

< 논문 >

음향공명기가 장착된 가스터빈 연소실의 음향장 해석

박이선* · 손채훈*
(2004년 8월 13일 접수, 2004년 11월 17일 심사완료)

A Numerical Study on Acoustic Behavior in Gas Turbine Combustor with Acoustic Resonator

I Sun Park and Chae Hoon Sohn

Key Words: Acoustic Resonator(음향공명기), Acoustic Analysis(음향해석), Acoustic Instability
(음향 불안정), Damping Factor(감쇠인자)

Abstract

Acoustic behavior in gas turbine combustor with acoustic resonator is investigated numerically by adopting linear acoustic analysis. Helmholtz-type resonator is employed as acoustic resonator to suppress acoustic instability passively. The tuning frequency of acoustic resonator is adjusted by varying its length. Through harmonic analysis, acoustic-pressure responses of chamber to acoustic excitation are obtained and the resonant acoustic modes are identified. Acoustic damping effect of acoustic resonator is quantified by damping factor. As the tuning frequency of acoustic resonator approaches the target frequency of the resonant mode to be suppressed, mode split from the original resonant mode to lower and upper modes appears and thereby complex patterns of acoustic responses show up. Considering mode split and damping effect as a function of tuning frequency, it is desirable to make acoustic resonator tuned to broad-band frequencies near the maximum frequency of those of the possible upper modes.

1. 서 론

고주파 연소 불안정 또는 음향 불안정은, 가스터빈 연소기나 로켓엔진의 개발 과정에서 고려해야 할 여러 가지 항목 중 하나로서 설정된 연소기의 작동조건에서 안정한 성능을 발휘할 수 있는냐의 여부를 좌우하며, 과거 오랜 동안 연소기 개발에 큰 장애요소중 하나로 인식되어왔다.^(1,2) 고주파 연소 불안정은, 열방출을 섭동이 연소실 내부에서 전파하는 음향파(acoustic wave)와 상호

작용하여 음향파의 진폭을 어느 한도이상으로 증폭시키는 현상을 말한다. 음향 불안정의 부정적 결과로서 분사기면과 연소실 벽면으로의 과도한 열전달 및 그로인한 열손상, 심한 구조물의 진동, 설계된 작동 조건의 예기치 못한 변화가 초래되는 것으로 알려져 있다.^(1,2) 따라서, 연소 시스템의 안정적인 운용을 위해 연소기의 연소 안정성을 확보하는 것이 필요하다.

연소 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 설계인자는 버너(또는 분사기)의 형태와 사양이다. 따라서 버너의 선정 단계에서부터 연소 안정성을 고려해야하며, 이를 통해 상당한 연소 안정성을 설계 초기단계에 확보할 수 있게 된다. 다음 단계의 방법으로, 연소실내에서 발생할 수 있는 음향

* 책임저자, 회원, 조선대학교 항공우주공학과

E-mail : chsohn@chosun.ac.kr

TEL : (062)230-7123 FAX : (062)230-7123

* 조선대학교 대학원 항공우주공학과

과 모드를 억제하는 수동제어기구(passive control device)의 장착이 있다. 음향 안정성을 확보하는 대표적인 수동제어기구로서 배플(baffle)과 음향공명기(acoustic resonator; 이하 음향공)가 있다.⁽¹⁻³⁾

배플과 음향공은 고유의 특징과 장단점이 있다. 음향공의 대표적인 단점중 하나는, 감쇠시킬 수 있는 음향모드의 주파수대역이 좁다는 것이다. 그러나, 음향공의 적용을 통하여 음향 안정성을 확보한 예와 음향공의 효과에 관련된 긍정적인 연구 결과도 보고되어 왔으며, 음향증폭이 특정한 한가지 음향모드에 의해 지배되는 경우 음향공이 충분한 효과를 발휘할 수 있다고 알려져 있다.^(4,5) 음향공의 장착에 의한 연소실내 음향불안정 억제 메카니즘은, 연소실내 음향파가 음향공으로 통하는 오리피스(orifice)를 통과하면서 벽면에 점성 소산으로 음향파의 에너지가 소산(dissipation)되어 음향감쇠가 발생하는 것으로 알려져 있다.⁽²⁾

본 연구에서 해석하는 가스터빈 연소기에서는 진동 발생시 수백 Hz 대역의 압력 섭동이 계속되었고, Helmholtz 공명기 형태의 음향 공명기가 장착되어 있다.⁽⁶⁾ 이러한 배경에 기초하여, 먼저, 기본 연소기(음향공을 장착하지 않은 연소기)의 음향특성(공진 주파수, 음향 모드 등)을 파악하고, 음향공이 장착된 연소기의 음향장 해석을 통해 연소기내 음향장 변화 및 음향공명기의 효과를 조사하였다.

2. 지배방정식과 수치해법

2.1 수치해석 방법

본 연구에서는 파동방정식(wave equation)의 풀이를 통해 연소실내 음향파 거동을 모사하였다. 파동방정식은, 연소실내 유체의 평균 유동을 무시하고, 압력 섭동이 매우 작으며, 매질이 압축되는 과정은 등엔트로피 과정(isentropic process)이고, 속도 섭동과 그 구배(gradient)가 매질의 음속보다 매우 작다는 등의 가정을 도입하여 연속방정식, 운동량 방정식, 음속방정식으로부터 유도되며, 일반적으로 다음과 같은 Helmholtz 방정식으로 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$\nabla^2 p + \left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 p = 0 \quad (1)$$

여기서 p 는 음향파에 의한 압력 섭동값, f 는 주

파수, c 는 음속, ∇^2 는 Laplacian 연산자를 나타낸다. 위 식 (1)에 대한 경계조건은 참고문헌⁽⁷⁾에 자세히 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다.

파동방정식의 풀이를 위해 유한요소법(finite element method ; FEM)의 하나인 Galerkin 방법을 이용하였다.^(6,8) Galerkin 방법의 적용을 통한 수식 유도과정은 참고문헌⁽⁹⁾에 자세히 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다. 본 연구에서는 음향해석(acoustic analysis)에 대해 이미 신뢰성이 검증된 수치해석 코드인 ANSYS^(9,10)를 이용하여 파동방정식의 해를 구하였다.

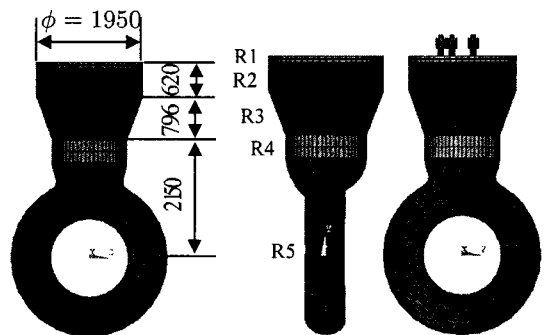
2.2 해석대상 연소실

해석영역으로 버너장착면부터 연소실 출구 즉, 터빈 입구 직전까지의 연소기를 채택하였으며, 연소실의 형상과 격자계를 Fig. 1에 나타내었다. 이는 기존의 연구⁽⁶⁾에서 채택된 연소기와 동일하다. 효과적인 음향 감쇠를 위해 연소실 상부 버너장착면에 3개의 음향공명기를 장착하였다. 음향공명기의 형상과 사용된 격자계를 Fig. 2에 나타내었다. 연소실내에서 공간적으로 온도가 불균일하기 때문에 Table 1에 요약한 바와 같이 온도의 공간적 분포를 고려하였다.⁽⁶⁾

3 이론적인 음향학적 고찰

3.1 음향모드(acoustic modes)

연소실의 기하학적 형상이 간단한 경우, 즉 직육면체나 원통형, 구형인 경우 식 (1)의 이론해가 알려져 있다. 기본적으로 원통형 형상을 갖는 연



(a) Front view (b) Side view (c) Front view
Fig. 1 Geometries and computational grids of combustors without/with acoustic resonators (R# indicates the region number)

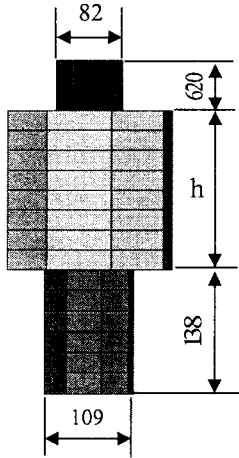


Fig. 2 Computational grid of acoustic resonator

Table 1 Spatial temperature distribution in the combustor

Region. No	Temperature of combustion gas	Speed of sound
R1	653 K	512.3 m/s
R2	1873 K	812.6 m/s
R3	1673 K	768.0 m/s
R4	1473 K	720.6 m/s
R5	1277 K	670.9 m/s

소실에서는 종방향(longitudinal; L), 접선방향(tangential; T), 반경방향(radial; R)의 음향파 모드가 존재하게 된다.⁽⁷⁾ 주요한 저차 음향파 모드(1T, 1R, 2T, 등)에 대한 공간적인 음향파 진동 그림을 Fig. 3에 나타내었다. 각 음향 모드의 특성에 대한 자세한 설명은 참고문헌^(2,7)에 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다.

완전한 원통형 연소실에 대한 이론해를 구하는 과정에서 각 음향모드의 공진주파수(resonant frequency)를 구하는 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$f_{m,n,q} = \frac{c}{2} \left[\left(\frac{\alpha_{mn}}{R} \right)^2 + \left(\frac{q}{L} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

여기서 세 개의 지수 m, n, q 는 각각 개별 접선방향, 반경방향, 종방향(축방향) 음향 모드를 나타내는 지수이며 α_{mn} 은 n 차 제1종 Bessel 함수(J_n)의 1차 도함수를 0으로 만드는 근(root)들, R, L 은 각각 연소실 반경과 축방향 길이를 나타낸다. m, n, q 중 어느 한 지수만이 0이 아닌 경우의 음향

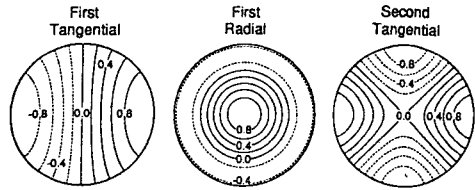


Fig. 3 Major acoustics modes(1T, 1R, 2T)

모드를 순수 음향모드라 하고, 두 개 이상의 지수가 0이 아닌 경우를 복합 모드라고 한다. 물론 본 해석대상의 연소실은 완전한 원통형이 아니므로, 이론적인 수식으로 공진주파수를 구할 수 없으며, 수치적인 음향해석을 통해 구할 수 있다.

3.2 음향공의 주파수 동조(tuning)

고전적인 음향학적 동조방법을 따르자면, 연소실내 음향진동을 감쇠시키기 위해서, 감쇠시키고자 하는 음향파의 주파수에 음향공의 주파수를 동조시켜야 한다.^(2,5,7) 음향공의 형태를 두가지로 분류하면, Fig. 4에 나타난 것 같이 Helmholtz공명기(resonator)와 quarterwave 공명기로 나눌 수 있다. 본 연구에서 채택한 공명기는, 음향공내 유체 온도제어를 위한 연결통로가 덧붙여 Fig. 2에 나타난 바와 같지만 기본적으로 Helmholtz 공명기 형태와 유사하다. 이 경우 음향공의 동조주파수, f_0 는 다음의 식으로 표현된다.⁽⁴⁾

$$f_0 = \frac{c_{AR}}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l)}} \quad (3)$$

여기서, c_{AR} 는 음향공내 유체의 음속, S 는 오리피스 단면적, V 는 음향공의 체적, l 은 오리피스의 길이 Δl 은 질량보정인자로서 근사적으로 $0.85d$ (d 는 오리피스 직경)로 나타낼 수 있다. 기하학적 형상과 관련된 인자를 모두 묶어 G 라 표시했으며, 이를 음향공의 형상인자라 부르겠다. 식 (3)에 따라 음향공의 동조주파수를 조정하기 위해서는 $c_{AR}, S, V, l, \Delta l$ 과 같은 인자들을 단독으로 또는 조합하여 변화시킬 수 있으며, 본 연구에서는 이전의 연구⁽¹¹⁾에서와는 달리 음향공의 음속(c_{AR})은 고정시키고 음향공의 기하학적 인자(h)를 변화시켜서 동조주파수를 조정하였다.

3.3 음향해석 수행방법

음향장 거동을 구하기 위해, 버너장착면에 가진음원을 부여하여 시간에 대해 50~500Hz의 주

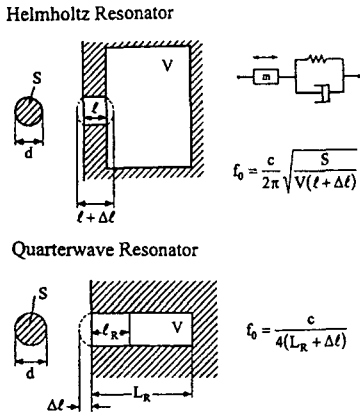


Fig. 4 Helmholtz and quarter-wave resonators [4]

파수를 갖는 정현파(sine wave) 형태로 음원이 가진될 때 연소실내의 음향파 진동 양상(pattern)을 구하는 조화해석(harmonic analysis)을 수행하였다. 이를 통해 음향응답의 극대점을 나타내는 진동수(공진주파수)의 정제, 즉 음향모드 (예를 들어 1T, 1R 등)를 알아낼 수 있으며, 특정 가진주파수에 대한 연소실내 음향진동의 응답 크기, 즉 압력진폭을 구할 수 있다. 본 연구에서 가진음원은 버너장착면 상에서 3시 방향(Fig. 5 참고)에 위치하고 분사기면 면적의 약 1.8%에 해당하는 유한한 면적을 갖도록 하였다. 압력진동 진폭의 값을 나타내기 위한 대표적인 관찰점(monitring point)으로 가진음원의 맞은 편에 위치한 세 개의 지점 - (1) 음향공 영역내 중앙지점(pt_{AR}라 표시), (2) 오리피스 입구부분(pt_{in}), (3) 가진음원의 중심으로부터 180도 맞은편의 최외곽열의 node 점(pt_{ch})-을 선택하였다(Fig. 5참고). pt_{ch}는 연소실의 응답을 대표하는 지점으로 선정되었다. 이 지점들은 모두 압력진동의 배(antinode) 근처에 위치하므로 상대적으로 큰 진폭을 관찰할 수 있다.

음향공에 의한 음향파의 감쇠 정도를 나타내는 인자로서 감쇠인자(damping factor), η 를 사용하였으며 bandwidth 방법을 토대로 다음과 같이 정의하였다.⁽⁴⁾

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \quad (4)$$

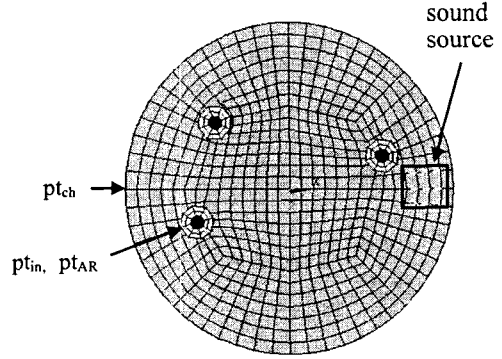


Fig. 5 Locations of sound source and monitoring points

여기서 f_{peak} 는 분석하고자 하는 음향모드 진동수 대역에서 가진음원에 대해 최대 응답(p_{peak})이 나타나는 주파수이고, f_1 과 f_2 는 $p_{peak}/\sqrt{2}$ 값의 응답(압력진동 진폭)을 보이는 주파수들($f_2 > f_1$)이다. 가진주파수-응답 그래프상에서 f_{peak} 을 중심으로 곡선의 벌어진 정도가 클수록 감쇠인자가 큼을 의미한다. 감쇠인자를 구하기 위해서 필요한, 경계면의 물성치인 경계흡수계수, β 의 값은 0.005로 임의로 설정하였다. 가진주파수의 증분은 1.0 Hz로 하였고, 이 값은 계산결과에 영향을 주지 않는 충분히 작은 값을 확인하였다. 음향공명기의 길이 h 는 주파수 미세 동조(fine tuning)를 위해 변수로 하였다. 본 계산에서 22,944개의 요소(element)가 사용되었으며, 해석 결과의 격자 의존성을 조사한 결과, 요소의 개수를 추가로 증가시켜도 정확도의 향상이 거의 없음을 확인하였다.

4. 결과 및 논의

4.1 기본 공진주파수

음향공의 주파수 동조를 위해서는 음향공이 없는 기본 연소실(또는 음향공이 전혀 동조되어 있지 않은 연소실)의 공진주파수를 먼저 파악해야 한다. 이를 기본 공진주파수와 부르도록 하겠으며, 음향해석을 통해 구한 주요한 음향모드의 기본 공진주파수를 Table 2에 나타내었다. 기본 연소실의 음향 응답을 Fig. 6에 나타내었다. 250Hz 근처에 진폭이 작고 큰 두 개의 peak이 존재하였다. 왼쪽의 peak(248Hz)은 1T 모드, 오른쪽(255Hz)

은 1T1L에 해당하는데, 둘을 통틀어 1T계열 모드라 부르겠다. 음향공의 동조를 통해, 여러 개의 공진주파수중 1T계열 모드의 압력섭동 감쇠 특성을 조사하였다. 참고로 기본 연소실에서의 1T1L 모드 감쇠인자는 1.234%였다.

앞의 식 (3)을 이용하여 동조주파수, f_o 를 예측하기 위해서는 Δl 을 정확하게 평가해야 한다. 음향공 오리피스 직경이 상당히 작은 경우

Table 2 Resonant frequencies in combustion chamber without acoustic resonator

acoustic modes	1L	2L	1T1L	2T
frequencies [Hz]	60	127	255	390

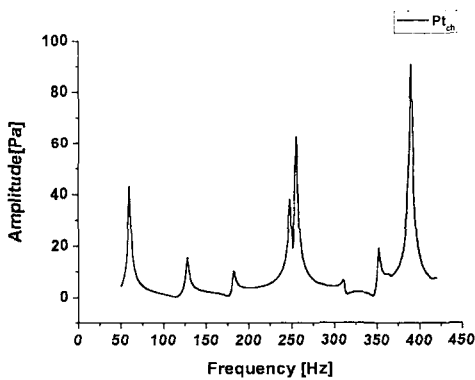


Fig. 6 Acoustic-pressure response of combustion chamber without acoustic resonator

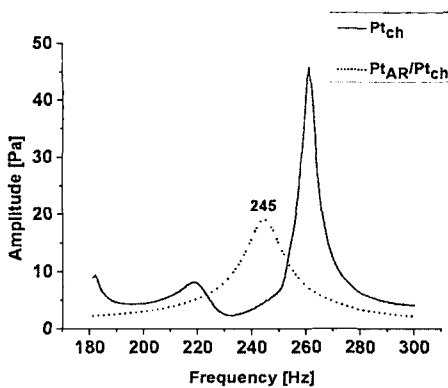


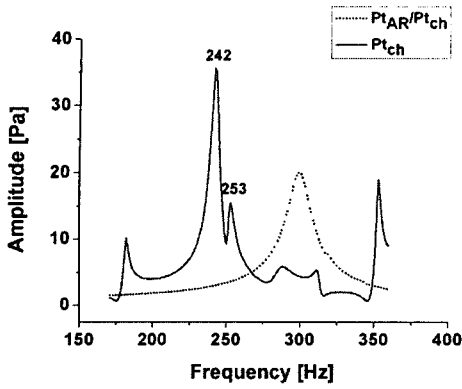
Fig. 7 Tuning frequency calculated from acoustic analysis with $h=172$ mm

$\Delta l=0.85d$ 라는 근사식을 적용할 수 있다고 알려져 있으나,⁽⁴⁾ 본 음향공의 경우 직경이 꽤 크므로 이러한 근사식의 유효성이 의문시된다. 따라서 먼저 음향해석을 통해 임의로 $h=172$ mm인 경우의 동조주파수를 구하였다. 동조주파수는 연소실 응답과 음향공 응답의 비(pt_{AR}/pt_{ch})가 최대가 되는 주파수에 해당한다. 계산 결과를 Fig. 7에 나타내었으며, 이로부터 245 Hz의 동조주파수를 가짐을 알 수 있다. 다음으로, 식 (3)의 f_o 에 245 Hz를 대입하여 $\Delta l(=46\text{mm})$ 을 구하였다. 이러한 계산으로부터 파악된 Δl 값을 토대로 다음 절에서 이론적인 동조주파수를 예측하였고, 음향해석을 통해 구한 f_o 와 비교하였다.

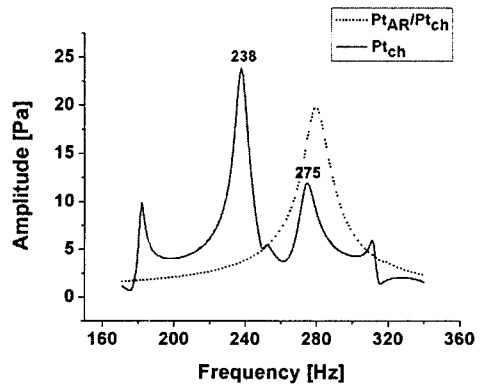
4.2 주파수동조에 따른 연소실 응답

음향공의 길이(h)를 조절하여 음향공의 동조주파수, f_o 를 300Hz부터 200Hz까지 변화시켜가면서 연소실의 압력진동 진폭을 구하여 Fig. 8에 나타내었다. 300 Hz에 동조된 경우, 1T계열 모드의 주파수, f_{1T} 는 253, 242Hz로 바뀌어 기본 공진주파수(255 Hz)보다 감소하였고, 그 진폭도 상당히 감소하였다. 동조주파수를 기본 공진주파수에 더 접근시켜서 280 Hz에 동조시킨 경우, 1T계열 모드의 분할(split) 현상이 뚜렷하게 나타났다(Fig. 8b 참고). 이러한 모드분할 현상은 음향공 동조시 흔히 나타나는 것으로 알려져 있으며^(11,12) 음향 불안정 억제 관점에서 상당히 주목할 점이다. 분할된 두 개의 1T계열 모드중 주파수가 작은 것을 저 1T(1T_L) 모드, 큰 것을 고 1T(1T_U) 모드라고 부르겠다. 그림에서 볼수 있듯이 고 1T 모드의 진폭이 저 1T 모드에 비해 상당히 작다. 동조주파수가 260Hz, 240Hz로 점점 감소함에 따라, 고 1T 모드의 진폭은 증가하고, 저 1T 모드의 진폭은 감소하였는데 이는 동조주파수가 점점 저 1T 모드로 접근하여 그 근처 주파수 대역의 감쇠 효과가 커지기 때문이다.

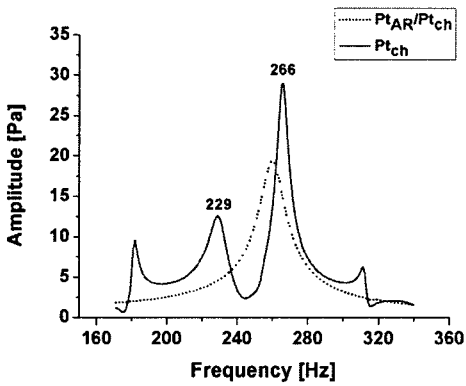
음향공이 장착되지 않은 연소실에서의 1T1L 모드 주파수가 255Hz이기에, 고전적인 음향학적 동조방법에 따라, 이 모드를 감쇠시키기 위해 음향공의 주파수를 255Hz에 동조시키더라도, 모드 분할 현상때문에 음향감쇠 효과를 간단히 파악하기 어렵다. 대체로 동조주파수를 중심으로 좌우에 저 1T 모드와 고 1T 모드가 형성되었으며 동



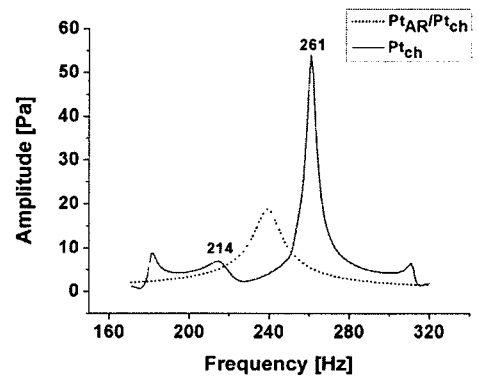
(a) $f_o=300$ Hz



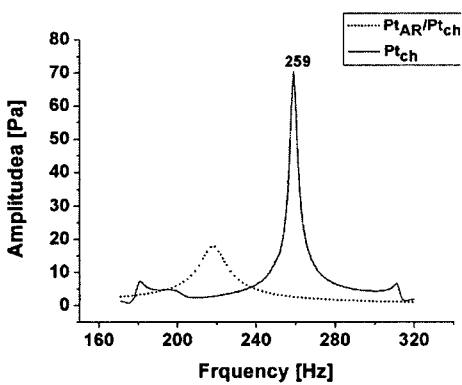
(b) $f_o=280$ Hz



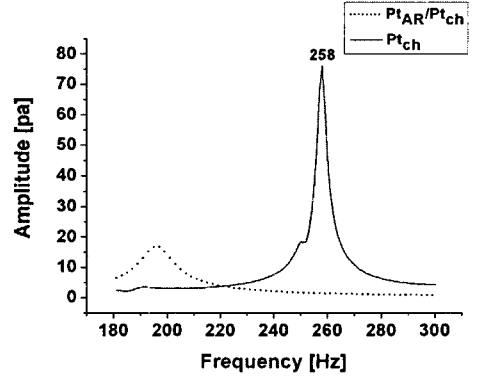
(c) $f_o=260$ Hz



(d) $f_o=240$ Hz



(e) $f_o=220$ Hz



(f) $f_o=200$ Hz

Fig. 8 Acoustic-pressure responses of combustion chamber to acoustic excitation at various tuning frequencies

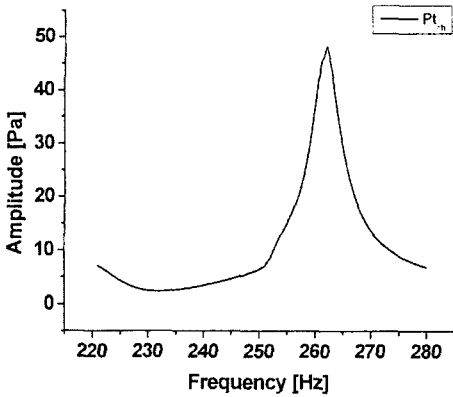


Fig. 9 Acoustic-pressure response at tuning frequency of 273 Hz

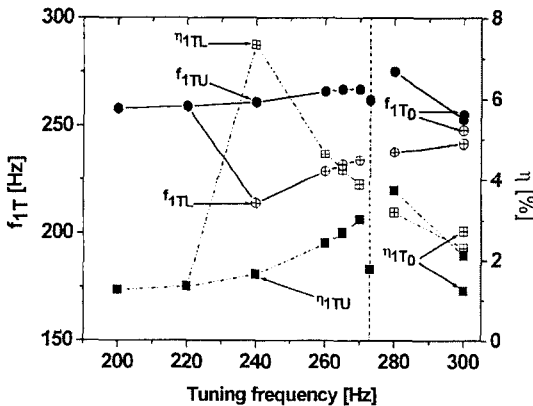


Fig. 10 Frequencies and damping factors of acoustic modes splitted from the first tangential mode as a function of tuning frequency (subscript 0 indicates value in chamber without acoustic resonator)

조주파수 감소에 따라 저 1T모드의 주파수도 계속 감소하는 양상을 보이고 있다.

특이한 점으로, 동조주파수를 273 Hz로 설정한 경우, Fig. 9에 나타난 바와 모드 분할이 나타나지 않음을 발견하였다. 고유주파수의 각 peak은, f_{peak} 을 중심으로 좌우 에너지 비대칭인 상태로 존재하므로, 에너지 비대칭성을 고려하지 않고 $f_o = f_{peak}$ 에 동조시키면 모드 분할 현상이 나타나는 것으로 판단된다. 근사적인 방법으로 해석한 결과, 255 Hz의 peak에 대해 에너지 균형을 맞춰주는 주파수가 273 Hz인 것으로 계산되었다. f_o 가

273 Hz에서 약간이라도 벗어나면 모드 분할이 관찰되었다. 이러한 에너지 비대칭성을 고려한 동조 방법에 대해서는 향후에 좀더 엄밀한 분석적 연구가 수행될 예정이다.

Fig. 10에 동조주파수에 따른 공진 주파수 변화와 감쇠인자를 종합적으로 나타내었다. 모드 분할이 나타나지 않은 $f_o=273$ Hz에서 불연속성이 나타났으며, 예상과 달리 감쇠인자가 감소하였다. 모드분할이 생기는 280 Hz를 전후로 큰 감쇠인자 값을 보여주었다. 최적 동조주파수 선정의 관점에서, 이전 연구 결과(참고문헌[11]의 Fig. 6)와 본 연구 결과를 종합하여 일관적인 다음의 결론을 얻을 수 있다. 즉, 최대 감쇠효과를 얻기 위해서는 가능한 최대 고 1T 모드 주파수 값 근처에 동조주파수를 설정하는 것이 바람직하다.

5. 결론

가스터빈 엔진 연소실에 장착된 음향공명기에 의해 야기되는 음향학적 감쇠 효과를 선형 음향 해석을 통해 조사하였다. 음향공내 음속은 고정시키고, 음향공의 길이를 조정하여 동조주파수를 변화시켜가면서 가진음원에 대한 연소실의 음향 진동 응답을 구하고, 제1접선방향 음향모드의 감쇠효과를 연구하였다.

동조주파수가 제1접선방향 음향모드의 공진주파수에 접근함에 따라 모드분할 현상이 나타났으며, 이로 인해 음향공을 본래의 제1접선방향 음향모드의 주파수에 동조시킨다고 하더라도 최적의 효과가 나타나지 않았다. 동조주파수의 함수로서 모드분할 현상과 분할된 각 모드의 주파수 및 감쇠인자를 계산하였으며, 이를 토대로 효과적인 감쇠를 위한 동조주파수 설정 방향을 밝힐 수 있었다. 즉, 음향공에 의한 연소실내 음향진동의 효과적인 감쇠를 위해서는, 억제하고자 하는 음향 모드로부터 분할 가능한 최대 고 음향 모드 주파수 값 근처에 동조주파수를 설정하는 것이 바람직하다.

음향 모드 분할은, 각 모드의 peak을 중심으로 좌우 에너지 비대칭성에 의해 야기되며, 결과적으로 음향학적 거동을 복잡하게 만든다. 본 연구를 통해 모드 분할을 억제하기 위한 동조 방안을 개념적으로 적용시켜보았다. 향후의 연구로서 이에 대한 좀더 엄밀한 분석적 연구를 수행할 예정이다.

후 기

이 논문은 2004년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Lefebvre, A. H., 1998, *Gas Turbine Combustion*, 2nd Ed., Taylor & Francis.
- (2) Harje, D. J. and Reardon, F. H. (eds.), 1972, *Liquid Propellant Rocket Combustion Instability*, NASA SP-194.
- (3) NASA, 1974, *Liquid Rocket Engine Combustion Stabilization Devices*, NASA SP-8113.
- (4) Laudien, E., Pongratz, R., Pierro, R. and Preclik, D., 1995, in *Liquid Rocket Engine Combustion Instability* (V. Yang, and W. E. Anderson, eds.), *Progress in Astronautics and Aeronautics*, Vol. 169, AIAA, Washington DC, pp. 377~399.
- (5) Oberg, C. L., 1971, "Combustion Stabilization with Acoustic Cavities," *Journal of Spacecraft and Rockets*, Vol. 8, No. 12, pp. 1220~1225.
- (6) Sohn, C. H. and Cho, H. C., 2004, "Numerical Analysis of Acoustic Characteristics in Gas Turbine Combustor with Spatial Non-homogeneity," *KSME International Journal*, Vol. 18, No. 8, pp. 1461~1469.
- (7) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., 1977, *Gas Dynamics*, Vol. II, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (8) Chapra, S. C. and Canale, R. P., 1989, *Numerical Methods for Engineers*, 2nd ed., McGraw-Hill, Singapore.
- (9) ANSYS User's Manual for revision 5.0, 1993, Volume IV, Theory, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, PA.
- (10) Sohn, C. H., 2002, "A Numerical Study on Acoustic Behavior in Baffled Combustion Chambers," *Transactions of the KSME(B)*, Vol. 26, No. 7, pp. 966~975.
- (11) Sohn, C. H. and Kim, Y.-M., 2002, "A Numerical Study on Acoustic Behavior in Combustion Chambers with Acoustic Cavity," *Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 30, No. 4, pp. 28~37.
- (12) Camporeale, S. M., Forte, A., Fortunato, B., Mastrovito, M. and Ferrante, A., 2004, "Numerical Simulation of the Acoustic Pressure Field in an Annular Combustion Chamber with Helmholtz Resonators," *ASME paper GT2004-54139*.