

〈논 문〉

TV 세트의 스피커에 의한 소음 대책 설계

Noise Reduction of Mono Type TV Sets Induced by Speaker

김종연* · 이증근* · 김재환** · 박상덕*** · 최진성*** · 박종성*

Jong-Youn Kim, Joong-Kuen Lee, Jae-Hwan Kim, Sang-Deuck Park, Jin-Sung Choi and Jong-Sung Park

(1999년 1월 21일 접수 ; 1999년 7월 8일 심사완료)

Key Words : Sound Vibration(음 진동), Noise Reduction(소음 저감).

ABSTRACT

This paper illustrates the sound vibration phenomenon of mono type TV set produced by speaker and suggests guidelines for reducing the noise induced by the sound vibrations. In order to illustrate the sound vibration phenomenon, the structural acoustic coupled analysis for the grill and cavity of speaker and structural analysis for main frame are performed. To verify the structural analysis results, experimental modal test is carried out. It is found that the acoustic excitation in the cavity is negligible and main sound vibrations occur near the bottom of TV set. An improved model is found by doing structural modifications based on structural analysis and sound vibration tests are performed to verify the validation of the improved model. The obtained results are applied to similar models and design guide lines for noise reduction are suggested.

1. 서 론

최근, 소비자들의 품질에 대한 요구가 높아지면서 TV 세트는 고화질, 음질의 고급화, 고출력화에 초점을 두어 개발되었다. 그러나 TV 스피커의 고음질, 고출력화를 위한 노력은 예상치 못했던 품질상의 문제를 야기 시켰고, 그 대표적인 것으로 "음 진동(sound vibration)" 현상을 들 수 있는데, 이것은 TV 스피커에서 발생된 음원이 TV 세트에 진동을 일으키고 부품간의 접촉현상에서 발생하는 소음이 외부로 방사되는 현상으로 TV의 음질을 떨어뜨리는 심각한 문제이다. 결국, 이러한 음 진동현상의 원인을 규명하고, 해결책을 제시하는 것이 고품질화의

척도라 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 TV 세트의 음 진동현상의 원인을 규명하고 기존 TV 세트의 구조변경을 통한 개선책을 마련하여, 개발될 제품의 설계 대책을 마련하는 것이 본 논문의 목적이다.

TV 세트의 스피커는 인간에게 소리의 정보를 전달하기 위한 수단이다. 하지만 소음 측면에서 보면 소음을 발생시키는 큰 요인이 된다. 일반적으로 음이란 공기의 매질을 타고 전파되는 파동뿐만 아니라 구조물과 같은 고체 또는 물과 같은 유체에 흐르는 파동을 일컫는다⁽¹⁾. 따라서 공기중에서 흐르던 음이 구조물에 닿으면 구조물을 타고 음이 전달되며 구조물을 타고 가던 음이 다시 공기중의 소리로 방사되기도 한다. 에너지 측면에서 이것을 설명하면 구조물에 가해진 진동에너지는 여러 부분의 구조물 또는 부품들을 가진시키는 에너지로 쓰이고 일부는 재질의 감쇄 및 연결 부위들에서 소멸되며 일부는 소음

* 인하대학교 공과대학 기계공학과 대학원

** 정희원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

*** 대우전자(주) TV연구소

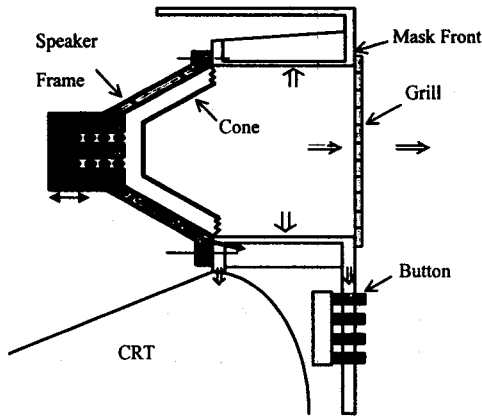


Fig. 1 The transmission paths of speaker sound and vibration

으로 외부에 방사된다.

TV 세트의 경우, 스피커에서 발생한 음과 그 전달 경로를 Fig. 1에 나타내었다. 스피커는 전기적 신호를 소리로 바꾸기 위한 장치로서, 전기적 신호를 직선운동으로 바꾸는 작동 코일(moving coil)과 이 직선 운동을 떨림 운동에 의해 음압을 발생시키는 콘(cone)이 서로 연결되어 있는 구조로 되어 있다. 스피커의 프레임은 영구자석을 지지하고 TV 세트의 몸체에 부착하게 되어 작동 코일과 콘의 진동을 받아주게 된다. 이렇게 스피커에서 발생한 진동은 TV 세트의 몸체를 타고 각 부품에 전달되며, 콘을 통해 발생된 음은 대부분 외부로 방사되지만 일부는 구조물에 전달된다. 이 때 전달된 진동에 의해 부품간의 접촉현상이 일어나게 되어 소음이 발생하게 된다. 본 논문에서는 한 개의 스피커가 부착된 노모형 TV 세트에 대해서 다루었다.

2. 음 진동 현상 규명

스피커에서 발생한 소리는 그릴 외부와 스피커 후방으로 방사되는 동시에 근접한 구조물을 가진다. TV 세트의 몸체는 플라스틱으로 된 구조물로서 내부에는 각종 리브 및 보강재들로 구성되어 있으며, 이러한 부분들을 경로로하여 진동과 소리가 구조물의 모든 곳으로 전달된다. 여기서 진동은 스피커 프레임의 떨림이 전달되는 것을 뜻하고, 소리라 함은 스피커의 콘이 운동하며 발생시키는 음압이 방사되는 것을 말한다. 이렇게 발생한 몸체 구조물의 진동은 mask front와 버튼의 형합부, mask front와 CRT 접촉면, mask front와 PCB형합부 등에서 부품간의 접촉현상을 일으키고 소음을 발생시키게 된다⁽²⁾. 또

한 그릴 전면에서는 몸체 구조물의 진동 그리고 스피커의 콘과 그릴사이의 공간에서 발생하는 음향공진현상으로 인해 부품간의 접촉을 유발하는 소음이 될 수 있다. 따라서 음 진동의 원인을 규명하기 위하여 먼저 스피커와 그릴사이의 공기와의 연성 해석을⁽³⁾ 하고 TV 세트의 전체적 거동을 파악하기 위하여 구조해석을 수행하였다.

2.1 연성 해석 및 스피커 실험

스피커 가진 시 스피커의 콘과 그릴 사이의 음향 공간내에서 공기 유동에 의하여 발생하는 음압이 구조에 미치는 영향을 알아보기 위하여 연성 해석을 수행하였다. 음향 구조의 연성 해석을 수행하기 위하여 스피커와 그릴 사이의 영역을 그릴부 및 벽면 구조물과 음향 공간 내부 영역으로 구분하였다. 그릴 및 벽면 구조물은 유한요소법을 이용하여 구조해석을 수행하고 음향 공간 내부 영역은 경계요소법을 이용하여 음장 해석을 수행하였다. 이때 스피커에 의해 발생하는 음압은 스피커 콘에 의하여 일정하게 발생하는 것으로 가정하고 스피커 가진 실험에서 측정된 음압을 적용하였다. Fig. 2는 유한요소법과 경계요소법을 사용하여 구조 및 음향 해석을 수행하기 위한 격자형상을 나타낸다⁽⁴⁾. 위의 해석에서 그릴부는 다공판으로 되어 있으므로 음향 공간내의 음이 그릴을 통하여 빠져 나갈 때 저항 즉, 임피던스가 있게 된다. Fig. 3과 같이 그릴 내, 외부에서 음압이 작용하게 되고, 이 때 그릴 내부 표면 임피던스 ($Z_{local}(1)$)를 구하였다⁽⁵⁾.

그릴 내, 외부에서의 압력을 p_1, p_2 , 속도를 v_1, v_2 , 그릴의 임피던스를 Z_{slab} 라고 하면

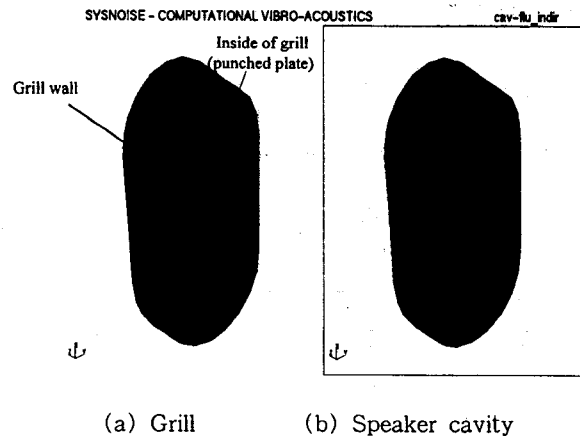


Fig. 2 Modeling of speaker cavity and grill using FEM and BEM

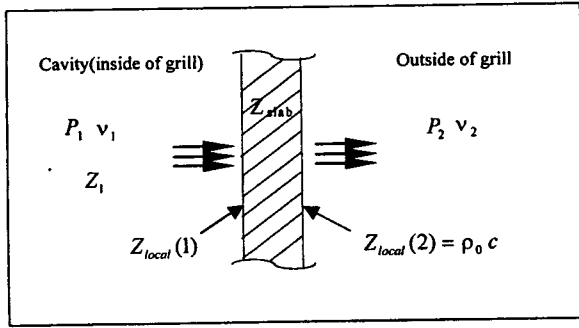


Fig. 3 Diagram of grill plate related with impedance

$$p_1 - p_2 = Z_{slab} \cdot v_1 \quad (1)$$

그릴 내,외부 표면에서의 속도가 동일하다고 가정하고 ($v_1 = v_2$) 양변을 v_1 으로 나누어 주면,

$$Z_{local}(1) - Z_{local}(2) = Z_{slab} \quad (2)$$

로 되어 그릴 내,외부 표면 임피던스 ($Z_{local}(1)$, $Z_{local}(2)$)의 관계식을 얻을 수 있다.

여기서, $Z_{local}(2) = \frac{p_2}{v_2} = \rho_0 c$ 이므로

$$Z_{local}(1) = \rho_0 c + Z_{slab} \quad (3)$$

연성해석에 필요한 그릴 내부 표면 임피던스 $Z_{local}(1)$ 을 구하기 위해서는 Z_{slab} 이 필요하다.

Z_{slab} 는 식 (1)에서

$$Z_{slab} = \frac{p_1 - p_2}{v_1} \quad (4)$$

입사파가 그릴 내부 즉, 음향 공간에 입사될 때 음향 공간 내부 임피던스 $Z_1 = \rho_0 c$ 이라면 v_1 은 다음과 같이 된다⁽⁵⁾.

$$v_1 = \frac{2p_1}{2Z_1 + Z_{slab}} \quad (5)$$

따라서, 위 식을 식 (4)에 대입하면

$$Z_{slab} = \frac{2(p_1 - p_2)}{p_1 + p_2} \rho_0 c \quad (6)$$

가 된다. 실험으로 그릴 내,외부에서 압력을 측정 한 결과(Fig. 4), 스피커의 1차 공진주파수 (168 Hz)에서 그릴 내부(inside of grill)의 음압 $p_1 = 1 Pa$ (94 dB), 그릴 외부(outside of grill)의 음압 $p_2 = 0.446 Pa$ (87 dB)이므로 $\frac{2(p_1 - p_2)}{p_1 + p_2} \approx 1$ 로 할 수 있다. 따라서

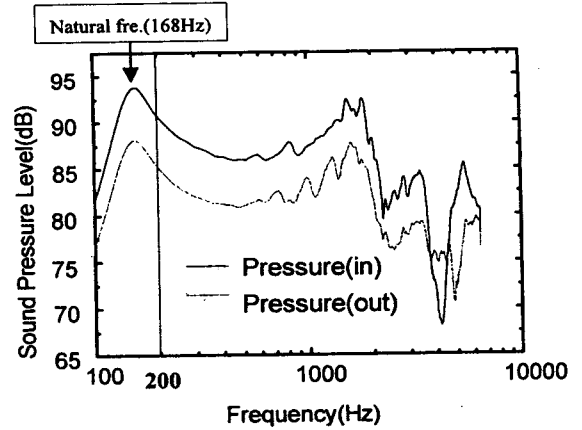


Fig. 4 Measured sound pressures across the grill

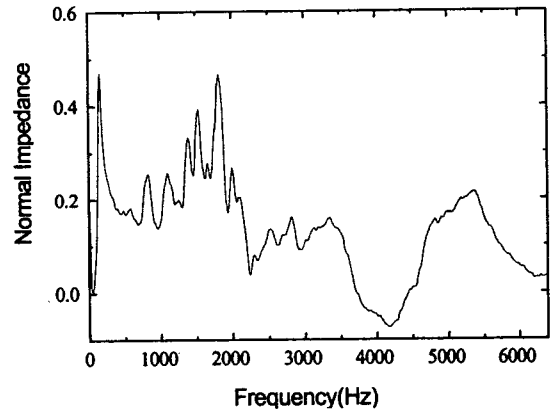


Fig. 5 Boundary impedance

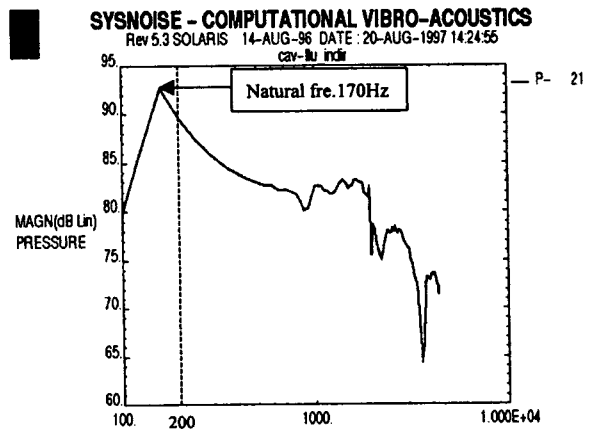


Fig. 6 Sound pressure at inside of grill

$Z_{slab} \approx \rho_0 c$ 가 되고,

$$Z_{local}(1) \approx 2 \rho_0 c \quad (7)$$

이 된다. 이 값은 실험에서 채택한 TV 세트의 그릴

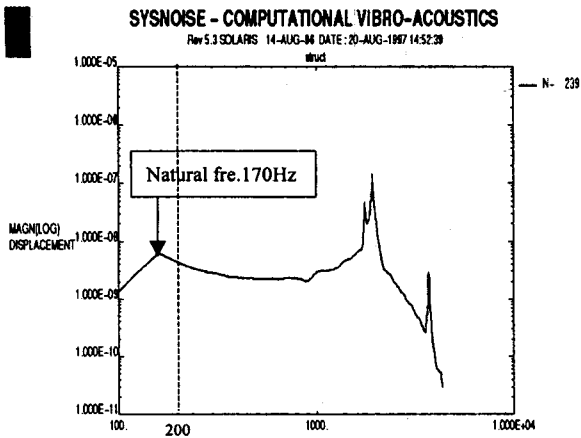


Fig. 7 Magnitude of vibration at inside of grill

(개구율 22%)에 대해서만 유효하다. 만일 그릴의 개구율이 바뀌면 임피던스값도 바뀌게 된다.

Fig. 5는 식 (6)에 의하여 계산된 그릴의 임피던스를 나타내고, Fig. 6은 그릴의 임피던스를 사용하여 FEM과 BEM의 연성해석 결과를 나타내었다. 이 결과에서 스피커의 1차 고유진동수(170 Hz)가 실험을 통하여 얻은 결과와 비슷한 값을 나타내고 있다. 이 결과를 이용하여 음향 공간내의 음압에 의해 발생하는 구조물(그릴의 내부 표면)의 진동을 계산한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 변위의 단위는 미터이다. 본 결과에서 알 수 있는 것은 음향 공간내의 음압에 의한 진동이 매우 작다는 것이다(최대 진동 변위: 170 Hz, 0.03 μm). 결국, 스피커에서 발생한 음압은 그릴을 통하여 대부분 빠져 나가며, 이 음압에 의한 구조물의 진동은 진동 변위를 가속도로 환산할 때 최고 0.033 m/s^2 이 되어 중력 가속도와 비교하여 매우 적으므로 이 영향은 무시할 수 있다⁽⁶⁾.

2.2 구조 해석

TV 세트는 구조적인 면에서 mask front와 cover back의 결합체로 되어있지만, 전체적인 구조해석은 어려움이 있으므로 모노형에서 음 진동에 의한 영향을 집중적으로 받는 mask front부분만의 해석을 수행하였다. 구조 해석용 프로그램은 ANSYS를 사용하였고, 요소들은 박판요소를 이용하였다. 바닥면과 앞면에서 큰 진동을 보일 것으로 예상하여 이 부분에 대한 요소를 잘게 나누어 해석을 수행하였다. 경계조건은 바닥면에서 수직(Y축)방향은 움직임이 없다고 보았고, 그 외 각 볼트 체결부에서는 볼트방향(Z축)으로 고정되어 있다고 가정했으며, 브라운관과 닿는 부분은 사이틀이 없어서 Z방향으로 완전히 고

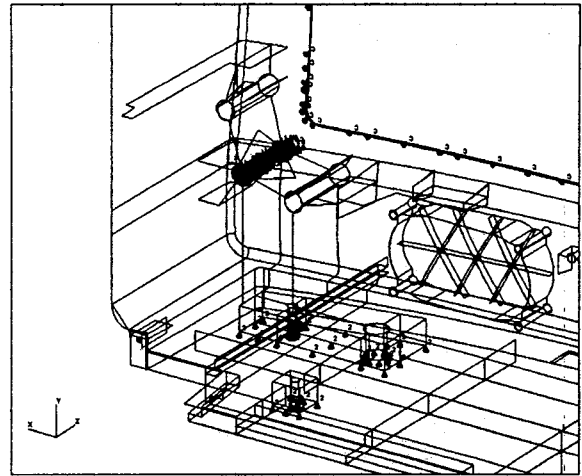
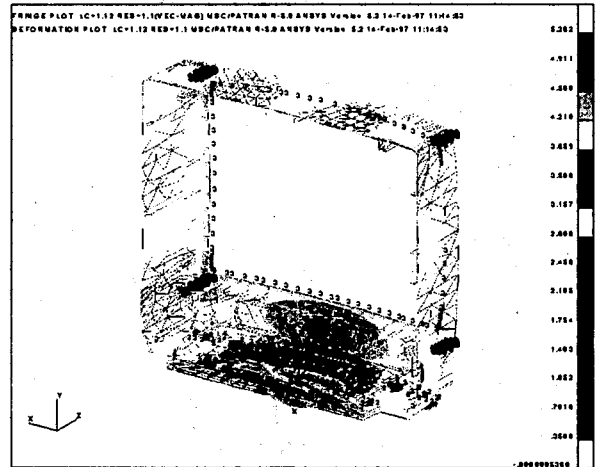
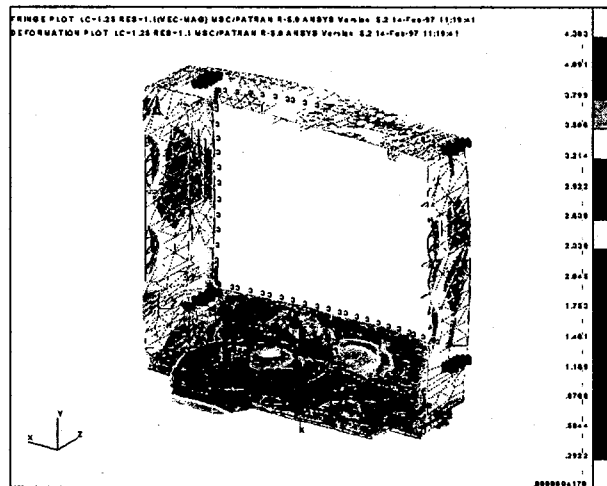


Fig. 8 Boundary conditions for the finite element analysis



(a) 222 Hz



(b) 364 Hz

Fig. 9 Mode shapes of mask front (FEM)

정된 것으로 보았다(Fig. 8). Fig. 9는 구조해석 결과의 일부로써 222 Hz, 364 Hz에서의 모드형상을 나타내고 있다. 해석 결과에서 알 수 있듯이 스피커 가진에 의해 발생하는 진동은 주로 바닥면으로 전파되는 경향을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다.

2.3 모드 실험

앞에서 수행한 구조해석 결과의 타당성을 검증하

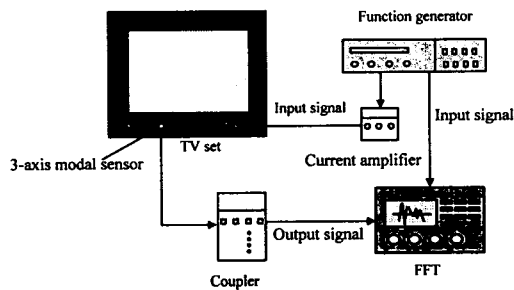
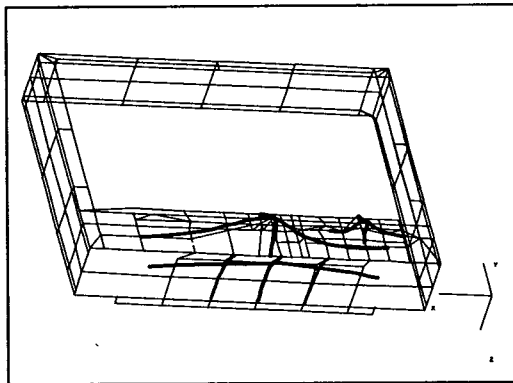


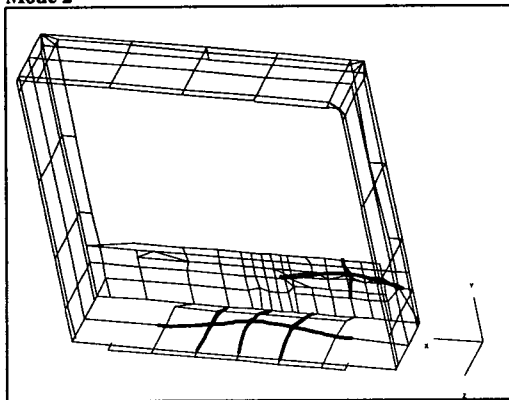
Fig. 10 Schematic diagram of the modal test apparatus

Mode:1



(a) 206 Hz

Mode 2



(b) 346 Hz

Fig. 11 Mode shapes of mask front (modal test)

기 위해 실험적인 모드 해석⁽⁷⁾을 수행하였다. 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 10에 나타내었다. 그림에서와 같이 스피커를 가진기로 사용하고 구조물을 일정한 크기의 요소로 구분하여 그 지점에 3축 모드 센서를 부착하여 주파수 응답을 받았다. 총 111개 지점에서 주파수 응답을 측정하였고, 모드 전용 해석 프로그램인 STAR를 사용하여 해석을 수행하였다. Fig. 11은 206 Hz와 346 Hz에서의 모드 형상을 도시하였다. 앞의 구조해석 결과와 주파수 및 모드 형상이 비슷한 것을 알 수 있다.

2.4 스피커 가진 실험

음 진동을 확인하기 위하여 TV 세트전면 30 cm 위치에 소음계를 놓고 스피커를 최고 출력으로 가진, 하여 음압을 측정하였다(Fig. 12). 그 결과 210 Hz 부근에서 가장 큰 음 진동이 발생하는 것을 알 수 있었다. 그 원인을 확인하기 위하여 216 Hz에서 mask front의 조화 가진 해석을 수행하였다. 이때

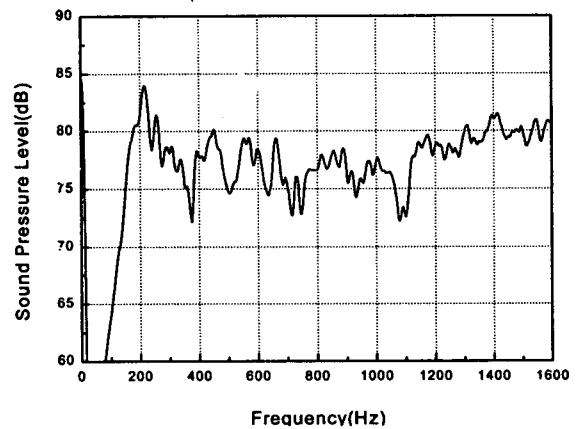


Fig. 12 Sound pressure spectrum measured at 30cm in front of the TV set

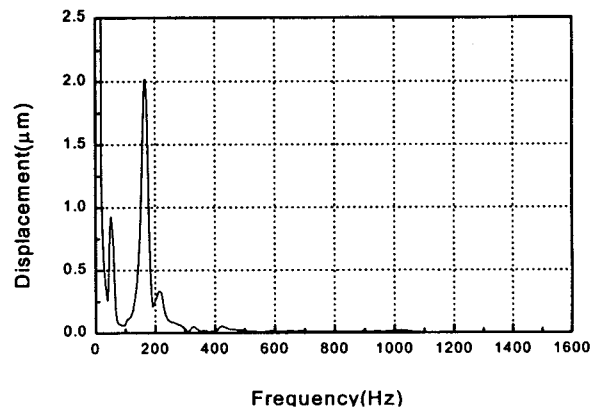


Fig. 13 Displacement at mounting point

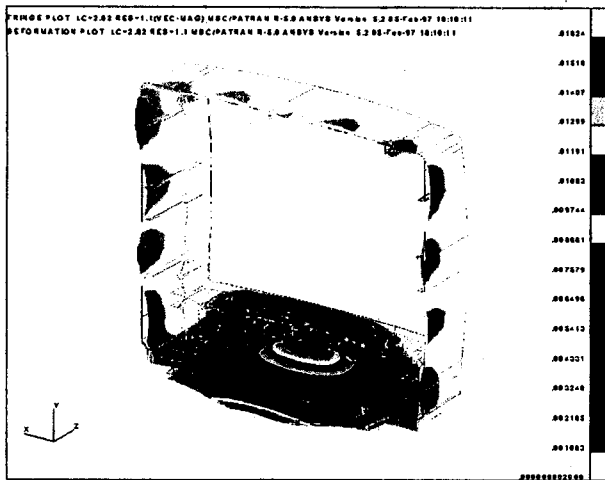


Fig. 14 Deformed shape with harmonic excitation (216 Hz : 0.0589 mm)

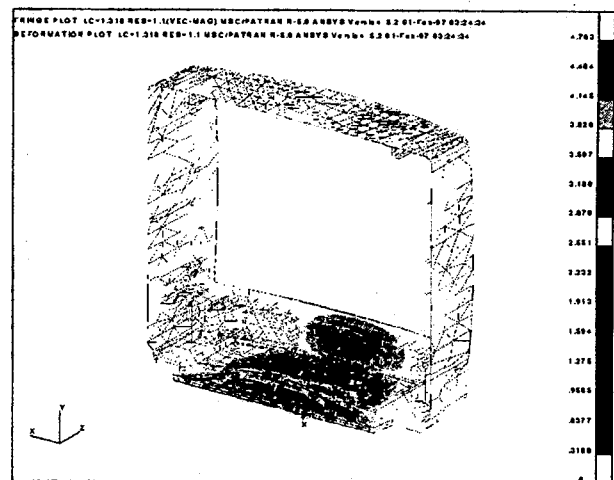


Fig. 15 Mode shape of modified TV set (FEM, 266 Hz)

가진 폭은 스피커 체결점에서 진동변위를 측정하여 입력 값으로 사용하였다. Fig. 13은 스피커 체결점에서 진동을 측정한 것으로 168 Hz와 216 Hz에서 최대값을 나타낸다. 조화 가진 해석결과 Fig. 14와 같이 바닥면에서 큰 진동이 있는 것을 알 수 있다. 다시 말해서 이 주파수에서 바닥면의 큰 진동에 의해 음 진동 현상이 발생한 것이라고 볼 수 있다.

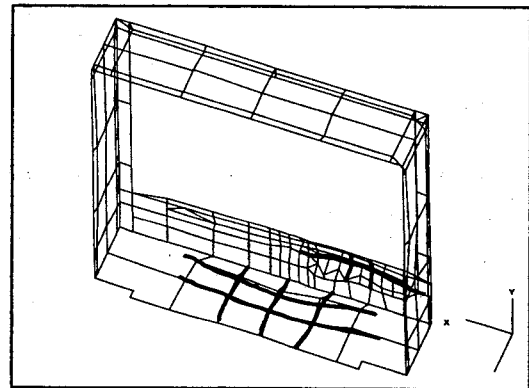
3. 모델 개선

TV 세트 바닥에서의 음 진동을 줄이기 위해서 여러 가지 개선책을 생각할 수 있다. 예를 들면 스피커의 질량을 증가 시키거나 스피커 장착부에 제진 고무를 설치할 수도 있다. 그러나 현업에서 검토한 결과 생산성이나 원가면에서 TV 세트의 몰드물 구조를 변경하는 것이 가장 좋다는 제안에 따라 구조 개선을 시도하게 되었다. 전 절에서의 해석 결과와 실험을 바탕으로 하여, 구조 해석 방법에 의해 여러 가지 개선 방안을 시도해 보았고, 최종적으로 가장 우수한 결과를 주는 모델을 찾아 보았다.

3.1 구조 해석 및 모달 실험

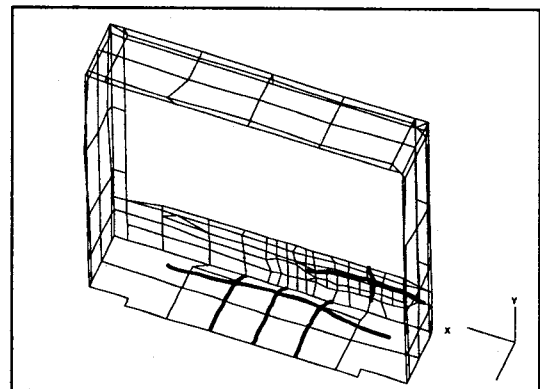
구조해석을 통하여 7가지의 구조개선을 시도한 결과 가장 우수한 효과를 나타낸 모델은 바닥부분의 보강 리브 두께와 앞면과 연결된 리브의 두께를 증가시킨 모델임을 알았다. 이 경우 강성의 증가로 인해 첫번째 모드가 높아졌음을 Fig. 15와 같이 구조 해석 결과를 통해 알 수 있었다. 이를 실험적으로 검증하기 위하여 원래의 TV 세트에 리브의 두께를

Mode:1



(a) 221 Hz

Mode:2



(b) 372 Hz

Fig. 16 Mode shapes of modified model (modal test)

수정하여 모드 실험을 수행하였다. Fig. 16은 개선 모델의 모드 실험 결과이다. 결과에서 볼 수 있듯이 보강하기 전에 비해 첫번째 모드와 두번째 모드의 주파수가 높아 졌음을 확인할 수 있다.

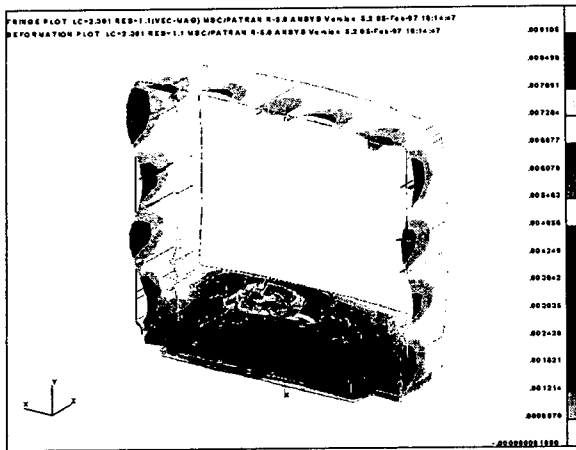


Fig. 17 Harmonic excitation result of modified model at 216 Hz(FEM)

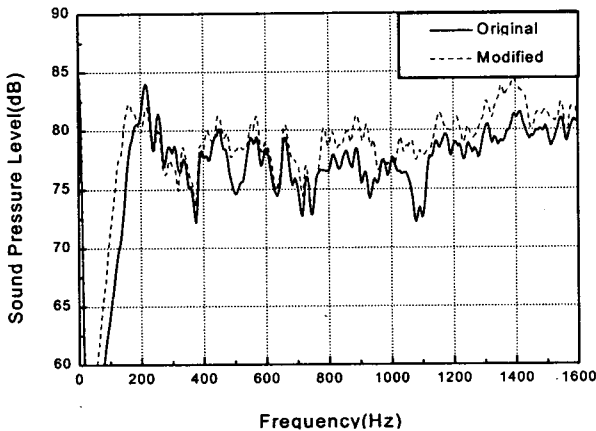


Fig. 18 Comparison of sound pressure levels between original and modified models

3.2 음 진동 확인 실험

본 실험은 개선하기 전과 똑같은 방법을 사용하여 개선한 모델의 TV 세트전면에서 음압을 측정하여 그 결과를 비교하였다. Fig. 17은 개선 모델의 조화 가진 해석 결과로서 216 Hz에서 개선전에 비해 변위가 적어짐을 확인할 수 있었다. Fig. 18은 TV 세트 전면에서 측정된 개선 전과 개선 후의 음압으로서 216 Hz에서 음압이 줄어들었으며 사람이 귀로 들었을 때도 음 진동에 의한 떨림 소리가 현저히 감소되었음을 확인하였다.

4. 적용 및 확인 실험

제시된 개선책에 대한 타당성을 확인하기 위하여 유사모델 시제품에 적용, 실험을 통하여 개선효과를 입증하였다.

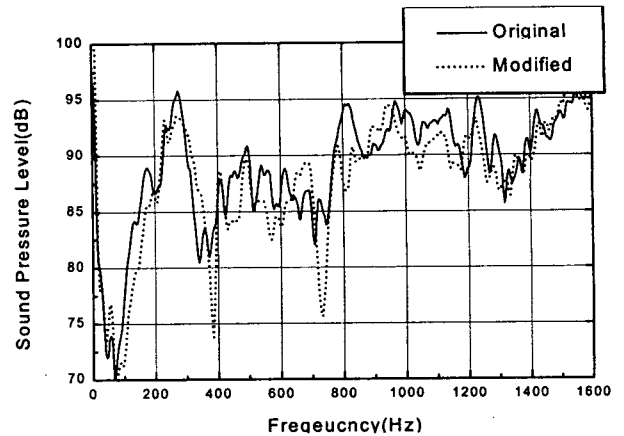


Fig. 19 Comparison of sound pressure levels for base modification

4.1 바닥 음 진동

Fig. 19는 바닥면의 진동에 따른 발생 소음을 줄이기 위하여 바닥면에 있는 보강 리브의 두께를 증가시키고, 바닥면 형합부위에 지지점을 설치한 모델과 초기 모델에 대한 전면에서 측정한 음압을 비교한 결과이다. 리브의 두께 변화에 따른 강성 증가와 지지점 설치로 바닥면에서 발생하는 진동 폭을 줄이므로 PCB기판과 기판 레일의 간섭에 의해 발생하는 소음이 줄어들었다.

4.2 형합부 음 진동

일차적으로 바닥의 음 진동을 전술한 방법으로 해결한 후 mask front와 cover back사이의 형합부에 의해서 음 진동이 발생함을 발견하게 되었다. 모드 해석에서 cover back과 결합되는 mask front의 끝단에서 복잡한 모드를 갖는 것을 알 수 있다. 이론적으로는 mask front와 cover back이 완전 밀착 조건으로 결합된 것으로 볼 수 있으나, 실제 제품은 mask front와 cover back의 형합부가 완전밀착 조건이 되지 못하고 일정 두께의 틈이 존재하여 mask front와 cover back이 결합되는 형합부에서 서로 다른 형상의 진동이 발생하여 결합되는 면사이의 간섭으로 소음이 발생한다. 따라서 개선책으로 mask front옆면 보강 리브 위치에 해당하는 cover back형합부위에 약 0.4 mm두께의 돌기를 바깥쪽에 형성하여 형합부 전면의 접촉이 아닌 일정부분에서 완전 밀착조건을 만족하는 선접촉이 될 수 있도록 경계조건을 변경하였다(Fig. 20). Fig. 21은 초기 모델과 돌기를 형성한 모델에 대한 스피커 옆부분의 형합부에서 측정한 가속도를 나타낸다. 그림에서 보듯이

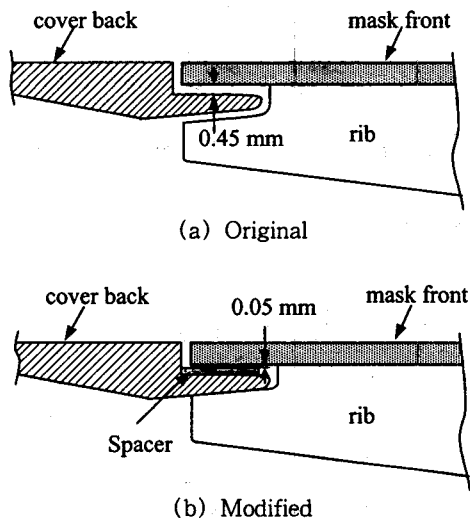


Fig. 20 Configuration of mating parts

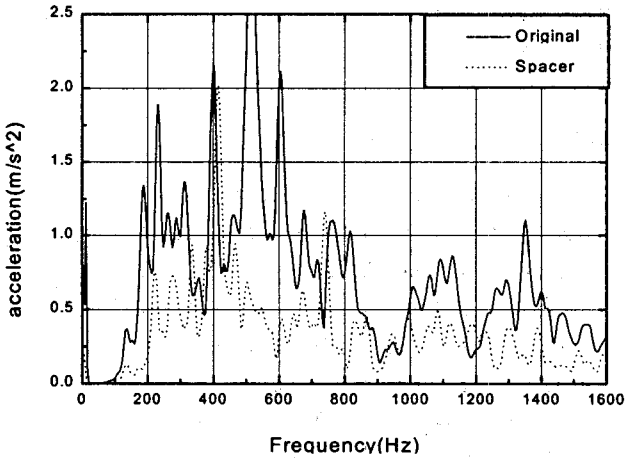


Fig. 21 Comparison of acceleration on mating parts between mask front and cover back

형합부에서의 가속도가 크게 줄어든 것을 알 수 있는데 이는 개선에 의해 선접촉 지점에서는 완전밀착 조건과 일치하여 mask front의 진동이 cover back에 같은 모드로 전달되므로 형합부 사이에서 서로 다른 형태의 진동으로 인하여 발생하는 간섭현상이 줄어들었다. 그리고 접촉되지 않는 영역에서는 돌기 두께만큼의 틈이 존재하게 되며, 진동에 의해 발생

되는 변위가 작아 형합되는 면사이에서 간섭현상이 없으므로 접촉에 의한 소음이 발생되지 않는다.

5. 결 론

음 진동 현상 규명 실험에서 스피커에 의한 진동의 원인과 대책을 수립하고 그 결과를 동일 모델에 적용하여 진동 감소 대책에 대한 타당성을 검증하였다. 구조물의 강성을 증가시켜 진동을 감소시키는 방법으로 바닥부분과 앞면 리브의 두께를 증가시키고, 바닥형합부에 지지점을 설치하여 바닥부 진동폭을 줄였으며, 옆면의 결합 조건의 개선을 위한 돌기 형성으로 형합부에서의 진동이 현저히 감소하는 효과를 얻을 수 있었다.

수립된 개선책의 타당성을 입증하기 위하여 유사 모델 시제품에 적용하여 바닥부와 옆면 형합부에서 간섭현상에 의해 발생하던 소음이 크게 줄어들어 소음 감소측면에서 좋은 결과를 나타내었다.

참 고 문 헌

- (1) L. Cremer, M. Heckel, 1996, Structure Borne Sound, Berlin and Munich : Ch1
- (2) 김재환, 이중근외, 1998, "스테레오형 TV 세트의 음진동 대책", 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp. 675~680.
- (3) 오재응, 안지훈, 1997, "음향가진된 밀폐계의 유연한 평판의 음향 방사에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 3 호, pp. 457~466.
- (4) LMS Numerical Technologies, 1997, SYSNOISE Rev 5.3 Examples, Interfaces, Index, Computational Vibro-Acoustics, Vol. 3, pp. 963~980.
- (5) A. D. Pierce, 1989, Acoustics, Acoustical Society of America, pp. 140~143.
- (6) 한국소음진동공학회, 1995, 소음진동편람, pp. 302~306.
- (7) C. M. Harris, 1997, Shock and Vibration handbook, McGraw-Hill, Inc., pp. 21.1~21.26.