

## 컴프레서 셸의 진동과 방사소음의 상관관계 해석

안 지 영\* · 김 상 현\*, 조준호\*, 오재웅\*\*, 이종훈\*\*\*

\* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원, \*\* 한양대학교 자동차공학과, \*\*\* 대우전자

### Correlation Analysis of Vibration and Radiated Noise from Compressor Shell

C.Y.Ahn\* · S.H.Kim\*, J.H.Cho\*, J.E.Oh\*\*, J.H.Lee\*\*\*

\* Dept. of Precision Mechanical Eng., Hanyang Univ.

\*\* Dept. of Automotive Eng., Hanyang Univ.

\*\*\* DAEWOO Electric Co., Ltd.

#### 1. 서론

##### 1.1 연구 배경 및 필요성

가전제품에 대한 소비자들의 요구가 고급화되고 다양화 되면서, 소음과 진동의 정도가 제품의 질을 판단하는 중요한 척도가 되고 있다. 특히 냉장고는 질적 고급화 현상이 현저하여 소음, 진동 문제가 품질을 결정하는 중요한 요소가 되었다.

냉장고의 소음은, 컴프레서에 의해 방사되는 소음이 대부분을 차지하므로, 컴프레서의 소음저감에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

컴프레서에 의해 발생하는 소음에는 셸의 진동에 의해 방사되는 소음이 크게 기여하고 있으며, 이러한 메카니즘에 의해 발생하는 소음을 효과적으로 저감하기 위해서는 셸의 동특성 해석이 필수적이다.

##### 1.2 연구 목적

일반적으로, 구조물의 강성이 증가하면 단위힘에 대한 변형이 작게 일어나므로 동일한 가진력이 작용할 때 강성이 작은 구조물보다는 강성이 큰 구조물의 진동이 작게 되고, 구조물의 진동에 의해 발생하는 방사음도 저감되게 된다.<sup>1)</sup>

컴프레서 모터의 구동에 의해 발생한 진동은 지지스프링과 배출파이프 등을 통하여 셸에 가진력으로 작용하며, 셸의 내부는 냉매의 압력변동이 가진력으로 작용하게 된다. 따라서 강성을 증가시켜 셸의 고유진동수가 가진력이 작용하는 주파수보다 높게하면 셸의 진동 및 방사소음을 저감할 수 있다. 또한 셸의 고유진동수가 증가하게되면 방사소음의 주파수도 증가하게 되는데, 소음은 주파수가 높을수록 감쇠특성이 크므로 흡음재 등에 의한 소음 저감에도 유리하다.

본 연구에서는 셸의 효과적인 재설계를 위하여, 유한요소해석 모델을 이용한 수치해석에 의해 셸의 두께 및 형상 변경시의 동특성 변화에 대해 알아보려고 하였다.

##### 1.3 연구방법

컴프레서 셸의 두께 및 형상 변경에 따른 동특성변화를 규명하기 위하여 다음과 같은 방법에 의해 연구하였다.

먼저 컴프레서로부터 방사되는 소음특성을 규명하기 위하여 구동상태에서 음압을 측정하고, 컴프레서로부터 방사되는 소음과 컴프레서 셸 표면의 진동과의 상관관계를 규명하기 위하여

소음과 진동신호의 자기스펙트럼(Auto Spectrum)과 상호스펙트럼(Cross Spectrum)을 측정하여 이로부터 일반기여도 함수를 구하였다.

두께 및 형상변경에 대한 수치해석을 위해서 유한요소모델을 만들고 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위하여 실험적 모드 해석을 수행하였다.

실험에 의하여 검증된 모델을 이용하여 두께 및 형상 변경시의 동특성변화에 대한 수치해석을 수행하였다.

#### 2. 이론해석

##### 2.1 유한요소해석

구조물을 모델화하여 해석하는 경우 구조물이 간단할 때는 스프링(Spring)이나 댐퍼(Damper)로 질량을 연결하여 수학적 모델을 구성하지만 복잡한 구조물의 경우는 그 한계가 있어 유한요소법 등에 의해 구조물의 특성을 나타내는 수학적 모델을 구성하게 된다. 본 연구에서도 구조물의 특성을 규명하기 위한 방법으로 유한요소법을 이용하였다.

미소한 평판 요소내의 임의 점에서 변위 상태  $\{\delta\}$ 는 수직변위  $w$ ,  $x$ 와  $y$ 방향의 각 변위  $\theta_x, \theta_y$ 의 3가지 성분으로 인해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} \quad (2.1)$$

4절점 평판 요소를 예로들어 평판에 발생하는 질점변위를 표시하면 Fig. 2.1과 같다.

하나의 질점은 식 (2.1)에 나타난 바와 같이 각각 3개의 자유도를 가지므로 Fig. 2.1의 4절점 요소는 총 12개의 자유도를 갖는다.

평판내의 임의 위치에서 변위  $w$ 는 12개의 미지수  $(a_1, a_2, a_3, \dots)$ 를 가지며 식 (2.2)와 같이 표현될 수 있다.

$$w = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8x^2y + a_9xy^2 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}xy^3 \quad (2.2)$$

식 (2.2)을 식 (2.1)에 대입하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} w \\ \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & x^2 & xy & y^2 & x^3 & x^2y & xy^2 & y^3 & x^3y & xy^3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & x & 2y & 0 & x^2 & 2xy & 3y^2 & x^3 & 3xy^2 \\ 0 & 1 & 0 & 2x & y & 0 & 3x^2 & 2xy & y^2 & 0 & 3xy^2 & y^3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \\ a_9 \\ a_{10} \\ a_{11} \\ a_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

이것을 행렬벡터 형태로 간단히 표기하면 다음과 같다.

$$\{\delta\} = \{f\}\{a\}$$

Fig. 2.1에 나타난 요소의 x방향 길이를 c, y방향 길이를 d 라 하여 절점 1에서 4까지의 좌표값을 각각 (0,0), (c,0), (c,d), 그리고 (0,d)라 하면 절점번호는 미지수 벡터 {a}와 요소의 치수 c,d로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} w_1 &= a_1 \\ \theta_{x1} &= a_2 \\ \theta_{y1} &= a_3 \\ w_2 &= a_1 + a_2c + a_4 + a_5c + a_7c^2 \\ \theta_{x2} &= a_2 + a_5c + a_8c^2 + a_{11}c^3 \\ \theta_{y2} &= a_3 + 2a_4c + 3a_7c^2 \end{aligned} \quad (2.4)$$

이것을 벡터와 행렬의 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} w_1 \\ \theta_{x1} \\ \theta_{y1} \\ w_2 \\ \theta_{x2} \\ \theta_{y2} \\ \vdots \\ \theta_{y4} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & c & 0 & 1 & c & 0 & c^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & c & 0 & 0 & c^2 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2c & 0 & 0 & 3c^2 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \vdots \\ a_{12} \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

여기서 적분 요소의 절점번호벡터인  $\{\delta\}_e$ , 우변의 미지수벡터  $\{a_1, a_2, a_3, \dots, a_{12}\}^T$ 와 곱해지는 행렬을 [A], 요소내 임의의 위치에서의 변위벡터를  $\{\delta\}$ 라 표기하면, 식 (2.3)은 식 (2.5)의 관계를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \{\delta\} &= \{f\}[A]^{-1}\{\delta\}_e \\ &= [S]\{\delta\}_e \end{aligned} \quad (2.6)$$

여기서 [S]는 형상함수로 [f]와 [A]<sup>-1</sup>를 곱하여 얻어진다. 요소의 변위-변형도 관계로부터 다음을 얻을 수 있다.

$$\{\varepsilon\} = [L]\{\delta\} = [L][S]\{\delta\}_e = [B]\{\delta\}_e \quad (2.7)$$

여기에서  $\{\varepsilon\}$ 는 변형도, [L]은 요소내 임의의 점에서 변위벡터와 변형도와의 관계를 나타내는 행렬로 다음과 같이 표현될 수 있으며, [B]는 [L]과 [S]를 곱하여 얻어진 행렬을 간단히 표기한 것이다.

$$[L] = \begin{bmatrix} -\frac{\partial^2}{\partial x^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\partial^2}{\partial y^2} \\ 0 & -\frac{\partial}{\partial y} & -\frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix}$$

요소내 임의의 점에서 응력과 변형도의 관계를 표현하는 행렬을 [D]라 하면 응력벡터  $\{\sigma\}$ 는 다음과 같다.

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{\delta\}_e = [N]\{\delta\}_e \quad (2.8)$$

여기에서 [D]는

$$[D] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix}$$

한편 요소가 변형시에 갖는 운동에너지  $T_e$ , 변형에너지  $U_e$ , 외력포텐셜  $V_e$ 는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} T_e &= \frac{\rho}{2} \int \{\dot{\delta}\}^T \{\dot{\delta}\} dV \\ U_e &= \frac{\rho}{2} \int \{\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \\ V_e &= \rho \int \{\delta\}^T \{f\} dV \end{aligned} \quad (2.9)$$

여기에서 적분은 요소 전체에 걸친 체적 적분이고, {f}는 요소에 작용하는 본포력이다. 식 (2.9)에 식 (2.6)과 식 (2.7) 및 식 (2.8)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_e &= \frac{(\dot{\delta})_e^T}{2} \left\{ \rho \int_e [S]^T [S] dV \right\} (\dot{\delta})_e \\ U_e &= \frac{(\dot{\delta})_e^T}{2} \left\{ \rho \int_e [B]^T [D] [B] dV \right\} (\dot{\delta})_e \\ V_e &= (\dot{\delta})_e^T \left\{ \rho \int_e [S]^T \{f\} dV \right\} \end{aligned} \quad (2.10)$$

식 (2.10)에서, 요소 내부에서는 질량이 없고 각 절점에 요소의 질량이 집중되어 있다고 가정하여 이산화된 질량을 집중 질량 [M]<sub>e</sub>라 정의하고, 절점들이 스프링요소로 서로 결합되었다고 가정하여 이것들을 강성행렬 [K]<sub>e</sub>, 요소내에 작용하는 본포력을 이산화하여 절점에 집중시킨 절점력을 {f}<sub>e</sub>라 하면 각 절점은  $\{\delta\}_e$ 의 변위를 가지므로 요소의 운동에너지  $T_e$ , 변형에너지  $U_e$  및 외력포텐셜  $V_e$ 는 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} T_e &= \frac{1}{2} (\dot{\delta})_e^T [M]_e (\dot{\delta})_e \\ U_e &= \frac{1}{2} (\dot{\delta})_e^T [K]_e (\dot{\delta})_e \\ V_e &= (\dot{\delta})_e^T \{f\}_e \end{aligned} \quad (2.11)$$

식 (2.10)과 식 (2.11)을 비교하면 [M]<sub>e</sub>, [K]<sub>e</sub>, 그리고 {f}<sub>e</sub>를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} [M]_e &= \rho \int_e [S]^T [S] dV \\ [K]_e &= \rho \int_e [B]^T [D] [B] dV \\ \{f\}_e &= \int_e [S]^T \{f\} dV \end{aligned} \quad (2.12)$$

위와같이 요소의 특성행렬을 구성한 후에 이것들을 전체의 자유도에 포함시킴으로써 계 전체의 특성행렬 [M], [K]를 구할 수 있다.

## 2.2 기어도함수

시계열(Time Series)에 있어서 정상불규칙신호의 특성을 기술하는 함수로서 다음 식으로 표시되는 스펙트럼 밀도함수(Spectral Density Function)가 이용된다.

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ X_k^*(f, t) X_k(f, t) \right] \quad (2.13)$$

$$S_{xy}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ X_k^*(f, t) Y_k(f, t) \right] \quad (2.14)$$

식 (2.13)를 자기스펙트럼(Auto Spectrum), 식 (2.14)를 상호스펙트럼(Cross Spectrum)이라고 한다. 단, E[]는 기대치로서 지수 k에 대한 평균을 의미하며,  $X_k(f, t)$ 는 정상불규

칙 과정( $x_k(t)$ )로부터 취한 표본기록  $x_k(t)$ 의 유한영역 ( $0 < t < T$ )의 푸리에 변환(Fourier Transform)을 뜻한다. 즉,

$$X_k(f, t) = \int_0^T x_k(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (2.15)$$

$$Y_k(f, t) = \int_0^T y_k(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (2.16)$$

단일입력/단일출력 선형계에서는 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$S_{yy}(f) = |H(f)|^2 S_{xx}(f) \quad (2.17)$$

$$S_{xy}(f) = H(f) S_{xx}(f) \quad (2.18)$$

$$H(f) = \int_0^T h(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (2.19)$$

여기서,  $H(f)$ 는 충격 응답함수(Impulse Response Function)  $h(\tau)$ 를 푸리에변환한 주파수 응답함수(Frequency Response Function)이다. 신호대 잡음비(S/N 비)가 클 때에는 식 (2.17)을, 신호대 잡음비가 작을 때에는 식 (2.18)을 이용하여 입력력간의 상관관계를 파악한다.

위의 관계로부터 일반기여도함수(Ordinary Coherence Function)가 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma^2_{xy}(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f) S_{yy}(f)} \quad (2.20)$$

일반기여도 함수는 두 신호사이의 상호 선형성 정도를 나타내며, 본 연구에서는 일반기여도 함수를 이용하여 진동과 소음 신호 사이의 상관관계를 규명하였다.

### 3. 실험

컴프레서 쉘의 방사소음의 특성을 규명하고, 진동과의 상관관계를 규명하기 위하여 다음과 같은 실험을 수행하였다.

#### 3.1 컴프레서 구동시 방사소음 측정

컴프레서로부터 방사되는 소음의 주파수 특성을 규명하기 위하여 컴프레서가 구동되고 있는 상태에서 냉장고 뒷면의 기체실 후방 30cm지점에서 마이크로폰을 이용하여 컴프레서로부터 방사되는 소음을 측정하였다.

컴프레서 구동시 방사소음의 측정장치는 Fig.3.1과 같다.

#### 3.2 컴프레서 쉘의 진동과 방사소음의 기여도 측정

컴프레서 쉘의 진동과 방사소음의 상관관계 규명을 위해서, 컴프레서 구동시에 컴프레서 쉘의 전면부에서 가속도믹입을 이용하여 진동가속도를 측정하고, 쉘의 전방에서 마이크로폰을 이용하여 방사소음을 측정하였다. 이때 진동신호와 음압신호 각각의 자기스펙트럼과 두 신호사이의 상호스펙트럼을 측정하고, 일반기여도 함수의 계산식인 식 (2.29)에 의해 컴프레서 쉘의 진동과 방사소음간의 상관관계를 구하였다.

컴프레서 쉘의 진동과 방사되는 소음의 자기스펙트럼과 상호스펙트럼 측정을 위한 실험장치는 Fig.3.2와 같다.

### 3.3 컴프레서 쉘의 실험적 모드 해석

쉘의 동특성을 규명하고, 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위하여 실험적 모드 해석을 수행하였다. 가진은 충격hammer로 하였으며, 자유경계조건으로 실험하였다.

컴프레서 쉘의 실험적 모드 해석을 위한 실험장치는 Fig.3.3과 같다.

### 4. 컴프레서 쉘의 유한요소해석

고체진동음(Structure borne noise)의 주원인이 되는 변형 모드의 주파수를 고주파로 이동시킬 필요가 있는데, 고유진동수를 높이는 방법으로는 쉘의 형상을 변경시키는 방법과 두께 또는 물성치를 변경시키는 방법 등이 많이 연구되고 있다.[1], [2], [3]

본 연구에서는 컴프레서 쉘의 공진주파수를 고주파로 이동시키기 위하여, 쉘의 곡률을 변경시킨 경우, 전체두께를 변경시킨 경우, 그리고 부분적으로 두께를 변경시킨 경우의 동특성 변화를 유한요소법을 이용한 수치해석에 의해 알아보았다.

#### 4.1 컴프레서 쉘의 유한요소해석 모델

유한요소모델에는 다음과 같은 물성치(low carbon steel)와 요소들을 이용하였다.

Table 4.1 Material Properties and Element Types

Item	Value
E(Modulus of Elasticity)	$1.91 \times 10^{11} (\text{kg}/\text{ms}^2)$
$\gamma$ (Poisson's Ratio)	0.3
$\rho$ (Density)	$7.97 \times 10^{-6} (\text{kg}/\text{mm}^3)$
Element Type	8절점 4각요소, 6절점 3각요소 rigid bar요소

또한 수치해석에 이용된 유한요소모델은 Fig.4.1과 같다.

#### 4.2 컴프레서 쉘의 곡률변경에 따른 동특성 해석

쉘의 곡률반경을 200mm, 100mm로 감소시키면서 동특성 변화를 알아보았다.

곡률을 변경시킨 모델은 Fig.4.2와 같다.

#### 4.3 컴프레서 쉘의 전체 두께 변경에 따른 동특성 해석

컴프레서 쉘의 두께를 2.0mm, 2.4mm, 2.6mm, 3.2mm, 3.6mm, 4.0mm로 증가시켰을 때의 동특성 변화에 대해 알아보았다.

#### 4.4 컴프레서 쉘의 부분적 두께 변경에 따른 동특성 해석

Fig.4.1의 모델과 같은 원래상태의 컴프레서 쉘을 해석한 결과에 따라 변형이 가장 크게 일어나는 위치에 부분적으로 두께를 보강(5.2mm)하였을 때의 동특성 변화를 알아보았다. 그 위치는 Fig.4.3과 같다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 콤프레서 구동시 방사소음 측정결과

콤프레서 구동시 방사되는 소음의 주파수 특성은 Fig.5.1과 같다. Fig.5.1로부터 콤프레서 모터의 가진주파수의 하모닉 성분들이 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 약 500Hz이하의 소음과 함께 2000-2500Hz사이의 소음이 큰 것을 볼 수 있다.

### 5.2 콤프레서 셸의 진동과 소음의 기어도 측정결과

Fig.3.2에 나타나는 측정장치 및 방법에 의하여 진동 및 소음 신호 각각에 대한 자기스펙트럼과 두 신호사이의 상호스펙트럼을 측정하고, 이로부터 식 (2.29)에 의해 콤프레서 셸의 진동과 방사소음간의 상관관계를 구하였다.

두 신호사이의 일반기어도합수는 Fig.5.2와 같으며, 이로부터 2000-2500Hz 밴드의 소음은 셸의 전(前)면부의 진동에 의한 고체전달소음을 알 수 있다.

### 5.3 콤프레서 셸의 실험적 모드 해석 결과

셸의 동특성을 규명하고, 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위하여 실험적 모드 해석을 행하였으며, Fig.3.3의 실험장치 및 방법에 의해 모드 해석을 수행한 결과는 Fig.5.3, Fig.5.4와 같다.

### 5.4 콤프레서 셸의 수치해석 결과

구조변경전의 유한요소모델을 이용하여 진동모드해석을 수행한 결과를 Fig.5.5에 나타내었다.

#### (1) 실험과 수치해석에 의한 모드 해석 결과의 비교

Table 5.1 Comparison of Results Obtained from Experiment and Computation (UNIT : Hz)

Method Mode	Experiment	Simulation
1st	2310	2270
2nd	2690	2710
3rd	3030	3053
4th	3770	3783

실험적인 방법에 의한 결과와 수치해석에 의한 진동모드해석 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 이로부터 본 연구에 사용된 유한요소모델은 타당한 것을 알 수 있었다.

실험을 통하여 검증된 유한요소모델을 이용하여 두께 및 형상변경시의 동특성 변화에 대하여 알아보고자 다음과 같은 수치해석을 행하였다.

#### (2) 곡률 변경에 따른 동특성 변화

Table 5.2 Change of Natural Frequency with Increase of Curvature (UNIT : Hz)

곡률반경(mm) Mode	∞	200	100
1st	2270	2493	2474
2nd	2710	2926	2958
3rd	3053	3585	3784
4th	3783	3730	3831

#### (3) 전체 두께 변경에 따른 동특성 변화

Table 5.3 Change of Natural Frequency with Increase of Thickness of all Geometry (UNIT : Hz)

Thick. (mm) Mode	2.0	2.4	2.6	3.2	3.6	4.0
1st	1939	2177	2270	2594	2806	2984
2nd	2278	2562	2710	3070	3336	3441
3rd	2578	2930	3053	3430	3683	3931
4th	3122	3512	3783	4380	4793	5311

#### (4) 부분적 두께 변경에 따른 동특성 변화

구조변경전의 유한요소모델을 이용하여 유한요소해석한 결과, 변형이 가장 크게 나타난 부분을 두껍게 하였을때 고유진동수 변화는 다음과 같다.

Table 5.4 Change of Natural Frequency with Increase of Thickness of Local Geometry (UNIT:Hz)

Item Mode	Original Type	Welding Position Change
1st	2270	2313
2nd	2710	2748
3rd	3053	3144
4th	3783	3955

## 6. 결론

이상의 연구를 통하여 다음과 결론을 얻을 수 있었다.

1. 콤프레서 구동시의 방사소음 측정결과로부터 본 연구에서 사용한 콤프레서로부터 방사되는 소음은 주로 500Hz미만과 2000-2500Hz사이에서 크게 방사됨을 알 수 있었으며, 이러한 소음방사 형태는 콤프레서 소음의 일반적인 형태임을 알 수 있었다.[4]

2. 콤프레서 셸의 진동과 방사소음과의 기어도 해석결과 2000-2500Hz의 소음은 셸 전(前)면부의 진동에 의해 발생한 고체전달소음이라는 결과를 얻었으며, 이 소음을 저감하기 위해서는 콤프레서 셸의 재실계(두께변경 또는 형상변경)를 통하여 셸의 진동모드를 구조파로 이동시킬 필요가 있음을 알았다.

3. 콤프레셔 셸의 실험적 모드해석 결과 1차 모드가 2310Hz 에서 나타남을 알 수 있었으며, 콤프레셔 구동시의 셸의 진동은 셸의 고유한 동특성과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있었다.

4. 유한요소법에 의한 진동모드해석 결과와 실험적인 방법에 의한 진동모드해석 결과가 잘 일치함을 확인하였으며, 실험에 의해 검증된 모델을 이용하여 곡률, 두께 및 응집위치 변경에 대한 수치해석을 수행하여 콤프레셔 셸의 동특성 개선을 위한 설계 자료를 제시할 수 있었다.

**참고문헌**

- [1] Hermetic Compressor Noise Reduction through Improvements in Housing Shape, David C. Lowery
- [2] Alternative Models of the Dynamics of a Refrigeration Compressor Shell, Massoud S. Tavakoli

[3] Modal Analysis of a Compressor Shell and Cavity for Emitted Noise Reduction, M. Bucciarelli, Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, 1992

[4] Investigation of the Sound Radiation Mechanism from the Shell of Hermetic Refrigerant Compressors, James F. Hamilton, Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference, 1984

[5] Design Techniques and Resulting Structural Modifications Used to Reduce Hermetic Compressor Noise, James W. Bush, Victor A. Eyo, Proceedings of International Compressor Conference at Purdue, 1992

[6] 구조물 모우드 해석의 기초와 응용, 회성출판사, 1985

[7] MSC/NASTRAN User's Manual

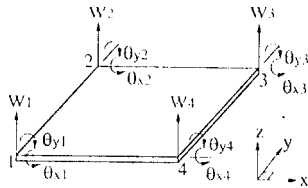


Fig. 2.1 Modeling of Plate Element with Four Nodes

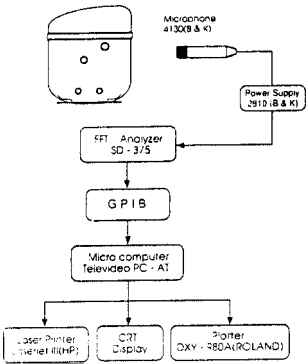


Fig. 3.1 Schematic Diagram of Measurement and Analysis System for Sound Radiation from Compressor

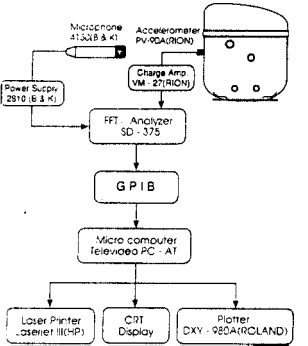


Fig. 3.2 Schematic Diagram of Measurement and Analysis System for Calculating Coherence Function

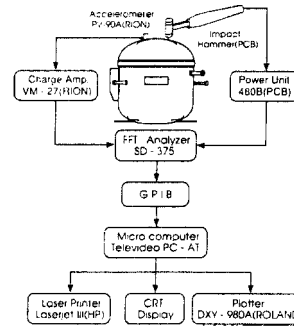


Fig. 3.3 Schematic Diagram of Measurement and Analysis System for Experimental Modal Testing

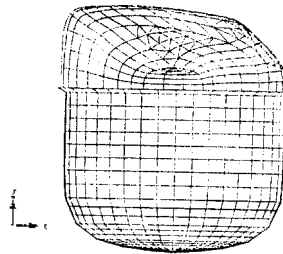


Fig. 4.1 Finite Element Model of a Compressor Shell

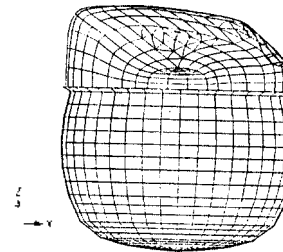


Fig. 4.2 Change of Curvature of Compressor Shell

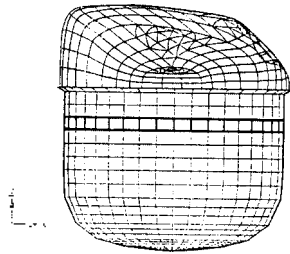


Fig.4.3 Change of Welding Position of Compressor Shell

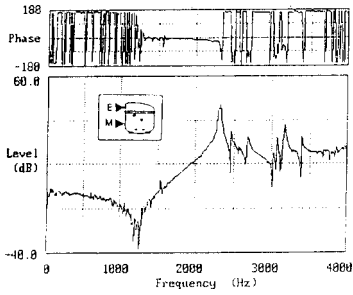


Fig 5.1 Sound Radiated from Compressor

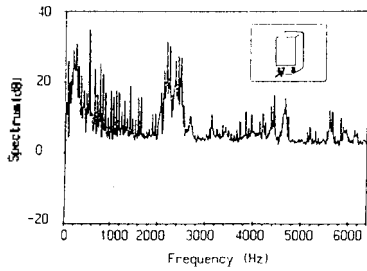


Fig 5.2 Coherence Function between Nose and Side Vibration

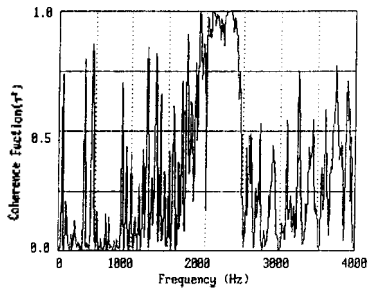
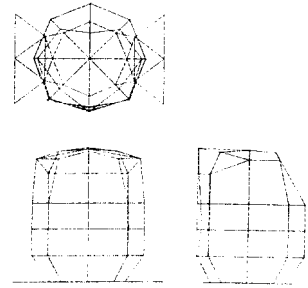
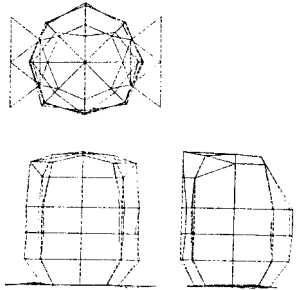


Fig.5.3 Frequency Response Function at the Middle of Front Side

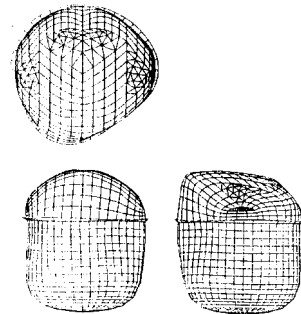


(a) 1st Mode

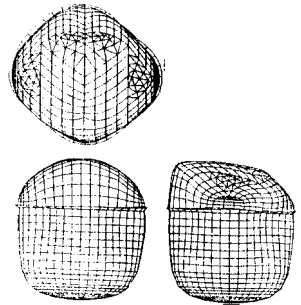


(b) 2nd Mode

Fig 5.4 Mode Shape obtained from Experiment (a) 1st Mode Shape (b) 2nd Mode Shape



(a) 1st Mode



(b) 2nd Mode

Fig 5.5 Mode Shape obtained from Simulation (a) 1st Mode Shape (b) 2nd Mode Shape