

로터리 압축기 저주파 특성에 관한 연구

Study on Low Frequency Characteristics of Rotary Compressor

권병하^o · 박신규* · 황인수*
Byoung-ha Kwon, Sinkyu Park and Insoo Hwang

Key Words : Gas Pulsation(압력맥동), Muffler(소음기), Inner Cavity(내부 음장).

ABSTRACT

Compressor is a major noise source of air-conditioner. Especially, its low frequency band noise below 1000Hz is very important because it will not be attenuated by passing through the cover panel and heat exchanger in air-conditioner. The factors affecting the low frequency band noise are studied by geometric similarity along with several experiments, and the low frequency noise is closely related with the discharge holes of muffler as well as the cavity of lower shell. The low frequency band noise is significantly reduced by proposed designs.

1. 서론

현재 대부분의 가정용 에어컨에서는 공조기용 로터리 압축기를 주로 사용하고 있는데, 최근 들어 가정용 에어컨 사용의 증가로 인하여 에어컨에서 발생하는 소음과 진동에 의한 문제가 많이 발생되고 있다.

서구와는 달리 주거공간이 협소한 일본과 국내에서는 에어컨의 작동소음이 심각한 불만요인으로 나타나고 있다. 에어컨에서 압축기는 주요 소음 원인으로, fan 소음, 고압 냉매의 유동소음, 진동으로 인한 구조물 소음과 같은 여러 원인과 함께 복합적으로 나타나고 있다.

로터리 압축기에서 발생하는 소음원은 크게 세 가지로 나누어 볼 수 있다. 첫번째로 1kHz 이하의 저주파 소음으로, 발생원인은 모터하부와 머플러 상에 형성된 내부 음장의 di-pole 모드에 의해서 발생하는 소음이다. 이러한 내부 음장은 음장의 체적과 형상 및 온도의 영향을 많이 받는데 로터리 압축기에서는 토출 온도가 90℃~100℃로 일정하므로 작동 중에 온도에 의한 고유주파수가 변동되지 않고 내부 음장 형상에 의해 결정된 일정한 고유 주파수를 가진다. 두번째로는 Accumulator와 Pump Assembly에서 발생하는 1~2kHz 대역의 소음으로서 압축기 소음의 가장 큰 부분을 차지하고 있으며, 특히 Accumulator에 의한 소음은 양산 소음 불량의 주요 원인이 되고 있다.

세번째로는 4k±1kHz의 고주파 영역으로 이 대역에서 발생하는 주파수는 압축된 냉매가 토출

시에 발생하는 소음과 내부 부품들간의 마찰에 의한 소음에 의해 발생되고 있다. 이러한 소음 원인들은 소음 스펙트럼 특성 분석을 통하여 발생 원인을 확인 할 수 있다. 마찰에 의한 소음의 경우는 양산 측면에서 해결해야 하며, 소음측면에서 해결하기는 어렵다. 냉매 토출에 의한 고주파 소음의 저감 방법은 압축된 냉매의 토출 경로에 공명기를 설치하여 소음을 줄이고 있으나 성능과 직접적인 관련이 있기 때문에 주의해야 한다.

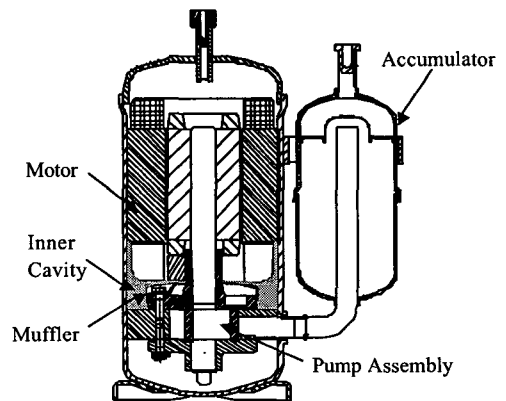


그림 1. Schematic of Rotary Compressor

위에서 언급된 소음원 중에서 저주파 영역의 소음은 에어컨에서 발생하는 소음 문제의 가장 큰 부분을 차지하고 있고 소비자가 가장 많은 불만을 제기하고 있다. 그러나 에어컨의 저주파 소음의 경우에 300Hz 이하에서 발생하는 저주파 소음은 에어컨의 배관과 Evaporator 그리고 Condenser에 의해 주로 발생되고 있고, 내부 음장에서 발생하는 주파수 대역은 주로 500~1000Hz 대역에서 발

^o Carrier Korea Operation
E-mail : byoung-ha.kwon@carrier.co.kr
Tel : (062) 958-0540, Fax : (062) 951-9861

* Carrier Korea Operation

생하고 있으며, 압축기 모델에 따른 내부 용적 변화에 의해 달라진다.

본 연구에서는 머플러에서 냉매가 통과하는 경로를 변경하여 저주파 소음이 감소된 사실을 확인한 후, 머플러와 내부 음장과의 관계를 이용하여 압축기의 저주파 소음을 저감할 수 있는 방안을 찾고자 하였다.

현실적으로 내부 음장 형상은 모터베어링과 모터에 의해 결정되기 때문에 형상을 변경하기는 사실상 어려움이 많기 때문에 손쉽게 접근 할 수 있는 것은 내부 음장을 가진하는 가진위치와 가진력을 감소시키는 방안으로, 머플러 토출구 형상에 따른 내부 음장의 압력맥동을 확인 하여 소음이 감소되는지를 확인하는 것이다.

2. 압축기 소음원 분석

2.1 저주파 소음 특성

로터리 압축기 모델은 냉동능력에 따라 다음과 같이 분류될 수 있다. 1450Watt ~ 4000Watt 급의 15frame, 3500Watt ~ 6300Watt 급의 20frame, 6150Watt ~ 8550Watt 급의 30frame 로 분류된다. 각 용량별 Sound Spectrum의 특징을 그림 2에 나타내었는데, 이때의 측정은 흡입냉매 온도 18.3°C, 흡입압력 6.37kgf/cm², 토출압력 21.87kgf/cm²의 ARI 조건에서 수행하였다.

그림 2의 압축기의 소음실험 결과에서 보듯이 1kHz 이하의 저주파수 영역에서 강한 순음성 Peak가 발생하는 것을 알 수가 있다. 즉, 15frame는 750Hz, 20frame은 650Hz 그리고 30Frame의 경우는 570Hz 근처에서 발생하고 있다..

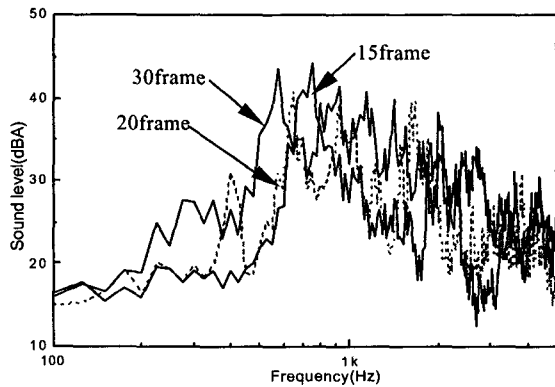


그림 2. Noise Spectra of Rotary Compressor

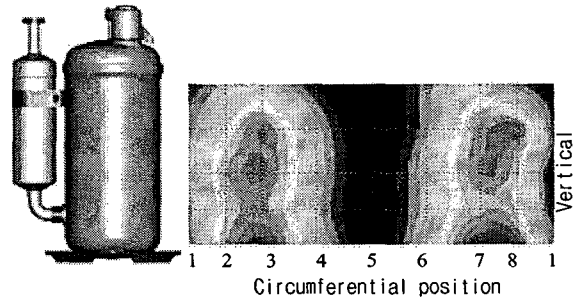
이러한 순음성 Peak는 모델별로 약 100Hz 정도의 주파수 차이가 발생하는데 이러한 차이는 압축기의 외경과 관련이 있고, 또한 로터리 압축기 작

동초기에 순음성 Peak이 토출 냉매의 온도에 따라 이동하는 것을 보면 저주파 소음이 압축기 내부 음장과 관련이 있다는 것을 알 수 있다.

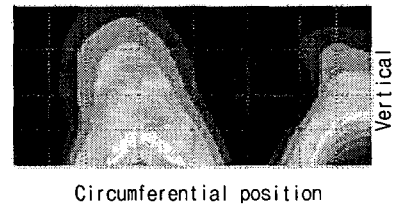
2.2 소음원 분석

2.2.1 압축기 Sound Intensity

그림 3(a)는 15frame 로터리 압축기의 Sound Intensity 측정 결과를 보여주고 있다. 이때의 Intensity Map은 주파수 750Hz에서 측정된 것이고 내부 음장 위치에서 가장 강한 음이 방사되는 것을 알 수가 있다. 이 주파수는 그림 2에 나타났듯이 15frame의 소음 스펙트럼의 주도 주파수이다. 압축기 Shell 표면에 나타나는 Intensity Map의 특징은 전형적인 di-pole 모드 형태를 보이고 있는데 높은 방사 효율을 가진 di-pole 모드 특징을 고려하면 750Hz의 순음성 소음원이라 여겨진다.



(a) Test Result of 1 Hole Muffler



(b) Test Result of 2 Hole Muffler

그림 3. Sound Intensity of Rotary Compressor

그림 3(b)를 보듯이 2 Hole 머플러를 적용한 경우 압축기 Shell에서 방사되는 750Hz 소음의 di-pole 모드가 거의 깨어져서 나타남을 확인 할 수 있다

2.2.2 머플러 Sound Intensity

내부 음장을 가진하는 머플러에서 방사되는 압력 특성을 파악하기 위하여 그림 4와 같은 시험장치를 제작하여 Sound Intensity를 측정하였다.

공기 중에서 파이프를 이용하여 스피커에서 베어링의 토출구까지 연결하여 스피커로 백색잡음을 4kHz로 가진 하였다. 각 포인트 별로 X-Y-Z 세 방향에서 측정하면서 Intensity Map을 작성하였다.

이때, Center Hole 은 Motor Bearing Hub 와 머플러 사이의 틈새를 말한다.

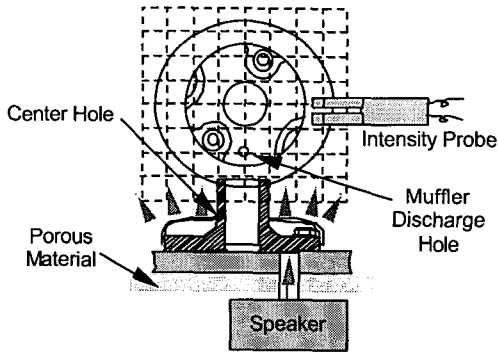


그림 4. Schematic Test Set-up for Muffler Bench Test

그림 5 은 20frame 1 Hole 머플러와 2 Hole 머플러의 Sound Intensity 측정 결과이다. 시험결과, 머플러 Center Hole 과 토출 Hole 을 통하여 저주파 소음의 원인이 되는 주파수 대역 성분이 방사되는 것을 알 수 있다. 그림을 보면 550 ~ 750Hz 성분 소음은 머플러의 토출구와 Center Hole 을 통하여, 750 ~ 950Hz 성분은 머플러 판을 통하여 그리고 950 ~ 1500Hz 성분은 머플러 토출구를 통하여 방사됨을 알 수 있다.

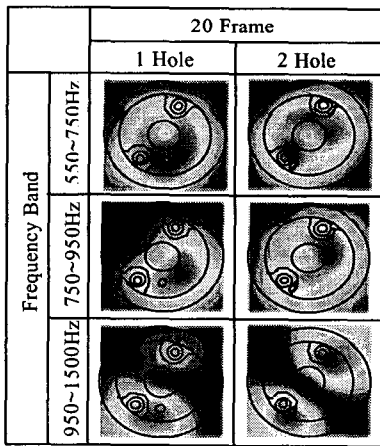


그림 5. Sound Intensity of Muffler

그림 5 에서는 20frame 에 대한 결과를 보여주고 있지만, 15, 30frame 에서도 그림과 같은 실험 결과가 얻어진다. 1 Hole 결과에 비해 2 Hole 머플러에서는 Center Hole 과 머플러 토출구에서 발생하는 음의 강도가 줄어든 사실을 알 수가 있다.

2.2.3 내부 음장의 압력 맥동

압력 맥동의 측정은 내부 음장을 분석하기 위한 가장 중요한 시험 중의 하나이다. Di-pole 모드는 음장의 압력 맥동에 의해 발생하기 때문에 머

플러를 통과한 냉매의 압력 맥동에 의해 가진된 주파수를 분석하기 위하여 압축된 냉매가 통과하는 경로별로 압력의 측정이 필요하다.

실린더 내부로 들어온 냉매는 압축되어서(㉔) 머플러 내부 음장(㉕)으로 나간다. 여기서 냉매는 머플러 토출구(㉖)를 통하여 압축기 내부음장(㉗)으로 토출된다. 각 경로별로 압력 맥동을 측정하여 내부음장에서 어떤 주파수가 소음의 원인이 되는지를 분석 하였다.

압력 맥동의 측정은 ARI 조건에서 실시하였다. 압력측정을 위해 PCB111A24 센서를 사용하였고 B&K PULSE 장비를 이용하여 신호를 분석하였다. 소음측정은 반복측정을 위하여 Bolted Shell 이라 불리는 시험용 Shell 을 제작하였다. 양산되는 압축기와 고주파에서 약간 다른 특성을 보이거나 전체적으로 동일한 소음 특성을 보여주는 시험용 장치이다.

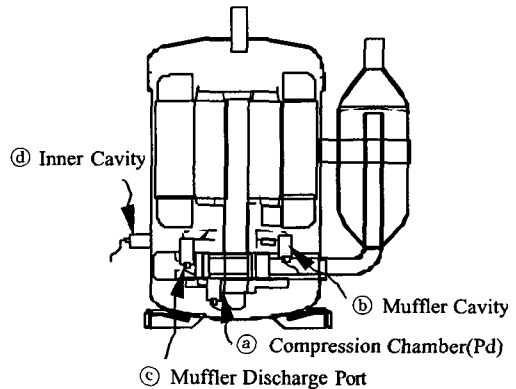
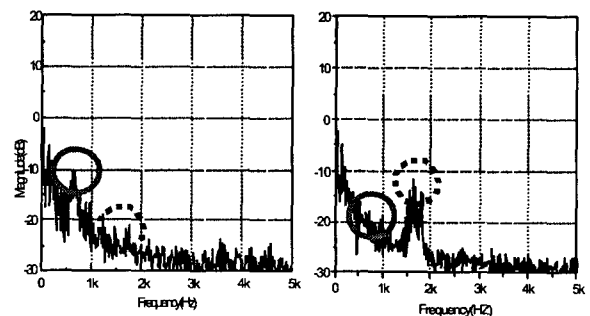


그림 6. Sensor position of Gas Pressure



(a) 1 Hole Muffler (b) 2 Hole Muffler

그림 7. Gas Pulsation

압력 맥동은 R410A 20frame 압축기에서 측정하였고, 그림 7 은 1 Hole 머플러와 2 Hole 머플러의 내부 음장에서의 압력 맥동 측정 결과이다. 1 Hole 머플러의 630Hz 에 발생했던 압력 맥동은 2 Hole 머플러를 사용하였을 때는 그 크기가 10dB 정도 감소 되었다. 이러한 사실은 2.2.1 절의 Shell 의 Sound Intensity 측정 결과에서도 확인되고 있다.

이때, 2 Hole 머플러에서는 1.7kHz 성분의 주파수에서 압력 맥동이 상승하였는데, 압축기 표면에 대한 Sound Intensity 실험 결과 소음에 영향을 미치지 않는 것으로 판명되었다.

3. 머플러 설계

2장에서 여러가지의 소음원 분석을 통하여 압축기의 저주파에서 발생하는 소음은 머플러와 내부음장의 압력맥동에 의해 발생하는 것을 확인하였다.

내부 음장에서 발생하는 저주파 소음의 형태는 di-pole 모드로 이러한 모드 발생을 방지하기 위해서는 내부 음장의 형상을 변경하거나 내부 음장을 가진하는 힘을 줄여야만 한다.

그러나 내부 음장의 형상을 변경하는 것은 현실적으로 어렵기 때문에 머플러에서 토출되는 냉매에 의한 가진하는 힘을 줄이는 방법으로 설계를 하였다.

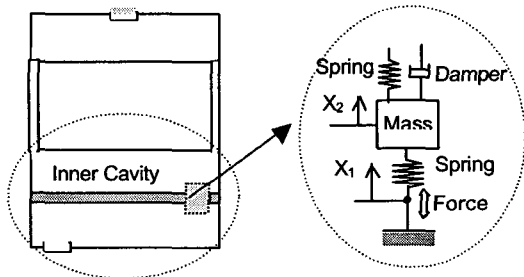


그림 8. Muffler Modeling

냉매가 토출되는 경로는 머플러 Hole 과 Center-Hole 2 곳인데, 두 경로의 유효 면적은 거의 동일하게 설계되어 있고, 각 경로는 그림 8 과 같이 Helmholtz 공명기라고 가정 할 수가 있다.

Sound Intensity 측정 결과에서 나타났듯이 저주파 성분이 방사되는 Center Hole 과 머플러의 토출구 갯수 및 토출구 형상을 주요 설계 변수로 선정하였다.

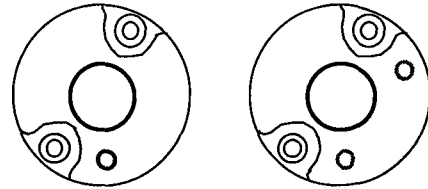
3.1 2 Hole 머플러

3.1.1 2 Hole 머플러 설계

2.2 절의 소음원 분석 결과를 토대로 머플러에서 Center Hole 의 면적은 최소한으로 줄이고 냉매의 대부분은 머플러 토출구를 통하여 나가도록 그림 9 와 같이 설계하였다.

머플러 토출구를 2 Hole 로 선정한 이유는 Screen Test 를 통하여 가장 효과가 좋은 것으로 나

타났기 때문이었고, 성능저하를 방지하기 위하여 1 Hole 과 2 Hole 의 머플러의 유효 토출 단면적은 모두 동일하게 설계하였다

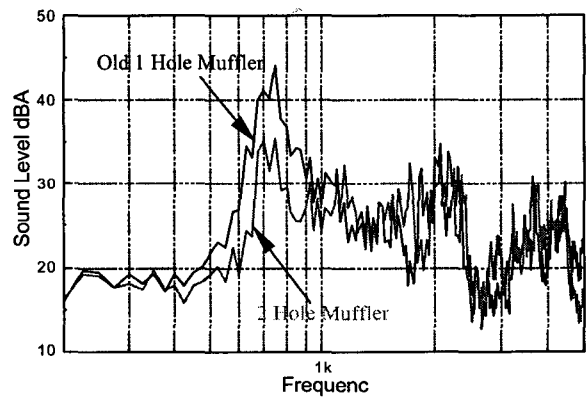


(a) 1 Hole Muffler (b) New 2 Hole Muffler

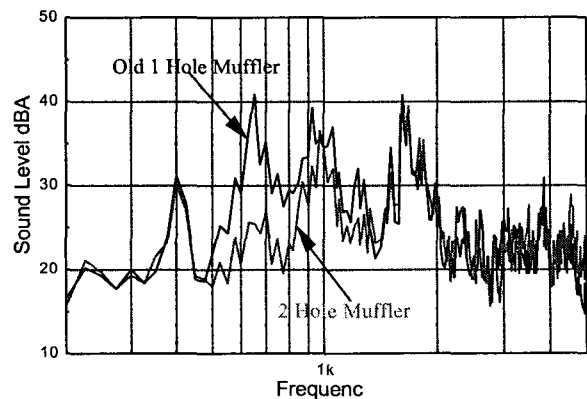
그림 9. Schematic of Muffler

3.1.2 압축기 적용 결과

2 Hole 머플러를 적용하여 시험 결과 그림 10 과 같은 결과를 얻었다. 소음원 분석에서 예측한 바와 같이 630Hz 대역에서 15frame 은 8dB, 20frame 은 15dB 그리고 30frame 은 12dB 의 소음이 감소되었고, Total level 에서는 약 1~2dB 정도의 소음이 감소되었다.



(a) Sound Spectrum of 15frame



(b) Sound Spectrum of 20frame

그림 10. Sound Spectra of 2 Hole Muffler

또한, 그림 10 에서 보면 머플러에 의해 발생되

는 압력맥동이 영향을 미치는 범위는 1.2kHz 이하의 저주파로 볼 수 있다.

내부 음장의 특성 주파수는 대부분 기구부 형상에 의해 결정되나 압축기 작동 중에 잔류 Oil 량에 의해서도 변경될 수가 있는데, 이러한 결과는 Oil 량 변경 시험을 통하여 확인 할 수 있었다.

3.2 토출구 형상에 따른 머플러 특성

머플러의 토출구 형상에 따른 소음 특성을 파악하기 위하여 3.1 절에서 설계된 머플러 토출구가 2 Hole 이고 Center Hole 의 크기를 최대한 축소된 제품을 사용하여 실험을 진행하였다.

머플러 토출구와 내부음장과의 관계를 그림 8 과 같이 Helmholtz 공명기로 보았을 때, 공명기 목의 길이를 증가시킴에 따라 공진 주파수를 저주파로 옮길 수 있는 원리를 이용하여 머플러 토출구에 pipe 를 부착하였고, 부착된 Pipe 의 Inlet-Outlet 직경을 변경하여 머플러가 내부음장에 어떠한 영향을 미치는지에 대하여 연구하였다.

머플러에서 토출구가 너무 작을 경우 냉력이 감소하고 입력이 증가하여 성능에 대한 손실이 많이 발생하고, 토출구가 클 경우에는 머플러의 역할을 하지 못하기 때문에 Pipe 직경 선정에 있어서 성능에 대한 영향을 고려하였다.

그림 11 는 머플러에 pipe 를 부착한 경우에 대한 한 예를 보여주고 있다.

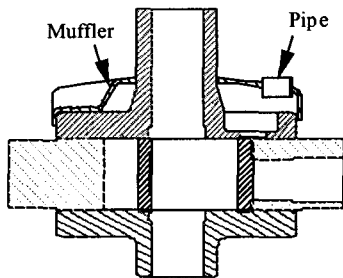


그림 11. Schematic of Pipe Attached Muffler

표.1 은 실험에 사용된 머플러의 종류를 나타내고 있는데 4 가지 경우에 대한 실험을 진행하였고, 이때 사용된 Pipe 의 길이는 모두 동일한 길이이다.

표. 1 Muffler Type

	Muffler Type		Pipe Diameter(mm)	
	Pipe	Hole NO.	In	Out
Case1	-	2 Hole	-	-
Case2	Pipe(10×10)	2 Hole	10	10
Case3	Pipe(8×10)	2 Hole	8	10
Case4	Pipe(10×8)	2 Hole	10	8

3.2.1 머플러 형상에 따른 압력 맥동

압력 맥동 측정은 R410A 20frame 압축기를 ARI 조건 하에 Vapor Stand 에서 실시하였다. 실험은 실험용 Bolted Shell 을 사용하였고 측정에 사용된 센서와 계측기는 2.2.3 절에 언급된 것과 동일한 제품을 사용하였다. 압력 측정 위치는 그림 6 과 동일한 위치에서 4곳의 압력을 측정하였다.

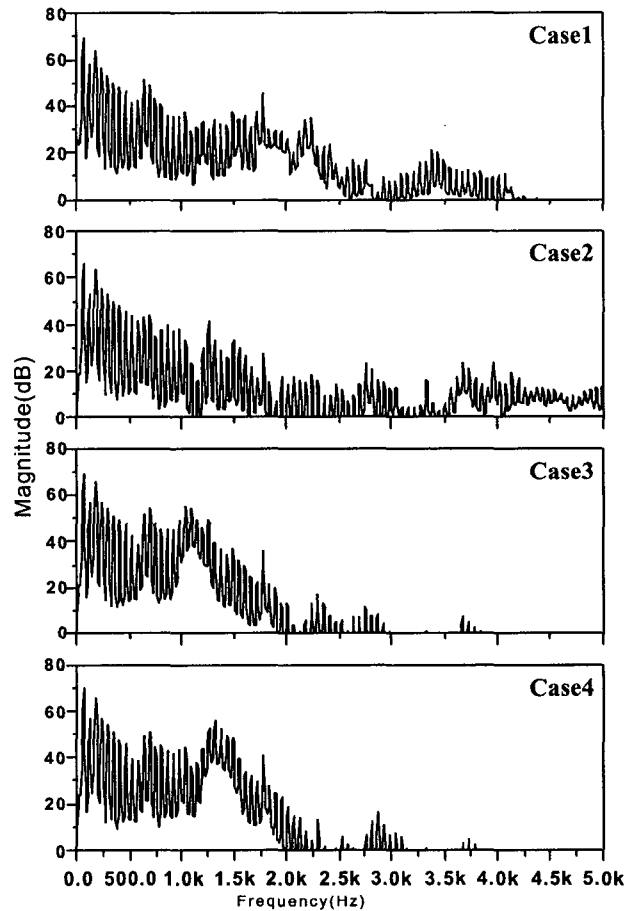


그림 12 Pressure Spectrum according to Muffler type

머플러 토출구 형상에 따른 압력맥동 측정 결과는 그림 12 와 같다. Case1 과 비교하여 630Hz 및 1.7kHz 의 압력맥동은 Case2 에서는 개선 되었으나, Case3, 4 의 경우 거의 동등한 수준을 나타내고 있다. 오히려 Case3,4 의 경우는 1.3kHz 근처에서 압력맥동 증가한 것으로 나타나고 있다.

이러한 결과로 유추해 보면 머플러의 토출구가 압력맥동의 경우, 2 Hole 로 변경한 경우가 내부음장에는 가장 큰 효과가 보이고 있다.

3.2.2. 압축기 적용 결과

머플러 적용 실험은 R410A 신냉매를 사용하는 냉력이 21000Btu/h 인 20frame 급 압축기에서 실시하였다.

측정된 data 신뢰도를 향상시키기 위하여 실험을 위하여 조립된 압축기는 분해하지 않고 Vapor Stand 에서 압력을 측정한 계속하여 성능시험과 소음시험을 수행하였다.

표 2는 각 Case 별 성능 소음 시험 결과이다.

표.2 Test Results of Performance

	Muffler Type	Capacity (Btu/h)	Sound (dBA)
Case1	Up 2 Hole	21382	52.6
Case2	2Hole(10×10)	21400	53.0
Case3	2Hole(8×10)	21605	50.7
Case4	2Hole(10×8)	21499	50.3

그림 13 와 표 2 를 분석해보면 Case3 Case4 의 경우에 성능, 소음이 다소 향상된 것을 알 수 있다. 특히, 800 ~ 1200Hz 대역의 소음이 상당히 개선 되었음을 알 수 있다. Case4 의 경우는 고주파수 대역 소음 역시 개선됨을 알 수 있다.

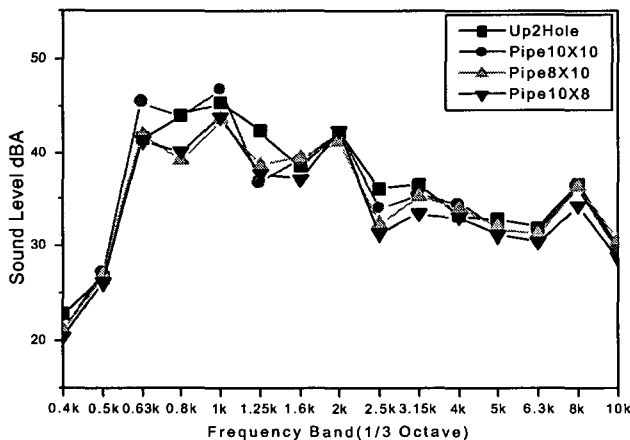


그림 13 Sound Spectrum of Rotary Compressor

Case3, 4의 경우 그림 12의 압력맥동 측정 결과를 보면, Case1 과 저주파 압력맥동에서 큰 효과가 없는 것으로 보였으나, 그림 13의 소음실험 결과 상당한 개선효과를 보이고 있다. 또한 Case3,4 에서 1.3kHz 대역에서 압력맥동이 상승하였으나, 그림 13에 보는 바와 같이 소음에는 큰 영향은 없다.

Case2의 경우, 그림 12의 압력 맥동 측정 결과에서는 특이한 사항을 보이고 있지는 않고 있으나 소음 실험 결과 630, 1kHz 대역에서 소음이 상승되는 것으로 나타났다.

그림 12에 나타난 1.7kHz의 압력맥동은 1/3

Octave 대역 1.6kHz 소음에 영향을 미치지 않는 것으로 보인다.

4. 결론

로터리 압축기에서 발생하는 저주파 소음의 주요 원인인 내부 음장의 di-pole 모드에 의해 발생하는 소음은 압축된 냉매의 경로인 머플러 토출구와 Center Hole 과 관련이 있는 것을 확인 하였다.

내부 음장의 고유진동수를 결정하는 것은 내부 음장의 형상과 관련이 있으므로, 내부 음장을 가진 머플러의 토출 경로, 토출구 갯수 그리고 토출구 형상을 주요 설계 변수로 하여 로터리 압축기의 성능과 소음을 개선하였다.

머플러 토출구에 Pipe 를 부착하였을 경우, 500 ~ 1000Hz 사이의 저주파의 감소가 뚜렷이 나타나고, Inlet-Outlet 직경이 동일한 Pipe 의 경우, 오히려 소음이 상승하는 경향을 보이고 있다.

향후에는 좀 더 다양한 형태의 Muffler 에 대한 분석이 필요로 한데, Multi-Hole, 토출 위치 그리고 토출구 형상에 대한 연구가 필요로 한다.

이러한 연구를 진행함에 있어서 필연적으로 성능과 관련되어 있기 때문에 주의 깊게 접근을 해야 하며, 소음 개선의 전제조건으로 성능의 저하가 없는 설계가 요구된다.

참고문헌

- [1] Hyuk Lee, Byoung-Ha Kwon, Sung-Oun Park "The Reduction of the Low-Frequency Band Noise in Hermetic Refrigerator Compressor". Proceedings of 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 343-348
- [2] Jeff J. Nietter, Han-Jun Kim " Internal Acoistics Modeling A Rotary Compressor Discharge Manifold" Proceedings of 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 531-536
- [3] Kazutomo Asami, Kouji Ishijima, Hideharu Tanaka" Improvements of noise and efficiency of rolling piston type refrigeration compressor for household refrigerator and freezer" Proceedings of 1982 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 268-274.
- [4] 이재원, Altay Dikec, 권병하, 황인수, "유전자 알고리즘을 이용한 회전식 압축기 머플러 토출구의 위상최적설계" 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, 2002, pp.790~795
- [5] IS Hwang, Byoung-Ha Kwon, " Low Frequency Band Noise of Rotary Compressor", Proceedings of 2000 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 343-348