

압축기 흡입배관 압력 맥동 특성 해석

Analysis of Pulsating Pressure in Suction Pipe of the Compressor

오한음* · 정의봉† · 안세진** · 김민성*

Han-Eum Oh, Weui-Bong Jeong, Se-Jin Ahn and Min-Sung Kim

1. 서 론

생활 속 많은 가전제품은 각자 구동하면서, 여러 원인으로 소음을 발생시킨다. 그 중 에어컨, 냉장고 등은 냉매를 이용하는 대표적인 제품들이다. 이들은 기계적인 소음이 주원인이 되는 다른 가전제품과는 달리, 냉매의 유동에 의한 소음을 발생시킨다.

냉매가 압축기를 통하여 압축되고, 토출되는 과정에서 압축기 내에 위치한 밸브의 개폐로 인하여 압력 맥동이 발생하게 된다. 맥동은 압축기에 부착되어 있는 배관을 가진하게 되어, 진동 및 소음을 유발한다. 따라서 본 연구에서는 냉매공급장치를 이용한 압축기 흡입 배관 내 압력 맥동 실험을 통해 맥동의 특성에 대해 파악한 후, 이를 전산해석을 통하여 예측 하고자 한다.

2. 배관 내 압력 맥동 이론

배관 내 압력 맥동을 1차원 평면파로 가정했을 시, 압력 맥동 관한 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x,t) = Ae^{-j\omega(t-\frac{x}{c})} + Be^{j\omega(t+\frac{x}{c})} \quad (1)$$

$$u(x,t) = \frac{\bar{A}}{\rho c} e^{-j\omega(t-\frac{x}{c})} - \frac{\bar{B}}{\rho c} e^{j\omega(t+\frac{x}{c})} \quad (2)$$

여기서, p 는 압력을 나타내고 u 는 그에 따른 속도를 나타내며, \bar{A} 는 입사파, \bar{B} 는 반사파, ω 는 압축기의 작동주파수, x 는 압축기로부터의 거리, 그리고 c

는 맥동의 전파속도이다.

식 (1)과 (2)를 이용하여 배관 끝단의 임피던스를 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{Z}_{mL} = \frac{p(L,t)}{u(L,t)} = \frac{1 + \frac{\bar{B}}{\bar{A}} e^{2jkx}}{1 - \frac{\bar{B}}{\bar{A}} e^{2jkx}} \rho c \quad (3)$$

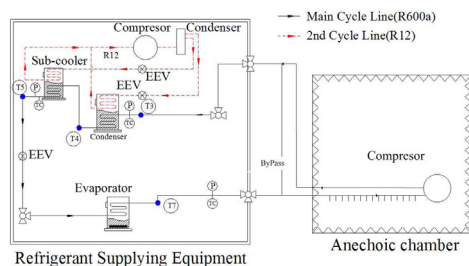
여기서 L 은 배관의 길이를 나타낸다.

3. 실험

3.1 실험 장치 및 구성

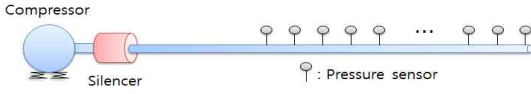
특정 사이클 조건 하에서 압축기 내 압력 맥동을 측정하기 위하여, 냉매공급장치를 이용하여 실험을 수행하였다. 냉매공급장치는 크게 주 사이클과 보조 사이클로 구성되어있고, 주 사이클은 압축기를 대상으로 하는 사이클이며, 보조 사이클은 주 사이클의 과냉기 및 응축기를 조절하는 사이클이다.

Fig. 1(b)는 무향실 내부에 설치한 실험장치의 개략도이다. 압축기가 구동할 시, 흡입 배관 내의 맥동압력을 측정하기 위해 100mm 간격으로 총 15개의 압력 센서를 설치하였으며, 직관일 경우와 소음기를 부착한 경우 두 가지 조건에 대하여 실험을 진행하였다.



(a) Schematic diagram of experimental apparatus

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



(b) Measurement of pressure in suction pipe

Fig 1. Experimental setup

3.2 실험 조건

실험 시, 사용하였던 흡입배관의 직경은 외경 8mm, 내경 6mm 이며, 소음기는 길이 37mm, 지름 25mm 이며, 냉매는 R-600a이다. 특정 사이클 조건 하에서 실험 데이터를 얻기 위하여 증발기의 온도 32.2℃, 과냉기 온도 25.0℃, 압축기 흡입과 토출 압력을 각각 57.09kPa, 738.23kPa의 정압으로 유지한 후, 맥동하는 압력을 측정하였다.

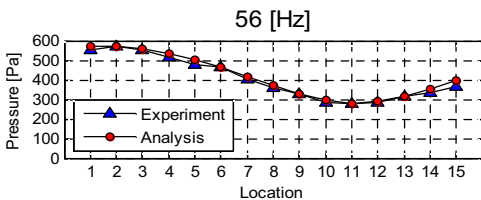
4. 전산해석

앞서 실험한 결과를 전산으로 예측하기 위해서 실험 시 사용했던 배관 및 소음기에 대한 유한요소 모델링을 하였다.

압축기 내 밸브의 작동주파수인 56Hz와 조화 주파수인 113Hz에 대하여 해석을 수행하였다. 배관의 끝단에는 직관의 경우와 소음기를 부착한 경우 두 가지 조건에 대하여 앞서 구한 임피던스를 동일하게 부여하여 해석하였다. 해석 프로그램으로는 LMS사의 Virtual Lab을 이용하였다.

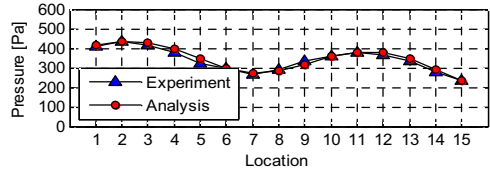
5. 결 과

실험으로 얻은 각 지점의 압력의 시간 데이터를 푸리에 변환하여, 압축기 내 밸브의 작동주파수인 56Hz와 조화 주파수인 113Hz에서의 압력의 크기를 구하였다. 해석결과도 각 지점에서의 압력의 크기를 구한 후, 실험으로 나온 결과와 전산해석 결과를 비교하였다.



(a) Magnitude of the pressure level at 56Hz

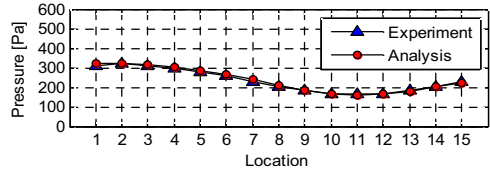
113 [Hz]



(b) Magnitude of the pressure level at 113Hz

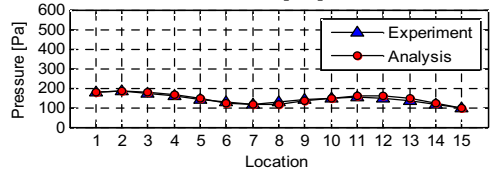
Fig. 2. Pulsatile pressure level of the pipe

56 [Hz]



(a) Magnitude of the pressure level at 56Hz

113 [Hz]



(b) Magnitude of the pressure level at 113Hz

Fig. 3. Pulsatile pressure level of the pipe with silencer

Fig. 2는 직관일 경우, Fig. 3은 소음기 부착한 경우에서의 압력의 크기를 나타낸 것이다. 실험의 결과와 전산의 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수가 있었다. 소음기를 부착했을 시, 직관의 경우와 비교하여 맥동의 크기가 56Hz, 113Hz 모두 약 0.5배 정도 줄어든 것을 확인할 수가 있었다.

6. 결 론

흡입배관 내의 진동 및 소음 저감을 위한 기초 연구로, 냉매공급장치를 이용하여 직관일 경우와 소음기가 부착된 경우, 2가지 조건에 관하여 배관 내 맥동 압력을 측정하여 맥동 특성을 알아보았다. 그 결과, 맥동의 압력이 직관일 때보다 소음기를 부착한 경우에 약 0.5배 감소한 것을 알 수 있었다. 그리고 실험으로 얻은 결과와 전산으로 얻은 결과를 서로 비교하였다. 그 결과, 전산으로 예측한 결과가 실험의 결과와 비교적 잘 일치함을 확인하였다.