

가변속 압축기의 진동특성 분석 및 예측

Analysis and Estimation of Vibration Characteristics of a Reciprocal Compressor with Variable Rotating Speed

정 병 규* · 이 윤 곤* · 정 의 봉†

Byung-Kyoo Jung, Yun-Gon Lee and Weui-Bong Jeong

(Received March 29, 2016 ; Revised May 3, 2016 ; Accepted May 3, 2016)

Key Words : Reciprocal Compressor with Variable Rotating Speed(가변속 압축기), Vibration Characteristic(진동특성), Impact Test(단위 가진 실험), Operating Test(작동 중 측정실험)

ABSTRACT

This paper deals with the vibration characteristics of a reciprocal compressor with variable rotating speed according to the change of operating frequencies. The equation of motion and exciting force of the equivalent compressor model were formulated, and the vibration responses at operating frequencies were predicted. The predicted results were compared with the measured results. Although the predicted results had little errors in operating condition, it represented good agreement in general. Especially, the natural frequencies obtained from the measurement were similar to those calculated by the eigenvalue problem of the equivalent model. The procedure and results in this paper can be utilized to the identification of the vibration characteristics of new compressor models.

1. 서 론

가정용 왕복동식 압축기는 냉장고의 기계실에 위치하여 냉매를 압축 및 순환 시키는 영향을 한다. 왕복동식 압축기는 냉장고의 운전에 있어 가장 핵심적인 부품이나, 기구부의 회전운동 및 피스톤의 병진운동으로 인해 냉장고의 주요 진동 및 소음을 유발한다. 이에 압축기의 진동특성을 파악하고자 하는 연구가 지속적으로 진행되어 왔다. Kim⁽¹⁾은 왕복동식 압축기의 피스톤을 이루는 다양한 설계 인자들을 변경해가며 기구부 운동에 대한 피스톤의 동적 힘을 계산하였고, An⁽²⁾은 압축기의 실린더에 발생하는 내부 압력을 측정하고 수학적으로 모델링하여 흡입 밸

브에서 발생하는 압력의 동특성을 분석하였다. 또한 Kim⁽³⁾은 왕복동 압축기를 전체를 강체로 모델링하고 가진력이 작용하는 경우 압축기 본체의 동적거동 실험적, 해석적으로 분석하였으며, Ju⁽⁴⁾는 압축기 시스템을 유한요소로 모델링하여 기구부에 토크를 작동시킨 경우 압축기가 받는 동특성을 분석하였다. 이 외에도 여러 연구자들에 의해 압축기의 진동 및 소음 관점에서 다양하게 연구가 수행되어왔다⁽⁵⁻⁷⁾.

최근에는 냉장고의 냉동효율 향상과 관련하여 가변속 압축기에 대한 관심이 높아져 이에 대한 연구가 추가적으로 이루어지고 있다^(8,9). 가변속 압축기는 작은 용량으로 대용량의 냉장고를 커버할 수 있으며 전력인 부분에서도 장점을 갖고 있으나, 상대적으로 넓은 주파수 대역폭으로 작동하는 만큼 진동

† Corresponding Author; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail: wbyeong@pusan.ac.kr

* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

및 소음과 관련된 문제를 가지고 있다.

이에 이 논문에서는 넓은 주파수 대역폭으로 작동하는 가변속 압축기에 대하여 단위 가진 실험, 작동 중 거동 측정 실험을 통해 진동특성을 파악하고자 한다. 그리고 선행연구를 바탕으로 주파수 변화에 따른 기구부의 가진력을 유도하고, 추가적으로 강체와 탄성체로 등가 모델링 된 압축기 시스템으로부터 운동방정식을 구성하고자 한다. 또한 도출한 지배방정식으로부터 수행한 실험과 동일한 조건으로 해석을 진행하고 압축기의 진동을 예측하여 실험과 비교하고자 한다.

2. 지배방정식 유도

이 장에서는 가변속 압축기의 운동방정식 및 작동주파수에 따라 변화하는 가진력을 유도하여 전체 시스템의 지배방정식을 구성한다. 본 연구에서는 가변속 압축기를 셸(shell)과 몸체(body), 루프파이프(loop pipe)로 구분하였다. 셸과 몸체의 고유진동수는 고주파로 알려져 있기 때문에^(10,11), 작동주파수 100 Hz 이하의 영역을 다루는 이 논문에서는 강체로 모델링하였다. 루프파이프의 경우는 강체인 셸과 몸체 사이에서 유연하게 움직이기 때문에 이 논문에서는 탄성체로 모델링하였다⁽¹²⁾. 이 외에 셸과 몸체를 연결하는 스프링과 셸을 지지하는 그로멧 마운트를 단순 병진 스프링으로 모델링하였다. Fig. 1은 단순화된 가변속 압축기의 모델을 나타낸 것이다.

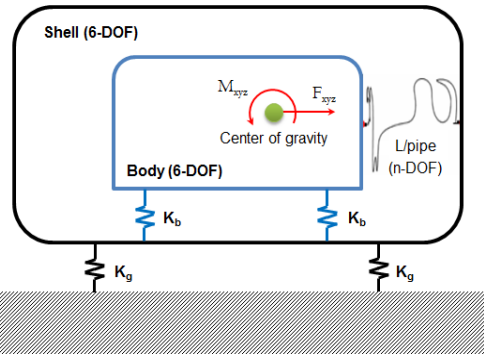


Fig. 1 Equivalent model of a reciprocal compressor

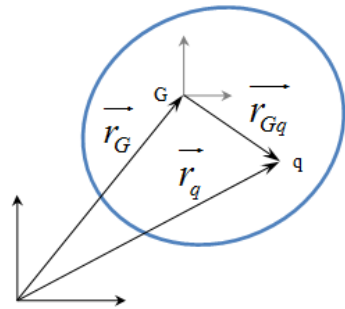


Fig. 2 Transform matrix in rigid body

2.1 강체 모델의 운동방정식

단순화된 압축기 모델에 대한 운동방정식을 유도하기 위해서는, 강체의 무게중심에서 떨어진 지점의 변위를 정의하기 위한 변환행렬이 필요하다. Fig. 2와 같이 강체의 무게중심 \$G\$에서 떨어진 \$q\$점에서의 속도 \$\vec{V}_q\$는 식 (1)과 같다.

$$\vec{V}_q = \vec{V}_G + \vec{\omega} \times \vec{r}_{Gq} \tag{1}$$

여기서 \$\vec{r}_{Gq}\$는 강체의 무게중심 \$G\$에서 \$q\$점까지의 변위벡터이고 \$\vec{\omega}\$는 회전속도벡터이다. 식 (1)은 수학적으로 식 (2)와 같이 표현된다.

$$\vec{V}_q = \vec{V}_G + \tilde{\omega} \vec{r}_{Gq} = \vec{V}_G - \tilde{r}_{Gq} \vec{\omega} \tag{2}$$

여기서 \$\tilde{\omega}\$와 \$\tilde{r}_{Gq}\$는 벡터 \$\vec{\omega}\$와 \$\vec{r}_{Gq}\$의 skew symmetric 행렬을 의미한다. 즉, \$q\$점에서의 속도 \$\vec{V}_q\$는 무게중심 \$G\$에서의 속도 \$\vec{V}_G\$로 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{V}_q = [I \quad -\tilde{r}_{Gq}] \begin{Bmatrix} \vec{V}_G \\ \vec{\omega} \end{Bmatrix} \tag{3}$$

식 (3)을 일반화하여 \$q\$점에서의 변위 \$X_q\$를 변환행렬 \$T\$와 \$G\$점에서의 변위 \$X_G\$의 곱으로 표현하면 다음과 같다.

$$X_q = TX_G = \begin{Bmatrix} x_q \\ y_q \\ z_q \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & z_{Gq} & -y_{Gq} \\ 0 & 1 & 0 & -z_{Gq} & x_{Gq} \\ 0 & 0 & 1 & y_{Gq} & -x_{Gq} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \\ \theta_{xG} \\ \theta_{yG} \\ \theta_{zG} \end{Bmatrix} \tag{4}$$

식 (4)에서 정의된 변환행렬을 이용하면 강체로 구성된 압축기 셸과 몸체의 운동방정식을 유도할 수

있다. Hamilton's principle을 이용한 운동방정식 유도를 위해 셸과 몸체에 대한 운동에너지와 잠재에너지를 식 (5)와 식 (6)에 나타내보았다.

$$K.E = \frac{1}{2} \{\dot{X}_s\}^T [M_s] \{\dot{X}_s\} + \frac{1}{2} \{\dot{X}_b\}^T [M_b] \{\dot{X}_b\} \tag{5}$$

$$P.E = \frac{1}{2} \{X_{si}\}^T [K_g] \{X_{si}\} + \frac{1}{2} \{X_{bj} - X_{sj}\}^T [K_b] \{X_{bj} - X_{sj}\} \tag{6}$$

여기서 M_s 는 압축기 셸의 6자유도 질량행렬, M_b 는 몸체의 6자유도 질량행렬, K_s 는 셸을 지지하는 그로멧 마운트의 6자유도 강성행렬, K_b 는 셸과 몸체를 연결하는 스프링의 6자유도 강성행렬을 의미한다. 그리고 \dot{X}_s 는 셸의 속도벡터, \dot{X}_b 는 몸체의 속도벡터, X_{si} 는 그로멧 마운트가 지지되는 셸의 i 지점의 변위 벡터, X_{sj} 는 셸과 몸체 사이 스프링의 하단부 j 지점에 해당하는 셸의 변위벡터, X_{bj} 는 셸과 몸체 사이 스프링의 상단부 j 지점에 해당하는 몸체의 변위벡터를 의미한다. 이때 X_{si} 와 X_{sj} , X_{bj} 는 무게중심으로부터 일부 떨어진 지점에 해당하는 변위로서 식 (4)에 나타난 변환행렬 T_{si} , T_{sj} , T_{bj} 와 무게중심의 변위 X_s , X_b 의 곱으로 표현된다. 이로부터 Hamilton's principle으로 운동방정식을 유도하면 총 12자유도 모델로서 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ 0 & M_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_s \\ \ddot{X}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \sum_{i,j=1}^4 (T_{si}^T K_g T_{si} + T_{sj}^T K_b T_{sj}) & - \sum_{j=1}^4 T_{sj}^T K_b T_{bj} \\ - \sum_{j=1}^4 T_{bj}^T K_b T_{sj} & - \sum_{j=1}^4 T_{bj}^T K_b T_{bj} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_s \\ X_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_b \end{Bmatrix} \tag{7}$$

여기서 F_s 는 압축기 셸에 작용하는 외력, F_b 는 압축기 몸체에 작용하는 외력을 의미한다.

2.2 압축기 모델의 운동방정식

앞서 언급한 바와 같이 이 논문에서는 압축기의

셸과 몸체 사이에서 유연하게 움직이는 루프파이프를 탄성체로 모델링한다. 루프파이프의 탄성체 모델링을 위해 이 논문에서는 beam 구조물에 대한 유한요소방법을 사용하였다. 이때 beam 구조물은 인장, 압축, 비틀림, 굽힘과 관련된 6자유도를 갖는 요소로 모델링하였다. Beam의 유한요소는 이미 선행연구에서 많이 다루어졌기에 자세한 내용은 생략한다.

유한요소 기법을 이용하여 루프파이프에 대한 운동에너지와 잠재에너지를 정의하면 식 (8)과 식 (9)와 같다.

$$K.E = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} T_s \dot{X}_s \\ T_b \dot{X}_b \\ \dot{X}_l \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_s \dot{X}_s \\ T_b \dot{X}_b \\ \dot{X}_l \end{Bmatrix} \tag{8}$$

$$P.E = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} T_s X_s \\ T_b X_b \\ X_l \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_s X_s \\ T_b X_b \\ X_l \end{Bmatrix} \tag{9}$$

여기서 X_l 과 \dot{X}_l 은 루프파이프가 셸 또는 몸체에 연결되는 자유도를 제외한 루프파이프의 변위, 속도벡터를 의미한다. M_{ij} 과 K_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$)는 각각 $T_s X_s$, $T_b X_b$, X_l 에 해당하는 루프파이프의 질량행렬과 강성행렬을 의미한다. 이때 루프파이프는 압축기 셸과 몸체의 무게중심에서 일부 떨어진 위치에 결합되기 때문에 변환행렬 T_s 와 T_b 를 갖는 형태로 나타난다. 위 식을 압축기 셸과 몸체, 루프파이프의 자유도 X_s , X_b , X_l 으로 정리하여 운동방정식 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} T_s^T M_{11} T_s & T_s^T M_{12} T_b & T_s^T M_{13} \\ T_b^T M_{21} T_s & T_b^T M_{22} T_b & T_b^T M_{23} \\ M_{31} T_s & M_{32} T_b & M_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_s \\ \ddot{X}_b \\ \ddot{X}_l \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} T_s^T K_{11} T_s & T_s^T K_{12} T_b & T_s^T K_{13} \\ T_b^T K_{21} T_s & T_b^T K_{22} T_b & T_b^T K_{23} \\ K_{31} T_s & K_{32} T_b & K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_s \\ X_b \\ X_l \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ F_l \end{Bmatrix} \tag{10}$$

여기서 F_l 는 루프파이프에 작용하는 외력을 의미한다. Fig.1에 나타난 가변속 압축기 시스템의 진동거동을 분석하기 위해서는 식 (7)에 나타난 강체의 운동방정식과 식 (10)에 나타난 루프파이프의 운동방정식을 결합한 전체 시스템의 운동방정식을 구성해야한다. 두 식을 결합하여 나타난 전체 시스템의 운

동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_s + T_s^T M_{11} T_s & T_s^T M_{12} T_b & T_s^T M_{13} \\ T_b^T M_{21} T_s & M_b + T_b^T M_{22} T_b & T_b^T M_{23} \\ M_{31} T_s & M_{32} T_b & M_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_b \\ \ddot{X}_s \\ \ddot{X}_l \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} A & B & T_s^T K_{13} \\ C & D & T_b^T K_{23} \\ K_{31} T_s & K_{32} T_b & K_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_b \\ X_s \\ X_l \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_b \\ F_l \end{Bmatrix} \quad (11)$$

여기서,

$$A = T_s^T K_{11} T_s + \sum_{i,j=1}^4 (T_{si}^T K_i T_{si} + T_{sj}^T K_b T_{sj})$$

$$B = T_s^T K_{12} T_b - \sum_{j=1}^4 T_{sj}^T K_b T_{bj}$$

$$C = T_b^T K_{21} T_s - \sum_{j=1}^4 T_{bj}^T K_b T_{sj}$$

$$D = T_b^T K_{22} T_b - \sum_{j=1}^4 T_{bj}^T K_b T_{bj}$$

2.3 압축기의 가진력

이 절에서는 식 (11)에 나타난 운동방정식의 우변에 위치하는 가진력을 유도한다. 압축기에 작용하는 가진력은 압축기 몸체 기구부의 회전운동 및 피스톤의 병진운동에 의해서 발생하는데, 이러한 회전 및 병진운동은 압축기 몸체의 작용하는 관성력을 유발한다. 즉, 식 (11)에서 F_s 와 F_l 은 0이고 몸체에 작용하는 힘 F_b 만 존재한다. 이 논문에서는 F_b 정의를 위해 기구부에서 발생하는 가진력을 Fig. 3과 같이 5개의 관성력으로 모델링하였다. 아래의 식은 Fig. 3에 나타난 관성력을 정리하여 나타낸 것이다.

$$F_{p_x} = -m_p \left(\omega^2 R \cos(\omega t) + \frac{\omega^2 R}{L} \cos(2\omega t) \right)$$

$$F_{i_x} = -m_i r_i \omega^2 \cos(\omega t + \phi_i), \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (12)$$

$$F_{i_y} = -m_i r_i \omega^2 \sin(\omega t + \phi_i), \quad (i = 1, 2, 3, 4)$$

여기서 m_p 는 피스톤의 질량, R 은 피스톤과 crankshaft를 연결하는 con-rod의 피치 길이, ω 는 기구부의 회전속도를 의미한다. 그리고 m_i 는 Fig. 3에 표시한 지점에 해당하는 밸런스 질량, r_i 는 질점과 회전축 사이의 편심거리, ϕ_i 는 회전 평면상의 질점에 위치하는 각도를 의미한다. 식 (12)에 나타난 압축기

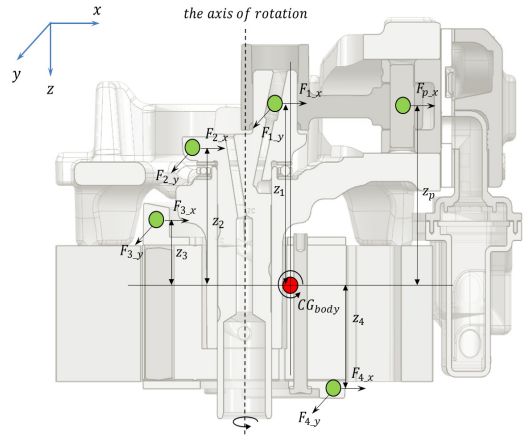


Fig. 3 Operating forces of the reciprocal compressor

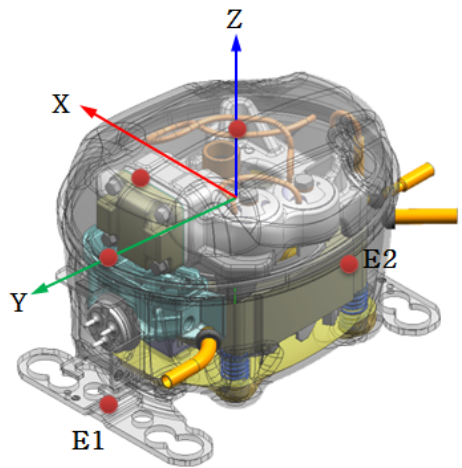


Fig. 4 Measured points of the reciprocal compressor

몸체의 병진방향 힘은 몸체의 무게중심에서 떨어진 거리로부터 아래와 같은 모멘트를 유발한다.

$$M_x = \sum_{i=1}^4 -z_i F_{i_y}$$

$$M_y = z_p F_{p_x} + \sum_{i=1}^4 z_i F_{i_x} \quad (13)$$

$$M_z = \sum_{i=1}^4 (x_i F_{i_y} - y_i F_{i_x})$$

여기서 x_i, y_i, z_i, z_p 는 몸체의 무게중심점에서 정의된 각 질량점까지의 x, y, z 방향 거리를 의미한다. 식 (12)에서 나타난 병진방향 힘과 식 (13)에서 나타난 모멘트로부터 식 (11)에 나타난 압축기 몸체

에 작용하는 가진력 F_b 를 정의하면 아래와 같다.

$$F_b = \left\{ F_{p_x} + \sum_{i=1}^4 F_{i_x}, \sum_{i=1}^4 F_{i_y}, 0, M_x, M_y, M_z \right\}^T \quad (14)$$

3. 진동특성 분석 및 예측

이 장에서는 여러 가지 실험을 통하여 가변속 압축기의 진동특성을 분석하고, 2장에서 유도한 압축기 시스템의 운동방정식으로부터 작동주파수 변화에 따른 압축기의 진동을 예측하여 실측값과 비교를 수행한다.

먼저 압축기의 진동특성을 파악하기 위하여 Fig. 4에 나타난 X, Y, Z 방향으로 단위 가진 실험(impact testing)을 수행하였다. 가진 실험은 256 Hz까지 0.5 Hz 간격으로 데이터를 획득하였으며, 임팩트 해머를 신호의 경우 force exponential window, 가속도 신호의 경우 exponential window를 씌웠다. 그리고 총 5번의 평균화 과정(averaging)을 통해 단위 힘에 대한 가속도 응답인 inrtance를 얻었다.

Fig. 5는 Fig. 4에 나타난 X, Y, Z 지점을 임팩트 해머로 가진을 하여 얻은 자기응답점의 inrtance를 나타낸 것이다. Fig. 6은 동일한 위치에서 해석으로 단위 가진력을 가하여 얻은 자기응답점의 inrtance를 나타낸 그림이다. 그림에서 주파수 응답의 피크(peak)는 마운트 또는 스프링으로 지지된 강체의 병진방향 운동에 대한 고유진동수를 나타낸다. 실험과 해석의 inrtance을 비교하여 살펴보면 약 10 Hz 미만의 저주파를 제외하고는 실험과 해석의 전체적인 주파수 응답 결과가 상당히 유사함을 확인할 수 있으며, 이로부터 전산해석모델링이 잘 되었음을 판단할 수 있다.

강체 및 지지스프링 모델이 잘 되었다는 근거로부터 압축기 기구부의 작동주파수를 변경해가며 가속도 응답을 측정하고, 이를 실험과 비교해보았다. 먼저 압축기 내부 몸체의 진동을 파악하기 위해 Fig. 7과 같이 압축기 셀의 윗부분을 제거한 후 피스톤 위 몸체에 3축 방향 가속도계를 부착하여 응답을 측정하였다. 이때 작동주파수는 20 Hz부터 80 Hz까지 10 Hz 간격으로 설정하였다. 동일한 조건 및 동일 위치에 대하여 해석적으로도 작동주파수에 따른 진동을 예측

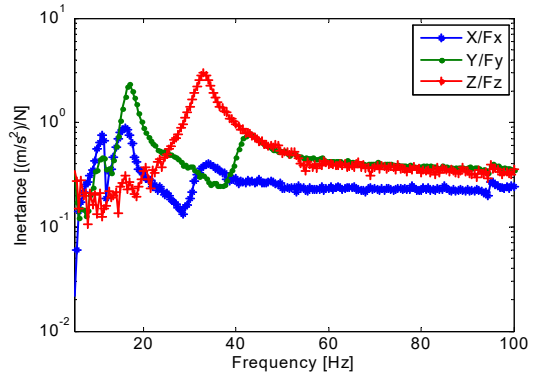


Fig. 5 Measured point inrtances

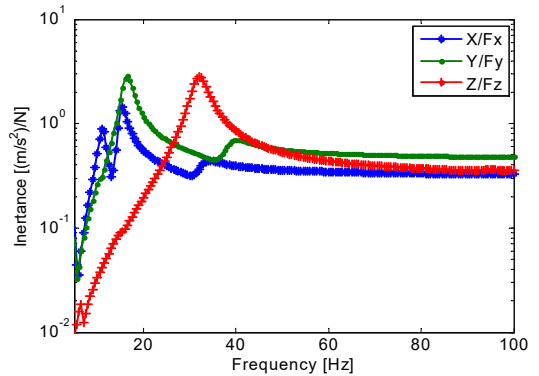


Fig. 6 Predicted point inrtances

한 후 Fig. 8에 비교하여 나타내었다.

Fig. 8을 살펴보면 압축기 내부 가속도 응답의 경우 실선으로 표시한 해석의 결과가 점선으로 표시한 실험의 결과를 잘 따르고 있음을 확인할 수 있다. 즉, 압축기 몸체의 강체 및 지지부와 기구부 회전운동에 의한 가진력이 수학적으로 정확하게 모델링되었음을 확인할 수 있다.

마지막으로 압축기 셀 표면에 나타나는 진동을 측정하고 이를 해석결과와 비교해보았다. Fig. 9는 Fig. 4에 나타난 압축기 셀의 $X, Y, Z, E1, E2$ 지점에 대하여 작동주파수가 변경될 때 해석과 실험의 가속도 응답을 비교한 그래프이다.

작동주파수에 따른 압축기 셀의 응답을 살펴보면 20 Hz부터 80 Hz까지의 작동주파수에서 전체적인 경향은 잘 따라가고 있으나 부분적으로 오차가 존재함을 확인할 수 있다. 이를 정량적으로 파악하기 위하여 Table 1에는 실험과 해석 가속도 응답의 작동

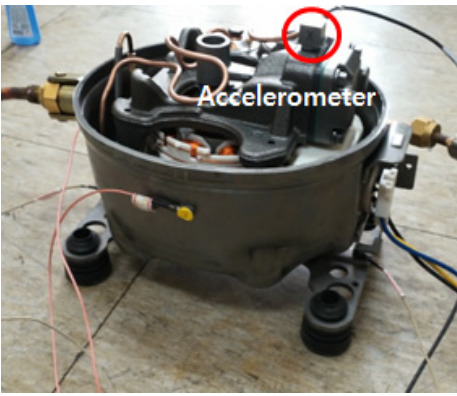


Fig. 7 Measurement body point

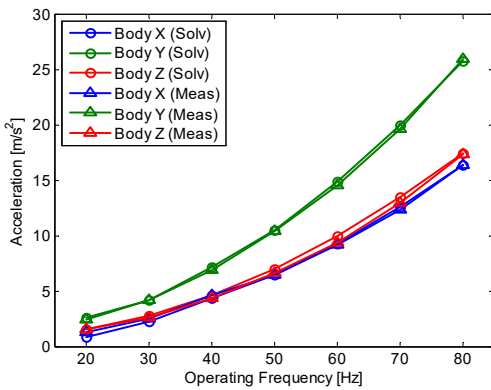


Fig. 8 Comparison of accelerations at compressor body in operating condition

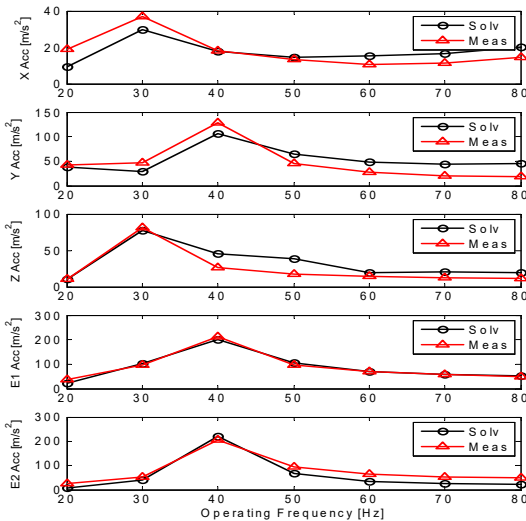


Fig. 9 Comparison of accelerations at compressor shell in operating condition

Table 1 Relative errors according to the operating frequencies of reciprocal compressor

	X	Y	Z	E1	E2	Mean
20 Hz	50.7 %	8.0 %	1.3 %	43.5 %	70.9 %	34.9 %
30 Hz	19.3 %	38.5 %	5.8 %	4.0 %	24.4 %	18.4 %
40 Hz	1.4 %	17.2 %	70.3 %	6.2 %	7.3 %	20.5 %
50 Hz	9.8 %	43.0 %	118.0 %	10.5 %	30.1 %	42.3 %
60 Hz	48.4 %	78.0 %	38.1 %	0.1 %	45.5 %	42.0 %
70 Hz	48.4 %	114.1 %	66.5 %	1.6 %	53.3 %	56.8 %
80 Hz	40.1 %	153.2 %	62.3 %	8.2 %	55.6 %	63.9 %
Mean	31.2 %	64.6 %	51.7 %	10.6 %	41.0 %	

주파수 별 상대오차의 크기와 그 값들의 평균을 나타내보았다.

압축기 셸의 진동응답의 경우 가진력이 직접적으로 영향을 미치는 내부 몸체에 비해 비교적 큰 오차를 갖고 있음을 확인할 수 있다. 부분적으로는 특정 작동주파수에서 실제 값에 비해 2배 이상의 오차를 갖는 부분도 확인할 수 있다. 이는 셸의 진동에 영향을 미치는 그로벳 마운트가 비선형 진동 및 감쇠 특성을 갖기 때문인데, 현재의 연구에서는 그로벳 마운트를 선형적으로 모델링하기 때문에 상대적으로 오차가 크게 발생한 것으로 판단된다. 그러나 주파수 별로 달라지는 실험의 진동 경향은 압축기를 선형 모델링한 해석을 통해서도 유사하게 추정할 수 있음을 판단할 수 있다.

4. 결 론

이 연구에서는 다양한 주파수로 작동하는 가변속 압축기의 진동특성을 실험적으로 파악하고, 수치적으로 모델링한 압축기 시스템의 운동방정식을 이용하여 작동주파수를 변경해가며 압축기의 진동을 파악 및 비교하였다. 압축기 시스템의 경우 강체인 셸과 몸체, 탄성체인 루프파이프, 지지부인 스프링으로 모델링하였으며, 기구부의 회전운동으로 발생하는 가진력은 피스톤 및 밸런스질량 근처에 총 5개의 관성력으로 모델링하였다. 구성된 시스템을 검증하기 위해 단위 가진 실험 및 압축기 작동주파수 변경에 따른 몸체 및 셸의 진동을 측정하고, 실험과 동일한 조건으로 해석을 수행한 뒤 그 값을 비

교하였다. 가진 실험으로 얻은 *inertance*의 경우 실험과 해석의 응답 크기에 약간의 차이가 있었으나 고유진동수의 측면에서는 해석이 실험을 거의 유사하게 재현하고 있었으며, 주파수 변화에 따른 압축기 내부 몸체의 진동량도 해석과 실험이 거의 유사하게 나타났다. 작동주파수에 따른 셸의 진동 측면에서는 그로멧 마운트의 비선형성으로 인해 부분적으로 오차가 크게 나타나는 부분이 있었으나, 전반적인 실험의 경향을 해석에서도 잘 재현하고 있음을 파악하였다.

이 연구에서 수행한 가변속 압축기의 진동 파악 및 예측에 관한 연구는 셸의 진동을 정확히 예측하는 부분에서는 일부 오차를 갖고 있으나, 내부 기구부의 회전운동으로 인해 발생하는 가진력이나 내부 몸체의 진동, 그리고 시스템의 고유진동수 입장에서는 실제 시스템을 잘 재현하기 때문에 신형 압축기의 개발이나 진동경향 파악과 관련하여 유용하게 사용될 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

References

(1) Kim, T. J., 2002, Dynamic Behavior Analysis of Reciprocating Compressor Pistons, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 9, pp. 717~724.

(2) An, K. H., Lee, J. H. and Lee, I. W., 2002, Performance Prediction of Reciprocating Compressor, Proceedings of the KSME Annual Spring Conference, pp. 1506~1511.

(3) Kim, T. J., 2001, Dynamic Behavior Analysis of a Reciprocating Compressor Body with Variable Rotating Speed, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 8, pp. 374~383.

(4) Ju, J. H. and Hwang, W. G., 2004, A Study of Vibration Characteristics of Compressors with FEM Model, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 967~971.

(5) Kim, Y. T., 2005, Reduction of Radiated Noise in a Reciprocating Compressor, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 431~434.

(6) Lim, R. H. and Yoo, J. Y., 2010, Torque Rippe Reduction Method for Reciprocating Compressor, Proceedings of the KIEE Annual Spring Conference, pp. 21~23.

(7) Kim, S. T., Jeon, G. J. and Jeong, W. B., 2012, Force Identification and Sound Prediction of a Reciprocating Compressor for a Refrigerator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 5, pp. 437~443.

(8) Kim, T. J., Lee, S. M. and Park, C. S., 2001, Dynamic Behavior Analysis of Reciprocating Compressor Frame with Variable Rotating Speed, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 362~367.

(9) Jung, B. K. and Jeong, W. B., 2015, Study on the Vibration Prediction of a Reciprocal Compressor with Variable Rotating Speed According to Operating Frequencies, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 818~820.

(10) Chae, S. H. and Hwang, W. G., 2005, A Study on Noise Radiation of Compressor Shell, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 164~167.

(11) Jung, B. K. and Jeong, W. B., 2011, Identification of Vibration-field of a Compressor by using Modal Expansion Method, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 635~636.

(12) Jeon, S. H., Jeong, W. B. and Won, S. G., 2007, Design of Connecting Part of Linear Compressor to Reduce the Vibration level of 60 Hz, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1360~1365.



Byung-Kyoo Jung is received B.S. and M.S. degrees from Pusan National University in 2010 and 2012. He is Ph.D. student of the School of Mechanical Engineering in Pusan National University. His research interests are in the area of finite/boundary element analysis of noise and vibration and fluid-structure interactions.



Yun-Gon Lee received B.S. degrees from Pusan National University in 2015 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in Pipe & Compressors.

ing at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustics-structure interactions.



Weui-Bong Jeong is received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineer-