

저소음 머플러 적용 회전식 압축기의 소음 저감

Noise Reduction of a Rotary Compressor by a new Muffler

김봉준* · 윤영** · 정철홍** · 이승갑**

Bonj-Jun Kim, Young Youn, Cheol-Hong Jung and Seung-Gap Lee

Key Words : Noise(소음), Rotary Compressor(회전식 압축기), Muffler(소음), Pressure Pulsation(압력 맥동)

ABSTRACT

The rotary compressor is widely used for the air conditioner because it is efficient and compact. In recent, the need for silent compressors is much stronger than the past. The new type muffler was invented to reduce noise level and to improve sound quality. The new type muffler that has two side discharge holes represents much lower overall noise level, especially noise levels around 1kHz than the old type one that has one center discharge hole in acoustic spectra and dynamic pressure spectra. The noise reduction effects of the new type muffler were verified by noise tests for rotary compressors and air conditioners.

1. 서 론

최근 10여년 사이에 생활의 질 향상에 따라 에어컨에 대한 소비자의 요구는 기본적인 성능인 냉방력과 효율 뿐만 아니라, 사용시의 안락감을 점점 더 중요시 하고 있으며, 가전업계에서도 압축기, 열교환기, 팬, 싸이클 설계 기술에 대한 연구로 이러한 소비자의 요구에 대처하고 있다. 이중 에어컨 사용 시 안락감의 주요 인자인 소음은 에어컨에 장착되는 압축기와 팬의 저소음 설계가 핵심이며, 가전업계에서는 압축기와 팬의 저소음 설계에 많은 관심을 가지고 연구를 계속하고 있다.

회전식 압축기의 소음^{1,2,3)}은 소음원, 소음전달구조, 소음방사로 나누어 생각할 수 있다. 소음원은 실린더의 압축과정에서 발생하는 압력맥동에 의한 소음과 회전식 압축기 내부 공간에서 공명되는 공명음, 운동부간의 접촉에 기인하는 기계적인 소음으로 분류할 수 있으며, 실린더 포출 포트 시

스템 설계, 압축기 내부 캐비티 설계, 머플러 설계, 공명기 설계 등을 최적화하여 그 소음을 저감시킨다. 이렇게 발생된 소음은 펌프부의 각 부품, 특히 상부 베어링을 통하여 압축기 셸로 전달되거나, 압축기 내부에서 발생한 소음이 직접 셸로 전달되므로 펌프 각 부 특히 상부베어링의 저소음 설계가 이루어져야 한다. 이와 같이 소음원들은 소음전달구조물을 거쳐 최종적으로 셸에서 소음이 방사되는데, 셸의 형상 및 두께, 캡(Top cap 및 Bottom cap) 형상, 푸트(foot), 어큐뮬레이터(Accumulator)의 형상에 따라 소음방사량이 변한다.

본 논문에서는 회전식 압축기의 실린더 압축과정에서 발생하는 압력맥동소음을 1차적으로 감쇄시키는 머플러를 해석하고, 머플러 내부의 챔버에 따른 압력맥동을 측정하고, 16,500Btu급 회전식 압축기에 해석된 머플러를 적용하여 소음방사량을 비교하고, 최종적으로 에어컨에 적용하여 그 효과를 확인하였다.

* 삼성전자 DA총괄 시스템가전사업부
E-mail : bongjun.kim@samsung.com
Tel : (031)200-9331, Fax : (031)200-6464

** 삼성전자 DA총괄 시스템가전사업부

2. 머플러 소음 특성

2.1 머플러 음향 해석

Fig. 1과 같은 구조를 가지는 회전식 압축기에서 주요

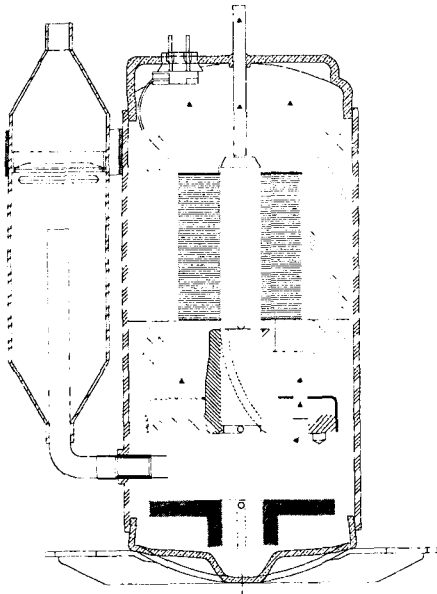
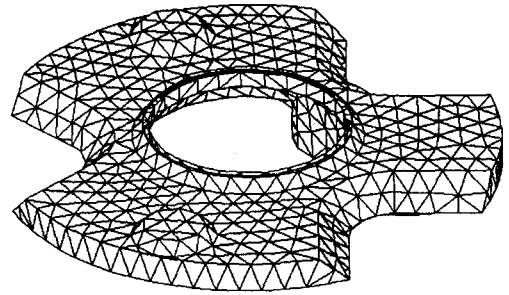


Fig. 1 Cross section of a rotary compressor

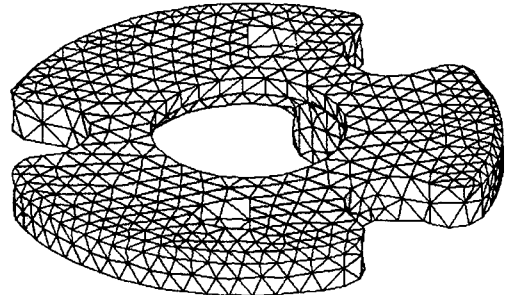
소음원인 실린더 내부의 압력맥동으로 인한 소음은 실린더에서 토출된 냉매가 머플러의 내부 유로를 지나면서 그 소음이 저감된다. 일반적으로 회전식 압축기의 머플러는 몇 개의 챔버와 입구 및 출구를 가지는 형상을 가지고 있으며, 각 챔버들의 단면적 차이로 인한 임피던스 부정합으로 소음을 저감하게 되고, 또한 토출구의 형상에 의하여 소음 감소량과 그 주파수가 결정된다. 이때 머플러로 인한 소음저감효과가 발생함과 동시에 유동손실이 발생하여 소음뿐만 아니라 효율에도 영향을 미치게 된다. 또한 머플러 내부의 공간을 냉매가 흘러가며 부가적으로 소음이 발생하게 되는데, 이 또한 설계 시 고려해야할 중요한 요소 중의 하나이다. 본 논문에서는 머플러 음향해석을 통하여 머플러의 소음 감소량과 소음주파수를 살펴보았는데 일반적으로 머플러의 음향해석⁴⁾은 1차원 해석과 3차원 해석으로 분류될 수 있다. 1차원 해석은 머플러 내부의 음장을 평면파(Plane Wave)로 가정하여 머플러의 음향 특성을 계산하는 것으로 식(1)과 같은 투과손실식이 잘 알려져 있다.

$$TL = 20 \log_{10} \frac{P_{in}}{P_{out}} \quad (1)$$

3차원 해석법은 속도포텐셜법(Velocity Potential method), 모드적합법(Mode matching method), FEM, BEM 등이 있다. 본 논문에서는 두 종류의 머플러를 설계하고 이들을 비교하였다. Fig. 2와 같이 두 종류의 머플러의 Mesh를 구성



a) Type A(Conventional muffler)



b) Type B(New designed muffler))

Fig. 2 3D mesh model of muffler

하고, SYSNOISE를 사용하여 일정 입력에 대한 출력의 파워를 BEM으로 계산하고 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 머플러의 설계시에는 스테이터와의 이격거리, 로터와의 이격거리, 볼트 위치등 많은 제약조건 때문에 머플러 설계가 자유롭지 않다. 본 논문에서 보인 머플러 Type A와 Type B는 출구단이 다른 형상을 가지고 있다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 두 종류의 머플러에 대한 BEM 결과를 고찰하면 동일한 입력에 대하여 Type B에서 방사되는 파워가 더 작

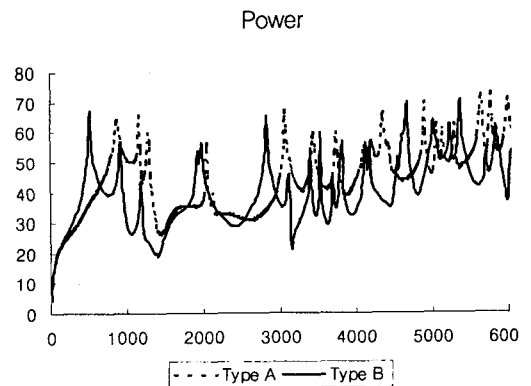
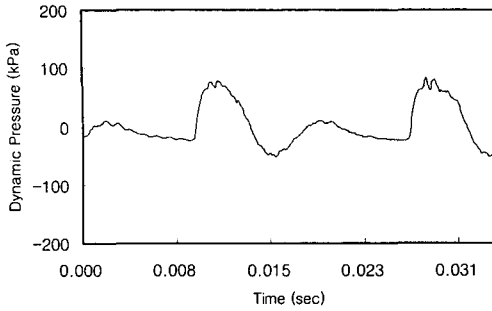
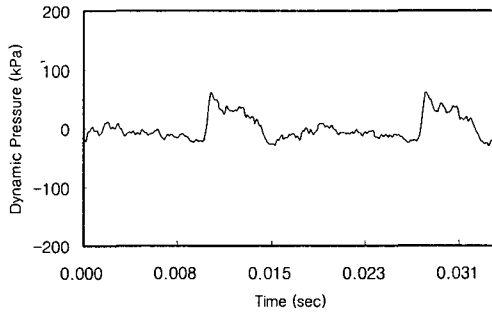


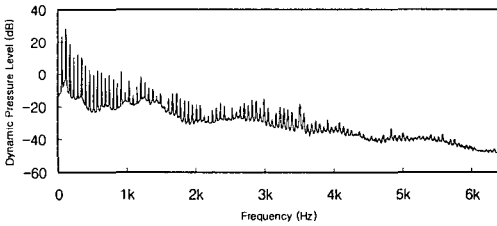
Fig. 3 Sound power analysis results



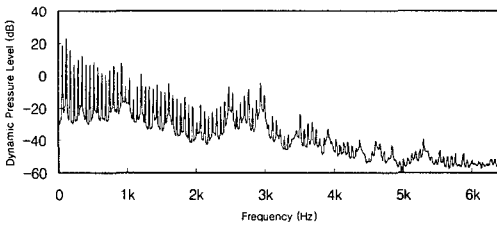
a) Time response of the first chamber



b) Time response of the second chamber



c) Frequency response of the first chamber

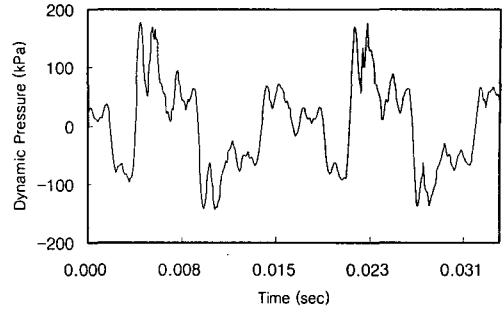


b) Frequency response of the second chamber

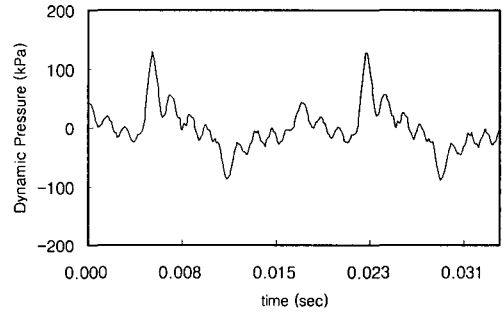
Fig. 4 Pressure pulsation spectrum of A type muffler chamber

으며, 특히 600Hz~1400Hz 대역에서 방사되는 파워가 작으므로 Type B의 소음저감 성능이 더 우수함을 알 수 있다.

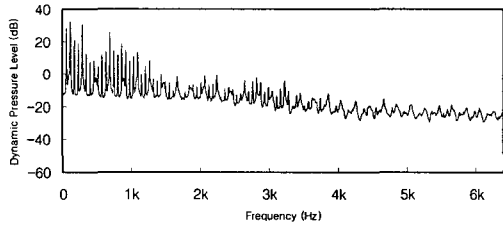
2.2 압력 맥동 측정



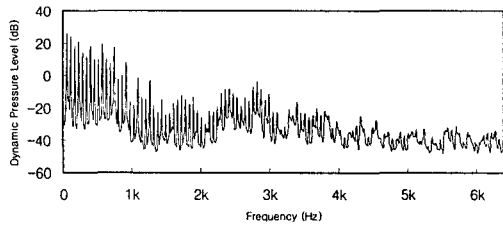
a) Time response of the first chamber



b) Time response of the second chamber



c) Frequency response of the first chamber



b) Frequency response of the second chamber

Fig. 5 Pressure pulsation spectrum of B type muffler chamber

머플러가 회전식 압축기 내부에 장착되어 있을 때, 난류성분의 존재와 유동으로 인하여 음파방정식만으로 그 특성을 정확히 예측하기는 쉽지 않으며, 머플러의 BEM 해석은 실제와는 차이를 가질 수 있다. 그러므로 머플러가 실

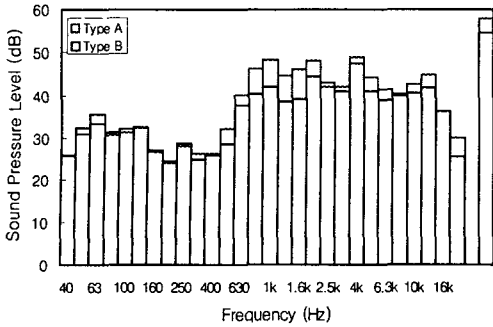


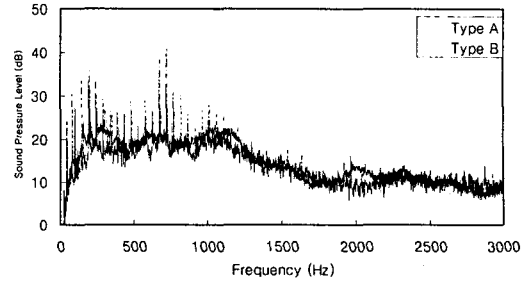
Fig. 6 Experimental SPL for compressors of type A and B muffler

제로 회전식 압축기에 장착되어 있을 때의 특성을 조사하기 위하여 실제 동작상태에서의 머플러내부의 압력 맥동 변화를 조사하였다. 실제 동작상태의 회전식 압축기 내부는 고온, 고압상태이므로 PCB사의 112A23 동압센서를 사용하였다. 측정 위치는 Type A 머플러와 Type B 머플러에서 입구단이 위치한 챔버와 출구단이 위치한 챔버의 머플러 측면에서 동압을 계속하여 그 시간영역과 주파수영역 데이터를 Fig. 4와 Fig. 5에 보였다. 이때 압축기 입구와 출구 압력은 $5.35\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 와 $20.85\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 이다. Fig. 4와 Fig. 5에서 머플러의 종류에 관계없이 공통적으로 시간영역데이터에서 냉매가 챔버를 지남에 따라 압력맥동량이 줄어들을 볼 수 있으며, 주파수 영역에서는 전 주파수 대역에서 압력 맥동량이 줄어들을 볼 수 있다. 특히 Type B의 경우 $500\text{Hz} \sim 2\text{kHz}$ 영역에서 압력맥동량이 많이 줄어들을 볼 수 있어 BEM 해석과 비슷한 머플러의 소음 저감특성을 확인할 수 있다. 단 Type A의 압력맥동 성분이 Type B보다 작는데, 압력맥동 측정점으로 인한 것이라 생각되어지며 머플러 Type A에서는 머플러로 들러온 냉매가 머플러의 소음저감 메커니즘을 거의 거치지 않고 바로 출구로 나가버리기 때문이라고 사료된다.

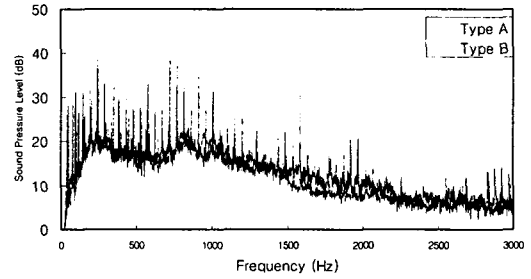
2.3 압축기 소음 시험

본 논문에서 보인 두 종류의 머플러가 회전식 압축기에 장착되었을 때의 소음 저감 효과를 판단하기 위하여, Type A와 Type B를 적용한 회전식 압축기를 제작하였다. 압축기 입구와 출구 압력을 $5.35\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 와 $20.85\text{kgf/cm}^2\text{G}$ 로 운전하고 그때의 소음을 측정하여 그 결과를 Fig. 6에 보였다. Fig. 3의 BEM 결과에서 보았던 소음저감 능력이 우수한 Type B를 적용한 회전식 압축기의 소음이 더 작았으며, 소음 저감이 큰 주파수 영역도 $500\text{Hz} \sim 2\text{kHz}$ 로 BEM 결과, 머플러 내부 압력맥동 측정 결과와 비슷함을 알 수 있다.

2.4 SET 소음 시험



a) Front side



b) Rear side

Fig. 7 Experimental SPL for air-conditioner of type A and B muffler

Type A와 Type B를 적용한 회전식 압축기를 최종적으로 에어컨 실외기에 장착하여 소음을 측정하여 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 회전식 압축기의 머플러 변경으로 인하여 $600\text{Hz} \sim 1200\text{Hz}$ 사이의 소음 피크가 줄어들을 알 수 있다. 이 소음 저감 주파수는 머플러 단품 해석과, 머플러 내부 압력맥동 측정 결과와 유사하게 회전식 압축기 소음 시험에서도 효과를 가지는 주파수 대역이다. Fig. 7의 소음 데이터는 회전식 압축기 머플러만을 변경 하였을 때의 에어컨 실외기 소음 비교 그림이므로, 머플러 설계변경의 효과가 에어컨 실외기의 소음 특성에 영향을 미치며, 머플러 설계 시 소음저감량과 주파수를 조절하여 에어컨 실외기의 소음을 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.

3. 결론

- 1) 두 종류의 머플러에 대하여 BEM해석을 실시한 결과 머플러 토출구의 형상에 따라 머플러 소음저감 성능이 다를 수 있다.
- 2) 회전식 압축기 동작상태에서 머플러 내부 챔버의 압력 맥동을 계속하여 냉매가 챔버를 이동할 때, 그 주파수 특성이 변하는 것을 알 수 있었다.
- 3) 두 종류의 머플러를 회전식 압축기에 적용하여 소음을 비교한 결과 Type B의 소음이 2.5dB 우수하였다.

- 4) 두 종류의 머플러를 적용한 회전식 압축기를 에어컨에 장착하여 소음을 비교한 결과에서도 머플러 Type B의 소음이 2dB 우수하였다.
- 5) 머플러로 인한 소음저감효과는 압축기 단품 및 에어컨의 실험 결과의 소음 스펙트럼에서도 계속 확인 할 수 있으며, 소음 저감 효과가 큰 주파수 영역이 지속됨을 볼 수 있다. 결론적으로 압축기 머플러 설계변경으로 에어컨 실외기의 소음을 상당히 줄일 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) K. Sano, 1984, "Analysis of hermetic rolling piston type compressor noise and counter measurements", Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue, pp. 242~250
- (2) S. Kawaguchi, 1986, "Noise reduction of rolling piston type rotary compressor", Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, pp. 550~565
- (3) N. Shige, 1990, "Prediction & visualization of a three dimensional sound field to reduce the noise of rotary compressors", Proc. of 1986 International Compressor Conference at Purdue, pp. 594~601
- (4) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley & Sons, Inc., New York.