

압축기용 흡입머플러의 음향 및 유동해석

주 재만*, °이 학준*, 오 상경*

Acoustic and Flow-filed Analysis of Suction Muffler in Compressor

Jae Man Joo *, °Hak Joon Lee *, Sang Kyoung Oh *

Key Words: Compressor, Muffler, Noise, Flow Analysis, Efficiency

ABSTRACT

Suction valve fluttering is generated by reciprocating motions of the piston inhaling and discharging process of gas in the hermetic compressor. A reactive type suction muffler, which produces high pressure-drop because of its complicated flow path, controls the impulsive noise radiated from the flutter of suction valve. The high-pressure drop in the muffler increases the transmission loss, but reduces the EER(Energy Efficiency Ratio) of the compressor. We consider how to design the high acoustic attenuation and low pressure-drop performance to take account of the acoustic and flow performances of the suction muffler. In this study, we identified the suction noise source of compressor from the measurement of the acoustic pulsation and flutter of suction valve. We analyzed the acoustic characteristics of muffler using the finite element method, and compared the experimental and analytical characteristics of flow path of suction muffler. Theoretical predictions and experimental results are compared from the viewpoint of the acoustic performance and energy efficiency of the compressor.

1. 서론

생활소음 중 가전제품의 소음은 주거 생활과 매우 긴밀한 관계를 가지며, 특히 실 사용자인 주부들의 불만족의 원인이 되고 있다. 냉장고의 소음은 압축기, 냉기 순환 및 압축기 냉각 팬 및 그 들에 의해 유발되는 구조물의 진동에 의한 소음 등으로 구별 되어 질 수 있다. 일반적으로 냉장고에 적용 되는 압축기는 피스톤의 왕복운동을 통하여 냉매가스를 흡입, 압축 및 토출하는 왕복동형 압축기가 많이 사용 되고 있다. 주어진 조건

하에서 압축기의 채적효율을 높이기 위하여 가능한 한 많은 양의 저온, 저압의 냉매가스를 흡입하고 압축하여야 한다. 압축기에서 냉매가스를 흡입하는 과정에서 이 냉매가스의 유속, 유량 및 실린더와 흡입실 사이의 압력차 등에 의하여 흡입밸브가 수 회 열리게 되며 이 과정에서 압력맥동이 발생하게 된다. 왕복동형 압축기의 구조는 저압, 밀폐형으로써 흡입밸브에 의한 압력맥동은 밀폐된 공간으로 구성 된 내부체적의 공명을 유발하게 되며, 따라서 압축기의 소음으로 방사 되게 된다.

* 삼성전자 시스템가전(사) 선행연구그룹

흡입머플러는 냉매가스의 흡입 시 발생하는 흡입소음을 저감하기 위하여 특정 주파수대역에서 음향학적으로 전달손실이 크게 설계 되어야 한다. 그러나, 일반적으로 전달손실이 크기 위해서는 머플러 내부의 유로가 복잡해야 하며, 머플러의 내부유로가 복잡하게 되면, 압축기의 실린더로 유입 되는 냉매가스의 유동저항을 증가시키고, 또한 비체적이 증가 되어 압축기의 체적효율을 저감 시키게 된다.

본 연구에서는 음향해석 및 실험을 통하여 특정 주파수대역에서의 전달손실을 크게 하고, 동시에 유동해석 및 실험을 통하여 머플러의 유동저항에 의한 압력강하를 최소화하기 위한 냉장고용 왕복동형 압축기의 흡입머플러를 설계하였다.

2. 압축기의 흡입소음 특성

흡입소음의 특성을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같은 실험장치를 구성하였다. Fig.1에서 볼 수 있듯이, 압축기를 공기 중에서 운전하고 흡입방에 단면적이 기하학적으로 증가하는 혼의 형태를 가진 음향 증폭기를 구성하고 이 음향 증폭기를 통하여 흡입소음을 측정하였다. 이 때 흡입압력은 대기압이며, 토출압은 압축기의 실제 운전조건에 해당하는 압력으로 설정하였다. 실제 압축기의 압력 및 온도조건에 따라 음향학적 환경의 차이를 유발 할 수 있으나, 음원에 해당하는 흡입밸브의 거동에 의한 맥동소음은 음향학적 환경에 큰 변화가 없다고 가정하면[1], 실 운전조건에 의한 흡입소음의 형태와 동일하다고 할 수 있다.

측정한 흡입소음의 형태는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 보듯이 60Hz로 운전 되는 압축기의 흡입소음은 운전주파수의 8차 내지 9차 조화성분인 480~540Hz 대역의 소음이 지배적임을 알 수 있다.

Fig. 3 과 같이 개략적으로 구성한 흡입머플러를 적용 하였을 때, 압축기에서 방사 되는 소음의 1/3 옥타브대역 음향파워의 형태는 Fig. 4 와 같다. Fig. 4 에서 볼 수 있듯이 500Hz 대역의 음향파워가 압축기 전체의 소음을 지배함을 알 수 있다.

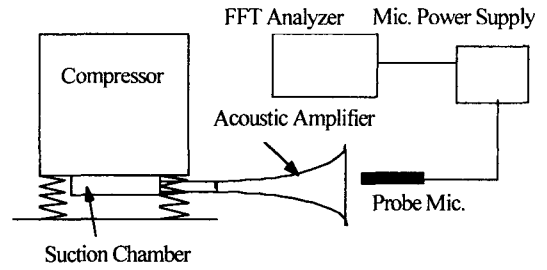


Fig. 1 Experimental set-up for measuring the suction noise of compressor

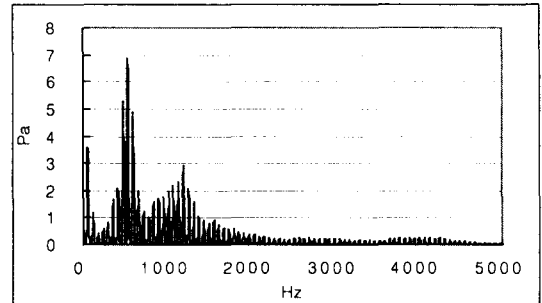


Fig. 2 Characteristics of compressor suction noise

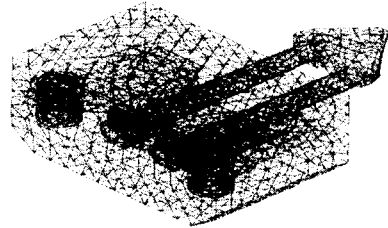


Fig. 3 View of the suction muffler (sample #1)

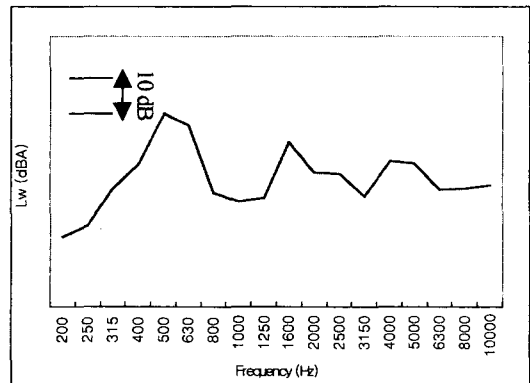


Fig. 4 Sound power level of compressor (muffler, sample #1)

3. 흡입머플러의 음향설계

해석적인 방법과 실험적인 방법을 통하여 흡입머플러의 고유한 특성인 음향설계를 수행하였다. 제한된 공간 내에서 적절한 음향특성을 가진 머플러를 설계하기 위하여, 머플러 내부의 경로는 비교적 복잡하여야 한다.

머플러의 음향손실 해석은 유한요소모델에 의한 4단자 정수법을 활용하였다. 실제 압축기의 내부 매질의 특성인 R134a 냉매와 머플러 내부의 압력 및 온도특성[2]에 적합한 조건을 적용하였다.

흡입머플러의 음향특성 실험은 해석적인 방법에 대한 검증으로써 Fig. 5와 같이 두 개의 음향 탐촉자법[3,4,5]을 활용하여 머플러의 음향 전달 손실을 예측할 수 있도록 실험장치를 구성하였다. 평면파 영역 내에서의 실험이 가능하도록, Fig. 5에서 보듯이 두 개의 마이크로폰 사이의 거리(L)와 관의 직경(D)은 각각 식 (1)과 식 (2)에 준하여 설정하였다.[6] 각각의 마이크로폰으로부터 측정된 자기상관스펙트럼과 상호상관스펙트럼에 의하여 식(3)으로부터 전달손실을 구하였다. 실험은 공기 중에서 수행하였으며, 음원은 Pink Noise를 사용하였다.

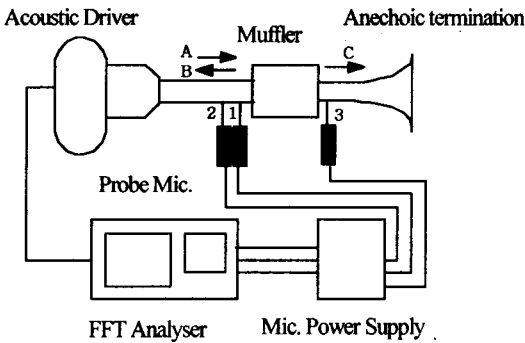


Fig. 5 Experimental set-up for measuring the transmission loss of muffler

$$f_{L-cutoff} = \frac{c}{2L} \quad (1)$$

$$f_{R-cutoff} = \frac{1.84c}{\pi D} \quad (2)$$

$$TL = 10 \text{Log} \frac{AiS_{AA}(f)}{AoS_{CC}(f)} \quad (3)$$

$$S_{AA}(f) = \left[\begin{matrix} S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos k(Z_1 - Z_2) + \\ 2Q_{12} \sin k(Z_1 - Z_2) \end{matrix} \right] / \left[4 \sin^2 k(Z_1 - Z_2) \right]$$

$$S_{CC}(f) = S_{33}$$

S_{11} : 1점에서의 *auto - power spectrum*

S_{22} : 2점에서의 *auto - power spectrum*

A_i : 머플러 입구 단면적

A_o : 머플러 출구 단면적

C_{12} : 1,2 점 사이의 *Cross - spectrum* 의 실수부

Q_{12} : 1,2 점 사이의 *Cross - spectrum* 의 허수부

$Z_1 - Z_2$: 1,2 점 사이의 거리

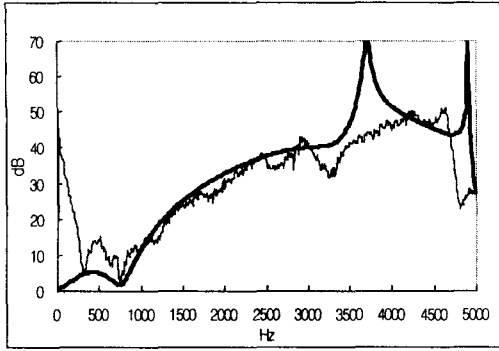
k : $2\pi f / c$, c : 음속

Fig. 6은 설계한 네 개의 압축기용 흡입머플러에 대하여 매질이 공기 일 때의 해석적인 방법과 실험적으로 구한 음향전달손실을 나타낸다. 흡입머플러의 음향 전달손실에 대한 해석과 실험 결과는 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 300Hz 이하의 주파수 대역에서는 음원 스피커의 응답특성에 기인하는 실험오차로, 해석과 실험결과의 차이가 발생하는 것으로 판단 된다. 각각의 시료 #1, #2, #3과 #4에 대해 1kHz 대역에서의 전달손실은 각각 매질이 공기이고, 대기압인 압력조건에 대해 Table 1.과 같다.

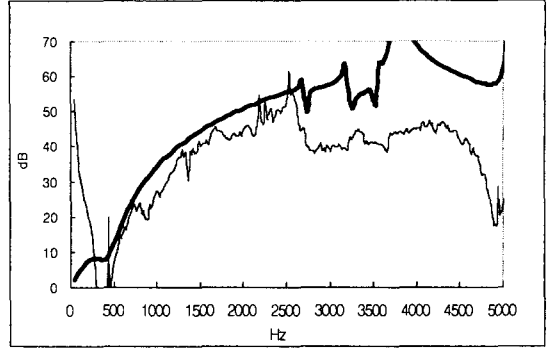
각각의 흡입머플러 시료를 압축기에 적용하여 압축기에서 방사되는 소음을 측정된 결과 Fig. 7과 같다. Fig. 7에서 볼 수 있는 바와 같이 각 머플러의 전달손실에 따라 500Hz 주파수대역에서의 방사소음 수준이 차이가 발생함을 알 수 있다.

Table 1. TL of suction muffler at 1kHz frequency band

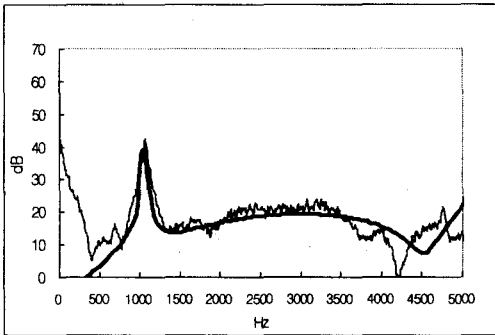
sample #	#1	#2	#3	#4
TL, dB	15	30	40	30



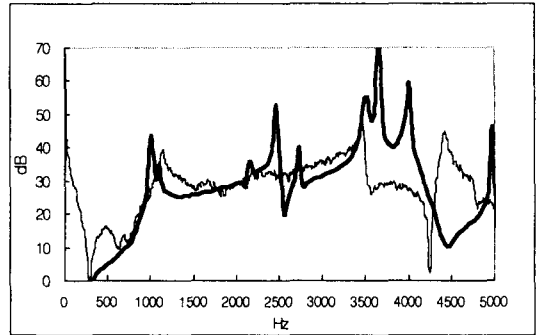
(a)



(b)

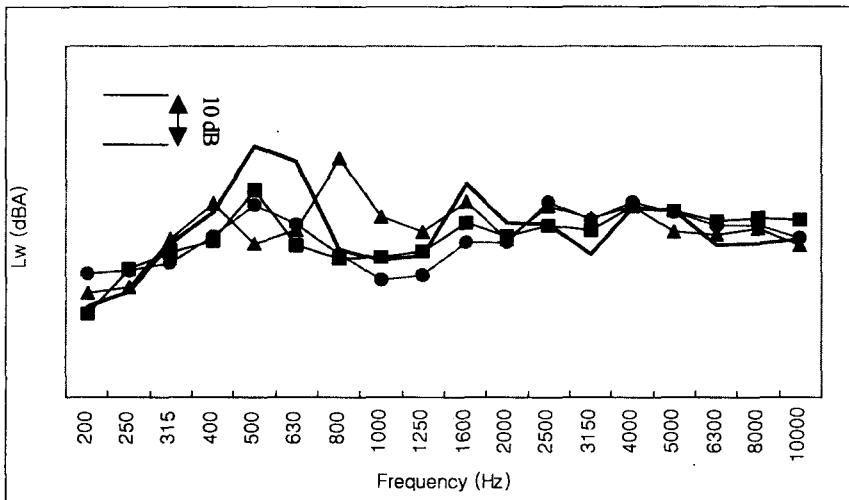


(c)



(d)

Fig. 6 Transmission Loss of suction muffler, (a) sample #1, (b) sample #2, (c) sample #3, and (d) sample #4
 — : Analysis — : Experiment



(— : sample #1 —■ : sample #2 —▲ : sample #3 —● : sample #4)

Fig. 7 Sound power level of compressor

4. 흡입머플러의 유동설계

흡입머플러가 압축기의 성능을 저하시킬 수 있는 요인으로는

- 1) 머플러 내부의 복잡한 유로에 의하여 발생 되는 유로저항에 의한 압력강하로 인하여 실린더 내부에 유입되는 냉매가스의 절대량의 저하가 발생하고,
- 2) 냉매가스가 머플러 내부의 복잡한 유로를 통과하는 동안 냉매가스의 정체가 발생함으로 인하여, 머플러의 주변온도에 의한 열전달 효과가 크게 되어, 실린더 내부에 유입되는 냉매가스의 비체적이 증가하게 된다.[2]

냉매가스가 머플러를 통과하면서 발생하는 유로 저항에 의한 압력강하가 압축기의 성능에 어떠한 영향을 미치는지를 검토하기 위하여, 음향학적으로 설계된 각각의 흡입머플러에 대하여 내부의 유동특성을 해석적인 방법과 실험적인 방법으로 고찰하였다. 흡입머플러의 유동해석은 FLUENT를 사용하여, 실제 작동온도에서의 냉매가스 R134a를 적용 하였으며, 해석영역에서의 격자수는 150만개이고, 경계조건은 압축기의 운전상태에서 측정된 입구측 속도조건, 출구측 압력조건, 그리고 벽체는 강체로 구성하였다. 흡입머플러 sample #3 에 대한 유동해석 결과는 Fig. 8과 같다.

흡입머플러의 압력강하를 측정하기 위한 실험장치는 Fig. 9와 같다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 머플러의 입구단은 대기압이고, 따라서 ① 점에서 출구측의 정압을 측정하여 입구와 출구에서의 압력 강하량을 측정하였다. 그 때의 유량은 노즐이 구성된 ②점에서 피토투브(Pitot tube)를 활용하여 측정하였다. 각각의 흡입머플러에 대한 압력강하는 유량에 따라 Fig. 10과 같으며, 일정한 유량에서의 압력 강하량의 크기는 시료 #2, #1, #4, #3의 순으로 작아짐을 알 수 있다.

Table 2.는 각각의 머플러에 대한 실제 압축기의 작동 조건과 동일한 유량에서의 압력 강하량의 실험과 해석 결과를 나타낸다.

Table 2. Pressure drop (Pa) of each mufflers

sample #	#1	#2	#3	#4
analysis	970	9,200	700	730
experiment	600	10,000	500	550

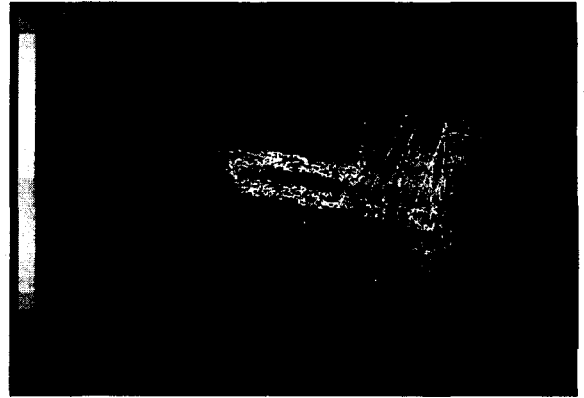


Fig. 8 Flow pattern inside the suction muffler sample #3

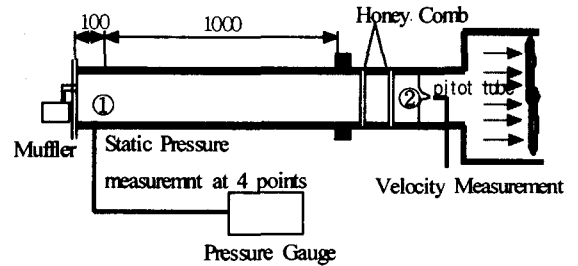


Fig. 9 Experimental set-up for measuring the pressure drop of suction muffler

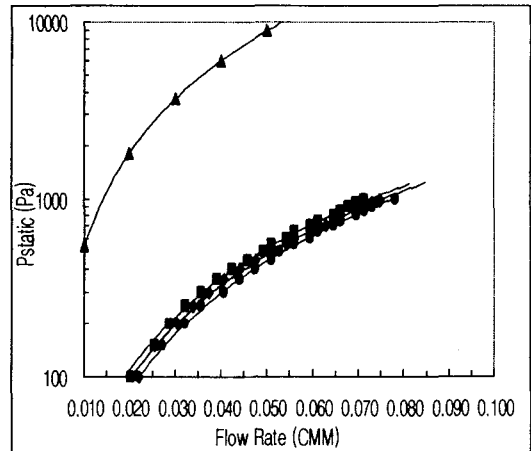
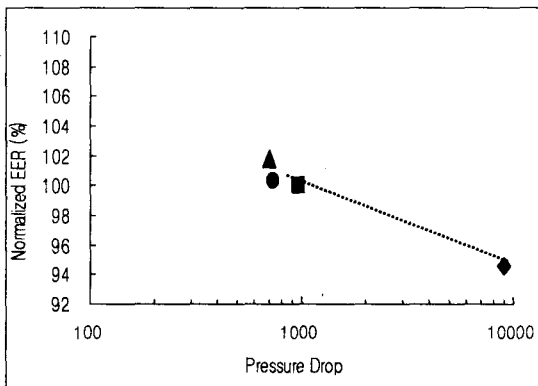


Fig. 10 Pressure drop vs flow rate

(—■—: Sample #1 —▲—: Sample #2 —●—: Sample #3 —◆—: Sample #4)

5. 압축기의 성능과 흡입머플러의 유동저항

냉매가스가 흡입머플러를 통과하면서 발생 되는 압력강하가 압축기의 성능에 미치는 영향을 검토하기 위하여, 각각의 흡입머플러를 적용한 압축기의 성능을 실험한 결과 Fig. 11 과 같다. Fig. 11 에서 볼 수 있듯이 흡입머플러의 음향학적 특성은 우수하나 압력강하가 큰 시료 #2의 경우 시료 #1에 비하여 약 5.5%의 성능이 저하 됨을 알 수 있다. 시료 #3은 약 1.6%의 성능향상을 보인다. 따라서 압축기에서 흡입머플러를 설계할 때 음향학적 특성 뿐 만 아니라, 유동특성에 대한 고려가 반드시 수반 되어야 함을 알 수 있다.



(■: Sample #1 ◆: Sample #2 ▲: Sample #3 ●: Sample #4)

Fig. 11 EER vs pressure drop

6. 결론

- 1) 냉장고용 왕복동식 압축기의 흡입소음은 흡입밸브의 거동에 의하여 발생하며, 압축기의 방사소음 중 지배적인 역할을 한다.
- 2) 흡입소음을 제어하기 위하여 압축기에 적용하는 흡입머플러는 음향학적 설계를 통하여 압축기의 소음방사 특성을 예측하였고, 실험적으로 검증하였다.
- 3) 비교적 복잡한 유로를 갖는 압축기용 흡입머플러는 그 유로에 의해 발생하는 유동저항에 의하여 압축기의 성능저하를 유발한다.
- 4) 흡입머플러의 유동특성 해석 및 실험을 통하여 유로의 기하학적 형상에 따른 유동저항을 예측함으로써 압축기의 성능을 향상시키는 흡입머플러를 설계하였다.
- 5) 압축기의 흡입머플러는 음향특성과 유동특성을 동시

에 고려한 설계를 수행하여야 한다.

참고문헌

1. 이성욱, 홍성철, 주재만, 박철희, "왕복동식 압축기의 밸브거동과 압력맥동에 대한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 9권 제 4호, 1999
2. J.M.Joo, J.K.Choi, etc., "Smart Suction Muffler Design for Reciprocating Compressor," Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, 2000
3. 강성우, 김양한, "두개의 음향탐촉자를 이용한 소음기의 투과손실 측정과 오차해석", 한국소음진동공학회지, 제 2권 제3호, 1992
4. 오상경, 모진용, 허만선 "복잡한 형상의 머플러음향 특성 해석 및 개선에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 6권 제 6호, 1996
5. M. L. Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers, Wiley, N.Y., 1987
6. L. E. Kinsler, etc., Fundamentals of Acoustics, 3rd-ed, John Wiley & Sons, 1982