

〈論 文〉

부분구조합성법을 이용한 냉장고의 진동해석

Vibration Analysis of a Refrigerator Using Component Synthesis Method

김석관* · 김성대* · 임기수**

Seoggwon Kim, Sungdae Kim and Keesoo Lim

〈1993년 2월 4일 접수 ; 1993년 7월 27일 심사완료〉

ABSTRACT

In this study, vibration analysis of a refrigerator was carried out to reduce vibration induced noise. When the components of a machine are assembled together, the natural frequencies of each component are changed since they have influences on one another. To avoid the problem of resonance, the vibration characteristics of each component must be checked systematically after they are designed. For this purpose, vibration analysis of a refrigerator was done using a component synthesis method. The experimental and analytical results showed good agreement and are presented here.

1. 서 론

전기제품에 있어서 진동소음의 발생은 주거환경의 쾌적함에 크게 저해되는 요인중 하나이다. 가전제품의 소음은 크게 송풍기 등에 의한 유체소음과 압축기 또는 전동모터 자체의 소음 및 그 구동에 의해 발생하는 기계적 진동에 의한 소음으로 나누어진다.

압축기의 구동에 의해 발생하는 기계적 진동에 의한 소음의 저하를 위한 연구는 최근 일본의 기업^(1,2)과 국내 대학⁽³⁾에서 냉장고 및 에어컨을 대상으로 수행되었다. 그러나 이 연구 결과들은 2자유도 진동시스템을 이용한 개략적인 경향과 유한요소해석을 통한 부품의 진동특성해석에만 그침으로서 각 부품이 조립되었을 때 나타나는 고유진동수의 변화와 같은 현상들을 파악하기는 어렵다.

따라서 본 연구에서는 부분구조합성법을 이용하여

구조물의 시스템적 진동해석을 수행함으로써 시스템 전체를 유한요소해석수행시 발생하는 계산시간문제를 해결하고 구조물의 실제설계에 적용할 수 있도록 하였다.

2. 본 론

2.1 전기제품의 진동에 의한 소음 저하 대책

전기제품에 있어 진동으로 인한 소음은 그 주 원인이 압축기 또는 모터의 작동에 의해 발생하는 진동이 지지부를 통하여 외부에 전달됨으로써 발생된다. 따라서 이러한 소음을 줄이기 위해서는 진동전달의 경로를 추적, 진동전달을 차단할 수 있어야 한다⁽⁴⁾. 이를 위한 연구 방법은 아래와 같이 설정될 수 있다.

(1) 진동이 소음에 미치는 영향을 파악하기 위하여 진동에 의한 소음이 어느 부위에서 발생하고 있는지를 파악하고 진동이 그 발생원인으로부터 어떤 경로를 통하여 소음발생부위까지 전달되는지를 파악

*정회원, 금성생산기술연구소

**금성생산기술연구소

해야 한다.

(2) 진동전달 경로상에 있는 각 부품들의 진동특성을 파악한다.

(3) 파악된 진동특성에 따라 진동전달을 줄일 수 있는 최적 구조를 도출한다.

2.2 적용사례 : 냉장고 진동소음 저감

냉장고에서 발생하고 있는 진동은 크게 송풍기 작동에 의한 진동과 압축기 작동에 의한 진동 두가지로 분류될 수 있다. 본 연구에서는 이중 압축기의 작동에 의해 발생하는 진동소음 저감을 위하여 위에서 소개된 방법을 적용하였다.

Fig. 1은 냉장고의 기계실 내부를 보여주고 있다. 냉매압축을 위하여 압축기가 있으며 방진 마운트를 통하여 지지판에 올려져있고 이 지지판은 냉장고의 옆판에 연결되어있다.

압축기 진동에 의한 소음발생원을 파악하기 위하여 기계실 내부와 옆판에서 발생하는 진동소음을 측정하였다. 압축기의 작동 주파수가 60Hz이므로 주

진동 주파수는 60Hz와 그 배수인 120, 180, ...에서 나타났다[Table 1 (a)]. 기계실 내부에서의 소음은 진동에 의한 소음보다는 냉매의 압축 및 흐름에 의한 소음과 각종 전자음 및 압축기 자체발생 소음(300Hz 이상)이 주였다. 진동에 의해 발생한 소음은 주로 200Hz이하로서 그 원인은 압축기의 진동이 방진마운트와 지지판을 통하여 옆판에 전달됨으로써 발생되고 있음이 밝혀졌다.

계의 진동특성 파악을 위하여 실험적 및 이론적 진동해석이 수행되었다. 기계실 내부의 각 부품의 단품상태에서와 조립상태에서의 고유진동수 및 진동모우드를 측정, 분석하였고 이론적 해석으로 유한요소법을 이용하여 지지판의 진동해석을 수행하였다(Fig. 2, Fig. 3, Table 2, Table 3).

위에서 언급된 바와같이 압축기의 진동은 방진 마운트와 지지판을 통하여 옆판에 전달되고 있다. 따라서 진동의 전달을 최소화하기 위한 방법은 방진 마운트와 지지판의 최적설계에 의해 이루어질 수 있다. 이를 위하여 압축기와 지지판을 Fig. 4에서 보여

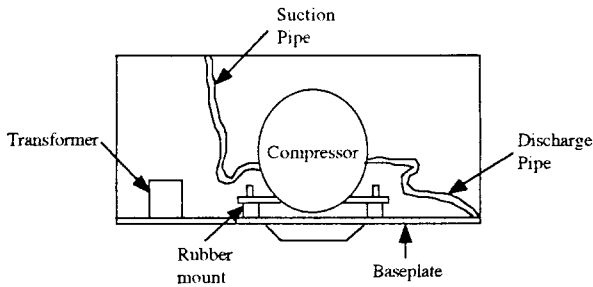
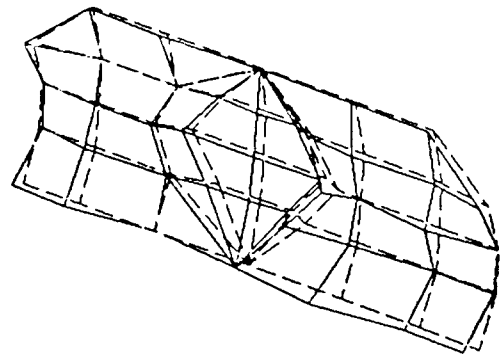
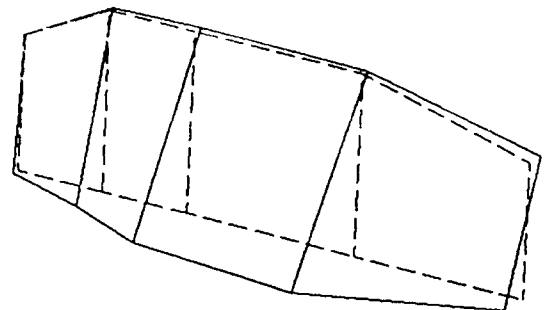


Fig. 1 Refrigerator compressor room



(a) 1st natural mode of compressor baseplate (90Hz)



(b) 1st operating mode of compressor baseplate(60Hz)

Table 1 Relationship between noise and vibration
(a) Operating frequencies (Unit : Hz)

Part name	1st Mode	2nd Mode	3rd Mode	4th Mode
Compressor	60	120	180	660
Base plate	60	120	180	300
Side plate	60	120	180	720

(b) Noise source (Unit : Hz)

Frequency	Noise source
120, 180	Side plate vibration
300	Compressor
450	Fluid flow
600 and above	Compressor

Fig. 2 Vibration modes obtained by modal testing

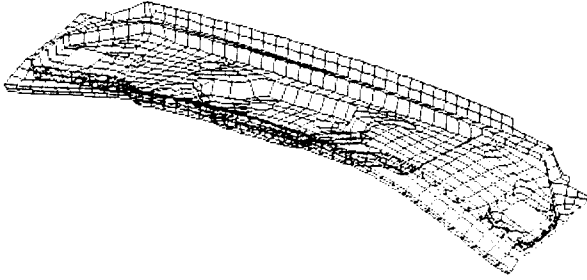


Fig. 3 1st natural vibration mode obtained by finite element analysis (87Hz)

Table 2 Comparison of experimental and analytical results (Base plate natural frequencies, Unit : Hz)

1st Mode		2nd Mode		3rd Mode	
Exp.	Analysis	Exp.	Analysis	Exp.	Analysis
90	87	132	142	246	239

Table 3 Natural frequencies of baseplate after assembly (Unit : Hz)

1st Mode	2nd Mode	3rd Mode
99	150	248

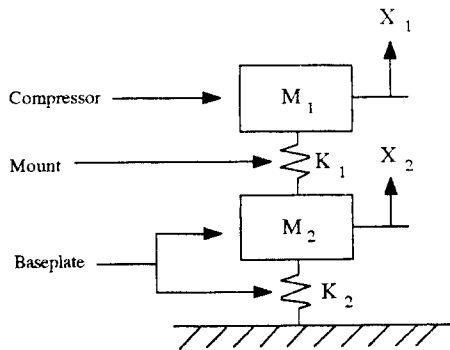


Fig. 4 2-dof model of compressor and its base plate

주는 바와 같이 2자유도 진동계로 모델링하여 방진 마운트와 지지판의 진동특성이 진동전달에 미치는 영향을 파악하였다.

방진 마운트는 압축기와 조합되었을 때 그 고유진동수가 압축기의 작동 주파수에서 멀수록 진동량이 적고⁽⁴⁾ 그 강성이 낮을수록 힘전달률이 작다⁽¹⁾. 지지

Table 4 Effects of the stiffness of compressor mount and baseplate

Compressor and mount			Base plate		
Spring const. (N/m)	Natural freq. (Hz)	Vibration amplitude (6sec)	Spring const. (N/m)	Natural freq. (Hz)	Vibration amplitude (6sec)
356727	30	0.0620	1197973	90	0.0388
39636	15	0.0592	1197973	90	0.0175
356727	30	0.0707	10363090	200	0.0101
39636	15	0.0597	10363090	200	0.0025

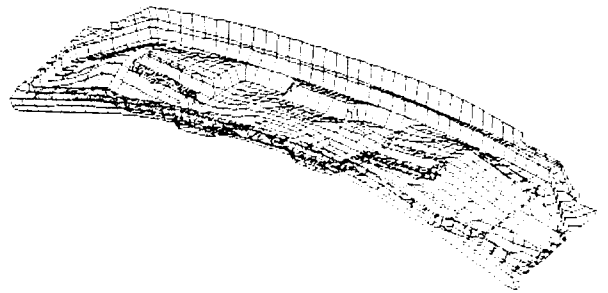


Fig. 5 1st natural vibration mode of the stiffened baseplate (151Hz)

판은 그 강성이 높을 수록 좋은 데 이는 방진 마운트를 통해 전달된 힘에 의한 지지판의 진동량을 최소화시키기 때문이다. Table 4에서 보여진 것과 같이 전체계의 진동 특성은 방진 마운트와 지지판 모두가 변경되었을 때 그 특성개선 효과가 크게 나타나고 있음을 볼 수 있다.

이상의 결과를 바탕으로 방진 마운트 및 지지판의 최적 설계, 즉 방진 마운트의 스프링 계수를 낮추고 지지판의 강성을 높이는 연구를 수행하였다. Fig. 5는 강성보강 설계된 지지판의 1차 고유진동모우드를 보여주고 있다.

2.3 부분구조합성법을 이용한 시스템적 진동해석

(1) 부분구조합성법

부분구조합성법이란 해석대상을 N 개의 부분구조로 나누어 각각의 부분구조마다의 진동특성을 구하고 이들을 결합하여 전체계의 진동특성을 해석하는 방법이다. 부분구조 마다의 진동특성은 유한요소법, 실험적 모드해석 모두에서 구할 수 있다.

i 번째의 부분구조에 대한 진동특성을 모드해석법을 이용하여 주파수영역의 n 차 모우드의 중복으로

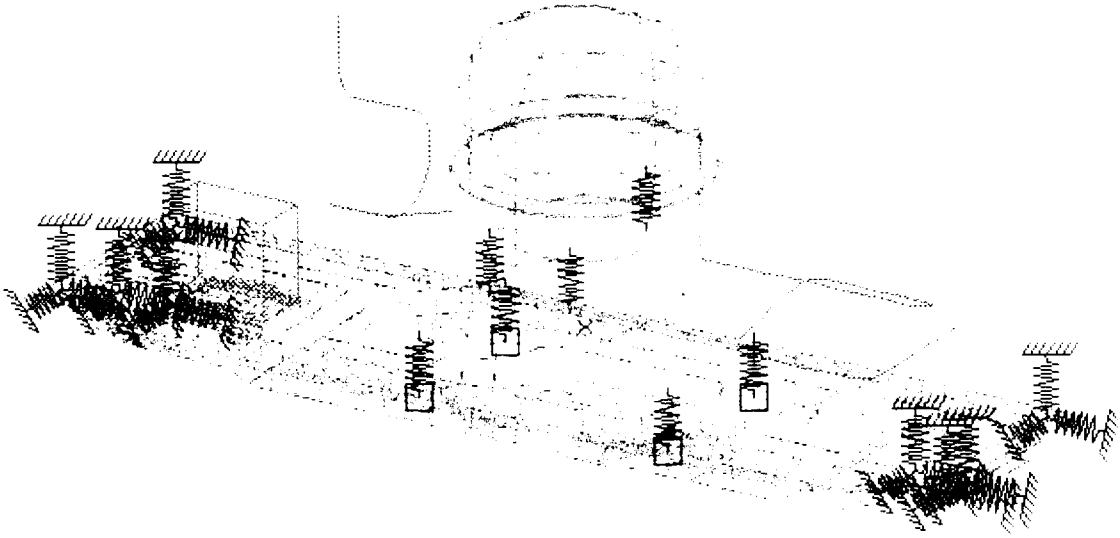


Fig. 6 Finite element model for system analysis

표현한다. 그리고 동강성(힘/변위) $H_i(\omega)$ 로 나타내면 다음과 같다.

$$[H_i(\omega)]^{-1} = \sum_{r=1}^n \frac{\{\Psi_r\} \{\Psi_r\}^T}{m_r(-\omega^2 + 2j\zeta_r \omega_r \omega + \omega_r^2)} \quad (1)$$

여기서, $\{\Psi_r\}$: r 번째 모드 벡터
 m_r : r 번째 모드 질량
 ζ_r : r 번째 모드 감쇠비

또는 모드해석법을 이용하지 않고 다음과 같은 자유도가 m 인 질량 $[M]$, 감쇠 $[C]$, 강성 $[K]$ 의 행렬로써 표현할 수도 있다.

$$[H_i(\omega)] = -\omega^2[M] + j\omega[C] + [K] \quad (2)$$

전체계의 진동특성 $H(\omega)$ 는 부분구조, 부분구조간의 결합부 및 힘이 작용하는 위치사이의 관계함수로 기술할 수 있다. 그리고, 자유도를 나타내는 변위벡터를 $\{x\}$, 결합부의 힘 벡터를 $\{f\}$ 로 표시하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[H(\omega)]\{x\} = \{f\} \quad (3)$$

부분구조합성법에 의한 해석의 이점을 정리하면 다음과 같이 된다.

- (i) 부분적인 구조변경에 대하여 유연하게 대응할 수 있다.
- (ii) 지지마운트나 결합부와 같이 모델화가 곤란한 부분에 실험데이터를 이용할 수 있다.
- (iii) 자유도를 저감할 수 있기 때문에 계산효율이 좋다.

(iv) 전체계의 동특성에 미치는 각 부분구조마다의 기여도를 평가할 수 있고, 부분구조마다의 최적화를 피할 수 있다.

가전제품과 같이 구성부품이 많고 또 각 기종간에서 주요부품이 공용되는 것이 많은 제품에서는 부분구조합성법이 유효한 해석방법이라 할 수 있다.

(2) 냉장고 기계실의 시스템적 진동해석

부분구조합성법중 BBA (building block approach)를 이용한 진동해석 software인 IDEAS SYSTAN을 이용하여 냉장고 기계실의 시스템적 진동해석을 수행하였다(Fig. 6). Table 5에서 보여주는 것과 같이

Table 5 Changes in the natural frequencies of the baseplate when assembled with other parts (Unit : Hz)

Frequency Condition	1st Mode		2nd Mode		3rd Mode	
	Exp.	Anal.	Exp.	Anal.	Exp.	Anal.
Before assembly	90	87	132	142	246	239
After assembly	99	98	150	144	248	244

Table 6 Natural frequencies of stiffened baseplate when it is assembled (Unit : Hz)

1st Mode	2nd Mode	3rd Mode
172	199	273

각 부품을 조립하였을 때 시스템의 고유진동수의 변화를 볼 수 있다. 또한 실험치와의 비교결과 최대 5%의 오차내에 있음으로서 해의 정확도를 보여주었다. Table 6은 강성보강된 지지대를 적용하였을 경우 시스템의 고유진동수들을 보여주고 있다.

3. 결 론

진동소음 저하를 위한 연구방법의 정립은 제품의 진동소음 저하와 신제품 설계시 제품의 진동제어를 위한 기술축적을 체계적으로 해나갈 수 있도록 하는데 매우 중요하다. 본 연구를 통하여 그 정확성 및 실용성이 검증된 부분구조합성법은 설계된 제품의 샘플(Engineering Sample) 제작 이전에 진동특성을 만족하는 구조를 도출하는데 유용하게 활용될 수 있음을 보여주었다.

참고문헌

- (1) 田中英晴, 大薦勝久, 什内伸好, 1988, “振動・騒音低減化技術”, 三菱電機技報, Vol. 62, No. 4, pp. 50~53.
- (2) 什内伸好, 富澤正雄, 小泉孝之, 1991, “振動解析技術”, 三菱電機報, Vol. 65, No. 4, pp. 12~16.
- (3) 오재응, 1991, “냉장고의 소음진동 제어”, 한국소음진동공학회지, 제 1 권, 제 2 호, pp. 95~101.
- (4) F. S. Tse, I. E. Morse, R. T. Hinkle, 1978, Mechanical Vibrations Theory and Applications, Allyn and Bacon, Inc.
- (5) 김준엽, 1987, “평판지지 회전기계의 최적 마운트 설계”, 부산대학교 대학원 기계공학과 석사학위 논문.