

[Research Paper]

## 가스계 소화시스템 노즐 수축각이 방출소음에 미치는 영향

김요환 · 유한솔 · 황인주\* · 김윤제\*\*†

성균관대학교 대학원 기계공학과 대학원생, \*한국건설기술연구원 선임연구위원, \*\*성균관대학교 기계공학부 교수

## Influence of the Nozzle Contraction Angles of Gaseous Extinguishing Systems on Discharge Noise

Yo-Hwan Kim · Han-Sol Yoo · In-Ju Hwang\* · Youn-Jea Kim\*\*†

Graduate Student, Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.,  
\*Senior Research Fellow, Department of Future Technology and Convergence Research,  
Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology,  
\*\*Professor, School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.

(Received June 13, 2019; Revised July 3, 2019; Accepted July 3, 2019)

### 요 약

소화설비는 예상치 못한 화재를 진압하는 설비이며, 방호대상과 장소에 따라 부합한 소화약제를 사용해야 한다. 이 중 가스계 소화설비는 물에 취약한 전자장비 등을 보호하기 위하여 사용되는데, 이 때문에 화학적 반응이 없는 불활성 기체가 주로 적용된다. 하지만 최근 전자장비들의 고집적화로 인하여 가스계 소화설비로부터 발생하는 소음이 전자장비에 손상을 주는 사례가 대두되고 있다. 이에 본 연구에서는 가스계 소화설비를 개선하고자, 노즐 수축각에 따른 유동소음을 수치적으로 계산 및 분석하였다. ANSYS FLUENT ver. 18.1을 사용하여 수치해석을 수행하였으며, 스윙 분포를 고찰하여 유동소음에 대한 원인을 분석하였다. 개선된 모델은 기본 모델 대비 약 6 dB가 감소된 것을 확인하였으며, 이는 가스계 소화시스템 노즐 수축각이 방출소음 저감에 영향력 있는 인자임을 확인하였다.

### ABSTRACT

Fire extinguishing systems are essential equipment in all indoor facilities to address unexpected fire scenarios, and appropriate fire extinguishing agent should be used depending on the place and object to protect. Among these, gaseous fire-extinguishing systems are used to protect electronic equipment. Therefore, inert gases that do not undergo chemical reactions are used mainly in those systems. On the other hand, recently, owing to the high integration of electronic equipment, there are some cases, in which large noise generated from gaseous systems damage the electronic equipment. In this study, numerical analysis of the discharge noise with various nozzle contraction angles was carried out to improve the gas fire extinguishing system. Numerical analysis was carried out using ANSYS FLUENT ver 18.1. The causes of the noise were elucidated using the swirl distribution. The noise level of the modified model was reduced by approximately 6 dB compared to the reference model, which is similar to the result of a previous study, confirming the validity of the method.

**Keywords** : Fire extinguishing nozzle, CFD, CAA, Clean extinguishing agent

### 1. 서 론

소화설비는 예상치 못한 화재를 진압하기 위한 장비로써, 적용 대상에 따라 진압 방법이 다르다. 공공장소나 가정에서는 일반적으로 물을 이용하여 화재를 진압하는 수계 소화설비를 사용하며, 제어실, 발전실, 전산실과 같이 전기위험이

있는 공간에 대해서는 가스계 소화설비를 사용한다<sup>(1,2)</sup>.

가스계 소화설비는 할로겐화합물 및 불활성기체로서 전기적으로 비전도성인 소화약제를 사용하여 화재를 진압하는 설비이며, 이는 휘발성을 가지거나 증발 후에 잔여물이 남지 않아야 한다.

1987년 9월 서명된 몬트리올 의정서에 따라 오존을 보존

† Corresponding Author, E-Mail: [yjkim@skku.edu](mailto:yjkim@skku.edu). TEL: +82-31-290-7495, FAX: +82-31-290-5889

© 2019 Korean Institute of Fire Science & Engineering. All right reserved.

하기 위해 특정 할론계 소화약제는 금지되었으며<sup>(3)</sup> 이에 따라 소화약제에 대한 연구가 진행되어왔다.

Satio 등<sup>(4)</sup>은 할론 1301과 불활성가스인 아르곤, 질소, 이산화탄소의 소화효율에 대한 연구를 진행한 바 있으며, Owens<sup>(5)</sup>는 플루로케톤(Fluoroketone)을 현재 청정소화약제로 사용 중인 수소화불화탄소(Hydrofluorocarbon, HFC)와 과불화탄소(Perfluorocarbon, PFC)를 비교하여 할론계를 대체할 새로운 소화약제로 제시하였다. Kim 등<sup>(6)</sup>은 단일물질로 구성된 소화약제는 할론계 소화약제를 대체하기 어렵다고 판단하여, 이성분계와 삼성분계, 그리고 단일물질의 소화약제 소화농도를 실험적으로 비교 및 분석하였다.

가스계 소화약제는 종류와 저장용량에 따라 상이하지만, 약 20 MPa 이상의 고압으로 압축되어 저장된다. 이후 화재가 감지되면, 소화약제는 배관과 오리피스, 노즐을 통과하면서 압력이 많이 감소하긴 하지만 여전히 고압으로 방출된다. 이 때문에 소화노즐에서는 약 130 dB 이상의 소음이 발생하게 된다. 이러한 방출특성은 화재진압 측면에서 볼 때, 빠른 진압을 할 수 있지만 큰 소음으로 인해 주변 전자장비들에 손상을 입히는 현상이 발생한다<sup>(7)</sup>.

Dutta 등<sup>(8)</sup>은 시판되고 있는 Hard disk drives (HDDs)를 대상으로 소음이 작동성능에 미치는 영향을 고찰하였으며, 4-10 kHz 주파수범위에서의 높은 소음은 대부분의 HDDs 성능에 치명적이라는 연구결과를 발표하였다. 이러한 시점에서 Koushik 등<sup>(9)</sup>은 단일 오리피스를 가지는 가스계 소화노즐의 음향충격을 실험과 수치해석을 통해 분석하였으며, 그림자 기법을 이용한 유동 이미지화와 전산유체역학의 결과를 바탕으로 소음 메커니즘(Mechanism)을 분석한 바 있다. 이처럼 가스계 소화노즐은 소화성능뿐만 아니라 유발되는 소음에 대한 관심도 증가하고 있다.

본 연구에서는 국외 기업인 A社 저소음 노즐을 기반으로 모델링하여 수치 해석적 방법으로 유동해석을 수행하였으며, 외부 방출구의 수축각(Contraction angle) 변화를 주어 방출소음에 미치는 영향을 수치적으로 분석하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 해석모델

Figure 1에는 수치해석에 사용된 노즐의 3-D 모델을 도시하였다. 노즐의 기본형상은 Melissa 등<sup>(10)</sup>이 소개한 독일의 음향 방출 노즐(Acoustic discharge nozzle)을 기반으로 제작되었으며, 크게 두 개의 몸체와 3개의 외부흡음재로 구성되어있다. 소화노즐의 내부몸체 지름인  $d_1$ 은 압력 배관용 탄소 강관 규격인 KS D 3562<sup>(11)</sup>의 15A를 사용하였으며, 외부 방출구에 수축각을 주어 노즐(Nozzle)형상을 적용하였다.

수축각에 대한 영향을 확인하고자, 삼각비(The trigonometric ratio)를 사용하여 기존 반지름 길이가 절반이 되는 30° 부터 10° 간격으로 줄여가며 case들을 구성하였다. 각 case에 대한 수축각은 Table 1에 기술하였으며, 기본모델과 3가지

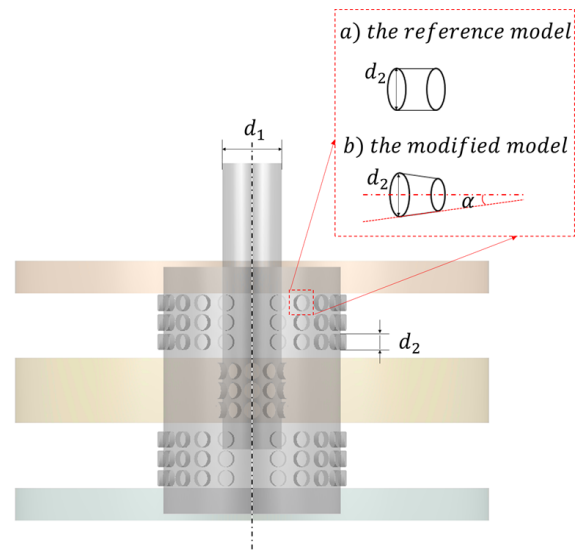


Figure 1. Schematic of the 3-d model.

Table 1. Design Specifications of Extinguishing Nozzles

Description	$\alpha$ [°]
Reference Model	X
Case 1	10
Case 2	20
Case 3	30

case들을 각각 비교하였다.

### 2.2 음향장 해석

본 연구에서는 ANSYS FLUENT ver. 18.1을 사용하여 유동특성과 음향장을 수치 해석적 방법으로 계산하였다. 작동유체인 소화약제는 IG-100을 사용하였으며, 노즐입구에 1.5 MPa 압력을 일정하게 적용하였다. 난류모델은 정상상태의 경우 Shear stress transport (SST)모델을 적용하였으며, 계산된 유동 데이터를 기반으로 비정상해석을 Large eddy simulation (LES)모델을 이용하여 계산하였다. SST 모델의 경우 벽면근처 유동을 비교적 정밀하게 예측 가능한  $k-w$  난류모델과 일반 대류해석을 위한  $k-\epsilon$  모델의 장점을 결합한 모델이며, 비정상해석을 위한 초기값 문제해결에 타당하다. 또한, LES모델의 경우 격자로 계산 가능한 크기의 난류구조를 직접 계산하고 작은 난류들만 모델링하는 특성을 가지고 있기에 본 연구에서는 비정상해석의 난류모델로 선정하여 음향해석을 수행하였다<sup>(12,13)</sup>.

소화약제의 유동특성을 계산하기 위한 지배방정식으로 연속방정식과 운동량 방정식, 에너지 방정식을 적용하였으며, 음향해석을 위한 지배방정식으로는 Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H)음향상사식을 적용하였다<sup>(14)</sup>.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + [\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v})] = -\nabla p + \rho \vec{g} + \nabla \cdot \tau \tag{2}$$

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} - \alpha T \frac{Dp}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + \rho H \tag{3}$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_0} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' & \tag{4} \\ = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 v_n |\nabla f| \delta(f)) & \\ - \frac{\partial}{\partial x_j} (P_{ij} \frac{\partial f}{\partial x_j} \delta(f)) + \frac{\partial^2 T_{ij} H(f)}{\partial x_i \partial x_j} & \end{aligned}$$

여기서,  $\rho$  는 밀도,  $t$  는 시간,  $v$  는 속도,  $p$  는 압력,  $\tau$  는 응력 텐서,  $C_p$  는 등압 열용량,  $T$  는 온도,  $\alpha$  는 열팽창률,  $k$  는 열전도도,  $\phi$  는 단위 부피당 점성소산(Viscous dissipation), 그리고  $H$  는 단위 질량당 내부 열에너지 발생률을 각각 나타낸다. 또한  $c_0$  는 유동장의 음속,  $P_{ij}$  는 압축 응력텐서,  $T_{ij}$  는 Lighthill의 응력텐서,  $p'$  는 원거리 음압,  $\delta(f)$  은 Dirac delta 함수를 각각 나타내며,  $H(f)$  는 단계함수(Step function),  $f$  는 경계함수로 다음과 같이 표현된다.

$$H(f) = \begin{cases} 1 & (f > 0) \\ 0 & (f < 0) \end{cases} \tag{5}$$

$$\vec{f}(x,t) = \begin{cases} f > 0, & \text{outside of body} \\ f < 0, & \text{inside of body} \\ f = 0, & \text{on surface of body} \end{cases} \tag{6}$$

음향상사식을 사용하여 계산된 음압레벨은 Sound pressure level (SPL)로 표기되며, 다음과 같이 정의된다.

**Table 2.** Boundary Conditions Applied in This Study

Description	Value
Extinguishing Agent	IG-100
Agent Inlet [MPa]	1.5
Turbulence Model (Steady)	Shear Stress Transport
Turbulence Model (Transient)	Large Eddy Simulation
Sub-grid Model	WALE
Acoustics Model	Ffowcs-Williams & Hawkings
Reference Acoustic Pressure [Pa]	2e-5
Total Tims [s]	10
Far-field Density [kg/m <sup>3</sup> ]	1.225
Far-field Sound Speed [m/s]	340
Frequency Range [kHz]	0~12.5

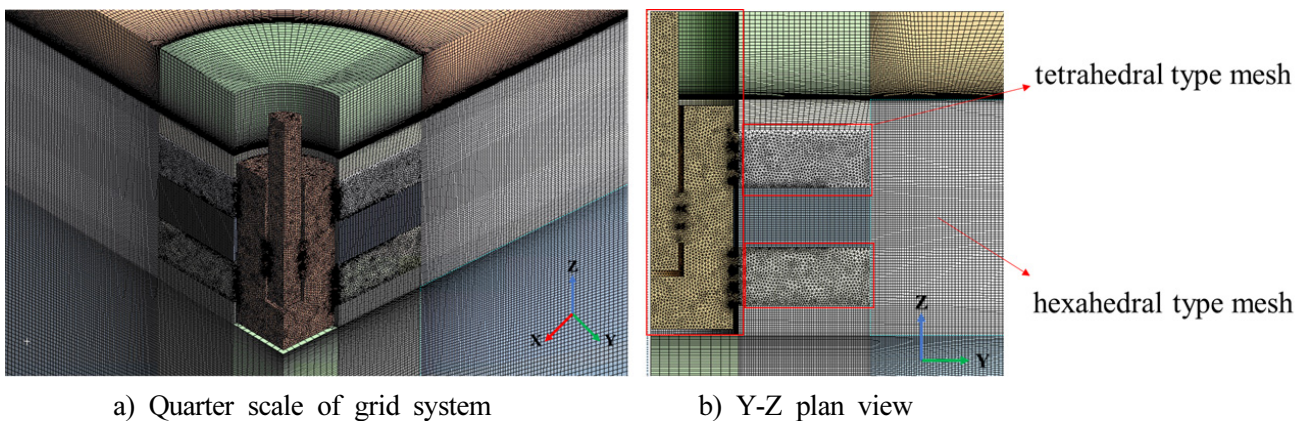
$$SPL = 20 \log \frac{p_{rms}}{p_{ref}} \tag{7}$$

여기서  $p_{rms}$  는 압력맥동 값이며,  $p_{ref}$  는 기준음압인  $2 \times 10^{-5} Pa$  이다.

계산된 음압은 Fast fourier transform (FFT)을 사용하여 주파수 영역으로 변환하였으며, 0~12.5 kHz영역을 관심 주파수 대역으로 선정하였다. 또한, Table 2에는 본 연구에서 사용된 경계조건과 주위 대기조건을 기술하였다.

### 2.3 격자계 구성

ANSYS Meshing을 이용하여 격자계(Grid system)를 구성하였으며, 사면체(Tetrahedral type)와 육면체(Hexahedral type)를 사용하였다. 노즐 내부형상은 외부 유동장 구조에 비해 복잡하기 때문에, 육면체 구조의 격자로 구성하기 어렵다. 따라서 사면체 구조의 격자를 사용하여 노즐 내부의 유동



**Figure 2.** Grid systems applied in this study.

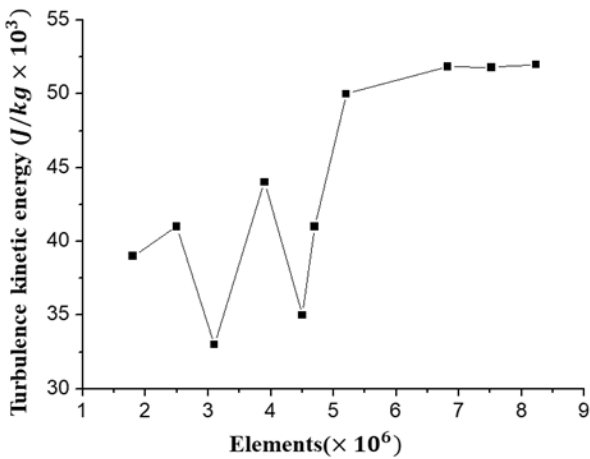


Figure 3. The results of grid dependency test.

장을 구성하였다(Figure 2 참조). 비교적 단순한 구조인 외부 유동장의 경우, 종횡비(Aspect ratio)가 우수한 육면체 구조의 격자를 사용하여 전체 격자계를 구성하였다. 노즐 내부 유동장의 격자는 0.5 mm의 크기로 1.2의 증가율(Growth rate)을 가지고 점차 증가하도록 설정하였으며, 외부 유동장은 편향성(bias)을 두어 노즐 중심으로 갈수록 조밀한 격자가 형성되도록 하였다. 격자에 대한 신뢰성을 얻기 위하여 격자 의존도 시험(Grid dependency test)을 수행하였으며, 그 결과 1/4 도메인(Domain)기준으로 약 682만개의 격자를 이용하였다(Figure 3 참조).

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 스윙 분포

Powell<sup>(15)</sup>은 음향 에너지의 주 원인중 하나는 비정상 유동에서 유체의 와류(Eddy)와 스윙(Swirl)의 영역은 쌍극성(Dipole) 음장을 야기함을 밝혔다.

이에 본 연구에서는 각 case에 따른 스윙 분포를 Figure 4에 도시하였으며, 일정한 압력으로 소화약제가 저장되어 작동하는 가스계 소화설비에 대해 고찰하였다. 공간 영역으로

와류를 검출하는 방법으로는 스윙 판별(Swirling discriminant) 지수를 사용하였으며, 이는 복소 고유치에 대한 속도 구배 텐서의 양수 값으로 스윙 패턴(Pattern)이 존재함을 나타낸다.

기본 모델의 경우 상당한 양의 스윙 분포를 나타냄을 확인하였으며, 수정 모델의 경우 스윙이 넓게 퍼지지 않고 집중되어 분포함을 확인하였다. 이는 노즐 수축각이 증가함에 따라 방출하는 소화약제의 운동에너지가 상승하기 때문인 것을 알 수 있다.

#### 3.2 음압레벨 분포

전파된 유동 소음은 FW-H 음향상사식으로 예측되었으며, Figure 5에는 유동 소음을 측정하기 위한 각 측정점을 도시하였다. 측정점은 총 3점으로 선정하였으며, 각 점에서는 압력파동에 대한 정보를 얻어 음향소음을 예측하게 된다. 또한, 예측된 음압레벨은 FFT를 사용하여 각 주파수 영역에 따른 음압레벨로 변환하고 평균음압레벨을 사용하여 각 case별 음압레벨에 대한 결과를 비교 분석하였다.

계산된 각 case별 평균음압레벨은 기본모델 값과 비교하여 소음 저감율(Noise reduction rate)을 계산하였으며, 이를 Figure 6에 도시하였다. 평균음압레벨은 기본 모델의 경우 1번 측정점에서 111.763 dB의 음향소음이 예측되었으며, 2번과 3번 측정점에서는 각각 111.645 dB와 111.549 dB로 예측되었다. Case 1의 경우 1번, 2번 그리고 3번 측정점에서 모두 약 111.5 dB의 음향소음이 예측되었으며, 이는 기본모델보다 약 0.3% 소음 저감을 보인다. 소음 저감은 case 2부터 크게 증가하기 시작하는데, 측정점 1번에서 109.311 dB, 2번과 3번에서는 약 109.2 dB로 기본 모델대비 약 3 dB가 줄어들음을 알 수 있다. 또한 case 3의 경우, 1번 측정점에서 106.177 dB, 2번, 3번 측정점에서는 106.03 dB와 105.97 dB가 계산되었으며, 약 6 dB의 소음이 줄어드는 경향을 나타내었다.

각 주파수 대역별 음압레벨 분포를 Figure 7에 도시하였으며, 가장 큰 음압레벨을 갖는 1번 측정점의 결과를 사용하여 각 case의 음압레벨을 분석하였다.

음압레벨의 분포를 확인한 결과, 기본 모델의 경우 약 1.57 kHz에서 89.47 dB의 피크(Peak)소음을 갖는 것으로 예

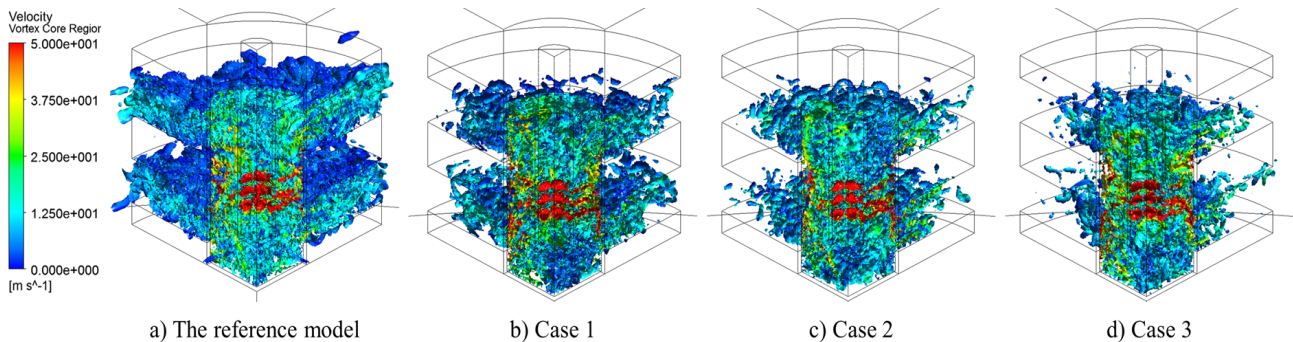


Figure 4. Swirling discriminant distribution for each case.

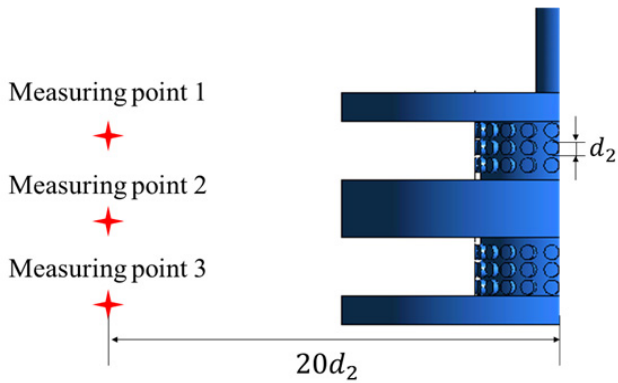


Figure 5. Schematic of the measuring points.

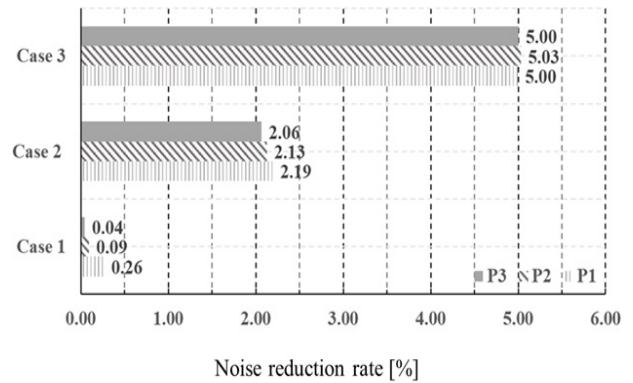


Figure 6. Comparison of noise reduction rates for each case.

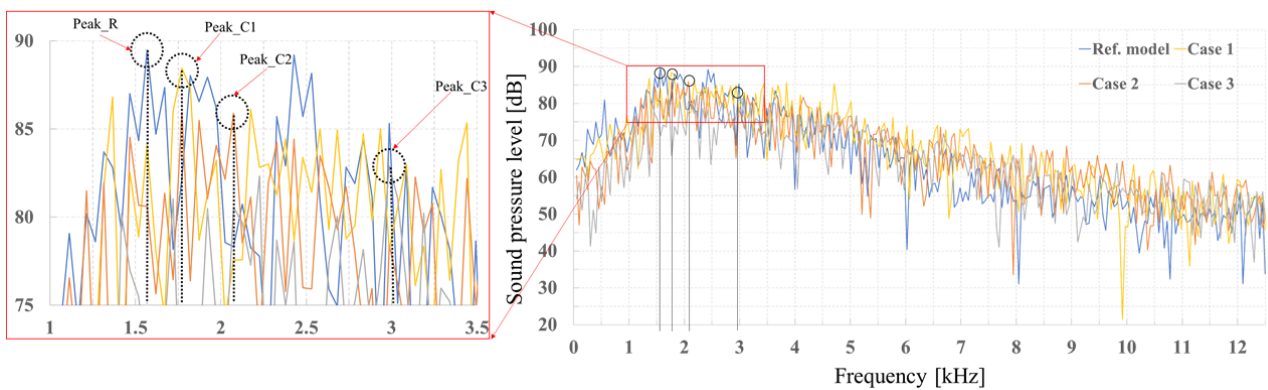


Figure 7. Sound pressure level distribution with frequency.

측되었다. 이에 비해 소화약제 방출구가 노즐 형상인 경우에는 전체적인 광대역(Broadband) 소음과 함께 피크소음이 감소함을 확인할 수 있다. 특히, case 3의 경우 피크소음 주파수 영역이 약 2.98 kHz로 이동한 것을 확인하였으며, 약 82.89 dB의 피크소음으로 기본모델대비 약 7.4% 감소하였다.

피크소음의 주파수 영역이 상승한 이유는 노즐 수축각에 의한 운동에너지 상승이 고음의 방출소음을 발생시킨 것이다. 하지만, 이로 인한 압력손실은 피크소음 음압 원인인 충격소음(Shock noise)을 감소시킴으로써 전체 음압레벨이 감소한 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

가스계 소화시스템에서 유동소음에 대한 중요성은 더욱 커지고 있으며, 그에 따라 많은 연구가 필요한 실정이다. 본 연구에서는 선행연구에서 보고된 저소음 가스계 소화노즐 음향 방출 노즐을 기반으로 소화노즐의 수축각에 따른 유동소음을 수치적으로 계산하고 비교하였다. 그에 따른 결론은 다음과 같다.

1) 가스계 소화노즐에서 발생하는 소음은 제트유동에서 발생하는 유동소음과 비슷한 경향을 보인다.

2) 유동소음은 스윙 분포를 사용하여 시각적으로 예측할 수 있다.

3) 일정한 압력으로 소화약제가 보관되는 시스템에서 노즐 수축각이 커질수록 스윙 분포는 좁은 영역으로 집중되며, 이는 유동소음 감소에 긍정적인 영향을 끼친다.

본 연구 결과는 저소음 소화노즐 개발 연구에 기초자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

#### 후 기

본 연구는 국토교통기술사업화지원사업의 연구비 지원(18TBIP-C127226-02)에 의해 수행되었습니다.

#### References

1. NFSC 107A, "Act on Installation, Maintenance and Safety Management of Fire Fighting Facilities", National Fire Agency (NFA) (2013).
2. NFPA 2001, "Standard on Clean Agent Fire Extinguishing Systems", List of NFPA Codes & Standard (2001).
3. United Nations Environment Programme (UNEP), "Montreal

- Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer and Its Attendant Amendments”, Nairobi, Kenya (1987).
4. N. Saito, Y. Saso, Y. Ogawa, Y. Otsu and H. Kikui, “Fire Extinguishing Effect of Mixed Agents of Halon 1301 and Inert Gases”, *Fire Safety Science*, Vol. 5, pp. 901-910 (1997).
  5. J. G. Owens, “Physical and Environmental Properties of a Next Generation Extinguishing Agent”, NIST Special Publication, R0201323 (2002).
  6. J. D. Kim, J. S. Lim, Y. W. Lee and Y. Y. Lee, “Flame Extinguishing Concentrations of Mixed Gaseous Agents”, *Transaction of Korean Institute of Fire Science & Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 34-40 (2001).
  7. Siemens, “Potential Problems With Computer Hard Disks When Fire Extinguishing Systems Are Released”, A White Paper issued by Siemens (2011).
  8. T. Dutta and R. B. Andrew, “Performance of Hard Disk Drives in High Noise Environments”, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 65, No. 5, pp. 386-395 (2017).
  9. S. Koushik, D. McCormick, C. Cao and M. Corn, “Acoustic Impact of Fire Suppression Nozzles”, *The Suppression, Detection, and Signaling Research and Applications Conference (SUPDET 2017)* (2017).
  10. A. L. Melissa A. Elder and A. Ahmadzadegan, “Acoustic Nozzle Design for Fire Protection Application”, *The Suppression, Detection, and Signaling Research and Applications Conference (SUPDET 2017)* (2017).
  11. KS D 3562, “Carbon Steel Pipes for Pressure Service”, KOSA (1968).
  12. N. Andersson, L. E. Eriksson and L. Davidson, “Large-Eddy Simulation of Subsonic Turbulent Jets and Their Radiated Sound”, *AIAA Journal*, Vol. 43, No. 9, pp. 1899-1912 (2005).
  13. C. Bogey, C. Bailly and D. Juvé, “Noise Investigation of a High Subsonic, Moderate Reynolds Number Jet Using a Compressible Large Eddy Simulation”, *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, Vol. 16, No. 4, pp. 273-297 (2003).
  14. J. F. Williams and D. L. Hawkings “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion”, *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, Vol. 264, No. 1151, pp. 321-342 (1969).
  15. A. Powell, “Theory of Vortex Sound”, *The Journal of The Acoustical Society of America*, Vol. 36, No. 1, pp. 177-195 (1964).