

## 반응표면법을 이용한 진동-음향 연성계의 흡음재 최적배치

### Optimum Allocation of Sound Absorbing Materials in a Vibroacoustic System using Response Surface Methodology

홍도관<sup>1</sup>, 백황순<sup>2</sup>, 우병철<sup>1</sup>, 안찬우<sup>3,✉</sup>  
Do Kwan Hong<sup>1</sup>, Hwang Soon Baek<sup>2</sup>, Byung Chul Woo<sup>1</sup> and Chan Woo Ahn<sup>3,✉</sup>

<sup>1</sup> 한국전기연구원 전동력연구 센터 (Electric Motor Research Center, Korea Electrotechnology Research Institute)

<sup>2</sup> (주)위니아만도 연구소 시스템 개발팀 (System Development Team of Research Lab, WiniaMando Inc)

<sup>3</sup> 동아대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Dong-A University)

✉ Corresponding author: cwahn@dau.ac.kr, Tel: 051-200-7643

Manuscript received: 2011.2.15 / Accepted: 2011.6.18

*Statistical optimum methodology of table of orthogonal array, ANOM, ANOVA and RSM are applied to formulate optimum allocation design with design variables. It can be minimized average SPL of control volume, the objective function in closed system by optimal allocated positions of absorbing material. Structural natural frequency and acoustic natural frequency of cavity are analyzed by FEM and BEM in the closed system. Using BEM, average SPL of specific control volume is calculated according to the condition before using absorbing material and after using it. It is shown that noise is reduced by 5.02dB<sub>RMS</sub> by absorbing material located at optimal position and minimum 1.83dB<sub>RMS</sub> and maximum 3.47dB<sub>RMS</sub> by the table of orthogonal array.*

Key Words: Response Surface Methodology (반응표면법), Vibroacoustic System (진동-음향 연성계), Passive Noise Control (수동소음제어), Sound Absorbing Material (흡음재)

#### 1. 서론

소음제어의 필요성은 소, 중형 실내 공간, 기계 구조물의 하우징, 인공위성 내부 그리고 자동차, 선박, 항공기와 같은 운송기계에서 소비자의 요구와 환경에 대한 인식이 커지면서 점점 중요한 문제로 부각되고 있다. 따라서 실제 소음의 발생원과 그 전달 경로를 규명하고자 하는 많은 연구가 진행되었다.<sup>1-3</sup> 진동-음향 연성계에 대한 소음제어는 특정제어공간 또는 전체공간에 대해 소리를 변경할 수 있음을 의미한다. 이러한 소리의 변경은 소리의 크기나 음장을 표현하는 파동방정식의 인자인 음압, 음속 그리고 주파수의 변화에 의해 가능하며 이를 위해서는 소음원을 직접 제어하거나

경계조건의 변화에 의해서만 가능하다는 것을 알 수 있다. 그 중 소리의 전파 경로에 음향스크린을 설치하여 특정주파수 이상의 소음을 차단하거나 음향경계면에 임의의 흡음 특성을 가지는 흡음재를 배치하여 소음을 제어하는 방법을 수동제어라고 한다. 수동제어는 차단막과 흡음재의 사용으로 인해 공간의 활용도가 감소되고 능동제어에 비해 저주파에서 제어능력이 감소하지만<sup>4</sup> 가격대비 제어능력이 높아 경제적이며 넓은 주파수대역과 전역공간에 대한 제어가 가능하다는 이점이 있다. 그 중 흡음재를 이용하는 방법은 음향에너지를 열에너지로 변환하여 소음을 저감시키며 음장의 변화를 이용하여 제어공간의 소음을 적절히 제어할 수 있어 가장 일반적으로 사용되는 방법이다.

최근 효과적인 최적화 기법으로 산업현장에서 많이 적용되고 있는 반응표면법(Response Surface Methodology : RSM)<sup>5-7</sup>은 통계적인 근사 기법으로써 여러 설계변수가 복합적인 작용을 하여 어떤 시스템의 응답을 생성할 때 이들의 관계를 근사 다항식의 형태로 만든 뒤 이를 이용하여 최적화를 수행하는 방법으로 적용된다.

본 연구에서는 진동-음향 연성계의 소음제어를 유연한 면인 평판과 강체벽으로 구성된 공동에 대해 흡음재의 배치를 통한 수동제어의 효과를 최대화시키는 방법에 대한 연구를 수행하였다. 구조부의 진동에 의해 방사되는 소음을 저감시키기 위하여 공동의 경계면에 흡음재를 배치하여 특정 제어 공간에 평균음압레벨을 최소화하고자 하였다. 그러나 실제 흡음재의 임피던스 즉 흡음계수로 대표되는 물성은 사용자가 임의로 조절할 수 없고 선택의 폭이 제한적이다. 따라서 흡음재의 배치위치가 제어에 있어서 큰 영향을 미치는 설계변수가 되므로 흡음재의 위치에 따른 음향제어 특성에 대해 고찰하였으며 평균음압레벨을 목적함수로 정의하고 목적함수가 최소가 되는 흡음재의 최적배치 위치를 구하기 위한 최적설계방법으로 반응표면법을 적용하였다. 향후 생활가전제품인 냉장고 모델은 냉매압축기에서 발생하는 진동에 의해서 바닥면이 조화가진이 되며 내부에 흡음재 배치로 소음 저감을 하고 있어 본 연구의 기법이 실제 모델에 적용 가능한 것으로 판단된다.

**2. 반응표면법**

반응표면법은 여러 개의 설계변수  $x_1, x_2, \dots, x_k$ 가 복합적인 작용을 하여 어떤 반응변수  $\eta$ 에 영향을 주고 있을 때, 이러한 반응의 변화가 이루어는 반응표면에 대한 통계적인 분석방법을 말한다.  $k$ 개의 설계변수에 대한 실제응답  $\eta$ 는 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.<sup>5-7</sup>

$$\eta = F(x_1, x_2, \dots, x_k) \tag{1}$$

대부분의 경우에 실제 응답함수  $F$ 의 근사함수인  $y$ 는 Taylor 급수 전개를 기본으로 하여 1 차 또는 2 차의 다항식 모형으로 나타낼 수 있게 된다. 여기서 2 차 다항식 모형은 다양한 함수의 모양을 표현할 수 있을 뿐만 아니라 근사 다항식의

계수를 쉽게 구할 수 있으며, 상당히 많은 연구에 의하여 그 유효성이 검증되어 있다. 따라서 실제 응답함수  $F$ 와 2 차 근사함수의 관계는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j^2 + \sum_{i \neq j} \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon \tag{2}$$

여기서  $x_1, x_2, \dots, x_k$ 는 설계변수,  $\beta$ 는 회귀계수,  $\epsilon$ 은 응답의 통계적인 오차항으로 평균이 0이고 분산  $\sigma^2$ 을 가지는 정규분포로 가정한다.

따라서 식 (2)의 근사함수로부터  $n$ 개의 실제 관측한 자료에서 추정된 출력값  $y$ 는 행렬의 형태로서 식 (3)과 같이 정리된다.

$$y = X\beta + \epsilon \tag{3}$$

여기서  $X$ 는 설계변수의 행렬,  $\beta$ 는 회귀계수의 벡터,  $\epsilon$ 은 임의의 오차 벡터이다.

한편 식 (3)에서 회귀계수 벡터는 임의의 오차의 제곱합을 최소로 하는 최소자승법을 이용하여 추정한다. 추정된 벡터  $\hat{\beta}$ 는 식 (4)와 같이 표현할 수 있다. 또한  $\hat{\beta}$ 에 의하여 추정된 근사함수  $\hat{y}$ 은 식 (5)와 같다.

$$\hat{\beta} = (X'X)^{-1} X'y \tag{4}$$

$$\hat{y} = X \hat{\beta} \tag{5}$$

여기서 행렬  $X'$ 는 행렬  $X$ 의 전치행렬이다.

**3. 흡음재 배치위치 최적화**

**3.1 설계변수 및 메타모델**

설계변수 영역 내에서 흡음재 최적배치 시 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에 대한 평균음압레벨의 영향을 분석하기 위해서 샘플링을 2, 3 수준의 혼합직교배열표를 이용하여 보다 적은 횟수의 실험으로 2 차 근사다항식을 추정하였다. Fig. 1은 본 연구에 사용된 진동-음향 연성계 모델을 나타내고, 내부 제어공간( $V_C$ )에서의 소음제어를 위한 다공성 흡음재 3 개의 배치위치를 나타내는

흡음재의 중심좌표를 설계변수로 하여 진동-음향 연성해석을 수행하였다.

Table 1 은 설계변수와 수준을 나타낸다. 설계변수는 흡음재 배치면의 중심좌표를 기준으로 하였으며 각 수준간의 차이는 각 설계변수간의 민감도

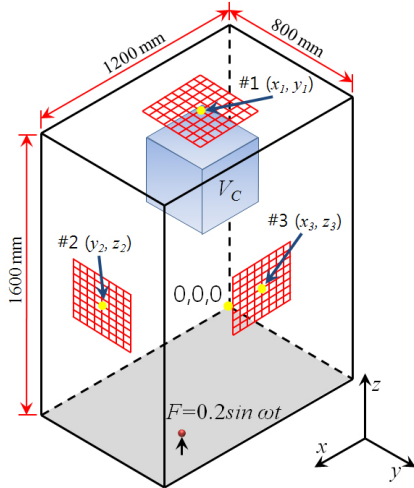


Fig. 1 Six design variables of a vibroacoustic analysis model

Table 1 Design variable and level(center position)

Design variable	Level	1	2	3
Absorbing material position #1	$x_1$	300	600	900
	$y_1$	200	400	600
Absorbing material position #2	$y_2$	200	400	600
	$z_2$	400	800	1200
Absorbing material position #3	$x_3$	300	600	900
	$z_3$	400	800	1200

Unit : mm

Table 2 Mixed orthogonal array table ( $L_{18} 2^1 \times 3^7$ )

No.	Absorbing material position					
	#1		#2		#3	
	$x_1$	$y_1$	$y_2$	$z_2$	$x_3$	$z_3$
1	300	200	200	400	300	400
2	300	400	400	800	600	800
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
17	900	400	200	1200	300	800
18	900	600	400	400	600	1200

Unit : mm

를 파악하기 위하여 모든 설계변수의 변화를 흡음재 중심좌표에서  $\pm 50\%$ 의 변화로 범위를 설정하였다. 3 수준인 6 개의 설계변수의 전조합 해석횟수는 729 회이며 전조합 해석을 모두 수행해야 제어공간의 소음을 최소화 할 수 있는 가장 좋은 최적배치조건을 찾을 수 있게 된다. 그러나 샘플링 방법으로 Table 2 의 총 18 회 혼합적교배열표를 이용하여 수학적 메타모델을 구성하고 최적설계를 수행하게 되면 전조합 해석과 거의 유사한 결과를 얻을 수 있다.

### 3.2 경계요소모델

해석에 사용된 모델은 음향학적으로 강체면과 유연한 면으로 구성된 공동으로 그 크기는  $1200 \times 800 \times 1600\text{mm}$  이다. 또한 제어공간( $V_c$ )의 중심좌표는 (600, 400, 1,000)이며 그 크기는  $400 \times 400 \times 400\text{mm}$  이다. 좌표의 원점은 Fig. 1 에 (0, 0, 0)으로 나타내었다.

공동의 유연한 경계면을 구성하고 있는 평판의 재질은 SS400 이고 두께는 2mm 이다. 평판에 대한 가진은 Fig. 1 의 점  $F$  에서  $F = F_0 \sin \omega t$  의 조화 가진을 수행하였다. 여기서 점  $F$  의 좌표는 (900, 600, 0)이고,  $F_0$  는 가진력의 크기로 0.2N 을 적용하였다. 그리고  $\omega$  는 가진주파수를 나타내며 0Hz 부터 1,000Hz 까지 1Hz 간격으로 조화가진하였다. 공동 내부의 제어공간( $V_c$ )에서 소음제어를 위해 3 개의 경계면에 흡음재료인 다공성 흡음재(격자모양)를 배치하여 흡음재 배치위치에 따른 소음저감 효과를 고찰하였으며 소음저감이 가장 우수한 다공성 흡음재의 최적배치위치를 찾고자 하였다. 공동 내부의 음향매질은 공기이고 유연한 면의 재질은 SS400 이다. 공기와 SS400 의 물성은 Table 3 에 나타내었다.

Table 3 Material properties of air and SS400

Item	Property	Value
Air	Density ( $\rho_0$ )	1.225kg/m <sup>3</sup>
	Sound velocity ( $c$ )	340m/s
SS400	Young's modules ( $E$ )	200GPa
	Poisson's ratio ( $\nu$ )	0.3
	Density ( $\rho$ )	7,820kg/m <sup>3</sup>

### 3.3 흡음재특성

흡음재료 크기는  $400 \times 400\text{mm}$  이고 흡음재의 두께는 BEM 에서 면으로 처리하여 임피던스로 설

정하였다. 주파수에 따른 흡음율 특성은 Fig. 2 에 나타내었으며 주로 건축물 방음에 많이 사용되는 다공성 흡음재이다. 흡음계수는 ASTM E1050 관내법으로 측정된 실험치로 구한 것이다. 진동-음향 연성계 모델의 유연한 평판을 0~1,000Hz 까지 조화가진을 하기 때문에 125Hz, 250Hz, 500Hz 와 1,000Hz 의 흡음계수를 이용하였다. 이 4 가지의 흡음율을 이용하여 신뢰도 98.9%의 흡음계수를 주파수 함수인 근사식으로 나타내었다.

$$\alpha = 0.81097 - 0.77156e^{\left(-\frac{f}{96.591404}\right)} \quad (6)$$

식 (6)의 적용범위는 125~1,000Hz 이고  $f$  는 주파수이다. 본 연구에 적용된 흡음재의 성능커브를 Fig. 2 에 나타내었으며 주파수에 따른 흡음계수를 커브피팅 하였다.

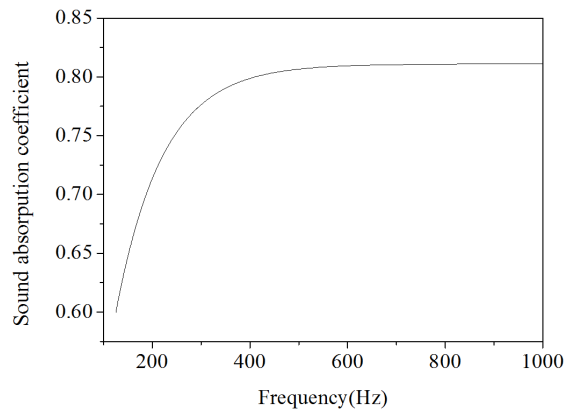


Fig. 2 The absorption coefficient of porous sound absorbing material

진동-음향 연성계 해석모델의 관심 주파수 영역인 200~400Hz 에서 유연한 평판 고유진동수와 내부 공동의 음향 고유진동수 해석을 수행하였다.

유연한 평판의 고유진동수는 Ansys V12 를 이용하여 Modal 해석을 수행하였으며 음향 고유진동수는 Virtual.Lab 을 활용하였다. Ansys 의 Modal 해석 결과를 이용하여 유연한 평판의 조화가진으로 인한 평판의 공진모드에서 구조방사소음에 의한 내부 공동의 음향 고유진동수를 경계요소법 (Boundary Element Method : BEM)으로 해석을 수행하였다.

음향계와 구조계를 독립적인 문제로 취급할 경

우 정확한 결과를 얻기 곤란하다. 그 이유는 박막이나 얇은 평판은 경계에 포함된 밀폐계나 부분밀폐계의 경우 구조계의 진동이 공기와 같은 음향매질을 가진시켜 소음이 발생하고 전달할 뿐만 아니라 반대로 음향매질의 진동이 구조물의 거동에 영향을 줄 수 있으므로 진동-음향 연성해석을 수행하여야 한다.

Table 4 Resonance frequency and SPL of a vibroacoustic model in control volume (range : 200 ~ 400 Hz) without absorbing material

Resonance frequency(Hz)	SPL(dB <sub>RMS</sub> )
218	98.04
253	83.27
260	90.16
287	97.61
316	88.14
345	83.51
357	87.89
366	84.68
380	89.79
395	81.27

Table 5 Average SPL of the control volume (frequency range : 200 ~ 400 Hz)

Experiment No.	SPL(dB <sub>RMS</sub> )
Without absorbing material	79.08
1	76.27
2	76.55
⋮	⋮
17	77.29
18	76.81

Table 4 는 흡음재가 없는 진동-음향 연성계 모델의 유연한 평판을 0.2N 의 힘으로 조화가진 하였을 때 공동의 공명주파수별 모델 내부 제어공간에서의 평균음압레벨을 나타내고 있다. Table 2 의 혼합직교배열표에 나타난 흡음재 배치조합에 따른 진동-음향 연성해석 결과를 Table 5 에 나타내었다. 평균음압레벨의 계산은 제어공간을 유한요소로 만들어서 각 노드에 계산된 음압을 RMS 로 계산하였다. 각 공명주파수별 음압레벨의 평균은 88.44 dB<sub>RMS</sub> 로 Table 5 의 흡음재가 없을 때 제어공간내부에서 200~400Hz 의 평균음압레벨인 79.08dB<sub>RMS</sub>

에 비해서 약 9.4dB<sub>RMS</sub> 이 더 높게 나타났다. 공명 주파수의 음압이 제어공간의 평균음압레벨에 영향을 많이 미치는 것을 알 수 있다.

### 3.4 평균분석

망소특성을 가지는 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에서의 평균음압레벨을 목적함수로 하고 흡음재 각 배치위치(#1)  $x_1, y_1$ , (#2)  $y_2, z_2$  그리고 (#3)  $x_3, z_3$  의 설계변수들이 목적함수에 미치는 영향을 분석하였다. 또한 해석결과로부터 각 설계변수의 수준에 대한 영향을 파악하기 위하여 평균분석을 수행하였다.

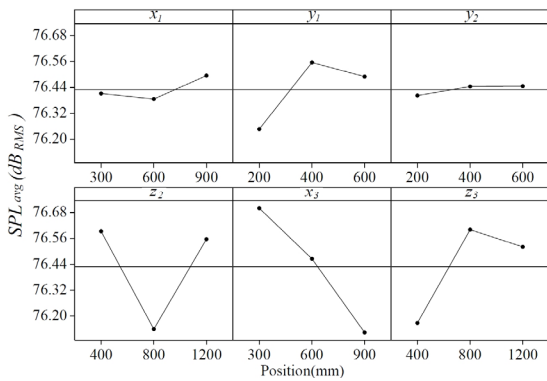


Fig. 3 Main effect for average SPL

Fig. 3 은 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에서의 평균음압레벨에 대한 주효과를 나타내며, 흡음재 배치위치(#1)  $x_1$  과 위치(#2)  $z_2$  는 2 수준에서 음압레벨이 최소가 됨을 알 수 있다. 그러나 흡음재 위치(#1)  $y_1$ , 흡음재 배치위치(#2)  $y_2$  와 흡음재 위치(#3)  $z_3$  는 1 수준에서 평균음압레벨이 최소가 되며, 흡음재 배치위치(#3)  $x_3$  는 3 수준에서 평균음압레벨이 최소가 된다. Fig. 3 의 주효과에 의한 민감한 설계변수는 기울기가 급격한 흡음재 배치위치(#1)  $y_1$ , 흡음재 배치위치(#2)  $z_2$ , 흡음재 배치위치(#3)  $x_3$  와 흡음재 배치위치(#3)  $z_3$  로 나타났으며 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에서의 평균음압레벨에 대한 민감도가 가장 크다고 할 수 있다. 이산설계공간에서는 흡음재 배치위치(#1)  $y_1$ , 흡음재 배치위치(#2)  $y_2$  와 흡음재 배치위치(#3)  $z_3$  는 1 수준, 흡음재 배치위치(#1)  $x_1$  과 흡음재 배치위치(#2)  $z_2$  는 2 수준과 흡음재 배치위치(#3)  $x_3$  는 3 수준으로 조합하게 되면 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간의 평균음압레벨이 최소가 됨을 알 수 있다.

### 3.5 분산분석

Table 6 은 제어공간의 평균음압레벨에 가장 기여도가 높은 설계변수를 알아보기 위한 분산분석 결과를 나타내고 있다. 분산분석은 각 해석을 통해 흡음재 배치위치인 설계변수의 수준변화에 의해서 제어공간의 평균음압레벨 크기를 변화시키는 민감한 설계변수를 분석할 수 있는 방법이다. Table 6 에서 S 는 제곱합,  $\phi$  는 자유도, 제곱합 S 를 자유도  $\phi$  로 나눈 평균제곱 V, 제곱평균을 오차분산으로 나눈 F 및 유의성을 판별하는 P 값 등을 나타낸다. 통계적 신뢰도 95%이내로 민감도가 높은 설계변수는 흡음재 배치위치(#3)  $x_3$ , 흡음재 배치위치(#2)  $z_2$  와 흡음재 배치위치(#3)  $z_3$  의 순서로 나타났으며 흡음재 위치(#1)  $y_1$  또한 신뢰도 약 87% 이내로 민감한 설계변수임을 확인하였다. 흡음재 배치위치(#1)  $x_1$  과 흡음재 배치위치(#2)  $y_2$  는 통계적으로 민감하지 않은 설계변수임을 확인하였다.

Table 6 ANOVA for average SPL

Level		S	$\phi$	V	F	P
#1	$x_1$	0.03845	2	0.01923	0.38	0.700
	$y_1$	0.31749	2	0.15874	3.17	0.129
#2	$y_2$	0.00723	2	0.00362	0.07	0.931
	$z_2$	0.76272	2	0.38136	7.61	0.030
#3	$x_3$	1.00993	2	0.50496	10.08	0.018
	$z_3$	0.63633	2	0.31817	6.35	0.042
Error		0.25053	5	0.05011		
Total		3.02268	17			

D.V. : Design Variable

### 3.6 반응표면법

식 (1)~(5)를 적용하여 평균음압레벨을 근사화하는 2 차 근사 다항식을 메타모델로 Table 7 에 나타내었다. 혼합직교배열표를 통해서 얻어진 각 해석값을 실험샘플로 반응표면법을 이용하여 2 차 근사다항식의 각 항의 계수값을 추정하였다. 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에서의 평균음압레벨의 수정결정계수  $adjust R^2$  은 99.7%로 나타났다. 최적설계를 수행하기 위해 설계변수와 제어공간에서의 평균음압레벨을 나타내는 2 차 근사 다항식을 목적함수로 정의하고 흡음재 배치위치의 최적설계의 문제를 정식화로 표시하면 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

Minimize :  $SPL_{avg}$  (7)

- Constraints :
- $300 \leq x_1 \leq 900$      $200 \leq y_1 \leq 600$   
(absorbing material position #1)
  - $200 \leq y_2 \leq 600$      $400 \leq z_2 \leq 1200$   
(absorbing material position #2)
  - $300 \leq x_3 \leq 900$      $400 \leq z_3 \leq 1200$   
(absorbing material position #3)

Table 7 Approximation 2nd order polynomial of response

Approximation 2nd order polynomial	Coefficient parameter / Polynomial		Coefficient of polynomial
$SPL_{avg} =$ $const + \beta_1 x_1$ $+ \beta_2 y_1 + \beta_3 y_2$ $+ \beta_4 z_2 + \beta_5 x_3$ $+ \beta_6 z_3 + \beta_7 x_1^2$ $+ \beta_8 z_3^2 + \beta_9 x_3^2$ $+ \beta_{10} z_3^2$ $+ \beta_{11} x_1 y_1$ $+ \beta_{12} x_1 y_2$ $+ \beta_{13} x_1 z_2$ $+ \beta_{14} x_1 x_3$ $+ \beta_{15} y_1 y_2$ $+ \beta_{16} y_1 z_2$		Const	76.10861251
	$\beta_1$	$x_1$	0.00226271
	$\beta_2$	$y_1$	0.00316865
	$\beta_3$	$y_2$	-0.0051955
	$\beta_4$	$z_2$	-0.00560979
	$\beta_5$	$x_3$	0.005747
	$\beta_6$	$z_3$	0.00442614
	$\beta_7$	$x_1^2$	0.00000228
	$\beta_8$	$z_3^2$	0.00000399
	$\beta_9$	$x_3^2$	-0.00000491
	$\beta_{10}$	$z_3^2$	-0.00000268
	$\beta_{11}$	$x_1 y_1$	-0.00000479
	$\beta_{12}$	$x_1 y_2$	0.0000046
	$\beta_{13}$	$x_1 z_2$	0.00000073
	$\beta_{14}$	$x_1 x_3$	-0.0000011
	$\beta_{15}$	$y_1 y_2$	0.00000548
$\beta_{16}$	$y_1 z_2$	-0.00000207	

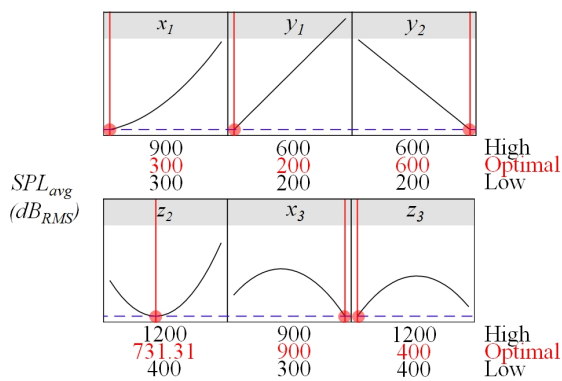


Fig. 4 Result of response optimizer

반응표면법은 설계변수에 따른 반응표면을 그릴 수 있으며, 목적에 따라 반응함수를 최소화 및 최대화되는 최적해를 구할 수 있다. Table 7은 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에 대한 평균음압레벨을 2 차 근사 다항식으로 나타내는 것으로 상수항, 1 차항, 2 차항 및 교차항 등의 계수값을 나타내었다. 변곡점이 존재하는 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에 대한 평균음압레벨의 반응값을 동시에 만족시켜주는 중첩영역 내에서 최적설계점을 찾기 위하여 반응최적설계를 수행하였으며 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 5는 진동-음향 연성계 모델의 제어공간에서 평균음압레벨에 기여도가 높은 유의한 인자인 흡음재위치(#1)  $y_1$ , 흡음재 위치(#2)  $z_2$ , 흡음재 위치(#3)  $x_3$ 와 흡음재 위치(#3)  $z_3$ 을 조합하여 반응표면을 나타내었다.

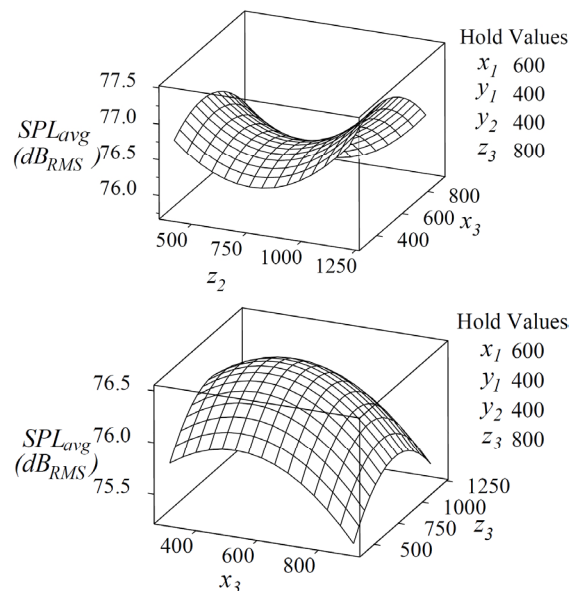


Fig. 5 Response surface of average SPL with effective design variables

이는 앞에서 말한 것과 같이 시스템에 맞는 모델을 결정하며 그 모델의 평균음압레벨을 확인할 수 있다. 이 3 개의 흡음재 위치를 잘 조절해도 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간의 평균음압레벨을 감소시킬 수 있다.

반응표면법을 이용하여 구해진 Table 7의 2 차 근사다항식과 식 (7)의 최적설계 정식화를 통하여 Fig. 4의 흡음재 최적부착위치를 구하였으며 Table 8에 결과를 나타내었다. 반응표면법의 최적화를

통해서 예측된 최적부착위치에서 제어공간의 평균 음압레벨값을 검증하기 위하여 시뮬레이션으로 확인실험을 수행하였다. Table 8 에서 보는 바와 같이 최적화를 통한 최적해인 흡음재의 부착위치일 때 최적해의 예측값과 검증을 통한 해석값이 약 1.1%의 오차로 거의 일치함을 알 수 있다. 200~400Hz 주파수범위에서 흡음재가 없는 모델과 흡음재의 최적부착위치에 배치하였을 때 제어공간의 평균음압레벨을 비교하여 Fig. 6 에 나타내었다.

Table 8 Optimum solution comparison of optimum and simulation model

Design variable	Level	Optimum (predict)	Simulation (verification)
Absorbing material position #1	$x_1$	300 mm	
	$y_1$	200 mm	
Absorbing material position #2	$y_2$	600 mm	
	$z_2$	400 mm	
Absorbing material position #3	$x_3$	900 mm	
	$z_3$	400 mm	
Average SPL of the Control volume( $dB_{RMS}$ )		74.9	74.06

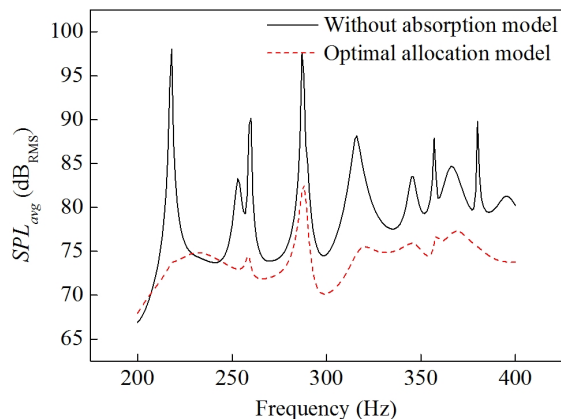
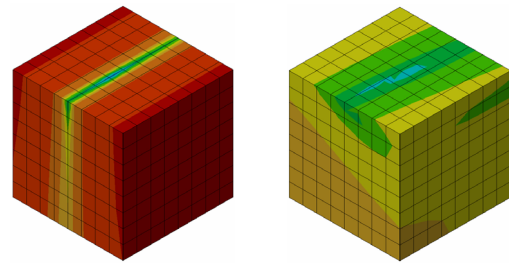


Fig. 6 SPL within the control volume

진동-음향 연성계 모델의 음압변화가 Fig. 6 에서와 같이 공명주파수에서 높은 음압레벨을 가지는 것을 볼 수 있으며, 200~400Hz 사이의 첫 번째 공명주파수인 218Hz 에서 98.04 $dB_{RMS}$  으로 가장 큰 음압레벨이 발생하였다. 흡음재를 최적배치하여 해석을 수행한 결과 218Hz 에서 약 73.67 $dB_{RMS}$  의 음압레벨이 가장 큰 폭으로 감소하였다. 이를 통

해 공명주파수에서 음압레벨이 다른 주파수에 비해 상대적으로 많이 감소된 것을 알 수 있다. 진동-음향 연성계 모델 내부 제어공간에서 음압변화가 큰 공명주파수 218Hz 일 때의 흡음재가 없는 모델과 반응표면법으로 구해진 흡음재 최적배치 모델의 음압분포 결과를 Fig. 7 에 나타내었다. 흡음재가 없는 모델에 비해 흡음재 최적배치 모델의 음압분포가 제어공간 전체적으로 낮게 분포되어 흡음재의 최적배치가 잘 이뤄진 것을 알 수 있다.



(a) Without absorption model (b) Optimum model

Fig. 7 Distribution of sound pressure within the control volume (218 Hz)

#### 4. 결론

본 논문에서는 밀폐계에서 진동-음향 연성계의 음향제어를 위해 강체벽과 유연한 평판으로 구성된 공동의 모델로 공동 내부 특정제어공간의 평균 소음레벨을 최소화 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 밀폐계에서 진동-음향 연성계 모델의 특정 제어공간에서의 평균음압레벨을 최소화하기 위해 목적함수로 설정하고 3 면의 3 개 흡음재의 각 배치위치좌표를 설계변수로 하여 흡음재의 최적배치 설계 문제로 정식화하였다. 샘플링 기법으로 직교 배열표를 적용하여 2 차 근사 다항식의 메타모델을 생성하고 평균분석과 분산분석 및 반응표면법의 통계적인 최적설계가 가능함을 확인하였다.

2) 밀폐계에서 유한요소해석을 통해서 평판의 고유진동수를 구하고 그 결과를 바탕으로 공동의 음향 고유진동수를 분석하였다. 진동-음향 연성계 모델의 흡음재 사용 전과 흡음재 사용 후의 특정 제어공간에서 평균음압레벨은 경계요소법을 적용하여 해석을 수행하였으며 직교배열표 샘플링에서 최소 1.83 $dB_{RMS}$ , 최대 3.47 $dB_{RMS}$  로 감소하였으며, 흡음재가 특정제어공간의 평균음압레벨이 최소가

되는 최적배치위치일 때는 5.02dB<sub>RMS</sub>의 소음저감 효과를 볼 수 있었다.

3) 평균분석과 분산분석 및 반응표면법을 이용하여 진동-음향 연성계 모델 특정제어공간의 평균 음압레벨에 많은 영향을 미치고 있는 흡음재 배치 위치를 나타내는 설계변수의 민감도에 대한 정량적인 통계적 분석이 가능하였다. 이를 통해 만들어진 메타모델인 2 차 근사 다항식으로 예측된 최적값과 검증을 위한 확인실험의 해석값이 0.01%내로 일치하여 통계적인 최적설계가 유효함을 확인하였다.

## 후 기

이 논문은 동아대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌

1. Smith, P. W., "Response and Radiation of Structural Modes Excited by Sound," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 34, No. 2, pp. 640-647, 1962.
2. Finn, J. and Hui, D., "Observations on the Systematic Deviations between the Results of the Conventional Method and Sound Intensity Method of Measuring Transmission Loss," Inter-noise 96, pp. 2719-2724, 1996.
3. Kim, S. H., Ahn, J. H. and Oh, J. E., "Acoustic Radiation Characteristics from Flexible Steel Plate Excited by Acoustic Loading in an Rectangular Enclosure," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 7, No. 3, pp. 457-466, 1997.
4. Beranek, L. L., "Noise and Vibration Control," Institute of Noise Control Engineering, pp. 219-224, 1988.
5. Hong, D. K. and Kim, J. M., "Optimum Design of Maglev Lift System's Electromagnet for Weight Reduction using Response Surface Methodology," The International Journal for COMPEL, Vol. 27, No. 4, pp. 797-805, 2008.
6. Hong, D. K., Woo, B. C., Chang, J. H. and Kang, D. H., "Optimum Design of TFLM with Constraints for Weight Reduction using Characteristic Function," IEEE Trans. Magn., Vol. 43, No. 4, pp. 1613-1616,

2007.

7. Hong, D. K., Woo, B. C., Koo, D. H. and Kang, D. H., "Optimum Design of Transverse Flux Linear Motor for Weight Reduction and Improvement Thrust Force using Response Surface Methodology," IEEE Trans. Magn., Vol. 44, No. 11, pp. 4317-4320, 2008.