

공조용 압축기의 가진력 규명 및 배관 진동 예측

Force Identification of a Rotary Compressor and Prediction of Vibration on a Pipe

이 한 울*·유 상 모*·정 의 봉†·한 형 석**·안 재 우***·정 상 우****
Han Wool Lee, Sang Mo Ryu, Weui Bong Jeong, Hyung Suk Han, Jae Woo Ahn
and Sang Woo Jeong

(2010년 8월 19일 접수 ; 2010년 9월 30일 심사완료)

Key Words : Rotary Compressor(공조용 압축기), Exciting Force(가진력), Frequency Analysis(주파수해석), Mass Moment of Inertia(질량관성모멘트), Experimental Identification(실험적 규명)

ABSTRACT

This paper deals with the process to identify the exciting forces generated from a rotary compressor. The equation of motion of a rigid compressor supported by several mounts was derived with 6 degree of freedom. The mass moment of inertia of compressor and the stiffness of rubber mounts were also identified by experiments. The exciting force at the center of mass of the compressor were estimated from the acceleration data measured at compressor shell. The piping system connected to the compressor was modeled. The acceleration of a pipe was predicted numerically by using the predicted exciting force. The numerical results showed good agreement with experimental results, which validated the identified exciting force.

1. 서 론

에어컨 실외기에서 발생하는 진동의 주된 원인은 압축기이다. 대부분의 에어컨 실외기에는 로터리 압축기가 사용되고 있다. 압축기에 의해서 유발되는 진동을 저감시키기 위해서는 압축기의 무게와 질량관성모멘트 및 압축기를 지지하는 고무마운트의 강성값에 의해 정의되는 압축기 시스템의 모델링이 필요 하다, 그리고 에어컨 가동 시 발생하는 압축기 질량중심에서의 가진력의 규명도 필요하다. 해석을

통해 배관에서의 진동을 정확히 예측하기 위해서는 진동을 야기 시키는 원인을 정확히 알아야 하는데 그 원인은 압축기의 진동이며, 진동을 유발하는 압축기 질량중심에서의 가진력을 정확히 규명한다면 보다 정확한 해석이 가능할 것이다.

에어컨 압축기 진동 및 실외기 배관의 설계에 대한 연구는 많은 사람들에 의해 이루어져 왔다. Kim⁽¹⁾ 등은 진동특성을 고려한 에어컨 실외기 배관의 최적설계에 관한 연구를 하였고, Min⁽²⁾ 등은 에어컨 실외기 배관 시스템의 다분야통합 최적 설계에 관한 연구를 하였다. 또한 Oh⁽³⁾ 등은 벡터합성법에 의한 냉장고 압축기의 진동전달 해석에 관한 연구를 하였다. Kim⁽⁴⁾은 압축기내부 가동부분의 운동을 해석하여 가진력을 규명하였다. 하지만 이는 압축기를 구성하는 각 부품의 스펙을 모두 알아야 하는 불편함이 있고 그 접근법이 상당히 어렵다.

이 논문에서는 실험을 통하여 압축기의 질량 관

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

성모멘트와 고무마운트의 탄성값을 알아내고 그에 따른 정상상태에서의 압축기 시스템 모델링을 행하였다. 다음으로 압축기 시스템의 운동방정식을 이용하여 실험을 통해 압축기 질량중심에서의 가진력을 규명하고 주파수 해석을 통하여 배관에서의 진동을 예측하여 보았다.

실험으로 얻은 에어컨 작동 중 배관 진동과 해석 결과를 비교하여 규명된 가진력의 타당성을 확인하였다.

2. 이 론

2.1 압축기 시스템의 운동방정식

압축기는 모터 회전 주파수와 그 배수 성분에서 가장 큰 진동이 발생한다. 모터 회전 주파수와 같이 낮은 주파수에서는 압축기를 마운트가 붙여져 있는 강체로 가정 할 수 있으며 질량 중심 좌표에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]_G \{\ddot{X}\}_G + [K]_G \{X\}_G = \{F\}_G \quad (1)$$

단,

$$\{X\}_G^T = [U_G \ V_G \ W_G \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z] \quad (2)$$

$$\{F\}_G^T = [F_{Gx} \ F_{Gy} \ F_{Gz} \ M_{Gx} \ M_{Gy} \ M_{Gz}] \quad (3)$$

여기서 $\{X\}_G$ 는 압축기 질량 중심점에서의 병진운동과 회전운동 변위성분을 나타내고 $\{F\}_G$ 는 질량 중심에 대한 힘과 모멘트를 나타낸다. 식(1)의 관성행렬은 압축기의 질량과 관성모멘트로부터 다음과 같이 계산된다.

$$[M]_G = \text{diag}(M, M, M, I_{Gx}, I_{Gy}, I_{Gz}) \quad (4)$$

식(4)의 $[M]_G$ 행렬에서 M 과 I_{Gx}, I_{Gy}, I_{Gz} 는 압축기 질량과 질량중심에서의 x, y, z 방향 질량관성모멘트이다. 그리고 i 번째 마운트의 강성 3축 성분을 (k_{xi}, k_{yi}, k_{zi}) 라고 하면 $[K]_G$ 행렬은 다음과 같다.

$$[K]_G = \sum_i^{n_i} [T_i]^T \begin{bmatrix} k_{xi} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zi} \end{bmatrix} [T_i] \quad (5)$$

여기서 변환행렬 $[T_i]$ 는 압축기를 강체로 가정하면

마운트 연결점의 좌표 (x_i, y_i, z_i) 와 압축기 질량 중심의 좌표 (x_G, y_G, z_G) 로부터 다음과 같이 구해진다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 100 & 0 & (z_i - z_G) & -(y_i - y_G) \\ 0 & 10 & -(z_i - z_G) & 0 & (x_i - x_G) \\ 0 & 0 & 1 & (y_i - y_G) & -(x_i - x_G) & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

2.2 가진력

압축기를 강체로 가정하면 셸 표면 임의점에서 가속도 $\{\ddot{X}\}_P$ 와 압축기 중심에서 가속도 $\{\ddot{X}\}_G$ 사이에는 다음의 관계가 있다.

$$\{\ddot{X}\}_P = [T_P] \{\ddot{X}\}_G \quad (7)$$

여기서 $\{\ddot{X}\}_G$ 은 식(2)에서 정의된 6×1 벡터이고, $[T_P]$ 행렬은 식(6)의 $[T_i]$ 와 동일하게 정의 된다. 셸 표면에서 측정된 가속도 채널수 N_p 를 6보다 크게 설정하면 최소 제곱법으로 중심에서의 가속도 벡터 $\{\ddot{X}\}_G$ 를 다음과 같이 추정할 수 있다.

$$\{\ddot{X}\}_G = ([T_P]^T [T_P])^{-1} [T_P]^T \{\ddot{X}\}_P \quad (8)$$

식(3)에 정의된 압축기 질량중심에서 발생하는 힘과 모멘트 벡터는 식(1)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\{F\}_G = \left([M]_G - \frac{1}{(2\pi f)^2} [K]_G \right) \{\ddot{X}\}_G \quad (9)$$

여기서 f 는 가진력의 주파수를 나타낸다.

3. 실험적 규명

3.1 압축기 질량관성모멘트의 추정

식(4)의 $[M]_G$ 행렬의 구성 요소인 압축기의 질량은 직접 측정하여 구할 수 있으며, 질량관성모멘트 I 는 Fig. 1과 같은 진자 실험 장치를 이용하여 식(10)으로 구할 수 있다⁵⁾.

$$I = \frac{mgR^2\tau^2}{4\pi^2L} \quad (10)$$

여기서 m 은 받침대 지그를 포함한 압축기 무게, τ 는 측정된 주기, R 은 받침대 지그 중심에서 받침대

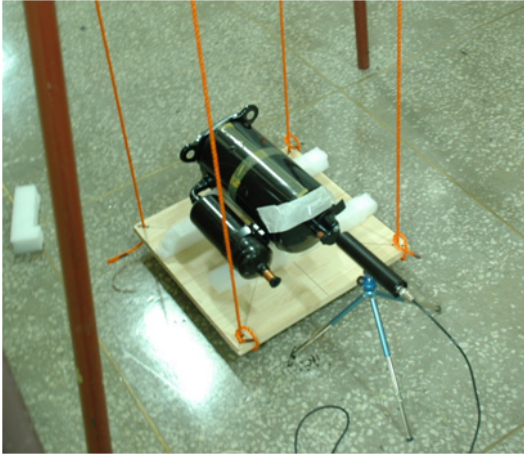


Fig. 1 Measurement of mass moment of inertia

Table 1 Identified rigid properties of the compressor

Item		Value
Mass[kg]		23
Mass moment of inertia [kgmm ²]	Ixx	150,207
	Iyy	163,048
	Izz	66,533

연결 와이어까지의 거리, L 은 와이어의 길이이다. 압축기 모델은 QP464P를 대상으로 하였다. 실험으로 측정된 결과를 Table 1에 나타내었다.

3.2 고무마운트 강성의 추정

강체 압축기의 운동방정식을 구성하기 위해서는 압축기를 지지하는 고무마운트의 강성을 추정할 필요가 있다.

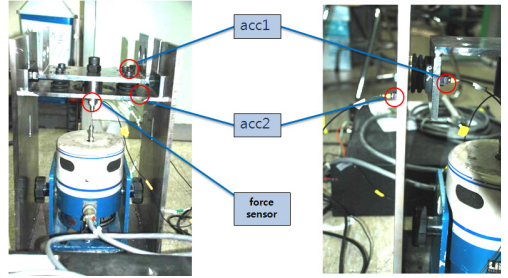
Fig. 2와 같이 두 개의 두꺼운 평판 사이에 고무마운트를 끼운 실험 장치를 구성하고 가진기를 이용하여 압축기 작동 주파수인 $f=50$ Hz의 사인파를 발생시켰다. 그리고 가속도계로 평판의 상대 가속도를 측정하고 동시에 힘 센서로 가진력을 측정하였다. 고무마운트의 강성값은 식 (11)과 같이 구하였으며 동일한 실험을 수직방향, 수평방향에 대하여 수행하였다.

$$k = \frac{(2\pi f)^2 F_s}{a_1 - a_2} \quad (11)$$

여기서 k 는 고무 마운트의 수직 또는 수평 방향의

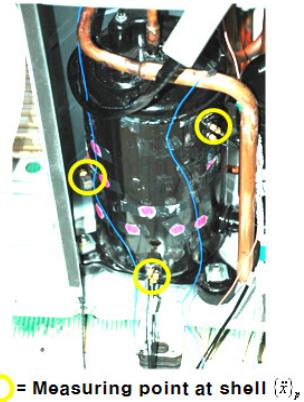
Table 2 Identified stiffness of the mount

Item		Value
Stiffness [N/mm]	Vertical	108
	Horizon	19



(a) Vertical stiffness (b) Horizontal stiffness

Fig. 2 Test set-up for measurement of mount stiffness



○ = Measuring point at shell (\ddot{x}_p)

Fig. 3 Measurement of acceleration at shell

강성, F_s 는 힘 센서로 측정된 가진기의 가진력, a_1 은 가진기와 직접 연결된 지그에서의 가속도, a_2 는 고무마운트와 연결된 지그에서의 가속도, f 는 가진기의 가진주파수이다. 고무마운트의 강성 추정 결과를 Table2에 나타내었다.

3.3 압축기 질량 중심 가속도의 추정

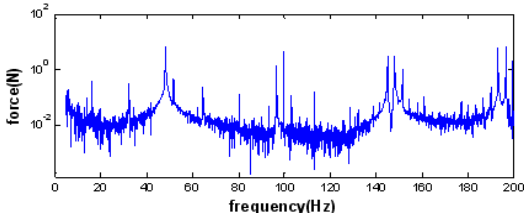
Fig. 3의 실험 장치와 같이 압축기 셸 표면 임의의 3점에 3축 가속도계를 부착하여 9채널의 가속도를 동시에 측정하였다. 그리고 압축기 질량 중심의 가속도 벡터 $\{\ddot{x}\}_G$ 를 식 (8)로부터 추정하였다. 식 (8)의 $\{\ddot{x}\}_p$ 는 9×1 벡터이다. 질량중심에서 가속도의

Table 3 Identified acceleration at the center of mass

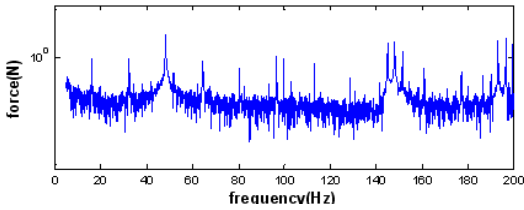
Direction	a_{GX}	a_{GY}	a_{GZ}	$\ddot{\theta}_{GX}$	$\ddot{\theta}_{GY}$	$\ddot{\theta}_{GZ}$
Acceleration	0.348 [m/s ²]	0.390 [m/s ²]	0.539 [m/s ²]	9.139 [rad/s ²]	9.011 [rad/s ²]	83.7 [rad/s ²]

Table 4 Identified force and moment at the center of mass

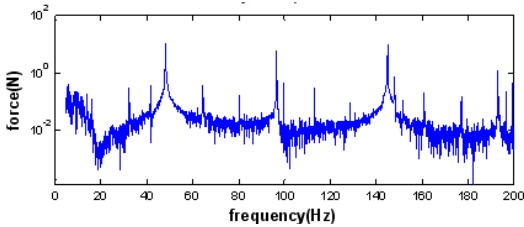
Direction	F_{GX}	F_{GY}	F_{GZ}	M_{GX}	M_{GY}	M_{GZ}
Force	6.67 [N]	7.63 [N]	10.15 [N]	0.91 [N·m]	1.16 [N·m]	5.18 [N·m]



(a) x-component



(b) y-component



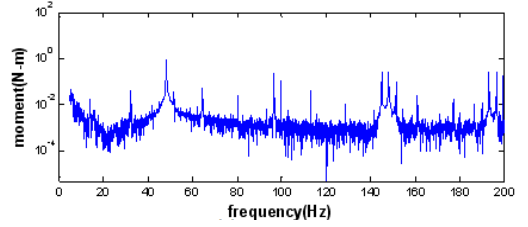
(c) z-component

Fig. 4 Identified spectra of exciting force

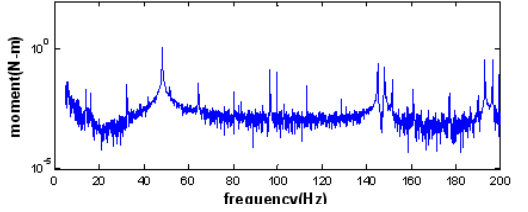
50 Hz 성분 추정값을 Table 3에 나타내었다.

3.4 압축기 가진력의 추정

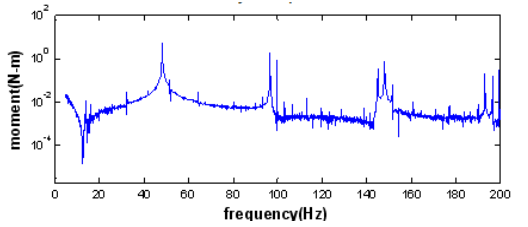
실험을 통해 식 (9)의 우변에 있는 모든 변수를 구하였으므로 압축기 질량중심에서 발생하는 가진력 $\{F\}_G$ 를 구할 수가 있다. 3방향의 병진 성분과 3방향의 회전 성분으로 총 6방향의 가진력 성분을 구할 수 있다.



(a) x-component



(b) y-component



(c) z-component

Fig. 5 Identified spectra of exciting moment

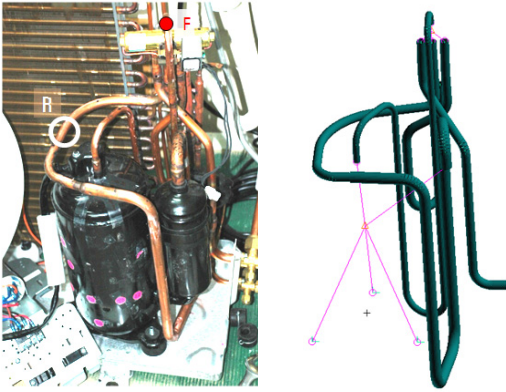
Fig. 4는 압축기 질량중심에서 발생하는 힘 스펙트럼의 추정 결과이고 Fig. 5는 모멘트 스펙트럼의 추정 결과이다. 가진력의 50 Hz 성분은 Table 4에 나타내었다. 발생 힘은 z방향이 가장 크고, 발생 모멘트 역시 z방향이 가장 큰 것을 알 수 있다.

4. 배관 진동의 예측

4.1 배관 모델링

압축기에서 발생하는 힘은 배관 진동에 가장 큰 영향을 미친다. 따라서 이 논문에서 추정된 발생 힘은 배관 진동으로 검증하였다. 대상으로 한 압축기의 실제모델과 배관 CAD 모델을 Fig. 6에 나타낸다.

범용 구조해석 소프트웨어인 Nastran을 사용하여 해석 하였다. 압축기의 질량 중심 위치에 압축기 질량과 질량관성모멘트를 입력하고 파이프 연결 부위를 MPC(multi point constraint) 기법 중 하나인 RBE2로 묶어 실제 모델과 유사하게 재현하였다. 또한 마운트 부위에는 병진 3방향의 스프링 요소를



(a) Real model (b) Numerical model
Fig. 6 Compressor-pipe system

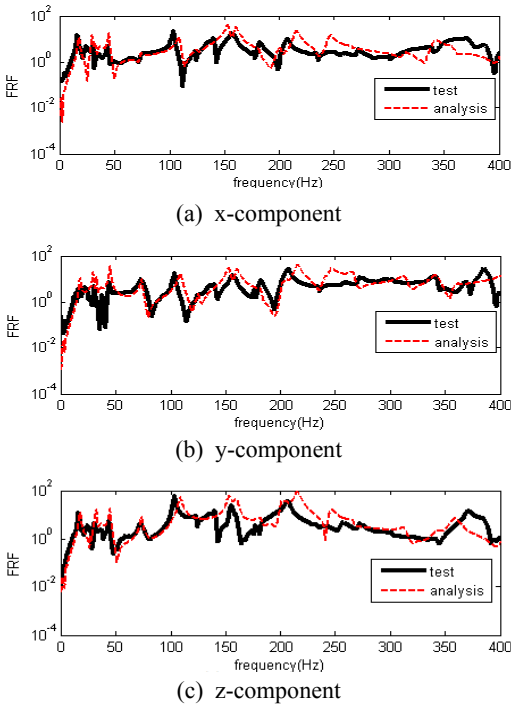


Fig. 7 Comparisons of FRFs of compressor

만들어 질량 중심부위와 RBE2로 묶고 한쪽 끝단은 고정시켜 실제 마운트와 유사하게 재현하였다.

Impact test를 통해서 전산 모델을 검증하였다. Fig. 6의 F점을 가진하고 R점의 응답을 측정하였다. Fig. 7은 측정된 FRF와 예측한 3방향의 FRF를 비교한 그래프이다. 실험 결과와 전산 해석 결과가 5 차 모드를 포함하는 150 Hz이내의 주파수 범위에서

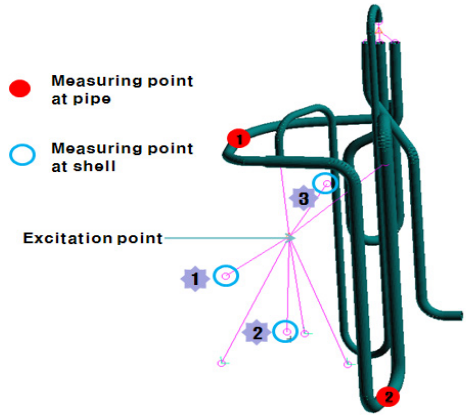


Fig. 8 Exciting and measurement points

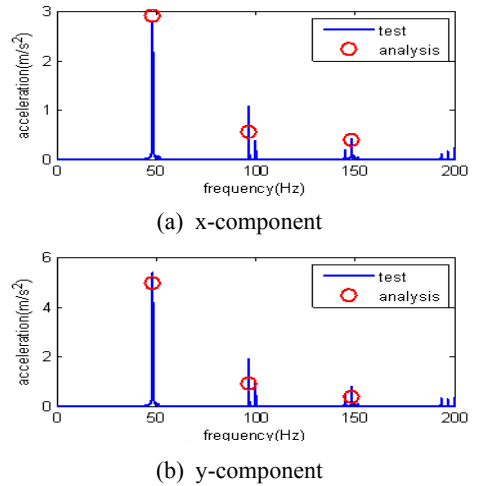


Fig. 9 Comparison of shell acceleration at point 1

잘 일치함을 알 수 있다.

4.2 주파수 해석

상용 소프트웨어 Nastran을 이용하여 앞서 구한 6방향의 가진력을 Fig. 8과 같이 전산 모델의 압축기 질량 중심 위치에 입력하여 주파수 해석을 수행하였다.

Fig. 9는 Fig. 3의 압축기 위치에서 측정된 실험과 주파수 해석을 통해 얻어진 가속도 응답 결과의 비교 스펙트럼이다. 실선은 실험이고 o는 해석 결과이다. 압축기 모터 작동 주파수인 50 Hz에서 가속도의 x 성분 예측값은 2.91 m/s^2 으로 측정값인 2.79 m/s^2 과 비교하여 4.3%의 오차를 나타냈으며 가속도 y성분의 예

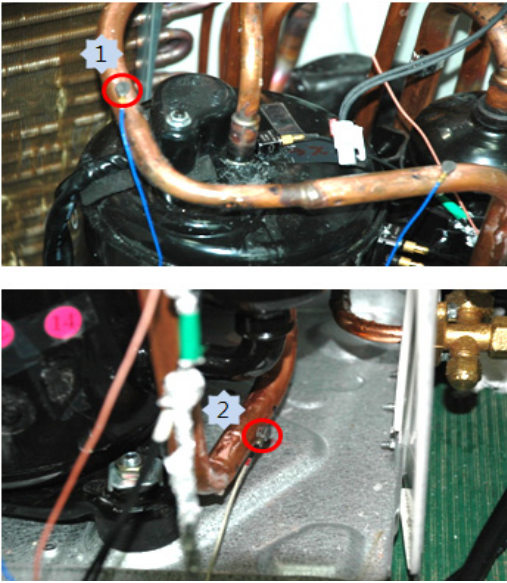


Fig. 10 Measurement of acceleration at pipe

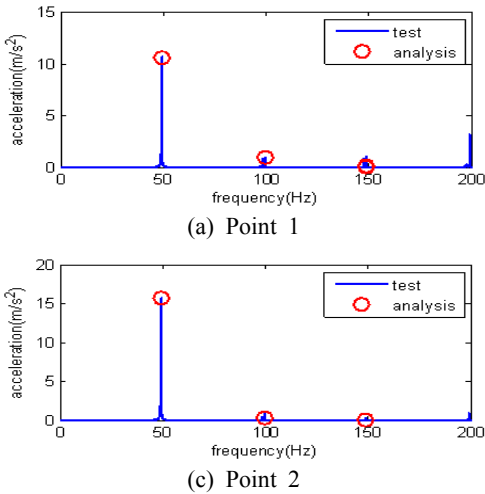


Fig. 11 Comparison of pipe acceleration

측값은 4.96 m/s²으로 측정값인 5.35 m/s²과 비교하여 7.3%의 오차를 나타내었다. 따라서, 입력한 가진력이 전산에서의 압축기 운동을 잘 표현하고 있다고 판단할 수 있다.

그리고 Fig. 10에 나타난 배관 위치에서 가속도값을 비교하여 보았다. point 1은 압축기 토출부 근처의 진동이 가장 심한 부분이고, point 2는 고무마운트 지지부의 상단이다.

Fig. 11은 Fig. 10의 파이프 위치에서 실험으로 측

정된 진동값과 주파수 해석을 통해 예측했던 가속도 스펙트럼의 비교 그래프이다. 압축기 모터 작동 주파수인 50 Hz에서 1번 지점의 가속도 예측값은 10.59 m/s²로 측정값인 10.61 m/s²과 비교하여 0.2%의 오차를 가지며 2번 지점의 가속도 예측값은 15.67 m/s²으로 측정값인 15.7 m/s²과 비교하여 0.2%의 오차를 가진다. 따라서, 계산되어진 가진력을 이용하여 파이프에서의 가속도를 정확히 예측할 수 있음을 확인할 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 공조용 압축기를 강제로 가정하여 6자유도 압축기의 운동방정식을 유도하였다. 그리고 압축기 질량 중심에서 발생하는 힘과 모멘트를 셀의 가속도 응답으로부터 추정할 수 있는 프로세스를 정립하였다. 압축기의 질량관성모멘트와 고무마운트의 강성을 실험적으로 추정하였다. 또한 이 논문에서 추정한 가진력을 이용하여 압축기 배관진동을 전산해석으로 예측하였다. 전산해석에 의한 예측 결과는 측정결과와 비교하여 모터 작동 주파수인 50 Hz에서 압축기 셀의 가속도는 4.4~7.3%의 예측 오차를 나타내었으며 파이프의 가속도는 0.2%의 예측 오차를 나타내었다.

향후에는 이 연구를 발전시켜 압축기 배관진동의 저감에 응용할 예정이다.

후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국 산업기술진흥원의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구결과임.

참 고 문 헌

(1) Kim, J. H., Park, C. B., Choi, S. Y. and Min, J. H., 2004, "Optimal Design of the Pipe Configuration of an Air Conditioner Outdoor Unit Considering Vibration Characteristics," Proceedings of the KSME Annual Autumn Conference, pp. 655-660.
 (2) Min, J. H., Choi, D. H. and Jung, D. H., 2009, "Multidisciplinary Design Optimization of an Air Conditioner Piping System Using PIDO

Technology,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineering, pp. 1209~1214.

(3) Oh, J. E., Cho, T. H. and Kim, J. D., 1993, “Analysis of Vibration Transmissibility for Compressor of Refrigerator by Vector Synthesis Method,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 14~21.

(4) Kim, J. H., Jeong, W. B., Hwang, S. W., Ahn, S. J., 2002, “Analysis of Transient Response of Airconditioning Rotary Compressors Considering the

Coupled Effect of Motor,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 11, pp. 847~885.

(5) Han, H. S., Jung, W. S., Yoon, K. J. and Mo, J. Y., 2007, “Evolution of Acceleration-factor and Analysis of Vibration Fatigue for the Connection-pipe to the Compressor under the Random Vibration,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 3, pp. 323~334.