

로켓엔진 연소기에서 음향 공명기의 bituning에 관한 수치적 연구

이수룡* · 손채훈**

A Numerical Study on Bituning of Acoustic Resonator in a Combustion Chamber of Liquid Rocket Engine

Su Ryong Lee* · Chae Hoon Sohn**

ABSTRACT

A linear acoustic analysis is conducted to examine bituning of acoustic resonators for acoustic damping in a combustion chamber of liquid rocket engine. Bituned resonators are tuned to the two principal modes, the first tangential(1T) and the first radial(1R) modes. First, the acoustic-damping effect of monotuned resonators is investigated. The damping capacity is quantified by damping factor as a function of the number of the resonators monotuned to 1T or 1R mode. Next, the damping characteristics of the bituned resonators are investigated. From the numerical data, the number of resonators, to be tuned to 1T and 1R modes, respectively, can be selected properly. Furthermore, the concept of resonator bituning is applied to reduce the degradation of damping effect caused by the mode split and thereby, optimal bituning frequencies are found.

초 록

액체 로켓엔진 연소기에서 음향감쇠에 미치는 음향 공명기의 이중 주파수 동조(bituning) 효과를, 선형 음향해석을 통해 조사하였다. 이중 주파수 동조된 공명기는, 두가지 주요한 음향파 진동 모드인 제1 접선 방향(1T) 모드와 제1반경 방향(1R) 모드에 동조된다. 먼저, 단일 주파수 동조된 공명기의 음향감쇠 효과를 조사하였다. 감쇠 성능은, 1T 또는 1R 모드에 동조된 공명기 개수의 함수로서 감쇠인자에 의해 정량화되었다. 다음으로, 이중 주파수 동조된 공명기의 감쇠 특성을 조사하였다. 수치해석 결과로부터, 1T와 1R 모드 각각에 동조될 적절한 공명기의 개수를 선정할 수 있다. 더 나아가, 모드 분할 현상에 의한 음향감쇠 효과의 저하를 줄이기 위해 이와 같은 이중 주파수 동조의 개념을 적용하였으며, 이를 통해 최적의 이중 동조 주파수를 찾을 수 있었다.

Key Words: Bituning(이중 주파수 동조), Acoustic Resonator(음향 공명기), Liquid Rocket Engine(액체 로켓엔진), Acoustic Damping(음향감쇠)

† 2005년 12월 7일 접수 ~ 2006년 3월 14일 심사완료

* 정회원, 서울산업대학교 자동차공학과

** 정회원, 조선대학교 항공우주공학과

연락처, E-mail: chsohn@chosun.ac.kr

액체 로켓엔진의 고주파 연소 불안정은, 연소 과정중에 발생하는 열방출이, 연소실 내부에서 진동하며 전파하는 음향파(acoustic wave)와 상호작용하여 음향파의 진폭을 어느 한도 이상으로 증폭시키는 현상을 말한다[1]. 음향 불안정의 부정적 결과로서 분사기면과 연소실 벽면으로의 과도한 열전달 및 그로인한 열손상, 심한 구조물의 진동, 설계된 작동 조건의 예기치 못한 변화가 초래되는 것으로 알려져 있으며, 최악의 경우 엔진의 파괴에까지 이르기도 한다[1, 2]. 따라서 로켓의 안정적인 비행을 위해 연소실의 음향 안정성을 확보하는 것은 엔진 개발의 필수 요소이다.

액체 로켓엔진에서 음향 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 설계인자는 분사기의 형태와 사양이다. 따라서 분사기의 선정 단계에서부터 음향 안정성을 고려해야하며, 이를 통해 상당한 음향 안정성을 설계 초기단계에 확보할 수 있게된다[3]. 다음 단계의 방법으로, 연소실내에서 발생할 수 있는 음향파 모드를 억제하는 수동제어기구(passive control device)의 장착이 있다. 음향 안정성을 확보하는 대표적인 수동제어기구로서 배플(baffle)과 음향 공명기(acoustic resonator)가 있다[1, 4]. 배플과 공명기는 고유의 특징과 장단점이 있으나, 실용적인 적용단계에서는 배플이 좀 더 보편적으로 사용되어 왔고 상대적으로 확실한 음향 감쇠의 효과를 나타내는 것으로 알려져 있다. 음향 공명기의 대표적인 단점중 하나는, 감쇠시킬 수 있는 음향모드의 주파수대역이 좁다는 것이다. 그러나, 공명기의 적용을 통하여 음향 안정성을 확보한 예와 음향공의 효과에 관련된 긍정적인 연구 결과도 보고되어 왔으며, 음향 증폭이, 특정한 한가지 음향모드에 의해 지배되는 경우 음향 공명기가 충분한 효과를 발휘할 수 있다고 알려져 있다[5, 6].

본 연구에서는 수동제어기구중, 배플에 비해 장착의 용이성이 뛰어난 음향 공명기의 음향학적 감쇠효과에 초점을 맞추었다. 액체 로켓엔진 연소실과 같은 비교적 단순한 기하학적 형상에 대해서는 종방향, 횡방향 (접선방향, 반경방향)의

뚜렷한 음향파 모드(mode)가 모두 존재할 수 있다[7]. 과거의 여러 실험 결과들은, 고주파 연소 불안정성이 발생될 때 이러한 모드 중 특히 횡방향 모드의 음향 모드가 주로 관찰된다고 보고하였다. 따라서, 한가지 음향 모드가 아닌 여러 모드에서 압력진동이 발생할 수 있으며, 이를 방지하기 위한 음향 공명기의 적절한 다중 주파수 동조(tuning) 방안을 시도할 필요가 있다. 따라서, 본 연구에서는 단일 주파수 동조(monotuning)가 아닌 이중 주파수 동조(bituning) 특성을 수치해석적으로 조사하고자 한다.

한편, 최근의 음향 공명기 동조 방안에 대한 연구 결과[8], 음향공 동조시 모드 분할(mode split) 현상으로 인해 음향감쇠 효과가 저하된다고 보고된 바 있다. 이와 같은 음향감쇠 저하 효과를 줄이기 위해 이중 주파수 동조 개념을 적용한 최적 동조 방안을 제시하고자 한다.

2. 지배방정식과 수치해석 방법

2.1 지배방정식

연소실내의 음향학적 거동을 해석하기 위해 고전적인 음향학 이론을 도입할 수 있다[7, 9, 10]. 유체 매질은 점성이 무시된 완전기체로서 등엔트로피 과정을 겪는다고 가정하고 음향학적 상태량들을 Eq. 1과 같이 평균값과 섭동량으로 구분한다.

$$\begin{aligned} p(x, t) &= p_0(x) + p'(x, t), \\ u(x, t) &= u_0(x) + u'(x, t), \\ \rho(x, t) &= \rho_0(x) + \rho'(x, t) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, p 는 압력, u 는 속도 벡터, ρ 는 밀도를 나타내며, 하첨자 0는 평균값 '은 섭동량을 나타낸다.

평균값에 비해 섭동량의 크기가 매우 작다는 선형 음향가정(linear acoustic assumption)을 도입하면, 질량, 운동량 그리고 에너지에 대한 보존방정식으로부터 일반적으로 잘 알려진 다음의 파동방정식(wave equation)을 유도할 수 있다.

$$\nabla^2 p' - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{2}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} (\mathbf{M} \cdot \nabla p') - (\mathbf{M} \cdot \nabla) (\mathbf{M} \cdot \nabla p') = 0 \quad (2)$$

여기서 c_0 는 음속, \mathbf{M} 은 마하수를 나타낸다. 따라서, Eq. 2의 마지막 두 항은 유체 매질내에 평균 속도장이 존재하는 경우에 나타난다. 여기서 모든 음향학적 변수들이 주어진 주파수, f 에 대해 시간에 따라 주기적으로 나타난다는 조화 가정(harmonic assumption)을 도입한다. 이를 통해 비정상적 시간영역상에서 나타나는 변수들을 공간상의 변화만을 갖는 주파수 영역(steady frequency domain)으로 변환할 수 있으며, 복소 음향압력(complex acoustic pressure)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p'(\mathbf{x}, t) = Re\{\tilde{p}'(\mathbf{x}, t)\} = Re\{\tilde{P}(\mathbf{x})e^{-i\omega t}\}$$

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = Re\{\tilde{\mathbf{u}}(\mathbf{x}, t)\} = Re\{\tilde{\mathbf{U}}(\mathbf{x})e^{-i\omega t}\} \quad (3)$$

여기서 (\sim) 는 복소수임을 나타내고, $\omega = 2\pi f$ 는 각주파수(angular frequency)이다. Eq. 3을 파동방정식 Eq. 2에 대입하면 시간에 따른 항이 소거되고 아래와 같은 방정식을 유도할 수 있다.

$$\nabla^2 \tilde{P} + k^2 \tilde{P} + i2k(\mathbf{M} \cdot \nabla \tilde{P}) - (\mathbf{M} \cdot \nabla) (\mathbf{M} \cdot \nabla \tilde{P}) = 0 \quad (4)$$

여기서, $k = \omega/c_0 = 2\pi f/c_0$ 를 나타낸다. Eq. 4에서 평균유동의 공간상 구배가 크지 않다고 가정하면, 대류(convected) Helmholtz 방정식을 얻게 된다. 추가로 평균유동이 존재하지 않는다면 Eq. 5와 같은 일반적인 Helmholtz 방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \tilde{P}}{\partial z^2} + k^2 \tilde{P} = 0 \quad (5)$$

결국 평균 유동이 존재하지 않는 Helmholtz 방정식인 Eq. 5를 풀어서 복소음향압력 $\tilde{P}(\mathbf{x})$ 에 대한 정상상태 해를 얻을 수 있다면 실제 알고자 하는 음향압력 $p'(\mathbf{x}, t)$ 를 조화가정에 의한 관계식

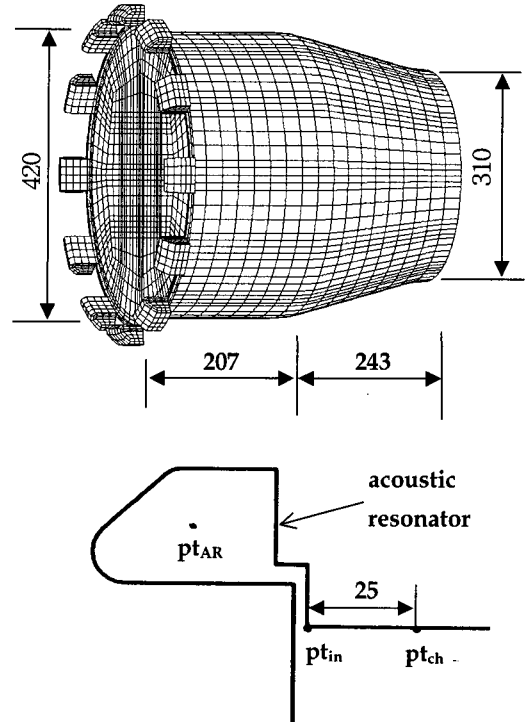


Fig. 1 Geometry and Computational Grids of the Sample Chamber with Acoustic Resonators [unit: mm]

Eq. 3을 통해 구할 수 있다. 이러한 조화가정에 의한 해석 방법은, 파동방정식인 Eq. 2를 직접적으로 시간에 따라 해석하는 것에 비해 훨씬 더 효과적이고 편리한 방법임을 알 수 있다. 경계조건으로는 각 경계에 적당한 음향저항, Z 값을 부여하였다. Helmholtz 방정식의 풀이를 위해 KAA3D 수치해석 코드를 사용하였고, 자세한 풀이 방법은 참고문헌[9, 11]에 기술되어 있으므로 여기서는 생략한다.

2.2 해석대상 연소실과 공명기

해석영역으로 분사기면부터 노즐 목(throat)까지의 연소실을 채택하였고, 분사기면 주위로 12개의 공명기가 장착된 연소실의 형상과 사용된 격자계를 Fig. 1에 나타내었다. 실제 연소유동장에서 노즐 목은 음속조건을 만족하기에 음향학적으로 닫힌 끝단(acoustically closed end)이라 볼 수 있으므로, 이 그림에서 유체주위의 경계조

건으로 모두 벽경계조건을 사용할 수 있다. 분사기면쪽의 직경은 420 mm, 노즐 목의 직경은 310 mm이며, 분사기면으로부터 노즐 목까지의 축방향 길이는 450 mm, 연소실의 수축부(converging part)가 시작되는 지점까지의 축방향 길이는 207 mm이다. 따라서 수축부의 시작점부터 노즐 목까지의 길이는 243 mm이다. 연소실내 유체는 상온의 공기로서 밀도는 1.21 kg/m³, 음속은 340 m/s로 설정하였다. 음향공의 온도는 주파수 동조를 위해 변화시켰다.

본 계산에서 약 17,000개의 요소(element)가 사용되었으며, 해석 결과의 격자 의존성을 조사한 결과, 요소의 개수를 추가로 증가시켜도 5% 이내의 오차를 보여 정확도의 향상이 거의 없음을 확인하였다.

23 음향 공명기의 주파수 동조(tuning)

고전적인 음향학적 동조방법을 따르자면, 연소실내 음향진동을 감쇠시키기 위해서, 감쇠시키고자 하는 음향파의 주파수에 공명기의 주파수를 동조시켜야 한다[1, 4, 12]. 본 연구에서 채택한 공명기는 Helmholtz 공명기 형태이므로 공명기의 동조주파수, f_0 는 다음의 식으로 표현된다 [12].

$$f_0 = \frac{c_{AR}}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V(l + \Delta l)}} = c_{AR} \times G_{AR} \quad (6)$$

여기서, c_{AR} 은 공명기내 유체의 음속, S 는 오리피스 단면적, V 는 공명기의 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_{AR} 이라 표시했으며, 이를 음향공의 형상인자라 부르겠다. Eq. 6에 따라 음향공의 동조주파수를 조정하기 위해서는 c_{AR} , S , V , l , Δl 과 같은 인자들을 단독으로 또는 조합하여 변화시킬 수 있으며, 본 연구에서는 공명기와 오리피스의 기하학적 인자를 고정시키고 c_{AR} 만을 변화시켜

동조주파수를 조정하였다.

24 음향해석 수행방법

음향장 거동을 구하기 위해, 분사기면에 임의의 가진음원을 부여하여 시간에 대해 정현파(sine wave) 형태로 음원이 가진될 때 연소실내의 음향과 진동 양상(pattern)을 구하는 조화해석(harmonic analysis)을 수행하였다. 이를 통해 음향응답의 극대점을 나타내는 진동수(공진주파수)의 정체, 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 분사기면 상에서 6시방향(Fig. 1 참고)으로 연소실 반경의 0.67에 위치하고 분사기면 면적의 약 1.8%에 해당하는 유한한 면적을 갖도록 하였다. 가진음원의 위치와 면적을 변화시켜 가진음원의 효과를 조사한 결과, 가진음원에 의해 계산결과의 정성적 경향은 동일하였다. 또한, 가진주파수의 증분은 1.0 Hz로 하였고, 이 값은 계산결과에 영향을 주지않는 충분히 작은 값을 확인하였다. 압력진동 진폭의 값을 나타내기 위한 대표적인 관찰점(monitored point)으로 가진음원의 맞은 편에 위치한 세 개의 지점—(1)공명기 내부 중앙지점(pt_{AR} 이라고 표시), (2) 오리피스 입구부분으로서 연소실 벽과 맞닿은 점(pt_m), (3) pt_m 으로부터 축방향으로 2.5 cm 떨어진 지점(pt_{ch})—을 선택하였다(Fig. 1 참고). pt_{ch} 는 연소실의 응답을 대표하는 지점으로 선정되었다. 그리고, 이 지점들은 모두 압력진동의 배(antinode)에 위치하므로 상대적으로 큰 진폭을 관찰할 수 있다.

공명기에 의한 음향파의 감쇠 정도를 나타내는 인자로서 감쇠인자(damping factor), η 를 사용하였으며 bandwidth 방법을 토대로 다음과 같이 정의하였다[12].

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \quad (7)$$

여기서 f_{peak} 는 분석하고자 하는 음향모드 진동

수 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 설정하였다[8].

3. 결과 및 논의

3.1 기본 공진주파수

음향공의 주파수 동조를 위해서는 음향공이 없는 기본 연소실(또는 음향공이 전혀 동조되어 있지 않은 연소실)의 공진주파수를 먼저 파악해야 한다. 이를 기본 공진주파수라 부르도록 하겠으며, 음향해석을 통해 구한 주요한 음향모드의 기본 공진주파수를 table 1에 나타내었다. 기본 연소실에서의 제1접선 방향(1T) 모드 감쇠인자는 1.076%였다.

Table 1. Resonant Frequencies in Combustion Chamber without Acoustic Resonator

acoustic modes	1L	1T	1T1L	2L	2T	1R
frequencies [Hz]	410.8	513.9	694.1	759.8	824.1	1018.1

해석대상의 음향공은 곡률로 인해 기하학적 형상이 단순하지 않으므로 공명기의 형상인자, G_{AR} 을 정확히 계산하기 어렵다. 따라서, 정확한 G_{AR} 결정을 위해 음향공내 음속을 연소실의 음속과 같은 340m/s로 설정하고 가진주파수 390~850Hz에 대해 연소실의 응답(압력진동 진폭)을 구하여 Fig. 2에 나타내었다. 음향공의 동조 주파수를 결정하기 위해 수행된 몇가지 연구결과들이 있다[8, 13]. 본 연구에서는, Fig. 2와 같

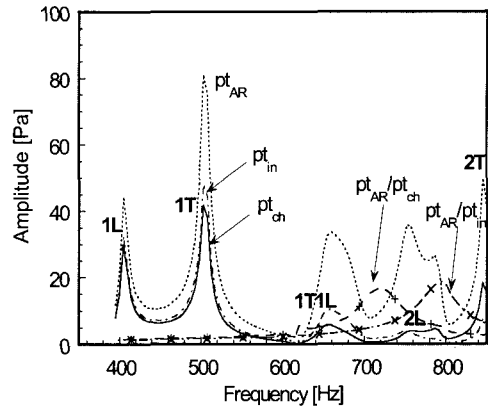


Fig. 2 Acoustic Pressure Responses of Combustion Chamber to Acoustic Excitation($c_{AR} = 340$ m/s)

은 응답곡선에서 pt_{AR}/pt_{ch} 의 값(즉, 연소실내 압력진동 진폭에 대한 음향공내 압력진동 진폭의 비)이 최대인 주파수로 선정하였으며, 약 718Hz로 나타났다. 따라서 Eq. 6에 의해 G_{AR} 은 약 2.11 m^{-1} 이다. Fig. 2에는 주파수의 오름차순으로 나타난 연소실내 주요한 음향모드를 표시하였으며, 진폭이 가장 큰 모드는 1T 모드임을 알 수 있다. 이 그림에서 약 720 Hz를 중심으로 좌우의 압력진동 진폭이 상당히 작고, 곡선의 모양이 완만하다는 것로부터, 음향공에 의한 음향과 감쇠효과가 충분히 나타났음을 알 수 있다. 이에 반해, 동조가 되어있지 않은 1L, 1T, 2T 등의 음향모드는 별로 감쇠되지 않았다.

위 계산으로부터 파악된 G_{AR} 값을 토대로, 다음의 절들에서 1T와 1R모드에 단일 주파수 동조(monotuning)된 음향공에 의한 음향과 감쇠 현상 및 그 두가지 모드를 동시에 감쇠시키기 위한 이중 주파수 동조(bituning), 모드 분할 현상에 의한 음향감쇠 효과의 저하를 줄이기 위한 이중 주파수 동조 방안에 대해 차례로 조사하겠다.

3.2 단일 주파수 동조(monotuning)

이전의 연구 결과[8]에 따라, 모드 분할을 피하면서 1T 모드를 억제하기 위해 전체 12개의 공명기중 3개를 570 Hz에 동조시켜 음향해석을

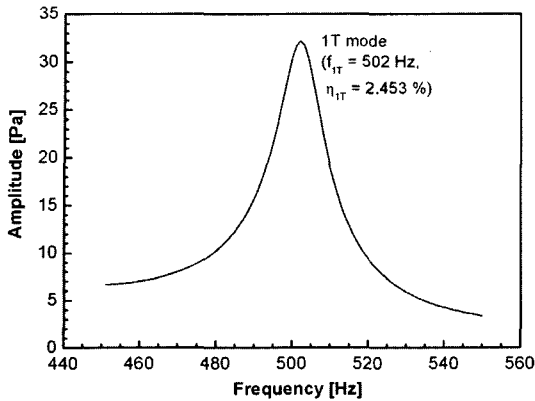


Fig. 3 Acoustic-Pressure Response of Combustion Chamber with Three Acoustic Resonators Monotuned to 1T mode

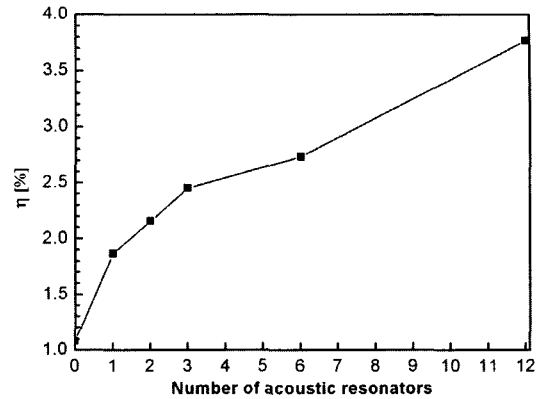


Fig. 5 Damping Factors of Combustion Chamber with Acoustic Resonators Monotuned to 1T mode

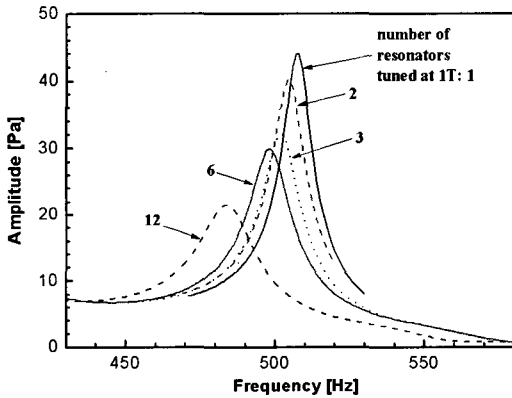


Fig. 4 Acoustic-Pressure Responses of Combustion Chamber with Acoustic Resonators Monotuned to 1T mode

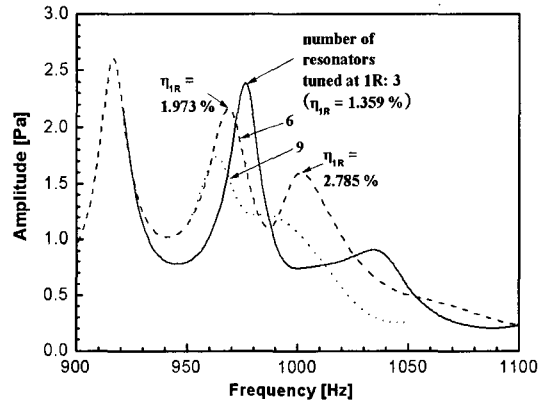


Fig. 6 Acoustic-Pressure Responses of Combustion Chamber with Acoustic Resonators Monotuned to 1R mode

수행하였다. 나머지 9개의 공명기의 동조주파수는 1T 모드의 공진주파수와 전혀 무관하도록 2160 Hz로 설정하였다. Fig. 3에 해석 결과를 나타내었으며, 공명기에 의해 공진주파수는 502 Hz로 천이되었고, 감쇠인자는 2.453 %로 증가하였다.

1T 모드의 감쇠에 미치는 공명기 개수의 효과를 조사하기 위해 570 Hz에 동조된 공명기 개수를 1개부터 12개까지 변화시켜 음향해석을 수행하였고, 그 결과를 Figs. 4-5에 나타내었다. Fig. 4에서 보듯이, 공명기의 개수가 증가할수록 공진주파수는 낮은 주파수 대역으로 천이(shift)

되고 진폭은 감소하였다. 공명기 개수가 증가함에 따라 감쇠인자는 지속적으로 증가하였으나, 3개를 초과하여 증가하는 경우 감쇠인자는 상대적으로 완만하게 증가하였다.

다음으로, 공명기를 제1반경 방향(1R) 모드에 단일 주파수 동조시켜 음향과 감쇠효과를 조사하였다. 공명기는 1100 Hz에 동조시켰고, 개수를 3-9개로 변화시켜가며 조화해석을 수행하여 음향 응답 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 참고로, 기본연소실에서 1R 모드 감쇠인자는 0.771%였다. 1T 모드에 동조한 결과와 마찬가지로 공명기 개수가 증가할수록 감쇠효과가 증가하여 음향 진

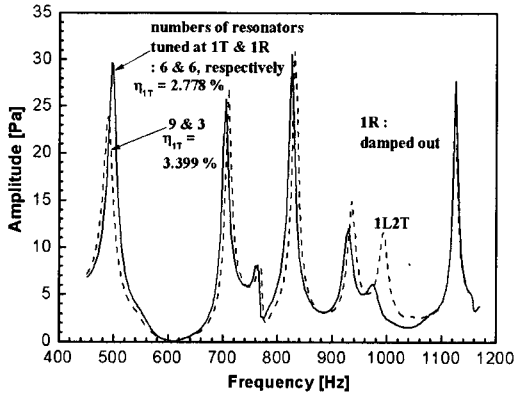


Fig. 7 Acoustic-Pressure Responses of Combustion Chamber with Acoustic Resonators Bituned to 1T and 1R modes

폭과 감쇠인자가 증가하였으며, 특히 9개의 공명기를 동조시킨 경우에는 감쇠인자를 구할 수 없을 정도로 1R 모드가 감쇠되었다. 또한, 1T 모드와 비교하여 1R 모드의 음향 진폭은 1/10에 불과하므로, 본 연구에서 채택한 연소실의 경우 적은 수의 공명기로도 충분히 1R 모드의 진동을 억제할 수 있을 것으로 판단된다.

3.3 이중 주파수 동조(bituning)

앞 절에서의 단일 주파수 동조 결과를 토대로, 전체 12개의 공명기중 6개를 1T에, 나머지 6개를 1R에 동조시킨 계산 결과와 9개를 1T에, 나머지 3개를 1R에 동조시킨 계산 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이, 감쇠 대상인 1T와 1R 모드가 상당히 감쇠되어 효율적으로 이중 주파수 동조가 되었음을 알 수 있다. 한편, 어느 경우나 1R 모드는 감쇠되어 명확한 peak을 관찰할 수 없었다. 따라서, 본 연소실에서 더 큰 진폭을 가지고 진동하는 1T 모드에 가급적 많은 수의 공명기를 동조시키는 것이 바람직함을 알 수 있었다.

다음으로 모드 분할을 고려한 이중 주파수 동조에 대해 조사하였다. 이전의 연구 결과[8]에서, 공명기를 1T 모드에 단일 주파수 동조시키고자 할 때, 1T 모드의 peak이 저(lower) 모드와 고(upper) 모드로 분할되고 이로 인해 음향감쇠 효

Table 2. Damping Factors and Peak Frequencies of Combustion Chamber with Acoustic Resonators Bituned to Lower and Upper Modes of 1T

tuning frequencies [Hz]		damping factor [%]	peak frequencies [Hz]	
lower	upper		lower	upper
450	550	4.104		507
480	570	3.646	448	520 (mode not clear)
500	570	4.219	461	528 (mode not clear)
520	570	4.943	471	539
570 (monotuned)		3.771	484	

과가 저하된다고 보고되었다. 본 연구에서는 음향공의 일부(6개)를 저모드에, 나머지를 고모드에 이중 주파수 동조시켜 나타나는 감쇠 효과를 단일 주파수 동조시의 감쇠 효과와 상대 비교하였다. 이중 동조 주파수의 변화에 따른 계산으로부터 얻은 감쇠 인자와 peak 주파수를 table 2에 나타내었다.

이로부터, 이전의 연구[8]에서 최적으로 제시된 단일 동조 주파수, 즉 570 Hz에 모든 공명기를 동조시키는 경우보다 520 Hz와 570 Hz에 이중 주파수 동조시키는 경우에 훨씬 더 큰 감쇠 인자를 얻을 수 있었다. 따라서, 최적의 이중 주파수 동조를 통해 단일 주파수 동조보다 더 큰 음향감쇠 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 따라서, 특정 연소실에 대해서 본 연구에서와 같은 적절한 절차를 통해 최적의 이중 주파수 동조를 이룬다면 좀 더 효과적으로 음향감쇠 목적을 달성할 수 있을 것이다.

4. 결 론

액체 로켓엔진 연소기에서 음향감쇠를 위한

음향 공명기의 이중 주파수 동조를, 선형 음향해석을 통해 조사하였다. 먼저, 단일 주파수 동조된 공명기의 음향감쇠 효과를 조사하였다. 감쇠 성능은, 1T 또는 1R 모드에 동조된 공명기 개수의 함수로서 감쇠인자에 의해 정량화되었다. 동조된 공명기의 개수가 증가할수록 감쇠인자가 증가하였고, 음향진동 진폭이 감소하였다. 또한, 본 연구에서 채택한 연소실에서는 1T 모드에 비해 1R 모드의 진동은 미약하게 나타났고, 약 3개의 공명기라도 1R 모드의 진동은 억제할 수 있음을 알았다. 다음으로, 이러한 두 가지 모드에 이중 주파수 동조된 공명기의 음향 감쇠 특성을 조사하였다. 수치해석 결과로부터, 1T와 1R 모드 각각에 동조될 적절한 공명기의 개수를 선정할 수 있었다. 더 나아가, 모드 분할 현상에 의한 음향감쇠 효과의 저하를 줄이기 위해 이와 같은 이중 주파수 동조의 개념을 적용하였다. 공명기의 단일 주파수 동조시 1T 모드는 저모드와 고모드로 분할되므로, 공명기의 일부를 저모드에 동조시키고 나머지를 고모드에 동조시켰다. 이를 통해 단일 주파수 동조의 경우보다 감쇠효과가 뛰어난 이중 동조 주파수를 찾을 수 있었다.

본 연구에서 시도한 이중 주파수 동조의 방법을 활용한다면, 연소실에서 나타나는 두 가지 이상의 음향 진동 모드를 효과적으로 억제할 수 있을 것이다. 또한, 단일 주파수 동조시 모드 분할에 의해 음향감쇠 효과가 저하되는 문제를 이중 주파수 동조를 통해 해결할 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

- Harrje, D. J. and Reardon, F. H. (eds.), "Liquid Propellant Rocket Instability", NASA SP-194, 1972
- Huzel, D. K., and Huang, D. H., "Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines", Vol. 147, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington DC, 1992, p.113
- Liquid Rocket Engine Injectors, NASA SP-8089, 1976
- Liquid Rocket Engine Combustion Stabilization Devices, NASA SP-8113, 1974
- Oberg, C. L., "Combustion Stabilization with Acoustic Cavities," Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 8, No. 12, 1971, pp.1220-1225
- Acker, T. L. and Mitchell, C. E., "Combustion zone-Acoustic Cavity Interactions in Rocket Combustors," Journal of Propulsion and Power, Vol. 10, No. 2, 1994, pp.235-243
- Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., Gas Dynamics, Vol. II, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1977
- 손채훈, 김영목, "음향공이 장착된 로켓엔진 연소실의 음향장 해석", 한국항공우주학회지, 제30권, 제4호, 2002, pp.28-37
- 김성구, 김홍집, 손채훈, "로켓엔진 연소기 설계의 음향안정성 평가를 위한 해석코드 개발", 한국항공우주학회지, 제32권, 제6호, 2004, pp.110-116
- Kinsler, L. E., Frey, A. R. Coppens, A. B., and Sanders, J. V., Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, Inc., 2000
- 손채훈, 박이선, "로켓엔진 연소기에서 반파장 공명기의 음향감쇠에 관한 수치적 연구", 한국추진공학회지, 제9권, 제4호, 2005, pp. 9-15
- Yang, V. and Anderson, W. E. (eds.), "Liquid Rocket Engine Combustion Instability", Vol. 169, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington, DC, 1995, pp.377-399
- 김홍집, 김성구, "로켓연소실에서 음향공의 음향학적 감쇠에 대한 정량적 고찰", 대한기계학회논문집B, 제30권, 제1호, 2006, pp. 32-40