

에어컨의 소음저감을 위한 기술동향

김장권* · 김대식** · 정재화** · 차재은** · 박병일**

((주)금성사 생활시스템연구소(창원) 3연구실시스템연구소(창원) 3임연구원)

1. 머리말

최근 환경문제가 소비자들에게 크게 부각되면서 대기오염 및 온난화 방지, 그리고 에너지 소비규제 못지않게 소음에 대한 규제도 예상되는 바, 이에 대한 해결기술도 각 산업 전반에 많은 영향을 미치면서 꾸준히 연구되고 있다. 특히 소비자들의 경제수준향상 및 의식변화로 소음저감에 대한 기술개발 노력이 매우 빠르게 진행되고 있으며, 그 중에서도 국내외적으로 가전제품의 에어컨에서 그 해결기술이 빠르게 개발되고 있는 편이다.

지금까지 판매된 에어컨의 보급율은 매우 낮지만, 그 중에서도 대부분을 차지하는 경우가 암소음이 비교적 높은 업소용으로 판매되었기 때문에 소음에 대한 민감한 반응을 느낄 수 없었으나, 최근 들어서는 고가품, 고급품의 선호추세로 그 수요가 늘면서, 특히 패키지에 어콘(PAC : package air-conditioner)의 경우 일반주택 및 아파트 등이 거실용으로도 설치되는 비율이 점차 증대되고 있다. 따라서 소비자들은 그 어느 때보다도 소음에 대한 민감한 반응을 보이고 있다. 이에 따라 소비자들은 상품구입시 디자인(design), 성능 및 기능 등 이외에도 운전소음 정도를

면밀히 검토하여 선택하여야 하며, 특히 거실에서 TV 시청 및 오디오 청취 등에 민감한 영향을 주지 않는 소음수준을 갖는 상품을 구입할 필요가 있다.

한편, 소음을 현저히 저감하기 위해서는 상품의 원가상승, 고효율화 및 상품의 외곽크기 콤팩트(compact)화에 특히 제약을 받기 때문에 Q(품질 : quality), C(가격 : cost), D(납기 : delivery)를 동시에 만족할 수 있는 기술개발과 상품개발의 노력이 매우 요망되고 있다.

본 글에서는 에어컨 저소음화에 관련한 각종 기술자료 및 자체 연구결과들을 토대로 하여 에어컨에서 발생하는 소음의 종류와 그 원인에 대해 소개하고, 그 저소음화에 대한 대책 기술동향을 중점적으로 서술하였다.

2. 전기제품의 목표 소음레벨⁽¹⁾

전기기기에서 발생하는 소음을 표 1에 나타난 소음레벨을 사용하여 평가할 경우, 목표소음을 달성하지 못하는 경우에는 저소음화를 시도할 필요가 된다. 그 목표소음은 그 기계를 사용할 환경과 각종 소음 규제치를 고려하여 접근시켜야 한다. 예를들면, 설정기준에 대응한 목표 소음레벨을 고려할 때, 가장 낮은 경우가 휴식과 수면에 방해받지 않는 30 dB(A) 이하에서는 냉장고나 에어컨 등의 심야운전의 가전제품이 이에 해당되고, 회화나 전화대화를 방해받지 않는 50~55 dB(A) 이하의 사무실에서 사용하는 것은 업무용 에어컨과 OA기기가 있다. 특히 저소음화에 대해 요구가 강한 가전제품에서는

표 1 전기 기기의 목표 소음레벨

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

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

에어컨에서 발생하는 주된 소음원으로는 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. 본 글에서는 이들 소음원 중에서 가장 크게 문제제시되는 송풍기 소음, 송풍유로 소음 및 전동기 소음에 대하여 소개하고자 한다.

3.1 송풍기(Fan) 소음⁽²⁾

일반적으로 송풍기 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 임펠러(impeller)의 익(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 성분과 이산주파수 음이 된다. 또한, 이같은 이산주파수 소음은 임펠러의 제작오차 및 간섭소음에

의해서도 기인된다. 이밖에도 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 캐비닛(cabinet) 내의 유로저항체에 부딪혀 발생하는 소음 및 공명소음 등으로 구성되며, 송풍기와 근접한 부분에서는 특히 이상음이 발생되기 쉽다.

3.3 전동기(Motor) 소음⁽³⁾

전동기에서 발생하는 소음, 진동을 원인별로 분류하면 그림 2와 같이 요약할 수 있다.

그림 2에서와 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 기본과 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 토크가 시간적으로 맥동하기 때문에

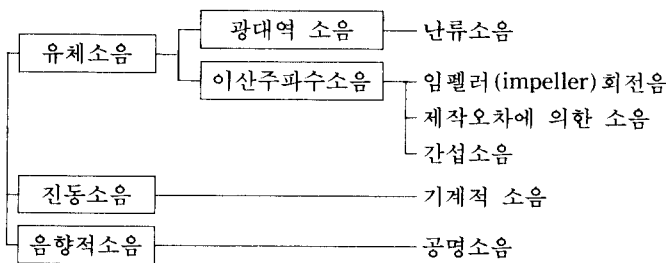


그림 1 송풍기(fan) 소음의 분류

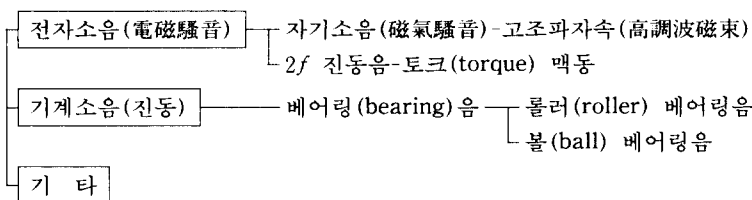


그림 2 전동기 소음, 진동의 분류

발생하는 것으로, 주로 단상유도 전동기에서 문제가 된다. $2f$ 진동음은 발생하는 주파수가 전원주파수(f)의 2배로서 편의상 $2f$ 진동음이라 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.

기계소음에는 베어링(bearing)음이 지배적이며, 이 베어링음에는 롤러(roller) 베어링음과 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 음향기기 이외의 소형 전동기에서는 문제가 되는 경우는 적다.

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

4. 각 소음원에 따른 저소음화 대책기술⁽⁹⁾

4.1 공력성능(空力性能)의 상사법칙과 송풍기 소음의 예측

송풍기가 기하학적으로 상사형인 경우에는 다음과 같은 상사법칙이 성립한다.

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

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

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

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

단, Q : 풍량(m^3/min),

Pt : 전압($mmAq$)

N : 회전수(RPM),

D : 임펠러 외경(m)

Ls : 축동력(Watt),

S_t : 소음레벨(dBA)

S_{t_s} : 비소음레벨(dBA)

첨자 o : 기준 송풍기의 수치

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 실제로 더 잘 맞기 때문에, 일반적으로는 식 (4)의 회전수 부분을 6승으로 계산하는 일이 많다.

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

식 (5)에 의하면, 회전수를 10% 변화시킬때 2.75 dBA, 20% 변화시키면 5.81 dBA를 변화시킬 수 있으며, 송풍기 외경을 10% 변화시키면 3.2 dBA, 20% 변화시키면 6.78 dBA를 각각 변화시킬 수가 있다.

4.2 송풍기 저소음화 기술

(1) 송풍기의 성능 향상
일반적으로 송풍기 소음을 낮추

기 위해서는 송풍기 자체의 비소음레벨을 낮추는 것과 유닛(unit) 기내(機內)저항의 저감이 중요하다. 송풍기 단품의 성능 및 소음은 직경을 크게 하는 것이 일반적으로 유리하다. 그러나 송풍기와 열교환기와의 거리가 작게 되면, 역으로 와(渦)의 발생 등 소음에 악영향을 미치게 된다. 따라서 수개씩의 송풍기를 제작하여 시험을 한 다음, 최적의 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 하기위해 익 휨각을 크게 하고, 현(弦) 길이(chord length), 익 후연(trailing edge)의 형상 등을 최적화하는 방향으로 하여야 한다.

(2) 벨마우스 내경의 확대

벨마우스(bellmouth) 내경을 확대시키면 임펠러로 흡입되는 풍속을 낮출 수 있고, 벨마우스의 교축형상 곡율을 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⁽⁶⁾

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 유닛내 부품들의 내용을 조정하여 기내저항을 줄여야 한다. 열교환기와 취출구 판넬의 저항은 전체저항의 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(simulatin)과 시험을 반복하여 바람의 취출 풍속과 풍량을 최적화시켜야 한다.

4.3 전동기 저소음화 기술⁽¹⁾

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 달려있다. 구체적인 대책 방법으로는 고조파 자속을 없앨 수 있는 회전자의 수큐(skew), 구조체와의 공진이 적은 전자력파를 짧게 발생되지 않도록 고정자와 회전자의 슬롯(slot)수의 조합, 자성 췌기에 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.

기본과 자속에 의한 전자소음 즉, 2f 진동음을 저감하기 위해서는 고정자와 회전자의 갭과 자기회로의 불균일성, 1차 전압의 불평

형, 고정자 권선의 불평형 등을 개선시키고, 고정자의 강성을 증가시켜야 한다. 또한 자속밀도와 철심 구조에 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. 이밖에도 기계적 소음을 저감하기 위해서는 품질이 우수한 베어링을 사용하여야 하고, 전동기 조립시 고정부품과 회전부품과의 최적결합 방법이 또한 선행되어야 한다.

5. 에어컨의 저소음화 적용기술 사례

5.1 룸 에어컨 실내기의 저소음화

룸 에어컨(RAC: room air-conditioner)의 실내기에서 주 소음원은 모터와 관류 송풍기가 되기 때문에, 특히 송풍기에 대한 저소음화를 위해 행해지는 기술이 성격을 정리해볼 때 다음 2가지 측면으로 소개할 수 있다. 즉, 제품세트(set)에서 요구되는 열교환능력, 효율 등의 기본 운전성능을 만족하면서 최저소음을 달성하기 위해서는 첫째로 그 송풍기의 운전점(operating point)에서 최대효율이 얻어질 수 있도록 송풍기의 풍량,

풍압, 효율 등을 검토하여 설계하는 정량적인 접근방법과, 둘째는 유로 내의 풍속, 난류도, 가시화, 스펙트럼 등으로 유동의 성질을 검토하는 정성적인 접근방법이 필요하다. 정량적인 성능 접근방법을 위해서는 팬 시험장비(fan tester)가 필요하며, 정성적인 성능 접근방법을 위해서는 열선풍속계(Hot-Wire Anemometer), 레이저유속계(Laser-Doppler Anemometer), 유동가시화장비 및 소음측정장비(Fast-Fourier Transform Analyser) 등이 필요하게 된다.

본 글에서는 이들 양자의 결과들을 토대로 해서, 저소음을 고려한 원천적인 송풍기 및 유로설계 방안에 대해서 논의하고자 한다.

그림 3은 룸 에어컨 실내기의 주요 구성요소를 나타낸 것으로, 각 부품들에 대한 소음저감 개념을 위해 요구되는 기술 특징들을 요약하면, 다음과 같이 정리할 수 있다. 먼저, 열교환기는 요구되는 냉방능력을 최대한 확보하기 위해 전열면적을 확보하면서, 실내로 구동되는 관류 송풍기에 의해 물방울 낙하(waterdrop)현상이 방지되면서 유동저항이 적고, 효과적으로 공기가 통과되도록 적절한 경사각도를 결정하고, 흡입구 및 토출구는 유로 저항이 가장 작은 형상 및 크기로 결정한다. 그리고, 설부(舌部):

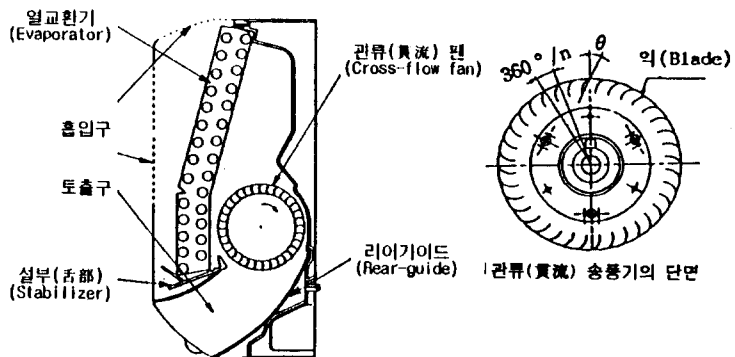


그림 3 룸 에어컨 실내기 주요 구성요소

stabilizer)는 열교환기에서 응축된 물을 잘 배수할 수 있는 구조를 채택하면서, 관류 송풍기의 토출측에 존재한 와(渦 : vortex)의 효과적인 제어를 위해 그 형상 및 각도 등을 결정하여야 하고, 아울러 BPE(Blade Passing Frequency) 소음을 제어하기 위해서 관류 송풍기와의 틈새를 적절하게 결정해야 한다. 또한 립 에전콘의 샤프시(chassis)를 구성하는 리어가이드(rear guide)는 난류소음제어 및 유로내 흐름을 안정시키기 위해서 그 곡률 및 돌출부 형상과 곡률시작점 등을 결정하여야 하고, BPF 소음을 제어하기 위해 관류 송풍기와의 틈새를 결정하여야 한다.

한편, 주 소음원인 관류 송풍기는 익 후연(blade trailing edge)의 와방출(vortex shedding) 및 익면 유동박리(separation) 등으로 인한 소음을 제어하기 위해서 내외경비, 익수(m), 현절비(弦切比), 내외주각(內外周角), 취부각(取付角(θ)), 익곡률 등을 적절하게 선택하여야 한다.

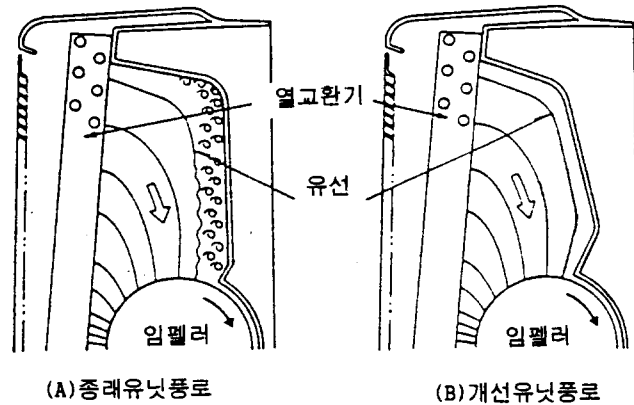
그림 4는 립 에어컨 실내기의 관류 송풍기(임펠러) 상류부에서는 열교환기를 통과하는 공기가 벽면에서 유동박리가 되지 않도록 벽면의 유로곡률을 공기의 흐름과 일치시켜 수정해 주고 관류 송풍기의 하류부에서는 토출된 공기가 리어가이드에 부딪치지 않도록 곡률을 수정해 줌으로써 유로내 유동흐름이 부드럽게 형성되어 난류음이 저감되고, 내부유로손실이 줄어들어 그림 5와 같은 소음개선 효과가 500 Hz~1 KHz 대역에서 특히 크게 얻어짐을 알 수 있다.

그림 6은 립 에어컨 실내기에 대하여 레이저 빔 시트(laser beam sheet)를 이용하여 수조에서 가시화한 연구 결과로써, 실내기 유로내 관류송풍기, 리어가이드, 스테

빌라이저 등의 형상, 크기 및 설치 위치 등의 사양조합에 따른 유동구조 및 형상 등을 분석하기 위해 시도한 것이다. 이같은 방법으로 하여 그림 7과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

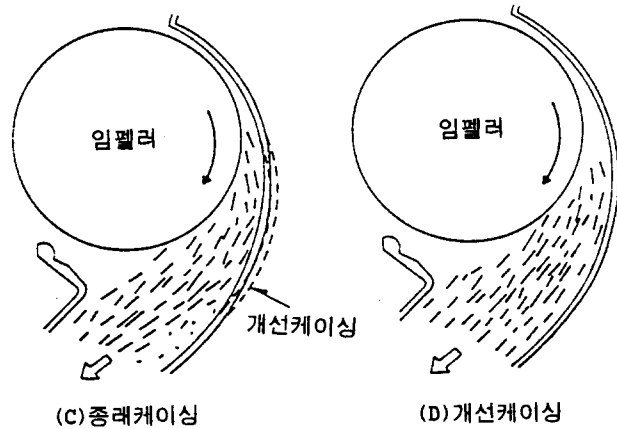
그림 7(a)의 경우는 리어가이드의 곡률이 시작되는 리딩(leading) 각도가 증가할 때의 영향을 나타낸

것으로서, 전체적인 유동흐름은 전방흡입에서 상방향으로 흡입방식이 병행되면서 리딩 각 부근의 와가 제거되지만, 토출측 리어가이드 부근에서는 유동박리가 형성되어 흐름이 격이면서 계속 와가 존재함을 보여주며, 토출 유동흐름 상태는 양자 매우 유사하여 스테빌라이저에 부딪치는 유동양상을 보여준다.



(A)종래유닛종로

(B)개선유닛종로



(C)종래케이싱

(D)개선케이싱

그림 4 유닛 유로내 임펠러 상류 및 하류의 흐름상태

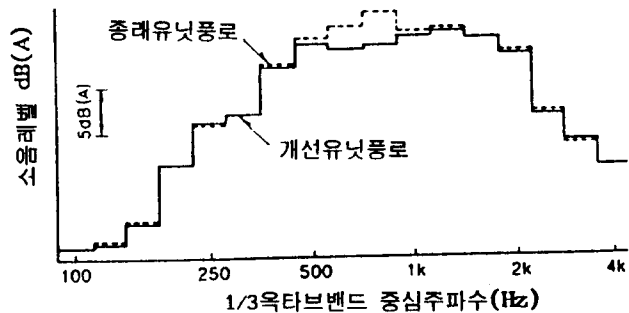


그림 5 실내기 송풍음 분석 예

그림 7(b)의 경우는 스테빌라이저에 각도가 증가할 때의 영향을 나타낸 것으로서, 각도가 증가시 관류송풍기 출구와 스테빌라이저 부근에서 와가 커지며, 토출 흐름이 스테빌라이저 쪽으로 치우쳐 부딪침이 증가함을 보여준다.

그림 7(c)의 경우는 리어가이드의 확대율이 증가할 때의 영향을 나타낸 것으로 확대율이 증가시 와

의 크기는 줄어드나, 리어가이드 벽면에서 유동박리가 형성되어 흐름이 격이면서 스테빌라이저 쪽으로 치우쳐 부딪침이 발생함을 볼 수 있다.

또, 그림 7(d)의 경우에도 리어가이드측 관류송풍기 상류측에 돌출부 제거시 유동양상을 나타낸 것으로, 돌출부가 없는 경우에는 상류부에 큰 와가 형성되어 재순환

영역이 존재하기 때문에 돌출부가 흐름의 안정화에 기여함을 알 수 있다. 이와같은 방법으로 유로의 최적조건을 결정하였을 때 비로소 저소음 운전이 가능하게 된다.

5.2 패키지 에어컨 실내기의 저소음화

패키지 에어컨(PAC: Package Air-Conditioner) 실내기의 유로 구성요소는 그림 8에서 보는 바와같이 입구 그릴부와 필터, 열교환기, 송풍기 및 모터, 그리고 토출 루버 등으로 되어 있다. 일반적으로 패키지 에어컨은 중·대형 용량급 에어컨이기 때문에 이를 만족하는 송풍기는 정압이 높고, 풍량이 많으며, 비소음 레벨이 낮은 시로코(sirocco) 송풍기를 대부분이 채용하고 있으며, 그밖에도 터보(turbo) 송풍기 등도 채용하고 있다. 본 글에서는 시로코 송풍기를 적용한 패키지 에어컨 실내기 저소음화 기술에 대하여 논하고자 한다.

그림 9는 시로코 송풍기의 주요 형상 변수들을 나타낸 것으로서, 크게 하우징(또는 스크롤(scroll) housing)과 임펠러(impeller)로 구분할 수 있다. 이들의 사양이 변경됨에 따라 성능 및 소음에 큰 영향을 미치게 된다.

임펠러에서 공력성능 및 소음에 크게 영향을 미치는 요소들은 날개수, 익 입·출구 각도, 익 취부각도, 날개의 형상 및 두께 그리고 익 간격 등을 들 수 있기 때문에 이들에 대한 적정 사양을 각 운전 부하조건에 맞추어 결정하지 않으면 안된다.

또한 하우징에서는 확대율, Cutoff 틸새, 위치각 및 벨마우스(bellmouth) 직경에 의해서 공력성능 및 소음이 크게 영향을 받기 때문에, 이들 역시 적용되는 제품

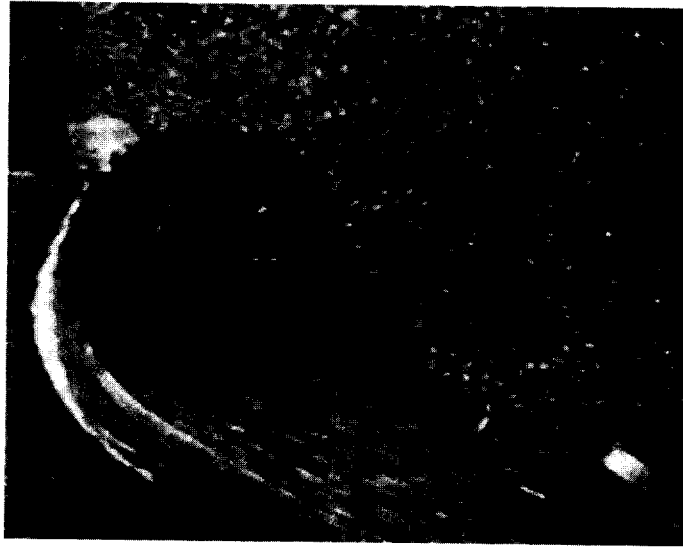


그림 6 룸 에어컨 실내기 유동가화 예

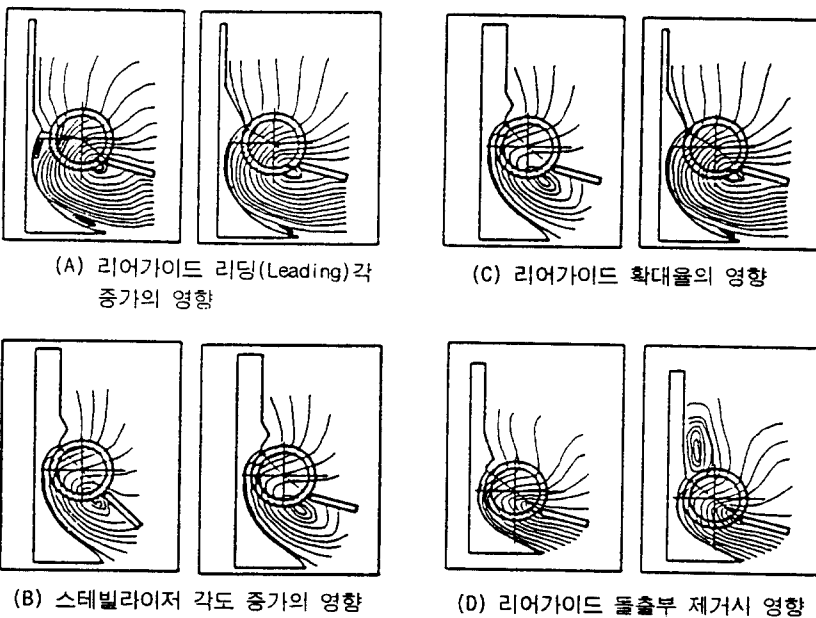


그림 7 룸 에어컨 실내기 유동형상 가시화

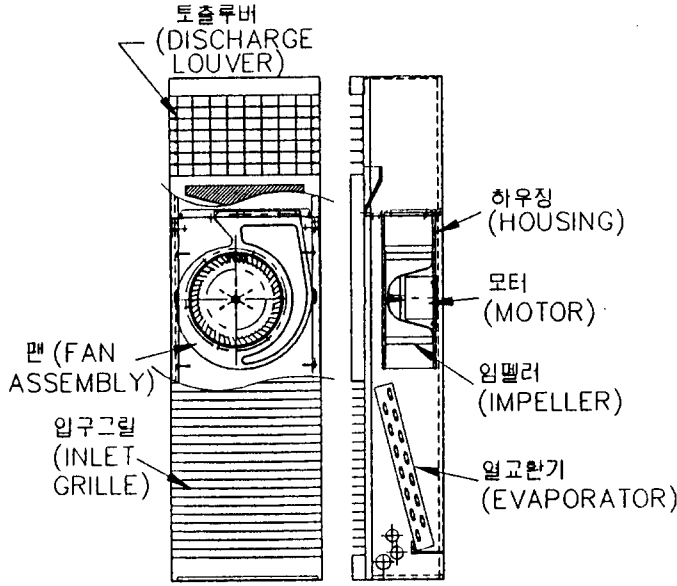


그림 8 패키지 에어컨 실내기 주요 구성요소

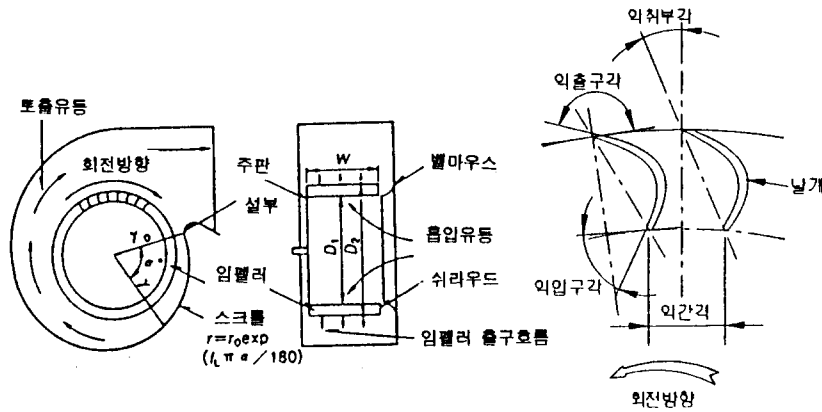


그림 9 시로코 송풍기의 주요 형상 변수

65% 이하로 설계하는 것이 중요하다.

익 사이의 통과 유속을 결정하는 중요한 인자로서는 임펠러를 둘러싼 스크롤에 있다. 스크롤은 임펠러에서 빠져나온 유동을 모아서 토출시 유동의 운동에너지를 정압에너지로 변환하는 기능을 갖는다. 그림 11은 유량, 소음특성에 대하여 확대율의 영향을 나타낸다. 확대율을 크기 하면 개방점측의 유량특성을 대폭으로 개선된다. 확대율이 0.05에서 0.15까지 증가하면 개방점측의 유량은 2배가 된다. 또 개방점측의 시로코 송풍기의 전압은 스크롤의 확대율에 관계없이 대개 일정하다. 따라서 개방점측의 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 작게될 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 데에 매우 중요하게 된다.

시로코 송풍기에서 발생하는 소음은 시로코 송풍기로부터 측정된 주음원의 분포(그림 12)를 통해 쉽게 평가할 수 있다.

그림 12에서 음향 인텐시티(intensity) 레벨이 (+)에서 (-)로 변하는 곳이 주음원의 위치에 상당하는 것으로 고려할 수 있다.

세트 크기에 적절한 범위 내에서 각 사양을 결정하여야 한다.

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 길이가 임펠러의 직경정도가 되면 최대 유량계수는 가장 양호한 것 대비 60% 가까이 감소하게 된다. 이런 현상은 임펠러 축방향 길이가 증가하게 되면, 입구 슈

라우드 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 슈라우드측에서의 유동박리가 커져 보다 난류상태의 흐름이 익으로 유입되기 때문이다. 따라서 시로코 송풍기의 임펠러에서 슈라우드측의 소음을 저감하기 위해서는 임펠러의 폭은 직경의

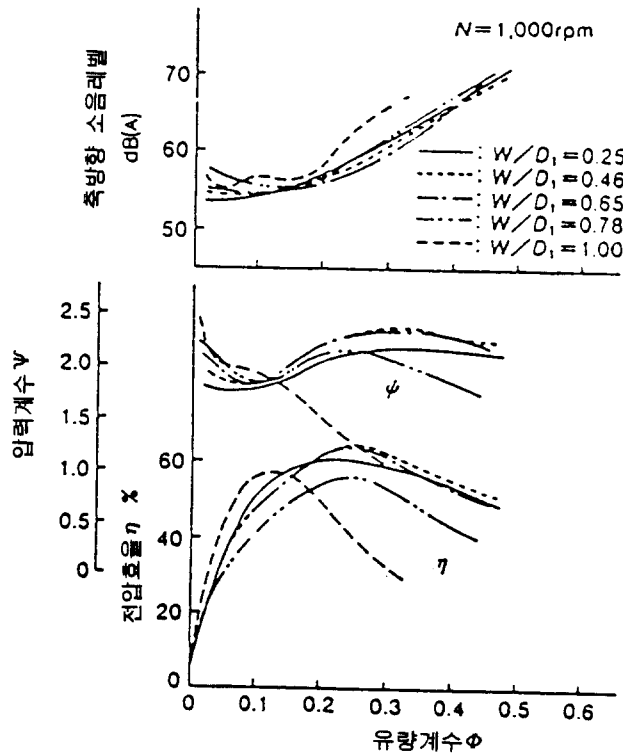


그림 10 유량, 소음특성에 대한 축방향 길이의 영향

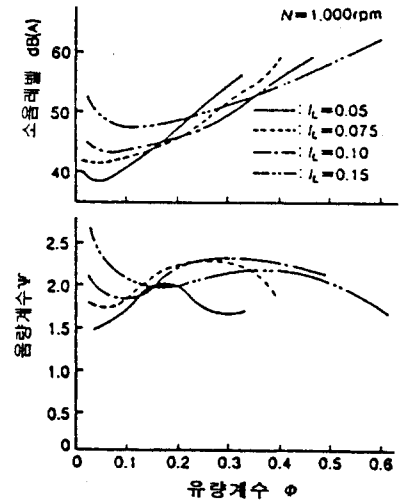
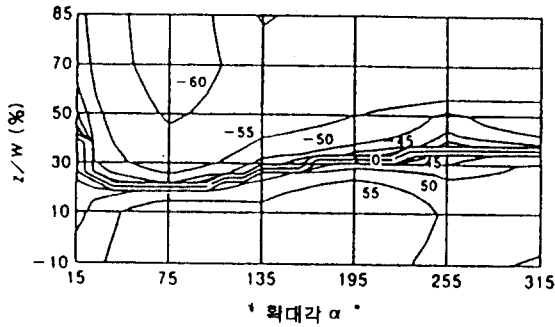
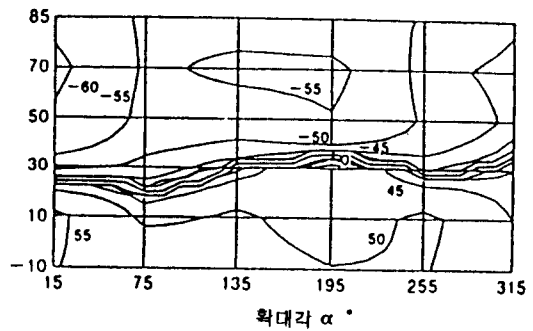


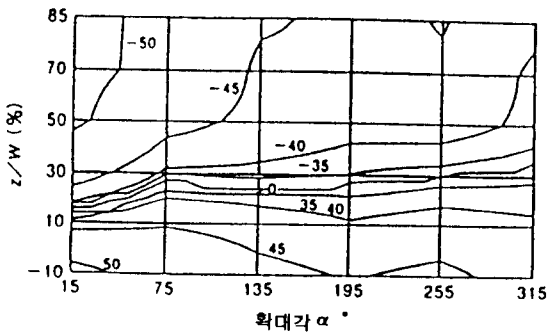
그림 11 유량, 소음특성에 미치는 스크롤 확대율의 영향



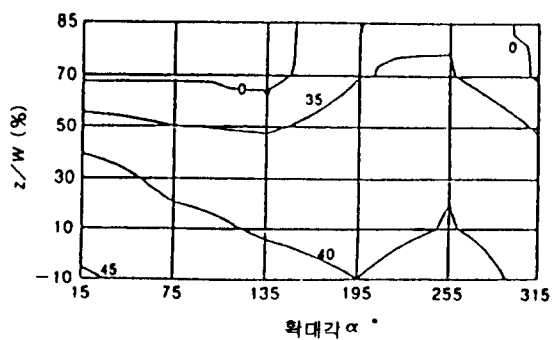
(a) 500, 630Hz 1/3-OCT. BAND



(b) 800, 1,000, 1,250Hz 1/3-OCT. BAND



(c) 1,600, 2,000, 2,500Hz 1/3-OCT. BAND



(d) 3,150Hz 1/3-OCT. BAND

그림 12 시로코 송풍기의 축방향의 음원위치

그림 12에서 알 수 있는 바와 같이 2500 Hz 이하의 주음원은 주판(主板; back plate) 부근의 30% 위치에서 존재하고 있으며, 3150 Hz 이상의 주음원은 주판에 대해 70% 이상의 쉬라우드(shroud)측에 존재한다. 따라서 시로코 송풍기의 음원 위치는 크게 나누어 볼 때 임펠러의 쉬라우드(shroud)측과 임펠러의 주판측에서 존재함을 알 수 있다.

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 곡율이 크게 굽어진 유로내에서 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 작

용하므로 음향파워(power)는 유속에 거의 6승에 비례하게 된다. 그 결과 익을 통과하는 유체의 속도에 불균일이 생겨 가장 유속이 큰 부분에 의해 소음레벨은 결정된다. 그림 13은 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.

5.3 에어컨 실외기의 저소음화

에어컨 실외기는 그림 14와 같은 주요 구성요소로 이루어져 있으며,

그림상에는 콤프레샤(compressor) 및 기타 배관계는 배제하였다.

에어컨 실외기에서 주 소음원은 송풍기 소음 및 콤프레샤 소음과 기타 구조진동에 의한 소음 등으로 나눌 수 있는데, 본 글에서는 주로 송풍기 관련한 소음의 영향을 논하고자 한다.

실외기에서는 대부분이 축류 송풍기를 적용하며, 그 이외에는 사류(mixed-flow) 송풍기를 채용하게 된다. 따라서 실외기의 송풍소음을 저감하기 위해서는 운전점에서 부하조건에 맞는 최고효율 운전 특성을 갖는 축류 송풍기의 설계와 적절한 벨마우스의 설계를 통하여 최적의 형합성 위치를 확보하는 것이 중요하며, 송풍기로 흡입되는 기류는 될 수 있는 한 균일하며 축

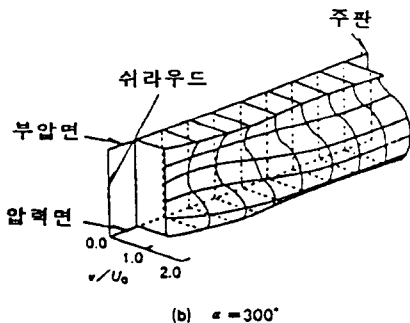
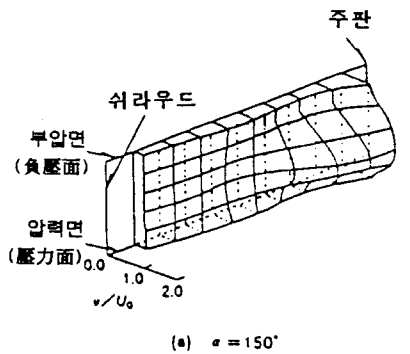


그림 13 임펠러 출구측에서 상대속도 분포 ($\phi = 0.366$)

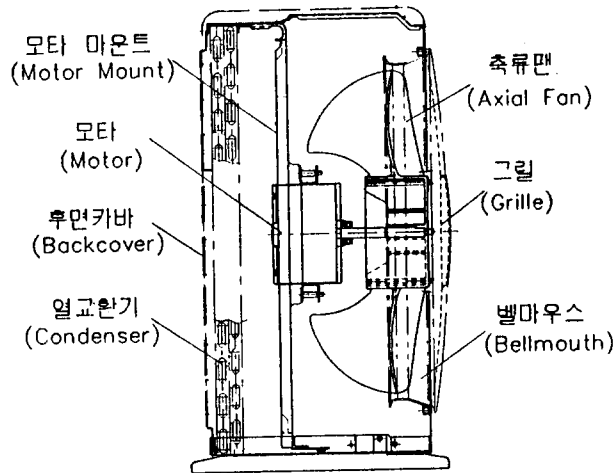


그림 14 에어컨 실외기 주요 구성요소

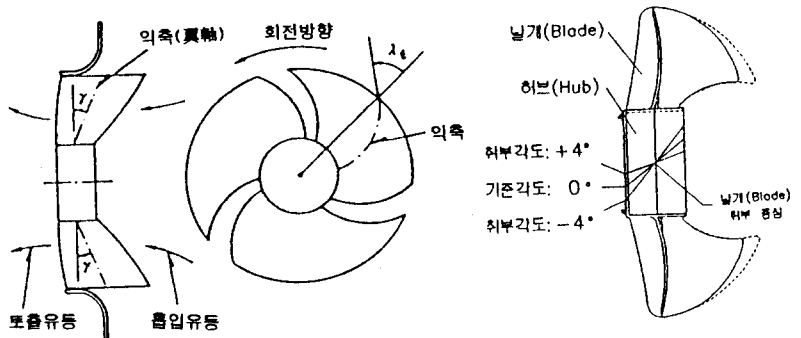


그림 15 저소음 축류 송풍기

대칭 유동조건으로 만들로, 토출류는 될 수 있는 한 부드럽게 빠져나갈 수 있도록 그릴(grille)의 형상, 각도, 두께, 재질, 개구면적 등을 고려하여야 한다.

그림 15는 축류형 송풍기(axial fan or propeller fan)를 저소음으

로 설계한 경우로서 그림 16에서 알 수 있는 바와같이, 유량과 압력 특성은 익 사이 흐름의 유선과 익 축(翼軸)이 모두 직교하는 전경각(前傾角) $\gamma=22.5^\circ$ 시 동작점(S점)에서 최고가 되오, 익의 흡입방향으로 전경(前傾)이 유량, 압력특성

의 개선에 유효하며, 아울러 소음에 있어서도 상대적으로 낮음을 알 수 있다.

흡입방향으로의 전경각의 증가는 개방점(F점)에서 서어징(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 회전방향으로 전진(前進)시키는 데 있다. 이에 대한 효과는 그림 17에 나타내었다. 회전방향으로 전진각 λ_1 를 증가시킨다면, 소음이 가장 감소되는 동작점(S점)을 보다 소풍량, 고정압축으로 이동시키게 된다. 따라서 흡입방향의 전경각과 회전방향으로의 전진각을 동시에 익에 접목시키면, 소음이 낮아지고 유효동작영역이 넓어지는 축류 송풍기를 개발할 수가 있다.

이 밖에도 축류송풍기의 저소음화는 벨마우스 틈새를 조정한다든가 그림 18과 같이 벨마우스 출구 끝단으로 익근의 돌출깊이를 조정하므로써 최적 소음 위치 및 성능을 얻을 수 있다. 그림 18의 경우,

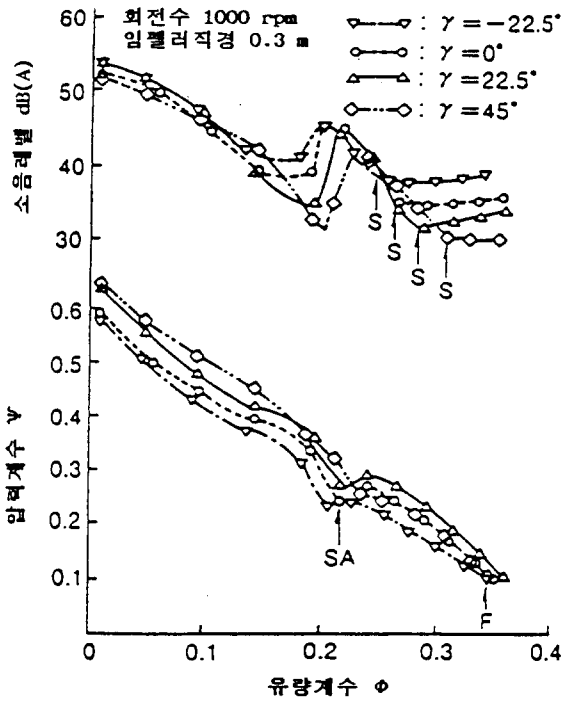


그림 16 유량, 압력, 소음특성에 미치는 전경각의 영향($\lambda_1=50.4^\circ$)

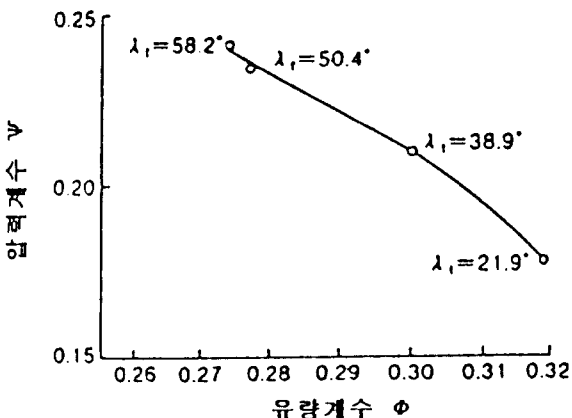


그림 17 최소 소음 동작점에 미치는 회전방향의 전경각의 영향($\gamma=22.5^\circ$)

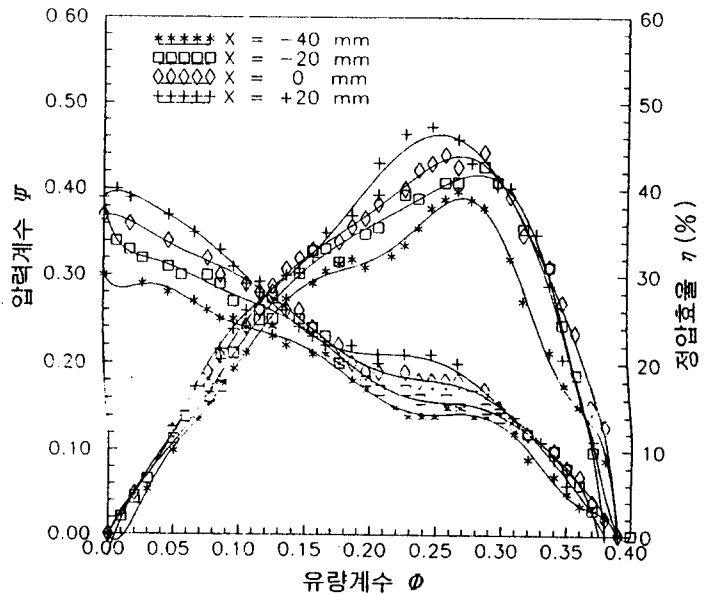


그림 18 유량, 압력, 효율특성에 미치는 설치 깊이의 영향

벨마우스 출구측으로 송풍기 익근의 설치 깊이를 어느 한도까지 전진시 정압 및 정압효율이 상승하며, 서어징 영역 및 최대 정압효율의 위치가 유량계수가 적은 쪽으로 이동함을 알 수 있다.

한편, 그림 19는 송풍기 익근을 허브(hub)에 취부시킬 때 얻어지는 스테거(stagger) 각의 변화에 따른 유량, 압력, 효율특성에 미치는 영향을 나타낸 것으로, 스테거 각이 송풍기 축과 이루는 각도가 커짐에(-4°쪽)에 따라 정압곡선은 증가하나, 최대정압효율은 낮아지며, 서어징 영역과 효율곡선은 유량계수가 큰 쪽으로 이동함을 알 수 있다.

그림 20은 레이저 가시화 장비로 연기(smoke)를 띄워 측정된 에어컨 실외기 내의 열교환기 후류 및 모터마운트(motor mount) 등에 의한 유동영향을 분석하기 위해 나타낸 것으로, 유로 내 유동소음을 저감하기 위해서는 유동 장애물로 존재하는 모터마운트의 크기, 형상 및 열교환기와의 떨어진 거리 등을 조정할 필요가 있음을 알 수 있다.

또한 앞에서도 언급하였던 바와 같이, 송풍기 흡입 기류의 축 대칭성을 파악하기 위해서는 그림 21에서와 같은 에어컨 실외기(φ460 mm 송풍기) 출구에서의 토출기류의 풍속을 측정하여 검토하여야 할 필요가 있다. 그림 21의 결과는 레이저 유속계로 측정된 것으로서, X방향 속도성분 U는 허브 부근에서 후류가 형성되어 음의 속도를 나타내며, 송풍기 날개 중간까지는 속도가 증가하여 비교적 속도가 큰 영역이 φ346 mm까지 형성되나 날개 끝단으로 가면서 속도가 현저히 감소되고, 벨마우스 직경(φ475 mm)을 벗어난 영역에서는 주변기류의 유입현상(entrainment)으로 음속도가 형성되고 있음을 알 수

있다. 특히 송풍기 상단 좌측부에서는 국부적으로 더 큰 속도영역이 존재하면서 축대칭 속도분포를 이루지 못하고, 날개 끝단으로 가면서 현저히 속도가 감소하는 것은 실속(失速)이 형성되어 난류소음을 증대시킬 수 있다. 따라서 저소음 운전을 위해서는 송풍기의 운전점의 위치를 수정하는 최적화 설계가 이루어져야 한다.

참고로, Z방향 속도성분 W는 우측은 양의 값으로, 좌측은 음의 값으로 형성되어 있기 때문에, 송풍기가 반시계방향으로 회전하고 있음을 알 수 있다.

그림 22는 실외기 출구에서의 레이놀즈 응력분포(여기서 U_m 은 Y-Z평면내에서 X방향 평균속도 성분의 최대치임)로서, 최근들어 여러 분헌들에서 레이놀즈 응력의

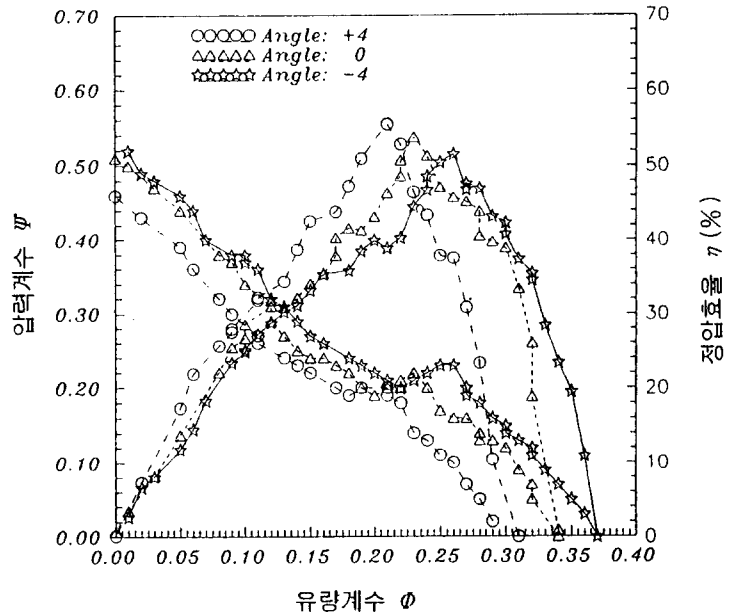


그림 19 유량, 압력, 효율특성에 미치는 스테거(stagger) 각의 영향

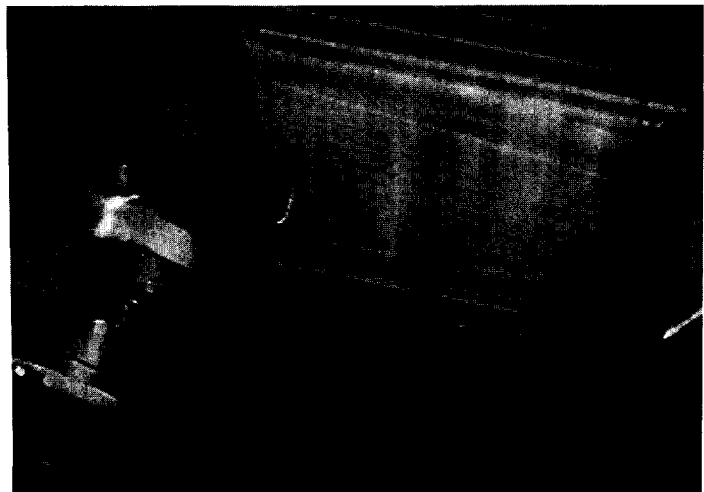
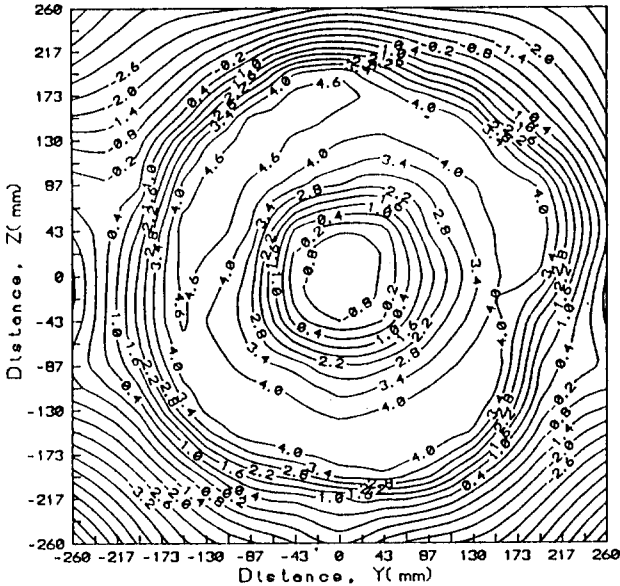
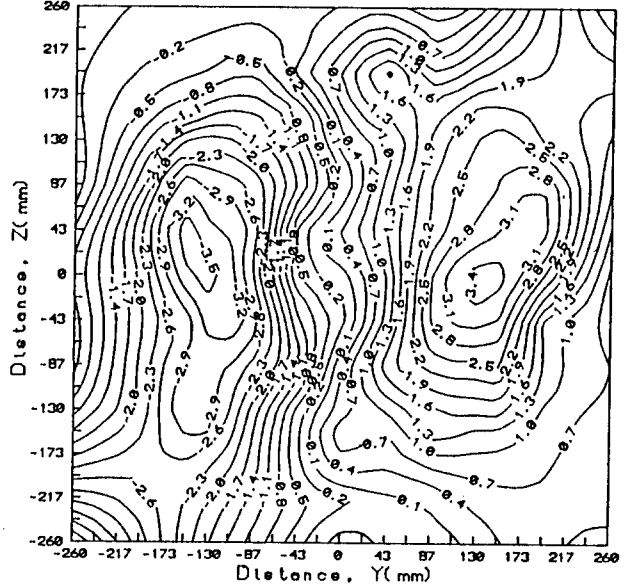


그림 20 에어컨 실외기 유동 가시화 예



(A) X 방향 속도성분(U)



(B) Z 방향 속도성분(W)

그림 21 에어컨 실외기 출구에서의 X, Z 방향 속도(단위: m/s)

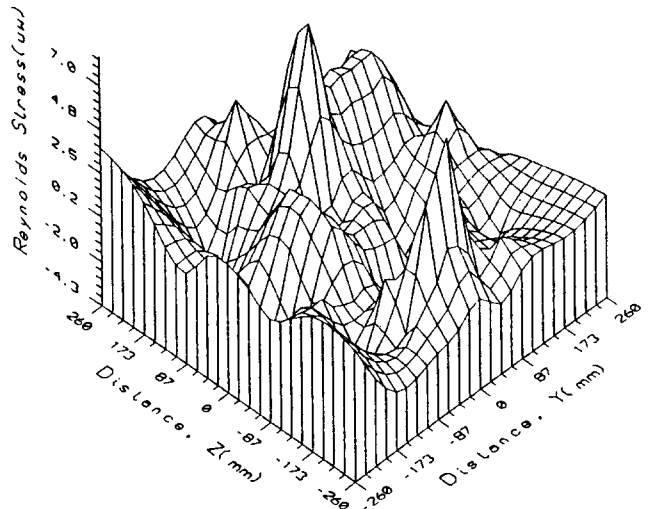
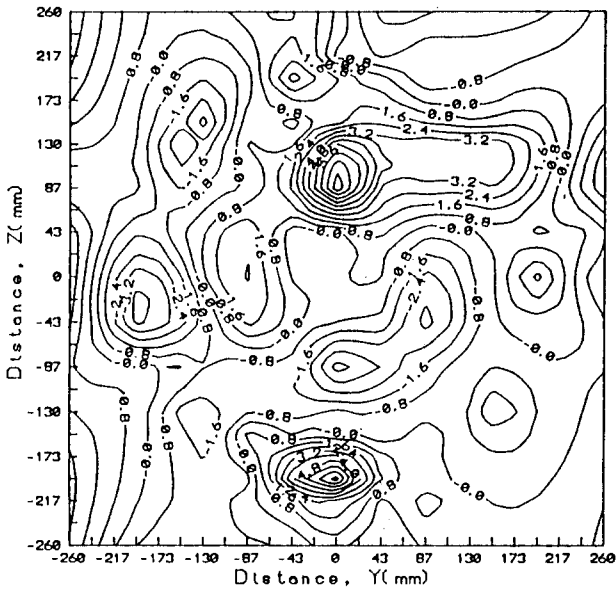


그림 22 에어컨 실외기 출구에서의 레이놀즈 응력 ($10^3 * uw / U_m^2$)

불균일 분포로 최고치가 국부적으로 형성될 경우 난류소음에 많은 영향을 미친다는 사실을 밝히고 있다. 본 그림에서도 레이놀즈 응력의 불균일성을 볼 수 있어 저소음을 고려한 송풍기의 신설계를 필요함을 알 수 있다.

6. 맺음 말

이상과 같이 에어컨에서의 소음 발생 원인과 그 대책 방안, 그리고 에어컨의 주소음 원인, 각종 송풍기에서 적용되고 있는 저소음화에

대한 대책기술들을 논하고자 실제의 연구결과 사례들을 소개하면서 관련 문헌들의 결과들을 활용하여 기술하였다. 향후에도 가전제품에 있어서 저소음화에 대한 연구 노력은 지속적으로 더욱 발전할 것으로 예상된다. 소음은 적게 할수록 좋

지만 경제적 제약과 기술적 제약 및 실제 인간이 생활하는 공간 내에서 존재하는 암소음 등을 고려하였을 때는 과대한 정도의 저소음화는 경제적 손실을 초래하며 의미를 찾지 못하게 된다. 따라서 각 사용장소의 형편에 맞게 최소한의 소음치를 갖는 가전제품을 개발하여야 한다.

한편 가전제품에 대한 소음저감에는 어느 특정기술만을 해결해서는 근본적인 소음저감이 어렵고, 기계적인 각 부품의 저소음화 최적 설계방법 이외에 생산기술 및 전자 제어기술이 병행되어야만 가능할 것으로 보인다.

끝으로 본 글은 에어컨 중에서 주 소음원인 송풍기 및 유로 관련한 유동소음저감 측면에서 현재까지 적용되어온 기술동향에 대해서 매우 한정된 범위 내에서 기술된 것임을 밝혀두는 바이며, 본 글이 각종 분야의 저소음화에 관심이 많은 분들에게 약간이나마 도움이 되었으면 하는 바이다.

참고 문헌

- (1) 1991, J. IEE, Japan, Vol. 111, 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) B. Erk, 1973, "FANS-Design and Operation of Centrifugal, Axial Flow, and Cross-Flow Fans," Pergamon Press.
- (9) 生井武文外, 1988, "ターボ送風機と壓縮機," Corona社.
- (10) Ken'ichi Ozeki, 1985, "ダクト用換氣の静音化技術," Toshiba Review, 40 권, 9 호, pp. 748 ~ 750.
- (11) Raj, D., 1978, "Noise Generation in FC-Centrifugal Fan Rotors," ASME-Fluid Transients & Acoustics in the Power Industry.
- (12) K. W. Yewo, 1974, "Acoustic Modelling of Ducted Centrifugal Rotors," Journal of Sound & Vibration, 32(1), pp. 143~152.
- (13) J. B. Moreland, 1974, "Housing Effects on Centrifugal Blower Noise," Journal of Sound & Vibration, 36(2), pp. 191~205.
- (14) F. P. Bleier, 1948, "Design, Performance and Selection of Centrifugal Fans," Heating & Ventilating's Reference Section, Sept.
- (15) General Electric Co., 1985, "Fluid Flow-Databook."
- (16) F. J. Brandt, "Scroll Design for Optimum Efficiency in Centrifugal Fans," Torrington Co.
- (17) B. N. Chanda, 1988, "Prediction of the Performance of a Centrifugal Flow Fan with Debladed Impeller," MIN ENG (LONDON), Vol. 148, No. 322, pp. 39~42.
- (18) W. Neise, 1975, "Application of Similarity Laws to the Blade Passage Sound of Centrifugal Fans," Journal of Sound & Vibration, 43(1), pp. 61~75.
- (19) 김장권, 1993, "에어콘의 소음저감 문제," 대한기계학회지, 제33권, 제2호.