

< 논 문 >

직접방사형 스피커의 음향특성 해석 및 설계

Acoustic Analysis and Design of a Direct-Radiator-Type Loudspeaker

김 준 태* · 김 정 호** · 김 진 오***

Jun Tai Kim, Jung Ho Kim and Jin Oh Kim

(1997년 10월 29일 접수 ; 1998년 3월 5일 심사완료)

Key Words : Direct-Radiator-Type Loudspeaker (직접방사형 스피커), Finite Element Method (유한요소법), Boundary Element Method (경계요소법), Taguchi Method (다구찌 실험계획법), Acoustic Frequency Characteristics (음향주파수특성)

ABSTRACT

A systematic procedure for designing a direct-radiator-type loudspeaker has been developed, based on the numerical vibro-acoustic analysis and the Taguchi method. The finite-element model of the speaker cone has been used to calculate the vibration response of the cone excited by the voice coil. The vibration displacement of the speaker cone has been converted into the vibration velocity and used as a boundary condition for the acoustic analysis. The acoustic frequency characteristics of the loudspeaker have been calculated by the boundary element method. The numerical results have been verified by the experiments carried out in an anechoic chamber. Some design parameters have been selected by using the Taguchi method, and the variations of the acoustic characteristics due to the changes of the parameter values have been examined using the numerical model.

1. 서 론

스피커는 음향기에 필수적인 한 부분으로 지난 수십년간 사용되어온 것으로서, 전기에너지를 음향 에너지로 바꾸는 전기 음향 변환기의 일종이다. 그 중 보편적으로 사용되는 직접방사형 스피커는 큰 원뿔형 진동막이 공기와 직접 결합되어 있어, 진동막을 구동하여 공기중에 소리를 발생시키는 것이다⁽¹⁾. 이러한 직접방사형 스피커의 음향성능은 진동막의

진동특성과 직접적인 관련이 있으므로 진동/음향 연성해석에 의해 음향특성을 예측할 수 있다^(2~4).

그런데 지금까지의 스피커 개발 및 설계는 사용되는 소재의 물성, 소리로 변환된 후 전달하는 매체인 공기, 그리고 음질을 평가하는 사람의 관계에서 주관적 평가가 많고 상관관계가 객관화 되어있지 않아서 주로 설계자의 경험에 의존되어 왔다. 이러한 이유로 설계시 제품의 음향특성을 정확히 파악하기가 매우 어렵고, 문제발생시에도 정확한 측정 및 해석을 통한 개선보다는 경험에 근거하는 감각적 개선에 의해 불량요인을 찾고 있는 상황이었다. 이러한 문제점을 해소하고 체계적인 스피커 설계 과정을 확립하고자 본 연구를 하게 되었다.

본 논문에서는 앞선 연구⁽²⁾에서 사용한 수치해석

* 정회원, 삼성종합기술원 수퍼컴응용 Lab.

** 삼성종합기술원 수퍼컴응용 Lab.

*** 정회원, 숭실대학교 공과대학 기계공학과

모델의 형상을 개선하고 물성치를 보완하였고, 이러한 유한요소 모델에 대해서 보이스코일 가진에 따른 스피커 진동막의 진동응답을 해석하고 진동막의 진동변위를 진동속도로 환산하여 음향해석을 위한 경계조건으로 사용하였다. 그리고, 스피커의 음향주파수특성을 경계요소법으로 해석하고, 수치해석 결과를 무향실에서의 실험과 비교하여 검증하였으며, 다구찌 실험계획법⁽⁵⁾에 의해 스피커 설계변수를 선정하고, 수치 모델을 이용해 변수값 변경에 따른 음향특성 변화를 예측하고자 한다.

2. 진동/음향 해석

스피커의 보이스코일 가진에 따른 진동막의 진동응답을 유한요소법으로 해석하고, 진동변위를 진동속도로 환산하여 음향 경계조건으로 적용하여, 스피커에서 방사하는 소리의 음향특성을 경계요소법으로 해석하였다.

2.1 진동 해석

스피커 진동막은 원뿔형 종이막, 먼지 마개, 보빈, 테, 주름막 등의 다섯부분으로 구성되어 있다. 이들의 재질 및 형상에 대해서는 이미 자세히 설명

한 바 있다⁽²⁾. Fig. 1에 보인 바와 같이 종이막, 먼지마개, 테, 보빈을 셸 요소로 형상화하고 주름막을 보 요소로 구성하여 진동 해석의 기본 모델로 사용하였다. 앞선 연구⁽²⁾에서는 탄성지지 역할을 하는 테와 주름막을 스프링 요소로 단순화하여 진동해석을 해보았으나, 감쇠를 제대로 고려하지 않아 음향특성 해석이 부정확하게 되는 단점이 있었기에, 본 연구에서는 위와 같이 개선하였다. Fig. 1의 모델은 실제 제품에 설정되어 있는 곡률형상을 잘 반영하고 있으며, 종이막에 664개, 먼지 마개에 152개, 보빈에 80개, 테에 448개의 요소로 분할되었다. 사용된 셸 요소의 최대 크기는 한변이 7 mm이다. 이는 8 kHz 이하인 해석 주파수 범위에서의 최소 파장 ($340 \text{ m/s} \div 8 \text{ kHz} = 42.5 \text{ mm}$)의 1/6 보다 작아, 진동과 음향 연성해석을 위해 충분히 작은 크기이다.

해석에 필요한 각 요소의 물성치는 밀도와 탄성계수 및 감쇠계수이다. 스피커 진동막을 구성하는 다섯부분 중에서 종이막, 먼지 마개, 테 및 주름막에 대해서는 물성치를 측정하였고, 보빈에 대해서는 그 주성분인 알루미늄의 기존 데이터⁽⁶⁾를 참조하였다. 셸 요소로 모델화 된 종이막과 먼지 마개에 대해서 필요한 물성치는 밀도, 영률(Young's modulus), 포와손 비(Poisson's ratio), 감쇠계수(damping factor) 등이다. 밀도는 질량과 부피를 측정하여 구하였고, 포와손 비는 측정이 어려워 약간의 오차를 감수하고 0.3 ± 0.05 로 설정하였다. 영률 측정에는 탄성과 전파속도를 이용하는 미국 H. M. Morgan사의 Dynamic Modulus Tester PPM-5R을 사용하였다⁽⁷⁾. 감쇠계수는 일본 Rhesca사의 Dynamic Viscoelasticity Tester RD-2B를 사용하였다. 수치해석에 사용된 복소동탄성계수(complex dynamic modulus) E' 은 영률 E 및 감쇠계수 η 와 다음의 관계가 있다.

$$E' = (1 + j\eta)E \quad (1)$$

테와 주름막의 탄성계수는 무게를 아는 추를 정하중으로 단계별로 가하면서 처짐을 측정하여 얻은 비례상수로부터 환산하여 구하였다. 이와같이 구하여 사용된 물성치 데이터는 Table 1에 실려있다. 경계조건은 스프링 요소와 연결되는 셸 요소의 절점에서, 축방향에 수직인 면에서의 변위와 회전이 구속되도록 하여 실제 상황을 반영하였다.

유한요소법을 채택한 상용 소프트웨어인 MSC/NASTRAN(ver.68)을 사용하여 스피커 콘의 진동을 해석하였다. 스피커의 실제 사용 상황에서의 진

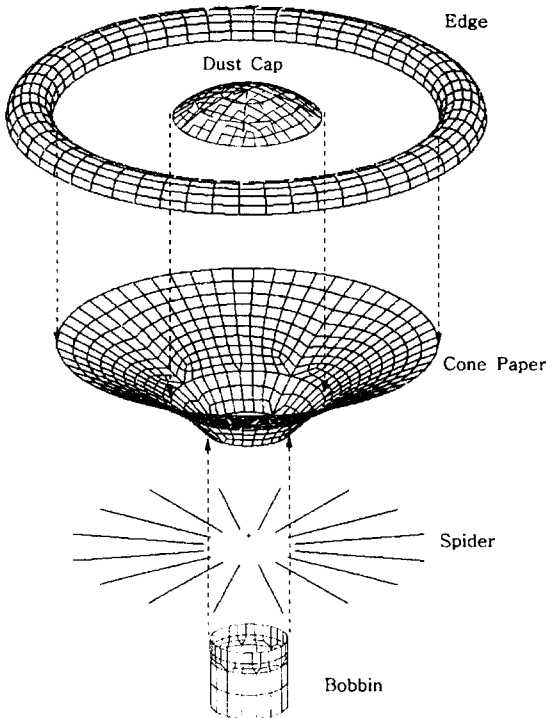


Fig. 1 Finite-element model of the loudspeaker cone.

Table 1 Elastic properties of the parts of the loudspeaker cone

Material properties Parts	Mass density (kg/m ³)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Damping coefficient
Cone paper	473	2.26	0.3	0.05
Dust cap	473	2.75	0.3	0.05
Bobbin	2700	71	0.33	-
Edge	382	0.0335	0.3	-
Spider	2700	0.714	0.3	-

동을 해석하고 음향해석을 위한 경계조건을 확보하기 위하여 보이 코일의 가진에 대한 스피커 콘의 진동 응답을 해석하였다. 실제로는 코일이 감긴 면적에서 바빈의 축방향으로 힘이 분포하는데, 해석시에는 이 부분의 절점들에 힘이 분할되도록 하였다. 보이 코일에는 공급되는 전류에 의해 바빈을 영구 자석에 대해 상대적으로 밀거나 당기는 힘, 즉 가진력이 발생한다. 공극에서의 자속밀도 (B_{gap}) 및 전류 (i)와 가진력(F)의 관계는 다음식과 같다.

$$F = B_{gap} \cdot l \cdot i \tag{2}$$

여기서 l 은 공극 내에서 자장의 영향을 받는 유효한 코일 길이로서 6.55 m이고, B_{gap} 은 미세한 변동을 무시할 때 0.766 Tesla이다. 주파수 별로 측정된 전류의 크기를 식 (2)에 대입하여 계산한 주파수별 가진력은 Fig. 2와 같으며, 대략 250 Hz 부근에서 가진력이 최대가 되는 2차 함수 형태의 분포를 보이고 있다. 이로부터 계산한 주파수별 진동응답 해석 결과는 다음절에서 음향해석을 하는 데에 활용된다.

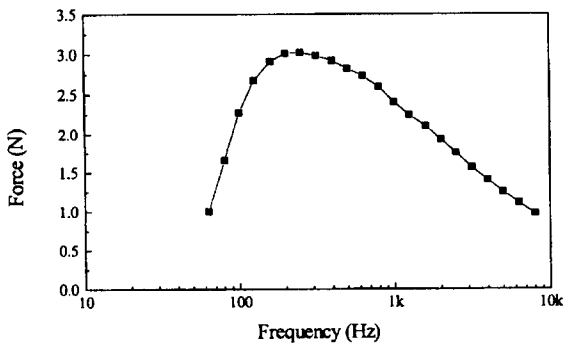


Fig. 2 Exciting force at the bobbin as a function of the frequency.

2.2 음향 해석

앞선 연구⁽²⁾에서 사용한 진동/음향 일방연성(one-way coupling) 해석 방법으로 스피커 음향특성을 구하였다. 앞절에서 진동해석을 수행하여 옥타밴드 중심주파수에서의 스피커 종이막의 진동변위를 산출하였고, 이 결과를 종이막의 수직 입자속도(normal velocity)로 환산하여 음향해석모델의 경계조건으로 설정하였다. 즉, 2.1절의 진동해석 결과로 얻어진 종이막의 진동변위 \vec{u} 는 다음식에 의해서 종이막에 수직한 진동속도 v_n 으로 변환된다.

$$v_n = j\omega \vec{u} \cdot \vec{n} \tag{3}$$

여기에서 \vec{n} 은 콘 페이퍼에 수직한 방향벡터이다.

스피커에서 방사된 소리가 외부공간으로 전파될 때의 음향특성을 계산하기 위하여 경계요소법을 사용하였다. 경계요소법은 유한요소법을 사용할 수 없는 외부음장의 음향해석에 대해서 매우 유용하게 사용된다. 특히, 스피커 박스 내/외부가 공기구멍으로 연결되어 있고, 스피커 보빈 등과 같은 자유 끝단(free edge)과 교차 연결점(junction)이 존재하는 경우에는 변분법(variational method)을 사용한 간접 경계요소법을 사용하여야 한다. 상용 소프트웨어인 SYSNOISE를 이용하여 계산을 수행하였다. 식 (3)의 속도 경계조건을 적용한 음향행렬방정식의 해로서 내/외부 음압 차 ($p^+ - p^-$)와 내/외부 수직성분 음압 도함수 차 $\left(\frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n}\right)$ 를 구하면, 다음식에 의하여 한 지점의 음압 p 를 구할 수 있다⁽⁸⁾.

$$p = \oint_S \left(p^+ - p^- \right) \frac{\partial G}{\partial n} - G \left(\frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} \right) dS \tag{4}$$

여기서 G 는 그린(Green)함수이다.

경계요소 모델은 Fig. 3에 보인 바와 같으며, 좌측 하단부에 공기구멍이 있기때문에 좌우 비대칭이다. 박스를 포함한 전체모델은 1680개의 절점과 1678개의 요소로 이루어지며, 요소의 종류는 8개의 3각형 요소(CTRIA3)와 1670개의 4각형 요소(CQUAD4)이다. 종이막 상의 요소의 크기는 관심주파수 범위(30~8000 Hz)내에서 소리의 최소 파장의 1/6배(약 7 mm) 보다 작게 되도록 분할하였다. 스피커 박스는 강체경계조건으로 가정 하여 약 52 mm의 크기로 요소분할하였고, 가로/세로 각 2 m인 수평면을 400개의 격자점(field point)으로 분할하였다. 주파수특성 해석에서는 스피커 박스로

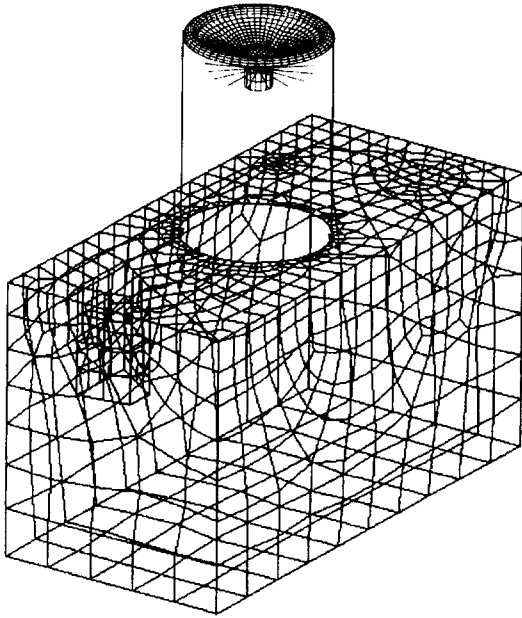
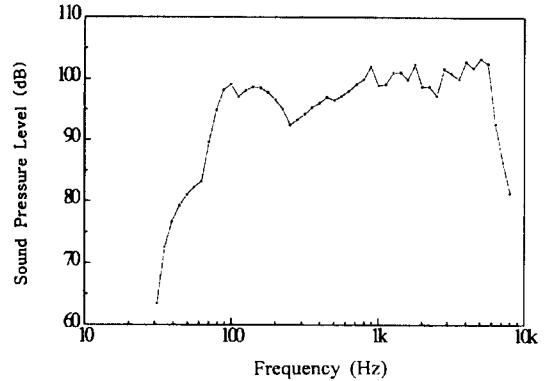


Fig. 3 The boundary element model of the loudspeaker.

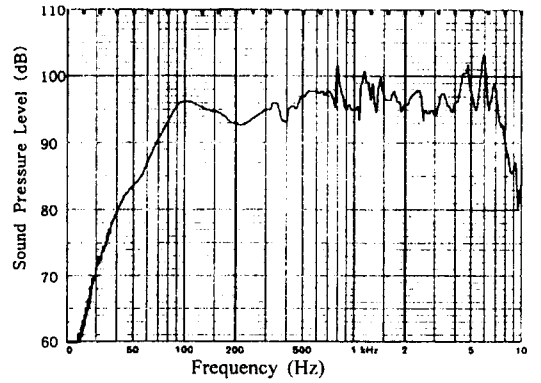
부터 전방으로 1 m 떨어진 지점을 해석과 음압측정의 위치로 선정하였다. 해석에 사용한 공기의 음향물성치는 음속이 343 m/s, 밀도가 1.21 kg/m³이다.

2.3 해석 결과

앞절에서 기술한 방법으로 Fig. 3과 같은 스피커 모델에 대해 음향주파수특성을 계산하고, 앞선 연구⁽²⁾에서 얻은 실험결과와 비교하였다. 옥타브밴드 중심주파수별 강제진동 응답을 스피커 콘 페이퍼의 수직 진동속도 경계조건으로 변환하여, SYSNOISE에서 1/6 보간기법을 사용하여 세부 주파수에 대한 특성해석을 수행하였다. 이와같은 방법을 사용하면 세부 주파수별로 강제진동해석을 할 필요가 없고, 단지 옥타브밴드 중심주파수에 대해서만 강제진동해석을 수행함으로써 계산시간이 대폭적으로 줄어드는 잇점이 있다. 해석대상 위치는 스피커 콘 중심선을 따라 스피커 박스의 앞면으로부터 전방(+Y)으로 1 m 떨어진 지점이다. 이와 같은 해석과정을 거쳐 구해진 주파수특성 그래프는 Fig. 4(a)와 같다. 주파수특성 해석결과인 그래프 형상추이가 Fig. 4(b)의 실험 결과⁽¹⁾와 그 경향이 일치함을 알 수 있다. 본 연구에서 이용한 일방 연성해석 기법은 63 Hz 이상의 주파수영역에서 신뢰할 수 있는 결과를 보여 주고 있다.



(a)



(b)

Fig. 4 The acoustic frequency characteristics of the loudspeaker, i.e., the frequency-dependent sound pressure level at 1m apart from the front face of the loudspeaker: (a) calculated (b) measured.

3. 음향특성 설계

3.1 실험계획법 및 설계변수 선정

다구찌(Taguchi)법이라고도 불리는 실험계획법은 실험에 대한 계획 및 얻어지는 데이터의 분석 방법을 정하여 주는 것으로서, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 방법이다⁽⁵⁾. 데이터의 변화에 영향을 주리라고 생각되는 원인들 중에서 실험에 직접 취급되는 원인을 인자(factor)라고 하고, 인자의 조건을 수준(level)이라고 한다. 인자의 수가 많은 경우

(보통 4개이상)에 주효과(main effect)를 내는 인자 파악과 인자들 간의 교호작용(interaction)을 판단한다. 인자들 간의 교호작용 중에서 기술적으로 보아서 실현가능성 있는 두개 인자 간의 교호작용을 검출하고, 가능성 없는 두개 인자 교호작용 및 고차의 교호작용을 희생시켜서, 실험횟수를 적게 할 수 있도록 만들어 놓은 표가 직교 배열표이다.

N수준계의 직교 배열표의 유형은 다음과 같이 표현된다⁽⁵⁾.

$$L_{N^m} (N^{(N^m-1)/(N-1)}) \quad (5)$$

여기서 m 은 2이상의 정수이고, N^m 은 직교배열표의 행의 수로서 실험 횟수이고, $(N^m-1)/(N-1)$ 은 직교배열표 열의 수로서 변수의 갯수를 나타낸다. 그리고 $(N-1)$ 은 인자의 자유도이다. 인자의 현재 값을 기준으로 큰쪽과 작은 쪽을 비교하고자 할 때, 즉 자유도가 2일때에는 3수준계의 직교 배열표가 활용된다. 본 연구에서는 여러 설계변수들의 영향과 각 수준들을 분석하기 위하여 $N=3$, $m=3$ 으로 하여 $L_{27}(3^{13})$ 형 직교 배열표를 사용하였다. 이때 열의 수는 13이고, 총 실험횟수는 27이다.

13개의 열 중에서 오차항 2개를 제외하고 11개에 대하여 설계변수를 선정하여 Table 2에 나타내었다. 이 변수들은 서로 독립적이라고 전제하였다. 여기서 각 변수값의 범위는 제품 생산에 사용되는 각 구성 요소들의 수치의 범위를 정리한 것이다. 이렇게 정해진 변수값은 실제 제품에서 사용되는 각각의 변수들의 범위를 반영하는데, 해석시에 이들이 조합된 상태에서는 비현실적인 제품형태가 발생할

수도 있으나 각 변수의 기여량을 판별하기 위한 용도로는 무방하다.

3.2 설계변수값에 따른 음향주파수특성

각 설계변수가 음향특성에 기여하는 정도를 파악하기 위하여, 실험계획법에 따라 $L_{27}(3^{13})$ 형 직교 배열표를 Table 3과 같이 구성하였다. 1열부터 11열까지의 각 열에 하나씩의 스피커 설계변수를 배치시키고 12열과 13열은 오차의 열로 선택하였다. 표 안의 1, 2, 3은 각 변수들의 수준을 의미한다. 이와 같이 직교 배열표의 실험번호 순서에 맞는 스피커 해석 모델을 27가지로 구성하였고, 각 모델에 대한 음향 주파수 특성을 2절에 설명한 방법으로 해석하였다. 이때의 해석 주파수 값들은 31.3 Hz 부터 8000 Hz 까지의 범위에서 1/6 옥타브 밴드이다.

27개 모델에 대한 음향 해석 결과는 Fig. 5와 같다. 여기서 전체적인 음압의 범위는 20 ~ 120 dB 인데, 200 Hz 이하의 저 주파수 대역과 3000 Hz 이상의 고 주파수 대역에서 그 특성 형상이 서로 많은 차이를 보이고 있다. 이러한 것은 200 Hz 이하의 저 주파수 대역이 주로 각 모델의 1차 진동 모드에 해당되는 영역이므로 설계 변수 변경에 따른 모델의 기하학적 변화와 진동 특성 변화로 인하여 나타나는 음압의 형태 변화라고 분석된다. 또한, 3000 Hz 이상의 주파수 영역은 스피커의 음향 발생 신호의 평면파 영역을 크게 벗어난 고차 모드 성분에 해당된다. 따라서, 스피커의 설계 변수 변화에 대하여 대단히 민감하게 반응하는 고 주파수 대역이므로 27가지의 해석 모델에 대하여 많은 음압 변화의 패턴을 보이고 있다. 200 Hz ~ 3000 Hz 대역에서의 음향 주파수 특성은 각 경우에 그 형태가

Table 2 Selection of design parameters and their values.

Parameter	Unit	Level 1	Level 2	Level 3
A	mm	15	26	40
B	mm	54	100	146
C	mm	13.2	24.0	36.0
D	mm	60	120	190
E	mm	3.1	5.0	7.12
F	mm	3.1	5.0	7.12
G	mm	0.20	0.40	1.00
H	mm	0.20	0.50	0.90
I	GPa	1.579	2.257	2.934
J	GPa	0.0234	0.0335	0.0436
K	-	0.035	0.050	0.065

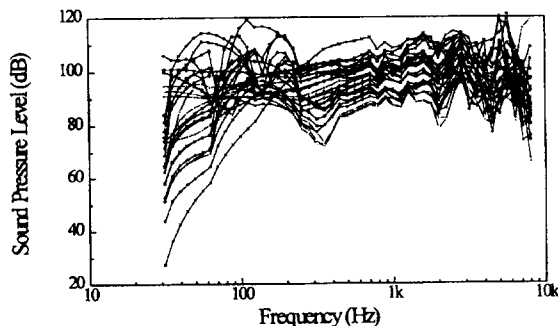


Fig. 5 The acoustic frequency characteristics calculated for the twenty-seven models of Table 3.

Table 3 Orthogonal array table of $L_{27}(3^{13})$ type and target values (Eq. 6) for each set of parameter level.

Set No.	Design parameter level												SPL (dB)		Target value y	
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	Error L M	Average	Std. dev.		
	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1					1
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	92.90	3.429	0.292
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	93.64	4.735	0.211
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3	103.9	4.128	0.242
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	101.0	8.070	0.124
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2	97.20	5.558	0.180
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2	101.0	12.15	0.082
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3	103.1	5.612	0.178
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1	99.51	5.162	0.194
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	88.07	5.331	0.188
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1	92.56	7.310	0.137
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2	92.78	4.548	0.220
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2	94.08	5.025	0.199
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3	102.2	5.624	0.178
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1	96.80	4.598	0.218
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1	101.0	7.808	0.128
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2	102.8	6.552	0.153
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	105.5	5.802	0.172
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2	86.82	5.674	0.176
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3	86.45	5.739	0.174
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1	90.31	6.271	0.159
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1	98.49	6.391	0.156
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	96.09	6.366	0.157
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3	98.10	5.559	0.180
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3	104.1	6.718	0.149
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1	96.80	5.084	0.197
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2	102.6	4.673	0.214

비슷하게 나타나며, 각 모델의 특성에 기인한 국부적인 굴곡 현상이 보이고 있다. 본 연구에서 활용한 직교 배열표의 27가지 모델들은 각 설계 변수가 동시에 변화하는 모델이기 때문에 Fig. 5의 형태 분석만으로는 각 설계 변수 변화에 따른 음향 주파수 특성을 비교하기가 매우 어렵다. 따라서, 분산 분석을 통한 통계적인 접근 방법이 필요하다.

3.3 통계적 분석

스피커를 설계함에 있어서 음향특성의 목표 주파수 특성 곡선이 주어졌을 때, 여러 설계변수들의 목표 달성 기여량(contribution)을 파악하고 최적 배열 조합을 찾는 과정이 필요하다. 본 연구에서는 스피커 본체의 저주파수 한계(low cut-off frequency)를 고려하여 분석 주파수의 범위를 80 ~ 5660 Hz로 설정하여, 모두 38개의 1/6 옥타브 밴드 중심 주파수에서 분산 분석을 수행하였다. 정량적인

분산 분석을 위한 목표값(target value)으로, 본 연구에서는 다음과 같이 각 중심주파수 x_k ($k=1, 2, \dots, n$; $n=38$)에서의 해석모델의 음압레벨 $f(x_k)$ 와 목표 주파수 특성 곡선의 음압레벨 $g(x_k)$ 간의 차이에 대한 표준편차의 역수를 설정하였다.

$$y_i = \left[\frac{\sum_{k=1}^n (f(x_k) - g(x_k))^2}{(n-1)} \right]^{-1/2}; \quad i=1, 2, 3, \dots, 27 \quad (6)$$

특히 목표 주파수 특성 곡선을 분석 주파수범위 내에서의 수평선 형태로 정하여, 다음과 같이 음압레벨의 평균값으로 설정하였다.

$$g(x_k) = \sum_{i=1}^n \frac{f(x_i)}{n} \quad (7)$$

27개 해석모델에 대하여 계산된 목표값 y 가 Table

Table 4 Statistical analysis for the acoustic frequency characteristics in Fig. 5 and Table 3

		Function of y													y
	Level	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	
Sum	1	1.793	1.847	1.740	1.947	1.611	1.753	1.635	1.759	1.719	1.622	1.693	1.682	1.603	4.948
	2	1.592	1.634	1.650	1.509	1.589	1.662	1.685	1.780	1.751	1.806	1.539	1.604	1.673	
	3	1.563	1.467	1.559	1.492	1.748	1.534	1.628	1.409	1.478	1.520	1.716	1.661	1.672	
Average	1	0.199	0.205	0.193	0.216	0.179	0.195	0.182	0.195	0.191	0.180	0.188	0.187	0.178	0.183
	2	0.177	0.182	0.183	0.168	0.177	0.185	0.187	0.198	0.195	0.201	0.171	0.178	0.186	
	3	0.174	0.163	0.173	0.166	0.194	0.170	0.181	0.157	0.164	0.169	0.191	0.185	0.186	
Contribution	1	8.7%	12.0	5.5	18.0	-2.3	6.3	-0.8	6.6	4.2	-1.7	2.6	2.0	-2.8	
	2	-3.5	-0.9	0.0	-8.5	-3.7	0.8	2.2	8.0	6.1	9.5	-6.7	-2.7	1.4	
	3	-5.2	-11.1	-5.5	-9.5	6.0	-7.0	-1.3	-14.6	-10.4	-7.8	4.0	0.7	1.4	
Squared sum ($\times 10^{-4}$)		-	80.8	-	147.8	-	-	-	96.8	49.3	46.8	-	126.6		
V ($\times 10^{-3}$)		-	40.4	-	73.9	-	-	-	48.4	24.7	23.4	-	Ve = 7.91		
F ₀		-	5.11	-	9.34	-	-	-	6.12	3.12	2.96	-	1.00		

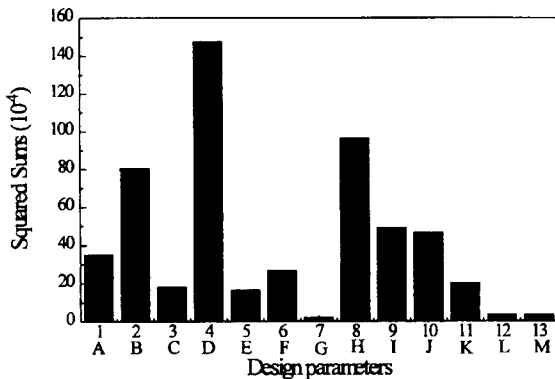


Fig. 6 Comparison of the squared sums (Eq.9) of each design parameters.

3에 개재되어 있다.

분산분석의 목적은 각 설계 변수들의 기여량을 산출하고 목표값을 최대로 할 수 있는 최적의 설계 변수 배열을 찾는 것이다. 이를 위하여 각 열(j)의 수준(i)별 목표 값 합 s_{ij} 와 평균 a_{ij} , 각 열의 목표 값 합 S_j 와 평균 A_j 를 다음과 같이 구하여 활용한다.

$$s_{ij} = \sum_{k=1}^9 (y_k)_{ij}, a_{ij} = \frac{s_{ij}}{9}, S_j = \sum_i s_{ij}, A_j = \frac{S_j}{27} \quad (8)$$

목표값을 최대로 하는 최적의 설계 변수 배열을 찾기 위해서는 다음과 같이 각 열의 제곱합 SS_j 를 구하여 그 판단 기준으로 한다.⁽⁵⁾

$$SS_j = \frac{1}{9} \sum_{i=1}^3 (s_{ij})^2 - \frac{1}{27} (S_j)^2 \quad (9)$$

각 설계변수에 대해 계산된 제곱합이 Table 4에 기재되어 있다. 이들의 비교는 Fig. 6에 보인 바와 같은데, 변수 D, 변수 H, 변수 B의 순서로 제곱합이 큼을 알 수 있다.

각 설계 변수의 목표값 평균에 대한 수준별 목표 값 평균의 기여량 c_{ij} 를 다음과 같이 정의하였다.

$$c_{ij} = \frac{a_{ij} - A_j}{A_j} \times 100 (\%) \quad (10)$$

식 (10)을 이용해 각 설계 변수의 기여량을 계산하여 Table 4에 기재하였다. 이로부터 수준 변화에 따른 목표값의 변화 추이를 알 수가 있다. 즉, 기여량의 (+)값들은 목표값을 증대시키고 (-)값들은 감소시킨다. 따라서, 설계자가 목표값을 최대로 하기위해서, 여러 설계 변수의 기여량을 분석한 후에 그 기여량 순위에 따라 설계 변경을 수행하면 많은 시행 착오와 인력/경비를 절감할 수가 있다. 가령 변수 B에서는 수준1 (D1)이 목표값을 증대시키는 데에 가장 크게 기여하고, 변수 H에서는 수준2 (H2)가 가장 크게 기여하며, 변수 K에서는 수준3 (K3)이 가장 크게 기여한다.

이와 같은 결과들의 통계적 유의성을 찾기위하여, 제곱합의 크기가 상대적으로 작은 설계 변수들의 제곱합(SS_j)과 자유도(φ)를 오차항의 제곱합과 자유도에 각각 합산(pooling)하여 다음 식의 단위 자유도에 대한 제곱 합인 V_j 와 오차의 V_e 에 대한 설계 변수의 V_j 값 비인 (F_0)_j를 계산하고, Table 4에 정리하였다.

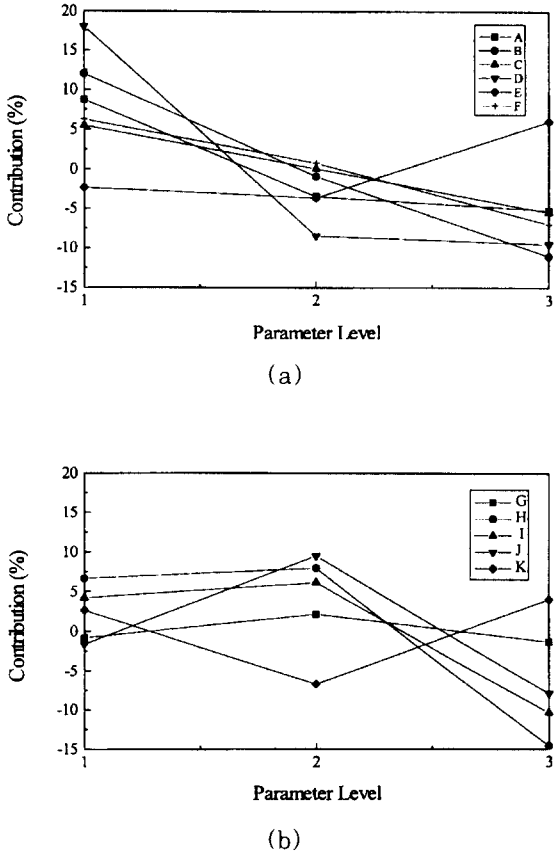


Fig. 7 Contribution of each parameter level to the target value: (a) parameters A, B, C, D, E, F, (b) parameters G, H, I, J, K.

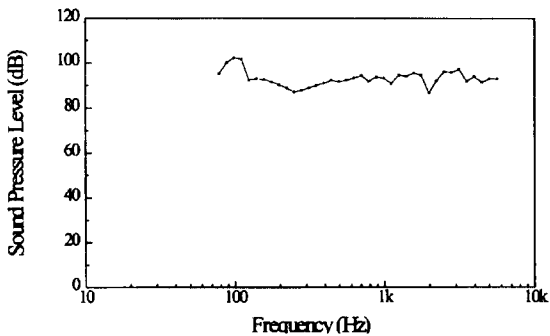


Fig. 8 The acoustic frequency characteristics calculated for the optimally designed model.

$$V_j = \frac{SS_j}{\varphi} \quad (F_0)_j = \frac{V_j}{V_e(\text{오차})} \quad (11.12)$$

10% 오차범위에 해당하는 유의수준 $\alpha = 0.1$ 에서 $F_{2,16,0.90} = 2.67$ 인데⁽⁵⁾, 여기서 F 의 하첨자 2와

16은 각각 분자와 분모의 자유도를 나타내며 하첨자 0.90은 $(1-\alpha)$ 를 뜻한다. 식 (12)에 의해 계산하여 Table 4의 하단에 기재한 F_0 값들은 모두 2.67보다 크므로, 본 통계분석은 90%의 정확성을 갖는 통계적 유의성이 있음을 알 수 있다. 따라서, 90% 예측치 결과는 설계 변수 B, 변수 D, 변수 H, 변수 I, 변수 J가 음향 주파수 특성 곡선의 표준편차를 최소화하는데 기여하는 변수이며 각 설계 변수의 최적 수준은 Fig. 7의 기여량 결과값으로부터 결정할 수 있다. 최적의 설계 변수 배열은 (B1 D1 H2 I2 J2)이다.

이상의 예측 결과를 검증하기 위하여 90%의 최적 설계 변수 배열일 때의 음향 주파수 특성을 계산하여 보았으며 그 결과(Fig. 8)를 Fig. 5의 곡선들과 비교할 때 목표로 하는 음향특성에 근접함을 알 수 있었다. 따라서, 설계 변수 B, D, H, I, J는 목표로 하는 음향 주파수 특성 곡선과의 표준편차를 최소화하는 주요 인자임을 확인할 수 있으며, 각 설계 변수가 동시에 변화할 때의 최적 조건을 찾을 수 있다.

4. 결 론

직접방사형 스피커의 음향특성에 영향을 주는 설계변수를 찾아내거나 설계단계에서 음향특성을 예측하는 기술을 확립하기 위하여, 박스 스피커 제품 한 모델을 대상으로 스피커 콘의 진동과 스피커의 음향특성을 해석하였다. 해석대상의 스피커 콘에 대하여 유한요소 모델을 만들어 3차원 진동해석을 하였고, 스피커 박스를 포함하는 음향모델을 구성하고 진동 해석 결과를 적용하여 경계요소법에 의한 음향해석을 행하였다. 해석 결과로 스피커의 음향 주파수 특성을 구하였고, 무향실에서의 음향실험 결과와의 비교를 통하여 검증하였다.

이와같이 확인된 이론모델에 대하여 설계변수 변경에 따른 음향특성 해석을 수행함으로써, 스피커 설계를 위한 체계적인 과정을 확립하였다. 이러한 해석 및 예측 기술을 스피커 설계시에 활용하면, 스피커의 주파수 특성과 음향성능 등을 실물을 제작하기 전에 파악할 수 있으며, 설계 시간단축과 기술축적에도 큰 기여를 할 것이다.

참 고 문 헌

- (1) Olson, H. F., 1967, "Music, Physics, and Engineering", 2nd Ed., Dover, New

- York, pp.336~342.
- (2) 김정호, 김준태, 김진오, 민진기, 1997, "진동/음향 해석에 의한 스피커의 음향특성 연구", 대한기계학회논문집, 제 21 권, 제 10 호.
- (3) Kagawa, Y., Yamabuchi, T., and Sugihara, K., 1980, "A Finite Element Approach to a Coupled Structural-Acoustic Radiation System with Application to Loudspeaker Characteristic Calculation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 69, No. 2, pp. 229~243.
- (4) Kaizer, A. J. M. and Leeuwstein, A., 1988, "Calculation of the Sound Radiation of a Nonrigid Loudspeaker Diaphragm Using the Finite-Element Method", Journal of the Audio Engineering Society, Vol. 36, pp. 539~551.
- (5) 박성현, 1993, 품질공학(Quality Engineering), 민영사, pp. 165~216.
- (6) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration, Academic Press, London, pp. 8~13.
- (7) ASTM, 1969, "Standard Method of Test for Modulus of a Flexible Barrier Material by Sonic Method", ASTM Standard F89-68, ASTM Book Part 15, pp. 866~873.
- (8) NIT, 1993, SYSNOISE Rev 5.0 Theoretical Manual, Numerical Integration Technologies, Leuven, Belgium, Chapter 4.