

실외기 소음원 규명 및 소음저감

○서상호*, 이근동**, 이내영*, 진심원*

Source Identification and Reduction of Noise for the Outdoor Unit of Room Air Conditioner

Sang Ho Seo*, Keun Dong Lee**, Nae Young Lee*, Sim Won Jin*

ABSTRACT

The noise sources in the outdoor unit of RAC(Room Air Conditioner) are identified by the sound intensity method. The main noise sources are compressor noise and fluid noise which is caused by the fan, heat exchanger and shroud. First, the fluid noise is reduced through the design of new fan and shroud with high flow rate and low noise, reduction of the system resistance by rearrangement of heat exchanger, and optimization of the complex parameter between the fan and shroud. Next, in order to reduce the compressor noise, the new shape of compressor mount and sound-proof material was applied. As a result, the overall noise was reduced by 4~5dB(A).

1. 서론

1.1 연구배경 및 필요성

가전제품에 대한 고객들의 소음에 대한 인식이 증대되고, 특히 에어컨의 보급율이 점차 확대되면서 사용자의 소음에 대한 반응이 점차 예민해지고 소음 저감에 대한 필요성이 점점 커지고 있다.

실외기 소음특성은 크게 2가지로 유체역학적 소음(Air Born Noise)과 구조진동음(Structure Born Noise)으로 크게 구분 되어진다. 유체역학적 소음은 실외기 전체소음의 약 40-50%를 차지하고 있으며 스펙트럼상 넓은 주파수범위에서 고르게 퍼져 있는 광대역 소음(Broad Band Noise)이다. 구조진동음은 실외기 전체소음의 약 50~60%를 차지하며 이에는 압축기에 의한 자체 방사소음과 압축기 진동에 의한 2차 진동음으로 크게 구분되어지며 넓은 주파수범위에서 압축기 운전주파수와 이의 하모닉 성분의 피크음으로 이산주파수 소음(Discrete Frequency Noise)의 특성을 가진다.

유체역학적 송풍소음은 Fan자체음, Fan-Shroud 간의 상호복합적 소음, 그리고 열교환기, 유로 등의 시스템 저항에 의한 흡입소음 등이 주류를 이고 있다.

구조진동음의 대부분인 압축기 소음은 인간의 청감을 자극하는 연속적인 피크음의 특징을 가지

며, 그외 흡입 및 토출 배관, Base Pan, Case 등에 의한 공진음 등이 발생하기도 한다.

1.2 연구방법 및 Flow

실외기의 저소음화는 주요 소음원인 Axial Fan, 압축기, 열교환기 등 이를 구성하는 각 부품의 저소음 설계가 필수적임과 동시에 각 부품의 최적 시스템설계 또한 중요하다. 즉 고품량/저소음 Fan, 고효율/저소음 압축기, 시스템저항이 낮은 저소음 열교환기 설계 등 부품의 최적설계를 통해 제품의 저소음화를 기본적으로 형성할 수있는 반면, 각 부품이 최대의 성능을 발휘하도록 주변 관련인자를 최대한 Matching시키는 연구 또한 저소음화에 효과적이다.

본 연구에서는 각 부품에 대한 저소음화보다는 전체 시스템을 구성함에 있어서 기존의 Fan, 압축기, 열교환기 등의 부품으로 최적의 저소음화 제품을 구성하도록 즉 시스템설계에 그 연구중심을 두도록 한다. 즉, Fan자체의 저소음화 설계보다는 주어진 Fan이 최대성능을 낼 수 있도록 Shroud의 형상 재설계와 저 시스템저항의 유로 구성, 그리고 압축기의 효율적인 소음차단과 이를 위한 방진 고무의 형상 고려 등이다.

Fig. 1은 RAC의 실외기의 개략도를 나타내는 것으로 주요 부품으로는 Axial Fan, Fan Motor, Shroud, 압축기, 방진고무, 냉매를 응축시키는 열교환기(Condenser), 그외 흡입 및 토출배관 등이다.

*LG전자 리빙시스템연구소

**LG전자 리빙시스템사업부

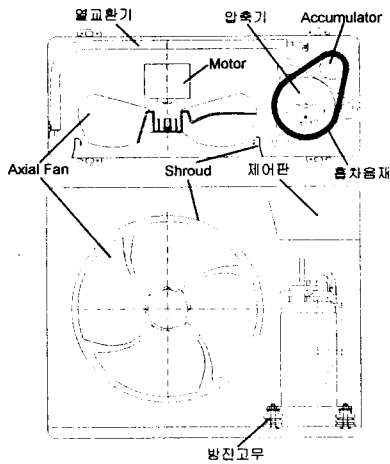


Fig. 1 Configuration of Outdoor Unit of RAC

본 연구에서 진행된 실외기 송풍소음과 압축기 소음 저감에 대한 연구 Flow를 Fig. 2와 Fig. 3에 나타냈다.

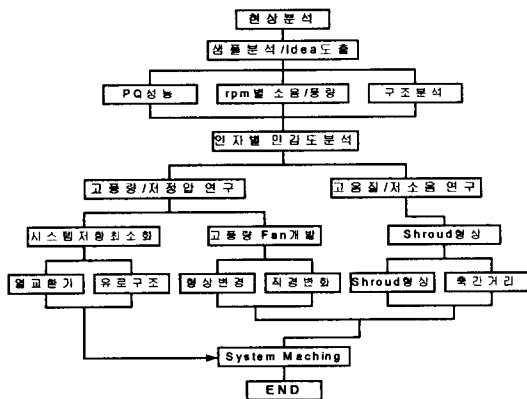


Fig. 2 Fluid Noise Reduction Process

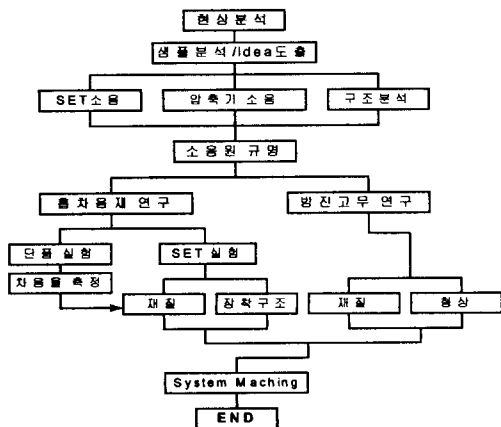


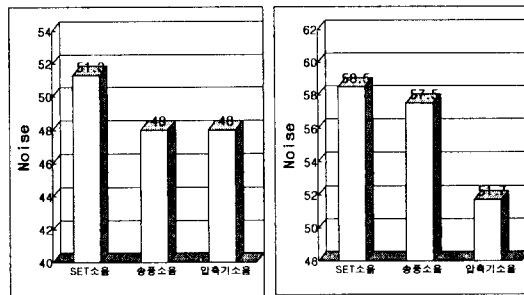
Fig. 3 Compressor Noise Reduction Process

2. 소음원 규명

2.1 실외기 소음특성

실외기 저소음화를 위해서는 주요 성분인 송풍소음과 압축기 소음이 전체 소음에서 차지하는 비중에 대한 고려 또한 중요하다. 어떤 성분이 총합 소음에서 얼마나 차지하는냐에 따라 연구의 방향과 방법이 결정되기 때문이다.

Fig. 4는 일반적인 RAC와 PAC 실외기의 소음성분을 나타내고 있다. PAC의 경우, 고풍량으로 인해 유동소음이 전체소음의 90%이상을 차지하고 있는 반면, RAC는 압축기 소음과 비슷하게 나타난고 있다. 따라서 PAC는 유동소음의 저감을 중심으로, RAC는 유동소음과 압축기 소음의 저감을 동시에 진행해야 할 것이다.



(a) RAC (b) PAC
Fig. 4 Noise Distribution

2.2 Sound Intensity

Sound Intensity Level(SIL)는 음의 크기만을 나타내는 Sound Pressure Level(SPL)과 달리 음의 크기와 방향의 벡터성분으로 소음원의 위치를 보다 정확하게 찾을 수 있다. SIL은 단위면적당 파워이므로 압력과 입자속도의 곱으로써 다음과 같이,

$$\begin{aligned}
 \text{SIL} &= \text{Power}/\text{Area} = \text{Energy}/(\text{Area} \times \text{Time}) \\
 &= \text{Force} \times \text{Distance}/(\text{Area} \times \text{Time}) \\
 &= \text{Pressure} \times \text{Velocity} \quad \text{식(1)}
 \end{aligned}$$

로 표현된다.

식(1)에서 압력항(Pressure)은 하나의 마이크로폰으로도 측정이 가능하나, 입자속도(Velocity)는 측정이 난해하기 때문에 두개의 마이크로폰을 이용하게 되며 오일러식에 의해 압력구배와 관련하여 계산이 가능해진다. 따라서 주파수영역에서의 인테시티 SIL은 두개의 마이크로폰을 통해 측정된 크로스 스펙트럼(G_{AB})의 허수부(Im)와, 입자 밀도(ρ), 주파수(ω), 두 마이크로폰 사이의 간격(r , Spacer) 등으로부터 구할 수 있다. 이때 크로스 스펙트럼의 허수부를 이용하는 것은 허수부가 무

연관 신호를 배제할 수 있고, 반사파 등의 영향을 없앨 수 있기 때문이다.

다음 식(2)은 두개의 마이크로폰으로부터 얻은 음압(SPL)데이터를 통해 구해지는 주파수별 SIL이다.

$$SIL(\omega) = \frac{-1}{\rho \omega r} \text{Im}(G_{AB}) \quad \text{식(2)}$$

2.3 소음원 규명

실외기의 효과적인 소음저감대책을 세우기 위해 가장 선행되어야 할 것은 소음원 규명이다. 본 연구에서는 실외기 SET와 주요 소음원인 압축기 단품에 대해 Sound Intensity(B & K Type, 1/1 Octave Band)를 측정하였으며, 그 결과를 다음 Fig. 5 ~ Fig. 7에 나타냈다.

Fig. 5는 실외기 전면에 대한 SIL 실험결과로, 중심주파수(Cf) 250Hz의 저주파영역에서는 Fan주변과 압축기 부위에서 높은 소음이 방사되고 있으며 특히 압축기와 가까운 쪽의 Shroud에서 가장 높게 나타나고 있다.

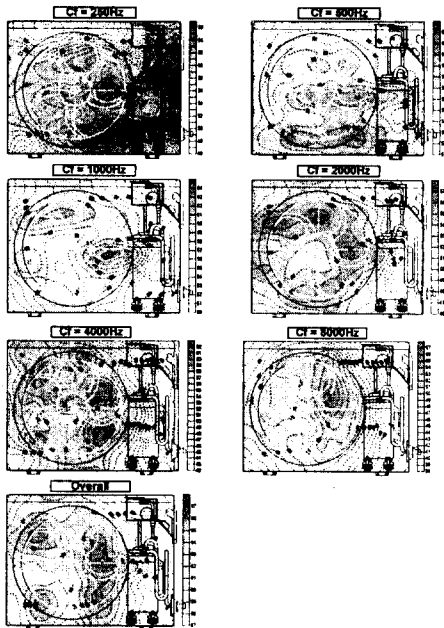


Fig. 5 SIL Contour at the Front Side

이는 회전하는 Fan을 고려해 볼 때, 압축기의 하단에서 발생되어 전달되는 소음으로 판단되며 500Hz대역에서도 동일한 결과를 보여 주고 있다. 중심주파수 2000Hz 대역이상의 고주파영역에서는 Case의 차음효과로 압축기 전면에서는 줄어들고, 압축기와 가까운 Shroud부근에서 소음레벨이 크게 나타나고 있다.

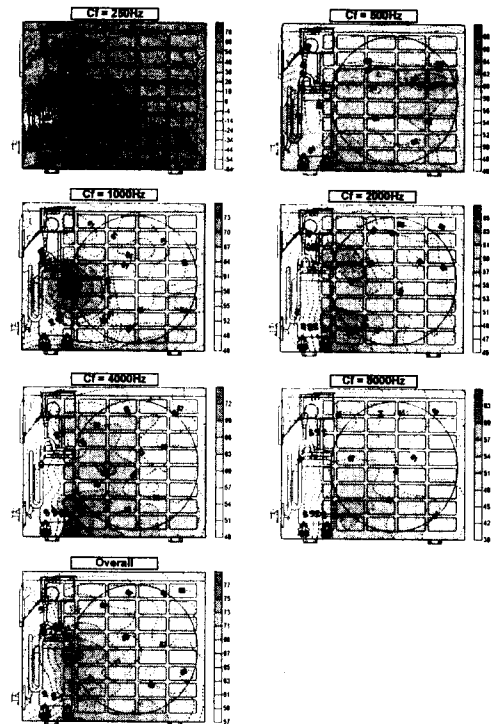


Fig. 6 SIL Contour at the Back Side

Fig. 6은 실외기 후면에 대한 SIL Contour 실험 결과이다. 저주파 영역의 중심주파수 250, 500Hz에서는 소음원이 대체로 넓게 퍼져 있으며, 이는 Fan과 열교환기에서 발생하는 흡입 유동소음이다. 1000Hz이상 주파수대역에서는 압축기 소음의 영향이 지배적이며, 중심주파수 2000 Hz이상에서는 Case로 막힌 부분보다 공기유입을 위해 뚫려있는 구멍을 통해 압축기 소음이 방사되며, 특히 압축기 하단부에서 소음원이 크게 형성되어 있음을 알 수 있으며 이는 Overall의 결과와 비슷하다.

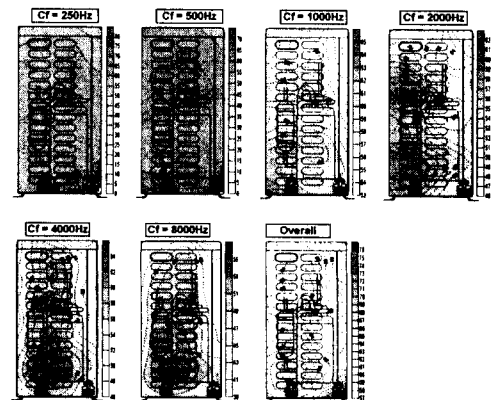


Fig. 7 SIL Contour at the Left Side

Fig. 7은 실외기 좌측면에 대한 SIL Contour를 나타낸다. 중심주파수 500Hz이하인 영역에서는 고르게 소음이 분포하여 있는 것으로 송풍소음이 지배적인 대역이다. 2000Hz이상에서는 측면 중앙에 큰 소음원이 자리잡고 있으며, 송풍소음의 기여도가 극히 작은 4000Hz, 8000Hz대역에서는 압축기 하단부와 연결된 Accumulator 토출 배관에 높은 소음원이 존재함을 알 수 있다.

Fig. 8은 압축기 단품의 소음원을 나타내고 있다. 중심주파수 500Hz~2000Hz에서는 냉매가 압축기로 흡입되기 전 기체와 액체를 분리시켜 기상의 냉매만 유입되게 하는 Accumulator(기액분리기) 좌우측의 흡입 배관부 주변에 높은 소음원이 존재함을 알 수 있다. 또한 주파수가 높아 질수록 소음원의 위치가 Accumulator 하단부에서 크게 발생하고 있다.

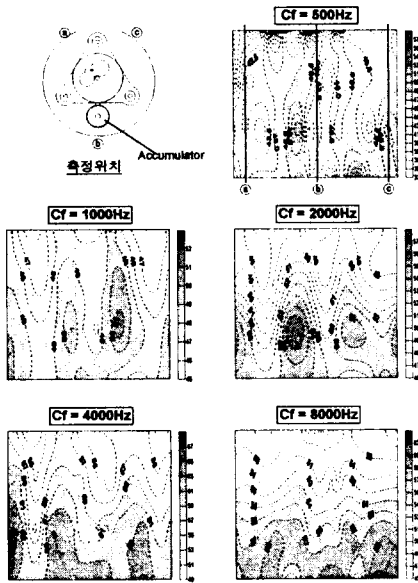


Fig. 8 SIL Contour of the Compressor

실외기 SET와 압축기 단품에 대한 SIL 실험결과, 중심주파수 500~1000Hz내외의 주파수 영역에서는 열교환기와 Shroud 부근에 높은 유동소음원이 존재하고 있으며, 그 이상의 고주파 영역에서는 압축기 흡입부의 Accumulator 하단부에 소음원이 위치하고 있다. 따라서 유동소음 저감을 위해 시스템저항 최소화, 고품량 Fan설계, Shroud의 형상 등을 중심으로, 그리고 냉방소음의 저감을 위해서는 압축기 소음에 대한 효율적인 흡음 및 차음 대책에 관해 연구를 진행하도록 한다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 송풍소음

송풍소음은 Fan과 Motor에 의해 회전할 때 발생하는 소음으로 가정할 때, 소음 스펙트럼상 다시 두 성분으로 분류되며 이에는 random성분의 광대역 소음과 pure tone성분의 이산주파수 소음이다. 이산주파수 소음은 Fan의 회전수에 의한 BPF(Blade Passing Frequency)와 이의 하모닉 성분으로 나타나며 다음 식 (3)과 같이 표현된다.

$$BPF = \frac{N * RPM * Z}{60} [Hz] \quad \text{식(3)}$$

여기서, N : 1, 2, 3, 4,(양의 정수)

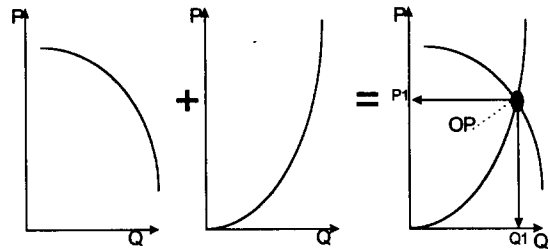
RPM : Fan의 회전수

Z : Fan의 날개수

이산주파수 소음에는 Motor에 의한 전자기 소음도 포함되는데, 이에는 전자소음, 통풍소음, 그리고 기계소음 등 크게 3가지 성분으로 분류된다. 특히, 전자소음은 자기소음과 2f 맥동음으로 나눌 수 있으며 2f 맥동음은 Motor의 Torque가 시간적으로 맥동하기때문에 발생하는 것으로 주로 단상 유도전동기에서 문제가 된다.

광대역 송풍소음을 저감키 위한 가장 효과적인 방법으로는 시스템저항의 최소화와 고품량 저소음 Fan의 설계를 들 수 있으며, 기타 Shroud과 관련된 인자에 대한 최적화 등도 고려될 수 있다.

Fig. 9는 시스템저항과 Fan 성능과의 관계를 나타내고 있다.



(a) PQ Curve (b) Sys. Resistance (c) OP

Fig. 9 Flow rate at the Operating Point

(a)는 특정 회전수에서의 Fan 단독성능을 나타내는 것으로 풍량(Q)대 정압(P) 곡선을 나타내는 것으로 정압이 증가할수록 풍량은 작아지며, 반대로 정압이 작아질수록 풍량은 증가함을 알 수 있다. Fan과 기본 유로인 Shroud에 의해 발생하는 성능으로서 Fan tester에 의해 구해진다. Fan에 관한 연구는 효율과 아울러 이 곡선을 향상시키는 방향으로 진행되는 것이 일반적이다.

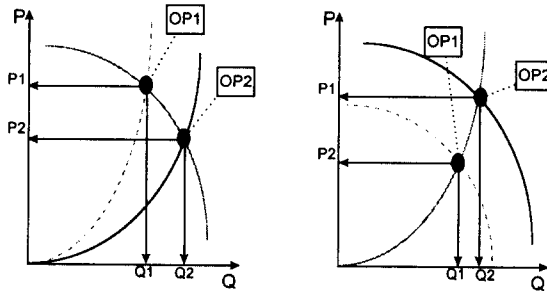
(b)는 시스템저항을 나타내는 것으로 주어진 열교환기, 유로 등에 의해 결정되는 하나의 저항체로서 단위는 Fan의 PQ 성능곡선과 동일하다. 시

시스템저항은 풍량이 커질수록 함께 증가하게 된다. 따라서 동일 풍량에서 정압을 낮추는 즉, 시스템 저항을 작게 하는 연구가 보다 중요하다.

(c)는 (a)와 같은 성능의 Fan을 (b)와 같은 시스템저항을 가지는 하나의 시스템에 적용하였을 경우 만나는 작동점(OP, Operating Point)에 관한 것으로, 이때의 P1과 Q1은 이 시스템의 정압과 풍량이 되는 것이다.

Fig. 10은 동일 회전수에서 풍량을 증대시키는 가지 방법에 관한 것이다. (a)는 시스템저항을 낮추는 것에 관한 것인데, 동일 Fan에 대해 시스템 저항을 P1에서 P2로 낮아질 경우 풍량은 (Q2-Q1) 만큼 증가하게 된다. (b)는 Fan의 성능곡선을 향상시키는 것에 관한 것으로서 동일한 시스템저항에서 Fan자체의 최적설계나 Shroud등에 관련된 인자연구를 통해 Fan성능이 OP1에서 OP2로 개선될 경우 풍량은 (Q2-Q1) 만큼 증대되는 것이다.

따라서 주어진 제품에 적용 가능한 방법을 적절히 선택하여 연구를 진행하는 것이 보다 효율적이라고 할 수 있다

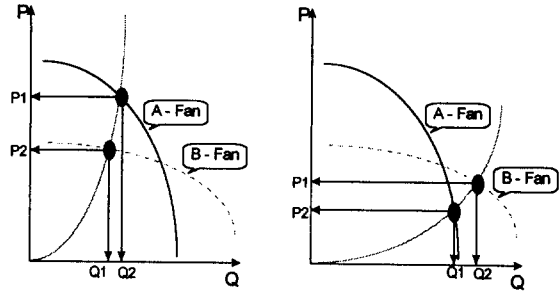


(a) Study for Sys. Resistance (b) Study for Fan
Fig. 10 Two Types of Study for High Flow rate

시스템저항과 Fan과의 관계에서 고려해야 할 또 한가지는 시스템 Matching에 관한 것이다.

일반적으로 시스템저항과 달리 Fan과 Shroud관련 인자에 의해 Fan의 PQ 성능곡선 그 자체를 개선하는 데에는 한계가 있어 시스템 저항에 적합한 Fan을 설계하는 것이 보다 좋은 성능을 낼 경우가 있다.

Fig. 11은 2종류의 Fan, 즉 고정압/저풍량인 A-Fan과 저정압/고풍량인 B-Fan과 2종류의 시스템저항을 나타낸다. (a)와 같이 시스템저항이 높을 경우 고정압/저정압인 A-Fan이 풍량이 크고, (b)는 시스템저항이 낮은 경우 저정압/고풍량의 B-Fan이 풍량에 더 유리함을 나타낸다. 따라서 시스템저항에 따라 적합한 PQ성능의 Fan을 적절히 설계하여 Matching하는 것이 중요함을 알 수 있다.



(a) High Sys. Resistance (b) High Sys. Resistance
Fig. 11 Selection of Fan between two Types of System Resistance

Fig. 12는 실외기 여러 제품들에 대한 시스템저항을 나타내고 있다.

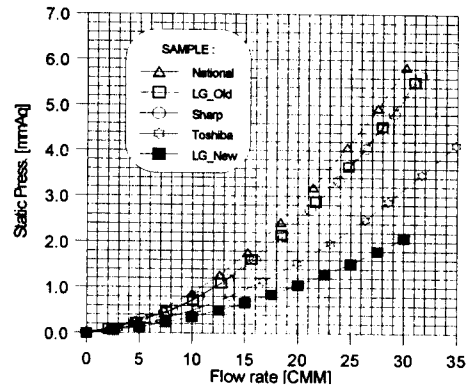


Fig. 12 System Resistance

실외기의 시스템저항을 결정짓는 가장 주요 인자는 열교환기이다. 또한 열교환기의 면적, Tube직경, Fin의 형상, 설치구조 등에 따라 시스템저항은 크게 영향을 받게 된다. 이때 열교환기의 면적과 Fin 등은 요구되는 냉방능력의 성능과 직접적으로 관계되기 때문에 본 연구에서는 설치구조 변경을 통한 연구를 진행하였다. 열교환기의 설치구조에 따라 시스템저항이 상당폭 저감되는 것을 볼 수 있다.

Fan과 시스템저항에 대한 연구와 아울러 Shroud 관련인자는 소음과 풍량에 중요하다.

Fig. 13은 Shroud인자중 Fan과의 상대적 위치에 대한 실험결과로서 동일풍량에서의 소음을 나타내고 있다. 특정위치를 중심으로 가까워지거나 멀어질 경우 소음이 증가하는 경향이 있다. 따라서 주어진 유로시스템 구조에 있어서 Fan과 Shroud간의 최적위치가 존재함을 알 수 있으며, Fan과 Shroud간의 위치에 따라 최고 2.0dB의 차이를 보이고 있다.

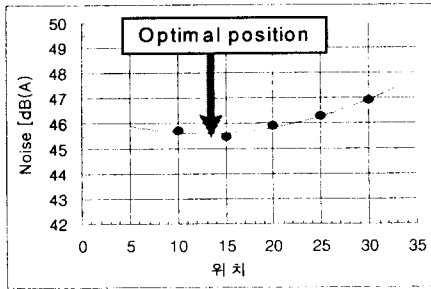


Fig. 13 Noise Variation along the Position of Shroud

이상의 여러 송풍소음 저감에 관한 연구결과, 총 합소음 약 4~5dB의 저감효과를 거두었으며 이를 Fig. 14에 나타냈다.

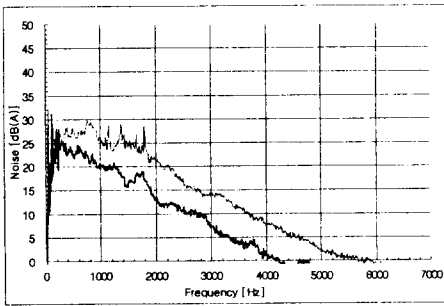


Fig. 14 Fluid Noise Spectrum without Compressor

3.2 압축기소음 저감

실외기 소음의 이산주파수 성분인 압축기 소음 저감을 위해 효율적인 흡차음 대책을 연구방향으로 선정하였으며, 크게 2가지로 방진고무 형상과 흡차음재 구조에 대해 연구를 진행하였다.

3.2.1 방진고무

압축기의 방진고무는 압축기의 진동절연을 목적으로 배관의 파손이나 구조진동음의 발생 등을 방지하기 위한 것이다. 일반적으로 방진고무는 압축기의 가진 주파수와 공진회파, 진동전달을 최소화 등을 중심으로 고무의 재질이나 형상에 따른 비선형 구조해석 등을 중심으로 연구가 진행되고 있다. 그러나 본 연구에서는, SIL을 통해 규명된 압축기 하단부의 소음원에 대해 효과적인 소음차단을 중심으로 방진고무의 형상을 변경하였다.

또한 방진고무의 형상과 재질에 따라 강성(Stiffness)과 감쇠(Damping)가 변하게 되며, 주어진 압축기의 운전주파수와 진동특성에 따라 적절한 형상을 설계함에 따라 진동전달율의 감소, 압축기 방사소음의 저감 등에 기여하게 된다.

3.2.2 흡차음재 구조

흡차음재는 크게 두 부분으로 구분되는데 압축기와 접하는 면의 내부 흡음재와 외부 차음재로 한 쌍을 이룬다. 다양한 재질의 흡차음재에 대한 분석을 위해 간이 차음실험장치(800X200X160)를 구성하여 차음율을 측정하였다. 시편을 장착하고 반대편에서 Horn Driver로 White noise를 가진하여 상대적인 차음율 측정을 시도하였는데, 실험장치 내 음향모드의 발생, 완전한 white noise재생 불가 등의 요인으로 이상적인 차음율 측정은 불가하였으나, 각 재질별 상대적 비교는 가능하였다.

차음율 실험에서 도출된 재질중 실제 적용 가능한 몇가지에 대해 실외기 SET상 실험결과, 동일한 두께에 대해 재질에 따라 최고 1~2dB의 소음차이를 보이고 있으며, 특히 자동차 등에 활발히 적용중인 폴리우레탄 계열의 재질이 차음성능에 우수한 것으로 나타났다.

재질과 아울러 고려된 것은 흡차음재의 설치구조에 대한 고려이다. SIL을 통해 규명된 특정부위의 소음원에 대해 적절한 흡차음로 집중적으로 시방시 압축기 소음을 크게 저감할 수 있었다.

이상의 압축기 소음저감에 대한 연구결과, 약 4~5dB 저감할 수 있었으며, 다음 Fig. 15에서 알 수 있듯이 압축기 피크 성분들이 크게 감소하였다

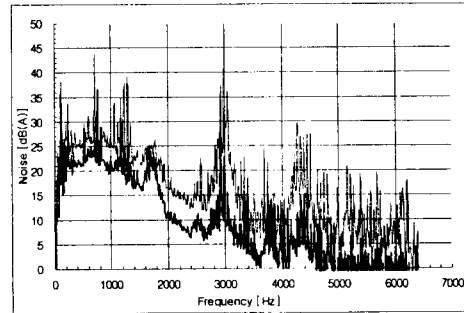


Fig. 15 Fluid Noise Spectrum with Compressor

4. 결론 및 향후과제

4.1 결론

실외기 저소음화를 위한 연구결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Sound Intensity를 이용하여 실외기 SET와 압축기 단품에 대한 소음원을 규명하여 효율적인 소음저감 Flow를 확립할 수 있었다.
2. 송풍소음 저감연구를 위해 열교환기의 설치구조 변경에 의한 시스템 저항 최소화, 고품량 저소음 Fan설계 및 Shroud관련인자의 최적화 등을 수행하였으며 그 결과, 약 4~

5dB 저감되었다.

3. 압축기소음 저감연구를 위한 효율적인 흡차음 연구를 통해 약 4~5dB가 저감되었으며, 이는 방진고무 형상변경과 흡차음구조 변경에 의한 것이다.
4. 따라서 SET의 총합소음 약 4~5dB의 저감 효과를 거두었으며 이는 광대역 소음과 이산 주파수 소음에 있어서 고르게 저감되었기 때문이다.

4.2 향후과제

흡차음재에 대한 정확한 차음을 측정과 실외기 각 소음 인자별 총합소음에 의한 미치는 민감도 해석(Acoustic Sensitivity Analysis) 등에 대한 보다 심도깊은 연구가 요구되어진다.

참고문헌

- (1) Lewis H. Bell, Douglas H. Bell, "Industrial Noise Control", Marcel Dekker Inc., 1994
- (2) "Noise Reduction in Propeller Fans for Air Conditioners", Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., v 27, n 3, p 267-272, 1990
- (3) "Low noise fans for air conditioners", National Technical Report, v.35, n6, pp.94-100, 1989.12
- (4) "Development of horizontal scroll compressor in air conditioner for stores", Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., v 33, n 2, p 86-89, Mar 1996
- (5) "Noise Reduction of Rotary Compressors for Air Conditioners", Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., v 27, n 2, p 162-168, 1990
- (6) "Ranking of compressor station noise sources using sound intensity techniques", Noise and Vibration Control Worldwide Surrey, UK, The Trade & Technical Press Ltd, v 19, n 2, 1988