

압축기 흡입배관 압력 맥동 특성의 실험 및 해석

Analysis and Experiment of Pressure Pulsation in a Suction Pipe of Compressor

오 한 음* · 정 의 봉† · 안 세 진** · 김 민 성*

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

(Received July 10, 2014 ; Revised October 2, 2014 ; Accepted October 2, 2014)

Key Words : Compressor(압축기), Suction Pipe(흡입배관), Pressure Pulsation(압력 맥동), Refrigerant-supplying Equipment(냉매 공급 장치), Pulsation Decomposition Method(맥동분리기법)

ABSTRACT

This paper dealt with numerical estimation of the pressure pulsation of the refrigerant in a suction pipe of the compressor. The behavior of the pressure pulsation was assumed to satisfy the wave equation. The boundary conditions and properties of refrigerant are necessary as input data of the simulation. The pulsating pressures at 15 points in a pipe were measured simultaneously from the pressure transducers. From the experimental data, the complex phase speed and impedance at the end of the pipe of the refrigerant were estimated using the signal processing and used as the input conditions of the numerical analysis. A commercial acoustic software was used to solve the behavior of pressure pulsation. The numerical results for the pressure pulsation in a pipe with and without expansion chamber were carried out and compared with those by experiments. Finally, numerical procedure to estimate the pressure pulsation in a pipe was established and verified.

1. 서 론

에어컨이나 냉장고 등 가전제품에 사용되는 압축기 배관의 진동의 원인은 기계적 진동과 내부 냉매 맥동에 대한 진동을 들 수 있다. 그 중 이 연구에서는 압축기에 의한 배관 내부 냉매의 압력 맥동에 대하여 다루고자 한다.

냉매가 압축기를 통하여 압축되고 토출되는 과정에서 압축기 내에 위치한 밸브의 개폐로 인하여 압력 맥동이 발생하게 된다. 이 발생된 맥동은 압

축기에 부착되어있는 배관을 가진하게 된다. 가진된 배관은 압축기의 진동 및 소음을 유발한다. 이 진동에 의해 배관이 손상되거나 파괴되므로, 이를 방지하는 것은 중요한 문제이다. 따라서 압축기를 대상으로 하는 압력 맥동에 관한 연구가 많이 진행되고 있다.

Liu⁽¹⁾, Böswirth⁽²⁾ 그리고 Lee⁽³⁾ 등에 의해 압축기 각 부분의 설계변수가 압력 맥동에 미치는 영향에 대해 연구가 이루어졌으며 Seo⁽⁴⁾, Jung⁽⁵⁾, Lee⁽⁶⁾ 등에 의해 유한요소 모델링을 통해 맥동 유체의 진동 해석에 관한 연구가 진행되어 왔다. 하지만 배관 내

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University
E-mail : wbyeong@pusan.ac.kr
Tel : +82 51 510-2337, Fax : +82 51 517-3805

* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** School of Mechanical&Electrical Engineering, Uiduk University

A part of this paper is presented at the KSNVE 2014 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에서의 압력 맥동의 거동을 예측하는 부분에 관해서는 아직 연구가 많이 필요한 실정이다.

따라서 이 연구에서는 R-600a를 사용하는 압축기에 대하여, 냉매 공급 장치를 이용한 압력 맥동 실험을 통해 흡입배관 내 맥동의 특성에 대해 파악하고자 한다. 그리고 실험 결과를 토대로 신뢰성 있는 전산 해석 방안을 확립하고자 한다. 확립된 전산 해석 조건을 이용하여 맥동 저감 방안을 제시하고 이를 실험으로 검증해보고자 한다.

2. 배관 내 압력 맥동의 모델링

신뢰성 있는 전산 해석 모델 해석 구축 시 필요한 조건인 압력 맥동의 복소전파속도 및 경계조건으로 사용할 임피던스의 추정 방법을 제시한다.

2.1 배관 끝단의 임피던스 이론 식

배관 내 압력 맥동의 파동 방정식은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \tag{1}$$

여기서 p 는 배관 내 맥동의 압력이며, c 는 전파속도를 나타낸다. 압축기 배관의 경우, 배관의 길이에 비해 단면적이 충분히 작으므로 압력 맥동을 1차원 평면파로 가정할 수 있다. 따라서 식(1)을 정리하게 되면, 다음과 같은 진행파와 반사파의 합으로 나타낼 수 있다.

$$p(x,t) = Ae^{j\omega\left(t-\frac{x}{c}\right)} + Be^{j\theta}e^{j\omega\left(t+\frac{x}{c}\right)} \tag{2}$$

여기서, A 는 진행파의 진폭을 나타내며, B 는 반사파의 진폭, ω 는 주파수, \bar{c} 는 복소전파속도 그리고 θ 는 진행파와 반사파의 위상차를 나타낸다.

맥동의 속도를 구하기 위해 오일러 방정식(Euler equation)인

$$\rho \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} + \frac{\partial p(x,t)}{\partial x} = 0 \tag{3}$$

을 이용하여, 맥동하는 냉매의 입자속도(particle velocity)를 구하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$u(x,t) = \frac{A}{\rho c} e^{j\omega\left(t-\frac{x}{c}\right)} - \frac{B}{\rho c} e^{j\theta} e^{j\omega\left(t+\frac{x}{c}\right)} \tag{4}$$

식(2)와 식(4)를 이용하여, 길이가 L 인 배관 끝단에서의 임피던스를 구하게 되면, 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{Z}_{mL} = \frac{p(L,t)}{u(L,t)} = \frac{1 + \frac{B}{A} e^{2j\frac{\omega}{c}L} e^{j\theta}}{1 - \frac{B}{A} e^{2j\frac{\omega}{c}L} e^{j\theta}} \rho \bar{c} \tag{5}$$

2.2 실험 결과를 통한 임피던스와 복소전파속도의 추정 방법

식(2)에서 배관 내에서의 거리 감쇠 효과를 고려하기 위해, 전파속도 \bar{c} 를 실수부와 허수부의 합인 $c_r + jc_i$ 로 표현한 후, 식(2)의 크기만을 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$|p(x)| = \frac{\sqrt{A^2 e^{-2\beta x} + B^2 e^{2\beta x}}}{\sqrt{+2AB \cos\left(2\frac{\omega}{c}x + \theta\right)}} \tag{6}$$

단, $\beta = \omega \frac{c_i}{|c|^2}$, $c' = \frac{|c|^2}{c_r}$ 이다.

식(6)을 보면, 전파속도의 허수부인 c_i 를 포함하는 β 에 의하여 거리 감쇠 효과가 적용됨을 알 수 있다.

실험 결과에서 한 주기 내 압력의 크기가 최대가 되는 지점을 x_{max} , 최소가 되는 지점을 x_{min} 이라고 한다면, 식(6)에서 $\cos\left(2\frac{\omega}{c}x_{max} + \theta\right) = 1$ 이 되고 $\cos\left(2\frac{\omega}{c}x_{min} + \theta\right) = -1$ 이 됨을 이용하여 c' 과 θ 를 구하면, 다음과 같다.

$$c' = \frac{2\omega}{\pi} (x_{min} - x_{max}) \tag{7}$$

$$\theta = 2\pi - 2\frac{\omega}{c}x_{max} \tag{8}$$

압축기로부터 각각의 압력 센서가 위치한 N 개 지점을 $x_1 \sim x_N$ 라고 했을 시, 이 값을 식(6)에 대입하

3.4 실험 결과

15개의 압력 센서를 통하여 획득한 시간별 압력 데이터 중 한 예를 Fig. 3에 나타내었다. 압력 시간 데이터를 푸리에 변환을 통하여 주파수별 압력 데이터로 변환하였다. 실험 결과, 흡입배관 내 압력 맥동이 56.5 Hz의 조화 성분으로 발생하는 것을 확인하였다.

Fig. 4는 각각의 압력 센서에의 압축기 작동주파수인 56.5 Hz와 작동 주파수의 고조파 성분인 113 Hz에서의 압력 맥동의 크기를 도식화한 그래프이다. 압축기에서 거리가 멀어질수록 거리 감쇠 효과로 인하여 점점 압력 맥동의 크기가 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

3.5 맥동분리

더 자세한 압력 맥동의 특성을 파악하기 위해, 진행파와 반사파를 분리하는 기법인 음파분리 기법⁽⁷⁾을 사용하였다. 맥동을 분리하는 방법은 다음과 같다.

Fig. 5는 배관 내에서 두 점을 이용하여 음파분리를 하는 개략도를 나타내며, 그에 따른 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_{AA} = \frac{S_{11} + S_{22} - 2C_{12}\cos kx_{12} + 2Q_{12}\sin kx_{12}}{4\sin^2 kx_{12}} \tag{11}$$

$$S_{BB} = \frac{S_{11} + S_{22} - 2C_{12}\cos kx_{12} - 2Q_{12}\sin kx_{12}}{4\sin^2 kx_{12}} \tag{12}$$

여기서, S_{AA} 와 S_{BB} 는 입사파와 반사파의 파워스펙트럼(auto spectrum)이며, S_{11} 과 S_{22} 는 1번과 2번 지점에서의 파워스펙트럼이다. C_{12} 와 Q_{12} 는 1번과 2번 지점 사이의 상호스펙트럼(cross spectrum)의 실수부와 허수부의 값이다. k 는 파수를 나타내며, x_{12} 는 1번과 2번 센서 사이의 거리를 나타낸다.

그리고 진행파의 압력과 반사파의 압력의 크기는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$p_i = \sqrt{S_{AA}} \tag{13}$$

$$p_r = \sqrt{S_{BB}} \tag{14}$$

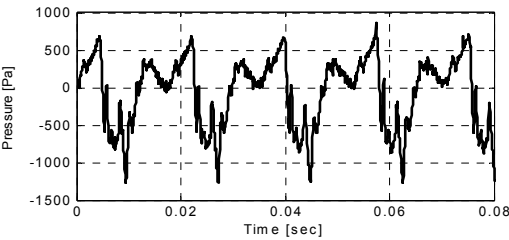


Fig. 3 Result of the experiment

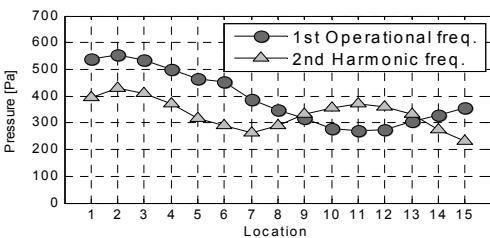


Fig. 4 Magnitude of measured pulsation

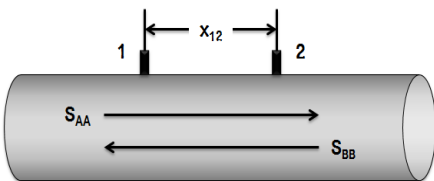


Fig. 5 Pulsation decomposition method

3.6 맥동분리 결과

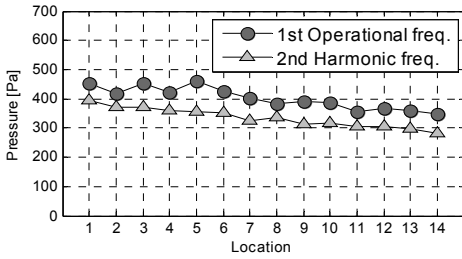
Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 음파 분리 후, 진행파와 반사파에 대한 압력의 크기를 나타낸다. 진행파의 경우에는 압축기에서 멀어질수록 압력의 크기가 거리 감쇠 효과에 의해 점점 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 반사파의 경우는 특정 몇몇 점을 제외하고는 압력의 크기가 거의 일정하게 유지하는 경향을 보였다.

4. 전산 해석

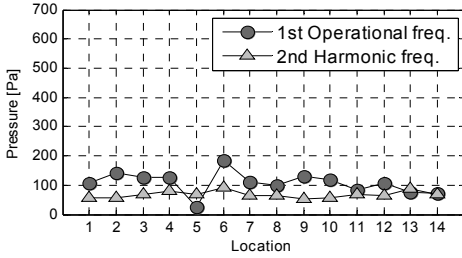
전산 해석 방안 확립을 위해 실험 결과로 구한 전과속도 및 임피던스를 적용하여 실험 및 전산 해석 결과를 비교하였다. 상용 프로그램으로는 LMS Virtual.Lab.을 이용하여 해석하였다.

4.1 해석 모델

내경 6 mm인 배관 내부 맥동의 3차원 해석 및



(a) Incident wave



(b) Reflected wave

Fig. 6 Wave decomposed pressure according to the locations

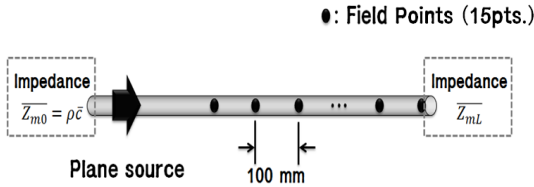
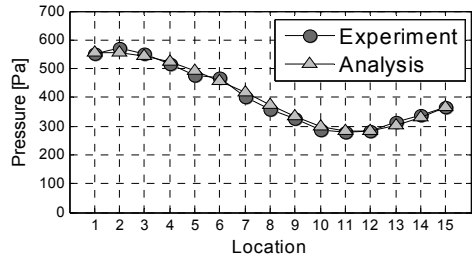


Fig. 7 Model of pressure pulsation

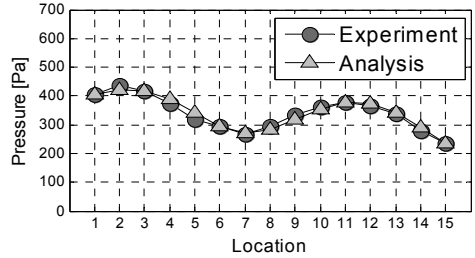
해석 시간을 고려하여, 격자 길이가 1 mm인 육면체 솔리드 요소로 유한 요소 모델링을 하였다.

4.2 해석 조건

해석은 56.5 Hz와 113 Hz, 두 주파수에 대하여 진행하였다. Fig. 7은 해석 조건의 개략도를 보여주고 있다. 해석 데이터를 받는 측정점의 개수 및 위치는 실험 시의 압력 센서의 개수 및 위치와 동일하게 설치하였으며, 압축기 내 밸브는 평면과 소스를 이용하여 각각의 주파수마다의 수치를 부여하여 모델링 하였다. 경계조건으로 배관 끝단에는 실험 결과를 바탕으로 2절에서 예측한 임피던스 \bar{Z}_{mL} 을 부여하였다. 그리고 입구단에는 무반사 경계조건의 임피던스인 $\rho\bar{c}$ 를 부여하였다.



(a) 56.5 Hz



(b) 113 Hz

Fig. 8 Pulsatile pressure level of the pipe

4.3 해석 결과

Fig. 8(a)는 압축기 작동주파수인 56.5 Hz, Fig. 8(b)는 작동주파수의 고조파성분인 113 Hz에서, 실험 결과와 해석 결과의 압력 크기 값을 비교한 그래프이다. 실험 결과와 해석 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인 할 수 있다.

5. 검증

압력 맥동 저감 방안으로, 통상적으로 확장관을 사용하면 압력 맥동이 저감된다고 알려져 있다. 전산 상으로 이를 확인하기 위해 흡입배관 전단에 확장관을 설치한 모델에 대하여 해석으로 예측 한 후, 실험으로 검증하였다.

5.1 검증 대상

기존의 모델에서 압축기와 압력 센서 사이에 길이 37 mm, 지름 25 mm인 확장관을 부착한 Fig. 9와 같은 모델을 이용하여 전산 해석 및 실험을 수행하였다.

5.2 해석 조건

해석 조건은 앞서 4.1결과 동일한 조건으로 해석을 진행하였다.

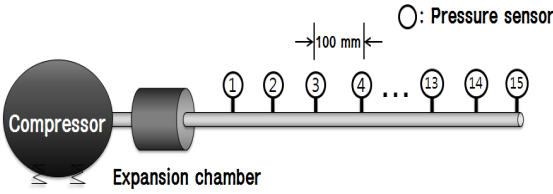
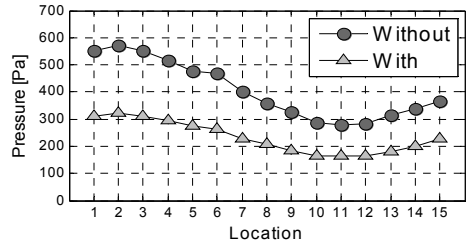
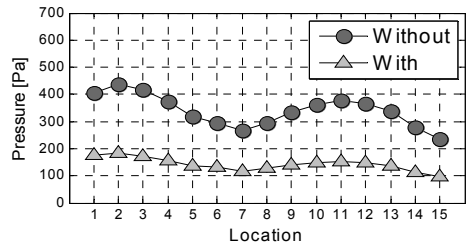


Fig. 9 Suction pipe with expansion chamber



(a) Magnitude of the pressure level at 56.5 Hz



(b) Magnitude of the pressure level at 113 Hz

Fig. 11 Effects of expansion chamber

기에서 확장관을 부착하지 않은 모델에 비해 약 1/2 배 감소하는 경향을 확인할 수 있다.

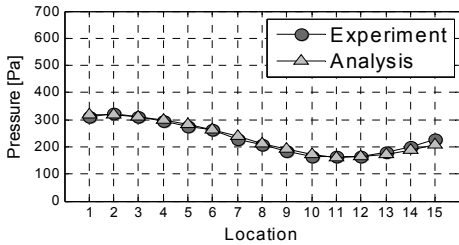
6. 결론

압축기 흡입배관 내에서 발생하는 압력 맥동에 대한 특성을 파악하여 전산 해석에 필요한 기초 데이터를 얻기 위해서 실험을 수행하였고, 해석 조건을 바탕으로 전산 해석을 수행하였다. 그 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

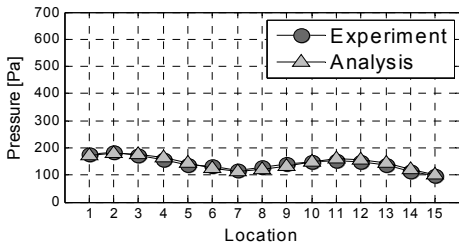
(1) 실제 냉장고 운전 조건을 구현 및 유지하기 위해 냉매 공급 장치를 통하여 실험을 수행하였다. 실험 결과, 흡입배관 내 압력 맥동이 작동 주파수인 56.5 Hz의 조화성분으로 발생하는 것을 확인 할 수 있었다.

(2) 실험 결과를 토대로 음파 분리 기법을 이용하여 진행파와 반사파를 분리하여 살펴본 결과, 압축기에서 거리가 멀어질수록 진행파의 경우는 거리 감쇠효과에 의해 압력 맥동의 크기가 감소하는 경향을 보임을 확인하였다.

(3) 실험 결과로 구한 해석 조건을 이용하여 전산 해석을 수행하였다. 결과, 실험의 결과와 전산 해석 결과가 잘 일치하는 것으로 보아 올바른 전산 해석



(a) 56.5 Hz



(b) 113 Hz

Fig. 10 Pulsatile pressure level of the pipe with expansion chamber

5.3 검증 결과

Fig. 10(a)는 압축기 작동주파수인 56.5 Hz, Fig. 10(b)는 작동주파수의 고조파성분인 113 Hz에서, 실험 결과와 해석 결과의 압력 크기 값을 비교한 그래프이다.

이 경우에도 마찬가지로 해석으로 예측한 결과와 실험을 통해 검증한 결과가 잘 일치하는 것으로 보아 앞서 사용한 해석 조건이 제대로 확립되었다는 것을 알 수 있다.

5.4 확장관 부착 유·무에 따른 결과 비교

Fig. 11(a)는 56.5 Hz, Fig. 11(b)는 113 Hz에서의 확장관 부착 유·무에 따른 압력 맥동의 크기를 나타내는 그래프이다. 검증 시 사용했던 확장관을 부착하였을 시에 압력 맥동의 위상은 변화가 없으나, 크

프로세스가 구축되었을 확인하였다.

(4) 동일한 해석 조건을 이용하여 기존의 실험모델에서 확장관을 부착한 모델에 관하여 전산으로 압력 맥동을 예측하였고, 이를 실험을 통한 검증으로 압력 맥동의 예측 전산모델의 타당성을 확립하였다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유 과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

References

- (1) Liu, Z. and Soedel, W., 1994, Discharge Gas Pulsations in a Variable Speed Compressor, Proceeding of Compressor Technology Conference, Purdue, pp. 507~514.
- (2) Böswirth, L., 1990, A Model for Valve Flow Taking Non Steady Flow into Account, Part I, II., Proceeding of Compressor Technology Conference.
- (3) Lee, S. W., Hong, S. C., Joo, J. M. and Park, C. H., 1999, Valve Motions and Gas Pulsations of a Reciprocating Compressor, Journal of the KSNVE, Vol. 9, No. 4, pp. 754~760,
- (4) Seo, Y. S. and Jeong, W. B., 2002, Vibration Analysis of Discharge Pipe with Fluid Pulsation in a Rotary Compressor, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1049~1054.
- (5) Jung, S. H., Seo, Y. S. and Jeong, W. B., 2004, The Vibration Analysis of Pipes Conveying Fluid with Several Harmonic Pulsations, Proceeding of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 1077~1082.
- (6) Lee, S. H., Jeong, W. B. and Seo, Y. S., 2008, Finite Element Vibration Analysis of a Curved Pipe Conveying Fluid with Uniform Velocity, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 1049~1056.
- (7) Seybert, A. F., 1988, Two-sensor Methods for the Measurement of Sound Intensity and Acoustic Properties in Ducts, The Journal of the Acoustical Society of

America, Vol. 83, pp. 2233~2239.



Haneum Oh received B.S. degrees from Pusan National University in 2013 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in Pulsating pressure.



Weuibong Jeong 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 engineering 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 acoustic-structure interactions.



SeJin Ahn is received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Pusan National University in 1994, 1996, and 2003, respectively. Dr. Ahn is currently a professor at the department of energy & electricity in Uiduk University. His research interest is in human vibration.



Minsung Kim received B.S. degree in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2007. He is currently graduate student at Mechanical Engineering at Pusan National University in Busan, Korea.