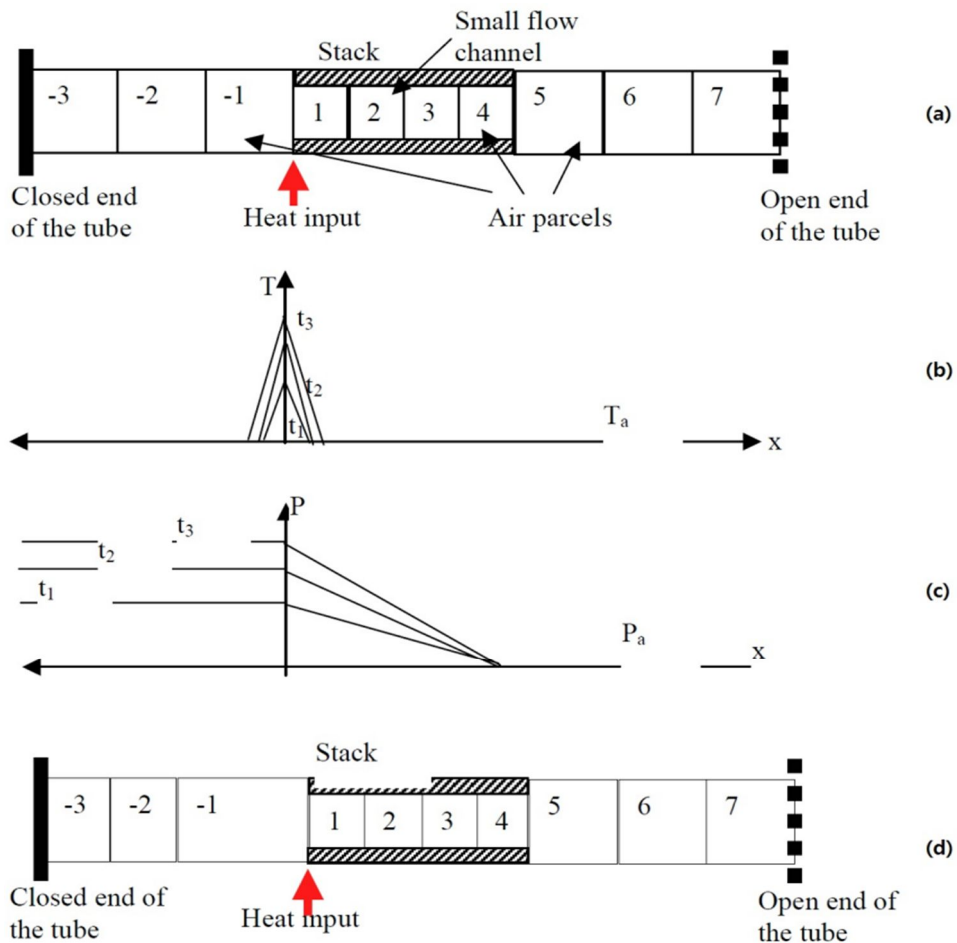


Fig. 8 Heating of air parcels ($t > 0$ to t_3); (a) Air parcel volumes at $t=0$ ($T=T_a$ and $P=P_a$ in the tube), (b) Time variation of air temperature distribution, (c) Time variation of air pressure distribution

Fig. 8 에 나타나듯이, 스택의 가열 면 근처에서 공기의 압력과 온도가 먼저 상승하기 시작하는데, 이는 외부 열원으로부터 열이 유입되기 때문이다. 스택

전체의 압력 차이가 임계 값에 도달하기 전에 튜브 안에는 공기의 흐름이 없다(단, 열원 왼쪽에 있는 공기 구역에는 압력이 약하고 공기의 속도가 느리다.

Fig. 8(a) (Air parcels -1). 초기 가열단계에서 스택의 공기 채널 내부의 압력변화는 매우 느려서 채널 벽과 채널 내부 기체 사이의 정지마찰력을 극복 할 수 없다.

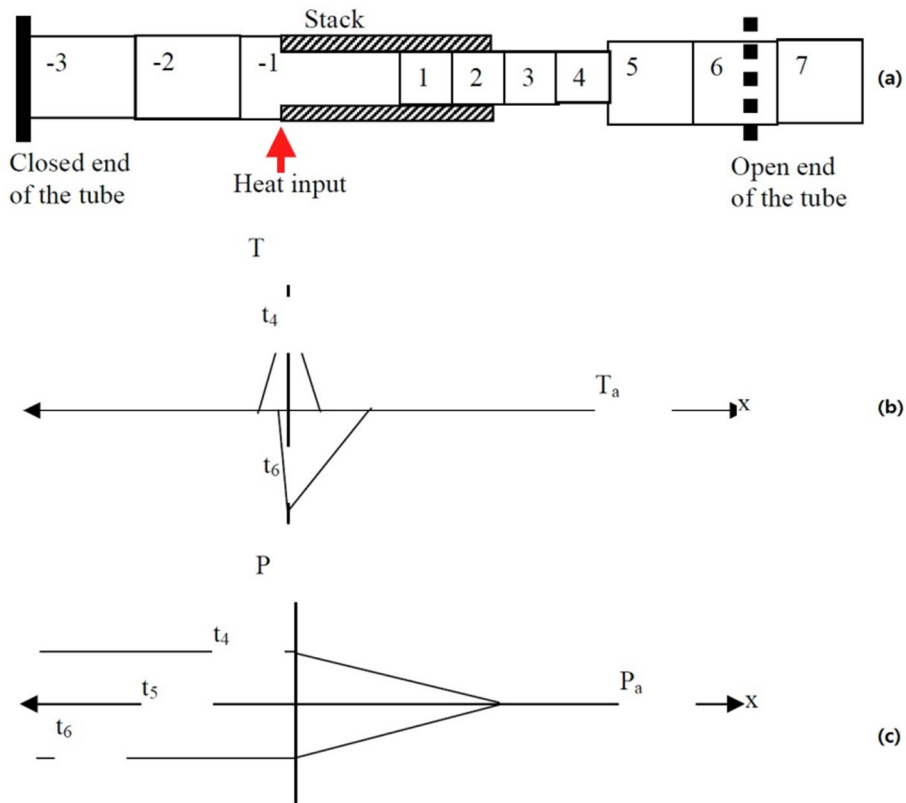


Fig. 9 Sudden expansions of air parcels -1, -2 and -3 ($t=t_4$ to t_6) ; (a) Air parcel volumes at $t=t_6$, (b) Time variation of air temperature distribution, (c) Time variation of air pressure distribution

스택 전체의 압력 차이가 임계 값에 도달하거나 임계 값을 초과할 때, 채널 내의 압력 변화는 기체에 대한 정지 마찰력을 극복할 만큼 충분히 높기 때문에 압력 차이에 의한 공기의 흐름이 발생된다. 채널 내에 공기가 흐르기 시작하면 동적 마찰이 정지 마찰보다 더 낮은 이유로 인해 채널 내의 기체 이동을

유지하는데 필요한 압력변화가 더 낮아진다. Fig. 9(a) 에서 -1 구역의 기체 량이 감소하므로 스택의 가열 면 부분과 튜브의 닫힌 면 사이의 압력이 빠르게 떨어진다.

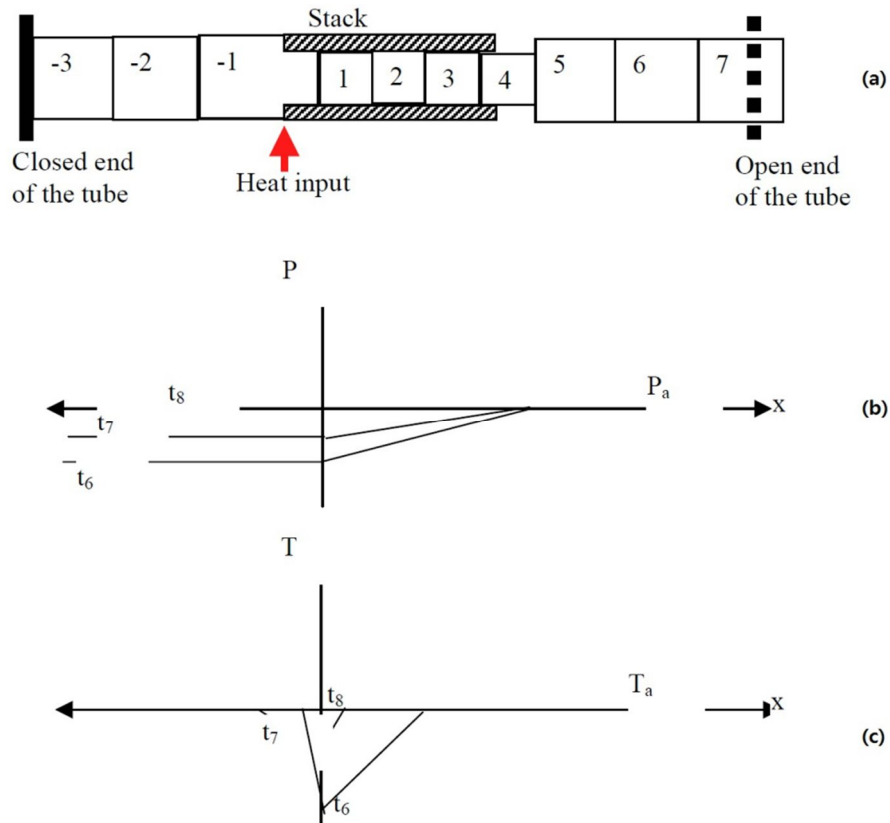


Fig. 10 Flow reversal and compressions of air parcels -1, -2 and -3 ($t=t_6$ to t_8) ; (a) Air parcel volumes at $t=t_7$, (b) Time variation of air pressure distribution, (c) Time variation of air temperature distribution

튜브 내의 갑작스러운 공기 팽창은 스택의 가열 면의 압력이 주변 압력보다 낮아지는 결과로 이어진다. 이 때 Fig. 10 과 같이 압력 값의 역전은 기체 팽창이 최대 부피에 달한 후 채널 안의 기체의 역 순환을 유발한다. 압력 효과는 공기의 온도와 압력을 증가시키며, 채널 안의 공기 구역들은 스택 끝부분으로

역순환 한다. 스택의 저온 말단부로부터 기체 유입이 다시 시작되기 전에 스택의 고온 말단부의 공기 압력은 반드시 특정 값에 도달하거나 초과해야 한다

앞서 설명한 ‘로 인한 압력상승 → 압력 상승에 의한 공기의 급격한 팽창 → 과 팽창으로 인한 공기의 역행 → 열로 인한 압력 상’ 이러한 주기에서 최소 및 최대 압력, 그리고 시간은 주기마다 달라질 수 있다. 주기의 압력 변동과 시간이 정확할 때만 공기의 진동이 유지되고, 1/4 파장 튜브에 의해 증폭 될 수 있으며 튜브 내에서 일정한 정상파를 생성할 수 있다.

압력변동의 주기는 다음과 같이 설명된다: 채널 내의 공기가 최대 부피로 팽창할 때 공기의 온도는 채널 벽의 온도보다 약간만 높아야 하며, 그로써 팽창 도중 공기로부터 열이 제거될 수 있다. 채널 내의 공기가 최소 부피로 압축될 때, 온도는 채널 벽의 온도보다 낮아야만 하며, 그로써 채널 벽에서 공기로 열이 전달 될 수 있다. 이러한 주기 내에서의 채널 내의 공기는 Stirling 엔진 사이클과 유사한 구성을 가지며, 유입된 총 열량은 진동 기류의 동역학적 에너지로 전환된다.

이러한 Power 사이클에서 동역학적 에너지 생성으로 인해 정상파의 진폭이 증가하면, (a) 진동하는 공기의 흐름과 채널 벽 사이의 마찰이 증가하고, (b) 공기의 온도 변화가 증가하여 채널 벽의 온도와 유사해 진다. 열음향 시스템이 정상 작동 상태에 도달할 때, (a), (b) 두 가지 효과는 진동하는 공기의 흐름의 진폭의 증가 속도를 늦추다가 마지막에는 증가를 멈추게 할 것이다.

만약 튜브 내부에 스택이 없는 경우, 급격한 팽창은 발생하지 않는다 이러한 경우 튜브 내부의 압력은 언제나 주변 압력과 동일하다. 그렇기 때문에 스택은 다음과 같은 목적을 가진다. (a)압력을 증가시키는 역학을 하며, 스택 전체의 압력 차이가 임계 값에 도달하기 전에는 스택에 공기의 흐름이 발생하지 않는다. (b)

직경이 작은 채널은 진동하는 공기의 흐름을 향한 효과적인 열전달을 가능하게 함으로써 튜브 내에 음파를 발생할 수 있도록 공기의 흐름을 형성한다. 채널의 직경은 진동하는 공기의 흐름의 열 경계층 두께의 투과 깊이와 매우 비슷해야만 한다.

III. 열음향 시스템의 개발

1. 실험 장치

1.1 스택(Stack)

스택은 열음향 시스템 양단에서 열을 공급하거나 단열하는 장치로서 적절한 온도 구배를 발생시키는 역할을 한다. 그렇기 때문에 스택은 열음향 시스템에 가장 중요한 장치라고 할 수 있다. 열음향 시스템 내부에서 스택을 따라 형성되는 온도 구배에 의해 음파가 발생 된다. 그렇기 때문에 스택은 온도 구배를 유지해야 하기 때문에 단열이 잘되는 재질을 사용해야 한다. 스택의 개별 관 사이의 최적 간격은 공명 튜브의 주파수에 의존하는 열 침투에 달려있다. 열 침투 깊이는 열이 시간 l/ω 동안 유체를 통해 확산될 수 있는 거리를 의미하며 다음 식과 같이 표현한다.

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2K}{\sigma c_p \omega}} \quad (40)$$

여기서 K 는 유체의 열 전도성, σ 는 유체의 부피밀도, c_p 는 유체 단위부피당 비열, 그리고 ω 는 음향의 각 주파수를 나타낸다.

Fig. 11은 본 연구에서 사용된 스택을 나타내고 있다. 스택은 Honeycomb 형태로서 직경은 20mm이고 길이는 15mm, 10mm, 5mm, 4mm, 3mm로 제작되었다. 또한 스택 내부에는 0.8mm^2 크기의 수많은 채널이 존재한다.

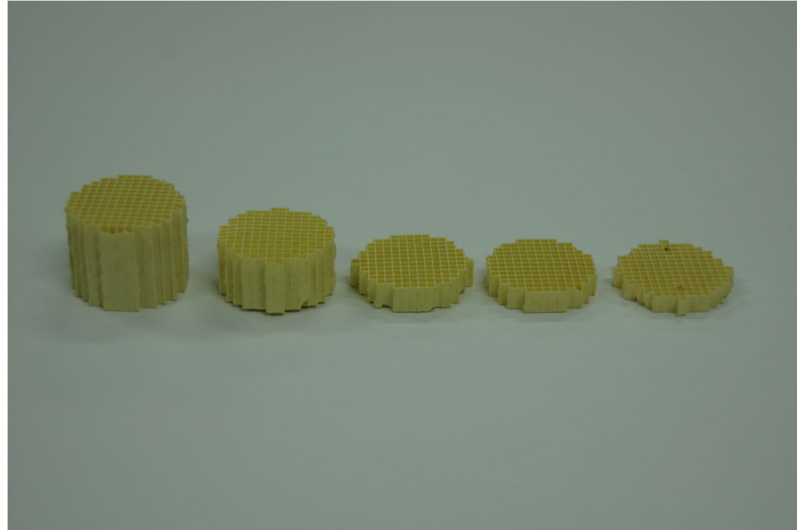


Fig. 11 Stack of $\phi 20\text{mm}$: length 15mm, 10mm, 5mm, 4mm and 3mm

1.2 공명 튜브(Resonator tube)

본 연구에서는 열음향 시스템을 개발하여 내부 온도 및 음향주파수의 변화를 관측하고 그에 따른 최적화 방법을 모색하였다. 이에 따라 열음향 시스템의 최적화를 위하여 스택 및 공명 튜브의 다양한 기하학적 형상을 제시하였다.

Fig. 12는 본 연구에서 사용된 공명튜브의 개략도를 나타내고 있다.

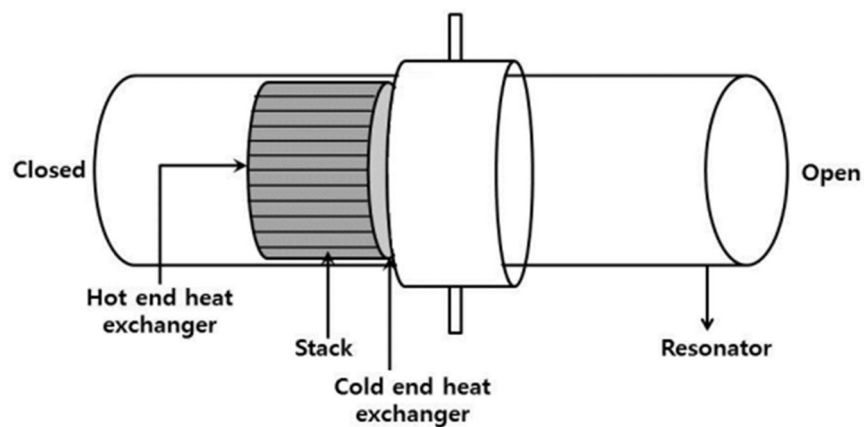


Fig. 12 Schematic of thermoacoustic system

제작된 공명 튜브 재질은 열 전도율이 높은 구리를 사용하였다. 공명 튜브의 내경은 20mm를 사용하였으며 두께는 2mm, 길이는 50mm, 40mm, 30mm, 20mm를 사용하였다. 그리고 튜브의 한 쪽은 열려 있어 대기와의 순환을 통한 냉각을 하였으며 한쪽은 닫혀 있다. 공명 튜브 내부의 냉각을 보다 원활하게 하기 위하여 물이 순환 될 수 있도록 관을 설치하였다. 스택의 길이가 충분히 짧아질 경우 스택의 표면을 가열할 때, 자연대류에 의한 냉각의 한계로 인해 튜브 내부의 온도가 쉽게 균일해지기 때문이다. 냉각 관의 위치는 스택을 L/4점에 위치시켰을 때 스택의 가열 면과 일치하는 지점에 설치 하였다. 또한 물이 순환할 수 있는 관의 공간 두께는 8mm이며 핀의 지름은 6mm이다.

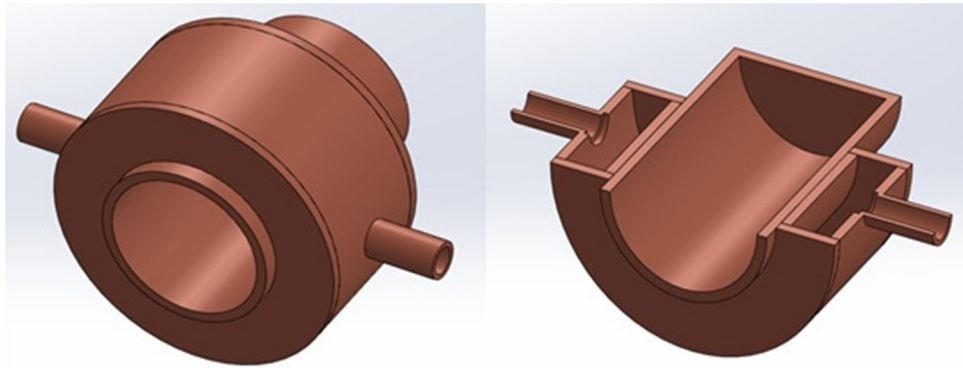


Fig. 13 Thermoacoustic system resonator tube 3D model and sectional view

Fig. 13은 공명튜브를 SolidWorks 프로그램을 이용하여 제작한 3D모델과 단면도를 나타낸다. Fig. 12에서 나타나듯이 공명튜브의 1/4지점에 관을 설치하였으며, 핀을 향온수조와 연결하여 물을 순환시켜 튜브 내부를 냉각 시켰다.

1.3 음향파 분석기(Acoustic analyzer)

본 연구에서는 열음향 시스템에서 발생하는 음향 주파수를 측정하기 위하여 음향파 분석기를 사용하였다. 음향파 분석기는 NTI audio사에서 개발된 AL1 Acoustilyzer를 사용하였다. 실험에 사용된 음향파 분석기 AL1의 주파수 측정범위는 10Hz - 20kHz이고, 음압 측정 범위는 30 - 130dB이다.



Fig. 14 Acoustic analyzer to measure SPL and frequency

Fig. 14는 음향파 분석기이며, 주파수를 측정하는 마이크와 측정된 주파수를 기록하는 메인 장치로 구성되어있다. 마이크에 의해 측정된 주파수나 음압 값은 컴퓨터를 통해 기록된다.

1.4 데이터 수집 장치 및 K타입 열전대

본 연구에서는 열음향 시스템의 공명 튜브 내부의 온도를 측정하기 위하여 K타입의 열전대(Thermocouple)를 사용하였다. 열전대는 공명 튜브 내부의 스택 양쪽 면에 위치시켜 가열하는 쪽의 온도변화와 대류와 물의 순환을 통해 냉각되는 면의 온도변화를 각각 측정하였다.



Fig. 15 K Type thermocouple extension cable

열전대를 통해 측정된 온도 값은 Graphtec사의 midi Logger GL820 모델의 데이터 수집 장치를 이용하여 기록되었다. GL820은 20ch – 200ch로 채널 확장이 가능하고, 전 채널 절연 입력 방식을 채용하여 데이터 측정의 오차를 최소화 하였다. 또한 추가적인 오차를 줄이기 위하여 시그마형태의 A/D컨버터를 탑재하여 고주파 노이즈의 제거 효율을 향상시켰다. 그리고 전압, 온도,

습도, Pulse/Logic의 멀티 입력이 가능하다.



Fig. 16 Data logger for measuring temperature inside resonator tube

Fig. 16은 본 연구에서 사용된 데이터 수집 장치 GL820을 나타내고 있다. 그림과 같이 휴대하기 용이하고 Data값이 화면에 그래프로 바로 표시되기 때문에 측정이 편리하다. 또한 측정된 데이터를 컴퓨터와의 연결 없이 외부 저장장치를 이용하여 데이터 수집 장치 본체에 연결하여 바로 옮길 수 있으며, 인터넷 연결을 통하여 원거리에서도 데이터 확인이 가능하다.

1.5 전원 공급장치 (Regulated DC power supply)

전원공급장치는 공명 튜브 내부의 스택의 한쪽 면을 가열시키는 역할을 담당한다. 구리와 니크롬선을 연결하여 스택의 채널에 넣어 고정시킨 후 면과 니크롬선을 접촉시킨다. 그리고 구리선을 전원공급장치와 연결하여 DC전원을 공급하게 되면 니크롬선의 저항 역할로 인해 열이 발생하여 스택의 한

쪽 면을 가열시키게 된다.

전원 공급장치의 경우 다우나노텍 회사의 DAP-10020 모델을 사용하였다. DAP-10020은 최대 DC 출력전압 100V, 최대 DC 출력전류 20A까지 공급 가능하며 2000W의 용량을 갖는다.

본 연구에서는 0.99W를 일정하게 공급하였다.



Fig. 17 Photograph of regulated DC power supply

1.6 저온순환수조 (Refrigerating bath circulator)

본 연구에서 사용된 공명 튜브는 구리로 제작하고 튜브의 1/4지점에 핀을 이용하여 냉각의 효율을 높이기 위하여 물을 순환시켰다. 이 때 저온순환수조를 이용하여 낮은 온도의 물을 공명 튜브에 지속적으로 순환시킴으로써 튜브내부의 온도 구배를 형성하였다.

저온순환수조는 제이오 텍의 RW-0525G 모델을 사용하였다. 튜브에 핀을 제작하여 핀과 저온순환수조를 연결하여 튜브내부에서 스택을 가열할 때, 작

동하여 지속적으로 순환하여 튜브내부를 냉각시킨다. RW-0525G 모델은 5L의 물을 순환 시킬 수 있으며 0.05℃까지 온도를 낮출 수 있다. 본 연구에서는 온도를 외부온도 보다 조금 낮은 20℃로 설정하여 물을 순환시켰다.

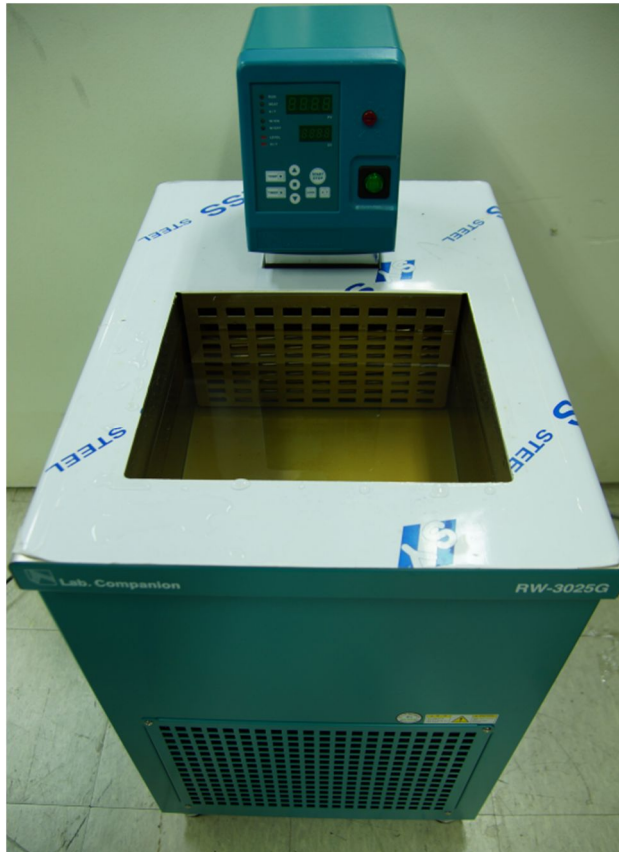


Fig. 18. Photograph of refrigerating bath circulator

2. 실험 방법

본 연구에서는 열음향 시스템을 개발하여 내부 온도 및 음향주파수의 변화를 관측하고 고주파를 얻기 위한 기하학적 부분에서의 최적화 방법을 모색하였다. 이에 따라 열음향 시스템의 최적화를 위하여 스택 및 공명 튜브의 다양한 기하학적 형상을 제시하였다.

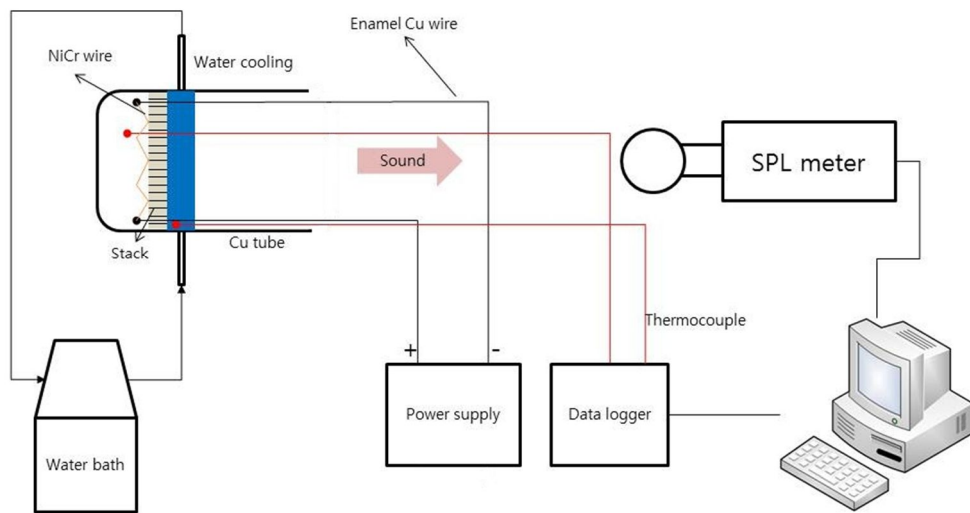


Fig. 19 Schematic of thermoacoustic system

Fig. 19는 본 실험에 대한 개략도를 나타내고 있다. 구리로 제작한 공명튜브를 설치하고 내부에는 1/4 위치에 스택을 설치하였다. 이때 공명튜브의 단한 쪽의 스택 표면에 에나멜로 코팅된 구리선과 니크롬선을 연결하고 스택의 채널에 고정시켜 니크롬선을 스택의 단한 면 쪽에 붙인 뒤 전원공급장치를 이용하여 전압을 공급하게 되면 저항에 의해 열이 발생되어 한쪽 면이 가열되게 된다. 가열하는 동안 공명튜브 내부에서 스택을 기준으로 공명튜브의 단한 쪽 표면과 열린 쪽의 표면에 온도 구배를 발생 시키기

위하여 자연대류와 항온수조를 이용하여 물을 순환시켜 공명 튜브를 지속적으로 냉각을 시켜준다. 그리고 일정 온도 구배가 나타나면 음파가 발생되게 되는데, 이때 주파수 측정은 SPL meter를 이용하여 공명 튜브의 열린 쪽 입구에서 1초 간격으로 측정하였다. 온도의 경우 공명튜브의 닫힌 쪽 면과 열린 쪽 면을 각각 0.2초 간격으로 측정하였다.

본 연구에서는 공명 튜브의 직경, 스택의 재질, 위치 및 형상, 그리고 공급전원을 고정 값으로 두고 스택과 공명튜브의 길이를 달리하여 실험하였다. 공명 튜브의 직경은 20mm, 스택은 0.8mm² 넓이의 Honeycomb형태의 세라믹 재질로 되어있다.

Table 1은 본 실험에서의 실험 조건들을 나타내고 있다. 실험 조건을 살펴보면 공명 튜브의 길이를 20~50mm로 변화시키고 스택의 길이는 공명 튜브 길이 별로 각각 2~15mm로 변화시킬 때의 주파수 값을 측정 하였다. 이것은 튜브와 스택의 길이 변화가 주파수와 어떤 관계가 있는지 확인하기 위한 것이다. 이때 공급전원은 0.99W로 항상 일정하게 주었으며 300초 동안 주파수와 온도 값을 측정하였다.

Table 1. Experimental conditions

	Resonator tube length(mm)	Stack length(mm)
Case 1	50	15,10,5,4,3,2
Case 2	40	15,10,5,4,3,2
Case 3	30	15,10,5,4,3,2
Case 4	20	15,10,5,4,3,2

IV. 결과 및 고찰

1. 기초 환경 주파수 분석

본 연구에서는 열음향 시스템을 이용하여 고주파 발생원리에 대한 실험을 하였다. 기본적으로 공명 튜브 길이 L 에 대한 주파수 λ 는 식(5)에 의해 나타나며, 공명 튜브의 주파수 값은 식(7)을 이용하여 알 수 있다. 본 연구에서 사용된 한쪽 끝이 막힌 공명 튜브는 1995년 Bass HE에 의해 스택의 위치가 튜브 내부의 1/2~1/4 지점이 최적의 위치라고 설명하였다. 이후 2006년 Donald Fahey에 의해 음속이 최대가 되는 지점이 스택의 최적 위치이며 튜브의 1/3지점에서 최대가 됨을 관측 하였다. 본 연구에서는 기존 연구를 바탕으로 공명 튜브 내부의 1/4 지점에 스택을 위치시켜 주파수를 측정하였다.

공명 튜브의 길이에 따른 주파수를 비교하기 전에 실험 환경에서 나타나는 주파수를 측정 하였다. Fig. 20은 실험 환경에서 나타나는 주파수와 튜브 내부의 온도 변화 그래프이다.

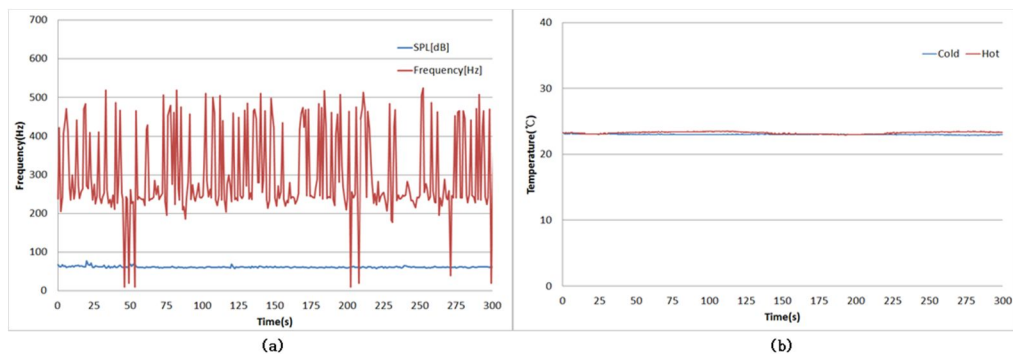


Fig. 20 (a) Basic frequency and (b) Temperature change of experimental setup

Fig. 20은 실험 환경에서의 주파수 값과 온도 변화를 나타내고 있다. 기본적인 실험환경에서 주파수를 살펴보게 되면 Fig. 20(a)와 같이 200~500Hz 사이의 값을 얻을 수 있다. 이것은 실험 환경에서의 소음으로 확인할 수 있다. 또한 측정과정에서 주파수가 찍히지 않는 경우가 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 SPL meter의 최대 측정 간격이 1초이기 때문에 측정 간격이 커서 측정 오차가 발생하는 것으로 나타난다. 또한 주위의 파동의 간섭에 의해 중첩되어 상쇄되기 때문이다. 그러나 본 실험에서 사용된 공명튜브길이의 이론적 주파수 값은 1kHz이상으로 그 이하에서의 주파수 값의 변화는 무시할 수 있다. 또한 아직 실험에서 스택 표면을 가열하기 전 이므로 Fig. 20(b)와 같이 온도차이가 발생하지 않는 것을 알 수 있다.

2. 50mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석

Fig. 21은 공명튜브의 길이가 50mm일 때의 주파수 값을 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 50mm의 경우 평균적으로 1.3kHz의 음향 주파수를 얻을 수 있다. 그래프에서 최대 주파수 값을 살펴보게 되면 스택의 길이가 15mm인 Fig. 21(a)에서 최대 주파수 값인 1453Hz가 나타난다. 이것은 단열재 역할을 하는 스택의 길이가 길수록 스택의 양면에 온도 구배가 크게 발생하기 때문에 스택의 길이가 제일 긴 15mm일 때 최대 주파수가 관측 된다. 그러나 Fig. 21(a)에서와 같이 공명 튜브의 길이에 비해 스택의 길이가 길 경우 열적 손실이 크기 때문에 주파수가 발생할 때 노이즈가 많이 생기는 것을 알 수 있다. Fig. 21(b), (c), (d), (e)를 살펴보면 스택의 길이가 짧아 질수록 주파수가 빨리 발생 된다는 것을 알 수 있다. 이것은 스택의 길이가 짧을 때, 스택 내부의 채널 면의 온도가 급격히 상승되기 때문이다.

Fig. 22는 50mm 공명 튜브 내부의 온도 변화를 나타내고 있다. 온도변화의 경우 스택의 길이가 짧을수록 온도 구배가 적게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 22(a), (b)를 살펴보면 스택의 길이가 길 경우 온도그래프의 변화가 일정하지 않은 것을 알 수 있다. 이것은 앞서 말한 열적 손실에 의해 발생하는 것으로 추측 할 수 있다. 또한 Fig. 22(c), (d), (e)를 통해 스택의 길이가 짧아질수록 온도변화 그래프가 일정한 간격으로 변한다는 것을 알 수 있다.



Fig. 21 Frequencies of 50mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

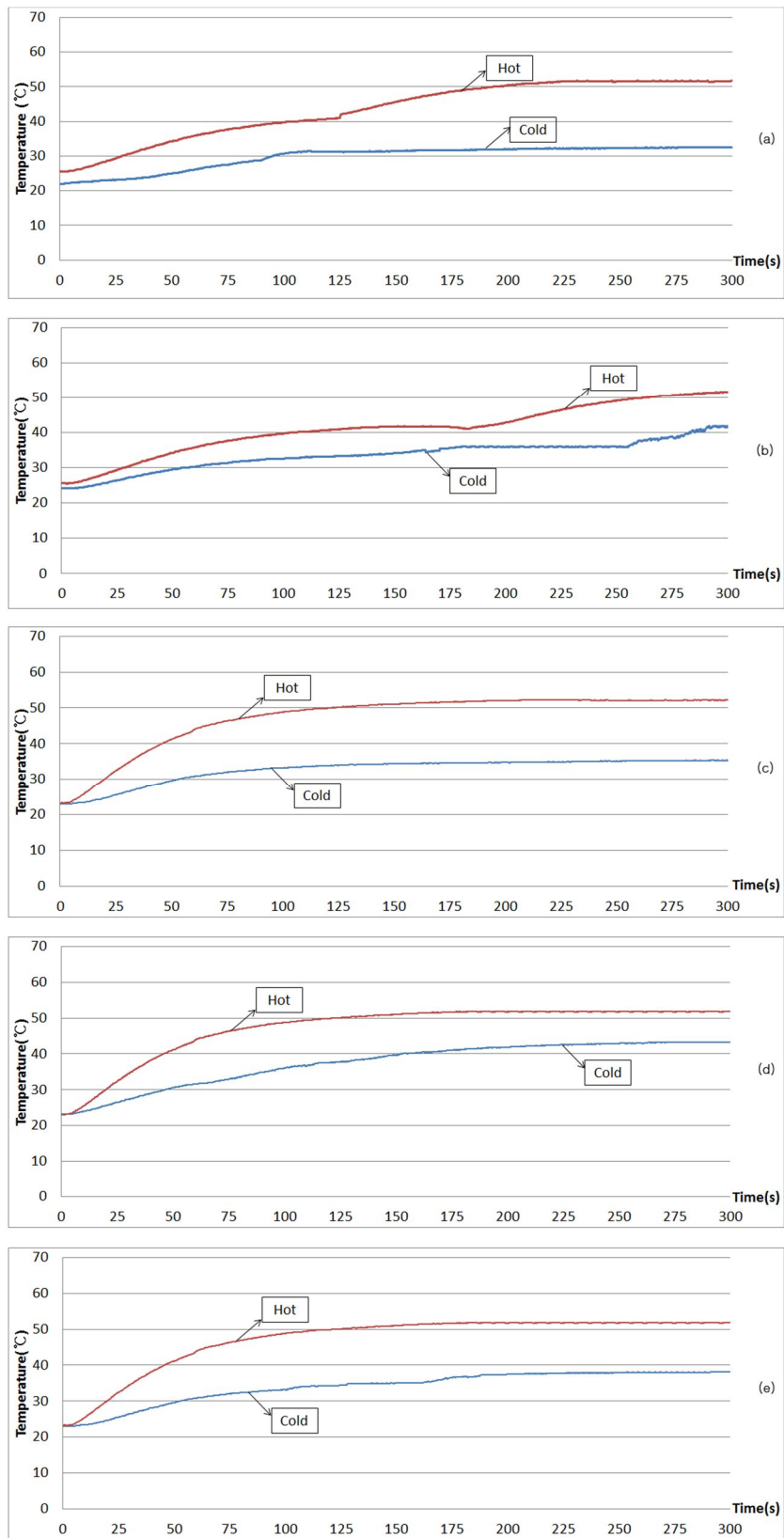


Fig. 22 Temperatures of 50mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

3. 40mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석

Fig. 23은 공명 튜브의 길이가 40mm일 때 음향 주파수를 나타내고 있다. 측정된 결과를 통하여 공명 튜브의 길이가 40mm일 경우에는 평균 1.6kHz의 음향 주파수가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 10mm의 스택에서 최대 주파수인 1783Hz가 발생된다. 일반적인 경우 주파수는 온도와 튜브길이에 영향을 받기 때문에 스택의 길이가 가장 긴 15mm일때 최대 주파수가 발생되어야 하지만, Fig. 23(a)와 같이 스택의 두께가 공명 튜브의 길이에 비해 길기 때문에 열적 손실이 증가하여 주파수가 발생하는 최적 조건을 가지지 못한다. 그렇기 때문에 Fig. 23(a)와 Fig. 22(a)에서 나타나듯이 40mm길이의 공명 튜브에서 많은 노이즈가 발생 하는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 23(c), (d), (e)를 살펴보면 스택의 두께가 얇을수록 음향주파수 발생이 빠른 것을 알 수 있다. 하지만 Fig. 23(b)의 경우 스택의 두께가 얇을 때 보다 주파수 발생이 빠른 것을 알 수 있다. 이것은 스택의 두께와 공명 튜브의 길이가 대응할 경우 스택 표면의 온도가 단열에 의해 튜브의 단힌 부분의 온도가 급격히 상승하여 온도 구배가 빨리 나타나므로 음향 주파수가 빨리 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 24는 40mm의 공명 튜브에서의 온도변화를 나타내고 있다. 마찬가지로 스택의 길이가 짧아질수록 온도 차가 적게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 온도 그래프가 규칙적으로 나타난다. Fig. 24(a) 에서 나타나듯이 음향 주파수 값과 마찬가지로 50mm의 공명 튜브보다 40mm의 공명 튜브의 단힌 면 쪽의 온도변화가 불규칙적인 것을 알 수 있다. 온도 상승 역시 스택의 길이가 길수록 상승률이 높은 것을 알 수 있다.



Fig. 23 Frequencies of 40mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

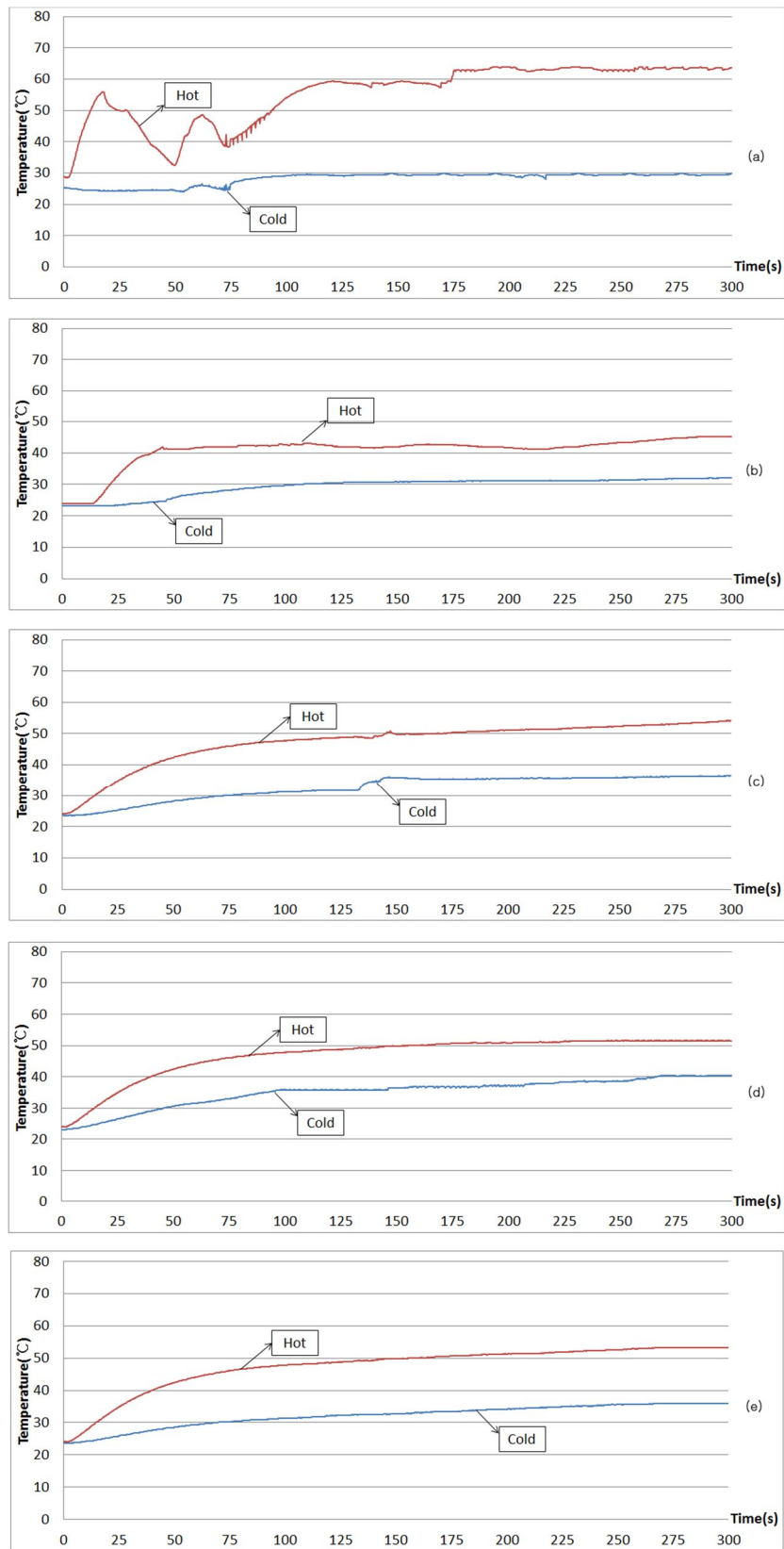


Fig. 24 Temperatures of 40mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

4. 30mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석

Fig. 25에서 알 수 있듯이 공명 튜브의 길이가 30mm일 때 평균 2.0kHz의 음향 주파수가 발생된다. Fig. 25(a), (b) 를 살펴보면 기본 주파수 값만 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은 공명 튜브의 길이가 스택의 길이에 비해 짧기 때문에 열적 손실이 커지게 되어 음향주파수가 발생되지 않기 때문이다. 그렇기 때문에 30mm길이의 공명 튜브에서는 스택의 길이가 5mm일 때 최대 주파수 값인 2244Hz가 발생 된다. 앞서 Fig. 21과 Fig. 23에서 스택의 길이가 15mm일 때는 노이즈가 발생하긴 하였지만 시스템에서 음파가 발생되기는 하였다. 그러나 Fig. 25에서는 스택의 길이가 공명 튜브 내부의 열적 손실 한계를 초과하였기 때문에 음파가 발생하지 않는 것이다.

Fig. 26은 30mm길이의 공명튜브 내부에서 측정된 온도변화를 나타내고 있다. Fig. 26(a), (b)를 살펴보게 되면 스택의 양 면의 온도 구배가 큰 것을 알 수 있다. 앞서 얘기했던 것과 같이 튜브의 단힌 면이 가열되고 스택의 길이가 길기 때문에 단열에 의한 온도 구배가 크게 발생된다. 또한 스택 가열 면의 온도 상승률도 높게 나타난다. Fig. 22, 24와 비교해 보았을 때, 30mm의 공명 튜브에서 열린 쪽 온도가 낮은 것을 알 수 있다. 이것은 공명 튜브의 길이가 짧을수록 자연대류에 의한 냉각이 더 잘 일어나기 때문이다.

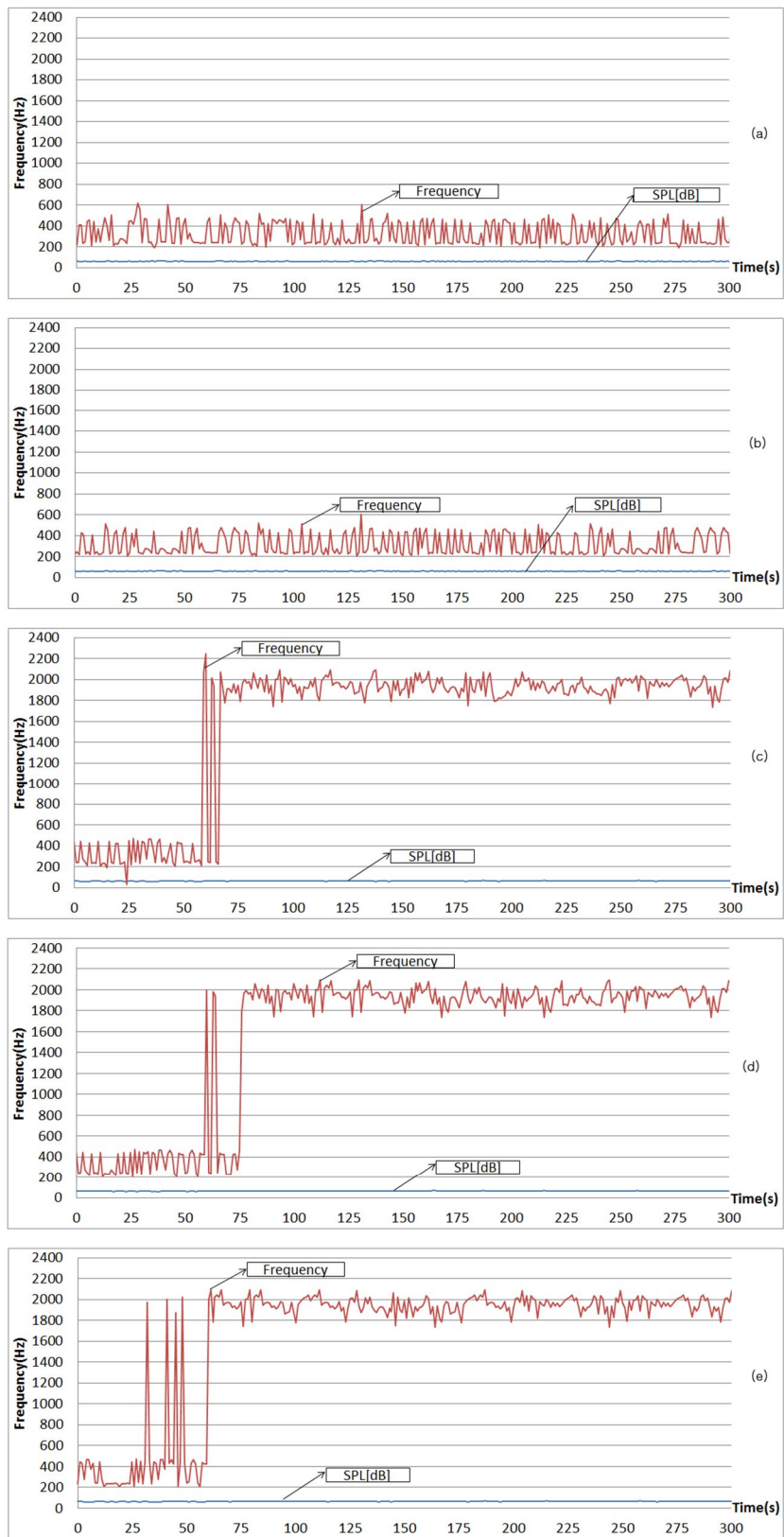


Fig. 25 Frequencies of 30mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

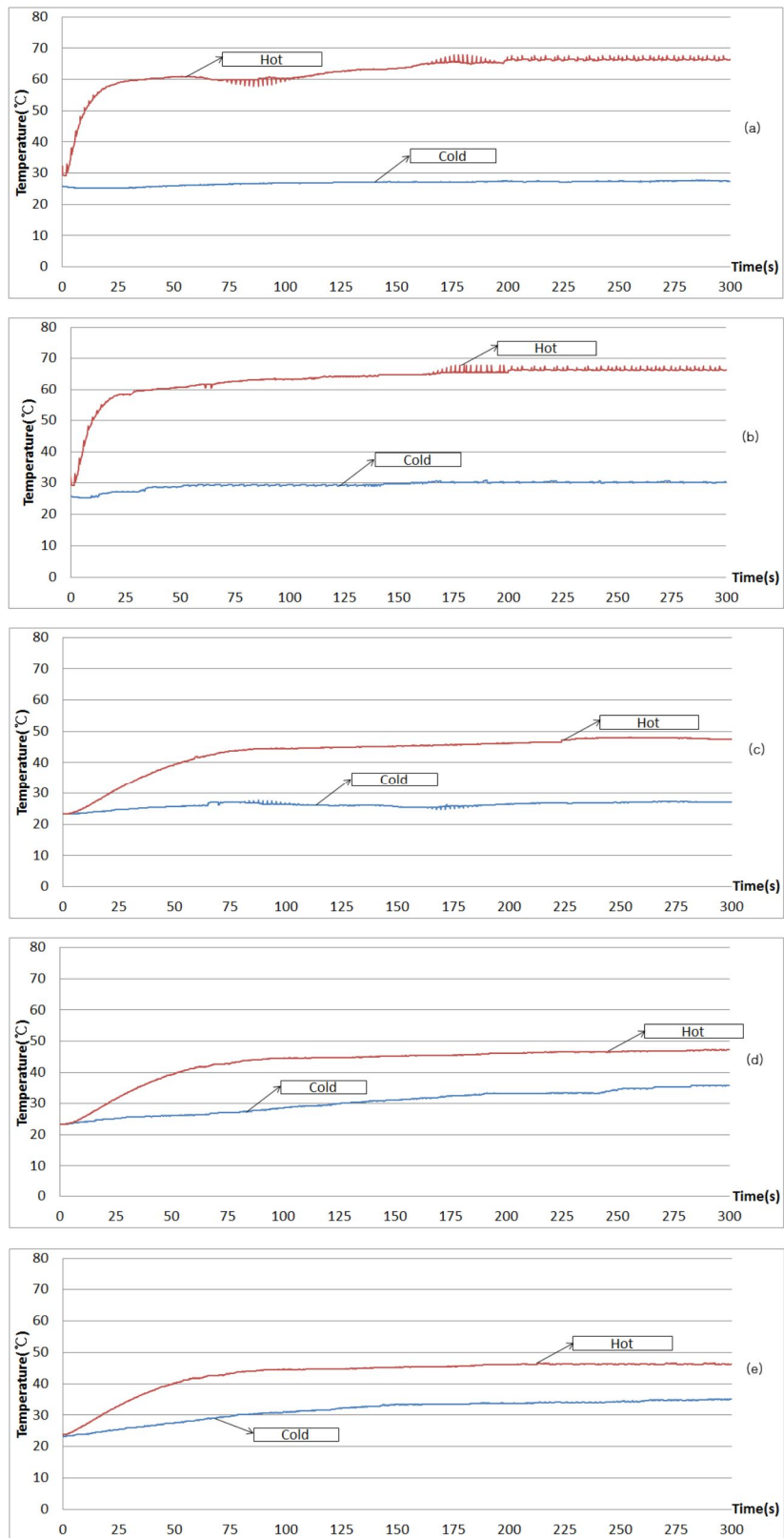


Fig. 26 Temperatures of 30mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

5. 20mm 공명 튜브에서의 주파수 및 온도 분석

공명 튜브의 길이가 20mm일 경우 Fig. 27과 같은 그래프를 얻을 수 있다. 그래프를 살펴보면 20mm의 공명 튜브에서는 평균 2.5kHz의 음향 주파수를 얻을 수 있다. 또한 스택의 길이가 5mm일 때 3006Hz의 최대 음향 주파수 값을 얻을 수 있다. Fig. 25와 마찬가지로 스택의 길이가 15mm, 10mm 일 경우 음향 주파수가 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 스택의 길이가 공명 튜브의 음향 장을 변화시킬 정도로 충분히 크기 때문이다. 또한 Fig. 27(c), (d), (e)에 나타나듯이 스택의 길이가 짧을수록 음향 주파수가 빨리 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 28은 공명 튜브의 길이가 20mm일 때 온도변화를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 튜브의 열린 면에서 측정된 평균 온도가 모든 공명 튜브 중 가장 낮은 것을 확인할 수 있다. 이것은 공명 튜브의 길이가 짧을수록 자연대류의 영향이 크게 미치기 때문이다. 자연대류에 의한 냉각과 물의 순환에 의한 냉각으로 인해 튜브 내부의 온도 구배는 가장 크게 나타나게 된다. 그렇기 때문에 가장 높은 주파수 값을 얻을 수 있는 것으로 나타난다. 또한 Fig. 28 (a), (b)에서와 같이 온도 상승률도 가장 높게 나타난다. 또한 공명 튜브의 열린 쪽에 위치한 스택 면의 경우 외부와 가장 가까이 닿기 때문에 시간에 따른 온도변화가 거의 없는 것으로 나타난다.

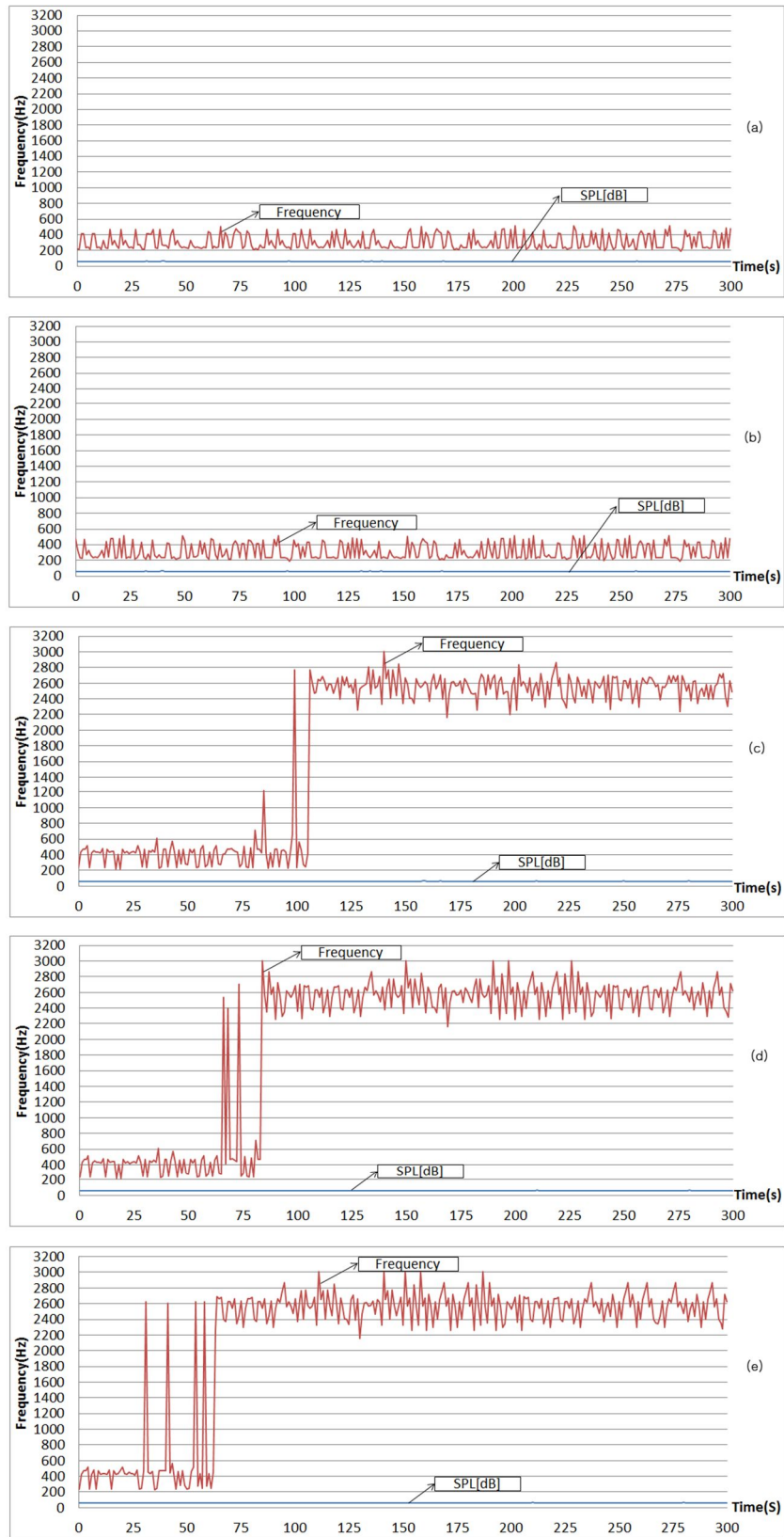


Fig. 27 Frequencies of 20mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

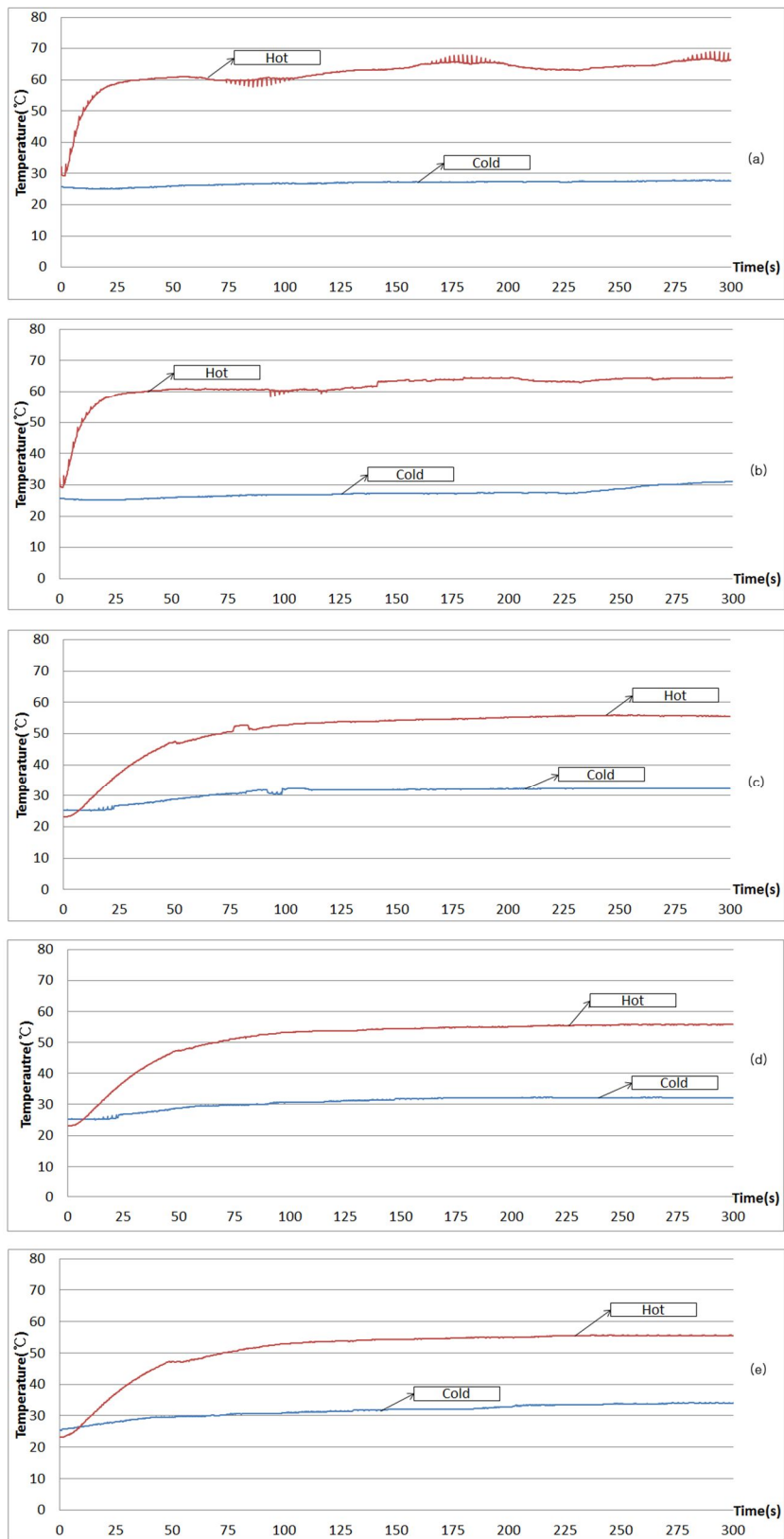


Fig. 28 Temperatures of 20mm resonator tube and stack ; (a) 15mm stack, (b) 10mm stack, (c) 5mm stack, (d) 4mm stack, (e) 3mm stack

V. 결 론

본 연구에서는 열음향 시스템의 기하학적 구조를 변화시키면서 음향주파수와 온도 변화에 대해 살펴 보았다. 공명 튜브는 열전달율이 높은 구리를 이용하여 제작하였으며 공명 튜브의 길이는 50mm, 40mm, 30mm, 20mm를 사용하였다. 또한 스택은 세라믹 재질로써 공명 튜브 내부에서 단열재 역할을 하며 튜브 내부의 온도 구배를 형성한다. 이전 연구를 통하여 얻은 결과를 바탕으로 공진기 튜브내의 스택의 위치를 $L/4$ 지점에 위치시켰다. 이 때 스택의 한쪽 면은 니크롬선을 이용하여 가열하였으며 한 쪽 면은 자연대류에 의해 냉각을 시켰다. 가열 시킬 때 전원공급장치를 이용하여 0.99W를 공급하였다. 실험 과정에서 튜브의 길이가 충분히 짧아질 경우 자연대류에 의한 냉각은 한계가 있기 때문에 튜브에 관을 설치하고 항온수조를 이용하여 낮은 온도의 물을 공명 튜브 외부로 순환시켜 냉각을 하였다. 식(4)와 식(5)를 바탕으로 튜브와 스택의 길이를 변화시키면서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 튜브의 길이에 대한 주파수 값은 튜브의 길이가 짧아 질수록 높은 주파수 값을 얻을 수 있었다. 이것은 식(7)을 통하여 주파수는 튜브 길이에 따라 반비례한다는 것을 알 수 있다. 또한 온도의 경우 온도 구배가 클수록 높은 주파수를 얻을 수 있는 것을 알 수 있었다. 온도의 경우 음속에 영향을 미치기 때문에 온도가 증가하면 음속이 증가하기 때문이다. 스택의 경우 스택의 길이가 길수록 단열이 잘 되고 온도 구배가 커지므로 식(4)의 값이 증가하게 된다.

본 연구에서는 공명 튜브가 20mm일 때, 스택의 길이가 5mm일 때 3006Hz의 최대 음향주파수를 얻을 수 있었다.

(2) Fig. 22, 24, 26, 28을 살펴보면 공진기 튜브의 길이가 짧을수록 온도 구배가 크다는 것을 알 수 있다. 온도 구배는 음속과 관련이 있고 주파수와 음속은 정비례 한

다. 그렇기 때문에 튜브길이가 짧을수록 온도 구배는 크고 음파의 속도가 빠르기 때문에 주파수가 크게 나타나는 것에 영향을 미친다.

(3) 스택의 길이가 짧을수록 스택 표면의 열 교환 부분의 온도 차가 작다는 것을 알 수 있다. 이것은 스택의 길이가 짧을수록 점성과 열적 손실이 적게 작용하므로 열 전달이 잘 일어나기 때문이다. 그러나 본 연구에서는 튜브의 길이가 길지 않기 때문에 스택의 길이에 따른 주파수의 영향에 대해 알아보았을 때, 스택의 길이가 길 경우 온도 구배는 크지만 점성과 열적 손실이 보다 커지게 되어 음향 주파수가 발생되지 않게 된다. 이론적으로 스택의 길이가 튜브길이에 1/4 이상일 때, 열적 손실이 증가하는 것으로 나타난다. 그렇기 때문에 스택의 길이가 15mm일 경우 공명 튜브의 길이가 50mm, 40mm 30mm, 20mm에서 주파수에 노이즈가 많거나 주파수가 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 또한 스택의 길이가 10mm일 때 공명튜브의 길이가 30mm, 20mm에서 주파수가 발생하지 않는다. 또한 스택의 길이가 짧을수록 음향주파수를 빨리 얻을 수 있는 것을 알 수 있다.

본 연구는 추후 개발을 통해 고주파 영역인 30kHz 이상의 주파수 생성을 하기 위한 기초 데이터로 활용될 것이고, 폐열을 열원으로 활용하여 새로운 신재생에너지 분야로 활용될 것이다. 또한 고주파 생성을 위해 튜브와 스택을 보다 짧게 가공하는 기술을 확립해야 하며 스택의 기하학적 구조 및 재질을 변화시킴으로써 효율을 개선할 수 있을 것이다.

VI. 참고문헌

Feldman Jr, K.T (1968) “A study of heat generated pressure oscillations in a closed end pipe”
Ph.D. dissertation, Mechanical Engineering, University of Missouri.

Feldman Jr, K.T (1968) “Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena”
Journal of Sound and Vibration, 7(1), p.71-82

Clement, J. R and Gaffney, J., (1954) “Thermal oscillations in low-temperature apparatus”
Adv. Cryog. Eng., 1, 302

Merkli, P. and Thomann, H., (1975) “Thermoacoustic effects in resonant tube” J. Fluid Mech,
70, 161.

Rott, N., (1980) “Thermoacoustics” Adv. Appl. Mech, 20, 135

Rott, N., (1984) “Thermoacoustic heating at the closed end of an oscillating column” J.
Fluid Mech, 145,1

Tijani, M.E.H., Zeegers, J.C.H. & de Waele, a. T. a. M: (2002) “The optimal stack spacing
for thermoacoustic refrigeration” The Journal of the Acoustical Society of America, 112(1),
p.128.

Symko, O (2004) “Design and development of high-frequency thermoacoustic engines for
thermal management in microelectronics” Microelectronics Journal, 35(2), p.185-191.

Symko, O.G (2010) “Acoustic approach to thermal management: miniature thermoacoustic
engines” Thermal and Thermomechanical Proceedings 10th Intersociety Conference on
Phenomena in Electronics Systems, 2006. IThERM 2006., p.771-776.

- J. J. M. Slot (2009) "Mathematical Aspects of Thermoacoustics" P. H. M. W. in't panhuis.
- Fahey, D. (1992) "Thermoacoustic oscillations in cryogenics. Part 3: avoiding and damping of oscillations." *Cryogenics*, 32(8), pp.703-706.
- Bass, H.E., et al (1995) "A study of element interaction in thermoacoustic engines."
- Chen, K., et al (2011) "Acoustic energy output and coupling effect of a pair of thermoacoustic lasers". *Int. J. Energy Research*,"
- Garrett, S.L. (2005) "Acoustic laser kit instructions" Penn State University.
- G.W.Swift (2002) "Thermoacoustics", Acoustical Society of America
- 윤석왕, 김호철, 김민곤, 서상준, 김영환 (2003) "물리음향학Ⅱ" 아카넷

감사의 글

먼저 이렇게 석사과정 마지막까지 항상 지켜주신 하나님께 정말 감사드립니다. 짧다면 짧고 길다면 긴 석사과정 가운데 좀 더 열심히 하지 못했던 것에 대한 아쉬움이 많이 남는 것 같습니다. 그러나 이런 아쉬움마저 저에게 피와 살이 될 수 있도록 앞으로 더 노력하도록 하겠습니다. 논문을 마치며, 항상 저를 응원해주시고 이끌어주신 모든 분들께 감사 드리며 이렇게 감사의 글로 저의 감사한 마음을 대신하고자 합니다.

먼저, 학부 때부터 지금까지 항상 저의 앞길을 지도해 주시며 조언을 아끼지 않으시고 인생에 있어서 다양한 경험을 할 수 있게 항상 이끌어 주시던 지도교수님 천원기 교수님의 은혜에 진심으로 감사 드립니다. 앞으로 석사 마무리도 정말 흐트러짐 없이 최선을 다하여 은혜에 보답하는 훌륭한 제자가 되겠습니다. 그리고 실험과 논문에 있어 학문적으로 지속적인 조언과 지도를 해주시고 생활에 있어서도 아낌없이 조언 해주신 이윤준 교수님, 김남진 교수님께 감사를 드립니다. 또한 학부 시절부터 지금까지 학문부터 학과 생활에 있어서 많은 도움을 주신 박재우 교수님, 정범진 교수님, 김신 교수님, 이헌주 교수님 정말 감사 드립니다.

학과 생활과 실험실 생활에 있어서 제일 큰 도움을 주신 승진이형, 준호형, 영민이형 정말 감사하다는 말씀 드리고 싶습니다. 아직 미숙하고 못한 후배지만 공부나 인생에 있어 조언을 많이 해주신 것 정말 감사 드립니다. 또한 지금은 졸업하였지만 옆에서 항상 웃음으로 대답해 주시고 조언해 주신 원종이형 정말 감사합니다. 그리고 같이 석사 입학해서 항상 저에게 힘이 되어준 경호형, 인제형, 명선이, 윤정이, 원직이 정말 고마움을 전하고 싶습니다. 또한 저의 학과

생활에 있어 항상 조언해 주시고 얘기해 주신 사랑하는 조교선생님 용현이형, 형훈이형, 우용이형 감사합니다. 그리고 나의 대학 생활을 함께한 희창이, 한배, 혜지, 경재, 재성이, 지현이 정말 고맙다는 말 하고 싶습니다. 그리고 선배라고 항상 잘 따라주던 실험실 식구 원식이, 성신이, 서연이, 정원이, 주원이, 형주, 영빈이 모두 모두 고맙다는 말 하고 싶습니다.

또한 저에게 항상 힘이 되어주고 기도해주시고 세상에 빛과 소금이 되라고 조언 해준 세상에서 가장 사랑하는 나의 가족들 아버지, 어머니, 형 그리고 많은 식구들 정말 감사합니다. 또한 나의 여자친구 사랑하는 혜진이 항상 고맙다는 말 하고 싶었습니다.

마지막으로 여기에 나열하지는 못했지만 항상 저에게 힘이 되어주신 모든 분들 정말로 감사 드리며 응원해주신 것에 꼭 보답하며 모두에게 좋은 일만 가득하길 기도하겠습니다.