

냉장고용 왕복동식 압축기의 소음특성에 관한 실험적 연구

박철희* · 차용웅^o · 홍성철** · 주재만*** · 김영현**** · 박운서****

An Experimental Study on the Acoustic Characteristics of a Reciprocal Compressor

Chol Hui Pak, Yong Woong Cha, Sung Chul Hong, Jae Man Joo,
Young Hun Kim, Youn Seo Pak

ABSTRACT

In point of noise and vibration, it is easy to occur a noise and vibration, because the reciprocal compressor is composed of crank shaft, rod ,piston and etc. Therefore, it is important to understand the mechanism of reciprocal compressor.

In this study, we measured the sound pressure level of compressor. There are two dominant frequencies. The first of one results from the suction part. In suction process, the suction valve flutteres, and it produces the noise of the first frequency. The other results from the structural vibration of the shell resonated by discharge pipe. Thus, to reduce the noise of compressor, it will be most efficiency to redesign muffler for the first frequency and discharge pipe for the second frequency.

1. 서론

왕복동식 압축기는 작동원리가 간단하고 흡입과 압축시 가스의 조건에 덜 민감하며 효율이 좋기 때문에 널리 사용되어 왔다.

고체와 유체의 상호작용을 고려한 냉장고용 왕복동 압축기의 성능이 구동모터의 회전수를 증가 시킴으로써 향상될 수 있다.⁽¹⁾ 그러나 냉장고용 왕복동식 압축기의 경우, 성능뿐만 아니라 소음문제 또한 중요하다. 따라서 냉장고용 왕복동식 압축기의 소음특성과 그 원인을 알아내어 효율적인 소음

저감 방법을 제시하고자 한다.

냉장고용 왕복동식 압축기는 모타의 구동력을 이용하여 편심축과 피스톤을 움직이며 밸브를 통해 흡입, 압축 및 토출의 과정을 갖는다. 또한 흡입, 토출과정에서의 흡입밸브 및 토출밸브의 운동과 고압의 토출압력이 토출방(discharge chamber), 토출파이프 및 토출머플러(discharge muffler) 등의 영향에 의해 유발되는 압력맥동은 압축기의 소음진동에 밀접한 영향이 주게 된다. 따라서 왕복동식 압축기의 각 구동 메커니즘의 운동 및 맥동을 이해하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 왕복동식 압축기의 소음특성을 파악하기 위하여 정상운전상태를 유지하면서, 무향실에서 소음수준을 측정하고, 소음 수준을 결정하는 주 소음원을 파악하였으며, 그 결과로부터 소음저감을 위한 단계 및 방법을 수립하였다. 또한 압축기에서 방사되는 음압의 방향성(directionality)을 고

*정회원 인하대학교 공과대학 기계공학과

**한라 공과대학교 기계공학과

***인하대학교 대학원 기계공학과

****삼성전자 생활시스템연구소

찰하여 압축기 셸(shell)의 진동형(mode shape)과의 관련성을 검토하여, 소음과 진동과의 상관성을 검토하는 것이 향후 저감대책을 수립하는데 도움이 될 것이다.

압축기의 소음저감을 위한 목표주파수대역을 설정하고, 압축기를 구성하는 각 요소의 진동특성 및 운동특성으로부터 각 주파수대역에서의 소음을 유발하는 소음원(sound source)을 규명하였다. 냉각고용 압축기와 같은 비교적 저압의 압축기에서는 일반적으로 압력맥동에 의한 유체유발소음(air-borne noise)은 저주파수대역일 가능성이 많고, 구조유발소음(structure-borne noise)은 고주파수대역일 가능성이 많다. 따라서 소음원의 정확한 규명과 전달메커니즘에 대한 정확한 이해를 통하여 소음저감의 방안을 강구하여야 한다.

2. 압축기의 소음특성

본 연구에서는 압축기 소음에 대한 현상파악과 그 전달메커니즘을 파악하기 위하여 그림 1의 연구흐름도에 나타난 실험을 통하여 압축기소음의 현상 및 그 원인을 분석하였다

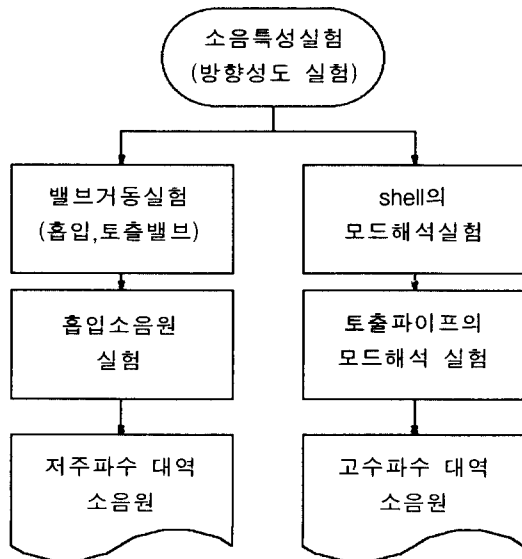


Fig 1. Flow chart of tests

2.1 소음특성분석

기계적인 구동특성으로 인하여 소음이 유발되므로, 압축기를 구성하는 각 부품의 동적특성과의 연계를 파악하기 위하여 정상운전하면서 무향실에서 각각의 소음수준을 측정하였다.

그림 2는 정상운전을 하면서 측정한 음압수준(sound pressure level)중의 한 결과이다.

그림 2에서 보는 바와 같이 f_1 및 f_2 주파수대역의 소음수준이 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. 따라서 본 실험을 통해 f_1 과 f_2 주파수대역이 소음저감을 위한 목표주파수대역이 되어야 함을 알 수 있다.

압축기의 소음방사(sound radiation)특성을 파악하기 위하여, ISO 3744-1981(E)에 규정된 반구형(hemisphere)측정장치를 구성하여 음압의 방향성도(sound directivity pattern)를 구성하였다.

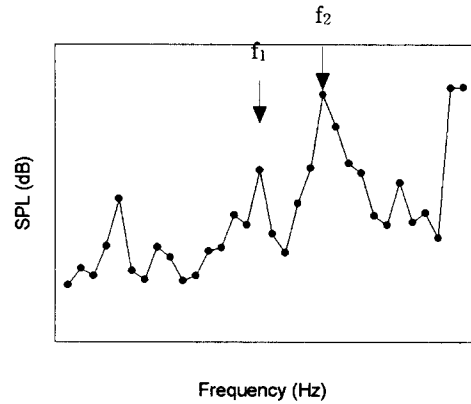


Fig 2. A typical sound pressure level

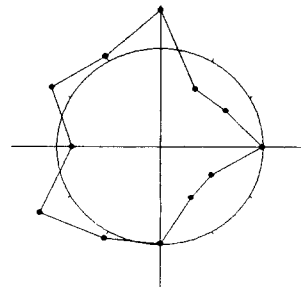


Fig 3. A typical directivity pattern at f_2

그림 3은 f_2 주파수대역의 소음방향성도(directionality pattern)를 따라 나타난 것이다.

그림 3에서의 음향방사특성은 6극자 형태의 소음분포를 가짐을 알 수 있으며, 이와같은 음향방사특성은 압축기 소음의 방사특성에 직접적인 영향을 주는 셸(shell)의 진동형과의 관련성을 고찰함으로써 보다 정밀한 분석이 가능하게 되리라 생각한다.

2.2 주요부품의 모드해석실험

압축기의 소음특성 및 음향방사특성과 압축기를 구성하는 주요부품의 진동특성과의 관련성을 파악하기 위하여, 셸(shell)과 토출파이프의 모드해석실험을 수행하였다.

셸에 대한 모드해석 실험결과 주파수응답(frequency response)의 일례는 그림 4와 같다.

그림 4에서 보는 바와 같이 셸의 진동특성은 비교적 고주파수대역에서 그 응답특성을 가지며, 특히 소음 수준이 높은 f_2 주파수대역의 고유진동수가 존재함을 알 수 있다. 또한 그림 5의 f_2 주파수대역에서의 진동형은 그림 3의 음향방사특성과 매우 유사한 형태를 가지며, 따라서 f_2 주파수대역의 소음특성은 셸진동형에 기인함을 알 수 있다.

그림 6은 토출파이프의 주파수응답특성의 일례를 나타내고 있다. 토출파이프에 의한 셸의 직접가진은 토출파이프의 주파수응답특성에 의존하며 그림 6에서 보는 바와 같이 f_2 주파수대역의 가까운 근방에 고유진동수가 존재한다. 따라서 셸의 f_2 주파수대역을 가진할 것으로 예상된다.

이상의 결과로부터 f_2 주파수 대역의 소음은 토출파이프와 셸의 고유진동수에 의해 방사되는 소음임을 알 수 있다.

2.3 흡입밸브 및 토출밸브 거동

흡입밸브 및 토출밸브는 피스톤의 왕복운동에 의해 필연적으로 개폐가 일어나며, 결국 이 개폐에 의한 밸브의 거동은 흡입 및 토출행정에서의 압력맥동을 유발한다. 따라서 압력맥동에 의한 소음 및 진동원을 파악하기 위해 밸브의 거동은 반드시 이해 되어야 한다.

60개의 요철을 갖는 엔코더(encoder)를 제작하여 모타의 축에 고정하고, 비접촉 변위센서(Gap detector & Proximeter)를 이용하여 3도의 해상도를 가지고 피스톤의 운동을 측정하였다. 실험을 위해 개폐가 가능하도록 제작된 셸에서 변위센서에

의해 측정된 피스톤의 운동을 기준으로 하여 스트레인 게이지(strain gage)를 밸브 표면에 부착하여 각 밸브의 거동을 측정하였다.

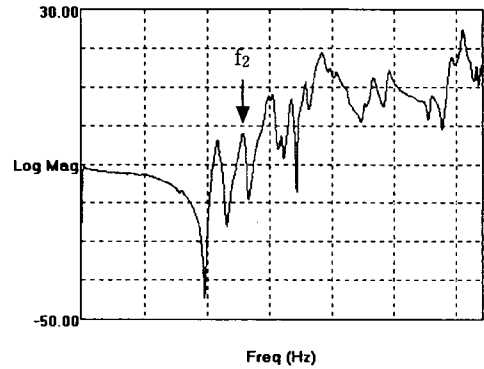


Fig 4. FRF of shell

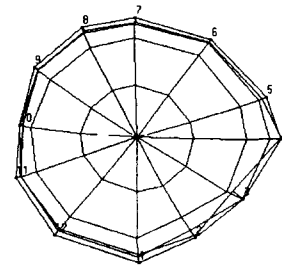


Fig 5. The mode shape of shell at f_2

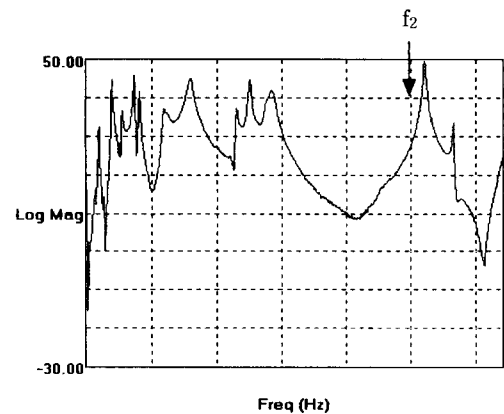


Fig 6. FRF of discharge pipe

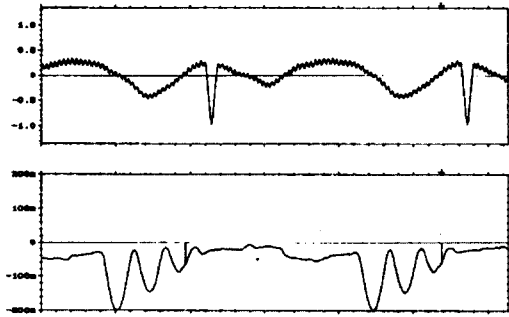


Fig 7. The typical motion of suction valve

그림 7은 피스톤 위치를 기준으로 한 흡입밸브의 거동을 나타낸다.

그림 7에서 보는 바와 같이 흡입밸브는 피스톤이 상사점(TDC)을 지난 약 66° 후에 열리기 시작하여 3회의 개폐를 통해 피스톤의 하사점(BDC)을 지나 약 12° 후에 닫힘을 알 수 있다.

그림8은 흡입밸브와 토출밸브의 거동을 나타낸다.

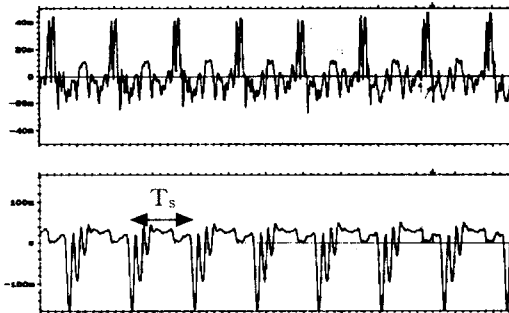


Fig 8. The typical motion of valve
top : discharge valve
bottom : suction valve

그림8에서 토출밸브는 2회의 개폐과정을 통하여 토출하며, 압축 및 흡입행정중에 토출밸브의 스트레인신호가 복잡한 형태를 보이는 것은 압력맥동에 의한 힘의 변화가 있음을 나타낸다. 따라서 토출실에서의 압력맥동이 토출밸브 및 스톱퍼에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

2.4 흡입 소음원 파악 실험

압축기의 음향방사특성에서의 f_1 주파수대역 소음수준이 흡입실의 영향일 것으로 예상된다. 따라서 흡입행정 중의 흡입소음을 파악하는 것이 중요하다.

그림9와 그림10은 Anechoic termination을 이용하여 측정한 흡입소음원을 나타낸다.

그림9에서 보듯, 흡입소음원은 주로 흡입과정에서 발생하며, 이는 밸브거동에 따른 주파수 특성과 일치함을 알 수 있다. 또 흡입소음의 특성은 f_0 와 f_1 주파수 대역이 공존함을 알 수 있다. 그림10은 흡입소음원을 Octave Band로 표시한 것으로 f_0 와 f_1 주파수 대역의 소음이 크게 나타나며, 특히 f_1 주파수 대역이 주 소음원임을 알 수 있다. 비교적 저주파수 대역의 소음특성을 갖는 흡입소음을 제어하기 위해 소음기를 활용할 수 있으며, 소음기의 설계시 f_0 주파수대역과 f_1 주파수대역을 동시에 고려하여야 한다.

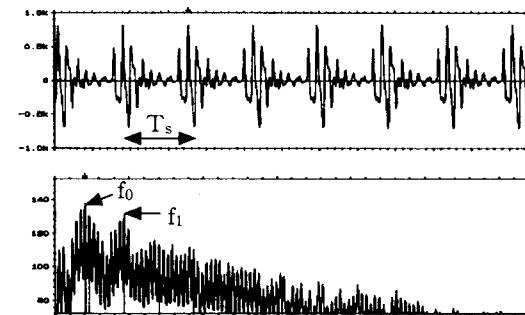


Fig 9. The noise characteristics of suction part

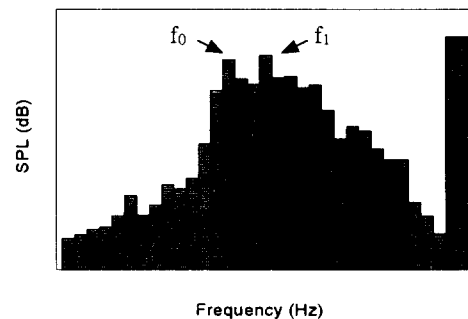


Fig 10. noise characteristics of suction part

2.5 소음기의 투과손실측정실험

소음기의 설계를 위해서는 먼저 가장 간단한 구조에 대한 해석이 필요하며, 목표로하는 주파수대역(예, f_0 과 f_1)에 적합한 구조로 확장하여 적용하여야 한다.

유한요소해석을 통한 해석과 또 실험적인 방법에 의한 검증은 거친 후 설계하는 것이 일반적인 과정이다.

소음기의 성능을 평가하는 방법으로 투과손실(transmission loss)을 측정하는 방법이 있다.

투과손실의 정의는 식(1)과 같다⁽²⁾.

$$TL = 10 \log \frac{A_i S_{AA}(f)}{A_o S_{CC}(f)} \quad (1)$$

투과손실을 구하기 위해서는 입구단에서의 입사파워(S_{AA})와 출구단에서의 음향파워(S_{CC})를 구해야 한다. 이를 위하여 그림11과 같이 두 음향 탐측자법(Two Microphone Method)에⁽²⁻⁴⁾ 의한 방법을 사용하였다.

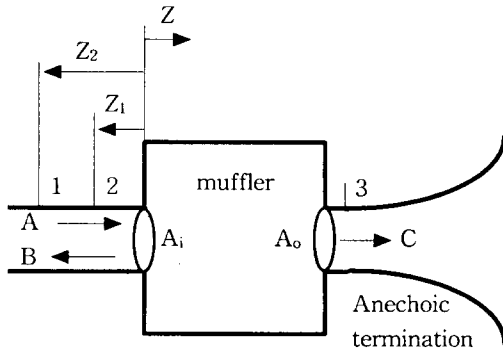


Fig 11. The experimental setup for evaluation of the TL of a muffler

두 음향 탐측자법에 의해 $S_{AA}(f)$ 와 $S_{BB}(f)$ 를 구하면 식(2)와 식(3)과 같다. 그리고 출구단은 무반사 조건에 의하여 식(4)와 같이 3점에서의 자기상관-스펙트럼과 같게 된다.

$$S_{AA}(f) = [S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos k(Z_1 - Z_2) + 2Q_{12} \sin k(Z_1 - Z_2)] / [4 \sin k(Z_1 - Z_2)] \quad (2)$$

$$S_{AA}(f) = [S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos k(Z_1 - Z_2) - 2Q_{12} \sin k(Z_1 - Z_2)] / [4 \sin k(Z_1 - Z_2)] \quad (3)$$

$$S_{CC}(f) = S_{33} \quad (4)$$

두 음향 탐측자법에 의한 실험시 마이크로폰의 거리차에 위한 cut-off frequency와 평면파(plane wave)로 가정하기 위한 cut-off frequency는 식(5)와 식(6)과 같다.⁽³⁻⁵⁾

$$f = \frac{c}{2L} \quad (5)$$

$$w = 1.841 \frac{c}{a} \quad (6)$$

c 는 wave speed 이며, a 는 pipe의 반경이다.

실험실에서 간이로 제작한 두 개의 방을 갖는 소음기의 투과손실을 실험적인 방법과 해석적인 방법으로 비교하였다.

실험에 의한 측정결과와 FEM에 의한 해석결과는 그림12와 같다.

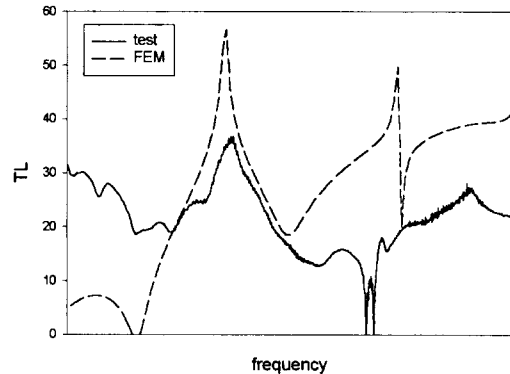


Fig 12. A TL of muffler

3. 결론

냉장고용 왕복동식 압축기의 소음특성을 검토한 결과 f_1 과 f_2 주파수대역의 소음이 전체소음수준을 결정하는 주요한 인자가 되며, f_1 에 해당하는 저주파수대역과 f_2 에 해당하는 고주파수 대역으로 양분되는 특성을 가지며, 이것은 그 소음원이 구동메카

니즘에 의한 것과 구조진동에서 유발되는 것으로 구분되어진다는 것을 알 수 있다.

압축기의 음향 방사에 의한 방향성도 실험, 셀 및 토출파이프의 모드해석 실험, 흡입 및 토출밸브 거동 실험, 흡입소음원 특성 실험을 통하여 f_1 주파수대역의 소음원은 흡입밸브 거동에 의한 흡입소음이며, f_2 주파수대역의 소음원은 토출파이프와 셀의 가진에 의한 셀의 진동에 의해 방사되는 소음임을 알 수 있다.

f_1 주파수대역의 소음 저감을 위해 실험과 FEM을 활용하여 소음기를 제작할 수 있으며, 그 흡입소음기에 대한 음향학적인 특성을 검토하여 f_1 주파수대역의 흡음특성이 양호한 머플러를 설계·적용하며, f_2 주파수대역의 소음 저감을 위해 셀의 구조 변경 또는 토출파이프의 구조 변경에 따른 전달특성의 재검토를 통하여 셀을 가진하는 f_2 주파수대역의 진동을 저감하여, 방사소음을 저감할 수 있으리라 생각된다.

참고문헌

- (1) 고재철, 주재만, 박철희, 1997, “고체-유체의 상호작용을 고려한 왕복동 압축기의 성능예측”, 공기조화·냉동공조 논문집, 제9권 제1호, pp. 33~42
- (2) M. L. Munjal, 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, Wiley, New York.
- (3) A. F. Seybert, 1988, “Two-Sensor Methods for the Measurements of Sound intensity and Acoustical Properties in Duct”, J. Acoust. Soc., Am., 83, pp.2233~2239
- (4) Lawrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens, James V. Sanders, 1982, Fundamentals of Acoustics, Third Edition, Wiley, New York
- (5) Allan D. Pierce, 1989, Acoustics An Introduction to Its Physical Principles and Applications, the Acoustical Society of America