

< 논 문 >

에어컨 실외기의 소음원 규명 및 소음저감

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

서 상 호* · 임 금 식* · 이 내 영* · 진 심 원*

Sang-Ho Seo, Keum-Sik Im, Nae-Young Lee and Sim-Won Jin

(1998년 5월 22일 접수 : 1998년 8월 20일 심사완료)

Key Words : Noise Source Identification(소음원 규명), Noise Reduction(소음저감), Air-Born Noise(송풍소음), Sound Intensity(음향인텐시티), System Resistance(시스템저항), Sound Proof(흡차음재)

ABSTRACT

The noise sources in the outdoor unit of RAC 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, 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. 서 론

1.1 연구배경 및 필요성

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

에어컨은 설치구조와 냉방능력 등에 따라 크게 RAC(Room Air Conditioner)와 PAC(Packaged Air Conditioner, 또는 슬립형)로 나눌 수 있으며, RAC에는 분리형과 창문형(일체형) 등으로 다시 분류되어진다. 분리형 RAC의 실외기 소음특성은 크게

2가지로, 유체역학적 송풍소음(air-born noise)과 구조진동음(structure-born noise)으로 구분 되어진다.

송풍소음은 제품에 따라 다소 차이는 있으나, RAC 실외기인 경우 전체소음의 약 40-50%를 차지하고 있으며 스펙트럼상 넓은 주파수범위에서 고르게 퍼져 있는 광대역 소음(broad band noise)이다. 이러한 송풍소음에는 팬 자체소음, 팬 슈라우드간의 상호복합적 소음, 그리고 열교환기, 유로 등의 시스템 저항(system resistance)에 의한 흡입소음 등이 주류를 이루고 있다.

구조진동음은 RAC 실외기 전체소음의 약 50~60%를 차지하며 이에는 압축기에 의한 자체 방사소음과 압축기 진동에 의해 기타 구조물에서 발생하는 2차 진동음으로 나눌 수 있다. 이러한 소음은 넓은 주파수범위에서 이산 주파수 소음(discrete frequency

* LG전자 리빙시스템연구소

noise)의 특성을 가지며, 압축기의 운전주파수와 이의 하모닉 성분의 피크음, 그리고 기타 구조물의 공진 등에 주로 기인한다.

구조진동음의 대부분인 압축기 소음은 인간의 청감을 자극하는 연속적인 피크음의 특징을 가지며, 그 외 흡입 및 토출 배관, 기초 팬, 샤프트 등에 의한 2차 공진음 등이 발생하기도 한다.

1.2 연구방법 및 Flow

실외기의 저소음화는 주요 소음원인 축류 팬, 압축기, 열교환기 등 이를 구성하는 각 부품의 저소음 설계가 필수적이며 동시에 각 부품간 최적 시스템 설계, 즉 시스템 결합 기술 또한 중요하다. 즉 고품량/저소음 팬, 고효율/저소음 압축기, 시스템저항이 낮은 열교환기 설계 등 각 부품의 저소음 설계를 통해 제품의 소음이 저감될 수 있으나, 이러한 방법이 여의치 않을 경우에는 각 부품이 최대의 성능을 발휘하도록 주변 관련인자를 최대한 결합시키는 연구 또한 매우 효과적이다.

본 연구에서는 각 부품에 대한 저소음화보다는 전체 시스템을 구성함에 있어서 기존의 팬, 압축기, 열교환기 등의 부품으로 최적의 저소음화 제품이 구성되도록 즉 시스템 설계에 그 연구중심을 두도록 하였다.

송풍소음의 저감을 위해서 팬 자체의 저소음화 설계와 함께 주어진 팬이 최대의 성능을 낼 수 있도록

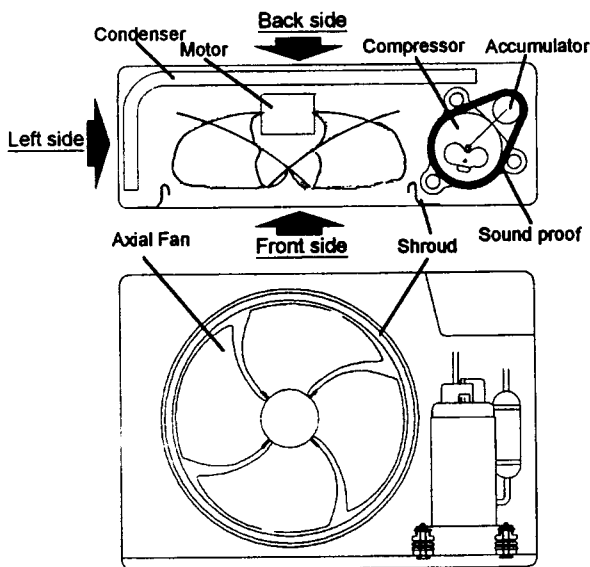


Fig. 1 Configuration of outdoor unit of RAC

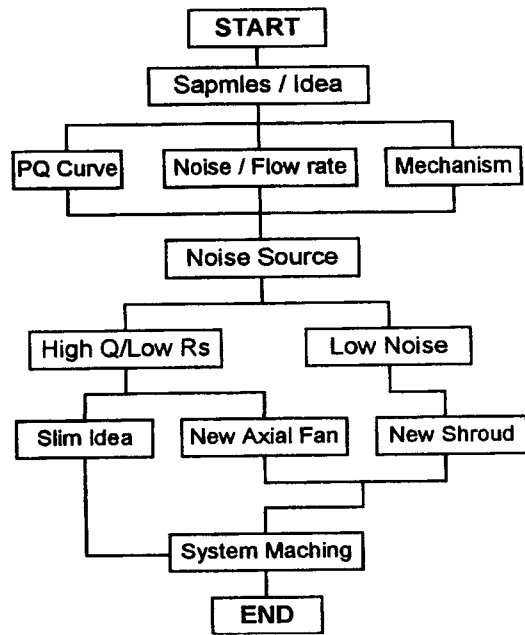


Fig. 2 Fluid noise reduction process

슈라우드와의 위치와 관련설계인자를 최적화하였고, 유로 구조의 개선을 통해 시스템저항의 저감하였다. 그리고 구조진동음의 저감은 압축기 소음의 효율적인 소음차단을 중심으로 연구를 수행하였는데, 효율적인 흡차음재의 설치구조와 이를 위한 방진고무의 재질 및 형상 등을 고려하였다.

Fig. 1은 분리형 RAC 실외기에 대한 개략도를 나타내는 것으로서 주요 부품으로는 축열 팬, 모터, 슈라우드, 압축기, 방진고무, 흡차음재, 열교환기, 그 외 흡입 및 토출배관 등이다.

Fig. 2는 실외기 송풍소음 저감 과정을 나타낸다. 기초실험을 통해 송풍소음의 인자별 민감도 분석을 수행하고, 고품량/저정압 연구분야로 시스템저항의 최소화과 고품량 팬을, 고품질/저소음분야는 슈라우드의 형상 등을 중심으로 연구를 수행하였다.

2. 소음원 규명

2.1 실외기 소음특성

실외기 저소음화를 위해서는 주요 성분인 송풍소음과 압축기 소음이 전체 소음에서 차지하는 비중에 대한 고려가 필요하다. 어떤 성분이 총합소음에서 얼마나 차지하느냐에 따라 연구의 방향과 방법이 결정되기 때문이다.

Fig. 3은 일반적인 RAC와 PAC 실외기의 총합소음을 팬과 압축기에 의한 두 성분으로 나누어 나타

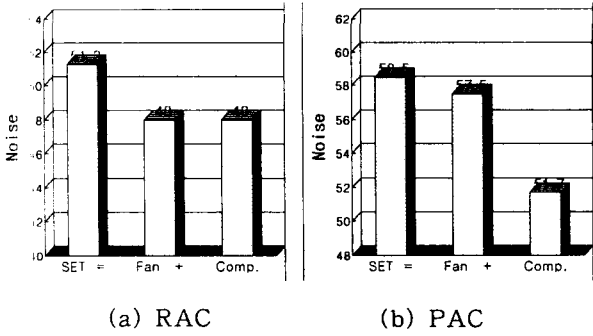


Fig. 3 Noise distribution

났다. PAC인 경우, 고품량으로 인해 유동소음이 전체소음의 80~90% 이상을 차지하고 있는 반면, RAC는 유동소음과 압축기 소음과 비슷하게 나타나고 있다. 따라서 PAC는 유동소음의 저감을 중심으로, RAC는 유동소음과 압축기 소음의 저감을 동시에 진행해야 함을 보여 준다.

2.2 Sound Intensity

음향 인텐시티 (sound intensity level, SIL)는 음의 크기만을 나타내는 음압(sound pressure level, SPL)과

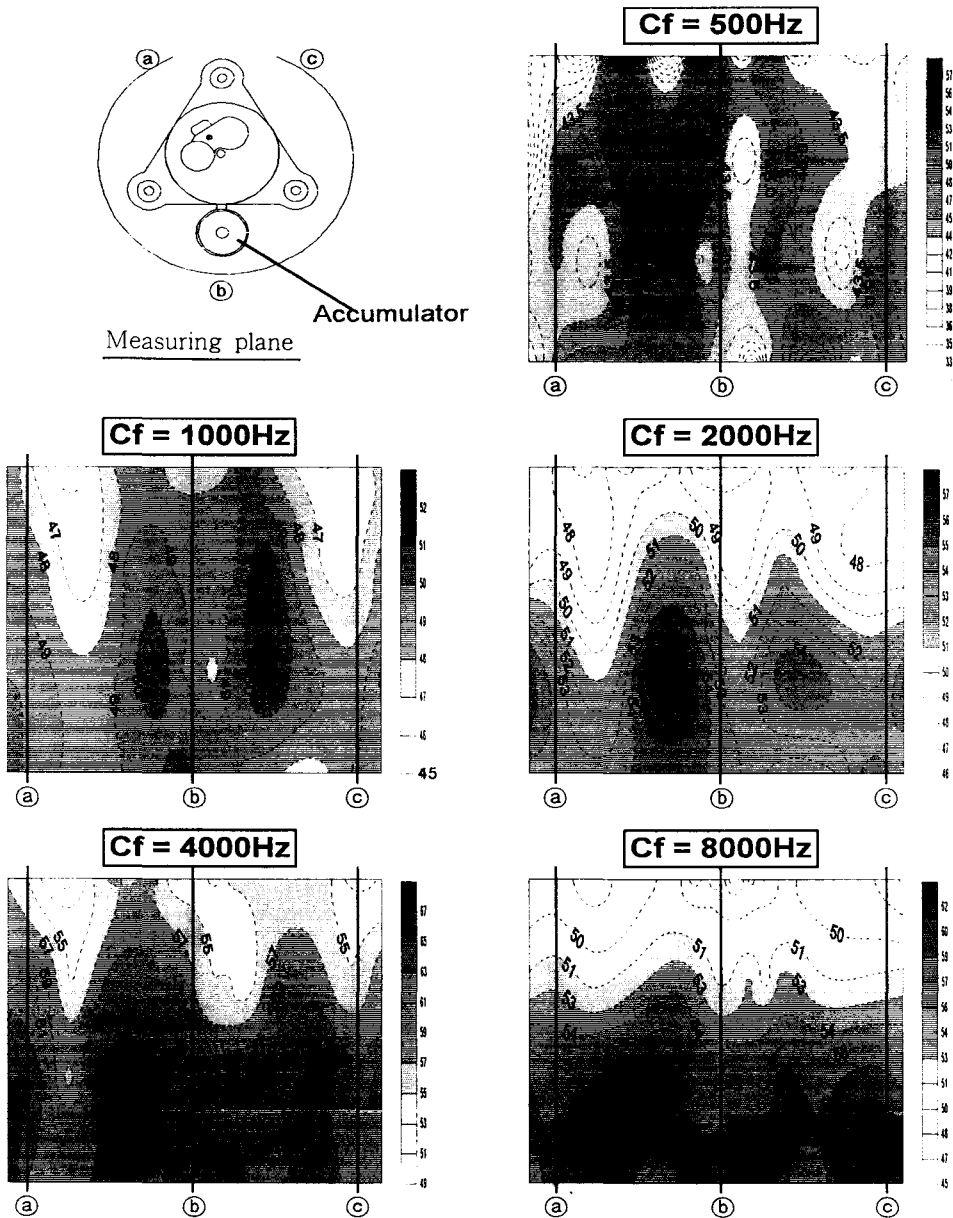


Fig. 4 SIL contour of the rotary compressor

는 달리 음의 크기와 방향의 벡터성분으로서 소음원의 위치를 보다 정확하게 규명할 수 있다. 음향 인텐시티는 단위 면적당 파워(power)이며, 압력(pressure)과 입자 속도(velocity)의 곱으로 다음과 같이 표현된다.

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

식 (1)에서 압력은 하나의 마이크로폰으로도 측정이 가능하나, 입자속도는 측정이 난해하기 때문에 두개의 마이크로폰을 이용하게 되며 오일러식에 의해 압력구배와 관련하여 계산되어진다. 따라서 주파수영역에서의 음향 인텐시티는 두개의 마이크로폰을 통해 측정된 크로스 스펙트럼(cross power spectrum, G_{AB})의 허수부(Im)와, 입자 밀도(ρ),

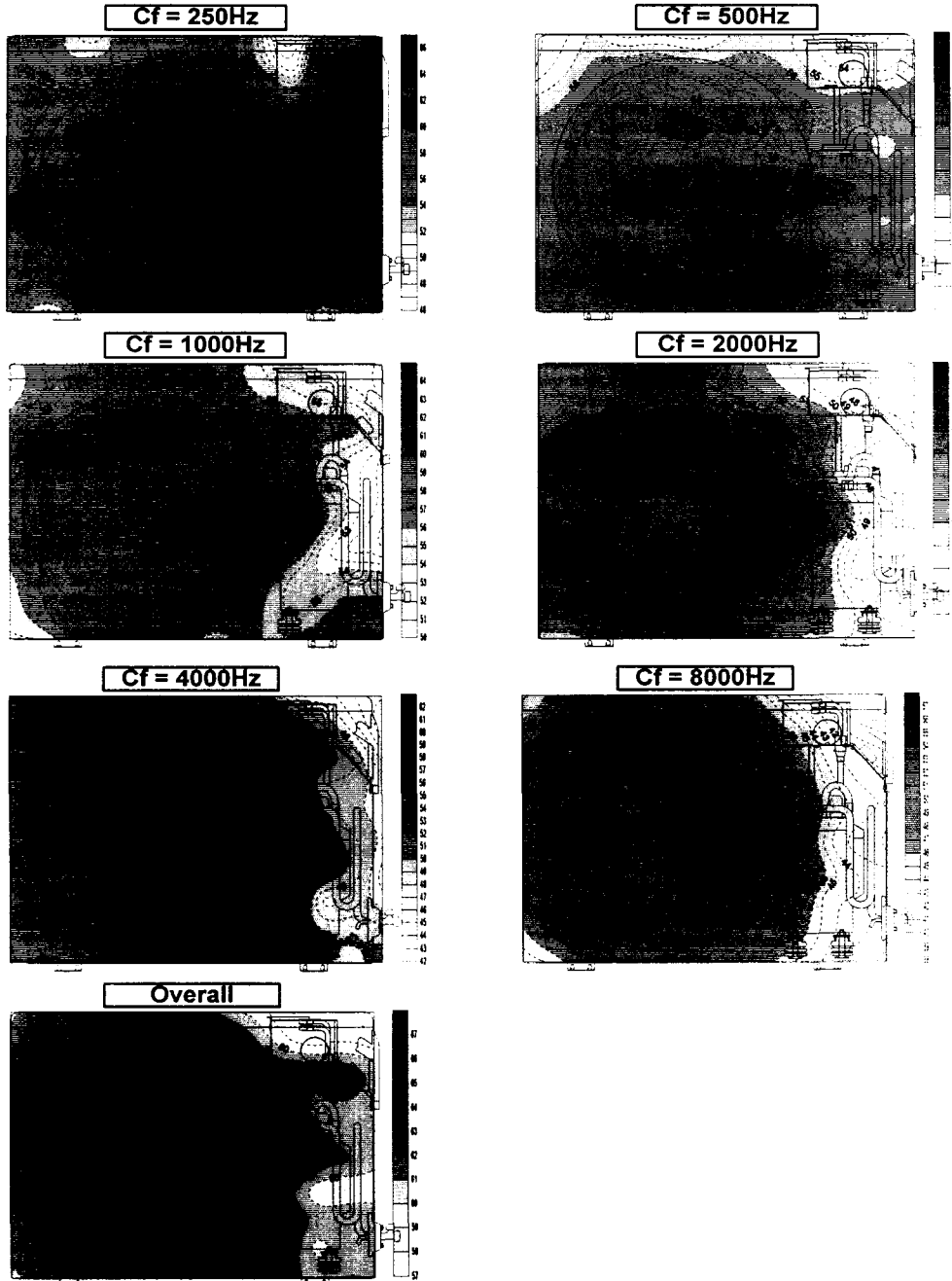


Fig. 5 SIL Contour at the Front Side in Outdoor Unit of RAC

주파수(ω), 두 마이크로폰 사이의 간격(r) 등으로 부터 구할 수 있으며, 이때 크로스 스펙트럼의 허수 부를 이용하는 것은 허수부가 무연관 신호를 배제할 수 있고, 반사파 등의 영향을 제거할 수 있기 때문이다.

다음 식 (2)는 두개의 마이크로폰으로부터 주파수 별 음향 인텐시티이다.

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

2.3 소음원 규명

실외기의 효과적인 소음 저감대책을 세우기 위해 가장 선행되어야 할 것은 소음원 규명이다. 본 연구

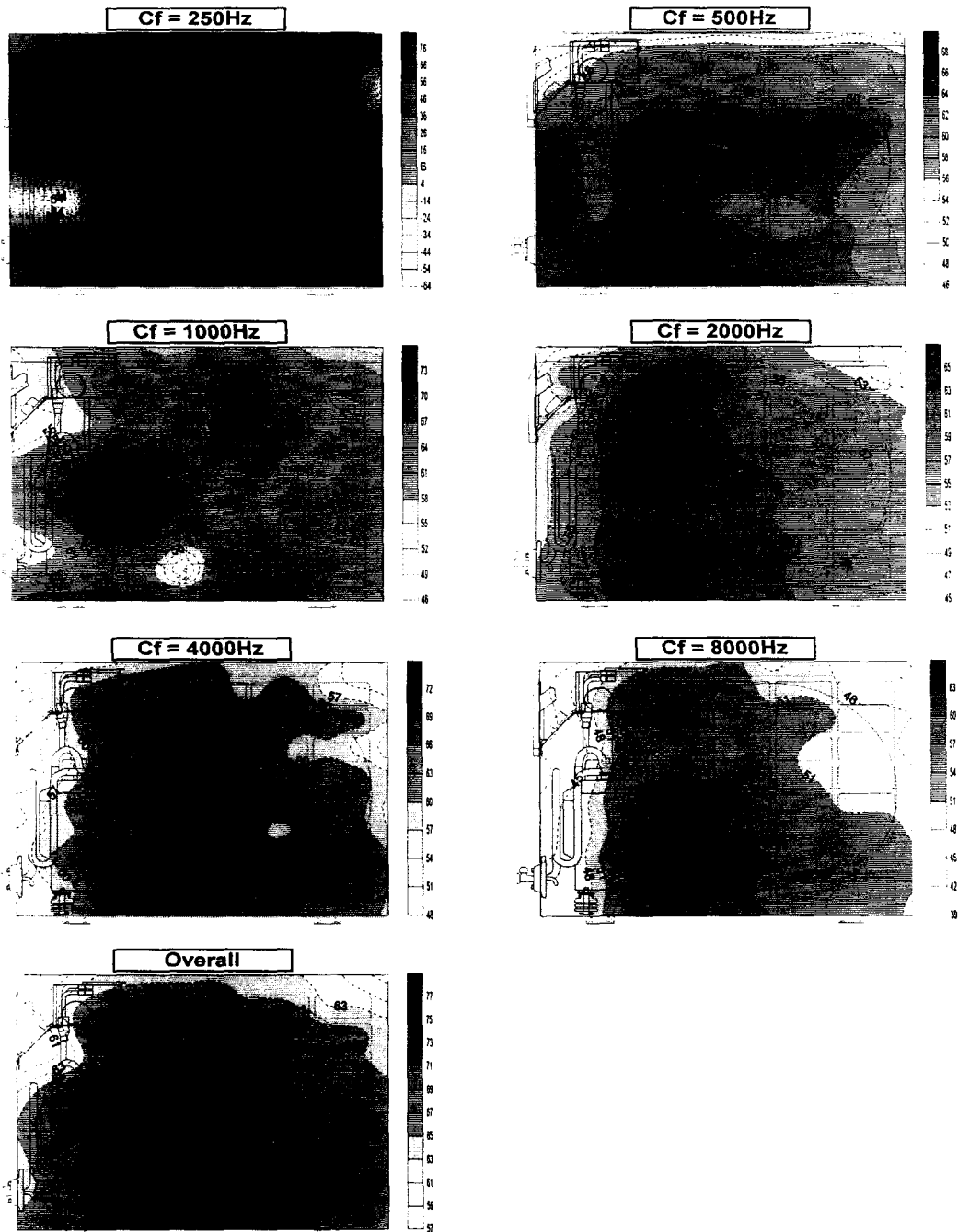


Fig. 6 SIL contour at the back side

에서는 이를 위해 실외기의 주요 소음원인 압축기 (rotary type) 단품과 실외기 SET에 대해 1/1 옥타브별 음향인텐시티를 측정하여 나타냈다.

Fig. 4는 압축기 단품에 대한 실험결과를 나타낸다. 중심주파수(Cf, center frequency) 500 Hz ~ 2000 Hz에서는 냉매가 압축기로 흡입되기 전 기체와 액체를 분리시켜 기상의 냉매만 유입되게 하는 기액 분리기(accumulator) 좌우측의 흡입 배관부 주변에 높은 소음원이 존재함을 알 수 있다. 또한 중심주파수 2000 Hz이상의 고주파영역에서는 압축기 하단부에서 가장 크게 발생하고 있다. 따라서 압축기 단품 소음의 저감을 위해서는 기액 분리기의 흡입부 좌우측과 압축기 하단부를 중심으로 흡차음 시방을 하는 것이 매우 효과적이라 할 수 있다.

Fig. 5~7은 실외기 전면(front side), 후면(back side), 그리고 측면(left side)에 대한 실험결과를 보여 준다.

실외기 전면에 대해서는, 중심주파수 250 Hz의 대역에서는 팬 끝단부와 압축기 주변에서 높은 소음

이 방사되고 있으며, 특히 압축기와 가까운 슈라우드 부분에서 가장 높게 나타나고 있다. 이와 같이 회전하는 웬에 있어서 회전축을 중심으로 소음원이 대칭을 이루지 못한 것은 압축기의 하단에서 발생되어 전달되는 소음이 보다 크기때문인 것으로 판단된다. 500 Hz 대역에서도 동일한 결과를 보여 주고 있다. 중심주파수 1000 Hz 대역이상의 영역에서는 주파수가 커질수록 웬을 중심으로 웬 끝단 즉 웬과 슈라우드사이에 보다 높은 소음원이 존재하고 있으며, 전면 case의 압축기에 대한 차음효과로 압축기 전면보다는 압축기와 가까이 위치한 슈라우드 부분에서 소음레벨이 크게 나타나고 있다.

실외기 후면에 대한 음향인텐시티 실험 결과, 저주파 영역인 중심주파수 250 Hz, 500 Hz에서는 소음원이 대체로 넓게 퍼져 있으며, 이는 웬과 열교환기에서 발생하는 흡입 유동 소음인 것으로 추정된다. 1000 Hz 대역에서는 전면에서의 결과와 같이 압축기의 상단좌측부에 큰 소음원이 존재함을 알 수 있으며, 2000 Hz이상에서는 공기유입을 위한 구

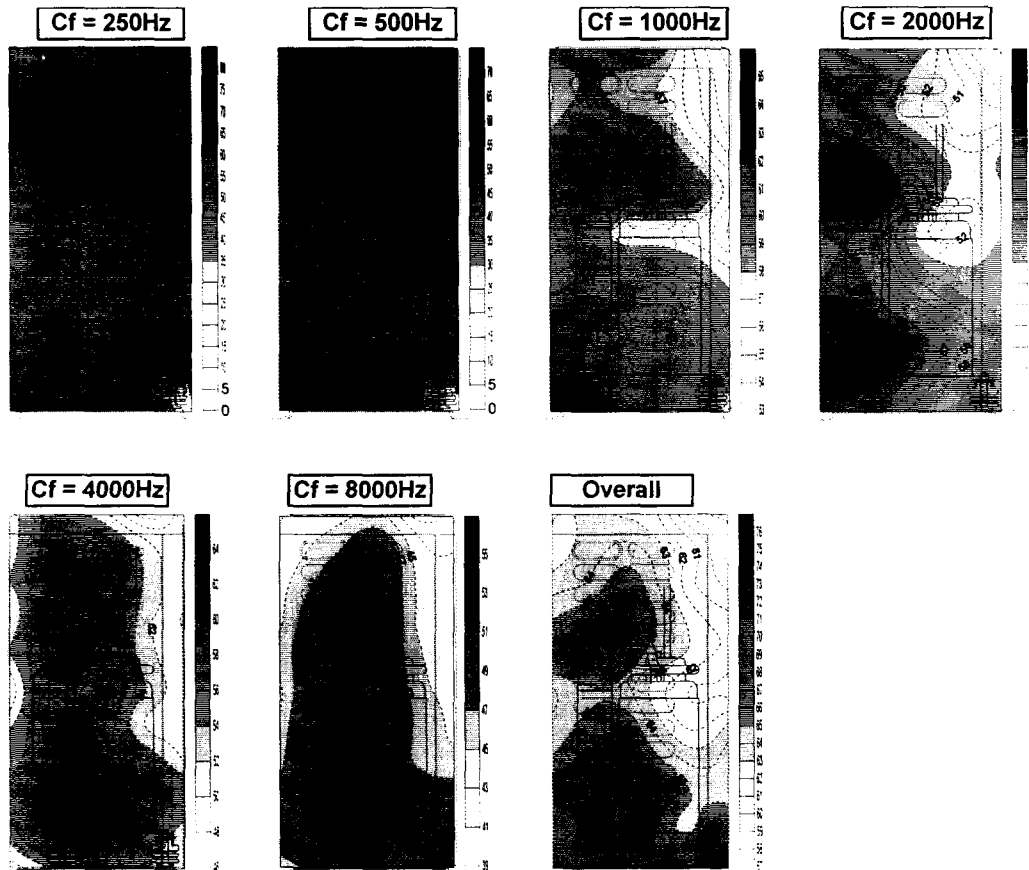


Fig. 7 SIL contour at the left side in outdoor unit of RAC

명을 통해 압축기 소음이 방사되며, 특히 압축기 하단부에서 소음원이 크게 분포되어 있음을 알 수 있으며 이는 overall의 결과와 비슷하다.

실외기 좌측면에 대한 실험결과, 중심주파수 250 Hz, 500 Hz 영역에서는 후면에서와 같이 소음이 고르게 분포되어 있으며 이는 주로 송풍소음의 영향인 것으로 판단된다. 송풍소음의 기여도가 작은 4000 Hz, 8000 Hz대역의 고주파영역에서는 압축기 하단부와 연결된 기액 분리기 흡입 배관에 높은 소음원이 존재함을 알 수 있으며 이는 압축기 단품소음의 실험결과와 잘 일치한다.

압축기 단품과 실외기 SET에 대한 음향인텐시티 실험결과, 중심주파수 500 Hz, 1000 Hz내외의 주파수 영역에서는 열교환기와 슈라우드 부근에 높은 유동소음원이 존재하고 있으며, 그 이상의 고주파 영역에서는 압축기 흡입배관과 기액 분리기 하단부에 소음원이 위치하고 있다. 따라서 저주파수 대역의 유동소음 저감을 위해 시스템저항 최소화, 고품량 팬설계, 슈라우드의 형상 등을 중심으로, 그리고 보다 고주파 영역인 압축기 소음의 저감을 위해서는 압축기 하단부에 대한 효율적인 흡차음 대책에 관해 연구를 진행하도록 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 송풍소음 저감

(1) 송풍소음

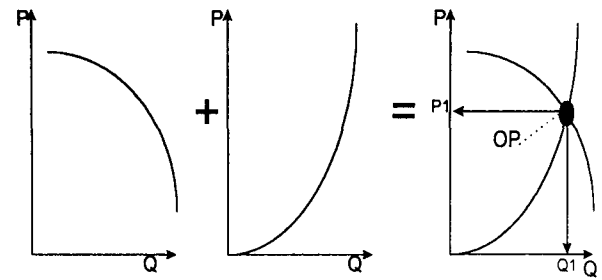
팬소음은 주파수 특성상 랜덤성분의 광대역 소음과 순음성분의 이산주파수 소음으로 구분되어진다. 이산주파수 소음은 인간의 청감을 자극하는 소음으로 주로 팬의 회전수(RPM)와 날개수(Z)에 의해 결정되는 BPF (blade passing frequency)와 이의 하모닉 성분으로 다음 식 (3)과 같이 표현된다.

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

여기서, $N : 1, 2, 3, 4, \dots$ (양의 정수)

이산주파수 소음에는 모터에 의한 전자기 소음도 포함되는데, 이에겐 전자기소음, 통풍소음, 그리고 기계소음 등 크게 3가지 성분으로 분류된다. 특히, 전자기소음은 자기소음과 2f 맥동음으로 나눌 수 있으며 2f 맥동음은 모터의 토크가 시간적으로 맥동하기때문에 발생하는 것으로 주로 단상 유도전동기에서 문제가 된다.

넓은 주파수영역에서 높은 소음에너지를 갖고 있는



(a) PQ curve (b) Sys. resistance (c) OP

Fig. 8 Flow rate at the operating point

광대역소음을 저감키 위한 가장 효과적인 방법으로는 시스템저항의 최소화과 고품량 저소음 팬의 설계를 들 수 있으며, 기타 슈라우드 관련인자에 대한 최적화 등이 고려될 수 있다.

(2) 시스템저항 저감

Fig. 8은 시스템저항과 팬의 성능곡선과의 관계를 나타내고 있다.

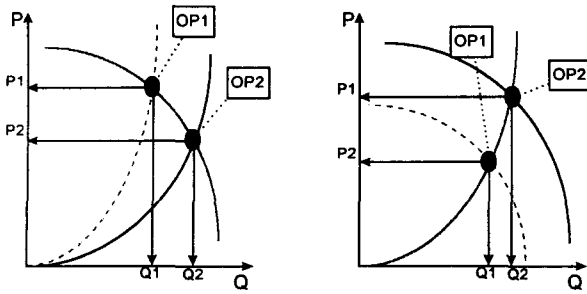
(a)는 특정 회전수에서의 팬 단품 성능인 풍량(Q)대 정압(P)을 나타내는 것으로 정압이 증가할수록 풍량은 작아지며, 정압이 작아질수록 풍량은 증가한다. 이러한 곡선은 팬과 기본 유로인 슈라우드에 의해 결정되는 성능으로서 팬 테스트에 의해 측정되어진다.

(b)는 시스템저항을 나타내는 것으로 주어진 열교환기, 유로 등에 의해 결정되는 하나의 저항체로서 단위는 팬의 성능곡선과 동일하다. 시스템저항은 풍량이 커질수록 함께 증가하게 되는데 동일 풍량에서 정압을 낮추는 즉, 시스템저항을 작게 하는 연구가 보다 중요하다.

(c)는 (a)성능의 팬을 (b)와 같은 시스템저항을 가지는 유로에 적용하였을 경우를 나타내는 것으로, 이때 만나는 점을 운전점(OP, operating point)이라고 하고, P 1과 Q 1은 이 팬-유로 시스템의 정압과 풍량이 되는 것이다.

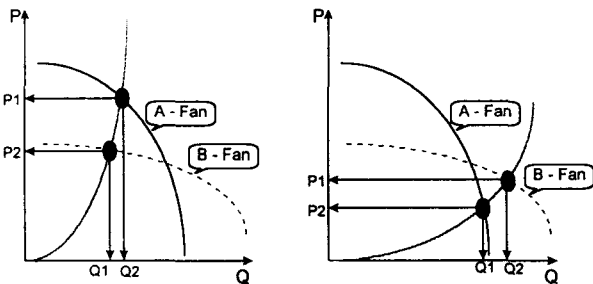
Fig. 9는 풍량을 증가시키는 2 가지 방법에 관한 것이다. (a)는 시스템저항을 낮추는 것에 관한 것인데, 동일 팬에 대해 시스템저항을 P 1에서 P 2로 낮아질 경우 풍량은 (Q 2-Q 1) 만큼 증가함을 나타낸다. (b)는 팬의 성능곡선을 향상시키는 것으로 동일한 시스템저항에서 팬자체의 최적설계나 슈라우드등에 관련된 인자연구를 통해 팬성능이 OP 1에서 OP 2로 개선될 경우 풍량은 (Q 2-Q 1)만큼 증가된다.

따라서 주어진 시스템에 적용 가능한 방법을 적절



(a) Reduction of Rs (b) Improvement of Fan

Fig. 9 Two types of study for high flow rate



(a) In the case of high Rs (b) In the case of low Rs

Fig. 10 System matching in two systems

히 선정하여 연구를 진행하는 것이 보다 효율적이다. 시스템저항과 팬의 성능곡선과의 관계에서 고려해야 할 또 한가지는 시스템 결합에 관한 것이다. 일반적으로 팬의 성능곡선 그 자체를 개선하거나 시스템 저항을 낮추는 데에는 한계가 있어 주어진 시스템 저항에 적합한 팬을 선정 또는 설계하는 것이 좋은 성능을 낼 경우가 있다.

예를 들면, Fig. 10은 2종류의 팬, 즉 고정압/저풍량인 A-팬과 저정압/고풍량인 B-팬과 2종류의 시스템저항을 나타낸다. (a)와 같이 시스템저항이 높을 경우 고정압/저정압인 A-팬이 풍량이 크고, 시스템저항이 낮은 경우 (b)인 경우, 저정압/고풍량의 B-팬이 풍량에 더 유리함을 알 수 있다. 따라서 시스템저항의 정도에 따라 적합한 성능곡선의 팬을 적절히 설계하여 서로 결합하는 것도 성능을 개선하는데 중요하다.

Fig. 11은 시스템저항에 대한 실험결과를 여러 제품들과 비교하였다. 실외기의 시스템저항을 결정짓는 주요 인자는 열교환기이며, 이의 면적, 관의 직경, 핀의 형상, 그리고 설치구조 등이 중요 변수이다. 그러나 열교환기의 면적과 핀 수 등은 요구되는 냉방능력의 성능과 직접적으로 연관되기 때문에 본

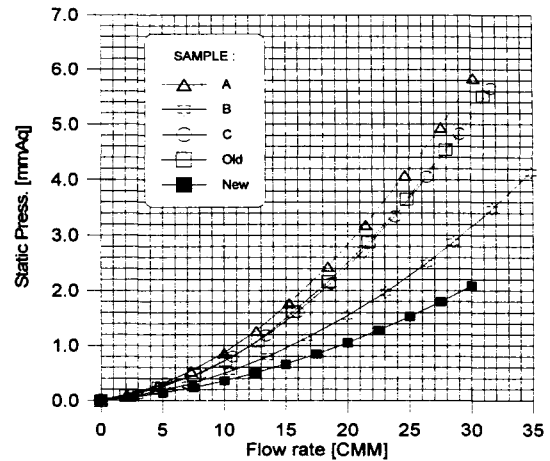


Fig. 11 Reduction of system resistance

연구에서는 설치구조 변경을 통해 시스템저항을 최소화하였다.

열교환기의 설치구조 변경을 통해 기존대비 약 50% 정도의 시스템저항을 저감하였으며, 이는 동일 체적과 전열면적을 유지하며 슬립화 설계를 통해 가능하였다. 이러한 시스템저항 저감은 풍량으로 환산 시 2.0 ~ 2.5 CMM의 풍량증가 또는 2.0 ~ 2.5 dB(A)의 소음저감 효과가 있게 된다.

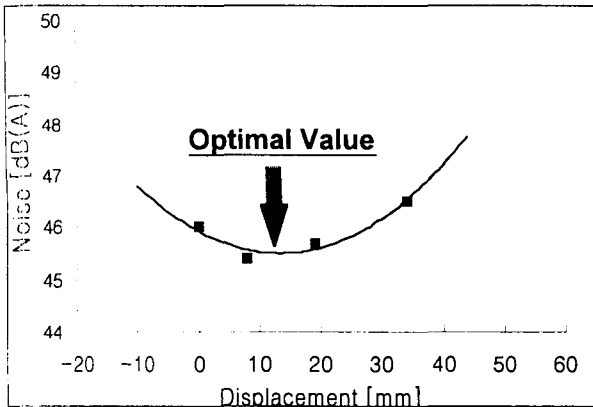
(3) 슈라우드인자의 최적화

실외기 전면에 대한 음향인텐시티 실험결과, 팬과 슈라우드 사이 높은 소음원이 존재함을 확인하였으며, 슈라우드에 대한 다양한 실험을 통해 민감도 인자 2가지를 도출하였는데 이에 대한 세부실험을 수행하였으며 이의 결과를 Fig. 11 ~ Fig. 12에 나타냈다. Fig. 11은 팬-슈라우드간의 상대적 위치에 대한 실험결과로서 동일 풍량에서의 소음을 나타내고 있다. 최소의 소음성능을 가지는 최적치는 10 ~ 15 mm이며, 이 값과 멀어질수록 소음이 증가함을 알 수 있다. 실험에 고려된 인자의 범위내에서 최고 1.0 ~ 2.0 dB(A)의 차이를 보이고 있다.

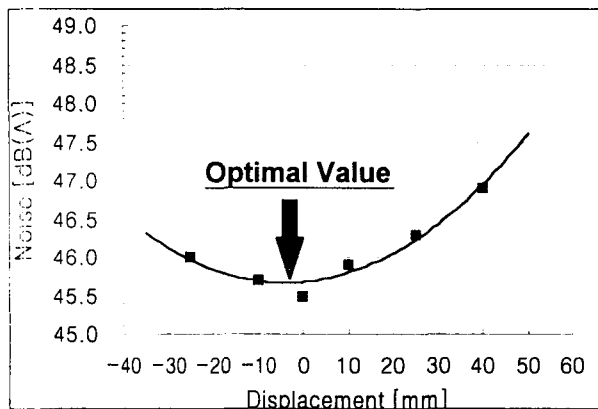
Fig. 12는 슈라우드의 특정부위의 변화에 따른 실험결과로서, -10 ~ 10 mm의 범위가 최적치임을 알 수 있으며 고려된 인자의 범위내 최고 2.0 ~ 2.5 dB(A)의 차이를 나타내고 있다.

또한 이외에도, 팬의 형상 변경 및 팬-시스템저항과의 적절한 시스템결합을 통해 약 2.0 ~ 2.5 dB(A)의 저감효과를 거둘 수 있었다.

이상의 여러 송풍소음 저감에 관한 연구결과, 총합 소음 약 4~5 dB의 저감효과를 거두었으며 이에 대한 소음 스펙트럼을 Fig. 13에 나타냈다.



(a) Distance between shroud and fan



(b) Depth of shroud

Fig. 12 Noise variation along the parameter of shroud

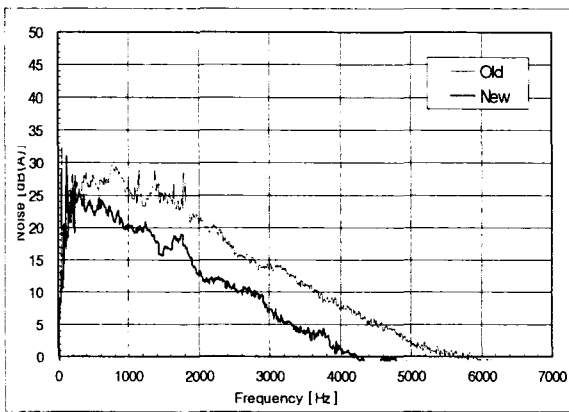


Fig. 13 Reduction of air-born noise(with fan)

3.2 압축기소음 저감

실외기 소음의 이산주파수 성분인 압축기 소음저감을 위해 효율적인 흡차음 대책을 연구방향으로 선

정하였으며, 크게 2가지로 방진고무 형상과 흡차음재 구조에 대해 연구를 진행하였다.

(1) 방진고무

압축기의 방진고무는 진동절연을 목적으로, 이의 진동이 배관이나 베이스 팬 등을 통해 기타 구조물로 전달되는 것을 억제하여 2차 구조진동음의 발생을 방지하기 위한 것이다. 일반적으로 방진고무는 압축기의 가진 주파수와 공진회피, 진동전달을 최소화 등을 중심으로 방진고무의 주요 재질이나 형상에 따른 비선형 구조해석과 실험분석 등을 중심으로 연구가 진행되고 있다. 방진고무의 재질별 또는 형상별 연구결과, 진동전달율의 저감은 두드러졌으나, 소음에는 큰 영향이 없었으며 이는 진동전달을 통한 구조진동음의 발생이 실외기 전체소음에 크게 기여하지 않기 때문인 것으로 판단된다.

따라서 본 연구에서는, 음향인텐시티를 통해 규명된 압축기 하단부의 소음원에 대해 효과적인 소음차단을 목적으로 방진고무의 형상을 재설계하였으며, 또한 주요 소음원인 기액 분리기를 차음하기 위해 압축기의 위치를 변경하여 약 2.0 ~ 2.5 dB(A)의 저감 효과를 거둘 수 있었다.

(2) 흡차음재 구조

일반적인 흡차음재는 크게 두 부분으로 압축기와 접하는 면의 내부 흡음재와 외부 차음재로 이루어진다. 다양한 재질의 흡차음재에 대한 분석을 위해 간이 차음실험장치(800 × 200 × 160)를 구성하여 차음율을 측정하였다. 시편을 장착한 후 반대편에서 백색 잡음으로 가진하여 차음율을 측정하였으며 정량적 측정보다 상대적 비교를 위한 데이터로 활용하였다.

압축기 소음을 저감하기 위한 또 다른 방법은 흡차음재의 설치구조이다. 즉 음향인텐시티를 통해 규명된 특정부위의 소음원을 중심으로 흡차음재로 집중적으로 시방하고, 보다 효율적인 흡차음재 구조를 통해 압축기 소음을 크게 저감할 수 있었다. 특히 압축기와 흡차음재 사이에 적절한 공기층을 두는 것은 압축기의 진동이 흡차음재를 통해 외부로 전달되는 것을 방지할 뿐만 아니라 공기층의 자연감쇠 효과도 얻을 수 있었으며, 이상의 결과를 통해 약 4~5 dB(A)정도 저감할 수 있었다.

Fig. 14는 송풍소음과 압축기소음 저감연구 결과를 모두 적용한 실험결과를 나타낸다. 광대역 소음 성분과 이산주파수소음의 피크 성분들이 크게 감소함을 알 수 있으며, 총합소음 약 4~5 dB(A) 이 저감되었다.

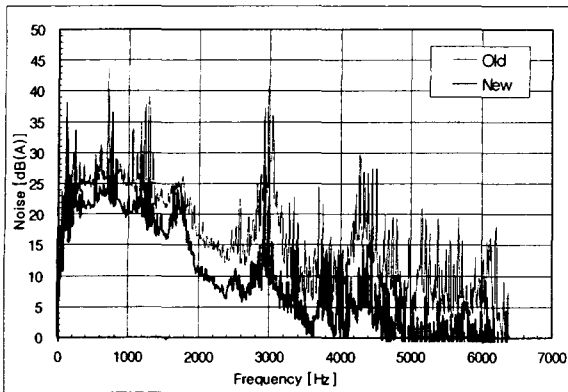


Fig. 14 Reduction of set noise (with fan and compressor)

4. 결론 및 향후과제

4.1 결론

음향인텐시티를 이용하여 실외기 SET와 압축기 단품에 대한 소음원을 규명하여 효율적인 소음저감 과정을 확립할 수 있었다. 송풍소음 저감을 위해 열교환기의 설치구조 변경에 의한 시스템 저항 최소화, 고품량 저소음 팬설계 및 슈라우드 관련인자의 최적화 등을 수행하였으며 그 결과, 약 4~5 dB 저감되었다. 또한 압축기소음 저감을 위한 효율적인 흡차음 연구를 통해 약 4~5 dB가 저감되었으며, 이는 방진고무 형상변경과 흡차음 설치구조 변경에 의한 것이다.

이상의 결과를 통해 실외기의 총합소음 약 4~5 dB(A)의 저감효과를 거두었으며 이는 광대역 성분과 이산주파수 성분에 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 연구와 구조진동이 소음에 미치는 영향을 정량적으로 평가할 수 있는 SEA (statistical energy analysis) 기법 도입 등이 요구되어진다.

참고문헌

- (1) Lewis H. Bell, Douglas H. Bell, 1994, "Industrial Noise Control", Marcel Dekker Inc..
- (2) "Noise Reduction in Propeller Fans for Air Conditioners", 1990, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Vol. 27, No. 3, pp. 267~272.
- (3) "Low Noise Fans for Air Conditioners", 1989, National Technical Report, Vol. 35, No. 6, pp. 94~100.
- (4) "Development of Horizontal Scroll Compressor in Air Conditioner for Stores", 1996, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Vol. 33, No. 2, pp. 86~89.
- (5) "Noise Reduction of Rotary Compressors for Air Conditioners", 1990, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., Vol. 27, No. 2, pp. 162~168.
- (6) "Ranking of Compressor Station Noise Sources using Sound Intensity Techniques", 1998, Noise and Vibration Control worldwide Surrey, UK, The Trade & Tecnical Press Ltd, Vol. 19, No. 2.