

# 에어콘의 소음저감 문제

김 장 권

## Noise Reduction Problems of Air-Conditioner

Jang-Kweon Kim



- 김장권 ((주)금성사 생활시스템 연구소)
- 1960년생.
- 유체역학에서의 난류해석을 전공하였으며, 가전제품관련 공기유동소음에 관심을 가지고 있다.

### 1. 머리말

지금까지 국내 에어컨의 보급현황은 꾸준히 신장되어 왔으나, 최근들어 전력 수급현황이 여의치 않아 정부의 강력한 절전운동이 전개됨에 따라 판매시장이 크게 위축되고 있다. 그러나 전력수급 여건이 정상적으로 조성되기만 하면, 소비자들의 경제수준의 향상 및 의식 변화로 인해 하절기에 쾌적냉방을 선호하기 때문에 급속히 판매가 호전될 전망이다. 또한 최근들어 RAC(room air-conditioner)의 보급은 고가이면서 고급품 선호추세이고, PAC (package air-conditioner)의 경우 종래의 업소용 판매 중심에서 일반주택 및 아파트 거실용으로도 설치되는 비율이 점차 증대되고 있다. 이에 따라, 소비자들은 상품구입시 디자인, 성능 및 기능 그리고 운전소음 정도를 면밀히 검토하여 취사 선택하여야 하며, 특히 거실내에서 TV 시청 및 오디오 청취 등에 민감한 영향을 주지 않는 소음 수준의 상품을 구입하여야 한다.

한편, 소음을 현전히 저감하기 위해서는 상품의 원가상승, 고효율화 및 상품의 외곽 크기 콤팩트(compact)화에 제약을 받기 때문에, Q(품질 : quality), C(가격 : cost), D(납기 : delivery)를 만족하는 기술개발과 상품개발의 노력이 매우 필요하게 된다. 따라서 국내·외 가전업체에서는 소음을 줄이기 위한 심도있는 연구가 많이 진행되고 있으며, 이를 반영한 상품 출시도 매우 빠르게 변화하고 있는 추세이다.

이 글에서는 에어컨 저소음화에 관련한 각종 기술자료 및 논문들을 토대로 하여 가정용 에어컨에서의 소음발생의 종류 및 각각의 소음발생 원인에 대해 소개하고, 그 저소음화 대책 기술 동향을 매우 제한된 범위 내에서 서술하였다.

### 2. 전기기기의 소음평가와 목표 소음 레벨<sup>(1)</sup>

소음을 평가하는 지표로서는 인간의 감각의 영향을 가미한 것으로, 음의 크기를 의미하는 소음레벨이 현재에도 사용되고 있다.

이 소음레벨은 인간이 느끼는 음의 크기(감각량)가 물리량인 음의 세기(단위면적당 음향파워(power) -  $W/m^2$ )의 대수치에 거의 비례하는 것도 500Hz 이하의 저주파와 5 kHz 이상의 고주파음이, 그 사이에 있는 주파수의 음과 비교하여 동일한 세기의 음에서도 작게 들리는 것을 고려한 것이기 때문에, dB(A)의 단위가 사용된다.

전기기기에서 발생하는 소음을 표 1에서 나타낸 소음레벨을 사용하여 평가할 경우, 목표소음을 달성하지 못하는 경우에는 저소음화를 시도할 필요가 있다. 그 목표소음은 그 기계를 사용할 환경과 각종 소음 규제치를 고려하여 접근시켜야 한다. 예를 들면, 설정기준에 대응한 목표 소음레벨을 고려할 때, 가장 낮은 경우가 휴식과 수면에 방해받지 않는 30dB(A) 이하에서는 냉장고나 에어컨 등의 심야 운전의 가전제품이 이에 해당되고, 대화나 전화통화를 방해받지 않는 50~55 dB(A) 이하의 사무실에서 사용하는

것은 업무용 에어컨과 OA기기가 있다. 특히 저소음화에 대한 요구가 강한 가전제품에서는 이미 그 목표를 달성한 제품이 많으나, 저소음화 기술은 제품의 콤팩트(compact)화와 고성능화를 동시에 시도하는 방향으로 이루어져야 하기 때문에, 지속적으로 연구되어야 한다.

### 3. 에어컨에서의 소음발생 분류

에어콘에서 발생하는 주된 소음원로서는 크게 송풍기(fan)소음, 전동기(motor)소음, 압축기(compressor)소음, 열교환기 등을 거치면서 발생하는 송풍유로소음 및 냉매유로에서 발생하는 냉매순환 소음, 그리고 시스템(system)의 진동 등에 의해 발생하는 소음 등으로 분류할 수 있다. 이 글에서는 이들 소음원 중에서 가장 크게 문제시되는 송풍기 소음, 송풍유로 소음 및 전동기 소음에 대하여 소개하고자 한다.

#### 3.1 송풍기 소음<sup>(2)</sup>

일반적으로 송풍기(fan) 소음을 분류하면 그림 1과 같이 나타낼 수 있다.

그림 1에서 유체소음은 광대역 소음(broad band frequency noise)인 난류소음과 이산주파수 소음(discrete frequency noise)인 회전소음으로 크게 나눌 수 있다. 난류소음은 그림 2와 같이 임펠러(impeller)의 익

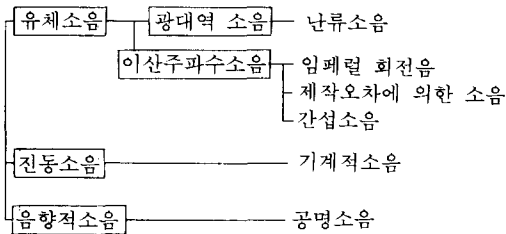


그림 1 송풍기(fan) 소음의 분류

표 1 전기기기의 목표 소음레벨

설 정 기 준	소음레벨	해 당 제 품
영구 난청을 일으키지 않을 경우	80dBA 이하	공장 설치기기
시끄러움의 허용한계	65dBA 이하	공장내 사무실 설치기기
전화청취를 방해받지 않을 경우	55dBA 이하	사무실에서 짧은시간 운전하는 기기
TV청취, 대화가 방해받지 않을 경우	50dBA 이하	사무실에서 연속운전하는 기기
Relax감을 방해받지 않을 경우	40dBA 이하	거실에서 연속운전하는 기기
휴식, 수면을 방해받지 않을 경우	30dBA 이하	심야 운전의 기기

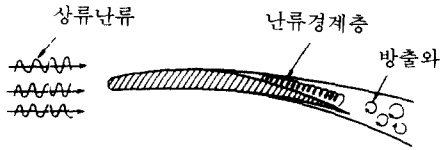


그림 2 광대역 소음의 발생요인

(blade)에서의 유동의 박리(separation), 익 후류(wake)의 와(渦; vortex) 및 임펠러 흡입측의 장애물에 의한 익 상류(upstream)에서의 난류 등의 요인으로 익면에서의 압력변동이 일어나, 그로 인해 발생하는 음으로서 광범위한 폭을 갖는 주파수 대역의 소음이 된다.

또한, 이 소음은 임펠러에서 공기가 토출될 때, 취출구에서 유동이 박리를 수반하는 와(vortex)도 난류음 발생의 원인이 된다. 한편, 회전음은 난류가 큰 상태로 임펠러에 유입될 경우 임펠러에서 유출된 후류(wake)와 케이싱(casing), 설부(舌部; cutoff)와의 간섭에 의해 발생하는 음으로서, 초당 회전수(revolution per second)와 익매수의 곱을 기본 주파수로 하는 고주파 성분의 이산주파수 음이 된다. 또한, 이같은 이산주파수 소음은 임펠러의 제작오차 및 간섭소음에 의해서도 기인된다. 이 밖에도 송풍기 소음은 익(blade)의 치수 변형 등으로 인한 진동소음 및 공명소음과 같은 음향적 소음이 포함될 수 있다.

### 3.2 송풍 유로계 소음

송풍유로계 소음은 주로 공기가 열교환기를 통과할 때 발생하는 소음과 캐비넷(cabinet) 내의 유로저항체에 부딪쳐 발생하는 소음 및 공명소음 등으로 구성되며, 송풍기와 근접한 부분에서는 특히 이상음이 발생되기 쉽다.

### 3.3 전동기 소음<sup>(3)</sup>

전동기(motor)에서 발생하는 소음, 진동을 원인별로 분류하면 그림 3과 같이 요약할

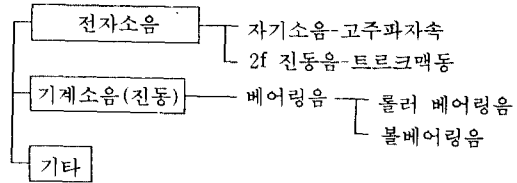


그림 3 전동기 소음, 진동의 분류

수 있다.

그림 3에서와 같이 전자(電磁) 소음은 크게 고조파자속(高調波磁束)에 의한 자기(磁氣)소음과 토크(torque) 맥동(脈動)으로 인한 2f 진동음으로 나눌 수 있다. 자기소음은 유로 전동기의 경우 고정자(固定子)와 회전자(回轉子)의 공극(空隙) 내에 권선(卷線)과 회전자의 도체의 전류에 의해 회전력을 발생하는 기본파 이외에 권선 분포에 기인하는 기자력고조파(起磁力高調波) 편심에 의한 편심고조파(偏心高調波), 철심(鐵心)의 포화에 의한 포화고조파(飽和高調波) 및 전압과 권선을 포함한 각부의 불평형에 의한 고조파 등 다수의 공간 및 시간 고조파 자속이 존재하게 되어 이런 고조파에 의한 자속의 상호작용에 의해 생기는 전자력이 유도전동기의 고정자와 회전자에 작용하여, 고정자 또는 회전자가 반경방향으로 진동시 그것이 구조부재(構造部材)를 진동시켜 발생하는 소음을 말한다.

한편, 2f 진동음은 전동기의 토크(torque)가 시간적으로 맥동하기 때문에 발생하는 것으로, 주로 단상유도 전동기에서 문제가 된다. 2f 진동음은 발생하는 주파수가 전원주파수(f)의 2배로서 편의상 2f 진동이라 하고, 60 Hz 지역에서는 120 Hz가 된다. 이 진동음은 전동기 자체로서보다는 상품에 장착하였을 때 전동기의 맥동토크가 전달되어 문제가 되는 경우가 더 많으며, 일단 발생한다면 모터와 이것이 장착된 상품의 설계 변경을 행하지 않는 한 개선하는 것은 어렵게 된다.<sup>(5)</sup>

기계소음에는 베어링(bearing)음이 지배적

이며, 이 베어링음에는 롤러(roller) 베어링 음과 볼(ball) 베어링음이 포함된다. 롤러 베어링음은 소형 전동기에서 롤러 베어링을 사용한 경우 축(軸; shaft)과 베어링 사이의 간격에 자기적 불평형이 존재할 때, 축이 불규칙한 운동을 하여 발생하는 소음이다. 축과 베어링 사이에서의 마찰에 의한 음은 음향기기 이외의 소형 전동기에서는 문제가 되는 경우는 적다.

볼 베어링음은 베어링을 볼 베어링으로 사용할 때 표면에 상처가 있는 경우와 윤활제로 그리스(grease)를 사용할 때에 소음 이외에, 볼베어링이 전동기를 구성하는 부품에 비교하여 예상외로 약한 탄력작용을 갖기 때문에, 축방향과 반경방향으로 저주파수의 진동을 일으켜, 축방향으로 회전자가 공진하는 이상음 등이 그 일례가 된다.

#### 4. 각 소음원에 따른 저소음화 대책기술

##### 4.1 공력성능(空力性能)의 상사법칙과 송풍기 소음의 예측<sup>(8)</sup>

송풍기가 기하학적으로 상사형인 경우에는 다음과 같은 상사법칙이 성립한다.

$$\text{풍량} : \frac{Q}{Q_o} = \left[ \frac{N}{N_o} \right] \cdot \left[ \frac{D}{D_o} \right]^3 \quad (1)$$

$$\text{압력} : \frac{Pt}{Pt_o} = \left[ \frac{N}{N_o} \right]^2 \cdot \left[ \frac{D}{D_o} \right]^2 \quad (2)$$

$$\text{동력} : \frac{Ls}{Ls_o} = \left[ \frac{N}{N_o} \right]^3 \cdot \left[ \frac{D}{D_o} \right]^5 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{소음} : S_t &= S_{t_s} + 10 \log_{10}(Q \cdot Pt^2) \\ &= S_{t_s} + 10 \log_{10} \left[ \frac{N}{N_o} \right]^5 \\ &\quad + 10 \log_{10} \left[ \frac{D}{D_o} \right]^7 \\ &\quad + 10 \log_{10} \left[ Q_o \cdot Pt_o^2 \right] \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,  $Q$ 는 풍량( $m^3/min$ ),  $Pt$ 는 전압( $mmAq$ ),  $N$ 는 회전수( $rpm$ ),  $D$ 는 임펠러 외경( $m$ ),  $Ls$ 는 축동력( $Watt$ ),  $S_t$ 는 소음레

벨( $dB$ ),  $S_{t_s}$ 는 비소음레벨( $dB$ ), 첨자  $o$ 는 기준 송풍기의 수치를 나타낸다.

송풍기 소음을 예측할 수 있는 식 (4)에서와 같이, 송풍기 소음은 회전수의 5승에 비례하게 되지만, 회전수를 변화시켰을 때의 과거의 데이터(data)를 비교해 보면, 5승보다는 오히려 6승에 비례하는 것으로 계산한 경우가 실제에 더 잘 맞기 때문에, 일반적으로는 식 (4)의 회전수 부분을 6승으로 계산하는 일이 많다. (그림 4참조)

$$\begin{aligned} S_t &= S_{t_s} + 10 \log_{10}(Q_o \cdot Pt_o^2) \\ &\quad + 10 \log_{10} \left[ \frac{N}{N_o} \right]^6 \\ &\quad + 10 \log_{10} \left[ \frac{D}{D_o} \right]^7 \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)에 의하면, 회전수를 10% 변화시킬 때 2.75 $dB$ , 20% 변화시키면 5.81 $dB$ 를 변화시킬 수 있으며, 송풍기 외경을 10% 변화시키면 3.2 $dB$ , 20% 변화시키면 6.78 $dB$ 를 각각 변화시킬 수가 있다.

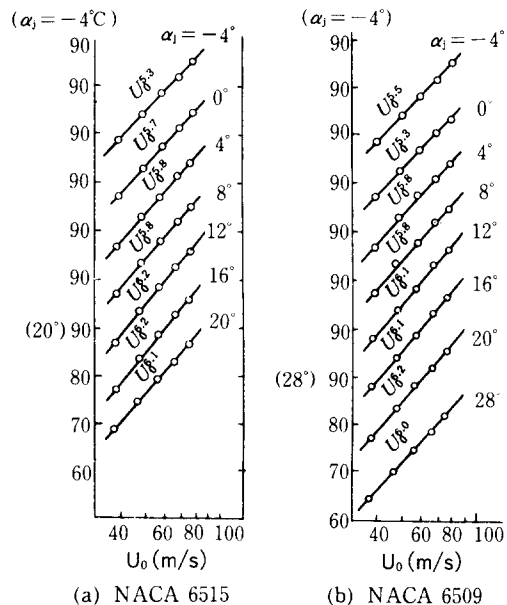


그림 4 익통과 유속과 소음세기의 관계<sup>(1)</sup>

4.2 송풍기 저소음화 기술

(1) 송풍기(fan)의 성능 향상

일반적으로 송풍기 소음을 낮추기 위해서는 송풍기 자체의 비소음 레벨을 낮추는 것과 유닛(unit) 기내(機內)저항의 저감이 중요하다. 송풍기 단품의 성능 및 소음은 직경을 크게 하는 것이 일반적으로 유리하다. 그러나 송풍기와 열교환기와와의 거리가 작게 되면, 역으로 와(渦)의 발생 등 소음에 악영향을 미치게 된다. 따라서 수 개씩의 송풍기를 제작하여 시험을 한 다음, 최적인 송풍기 크기를 결정하여야 한다. 또한 익근(翼根)형상은 익에서 흐름의 박리(剝離)와 후류(wake)의 와(渦)를 억제하고, 난류(亂流)를 적게 하기 위해 익 휨각을 크게 하고, 현(弦) 길이(chord length), 익 후연(trailing edge)의 형상 등을 최적화하는 방향으로 하여야 한다.

(2) 벨마우스(bellmouth) 내경의 확대

벨마우스 내경을 확대시키면 임펠러로 흡입되는 풍속을 낮출 수 있고, 벨마우스의 곡률형상 곡률을 크게 하여 임펠러로 흡입되는 공기의 유입을 부드럽게(smooth) 하면 소음저감에 효과가 있다.

(3) 회전소음의 저감

송풍기는 일반적으로 익근의 매수와 회전수에서 발생하는 회전소음을 포함하므로 이 소음을 저감하기 위해서는 익근 매수를 조정하거나 또는 익근 취부시 피치(pitch)를 부등간격 피치로 하여 위상을 변경시켜야 한다. 한편, 임펠러 케이싱과 임펠러 외경과의 최소틈새인 설부(舌部)의 간극을 공력성능의 저하가 없는 최소틈새로 최적화하여 회전소음(blade passing frequency)을 저감시켜야

한다.

(4) 실내기 유닛(unit) 기내저항의 저감<sup>(6)</sup>

유닛 내 열교환기, 필터(filter), 취출구 판넬(panel) 및 유로 등의 설계에 따라 송풍기 설계시 정압이 작게 되면, 보다 낮은 회전수 조건에서 적은 모터(motor) 출력을 필요로 하여 저소음, 고효율화에 호조건이 된다. 이를 해결하기 위해서는 유닛 내 부품들의 내용을 조정하여 기내저항을 줄여야 한다. 열교환기와 취출구 판넬의 저항은 전체 저항의 약 80%를 점하고 있기 때문에, 이의 저항을 줄이기 위해서는 열교환기 면적을 최대한 확보하면서 열수를 최대한 감소시키는 방향으로 설계하여야 하며, 취출구 설계시는 코안다(coanda)효과를 이용한 저항이 적은 풍향 가변구조를 설치해야 하고, 냉온풍의 도달거리의 시뮬레이션(simulation)과 시험을 반복하여 바람의 취출 풍속과 풍량을 최적화시켜야 한다.

(5) 송풍기 저소음화 예

1) 저소음 터보 송풍기의 설계<sup>(6)</sup>

표 2는 저소음 터보 송풍기의 치수 비교로서, 임펠러의 직경 및 익근 폭이 커지면서 익근 매수도 줄어들어, 익 사이의 유로면적이 확대된 결과 송풍기의 비소음레벨을 종래 대비 약 4dBA 낮출 수가 있었으며, 또 표 3과 같이 에어컨 실내기 유닛(unit)에 접목시킨 결과 종래 대비 약 4~6dBA로 저감되었다.

2) 저소음 축류(軸流) 송풍기의 설계<sup>(7)</sup>

그림 5는 축류형 송풍기(axial fan or propeller fan)를 저소음으로 설계한 경우로서 그림 6에서 알 수 있는 바와 같이, 유량과 압력특성은 익 사이 흐름의 유선과 익축(翼

표 2 송풍기 사양 비교

	외경(mm)	내경(mm)	익근출구폭(mm)	익근 매수
신규 임펠러	φ 440	φ 367	110	8
종래 임펠러	φ 370	φ 280	100	13

표 3 에어콘 실내기 유닛(unit) 소음비교

	신규 유닛	종래 유닛
급풍(急風) dBA	37	43
약풍(弱風) dBA	31	35

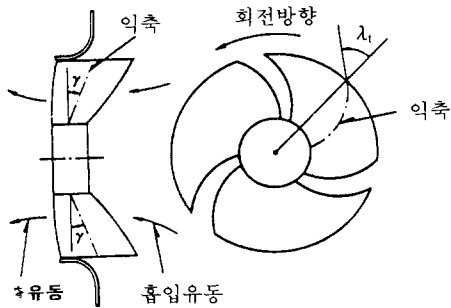


그림 5 저소음 축류 송풍기

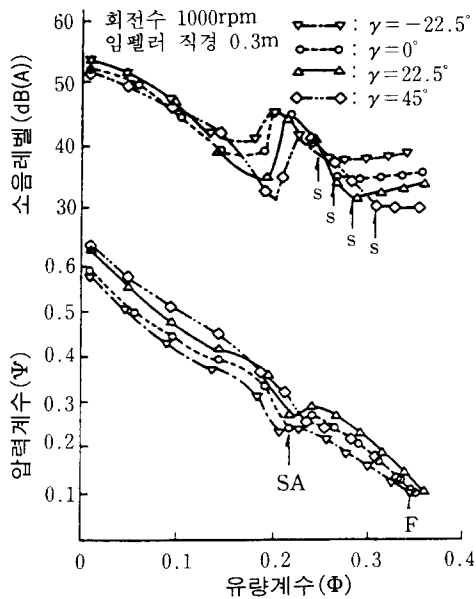


그림 6 유량, 압력, 소음특성에 미치는 전경각의 영향 ( $\lambda_1 = 50.4^\circ$ )

軸)이 모두 직교하는 전경각(前傾角)  $r = 22.5^\circ$ 시 동작점(S점)에서 최고가 되어, 익의 흡입방향으로 전경(前傾)이 유량, 압력특성의 개선에 유효하며, 아울러 소음에 있어서

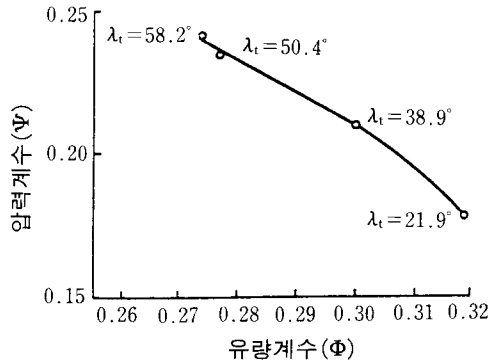


그림 7 최소 소음 동작점에 미치는 회전방향의 전경각의 영향 ( $r = 22.5^\circ$ )

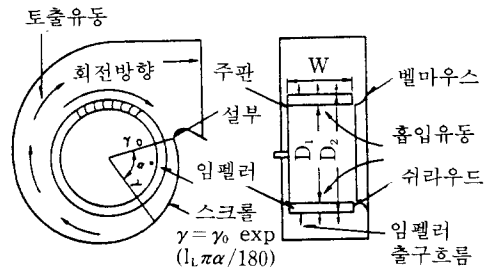


그림 8 시로코 송풍기의 주요형상 변수

도 상대적으로 낮음을 알 수 있다.

흡입방향으로의 전경각의 증가는 개방점(F점)에서 서징(surging)점(SA점)까지의 동작영역에서 소음레벨이 낮게 되는 동작점(S점)을 개방측으로 이동시켜, 유효 동작영역을 좁히게 하는 단점이 있다. 그 단점을 개선하기 위한 수단이 익을 회전 방향으로 전진(前進)시키는 데 있다. 이에 대한 효과는 그림 7에 나타내었다. 회전 방향으로 전진각  $\lambda_1$ 를 증가시킨다면, 소음이 가장 감소되는 동작점(S점)을 보다 소풍량, 고정압측으로 이동시키게 된다. 따라서 흡입방향의 전경각과 회전방향으로의 전진각을 동시에 익에 접목시키면, 소음이 낮아지고 유효동작영역이 넓어지는 축류 송풍기를 개발할 수가 있다.

이 밖에도, 축류송풍기의 저소음화는 벨마우스(bellmouth) 틸새를 조정한다거나, 벨마

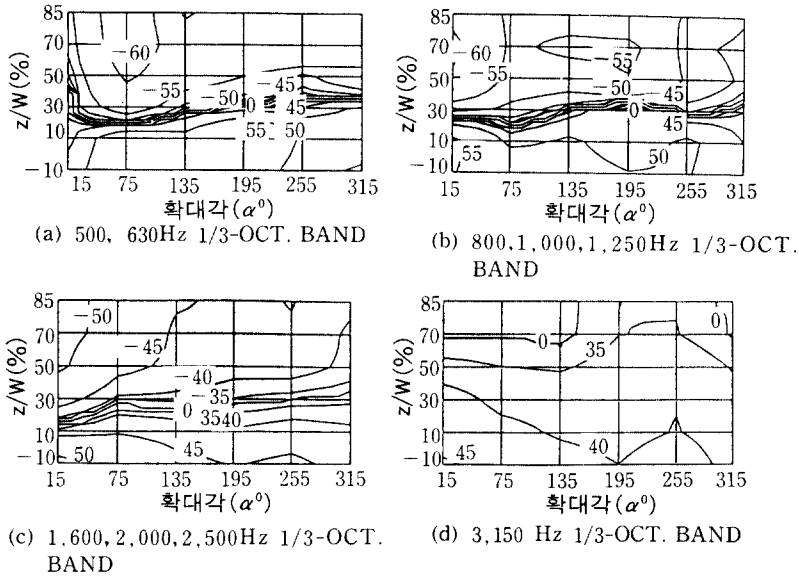


그림 9 시로코 송풍기의 축방향의 음원위치

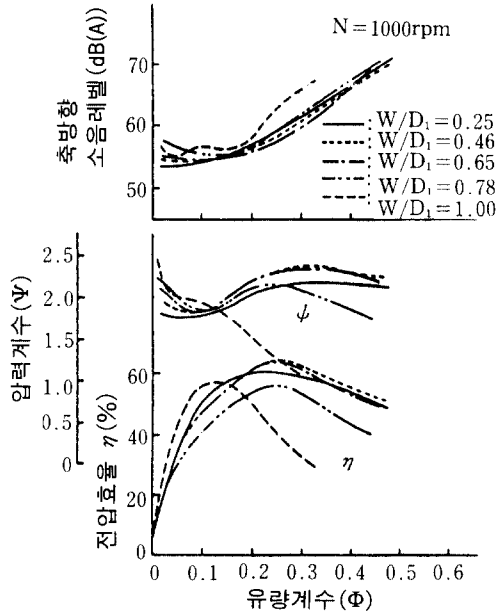


그림 10 유량, 소음특성에 대한 축방향 길이의 영향

우스 출구 끝단으로 익근의 돌출 깊이를 조정함으로써 가능해질 수 있다.

3) 저소음 시로코 송풍기의 설계<sup>(7)</sup>

시로코 송풍기(sirocco fan)에서 발생하는

소음은 그림 8과 같은 시로코 송풍기로부터 측정된 주음원의 분포(그림 9)를 통해 쉽게 평가할 수 있다.

그림 9에서 음향 인텐시티(intensity) 레벨이 ‘+’에서 ‘-’로 변하는 곳이 주음원의 위치에 상당하는 것으로 고려할 수 있다. 그림 9에서 알 수 있는 바와 같이 2500Hz 이하의 주음원은 주판(主板; back plate)부근의 30% 위치에서 존재하고 있으며, 3150 Hz 이상의 주음원은 주판에 대해 70% 이상의 슈라우드(shroud) 측에 존재한다. 따라서 시로코 송풍기의 음원 위치는 크게 나누어 볼 때 임펠러의 슈라우드(shroud) 측과 임펠러의 주판측에서 존재함을 알 수 있다.

① 슈라우드측의 음원

슈라우드 측에서 발생하는 소음은 임펠러의 축방향 길이와 강한 상관관계를 유지한다. 그림 10은 유량, 소음특성에 대한 축방향 길이의 영향으로 축방향 길이가 직경의 65% 이하에서 임펠러 유량특성은 거의 동일하다. 그러나 축방향 길이가 78% 이상이 되면 유량특성은 급격히 저하되고, 축방향 길

이가 임펠러의 직경 정도가 되면 최대유량계수는 가장 양호한 것 대비 60% 가까이 감소하게 된다. 이런 현상은 그림 11과 같이, 임펠러 축방향 길이가 증가하게 되면, 입구 슈라우드 근방에서 박리영역이 증대되어 실질적으로 임펠러의 유효 축방향 길이가 감소하게 된다. 또한 축방향에 대한 소음레벨은 축방향 길이가 직경의 65%인 임펠러에서 최소가 되고, 축방향으로 길이가 길어지게 되면 급격히 커지게 된다. 이것은 입구 슈라우드 측에서의 유동박리가 커져 보다 난류상태의 흐름이 익으로 유입되기 때문이다. 따라서 시로코 송풍기의 임펠러에서 슈라우드 측의 소음을 저감하기 위해서는 임펠러의 폭은 직경의 65% 이하로 설계하는 것이 중요하다.

② 주판 측의 음원

시로코 송풍기의 임펠러의 축방향 길이가 적정하게 되면, 송풍기 소음은 주로 주판측에서 발생한다. 이 소음은 공기가 익 사이를 통과할 때, 익의 전연(前緣; leading edge)에서와 곡률이 크게 굽어진 유로 내에서 경계층의 박리 등에 의해 익 주위의 압력장이 변동하는 것에 의해서 발생한다. 익의 부압면(負壓面; suction surface)과 압력면(壓力面; pressure surface)은 음향적으로 쌍극자(雙極子)로서 작용함으로 음향파워(power)는 유속에 거의 6승에 비례하게 된다. 그 결과 익을 통과하는 유체의 속도에 불균일이 생겨 유속이 가장 큰 부분에 의해 소음레벨

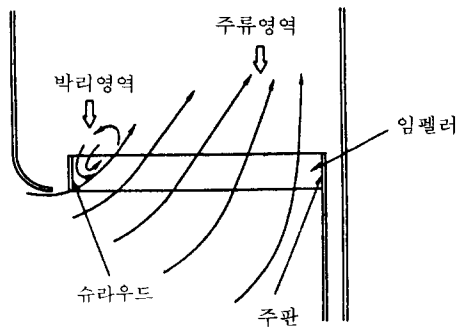
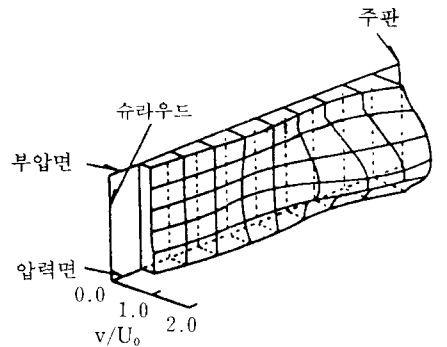


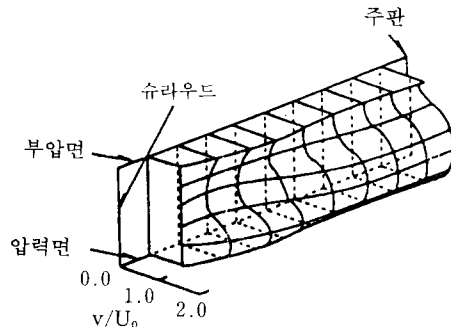
그림 11 임펠러 내의 흐름

은 결정된다. 그림 12는 임펠러의 출구측에서 유동의 상대속도  $V$ 를 임펠러 원주속도  $U_0$ 에 대해 무차원화한 결과로서, 임펠러 출구에서 상대속도는 주판측에서 급격히 커지게 나타난다. 이것은 음향 인텐시티 측정에서 얻어진 결과와 일치하여, 출구에 있어 상대속도가 소음에 대하여 강한 영향력을 미치고 있음을 나타내고 있다.

③ 소음특성에 대한 스크롤 확대율의 영향  
익 사이의 통과 유속을 결정하는 중요한 인자로서는 임펠러를 둘러싼 스크롤(scroll)에 있다. 스크롤은 임펠러에서 빠져나온 유동을 모아서 토출시 유동의 운동에너지를 정압에너지로 변환하는 기능을 갖는다. 그림 13은 유량, 소음특성에 대하여 확대율  $I_L$ 의 영향을 나타낸다. 확대율을 크게 하면 개방



(a)  $\alpha=150^\circ$



(b)  $\alpha=300^\circ$

그림 12 임펠러 출구측에서 상대속도 분포 ( $\varphi=0.366$ )



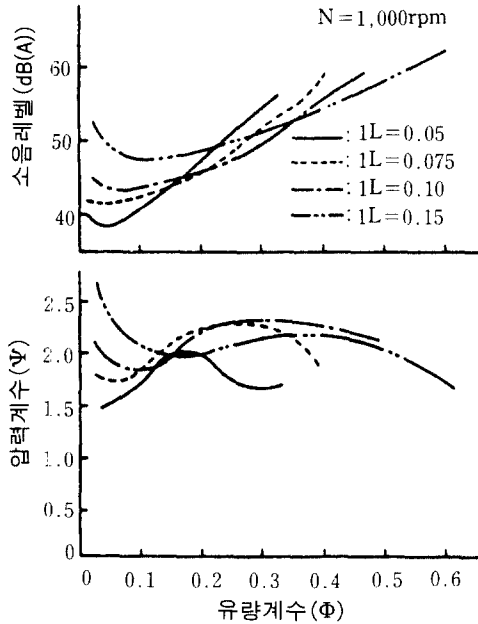


그림 13 유량, 소음특성에 미치는 스크롤 확대율의 영향

점측의 유량특성은 대폭으로 개선된다. 확대율이 0.05에서 0.15까지 증가하면 개방점의 유량은 2배가 된다. 또 개방점측의 시로코 송풍기의 전압은 스크롤의 확대율에 관계없이 대개 일정하다. 따라서 개방점의 유량은 실질적인 스크롤 출구 단면적에 비례한다. 그 결과 스크롤의 벽면에 대한 경계층이 박리되지 않는 한, 개방점에서의 유량은 큰 스크롤 확대율을 갖는 송풍기 쪽이 보다 증가하게 된다.

한편, 유량의 증가에 대한 소음레벨의 증가율은 스크롤 확대율에 따라 다르며, 스크롤의 확대율이 작게 될 때 소음의 증가율은 급속하게 증가하는 경향을 보여주며, 확대율에 의한 소음의 증가율이 다르게 되는 데에서 각 작동점에서 소음레벨이 최소가 되는 확대율이 존재하게 된다. 따라서 필요한 풍량, 압력상승에 대하여 소음레벨이 가장 낮게 되는 최적의 스크롤 확대율을 선택하는 것이 저소음의 시로코 송풍기를 개발하는 데

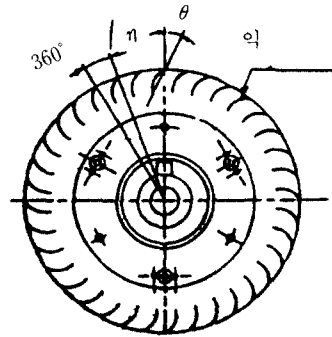


그림 14 관류 송풍기의 단면

에 매우 중요하게 된다.

④ 저소음 관류(貫流) 송풍기의 설계<sup>(6)</sup>

주로 가정용 에어컨의 실내기에 탑재되는 관류 송풍기(cross flow fan)의 저소음화 방향은 익에서 흐름의 박리와 후류 와(渦; vortex)를 억제할 목적으로 익 휨각, 현 길이, 익 후연의 형상, 익 입구각, 축구각 및 익 취부각을 최적화하고 있으며, 특히 임펠러 직경을 확대하고 익 길이를 증가시키는 경향이 있다. 이 밖에도 이 송풍기의 운전은 에어컨 실내기에서와 같이 단품보다는 제품 세트(set)상태에서 이루어지므로, 정압손실이 적은 열교환기와 유로의 최적설계 및 저소음의 리어 가이드(rear guide)곡률 및 스테빌라이저(stabilizer)의 형상 등이 개발되어야 한다. 표 4는 저소음의 관류 송풍기

표 4 관류 송풍기계의 개선내용

	종래품	신제품
송풍기 형식	관류 송풍기(cross flow fan)	
직경 (mm)	φ100	φ110
길이 (mm)	1115	1115
익 개수(n)	36	39
익 취부각도(θ)	26°	30°
익 길이 (mm)	10	12.8
Stabilizer 형상	편평함(flat)	단(段)이 붙음
소음 (dBA)	-	강풍(43), 미풍(35)

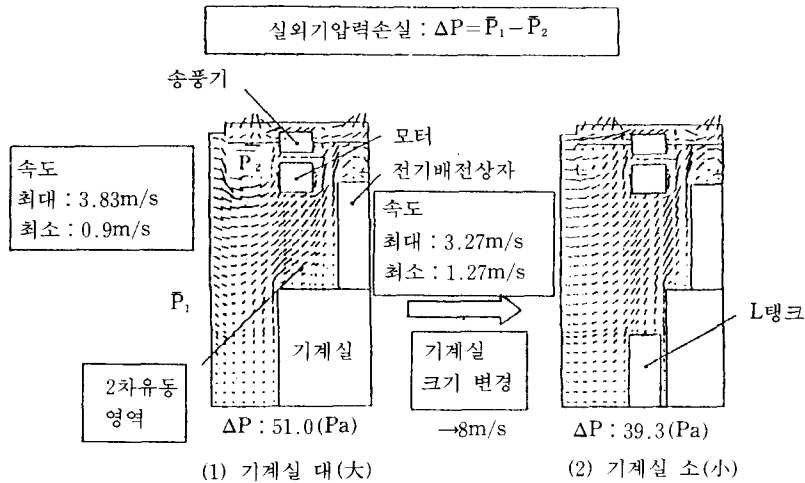


그림 15 실외기 압력손실 특성 평가  
 $\bar{P}_1$  : 열교환기 전면 평균압력  
 $\bar{P}_2$  : 송풍기 하면 평균압력

로 개발한 한 예를 나타내며, 그림 14는 관류 송풍기의 한 단면을 보여준다.

(6) 유닛 기내(機內) 저항의 저감 예

그림 15는 에어컨 실외기의 구조에서 기계실의 크기를 시뮬레이션(simulation)하여 얻어진 결과로서, 유로에 큰 장애물로 존재하는 것이 압축기(compressor), L탱크 및 배관 등이 설치되는 기계실임을 알 수 있다. L탱크를 기계실의 외측에 두고, 기계실의 크기를 작게 함으로써 실외기 압력손실이 51(Pascal)에서 39(Pascal)로 대폭 저감된 결과를 보여주고 있다.

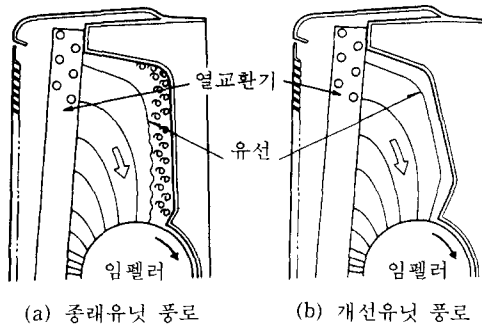


그림 16 유닛 유로내의 흐름상태

4.3 송풍 유로계의 저소음화 기술<sup>(4)</sup>

송풍유로에서 발생하는 소음을 낮추기 위해서는 특히 유로곡률, 열교환기, 송풍기 배치 등 여러가지 인자를 고려하여야 한다. 그림 16은 룸(room)에어콘 실내기의 송풍기 상류부에서 열교환기를 통과하는 공기가 벽면에서 유동박리가 되지 않도록 벽면의 유로곡률을 공기의 흐름과 일치시켜 수정해 주고, 또 그림 17과 같이 임펠러 하류부에서 토출되는 공기를 실내기 케이싱(casing ; rear

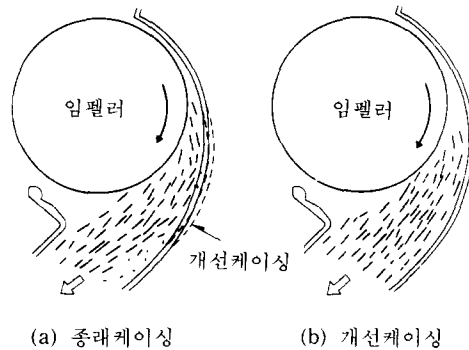


그림 17 임펠러 하류부의 흐름상태

guide)에 부딪치지 않도록 곡률을 수정해 줌으로써 난류음이 저감되고 내부손실이 줄어들어 그림 18과 같은 소음개선 효과가 나타

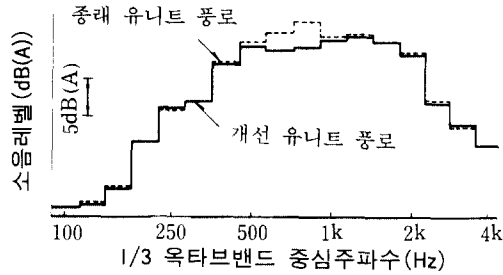


그림 18 실내기 송풍음 분석 예

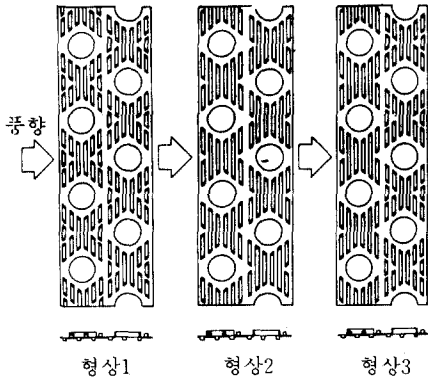


그림 19 열교환기의 핀 슬릿 (fin slit) 형상

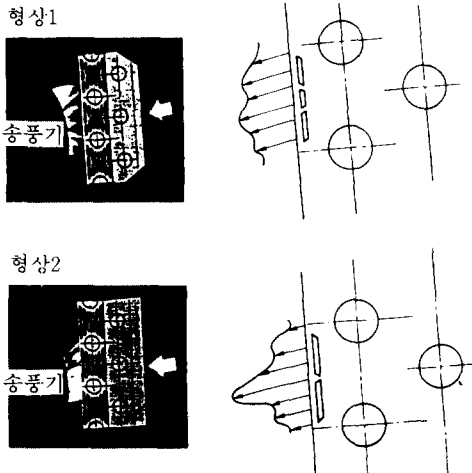


그림 20 열교환기 후류 흐름의 가시화

남을 알 수 있다.

한편, 공기가 열교환기를 통과할 때 발생하는 소음저감에는 열교환기의 경사도와 핀 (fin) 형상을 최적화함으로써 가능해질 수 있다. 그림 20은 그림 19와 같은 각각의 핀 (fin) 형상에서 열교환기 후류(wake) 흐름의 속도분포를 균일화시키는 경우가 표 5와 같이 1dBA 저감된 결과로 얻어짐을 알 수 있다.

#### 4.4 전동기 저소음화 기술<sup>(1)</sup>

전동기 (motor) 소음중 지배적으로 발생하는 전자소음(電磁騒音)의 저소음화 기술 방안은 고정자와 회전자 사이 틈새의 자속 분포를 정현파(正弦波)에 가깝게 하여 고조파 자속(高調波磁束)의 발생을 어떻게 작게 하는가에 달려 있다. 구체적인 대책 방법으로는 고조파자속을 없앨 수 있는 회전자의 스쿠(skew), 구조계와의 공진이 적은 전자력파를 짧게 발생되지 않도록 고정자와 회전자의 슬롯(slot)수의 조합, 자성 쇄기에 의한 갭(gap)의 자속 리플(ripple) 제거, 불균형 요인의 제거, 균압선(均壓線)에 의한 자속 분포의 평균화, 부등간격 슬롯, 슬롯이 없는 솔리드(solid) 회전자와 영구자석 회전자 등이 고려된다. 또한 자속밀도의 저감과 가공정도 및 조립시 정도의 향상을 들 수 있다.

기본파 자속에 의한 전자소음 즉, 2f 진동음을 저감하기 위해서는 고정자와 회전자의 갭(gap)과 자기회로의 불균일성, 1차 전압의 불평형, 고정자 권선의 불평형 등을 개선시키고, 고정자의 강성을 증가시켜야 한다.

표 5 핀 슬릿 형상별 성능

비교 항목	형상 1	형상 2	형상 3
응축 능력	100	102	100
증발 능력	100	102	102
소음치	40	41	40

또한 자속밀도와 철심구조에 대하여 설계적 배려, 가공과 조립에 동반한 잔류응력에 의한 자기 변형 특성의 열화를 작게 하는 노력이 행해지든가, 철심 재질의 선정도 또한 중요하다. 일반적으로 전기기계(電氣機械)에서는 규소를 2~3% 함유하는 전자강판(電磁鋼板)이 사용된다. 이 밖에도 기계적 소음을 저감하기 위해서는 품질이 우수한 베어링을 사용하여야 하고, 전동기 조립시 고정부품과 회전부품과의 최적결합 방법이 또한 선행되어야 한다.

### 5. 맺음말

이상과 같이 에어컨에서의 소음발생 원인과 최근에 더욱 관심이 집중되고 있는 저소음화에 대한 대책기술들을 나름대로 관련 문헌들을 적극 활용하여 기술하려고 노력하였다. 소음은 적게 할수록 좋지만은 경제적 제약과 기술적 제약 및 실제 인간이 생활하는 공간내에서 존재하는 소음 등을 고려하였을 때, 과대한 저소음화는 의미가 없게 된다. 따라서 각 사용 장소의 형편에 맞게 최소한의 소음치를 갖는 가전제품을 사용하여야 한다. 한편, 소음저감에는 근본적인 소음저감

책으로 각 부품의 기계적인 저소음화 설계방법 이외에 생산기술 및 전자제어기술이 병행되어야 한다. 따라서 최근에는 능동제어 기술(active noise control)이 등장하여 일부 활용되고 있다.

끝으로, 이 글에 기술된 내용은 에어컨의 저소음화 기술동향에 대해 지극히 한정된 경우였으며, 아무쪼록 위의 내용이 관련된 분들에게 참조가 되었으면 하는 바이다.

### 참고문헌

- (1) 1991, J. IEE, Japan, Vol. III, No.8.
- (2) 1989, National Technical Report, Vol. 35, No.6.
- (3) 1977, National Technical Report, Vol. 23, No.3.
- (4) 1991, 三菱電機技報, Vol.65, No.4.
- (5) 1991, National Technical Report, Vol. 37, No.2.
- (6) 1992, Refrigeration, Japan, Vol.67, No.776
- (7) 1992.6, 日本機械學會講習會 教材.
- (8) 1988, “ターボ送風機と壓縮機,” Corona社.