[UCI]I804:24011-200000233021

2006년 2월
석사학위논문

액체 로켓엔진 분사기의 음향감쇠 효과에 관한 수치적 연구

조 선 대 학 교 대 학 원

항 공 우 주 공 학 과

박 이 선

액체 로켓엔진 분사기의 음향감쇠 효과에 관한 수치적 연구

Effect of Gas-Liquid Scheme Injector on Acoustic Damping in Liquid Rocket Engine

2006년 2월

조 선 대 학 교 대 학 원

항 공 우 주 공 학 과

박 이 선

액체 로켓엔진 분사기의 음향감쇠 효과에 관한 수치적 연구

지도교수 손 채 훈

이 논문을 공학 석사학위신청 논문으로 제출함.

2006년 2월

조 선 대 학 교 대 학 원

항 공 우 주 공 학 과

박 이 선

박이선 석사학위논문을 인준함

위 원 장 조선대학교 교수 김 재 수 ㊞
위 원 조선대학교 교수 손 채 훈 ㊞
위 원 조선대학교 교수 공 창 덕 ㊞

2006년 2월

조선대학교 대학원

목 차

LIST OF FIGURES · ii
NOMENCLATURE ·
ABSTRACT · iv

제 *1* 장 서론 · *1*

제 *2* 장 지배방정식과 수치해석 방법

제 *2.1* 절 지배 방정식 · *2*

제 *2.2* 절 연소실과 분사기 사양 · *5*

제 *3* 장 음향학적 고찰과 계산 전략

제 *3.1* 절 분사기에 대한 음향학적 고찰 · · · · · · · · · · · · · · · · · · *7*

제 *3.2* 절 계산 전략 · *8*

제 *4* 장 계산 및 결과

제 *4.1* 절 분사기에 대한 음향학적 고찰 · · · · · · · · · · · · · · · · · · *9*

제 *4.2* 절 배플 장착에 따른 최적 분사기 길이 계산 · · · · · · · · · · · *14*

제 *4.3* 절 연소조건에서의 최적 분사기 길이 계산 · · · · · · · · · · · · *20*

제 *4.4* 절 분사기와 연소실의 상호작용에 의한 음향학적특성 I · · · · · *23*

제 *4.5* 절 분사기와 연소실의 상호작용에 의한 음향학적특성 II · · · · · · *31*

제 *5* 장 결 론 · *36*

LIST OF FIGURES

Fig. 1 Geometry of typical coaxial injector ····· **1**

Fig. 2 Solution procedure of the KAA3D code ····· **4**

Fig. 3 Geometry and computational grids of the chamber with single injector ···· **5**

Fig. 4 Geometry and computational grids of the chamber with numerous injectors ····· **5**

Fig. 5 Quarter-wave Resonator ····· **7**

Fig. 6 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with single injector ····· **9**

Fig. 7 Acoustic responses near f_{1T} with several injector lengths ····· **9**

Fig. 8 Damping factors as a function of injector length at 1T mode ····· **10**

Fig. 9 Amplitudes of pressure fluctuation in injectors with $l_{inj} = 300$ and 600 ····· **11**

Fig. 10a Acoustic field with $l_{inj} = 1/4\lambda$ ····· **12**

Fig. 10b Acoustic field with $l_{inj} = 1/2\lambda$ ····· **13**

Fig. 11 Acoustic pressure plotted against Z axis ····· **14**

Fig. 12 Acoustic pressure ratio plotted against Z axis ····· **15**

Fig. 13 Hypothetical diagram of injector-coupled baffle ····· **16**

Fig. 14 Optimum l_{inj} as a function of baffle length for cold condition in baffled chamber ····· **16**

Fig. 15 Acoustic damping effect ratio plotted against injector radius ····· **17**

Fig. 16 Acoustic fields plotted against different values of β ····· **18**

Fig. 17 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with single injector · **20**

Fig. 18 Damping factors as a function of injector length at 1T mode ····· **20**

Fig. 19 Optimum l_{inj} as a function of baffle length for hot condition in baffled chamber ····· **21**

Fig. 20 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with numerous injectors ····· **22**

Fig. 21 Acoustic fields in unbaffled chamber with numerous injectors of chamber ····· **23**

Fig. 22 Acoustic frequencies and damping factors of pure and injector-coupled 1T modes as a function of injector length in unbaffled chamber and baffled chamber with numerous injector ····· **25**

Fig. 23 Acoustic fields of 1T mode at 624 Hz in unbaffled chamber with numerous injectors of $l_{inj} = 10^{-7}$ ····· **26**

Fig. 24 Acoustic fields of 1T1L* mode at 494 Hz in unbaffled chamber with numerous injectors of $l_{inj} = \lambda$ ·····

Fig. 25 Frequency as a function of chamber length at 1T-family mode ····· **29**

Fig. 26 Damping factor as a function of chamber length at 1T-family mode ····· **30**

Fig. 27 Frequency as a function of single injector length at 1T mode ····· **30**

Fig. 28 Acoustic fields of chamber with injector and reference chamber ····· **31**

Fig. 29 Damping factor and frequency of which impacted 1T with ····· **34**

NOMENCLATURE

p	Acoustic pressure
ρ	density
c_0	Sound velocity
M	Mach number
f	Frequency
ω	Angular frequency
σ	Open area ratio
β	Boundary absorption coefficient
L_{eff}	Effective combustion chamber length
$1T1L^*$	Injector coupled lT1L acoustic mode

Subscripts

baf	Baffle
inj	Injector
R	Resonator

ABSTRACT

Effect of Gas-Liquid Scheme Injector on Acoustic Damping in Liquid Rocket Engine

by I-Sun Park
Advisor : Prof. Chae Hoon Sohn, Ph. D.
Department of Aerospace Engineering,
Graduate School of Chosun University

In combustion chamber of liquid rocket engine, acoustic fine tuning of gas-liquid scheme injector is studied numerically for acoustic stability by adopting linear acoustic analysis. Acoustic behavior in the combustor with a single injector is investigated and acoustic-damping effect of the injector is evaluated for cold condition by the quantitative parameter of damping factor as a function of injector length. From the numerical results, it has been found that the injector can play a significant role in acoustic damping. Optimum injector length corresponds to a half of a full wavelength of the first longitudinal mode traveling in the injector with the acoustic frequency intended for damping in the chamber. In the baffled chamber, the optimum

lengths of the injector are calculated as a function of baffle length for both cold and hot conditions. Next, in the combustor with numerous injectors, peculiar acoustic coupling between combustion chamber and injectors has been observed. As the injector length approaches a half wavelength, the new injector-coupled acoustic modes occur and thereby, the acoustic-damping effect of the tuned injectors is appreciably degraded.

제 1 장 서론

액체 로켓엔진의 고주파 연소 불안정은, 연소과정중에 발생하는 열방출율이, 연소실 내부에서 진동하며 전파하는 음향파(acoustic wave)와 상호작용하여 음향파의 진폭을 어느 한도 이상으로 증폭시키는 현상으로 연소실 내부의 심한 진동과 연소실 벽으로 과도한 열전달을 수반한다[1-7]. 고주파 연소 불안정의 억제를 위해 여러 가지 방법을 적용할 수 있는데, 그 중 한 방법으로 연소실내에서 발생하는 음향파 모드를 억제하는 수동제어기구의 장착이 있다[3-8]. 수동제어기구로서 배플이나 음향공명기 등을 장착하여 원치않는 압력파 진동을 억제할 수 있게된다[8-10]. 그러나, 이러한 기구는 연소실에 부가적으로 장착되므로, 연소 성능을 감소시키거나 제작의 복잡성을 유발하는 문제점을 수반한다.

한편, 액체추진제 로켓엔진 연소기에는 추진제를 분사하기 위해 필수적으로 분사기가 장착된다. 분사기는, 분사시점에서의 추진제의 상(phase)에 따라 액체-액체형과 기체-액체형으로 나눌 수 있다. 일반적으로 고성능, 고추력의 연소실에서는 가스발생기를 사용하고 재생냉각을 채택하는 밀폐형의 싸이클을 선택한[11] 이 경우 Fig. 1과 같은 형태의 동축형 분사기를 사용하게 된다. 그림에서 보듯이, 이와 같은 연소 싸이클에서 사용되는 동축형 분사기에서는 분사기의 중심으로는 기체 추진제가, 그리고 분사기 출구

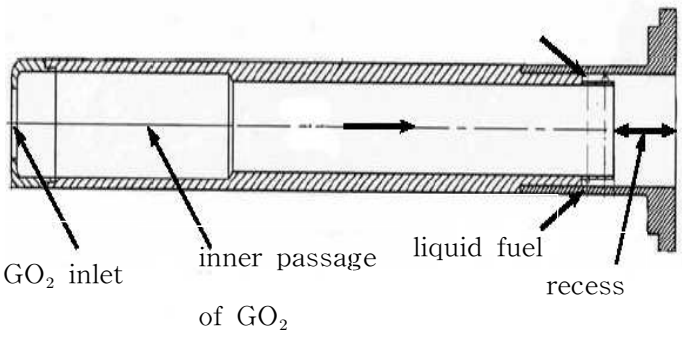


Fig. 1 Geometry of typical coaxial injector

근처에서 액체 추진제가 공급되어 연소기 내부로 분출된다. 이러한 분사기의 경우, 본질적인 기능은 추진제분사이지만, 내부 체적의 대부분을 기체가 차지하므로 그 형태상 공명기(resonator)의 역할도 할 수 있을 것으로 추론할 수 있다. 만일, 이러한 가능성이 실현된다면, 추가적인 수동제어기구의 장착이 아닌 분사기의 적절한 설계를 통해서도 상당한 음향감쇠 효과를 볼 수 있을 것으로 예측된다.

이러한 관점으로, 본 연구에서는, 향후 고성능 연소기에서 채택될 기체-액체 조합[12]의 추진제를 분사하는 분사기의 사용에 대비하여 기체-액체형 분사기가 장착된 연소실 내 음향장에 대한 선형 음향 해석[3,4,13-15]을 수행한다. 이를 통해 분사기의 공명기로서의 역할에 대한 가능성을 검토하고, 분사기의 음향감쇠 효과를 조사하여 최대의 음향감쇠를 위한 최적의 분사기 길이를 조사하고자 한다. 또한, 배플이 연소기에 장착되는 경우, 횡방향 음향모드의 공진주파수 값이 감소하고 음향공진 현상을 완화시키게 되는데, 실제 연소 상황의 조건을 모사하는 연소실 및 분사기 내부 물성치를 이용하여 배플 길이에 따른 최적 분사기 길이의 변화를 계산하였으며, 액체로켓엔진 연소실과 분사기의 상호작용 특성을 조사하였다.

제 2 장 지배방정식과 수치해석방법

제 1 절 지배 방정식

연소실내의 음향학적 거동을 해석하기 위해 고전적인 음향학 이론을 도입할 수 있다[16, 17]. 유체 매질은 점성이 무시된 완전기체로서 등엔트로피 과정을 겪는다고 가정하고 음향학적 상태량들을 아래와 같이 평균값과 섭동량으로 구분한다.

$$p(\boldsymbol{x},t) = p_0(\boldsymbol{x}) + p'(\boldsymbol{x},t)$$

$$\boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},t) = \boldsymbol{u_0}(\boldsymbol{x}) + \boldsymbol{u}'(\boldsymbol{x},t) \qquad (1)$$

$$\rho(\boldsymbol{x},t) = \rho_0(\boldsymbol{x}) + \rho'(\boldsymbol{x},t)$$

여기서, p는 압력, $\boldsymbol{u}$는 속도 벡터, ρ는 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.

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

여기서 c_0는 음속, $\boldsymbol{M}$은 마하수를 나타낸다. 따라서, 식(2)의 마지막 두 항은 유체 매질 내에 평균 속도장이 존재하는 경우에 나타난다. 여기서 모든 음향학적 변수들이 주어진 주파수, f에 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, 복소음향압력(complex acoustic pressure)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} p'(\boldsymbol{x},t) &= Re\{\tilde{p}(\boldsymbol{x},t)\} = Re\{\tilde{P}(\boldsymbol{x})e^{-i\omega t}\} \\ \boldsymbol{u}(\boldsymbol{x},t) &= Re\{\tilde{\boldsymbol{u}}(\boldsymbol{x},t)\} = Re\{\tilde{\boldsymbol{U}}(\boldsymbol{x})e^{-i\omega t}\} \end{aligned} \qquad (3)$$

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

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

여기서, $k = \omega/c_0 = 2\pi f/c_0$를 나타낸다. 식(4)에서 평균유동의 공간상 구배가 크지 않다고 가정하면, 다음과 같은 convected Helmholtz 방정식을 얻게 된다.

$$(1-M_x^2)\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial x^2}+(1-M_y^2)\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial y^2}$$

$$+(1-M_z^2)\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial z^2}+i2k\,(M_x\frac{\partial\widetilde{P}}{\partial x} \tag{5}$$

$$+M_y\frac{\partial\widetilde{P}}{\partial y}+M_z\frac{\partial\widetilde{P}}{\partial z}\,)+k^2\widetilde{P}=0$$

만약 평균유동이 존재하지 않는다면 식(5)는 다음의 일반적인 Helmholtz 방정식이 된다.

$$\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\widetilde{P}}{\partial z^2}+k^2\widetilde{P}=0 \tag{6}$$

결국 평균 유동이 존재하지 않는 Helmholtz 방정식인 식 (6)을 풀어서 복소음향압력 $\widetilde{P}(\boldsymbol{x})$에 대한 정상상태 해를 얻을 수 있다면 실제 알고자 하는 음향압력 $p'(\boldsymbol{x},t)$를 조화가정에 의한 관계식 (3)을 통해 구할 수 있다. 이러한 조화가정에 의한 해석 방법은, 파동방정식인 식 (2)를 직접적으로 시간에 따라 해석하는 것에 비해 훨씬 더 효과적이고 편리한 방법임을 알 수 있다. Helmholtz 방정식은 타원형(elliptic)이지만, 해가 복소수로 나타나며 공간상 파형으로 나타나므로 일반적인 Laplace 방정식에 비해 수치해를 구하기가 상당히 까다로우며, 특히 일반적인 반복계산법으로는 행렬식의 수렴해를 계산하기 매우 어렵다. 따라서 효율적이고 동시에 수렴안정성을 보장할 수 있는 iterative solver로서, ILUT(Incomplete LU factorazation with dual truncation strategy) 예조건화 기법을 사용한 GMRES(Generalized Minimal Residual)를 통하여 해를 구하는 것이 바람직하다. 본 연구에서는 이러한 방법을 채택하여 개발된 수치프로그램인 KAA3D[18]를 사용하였고, KAA3D의 진행 절차의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. KAA3D의 격자생성은 GAMBIT에서 하고, 그 격자 정보를 KAA3D로 넘겨받아 수치해석에 사용한다. 결과로는 음향장 데이터와 주파수와 음향응답을 그결과를 통해 구한 음향압력 감쇠인자를 정확하게 얻을 수 있다.

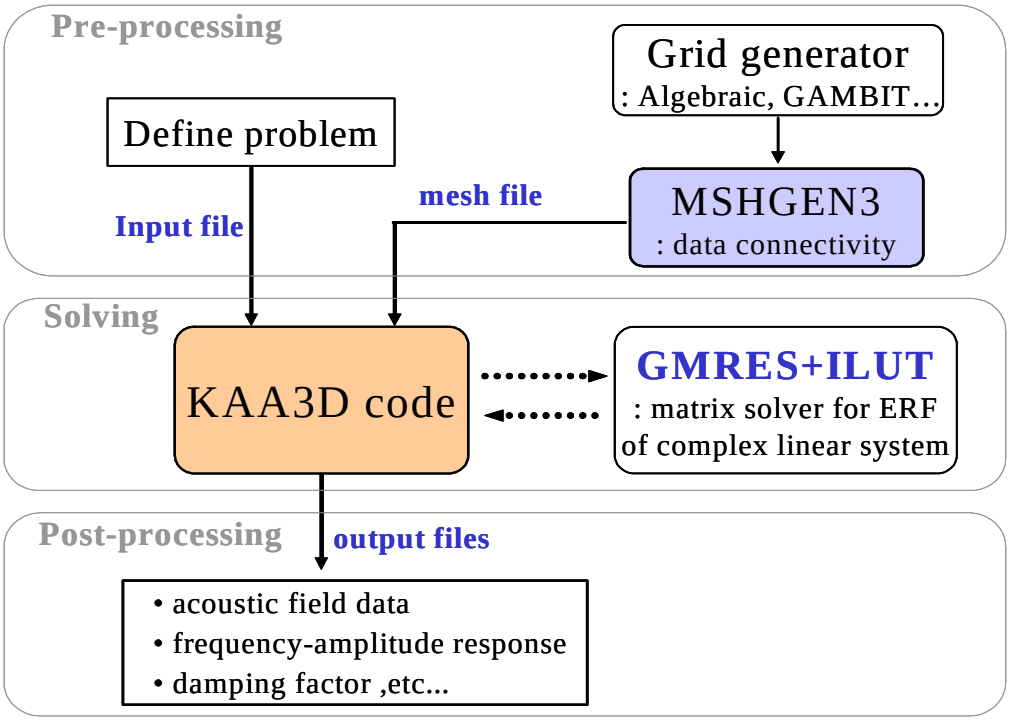


Fig.2 Solution procedure of KAA3D code

제 *2.2* 절 연소실과 분사기 사양

음향해석을 수행할 연소실의 기하학적 형상을 Fig. 3에 나타내었다. 통상 수백 개의 분사기가 연소기에 장착되지만 분사의 음향감쇠 효과를 파악하기 위해 굳이 여러 개의 동일한 분사기를 고려할 필요가 없으므로 한 개의 분사기만을 연소기에 장착하여 계산을 수행하였다. 다음으로, 연소실과 다수의 분사기간의 음향학적 상호작용(acoustic coupling)으로 인한 음향 주파수 (acoustic frequency)와 음향모드의 감쇠인자(damping factor)의 변화 특성과 그 원인을 파악하기위해 Fig. 4와 같이 분사기면에 직경이 30mm에 해당하는 61개의 분사기들이 장착된 연소기에 대한 계산을 수행하였다. Figure 3에 한 개의 분사기가 장착된 연소실의 모습을 나타내었다. 노즐 팽창부분을 제외하고 노즐목(throat)까지를 해석 영역으로 설정하였다. 채택된 연소기의 직경은 380 mm이고, 노즐목 직경은 190 mm, 분사기면으로부터 노즐 입구부까지의 거리는 250 mm, 노즐 수축 반각은 30°이다. 분사기의 직경

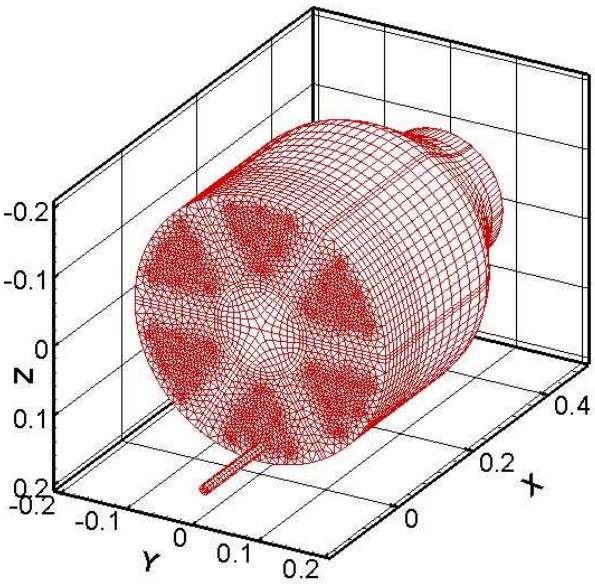


Fig. 3 Geometry and computational grids of the chamber with a single injector [unit: m]

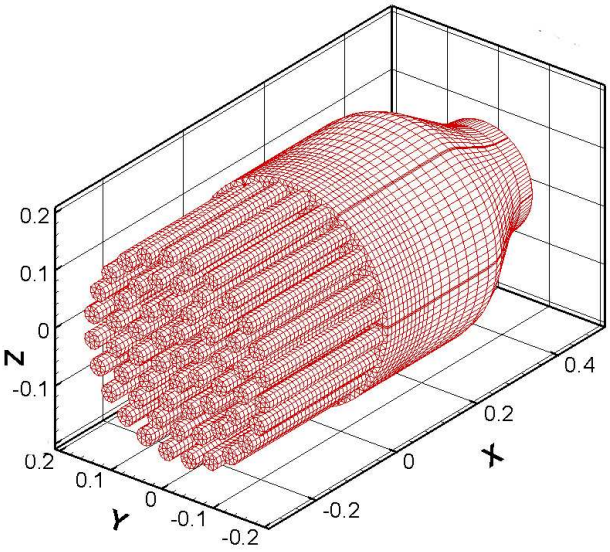


Fig. 4 Geometry and computational grids of the chamber with numerous injectors [unit: m]

은 14 mm로 설정하였으며, Fig. 4에 나타난 연소실 사양은 단일 분사기가 장착된 연소실과 같고, 다만, 분사기 직경을 30mm로 하였으며, 분사기를 61개 장착하였다. 단일 분사기가 장착된 연소실을 이용하여 길이를 변화시켜가며 음향해석을 수행하였다. 수치적인 가진음원의 주파수를 변화시켜가면서 각각의 가진주파수에 대한 연소실내의 압력섭동의 응답특성을 분사기면에 임의의 가진음원을 부여하여 시간에 대해 정현파(sine wave) 형태로 음원이 가진될 때 연소실내의 음향파 진동 양상(pattern)을 구하는 조화해석(harmonic analysis)으로 살펴보았다. 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 6시방향으로에 위치한다. 가진음원의 위치와 면적을 변화시켜 가진음원의 효과를 조사한 결과, 가진음원에 의해 계산결과의 정성적 경향이 바뀌지 않음을 확인하였다. 또한, 가진주파수의 증분은 2.0Hz로 하였고, 이 값은 계산결과에 영향을 주지않는 충분히 작은 값임을 확인하였다.

분사기 출구는 음향학적으로 압력의 node에 해당하기 때문에 p'=0으로 설정하였으며, 다른 부분들은 벽에 해당하는 경계조건으로 경계흡수계수 β에 해당하는 음향임피던스 값으로 설정하였다. 값에 해당하는 압력진동 진폭의 값을 나타내기 위한 대표적인 관찰점(monitoring point)으로 가진음원의 맞은 편에 위치하고 있다. 여러 개 분사기가 장착된 연소실에서는 분사기와 배플을 장착하여 공진되는 음향모드와 음향모드의 감쇠 인자, 음향주파수에 많은 영향을 미치는 연소실과 분사기간의 음향학적 상호관계를 연구 하고자 한다.

제 3 장 음향학적고찰과 계산 전략

3.1 절 분사기에 관한 음향학적 고찰

앞에서 언급하였듯이, 수동제어기구로 사용되는 음향공명기로서 여러 가지 형태가 있을 수 있는데, 그 중 하나로 Fig. 5에 나타낸 것과 같은 1/4-파장 공명기(quarter-wave

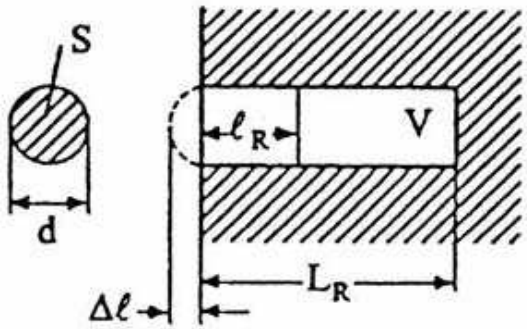


Fig. 5 Quarter-wave Resonator [19]

resonator)가 있다[19]. 본 연구에서 채택한 기체-액체형 분사기는 1/4-파장 공명기와 형태가 비슷하며, 오직 한쪽 면의 경계 조건만이 다르다고 볼 수 있다. 기체-액체형 분사기와 1/4-파장 공명기는 모두, 분사기와 연소기의 연결 면에서는 열린 조건(open condition)이 적용되지만, 반대쪽 면에는 서로 다른 조건이 적용된다. 즉, 1/4-파장 공명기의 경우, 그 면에서 닫힌 조건(closed condition)이 적용되지만, 분사기의 경우에는 여전히 열린 조건이 적용된다.

이와 같은 경계조건으로부터, 1/4-파장 공명기의 경우에는 각각의 면에서 압력진동 마디(node)와 배(antinode) 조건이 형성되므로, 문자그대로 1/4-파장 공명기의 역할을 하게 된다. 그렇다면, 같은 원리로 분사기의 경우에는 양쪽 면에서 압력진동 마디 조건이 형성될 것이므로 반파장 공명기(half wave resonator)의 역할을 하게 될 것이라고 추론할 수 있다. 파장의 길이만 다를 뿐이므로, 분사기의 음향 불안정 억제 메카니즘은 1/4-파장 공명기의 음향 진동 억제 메카니즘[19]과 동일할 것이다. 1/4-파장 공명기의 동조주파수(tuning frequency) 설정 식은 다음과 같다[19].

$$f_0 = \frac{c_R}{4(l_R + \Delta l)} \tag{7}$$

여기서, f_0는 동조주파수(즉, 연소실내에서 압력 섭동을 보이는 유해 주파수), c_R은 공명기내 유체의 음속, l_R은 공명기의 길이, Δl은 질량보정인자 - 길이보정인자라고도 볼 수 있다. 만

일, 분사기를 반파장 공명기로 간주할 수 있다면, 우변항의 분모에서 사용되는 숫자인 4를 2로 바꾸어 식 (7)의 설계식을 그대로 사용할 수 있을 것이다.

3.2 절 계산 전략

앞 절에서 기술하였듯이, 기체-액체 동축형 분사기는 가늘고 길며 양쪽면(입출구면)이 열려 있으므로 종방향 모드(mode)에 대한 반파장 공명기로 간주할 수 있다고 가정하고, 식 (7)을 응용하여 다음의 음향공명기 설계식을 유도하였다.

$$l_{inj} = \frac{c_{inj}}{2f_0} - \Delta l \qquad (8)$$

여기서, l_{inj}은 분사기의 길이, c_{inj}는 분사기내 유체의 음속을 나타낸다. 이 식은, f_0의 주파수를 갖는 연소장의 압력섭동이 분사기내로 입사될 때, 입사파동을 분사기내에서의 반사파동에 의해 최대로 상쇄시키기 위한 분사기 길이의 이론 식이다.

본 연구에서는 액체로켓엔진에서 존재할 수 있는 여러 가지 유해 음향모드중 제1접선방향(1T) 모드를 감쇠대상으로 설정하였다. 그리고, 분사기의 반파장 공명기로서의 역할 즉, 감쇠효과를 조사하는데 있어서 상온의 조건(cold condition)을 설정하여도 무방하므로 대부분의 계산을 상온 조건에서 수행하였다.

제 *4* 장 계산 및 결과

4.1 절 분사기에 관한 음향학적 고찰

먼저, 상온 조건으로서 연소실과 분사기내 유체의 음속과 밀도를 각각 340 m/s, 1.2 kg/m^{3}으로 설정하고 배플을 장착하지 않은 경우의 연소실에 대해 음향 해석을 수행하였다. 연소실에 장착되는 분사기의 길이를 0 mm부터 700 mm까지 증가시켜가며 계산을 수행하였다. 두 가지 분사기 길이에 대해, 해석 결과로 구한 음향 응답을 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 보듯이, 길이가 다른 분사기를 장착하더라도 각 음향모드가 나타나는 주파수 값은

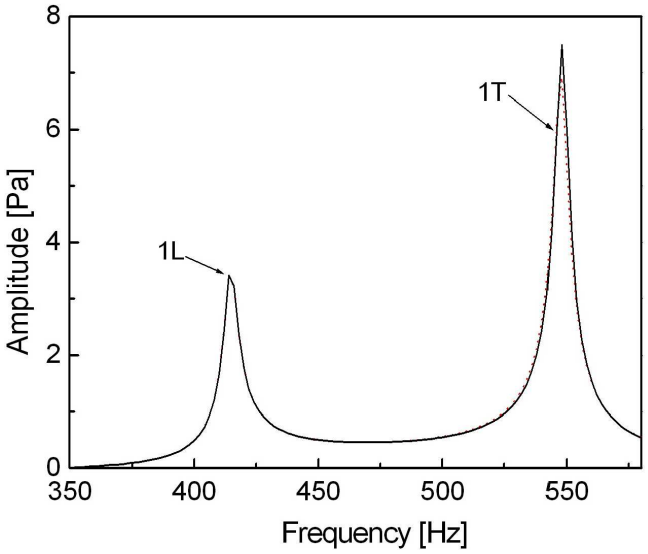


Fig. 6 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with single injector(solid line: l_{inj} = 0 mm, dotted line: l_{inj} = 250 mm)

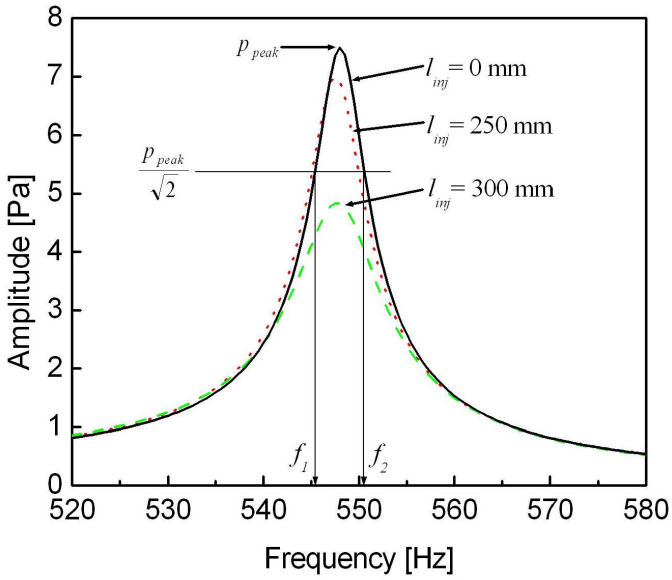


Fig. 7 Acoustic responses near f_{1T} with several injector lengths.

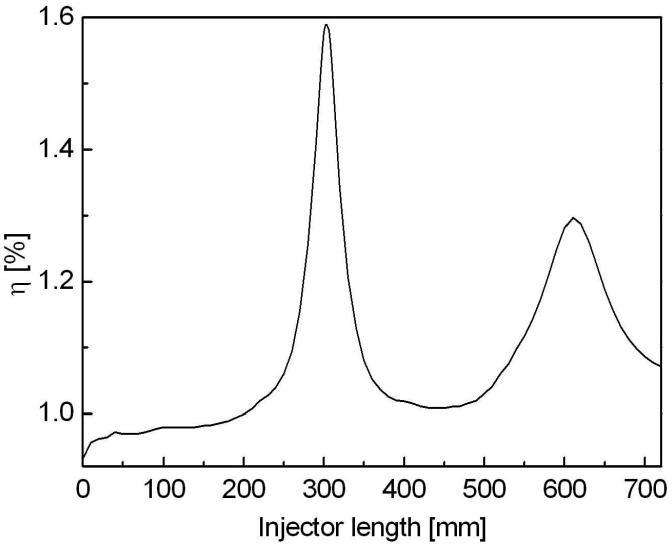


Fig. 8 Damping factors as a function of injector length at 1T mode

거의 변화가 없음을 알 수 있다. Figure 7에는 세가지 분사기 길이에 대해서 계산된 1T 모드 근처에서의 음향 응답을 나타내었다. 이로부터 분사기 길이의 변화에 따라 공진주파수 값의 변화는 없지만, 음향 진폭의 변화는 크게 나타나므로 음향 감쇠량은 달라질 것으로 예측할 수 있다. 제1접선방향 모드의 주파수는 548 Hz(파장은 620 mm)로 계산되었다. 이에 따라 계산된 반파장의 길이는 310 mm이다.분사기의 음향감쇠 효과는 감쇠인자[5]로 정량화하여 다음과 같이 평가하였다.

$$\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_{peak}} \tag{9}$$

감쇠인자(Fig.7)가 클 수록 감쇠효과가 크다고 판단할 수 있다. 분사기 길이에 따른 감쇠인자를 계산하여 Fig. 8에 나타내었다. 가장 큰 감쇠인자를 나타내는 분사기의 길이는 303 mm임을 알 수 있다. 길이보정을 하지 않은 경우의 반파장 길이가 310 mm인 점을 감안하면, 7 mm의 차이는 $\Delta\ell$에 해당하며 결국 303 mm의 길이의 분사기는 반파장 길이를 갖는 분사기라고 판단할 수 있다. 즉, 앞에서 추론한 분사기의 반파장 공명기로서의 역할 가능성

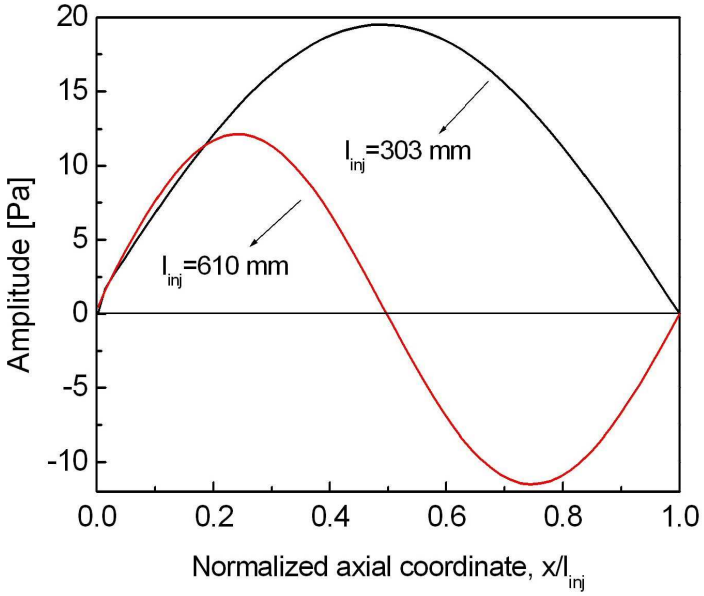
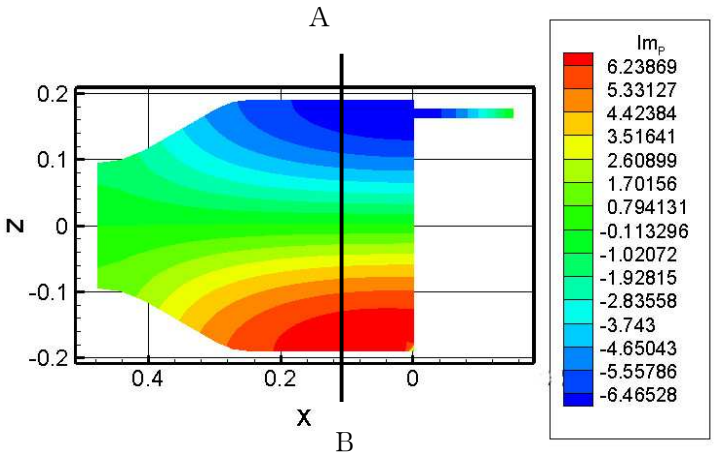


Fig. 9 Amplitudes of pressure fluctuation in injectors with l_{inj} = 303 and 610 mm

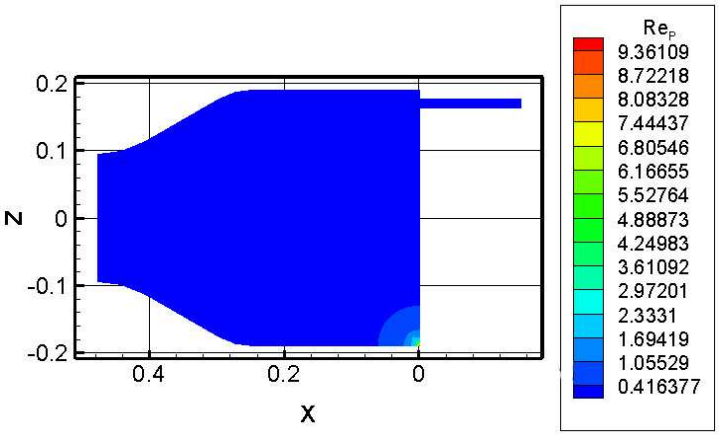
은 충분히 가능한 것으로 검증되었다.

두번째로 큰 감쇠인자는 610 mm의 분사기 길이에서 나타났다. 이는 한 파장의 길이에 해당하는 것이다. 엄밀히 말하면, 양쪽이 열린 경계조건을 만족하는 파장의 길이는, 반파장의 정수배에 해당하는 파장의 길이이다. 따라서, 반파장 공명기뿐 아니라 한 파장, 3/2-파장, 두 파장, 5/2-파장 등등의 공명기 역할도 할 수 있을 것이다. 그런데, Fig. 8의 결과를 보면 반파장 공명기로 작용할 때 가장 최적화 되었던 것으로 나타났다.

반파장과 한 파장의 두가지 길이를 갖는 분사기내에 형성되는 압력 진동의 축방향 분포를 Fig. 9에 나타내었고 Fig. 10의 분사기면으로부터 0.1m 되는 지점인 A-B 단면의 음향 응답을 Fig. 11에 나타내었다. 반파장의 분사기 길이를 갖는 경우 분사기내 압력진폭이, 한 파장의 분사기의 경우에 비해 훨씬 큼을 Fig. 11를 통하여 명확히 알 수 있다. 분사기내 압력 섭동의 진폭이 클 수록 연소실의 신호를 상쇄시키는 정도가 크게 되므로, 반파장 공명기로서 작용하는 것이 음향 감쇠의 관점에서 가장 최적임을 알 수 있다. 또한, Fig. 12은

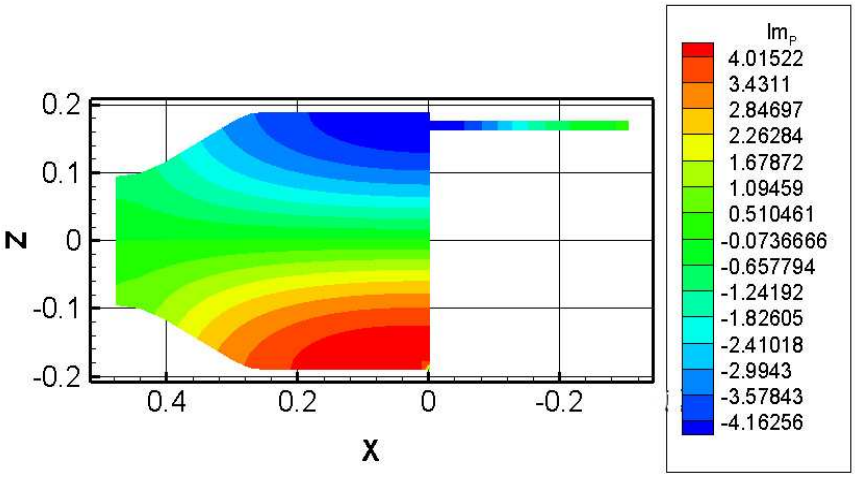


Im $(\tilde{p})$

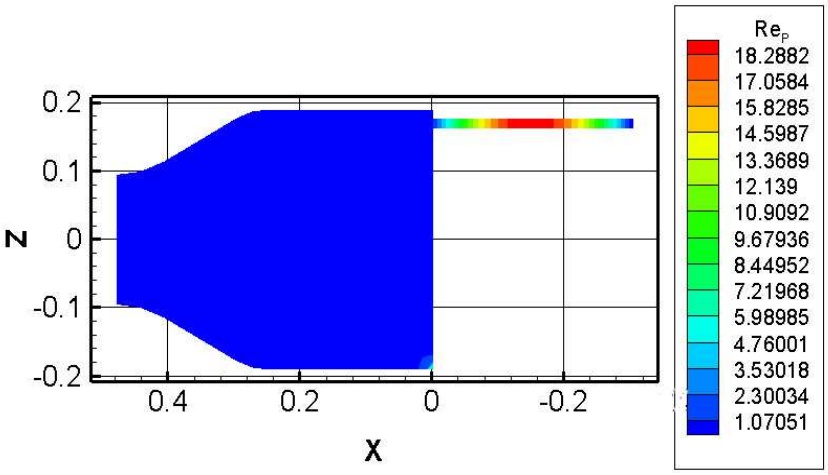


Re $(\tilde{p})$

Fig. 10a Acoustic fields with l_{inj}=1/4λ



Im $(\tilde{p})$



Re $(\tilde{p})$

Fig. 10b Acoustic fields with l_{inj}=1/2λ

l_{inj} = 0 mm 의 A-B 지점의 압력값으로 각각 l_{inj} = 150 mm, l_{inj} = 303 mm, l_{inj} = 450 mm, l_{inj} = 610 mm 의 A-B 지점 압력을 나눈 값으로서 각각의 길이에 대해서 연소실의 음향 모드 1T의 압력이 얼마나 감소하였는지를 보여준다. 분사기 길이 l_{inj} = 150 mm, l_{inj} = 450 mm일 때는 거의 연소실에 압력 감소가 일어나지 않는 반면, l_{inj} = 303 mm 일 때 약 40%, l_{inj} = 610 mm 일 때는 25%정도 1T의 의한 연소실 압력이 감소함을 알 수 있다.

4.2 절 배플 장착에 따른 최적 분사기 길이 계산

앞에서 수행한 계산 결과에 따라 최적 분사기 길이는, 연소실내의 유해주파수에 해당하는 파장의 반파장 길이라고 판단할 수 있다. 한편, 연소 불안정 억제를 위한 수동제어기구로서 배플을 연소실내에 장착하는 경우가 있는데, 배플의 장착은 음향공진 현상을 깨뜨리고 횡파를 종파화시킬 뿐만 아니라, 공진 주파수를 낮은 영역으로 전이하는 효과를 가져온다[20]. 이처럼 배플을 장착하게 되면 음향장 양상이 달라지는데, 배플을 장착했을 때에도 분사기의 길이가 반파장일 때 최대의 음향감쇠

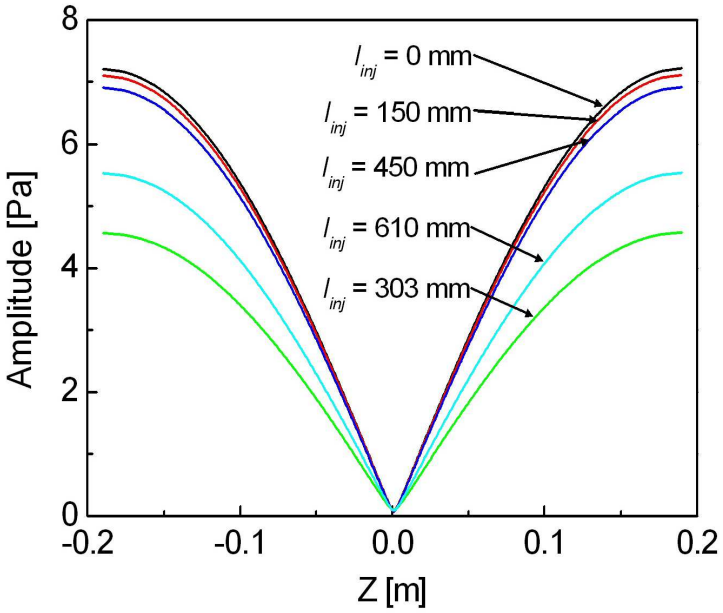


Fig. 11 Acostic pressure plotted against Z axis

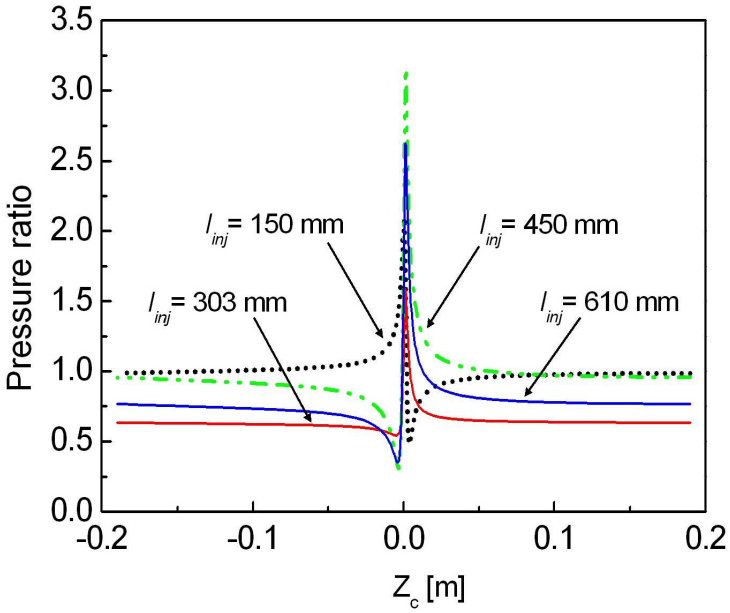


Fig. 12 Acostic pressure ratio plotted against for Z axis

효과가 나타날지 의문이다. 이러한 의구심의 근거를 Fig. 13에 도식적으로 나타내었다. 즉, 배플을 장착하면 횡파가 종파화되므로 분사기를 여전히 반파장공명기로 설계한다면 그림의 Fig13(a)처럼 분사기와 연소기의 연결면에서 음향학적 접합(matching)이 원만하게 이루어지 못하므로 그림의 Fig13(b)에서와 같이 1/4-파장 공명기로 설계하는 것이 음향감쇠 관점에서 더욱 효과적일 것이라고 추론할 수 있다. 이러한 추론을 검증하기 위해 배플 길이에 따른 최적 분사기 길이를 구하여 Fig. 14에 나타내었다. 배플 길이의 증가에 따른 1T 모드 공진 주파수의 감소를 확인할 수 있었고, 이에 따라 최적 분사기 길이가 증가하였다. 그러나, 계산 결과, 배플을 장착해도 역시 최적의 분사기 길이는 식(8)에 의한 반파장 공명기 길이를 가진다는 것을 알수 있었다. 즉, Fig. 13에 의한 추론은 적용되지 않으며, 공명기 설계시에는 오직 연소실내 유해한 음향 모드의주파수 값과 분사기의 양쪽 경계조건만이 주요한 역할을 함을 알 수 있었다.

다음으로 Fig. 15는 분사기 반지름에 따른 분사기의 음향감쇠율비로써 설계점(Design

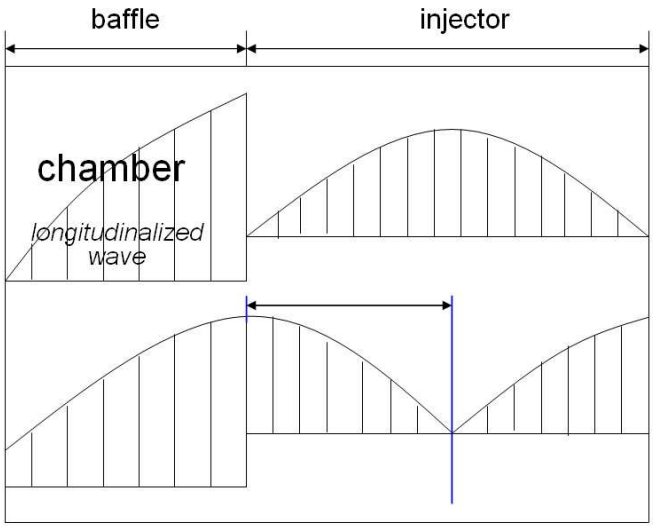


Fig. 13 Hypothetical diagram of injector-coupled baffle

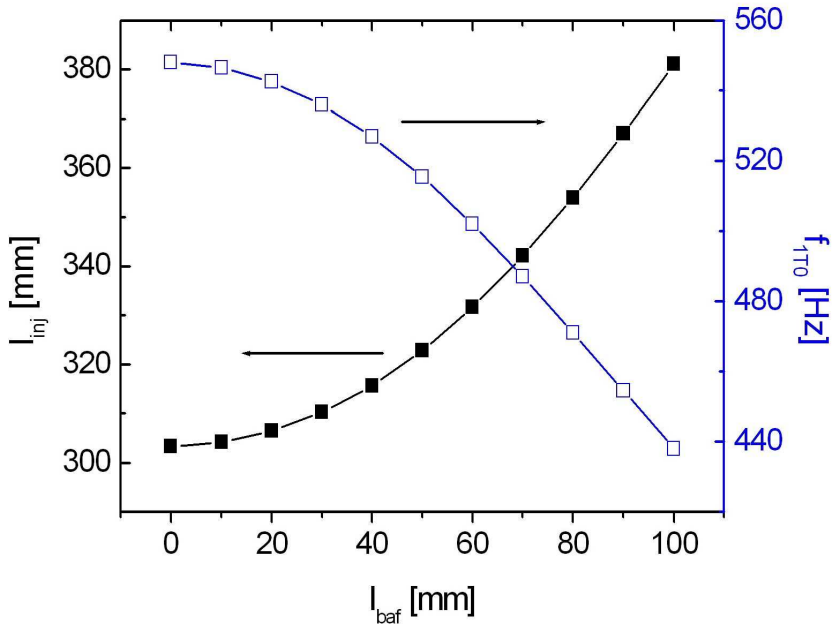


Fig. 14 Optimum l_{inj} as a function of baffle length for cold condition in baffled chamber

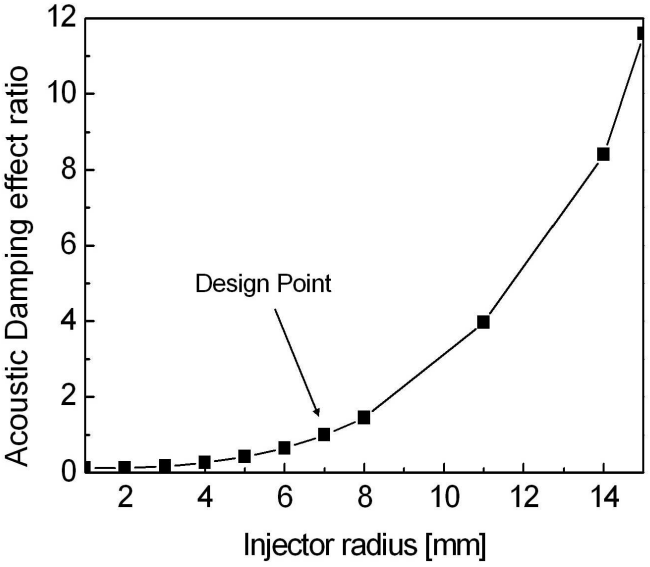
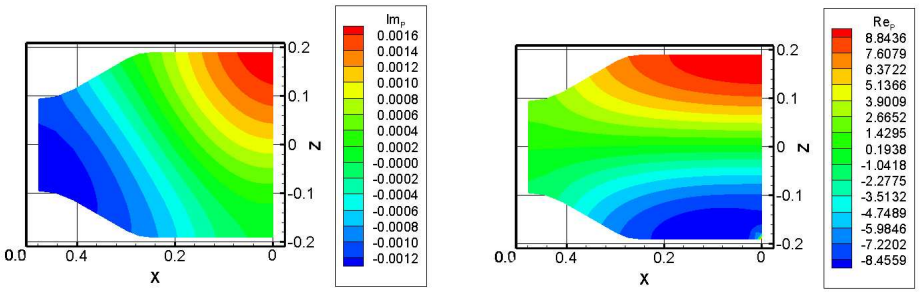


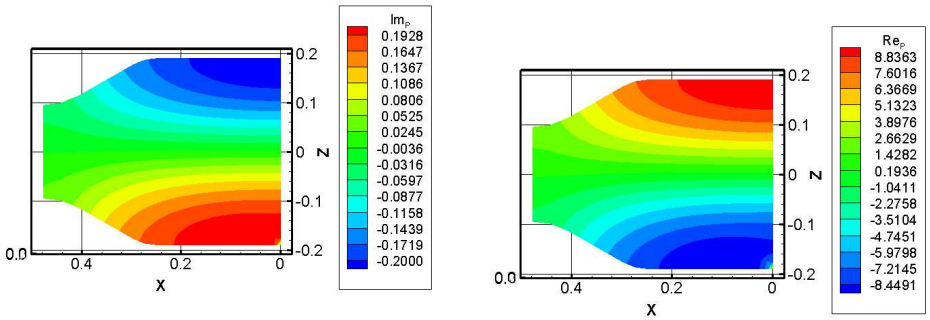
Fig. 15 Acostic damping effect ratio plotted against injector radius

Point)인 반지름이 7mm일 때 그 값은 1이 되게나타냈다. 그래프에서 알 수 있듯이 분사기면에 설치되는 분사기의 점유 면적이 동일 할때 반지름이 7mm인 분사기를 장착할 때보다 반지름 8mm인 분사기를 장착할 때, 감쇠인자가 약 45% 정도 급격히 증가함을 알 수 있다.

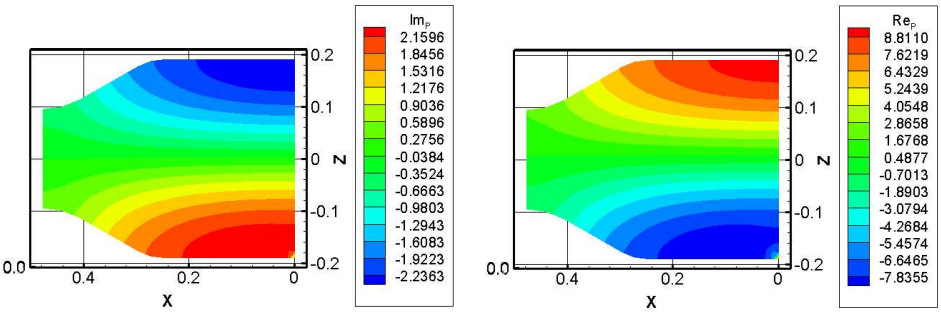
음향 압력은 복소수로 표시되는 데, 그 크기는 실수부와 허수부의 제곱의 합의 제곱근이다. 즉, P=$\sqrt{p_{Re}^2 + p_{Im}^2}$으로 표현할 수 있다. Figure. 16은 경계흡수계수 β에 따른 연소실의 압력장을 나타내었다. β값이 0.00001 일 때는 압력의 허수부(Im ($\tilde{p}$))의 값이 아주 작지만, β값이 점차 증가하여 0.008이 되면 0.00001일 때의 압력 값보다 상당히 커졌다. 압력의 실수부(Re ($\tilde{p}$))를 면 허수부와는 반대로 β가 0.00001 일 때는 비교적 큰 값을 갖다가 β가 점차 증가하여 0.008에 이르면 거의 연소실 부분이 0이 된다는 점이다. 즉, 경계흡수계수 β에 따라 복소음향압력의 실수부와 허수부의 값들이 β가 0.002와 0.003사이에서 같은 값을 가질 것이라고 예측할 수 있다.



β= *0.00001*



β= *0.00001*

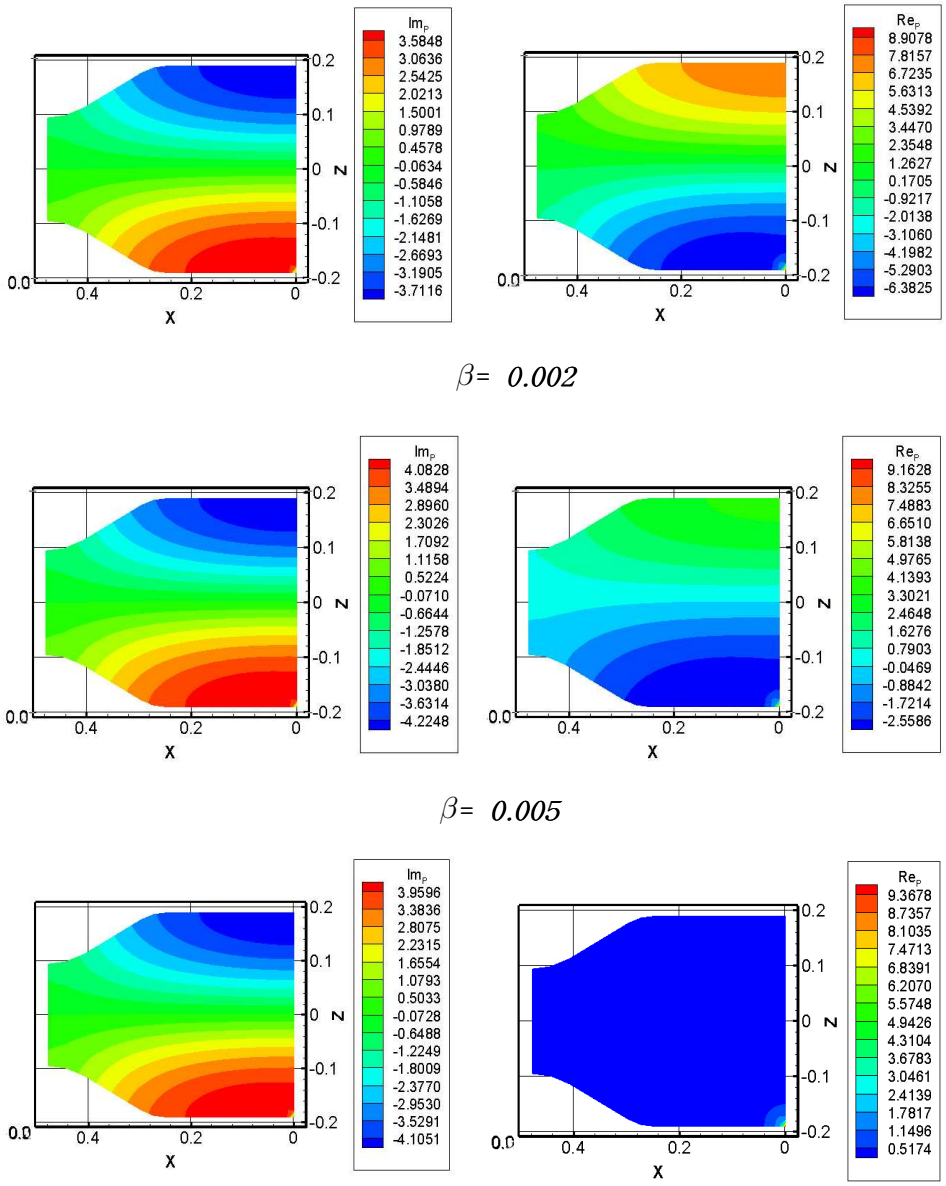


(a) Im ($\tilde{p}$) β= *0.001* (b) Im ($\tilde{p}$)

Fig. 16 Acoustic fields plotted against different values of β

4.3 절 연소 조건에서의 최적 분사기 길이 계산

앞에서 수행한 모든 계산은 상온 조건에서 수행되었다. 이를 통해 분사기의 음향



(c) Im ($\tilde{p}$) (d) Re ($\tilde{p}$)

Fig. 16 (Continued) Acoustic fields plotted against different values of β

감쇠 효과와 역할을 충분히 파악할 수 있으나, 정량적인 분사기 설계 기초 자료로 활용하기 위해서는 실제의 연소 조건을 모사하여 음향 해석을 수행해야 한다. 연소

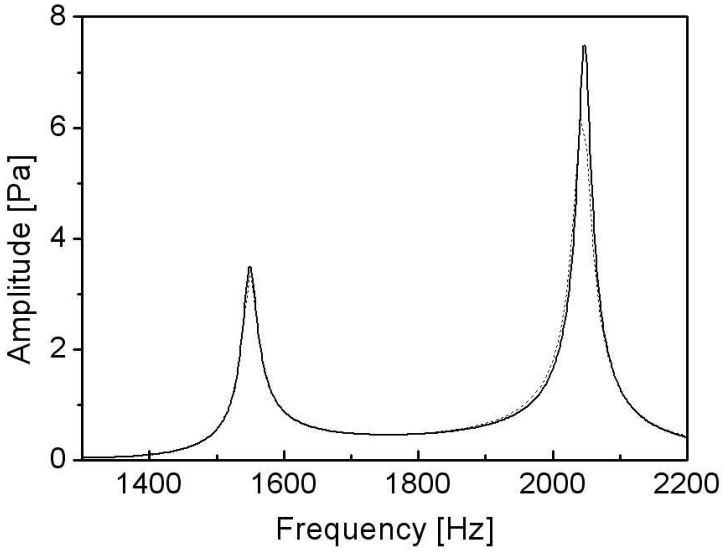


Fig. 17 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with single injector (solid line: l_{inj} = 0 mm, with hot condition)

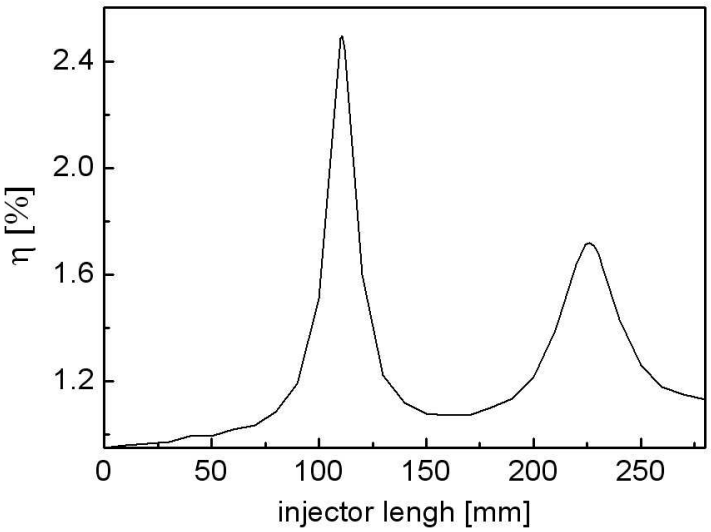


Fig. 18 Damping factors as a function of injector length at 1T mode (with hot condition)

조건으로서, 연소실내 유체의 음속과 밀도는 1270 m/s, 13.1 kg/m^{3}로 설정하였고, 분사기내 유체의 음속과 밀도는 475.4 m/s, 103.3 kg/m^{3}으로 설정하였다[21].이러한

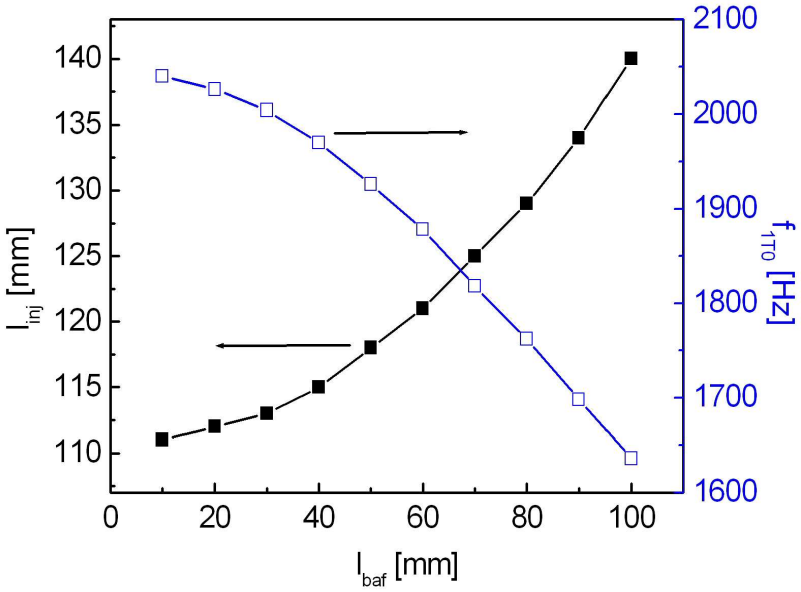


Fig. 19 Optimum l_{inj} as a function of baffle length for hot condition in baffled chamber

조건에 대해, 연소실 음향음답을 Fig. 17에 나타내고 분사기 길이에 따른 감쇠인자를 Fig. 18에 나타내었다. Fig. 17, 18을 통해서 상온조건에서의 결과과 연소조건에서의 결과가 정성적으로 잘 일치함을 알 수 있었다.다음으로, 배플 길이를 변화시켜 가며 최적 분사기길이를 구하여 Fig. 19에 나타내었다. 앞절의 Fig. 14과 비교하여 정성적으로는 동일한 경향이 나타남을 알 수 있다. 이 점은 상온 음향해석의 유용함을 증명하는 예이기도 하다. 정량적 관점에서, 상온 음향해석으로 구한 분사기 길이는 300 mm 이상으로 비현실적으로 크게 계산된 반면, 연소 조건에서 계산된 분사기의 길이는 100 mm 내외로 계산되었고, 이는 통용되는 동축형 분사기의 길이와 같은 크기의 값이다.

4.4 절 분사기와 연소실의 상호작용에 의한 음향학적 특성 I

실제 엔진에서는 분사기면에 수백 개의 분사기가 장착되므로, 직경이 30mm인 분사기 61개와 배플이 장착되지 않은 연소실과 배플이 장착된 연소실을 수치해석적

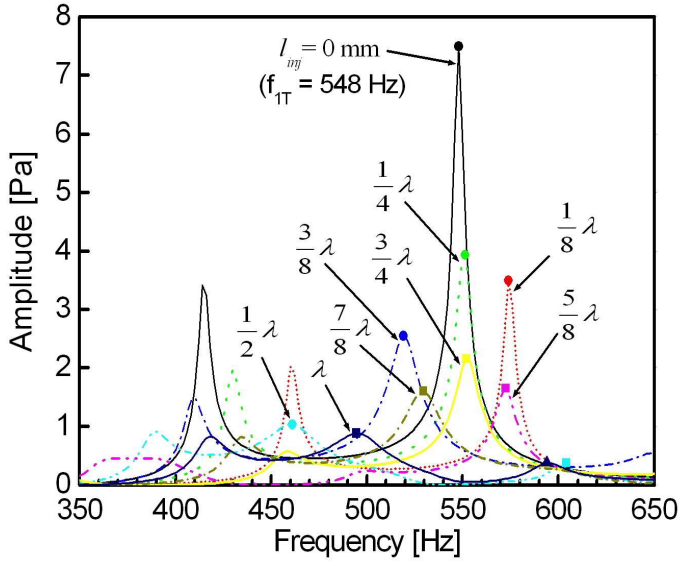
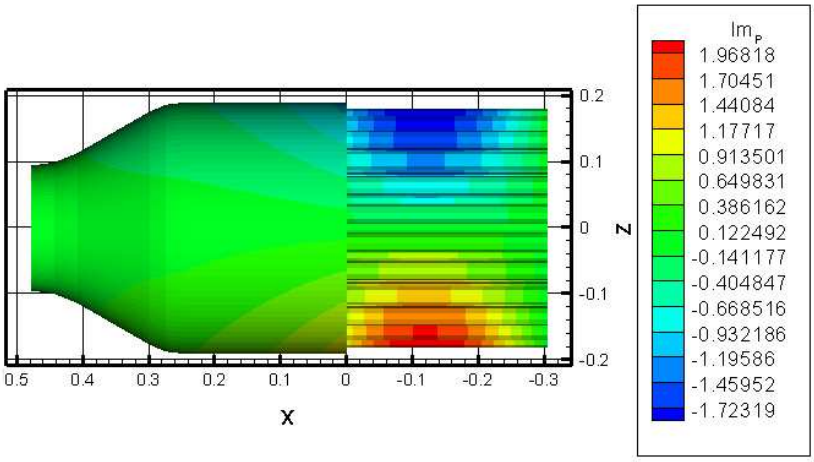


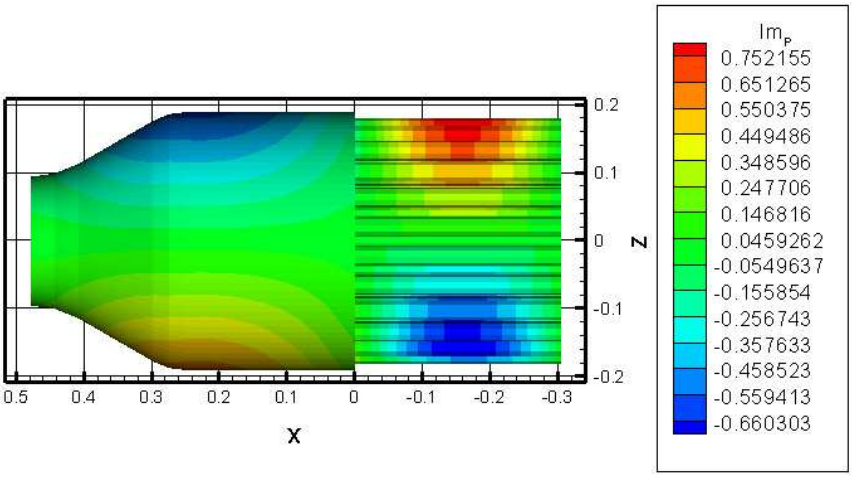
Fig. 20 Acoustic-pressure responses in unbaffled chamber with numerous injectors(symbols of l, n and ▲ indicate peaks of 1T,1T1L*, and 1T2L* modes, respectively)

으로 조사하였다.

분사기면에서 장착된 분사기의 면적 비율은 38%이며, 분사기면에서 분사기장착에 의한 열린 면적비 σ_A=0.38이다. 참고로 단일 분사기가 장착된 연소실에서 σ_A는 단지 0.14% 밖에 되지 않는다. 관찰점에서 계산된 음향응답은 주파수와 분사기의 길이에 대한 함수로써 Fig. 20에 나타내었다. 분사기의 길이는 0에서 한파장 λ의 범위로 Fig. 20에 나타난대로 압력과 주파수가 분사기의 길이 변화에 따라 달라지고 있다. 이러한 특성들은 단일분사기가 장착된 연소실의 음향응답을 나타낸 Fig. 6-9와 뚜렷하게 구분된다. 분사기 길이가 l_{inj}=303mm 일 때, 즉 1/2λ에서 음향응답을 살펴보면 390, 460, 604Hz에서의 최대값(peak)이 l_{inj} = 0 mm 일 때의 최대값(peak)에 비해 상당히 감쇠되었음을 알 수 있다. 이러한 음향응답은 음향파의 충분한 감쇠와 흡수를 나타내며, 특히 f = 548Hz에서 음향 섭동을 더욱 감쇠시킨



(a) 460 Hz



(b) 604 Hz

Fig. 21 Acoustic fields in unbaffled chamber with numerous injectors of $l_{inj} = (1/2)\lambda$; (a) 1T mode resonant at 460 Hz and(b) 1T1L* mode resonant at 604 Hz.

다.

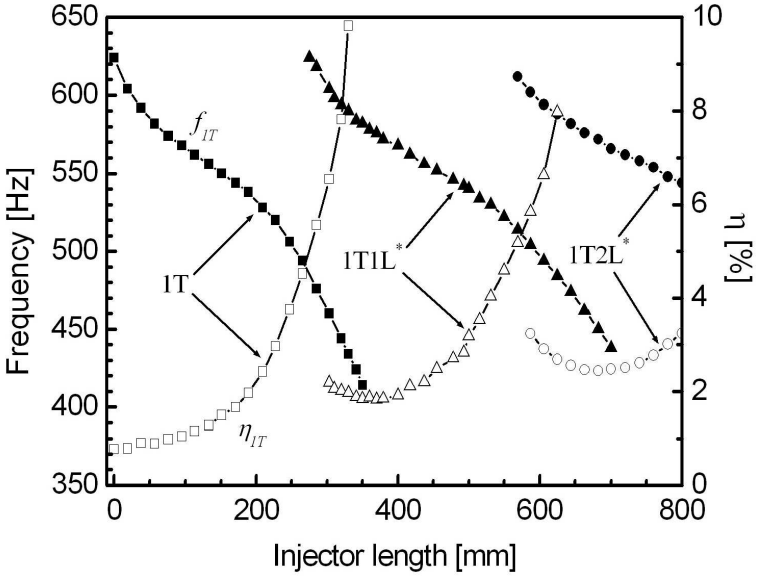
각각의 최대값(peak)에서의 음향장으로부터 주파수 오름차순으로 1L, 1T, 1T계열

모드임을 확인하였다. 세 번째의 604 Hz 최대값(peak)은 새로 생성된 것으로써 단일분사기를 장착한 연소실에서는 관측되지않은 것이다. Figure. 21a는 1T 모드의 음향장을 갖고 있지만 거의 감쇠가 되어 아주 약한 압력장을 형성하고 있으며, 지속적으로 유지가 되는 반면, Fig. 21b는 아주 특별한 음향장이다. 만약, 분사기를 연소실에 포함시켜 관측한다면, 그것은 순수한 1T모드보다 1T와 1L이 결합된 1T1L모드와 거의 유사하다. 이를 1TlL*: (분사기 연관 1T1L모드) 로 표시한다.

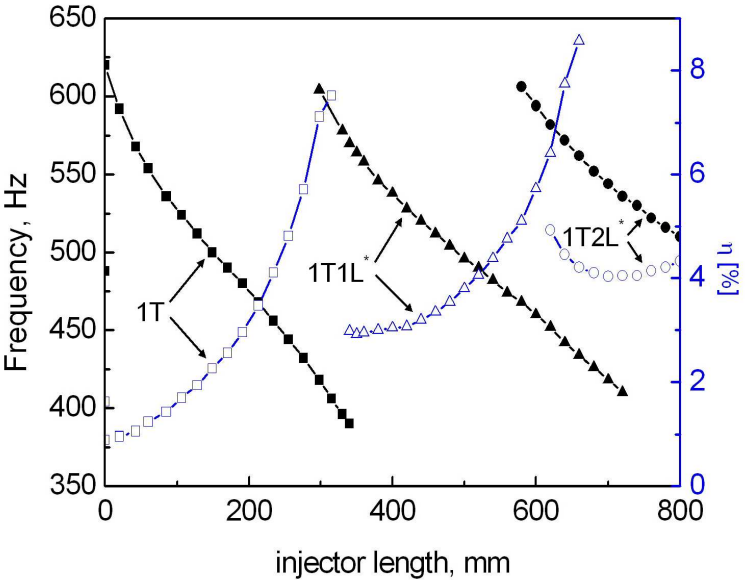
Figure. 21b를 음향학적으로 고찰하면, 연소실과 분사기의 상호작용에 의해서 독특한 모드가 새로 생겨남을 알 수 있다. Figures. 6,7,8,9를 보면 분사기와 연소실의 음향학적 상호작용은 거의 찾아 볼 수 없다. σ_A가 더욱 증가하여, 극단적으로 1에 도달하면, 분사기와 연소실은 단일 체적이 될 것이다.

다음으로, 배플이 장착된 연소실에서 분사기의 동조에 의한 음향학적인 연계(acoustic coupling) 효과에 대해서 조사하였다. 분사기 길이 l_{inj} 변화에 따라 음향응답의 감쇠인자와 1T계열 모드의 주파수를 계산하여 Fig. 22에 나타내었다. l_{inj}가 증가할 때, 음향 주파수는 l_{inj}=1/2λ 이하에서는 지속적으로 감소한다. 감쇠인자는 서서히 증가하다가 l_{inj}=1/2λ근처에서 급격히 증가한다. 무한히 짧은 분사기를 창착한 연소실의 음향장을 Fig. 23에 나타내었다. 그렇지만 분사기 길이는 0이 아니다. 즉, 보기에는 분사기면이 모두 닫힌 것처럼 보이나, 분사기가 장착된 부분은 열려있다.

이런 경계조건의 연소실 음향장을 보면 1T 모드는 분사기면 근처에서 부분적으로 종방향화 되어있음을 알 수 있다. 흥미롭게도 음향학적인 동조가 전혀 이루어지지 않은 l_{inj}=1/4λ의 음향장을 살펴보면 Fig. 20과 Fig.22로부터 l_{inj}=1/4λ일 때의 주파수 f가 l_{inj}=0 mm 일 때의 원래 주파수와 일치한다는 것을 알 수 있었다. 이러한 점은 l_{inj}=1/4λ일 때 가장 음향학적으로 동조가 이루어지지 않는다는 것을 잘 증명해준다. 즉, l_{inj}=1/4λ일 때 수많은 분사기가 장착되었음에도 불구하고 음향학적으로 연소실과 분사기의 상호작용(acoustic coupling)이 이루어지지 않았다



(a)



(b)

Fig. 22 Acoustic frequencies and damping factors of pure and injector-coupled 1T modes as a function of injector length in unbaffled (a) chamber and baffled (b) chamber with numerous injector (solid symbols: frequency, void symbols: damping factor)

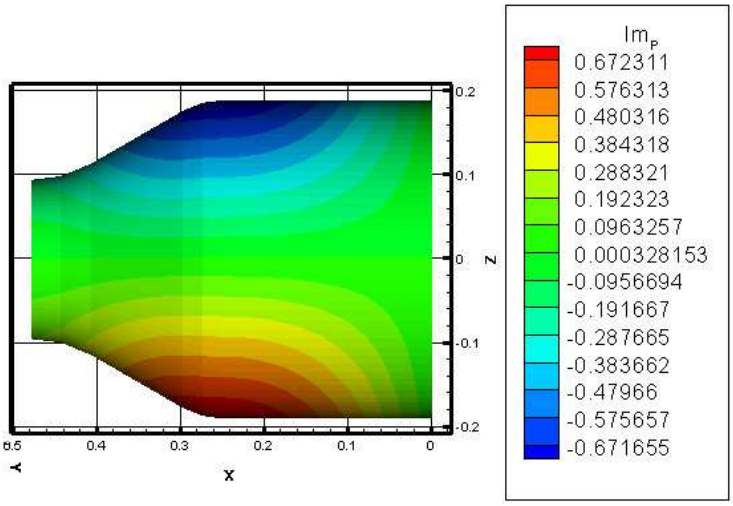


Fig. 23 Acoustic fields of 1T mode at 624 Hz in unbaffled chamber with numerous injectors of $l_{inj} = 10^{-7} mm$

는 것이다. 그러나 감쇠인자는 단일분사기 장착의 경우보다 55% 증가하였다. 이러한 점은 Fig. 8으로부터 많은 분사기로 인해 분사기 벽에서 경계흡수가 증가한 것이 원인이란 걸 알 수 있었다. l_{inj}가 1/2λ파장에 접근할수록 f_{1T}는 점차 감소하고 η_{1T}는 빠르게 증가한다. 1T 모드는 더욱 약해지고, 마지막에는 완진히 감쇠되어 없어진다. 그 모드는 350mm 이상에서는 더 이상 관측할 수 없다. 그러나 동시에 새로운 모드 1T1L*가 좀더 고주파에서 반파장 이전에 나타난다. 좀더 세밀한 계산으로부터 l_{inj} = 275 mm 의 f_{1T1L} = 624 Hz에서 새로운 1T1L*가 시작된다는 것을 알 수 있다. 그리고 1T와 1T1L*가 중복되는 영역에서 1T1L*의 감쇠인자는 1T의 감쇠인자에 비해 아주 작다. 따라서, 새로운 분사기 연계 모드(injector coupled mode)는 분사기의 동조에 의한 적절한 감쇠효과로 감쇠된다.

1T1L모드의 주파수는 음향장(Fig. 21b)으로부터 대략 다음과 같이 표현된다.

$$f_{1T1L} = \sqrt{f_{1T}^2 + f_{1L}^2} \tag{10}$$

Fig. 24에서 f_{1T}, f_{1L}은 각각, 548 Hz, 414 Hz이다. 이것으로부터 분사기 길이의

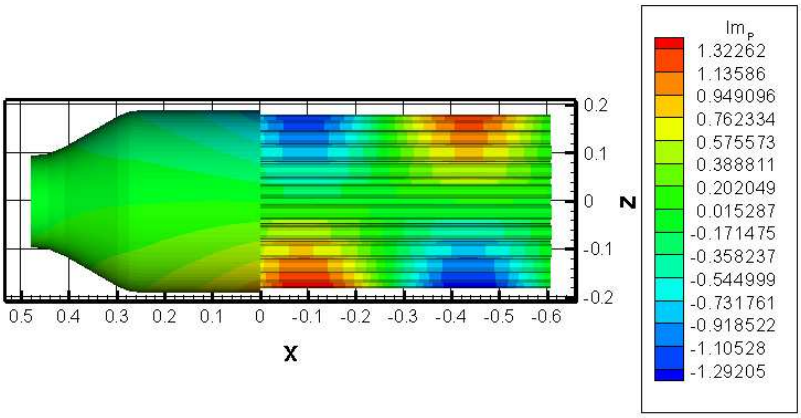


Fig. 24 Acoustic fields of 1T1L*mode at 494 Hz in unbaffled chamber with numerous injector of $l_{inj} = \lambda$

중심에서 분사기의 첫 번째 절반에서 압력의 배(anti-node)가 형성되어 1T1L*가 구성되어진다. 분사기와 연관된 1L모드 f_{1L}^*의 계산은 다음과 같다.

$$f_{1L}^* = f_{1L}\frac{L_{eff}}{L_{eff} + L_{inj}^*} \tag{11}$$

L_{eff}는 유효 연소실 길이로써, 대략 $L_e + 2/3\,(L_{th} - L_e)$으로 계산 되며, L_{inj}^*는 분사기 연관된 1L모드와 관계되는 분사기 길이이다. l_{inj}=1/2λ인 경우, L_{inj}^*는 실제 분사기 길이의 약 절반에 해당한다. 식 (8),(9)를 사용하여 계산하면 f_{1L}^* =308 Hz일 때, f_{1T1L}^* = 629 Hz 으로서, 해석해와 수치해가 각각 629 와 624 Hz로서 서로 잘 일치한다. 이렇게 정량적으로 잘 일치하는 것은 새로 생성된 모드가 분사기와 연계된(injector-coupled 1T1L) 모드라는 것을 말해준다. l_{inj}가 더욱 증가하면, f_{1T1L}가 감소하고, 감쇠 인자 η_{1T1L^*}는 증가한다. 이러한 거동은 1T 모드와 거의 같다. l_{inj}가 한파장(λ)에 이르게 되면, 1T1L*모드는 더욱 더 약해지고, 결국에는 완전히 소멸된다. Figure. 22에서 l_{inj}가 475mm를 넘어서면, f_{1T1L^*}가 원래의 1T모드의 548 Hz 보다 작아지는데 식 (8)에서는 판단이 불가능한 것처럼 보인

다. 예를 들면, Fig. 24에서 l_{inj}가 606mm 일 때 494 Hz로 548 Hz보다 작지만, 그림에서 보여준대로 분사기 왼쪽부분은 1T1L*의 모드를 뛰고 있다. 더 이상은 음향학적인 이론으로부터 해석적인 해가 유효하지 않지만, 음향장을 확인하면 명확히 1T1L* 모드인 것이다. 1T모드와 유사하게 분사기 길이가 700mm 이상에서는 더 이상 그 모드가 나타나지 않고, 새로운 모드 1T2L*가 l_{inj} = λ 근처에서 나타나기 시작한다. 따라서, 음향주파수, 감쇠인자의 패턴이 1T, 1T1L*과 같은 패턴으로 반복되겠지만 Fig. 22에서는 나타내지 않았다. 즉, 1T, 1T1L*, 1T2L*가 연속적으로 나타날 것이다. 1T1L*은 연소실과 분사기의 음향학적인 상호작용이 나타나며, 이는 분사기로 인해 연소실에 음향장이 변화할 수 있음을 의미한다.

앞서 서술한데로, 1T 모드의 반파장에 해당하는 분사기 길이에 동조를 해야 최대의 효과를 얻을 수 있지만, 특별히 분사기와의 음향학적인 연계(acoustic coupling)를 고려한다면, 새로운 음향모드가 형성되는 길이에서는 새로 형성된 모드의 감쇠인자가 작으므로 동조 길이가 변화 되어야 할 것이다. 따라서, 동조 길이를 선택할 때는 2가지 요건을 만족해야한다. 첫째는 분사기와 연관된 음향 모드를 피하면서 감쇠인자가 가장 클 때이며, 둘째는 Fig. 22로부터 반파장길이 이하에서 최적 동조길이를 찾을 수 있다는 것이다.

4.5 절 분사기와 연소실의 상호작용에 의한 음향학적 특성Ⅱ

앞서 서술한데로 연소실과 분사기는 음향학적으로 단일체적으로써 하나의 연소실처럼 작용할 수 있는데, 이를 검증하고자한다.

Figure 25는 분사기의 길이를 10^{-7}m으로 설정하고 분사기면에서부터 노즐 입구까지의 거리 l_{Total}을 변화시켜 음향모드의 주파수를 나타내었다. 즉, 분사기가 무한히 짧아서 실제로는 없는 상태라고 할 수 있지만, 분사기61개가 연소실과 접합되는 부분만 열려 있어 여전히 σ_A는 0.38인 상태로 경계조건이 설정되었다. 여기서 분사기면에서부터 노즐 입구까지의 거리인 연소실길이를 변화시킨다는 것은

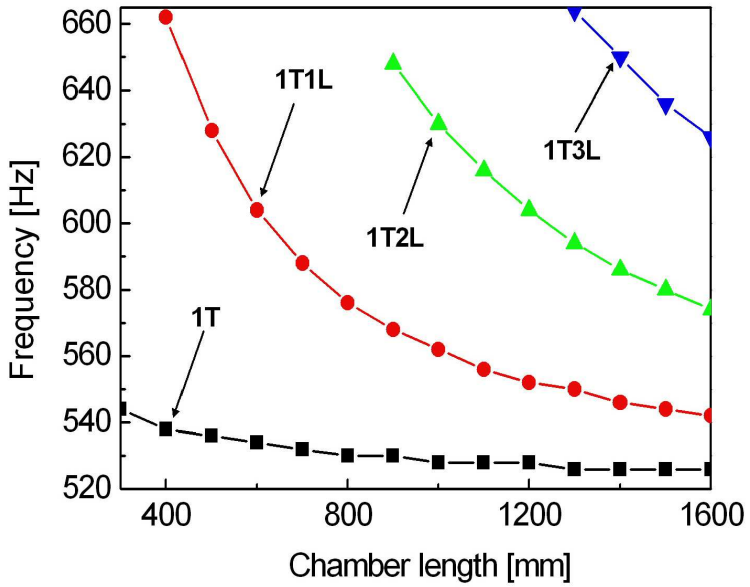


Fig. 25 Frequency as a function of chamber length at 1T-family mode

연소실과 분사기는 음향학적으로 하나의 연소실처럼 작용하는 것에 착안한 것에 있다. 예를들어, 실제 설계 연소실 길이는 250mm 인데 연소실 길이를 300mm로 길게 하면 250mm를 제외한 50mm는 분사기의 특성을 가질 것으로 예상하고 수치적으로 검증을 해보았다.

Figure 25는 원래의 설계된 엔진의 연소실 길이보다 길게 하여 그 길이에 따른 음향학적인 특성을 파악하였다. 4.4절에 자세히 서술했듯이 실제로 분사기가 장착이 되면 주파수 변화가 급격히 일어나고 새로운 음향모드가 생기고 소멸되고, 다시 생성되는 것을 알 수 있었다. 그것에 비추어 보면, Fig. 25에 나타낸 음향학적인 특성은, 조금 다른 음향학적 특성을 보이는 것 같다. 그러나 그 원리는 실제 분사기를 장착한 특성과 일치한다.

Figures 25, 26을 살펴보면, 1T의 주파수가 지속적으로 감소하고, 1T1L모드가 새로 생겨나서 주파수가 지속적으로 또한 감소하며, 1T와 1T1L이 소멸되기도 전에 또다른 모드인 1T2L, 1T3L이 생겨난다. 새로 생성된 모드간의 중복영역이 상당

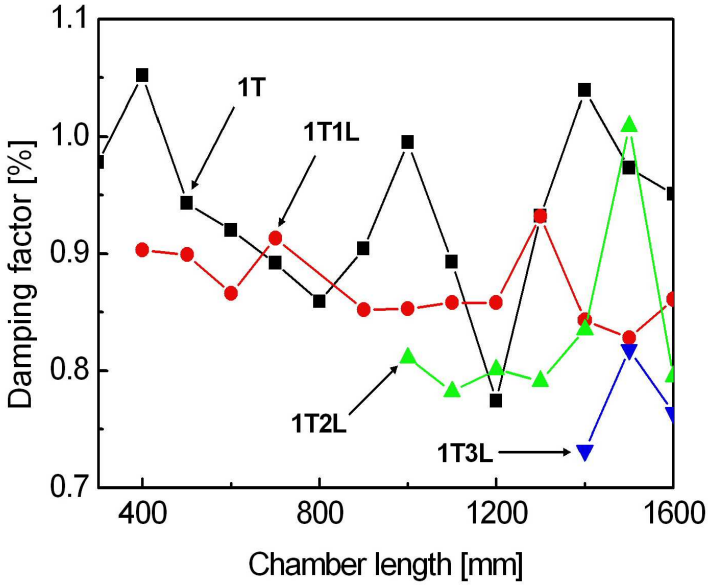


Fig. 26 Frequency as a function of chamber length at 1T-family mode

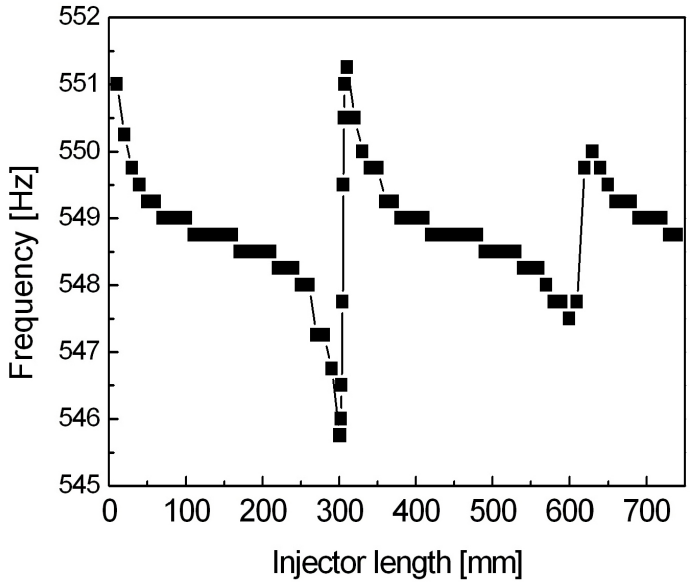
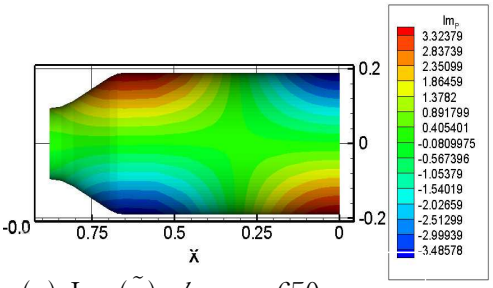
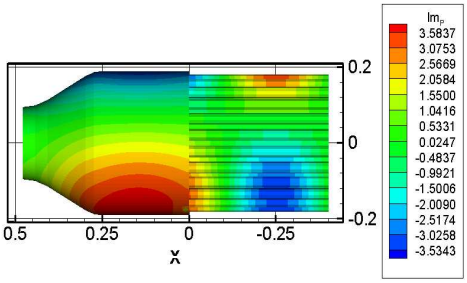


Fig. 27 Frequency as a function of single injector length at 1T mode

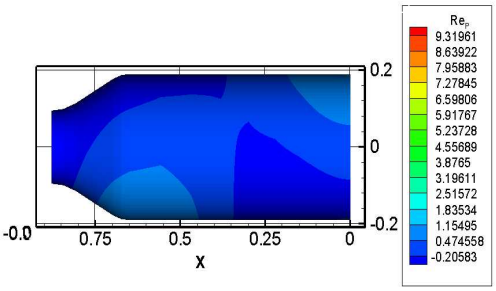
히 길고, 모드가 전혀 소멸되지가 않으며, 감쇠인자는 거의 변화가 없다. 이러한 음향학적 특성의 이유는 연소실의 분사기면의 경계조건으로(σ_A=0.38) 실제 분사



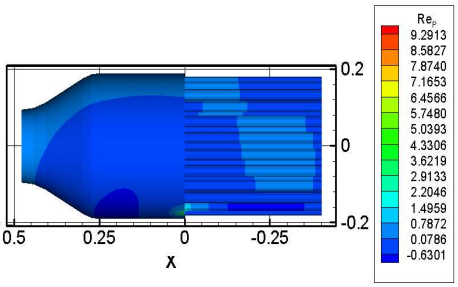
(a) Im $(\tilde{p})$, l_{Total} = 650mm



(b) Im $(\tilde{p})$, l_{Total} = 650mm

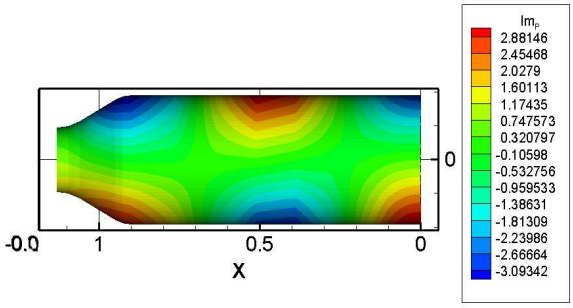


(c) Re$(\tilde{p})$, l_{Total} = 650mm

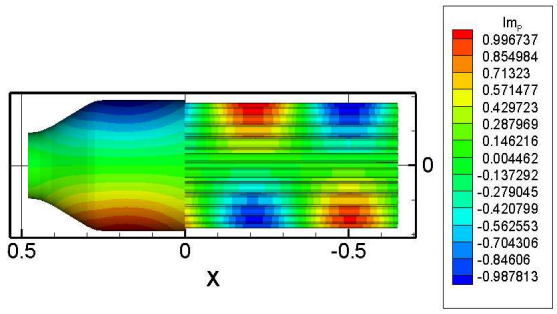


(d) Re$(\tilde{p})$, l_{Total} = 650mm

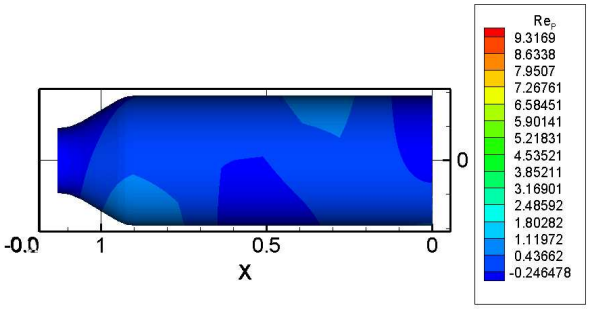
Fig.28a Acoustic fields of chamber with injector and reference chamber



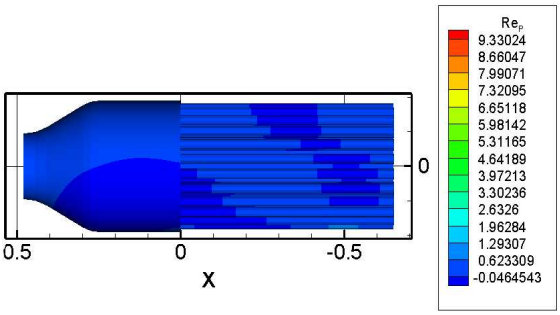
(a) Im ($\tilde{p}$), l_{Total} = 900mm



(b) Im ($\tilde{p}$), l_{Total} = 900mm

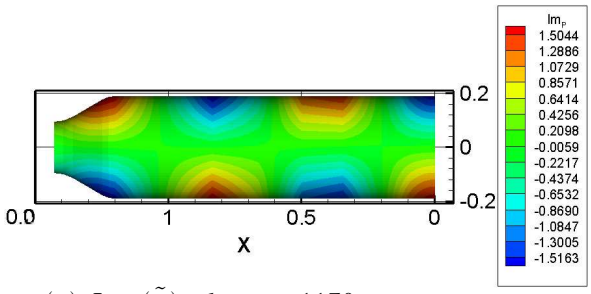


(c) Re($\tilde{p}$), l_{Total} = 650mm

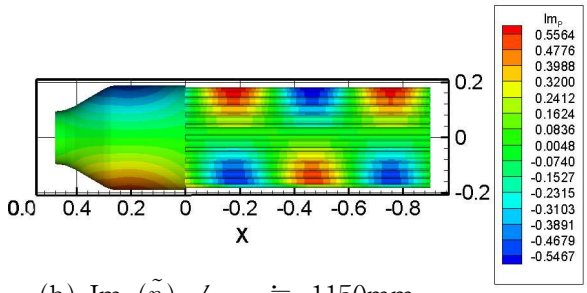


(d) Re($\tilde{p}$), l_{Total} = 650mm

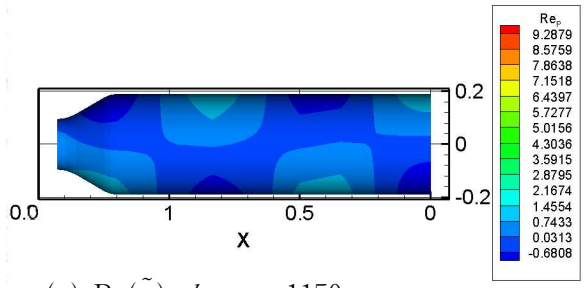
Fig.28b Acoustic fields of chamber with injector and reference chamber



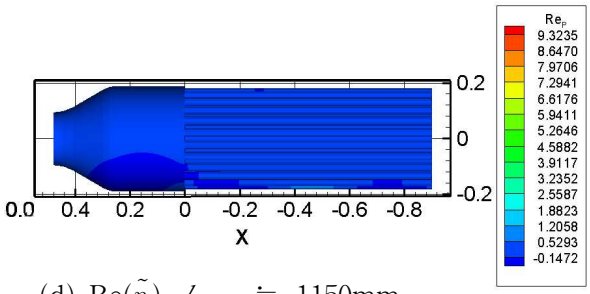
(a) Im $(\tilde{p})$, l_{Total} = 1150mm



(b) Im $(\tilde{p})$, l_{Total} ≒ 1150mm



(c) Re$(\tilde{p})$, l_{Total} = 1150mm



(d) Re$(\tilde{p})$, l_{Total} ≒ 1150mm

Fig.28c Acoustic fields of chamber with injector and reference chamber

기를 장착했을 때의 연소실의 음향장과 연소실길이에 따른 음향장을 나타낸 Fig. 28을 비교해보면 동일한 모드임을 알 수 있고, 실제 분사기를 장착 했을 때는 새로 생성된 모드가 소멸되었는데, Fig. 25에서는 그렇지 않은 이유는 분사기가 공명기로 작용하여 새로 생성된 모드의 음향압력을 감쇠시키지 못하기 때문에 일단 생성된 모드는 전혀 감쇠가 되지 않아 지속적으로 나타나는 것이다, 즉, 새로운 모드의 생성과 주파수의 지속적인 변화는 연소실의 경계조건 때문에 그러하고, 생성된 모드가 사라지고, 주파수가 급격히 변하는 것은 분사기가 공명기로 작용하기 때문이다. 그러므로 최적으로 동조되었을 때에 아주 급격히 주파수를 변화시키며, 음향압력을 감쇠시킨다. 또한, 동조가 제대로 이루어지지 않을 때는 주파수의 변화도 상대적으로 작으며, 음향압력의 감쇠도 작다.

다음으로, 분사기면을 100% 닫고(즉, 기본연소실의 분사기면이 닫힘) 연소실 길이에 따라 음향특성을 관측중에 1T모드와 2L모드의 중첩을 관찰할수 있었다. 중첩 직전과 중첩이 진행중일 때, 중첩 전후의 음향주파수와 감쇠인자를 Fig. 29에

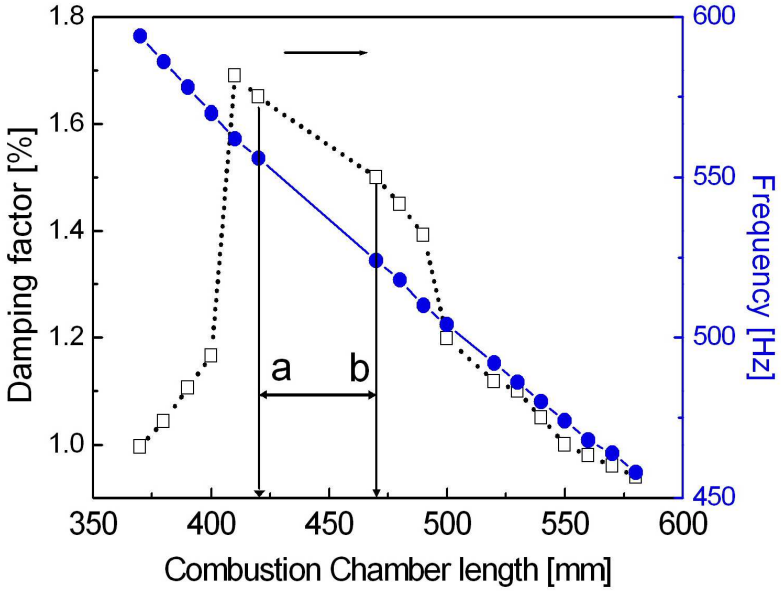


Fig. 29 Damping factor and frequency of which impacted 1T with 1L

나타내었다. 압력의 크기가 상대적으로 작은 2L모드의 음향압력의 감쇠는 큰 것으로 보이며, 중첩진행중(a-b구간)에는 모드가 사라지고, 충돌후에 다시 나타나는 것으로 확인하였다.

제 5 장 결 론

고성능 연소기에는 기체-액체 조합의 추진제를 분사하는 분사기가 채택될 수 있는데, 이에 대비하여 기체-액체형 분사기의 음향감쇠 효과를 선형 음향해석을 통해 다음과 같이 조사하였다.

첫 째, 분사기가 장착되지 않은 기본 연소실에 대하여 음향응답을 구하여 공진 주파수와 음향 모드를 확인하였다.(414 Hz : 1L, 548 Hz : 1T)

둘 째, 연소실에 장착된 분사기 길이를 달리하면서 음향 감쇠효과를 조사한 결과 음향 감쇠효과가 최대로 나타나는 최적 분사기 길이는 상온 조건의 계산 결과에서는 303mm이고, 연소 조건에서는 111mm로 계산되어 이론적인 반파장 길이에 해당함을 알 수 있었고, 이러한 결과를 토대로 분사기는 반파장 공명기의 기능을 수행할 수 있음을 알았다.

셋 째, 연소실내 연소 상황을 모사하는 근사적인 물성치를 사용하여 최적의 감쇠효과를 갖는 분사기 설계자료를 분사기가 연소실에 장착되었을 경우와 분사기와 배플이 장착되었을 때 각각 조사하여 정량적으로 제시하였다.

분사기는 반파장 공명기로서의 역할외에, 상황에 따라 연소실과의 음향학적인 연계성(coupling)을 가질 수 있기 때문에 그러한 특성을 고찰한 결과를 다음과 같이 요약하였다.

첫 째, 다수의 분사기를 장착한 연소실에 대하여 음향해석을 한 결과로 분사기 길이가 길어지면 지속적으로 주파수가 감소하고 반파장 길이근처 음향 감쇠효과가 급격하게 커지며, 반파장 길이 근처에서 injector-coupled mode인 1T계열 모드가 생성됨을 알 수 있었다. 이러한 음향학적 특성의 원인을 다

음과 같이 요약하였다.

둘 째, 분사기가 장착된 연소실에서 나타나던 1T계열의 음향모드가 주기적으로 반파장에 해당하는 분사기 길이의 근처에서 주기적으로 생성되는 것의 주요 원인은 분사기를 장착함으로써 분사기면이 닫힌 조건에서 열린 조건으로 변화하였기 때문이다.

셋 째, 분사기가 공명기로 작용하여 최적의 동조가 되는 분사기길이인 반파장 길이에 해당할 때 상대적으로 1T계열인 injector-coupled mode의 주파수 변화가 매우 급격하며, 음향압력감쇠가 크게 일어나지만, 동조가 되지않을 때는 주파수 변화가 적고 음향압력감쇠가 작다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

1 D. J. Harrje, and F. H. Reardon, eds.), Liquid Propellant Rocket Instability, NASA SP-194, 1972.

2. J.W.S Rayleigh, The Theory of Sound, Dover, New York, 1945, Vol. 2, pp. 226-235

3. F.E.C. Culick, V. Yang, Overview of combustion instabilities in liquid-propellant rocket engines, Liquid Rocket Engine Combustion Instability, edited by V. Yang and W. E. Anderson, Vol. 169, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington, DC, 1995, pp. 3-37.

4. J.C. Oefelein, V. Yang, Comprehensive review of liquid-propellant combustion instabilities in F-1 engines, Journal of Propulsion and Power 9 (1993) 657-677

5. S. Ducruix, T. Schuller, D. Durox, S.M. Candel, Combustion dynamics and instabilities: Elementary coupling and driving mechanisms, Journal of Propulsion and Power 19, (2003) 722-734.

6. C.C. Hantschk, D. Vortmeyer, Numerical simulation of self-excited thermoacoustic instabilities in a Rijke tube, Journal of Sound and Vibration 217 (1999) 511-522
7. S. Dawson, J.A. Fitzpatrick, Measurement and analysis of thermoacoustic oscillations in a simple dump combustir, Journal of Sound and Vibration 230 (2000) 649-660.
8. E. Laudien, R. Pongratz, R. Pierro, D. Preclik, Experimental procedures aiding the design of acoustic cavities, Liquid Rocket Engine Combustion Instability, edited by V. Yang and W. E. Anderson, Vol. 169, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington, DC, 1995, pp. 377-399.
9. R.B. Keller, Jr., (ed), Liquid Rocket Engine Combustion Stavilization Devices, SP-8113, NASA, 1974.
10. J.S. Kim, F.A. Williams, Effect of non-homogeneities on the eigenmodes of acoustic pressure in combustion chambers, Journal of Sound and Vibration 209 (1998) 821-843.
11. 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.
12. G.P. Sutton, History of liquid-propellant rocket engines in Russia, formerly the Soviet Union, Journal of Propulsion and Power 19 (2003) 1008-1037.
13. C.L. Oberg, Combustion stabilization with acoustic cavities, Journal of Spacecraft and Rockets 8 (1971) 1220-1225.
14. T.L. Acker, C.E. Mitchell, Combustion zone-acoustic cavity interactions in rocket combustors, Journal of Propulsion and Power 10 (1994) 235-243.

15. J.M. Wicker, M.W. Yoon, V. Yang, Linear and non-linear pressure oscillations in baffled combustion chambers, Journal of Sound and Vibration 184 (1995) 141-171.
16. T. Tsuji, T. Tsuchiya, Y. Kagawa, Finite element and boundary element modelling for the acoustic wave transmission in mean flow medium, Journal of Sound and Vibration 255 (2002) 849-866.
17. S.K. Kim, H.J. Kim, W.S. Seol, C.H. Sohn, Acoustic stability analysis of liquid propellant rocket combustion chambers, AIAA Paper2004-4142, July, 2004.
18. 김성구, 김홍집, 손채훈, “로켓엔진 연소기 설계의 음향안정성 평가를 위한 해석코드 개발”, 한국항공우주학회지, 제32권, 제6호, 2004, pp. 110-116.
19. V. Yang and Anderson, W. E. (eds.), Liquid Rocket Engine Combustion Instability, Vol. 169, Progress in Astronautics and Aeronautics, AIAA, Washington, DC, 1995, pp. 377-399.
20. C.H. Sohn., S.-K. Kim, and Y.-M. Kim, "A Numerical Study on Effects of Various Baffle Designs on Acoustic Characteristics in Combustion Chamber of Liquid Rocket Engine" KSME International Journal, Vol. 18, No. 1, 2004, pp. 145-152.
21. A. A. Shibanov, Personal Communication, 2002.