

냉장고용 왕복동식 압축기의 가진력 규명 및 방사소음 예측

Force Identification and Sound Prediction of a Reciprocating Compressor for a Refrigerator

김 상 태* · 전 경 진* · 정 의 봉†

Sang-Tae Kim, Gyeong-Jin Jeon and Weui-Bong Jeong

(2012년 2월 24일 접수 ; 2012년 4월 18일 심사완료)

Key Words : Reciprocating Compressor(왕복동식 압축기), Exciting Force(가진력), Source Identification(진동원 규명), Radiated Noise(방사소음)

ABSTRACT

In this paper, the hybrid method to identify the exciting forces and radiated noise generated from the reciprocating compressor was presented. In order to identify the exciting force, both the acceleration data measured at the compressor shell and numerical finite element model for the full set of compressor were used simultaneously. Applying the identified exciting forces to the numerical model, the velocity responses of all nodes at the shell were predicted. Finally the radiated noises from the vibrating shell were predicted by using the direct boundary element acoustic analysis. For precise numerical modeling, the stiffness of rubber mounts and body springs were identified experimentally from the natural frequencies measured by impact testing. The error of over-all sound pressure level between predicted noise and measured noise was about 2.9 dB.

1. 서 론

사람들의 생활수준 향상 및 주거환경 개선으로 일반 가정에서 사용되는 가전제품(home appliances)에 대한 소비자들의 기대치는 점점 높아지고 있는 추세이며, 저소음의 실현은 가전 업계의 경쟁력을 결정하는 중요한 요소가 되었다. 특히 냉장고는 일반 가정의 생활공간에 위치하여 지속적으로 운전되며, 이때 발생하는 소음이 비정상적이라고 인식될 때 제품에 대한 불만족으로 나타나게 된다. 따라서 이러한 냉장고의 저소음화를 실현하기 위하여 소음 관련 분야에서는 활발한 연구가 진행되고 있다.

냉장고의 소음을 크게 분류하면, 팬(fan)과 냉매에

의한 공력소음(air-borne noise)과 압축기(compressor) 및 팬 모터의 진동으로 발생하는 구조소음(structure-borne noise)으로 나눌 수 있다. Jung⁽¹⁾의 연구에서는 1 kHz이하 영역에서는 팬의 소음이, 그 이상의 영역에서는 압축기 및 냉매소음이 지배적인 것을 밝혀냈으며, 이 외에도 팬 소음⁽²⁾, 압축기 소음⁽³⁾, 냉매소음⁽⁴⁾에 대한 연구가 현재까지 이루어지고 있다.

압축기는 흡입 파이프를 유입된 냉매를 실린더 내에서 압축하여 토출 파이프로 내 보낸다. 냉매를 고압으로 압축시키는 과정에서 발생하는 진동으로 냉장고의 다른 구조 부분들을 가진 할 뿐만 아니라 압축기 자체로부터 발생 전파되는 소음도 야기한다. 하지만, 이러한 가진력의 정보는 구조물의 동적해석에 중요하나 측정하는 것이 매우 어렵다. 반면에 가진력에 의해 발생하는 구조물의 진동신호는 상대적으로 쉽기 때문에, 측정된 진동신호로부터 주파수 영역에서의 가진력을 추정하고자 하는 연구가 이루

† 교신저자; 정희원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : wbjeong@pusan.ac.kr
Tel : (051)510-2337, Fax : (051)517-3805
* 부산대학교 대학원 기계공학부

어져왔다. Lee⁽⁵⁾는 공조용 압축기 시스템의 운동방정식을 이용하여 정상상태에서 압축기 질량중심에서의 주파수 영역 가진력을 규명하는 연구를 하였으며, Jung⁽⁶⁾과 Lee⁽⁷⁾, Song⁽⁸⁾은 구조물의 작동 중 진동응답과 시스템의 전달함수로부터 진동원에서 가진력을 규명하는 방안을 제시하였다.

이 논문에서는 압축기 셸 표면에서 계측된 가속도 데이터와 압축기의 전산모델링을 이용하여 압축기에서 발생하는 가진력을 규명하고자 한다. 또한 규명된 가진력을 이용하여 압축기의 방사소음을 예측하고자 한다. 압축기를 지지하는 고무마운트와 내부 body를 지지하는 스프링의 강성 값은 충격햄머 실험을 이용하여 규명한다. 그리고 실험과 전산해석을 통하여 진동원 규명(source identification) 방법으로 가진력을 추출하고, 구조진동해석으로 가진력을 검증하게 된다. 마지막으로 음향해석 프로그램을 이용해 압축기 질량중심에서 가진력에 의한 방사소음 해석을 진행하여, 압축기 소음의 실험값과 비교 및 검증을 수행하고자 한다.

2. 고무마운트 및 스프링 강성값 추정

전산모델링을 완성하기 위해서는 압축기를 지지하는 고무마운트와 압축기 내부 body를 지지하는 스프링의 강성을 추정할 필요가 있다. 고무마운트와 스프링 각각 4개가 압축기 및 내부 body를 지지하고 있다. 고무마운트 및 스프링 강성의 추정은 Fig. 1과 같이 압축기 무게와 비슷한 11 kg 블록박스를 올려놓고 Fig. 2의 고무마운트는 3개, 스프링은 4개를 밑에 받쳐놓고 수직방향, 수평방향에 대하여 impact test를 진행하였다. 계측장비는 LMS.Test Lab를 사용하였다. 고무마운트와 스프링의 실험 결과 accelerance(가속도/힘)를 Fig. 3에 나타내었다. 고무마운트를 적용했을 경우의 수평, 수직 방향의 고유진동수는 6.1 Hz, 7.4 Hz이며, 스프링을 적용했을 경우의 수평, 수직방향의 고유진동수는 4.0 Hz, 5.0 Hz이다. 고무마운트 및 스프링의 강성값은 식 (1)과 같이 구하였다.

$$k = \frac{1}{N}(2\pi f_n)^2 m \quad (1)$$

여기서 k 는 각각의 고무마운트 혹은 스프링의 수직



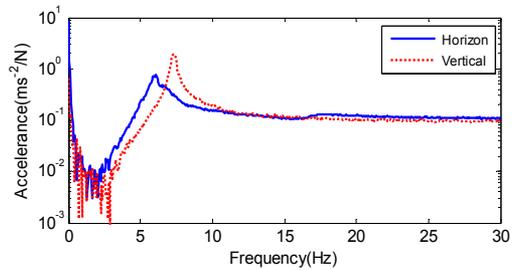
(a) Vertical stiffness (b) Horizontal stiffness

Fig. 1 Test set-up for measurement of stiffness for rubber mount and body spring

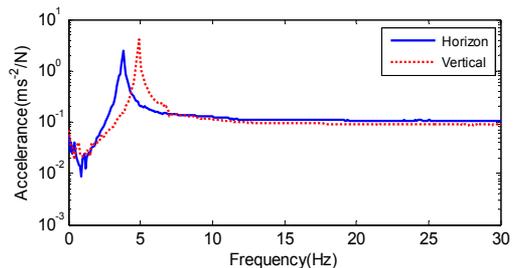


(a) Mount (b) Spring

Fig. 2 Rubber mount and body spring of compressor



(a) Accelerance of the horizontal and vertical directions about rubber mount



(b) Accelerance of the horizontal and vertical directions about body spring

Fig. 3 Accelerance of rubber mount and body spring

Table 1 Identified stiffness of the rubber mount

Item		Value
Stiffness [N/m]	Vertical	7,946
	Horizon	5,370

Table 2 Identified stiffness of the body spring

Item		Value
Stiffness [N/m]	Vertical	2,739
	Horizon	1,753

또는 수평 방향의 강성, m 은 블록박스의 질량이고, N 은 고무마운트 또는 스프링의 개수, f_n 는 실험을 위해 구성된 계의 고유진동수이다. 고무마운트와 스프링의 강성 추정 결과를 Table 1과 2에 나타내었다.

3. 가진력 규명

3.1 가진력 이론

선형진동계에서 복소수 가진력에 대한 주파수 영역에서의 진동 응답은 다음과 같이 나타낸다.

$$X(w) = H(w)F(w) \quad (2)$$

여기서 $X(w)$ 는 실험으로부터 획득한 가속도 벡터, $H(w)$ 는 전산모델 질량중심에서의 주파수 응답함수 행렬, $F(w)$ 는 예측 하고자하는 가진력 벡터를 의미한다. 가진점은 3방향의 병진 힘과 3방향의 모멘트가 작용한다고 가정하였다. 응답점의 수를 가진력의 수 보다 많게 선정하면 응답점의 측정된 가속도 신호와 예측된 가속도 신호의 오차의 제곱의 합이 최소가 되도록 최소제곱법을 적용하면 압축기 질량중심에서 발생하는 힘과 모멘트 벡터는 다음과 같이 구해진다.

$$F(w) = (H(w)^T H(w))^{-1} H(w)^T X(w) \quad (3)$$

여기서 T 는 전치행렬, -1 은 역행렬을 나타낸다.

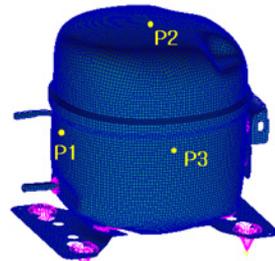
3.2 압축기 전산모델링

압축기 실제모델은 Fig. 4에, 압축기의 전산모델을 Fig. 5에 나타내었다. 3.1절의 이론에 의해 가진력을 예측하기 위해서는 셸 표면의 진동응답과 압축기 질량중심에서의 전달함수가 필요하다. 먼저 전산으로 구하게 되는 전달함수를 더욱 더 신뢰성 있게



○ Measuring point at shell

Fig. 4 Measurement of acceleration at shell



● Measuring point at shell

Fig. 5 Numerical model of compressor at shell

Table 3 Element type and number of node and element of numerical model

Item	Node	Element	Type
Upper shell	6,766	6,764	Shell
Lower shell	16,363	15,706	Shell
Loop pipe	2,524	2,523	Beam
Body mass	1	1	Mass

Table 4 Properties used in analysis

Item	Young's modulus	Poisson's ratio	Density
Value	2×10^{11} N/m ²	0.29	7,800 kg/m ³

하기 위해서는 실물과 유사한 모델링이 필요하다. 압축기는 크게 상, 하부 셸, 내부 body, loop pipe, 고무마운트 및 스프링으로 구성되어 있다. 압축기 구성물의 노드(node)와 요소(element)의 수 그리고 요소 타입은 Table 3에 나타내었다. 내부 body는 강체(rigid body)로 가정하였으며, 압축기 질량중심에 6자유도의 가진력이 작용한다고 가정하였다. 압축기 질량중심과 셸 표면의 연결은 MPC(multi point

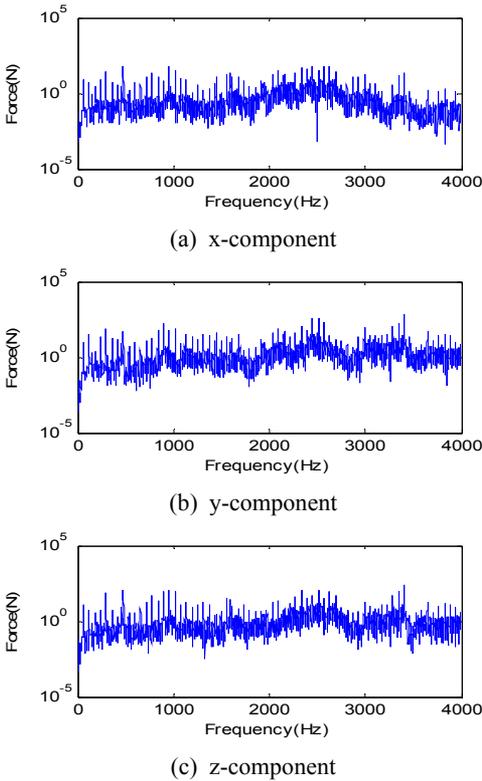


Fig. 6 Identified spectra of exciting force

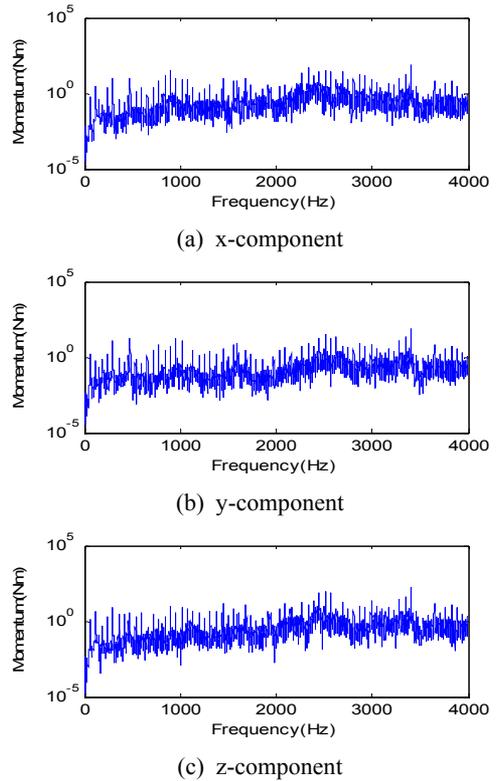


Fig. 7 Identified spectra of exciting moment

constraint) 기법 중 하나인 RBE2로 묶어 실제모델과 유사하게 만들었다. 또한 고무마운트와 스프링 부위에는 병진 3방향의 스프링요소를 만들어 질량 중심부와 RBE2로 묶고 한쪽 끝단은 고정시켜 실제 마운트와 유사하게 모델링 하였다. 전산모델의 신뢰성을 높이기 위해 실제 압축기 셀의 물성치를 Table 4와 같이 입력하였다. 스프링요소의 강성값은 Tables 1, 2의 값을 입력하였다. 압축기 질량중심에 병진 및 회전 방향에 단위 가진을 입력하고 셀 표면에서의 전달함수를 추출하였다. 전산해석은 구조 해석 프로그램인 MSC.Nastran을 사용하였다.

3.3 압축기 가진력의 추정

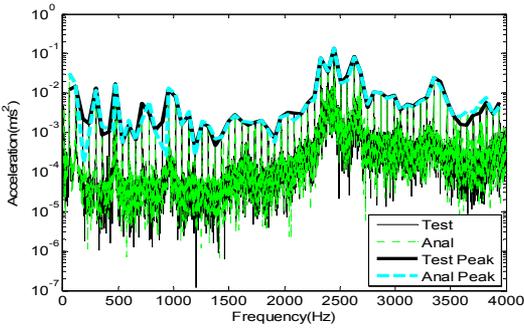
압축기의 구조진동 및 방사소음을 분석하기 위해서는 3.1절에서 언급한 가진력 규명이론을 바탕으로 압축기 질량중심에서 가진력을 추정해야한다. 가진력을 보다 정확한 규명에는 신뢰성 높은 전달함수 $H(w)$ 와 가진력 $F(w)$ 의 개수보다 더 많은 수의 압축기 셀 표면에서의 응답 $X(w)$ 가 필요하다.

Fig. 4의 실험 장치와 같이 압축기 셀 표면 x, y, z 축 3점에 3축 가속도계를 부착하여 9채널의 가속도를 동시에 측정하였다. 여기서 $X(w)$ 는 9×1 벡터이다. 측정점 P1점은 흡입 및 토출 파이프가 있는 부근이고, P2점은 상부 셀 위쪽 중앙위치, 마지막으로 P3점은 하부 셀 옆면 위치이다. 실험과 전산해석을 통해 식 (3)의 우변에 있는 모든 변수를 구하였으므로 압축기 질량중심에서 발생하는 가진력 $F(w)$ 를 구할 수 있다. 3방향의 병진 성분과 3방향의 회전 성분으로 총 6방향의 가진력 성분을 구할 수 있다. Fig. 6은 압축기 질량중심에서 발생하는 힘 스펙트럼의 추정 결과이고 Fig. 7은 모멘트 스펙트럼의 추정 결과이다.

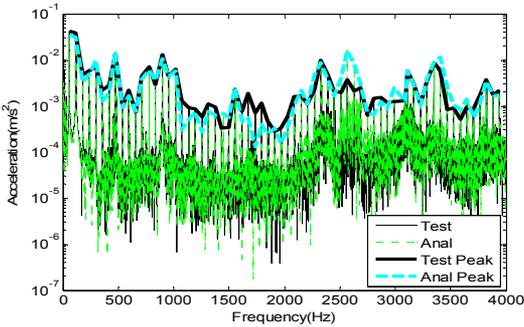
4. 응용 및 검증

4.1 압축기 구조진동 예측

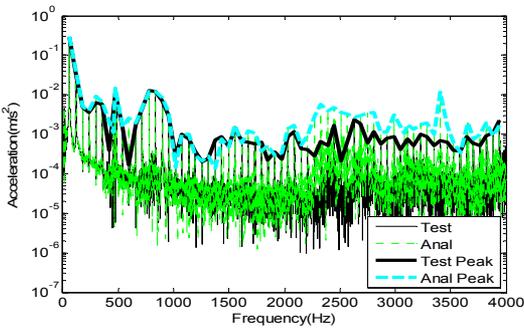
3.3절의 Fig. 6과 7은 가진력 규명방법으로 추출한 압축기 셀 표면에서 가진력 신호이다. MSC.Nastran을



(a) x-component



(b) y-component



(c) z-component

Fig. 8 Comparison of shell acceleration at point 1

이용하여 앞서 구한 6방향의 가진력을 전산모델링 질량중심에 입력하여 구조진동해석을 진행하였다. 해석결과 세 위치에서는 비슷한 결과를 나타내었으며, Fig. 8의 결과는 압축기가 작동하는 경우에 대하여 구조진동해석으로 추출한 셸 표면에서의 해석결과와 실험으로 얻은 응답 결과를 P1위치의 세 방향에서 비교한 그래프이다. Fig. 8에서 가는 실선은 실험으로 얻은 압축기 셸 표면의 응답이고, 가는 점선은 실험과 동일 지점에 대하여 구조진동해석으로

얻은 결과이다. 좀 더 확실하게 구분하기 위해 피크 값을 가지고 실험, 해석을 비교하였다. 굵은 실선이 실험 결과, 굵은 점선이 해석으로 얻은 결과를 그린 것이다. 그래프에서 볼 수 있듯이, 일부 피크에서 진폭을 잘 따라가지 못하는 부분이 있으나 대체로 해석이 실험의 경향을 잘 따라가고 있음을 살펴볼 수 있다.

이를 객관적으로 평가하기 위해 식 (4)와 같이 VAL(vibration acceleration level)로 나타내었다.

$$VAL = 20 \log \left(\frac{a_{rms}}{a_{ref}} \right), \quad \text{dB} \quad (4)$$

여기서 $a_{rms} = \sqrt{\sum_{i=1}^n a_{rms}^2(f_i)}$, $a_{ref} = 10^{-5} \text{ m/s}^2$ 이다.

여기서 f_i 는 주파수이고 n 은 주파수 개수이다. Fig. 5에 나타난 P1위치에서 over-all기준으로 가속도 x 성분 예측값은 89.8 dB로 측정값 89.7 dB와 비교하여 0.1 dB의 오차를 나타냈으며, y 성분의 예측값은 78.2 dB로 측정값 78.9 dB와 비교하여 0.7 dB의 오차를 나타내었다. 마지막으로 z 성분 예측값은 90.8 dB로 측정값 90.2 dB와 비교하여 0.6 dB의 오차를 나타냈다. 따라서, 입력한 가진력이 전산에서의 압축기 운동을 잘 표현하고 있다고 판단할 수 있다.

4.2 압축기 방사소음의 예측

4.1절에서 압축기 셸에서의 진동 데이터에 대하여 구조진동해석과 실험의 결과를 비교해 보았고, 해석의 결과가 실험의 결과를 잘 표현하고 있음을 확인하였다. 4.2절에서는 앞 절의 구조진동해석 결과를 바탕으로 LMS.Sysnoise를 이용해, 압축기 질량중심에서 가진력에 의한 방사소음 해석을 진행하고 실험값과 비교하였다.

방사소음의 측정은 외부 소음을 최소화하기 위하여 반무향실에서 진행하였다. 반무향실의 차단 (cut-off) 주파수는 300 Hz이다. Fig. 9는 방사소음해석에 사용한 음향 격자(acoustic mesh)로 4 kHz까지의 음압을 잘 표현하기 위해 격자의 크기는 파장의 1/6 이하가 되도록 격자를 나누었고 반무향실의 반사특성을 고려하기 위하여 대칭면(symmetry plane)도 만들어 주었다. 음압 측정은 압축기 셸 표면에서 0.2 m 떨어지고 바닥에서 0.15 m 지점에서 마이크로

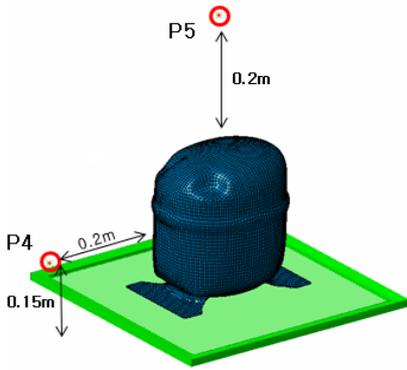
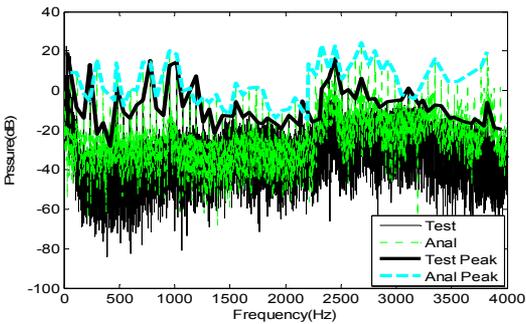
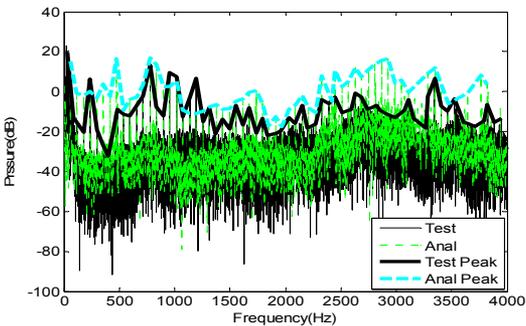


Fig. 9 Acoustic mesh & symmetry plane



(a) Comparison of radiated noise at point 4



(b) Comparison of radiated noise at point 5

Fig. 10 Radiated noise at each location

폰을 이용해 측정했다. 그리고 음향해석 모듈은 direct BEM exterior method를 사용했다. Fig. 10은 셀 표면의 진동에 의한 수음점에서의 실험과 해석 결과를 비교한 그래프이다. 여기서 가는 실선은 실험으로 얻은 음압결과이고, 가는 점선은 해석의 음압결과이다. 2.5 kHz이하 영역에서는 실험과 해석 결과가 전반적으로 경향이 비슷하게 나타남을 살펴

볼 수 있으며, 차단 주파수 이하에서는 실험과 해석의 오차가 크게 발생하였다. 또한 실험과 해석의 피크 음압을 비교하였다. 굵은 실선이 실험 피크 음압 결과, 굵은 점선이 해석 피크 음압결과이다. 방사소음의 정량적 비교를 하기위해 식 (5)의 over-all SPL(sound pressure level)을 사용하였다.

$$SPL_{OA} = 20 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_{ref}} \right), \text{ dB} \quad (5)$$

여기서 $p_{rms} = \sqrt{\sum_{i=1}^n p_{rms}^2(f_i)}$ 이고, $p_{ref} = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa}$ 이다. 비교 결과 P4위치 예측값은 34.9 dB로 측정값 32.0 dB와 비교하여 2.9 dB의 오차를 냈으며, P5 위치에서는 예측값 28.7 dB로 측정값 29.8 dB와 비교하여 1.1 dB의 오차를 나타냈다. 그리고 압축기의 고유특성으로 나타나는 480 Hz 성분이 해석에서는 나타나지만 실험에서는 그다지 크게 나타나지 않고 있는데, 그 이유는 측정점과 압축기의 거리가 20 cm로 비교적 근음장에 가까우므로 압축기 표면의 여러 점으로부터 전달되는 음파의 위상차에 의하여 상쇄가 발생하는 것으로 추정된다. 또한 2.5 kHz 이상의 주파수 대역에서는 오차가 상당히 발생하고 있다. 그 원인으로는 고주파수까지 해석 정밀도를 높이기 위해서는 많은 요소를 필요로 하는 유한요소모델의 한계성으로 고주파수 영역에서는 유한요소모델이 실제 압축기 특성을 정확히 구현하지 못한 점을 들 수 있다. 또한 압축기 질량중심에서 가진력이 발생한다는 가정의 한계와 가진력 추출과정에 사용하는 응답벡터의 수가 적어, 가진력의 정확성을 떨어뜨려 구조진동 및 방사소음에서 오차를 발생시킨 것이라 짐작된다. 그리고 실험 여건상 냉매 사이클을 구성하지 못하였으므로 기계부품만의 구동에 의한 방사소음의 크기가 너무 작아 측정결과가 부정확 할 가능성이 있다. 그러나 이 논문의 제시방법의 타당성은 확인할 수 있었으며, 이를 좀 더 보완한다면 신뢰성 있는 결과를 얻을 수 있을 것으로 짐작된다.

5. 결 론

이 논문에서는 실험과 전산을 결합해 압축기 질량중심에서 발생하는 가진력을 규명하여 압축기 방

사소음을 예측하는 방안을 제시하였다. 또한 이를 검증하기 위해 전산프로그램을 이용해 구조진동해석 및 방사소음해석으로 실험값과 비교 분석하였다. over-all기준으로 셸의 가속도는 0.7 dB내의 예측오차를 나타냈으며, 방사소음은 2.9 dB오차를 나타내었다. 가진력 규명 방법과 전산해석 프로세스를 이용하여 기타 구조물에 적용 가능할 것으로 예상된다.

참 고 문 헌

(1) Jung, K. I., Kim, Y. H., Seo, M. Y., Kim, S. G. and Lee, J. G., 2001, A Strategy of Refrigerator Noise Control by Using Subjective Assessment, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 191~196.

(2) Heo, S., Cheong, C. U., Seo, M. Y. and Kim, S. R., 2009, Application of Hybrid Techniques for the Prediction of Internal BPF Noise of Centrifugal Fan in Refrigerators and Its Reduction, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 684~685.

(3) Jong, C., Wang, S. Y., Park, S. I. and Lee, S. T., 2002, Noise Reduction of Reciprocal Compressor by Design Modification of Hermitic Shell, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 785~789.

(4) Han, H. S., Kim, M. S., Jeong, W. B., Seo, M. Y. and Lee, S. Y., 2010, Analysis of the Vibration Transmitting Characteristics of the Insulation-foam for Reducing Refrigerant-induced Noise of a Refrigerator, Transactions of the Korean Society for

Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 45~50.

(5) Lee, H. W., Ryu, S. M., Jeong, W. B., Han, H. S. and Ahn, J. W., 2010, Force Identification of Rotary Compressor and Prediction of Vibration on a Pipe, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20. No. 10, pp. 953~959.

(6) Jung, E. I., Chun, D. H. and No, S. H., 2006, Indirect Force Identification of Air-jet Weaving Machine Infrequency Domain, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 238~241.

(7) Lee, J. K., Yeo, S. D. and Bang, J. H., 1994, A Technique to Identify the Structure Borne Noise Sources Related to Structure Vibration using Response Signals, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 160~164.

(8) Song, M. K., Lee, S. K. and Seo, S. H., 2008, Structural Modification for Noise Reduction of the Blower Case in a Fuel Cell Passenger Car Based on the CAE Technology, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 9, pp. 972~981.

(9) Jung, B. K., Jeong, W. B., 2011, Estimation of Vibration Source and Sound Radiation of a Refrigerator Fan by using Measured Acceleration Signals, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 834~841.

(10) LMS, LMS Virtual.Lab REV9 NVH Standard Training.