

# 가변속 왕복동형 압축기 본체의 동적 거동 해석

## (Dynamic Behavior Analysis of Reciprocating Compressor Frame with Variable Rotating Speed)

\*김 태 종\* · 이 상 민\*\* · 박 찬 수\*\*\*

Tae-Jong Kim, Sang-Min Lee and Chan-Soo Park

**Key Words** : Reciprocating Compressor Frame, Coil Spring, Loop Pipe, Measurement of Stiffness, Variable Rotating Speed, Dynamic Behavior Analysis.

### ABSTRACT

A reciprocating compressor unit with variable rotating speed driven by BLDC motor is mounted inside hermetic chamber on an internal suspension composed of 4 coil springs and a discharge pipe. A method for predicting the dynamic behavior of compressor frame is required to reduce the transmitted vibration level. Mechanical characteristics such as mass, spring and discharge pipe stiffness properties are obtained with experimentation. To confirm the vibration model for compressor frame, free vibration analyses are performed with theoretical and experimental methods. Results for analytical and experimental investigations on dynamic behavior of the compressor frame are presented, and the agreement between measured and predicted results are satisfactory.

### 1. 서론

냉장고 등 가정생활에 사용되는 가전제품에서 진동 소음의 저감은 소비자의 큰 욕구일뿐만 아니라 공학적으로도 중요한 문제중의 하나이다. 특히, 냉장고의 저소음화에 대한 소비자의 요구는 다른 가전제품에 비해 크며, 압축기는 냉장고의 주 소음원으로 작용하고 있다. 냉장고용 왕복동형 압축기는 진동 소음의 저감을 위해 밀폐용기내에 본체가 비교적 유연한 스프링계와 복잡한 형상을 갖는 토출관(loop pipe)에 의해 지지된다. Fig. 1의 왕복동형 압축기의 개략도에서 전동기의 회전운동이 피스톤-크랭크 기구에서 왕복운동으로 전환되고, 흡입 및 토출 밸브의 작용으로 흡입된 냉매기체가

압축되어 토출되는 사이클을 반복한다. 일반적으로 왕복동형 압축기는 회전 및 왕복운동과 더불어 주기적인 냉매 기체의 흡입, 압축, 팽창 및 토출로 인해 복잡한 형태의 진동 소음이 발생된다. 이에 따라, 압축기의 진동 소음을 저감하기 위한 많은 연구가 있었으며 특히, 압축기 본체의 진동 특성 및 동적 거동<sup>(1,2)</sup>, 지지계 및 균형 무게<sup>(3,4,5)</sup> (balancer weight) 등에 관한 발표가 있다.

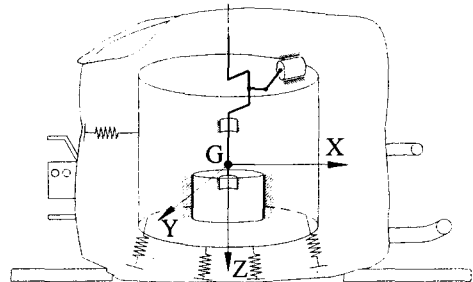


Fig. 1 Reciprocating compressor frame and hermetic chamber

\* 부산대학교 기계공학부

\*\* 부산대학교 대학원 기계설계공학과

\*\*\* LG전자 냉기컴프연구실

본 연구의 왕복동형 압축기는 BLDC 전동기에 의해 36, 48, 58, 65Hz의 4개 주파수 모드로 가변속 운전된다. 코일 스프링 및 토출관으로 지지되는 본체 진동계의 동적 거동 및 진동 특성을 실험 및 해석적 방법으로 각 운전 주파수에서 구하였다. 이 결과를 기반으로 가변속 운전영역에 걸쳐 동적으로 안정된 본체의 지지시스템을 설계하여 밀폐용기 및 외부로 전달되는 진동레벨을 저감코자 한다. 즉, 코일 스프링 및 토출관의 강성 측정 결과 및 본체의 동역학적 모델링으로 본체의 운동 방정식을 유도하고, 고유치 및 동적 거동을 해석 및 실험적인 방법으로 구한다. 개발된 해석 모델은 지지요소인 코일 스프링과 토출관의 위치 및 강성값, 회전축계의 불평형 가진력, 밀폐용기로의 전달력 등을 고려한 저진동 압축기의 설계에 활용될 수 있다.

## 2. 압축기 본체의 운동방정식

본체의 동적 거동 해석을 위해서 Fig. 1과 같이 압축기 본체의 무게중심위치에서 XYZ 고정좌표계를 설정한다. 계 전체의 질량을  $[M]$ , 점성감쇠계수 행렬을  $[C]$ , 스프링과 토출관에 의해 지지되어 있는 지지계의 강성행렬을  $[K]$ 라 한다. 이 진동계에 작용하는 가진력을  $[F]$ 로 하면, 계의 운동방정식은 다음과 같다.

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

여기서,

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & M & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & M & 0 & 0 & 0 \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{yz} \\ & & & & I_{yy} & -I_{yz} \\ & & & & & I_{zz} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} 7.284 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 7.284 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 7.284 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 0.0189 & -0.0025 & -0.00007 \\ & & & & 0.0159 & -0.00034 \\ & & & & & 0.0206 \end{bmatrix}$$

이다.

## 2.1 코일 스프링 지지계의 강성 측정

본 연구의 왕복동형 압축기는 Fig. 2와 같이 압축기 본체 밑부분에 위치하는 4개의 코일 스프링이 밀폐용기에 고정되어 압축기 본체를 지지한다. 스프링의 종방향 강성  $k_v$  및 횡방향의 강성  $k_h$ 를 실험적으로 측정하였으며, 이 값은 압축기 본체의 무게중심 G에 설정된 고정좌표계에서의 강성값으로 변환된다.

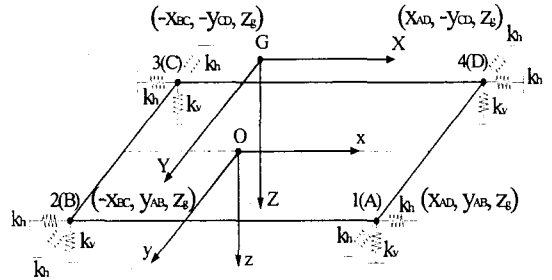


Fig. 2 Geometric configuration of 4 coil springs

무게 중심에서 단위 변위가 가해졌을 때 각 스프링에서 강성에 의해 반력들이 발생된다. 이 때, 스프링의 강성행렬  $[D]$ 은 무게중심위치에서 힘의 평형원리를 이용하여 구할 수 있다. 즉, 각 방향  $(X, Y, Z, \Theta_x, \Theta_y, \Theta_z)$ 으로 단위 변위를 가정할 때 힘의 평형으로 스프링 강성 행렬  $[D]$ 를 구할 수 있으며, 식 (2)와 같다.

$$[D] = \begin{bmatrix} D_{11} & \dots & \dots & D_{16} \\ & D_{22} & & \vdots \\ & & D_{33} & \vdots \\ & & & D_{44} & \vdots \\ & & & & D_{55} \\ & & & & & D_{66} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} D_{11} &= 4k_h \\ D_{22} &= 4k_h \\ D_{33} &= 4k_v \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} D_{44} &= 4(k_h z_g^2 + k_v y_{AB}^2) \\ D_{55} &= 2[2k_h z_g^2 + k_v (x_{AD}^2 + x_{BC}^2)] \\ D_{66} &= 2k_h (2y_{AB}^2 + x_{AD}^2 + x_{BC}^2) \end{aligned}$$

$$D_{12} = D_{21} = 0, D_{13} = D_{31} = 0, D_{14} = D_{41} = 0, D_{16} = D_{61} = 0$$

$$D_{23} = D_{32} = 0, D_{25} = D_{52} = 0, D_{34} = D_{43} = 0, D_{36} = D_{63} = 0$$

$$D_{45} = D_{54} = 0, D_{56} = D_{65} = 0$$

$$D_{15} = D_{51} = -4k_h z_g$$

$$D_{24} = D_{42} = 4k_h z_g$$

$$D_{26} = D_{62} = 2k_h(x_{AD} - x_{BC})$$

$$D_{35} = D_{53} = -2k_v(x_{AB} - x_g - x_{CD})$$

$$D_{46} = D_{64} = 2z_g k_h(x_{AB} - x_g - x_{CD})$$

압축기 본체의 실제 지지 조건과 일치시키기 위해 스프링 4개에 대한 강성을 동시에 측정하고, 스프링 하나의 강성은 측정값의 1/4로 하여 구하였다. 부가 질량에 대해 각 방향에서 측정된 강성계수의 선형성은 Fig. 3에서 확인할 수 있다. 이 결과에서 스프링의 종방향 강성(Z-방향)은 3363.61(N/m)이다. 횡방향의 폭이 넓은 쪽의 강성(Y-방향)은 1565.06(N/m), 횡 방향의 폭이 좁은 쪽의 강성(X-방향)은 1785.56(N/m)이다.

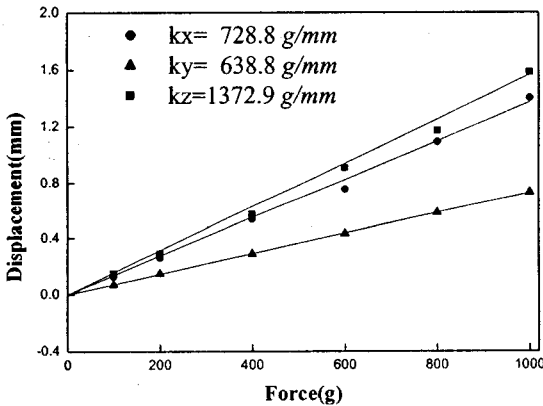


Fig. 3 Measured spring stiffness

## 2.2 토출관의 강성 측정

토출관은 실린더 내에서 압축된 냉매를 냉동사이클로 보내기 위한 것이고, 한쪽 끝단이 밀폐용기에 고정되며 배관은 코일 스프링과 함께 압축기 본체를 지지한다. 복잡한 형상인 토출관의 강성을 구하기 위해 토출관 끝단에서의 6×6 강성행렬을 실험적으로 측정하고, 이를 본체의 무게중심으로 좌표변환을 한 토출관의 강성행렬([B])을 구한다. 토출관의 강성행렬 및 스프링의 강성행렬([D])을 더하여 압축기 본체의 무게중심 위치에서의 지지

계의 전체 강성행렬([K])을 구하였다.

Fig. 4는 토출관 강성의 측정을 위한 실험장치이며 토출관 끝단에 중력방향으로 질량을 부가하고, 각 방향에서의 변위를 측정한다. 이 때 중력방향으로의 변위는 중력방향의 부가 질량에 의한 변위로 중력방향으로의 강성이다. 중력방향 외의 변위는 그 변위를 유발하는 회전방향 변위에 의한 것이고, 이 변위는 중력방향 부가 질량과 그 때 회전방향 모멘트에 의해 발생하는 변위라고 가정한다.

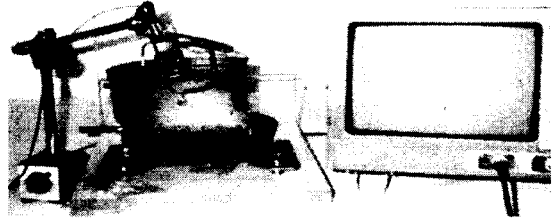


Fig. 4 Experimental kit for measuring stiffness of loop pipe

토출관 끝단에서 6×6 강성행렬을 구하기 위해 토출관 고정부에서 토출관 끝 단까지의 위치 벡터를  $\vec{r} = r_x \vec{i} + r_y \vec{j} + r_z \vec{k}$  으로 나타내었다. 토출관 끝단에 가해지는 힘 벡터를  $\vec{F} = F_x \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \vec{k}$  라 하면, 토출관 고정부에 작용하는 모멘트는 다음과 같다.

$$\vec{M}_0 = \vec{r} \times \vec{F} = (r_y F_z - r_z F_y) \vec{i} + (r_z F_x - r_x F_z) \vec{j} + (r_x F_y - r_y F_x) \vec{k} \quad (3)$$

토출관 끝단에서의 6×6 강성행렬을 [B] 이라면 힘 벡터와 변위벡터의 관계는 식 (4)와 같다.

$$[F] = [B'] [\delta x] \quad (4)$$

여기서,

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{Bmatrix}, \quad [\delta x] = \begin{Bmatrix} \delta x \\ \delta y \\ \delta z \\ \delta \theta_x \\ \delta \theta_y \\ \delta \theta_z \end{Bmatrix}$$

$$[B'] = \begin{bmatrix} B'_{11} & & \dots & \dots & & B'_{16} \\ & B'_{22} & & & & \\ & & B'_{33} & & & \vdots \\ & & & B'_{44} & & \vdots \\ sym. & & & & B'_{55} & \\ & & & & & B'_{66} \end{bmatrix}$$

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0.07108 & 0.04419 \\ & 1 & 0 & -0.07108 & 0 & 7.81e-4 \\ & & 1 & -0.04419 & -7.81e-4 & 0 \\ & & & 1 & 0 & 0 \\ sym. & & & & 1 & 0 \\ & & & & & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

토출관의 끝단에  $F_x$ 가 가해지면 x 방향의 변위  $\delta x$ 가 발생되고, 모멘트 방정식 (3)에서  $M_y, M_z$ 도 작용된다.  $M_y$ 에 의해 토출관의 끝단지점의 측정위치에서 x 방향, -z 방향의 변위가 발생되며 또  $M_z$ 에 의해 y 방향, -x 방향의 변위가 발생된다. 그러므로 -z 방향의 변위 측정값에서  $\delta\theta_y = -\frac{\delta z}{r_x}$ 를 계산하고, y 방향의 변위 측정값을 이용하여  $\delta\theta_z = \frac{\delta y}{r_y}$ 를 구한다. 또, 무게가 작용되는 방향을 바꾸어 토출관 끝단에서  $F_y$ 가 작용되면 y 방향의 변위  $\delta y$ 가 발생되고  $M_z, M_x$ 의 모멘트가 작용한다.  $M_z$ 에 의해 y 방향, -x 방향의 변위가 발생되고  $M_x$ 에 의해 -y 방향, z 방향의 변위 측정값에서  $\delta\theta_z = -\frac{\delta x}{r_z}$ 를 계산한다. 같은 방법으로  $F_z$ 가 가해졌을 때  $[B']$ 의 요소를 구할 수 있으며, 전체  $[B']$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[B'] = \begin{bmatrix} B'_{11} & 0 & 0 & 0 & B'_{15} & B'_{16} \\ & B'_{22} & 0 & B'_{24} & 0 & B'_{26} \\ & & B'_{33} & B'_{34} & B'_{35} & 0 \\ & & & B'_{44} & 0 & 0 \\ sym. & & & & B'_{55} & 0 \\ & & & & & B'_{66} \end{bmatrix} \quad (5)$$

무게중심 G점에서 O점까지의 좌표가 (0.781, -44.194, 71.083)이므로 무게중심에 대한 좌표 변환 행렬은 다음과 같다.

$[B] = [E]^T [B'] [E]$ 이므로 다음과 같이 계산된다.

$$[B] = \begin{bmatrix} 327.06 & -0.8806 & 7.6206 & -0.2725 & -4.975 & 27.716 \\ & 309.02 & 1.8493 & 5.9234 & -0.0017 & -19.9 \\ & & 11646 & -95.23 & 105971 & 0.00005 \\ & & & 12.9036 & -4.6498 & 1.4381 \\ sym. & & & & 26.47 & 0.57345 \\ & & & & & 20.2875 \end{bmatrix} \quad (7)$$

또,  $[K] = [B] + [D]$ 이므로 다음과 같이 표시된다.

$$[K] = \begin{bmatrix} 6477.5 & -0.881 & 7.6206 & -0.273 & -227.14 & 27.716 \\ & 6459.5 & 1.849 & 228.08 & -0.0017 & -52.712 \\ & & 14179 & -95.2 & 175.4 & 0.00005 \\ & & & 41.754 & -4.6498 & 0.2531 \\ sym. & & & & 69.56 & 0.57345 \\ & & & & & 46.6975 \end{bmatrix} \quad (8)$$

토출관의 강성을 측정하기 위해 x, y, z 방향에서의 변위를 간극센서로 측정하였다. 각 방향의 강성값 및 강성계수의 선형성은 Fig. 5, 6, 7에서 확인할 수 있다.

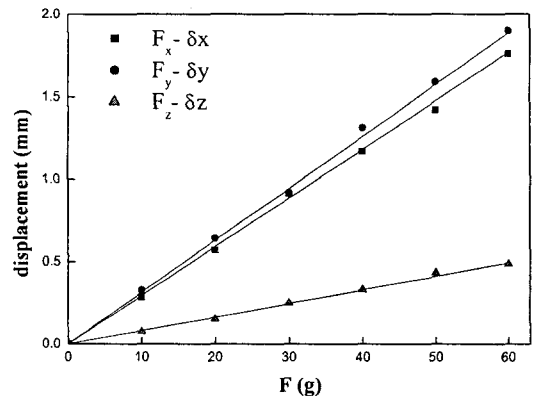


Fig. 5 Relationship of force and displacement at x, y, z directions

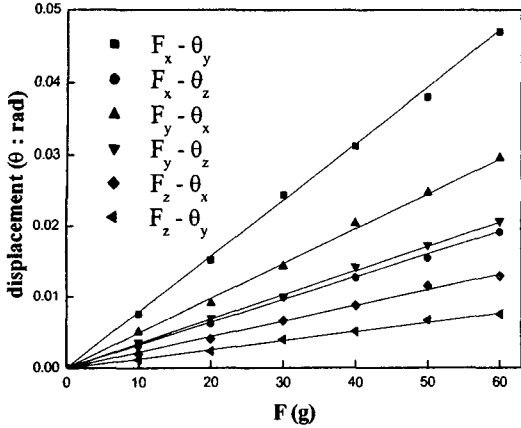


Fig. 6 Relationship of force and angular displacement at x, y, z directions

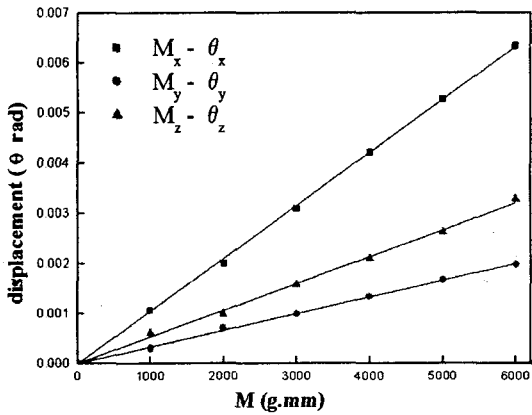


Fig. 7 Relationship of moment and angular displacement at x, y, z directions

### 2.3 본체에 작용하는 가진력

본 논문의 왕복동형 압축기는 커넥팅 로드 기구로 구성되며, 구동용 전동기와 압축 기구부는 직결되고 압축기구부는 Fig. 8과 같이 집중질량계로 모델링할 수 있다. 전동기 회전자(rotor)는 크랭크 축에 열박음 공정으로 결합되며, 전동기 고정자(stator)는 압축기 본체에 강체적으로 연결된다. 해석 모델에서 피스톤 크랭크 기구의 운동을 나타내기 위해 크랭크축-회전자의 무게중심 위치에 xyz 고정좌표계를 설정한다. 또, 압축기 본체를 강체 운동으로 해석하기 위해 본체의 무게중심 위치에 XYZ 절대좌표계를 설정한다. 절대좌표계의 원점 G는 계 전체의 무게중심으로 하고, XYZ 좌표계는 평형상태에서 xyz 좌표계와 평행하다.

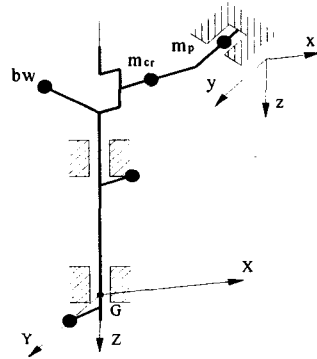


Fig. 8 The concentrated masses of the slider-crank mechanism

집중질량계로 모델링된 압축기 본체에 작용하는 가진력 벡터는 무게중심 위치 G에서 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \sum_{j=1}^5 \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -z_j + z_G & 0 & 1 & 0 & 0 \\ z_j - z_G & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ y_G & -x_G & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xj} \\ F_{yj} \\ F_{zj} \\ M_{xj} \\ M_{yj} \\ M_{zj} \end{bmatrix} \quad (9)$$

### 3. 본체의 동적 거동 해석 및 측정

압축기 본체의 고유진동수 실험은 압축기에서 가장 큰 힘을 받는 피스톤에 가진기로 힘(Pseudo random)을 가하고, 각 방향(X, Y, Z)으로 가속도계를 설치하여 입력 힘과 출력 가속도와의 관계인 주파수 응답 함수(FRF)를 이용해 압축기 본체의 고유진동수를 Fig. 9와 같이 구하였다. 실험에 의한 압축기 본체의 고유진동수는 각 방향으로 5개에서 8개까지 측정하였다. 예측되어지는 압축기 본체의 고유진동수와 측정값을 Table 1에서 비교하였다.

Table 1 Comparison of natural frequencies in compressor frame

Mode	Measured(Hz)	Predicted(Hz)
1	4.0	4.0
2	4.5	4.4
3	7.0	6.85
4	7.25	7.7
5	8.0	8.0
6	11.25	11.0

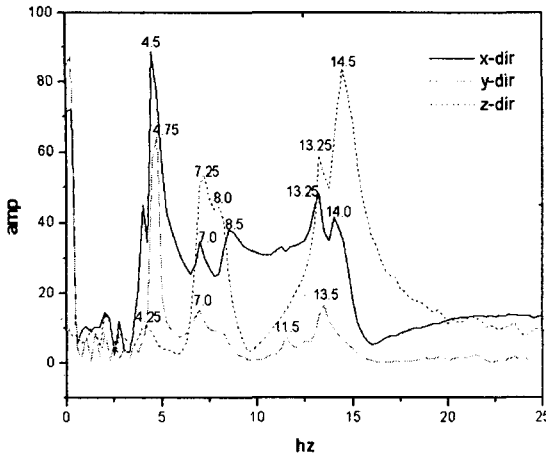


Fig. 9 Measured natural frequencies of compressor frame

밀폐용기내 압축기구부의 가변속 운전조건에서 진동기 고정자에서 3점의 위치를 선정하여 가속도를 측정하였다. 3점의 좌표는 무게중심에 설정된 XYZ 좌표계에서 A(-14.23, 57.41, 84.96), B(-21.73, 62.41, 94.96), C(-21.73, 57.41, 87.96)이다. 측정된 가속도 신호에서 압축기 흡입·토출시 밸브의 충격의 영향을 없애기 위해 250Hz 이상의 고주파 성분은 제거하여 Fig. 10과 같이 구하였다.

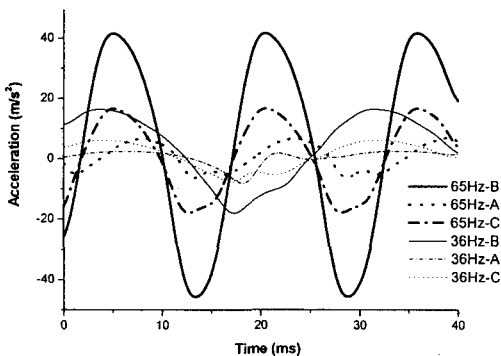


Fig. 10 Accelerations at x, y, z direction

#### 4. 결론

코일 스프링 및 토출관으로 지지되는 가변속 왕복동형 압축기 본체의 동적 거동 및 진동 특성을 실험 및 해석적 방법으로 구하였다. 본체의 진동 해석 모델링에 필요한 코일 스프링 및 토출관의 강성계수는 실험적인 방법으로 측정하였다. 이 결과를 기반으로 하는 본체 진동계의 자유진동해석

에서 실험 및 계산 결과가 양호하게 일치하였다. 또, 가변속 운전영역에 걸쳐 실제 압축기 운전조건에서 본체의 동적 거동을 측정하였다. 이와 같은 과정으로 개발된 압축기 본체의 동적 거동 해석 모델은 지지요소인 코일 스프링과 토출관의 위치 및 강성값, 회전축계의 불평형 가진력, 밀폐용기로의 전달력등을 고려한 저진동 압축기의 설계에 활용될 수 있다.

#### 참고 문헌

- (1) Dufor, R., Der Hagopian, J. and Lalanne, M., 1995, "Transient and Steady State Dynamic Behavior of Single Cylinder Compressors : Prediction and Experiments," Journal of Sound and Vibration, Vol. 181(1), pp. 23~41.
- (2) 今市恵作, 石井徳章, 麗籠六信夫, 1975, "小形往復壓縮機の 振動," 日本機械學會論文集, Vol. 41(348), pp. 2333~2346.
- (3) Kjeldsen, k. and Madsen, P., 1978, "Reduction of Compressor Vibrations by Optimizing the Locating of the Counterweight and The Internal Springs," Proceeding of the Purdue Compressor Conference, pp. 55~59.
- (4) Gupta, N and Bernhard, R. J., 1984, "Design of Compressor Suspension Systems Using Modal Analysis," Proceeding of the Purdue Compressor Conference, pp. 154~161.
- (5) Bacci, V., Zgliczynski, M. and Gili, G., 1978, "Improved Suspension System for Reciprocating Compressors," Proceeding of the Purdue Compressor Conference, pp. 162~167.