

# 유체력을 고려한 압축기 배관의 진동 해석

## Vibration analysis of compressor pipe considering fluid force

이성현\* · 정의봉† · 유상모\*\*

Seong Hyeon Lee, Weui Bong Jeong and Sang Mo Ryu

### 1. 서 론

에어컨의 진동은 주로 내부 압축기의 진동에 의한 것이며, 이는 압축기에 연결된 배관을 파손하는 원인이 된다. 이 배관의 진동을 야기하는 또 다른 요인으로써 압축기로부터 토출되는 고압의 냉매의 흐름에 의한 유체력을 생각할 수 있다. 본 연구에서는 압축기 자체의 진동과 토출되는 냉매의 흐름에 의한 유체력을 고려하여 압축기 배관의 진동현상을 해석하고자 한다.

### 2. 관련 이론

#### 2.1 강제 압축기 모델링

압축기는 압축기 내부의 회전 주파수와 그 조화 성분 주파수에서 가장 큰 진동을 야기한다. 50Hz의 회전 주파수로 가지는 압축기(QP464P)를 Fig.1 과 같이 6자유도 강체로 가정하였다.

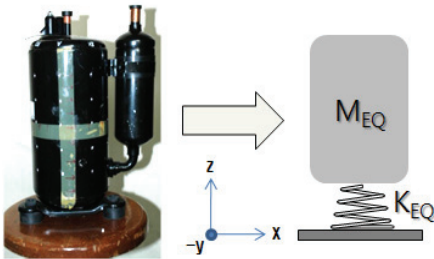


Fig. 1 Idealized model of a compressor

이 모델의 운동방정식은 식(1) 과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서,

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

$$[M]_G = \begin{bmatrix} M_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_G & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Gxx} & -I_{Gxy} & -I_{Gxz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxy} & I_{Gyy} & -I_{Gyz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{Gxz} & -I_{Gyz} & I_{Gzz} \end{bmatrix}$$

$$[K]_G = \sum_{i=1}^3 [T_i]^T \text{diag}(k_{xi}, k_{yi}, k_{zi}) [T_i]$$

#### 2.2 압축기 가진력 추정 이론

압축기 질량중심좌표에 대한 운동방정식인 식(1)의 우변인  $\{F(t)\}_G$  는 압축기 셸 표면의 여러점에서 발생하는 가속도를 측정하여 추정하고 이는 식(2)와 같다.

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

여기서 압축기는 강체로 가정되었으며 압축기 셸의 여러 점 에서 가속도를 측정하면 최소자승법을 통하여 압축기 중심점에서의 가속도  $\{\ddot{X}(f)\}_G$ 를 구할 수 있다.

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

### 2.3 유체력 추정 이론

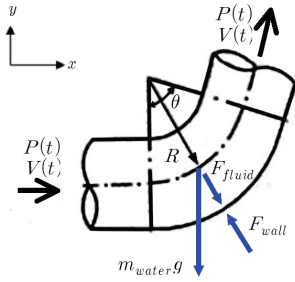


Fig. 2 Curved Pipe

Fig. 2 의 곡관을 흐르는 유체의 압력과 유속은 각각 식 (3), (4) 와 같다.

$$P(t) = P_0 + P_1(t) \quad (3)$$

$$V(t) = V_0 + V_1(t) \quad (4)$$

여기서,  $P_0$ 와  $V_0$ 는 static 성분,  $P_1$ 과  $V_1$ 는 dynamic 성분을 나타낸다. 이를 사용하여 Momentum equation을 적용하여 정리하면 곡관을 흐르는 유체의 의한 유체력의 dynamic 성분은 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{F}_{dynamic} = [(F_1(t) + F_3(t))(1 - \cos\theta) + F_2(t)\sin\theta] \vec{i} + [-((F_1(t) + F_3(t))\sin\theta + F_2(t)(1 - \cos\theta))] \vec{j} \quad (5)$$

여기서

$$F_1(t) = AP_1(t)$$

$$F_2(t) = \rho A \dot{V}_1(t)$$

$$F_3(t) = \rho A [2V_0 V_1(t) + \rho A V_1(t)^2]$$

### 3. 실험적 규명

Fig. 3과 같은 압축기 배관의 응답점(Response node)에서의 가속도 측정값과 압축기력만을 고려한 해석결과, 압축기력과 유체력을 모두 고려한 해석 결과를 비교하였고, 결과는 Fig. 4 와 같다.

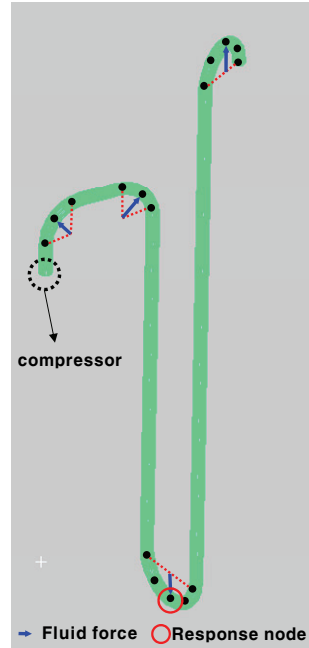


Fig. 3 Compressor Pipe

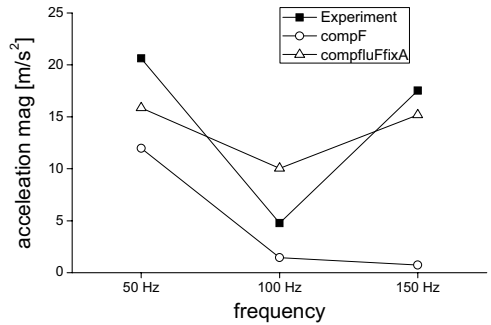


Fig. 4 Acceleration magnitude comparison

Fig. 4 와 같이 압축기력과 유체력을 함께 고려한 해석 결과가 실험결과에 좀 더 가까운 것을 알 수 있다.

### 4. 결 론

본 연구에서는 유체력을 고려한 압축기 배관의 진동 해석을 수행하였다. 해석 결과 압축기 배관의 진동을 해석할 때 유체력을 고려하면 좀 더 실험에 가까운 해석을 할 수 있음을 제시하였다.