

부분구조합성법을 이용한 컴프레서 셸의 동특성 규명 및 개선에 관한 연구

오재웅*, 김종배**, 조준호***, 장필수****

(A Study on The Identification & Improvement of
Dynamic Characteristics of Compressor Shell
by Substructure Synthesis Method)

(Jae-Eung Oh, Jong-Bae Kim, Joon-Ho Jo, Phil-Su Jang)

1. 서론

1.1 연구 배경 및 필요성

냉장고의 소음중 가장 많은 부분을 차지하는 소음으로는 컴프레서 내부 구동 모터 회전 주파수의 하모닉 성분을 가진 원인으로 하여 컴프레서 셸 자체가 공진하여 발생하는 컴프레서 셸의 구조 방사소음이며, 이러한 경로에 의해 발생하는 소음은 셸 자체의 공진모드의 주파수를 보다 고주파로 이동시킴으로서 소음을 저감할 수 있다. 그 이유는, 공진모드의 주파수를 보다 고주파로 이동시키면 공진시에 변형이 일어나는 영역을 축소시키게 되어 결국 음을 발생시키는 음원의 크기를 작게 만드는 효과가 있기 때문이다. 또한 고주파의 소음은 감쇠특성이 크고, 흡음재 등에 의한 소음저감에 유리하기 때문이다.^{[1][2]}

냉장고 소음 중에서 컴프레서 셸의 공진에 의한 방사소음을 저감시키기 위해선 컴프레서 셸의 동특성 해석이 선행되어야 한다. 최근 컴퓨터를 이용한 구조물의 구조해석법이나 진동해석법이 눈부시게 발달하여 일반 구조물이나 기계 구조물의 정적, 동적 특성을 정밀도 높게 해석할 수 있게 되었고 더 나아가서는 설계 단계에서 상당히 정확하게 구조물의 거동을 예측하는 것이 가능하게 되었다.^{[1][3]} 유한요소법이 그 대표적인 해석법으로 등장하여 복잡한 구조물의 정적, 동적 해석에 응용되고 있으나, 구조물의 특정 고유모드와 목적하는 주파수를 변경시키기 위해선 많은 시행착오를 거듭해야하는 어려움이 있다. 따라서 이러한 문제점을 개선하기 위하여 부분 구조합성법이 최근 실용적인 진동해석 방법으로 사용되고 있으며, 이러한 부분구조합성법은 구조물의 동특성 향상을 위해 보다 효과적으로 구조물을 분리하여 전체 구조물중 일부를 설계변경할 때 재해석의 효율성과 신속성을 기할 수 있다.

본 논문에서는 부분구조합성법을 이용하여 가정용 냉장고에 적용된 컴프레서 셸의 동특성을 규명하고, 구조물의 동특성 개선을 위하여 효과적인 구조변경부위 결정을 목적으로 하였다. 효과적인 구조변경부위 결정을 위하여 분계의 변형에너지와 운동에너지 측면에서 구조물의 특정모드에 대한 기여도 해석을 수행하였다.^[4]

부분구조합성법으로 검증된 분계를 변형 및 운동에너지

기여도 파악으로 전체의 특정한 고유모드에 기여가 높은 분계를 알아내어, 그 분계의 형상변경을 수행하여 구조물 전체의 목적하는 동특성을 갖도록 동특성 개선 방향을 제시하는 것을 목적으로 한다.

본 논문에서는 컴프레서 셸의 구조해석을 수행하기 위하여, 범용 구조 해석 패키지인 MSC/NASTRAN 을 이용하여 컴프레서 셸 전체의 동특성 해석을 수행하였으며, MSC/NASTRAN 의 Superelement 모듈인 부분구조합성법을 이용하여 구조물 전체의 동특성해석을 수행하였다. 그리고, 각 분계의 변형 및 운동 에너지를 산출하여 전체 구조물의 고유모드에 대한 분계의 기여도를 평가하였으며, 각각의 에너지에 기여가 높은 분계의 형상을 변경하여 구조물 전체가 원하는 동특성을 얻도록 하였다.

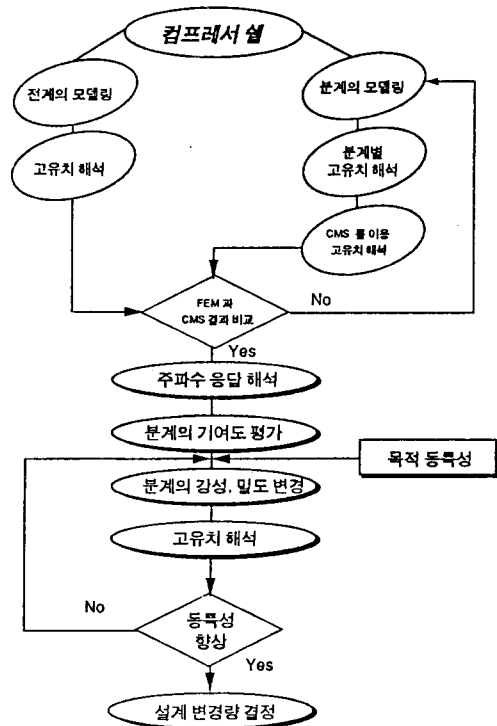


Fig. 1.1 Flow Chart for Identification & Improvement of Dynamic Characteristic of Compressor Shell by CMS

* 한양대학교 자동차공학과, 정회원
 ** 한양대학교 정밀기계공학과
 *** 한양대학교 정밀기계공학과, 정회원
 **** 삼성전자 기술총괄, 열-유체팀

2. 이론해석

2.1 부분구조합성법^{[5][6]}

부분구조합성법은 구조물을 몇개의 부분구조로 나누어 동특성 해석을 수행한 후, 각 부분구조의 동특성 즉 모우드 파라미터와 경계조건을 이용하여 구조물의 동특성을 해석하는 방법으로, 본 연구에서는 모드합성법중 고정경계합성법(Fixed interface Method)을 이용하였다.

구속모드합성법은 구조물 내부영역의 변위를 결합부의 변위에 의한 것과 결합부를 고정시켰을 때의 변위의 합으로 표현하며, 구속모드합성법의 개념을 간단히 Fig. 2.1과 같이 나타내었다. 줄기만의 진동모드에서 가지는 결합점의 변위에 따라 강제 운동을 한다. 한편 가지의 움직임은 결합부에 있는 가지 끝을 고정한 고유 모드 즉 구속 모드의 1차 결합으로 표현된다.

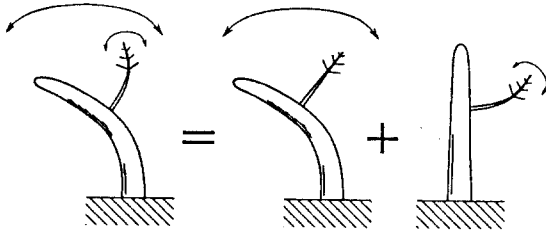
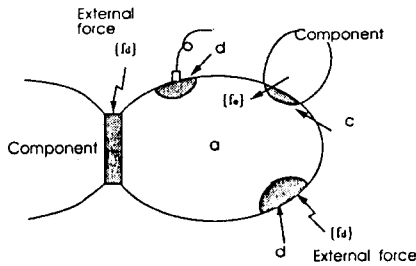


Fig. 2.1 Displacement Representation of Component by Constraint Mode

Fig. 2.2와 같이 분계를 결합영역 c와 그 이외의 영역 e로 분류하였을 때 결합영역 c를 고정된 경우의 영역 e의 변위 $\{x_e'\}$ 는 다음과 같다.



interior region a
region b = jointing region c + external forcing & response
region d
region e = interior region a + region d

Fig. 2.2 Various Regions of Component

$$([K_e] - \omega^2 [M_e])\{x_e'\} = \{0\} \quad (1)$$

$$\{x_e'\} = [\phi_{Bc}] \{\xi_i\} \quad (2)$$

여기서 $[\phi_{Bc}]$ 는 결합영역 c를 고정할 때의 고유치 문제를 풀어서 얻은 구속 모드이고, $\{\xi_i\}$ 는 모달좌표이다. 결합영역 c의 변위에 의한 영역 e의 변위 $\{x_e''\}$ 는 가이안의 정축소로 다음과 같이 계산된다.^[4]

$$\{x_e''\} = -[K_{ee}]^{-1} [K_{ec}] \{x_c\} = [T_i] \{x_c\} \quad (3)$$

영역 e의 변위는 식 (2)와 식 (3)의 합으로 표현되므로

$$\{x_e\} = \{x_e'\} + \{x_e''\} \quad (4)$$

$$\begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [\phi_{Bc}] \\ [0] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} [T_i] \\ [I] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_i \\ x_c \end{bmatrix} \quad (5)$$

결합영역을 c, 이외의 영역을 e로 할때, 2개의 분계로 구성된 전체의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_{e1} & M_{e1c1} & 0 & 0 \\ M_{c1e1} & M_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{e2} & M_{e2c2} \\ 0 & 0 & M_{c2e2} & M_{c2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{e1} \\ \ddot{x}_{c1} \\ \ddot{x}_{e2} \\ \ddot{x}_{c2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$+ \begin{bmatrix} K_{e1} & K_{e1c1} & 0 & 0 \\ K_{c1e1} & K_{c1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{e2} & K_{e2c2} \\ 0 & 0 & K_{c2e2} & K_{c2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -f_{12} \\ 0 \\ f_{12} \end{bmatrix}$$

여기서, f_{12} 는 결합영역 c를 통해 분계 1과 분계 2에 작용하는 내력이다. 식 (5)를 식 (6)에 대입하여 분계별로 구속 모우드에 의한 모우드 좌표를 포함한 새로운 좌표로 축소 변환한다. 강결합의 경우, 다음의 조건이 성립하므로

$$\{x_{c1}\} = \{x_{c2}\} = \{x_c\} \quad (7)$$

각 분계에 대하여 가이안의 정축소를 적용하여 결합부의 변위와 결합영역이외의 변위는 다음식으로 표현된다.

$$\{x\} = \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_{c1} \\ x_{e2} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_{c1} \\ \xi_2 \\ x_{c2} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$= \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix} = [T_p] \{y\}$$

여기서,

$$[T_p] = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & \phi_{B2} & T_2 \\ 0 & I & 0 \end{bmatrix}$$

이고,

$$\{y\} = \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix}$$

이다. 식 (8)을 식 (6)에 대입하고, $(T_p)^T$ 를 곱하여 정리하면, 전체에 대한 축소 변환된 운동방정식이 얻어진다.

$$[\bar{M}] \{\ddot{y}\} + [\bar{K}] \{y\} = \{\bar{f}\} \quad (9)$$

여기서,

$$[\bar{M}] = [T_p]^T [M] [T_p]$$

$$[\bar{K}] = [T_p]^T [K] [T_p]$$

$$(\bar{f}) = [T_p]^T (f)$$

이다.

2.2 유한 요소 모델의 주파수 응답 함수^{[7][8]}

유한 요소 모델로부터 얻은 전체의 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M] (\ddot{x}) + [K] (x) = (f) \quad (10)$$

여기서 $[M]$ 은 계 전체의 질량행렬, $[K]$ 는 계 전체의 강성행렬이고, (x) , (\ddot{x}) 는 각각 모든 절점 자유도의 변위 및 가속도 벡터이다.

강제진동인 경우, 조화가진력

$$(f) = (F) e^{i\omega t} \quad (11)$$

를 받는 계의 정상응답을

$$(x) = (X) e^{i\omega t} \quad (12)$$

라 하면, 식 (10)은 다음과 같다.

$$-\omega^2 [M] (X) + [K] (X) = [F] \quad (13)$$

식 (13)을 고유치 해석하여, 고유진동수 ω_r , 고유모드 (ϕ_r) , 모드질량 m_r , 모드강성 k_r 을 구한다.

여기서,

$$\begin{aligned} m_r &= (\phi_r)^T [M] (\phi_r) \\ k_r &= (\phi_r)^T [K] (\phi_r) \end{aligned} \quad (14)$$

또한, 물리좌표계 (x) 와 모드좌표계 (γ) 와의 관계는 다음과 같다.

$$(X) = \sum_{r=1}^N \gamma_r (\phi_r) \quad (15)$$

식 (13)에 식 (14) 와 (15)를 대입하면 r 차의 모드좌표는

$$\gamma_r = \frac{(\phi_r)^T (F)}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (16)$$

이 된다.

외력 (F) 와 변위 (X) 와의 관계는 모드행렬이 가지는 넓은 의미의 직교성(orthogonality)과 모드좌표계를 도입하여 구한다.

$$(X) = \sum_{r=1}^N \frac{(\phi_r)^T (F) (\phi_r)}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (17)$$

가진점을 i , 응답점을 l 이라하고, 식 (17)를 입력 F_i 와 응답 X_l 사이의 관계를 나타내는 주파수 응답 함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{X_l}{F_i} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{rl} \phi_{ri}}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (18)$$

2.3 변형 및 운동에너지에 의한 분계의 기여도^[9]

전계의 모드에 대한 각 분계의 모드의 기여도는 에너지의 계산을 통하여 파악할 수 있다. 전계의 운동방정식에서 $(x) = (X) e^{i\omega t}$ 라고 가정하면, 변형에너지 E_s 와 운동에너지 E_k 는 다음과 같다.

$$E_s = \sum \frac{1}{2} (X)^T [K] (X) \quad (19)$$

$$E_k = \sum \frac{1}{2} \omega^2 (X)^T [M] (X) \quad (20)$$

모드파라미터를 이용한 전계에 대한 r 차 모드의 변형 및 운동에너지 E_{sr} , E_{kr} 은 다음과 같이 표현된다.

$$E_{sr} = \frac{1}{2} k_r \quad (21)$$

$$E_{kr} = \frac{1}{2} \omega_r^2 m_r \quad (22)$$

전계 r 차 모드에 대한 분계의 변형에너지 E_{scr} 와 운동에너지 E_{kcr} 는 다음과 같이 표현된다.

$$E_{scr} = \frac{1}{2} (\phi_{cr})^T [K_c] (\phi_{cr}) \quad (23)$$

$$E_{kcr} = \frac{1}{2} \omega_r^2 (\phi_{cr})^T [M_c] (\phi_{cr}) \quad (24)$$

전계의 r 차 모드에 대한 각 분계의 에너지 기여도는 전계의 r 차 모드벡터중에서 분계의 자유도에 해당하는 모드벡터와 분계의 질량 및 강성을 이용하여 구한다. 변형에너지 기여도 C_{scr} 과 운동에너지 기여도 C_{kcr} 은 다음과 같다.

$$C_{scr} = \frac{(\phi_{cr})^T [K_c] (\phi_{cr})}{k_r} \quad (25)$$

$$C_{kcr} = \frac{(\phi_{cr})^T [M_c] (\phi_{cr})}{m_r} \quad (26)$$

여기서 C_{scr} 은 r 차 모드로 시스템이 진동하는 경우, 계 전체의 스트레인 에너지에 대한 c 분계의 스트레인 에너지의 비이고, C_{kcr} 은 r 차 모드로 시스템이 진동하는 경우 계 전체의 운동 에너지에 대한 c 분계의 운동 에너지의 비를 의미한다. 만약 r 차 모드가 지배적인 시스템에서 c 분계의 C_{scr} 이 다른 분계에 비해 큰 값을 가지면 c 분계의 강성값

을 변경함으로써 시스템의 특성을 용이하게 변경시킬 수 있다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

냉장고의 소음중 2000Hz 이상의 소음은 컴프레서 셸의 공진 모드에 의해 유발되는 주파수 영역으로서, 이는 컴프레서 셸의 공진이 Structure Born Noise를 유발하는 주요한 원인은 많은 논문에서 밝혀진 바이다.¹⁾¹⁾²⁾³⁾

이러한 경로에 의해 발생하는 소음은 셸 자체의 공진 모드의 주파수를 보다 고주파로 이동시킴으로서 소음을 저감할 수 있다.

본 연구에서는 컴프레서 셸의 공진 모드 주파수를 고주파로 이동시키기 위한 효과적인 부분을 결정하기 위해 컴프레서 셸을 3부분으로 분리하여 각 분계 및 전체의 진동을 범용 구조 해석 패키지인 MSC/NASTRAN 을 이용하여 해석하였다.

3.1 컴프레서 셸의 유한요소 모델

컴프레서 셸은 강철로 구성되어 있으며, 유한요소해석 모델의 구성에 이용된 요소들과 요소들의 물성치는 다음과 같다.

Table 3.1 Material Properties and Element Types

Item	Value
E (Modulus of Elasticity)	2.1×10^8 (kg/mms ²)
ν (poisson's Ratio)	0.29
ρ (Density)	7.85×10^{-6} (kg/mm ³)
Element Type	3각, 4각 평판요소,

그리고, 유한요소해석에 이용된 유한요소해석모델은 Fig. 3.1 과 같다. 하부셸은 좌우대칭인 반면 상부셸은 3축대칭이다. 상부 셸과 하부 셸은 따로 모델링 하였으며, 상부셸과 하부셸의 결합부는 상부셸과 하부셸과 동일한 용접봉의 물성치를 이용 평판요소로 모델링 하였다.

모델링한 유한요소 모델은 동적 축소(Dynamic Reduction) 후, 일반적으로 고유치 해석에 사용되는 Householder Method를 이용하여 고유치와 고유형상을 구하였다.

3.2 분계의 유한요소 모델

부분구조합성을 위하여 컴프레서 셸을 상부 2부분과 하부 셸로 분리하여 3개의 단품으로 유한요소 모델링하였다. 각 분계의 유한요소해석에 이용된 유한요소해석모델은 Fig. 3.2 와 같다.

상부 셸은 2개의 부분으로 분리하였고, 하부 셸은 단품으로 처리하였으며, 모든 요소는 평판요소를 사용하였다. 좌측 상부 셸을 (SE1) 으로 나타내고, 우측 상부 셸을 (SE2) 으로, 그리고 하부 셸을 (SE3) 로 표시 하기로 한다.

3개의 분계는 각각 고정경계합성법을 이용하기 위해 결합점의 6자유도 모듈을 구속하여 각각의 분계를 분리하여 경

구모드해석을 수행하였다. 구속모드합성법은 구조물 내부 영역의 변위를 결합부의 변위에 의한 것과 결합부를 고정시켰을 때의 변위의 합으로 표현한다.

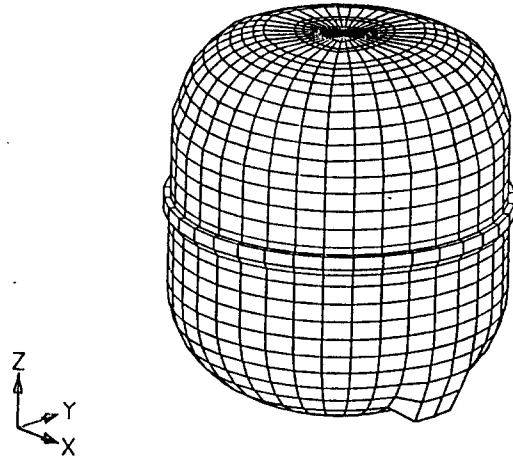
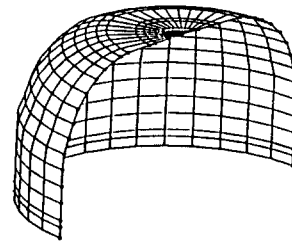
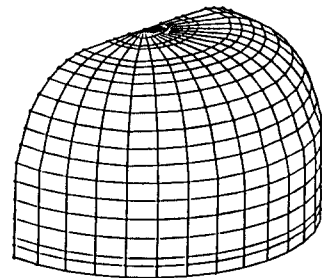


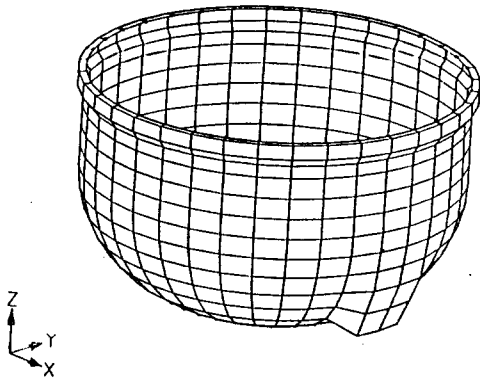
Fig. 3.1 Finite Element Model of Compressor Shell



(a) Left Part of Upper Shell (SE1)



(b) Right Part of Upper Shell (SE2)



(c) Lower Shell (SE3)

Fig. 3.2 Finite Element Model of Each Component System

3.3 분계의 기여도 해석

전계의 모드에 대한 각 분계 모드의 기여도는 에너지 계산을 통하여 파악할 수 있다.^[10] 본 연구에서는 각 분계의 유한요소 모델에서 얻어진 분계의 질량행렬과 분계의 강성행렬, 그리고 각 모드의 모드 벡터를 구하여, 각 모드에 대한 모드 질량, 모드 강성을 구하였다.

3.4 분계의 강성 및 질량 변경 시뮬레이션

구조물의 동특성 개선안의 대책안을 제시하기 위하여, 구조물의 각 분계의 변형에너지 기여도 파악한 결과를 이용하여, 변형에너지에 기여가 큰 분계의 탄성률을 90~110%로 변경시켜서 전계의 고유치와 주파수 응답함수의 변화를 해석하였다. 그리고, 각 분계의 전계에 대한 운동에너지의 기여도를 파악한 결과를 토대로 운동에너지에 기여가 높은 분계의 밀도를 90~110% 씩 변경시켜서 전계의 고유치와 주파수 응답함수의 결과를 해석하였다.^[12]

4. 결과 및 고찰

4.1 컴프레서 셸 전계 및 분계의 동특성

컴프레서 셸 각 분계의 동특성 해석 결과를 Table 4.1에 나타내었다.

Table 4.1 Natural Frequency of Each Component (Unit : Hz)

Mode No. / Component	1st	2nd	3rd	4th	5th
Left Side of Upper Shell (SE1)	6085	7712	7876	7949	8169
Right Side of Upper Shell (SE2)	5983	7620	7912	8108	8215
Lower Shell (SE3)	3549	3625	4402	5287	5308

유한요소법을 이용하여 컴프레서 셸의 고유치를 해석한 결과와 부분구조합성법을 이용한 전계의 해석 결과를 Table 4.2에 비교하였다.

Table 4.2 Comparison of Natural Frequency of Compressor Shell between CMS & Conventional FEM (Unit : Hz)

Mode No. / Method	1st	2nd	3rd	4th	5th
FEM	2456	2794	2959	2962	3232
CMS	2475	2722	2952	3065	3200
ERROR (%)	0.8	2.5	0.2	3.4	0.9

유한요소법을 이용하여 컴프레서 셸을 자유경계조건에서 정규 모드 해석한 결과와 부분구조합성법을 이용하여 3개의 분계를 부분구조합성한 결과는 오차 폭이 0.3% 내외로 거의 일치함을 볼 수 있었다. 그러므로 본 논문의 부분구조합성법을 이용한 해석 결과는 타당함을 알 수 있었다.

4.2 변형 및 운동에너지에 의한 분계의 기여도 파악

컴프레서 셸 전체 시스템에 대한 각 분계의 변형에너지 기여도를 Table 4.3과 Fig. 4.1에 나타내었다. 그리고 전계에 대한 각 분계의 운동에너지 기여도는 Table 4.4와 Fig. 4.2에 나타내었다.

Table 4.3과 Fig. 4.1에서 볼 수 있듯이 1차, 2차 모드에서는 분계 2가 가장 높은 기여도를 나타냄을 볼 수 있으며, 3차, 4차 모드에서는 분계 3에서 변형에너지가 높은것을 볼 수 있었다. 변형에너지 기여도가 높다는 것은 강성에 대해서 각각의 모드가 민감함을 나타내며 강성을 높였을 때 전계의 고유치가 변화할 가능성이 높음을 의미한다.

Table 4.4과 Fig. 4.2에서 볼 수 있듯이 1차, 2차 모드에서는 분계 2가 운동에너지에 가장 높은 기여도를 나타냄을 볼 수 있으며, 3차, 4차 모드에서는 분계 3에서 운동에너지가 높은것을 볼 수 있었다. 전계에 대한 분계의 운동에너지 기여도가 높다는 것은 질량에 대해서 각각의 모드가 민감함을 나타내며, 질량을 높일 수록 전계의 고유치가 기존의 시스템보다 낮은 주파수로 이동할 가능성이 높음을 의미한다.

Table 4.3 Strain Energy Coherence of Compressor Shell (Unit : %)

Mode No. / Component	Strain Energy Coherence (%)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
Left Side of Upper Shell (SE1)	2.4	0.1	0.05	5.2	61
Right Side of Upper Shell (SE2)	96	81.95	0.05	23	26
Lower Shell (SE3)	1.6	17.95	99.9	71.8	13

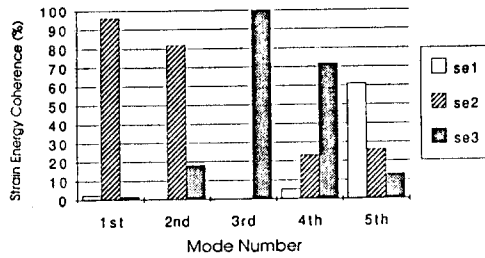


Fig. 4.1 Strain Energy Contribution of Each Component

Table 4.4 Kinetic Energy Coherence of Compressor Shell
(Unit : %)

Component	Kinetic Energy Coherence (%)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
Left Side of Upper Shell (SE1)	39.5	0.03	10.5	5.3	0.6
Right Side of Upper Shell (SE2)	58.6	64.4	35.2	0.1	68
Lower Shell (SE3)	1.9	35.57	54.3	94.6	31.4

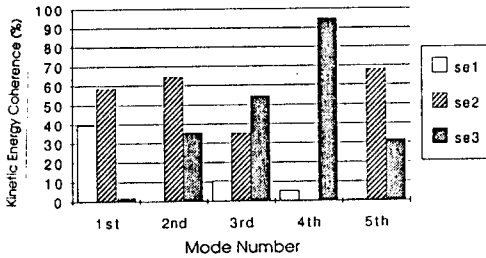


Fig. 4.2 Kinetic Energy Contribution of Each Component

4.3 분계의 강성변경에 의한 컴프레서 셸의 동특성 변화 예측

본 절에서는 컴프레서 셸의 최저 고유진동수를 보다 고주파로 변경시키기 위하여, 1차 고유모드에 기여도가 높은 분계2의 강성을 변경시켜, 컴프레서 셸의 동특성 개선안을 시뮬레이션 해 보았다.

컴프레서 상부 셸의 우측면 (SE2) 분계의 탄성률을 90~110% 변경시키면서 구조물의 동특성 변화를 파악하였다.

1차 모드에 대하여 변형에너지 분포가 높은 분계 2의 탄성률을 90~110% 로 변경시키면서 해석한 결과를 Table 4.5 과 Fig.4.3 에 나타내었다. 분계의 강성을 변경시키며 컴프레서 셸의 동특성을 파악한 결과, 변형에너지에 대해서 분계2의 기여도가 높은 1, 2차 모드의 고유진동수는, 분계2의 강성의 증가와 더불어 증가하였음을 볼 수 있다. 분계의 기여도가 높지 않은 3, 4, 5차 모드의 고유진동수는 분계의 강성을 변경하였지만 큰 변화는 관찰할 수 없었다. 이는 분계 2의 강성이 구조물 전체의 고유모드중 1, 2차 모드에 영향을 미치며 3, 4, 5차 모드에는 별다른 영향을 미치지 않음을 의미한다.

위 결과를 고찰해 보면, 컴프레서 셸의 최저차 모드의 고유진동수를 변경시키기 위해서는 변형에너지의 기여도가 높은 분계2, 즉 컴프레서 상부 우측면 셸의 강성을 변경시키는 것이 효과적임을 알 수 있었다.

Table 4.5 Natural Frequencies of System According to Stiffness Change

Stiffness(%)	Mode (Hz)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
90	2397	2689	2925	2546	2701
95	2432	2711	2892	2910	3021
100	2475	2721	2952	3065	3200
105	2507	2733	2855	2999	3154
110	2542	2740	2807	3009	3110

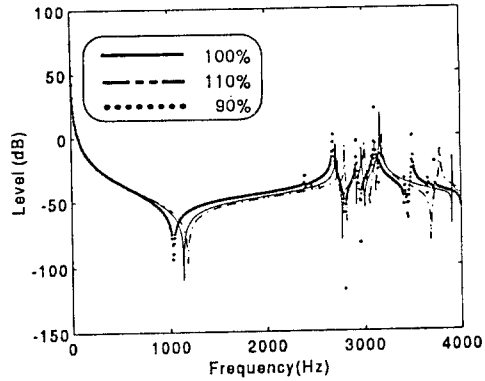


Fig. 4.3 Frequency Response Function according to Stiffness Change

4.4 분계의 질량변경에 의한 컴프레서 셸의 동특성 변화 예측

Table 4.6 과 Fig. 4.4 은 분계2의 질량을 변경시키면서 컴프레서 셸의 동특성 변화를 시뮬레이션한 결과이다.

1차 모드에 대하여 운동에너지 분포가 높은 분계 2의 밀도를 90~110% 로 변경시키면서 해석한 결과를 Table 4.6과 Fig.4.4 에 나타내었다. 분계의 질량을 변경시키며 컴프레서 셸의 동특성을 파악한 결과, 운동에너지에 대해서 분계2의 기여도가 높은 1, 2차 모드의 고유진동수는, 분계2의 질량의 증가에는 반대로 감소하였음을 볼 수 있으나, 분계의 기여도가 높지 않은 3, 4, 5차 모드의 고유진동수는 분계의 질량을 변경하였지만 큰 변화는 관찰할 수 없었다.

이는 분계2의 질량이 구조물 전체의 고유모드중 1, 2차 모드에 영향을 미치며 3, 4, 5차 모드에는 별다른 영향을 미치지 않음을 의미한다. 그러므로 컴프레서 셸의 최저차 모드의 고유진동수를 고주파 영역으로 변화시키기 위해서는 운동에너지의 기여도가 높은 분계2, 즉 컴프레서 상부 우측면 셸의 질량을 감소시키는 것이 효과적임을 알 수 있었다.

Table 4.6 Natural Frequencies of System According to Mass Change

Mode No. Mass (%)	Mode (Hz)				
	1st	2nd	3rd	4th	5th
90	2527	2731	2960	3010	3012
95	2510	2728	2833	2963	3004
100	2475	2721	2952	3065	3200
105	2432	2707	2926	2980	3101
110	2338	2573	2832	2896	3239

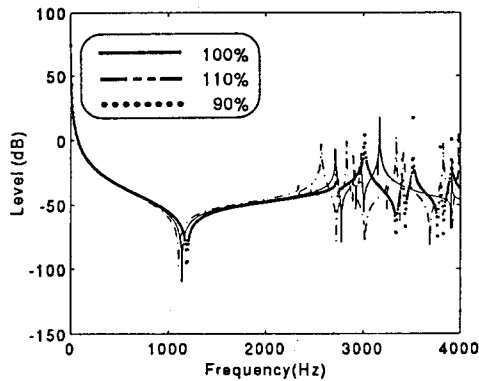


Fig. 4.4 Frequency Response Function according to Mass Change

5. 결론

부분구조합성법을 이용한 컴프레서 셸의 동특성 규명 및 동특성 향상 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 부분구조합성법을 이용한 해석 결과와 유한요소법을 이용한 구조물 전체의 해석 결과가 잘 일치하므로 부분구조합성법을 이용한 해석결과가 타당성을 검증하였다.
- 2) 부분구조합성법으로 검증된 분계를 변형 및 운동에너지 기여도 파악으로 전체의 특정한 고유모드에 기여가 높은 분계를 알아낼 수 있었다.
- 3) 컴프레서 셸 전체의 1차 2차 모드에 지배적인 영향을 미치는 분계2를 변형에너지 측면에서 강성을 변경시키면서 시뮬레이션 했을 때 1차 2차 고유모드의 고유진동수가 강성의 증가와 더불어 증가함을 볼 수 있었다.
- 4) 컴프레서 셸 전체의 1차 2차 모드에 지배적인 영향을 미치는 분계2를 운동에너지 측면에서 질량을 변경시키면서 시뮬레이션 했을 때 1차 2차 고유모드의 고유진동수가 분계2의 질량의 증가에 반하여 변화함을 볼 수 있었다.
- 5) 컴프레서 셸의 고유진동모드에 의해 유발되는 셸의 방사 소음을 저감하기 위해서 컴프레서 셸의 최저 고유진동수를 보다 고주파로 이동시키기 위해서는 분계2가 가장 효과적인 부분이며, 분계2의 강성을 증가시켜야 하며, 반대로 질량을 감소시키는 것이 가장 효과적임을 알 수 있었다.

참고문헌

- [1] 유병덕, 1989, "부분구조합성법을 이용한 구조물의 동특성 해석에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문
- [2] 이정환, 1993, "부분구조합성법을 이용한 대형구조물의 동특성 규명 및 개선에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문
- [3] 이신형, 이장무, 1990, "부분구조합성법을 이용한 비선형 결합부 구조물의 동적해석", 대한기계학회논문집 제14권 제2호, pp. 324-330
- [4] 長松昭男, 大熊政明, 1991, "部分構造合成法", 培風館
- [5] 長松昭男, 大熊政明, 1983, "部分構造合成法による振動解析(第1報, 基礎的検討)", 日本機械學會論文集(C編), 49巻 437號, pp. 3-11
- [6] 長松昭男, 大熊政明, 1983, "區分モード合成法による振動解析(第4報, 固有振動數と固有モードその2)", 日本機械學會論文集(C編), 49巻 443號, pp.1120-1127
- [7] 長松昭男, 大熊政明, 1984, "區分モード合成法による振動解析(第5報, 強制振動その2)", 日本機械學會論文集(C編), 50巻 450號, pp. 251-259
- [8] 오재용, 1985, "구조물 모우드 해석의 기초와 응용", 회성출판사
- [9] Nishioka, M. and Tomita, T., 1985, "Method of Large-scale Vibration Analysis of Vehicle Body Structure," 日本自動車技術會論文集, No.3, pp.68-75
- [10] 임재훈, 김민수, 이귀영, 1993, "부분구조합성법을 이용한 배기계의 진동해석", 대한기계학회논문집 제17권 제7호, pp. 1833-1840
- [11] M. Bucciarelli, 1992, "Modal Analysis of a Compressor Shell and Cavity for Emitted Noise Reduction", Proceedings of International Compressor Conference at Purdue
- [12] James F. Hamilton, 1984, "Investigation of the Sound Radiation Mechanism from the Shell of Hermetic Refrigerant Compressors", Proceedings of the 2nd International Modal Analysis Conference
- [13] Imaichi, N. Ishii, K. Imasu, Jan. 1984, "A Vibration Source in Refrigerant Compressors", Transaction of ASME, Vol 106
- [14] D. R. Gilliam and M. A. Diflora, 1992, "The Effect of The Dome Shape of a Hermetic Compressor Housing on Sound Radiation", Proceedings of International Compressor Conference at Purdue
- [15] James W. Bush, Victor A. Eyo, 1992, "Design Technique and Resulting Structural Modifications Used to Reduce Hermetic Compressor Noise",
- [16] 안치영, 1992, "유한요소법을 이용한 콤프레서 셸의 동특성 해석에 관한 연구", 한양대학교 석사학위논문