

<기술논문>

진동/음향 해석에 의한 스피커의 음향특성 연구

김정호* · 김준태* · 김진오** · 민진기***

(1997년 4월 4일 접수)

Acoustic Characteristics of a Loudspeaker Obtained by Vibration and Acoustic Analyses

Jung Ho Kim, Jun Tai Kim, Jin Oh Kim and Jin Ki Min

Key Words: Loudspeaker(스피커), Finite Element Method(유한요소법), Boundary Element Method(경계요소법), Vibration(진동), Acoustic Characteristics(음향특성), Frequency Characteristics(주파수특성), Directivity(지향성), Sound Pressure Distribution(음압분포)

Abstract

The acoustic characteristics of a direct radiator type loudspeaker has been studied in this paper. The natural modes of the speaker cone vibration analyzed numerically by the finite element method have been verified by comparing them with experimental results. The so-approved finite-element model has been used to calculate the vibration response of the cone excited by the voice coil. The vibration displacement of the speaker cone paper has been converted into the vibration velocity and used as a boundary condition for the acoustic analysis. The frequency characteristics, directivity, and sound pressure distribution 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. The variations of the acoustic characteristics due to the changes of some design parameter values can be examined using the numerical model.

1. 서 론

스피커는 전기에너지를 음향에너지로 바꾸는 전기음향변환기의 일종이며, 일반적으로 두가지 유형으로 분류된다. 하나는 직접방사(direct radiator)형으로서 큰 진동막(diaphragm)이 공기와 직접 결합되어 있는 것이고, 다른 하나는 나팔(horn)형으로서 작은 진동막이 나팔모양의 목부분에 결합되어

있는 것이다.⁽¹⁾ 본 논문의 대상은 직접방사형 스피커로서, 원뿔형의 진동막을 구동하는 것이다. 이러한 직접방사형 스피커의 음향성능은 그 진동막의 진동특성과 직접적인 관련이 있고, 진동막의 구성 요소중 원뿔형 종이막(cone paper)는 스피커의 음향특성에 큰 영향을 미치는 부품이다. 그래서 스피커의 성능을 향상시키기 위한 방안으로서 종이막 재질의 개발이나 종이막 형상의 설계에 많은 노력을 하고 있다.

지금까지의 진동막 개발과정은 사용되는 소재의 물성, 소리로 변환된 후 전달하는 매체인 공기, 그리고 음질을 평가하는 사람의 관계에서 주관적 평

*회원, 삼성종합기술원 수퍼컴응용 Lab.

**회원, 숭실대학교 기계공학과

***삼성전기(주) CAD/CAM연구소

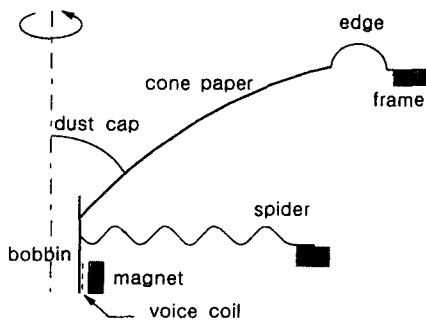


Fig. 1 Cross-sectional diagram of the loudspeaker cone

가가 많고 상관관계가 객관화되어 있지 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 불량률의 요인을 찾고 있는 상황이다. 따라서 종이막에 대한 진동 및 스피커 음향특성을 정확히 예측하여 설계 초기단계에서 스피커 품질을 확보하는 것이 필요하다.

스피커에서의 소리발생은 전기적 신호가 스피커 본체의 보이스코일(voice coil)에 의해 기계적 운동으로 변환되어 원뿔형 종이막에 진동을 가해주고 그 진동이 인접 공기에 전달되어 소리로 전파하는 것이다. 이때, 종이막의 진동과 인접 공기의 진동(즉, 음향)은 상호작용을 한다. 스피커 진동막의 형상은 축대칭으로서 그 단면은 Fig. 1과 같으며 곡률을 갖는 곡선형상이다. 종이막은 펄프를 프레스하여 만들어지는 것으로서, 본 연구대상 스피커의 종이막은 두께가 약 0.4 mm이고 외측원의 반지름이 57 mm이다. 먼지 마개(dust cap)는 종이막과 비슷한 재질이다. 보빈(bobbin)은 알루미늄으로 이루어진 원통 셀로서 반경이 약 13 mm이고, 하단부분에 보이스코일이 감겨있어 전기신호에 의해 종이막에 진동을 가해준다. 종이막의 가장자리를 프레임과 연결시켜주는 테(edge)는 일반적으로 고정테와 자유테의 두종류로 구분되며, 고정테는 종이막과 동일 재질로서 한 몸체로 되어 있는 것이고, 자유테는 종이막보다 훨씬 유연한 재질로서 프레임에 탄성지지해 주는 것인데, 본 연구대상의 스피커는 자유테를 택하고 있다. 주름막(spider)은 합성수지를 동심원의 주름을 갖는 막으로 성형한 것으로서, 진동감쇠보다는 스프링같이 탄성

지지 역할을 하며 보빈의 운동이 축방향으로 직선 운동을 하도록 유도한다.

본 연구의 해석모델인 스피커 진동막의 형상은 축대칭이므로 진동막의 축대칭 진동을 2차원으로 해석할 수도 있다.^(2,3) 이상적으로 스피커가 제작된다면 축대칭으로 재질과 형상이 분포되고 축대칭으로 가진되어 종이막이 축대칭으로 진동해야 한다. 그러나 실제 제작여건상 대칭성을 벗어나게 하는 요인들이 있어 비대칭 진동도 나타나고 있다.⁽⁴⁾ 원형 평판의 진동⁽⁵⁻⁷⁾이나 중공원판의 진동^(7,8) 또는 원뿔형 셀의 진동⁽⁷⁾에서 알 수 있는 바와 같이, 형상이 축대칭이라도 존재하는 비대칭 진동모드를 구하기 위해서는 3차원 해석이 필요하다. 원뿔형 셀의 진동에 대해서는 이론적 해⁽⁷⁾가 구해져 있으나, Fig. 1에 보인 스피커 진동막에서의 진동에 대해서는 이론적 접근이 쉽지 않다. 그 이유는 원뿔형 종이막의 단면이 직선이 아니라 곡선이며, 원통 셀 형태의 보빈이 매달려 있고 경계조건을 고정이나 단순지지 또는 자유단이라고 단순화할 수 없기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 수치해석을 하는 유용한 방법의 하나인 유한요소법을 사용하여 스피커 진동막의 진동을 계산하였으며, 이 방법으로 스피커 종이막의 고유진동모드를 구하고, 보이스코일의 가진에 따른 진동응답을 구하였고, 수치해석의 결과들을 실험으로 검증하였다.

일단 스피커 진동막의 진동을 해석한 후에, 스피커로부터 방사되는 음향특성을 경계요소법을 이용한 진동/음향 연성해석에 의해 구하였다. 이때 구한 스피커 음향특성은 주파수특성, 지향성, 음압분포이다. 실험으로 스피커의 주파수특성과 지향성을 측정하여 해석결과와 비교하였다.

2. 스피커 콘의 진동특성

구조물의 진동특성은 유한요소해석에 의한 고유치 산출이나 모드시험을 행하면 알 수 있다. 다자유도계의 진동모델에 있어서, 각 절점에서의 운동방정식은 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬이며, $\{u\}$, $\{f\}$ 는 절점에서의 변위와 절점에 작용하는 외력을 나타낸다. 절점에서의 변위와 외력을 시간 t 에 대한 조화함수로 생각하여

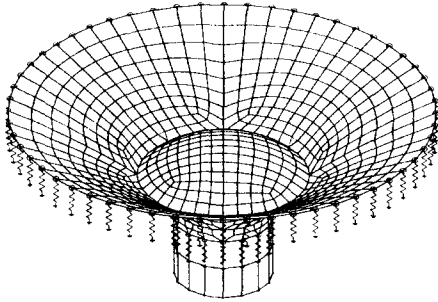


Fig. 2 Finite element model of the loudspeaker cone

$u = U \exp(j\omega t)$ 와 $f = F \exp(j\omega t)$ 로 놓으면, 식 (1)은 다음과 같이 된다.

$$[K + j\omega C - \omega^2 M]\{U\} = \{F\} \quad (2)$$

여기서, $j = \sqrt{-1}$ 이고 ω 는 각주파수이다. 위의 식을 이용하여 강제 진동해석을 수행하면 특정 주파수 ω 에서 콘 페이퍼의 변위응답 $\{U\}$ 를 산출할 수 있다.

2.1 진동해석 모델

2.1.1 유한요소 모델

스피커 진동막은 Fig. 1에 보인 바와 같이 원뿔형 종이막, 먼지 마개, 보빈, 테, 주름막 등의 다섯부분으로 구성되어 있다. 직접방사형 스피커의 진동막의 기본 진동모드는 종이막이 축방향으로 강제운동을 하는 피스톤모드이다.^(9,10) 이것은 종이막과 프레임을 연결하는 테가 스프링처럼 탄성지지의 역할을 하는 것을 의미한다. 탄성지지 역할을 하는 테부분과 주름막을 스프링요소로 단순화하고, 다른 부분들을 쉘요소로 하여 구성한 모델은 Fig. 2와 같고, 이것을 진동해석의 기본 모델로 사용하였다. 테 부분에 56개, 주름막에 16개의 스프링요소가 사용되었고, 종이막과 먼지 마개 및 보빈은 쉘요소(주로 사각형 요소)로 모델화하였다. 이들은 실제 제품에 설정되어 있는 곡률형상을 잘 반영하고 있으며, 종이막에 628개, 먼지 마개에 170개, 보빈에 108개의 요소로 분할되었다. 사용된 쉘 요소의 최대 크기는 한변이 7 mm이다. 이는 8 kHz 이하인 해석주파수 범위에서의 최소 파장(340 m/s ÷ 8 kHz = 42.5 mm)의 1/6 보다 작아, 진동과 음향 연성해석을 위해 충분히 작은 크기임을 확인하였다.

2.1.2 물성치 및 경계조건

해석에 필요한 각 요소의 물성치는 밀도와 탄성계수들이다. 스피커 진동막을 구성하는 다섯부분

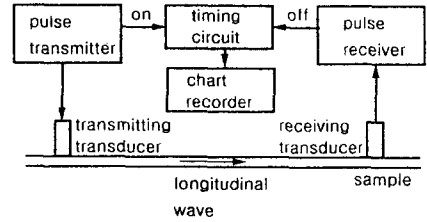


Fig. 3 Schematic diagram of the Dynamic Modulus Tester

중에서 종이막, 먼지 마개, 테 및 주름막에 대해서는 물성치를 측정하였고, 보빈에 대해서는 그 주성분인 알루미늄의 기존 자료⁽¹¹⁾를 참조하였다.

셀요소로 모델화 된 종이막 및 먼지 마개에 대해서 필요한 물성치는 밀도, 영률(Young's modulus), 푸아송비(Poisson's ratio), 감쇠계수(damping factor) 등이다. 측정을 위해 동일 재질과 두께를 갖는 가로 240 mm와 세로 60 mm인 직사각형 평판시편을 만들었다. 질량과 부피를 측정하여 구한 밀도(ρ)는 $473 \pm 23 \text{ kg/m}^3$ 이고, 푸아송비(ν)는 측정이 어려워 약간의 오차를 감수하고 0.3 ± 0.05 로 설정하였다. 영률 측정에는 탄성파에 의한 비파괴평가방법을 사용하였다. 이용된 장치는 미국 Morgan H. M사에서 제작한 Dynamic Modulus Tester PPM-5R이다. 이 장치는 Fig. 3에 보인 바와 같이 구성되어 있고, 종이처럼 얇은 평판에서 두개의 사파이어 트랜스듀서 사이의 종파속도를 측정한다.⁽¹²⁾ 평판형태의 재질의 종파속도(c)가 구해지면 탄성계수와와의 관계⁽¹¹⁾로부터 다음과 같이 영률(E)이 구해진다.

$$E = (1 - \nu^2) \rho c^2 \quad (3)$$

여기서, $(1 - \nu^2)$ 은 종파가 평판에서 전파하기 때문에 곱해주는 항으로서, 이를 고려하지 않으면 일반적인 재질에서 $\nu = 0.25 \sim 0.33$ 이므로 6~11%의 오차를 유발하게 된다. 측정된 종파 속도는 $2,290 \pm 100 \text{ m/s}$ 이다. 이와 같이 하여 구해진 콘-페이퍼의 영률은 2.26 GPa이다. 감쇠계수는 일본 Rhesca사의 Dynamic Viscoelasticity Tester RD-2B를 사용하여 측정하였는데, 시편의 공진주파수 f_r 부근에서 진폭이 극대치로부터 3 dB 감소한 주파수 간의 폭 Δf 를 측정하여 임계감쇠비 $\eta (= \Delta f / f_r)$ 를 구하였다. 이와 같이 얻은 감쇠계수는 0.05이다. 수치해석에 사용된 복소동탄성계수(complex dynamic

Table 1 Elastic properties of the parts of the loudspeaker cone

	Mass density (kg/m ³)	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio	Damping coefficient	Spring constant (N/m)
Cone paper	473	2.26	0.3	0.05	
Dust cap	473	2.75	0.3	0.05	
Bobbin	2700	71	0.33		
Edge					441
Spider					297

modulus) E' 은 영률 E 및 감쇠계수 η 와 다음의 관계가 있다.

$$E' = (1 + j\eta)E \quad (4)$$

테는 종이막보다 훨씬 유연한 재질로 만들어져서, 테의 진동시에 종이막은 상대적으로 강체와도 같다. 따라서, 테를 스프링요소로 모델화 하였으며, 해석을 위해서는 스프링상수값이 필요하다. 같은 이유로 주름막도 스프링요소로 모델화 하였다. 스프링상수값은 무게를 아는 추를 정하중으로 단계별로 가하면서 처짐을 측정하여, 그 비례상수로서 구하였다. 스피커가 작동되는 상황에서 테와 주름막이 선형 탄성영역에 있는 것으로 전제하고, Fig. 2의 유한요소 모델에 보인 바와 같이 선형 스프링 요소들이 원주를 따라 분포하도록 하였다.

사용된 물성치데이터는 Table 1에 실려있다. 경계조건은 스프링요소와 연결되는 셀요소의 절점에서, 축방향에 수직인 면에서의 변위와 회전이 구속 되도록 하여 실제 상황을 반영하였다.

2.2 고유진동모드

2.2.1 해석방법

유한요소법을 채택한 상용 소프트웨어인 MSC/NASTRAN(ver. 68)을 사용하여 스피커 진동막의 고유진동모드를 구하였다. NASTRAN을 이용하여 고유진동을 해석할 때 사용할 수 있는 고유치(eigenvalue) 해석법은 크게 세가지로 분류된다. 첫째는 변환(transformation)방법 또는 축소(reduction)방법으로서 행렬의 요소들이 3줄의 대각선 형태로 정렬되도록 변환하여 고유치들이 쉽게 추출될 수 있도록 하는 것이다. 둘째는 추적(tracking)방법 또는 반복(iteration)방법으로서 행렬요소를 재

정렬하지 않고 반복계산을 통해 고유치를 한번에 하나씩 추출해내는 것이다. 본 연구에서는 이 두가지 방법의 장점들을 택해 혼합한 것으로서, 효율적일 뿐만 아니라 정확성이 높고 대부분의 중형 또는 대형 문제에 선호되는 해법인 Lanczos법을 이용하여 식 (2)의 해를 구하는 고유진동해석을 행하였다.

2.2.2 해석결과

구해진 고유진동모드 중에서 기본모드부터 6개 모드의 모드형상을 Fig. 4에 보였다. Fig. 4(a)의 기본모드 형상은 종이막이 피스톤과 같은 강체운동을 하는 모습을 나타내고 있으며, 이때의 고유진동주파수는 55 Hz임을 보이고 있다. 2차 고유진동주파수 이상의 모드형상들은 직경절선(nodal diameter)을 갖는 모드형상들을 나타내고 있다. 종이막의 고유진동모드형상은 원형평판이나 원뿔형 쉘의 고유진동모드⁽⁷⁾와는 다소 다른 경향을 보이고 있고, 8 kHz 까지의 주파수 범위내에서 최대진동모드를 찾지 못하였다. 고유진동수는 Table 2에 기재하여 다음에 기술하는 실험결과와 비교하였다.

2.2.3 실험방법 및 결과

스피커 진동막의 고유진동수와 모드형상을 실험으로 구하기 위하여 타격해머를 사용하는 방법과 정현파 가진을 하며 주파수를 연속으로 증가시키는 방법을 사용하였다. 실험장치 구성은 Fig. 5에 보인 바와 같다.

타격가진시험은 소형 타격해머(PCB 086C80)로 25개의 지점을 가진하면서, 레이저간섭방식의 광학진동계(Polytec OFV-3000, 502)로 진동응답을 측정하였다. 이때, 보빈부분에 가진이나 감지를 하지 않았으므로 보빈진동은 제외되었다. 측정된 기본모드는 고유진동수 53 Hz이고, 모드형상은 Fig. 6(a)

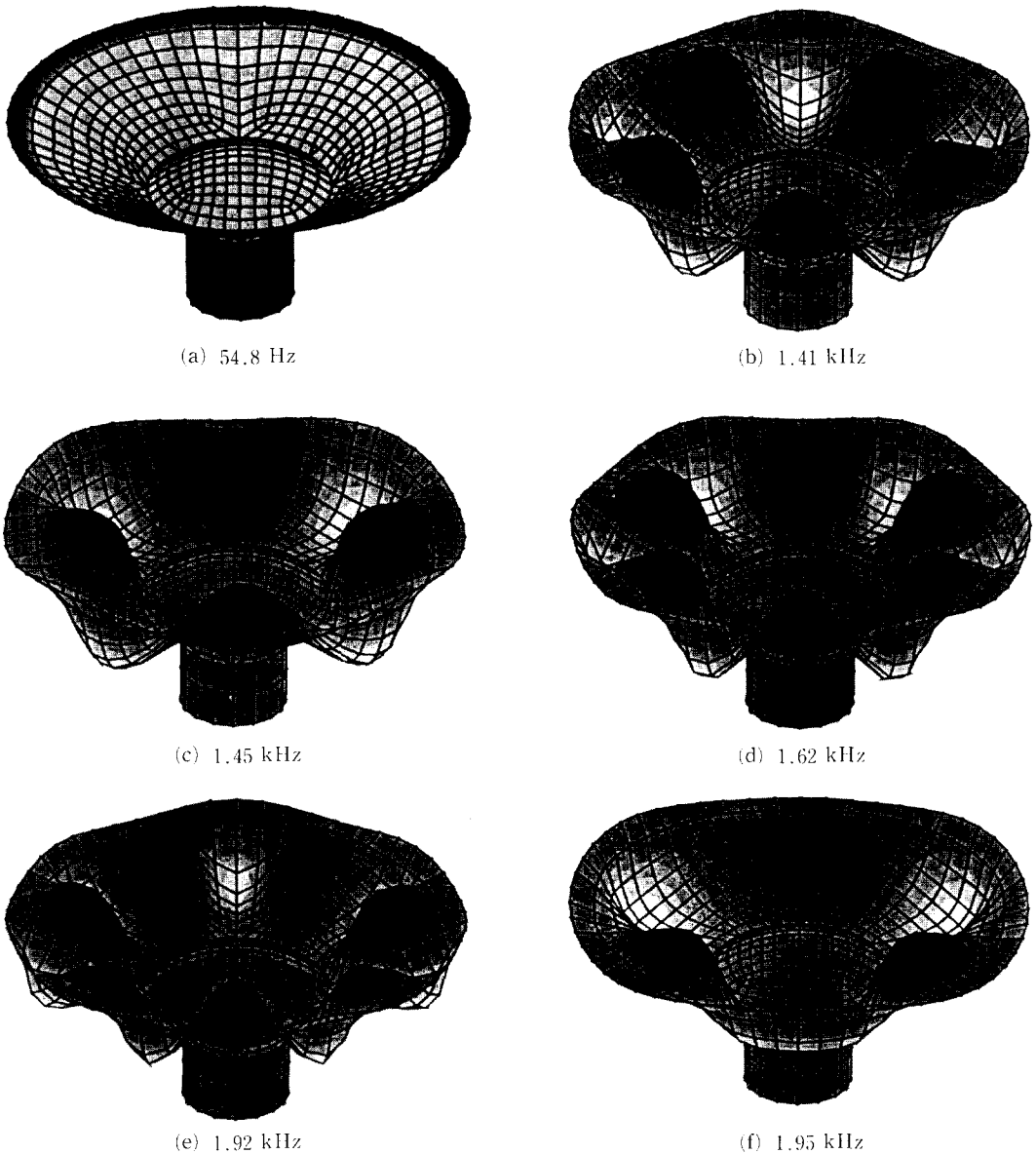


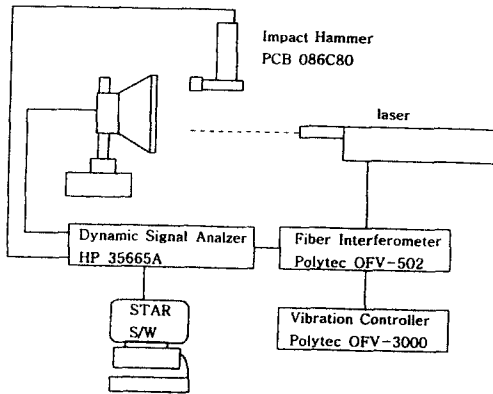
Fig. 4 Mode shapes of the cone obtained by the finite element method

에 보인 바와 같다. 이는 피스톤모드로서 스프링 역할의 테에 얹힌 종이막이 강체와 같이 진동하는 형상이며, 이론해석 결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 이외에도 타격가진시험에서는 해석에서 나타나지 않은 100~1000 Hz 영역의 고유진동모드들이 6 개 구해졌는데, 이는 테의 진동모드들에 의한 것으로서 해석시에는 스프링요소로 단순화시켰기 때문에 나타나지 않은 것으로서 Table 2에는 기재하지 않았다.

타격가진시험으로는 가진력의 한계로 1 kHz 이상의 진동모드를 구할 수 없어서, 비선형성과 고주파대역의 모드측정을 위하여 정현파 가진시험을 행하였다. 즉, 보이스코일에 단일주파수의 전기신호를 보내어 스피커 진동막을 가진하면서 주파수를 연속적으로 증가시켜가며 가진시험을 행하였다.⁽⁴⁾ 여기에는 신호발생기(HP 35665A)와 파워증폭기(B & K 2706)를 사용하였고, 진동응답측정은 광학 진동계를 사용하여 65개의 지점에서 측정하였다. 피

Table 2 Natural frequencies of the speaker cone obtained by the numerical analysis and the experiments

Mode number	Natural frequency (Hz)			
	Numerical analysis	Experiment		
		Test 1	Test 2	Method
1	54.8	53	56	Impact test Sine Sweep Test
2	1409	1430	1410	
3	1454	-	-	
4	1620	-	-	
5	1925	-	-	
6	1948	-	-	
⋮	⋮			
		3380	3350	

**Fig. 5** Experimental set-up for the modal test

스톤모드에 해당하는 기본모드가 관측되었으나 고유진동수의 오차가 커서 배제하였다. 그 외의 진동 모드들은 1 kHz보다 큰 주파수영역에서 나타나고 있고, 타격가진시험에서 나타났던 수백 Hz 범위의 진동모드들은 정현파 가진시험에서는 나타나지 않았다. 그 이유는 종이막에 대한 정현파 가진이 보빈의 코일에 의해서 이루어졌기 때문에 축대칭 원통형태로 가진되어, 비대칭성이 크고 보빈에서 면전에 국한되는 모드는 가진이 효율적으로 되지 않았기 때문으로 판단된다.

측정된 고유진동수들을 Table 2에 기재하여 해석결과와 비교하였다. 종이막의 기본모드와 2차모드의 고유진동수가 잘 일치함을 알 수 있다. 그 이

후의 모드들은 실험에서 충분히 따라가지 못하여 비교가 어렵다. 해석결과와 실험결과를 비교를 통해서 진동해석 모델의 타당성을 입증하였고, 이 모델을 이용하여 다음절에서 강제 진동해석을 하였다.

2.3 코일가진에 의한 진동응답

스피커의 실제 사용상황에서의 진동을 해석하고 음향해석을 위한 경계조건을 확보하기 위하여 보이스 코일의 가진에 대한 스피커의 원뿔형 진동막의 진동응답을 해석하였다. 실제로는 코일이 감긴 면적에서 보빈의 축방향으로 힘이 분포하는데, 해석 시에는 이부분의 절점들에 힘이 분할되도록 하였다. 보이스 코일에는 공급되는 전류에 의해 보빈을 영구자석에 대해 상대적으로 밀거나 당기는 힘, 즉 가진력이 발생한다. 공극에서의 자속밀도(B_{gap}) 및 전류(i)와 가진력(F)의 관계는 다음 식과 같다.

$$F = B_{gap} \cdot l \cdot i \quad (5)$$

여기서, l 은 공극 내에서 자장의 영향을 받는 유효한 코일길이로서 6.55 m이고, B_{gap} 은 미세한 변동을 무시할 때 0.766 Tesla이다. 주파수 별로 측정된 전류의 크기를 식 (5)에 대입하여 계산한 주파수별 가진력은 Fig. 7과 같으며, 대략 250 Hz 부근에서 가진력이 최대가 되는 2차 함수형태의 분포를 보이고 있다. 125 Hz부터 4 kHz까지 옥타브 밴드 중심주파수별 가진에 따른 스피커 진동막의 진동응

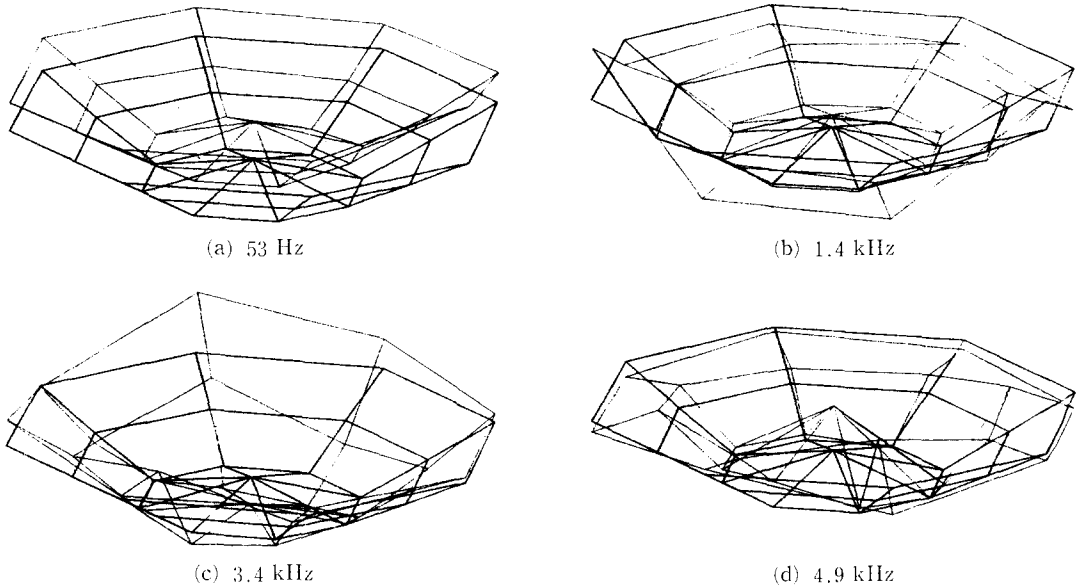


Fig. 6 Mode shapes obtained by the experiment ; (a) impact hammer test, (b)~(d) sine sweep test

답을 계산한 결과를 Fig. 8에 보였다. 이 결과들은 축대칭구조의 진동막이 축대칭 가전력을 받을 때에 나타나는 이상적인 진동형태를 보이고 있다. 진동 응답 해석결과는 다음절에서 음향해석을 하는 데에 활용된다.

3. 스피커의 음향특성

3.1 음향해석방법

구조물의 진동에 의해 소리가 방사될때, 구조물의 진동특성과 음향특성을 각각 구분하여 해석함을 일방 연성(one-way coupling)해석이라 한다. 즉, 구조물에 발생하는 진동의 변위, 속도, 가속도 등이 소리의 방사에 직접적으로 영향을 준다고 생각하며, 이때 발생된 소리가 역으로 구조물의 진동에 미치는 영향은 무시한다. 일방 연성해석기법은, 공기의 부가질량(added mass)효과를 무시할 수 있을 정도로 구조물의 질량이 크거나 진동방사면의 면적이 작은 경우 또는 진동구조물의 음향임피던스가 공기의 음향임피던스에 비하여 상대적으로 매우 큰 경우에 큰 오차없이 사용할 수 있다. 이 방법은 진동해석결과를 음향해석의 경계조건으로 변환하여 이용하는 것으로서, 구조물의 동특성인 모달행렬을 직접 이용하는 쌍방연성(two way coupling)해석방법보다 계산용량과 시간의 대폭적인 단축을 기할

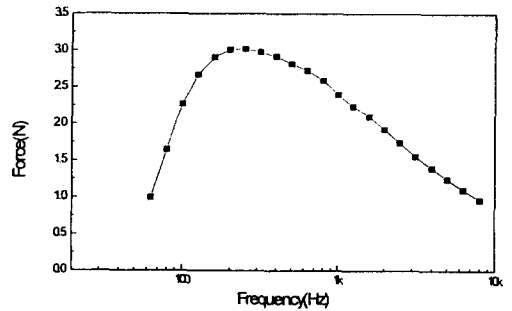


Fig. 7 Exciting force at the bobbin as a function of the frequency

수가 있을 뿐만 아니라, 대상 구조물이 비선형 진동특성을 보일 때에는 비선형 진동응답을 산출하여 음향해석의 경계조건으로 이용하므로 쌍방 연성해석방법보다 해석의 정확성이 있다.

앞절에서 진동해석을 수행하여 옥타브밴드 중심 주파수에서의 스피커 종이막의 진동변위를 산출하였고, 이 결과를 종이막의 수직 입자속도(normal velocity)로 환산하여 음향해석 모델의 경계조건으로 설정하였다. 즉, 앞서 2.3절의 강제 진동해석결과 얻어진 종이막의 진동변위 \vec{u} 는 다음 식에 의해 시 종이막에 수직인 진동속도 v_n 으로 변환된다.

$$v_n = j\omega \vec{u} \cdot \vec{n} \tag{6}$$

여기에서 \vec{n} 은 종이막에 수직인 방향벡터이다.

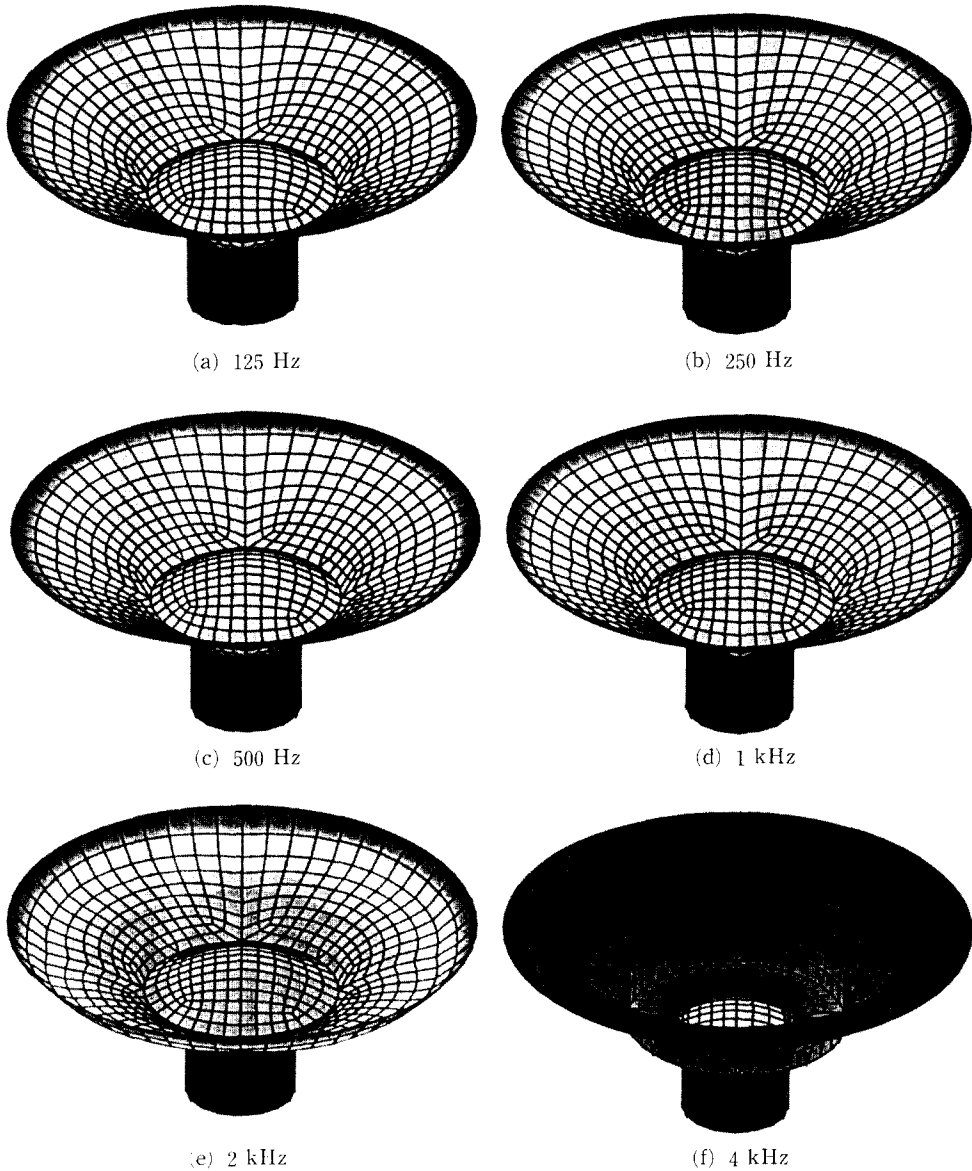


Fig. 8 The calculated vibration response of the cone excited by the voice coil

음향해석기법에 있어서는 SYSNOISE를 이용하여 해석대상의 내/외부 동시해석과 연결점 부위를 고려할 수 있는 간접 경계요소법을 사용하였다. 식 (6)의 속도경계조건을 이용한 간접 경계요소법의 음향행렬방정식은 다음과 같다.⁽¹³⁾

$$\begin{bmatrix} B & C \\ C^T & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma \\ \mu \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ g \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서,

B, C, D : 그린함수 G 와 파동수 k 로 표현되는 항의 면적분

μ : 내외부 음압 차($p^+ - p^-$)와 $-$ 는 외부와 내부 지점을 의미

σ : 내외부 수직성분 음압 도함수 차 $\left(\frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} \right)$

f : 음압 경계조건에 의한 가진력벡터

g : 진동속도 경계조건에 의한 가진력벡터

식 (7)로부터 경계요소에서의 μ 와 σ 를 구하면, 다음식에 의하여 한 지점의 음압 p 를 구할 수 있다.

$$p = \int_s \left[(p^+ - p^-) \frac{\partial G}{\partial n} - G \left(\frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} \right) \right] dS \quad (8)$$

또한 입자속도 v 는 운동량방정식으로부터 유도되는 다음 관계식에서 구해진다.

$$v = -\frac{1}{j\omega\rho} \nabla p \quad (9)$$

3.2 음향해석 모델

스피커에서 방사된 소리가 외부공간으로 전파될 때의 주파수특성과 음압분포를 계산하기 위하여 경계요소법을 사용하였다. 경계요소법은 유한요소법을 사용할 수 없는 외부음장의 음향해석에 대해서 매우 유용하게 사용된다. 특히, 스피커 박스 내/외부가 공기구멍(air hole)으로 연결되어 있고, 스피커 보빈 등과 같은 불구속 끝단(free edge)과 교차연결점(junction)이 존재하는 경우에는 변분법(variational method)을 사용한 간접 경계요소법을 사용하여야 한다.

경계요소 모델은 Fig. 9에 보인 바와 같으며, 좌측 하단부에 공기구멍이 있기 때문에 좌우 비대칭이다. 박스를 포함한 전체 모델은 1680개의 절점과 1678개 요소로 이루어지며, 요소의 종류는 8개의 3각형 요소(CTRIA3)와 1670개의 4각형 요소(CQUA D4)이다. 원뿔형 종이막 상의 요소의 크기는 관심 주파수 범위(30~8000 Hz)내에서 소리의 최소파장의 1/6배(약 7 mm)보다 작게 되도록 분할하였다. 스피커 박스는 강제경계조건으로 가정 하여 약 52 mm의 크기로 요소분할하였고, 가로/세로 각 2 m인 수평면을 400개의 격자점(field point)으로 분할하였다. 주파수특성 해석에서는 스피커 박스로부터 전방으로 1 m 떨어진 지점을 해석과 음압측정의 위치로 선정하였다. 해석에 사용한 공기의 음향물성치는 음속(C_a)이 343 m/s, 밀도(ρ_a)가 1.21 kg/m³이다.

3.3 음향해석 결과

3.3.1 주파수특성

Fig. 9와 같은 상업용 박스 스피커에 대하여 음향 주파수특성을 계산하였다. 이를 위하여 2.3절에서 구한 옥타브밴드 중심주파수별 강제 진동응답을 스피커 종이막의 수직 진동속도 경계조건으로 변환

하여, SYSNOISE에서 1/6 보간기법을 사용하여 세부주파수에 대한 특성해석을 수행하였다. 이와 같은 방법을 사용하면 세부주파수별로 강제 진동해석을 할 필요가 없고, 단지 옥타브밴드 중심주파수에 대해서만 강제 진동해석을 수행함으로써 계산시간이 대폭적으로 줄어드는 잇점이 있다. 해석대상 위치는 스피커 진동막 중심선을 따라 스피커 박스의 앞면으로부터 전방(+Y축 방향)으로 1 m 떨어진 지점이다. 이와 같은 해석과정을 거쳐 구해진 주파수특성 그래프는 Fig. 10과 같다. 주파수특성 해석 결과인 그래프 형상추이가 3.4절에서 설명할 음향 실험결과와 그 경향이 일치함을 알 수 있다. 또한,

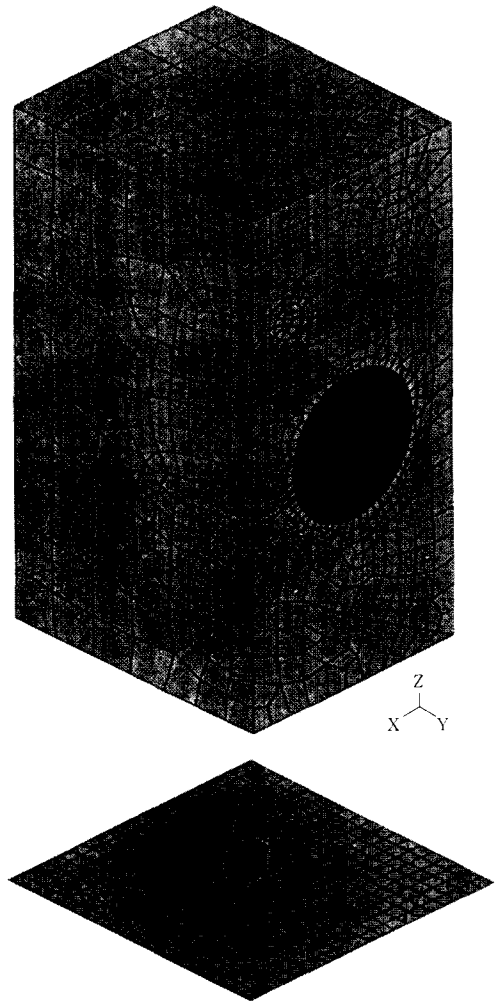


Fig. 9 The boundary element model of the loudspeaker and the field point mesh around the speaker box

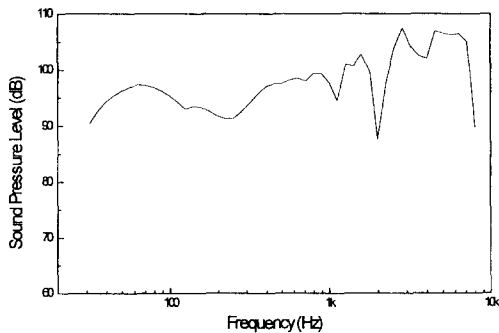


Fig. 10 The frequency characteristics curve calculated for the BEM model

250, 1000, 2000 Hz 등에서 최소값을 보이고 있는데, 그 이유는 스피커 박스 내부공간의 공진 영향으로 인하여 이 주파수대역에서 스피커 전방으로의 방사효율(radiation efficiency)이 떨어지기 때문이다. 본 연구에서 이용한 일반 연성해석기법은 63 Hz 이상의 주파수영역에서 신뢰할 수 있는 결과를 보여주고 있다.

3.3.2 지향성

소리가 방사될때 전파방향에 따른 음압크기의 변화추이를 알기위하여 지향성(directivity)을 계산하였다. 계산지점은 스피커 박스의 앞면 중앙으로부터 거리 1 m 떨어진 수평면 원주상이며, 한바퀴 돌며 5° 간격으로 해석하였다. 옥타브밴드 중심주파수별의 해석결과는 Fig. 11과 같다. 여기서 $q=90^\circ$ 방향이 스피커 앞면방향(+Y축 방향)이다. 각 주파수별의 상대적인 크기 비교를 위하여 50~150 dB를 기준축으로 하였으며, 반시계방향으로 각도 변화축을 설정하였다. 125, 250, 1000 Hz에서는 각 방향으로 균일한 동심원형태를 보이고 있고, 500 Hz 일때는 후면방향으로 한번의 굴곡이 나타나며 좌우대칭 형태를 보이고있다. 2000, 4000 Hz에서의 결과는 각 방향으로 전파되는 형태가 복잡한 방사 형태를 나타내고 있고, 주파수가 증가할수록 그 형태가 복잡해짐을 알 수가 있다. 3.4절에서 설명할 실험결과와 비교하여볼 때 그 경향이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.3.3 음압분포

스피커의 지향특성을 확인하고 각 방향에서의 전파거리 증가에 따른 전파형태를 파악하기 위하여 스피커 박스 외부공간에서의 음압분포를 해석하였다. 스피커 앞면 중앙을 중심으로 가로/세로 각 2

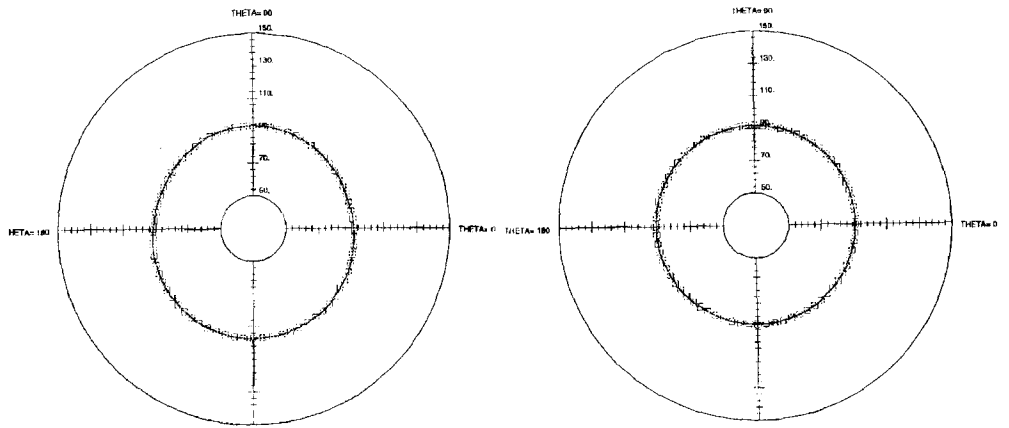
m 인 수평면을 그 대상으로 하였으며, 이 평면 내에 총 400개의 격자점(field point)을 설정하여 각 지점에서의 음압크기를 기준음압 2×10^{-5} Pa 인 데시벨(dB) 단위로 산출하였다. 옥타브밴드 중심주파수에서의 음압분포 해석결과를 Fig. 12에 나타내었다. 63 Hz에서의 음압분포는 스피커 박스의 전면방향(+Y)으로 원형형상의 전파형태를 보이고 있으며, 후면방향(-Y)으로도 넓은 반사회절 형태를 나타내고 있다. 또한, 스피커 본체 최근접위치에서 발생하는 매우 큰 음압은 국부적인 것이며, 감소효과를 고려하면 대폭적으로 줄어들 것으로 생각된다. 125 Hz에서의 음압분포는 넓은 전후방분포를 보이고있고, X방향에 대하여 좌우대칭의 결과를 나타낸다. 250 Hz에서의 음압분포는 동심원을 그리며 각 방향 균일한 형태를 나타내고, 500 Hz에서는 전면방향으로의 음압의 크기가 후면방향보다 상대적으로 높게 나타난다. 1000 Hz에서는 다소 균일한 분포형태를 나타내며, 2000, 4000, 8000 Hz로 주파수가 증가함에 따라 방향에 따른 음압의 굴곡이 심해짐을 알 수 있다.

3.4 음향실험방법 및 결과

상업용 박스 스피커의 주파수특성 및 지향성을 규명하고, 음향해석 모델의 이론해석 결과들과의 비교검토를 위하여, Fig. 13에 보인 장비구성으로 실험을 하였다.

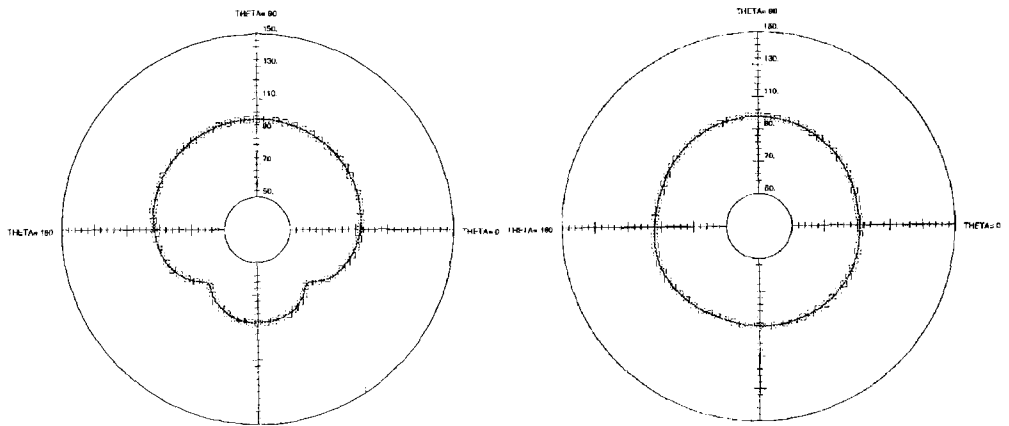
3.4.1 주파수특성

스피커 박스의 앞면에서 1m 떨어진 곳을 측정점으로 하였으며, 한국공업규격(KS C 6027)의 절차에 따라 주파수별 음압을 측정하였다. 측정주파수 범위는 0~8000 Hz 까지로 설정하였으며, 스피커의 비선형 주파수특성의 영향을 고려하기위하여 정현파를 이용한 주파수이동(sine sweep) 측정방법을 택하였다. 측정결과는 Fig. 14와 같은데, 90 Hz 이하의 주파수대역에서 급격히 그 크기가 감소하는 저주파 한계주파수(low cut-off frequency)특성을 보이고 있다. 또한, 7000 Hz 대역의 고주파 한계 주파수를 나타내고 있고, 방사임피던스가 작을때에 음압의 극대값들이 나타나며 구조물과의 공진 발생 시에는 극소값을 보이고 있다. Fig. 14와 Fig. 10을 비교할 때, 주파수특성 실험결과와 해석결과가 경향이 일치함을 알 수 있다. 두 결과의 차이는 진동박의 모델에서 테부분을 스프링으로 단순화한 것에 주로 기인한다고 판단되므로, 이 부분에 대한 연구



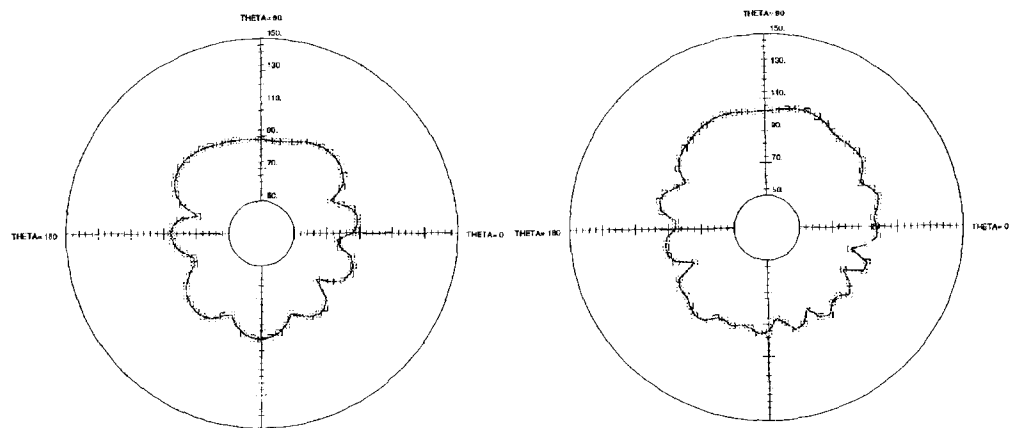
(a) 125 Hz

(b) 250 Hz



(c) 500 Hz

(d) 1 kHz



(e) 2 kHz

(f) 4 kHz

Fig. 11 The calculated directivity around the speaker

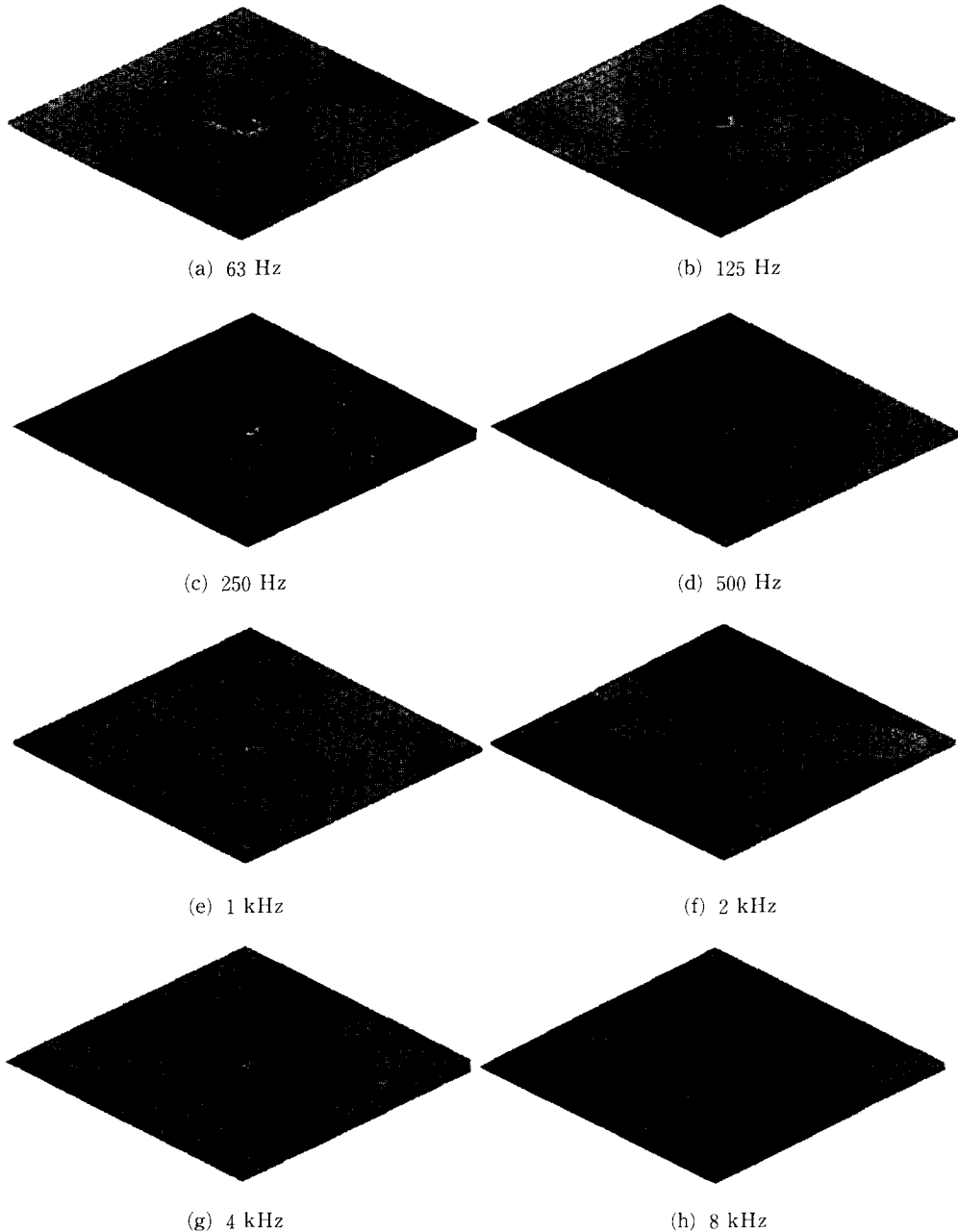


Fig. 12 The sound pressure distribution calculated for the exterior of the speaker box

가 계속되어야겠다.

3.4.2 지향성

스피커의 지향특성을 실험하는 일반적인 방법⁽¹⁴⁾에 따라, 측정대상물을 360° 회전이 가능한 회전판(turn table) 위에 설치하고 회전판을 360° 회전시키면서 1 m 떨어진 측정점에서 음압의 크기를 측

정하였다. 지향성 실험결과를 Fig. 15에 보였다. 여기서는 0° 방향이 스피커 앞면방향이다. 500 Hz 이하의 주파수 대역에서는 동심원에 가까운 무지향성을 보이고 있고, 1000, 2000, 4000 Hz 등의 고주파대역에서는 방향에 따라 음압의 크기가 다른 지향특성을 나타내고 있다. Fig. 15와 Fig. 11을 비교

할 때, 1000 Hz의 경우를 제외하고는 지향성 실험 결과와 해석결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 1000 Hz에서 지향성 해석결과와 다소 차이를 보이는 것은 실제 스피커 박스의 공기구멍 형상이 해석모델과 같이 단순하지 않고 입체적으로 복잡하여 일부 주파수 범위에서 산란현상이 나타나는 것을 해석에서 반영하지 못했기 때문인 것으로 추측되나, 좀더 연구가 진행되어야겠다.

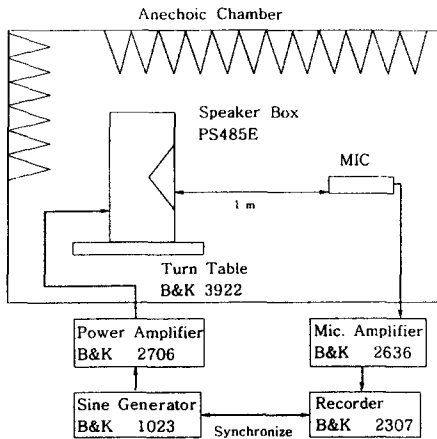


Fig. 13 Experimental set-up for the acoustic test.

4. 결론

직접방사형 스피커의 음향특성에 영향을 주는 설계변수를 찾아내거나 설계단계에서 음향특성을 예측하는 기술을 확립하기 위하여, 박스 스피커 제품한 모델을 대상으로 스피커의 원뿔형 진동막의 진동과 스피커의 음향특성을 해석하였다. 해석대상의 스피커 진동막에 대하여 종이막과 보빈을 필요요소로 하고 테와 주름막을 스프링요소로 하는 진동 모델을 만들어 유한요소법에 의한 3차원 진동해석을 하였고, 스피커 박스를 포함하는 음향모델을 구성하고 진동해석결과를 적용하여 경계요소법에 의한 음향해석을 행하였다. 해석 결과로 종이막의 진동특성, 스피커의 음향 주파수특성과 지향성 및 음압분포 등을 구하였다. 해석된 진동/음향특성을 레이저 간섭계를 사용한 진동모드 시험과 무향실에서의 음향실험을 통하여 검증하였다.

본 연구결과 얻어진 스피커 진동/음향특성은 다음과 같다.

첫째, 스피커 진동막의 1차 진동모드는 알려진 바와 같이 원뿔형의 종이막이 강제운동을 하는 피스톤모드이다.

둘째, 스피커의 방사효율을 높이기 위해서는 가

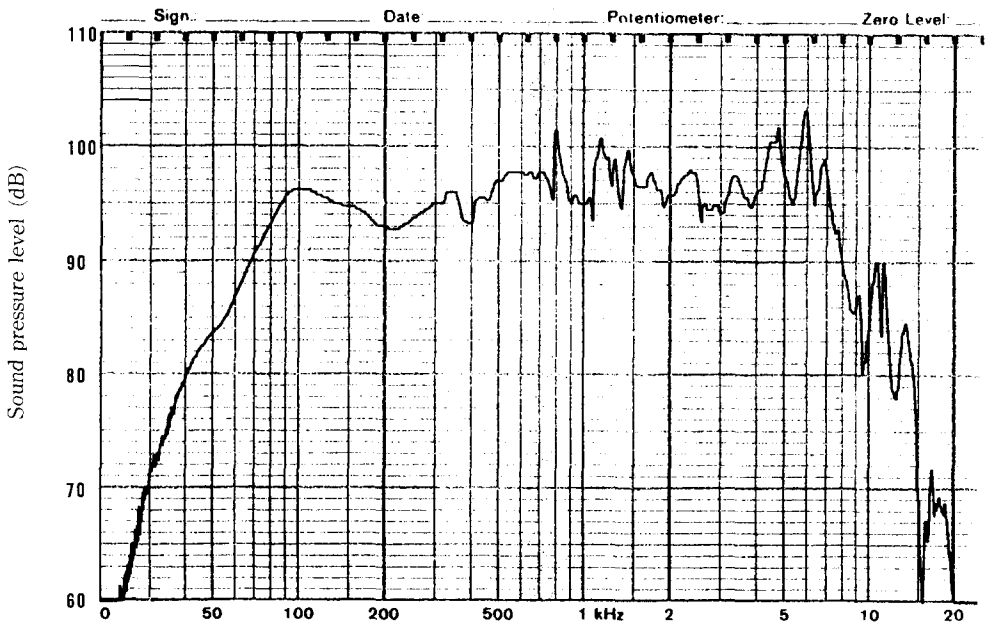


Fig. 14 The frequency characteristics curve measured for the speaker system

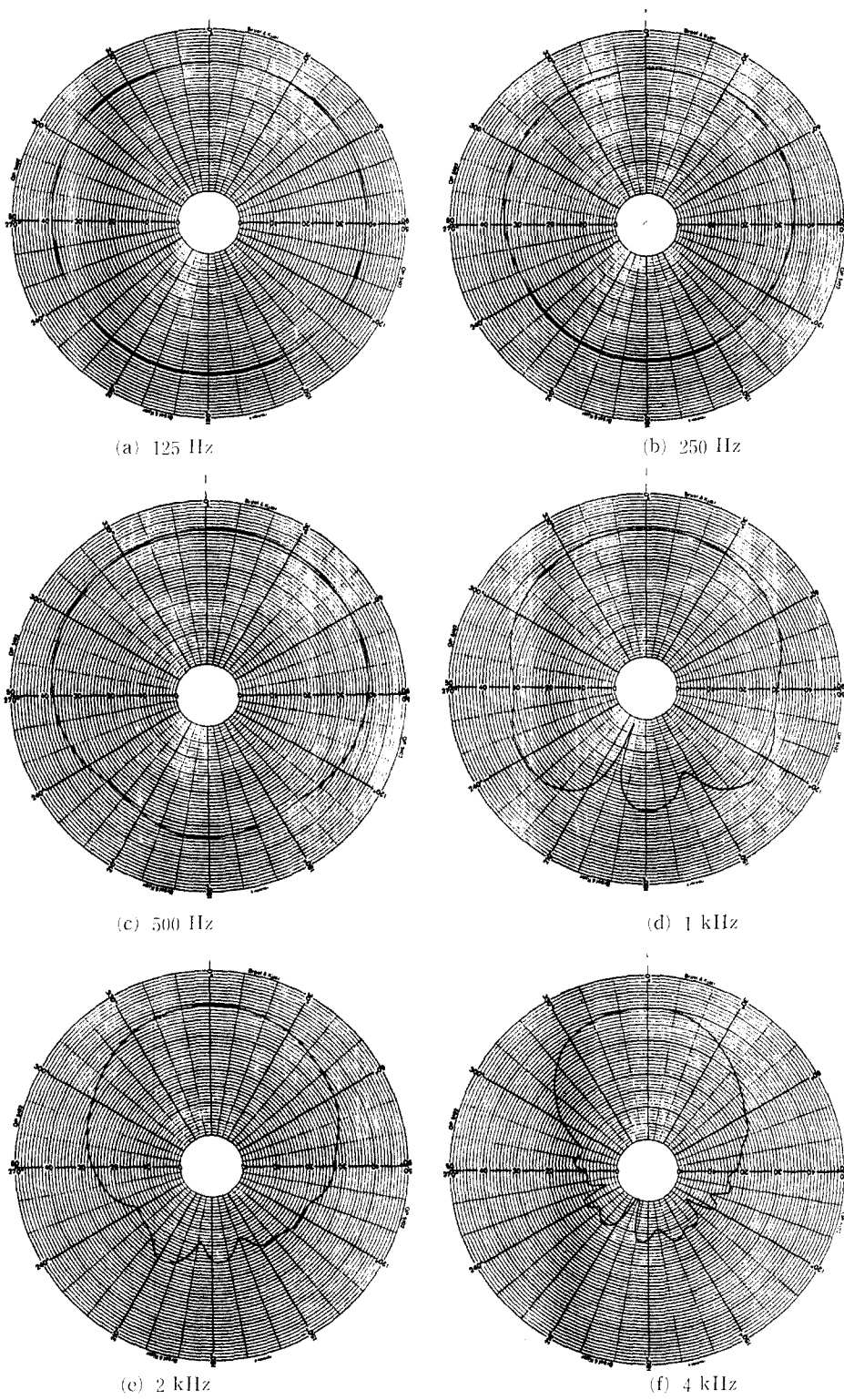


Fig. 15 The measured directivity around the speaker

급적 종이막의 질량에 대한 강성의 비를 크게 함으로써 2차 모드의 고유진동수를 높여 음향과 구조공진에 의한 소리방사 저감을 최소화하는 것이 바람직하다.

이와 같이 확인된 이론모델에 대하여 설계변수 변경에 따른 해석을 수행함으로써 실제 스피커 설계시에 필요한 음향특성 예측을 할 수 있다. 이러한 해석 및 예측 기술을 스피커 설계시에 활용하면, 스피커의 주파수특성과 음향성능 등을 실물을 제작하기 전에 파악할 수 있으며, 설계 시간단축과 기술축적에도 큰 기여를 할 것이다.

후 기

음향특성 실험을 도와주신 한국표준과학연구원의 서재갑 연구원께 감사합니다.

참고문헌

- (1) Olson, H. F., 1967, *Music, Physics, and Engineering*, 2nd Ed., Dover, New York, pp. 336~342.
- (2) 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.
- (3) Kaizer, A. J. M. and Leeuwestein, 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.
- (4) Struck, C. J., 1990, "Measuring the Non-Rigid Behaviour of Loudspeaker Diaphragm Using Modal Analysis," B&K Application Notes, pp. 76~82.
- (5) Meirovitch, L., 1967, *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Co., London, pp. 179~189, p. 390.
- (6) Rossing, T. D. and Fletcher, N. H., 1995, *Principles of Vibration and Sound*, Springer-Verlag, New York, pp. 71~74.
- (7) Blevins, R. D., 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Van Nostrand Reinhold, New York, pp. 233~250, 324~327.
- (8) Jang, S. -H., 1996, "Vibrational Characteristics of Annular Plates and Rings of Radially Varying Thickness," *KSME Journal*, Vol. 10, No. 2, pp. 146~157.
- (9) Keele, D. B., Jr., 1974, "Low-Frequency Loudspeaker Assessment by Nearfield Sound-Pressure Measurement," *Journal of the Audio Engineering Society*, Vol. 22, No. 3, pp. 154~162.
- (10) Kinsler, W. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 1982, *Fundamentals of Acoustics*, 3rd ed., Wiley, New York, pp. 363~369.
- (11) Fahy, F., 1985, *Sound and Structural Vibration*, Academic Press, London, pp. 8~13.
- (12) 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.
- (13) NIT, 1993, *SYSNOISE Rev 5.0 Theoretical Manual*, Numerical Integration Technologies, Leuven, Belgium, Chapter 4.
- (14) 이우섭, 김동일, 김예현, 장호경, 1995, "직접방사형 라우드 스피커 유니트와 시스템의 지향 특성 비교," *응용물리*, 제8권 제5호, pp. 434~441.