



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 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](#)

공학박사학위논문

중고주파수대역 선실소음해석을 위한  
에너지흐름해석법의 확장연구

**Extended study on energy flow analysis for ship cabin noise  
in the medium-to-high frequency ranges**

2022년 2월

서울대학교대학원

조선해양공학과

김태경

# 중고주파수대역 선실소음해석을 위한 에너지흐름해석법의 확장연구

Extended study on energy flow analysis for ship  
cabin noise in the medium-to-high frequency ranges

지도교수 홍 석 윤

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함  
2022년 2월

서울대학교 대학원  
조선해양공학과  
김 태 경

김태경의 공학박사 학위논문을 인준함  
2022년 1월

위 원 장 조 선 호 (인)

부위원장 홍 석 윤 (인)

위 원 박 석 태 (인)

위 원 권 현 응 (인)

위 원 서 유 택 (인)

## 초록

# 중고주파수대역 선실소음해석을 위한

## 에너지흐름해석법의 확장연구

에너지흐름해석법은 시공간평균된 에너지밀도와 인텐시티를 이용하기 때문에 변위 및 압력기반의 전통적인 해석법과는 달리 중고주파수대역의 진동·소음해석에 적합한 해석방법이다. 에너지흐름해석법의 지배방정식은 2차편미분방정식형태를 가지기 때문에 유한요소법과 경계요소법과 같은 수치해석기법을 쉽게 적용할 수 있다. 에너지흐름유한요소법은 지배방정식의 해를 유한요소법을 이용하여 구한 것으로 복합구조물의 진동해석에 효과적이며, 에너지흐름경계요소법은 지배방정식의 해를 경계요소법을 이용하여 구한 것으로 복합 구조물의 소음해석에 효과적이다.

본 논문에서는 선실 소음제어를 위해 널리 사용되는 흡음재에 대한 음향 에너지흐름해석모델을 개발하였다. 기존에 존재하는 저감쇠 음향 매질 (공기 및 수중)에 대한 음향 에너지흐름해석모델과 다르게 흡음재의 복소 음향 물성치를 이용하여 고감쇠 매질에 대한 감쇠계수를 새롭게 정의하였으며, 에너지지배방정식을 도출하였다. 개발된 흡음재 음향 에너지흐름해석법과 유한요소법 및 계속값 비교를 통하여 검증 및 흡음구조물 적용에 대한 유용성을 확인하였다.

공기와 흡음재로 이루어진 다층구조 소음기 해석 시 경계 에너지 불연속문제 해결을 위하여 에너지흐름 지배방정식의 초단일체적분식(hypersingular integral)을 도출하였다. 흡음재 음향 에너지흐름모델 및 초단일체적분식을 이용하여 선박용 내장덕트(lined duct) 소음해석을 수행하였으며, 예측 값과 비교를 통하여 해석절차를 확립하였다. 확립된 내장덕트의 해석절차를 통하여 기존에 예측 할 수 없었던 범위에 대한 소음성능 추정식을 도출하였다. 스피리터(splitter) 소음기와 같이 복잡한 형상을 가지는 소음기 해석을 위하여, 유한요소법과 에너지흐름해석법의 혼합형모델(FE-EFA hybrid model)을 제시하였으며, 선박용 스피리터 소음기의 해석 및 예측값과 비교를 통하여 검증은 수행하였다. 검증을 통하여 정립된 해석절차와 유전알고리즘을 이용하여 스피리터 소음기의 설계 최적화를 수행하고 절차를 확립하였다.

선실소음해석 및 설계를 위한 연구를 수행하였다. 기존 해석 모델에서 고려되지 않았던 직접장 영향을 반영한 에너지흐름해석법을 개발하였다. 실내 공간의 경계에서 직접장과 잔향장의 관계를 기하음향학(geometrical acoustics) 개념을 적용하여 규명하였다. 실제 선박선실에서 소음계측을 수행하여, 예측결과와 비교를 수행하였다. 잘일치하는 결과를 도출하여 검증을 완료하였으며, 정립된 해석절차를 바탕으로 선실소음 최소화를 위한 설계연구를 수행하였다.

**주요어:** 선실소음, 에너지흐름해석법, 흡음재, HVAC 시스템 소음,

**소음기 성능 분석.**

**학 번: 2014-21824**

# 목 차

1. 서론.....	1
1.1. 연구배경 및 내용.....	1
1.2. 논문구성.....	5
2. 에너지흐름해석법의 개요.....	7
2.1. 에너지흐름해석법.....	7
2.1.1. 에너지흐름해석법의 연구사.....	7
2.1.2. 평판의 에너지흐름해석법.....	10
2.1.3. 3차원 방사소음에 대한 에너지흐름해석법.....	15
2.1.4. 3차원 음향공간에 대한 에너지흐름해석법.....	19
3. 흡음재 음향 에너지흐름해석모델 개발.....	28
3.1. 흡음재 음향 에너지지배방정식.....	28
3.1.1. 에너지 전달 관계식.....	29
3.1.2. 에너지 손실 관계식.....	36

3.1.3.	에너지지배방정식.....	39
3.2.	흡음재 음향 에너지흐름해석법의 해석.....	41
3.2.1.	흡음재 음향 에너지흐름해석법 검증.....	41
3.2.2.	에너지흐름해석법을 이용한 흡음 구조물 해석.....	46
3.2.3.	흡음구조물 설계에 따른 해석결과 분석.....	50
4.	선박용 HVAC 소음기 해석.....	75
4.1.	선실 주 소음원.....	75
4.1.1.	선박용 HVAC 시스템 특성.....	75
4.1.2.	HVAC 소음기 연구사례 분석.....	83
4.2.	에너지흐름해석법을 이용한 소음기 해석.....	88
4.2.1.	다영역해석을 위한 초단일체적분법.....	88
4.2.2.	선박용 소음기 해석을 위한 FE-EFA 기법.....	98
4.3.	선박용 HVAC 소음기 형태에 따른 소음해석.....	114
4.3.1.	대형 내장덕트(lined duct)소음해석.....	114
4.3.2.	유속을 고려한 대형 내장덕트(lined duct).....	123
4.3.3.	스플리터 소음기(splitter silencer) 소음해석.....	134

4.4.	선박용 HVAC 소음기 설계.....	140
4.4.1.	선박용 HVAC 소음기 성능 추정식 .....	140
4.4.2.	선박용 HVAC 소음기 최적화.....	144
5.	에너지흐름해석법을 이용한 선실 소음해석.....	165
5.1.	선실 소음 특성 .....	165
5.1.1.	선실소음규정 및 특성.....	165
5.1.2.	선실소음해석 연구사례.....	166
5.2.	Direct Acoustic Energy Flow Analysis (DAEFA).....	167
5.2.1.	직접음장 기본해.....	167
5.2.2.	확산음장 기본해.....	170
5.2.3.	전체음장 예측을 위한 경계적분식 도출.....	171
5.3.	DAEFA를 이용한 선실 소음해석 .....	175
5.3.1.	선실소음 계측 및 검증.....	175
6.	결론 및 향후 추천연구.....	187
6.1.	결론 .....	187
6.2.	향후 추천연구.....	189



Abstract..... 199

## 그림 목차

Figure 1 Loss factors for sound absorbing materials. ....	53
Figure 2 Wavenumbers of energy flow model for sound absorbing materials .....	54
Figure 3 Rectangular model for sound absorbing materials .....	55
Figure 4 Field points for investigation of energy density and intensity distributions: (a) mid-cross section and (b) centerline.....	56
Figure 5 FE mesh model for numerical analyses .....	57
Figure 6 Comparisons of energy density distributions on centerline for FEM and EFA results when $R_f = 20 \text{ kPas/m}^2$ : (a) $f = 250 \text{ Hz}$ and (b) $f = 500 \text{ Hz}$ .....	58
Figure 7 Comparisons of intensity distributions on centerline for FEM and EFA results $R_f = 20 \text{ kPas/m}^2$ : (a) $f = 250 \text{ Hz}$ , (b) $f = 500 \text{ Hz}$ .....	59
Figure 8 Comparisons of energy density distributions on centerline for FEM and EFA results when $R_f = 100 \text{ kPas/m}^2$ : (a) $f = 250 \text{ Hz}$ and (b) $f = 500 \text{ Hz}$ .....	60
Figure 9 Comparisons of intensity distributions on centerline for FEM and EFA results when $R_f = 100 \text{ kPas/m}^2$ : (a) $f = 250 \text{ Hz}$ and (b) $f = 500 \text{ Hz}$ .....	61

Figure 10 Geometry and mesh model for noise analysis of a sound absorbing structure: (a) geometry model and (b) mesh model .....	62
Figure 11 Convergence test for EFA analysis .....	63
Figure 12 Comparison of insertion loss for enclosure .....	64
Figure 13 Types of sound absorbing structures.....	65
Figure 14 Planes for energy distribution and flow .....	66
Figure 15 Energy density levels for three types of sound absorbing structures (dB Ref. $10^{-12}$ J/m <sup>3</sup> ) .....	67
Figure 16 Energy flow for three types of sound absorbing structures .....	68
Figure 17 Details of energy flow according to sound absorbing structures attached to: (a) ceiling vs bottom and (b) ceiling vs sides.....	69
Figure 18 Geometry and mesh model for noise analysis of a large room: (a) geometry model and (b) mesh model .....	70
Figure 19 Energy density and flow distributions for a large room: (a) energy density and flow on Sec. 1 and (b) energy density and flow on Sec. 2.....	71
Figure 20 Energy density attenuation at 1000 and 5000 Hz .....	72
Figure 21 HVAC noise contribution for ship cabin.....	79

Figure 22 Ship quality grading standards.....	80
Figure 23 Offshore-plant HVAC noise and material regulation standards of NORSOK standards .....	81
Figure 24 Cabin noise measurement values and performance of HVAC silencers mainly used in shipyards .....	82
Figure 25 Vibration and noise analysis technique according to frequency band.....	86
Figure 26 Necessary researches for silencer analysis using EFA .....	87
Figure 27 Discontinuity problem for multi-domain EFBEM .....	97
Figure 28 ASHRAE guide for regenerated noise of the splitter silencer .....	111
Figure 29 Splitter silencer geometry for theoretical analysis.....	112
Figure 30 Overview of splitter silencer for EFA analysis .....	113
Figure 31 Silencer plane model.....	117
Figure 32 Boundary conditions for silencer analysis .....	118
Figure 33 Energy density(a) and energy transfer path(b) for the silencers .....	120
Figure 34 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with 0.2 m width (air + mineral wool).....	121
Figure 35 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with	

0.3 m width (air + mineral wool).....	121
Figure 36 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with 0.4 m width (air + mineral wool).....	122
Figure 37 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with 0.5 m width (Air + mineral wool) .....	122
Figure 38 Limitation of existing empirical formula.....	125
Figure 39 Analysis procedure for large silencers with mean flow.....	126
Figure 40 Coupled(flow and acoustic) analysis for large silencers with mean flow .....	127
Figure 41 Settings for flow analysis.....	128
Figure 42 Setting for acoustic analysis.....	129
Figure 43 Multi-mode effects for silencer.....	130
Figure 44 Geometry model for measurements.....	131
Figure 45 Silencer properties for verification .....	132
Figure 46 Comparison of experimental and analysis results .....	133
Figure 47 splitter silencer geometry for ships.....	136
Figure 48 2D FE analysis results for splitter silencer according to frequencies.....	138

Figure 49 Comprison of measurement, 3D FEM and EFA results .....	139
Figure 50 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Rec.) .....	147
Figure 51 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Rec.) .....	148
Figure 52 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Cir.).....	149
Figure 53 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Cir.).....	150
Figure 54 Procedurefor empirical formula derivation .....	155
Figure 55 Analysis cases for empirical formula derivation.....	156
Figure 56 Acoustic characteristics of large silencers with mean flow .....	157
Figure 57 Definitions of variables for empirical formulation .....	158
Figure 58 Comparison of analysis and empirical formula results.....	159
Figure 59 Examples of splitter silencer optimization.....	162
Figure 60 Optimiation results according to frequencies .....	163
Figure 61 Quantitative analysis results through optimization.....	164
Figure 62 Geometry for derivation of total energy fields .....	178
Figure 63 Measurement position for ship cabin noise .....	179
Figure 64 Settings of measurements for ship cabin noise.....	180

Figure 65 Flow noise analysis model for the HAVC diffuser (a) Analysis model for CFD, (b)	
Instantaneous velocity distribution.....	182
Figure 66 Sound power radiated from HVAC diffuser .....	183
Figure 67 Sound directivity for HVAC diffuser .....	184
Figure 68 Numerical settings for ship cabin noise analysis (a) Elements of the ship cabin, (b)	
Absorption coefficients for the elements.....	185
Figure 69 Comparison between DAEFA and measurement results of ship cabin noise.....	186
Figure 70 Reduced noise control performance due to application of eco-friendly materials..	190

## 표 목차

Table 1 Mesh discretization criterion and numbers .....	74
Table 2 Noise standard for off-shore plant cabin .....	78
Table 3 Recent esearches for interior noise anlysis .....	110
Table 4 Parameters for the experiment and analysis .....	119
Table 5 Spillter silencer properties for verification.....	137
Table 6 IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Rec.).....	151
Table 7 IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Rec.).....	152
Table 8 IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Cir.) .....	153
Table 9 IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Cir.) .....	154
Table 10 Settings for splitter silencer optimization.....	160
Table 11 Fixed variable for splitter silencer optimization.....	161
Table 12 Solver settings for the CFD .....	181



# 1. 서론

## 1.1. 연구배경 및 내용

최근 선박 운행 시 안락한 환경에 대한 요구 증대로 인하여, 소음제어에 대한 관심이 증가하였다. 선박의 경우 오랜 기간 항해로 인하여 장기간 소음에 노출될 수 있으므로 승객 및 승무원의 건강에 영향을 미칠 수 있다. 이로 인하여 IMO(International Maritime Organization)에서는 선박의 종류에 따라 선실에서 소음 기준을 Res. MSC.337(91)을 통하여 제시하며, 최대 55 dB(A)의 매우 엄격한 기준을 제시한다. 이러한 엄격한 소음기준을 충족하기 위해서는 설계 초기 단계부터 선실에서 발생하는 소음에 대한 예측을 통한 분석이 필요하다. 선실 주요 소음원은 난방, 통풍, 공기 조화설비로 이루어진 배관 시스템인 HVAC(Heating, Ventilating and Air-Conditioning) 시스템을 통해 전달되는 소음이다. HVAC 시스템 소음은 배관을 통해 선실 내부로 직접적으로 전달되기 때문에 주기관 및 프로펠러에서 멀리 떨어진 선실의 소음에 큰 영향을 미친다. ABS(American Bureau of Shipping)에서는 선박 및 해양플랜트에서 발생하는 소음원 및 전달 경로에 따른 선실에서의 연관성을 기술하고 있는데, HVAC 소음의 경우 선실에 가장 직접적인 영향을 끼치는 것을 확인할 수 있다.

소음예측에는 주파수 및 구조물 크기에 따라 다양한 해석기법들이 사용되고 있다. 일반 HVAC 시스템 소음해석에서는 운동방정식과 파동방정식의 해를 수치적인 방법으로 계산하는 유한요소법과 경계요소법이 널리 사용되어왔다. 하지만, 대형 구조물 및 중·고주파수대역에 대하여 해석 구조물 거동이 매질의 물성치나 경계조건 변화에 민감하게 변화하는 불확실성이 존재하며, 분할해야 할 요소가 급격히 증가함에 따라 시간과 비용이 상당히 많이 들게 된다(U.S. navy et al., 2005, Ichochou et al.,1996). 본 연구에서 다루어질 선박용 대형 HVAC 시스템 소음해석을 위해서 기존 방법이 아닌 새로운 접근법을 통한 해석기법 구축이 필요하다.

현재까지 대형 구조물 소음예측 영역에서는 통계적에너지해석법 (Statistical Energy Analysis)이 진동·소음 해석을 위해 널리 활용되고 있다. 통계적에너지해석법은 구조물에서 나타나는 불확실한 응답 특성을 분산장이라는 전제하에 음향 및 진동 에너지가 열에너지처럼 전달된다고 가정하고 통계적으로 해석하려는 방법이다. 이 기법은 에너지를 기본 변수로 사용하기 때문에 진동계와 소음계를 동일한 변수로 해석하는데 용이한 장점이 있지만 각 하부 시스템이 하나의 평균값만을 가지기 때문에 내부의 공간적 변화를 알 수 없으며 해석 결과의 신뢰성과 활용성이 부족한 단점이 있다(Bouthier, 1996).

이와 같은 중·고주파수 대역의 진동·소음 해석에서 유한요소해석법이나 경계요소법, 통계적에너지해석법의 단점을 보완하고 개선하기 위해

많은 노력이 있어 왔으며 이 중 에너지흐름해석법(Energy Flow Analysis)이 가장 적용 가능한 새로운 대안으로 인식되고 있다. 에너지흐름해석법은 에너지평형법칙을 바탕으로 고유의 에너지 전달관계와 에너지손실관계를 조합하여 얻어진 에너지지배방정식을 기반으로 하는데 이로부터 연속적인 진동시스템의 진동응답에 대한 공간적 분포를 예측할 수 있으며 에너지의 전달경로까지 파악할 수 있다. 또한 미분 형태의 에너지지배방정식을 기반으로 하고 있기 때문에 유한요소법이나 경계요소법과 같은 수치해석 기법과 접목이 가능하여 복잡한 형상을 갖는 구조물의 진동소음을 수치적으로 해석하는 데 있어 더욱 유용하다(Bitsie, 1996, Kwon, 2011).

지금까지의 에너지흐름해석법은 경계요소법과의 접목을 통한 실내 음향 및 방사소음문제 해석에 많이 활용되어 왔으나, 소음기와 같이 고감쇠 구조물에 적용한 연구는 아직 미흡한 부분이 많이 존재한다. 본 연구는 해양플랜트용 대형 HVAC 소음기 감소성능 해석을 수행하기 위해 에너지흐름해석법에 경계요소법을 적용한 고감쇠 구조물(소음기) 이론을 정립하는데 목적이 있다. 이를 위해 복잡한 형상의 HVAC 소음기 성능 해석에 적용할 수 있는 에너지흐름해석법의 에너지지배방정식에 고감쇠 구조물 특성을 반영한 방법론을 개발한다. 소음기에 적용되는 흡음재에 대한 음향 에너지지배방정식 모델 개발을 수행하였으며, 소음기와 같이 공기, 흡음재 및 다공판으로 구성되어 있는 구조물에서 대하여 다영역 문제에서 발생하는 경계면에서의 불연속성 해결을 위한 초단일체적분(Hypersingular integral)에 대한 에너지흐름경계요소해석이 가능하도록 새로

운 수식을 개발하였다. 또한 복잡한 형상을 가진 스플리터(splitter) 소음기에 대한 해석을 수행하기 위하여, 유한요소-에너지흐름해석법 혼합모델(FE-EFA hybrid)을 개발하였다.

HVAC 시스템 소음 제어기술을 확보하기 위해서는, 소음기의 종류 및 소재에 따른 소음감소성능 예측이 매우 중요하다. 기존 국내의 조선소에서 HVAC 시스템 소음예측을 위해 NEBB(National Environmental Balancing Bureau)에서 종합 정리하여 제공하는 추정식 및 데이터를 활용하고 있지만, 해양플랜트용 대형 HVAC 시스템에서 발생하는 소음전달특성을 정확히 반영하지 못한다. 선박 및 해양플랜트에는 일반 HVAC 시스템과 비교하여 상대적으로 큰 대형구조물로 이루어져 있기 때문에 음 전달 특성이 매우 다르며, 더 복잡한 경향을 가진다. 따라서, 해양플랜트용 대형 HVAC 시스템의 소음감소성능 예측을 위한 해석기법 개발이 필요한 상황이다.

HVAC 시스템은 덕트, 엘보우, 디퓨저와 같이 유동을 원활히 전달하기 위한 요소들로 구성되어 있는데, 이를 통하여 유동뿐만 아니라 소음 또한 생성되고 전달되기 때문에 이러한 요소들부터 선실로 유입되는 상황에 대한 선실소음 해석이 필요하다. 이러한 소음원들은 유동에 의하여 발생하는 소음원으로 저주파수대역에서 영향력을 미치는 기계류 소음과 달리 중고주파수대역에서 높은 값을 가진다(Saarinen et al., 2016). 선실 천장에 설치되어 맞닿아 있는 HVAC 디퓨저(diffuser)의 경우 제어를 위한 장치가 존재하지 않기 때문에, 직접장을 형성하여 큰 영향을 끼치며 설계

초기 단계에서 선실에 끼치는 영향을 분석하여 반영하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 에너지흐름해석법을 이용하여 선실로 유입되는 직접장의 영향을 반영하기 위한 연구가 수행되었다. 직접장과 확산장을 표현하기 위한 에너지흐름 수식을 제시하고, 상호작용에 대한 연관성을 정의하기 위하여 기하음향학(geometrical acoustics)개념을 적용하였다. 이로부터 도출된 수식을 실제 선실에서 계측된 소음 수준과 비교를 통하여 검증하였으며, 선실 설계를 위한 다양한 분석을 수행하였다.

## 1.2. 논문구성

본 논문은 다음과 같이 구성되어 있다. 2장에서는 본 논문에서 주로 다루게 될 에너지흐름해석법에 대해서 소개한다. 현재까지 연구되어온 에너지흐름해석법의 특징에 대해서 살펴보고, 가장 기본적인 구조물인 평판 그리고 저감쇠 음향매질에 대한 에너지흐름 지배방정식의 유도과정에 대하여 설명한다. 3장에서는 흡음재에 대한 음향 에너지 지배방정식을 도출한다. 이로부터 정립한 흡음재 음향 에너지흐름 모델의 주요 특징에 대해 기술하고, 에너지흐름해석 기반의 흡음구조물 해석 시스템 구축에 대해서 설명한다.

4장에서는 선실 주소음원 제어를 위하여 널리 사용되는 선박용 HVAC 소음기 성능 예측을 위한 에너지흐름해석법을 이용한 해석모델을

개발하고 특성을 살펴본다. 에너지흐름해석법을 이용한 해석을 수행하기 위하여 다영역 해석을 위한 초단일체 적분법(hypersingular integral)에 대하여 설명하며, 복잡한 형상 소음기해석을 위한 유한요소-에너지흐름법 혼합 (FE-EFA hybrid) 모델을 소개한다. 선박용 HVAC 소음기 예측값과 비교를 통하여 검증은 수행하였으며, 검증된 절차를 이용하여 선박용 HVAC 소음기 성능 추정식 도출 및 유전 알고리즘을 이용한 소음기 최적화 연구에 대하여 기술한다. 5장에서는 선실로 유입되는 직접장 영향을 반영한 에너지흐름해석모델 개발에 대하여 기술한다. 실제 부두에 접안 중인 선박을 대상으로 수행된 예측 실험에 대하여 설명하며, 이러한 환경을 모사하여 해석을 수행하기 위한 소음원 도출 및 경계조건 처리 과정을 기술한다. 실험과 비교를 통하여 검증 및 정립된 해석 절차를 이용하여 설계안 변경에 따른 소음 특성의 변화를 분석함으로써 최적 설계안을 도출한다. 마지막으로 6장에서는 본 논문의 결론과 향후 추천 과제에 대해 논의한다.

## 2. 에너지흐름해석법의 개요

### 2.1. 에너지흐름해석법

#### 2.1.1. 에너지흐름해석법의 연구사

에너지흐름해석법은 Belov (1977)에 의해 연구가 시작되었으며, Nefske (1989)는 에너지흐름해석법에 유한요소법을 적용하여 Euler-Bernoulli보의 진동해석을 수행하였다. Wohlever (1992)는 조화가진이 작용하는 봉과 보의 변위해로부터 에너지흐름지배방정식을 유도하였다. 1차원 구조물의 에너지 흐름지배방정식으로부터 Bouthier (1995)는 박판과 Kirchhoff평판의 에너지 흐름지배방정식을 유도하였다. 유도한 지배방정식은 1차원 구조물의 에너지 흐름지배방정식과 같이 시공간 평균된 에너지 밀도, 에너지전달속도, 해석주파수와 구조감쇠계수로 구성된다. Cho (1993)는 복합구조물의 진동 해석을 위해 에너지흐름해석법에 유한요소법을 접목시킨 에너지흐름유한 요소법을 정립하였고 반 무한 구조물의 엄밀해로부터 유도되는 파워투과 반사계수를 이용하여 연결 요소 행렬을 유도하였다. Park과 Hong (2001)은 평판의 포텐셜함수(potential functions)를 이용하여 평판의 종파와 횡파와 같은 면내파(in-plane wave)의 에너지흐름 지배방정식을 유도하였으며, 임의 의각으로 연성된 평판의 에너지흐름해석

을 수행하였다. Seo와 Hong (2003)은 보-평판의 연결지점에서의 투과 및 반사되는 인텐시티로부터 얻은 연성 관계식을 이용하여 보-평판 연성 구조물의 에너지흐름해석법을 제안하였다.

한편 단순구조물의 진동·소음해석을 위한 에너지흐름해석법의 연구 뿐만아니라, 에너지흐름해석법을 이용한 복합구조물의 진동·소음해석 시스템구축에 대한 연구도 활발히 진행되었다. 서성훈 (2005)은 복합구조물의 진동에너지 밀도해석을 위한 에너지흐름해석법 기반의 진동해석시스템을 개발하였으며, Park (2006)는 에너지흐름해석법 기반의 진동해석시스템의 효용성을 높이기위해 기존 상용프로그램의 유한요소모델을 에너지흐름 해석법의 특성을 반영한 에너지흐름요소모델로 변환시켜주는 모델 변환기(model convertor)를 구현하였다. 이호원 (2006)은 에너지흐름해석법을 기반으로 구조물의 방사소음 및 실내소음을 해석할 수 있는 시스템을 구현하였다. Park (2007)은 통계적에너지해석법의 연성손실계수(Coupling Loss Factor)를 에너지흐름해석법의 경계에 적용하여 저감쇠시스템의 진동·소음을 해석할 수 있는 혼합형 에너지흐름해석법 (Hybrid Energy Flow Anlysis)을 개발하였다. 또한 복합구조물의 해석을 위해 연성손실계수가 포함된 연결요소를 새롭게 정립하여 혼합형 에너지흐름유한요소법(Hybrid Power Flow Finite Element Method)를 소개하였다. 권현웅 (2009)은 중·고주파수대역의 정확한 구조·음향 해석을 위해 에너지흐름해석법을 이용한 구조·음향 양방향 연성해석 시스템을 구축 하였다. 에너지흐름해석법



기반의 진동·소음해석 시스템은 현재 함정 및 선박 등 구조물의 중·고주파수대역의 진동·소음해석에 유용하게 사용 되고있다.

Hardy (2009)는 구조물의 진동을 직접장과 잔향장으로 구분하여 혼합형 에너지흐름유한요소법을 개발하였다. 혼합형 에너지흐름유한요소법에서는 외부 가진원으로부터 발생하는 원통형파를 이용하여 직접장을 표현하였으며, 평판의 경계에서 산란되는 파에 의해 발생하는 잔향장은 평면파의 합으로 표현하였다. 혼합형 에너지흐름유한요소법은 기존의 에너지흐름해석법에 비해 평판내부의 가진원과 평판의 경계에서 기존의 에너지흐름해석법의 비해 더 정확한 결과를 보여준다. Kim과 Hong (2011)은 근거리성분의 영향을 고려하여 음향 에너지흐름지배방정식을 유도하였으며, 실내의 음향해석을 수행하는 데 유용하게 사용될 수 있음을 증명하였다. Kwon과 Hong (2011)은 에너지흐름경계요소법을 이용하여 다영역 공간에 문제를 해결할 수 있는 방안을 제시하였다.

Han과 Hong (2012)은 일정한 유동이 평판에 맞닿아 있는 경우의 에너지흐름해석법을 부가질량, 방사감쇠계수, 일정한 유동의 영향을 고려한 파워투과반사계수를 이용하여 개발하였다. 평판의 굽힘파가 굽힘파의 진행방향과 유동의 진행방향에 따라 영향을 받기 때문에, 유도한 에너지흐름지배방정식은 2종류의 에너지전달속도로 구성된다. 또한 Han (2013)은 기존의 에너지흐름해석법에 사용되는 저감쇠 가정을 사용하지 않고, 봉과 보의 에너지흐름지배방정식을 유도하였다. 개발한 에너지흐름 해석법은 저감쇠 가정을 사용하지 않았기 때문에 마운트와 같은 고감쇠

구조물의 진동해석에도 유용하게 사용될 수 있다. 마운트와 같은 구조물은 단면적이 구조물의 길이에 비해 크기 때문에, 이로 인해 발생하는 전단변형효과를 무시할 수 없다. Han (2014)은 봉의 전단변형 효과를 고려한 Rayleigh-Love 봉과 Rayleigh-Bishop 봉에 대해서 에너지흐름 지배 방정식을 유도하였다.

### 2.1.2. 평판의 에너지흐름해석법

본 논문에서는 평판의 굽힘파에 대한 파워흐름해석법에 대해서 간략히 설명한다. 단순지지된 평판의 운동지배방정식은 식 (2.1)와 같다.

$$D_c \left( \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = F \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) \quad (2.1)$$

여기서  $w$ 는 평판의 굽힘방향 변위,  $D_c = E(1 + j\eta)h^3/12(1 - \nu^2)$ 는 굽힘강성,  $E$ 는 영률,  $\eta$ 는 감쇠계수,  $h$ 는 판의 두께,  $\nu$ 는 프아송비(Poisson's ratio),  $F$ 는 평판에 가해지는 힘의 크기를 나타내며  $(x_0, y_0)$ 는 힘이 가해지는 위치를 나타내며  $\rho$ 는 평판의 밀도이다. 식 (2.1)의 일반해는 식 (2.2)과 같다.

$$w = (A_1 e^{-jk_x} + B_1 e^{jk_x} + C_1 e^{-k_x} + D_1 e^{k_x}) (A_2 e^{-jk_y} + B_2 e^{jk_y} + C_2 e^{-k_y} + D_2 e^{k_y}) e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

여기서  $k_x$  는 굽힘파의  $x$  방향 파수,  $k_y$  는 굽힘파의  $y$  방향 파수이다. 굽힘파의 파수  $k$  는 식 (2.3)과 같다.

$$k = \sqrt{k_x^2 + k_y^2} = \left( \frac{\rho h \omega^2}{D_c} \right)^{1/4} \quad (2.3)$$

평판에 저감쇠계수 가정 ( $\eta \ll 1$ ) 을 적용하면 굽힘파의 파수들은 아래와 같이 근사화된다.

$$\sqrt{k_{x1}^2 + k_{y1}^2} = \left( \frac{\rho h \omega^2}{D} \right)^{1/4} \quad (2.4)$$

$$k_x = k_{x1} + jk_{x2} = k_{x1} \left( 1 - j \frac{\eta}{4} \right), \quad k_y = k_{y1} + jk_{y2} = k_{y1} \left( 1 - j \frac{\eta}{4} \right) \quad (2.5)$$

여기서  $k_{x1}$  은  $k_x$  의 실수부,  $k_{x2}$  은  $k_x$  의 허수부,  $k_{y1}$  은  $k_y$  의 실수부,  $k_{y2}$  은  $k_y$  의 허수부이다.

평판의 변위해는 원거리성분과 근거리성분으로 구성된다. 관심주파수대역이 올라갈수록 굽힘파의 파장이 짧아지고 근거리성분이 빨리 감소하기 때문에 굽힘파의 근거리성분은 중·고주파수대역의 진동해석에서는 무시할 수 있으며, Noiseux (1970)는 굽힘방향으로 진동하는 평판의 파워흐름해석법에 원거리성분이 유용하게 쓰일 수 있음을 증명하였다. 따라서  $x$ ,  $y$  방향의 원거리성분만을 포함하여 평판의 굽힘 방향 변위를 표현하면 식 (2.6)과 같다.

$$w = (A_1 e^{-jkx} + B_1 e^{jkx}) (A_2 e^{-jky} + B_2 e^{jky}) e^{j\omega t} \quad (2.6)$$

평판의 포텐셜에너지와 운동에너지로부터 평판의 시간 평균된 에너지밀 도는 식 (2.7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \langle e \rangle = & \frac{D}{4} \left[ \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x^2} \right) + \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) + 2\nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^2} \right) \right. \\ & \left. + 2(1-\nu) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \frac{\partial^2 w^*}{\partial x \partial y} \right) \right] + \frac{\rho h}{4} \frac{\partial w}{\partial t} \frac{\partial w^*}{\partial t} \end{aligned} \quad (2.7)$$

인텐시티는 보에 가해지는 파워를 의미하므로 평판의  $x$ ,  $y$  방향의 시간 평균된 인텐시티는 식 (2.8-2.9)과 같다.

$$\langle I \rangle_x = \frac{1}{2} D \operatorname{Re} \left[ \left( \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + \nu \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^* - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^* \right. \\ \left. - (1 - \nu) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right)^* \right] \quad (2.8)$$

$$\langle I \rangle_y = \frac{1}{2} D \operatorname{Re} \left[ \left( \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + \nu \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} \right) \left( \frac{\partial w}{\partial t} \right)^* - \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial t} \right)^* \right. \\ \left. - (1 - \nu) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right) \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial t} \right)^* \right] \quad (2.9)$$

평판의 원거리 변위해를 나타내는 식 (2.6)을 식 (2.7-2.9)에 대입하여 정리하면 시간 평균된 평판의 에너지밀도와 인텐시티를 얻을 수 있다. 공간 상에서의 주기적인 특성을 없애기 위해 파장에 대하여 공간평균을 취하면 아래와 같이 평판의 시공간 평균된 에너지밀도와 인텐시티를 얻을 수 있다.

$$\langle \bar{e} \rangle = \frac{1}{2} D (k_{x1}^2 + k_{x2}^2)^2 \left[ |A_1|^2 |A_2|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y)} + |B_1|^2 |A_2|^2 e^{2(k_{x2}x - k_{y2}y)} \right. \\ \left. + |A_1|^2 |B_2|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y)} + |B_1|^2 |B_2|^2 e^{2(k_{x2}x + k_{y2}y)} \right] \quad (2.10)$$

$$\langle \bar{I} \rangle_x = D \omega k_{x1} (k_{x1}^2 + k_{y1}^2) \left[ |A_1|^2 |A_2|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y)} - |B_1|^2 |A_2|^2 e^{2(k_{x2}x - k_{y2}y)} \right. \\ \left. + |A_1|^2 |B_2|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y)} - |B_1|^2 |B_2|^2 e^{2(k_{x2}x + k_{y2}y)} \right] \quad (2.11)$$

$$\begin{aligned} \langle \bar{I} \rangle_y = D\omega k_{y1} (k_{x1}^2 + k_{y1}^2) & \left[ |A_1|^2 |A_2|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y)} + |B_1|^2 |A_2|^2 e^{2(k_{x2}x - k_{y2}y)} \right. \\ & \left. - |A_1|^2 |B_2|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y)} - |B_1|^2 |B_2|^2 e^{2(k_{x2}x + k_{y2}y)} \right] \end{aligned} \quad (2.12)$$

식 (2.10-2.12)으로부터 평판의 시공간 평균된 에너지밀도와 인텐시티의 관계를 다음과 같은 에너지전달관계식으로 나타낼 수 있다.

$$\langle \bar{I} \rangle = \langle \bar{I} \rangle_x + \langle \bar{I} \rangle_y = \frac{-c_g^2}{\eta\omega} \nabla \langle \bar{e} \rangle \quad (2.13)$$

여기서  $c_g = 2(\omega^2 D / \rho h)^{1/4}$  로 평판에 작용하는 굽힘파의 에너지전달속도를 나타낸다.

Wohlever (1992)는 검사체적내의 파워변화를 식 (2.14)과 같이 나타내었다.

$$\frac{d\langle e \rangle}{dx} = -\frac{d\langle I \rangle}{dx} + \Pi_{in} - \Pi_{diss} \quad (2.14)$$

여기서  $\pi_{in}$  은 검사체적내에 입력되는 파워를 나타내며  $\pi_{diss}$  은 검사체적내에서 소실되는 파워를 나타낸다. 정상상태를 가정하면 시간에 따른 에너

지밀도의 변화량은 없기 때문에 다음과 같은 파워평형관계식을 얻을 수 있다.

$$\nabla \cdot \langle I \rangle + \Pi_{\text{diss}} = \Pi_{\text{in}} \quad (2.15)$$

Cremer (1988)는 소실되는 파워를 아래와 같은 파워소실관계식을 이용하여 표현하였다.

$$\Pi_{\text{diss}} = \eta \omega \langle e \rangle \quad (2.16)$$

식 (2.13,2.15-2.16)로부터 식 (2.17)과 같은 봉의 횡방향 진동에 대한 파워 흐름지배방정식을 얻을 수 있다.

$$-\frac{c^2}{\eta \omega} \frac{d^2 \langle e \rangle}{dx^2} + \eta \omega \langle e \rangle = \Pi_{\text{in}} \quad (2.17)$$

### 2.1.3. 3차원 방사소음에 대한 에너지흐름해석법

3차원 음향공간에서 음압에 대한 지배방정식은 식 (2.18)과 같은 헬름홀츠 방정식(Helmoltz equation)으로 나타낼 수 있다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (2.18)$$

여기서  $p$ 는 음압이고  $k$ 는 파수이다. 식 (2.18)을 구형좌표계로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{d^2 p}{dr^2} + \frac{2}{r} \frac{dp}{dr} + k^2 p = 0 \quad (2.19)$$

여기서  $r$ 은 소음원으로부터의 거리이다. 방사소음은 공간에서 경계가 없다고 할 수 있으므로 음원으로부터 퍼져나가는 음압만을 고려할 수 있으며, 이 경우 식 (2.19)의 일반해는 다음과 같다.

$$p = \frac{A}{r} e^{-j\tilde{k}r} \quad (2.20)$$

음압과 매질의 속도의 관계식을 나타내는 Euler 식을 적용하면 식 (2.21)과 같이 매질의 속도를 구할 수 있다.

$$u = \frac{j}{\rho\omega} \frac{\partial p(r)}{\partial r} = -j \frac{A}{\rho\omega} \frac{1 + j\tilde{k}r}{r^2} e^{-j\tilde{k}r} \quad (2.21)$$



여기서  $r$  은 소음원으로부터의 거리이고  $\tilde{k}$  는 복소파수로서 다음과 같이 근사화된다.

$$k = k \left( 1 - j \frac{\eta}{2} \right) \quad (2.22)$$

여기서  $\eta$  는 매질의 감쇠계수이다. 음압과 매질의 속도로부터 시간 평균된 음향에너지밀도와 인텐시티를 구할 수 있다.

$$\langle e \rangle = \frac{1}{4} \left( \rho u u^* + \frac{1}{\rho c_g^2} p p^* \right) = \frac{|A|^2}{2 \rho c_g^2 r^2} e^{-\eta k r} \left[ 1 + \frac{1}{2(kr)^2} + \frac{\eta}{2kr} + \frac{\eta^2}{8} \right] \quad (2.23)$$

$$\langle I \rangle = \frac{1}{2} \text{Re}(p u_r^*) = \frac{|A|^2}{2 \rho c_g r^2} e^{-\eta k r} \quad (2.24)$$

여기서  $\rho$  는 매질의 밀도이고  $c_g$  는 매질의 에너지전달속도이다. 매질의 감쇠계수가 작고 ( $\eta \ll 1$ ), 관심영역이 파의 파장에 비해 소음원으로부터 멀리 떨어져 있는 경우 ( $kr \gg 1$ ), 식 (2.23)은 다음과 같이 근사화 된다.

$$\langle e \rangle = \frac{|A|^2}{2 \rho c_g^2 r^2} e^{-\eta k r} \quad (2.25)$$

식 (2.24-2.25)로부터 식 (2.26)과 같이 3차원 음향공간에서의 음향 에너지 밀도와 인텐시티의 관계를 나타내는 에너지전달관계식을 얻을 수 있다.

$$\langle I \rangle = -\frac{c_g^2}{\eta\omega} \left( \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial r} + \frac{2}{r} \langle e \rangle \right) \quad (2.26)$$

3차원 음향공간에서도 식 (2.15)의 파워평형관계식은 유효하며, 음향공간에서 음압에 의한 운동에너지와 포텐셜에너지가 동일하기 때문에 식 (2.16)의 파워소실관계식을 사용할 수 있다. 식 (2.15-2.16,2.26)으로부터 3차원 음향공간에서의 음향에너지밀도에 대한 에너지흐름지배방정식을 유도할 수 있다.

$$-\frac{c_g^2}{\eta\omega} \left( \frac{\partial^2 \langle e \rangle}{\partial r^2} + \frac{4}{r} \frac{\partial \langle e \rangle}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \langle e \rangle \right) + \eta\omega \langle e \rangle = \Pi_{in} \quad (2.27)$$

식 (2.27)에 대한 기본해는 식 (2.27)의 우변을 단위음원에 대한 값으로 변환하고, 일반해에 방사경계조건을 적용함으로써 구할 수 있다. 음향에너지 밀도에 대한 기본해  $G$ 와 인텐시티에 대한 기본해  $H$ 는 다음과 같다.

$$G = -\frac{1}{4\pi c_g r^2} e^{-\eta kr} \quad (2.28)$$

$$H = -\frac{1}{4\pi r^2} e^{-\eta kr} \quad (2.29)$$

#### 2.1.4. 3차원 음향공간에 대한 에너지흐름해석법

3차원 음향공간에 대한 에너지흐름지배방정식을 유도하기 위해 정상상태(steady-state)의 실내 공간은 공간을 이루는 경계와 공간 내의 매질(medium)에서 에너지 손실이 발생한다고 가정하면, 음향 공간에서 음압에 대한 지배방정식은 식 (2.30)과 같다.

$$\left(1 + \tau \frac{\partial}{\partial t}\right) \nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.30)$$

여기서  $p$ 는 음압을 의미하고,  $c$ 는 매질에서 음파의 속도를 가리키며  $\tau$ 는 완화시간(relaxation time)을 나타낸다. 어떤 평형상태에 있는 음향 공간에 외부로부터 자극을 주거나 갑작스러운 음압의 변화가 발생하면 음향공간이 이러한 변화에 즉시 대응하지 못하고 평형상태를 이룰 때까지의 시간 지연이 발생하는데 이를 완화시간이라고 한다.

만약 음압이 주파수가  $\omega$ 인 조화운동(harmonic motion)을 한다면 식 (2.31)와 같은 형태로 표현된다.

$$p(x, y, z, t) = P(x, y, z)e^{j\omega t} \quad (2.31)$$

이때 파동방정식은 식 (2.32)과 같이 변형된 헬름홀츠 방정식(Helmoltz equation)의 형태로 간단히 나타낼 수 있다.

$$(\nabla^2 + k^2)P = 0 \quad (2.32)$$

여기서  $k$  는 파수(wavenumber)를 나타내며, 식 (2.33)와 같이 복소수의 형태를 갖는다.

$$k = \frac{\omega}{c} \left(1 - j \frac{\eta}{2}\right) \quad (2.33)$$

실내 음향 공간에서 음압에 대한 지배방정식은 복소수 파수  $k$  와 음향 매질에서의 감쇠계수(loss factor)  $\eta$  의 항으로 표현된다. 여기서  $\eta$  는 식 (2.34)와 같다.

$$\eta = \omega\tau \quad (2.34)$$

3차원 실내 음향 공간에서 파수  $k$  는 식 (2.35)과 같이 3가지 요소로 분리할 수 있다.

$$k_A^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (2.35)$$

여기서 파수의 각 요소는 식 (2.36-2.37)과 같이 표현할 수 있다.

$$k_x = k_{x0} \left(1 - j \frac{\eta}{2}\right), k_y = k_{y0} \left(1 - j \frac{\eta}{2}\right), \quad k_z = k_{z0} \left(1 - j \frac{\eta}{2}\right) \quad (2.36)$$

$$\left(\frac{\omega}{c}\right)^2 = k_0^2 = k_{x0}^2 + k_{y0}^2 + k_{z0}^2 \quad (2.37)$$

한편, 직교좌표계(Cartesian coordinate system)에서 헬름홀쯔 방정식 (2.32)의 일반해를 다음과 같이 평면파의 형태로 가정하면, 실내 음향 공간에서의 에너지배방정식을 유도하는 과정에서 유용하게 사용된다.

$$p = (A_x e^{-jk_x x} + B_x e^{jk_x x}) \cdot (A_y e^{-jk_y y} + B_y e^{jk_y y}) \cdot (A_z e^{-jk_z z} + B_z e^{jk_z z}) \quad (2.38)$$

정상상태의 실내 음향 공간은 잔향(reverberation) 특성이 강한 음향 환경에 속한다. 이러한 환경에서 실내의 벽이나 천장은 무수히 많은 반사파를 만들어내기 때문에 실내 음향 공간을 분산장으로 가정하는 것이 가능하며, 분산장에서 음파를 평면파의 형태로 가정하는 것은 타당하다. 따라서 실내

소음해석을 위한 평면파를 가정하는 것은 에너지지배방정식 유도에 큰 문제가 되지 않는다.

음향 매질에서 시간 평균된 에너지 밀도는 운동에너지(kinetic energy)와 위치에너지(potential energy)의 합으로 식 (2.39)과 같이 표현할 수 있다.

$$\langle e \rangle = \frac{1}{4} \text{Re} \left( \rho \vec{V} \cdot \vec{V}^* + \frac{1}{\rho c^2} p p^* \right) \quad (2.39)$$

여기서  $\vec{V}$ 는 매질의 입자 속도(particle velocity) 벡터이고 식 (2.36)과 같이 선형화된 운동량 방정식(linearized momentum equation)으로부터 구하여진다.

$$\vec{V} = \frac{j}{\omega \rho_A} \nabla p \quad (2.40)$$

또한 시간 평균된 음향 인텐시티의 각 방향 성분은 식 (2.41)와 같다.

$$\begin{aligned} \langle I_x \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(p V_x^*), & \langle I_y \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(p V_y^*), \\ \langle I_z \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(p V_z^*) \end{aligned} \quad (2.41)$$

여기서 위첨자 \* 는 공액 복소수 (complex conjugate)를 의미하며, 아래첨자는 인텐시티와 입자 속도의 각 방향 성분을 나타낸다. 인텐시티는 단위 면적당 파워의 차원을 갖는다. 실내 음향 공간에서 인텐시티는 군속도(group velocity)와 에너지 밀도를 서로 곱한 양과 다르다. 음향 에너지와 인텐시티와의 관계를 유도하기 위해 식 (2.38)에서의 음압과 식 (2.40)의 입자속도를 에너지 밀도에 대한 식 (2.39)에 대입하여 정리하고, 마찬가지로 음향 인텐시티를 나타내는 식 (2.42)에 음압과 입자속도를 대입하여 간단히 표현하면 음향 에너지 밀도와 인텐시티의 각 항들은 순수하게 지수함수적으로 감소하거나 증가하는 항들과 공간적으로 주기적인 특성을 보이는 항들로 구성되어있다. 이 식들로부터는 전체에너지 밀도와 인텐시티의 각 방향 성분과의 관계를 찾기가 어렵다. 따라서 시간 평균한 전체 에너지 밀도와 인텐시티를 한 파장에 대하여 공간 평균을 취한다.

$$\langle \bar{e} \rangle = \frac{k_{x0}k_{y0}k_{z0}}{8\pi^3} \int_{x-\pi/k_{x0}}^{x+\pi/k_{x0}} \int_{y-\pi/k_{y0}}^{y+\pi/k_{y0}} \int_{z-\pi/k_{z0}}^{z+\pi/k_{z0}} \langle e \rangle dzdydx \quad (2.42)$$

$$\langle \bar{\vec{I}} \rangle = \frac{k_{x0}k_{y0}k_{z0}}{8\pi^3} \int_{x-\pi/k_{x0}}^{x+\pi/k_{x0}} \int_{y-\pi/k_{y0}}^{y+\pi/k_{y0}} \int_{z-\pi/k_{z0}}^{z+\pi/k_{z0}} \langle \vec{I} \rangle dzdydx \quad (2.43)$$

여기서  $\langle e \rangle$ 와  $\langle \vec{I} \rangle$ 는 각각 시간 및 공간 평균된 전체 음향 에너지 밀도와 인텐시티이다. 공간 평균을 취하면 에너지밀도와 각 방향의 인텐시티 성분에서 공간적으로 주기적인 특성을 보이는 항들이 모두 제거되고, 지수

함수적으로 감소하거나 증가하는 항들만 남게 된다. 식 (2.42)의 결과로 얻어지는 음향 에너지 밀도는 식 (4.44)로 표현된다.

$$\begin{aligned}
\langle \bar{e} \rangle = & \frac{1}{4} \text{Re} \left\{ \left( \frac{|k_x|^2 + |k_y|^2 + |k_z|^2}{\omega^2 \rho} + \frac{1}{\rho c^2} \right) \right. \\
& \times (|A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x + k_{y0}y + k_{z0}z)} + |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x + k_{y0}y - k_{z0}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x - k_{y0}y - k_{z0}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x + k_{y0}y + k_{z0}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x - k_{y0}y - k_{z0}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x + k_{y0}y - k_{z0}z)} \\
& \left. + |B_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x - k_{y0}y + k_{z0}z)} + |B_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x - k_{y0}y - k_{z0}z)}) \right\}
\end{aligned} \tag{2.44}$$

또한 식 (2.43)의 시간 및 공간 평균된 음향 인텐시티의 각 방향 성분들은 식(2.45-2.47)과 같다.

$$\begin{aligned}
\langle \vec{I}_x \rangle = & \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \left( \frac{k_x}{\omega^2 \rho} \right) \right. \\
& \times (|A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x + k_{y0}y + k_{z0}z)} + |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x + k_{y0}y - k_{z0}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(k_{x0}x - k_{y0}y - k_{z0}z)} - |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x + k_{y0}y + k_{z0}z)} \\
& \left. + |B_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x - k_{y0}y + k_{z0}z)} + |B_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2\eta(-k_{x0}x - k_{y0}y - k_{z0}z)}) \right\}
\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& +|A_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z)} - |B_x|^2|A_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x+k_{y0}y-k_{z0}z)} \\
& -|B_x|^2|B_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y+k_{z0}z)} - |B_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z))}\} \\
\end{aligned} \tag{2.45}$$

$$\begin{aligned}
\langle \vec{I}_y \rangle &= \frac{1}{2} Re\left\{\left(\frac{k_y}{\omega^2\rho}\right)\right. \\
& \times (|A_x|^2|A_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x+k_{y0}y+k_{z0}z)} + |A_x|^2|A_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x+k_{y0}y-k_{z0}z)} \\
& -|A_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z)} + |B_x|^2|A_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x+k_{y0}y+k_{z0}z)} \\
& -|A_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z)} + |B_x|^2|A_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x+k_{y0}y-k_{z0}z)} \\
& \left. -|B_x|^2|B_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y+k_{z0}z)} - |B_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z))}\right\} \\
\end{aligned} \tag{2.46}$$

$$\begin{aligned}
\langle \vec{I}_z \rangle &= \frac{1}{2} Re\left\{\left(\frac{k_z}{\omega^2\rho}\right)\right. \\
& \times (|A_x|^2|A_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x+k_{y0}y+k_{z0}z)} - |A_x|^2|A_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x+k_{y0}y-k_{z0}z)} \\
& +|A_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z)} + |B_x|^2|A_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x+k_{y0}y+k_{z0}z)} \\
& -|A_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z)} - |B_x|^2|A_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x+k_{y0}y-k_{z0}z)} \\
& \left. +|B_x|^2|B_y|^2|A_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y+k_{z0}z)} - |B_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2\eta(-k_{x0}x-k_{y0}y-k_{z0}z))}\right\} \\
\end{aligned}$$

(2.47)

만약 식 (2.44)로 표현된 전음향 에너지 밀도에 관한 표현식을 변수  $x$ 에 대해 한번 미분하여 식 (2.45-2.47)과 비교하면 식 (2.48)와 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\langle \bar{I} \rangle = -\frac{c^2}{\omega\eta} \left( \frac{\partial}{\partial x} \bar{i} + \frac{\partial}{\partial y} \bar{j} + \frac{\partial}{\partial z} \bar{k} \right) \langle \bar{e} \rangle \quad (2.48)$$

실내 음향 공간에 대한 에너지 전달 관계식은 등방성 매질의 진동에 대한 에너지 전달 관계식과 마찬가지로 시간 및 공간 평균한 음향 인텐시티가 전체음향 에너지 밀도의 구배(gradient)에 비례한다.

외부 음원(sound source)에 의해 음향 매질로 입력되는 파워는 매질의 감쇠에 의한 손실파워와 인접한 매질로 전달되는 파워의 합으로 나타낼 수 있다. 정상상태를 가정하면 음향 매질에서 에너지 평형 법칙을 표현하는 식(2.15)은 실내 음향 공간의 소음 문제에서도 여전히 타당하다. 한편, 감쇠에 의한 손실 파워를 나타내는  $\Pi_{diss}$  와 전체 음향 에너지 밀도와의 관계를 고려하여야 한다. 식 (2.16)과 같은 형태의 에너지 손실 관계식을 적용하기 위해서는 운동 에너지와 위치 에너지가 동일해야 하는데 시간 및 공간 평균된 전체 음향 에너지 밀도에 관한 표현식을 구하는 과정에서 알 수 있듯이 시간 및 공간 평균된 운동 에너지 밀도와

위치 에너지 밀도는 서로 동일함을 알 수 있다. 따라서 식 (2.49)과 같이 에너지 손실 관계를 고려할 수 있다.

$$\langle \bar{\pi}_{diss} \rangle = \eta \omega \langle \bar{e} \rangle \quad (2.49)$$

결국 에너지 평형 법칙을 나타내는 식 (2.15)에 에너지 전달 관계식인 식 (2.48)과 에너지 손실 관계식인 식 (2.49)을 적용하면 전체 음향 에너지 밀도를 기본 변수로 하는 2차 편미분 방정식을 식 (2.50)와 같이 유도할 수 있다.

$$-\frac{c^2}{\omega \eta} \nabla^2 \langle \bar{e} \rangle + \omega \eta \langle \bar{e} \rangle = \pi_{in} \quad (2.50)$$

실내 음향공간에서의 에너지 지배방정식 (2.50)은 감쇠계수나 군속도(group speed)의 정의만 다를 뿐 1차원 보 구조물이나 2차원 평판 구조물의 에너지 지배방정식과 동일한 형태를 취한다. 식 (2.50)은 식 (2.38)의 형태로 해를 가정하였기 때문에 평면파(plane wave)에 대해서만 타당하고, 이는 분산장을가정하는 것에 의해 실내 소음 해석에 대해서 식 (2.50)은 유효하다.

### 3. 흡음재 음향 에너지흐름해석모델 개발

#### 3.1. 흡음재 음향 에너지지배방정식

흡음재 내부에서 음파의 전달은 점성(viscosity)과 열전도(thermal conductivity)와 같은 소실 과정으로 인한 감쇠에 지배받는다. 수식으로 표현되는 음전파(sound propagation)는 실험적 혹은 이론적으로 도출된 특성 임피던스 및 전파상수를 이용하여 나타낼 수 있는데, 주기적으로 변동되고 감쇠되는 특성을 나타내기 위하여 복소수 형태로 나타난다.

$$k_A = k_{A1} - jk_{A2} \quad (3.1)$$

$$Z_A = Z_{A1} - jZ_{A2} \quad (3.2)$$

여기서  $k_A$ 는 흡음재 전파상수 이고  $Z_A$ 는 흡음재 특성임피던스이다. 이번 장에서는 위와 같은 음향 변수를 이용하여 흡음재에 대한 에너지지배 방정식 도출을 수행하였다.

### 3.1.1. 에너지 전달 관계식

흡음재에 대한 음향 에너지와 인텐시티 관계식은 앞서 정의한 음향 변수를 통하여 도출 가능하다. 음압이 주파수가  $\omega$  인 조화운동(harmonic motion)을 한다고 가정하면 음향 공간에서 음압에 대한 지배방정식은 다음과 같이 헬름홀츠방정식(Helmoltz equation)의 형태로 나타난다.

$$\nabla^2 p + k_A^2 p = 0 \quad (3.3)$$

여기서  $p$  는 음압(acoustic pressure)을 의미한다. 3차원 음향공간에서 전파상수는 다음과 같이 3가지 요소로 분리 할 수있다.

$$k_A^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (3.4)$$

여기서 파수의 각 요소는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$k_x = k_{x0}(\tilde{k}_{A1} - j\tilde{k}_{A2}), k_y = k_{y0}(\tilde{k}_{A1} - j\tilde{k}_{A2}), \quad (3.5)$$

$$k_z = k_{z0}(\tilde{k}_{A1} - j\tilde{k}_{A2})$$

$$\left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 = k_0^2 = k_{x0}^2 + k_{y0}^2 + k_{z0}^2 \quad (3.6)$$

직교좌표계(Cartesian coordinate system)에서 식 (3.3)의 일반해를 다음과 같이 평면파의 형태로 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p = (A_x e^{-jk_{xx}} + B_x e^{jk_{xx}}) \cdot (A_y e^{-jk_{yy}} + B_y e^{jk_{yy}}) \cdot (A_z e^{-jk_{zz}} + B_z e^{jk_{zz}}) \quad (3.7)$$

음향 매질에서 시간 평균된 에너지 밀도는 운동에너지(kinetic energy)와 위치에너지(potential energy)의 합으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\langle e \rangle_A = \frac{1}{4} \text{Re} \left( \rho_A \vec{V} \cdot \vec{V}^* + \frac{1}{\rho_A c_A^2} p p^* \right) \quad (3.8)$$

$$c_A = \frac{\omega}{\text{Re}(k_A)} \quad (3.9)$$

여기서  $\langle \rangle$ 는 한 주기에 대하여 시간평균된 변수를 나타내며,  $\rho_A$ 와  $c_A$ 는 흡음재에 대한 음향학적으로 정의된 밀도 와 음속을 나타낸다.  $\vec{V}$ 는 매질의 입자 속도(particle velocity) 벡터이고 다음과 같이 선형화된 운동량 방정식 (linearized momentum equation)으로부터 구하여진다.

$$\vec{V} = \frac{j}{\omega \rho_A} \nabla p \quad (3.10)$$

또한 시간 평균된 음향 인텐시티의 각 방향 성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \langle I_x \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(pV_x^*), & \langle I_y \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(pV_y^*), \\ \langle I_z \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re}(pV_z^*) \end{aligned} \quad (3.11)$$

여기서 위첨자 \* 는 공액 복소수 (complex conjugate)를 의미하며, 아래첨자는 인텐시티의 입자 속도 각 방향 성분을 나타낸다. 인텐시티는 단위 면적당 파워의 차원을 갖는다.

음향에너지와 인텐시티와의 관계를 유도하기 위해 식 (3.7)에서 음압과 식 (3.10)의 입자속도를 에너지밀도에 대한 식 (3.8)에 대입하여 정리하고, 마찬가지로 음향 인텐시티를 나타내는 식 (3.11)에 음압과 입자속도를 대입하여 간단히 표현하면 음향 에너지 밀도와 인텐시티의 각 항들은 순수하게 지수함수적으로 감소하거나 증가하는 항들의 공간적으로 주기적인 특성을 보이는 항들로 구성되어 있다. 이 식들로부터는 전체 에너지 밀도와 인텐시티의 각 방향 성분과의 관계를 찾기가 어렵다. 따라서 시간 평균한 전체 에너지 밀도와 인텐시티를 한 파장에 대하여 공간 평균을 취한다.

$$\langle \bar{e} \rangle = \frac{k_{x0}k_{y0}k_{z0}}{8\pi^3} \int_{x-\pi/k_{x0}}^{x+\pi/k_{x0}} \int_{y-\pi/k_{y0}}^{y+\pi/k_{y0}} \int_{z-\pi/k_{z0}}^{z+\pi/k_{z0}} \langle e \rangle dzdydx \quad (3.12)$$

$$\langle \bar{\vec{I}} \rangle = \frac{k_{x0}k_{y0}k_{z0}}{8\pi^3} \int_{x-\pi/k_{x0}}^{x+\pi/k_{x0}} \int_{y-\pi/k_{y0}}^{y+\pi/k_{y0}} \int_{z-\pi/k_{z0}}^{z+\pi/k_{z0}} \langle \vec{I} \rangle dzdydx \quad (3.13)$$

여기서  $\langle \bar{e} \rangle$ 와  $\langle \bar{\vec{I}} \rangle$ 는 각각 시간 및 공간 평균된 전체 음향 에너지 밀도와 인텐시티이다. 식 (3.12) 와 (3.13)에서와 같이 공간 평균을 취하면 에너지밀도와 각 방향의 인텐시티 성분에서 공간적으로 주기적인 특성을 보이는 항들이 모두 제거되고, 지수 함수적으로 감소하거나 증가하는 항들만 남게 된다. 식 (3.12)의 결과로 얻어지는 음향 에너지밀도는 다음과 같은 식으로 표현 된다.



$$\begin{aligned}
\langle \bar{e} \rangle = & \frac{1}{4} \text{Re} \left\{ \left( \frac{|k_x|^2 + |k_y|^2 + |k_z|^2}{\omega \rho_A} + \frac{1}{\rho_A c_A^2} \right) \right. \\
& \times (|A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} + |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& \left. + |B_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} + |B_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} \right\}
\end{aligned} \tag{3.14}$$

또한 식 (3.13)의 시간 및 공간 평균된 음향인텐시티의 각 방향 성분들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
\langle \bar{I}_x \rangle = & \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \left( \frac{k_x}{\rho_A \omega} \right) \right. \\
& \times (|A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} + |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& \left. + |A_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} - |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} - |B_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& - |B_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} - |B_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} \} \\
\end{aligned} \tag{3.15}$$

$$\begin{aligned}
\langle \bar{I}_y \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \left( \frac{k_y}{\rho_A \omega} \right) \right. \\
& \times ( |A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} + |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& - |A_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} \\
& - |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& \left. - |B_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} - |B_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} \right\} \\
\end{aligned} \tag{3.16}$$

$$\begin{aligned}
\langle \bar{I}_z \rangle &= \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \left( \frac{k_z}{\rho_A \omega} \right) \right. \\
& \times ( |A_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} - |A_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
& + |A_x|^2 |B_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y + k_{z2}z)} + |B_x|^2 |A_y|^2 |A_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y + k_{z2}z)} \\
& - |A_x|^2 |B_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(k_{x2}x - k_{y2}y - k_{z2}z)} - |B_x|^2 |A_y|^2 |B_z|^2 e^{-2(-k_{x2}x + k_{y2}y - k_{z2}z)} \\
\end{aligned}$$

$$+|B_x|^2|B_y|^2|A_z|^2e^{-2(-k_{x2}x-k_{y2}y+k_{z2}z)} - |B_x|^2|B_y|^2|B_z|^2e^{-2(-k_{x2}x-k_{y2}y-k_{z2}z)}$$

(3.17)

음향 에너지밀도 식 (3.14)을 x, y와 z에 대해 각각 미분한 식들을 식 (3.14-3.17)를 비교하면 다음과 같은 음향 에너지밀도와 인텐시티 관계를 벡터 형태로 표현할 수 있다.

$$\langle \vec{I} \rangle = -\frac{c_A^2 \tilde{k}_{A1}}{2\omega \tilde{k}_{A2}} \left( \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \right) \langle \vec{e} \rangle$$

(3.18)

수식 (3.18) 는 감쇠계수를 이용한 에너지흐름모델의 일반적인 형태로 나타내면 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\langle \vec{I} \rangle = -\frac{c_A^2}{\omega \eta_A} \left( \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \right) \langle \vec{e} \rangle$$

(3.19)

$$\eta_A = \frac{2\tilde{k}_{A2}}{\tilde{k}_{A1}}$$

(3.20)

여기서 흡음재에 대한 감쇠계수가 새롭게 정의 되었으며, 흡음재 내부에서 음향에너지밀도와 인텐시티 사이의 관계를 나타내는 주요 변수로 사용될 수 있다. 감쇠계수 식 (3.20)에 나타난바와 같이 흡음재 음향학 변수의 실수와 허수항의 관계로부터 결정된다.

### 3.1.2. 에너지 손실 관계식

흡음재 내부에서 발생하는 음향에너지소산은 점성과 열전도효과를 고려한 선형화된 음향 수식으로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\pi_{diss} = \frac{1}{2} \mu \sum_{ij} \phi_{ij}^2 + \frac{\kappa}{T_0} T' \nabla T' \quad (3.21)$$

여기서  $\mu$  는 흡음재에 대한 전단점성계수를 의미하며,  $\phi_{ij}$  는 전단변형률 텐서,  $\kappa$  는 열전도율,  $T_0$  는 주변온도,  $T'$  는 미소온도변화를 나타낸다. 흡음재 내부에 음을 평면파로 가정하면 수식 (3.21)는 다음과 같이 표현 할 수있다.

$$\pi_{diss} \approx \left[ \frac{4}{3}\mu + \frac{(\gamma - 1)\kappa}{c_p} \right] \frac{\left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)^2}{(\rho_0 c_0^2)^2} \quad (3.22)$$

여기서  $\gamma$ 는 흡음재에 대한 비열비,  $c_p$ 는 특정 압력에서 비열을 나타낸다. 시간 평균으로부터  $\left( \frac{\partial p}{\partial t} \right)^2$ 는  $\omega^2 \langle p^2 \rangle_{av}$  혹은  $\omega^2 \rho_0 c \langle \bar{I} \rangle$ 와 같이 표현할 수 있는데,  $\langle \bar{I} \rangle$ 는 한파장에 대하여 평균된 음향 인텐시티를 나타낸다. 이로부터 에너지 소산식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\pi_{diss} \approx 2\alpha_{cl} \langle \bar{I} \rangle \quad (3.23)$$

$$\alpha_{cl} = \frac{\omega^2 \delta_{cl}}{c_0^3}, \delta_{cl} = \frac{\mu}{2\rho_0} \left( \frac{4}{3} + \frac{\gamma - 1}{Pr} \right) \quad (3.24)$$

여기서  $Pr$ 는  $\mu c_p / \kappa$ 로 프란틀수(prandtl number)를 나타낸다.

식 (3.24)  $\alpha_{cl}$ 에 포함된 변수들은 공기와 물과 같은 매질에 대해서는 실험적 혹은 경험적 수식을 통하여 도출 가능하지만, 흡음재의 경우 계측을 통해 도출할 수 없다. 음향학적가정을 통하여 이론적인 방법을 통하여  $\alpha_{cl}$ 를 다음과 같이 도출하였다. 흡음재의 경우 단위 길이당 감쇠되는 에너지의 크기가 매우 크기 때문에 소음원으로부터 떨어진 경계에서 반사로 인한 음파의 영향은 무시할 수 있다고 할 수있을때,

한방향으로 진행하는 평면파에서 인텐시티는 시공간평균을 통하여 다음과 같이 표현 할 수있다.

$$I = I_{x=0} e^{-2k_{A2}x} \quad (3.25)$$

또한  $x$  방향으로 진행하는 평면파에 대한 에너지 보존-손실관계는 다음과 같다.

$$\frac{d \langle \bar{I} \rangle}{dx} = -\pi_{diss} \quad (3.26)$$

흡음재 내부에 전파되는 음파에 대하여 모든 방향으로 전달 특성이 동일하다는 등방성가정을 통하여 모든방향에 대한 에너지소산관계식을 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\pi_{diss} \cong 2k_{A2} \langle \bar{I} \rangle \quad (3.27)$$

수식 (3.23) 에서  $2\alpha_{cl}$  은  $2k_{A2}$  의 항으로 표현 되는데, 흡음재에 내부에서 에너지소산은 전파상수의 허수항을 통하여 나타낼 수 있음을 보여준다.

음향 에너지지배방정식 도출을 위해서는 수식 (3.27)에서 음향 인텐시티변수는 에너지밀도로 표현해야만한다. 한쪽 방향으로 진행되는 음향 인텐시티와 에너지밀도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\langle \bar{I} \rangle = c_A \langle \bar{e} \rangle = \frac{\omega}{Re(k_A)} \langle \bar{e} \rangle \quad (3.28)$$

따라서 흡음재에 대한 에너지소산식은 에너지밀도에 대하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\pi_{diss} = \omega \eta_A \langle \bar{e} \rangle \quad (3.29)$$

### 3.1.3. 에너지지배방정식

외부 음원(sound source)에 의해 음향 매질로 입력되는 파워는 매질의 감쇠에 의한 손실파워와 인접한 매질로 전달되는 파워의 합으로 나타낼

수 있다. 정상상태를 가정하면 음향 매질에서 에너지 평형 법칙을 표현하는 식 (3.30)은 본 장에서 다루고 있는 흡음재에 관한 문제에도 여전히 타당하다.

$$\pi_{diss} + \nabla \cdot \vec{I} = \pi_{in} \quad (3.30)$$

앞서 도출된 흡음재에 대한 에너지 전달 관계식 (3.19)에서 정의된 음향 에너지밀도와 인텐시티 관계 및 에너지 손실관계식 (3.29)을 이용하여 수식 (3.30)에 대입하면 흡음재에 대한 에너지흐름지배방정식을 도출 할 수 있다.

$$-\frac{c_A^2}{\omega\eta_A} \nabla^2 \langle \bar{e} \rangle + \omega\eta_A \langle \bar{e} \rangle = \pi_{in} \quad (3.31)$$

$$or \nabla^2 \langle \bar{e} \rangle - k^2 \langle \bar{e} \rangle = \pi_{in}' \quad (3.32)$$

여기서  $k = \frac{\omega\eta_A}{c_A}$ 와  $\pi_{in}' = -\frac{\omega\eta_A}{c_A^2} \pi_{in}$ 를 나타낸다.

흡음재 내부에서 음향 에너지밀도의 특성은 식 (3.32)에서 정의된 전파상수로부터 결정된다. 흡음재종류에 따른 전파상수 특성을 확인하였다. 흡음재는 종류에 따라 다른 유동저항력(Flow resistivity)을 가지고 있는데, 유동저항력은 매질에 대하여 단위 두께당 공기흐름에 대한 저항력을



나타낸다. 일반적으로 소음제어를 위해 사용되는 흡음재의 유동저항력 범위는  $2 \times 10^3 Pa \cdot s/m^2$ 부터  $2 \times 10^5 Pa \cdot s/m^2$ 까지의 범위를 가진다. 그림 1 은 수식 (3.20)에서 흡음재 종류에 따른 정의된 감쇠계수를 나타낸다. 사용된 흡음재의 유동저항력은  $10 kPa \cdot s/m^2$ ,  $50 kPa \cdot s/m^2$  와  $100 kPa \cdot s/m^2$  이며, 이로부터 도출 가능한 흡음재의 특성임피던스 및 전파상수는 Delenay와 Bazley 모델(Delenay and Bazley, 1970)을 적용하였다. 그림 1에 나타난바와 같이 흡음재의 종류 및 주파수에 따른 감쇠계수 경향을 확인할 수있다. 그림 2는 수식 (3.32)에서 정의된 에너지흐름모델에 대한 전파상수를 나타내고 있다. 주파수에 따른 값을 살펴보면, 분산파(dispersive wave)의 특성을 확인할 수 있다. 공기의 경우 주파수에 따라 거의 변하지 않는 값을 가지지만, 흡음재의 경우 서서히 증가하다 특정 지점에서 급격히 증가하는 경향을 확인할 수 있다.

## 3.2. 흡음재 음향 에너지흐름해석법의 해석

### 3.2.1. 흡음재 음향 에너지흐름해석법 검증

앞장에서 도출된 흡음재에 대한 에너지지배방정식을 간단모델에 대하여 해석을 수행하였으며, 기존 압력 범위 기반 해석법과 비교 하였다. 수식 (3.32)에 대하여 푸리에급수(Fourier series)를 적용하여 흡음재

내부에서 음향 에너지밀도 분포를 도출 할 수 있다. 사각형 단면공간 내부에  $x = x_0$ ,  $y = y_0$ ,  $z = z_0$  에 위치한 구면파 소음원이 존재할 때, 흡음재에 대한 에너지지배방정식은 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$-\frac{c_A^2}{\omega\eta_A}\nabla^2 \langle \bar{e} \rangle + \omega\eta_A \langle \bar{e} \rangle = \pi_{in}\delta(x - x_0)\delta(y - y_0)\delta(z - z_0) \quad (3.33)$$

여기서  $\pi_{in}$ 는 소스원 파워,  $\delta$ 는 디랙 델타(Dirac delta)를 나타낸다. 모든 경계가 강판 (sound hard walls)으로 이루어졌을 때, 경계로부터 흘러나가는 파워가 없다고 가정할 수 있다. 따라서 에너지지배방정식인 식 (3.33)의 해는 공간 변수  $x, y$ 와  $z$ 에 대한 코사인 함수(cosine function)를 사용하여 다음과 같이 푸리에급수 형태로 표현 할 수 있다.

$$\langle \bar{e} \rangle = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} e_{nml} \cos\left(\frac{n\pi x}{L_x}\right) \cos\left(\frac{m\pi y}{L_y}\right) \cos\left(\frac{l\pi z}{L_z}\right), \quad (3.34)$$

여기서  $e_{nml}$ 는  $(n, m, l)$ 의 모드 계수,  $L_x$ ,  $L_y$  와  $L_z$ 는 각 방향으로 사각형 흡음재 길이를 나타낸다. 수식 (3.34)를 수식 (3.44)에 대입함으로  $e_{nml}$ 을 다음과 같이 도출 할 수있다.

$$e_{nml} = \frac{\omega \eta_A}{c_A^2} \frac{E_{nml}}{[(n\pi/L_x)^2 + (m\pi/L_y)^2 + (l\pi/L_z)^2 + (\omega \eta_A/c_A)^2]} \quad (3.35)$$

여기서  $E_{nml}$ 과  $\varepsilon$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E_{nml} = \frac{\varepsilon \pi i n}{L_x L_y L_z} \cos\left(\frac{n\pi x_0}{L_x}\right) \cos\left(\frac{m\pi y_0}{L_y}\right) \cos\left(\frac{l\pi z_0}{L_z}\right) \quad (3.36)$$

$$\varepsilon = \varepsilon_n \varepsilon_m \varepsilon_l, \quad \varepsilon_i = \begin{cases} 1 (i = 0) \\ 2 (i \neq 0). \end{cases} \quad (3.37)$$

유입되는 소음원 파워 값은 자유음장에서 음압과 입자 속도 관계로부터 도출하였다. 반지름의 길이가  $a$  인 구가  $\omega$ 의 주파수로 진동하면, 흡음재 내부에서 음압분포는 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$p(r, t) = \frac{1}{1 + jk_A a} \frac{j\omega\rho_A\tilde{Q}}{4\pi r} \exp[j(\omega t - k_A(r - a))] \quad (3.38)$$

여기서  $\tilde{Q}$ 는 소음원의 복소수 체적유량 진폭을 나타내며, 모노폴 소음원 (monopole source)일 때, 수식 (3.38)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$p(r, t) = \frac{j\omega\rho_A\tilde{Q}}{4\pi r} \exp[j(\omega t - k_A r)] \quad (3.39)$$

시간 평균된 평균된 음향 인텐시티와 소음원 파워는 수식 (3.39)와 수식 (3.10)의 속도를 이용하여 도출 가능하다.

$$I = \frac{1}{2} \text{Re}\{pV_r^*\} = \text{Re}\left\{\frac{\rho_A\omega^2\tilde{Q}^2}{32\pi^2 c_A r^2}\right\} \quad (3.40)$$

$$\pi = 4\pi r^2 I = \text{Re}\left\{\frac{\rho_A\omega^2\tilde{Q}^2}{8\pi c_A}\right\} \quad (3.41)$$

그림 3는 흡음재에 대한 3차원 음향해석을 위한 사각형 모델을 나타낸다. 크기는  $0.5\text{ m} \times 0.5\text{ m} \times 0.1\text{ m}$  이다. 음향 에너지밀도와

인텐시티 분포를  $x$ - $y$  평면에 대하여 확인 하기 위하여 소음원은 사각형 모델 가운데 위치하였으며,  $\tilde{Q}$  는  $1\text{ m}^3/\text{s}$  값을 적용하였다. 모든 경계는 강체로 가정하였다. 해석 변수 도출 시 관심영역은 그림 4에 나타난바와 같이  $Z = 0.075\text{ m}$  인 위치의 평면과 중심선으로 하였다. 본 연구에서 비교검증 해석모델은 유한요소법(FEM)으로 하였으며, 사용된 모델은 그림 5와 같다. 격자 생성 시 해석 신뢰성 확보를 위하여, 최소 길이를 1/12 파장으로 하였으며, 전체 격자수는 주파수 500 Hz에 대하여 1620개 이다. 유한요소법이 신뢰할 수 있는 주파수 범위내에서 비교 및 검증을 수행하기 위하여 250 Hz와 500Hz에서 해석을 수행하였다. 또한 흡음재 종류에 따른 결과를 확인하기 위하여 유동저항력이  $20\text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$  와  $100\text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ 인 경우에 해석을 수행하였다. 흡음재에 대한 특성임피던스 및 전파상수 값은 Delany와 Bazley 모델 (Delany and Bazley, 1970)을 통해 결정하였다.

그림 6~9는 유한요소법과 에너지흐름해석으로부터 도출된 음향 에너지밀도와 인텐시티 분포를 나타내고 있다. 그림 6과 8에서와 같이 유한요소법과 에너지흐름해석은 음향에너지밀도 수준이 소음원으로부터 음파가 흡음재를 통과함에 따라 점차 감소하는 경향을 보여준다. 주파수 및 흡음재 종류에 따른 흡음재 성능은 소음원으로부터 어떻게 음향 에너지밀도가 감소 되는지를 통하여 확인할 수 있다. 동일 흡음재에 대해서는 주파수가 증가 할수록 음향 에너지밀도가 크게 증가하는 것을 확인할 수있는데, 일반적인 흡음재의 흡음률에서 보여지는 경향과 동일계

나타난다. 또한 동일 주파수에서 유동저항력이 증가함에 따라 음향 에너지밀도 더큰 감소량을 확인 할 수 있다. 흡음재 내부에 유동저항력이 클수록 흡음재 내부에서 음향 에너지 또한 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 에너지흐름해석의 경우 시공간평균을 통해 도출된 수식의 특성에 따라 주기적으로 변동하는 특성 없이 점차 감소하는 특성을 확인 할 수있으며, 전체적인 크기가 유한요소법의 결과와 잘 일치하는 것을 볼 수있다.

음향 인텐시티 수준은 수식 (3.18)을 통하여 도출할 수있다. 흡음재 내부에서 모든 방향으로 흘러가는 음향 인텐시티는 동일한 성질을 가지기 때문에 대표적으로  $x$ 방향 성분에 대하여 유한요소법과 비교를 수행하였다. 그림 7과 9에서 보여지는 바와같이 에너지흐름은 소음원으로부터 경계로 흘러가는 결과를 확인 할 수있다. 도출된 해석 결과로부터 에너지흐름해석법은 유한요소법의 극부적인 평균값을 잘 반영하는 것을 확인하였으며, 이로부터 흡음재에 대하여 개발된 음향 에너지흐름해석모델 검증은 완료하였다.

### 3.2.2. 에너지흐름해석법을 이용한 흡음 구조물 해석

개발된 흡음재 음향 에너지흐름해석모델을 이용하여 흡음재가 적용된 구조물 해석을 수행하였다. 에너지흐름해석으로부터 흡음재 유무에

다른 차이값을 도출하였으며, 실험을 통해 도출된 값과 비교를 수행하였다. 또한, 개발 에너지흐름해석모델에 대한 유용성을 확인하기 위하여 다양한 흡음 구조물에 대하여 해석을 수행하였다.

그림 10은 계측이 수행된 흡음 구조물 형상 및 격자를 나타내고 있다 (Ming and Pan, 2004). V자 형태 상부구조를 가지고 있는 내부공간은 폭 1.25 m, 길이 1.35 m, 높이는 최저 0.65 m 부터 0.75 m 범위를 가진다. 내부공간은 0.05 의 락울(rockwool)층에 의해 둘러 쌓여져 있으며, 락울의 유동저항력은  $32,960 Pa \cdot s/m^2$  이다. 위 모델에 대한 에너지흐름해석법 적용 적합성 판단을 위하여 해석대상으로 주파수에 따른 모드개수를 분석하였다. 해석주파수 범위에서 20~30개 정도의 모드가 형성 될 때 우리는 고주파수라고 할 수 있는 확산장으로 간주 할 수 있다 (Morse, 1948). 사각형 구조물에 대해서 형성되는 모드수는 다음 수식으로부터 도출 가능하다.

$$\Delta N \approx \frac{4\pi f^2 V}{c_0^3} \Delta f + \frac{\pi f S}{2c_0^2} \Delta f + \frac{L}{8c_0} \Delta f \quad (3.42)$$

여기서  $L$ 은 모서리의 총 길이,  $S$ 는 전체 경계 넓이, 그리고  $V$ 는 공간의 전체 부피를 나타낸다. 그림 10 구조물에 적용 할 경우, 500 Hz 에서

18개의 모드가 형성되며, 이상의 주파수에서 신뢰성 있는 결과를 기대할 수있다.

공기와 흡음재로 이루어진 다영역해석을 위하여 경계적분식을 이용한 에너지흐름해석이 수행되었다 (Cho, 1993, Bitsie, 1996). 수식 (3.32)을 경계적분식 형태로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_V \langle \bar{\epsilon} \rangle (\vec{x}) (\nabla^2 - k^2) G dV - \int_V \pi_{in}(\vec{z}) G dV \quad (3.43)$$

$$= \int_S \langle \bar{\epsilon} \rangle (\vec{x}) \frac{\partial G}{\partial n} - I(\vec{x}) G dS$$

$$G = -\frac{1}{4\pi r} \exp(-kr) \quad (3.44)$$

여기서  $\vec{x}$  는 이산화된 경계로부터 내부 관심점으로 향하는 위치벡터 (position vector)를 나타내며,  $\vec{z}$  는 내부에 입력되는 소음원의 위치를 나타낸다. 공기와 흡음재 경계에서 발생하는 에너지밀도 불연속문제를 해결하기 위하여 조인트매트릭스(Joint matrix)를 적용하였으며 다음과 같이 표현 할 수있다.



$$[J] = [Id - P][Id + P]^{-1}[C] \quad (3.45)$$

여기서  $P = \begin{bmatrix} \gamma^{11} & \tau^{21} \\ \tau^{12} & \gamma^{22} \end{bmatrix}$ ,  $C = \begin{bmatrix} c_0 & 0 \\ 0 & c_A \end{bmatrix}$ 이며,  $\gamma^{ij}$  와  $\tau^{ij}$  는 파워반사 및 투과계수, Id 는 단위행렬을 나타낸다. 음향변수들은 락울의 유동저항력을 Delany와Bazley모델(Delany and Bazley, 1970)에 적용하여 도출 하였다. 소음원의 파워는 1 W이며 (0.625 m, 0.35 m, 0.675 m)인 점에 위치하였다.

해석에 적합한 격자를 선정하기 위한 격자 수렴성 테스트를 수행하였다. 표 1은 2000 Hz 해석을 위한 격자길이 기준 및 그에 따른 전체 격자수를 나타내고 있다. 수렴성을 나타내는 예러는 다음과 같이 정의하였다.

$$Error(\%) = \frac{\sum E(\lambda_0/i \text{ meshes})}{\sum E(\lambda_0/8 \text{ meshes})} \times 100 \quad (3.46)$$

여기서  $E$  는  $y = 2 \text{ m}$  인 평면에서 도출된 에너지 밀도를 나타낸다. 그림 11을 통하여 Mesh 4 기준에서부터 해석 결과는 거의 수렴하는 것을 확인할 수있다. 이러한 경향은 해석의 신뢰성을 위하여 일반적으로 1/6과장 길이를 필요로하는 유한요소법 혹은 경계요소법과 같은 압력변위기반 해석법과 차이를 가진다. 에너지흐름해석법의경우 수식 (3.44)에

나타난바와 같이 지수함수적으로 감소하는 그린함수를 가지며 이는 좀 더  
완화된 격자 기준 적용을 가능하게한다 (Nefske and Sung, 1989). Mesh 4를  
이용하여 모든 주파수에 대한 해석이 수행되었으며, 에너지흐름해석법  
으로부터 도출된 결과는 그림 12와 같다. 실험결과와 잘 일치하는 결과를  
확인 할 수있다.

### 3.2.3. 흡음구조물 설계에 따른 해석결과 분석

에너지흐름해석법을 이용하여 흡음구조 변화에 따른 영향을  
확인하기 위하여 해석을 수행하였다. 수행된모델은 그림 13과 같다.  
적용된 물성치는 앞서 검증모델과 모두 동일하게 적용하였다. 각 모델에  
대한 소음해석을 수행하여, 흡음구조 변화에 따른 음향 에너지밀도 및  
인텐시티 분포를 확인하였다.

음향 에너지 분포 및 인텐시티 분포는 그림 14에 나타난 바와 같은  
평면에 대하여 도출하였다. 그림 15는 5000 Hz 에서 수행된 에너지밀도  
수준을 보여주고 있다. 흡음 구조물에 설치된 흡음재의 위치에 따라  
다르게 나타나는 음향 에너지밀도분포를 확인할 수 있는데, 각 모델에  
대해서 흡음재가 설치된 경계 근처에서 낮은 에너지밀도가 형성되는 것을  
볼 수 있다. Sec. 1 단면 위에서 도출된 음향 에너지밀도수준을 통하여 쉽게  
구분 할 수 있는데, 흡음재가 설치된 경계면 모서리에서 가장 낮은 값을

가진다. (A)모델과 (B)모델 비교를 통하여, 흡음재가 설치된 경계면에 형상에 따라 다르게 나타나는 에너지밀도 분포를 확인 할 수 있다. (B) 모델에 대하여 Sec. 2 단면에서 도출된 음향 에너지밀도 분포로부터 양쪽 면에 흡음재가 설치된 경우 차이점을 확인 가능하다.

그림 16는 각 모델에 대한 Sec.1에서 에너지흐름을 나타낸다. 흡음재 위치에 따른 에너지흐름 방향을 나타내고 있다. (A)모델과 (C)모델의 경우 흡음재가 설치된 경계면의 모양이 다른데, 이에 대한 영향이 그림 17을 통하여 뚜렷하게 확인 가능하다. V자 형태 상부구조에 흡음재가 설치된 (A) 모델의 경우, 흡음재에 수직인 방향으로 에너지가 흘러나가는 경향을 확인할 수 있는데, 평편한 바닥에 흡음재가 설치된 (C)모델과 비교 하였을 때 더욱 뚜렷하게 나타난다. 모델 (A)와 모델 (B)에서 도출된 결과를 통하여 흡음구조물의 면과 면이 만나는 모서리에서 에너지흐름이 어떻게 흘러가는지를 확인 할 수있다. (A) 모델의 경우 측면 벽면으로부터 상부경계로 흘러가는 에너지흐름의 경향을 볼수 있으며, (B) 모델의 경우 반대로 상부 및 하부 경계로부터 측면으로 흘러 나가는 에너지흐름을 확인 할 수있다.

에너지흐름해석법을 통하여 더 큰 흡음구조물에 소음해석이 수행되었다. 그림 18은 구조물 형상 및 격자 모델을 나타내고 있다. 앞서 흡음 구조에 적용한 흡음재와 동일하게 사용하였으며, 흡음재 두께는 10 cm 이다. 사각형 흡음 구조물의 폭, 너비, 높이는 10 m × 10 m × 3 m 이다. 소음원의 위치는 내부 공간 한쪽 벽면에 (5 m, 1.5 m, 0.1m)

1 W 를 적용했다. 1000 Hz 와 5000 Hz 에서 거리가 멀어짐에 따라 음향 에너지가 감소되는 현상을 살펴보았다.

그림 19는 5000 Hz 에서 음향 에너지밀도 및 인텐시티 분포를 나타내고있다. Sec. 1에 나타난바와 같이 흡음재가 설치된 경계면근처에서 더 낮은 에너지밀도가 형성되며, 에너지 흘러 나가는 것을 확인 할 수있다. Sec. 2에서 도출된 음향 에너지밀도 및 에너지흐름으로부터 흡음재 종류에 따라 소음원으로부터 감소되는 경향이 어떻게 나타나는지 보여준다. 그림 20은 1000 Hz 와 5000 Hz 에서 상대적인 음향 에너지감소량을 보여준다. 소음원으로부터 거리가 멀어질수록 5000 Hz 는 좀더 높은 감소를 보여준다.

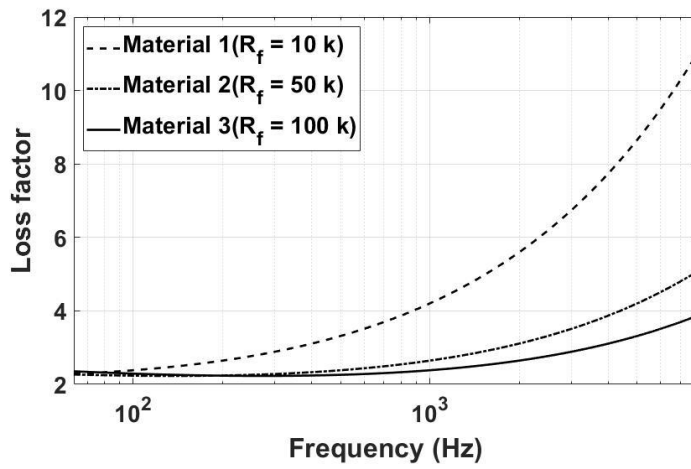


Figure 1 Loss factors for sound absorbing materials.

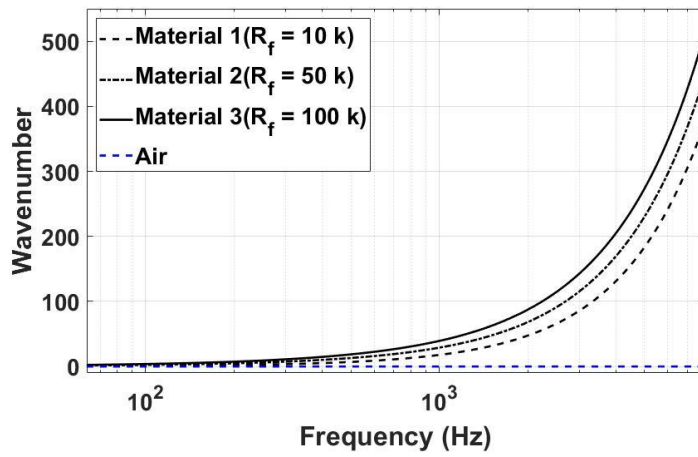


Figure 2 Wavenumbers of energy flow model for sound absorbing materials.

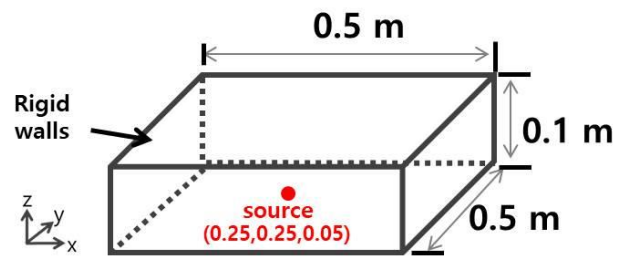


Figure 3 Rectangular model for sound absorbing materials.

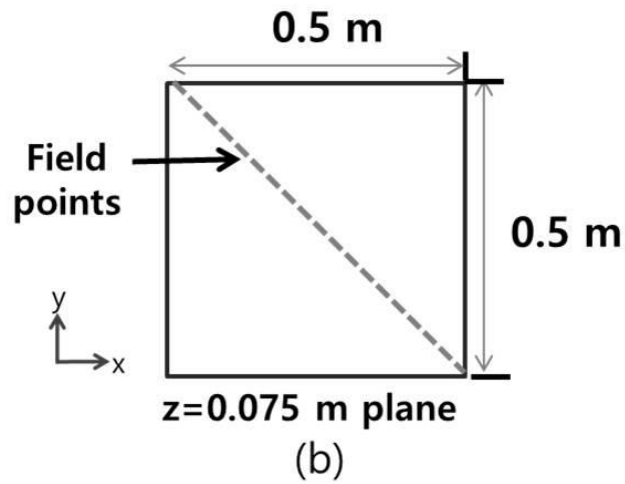
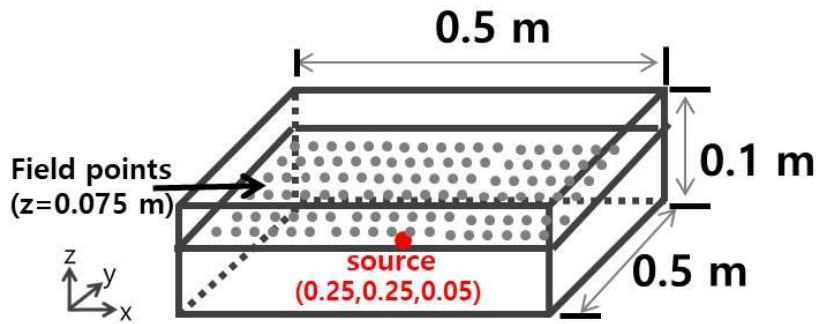
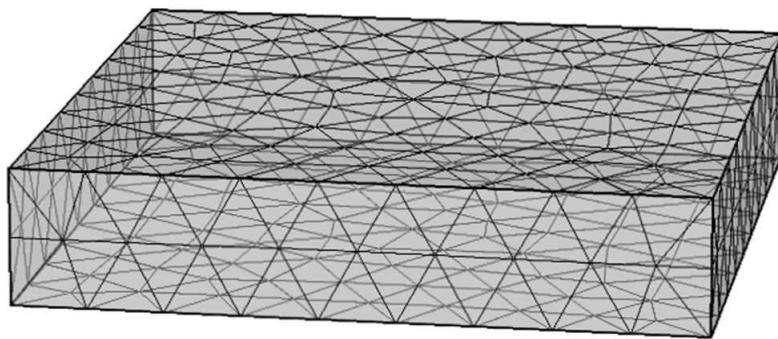
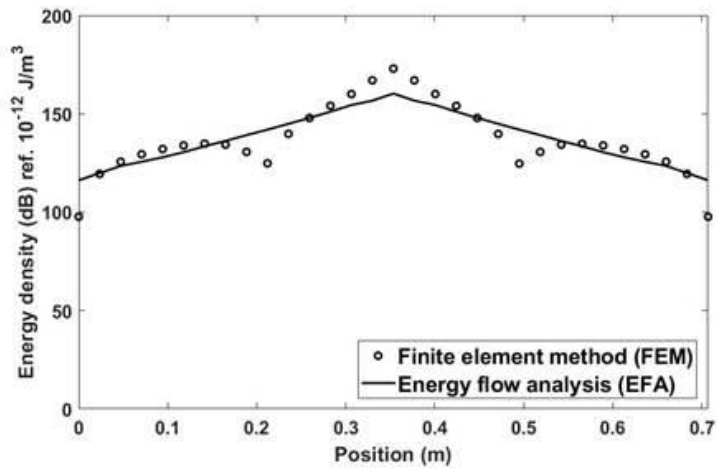


Figure 4 Field points for investigation of energy density and intensity distributions: (a) mid-cross section and (b) centerline.

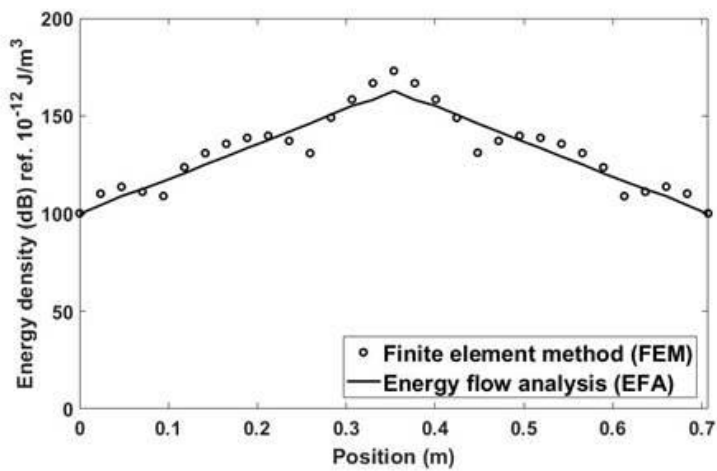




**Figure 5 FE mesh model for numerical analyses.**

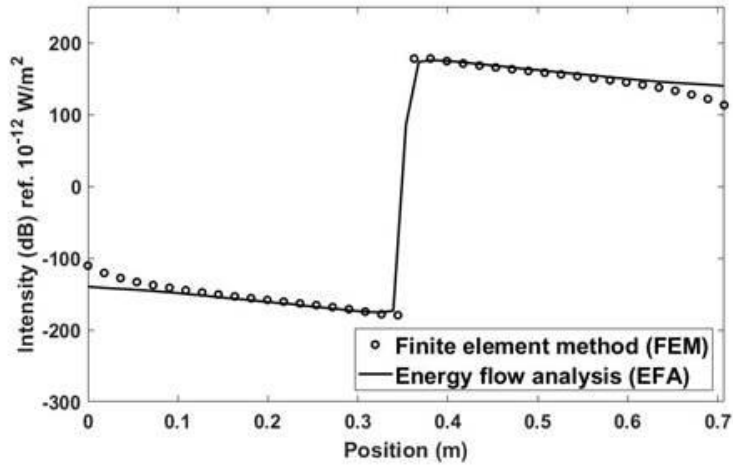


(a)

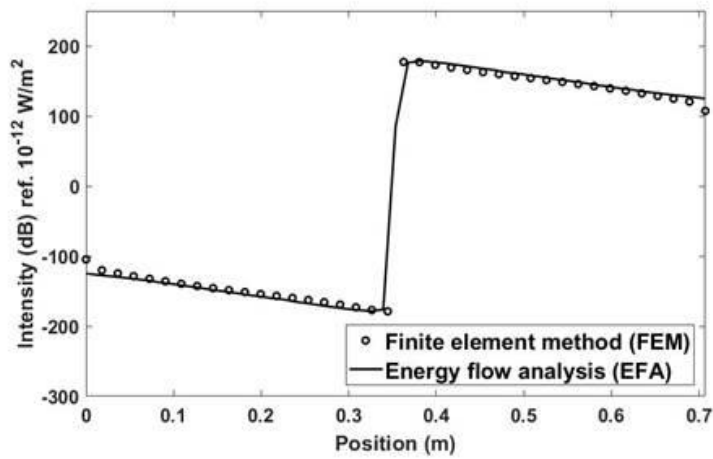


(b)

Figure 6 Comparisons of energy density distributions on centerline for FEM and EFA results when  $R_f = 20 \text{ kPas/m}^2$ : (a)  $f = 250 \text{ Hz}$  and (b)  $f = 500 \text{ Hz}$ .



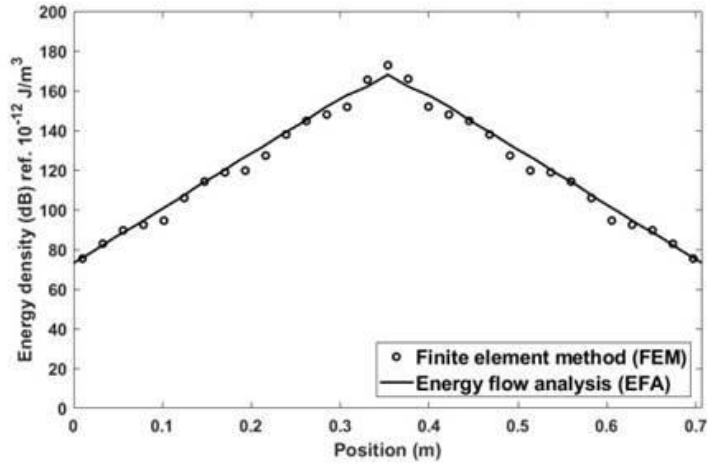
(a)



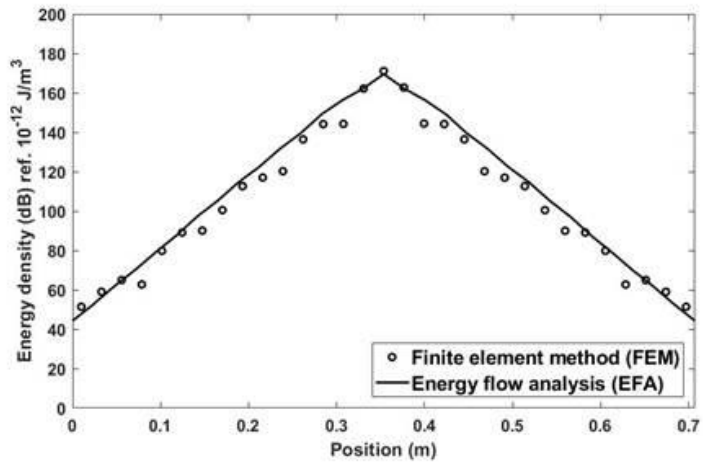
(b)

Figure 7 Comparisons of intensity distributions on centerline for FEM and EFA results

$R_f = 20 \text{ kPas/m}^2$ : (a)  $f = 250 \text{ Hz}$ , (b)  $f = 500 \text{ Hz}$ .

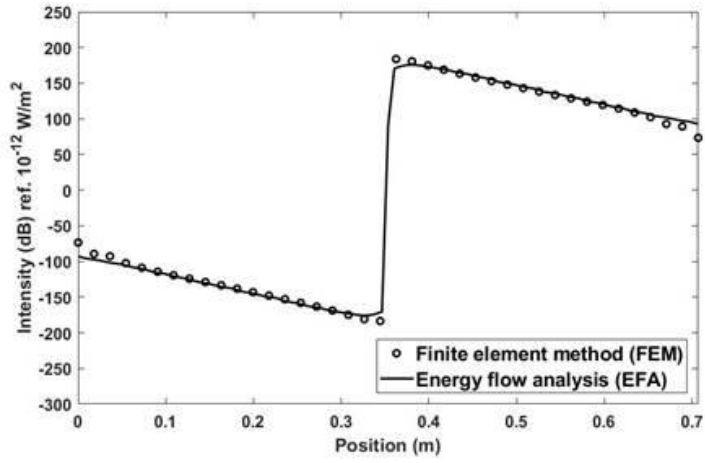


(a)

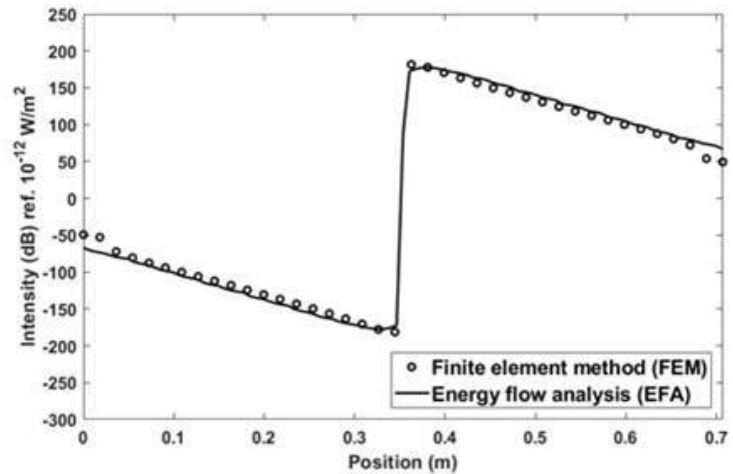


(b)

**Figure 8 Comparisons of energy density distributions on centerline for FEM and EFA results when  $R_f = 100 \text{ kPas/m}^2$ : (a)  $f = 250 \text{ Hz}$  and (b)  $f = 500 \text{ Hz}$ .**



(a)



(b)

Figure 9 Comparisons of intensity distributions on centerline for FEM and EFA results when  $R_f = 100 \text{ kPas/m}^2$ : (a)  $f = 250 \text{ Hz}$  and (b)  $f = 500 \text{ Hz}$ .

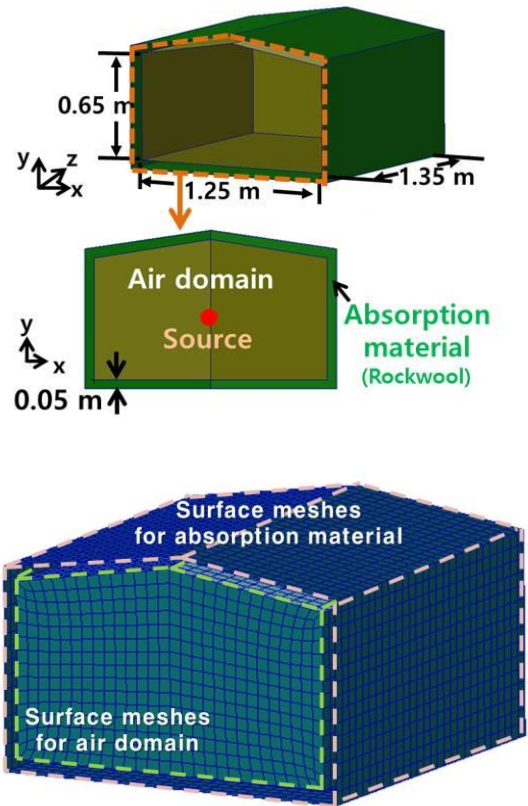


Figure 10 Geometry and mesh model for noise analysis of a sound absorbing structure: (a) geometry model and (b) mesh model.

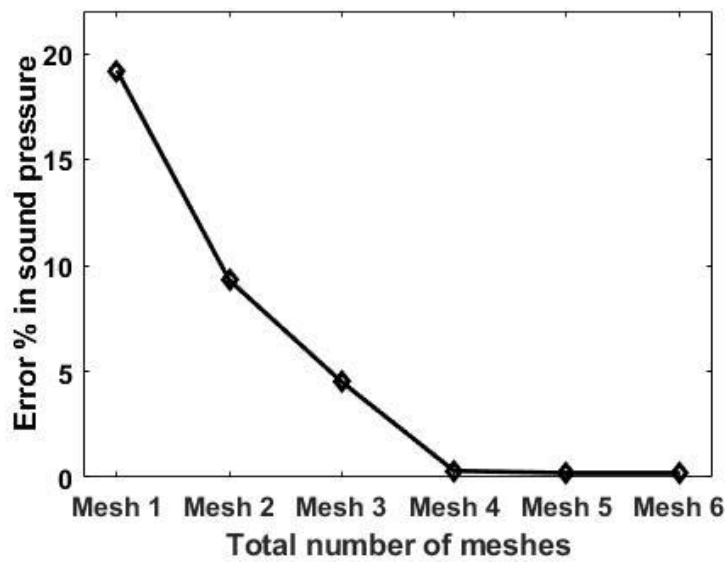


Figure 11 Convergence test for EFA analysis.

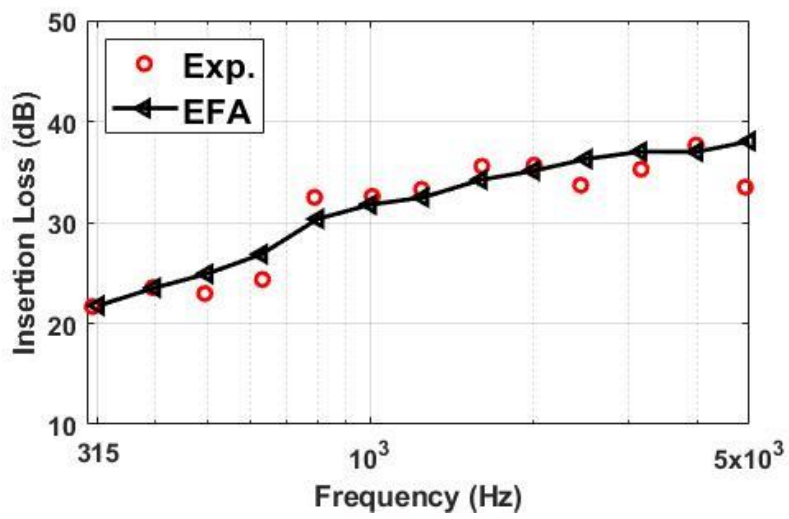


Figure 12 Comparison of insertion loss for enclosure.



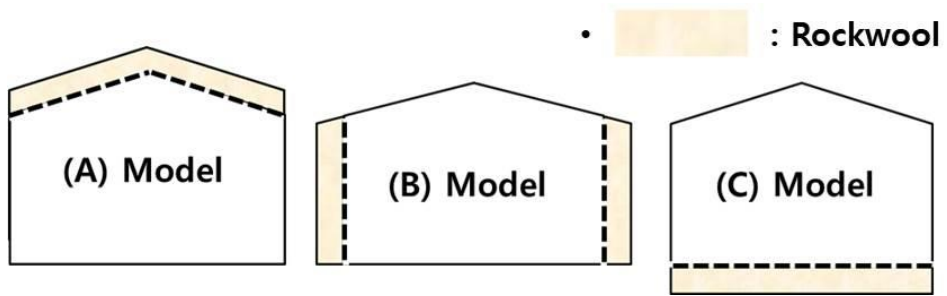


Figure 13 Types of sound absorbing structures.

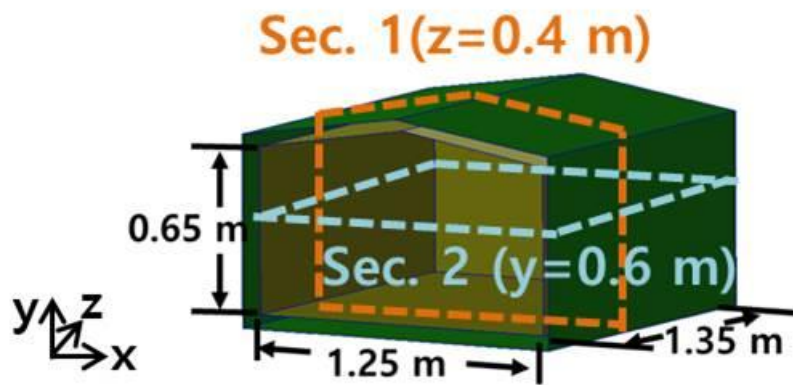


Figure 14 Planes for energy distribution and flow.

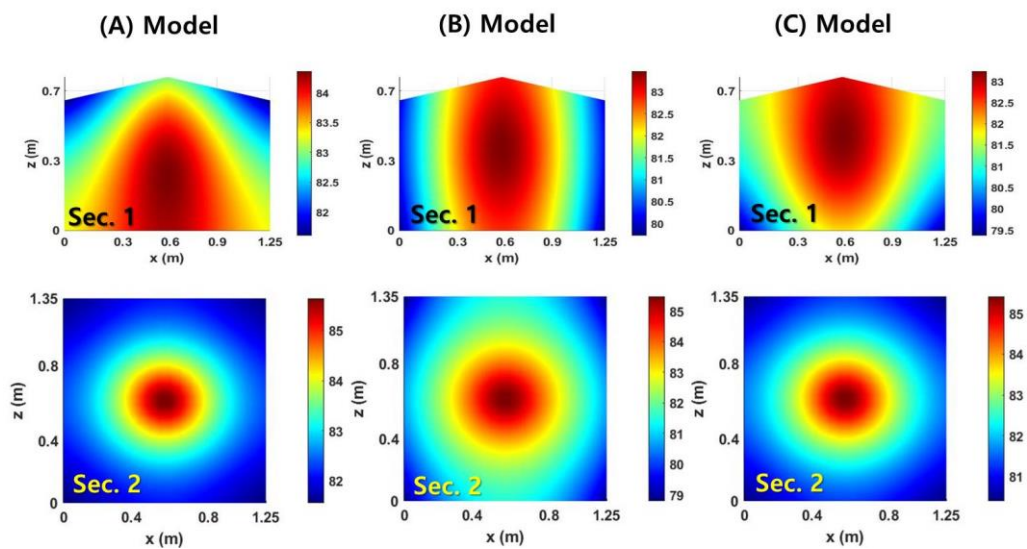


Figure 15 Energy density levels for three types of sound absorbing structures

(dB Ref.  $10^{-12}$  J/m<sup>3</sup>).

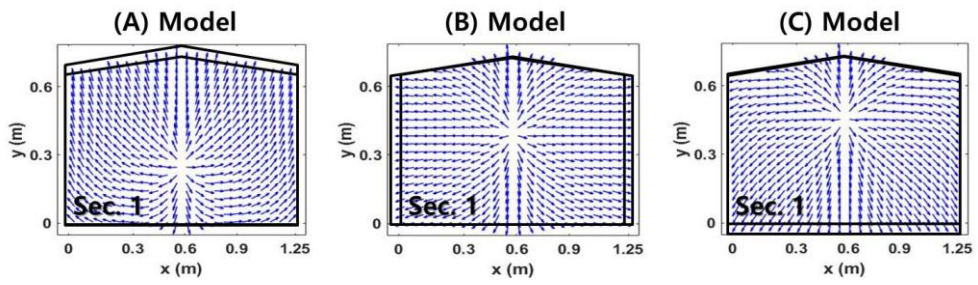
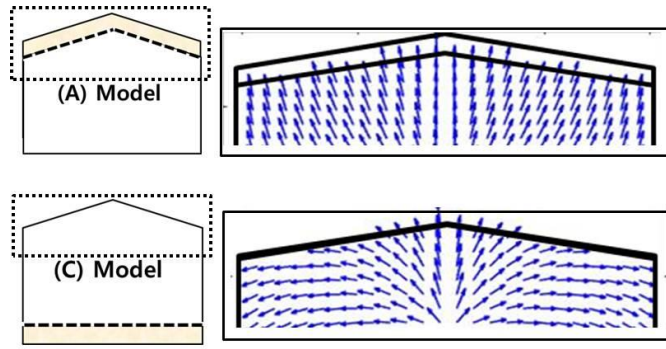
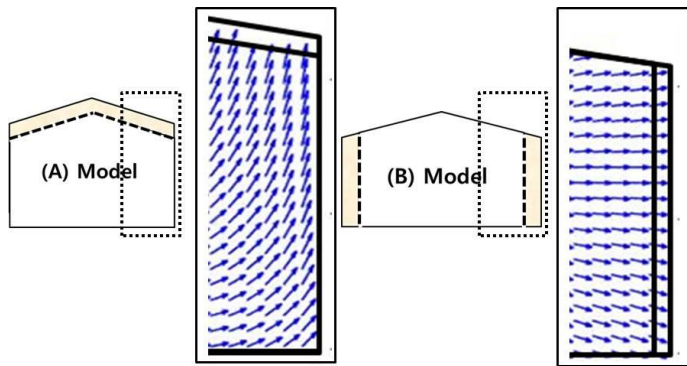


Figure 16 Energy flow for three types of sound absorbing structures.

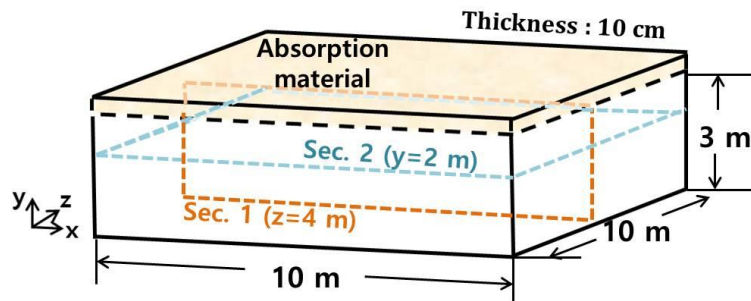


(a)

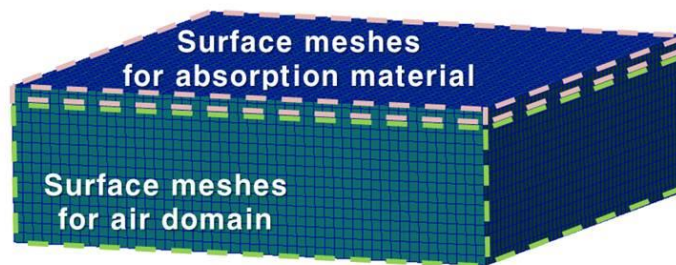


(b)

**Figure 17 Details of energy flow according to sound absorbing structures attached to: (a) ceiling vs bottom and (b) ceiling vs sides.**

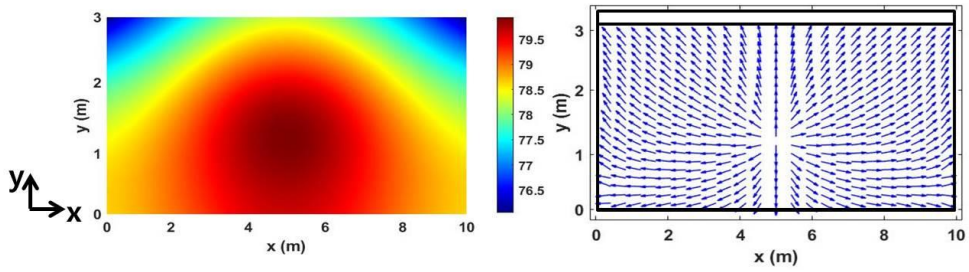


(a)

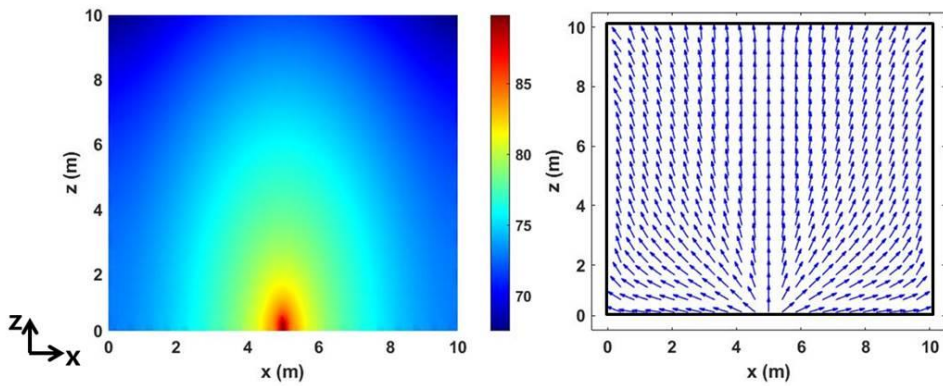


(b)

Figure 18 Geometry and mesh model for noise analysis of a large room: (a) geometry model and (b) mesh model.



(a)



(b)

**Figure 19 Energy density and flow distributions for a large room: (a) energy density and flow on Sec. 1 and (b) energy density and flow on Sec. 2.**

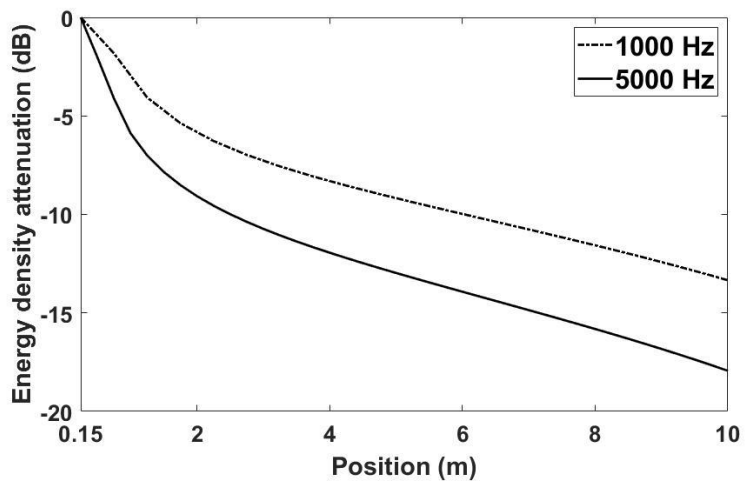


Figure 20 Energy density attenuation at 1000 and 5000 Hz.





**Table 1 Mesh discretization criterion and numbers.**

<i>Case number</i>	<i>Mesh 1</i>	<i>Mesh 2</i>	<i>Mesh 3</i>	<i>Mesh 4</i>	<i>Mesh 5</i>	<i>Mesh 6</i>
Criterion	$\lambda_0/1$	$\lambda_0/2$	$\lambda_0/3$	$\lambda_0/4$	$\lambda_0/5$	$\lambda_0/6$
Length (m)	0.17	0.085	0.056	0.042	0.034	0.028
Number of mesh	544	2142	4900	8876	13600	19836

## 4. 선박용 HVAC 소음기 해석

### 4.1. 선실 주 소음원

#### 4.1.1. 선박용 HVAC 시스템 특성

최근 들어 운송산업 분야에서는 승객과 승무원이 좀 더 안락하고 편안한 환경에서 생활할 수 있도록 하기위해 진동·소음과 관련된 문제에 상당한 관심을 보이고 있다. 특히, 보통 200명 이상의 작업자가 승선하여 해상에서 오래 머물며 작업을 해야 하는 해양플랜트의 특성 상 선원들의 안락한 작업성과 거주성을 확보하기 위한 소음·진동규제치는 일반 상선의 권장기준 대비 훨씬 엄격한 NORSOK(NorskSokkels : Norwegian shelf), UK-HSE(United Kindom-health & safety excutive) 등의 기준이 적용되고 있으며, 이는 선급 룰에서 규정하고 있는 comfort 1등급(45dB(A)) 이하인 여객선의 규제치와 유사한 매우 엄격한 수준이다(NORSOK STANDARD, 2015; HSE OFFSHORE, 2005). 따라서, 선주 및 조선소에서는 해양플랜트 선실 내 소음 저감을 위한 통제 방안 마련에 노력이 집중 되고 있다. 표 2는 주요선급기관들에서 제시하는 선실소음 기준을 나타내고 있다.

해양플랜트 선실주요소음원은 난방, 통풍, 공기조화설비로 이루어진 배관시스템인 HVAC (Heating, Ventilating and Air-Conditioning) 시스템을 통해 전달되는 소음이다. HVAC 시스템 소음은 배관을 통해 선실 내부로 직접적으로 전달되기 때문에 주기관 및 프로펠러에서 멀리 떨어진 선실의 소음에 큰 영향을 미친다. ABS (American Bureau of Shipping)에서는 선박 및 해양플랜트에서 발생하는 소음원 및 전달경로에 따른 선실에서의 연관성을 그림 21와 같이 제시하고 있으며 (ABS guidance notes on, 2018), HVAC 소음의 경우 선실에 직접적인 영향을 끼치는 것을 확인 할 수 있다.

최근 해외 주요 선급(NORSOK, DNV, ABS 등)에서는 선박의 품질 등급을 진동, 격벽의 차음성능 및 소음을 기준으로 결정하고 있으므로 (그림 22 참조), 선실소음을 최소화 할 수 있는 소음제어기술 확보를 위한 노력이 요망된다. 해양플랜트 선실소음 제어 기술은 반 잠수식 시추선 (semi-submersible drilling rig), 부유식 원유 생산·저장·하역선박 (floating, production, storage and offloading; FPSO등을 포함한 각종 해양플랜트의 건조에 이용되는 주요 기술 일뿐만 아니라 대표적인 고부가가치 선박인 크루즈선의 건조에 없어서는 안되는 핵심 기술에 해당한다. 따라서 조선산업의 경쟁력을 유지함과 동시에 가까운 시일내에 크루즈선 건조를 계획하고 있는 우리 조선업계에는 선실소음 기준을 충족시키기 위한 HVAC 시스템 소음제어 기술이 절실히 요구되고 있다(그림 23, 24 참조).

HVAC 시스템 소음제어기술을 확보하기 위해서는, 소음기의 종류 및 소재에 따른 소음감소성능의 예측이 매우 중요하다. 기존 국내외

조선소에서 HVAC 시스템 소음예측을 위해 NEBB(National Environmental Balancing Bureau)에서 종합 정리하여 제공하는 추정식 및 데이터를 활용하고 있지만, 기계 및 구조분야 구조물을 대상으로 제시된 수식이기 때문에 해양플랜트용 대형HVAC 시스템에서 발생하는 소음전달 특성을 정확히 반영하지 못한다. 선박 및 해양플랜트에는 일반 HVAC 시스템과 비교하여 상대적으로 큰 대형구조물로 이루어져있기 때문에 음 전달 특성이 매우 다르며, 더 복잡한 경향을 가진다. 따라서, 해양플랜트용 대형 HVAC시스템의 소음감소성능 예측을 위한 해석기법 개발이 필요한 상황이다.

**Table 2 Noise standard for off-shore plant cabin.**

주요선급기관	Sleeping	Meeting	Offices	Communication	Dining	Toilets	
UK-HSE (영국)	45dB(A)	45dB(A)	55dB(A)	45dB(A)	55dB(A)	60dB(A)	...
NORSOK (노르웨이)	40dB(A)	45dB(A)	45dB(A)	50dB(A)	55dB(A)	60dB(A)	

- 출처 : HSE Offshore "Operations Notice 62- Goals for the provision of accommodation on offshore installation"  
 NORSOK standard "C-001 Living quarter area"



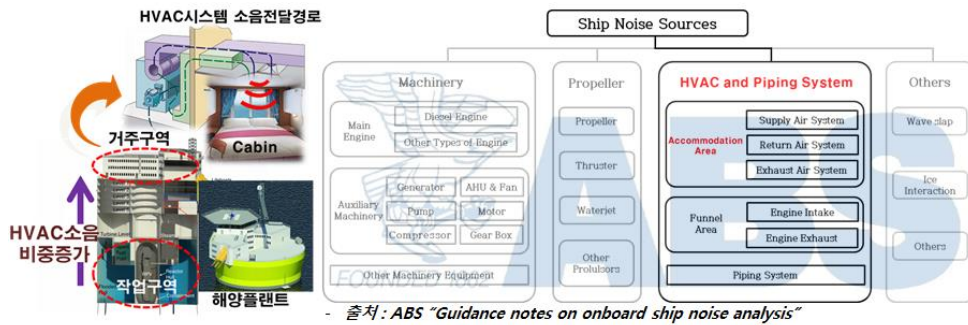


Figure 21 HVAC noise contribution for ship cabin.

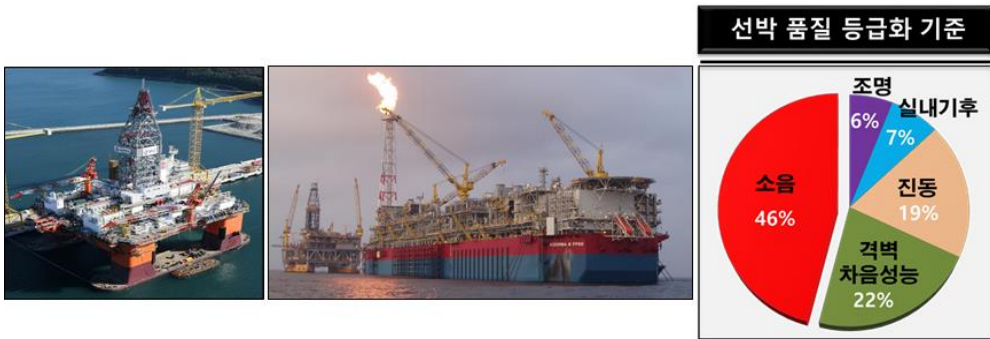
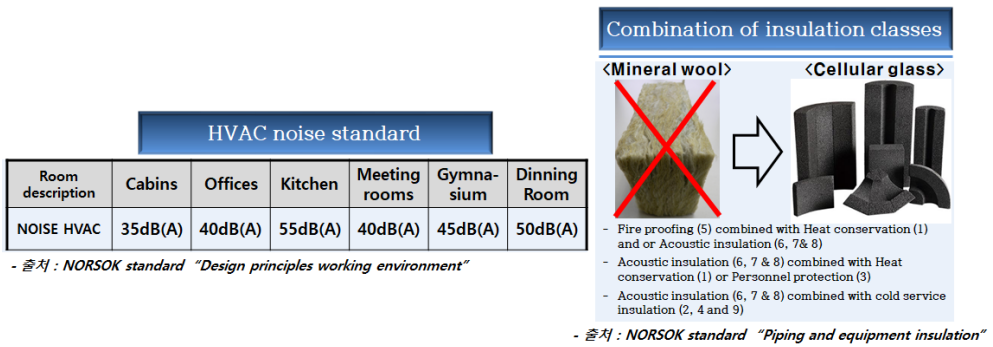


Figure 22 Ship quality grading standards.





**Figure 23 Offshore-plant HVAC noise and material regulation standards of NORSOK**

**standards.**

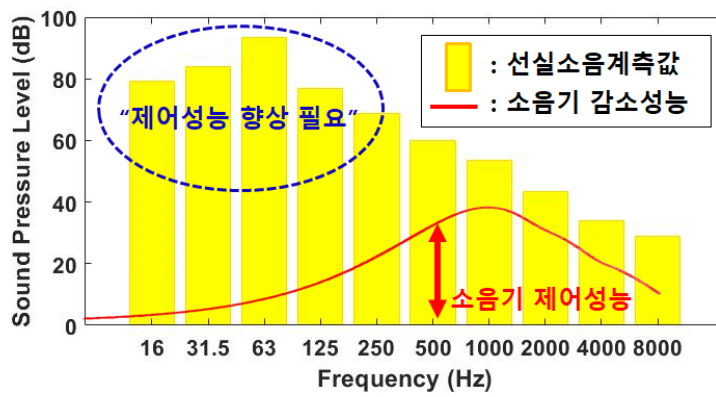


Figure 24 Cabin noise measurement values and performance of HVAC silencers mainly used in shipyards.

#### 4.1.2. HVAC 소음기 연구사례 분석

소음예측에는 주파수 및 구조물의 크기에 따라 다양한 해석적 기법들이 사용되고 있다. 현재까지 일반 HVAC 시스템 소음해석에서는 운동방정식과 파동방정식의 해를 수치적인 방법으로 계산하는 유한요소법과 경계요소법이 널리 사용되어왔다. 하지만, 대형 구조물 및 중·고주파수대역에 대하여 해석 구조물 거동이 매질의 물성치나 경계조건 변화에 민감하게 변화하고 불확실성이 존재하며, 분할해야할 요소가 급격히 증가함에 따라 시간과 비용이 상당히 많이 들게 된다 (US navy and NCE, 2005, Ichochou and Jezequel, 1996). 본 연구에서 다루어질 해양플랜트용 대형 HVAC 시스템 소음해석을 위해서 기존방법이 아닌 새로운 접근법을 통한 해석기법 구축이 필요하다.

현재까지 대형 구조물 소음예측 영역에서는 통계적에너지해석법 (Statistical Energy Analysis)이 진동·소음 해석을 위해 비교적 널리 활용되고 있다. 통계적에너지해석법은 구조물에서 나타나는 불확실한 응답 특성을 분산장이라는 전제하에 음향 및 진동 에너지가 열에너지처럼 전달된다고 가정하고 통계적으로 해석하려는 방법이다. 이 기법은 에너지를 기본 변수로 사용하기 때문에 진동계와 소음계를 동일한 변수로 해석하는데 용이한 장점이 있지만 각 하부시스템이 하나의 평균값만을 가지기 때문에 내부의 공간적 변화를 알 수 없으며 해석 결과의 신뢰성과 활용성이 떨어지고 해석 모델의 호환성이 부족한 단점이 있다(Bouthier, 1996).

이와 같이 중·고주파수 대역의 진동·소음 해석에서 유한요소해석법이나 경계요소법, 통계적에너지해석법의 단점을 보완하고 개선하기 위해 많은 노력이 있어 왔으며 이 중 에너지흐름해석법(Energy Flow Analysis)이 가장 적용 가능한 새로운 대안으로 인식되고 있다. 에너지흐름해석법은 에너지 평형법칙을 바탕으로 고유의 에너지 전달관계와 에너지 손실관계를 조합하여 얻어진 에너지지배방정식을 기반으로 하는데 이로부터 연속적인 진동 시스템의 진동 응답에 대한 공간적 분포를 예측할 수 있으며 에너지의 전달 경로까지 파악할 수 있다(그림 25 참조). 또한 미분 형태의 에너지지배방정식을 기반으로 하고 있기 때문에 유한요소법이나 경계요소법과 같은 수치해석 기법과 접목이 가능하여 복잡한 형상을 갖는 구조물의 진동소음을 수치적으로 해석하는데 있어 더욱 유용하다 (Bitsie, 1996, Kwon, 2011).

지금까지의 에너지흐름해석법은 경계요소법과의 접목을 통한 실내음향 및 방사소음문제 해석에 많이 활용되어 왔으나, 소음기와 같이 고감쇠 구조물에 적용한 연구는 아직 미흡한 부분이 많이 존재한다. 본 연구는 해양플랜트용 대형 HVAC 소음기 감소성능 해석을 수행하기 위해 에너지흐름해석법에 경계요소법을 적용한 고감쇠 구조물 이론을 정립하는데 목적이 있다. 이를 위해 복잡한 형상의 HVAC 소음기 성능 해석에 적용할 수 있는 에너지흐름해석법의 에너지지배방정식에 고감쇠구조물 특성을 반영한 방법론을 개발한다. 그리고 소음기와 같이 공기, 흡음재 및 다공판으로 구성되어있는 구조물에서 대하여 다영역 문제에서 발생하는

경계면에서의 불연속성 해결을 위한 초단일체적분 (Hypersingular integral)에 대한 에너지흐름경계요소해석이 가능하도록 새로운 수식을 개발한다 (그림 26 참조). 또한 복잡한형상을 가진 스플리터(splitter) 소음기에 대한 해석을 수행하기 위하여, 유한요소-에너지흐름해석법 혼합모델(FE-EFA hybrid)을 개발하였다.

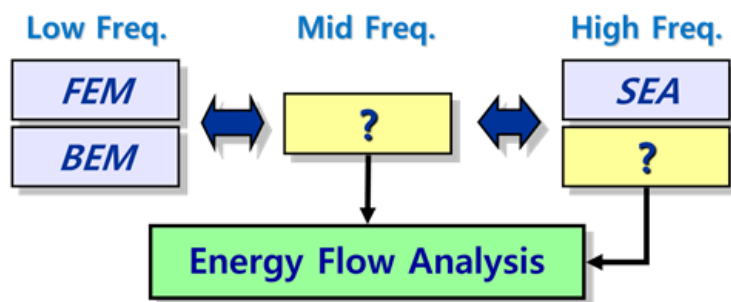


Figure 25 Vibration and noise analysis technique according to frequency band.

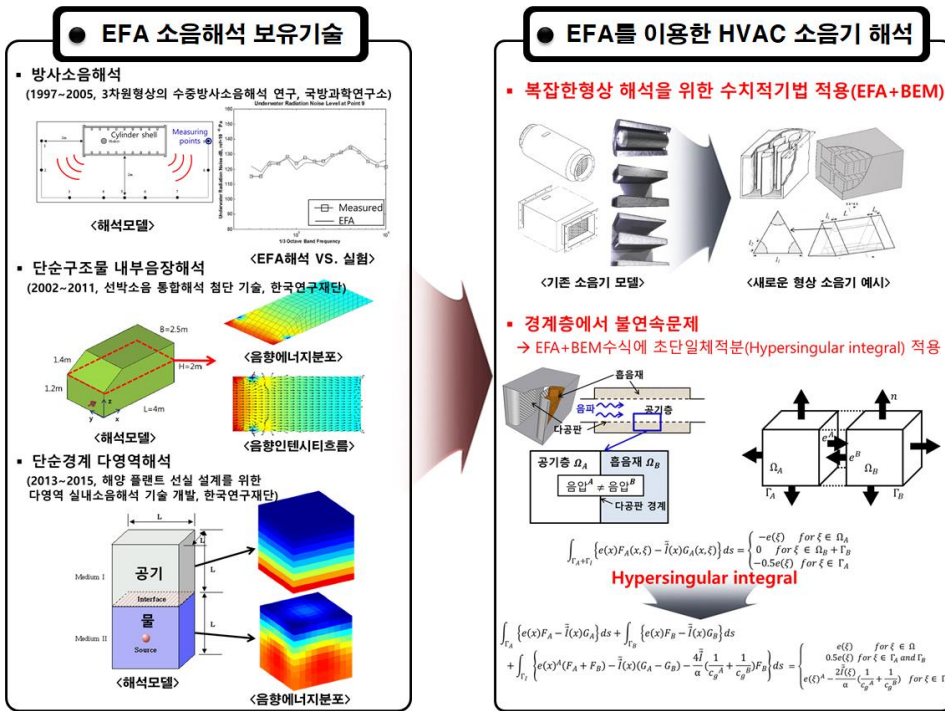


Figure 26 Necessary researches for silencer analysis using EFA.

## 4.2. 에너지흐름해석법을 이용한 소음기 해석

### 4.2.1. 다영역해석을 위한 초단일체적분법

3차원 음향공간에서 음향에너지흐름관계식으로부터 적분식 도출이 이루어진다. 관심 영역  $\Omega$  에 대하여 수식 (2.48)와 (2.50)을 이용하면 경계적분식을 도출할 수 있다. 입력과위를 편의상 배제하고, 음향 매질에 대한 에너지흐름지배방정식에 대한 적분식을 도출하면 다음과 같다.

$$c(\xi)e(\xi) + \int_{\Gamma} e(x)F(x, \xi)ds = \int_{\Gamma} \bar{I}(x)G(x, \xi)ds \quad (4.1)$$

여기서  $c(\xi)$  는  $\alpha/2\pi$  로 정의할 수 있으며,  $\alpha$ 는 위치  $\xi$ 에서 경계면 내부 각도이다. 평평한 경계  $\Gamma$ 에 대한  $c(\xi)$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$c(\xi) = \begin{cases} 1 & \text{for } \xi \in \Omega \\ 0 & \text{for } \xi \notin \Omega \\ 0.5 & \text{for } \xi \in \Gamma \end{cases} \quad (4.2)$$



또한,  $F(x, \xi)$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$F(x, \xi) = \frac{\partial G}{\partial n} = -\frac{e^{-kr}}{4\pi r^2}(1 + kr) \frac{\partial r}{\partial n(x)} \quad (4.3)$$

여기서  $n(x)$ 는 내부로 향하는 단위법선벡터를 나타낸다. 소음기에 하여 다영역 에너지흐름경계요소법을 적용하기 위해서는 그림 27와 같은 경계에서 에너지밀도 불연속 문제 해결해야만 한다. 초단일체 적분은 그러한 문제를 해결하기 위하여 사용된다. 초단일체 적분은 경계에서 음산란 문제 (Wu, 1998) 및 경계요소법을 이용한 소음기 해석 시 경계조건 직접 적용을 위하여 사용된 적이 있다 (Wu and Wan, 1996, Wu and Zhang, 1998). 이 접근법을 통하여 소음기에 존재하는 다양한 경계요소에서 발생하는 변수들의 불연속성에 대하여 단일화된 수식으로 용이하게 다룰수 있기 때문에, 소음기 설계를 위한 문제해결에 장점이 있다. 이러한 점들을 활용하여 소음기해석 시 다영역 에너지흐름경계요소법적용에 있어 발생하는 불연속문제를 해결하였다.

초단일체 적분식은 수식 (4.3)에 대하여 점  $\xi$ 에서 법선방향 미분을 통하여 도출할 수 있다. 관찰점의 위치가 영역내부에 존재할 때 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\bar{I}(\xi) + \int_{\Gamma} e(x)F^*(x, \xi)ds = \int_{\Gamma} \bar{I}(x)G^*(x, \xi)ds \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} F^*(x, \xi) &= \frac{\partial^2 G(x, \xi)}{\partial n(x)\partial n(\xi)} \\ &= \frac{e^{-kr}}{4\pi r^3} \left\{ (3 + 3kr + k^2 r^2) \frac{\partial r}{\partial n(x)} \frac{\partial r}{\partial n(\xi)} + (1 + kr)n(x)n(\xi) \right\} \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$G^*(x, \xi) = \frac{\partial G(x, \xi)}{\partial n(\xi)} = -\frac{e^{-kr}}{4\pi r^2} (1 + kr) \frac{\partial r}{\partial n(\xi)} \quad (4.6)$$

수식 (4.4)은 영역내부에 어떠한 위치에서도 유효하다. 다영역의 각각 경계에서 에너지밀도 및 인텐시티를 도출하기 위해  $\Gamma$ 를 다음과 같이 두 부분으로 나누어 수식을 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{I}(\xi) + \int_{\Delta\Gamma} e(x)F^*(x, \xi)ds + \int_{\Gamma-\Delta\Gamma} e(x)F^*(x, \xi)ds \\ = \int_{\Delta\Gamma} \bar{I}(x)G^*(x, \xi)ds + \int_{\Gamma-\Delta\Gamma} \bar{I}(x)G^*(x, \xi)ds \end{aligned} \quad (4.7)$$

여기서  $\Delta\Gamma$ 는 특이점이 발생하는 요소를 나타낸다.

초단일체 경계적분을 다루기 위해서는 강한특이점(Strong singularity)에 대한 특별한 처리가 필요하다. 본연구에서는, singularity subtraction technique이 사용되었으며, 이를 위하여 초단일체 적분을 Laplace 방정식 기본해를 이용한 정규화를 수행하였다 (Krishnasamy et al., 1990). 이중정규 도함수의 추가 항은 뺄셈에 의하여 강한 특이점이 상쇄되므로 약한 특이점(weak singular) 문제로 완화 가능하다. 수식 (4.7)에서 특이점은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F^*(x, \xi) = \int_{\Delta\Gamma} \frac{\partial^2 G(x, \xi)}{\partial n(x) \partial n(\xi)} ds \quad (4.8)$$

$$= \int_{\Delta\Gamma} \left( \frac{\partial^2 G(x, \xi)}{\partial n(x) \partial n(\xi)} - \frac{\partial^2 \psi(x, \xi)}{\partial n(x) \partial n(\xi)} \right) ds + \epsilon_{ijk} n_k(\xi) \oint_C \psi_j dl_i$$

$$\int_{\Delta\Gamma} G^*(x, \xi) ds = \frac{\partial G(x, \xi)}{\partial n(\xi)} = 0.5 \quad (4.9)$$

여기서  $\psi$ 는 Laplace 기본해,  $\psi_j$ 는  $x$  위치에서  $j$  좌표계에 대한  $\psi$ 의 편도함수,  $\epsilon_{ijk}$ 는 alternating symbol,  $C$ 는 특이점 요소  $\Delta\Gamma$  모서리 경계를 나타내며,  $n_k(\xi)$ 는 위치  $\xi$ 에서  $k$ 좌표계 단위법선벡터를 나타낸다. 선적분 방향은 윤곽선  $C$ 와 법선벡터와의 오른손 법칙을 따라 수행된다. 초단일체

경계적분수식은 수식 (4.8)와 (4.9)을 수식 (4.7)에 대입하여 다음과 같이 정리 가능하다.

$$e(\xi) \left[ \int_{\Delta\Gamma} \left( \frac{\partial^2 G(x, \xi)}{\partial n(x) \partial n(\xi)} - \frac{\partial^2 \psi(x, \xi)}{\partial n(x) \partial n(\xi)} \right) ds + \epsilon_{ijk} n_k(\xi) \oint_c \psi_{,j} dl_i \right] + \int_{\Gamma-\Delta\Gamma} e(x) F^*(x, \xi) ds = -0.5 \bar{I}(\xi) + \int_{\Gamma-\Delta\Gamma} \bar{I}(x) G^*(x, \xi) ds \quad (4.10)$$

소음기 해석을 위한 두 영역을 다루는 문제에 대하여 공기 와 흡음재 음향 에너지 지배방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\nabla^2 e - k_A^2 e = 0 \text{ in air and} \quad (4.11)$$

$$\nabla^2 e - k_B^2 e = 0 \text{ in the absorption material} \quad (4.12)$$

여기서  $k_A$ 와  $k_B$ 는 공기와 흡음재에 대한 전파상수를 나타낸다. 일반적인 내장덕트의 소음기 구조는 흡음재와 공기 사이 perforated panel이 존재한다. 이러한 특성을 경계조건을 통하여 해석에 반영하였다. 공기 및 흡음재 영역에 대한 경계적분식은 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\int_{\Gamma_A + \Gamma_I} \{e(x)F_A(x, \xi) - \bar{I}(x)G_A(x, \xi)\} ds = \begin{cases} -e(\xi) & \text{for } \xi \in \Omega_A \\ 0 & \text{for } \xi \in \Omega_B + \Gamma_B \text{ and} \\ -0.5e(\xi) & \text{for } \xi \in \Gamma_A \end{cases} \quad (4.13)$$

$$\int_{\Gamma_B + \Gamma_I} \{e(x)F_B(x, \xi) - \bar{I}(x)G_B(x, \xi)\} ds = \begin{cases} -e(\xi) & \text{for } \xi \in \Omega_B \\ 0 & \text{for } \xi \in \Omega_A + \Gamma_A \\ -0.5e(\xi) & \text{for } \xi \in \Gamma_B \end{cases} \quad (4.14)$$

여기서 A와 B는 각각 공기 및 흡음재 영역에 대한 수식을 나타내며, I는 흡음재와 공기의 공유하는 경계를 나타낸다. 수식 (4.13)과 (4.14)에서 법선벡터는 영역  $\Omega_A$  와  $\Omega_B$  에서 바깥으로 향하는 방향으로 정의되었다. 수식 (4.13)과 (4.14)을 통해서는 해를 도출하기 위한 방정식의 수가 부족하기 때문에 추가적인 수식이 필요하다. 여기서 초단일체 적분 방정식이 사용되며 다음과 같이 표현할 수있다.

$$\int_{\Gamma_A} \{e(x)F_A^*(x, \xi) - \bar{I}(x)G_A^*(x, \xi)\} ds + \int_{\Gamma_I} \{e(x)F_A^*(x, \xi) - \bar{I}(x)G_A^*(x, \xi)\} ds = -0.5 \frac{\partial e}{\partial n}(\xi), \quad (4.15)$$

for  $\xi \in I$  from the air side and

$$\int_{\Gamma_B} \{e(x)F_B^*(x, \xi) - \bar{I}(x)G_B^*(x, \xi)\} ds \quad (4.16)$$

$$+ \int_{\Gamma_I} \left\{ e(x) F_B^*(x, \xi) - \bar{I}(x) G_B^*(x, \xi) \right\} ds = -0.5 \frac{\partial e}{\partial n}(\xi),$$

for  $\xi \in I$  from the absorption material side

추가적으로 흡음재와 공기 경계요소에서 하나의 변수로 통일 하기위하여 확산장에서의 음향 에너지밀도와 인텐시티 관계를 이용하였으며, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{I} = \frac{1}{4} \alpha c_g e \quad (4.17)$$

수식 (24)를 에너지 밀도에 대하여 나타내면 다음과 같다.

$$e^A - e^B = \frac{4\bar{I}}{\alpha} \left( \frac{1}{c_g^A} + \frac{1}{c_g^B} \right) \quad (4.18)$$

수식 (4.18)를 수식 (4.13)과 (4.14)에 대입하면 에너지흐름해석법을 이용한 다영역 소음기에 대한 경계적분식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
& \int_{\Gamma_A} \{e(x)F_A - \bar{I}(x)G_A\} ds + \int_{\Gamma_B} \{e(x)F_B - \bar{I}(x)G_B\} ds \\
& + \int_{\Gamma_I} \left\{ e(x)^A (F_A + F_B) - \bar{I}(x)(G_A - G_B) - \frac{4\bar{I}}{\alpha} \left( \frac{1}{c_g^A} + \frac{1}{c_g^B} \right) F_B \right\} ds \quad (4.19) \\
& = \begin{cases} e(\xi) & \text{for } \xi \in \Omega \\ 0.5e(\xi) & \text{for } \xi \in \Gamma_A \text{ and } \Gamma_B \\ e(\xi)^A - \frac{2\bar{I}(\xi)}{\alpha} \left( \frac{1}{c_g^A} + \frac{1}{c_g^B} \right) & \text{for } \xi \in \Gamma_I \end{cases}
\end{aligned}$$

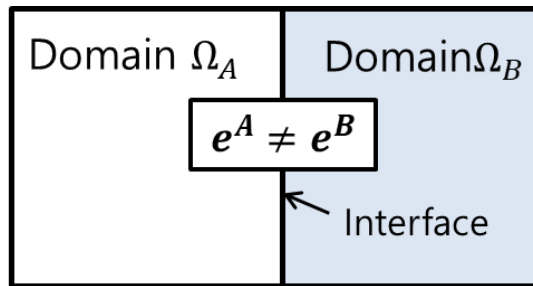
$$\begin{aligned}
& \int_{\Gamma_A} \{e(x)F_A^* - \bar{I}(x)G_A^*\} ds - \int_{\Gamma_B} \{e(x)F_B^* - \bar{I}(x)G_B^*\} ds \\
& + \int_{\Gamma_I} \left\{ e(x)^A (F_A^* - F_B^*) - \bar{I}(x)(G_A^* + G_B^*) + \frac{4\bar{I}}{\alpha} \left( \frac{1}{c_g^A} + \frac{1}{c_g^B} \right) F_B^* \right\} ds \quad (4.20) \\
& = \bar{I}(\xi), \text{ for } \xi \in I
\end{aligned}$$

경계에서 적용되는 흡음률에 대하여 perforated panel의 효과 반영하기 위하여 다음과 같이 흡음률을 정의 하였다.

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_t + \rho c}{Z_t - \rho c} \right|^2 \quad (4.21)$$

여기서,  $Z_t$  는 흡음재와 접해있는 perforated panel에 대한 음향임피던스 (acoustic impedance)를 나타낸다.





**Figure 27** Discontinuity problem for multi-domain EFEM.

#### 4.2.2. 선박용 소음기 해석을 위한 FE-EFA 기법

본 장에서는 선박용 스플리터(splitter) 소음기 해석을 위한 유한요소 에너지흐름 혼합형(FE-EFA hybrid) 해석모델 이론을 설명한다. 스플리터 소음기는 앞 장에서 언급한 대형 내장덕트(lined duct)와 달리, 흡음재 사이 공기층의 두께가 매우 좁으며 이러한 점들로 인하여 음파의 모드특성이 소음기 성능에 큰 영향을 끼친다. 상대적으로 공기층의 두께가 두꺼운 대형 내장덕트에 대해서는 에너지흐름해석법을 적용 가능했지만, 모드특성이 수식에 나타나지 않는 에너지흐름법의 특성상 스플리터 소음기 해석을 위해 적용하는 것은 한계가 존재한다.

현재까지 스플리터 소음기 해석을 위한 연구는 유한요소법, 경계요소법, mode matching 및 point collocation법을 이용한 방법이 사용되었다. 유한요소법과 경계조건법을 이용하여 3차원 소음기해석이 이루어졌는데, 유한요소법의 경우 최대 폭이 0.1 m인 내장덕트에 대하여 최대주파수 2.5 kHz에 대하여 이루어졌다 (Nenning et al., 2011). 경계요소법을 이용하여 최대폭 0.684 m 내장덕트 구조물에 대하여 8 kHz까지 분석이 수행되었다 (Wu, 2016). Mode matching 방법의 경우 소음기의 수직적 지배방정식에 대하여 orthogonality를 이용한 모드분석을 통하여 해를 도출한다. Lawrie (2006)는 mode matching을 이용하여 최대 직경 0.6 m 내장덕트에 대하여 4 kHz범위까지 해석이 수행되었다. Point collocation 방법은 최근 가장 널리 사용된 방법으로 스플리터 소음기를 대상으로

최대 폭 0.8 m에서 4 m 범위까지 최대 주파수는 4 kHz에서 10 kHz 범위까지 폭넓게 적용하였다(Lawrie and Kirby, 2005, Kirby et al. 2014, Kirby et al., 2018). 소음해석 기법에 따른 해석사례를 표 3에 정리하였다.

내장덕트와 달리 splitter 소음기의 경우 HVAC 내부에 설치 되었을 때 유동의 흐름을 방해하기 때문에, 그로 인한 Regenerated noise를 발생시킨다. 그림 28는 미국공조냉동공학회(ASHRAE)에서 제시하고 있는 Regenerated noise에 대한 지침을 나타내고 있다. 따라서 스피리터 소음기 해석을 위해서는 소음성능뿐만 아니라 유동에 의해 발생하는 regenerated noise에 대한 분석이 꼭 필요하다. 현재까지는 regenerated noise에 대한 해석은 splitter 소음기 입구에서 발생한 유동소음원의 크기만을 고려하여, 입구에서 발생한 유동소음원으로부터 흡음재를 통과하며 감소되는 특성을 반영하지 못한다(Nelson and Morfey, 1981, Sebastiani, 2015). 결국 선박용 스피리터 소음기에 대한 해석을 위해서는 음향 및 유동해석을 함께 수행할 수 있는 방법이 필요한데, 표 3에 나타난바와 같이 경계요소법 및 유한요소법만이 가능하다. 하지만 이러한 방법들은 해석 주파수 및 크기에 한계가 있기 때문에 선박용 스피리터 소음기 해석을 위한 방법으로 부적합하다. 따라서, 본 연구에서는 스피리터 소음기를 대상으로 소음 및 regenerated noise 도출이 가능한 FE-EFA 혼합형 해석모델을 제시하였다.

이론 설명을 위하여 단일 흡음재 요소 스피리터소음기 형태를 그림 29 와 같이 나타냈다. 음파가 전달하는 방향으로 평행한 이차원 단면을 나타내고있다. 수식적으로 모델의 영역을 구분하기 위하여 음파가 유입되는 덕트 영역, 흡음재가 설치된 소음기 영역, 음파가 빠져나가는 덕트영역 이렇게 3가지 영역으로 나뉜다. 소음기 전체 영역 길이는  $L$ 이며, 흡음재영역  $A$ 와 공기층  $B$ 로 구분 된다. 음향 해석을 위한 경계조건은 소음기 겉 표면은  $hard\ wall$ , 흡음재와 공기층의 경계는  $perforated\ panel$ 으로 정의된다.

소음기 3차원 해석에 앞서, 소음기 수직방향으로 일정한 형상의 특성을 이용하여 2차원 해석으로부터 스피리터 소음기의 감쇠특성을 도출한다. 스피리터 소음기 내부에서 음전달 현상에 대한 지배방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{c_q^2} \frac{\partial^2 p_q}{\partial t^2} - \nabla^2 p_q = 0 \quad (4.22)$$

여기서  $c_q$  와  $p_q$  는 영역  $q$  에 대한 음속 및 음압을 나타내며, 시간  $t$  에 대해서는 조화가진( $e^{i\omega t}$ )에 대한 응답으로 간주하였다. 영역 1과 3에 대한 음압은 모드전개법을 통하여 표현하면 다음과 같은 수식으로 나타낼 수 있다.

$$p_1(x, y) = \sum_{m=0}^{\infty} A_m \psi_m(y) e^{-ik_0 \lambda_m x} + \sum_{m=0}^{\infty} B_m \psi_m(y) e^{ik_0 \lambda_m x} \quad (4.23)$$

$$p_3(x, y) = \sum_{m=0}^{\infty} C_m \psi_m(y) e^{-ik_0 \lambda_m x} \quad (4.24)$$

여기서  $k_0 = \frac{\omega}{c_0}$ 와  $c_0$ 는 공기에서 전파상수 및 음속을 나타낸다.  $A_m, B_m$ 와  $C_m$ 은 모드 진폭, 그리고  $\lambda_m$ 은 고유값 그리고  $\psi_m$ 은 영역 1과 3의 형태가 동일함을 간주하여 각각 영역에 동일한 고유벡터를 나타낸다. 영역 3의 경우 반사파가 존재하지 않는 반무한 경계로 간주하였다.

소음기가 포함된 영역2에 대해서는 유한요소법을 적용하였다. 영역 2에서 공기층과 흡음재영역에 대하여 분할된 격자에 대한 음압식은 다음과 같이 표현된다.

$$p_q = \sum_{j=1}^{l_q} N_{qj}(x, y) p_{qj} \quad (4.25)$$

여기서  $N_q$ 는 유한요소격자에 대한 형상함수를 나타내며,  $p_{qj}$ 는 노드  $j$ 에서 음압값을 나타낸다. 영역  $q$ 에서 자유도 개수는  $l_q$ 이며 전체 노드개수는

$l_t = l_1 + l_2 + l_3$  이다. 수식 (4.22)는 각 영역의 지배방정식에 대하여 가중 잔여 함수형태로(weighted residual form)으로 다음과 같이 표현 할 수있다.

$$\left[ \int_{\Omega_q} [\nabla N_q^T \nabla N_q - k_q^2 N_q^T \nabla N_q] dx dy \right] p_q = \int_{S_q} N_q^T \nabla p_q \cdot n_q dS_q \quad (4.26)$$

여기서  $p_q = N_q p_q$ 를 나타내며,  $N$  은 열 벡터(row vector)이며,  $P$ 는 행 벡터(column vector)를 나타내며, 각각의 크기는  $l_t$  이다.  $S_q$  는 영역  $\Omega_q$  에서의 표면을 나타내며,  $n_q$ 는  $\Omega_q$ 에서 바깥으로 향하는 단위법선벡터를 나타낸다. 이때, 각 영역 경계에서 정의된 형상에 따라 다른 경계조건을 적용하게 되는데, hard wall일 경우 zero normal particle velocity 경계조건이 적용 할 수 있다. 영역 2와 같이 outer surface가 perforated panel으로 이루어진 경우, 양쪽 벽면에서 발생하는 압력 차이와 perforated panel의 음향 임피던스를 이용하여 다음과 같이 경계조건으로 적용할 수 있다.

$$p_3 - p_{1,2} = \rho_0 c_0 \xi u_3 \cdot n_3 \quad (4.27)$$

여기서  $\rho_0$  는 air density,  $\xi$  는 perforated panel의 무차원 음향임피던스(dimensionless impedance), 그리고  $u_3$  는 영역 3에서 입속도를 나타낸다.

이러한 경계조건을 위 수식에 대입하여 모든 영역에 대하여 통합하면 다음과 같이 정리 할 수 있다.

$$Gp - Q_A^T B + Q_B^T C = Q_A^T \tilde{A} \quad (4.28)$$

$$Gp = K_1 p_1 + K_2 p_2 + K_3 p_3 - Q_{13} p_{p3} - Q_{23} p_{p3} - Q_{31} p_{p1} - Q_{32} p_{p2} + R_{13} p_{p1} + R_{23} p_{p1} + R_{31} p_{p3} + R_{32} p_{p3} \quad (4.29)$$

$$k_q = \int_{\Omega_q} [\nabla N_q^T \nabla N_q - k_q^2 N_q^T \nabla N_q] dx dy \quad (4.30)$$

$$Q_{rq} = \frac{ik_0 \rho_r}{\xi \rho_0} \int_{S_{rq}} N_r^T N_q dS_{rq} \quad (4.31)$$

$$R_{rq} = \frac{ik_0 \rho_r}{\xi \rho_0} \int_{S_{rq}} N_r^T N_r dS_{rq} \quad (4.32)$$

$$Q_q = ik_0 \sum_{m=1}^{l_q} \lambda_m \int_{S_q} \phi_m N_3^T dS_q \quad (4.33)$$

$$\tilde{A} = A_m e^{-ik_0 \lambda_m (x - x_s)} \quad (4.34)$$

$S_{rq}$  는 영역  $r$  과  $q$  사이에 존재하는 perforate panel을 나타내며,  $p_{pq}$  는  $\Omega_q$  영역에 존재하는 perforate panel과 마주하는 음압을 나타낸다.  $x_s$  는 A 영역으로부터 유입되는 소음원의 위치를 나타낸다. 소음기의 영역 A와

B의 경계에서 압력에 대한 연속성 조건을 추가하면 최종적으로 수식을 다음과 같이 도출할 수 있다.

$$M_A \tilde{A} + M_A B - Q_A p_{3A} = 0 \quad (4.35)$$

$$M_B C - Q_B p_{3B} = 0 \quad (4.36)$$

$$M_q = ik_0 \sum_{m=1}^{l_q} \lambda_m \sum_{n=1}^{l_q} \int_{S_q} \phi_m \phi_n dS_q \quad (4.37)$$

여기서  $p_A$  와  $p_B$  는 영역 A와 B에 놓여져 있는 각 노드에서 압력을 나타낸다. 위 식 3개를 통합하면 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_A & -Q_A & 0 & 0 & 0 \\ -Q_A^T & G_{AA} & G_{AS} & G_{AB} & 0 \\ 0 & G_{SA} & G_{SS} & G_{SB} & 0 \\ 0 & G_{BA} & G_{BS} & G_{BB} & Q_B^T \\ 0 & 0 & 0 & Q_B & -M_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B \\ P_{3A} \\ P_S \\ P_{3B} \\ C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_A \tilde{A} \\ Q_A^T \tilde{A} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

여기서  $P_S$  는 경계면 A와 B에 놓여있지 않은 영역 1,2,3 내부 노드에서 음압값을 가지는 행벡터(column vector)를 나타내며,  $P_{3A}$  와  $P_{3B}$  는 각각 경계면 A 및 B에 놓여 있는 음압값을 나타낸다. 위 matrix 수식을 풀기



위해서는 incident field를 할당이 필요하다. 선박용 HVAC의 경우 음이 전달되는 덕트의 크기가 주로 크기 때문에 이로부터 평면파(plane wave) 뿐만아니라 고차원모드 음파(multi-mode wave)가 유입된다. 따라서 이를 반영하기 위하여, 영역 1을 통해 유입되는 equal modal energy density (EMED) 이론 통하여 소음기로 유입되는 여러가지 모드를 수식적으로 나타냈다.

$$\left| \frac{A_j}{p_0} \right|^2 = \frac{I_0}{I_j \sum_{m=0}^{l_A} \lambda_m} \quad (4.39)$$

여기서  $I_A$ 는 영역 1에서 유입되는 총 mode수이며,  $I_j = \int |\psi_j(y)|^2 dy$ .

스피리터 소음기에서 발생하는 소음감소는 크게 두 가지 메커니즘에 의하여 이루어진다. 소음기 영역으로 음파가 유입이 이루어질때와 소음기 영역에서 음파가 덕트영역으로 빠져나갈 경우 임피던스 mismatch로부터 발생하는 scattering 효과로 인하여 감소가 발생한다. 또한, 소음기 영역으로 유입된 음파가 흡음재로 유입되며 발생하는 소산(dissipative) 현상에 의하여 소음이 감소 될 수 있다. 위 두가지 현상에 대하여 인텐시티 변수를 기반으로한 소음기성능해석 수식을 제시하였다.

덕트에서 소음기로 유입되는 음파 및 소음기를 지나 빠져나가는 음파에 대한 음향 인텐시티 정의를 위하여 한쪽 방향으로 진행되는 음압에 대한 수식을 표현하면 다음과 같다.

$$p(x, y, z) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \phi_{m,n}(x, y) A_{m,n} \exp(-jk_{z,m,n}z) \quad (4.40)$$

위 수식에 각 모드에 대한 음압 및 입자속도에 대한 연속조건을 이용하면 소음기 변수에 따른 수식적 모델링 표현이 가능하다. 음압에 대한 표현 수식 (4.40)에 대하여 음파진행방향에 대한 입자속도를 선형화된 오일러식을 통하여 다음과 같이 표현 가능하다.

$$v_z(x, y, z) = \frac{k_{z,l,q}}{k_0 \rho_0 c_0} \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{q=0}^{\infty} \phi_{l,q}(x, y) A_{l,q} \exp(-jk_{z,l,q}z) \quad (4.41)$$

사각덕트에 대하여 적용 하였을 때, 수식 (4.40)와 (4.41)을 이용하면 덕트 단면적에 대하여 평균된 인텐시티는 각 모드에 대하여 다음과 같이 도출 가능하다.

$$\langle I_z \rangle_{1,3} = \frac{1}{2S} \int p v_z^* dS = \sum_{n,m,q,l=0}^{\infty} A_{m,n} A_{l,q} \frac{k_{z,l,q}}{k_0 \rho_0 c_0} \varepsilon_{m,n,l,q} \quad (4.42)$$

$$\varepsilon_{m,n,l,q} = \begin{cases} 1 & \text{if } n = m = l = q = 0 \\ 0.5 & \text{if } n = m = 0 \text{ and } l = q \\ 0.5 & \text{if } l = q = 0 \text{ and } n = m \\ 0.25 & \text{if } n = m \text{ and } l = q \\ 0 & \text{if else} \end{cases} \quad (4.43)$$

소음기 영역에서 한 방향으로 전파되는 인텐시티의 형태를 표현하기 위하여 두가지 가정을 적용하였다. 소음기 단면에 대하여 평균된 하나의 진폭값을 가지며, 진행방향으로 파에 대하여 한파장에 대한 평균을 취하면 다음과 같은 수식으로 표현 할 수있다.

$$\langle I_z \rangle_2 = A \exp(-\eta z) \quad (4.44)$$

수식 (4.44)과 같이 정의된 소음기에 대한 에너지흐름해석모델의 주요 변수는  $\eta$  감쇠계수(loss factor)이며, 특정한 소음기에 대한  $\eta$  값 도출을 위하여 앞서 설명한 2차원 유한요소법을 적용하였다. 양의방향으로 진행되는 음파의 인텐시티( $T_1 I_0$ )와 동일방향으로 전파된 음파가 출구에 도달하였을 때의 인텐시티( $I_s$ )의 관계로부터 도출 될 수 있다. 평면 A 및 B위에 놓여있는 노드에서 양의방향으로 인텐시티는 유한요소해석으로부터

도출된다. 그림 30에 나타난 바와 같이 정의된 음향 인텐시티는 소음기 입구와 출구에서의 파워투과 및 반사계수를 통하여 도출 가능하다.

$$I_{Az} = \frac{1}{2} p_A \cdot v_{Az}^* \quad (4.45)$$

$$I_{Bz} = \frac{1}{2} p_B \cdot v_{Bz}^* \quad (4.46)$$

위와 같이 정의된 z방향으로 인텐시티 성분의 평균을 취함으로써,  $I_s$  를 다음과 같은 수식으로부터 도출 가능하다.

$$I_s = \frac{\bar{I}_2}{1 - R_2 + T_2} \quad (4.47)$$

여기서  $R_2$  및  $T_2$  는 소음기영역 출구에서 음향임피던스 차이로부터 야기되는 파워반사계수(power reflection coefficient) 및 파워투과계수(power transmission coefficient)를 나타낸다. 따라서 감쇠계수는 다음과 같은 수식으로부터 도출 가능하다.

$$\eta = \frac{1}{L} \ln\left(\frac{T_1 I_0}{I_s}\right) \quad (4.48)$$

**Table 3 Recent researches for interior noise analysis.**

Method	해석방법	Silencer type	Max. length	Max. frequency	유동해석 가능여부
FEM [1]	Full 3D	Lagging	0.1 m	2.5 kHz	O
BEM [2]	Full 3D	Lagging	0.684 m	8 kHz	O
Mode matching [3]	Orthogonality를 이용한 모드해 도출	Lagging	0.6 m	4 kHz	X
Point collocation [4~6]	2D analysis + 압력, 속도 연속조건	Baffle	4 m 1.2 m 0.8 m	4 kHz 8 kHz 10 kHz	X

[1] B. Nennig et al., A displacement-pressure finite element formulation for analyzing the sound transmission in ducted shear flows with finite poroelastic lining, The Journal of the Acoustical Society of America, 2011

[2] T.W. Wu et al., Impedance-to-scattering matrix method for large silencer analysis using direct collocation, Engineering Analysis with Boundary Elements, 2016

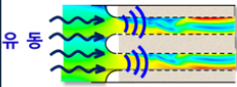
[3] J.B. Lawrie and R. Kirby, Mode-matching without root-finding: Application to a dissipative silencer, The Journal of the Acoustical Society of America, 2006

[4] J.B. Lawrie and R. Kirby, A point collocation approach to modelling large dissipative silencers, Journal of Sound and Vibration, 2005

[5] R. Kirby et al., On the acoustic performance of rectangular splitter silencers in the presence of mean flow, Journal of Sound and Vibration, 2014

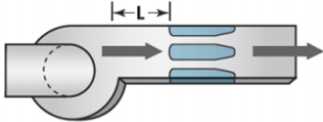
[6] R. Kirby et al., Reducing low frequency tonal noise in large ducts using a hybrid reactive-dissipative silencer, Applied Acoustics, 2018

- **Regenerated noise (ASHRAE guide)**



“Regenerated noise can be created by transition pieces, bends, dampers, grilles and diffusers. Regenerated noise can be avoided by limiting the air velocities within the duct system.”

NR or NC design requirement	In-duct air velocity (m/s)		
	Main	Branch	Final run-outs
20	4.5	3.5	2.0
25	5.0	4.5	2.5
30	6.5	5.5	3.25
35	7.5	6.0	4.0
40	9.0	7.0	5.0



$L > 3 \text{ to } 4 \text{ duct diameters}$

[Noise design requirement]

[Guideline for minimizing regenerated noise]

Figure 28 ASHRAE guide for regenerated noise of the splitter silencer.

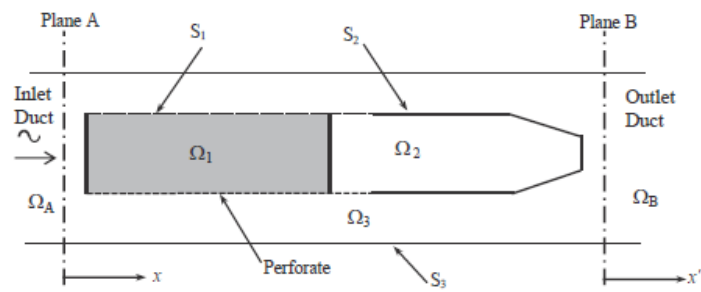


Fig. 3. Geometry of hybrid silencer.

Figure 29 Splitter silencer geometry for theoretical analysis.



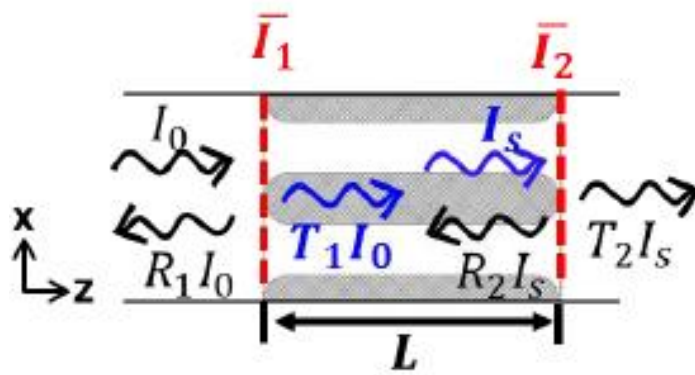


Figure 30 Overview of splitter silencer for EFA analysis.

### 4.3. 선박용 HVAC 소음기 형태에 따른 소음해석

#### 4.3.1. 대형 내장덕트(lined duct)소음해석

그림 31는 대형 내장덕트 소음해석 대상을 나타낸다. 흡음재 내부에서 음향에너지 감소는 점성(viscosity)과 열전도(thermal conductivity) 현상으로부터 발생하며, 이러한 특성들은 흡음재의 물성치와 perforated panel 특성을 반영함으로 분석가능하다. 본 연구에서 흡음재의 특성을 반영하여 소음기 해석을 수행하기 위하여 음향특성임피던스 및 전파상수와 같은 음향 물성치를 Delany 와 Bazley(Delany and Bazley, 1970) 모델로부터 도출하였다. 연구에서 적용된 rock wool에 대한 음향학적 물성치는 다음과 같다.

$$\tilde{Z} = \rho c \left[ 1 + 0.132 \left( \frac{\rho f}{R_f} \right)^{-0.54} \right] + i \left[ -0.159 \left( \frac{\rho f}{R_f} \right)^{-0.533} \right] \quad (4.49)$$

$$\tilde{k} = k_0 \left[ 1 + 0.0858 \left( \frac{\rho f}{R_f} \right)^{-0.70} \right] + i \left[ -0.1749 \left( \frac{\rho f}{R_f} \right)^{-0.59} \right] \quad (4.50)$$

여기서  $f$ 는 주파수,  $\rho$ 는 공기밀도,  $R_f$ 는 흡음재의 유동저항을 나타낸다.

공기와 흡음재 사이 설치된 perforated panel에 대한 음향임피던스 도출을 위하여 Selamet(2001)에 수행된 경험식 모델을 사용하였다. 본 모델에서는 기존 Kirby와 Cummings(1998)에 의해 제시된 경험식에서 발생하는 소음기 해석 적용 시 과해석 되는 한계를 극복하기 위하여 perforated panel 구멍들간에 상호작용을 고려하여 다음과 같이 음향 임피던스 수식을 제안하였다.

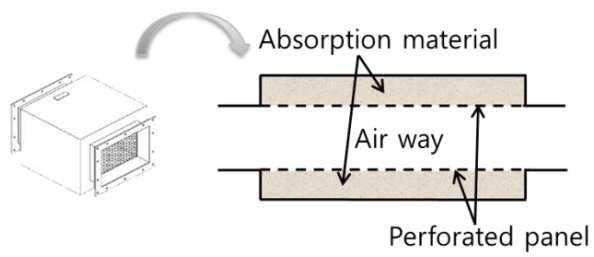
$$\zeta_p = \frac{0.006 + ik_0(t_w + 0.375(1 + \frac{\bar{Z} \tilde{k}}{\rho c k_0})d_h)}{\phi} \quad (4.51)$$

여기서  $t_w$ 는 perforated panel의 두께,  $d_h$ 는 구멍의 직경,  $\phi$ 는 공극률(open area porosity)을 나타낸다.

소음기의 성능은 흡음재 여부에 따른 음향파워 감소값의 차이를 도출하여 예측하였다. 그림 32은 소음기 해석을 위한 경계조건을 나타낸다. 소음기 입구로 유입되는 일정한 음향 인텐시티 값을 입력하고 소음기 출구에서 음향 인텐시티값을 도출하여, 소음기에 의해 줄어든 음향 파워를 도출하였다.

다양한 소음기 크기에 대한 해석을 수행하였다. 소음기에 적용된 흡음재 및 perforated panel에 대한 물성치는 표 4와 같다. 폭과 높이가 0.2 m, 0.3 m, 0.4 m, 0.5 m이고, 길이가 1 m인 사각 내장덕트에 대한 해석을 수행하였다. 계측값과 비교는 63 Hz에서 8000 Hz 범위에 걸쳐 수행되었다. 그림 33은 주파수 1000 Hz에서 0.2 m 사각 내장덕트에 대한 음향 에너지밀도 및 인텐시티분포를 나타내고 있다. 관심영역은 덕트 정 중앙면에서 소음기 시작점부터 끝점까지 평면으로 설정하였다. 그림 33(a) 결과로부터 소음기로 유입되는 음향파위가 내부에서 나타나는 음향 에너지밀도 감소현상을 잘 확인 할 수있으며, 그림 33(b)는 에너지밀도가 낮은 소음기 출구로 향하는 에너지흐름을 확인 할 수있다.

계측과 해석으로부터 투과손실(insertion loss)을 도출하여 비교하였다. 그림 34-37는 비교 결과를 나타내고있다. 모든 크기 소음기에 대하여 최대 오차 4 dB이내 오차로 해석과 계측이 잘 일치하는 것을 확인하였다. 소음기의 성능은 특정 주파수까지 증가를 보여주다 감소하는 경향을 확인 할 수 있는데, 흡음재와 perforated panel이 접해져있을 때 가지는 흡음률의 정성적인 경향과 잘 일치 한다. 소음기의 단면적이 특정 폭 이상으로 증가하면 삽입 손실이 감소하는데, 이는 소음기를 통과한 음파가 단면적이 특정 값에 도달할 때 흡수재와 만날 확률이 낮아짐을 의미한다.



**Figure 31 Silencer plane model.**



**(a) Duct with silencer**



**(b) Duct without silencer**

**Figure 32 Boundary conditions for silencer analysis.**

**Table 4 Parameters for the experiment and analysis.**

Parameters

	kind	Mineral wool
Absorption material	Flow resistivity	$2000 \text{ pa} \cdot \text{s}/\text{m}^2$
	Thickness	0.1 m
	Thickness	0.0016 m
Perforated panel	Porosity	0.24 %
	Hole diameter	0.003 m

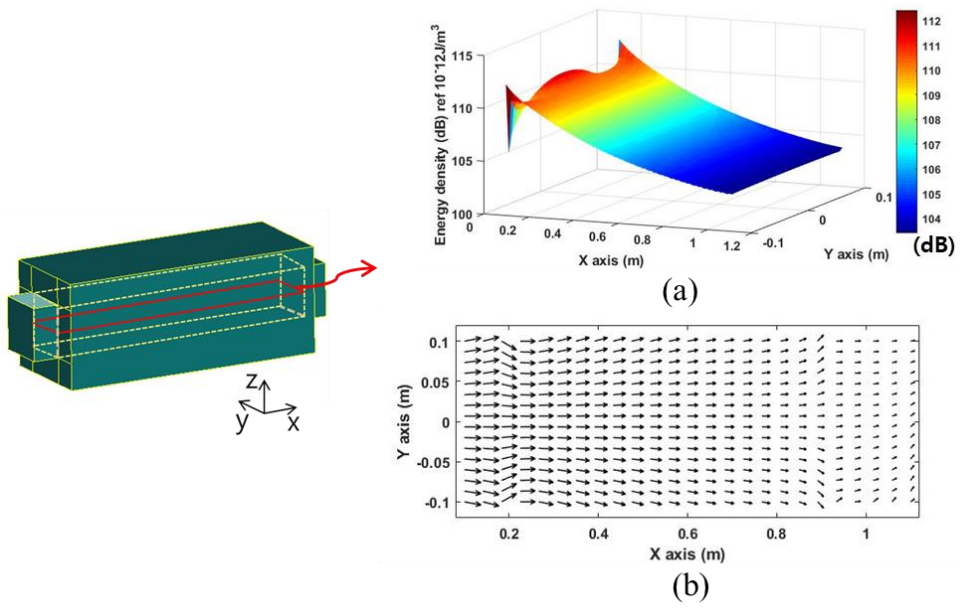


Figure 33 Energy density(a) and energy transfer path(b) for the silencers.



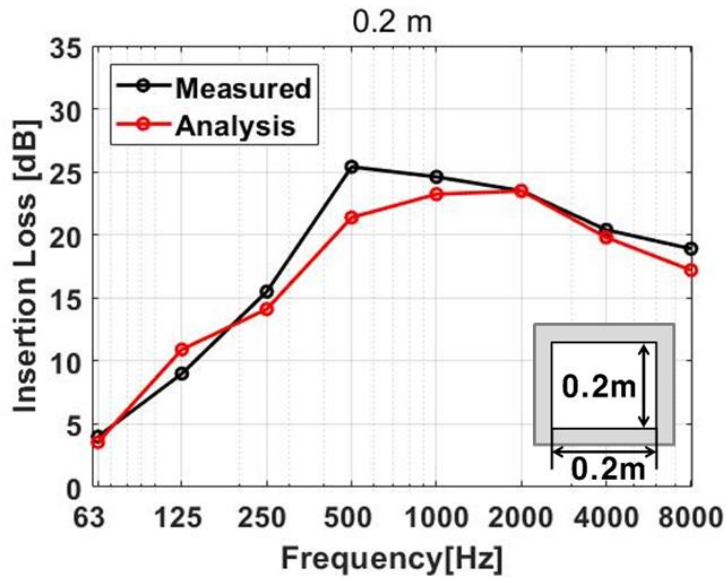


Figure 34 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with 0.2 m width (air + mineral wool).

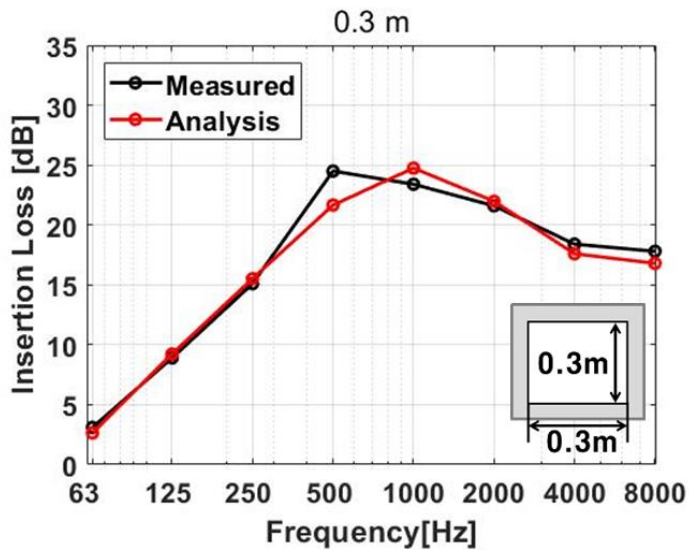


Figure 35 Comparison of multi-domain EFBEM and measurement results for the silencer with 0.3 m width (air + mineral wool).

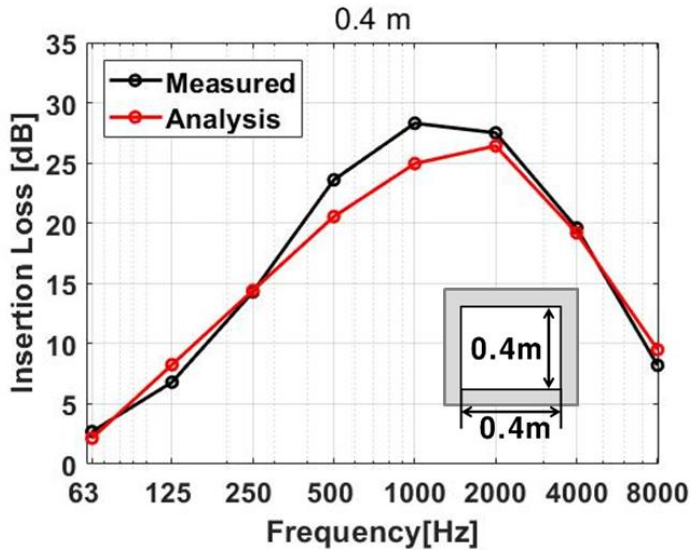


Figure 36 Comparison of multi-domain EFBE and measurement results for the silencer with 0.4 m width (air + mineral wool).

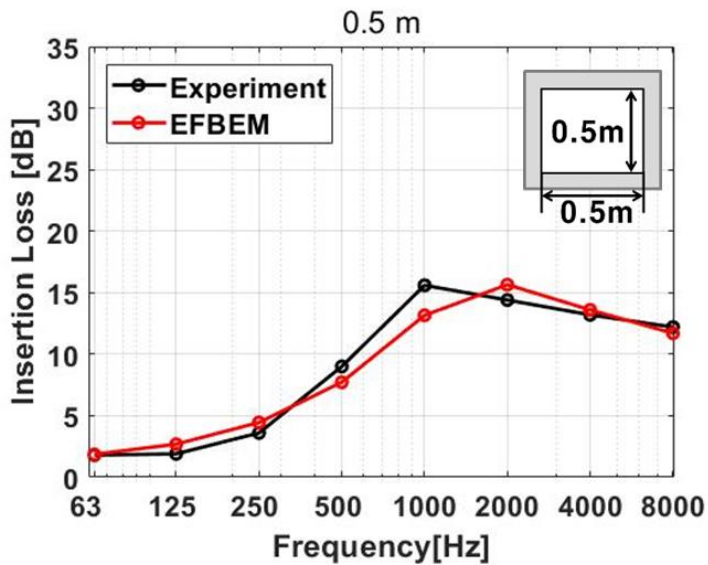


Figure 37 Comparison of multi-domain EFBE and measurement results for the silencer with 0.5 m width (Air + mineral wool).

#### 4.3.2. 유속을 고려한 대형 내장덕트(lined duct)

유속의 영향을 고려한 선박용 대형 내장덕트(lined duct)에 대한 해석연구를 수행하였다. 기존에 유속을 고려한 내장덕트에 대한 예측은 대형 덕트에서 발생하는 고차모드의 영향을 고려하지 않고 평면과만을 고려한 수식을 제시하고있다(Ver, 2006). 고차모드가 반영되지 않았을 경우 그림 38에 나타난 바와 같이 크기가 커짐에 따라 오차가 발생하게 된다. 따라서 본 연구를 통하여 그림 39에 나타난 절차와 같이 고차모드 영향을 반영하여 개선된 경험식을 도출하였다.

유속을 고려한 대형 내장덕트 해석 시 그림 40에 나타난 바와같이 두가지 절차를 통하여 이루어진다. 먼저 소음기를 포함하고 있는 덕트내부에서 특정 유속으로 유동이 유입될 때, 유동압력과 유동속도의 분포를 도출 할 수 있어야하며, 도출된 유동정보를 바탕으로 음향해석을 수행한다. 이때, 유동정보는 소음해석을 위한 영역에서 배경 정보로 입력되며 이를 바탕으로 이루어진 음향해석을 통하여 소음기 성능(투과 소음, transmission loss)이 도출 된다.

본 연구에서 유동해석을 수행하기 위하여 CFD (Computational Fluid Dynamics)해석이 수행되었다. 그림 41는 유동해석을위한 경계조건 및 해석모델을 나타내고 있다. 난류 모델으로 RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes)  $k - \omega SST$ 를 적용하였으며, 선박용 덕트에서 발생하는 유속 범위를

고려하여( $Ma < 0.3$ ) 압축성유동(Compressible flow)으로 가정하였다. 그림 42는 소음해석을 위한 해석모델 및 경계조건을 나타내고 있다. 덕트모델 양끝단에서는 반사파가 발생하지 않도록 PML(Perfect Matched Layer) 경계를 적용하였고, 덕트 입구에서는 incident wave, 소음기에 대한 영향을 반영하기 위해서는 perforated panel 임피던스와 흡음재 물성치에 대한 경험식을 이용하여 음향 임피던스를 도출하였다.

제시된 절차에 대한 검증을 수행하기 위하여 해석을 수행하였다. 먼저 기존방법과 달리 고차모드가 함께 입력될 때 기존 방법과 어떤 차이가 발생하는지 확인하였다. 그림 43나타난 바와같이 평면파만 입사되는 낮은 주파수 대역에서는 동일한 결과를 가지지만, 고차모드가 발생하는 높은 주파수 영역에서는 기존 방법과 차이는 것을 확인 하였다. 검증을 위하여 실험을 통하여 계측된 값과(Kirby, 2007) 비교를 수행하였다. 검증을 위해 수행된 해석 모델은 그림 44와 같다. 원형덕트의 길이는 0.315 m이며, 흡음재를 포함한 반경은 76.2 mm 흡음재를 제외한 반경은 37 mm이다. 유속은 0.15 Ma조건에서 해석이 수행되었다. 그림 45 흡음재와 perforated panel에 적용된 물성치를 나타내고 있다. 위와 같은 모델에 대하여 해석을 수행하고 계측값과 비교를 수행하였으며, 그림 46와 같이 잘 일치하는 것을 확인하였다.

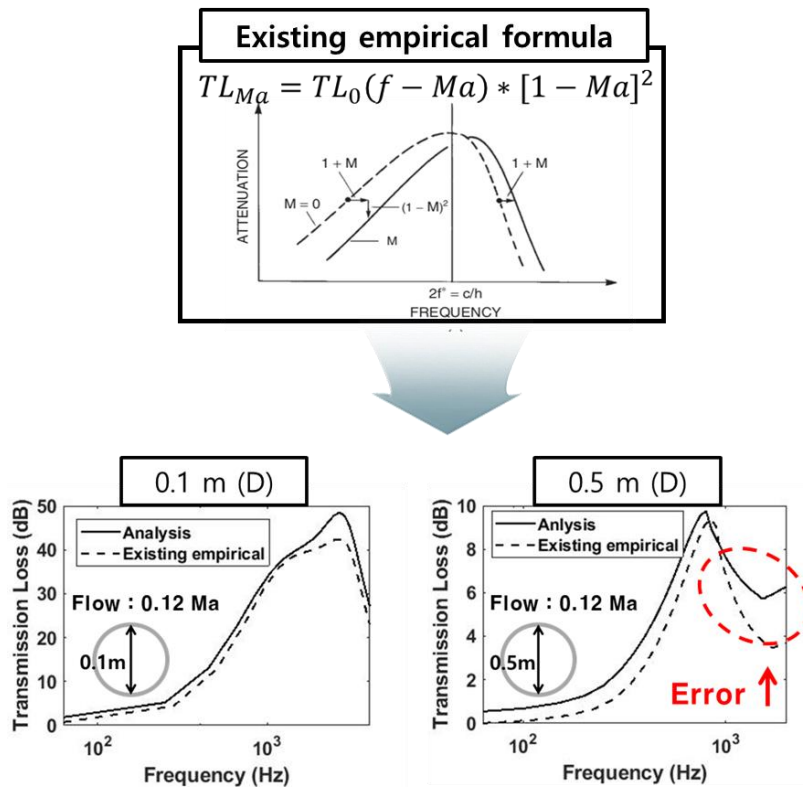


Figure 38 Limitation of existing empirical formula.

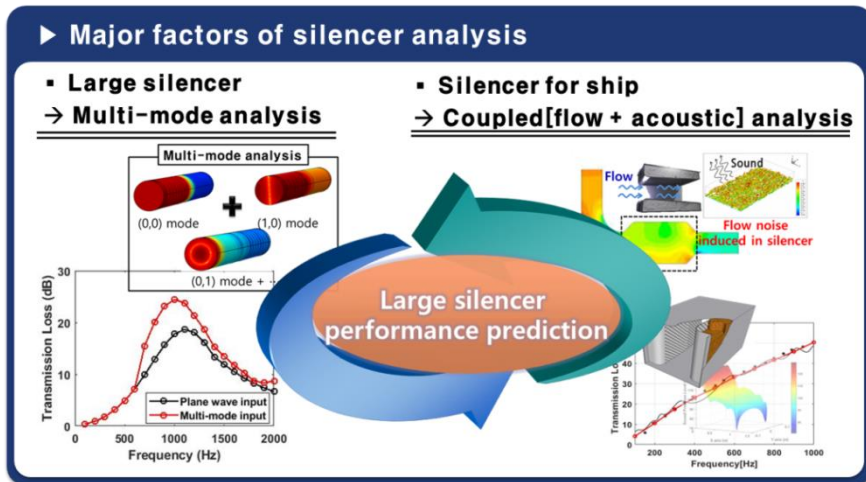


Figure 39 Analysis procedure for large silencers with mean flow.

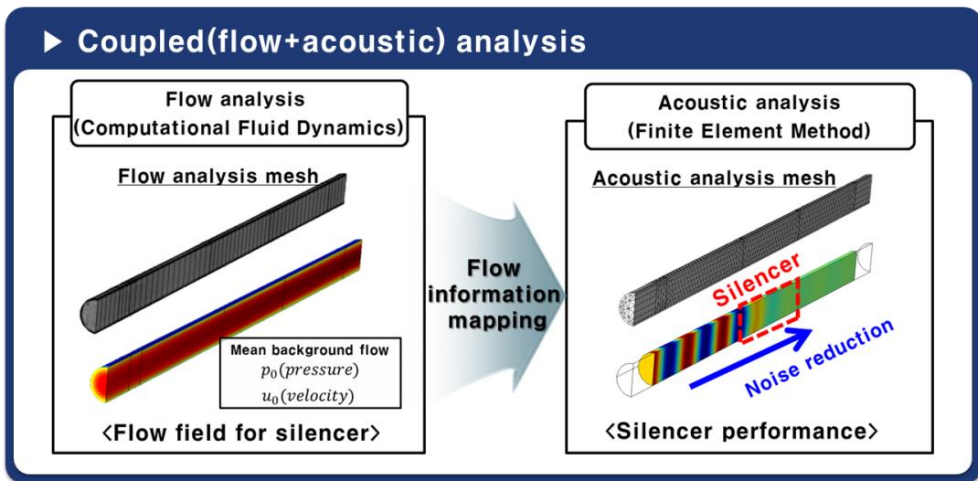
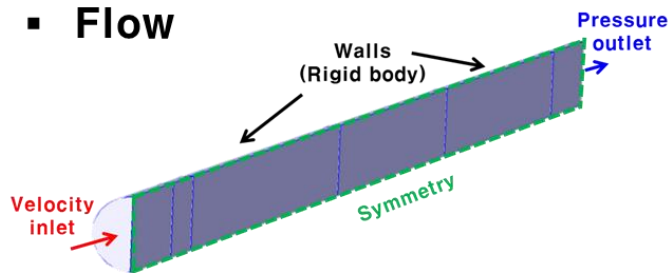


Figure 40 Coupled(flow and acoustic) analysis for large silencers with mean flow.

▪ **Flow**

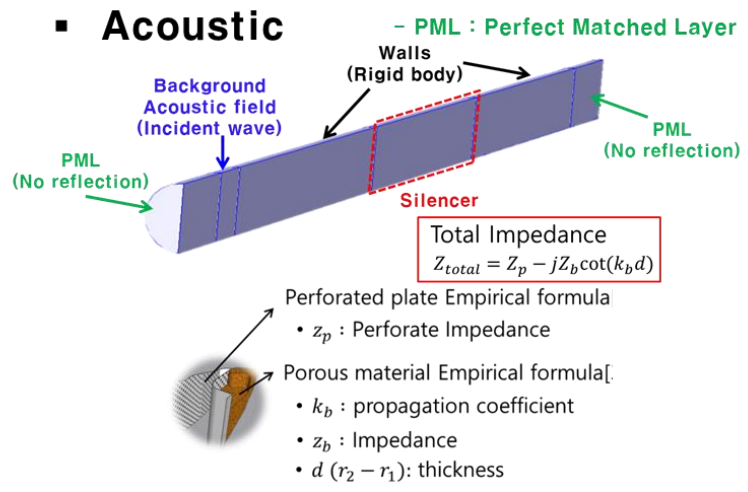


CFD solver model	
Turbulence model Type	Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS)
Turbulence model	k- $\omega$ SST
Compressibility	Compressible flow(Ma<0.3)

Figure 41 Settings for flow analysis.



▪ **Acoustic**



**Figure 42 Setting for acoustic analysis.**

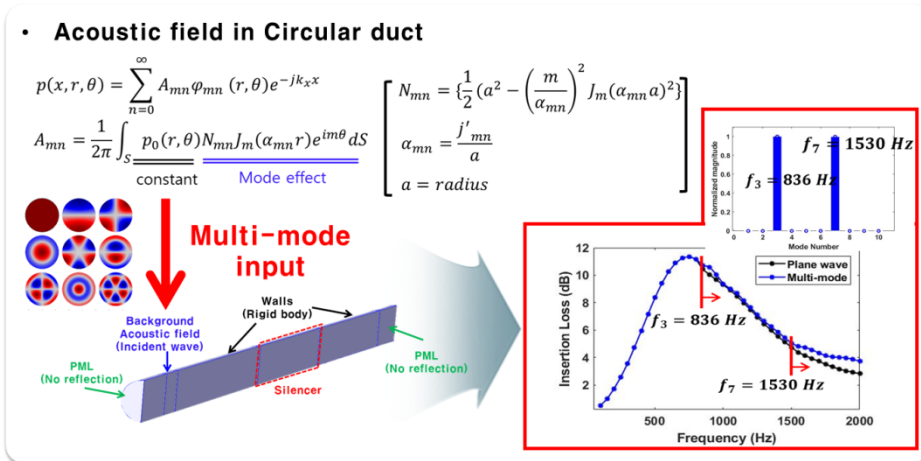


Figure 43 Multi-mode effects for silencers.

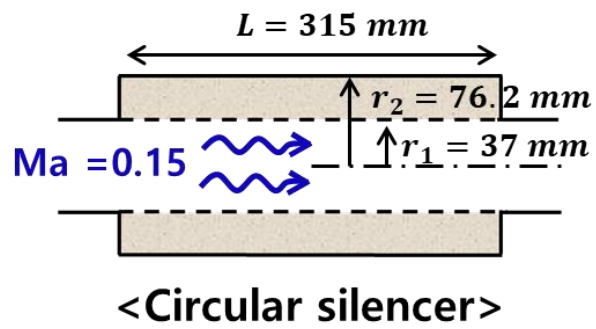
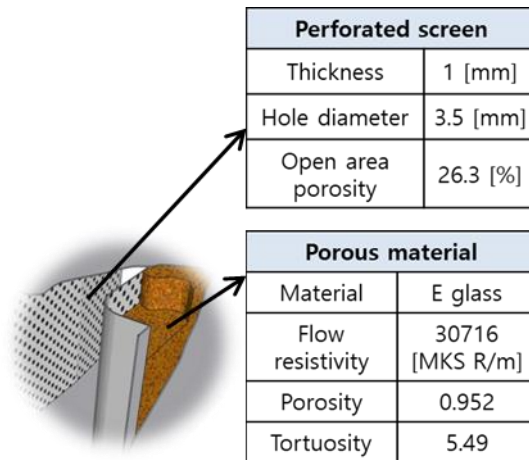


Figure 44 Geometry model for measurements.



**Figure 45 Silencer properties for verification.**

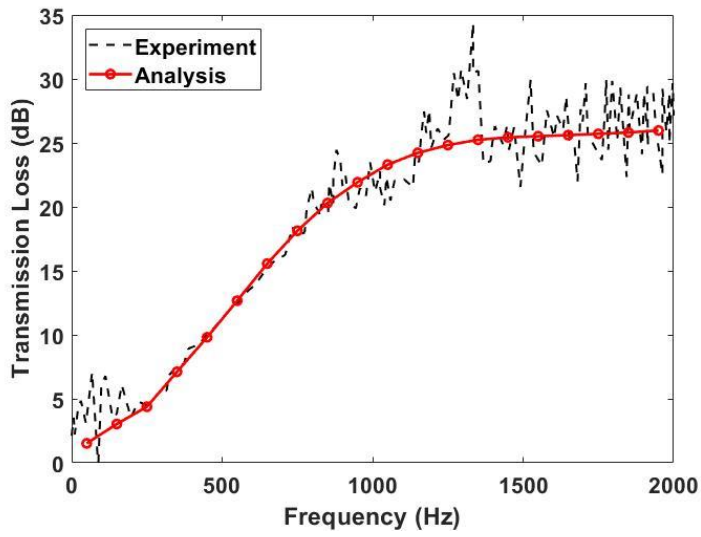


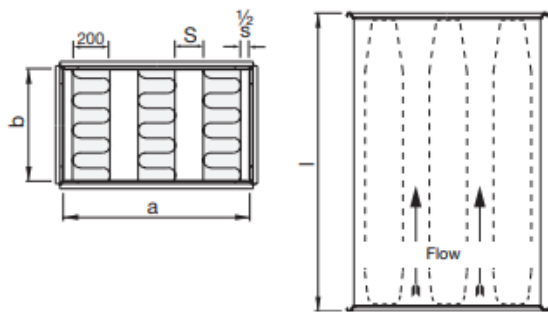
Figure 46 Comparison of experimental and analysis results.

### 4.3.3. 스플리터 소음기(splitter silencer) 소음해석

앞 장에서 언급된 스플리터 소음기에 대한 검증 및 해석절차 확립을 위한 연구가 수행되었다. 해석은 크게 두단계로 이루어진다. 2차원 유한요소법을 통하여 스플리터 소음기의 감쇠계수를 도출하고, 도출된 감쇠계수를 이용하여 3차원 스플리터 소음기를 대상으로 에너지흐름해석법을 수행하였다. 검증을 위한 해석대상으로는 조선소에서 현재 사용되고 있는 스플리터 소음기 형태에 대하여 수행하였으며, 형상은 그림 47와 같다. 소음기는 표5와 같이 전체 폭은 0.9 m이며, 소음기의 길이 1 m, 흡음재 사이를 관통하는 공기층의 두께는 0.1 m 이다. 소음기에 사용된 흡음재의 유동저항력은  $2,000 \text{ Ns/m}^4$  이며, perforated panel에 대하여 구멍의 직경은 2 mm, 공극율 0.2, 두께는 3 mm이다.

그림 48는 500 Hz와 2000 Hz에서 이루어진 2차원 유한요소법을 통한 스플리터 소음기 해석결과를 나타낸다. 주파수 변화에 따른 파장 특성 및 감소되는 현상을 그림 으로부터 잘 확인 할 수있다. 이러한 과정을 통하여 도출된 감쇠계수를 에너지흐름해석법에 적용하여 3차원 스플리터 소음기 해석을 수행하였다. 그림 49는 계측 결과, 3차원 FEM해석 그리고, 개발된 해석 모델에 대한 소음기 투과 손실 비교를 나타내고 있다. 3차원 해석의 경우 2000 Hz 범위까지 해석 가능범위까지만 수행되었으며, 유한요소 에너지흐름 혼합형(FE-EFA hybrid) 모델의 경우 8000 Hz까지 수행 되었다.

계측 값과 비교하였을 때, 본 연구를 통하여 제시된 해석모델이 계측값과 잘 일치하는 것을 확인하였다.

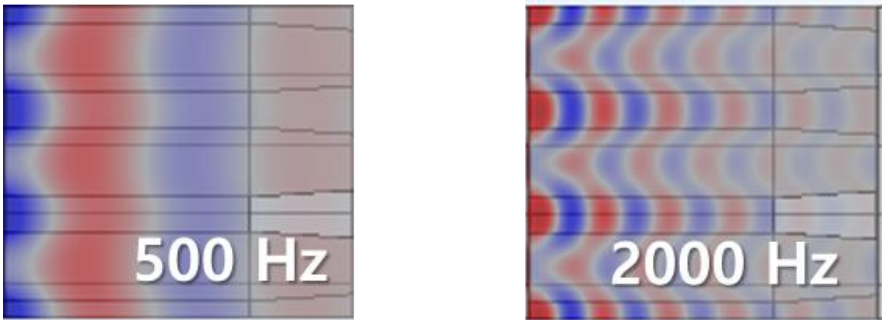


**Figure 47 Splitter silencer geometry for ships.**



**Table 5 Spillter silencer properties for verification.**

Silencer 크기				흡음재	Perforated panel		
a	b	S	L	Flow resistivity	Hole 직경	공극률	두께
0.9 m	1 m	0.1m	1 m	2,000 $\text{Ns}/\text{m}^4$	2 mm	0.2	3 mm



**Figure 48 2D FE analysis results for splitter silencer according to frequencies.**

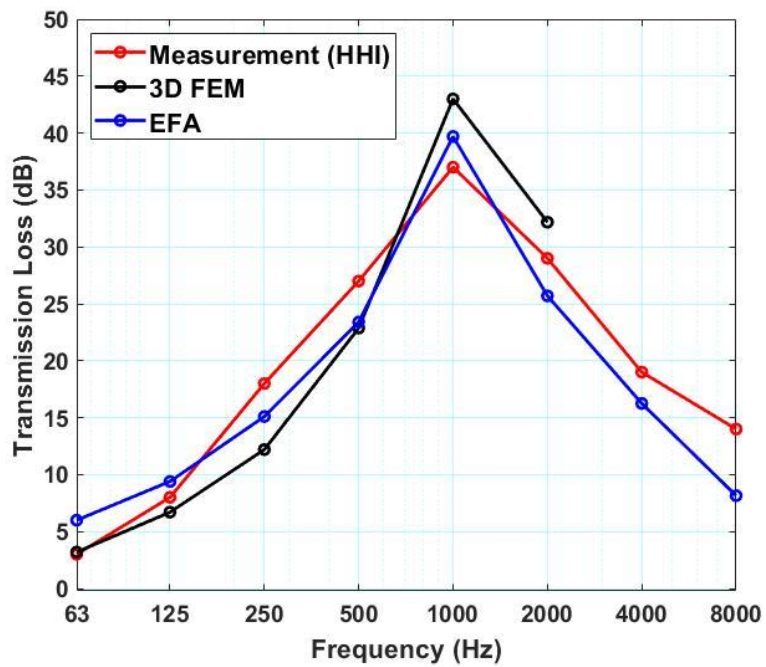


Figure 49 Comprison of measurement, 3D FEM and EFA results.

#### 4.4. 선박용 HVAC 소음기 설계

본 장에서는 앞서 선박용 HVAC 내장덕트 및 스피리터 소음기에 대하여 정립된 해석절차를 바탕으로 소음기 설계를 위한 연구가 수행되었다. 먼저 내장덕트에 대해서는 선박용 HVAC에 적용가능한 성능 추정식을 제시하였으며, 스피리터 소음기의 경우 유동특성을 고려하여 유전알고리즘(Genetic Algorithm; GA) 이용한 소음기 설계 최적화를 수행하였다.

##### 4.4.1. 선박용 HVAC 소음기 성능 추정식

검증된 소음해석 절차를 바탕으로 하여 사각 대형 내장덕트에 대한 삽입손실(insertion loss, IL) 추정식을 도출하였다. 소음기의 두께가 0.025 m, 0.050 m 인 경우에 대하여, 1000 Hz 이하 1 Octave band center frequency에 대하여 그림 50-53와 같이 삽입손실 추정식을 도출하였다. 주파수에 따라 특정 크기에서 해석을 수행하였으며 그 결과를 바탕으로 추정식을 다음과 같이 도출하였다.

- IL 추정식 (Rec. 두께 0.025 m)

$$IL_{63,125\text{Hz}} = 0 \quad (X = 1.4 \text{ m 이상 일때}) \quad (4.52)$$

$$IL_{250\text{Hz}} = 0.96X^2 - 3.6X + 3.69 \quad (4.53)$$

$$IL_{500\text{Hz}} = 1.7X^2 - 6.75X + 8.68 \quad (4.54)$$

$$IL_{1000\text{Hz}} = 3.8X^2 - 15.11X + 18.23 \quad (4.55)$$

[ X는 Rectangular Silencer의 가로, 세로 폭]

- IL 추정식 (Rec. 두께 0.050 m)

$$IL_{63,125\text{Hz}} = 0 \quad (X = 1.4\text{m 이상 일때}) \quad (4.56)$$

$$IL_{250\text{Hz}} = 2.2X^2 - 8.11X + 8.09 \quad (4.57)$$

$$IL_{500\text{Hz}} = 3.42X^2 - 13.1X + 17.46 \quad (4.58)$$

$$IL_{1000\text{Hz}} = 3.8X^2 - 15.11X + 18.23 \quad (4.59)$$

[ X는 Rectangular Silencer의 가로, 세로 폭]

- IL 추정식 (Cir. 두께 0.025 m)

$$IL_{63,125\text{Hz}} = 0 \quad (X = 1.4 \text{ m 이상 일때}) \quad (4.60)$$

$$IL_{250\text{Hz}} = 0.98X^2 - 3.68X + 3.64 \quad (4.61)$$

$$IL_{500\text{Hz}} = 0.18X^2 - 3.21X + 5.78 \quad (4.62)$$

$$IL_{1000Hz} = 2.49X^2 - 9.92X + 9.92 \quad (4.63)$$

[ X는 Circular Silencer의 지름]

- IL 추정식 (Cir. 두께 0.050 m)

$$IL_{63} = 0 \quad (X = 1.4 \text{ m 이상 일때}) \quad (4.64)$$

$$IL_{125} = 0.17X^2 - 2.61X + 4.83 \quad (4.65)$$

$$IL_{250Hz} = 0.76X^2 - 3.08X + 3.06 \quad (4.66)$$

$$IL_{500Hz} = -1.22X^2 - 1.23X + 7.67 \quad (4.67)$$

$$IL_{1000Hz} = 2.49X^2 - 9.92X + 9.92 \quad (4.68)$$

[ X는 Circular Silencer의 지름]

이로부터 사각, 원형 내장덕트 에 대하여 폭, 지름 2 m까지 삽입손실 추정식이 완료하였다. 이로부터 선박용 대형 내장덕트에 대한 소음기 삽입손실을 표 5-8와 같이 제시 할 수 있다. 두 가지 형태의 내장덕트는 크기증가에 따라 소음기의 성능이 감소하며 모든 주파수에 대하여 일정 값에 수렴해 간다는 것을 확인하였다. 이로부터 내장덕트의 크기가 증가함에 따라 성능이 급격히 떨어 지는 것을 의미하며 스피리터 및 뿔형상과 같이 높은 소음제어성능을 가지는 소음기에 대한 대형 HVAC 시스템 적용 연구 필요성을 나타내고 있다.

유속을 고려한 대형 내장덕트에 대한 성능 추정식 도출을 위한 연구가 수행되었다. 그림 54는 추정식 도출을 위해 이루어진 절차를 나타내고 있다. 다양한 크기 및 유속에 대하여 해석을 수행하였고, 주파수에 따른 투과손실(transmission loss, TL)에 대한 데이터 값을 정리하였다. 이로부터 투과손실 도출을 위한 유속, 주파수 및 크기 변수가 포함된 수식을 도출하였다. 그림 55는 추정식 도출을 위해 수행된 해석 대상 및 변수들의 범위를 나타내고있다. 원형덕트에 대하여 해석이 수행되었으며, 주파수 범위는 63 Hz에서 2000 Hz, 덕트 직경은 0.1 m에서 0.5 m, 유속은 0~0.12 Ma 범위에 대하여 해석이 수행되었다.

해석을 통하여 도출된 데이터는 그림 56에 나타난 바와같이 크기 및 유속증가에 따른 그래프특성이 다르게 나타난다. 크기가 커짐에 따라 주파수에 따른 투과손실 경향이 급하게 변하는 결과가 도출되며, 속도가 커짐에 따라 피크주파수가 우측으로 이동하면서 전체적으로 투과손실이 줄어들게 된다. 이러한 특징들이 잘 반영할 수있도록 도출된 수식은 다음과 같다.

$$TL_{Ma} = TL_0(1 + Ma) * \left(1 - \frac{f}{f_{peak}} Ma\right)^2, f \leq f_{peak} \quad (4.69)$$

$$\begin{aligned}
 TL_{Ma} = TL_0(1 + Ma) * \left(1 - \frac{f}{f_{peak}} Ma\right)^2 \\
 * \left(1 - 20 * Ma * \left(1 - \frac{f}{f_{peak}}\right) * D\right), f > f_{peak}
 \end{aligned}
 \tag{4.70}$$

여기서  $D$ 는 소음기 직경,  $Ma$ 는 유속/음속,  $f$ 는 주파수를 나타낸다.  $TL_0$ 와  $f_{peak}$ 은 그림 57와 같이 유속이 존재하지 않는경우의 투과손실 및 최대 투과손실을 가질 때 주파수를 의미한다. 도출된 경험식을 통하여 해석을 수행하여, 실제 검증된 해석 방법을 통하여 도출된 결과를 잘 따라가는지 확인하였다. 그림 58와 같이 전체적으로 정성적 및 정량적인 수치를 잘 따른다는 것으로 확인하였다.

#### 4.4.2. 선박용 HVAC 소음기 최적화

스플리터(splitter) 소음기의 경우, 내장덕트(lined duct)와 달리 진행되는 유동의 흐름과 접촉이 발생할 수 있는 구조를 가지고 있다. 이러한 특성은 설치 시 덕트내부의 압력을 저하시키므로, HVAC 기본성능을 수행하는데 문제를 발생시킬 수 있다. 따라서 스피리터 소음기 설계 시 소음저감성능뿐만 아니라 유동특성까지 반영된 연구가 수행되어야한다. 본 연구에서는 제어주파수에 대한 최적의 소음저감성능



및 유동성능을 가질 수 있는 스피리터 소음기 설계 도출을 위하여 유전알고리즘(Genetic Algorithm; GA)을 이용한 최적화를 수행하였다.

표 10는 최적화를 수행하기 위한 목적함수 및 변수들을 나타내고 있다. 목적함수(objective function)로는 소음성능을 나타내는 투과손실으로 하였으며, 유동성능을 최적화 도출 시 반영하기 위하여 전체 소음기 단면에 공기층 두께에 대한 비율을 나타내는 변수(open area ratio, OAR)를 제한변수로 하였다. 설계변수는 스피리터 소음기에 적용되는 baffle의 개수 및 두께, 고정 변수로는 흡음재 종류, perforated panel 물성치, 소음기 길이로 하였다. 해석 목적이 되는 관심 변수로는 주파수 및 소음기크기로 해석이 수행되었다. 그림 59는 최적화 해석의 예를 나타내고 있다. 유전알고리즘을 이용한 최적화 특성에 의하여 iteration이 반복됨에 따라 각 변수들과 함수들을 통해 도출되는 값들이 일정하게 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통하여 최적의 목적함수 값에 도달하였을 경우, 스피리터 소음기에 사용되는 baffle 수 및 두께, OAR와 같은 변수들을 도출 가능하며 설계에 반영 할 수있게 된다.

최적화를 위해 수행된 고정변수는 표 11과 같다. 흡음재의 유동저항력은  $2,000 \text{ Ns/m}^4$ , perforated panel에서 구멍의 직경은 2 mm, 공극률은 0.2, 두께는 3 mm 이며 길이가 1 m인 소음기를 대상으로 수행되었다. 그림 60은 제어 주파수에 대하여 크기에 따른 스피리터 소음기 최적화 결과를 나타낸다. 가로축은 유동성능을 나타내는 OAR 이며, 세로축은 소음감소성능을 나타내는 투과손실이다. 주파수 및 크기에

따라서 각각 다른 형상을 가지는데, OAR값이 증감함에 따라 소음성능이 감소하는 현상을 잘보여주고 있다. 이는 흡음재의 두께가 작아질수록 소음성능이 감소하는 일반적인 경향을 나타내는데, 특정 지점에서는 감소하지 않는 것을 볼수있다. 이 변곡점이 나타내는 의미는 유동성능이 좋아졌음에도 불구하고, 소음성능이 감소되지 않았음을 의미한다. 설계 시 이러한 특성을 잘 활용하게 되면 유동성능 및 소음성능이 최적화 된 결과를 도출 할 수있으며, 그림 61에서와 같이 최적화를 통하여 정량적으로 유동성능 및 소음성능이 얼마만큼 개선됐는지 확인 할 수있다. 이와 같은 과정을 통하여 선박용 스피리터 소음기에 대한 최적화를 수행 할 경우 특정 제어주파수에 대한 소음성능 및 유동성능이 함께고려 된 소음기설계 도출이 가능 하다.

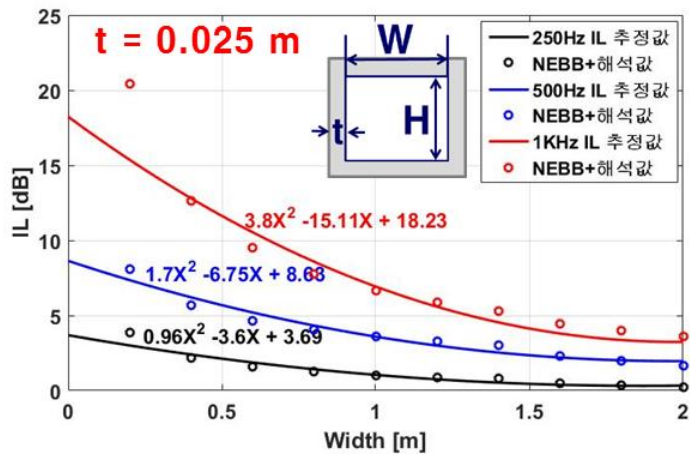


Figure 50 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Rec.).

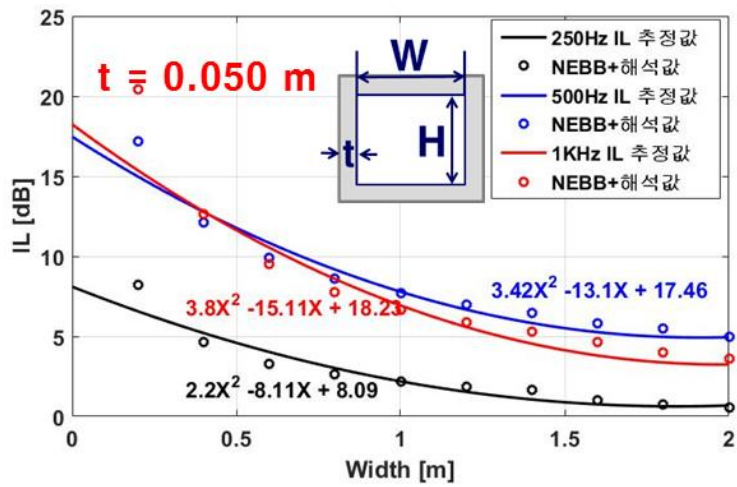


Figure 51 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Rec.).

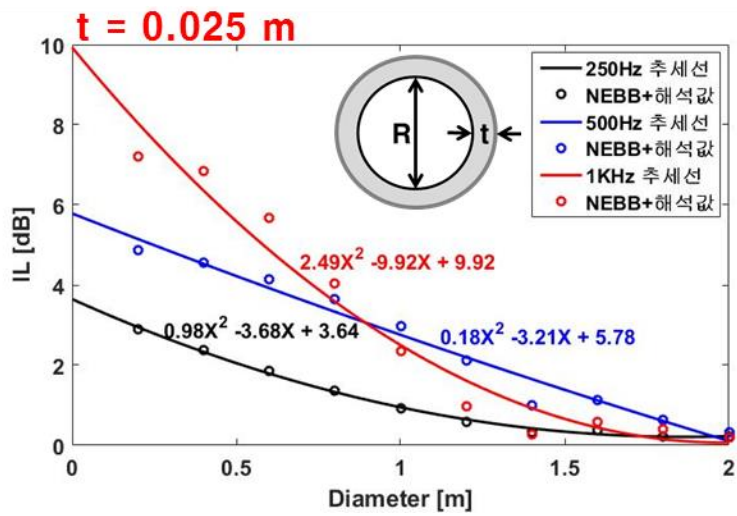


Figure 52 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Cir.).

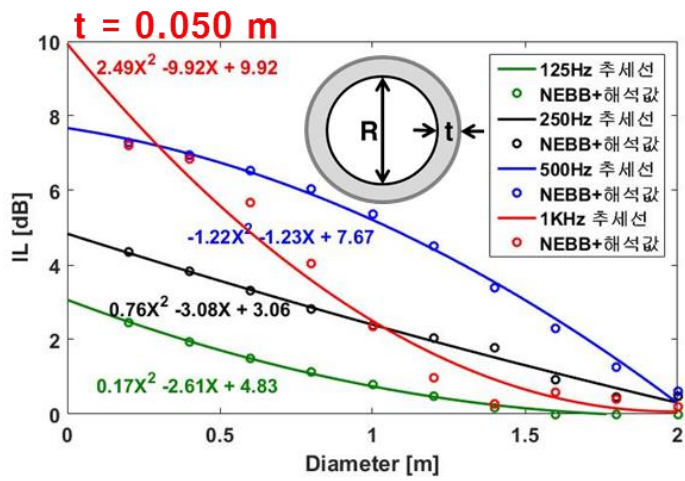


Figure 53 Estimation of IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Cir.).

Table 6 IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Rec.).

단위 : dB

지름 [m]	두께 0.025 [m]		
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz
1.6	0.53	2.18	3.78
1.8	0.39	1.99	3.34
2.0	0.32	1.93	3.21

Table 7 IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Rec.).

단위 : dB

지름 [m]	두께 0.050 [m]		
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz
1.6	0.75	5.26	3.78
1.8	0.62	4.96	3.34
2.0	0.67	4.94	3.21



Table 8 IL value up to 2 m range (Thickness 0.025 m for Cir.).

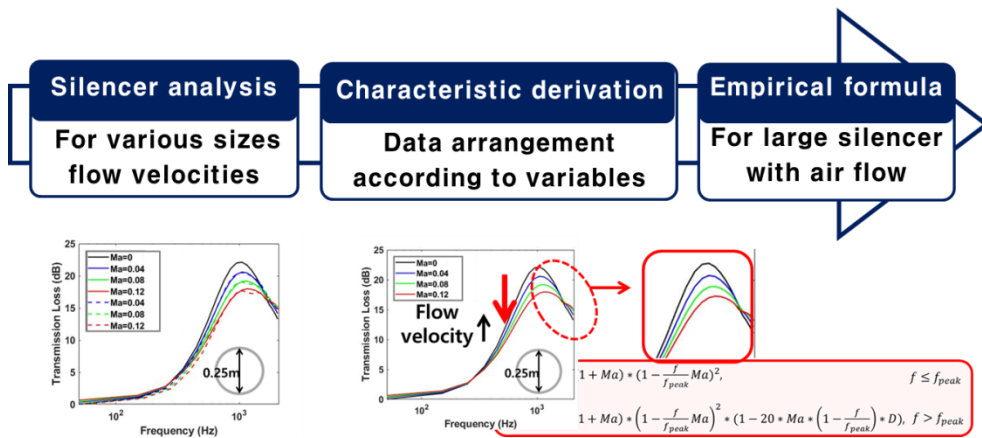
단위 : dB

지름 [m]	두께 0.025 [m]		
	250 Hz	500 Hz	1000 Hz
1.6	0.26	1.10	0.42
1.8	0.19	0.59	0.13
2.0	0.20	0.08	0.04

Table 9 IL value up to 2 m range (Thickness 0.05 m for Cir.).

단위 : dB

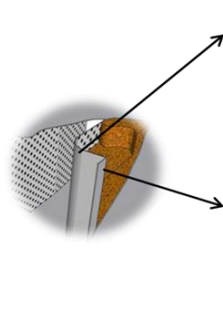
지름 [m]	두께 0.050 [m]			
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz
1.6	0.08	1.09	2.58	0.42
1.8	0	0.68	1.50	0.13
2.0	0	0.29	0.33	0.04



**Figure 54 Procedure for empirical formula derivation.**

▪ **Analysis cases**

- **Type : Circular**
- **Frequency : 63 Hz~2 KHz**
- **Sizes(Diameter) : 0.1 m ~ 0.5 m**
- **Flow velocities : 0~0.12 Ma**
- **Absorption material**



<b>Perforated screen</b>	
Thickness	1 [mm]
Hole diameter	3 [mm]
Open area porosity	30 [%]

<b>Porous material</b>	
Material	Mineral wool
Flow resistivity	30000 [MKS R/m]

**Figure 55 Analysis cases for empirical formula derivation.**

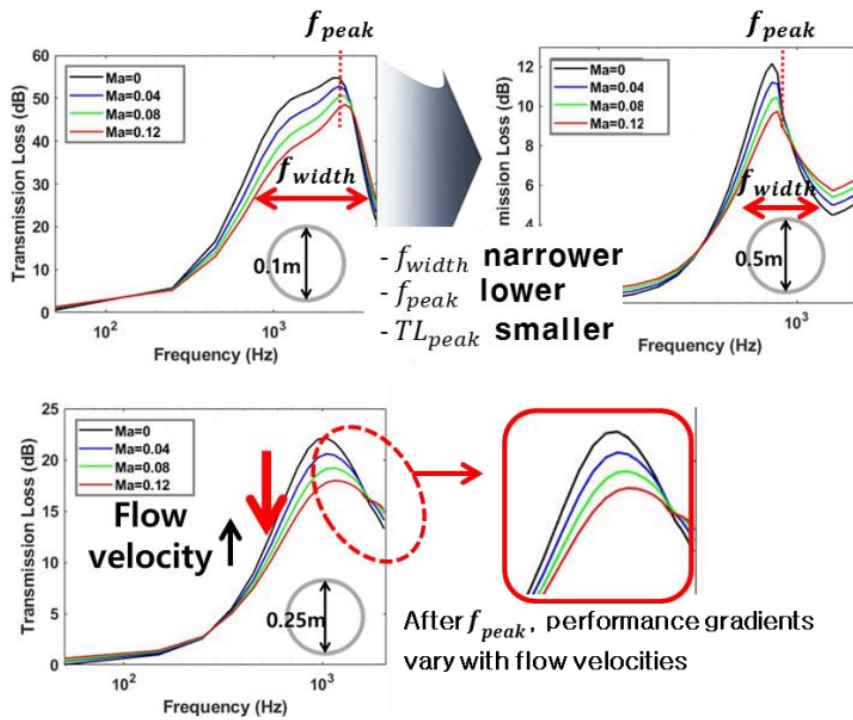


Figure 56 Acoustic characteristics of large silencers with mean flow.

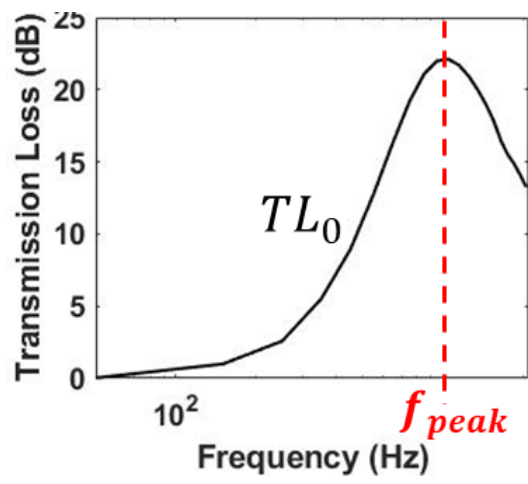
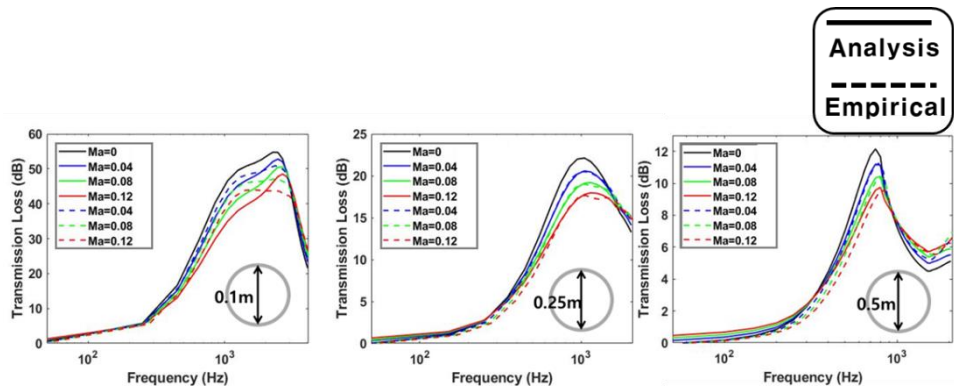


Figure 57 Definitions of variables for empirical formulation.



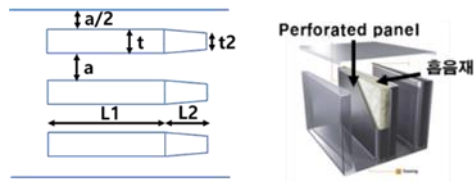
**Figure 58 Comparison of analysis and empirical formula results.**

Table 10 Settings for splitter silencer optimization.

<b>Splitter 소음기 최적화</b>	
목적 함수	Transmission Loss(dB)
제한 변수	Open area ration(OAR)
설계 변수	Baffle 개수, 두께
고정 변수	흡음재 종류, Perforated panel, Silencer 길이
관심 변수	주파수, HVAC 크기



Table 11 Fixed variable for splitter silencer optimization.



<설계변수>

흡음재	Perforated panel			Silencer
Flow resistivity	Hole 직경	공극률	두께	길이
2,000 Ns/m <sup>4</sup>	2 mm	0.2	3 mm	1 m

<고정변수>

“목적함수  
도출 시  
EFA해석”

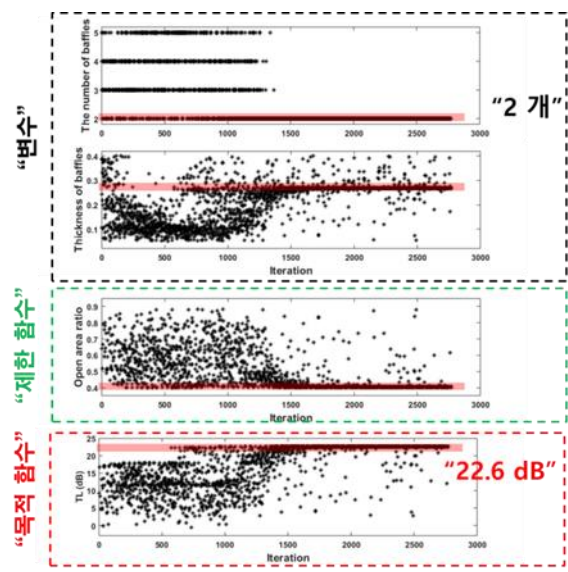
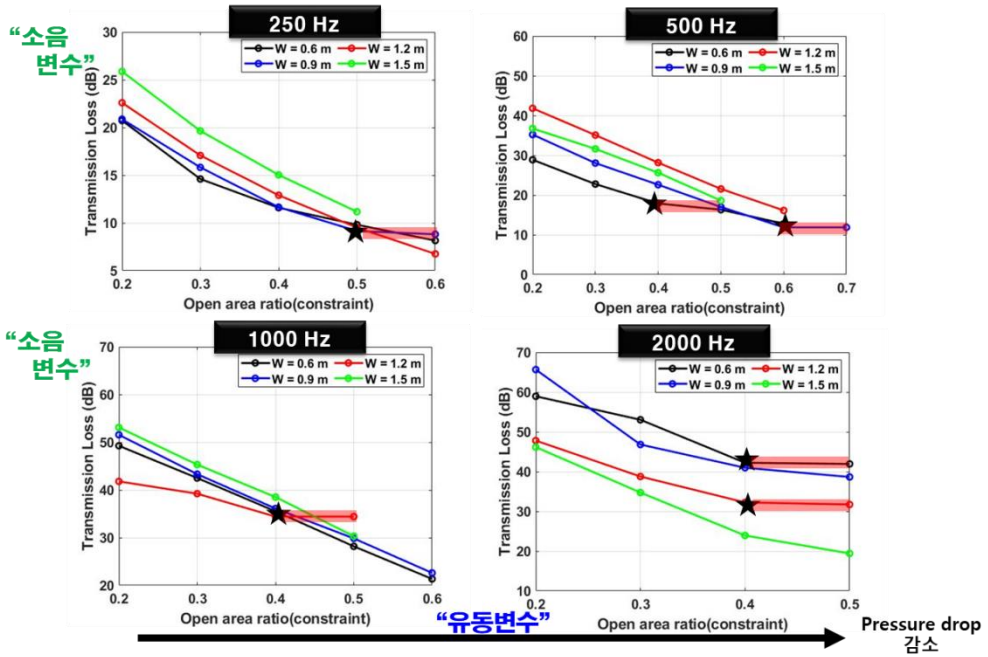


Figure 59 Examples of splitter silencer optimization.



- 그래프 의미 (1) 변곡점(★) 이전 : 유동성능 증가 → 소음성능 감소  
 (2) 변곡점(★) 이후 : 유동성능 증가 → 소음성능 변화 미미

Figure 60 Optimiation results according to frequencies.

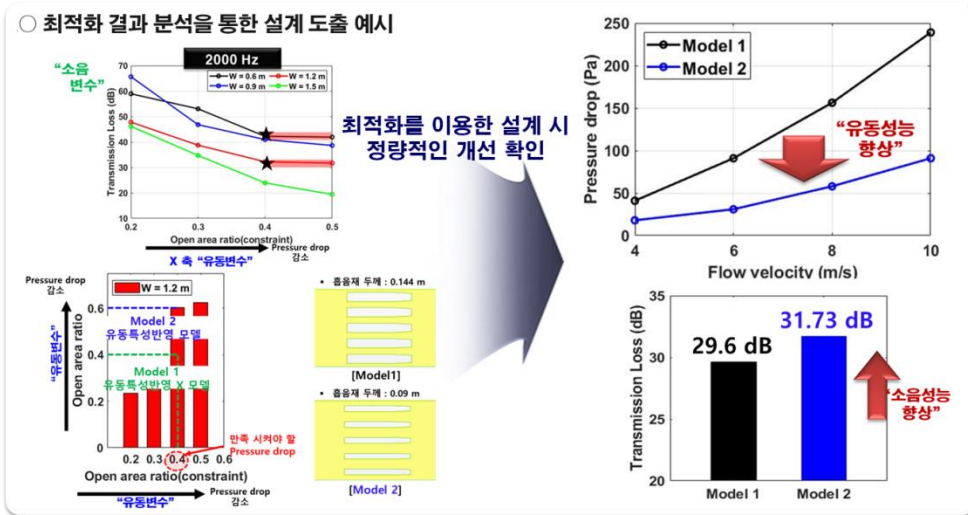


Figure 61 Quantitative analysis results through optimization.

## 5. 에너지흐름해석법을 이용한 선실 소음해석

### 5.1. 선실 소음 특성

#### 5.1.1. 선실소음규정 및 특성

최근 선박 운행 시 안락한 환경에 대한 요구 증대로 인하여, 소음제어에 대한 관심이 증가하였다. 선박의 경우 오랜기간 항해로 인하여 장기간 소음에 노출될 수 있으므로 승객 및 승무원의 건강에 영향을 미칠 수 있다. 이로 인하여 IMO (International Maritime Organization)에서는 선박의 종류에 따라 선실에서 소음 기준을 Res. MSC.337(91)을 통하여 제시하고 있다 (2012). 최대 55 dB(A)의 매우 엄격한 기준을 제시한다. 이러한 엄격한 소음기준을 충족하기 위해서는 설계초기단계부터 선실에서 발생하는 소음에 대한 예측을 통한 분석이 필요하다.

선박에서는 주기관, 발전기, 추진기 및 HVAC 시스템 등의 다양한 요소들로부터 소음이 발생한다. 선실의 경우 주기관 및 추진기로부터는 멀리 떨어져 있는 곳에 위치하기 때문에, 배관을 통하여 유입되는 소음 HVAC 시스템으로부터 가장 큰 영향을 받게 된다. HVAC 시스템은 덕트, 엘보우, 디퓨저와 같이 유동을 원활히 전달하기 위한 요소들로 구성되어

있는데, 이를 통하여 유동뿐만 아니라 소음 또한 생성되고 전달 되기 때문에 이러한 요소들부터 선실로 유입되는 소음원에 의한 선실소음 해석이 필요하다. 이러한 소음원들은 유동에 의하여 발생하는 소음원으로 저주파수대역에서 영향력을 미치는 기계류 소음과 달리 중고주파수대역에서 높은 값을 가진다 (Saarinen and Siikonen, 2016, Singh and Mohanty, 2018). HVAC 시스템을 통해 전달 된 소음을 제어하기 위해서는 덕트 내부 소음기를 설치하거나 외부에 흡음재를 설치하여 소음을 제어한다. 다양한 흡음재료 및 소음기유형이 개발됨에 따라 HVAC 시스템을 통해 전달되는 소음은 낮은 수준으로 감소 시킬 수 있다. 하지만 선실과 맞닿아 있는 HVAC 요소인 디퓨저(diffuser)의 경우 제어를 위한 장치가 존재하지 않기 때문에 초기단계에서 선실에 끼치는 영향을 분석하여 설계에 반영하는 것이 중요하다

### 5.1.2. 선실소음해석 연구사례

실내소음해석을 위하여 헬름홀쯔방정식(Helmholtz equation)을 수치적으로 근사화 하는 결정론적 접근법(deterministic approach)이 널리 사용된다. 대표적인 방법은 유한요소법 및 경계요소법이 있다. 주로 자동차와 같이 작은 구조물 또는 저주파대역 분석을 위해 사용된다. 음향장에 대하여 어떠한 가정없이 해석이 수행되어 특정 주파수에 대하여 정확한 값을

도출 할 수있다(Colaco et al., 2018, Yksel et al, 2012). 하지만, 주파수 및 크기가 증가에함에 따라 해석에 필요한 요소수가 급격하게 증가하게 되고, 중고주파수 해석 시 해석비용 및 오차로 인한 문제를 야기시킬 수 있다 (Cotoni et al., 2018, Yoshizawa et al., 2019). 따라서, 선실과 같이 구조물이 크며 분석 주파수대역이 높은 대상에 적용하기에는 부적합하다.

이러한 한계를 극복하기 위하여 에너지흐름해석법 적용이 가능하다. 에너지흐름해석법은 확산장 가정을 기반으로하여, 내부 공간에 존재하는 음파에 대하여 시공간 평균을 통하여 도출된다. 관심영역에서 전체적인 변화를 평균값으로 잘 추정할 수 있다. 하지만, 확산장가정으로 인하여 직접적으로 유입되는 소음원에 대한 영향 및 소음원 부근에서 정확성에 한계가 있다 (Langley, 1995, Smith, 1997). 본 연구에서는 에너지흐름해석법을 이용하여 선실로 유입되는 직접장의 영향을 반영하기 위한 연구가 수행되었다. 직접장과 확산장을 표현하기위한 에너지흐름수식을 제시하고, 상호작용에 대한 연관성을 정의하기 위하여 기하음향학(geometric acoustic) 개념을 적용하였다. 이로부터 도출된 수식을 실제 선실에서 측정된 값과 비교를 통하여 검증하였으며, 다양한 선실 설계를 위한 분석을 수행하였다.

## **5.2. Direct Acoustic Energy Flow Analysis (DAEFA)**

### **5.2.1. 직접음장 기본해**

소음원으로부터 방사되는 직접파에 의해 형성되는 음장은 자유음장으로 퍼져나가는 구형파로 간주 하였으며, 경계로부터 반사되어 오는 음파 영향을 고려하지 않았다. 음향에너지밀도 구형파의 기본해는 다음과 같은 과정으로부터 도출 할 수 있다. 음향공간에서 에너지보존 법칙에 따르면 다음과 같다.

$$\nabla \cdot I - \pi_{diss} = \frac{\partial e}{\partial t} \quad (5.1)$$

여기서  $I$ 는 음향 인텐시티,  $\pi_{diss}$ 는 소산에너지,  $e$ 는 음향 에너지밀도를 나타낸다. 공기와 같이 감쇠계수가 매우 낮은 매질에 대해서는 다음과 같은 관계가 유효하다.

$$I_r(r) = c \cdot e(r)\vec{r} \quad (5.2)$$

여기서  $c$ 는 음속을 나타낸다.



정상상태에서, 구형파에 대한 에너지전달관계식은 수식 (5.1) 과 (5.2)로부터 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\eta\omega I_r = -\frac{c^2}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 e(r) \vec{r}) \quad (5.3)$$

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 e) - \eta^2 \omega^2 e = 0 \quad (5.4)$$

여기서  $\eta$ 는 감쇠계수이며,  $\omega$ 는 각주파수를 나타낸다. 식 (5.4)를 만족하는 기본해는 그린함수(Green's function)에 대한 정의로부터 도출 할 수 있다. 이로부터 직접파에 대한 기본해는 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$\nabla \cdot \left\{ \frac{1}{r^2} \frac{d}{dr} (r^2 G) \vec{r} \right\} - k^2 G = \delta(r) \quad (5.5)$$

$$G(r) = \frac{1}{4\pi cr^2} e^{-kr}, r = |\xi - x| \quad (5.6)$$

여기서  $G$ 는 그린함수,  $\xi$ 는 소음원의 위치,  $x$ 는 계측점의 위치를 나타낸다.

### 5.2.2. 확산음장 기본해

잔향장을 표현하기 위한 음향에너지밀도식을 도출하기 위하여 다음과 같은 과정으로부터 도출 할 수있다. 내부공간에서 확산장은 소음원으로부터 퍼져나간 음파가 경계에서 발생하는 수많은 산란으로부터 형성되는 평면파의 중첩으로 표현가능하다. 시공간평균을 취하게 되면 에너지전달 관계식을 다음과 같이 도출 할 수있다.

$$\vec{I} = -\frac{c^2}{\eta\omega} \nabla e \quad (5.7)$$

수식 (5.1)과 (5.7)을 이용하면, 확산장에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$-\frac{c^2}{\eta\omega} \nabla^2 e + \eta\omega e = 0 \quad (5.8)$$

$$\nabla^2 e - k^2 e = 0 \quad (5.9)$$

여기서  $k$ 는  $\frac{\eta\omega}{c}$ 를 나타낸다. 따라서, 확산장에 대한 기본해는 다음과 같이 표현 할 수있다.

$$\nabla^2 G - k^2 G = \delta(r) \quad (5.10)$$

$$G(x, \xi) = \frac{1}{4\pi cr} e^{-kr}, r = |\xi - x| \quad (5.11)$$

### 5.2.3. 전체음장 예측을 위한 경계적분식 도출

본 연구에서 주소음원의 지향성을 반영하여 형성되는 직접장과 경계에서 수차레반사 후 형성되는 잔향장의 관계를 수식으로 도출하였다. 그림 62에서처럼 지향성 소음원이 내부공간에 존재할때, 기하음향학 개념을 이용하여 지향성 소음원과 경계에서 반사되는 음파에 대한 관계를 나타낼 수있다. 정상상태에서 지향성 소음원으로부터 방사되어 내부공간 경계로 유입되는 음향인텐시티는 다음과 같이 정의 할 수 있다.

$$I_{0j}(r, \varphi) = \frac{\pi_{in}(\varphi)}{r_{0j}^2} e^{-kr_{0j}} \quad (5.12)$$

여기서  $r_{0j} = |x - \xi_j|$ 이며,  $x$ 는 소음원의 위치,  $\xi_j$ 는  $j$ 번째 경계요소 위치,  $\varphi$ 는 소음원과 그 경계위치가 이루는 각도를 의미한다. 경계에서 반사되어 나오는 음향 인텐시트는 다음과 같이 정의된다.

$$D_{ij}I_i(1 - \alpha_i)ds_i \quad (5.13)$$

$$D_{ij} = \cos \theta_j \frac{d(\theta_i)}{r_{ij}^2} e^{-kr_{ij}} \quad (5.14)$$

여기서  $r_{ij} = |\xi_i - \xi_j|$ 이며,  $d(\theta_i)$ 는 경계에서 지향성을 나타낸다.

모든 경계로부터 발생하는 반사를 고려하여, 특정 경계요소 위치에서의 음향 인텐시티 값을 적분식으로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$I_j = \int D_{ij}I_i(1 - \alpha_i)ds_i + I_{0j}(r, \varphi) \quad (5.15)$$

수식 (5.15)로부터 경계에서 반사로 인해 내부로 유입되는 정량적인 값을 도출 할 수있으며, 이를 이용하여 경계에서의 산란현상으로부터 형성되는 잔향장에 대한 소음원으로 간주하였다. 수식 (5.10)을 이용하여 경계적분식으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$e(\xi) = \int_s e(x)F(x, \xi)ds - \int_s \nabla e(x)G(x, \xi)ds \quad (5.16)$$

여기서  $F(x, \xi)$ 는 다음과 같이 정의된다

$$F(x, \xi) = \frac{\partial G}{\partial n} = -\frac{e^{-kr}}{4\pi r^2}(1 + kr)\frac{\partial r}{\partial n(x)} \quad (5.17)$$

수식 (5.15)와 (5.16)에 대하여 요소가 N개인 수치적인 수식으로 표현 하면 다음과 같다.

$$I_j = \int_{s_j} \sum_{i=1}^N \int_{s_i} D_{ij}I_i(1 - \alpha_i)ds_i ds_j + \int_{s_j} I_{0j}(r, \varphi) ds_j \quad (5.18)$$

$$e(\xi) = \sum_{i=1}^N \left\{ e(x) \int_s F(x, \xi)ds - \nabla e(x) \int_s G(x, \xi)ds \right\} \quad (5.19)$$

경계에서 지향성은 중고주파수대역 해석 시 확산장에 대하여 널리 사용되는 Lambertian directivity ( $d(\theta) = \cos\theta/\pi$ )을 적용하였다. 수식 (5.18)

로부터 도출된 음향인텐시티 값은 확산장 도출을 위한 수식 (5.19)에 대한 경계조건으로 적용된다. 이 관계들을 간략하게 하나의 시스템으로 표현하기 위하여 다음과 같은 선형화된 시스템으로 정리하였다. 먼저 수식 (5.18)은 매트릭스형태로 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \\ \vdots \\ I_N \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & K_{12}(1-\alpha_2) & K_{13}(1-\alpha_3) & K_{1N}(1-\alpha_N) \\ K_{21}(1-\alpha_1) & 0 & K_{23}(1-\alpha_3) & K_{2N}(1-\alpha_N) \\ K_{31}(1-\alpha_1) & K_{32}(1-\alpha_2) & 0 & \dots K_{3N}(1-\alpha_N) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ K_{N1}(1-\alpha_1) & K_{N2}(1-\alpha_2) & K_{N3}(1-\alpha_3) & K_{NN}(1-\alpha_N) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} I_1 \\ I_2 \\ I_3 \\ \vdots \\ I_N \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \\ \vdots \\ R_N \end{pmatrix} \quad (5.20)$$

$$K_{ji} = \int_{s_j} \int_{s_i} D_{ij} I_i (1 - \alpha_i) ds_i ds_j \quad (5.21)$$

$$R_j = \int_{s_j} I_{0j}(r, \varphi) ds_j \quad (5.22)$$

위 수식을 선형화된 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$KI = R \quad (5.23)$$

여기서  $K = Id - K_{ji}(1 - \alpha_j)$ 이다. 또한 확산장을 위한 수식 (5.19)는 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$e_i = F_{ij}e_j - G_{ij} \frac{\eta\omega}{c^2} I_j \quad (5.24)$$

수식 (5.23)과 (5.24)를 이용하여 잔향장을 형성하는 경계에서의 소음원 크기를 도출할 수있으며, 전체음장 예측을 위한 수식은 다음과 같이 표현된다.

$$E_j = F_{ij}e_j - \frac{\eta\omega}{c^2} G_{ij}I_j + E_{0j}(r, \varphi) \quad (5.25)$$

### 5.3. DAEFA를 이용한 선실 소음해석

#### 5.3.1. 선실소음 계측 및 검증

선실 소음수준 측정은 부두에서 정박되어 있는 선박을 대상으로 수행되었다. 그림 63와 같이 5,500 TEU 컨테이너선 선실에 대하여 측정을 수행하였다. 계측은 CODE ON NOISE LEVELS ON BOARD SHIPS에 서 제시하고 있는 기준에 따라 수행되었다 (IMO, 2012). 그림 64은 소음 측정을 위해 설치된 마이크를 나타내고 있다. 측정된 소음의 분석을 위해 주파수 분석기 (FFT 분석기) 및 마이크로폰(B&K 2260)을 사용했다. 옥타브 밴드 분석을 통하여 63 Hz 부터 8,000 Hz까지 분석을 수행하였다. 측정 된 음압 레벨은 주파수 에 따라 인간의 귀에 의해 인식 된 감도를 반영하는 상대적 소음수준인 A-weight 가중치 곡선에 따라 제시하였다 (국제 표준 IEC 61672 : 200324, 2003).

선실소음해석을 위하여 선실로 유입되는 주소음원인 HVAC 디퓨저(diffuser)의 음향파워 및 지향성 정보를 도출하였다. HVAC 디퓨저(diffuser)로부터 소음은 선실로 유입되는 공기와 상호 작용에 의해 발생되며, 이러한 유동소음으로 인하여 발생하는 소스원 크기 및 지향성은 CFD해석으로부터 도출하였다. 표 12 및 그림 65 (a)는 CFD 해석을 위한 수식모델 및 형상정보를 나타내고있다. 유속은 선실소음수준에 큰 영향을 미칠 위험이있는 13 m/s의 유속에 대해 해석을 수행 하였다. 그림 65 (b)는 유동해석을 통하여 구현 된 선실 내부 HVAC 디퓨저(diffuser)의 유동현상을 나타내고 있다.

소스원파워 도출을 위하여, HVAC 디퓨저(diffuser) 중앙 위치에서 반경 1 m의 위치에 대하여  $\pi/30$  간격으로 음향인텐시티를 도출 하였다.



도출된 음향인텐시티를 반구에 대하여 적분을 수행하여 소음원파워를 도출하였다. 그림 66는 위와 같은 과정으로부터 도출된 소음원파워 값을 나타내고 있다. 도출된 인텐시티를 상대적인 각도별 기여도를 이용해서 지향성을 그림 67와 같이 도출되었다. 그림 68에 나타난바와 같이 선실의 폭, 길이 및 높이는  $3.1\text{m} \times 3.9\text{m} \times 2.5\text{m}$ 이고, 선실내부에 경계 및 가구에 대한 흡음률을 나타내고 있다.

그림 69는 계측 및 소음해석을 통해 도출된 결과값을 나타내고 있다. 63Hz 및 125 Hz의 저주파수 대역에서는 계측 및 해석값의 차이를 확인 할 수있는데, 이는 해석을 통해 고려되지 않은 기계류소음원의 영향으로 보인다. 대부분의 주파수 범위에서 계측값과 1 dB 이내로 잘 일치하는 것으로 확인할 수 있으며, 또한 IMO에서 제시하는 55dB (A)의 규제치에 대한 만족여부 또한 확인할 수있다.

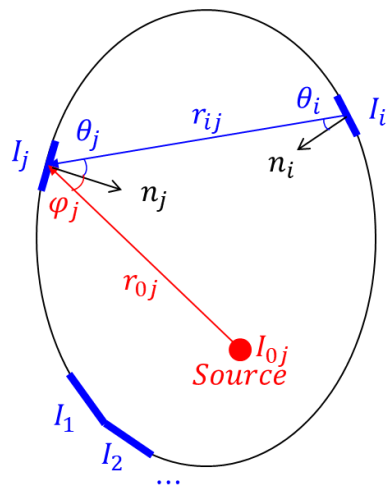


Figure 62 Geometry for derivation of total energy fields.

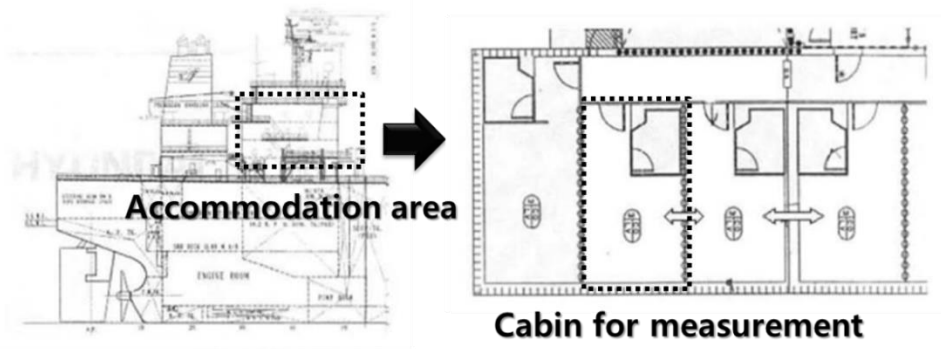


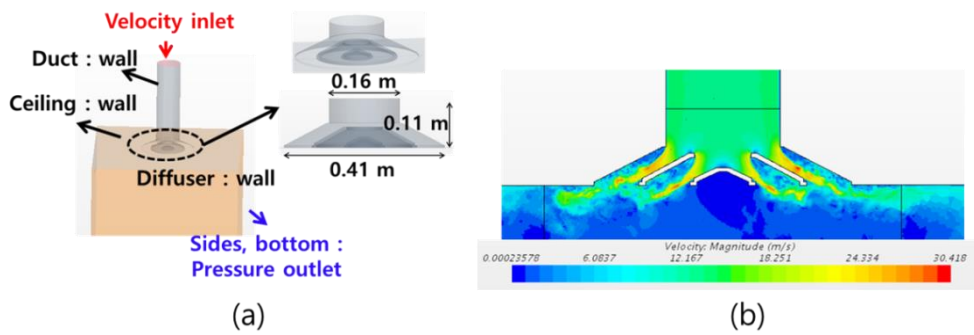
Figure 63 Measurement position for ship cabin noise.



**Figure 64 Settings of measurements for ship cabin noise.**

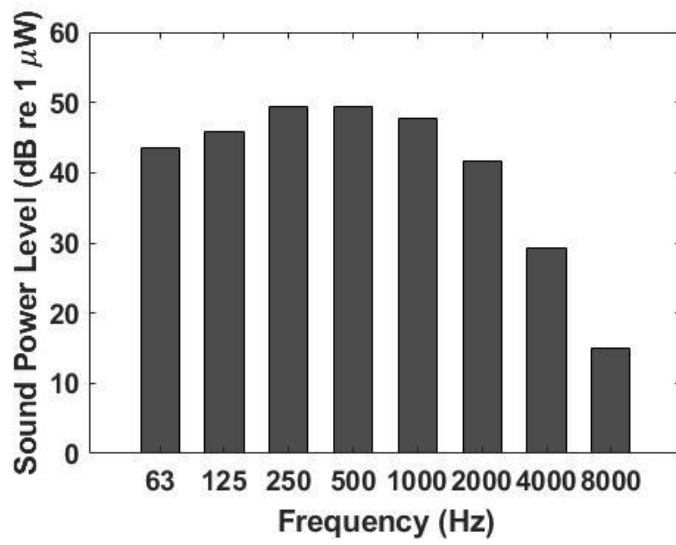
**Table 12 Solver settings for the CFD.**

<b>Flow solver</b>	<b>Star CCM+</b>
<b>Turbulence model</b>	<b>Detached Eddy simulation (Spalart-Allmaras model)</b>
<b>Flow</b>	<b>Unsteady incompressible</b>
<b>y+</b>	<b>1-5</b>
<b>Time solver</b>	<b>2<sup>nd</sup> order implicit</b>

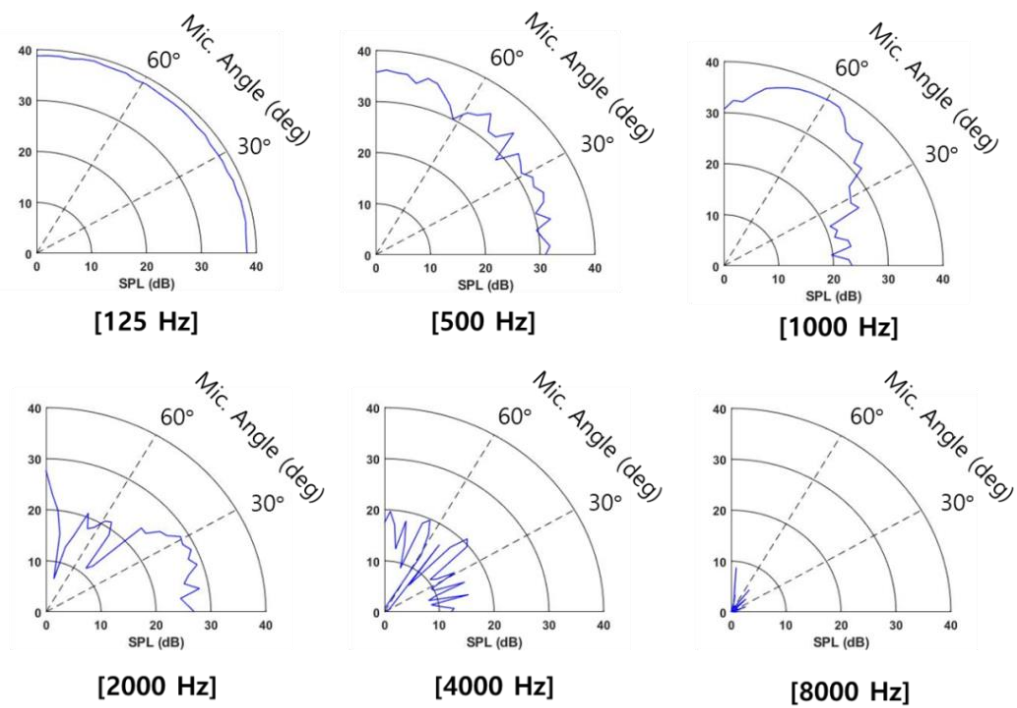


**Figure 65 Flow noise analysis model for the HAVC diffuser**

**(a) Analysis model for CFD, (b) Instantaneous velocity distribution.**

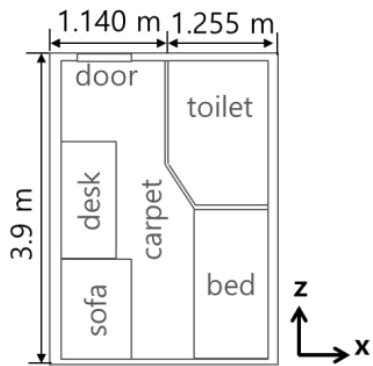


**Figure 66 Sound power radiated from HVAC diffuser.**

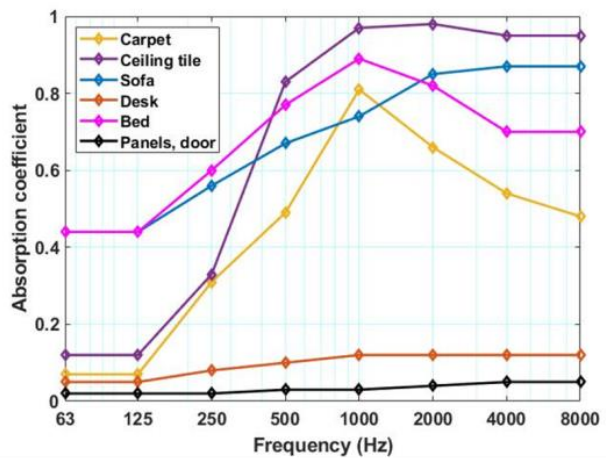


**Figure 67 Sound directivity for HVAC diffuser.**





(a)



(b)

**Figure 68 Numerical settings for ship cabin noise analysis**

**(a) Elements of the ship cabin, (b) Absorption coefficients for the elements.**

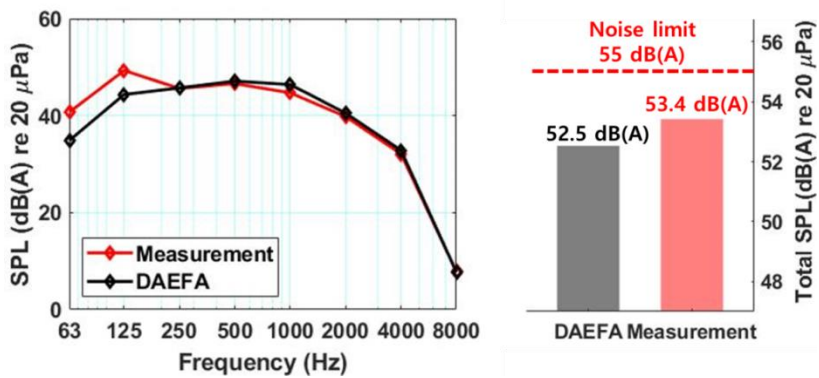


Figure 69 Comparison between DAEFA and measurement results of ship cabin noise.

## 6. 결론 및 향후 추천연구

### 6.1. 결론

본 논문에서는 선박선실소음 저감 및 해석기술 확보를 위한 연구가 수행되었다. 에너지흐름해석법을 기반으로 하여 선실 주소음원 제어를 위한 선박용 HVAC 소음기 및 선실소음수준예측을 위한 해석시스템을 구축하였다. 이와 관련하여 수행된 연구의 주요내용은 다음과 같다.

(1) 대형 HVAC 소음기 감소성능 해석을 수행하기 위하여 흡음재에 대한 음향 에너지지배방정식을 도출하였다. 도출된 수식으로부터 기존 저감쇠매질(공기, 물)을 위한 에너지흐름지배방정식과의 차이를 감쇠계수 전파상수와 같은 주요변수를 통하여 규명하였다. 또한 유한요소법 및 흡음구조물 실험과 비교를 통하여 개발 수식에 대한 검증을 수행하였으며, 정립된 해석절차를 바탕으로 흡음구조물에 대한 분석을 수행하였다. 이로부터 에너지흐름해석 기반의 흡음구조물 해석 시스템구축을 완료하였다.

(2) 선실 주소음원을 제어하기 위한 HVAC 소음기 해석을 위한 해석모델을 개발하고 특성분석 연구를 수행하였다. 에너지흐름

해석법을 이용한 해석을 수행하기 위하여 다영역해석을 위한 초단일체 적분법을 도출하였으며, 복잡한 형상 소음기해석을 위한 유한요소-에너지흐름법 혼합형(FE-EFA hybrid)모델을 개발하였다. 선박용 HVAC 소음기 예측값과 비교를 통하여 검증을 수행하였으며, 검증된 절차를 이용하여 선박용 HVAC 소음기 성능추정식 도출 및 소음기 최적화 연구를 수행하여 다양한 변수를 반영한 소음기 설계가 가능하도록 절차를 정립하였다.

- (3) 선실로 유입되는 직접파를 반영한 에너지흐름해석모델 개발을 수행하였다. 에너지흐름해석법에 기반한 직접장과 잔향장 대한 기본해를 정의하고, 각각의 음장의 관련성을 규명하기 위하여 기하음향학 개념을 적용하여 수식적으로 도출하였다. 부두에 접안중인 선박을 대상으로 수행된 예측 수준과 비교를 수행하였으며, 실제 환경을 모사하여 해석을 수행하기 위한 소음원 도출 및 경계조건처리 절차를 정립하였다. 비교를 통하여 검증 및 정립된 해석절차를 이용하여 설계안 변경에 따른 소음특성의 변화를 분석함으로써 최적설계안을 도출 하였다.

## 6.2. 향후 추천연구

본 논문에서 제시한 연구내용을 발전시켜 선실소음 진동소음해석과 관련해 다음과 같은 연구를 제안한다.

- (1) 본 논문에서는 선실로 유입되는 주 소음원인 HVAC 시스템에 대한 소음해석 방법론을 개발하였다. 개발된 내용을 바탕으로 유동과 소음간 상호작용 반영이 가능한 에너지흐름해석법에 대한 연구가 필요하다. 유속이 큰 경우 선박용 HVAC 시스템에서 발생하는 구조물 및 다양한요소들의 유동 및 소음특성의 상호작용 및 변화 분석을 분석함으로써 입체적인 성능분석이 가능할 것으로 생각된다.
- (2) 현재 개발된 HVAC 시스템 해석방법은 모두 열, 유동, 소음성능 해석이 분리된 해석방법을 사용하고 있지만, 각각의 요소들은 상호 종속적인 영향을 끼친다. 선박 및 해양플랜트에서는 운행목적 및 환경에 따라 큰 온도 변화를 가질 수 있지만, 이에 대한 연구는 진행되어지지 않고 있다. 에너지흐름지배방정식은 열전도방정식과 동일한 2차 편미분형태를 가지고 있기 때문에, 온도환경의 변화에 따른 진동 및 소음 해석을 위한 확장연구에 적합할 것으로 기대된다.

(3) 최근 선박의 친환경 및 경량화에 따라 새로운 형태의 소재가 널리 사용된다. 선박에서 사용되는 흡음재의 경우, 그림 70과 같이 기존에 사용하던 소재가 대체됨에 따라 소음 및 진동에서의 성능저하가 불가피하다. 이러한 문제를 사전 진단 및 설계에 반영할 수 있는 해석방법정립 및 성능저하를 개선할 수 있는 새로운 소음기 모델의 개발이 필요하다.

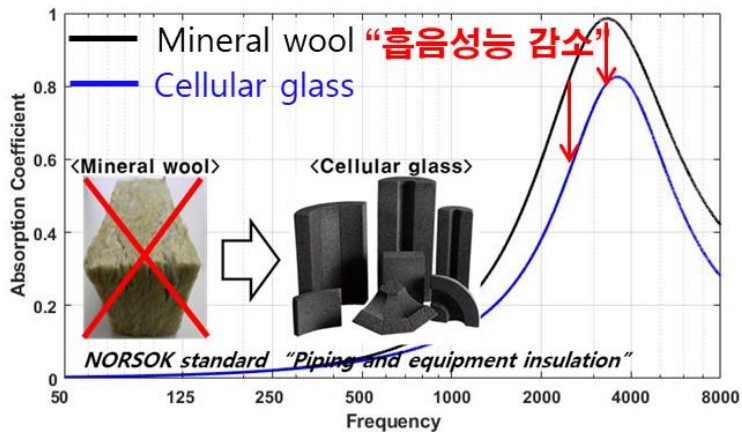


Figure 70 Reduced noise control performance due to application of eco-friendly materials.

## 참고 문헌

- ABS GUIDANCE NOTES ON, 2018. Onboard ship noise analysis.
- Belov, V.D., Rybak, S.A. and Tartakovskii, B.D., 1977. Propagation of vibrational energy in absorbing structures. *Journal of Soviet Physics Acoustics*, 23(2), pp.115-119.
- Bitsie F., 1996. The structural-acoustic energy finite-element method and energy boundary-element method (Ph. D. Dissertation, Purdue University).
- Bouthier, O.M., Bernhard, R.J., 1995. Simple models of energy flow in vibrating membranes. *Journal of Sound and Vibration*, 182(1), pp.129-147.
- Bouthier O. M., 1996. Energetics of Vibrating Systems (Ph. D. Dissertation, Purdue University).
- Cho, P.E., 1993. Energy Flow Analysis of Coupled Structures (Ph. D. Dissertation, Purdue University).
- Colaço A., Costa P. A., Amado-Mendes P., Magalhães F. and Godinho L., 2018. Experimental validation of a FEM-MFS hybrid numerical approach for vibro-acoustic prediction. *Applied Acoustics*, 141, pp.79-92.

- Cotoni V., Shorter P., Langley R., Magalhães F. and Godinho L., 2018. Numerical and experimental validation of a hybrid finite element-statistical energy analysis method. *Applied Acoustics*, 141, pp.79-92.
- Delany ME and Bazley EN., 1970. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 3, pp. 105-116.
- Han, J.-B., Hong, S.-Y. and Song, J.-H., 2012. Energy flow model for thin plate considering fluid loading with mean flow. *Journal of Sound and Vibration* 331(24), pp.5326-5346.
- Han, J.-B., Hong, S.-Y., Song, J.-H. and Kwon, H.-W., 2013. Vibrational energy flow models for the 1-D high damping system. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(9), pp.2659-2671.
- Han, J.-B., Hong, S.-Y., Song, J.-H. and Kwon, H.-W., 2014. Vibrational energy flow models for the Rayleigh-Love and Rayleigh-Bishop rods. *Journal of Sound and Vibration*, 333(2), pp.520-540.
- Hardy, P., Ichchou, M., Jezequel, L. and Trentin, D., 2009. A hybrid local energy formulation for plates mid-frequency flexural vibrations. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 28 (1), pp.121-130.
- HSE OFFSHORE, 2005. Operations Notice 62-Goals for the provision of accommodation on offshore installations.



- Ichchou, M.N., Jezequel, L., 1996. Comments on simple models of the energy flow in vibrating membranes and on simple models of the energetic of transversely vibrating plates. *Journal of Sound and Vibration*, 195 (4), pp.679-685.
- International Electrotechnical Commission, 2003. IEC 61672:2003: electroacoustics sound level meters. Tech. Rep. IEC.
- International Maritime Organization (IMO), 2012. CODE ON NOISE LEVELS ONBOARD SHIPS, Resolution MSC 337(91).
- Kim, J.-D., Hong, S.-Y., Kwon, H.-W. and Song, J.-H, 2011. Energy flow model considering near field energy for predictions of acoustic energy in low damping medium. *Journal of Sound and Vibration*, 330 (2), pp.271-286.
- Kirby, R. and Cummings A., 1998. The impedance of perforated plates subjected to grazing gas flow and backed by porous media. *Journal of Sound and Vibration*, 217(4), pp. 619-636.
- Kirby R.,2007. Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and a perforated pipe. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 122(6), pp.3471-3482.
- Kirby R. et al., 2014. On the acoustic performance of rectangular splitter silencers in the presence of mean flow. *Journal of Sound and Vibration*, 333(24), pp.6295-6311.

- Kirby R. et al., 2018. Reducing low frequency tonal noise in large ducts using a hybrid reactive-dissipative silencer. *Applied Acoustics*, 131, pp.61-69.
- Krishnasamy, G., Rizzo F. J., Schmerr L. W. and Rudolphi T. J., 1990. Hypersingular boundary integral equations: some applications in acoustic and elastic wave scattering. *Journal of Applied Mechanics*, 27(2), pp.404-414.
- Kwon, H.-W., Hong, S.-Y., Lee, H.-W. and Song, J.-H., 2011. Power flow boundary element analysis for multi-domain problems in vibrational built-up structures. *Journal of Sound and Vibration*, 330(26), pp.6482-6494.
- Langley R.S., 1995. On the vibrational conductivity approach to high frequency dynamics for two-dimensional structural components. *Journal of Sound and Vibration*. 182(4), pp. 637–657.
- Lawrie J.B. and Kirby R., 2005. A point collocation approach to modelling large dissipative silencers. *Journal of Sound and Vibration*, 286(1-2), pp.313-339.
- Lawrie J.B. and Kirby R., 2006. Mode-matching without root-finding: Application to a dissipative silencer. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 119, pp.2050-2061.
- Ming R and Pan J., 2004. Insertion loss of an acoustic enclosure. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 116, pp. 3453-3459.
- Morse P., 1948. *Vibration and sound*. 2nd Edition, McGraw Hill Book Company.

- National Environmental Balancing Bureau, 1994. Sound and Vibration Design and Analysis. First Edition, Rockville, Maryland.
- Nefske, D.J., Sung, S.H., 1989. Power flow finite element analysis of dynamic systems: basic theory and application to beams. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111(1989), pp.94-100.
- Nelson P.A and Morfey C. L., 1981. Aerodynamic sound production in low speed flow ducts. *Journal of Sound and Vibration*, 79(2), pp.263-289.
- Nenning B.et al., 2011. A displacement-pressure finite element formulation for analyzing the sound transmission in ducted shear flows with finite poroelastic lining. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 130(42), pp. 42-51.
- NORSOK STANDARD, 2015. C-001 Living quarter area.
- NORSOK STANDARD, 2015. C-002 Architectural components and equipment.
- Park, D.-H., Hong, S.-Y, Kil, H.-G. and Jeon, J.-J., 2001. Power flow model and analysis of in-plane waves in finite coupled thin plates. *Journal of Sound and Vibration*, 244(4), pp.651-668.
- Park, Y.-H., Hong, S.-Y., 2006. Vibrational energy flow analysis of corrected flexural waves in Timoshenko beam-Part I : Theory of an energetic model. *Shock and Vibration*, 13(3), pp.137-165.
- Park, Y.-H., Hong, S.-Y., 2007. Hybrid power flow analysis using coupling loss factor

- of SEA for low-damping system—Part I: Formulation of 1-D and 2-D cases. *Journal of Sound and Vibration*, 299(3), pp.484-503.
- Park, Y.-H., Hong, S.-Y., 2007. Hybrid power flow analysis using coupling loss factor of SEA for low-damping system—Part II: Formulation of 3-D case and hybrid PPFEM. *Journal of Sound and Vibration*, 299(3), pp.460-483.
- Park, Y.-H., Hong, S.-Y., 2008. Vibrational power flow models for transversely vibrating finite Mindlin plate. *Journal of Sound and Vibration*, 317(3), pp.800-840.
- Saarinen P. and Siikonen T., 2016. Simulation of HVAC flow noise sources with an exit vent as an example. *International Journal of Ventilation*, 15(1), pp.45-66.
- Sebastiani C. et al., 2015. Experimental investigation on acoustic effects of geometrical modifications of splitter attenuators for power generation systems. *Euro Noise 2015*.
- Selamet, A., Lee I. J., Ji Z. L. and Huff N. T., 2001. Acoustic attenuation performance of perforated absorbing silencers. *SAE Technical Paper 2001-01-1435*.
- Seo, S.-H., Hong, S.-Y. and Kil, H.-G., 2003. Power flow analysis of reinforced beam-plate coupled structures. *Journal of Sound and Vibration*, 259(5), pp.1109-1129.
- Smith M.J., 1997. A hybrid energy method for predicting high frequency vibrational response of point-loaded plates. *Journal of Sound and Vibration*. 202(3), pp.375-

394.

Singh S. and Mohanty A.R., 2018. HVAC noise control using natural materials to improve vehicle interior sound quality. *Applied Acoustics*, 140, pp.100-109.

U.S navy (Prepared for) and NCE (Prepared by), 2005. Energy finite element analysis (EFEA) algorithms and software for ship noise. Technical Memo.

Ver I. L., 2006. *Noise and vibration control engineering*,. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, New Jersey.

Wohlever, J.C., Bernhard, R.J., 1992. Mechanical energy flow models of rods and beams. *Journal of Sound and Vibration*, 153(1), pp.1-19.

Wu T. W., 1998. A direct boundary element method for acoustic radiation and scattering from mixed regular and thin bodies. *Journal of the Acoustical Society of America*, 97(1), pp.767-779.

Wu T. W. and Wan G. C., 1996. Muffler performance studies using a direct mixed-body boundary element method and a three-point method for evaluating transmission loss. *Journal of Sound and Vibration*, 118(3), pp.479-484.

Wu T. W. and Zhang P. et al, 1998. Boundary element analysis of mufflers with an improved method for deriving the four-pole parameter. *Journal of Sound and Vibration*, 217(4), pp.767-779.

Wu T.W. et al., 2016. Impedance-to-scattering matrix method for large silencer

analysis using direct collocation. Engineering Analysis with Boundary Element, 73, pp.191-199.

Yoshizawa T., Mochida T. and Yamazaki T., 2019. Study of analysis method of interior noise in railway cars by means of ray tracing method. Jpn. Soc. Mech. Eng. J. 6(5), pp.1-14.

Yuksel E., Kamci G. and Basdogan I., 2012. Vibro-Acoustic Design Optimization Study to Improve the Sound Pressure Level Inside the Passenger Cabin. Journal of Sound and Vibration. 134(6), 061017-1-9.

서성훈, 2005. 다차원 구조부재 연성고조물의 중고주파 진동해석을 위한 파워흐름유한요소법 개발, 서울대학교 박사학위논문.

이호원, 2006. 중고주파 소음해석을 위한 음향 파워흐름경계요소 모델 및 해석시스템 개발, 서울대학교 박사학위논문.

권현웅, 2009. 파워흐름해석법을 이용한 진동소음 완전연성 해석 시스템 개발, 서울대학교 박사학위논문.

## **Abstract**

### **Extended study on energy flow analysis for ship cabin noise in the medium-to-high frequency ranges**

**Tae-Gyoung Kim**

**Naval Architecture & Ocean Engineering**

**The Graduate School**

**Seoul National University**

Since energy flow analysis uses the space-time averaged energy density and intensity, it is an analysis method suitable for vibration and noise analysis in the medium-to-high frequency ranges, unlike the traditional analysis methods based on displacement and pressure. Numerical analysis techniques such as the finite element method and the boundary element method can be easily applied because the governing equation of energy flow analysis has the form of a second-order partial differential equation. Energy flow analysis uses finite element method and boundary element method to obtain the solution of the governing equation, and are effective in the vibration analysis and noise analysis of complex structures, respectively.

In this paper, acoustic energy flow model for sound absorbing materials widely used for cabin noise control is developed. Unlike existing acoustic energy flow models for low-damping acoustic media (air and water), loss factors for high-damping media are newly defined using the complex acoustic properties of sound absorbing materials, and the energy governing equation is derived. The usefulness of application and verification for sound-absorbing structures are confirmed by comparing the developed acoustic energy flow analysis, finite element method, and measured values.

A hypersingular integral of the energy flow governing equation is derived to solve the boundary energy discontinuity problem in the analysis of a multi-layered silencer composed of air and sound absorbing material. An acoustic energy flow model for sound absorbing materials and hypersingular integral equation are used to analyze the noise of lined ducts for ships, and the analysis procedure is established through comparison with measured values. Through the established analysis procedure, the noise performance estimation formulas for the previously unpredictable range are derived. For the analysis of a silencer with a complex shape such as a splitter silencer, a FE-EFA hybrid model of the finite element method and the energy flow analysis method is presented. Validation and the design optimization of the splitter silencer are performed, and the optimization procedure for splitter silencers is established using the analysis procedure and genetic algorithm(GA).

A study is conducted for cabin noise analysis and design. We developed an energy flow analysis that reflects direct field effects, which have not been considered in the existing analysis model. We investigated the relationship between direct fields and the reverberation fields on the boundary of an indoor space by applying the concept of geometrical acoustics. Noise measurement is performed in the actual ship cabin, and comparison with the predicted results is performed. A well-matched result is obtained and verification is completed, and based on the established analysis procedure, design studies are conducted to minimize cabin noise.

**Keywords:** Ship cabin noise, Energy flow analysis, HVAC system noise, Noise analysis for silencers

**Student number: 2014-21824**