

저소음 패키지형 공기조화기의 실내기 개발에 관한 연구

이 재 효, 조 성 철, 김 태 헌[†]

건국대학교 기계공학과

Study on the Development for Low Noise Indoor Unit Package Air-Conditioner

Jai-Hyo Lee, Sung-Chul Jo, Tae-Hun Kim[†]

Department of Mechanical Engineering, Konkuk University, Seoul 143-701, Korea

(Received February 27, 2003; revision received May 13, 2003)

ABSTRACT: The purpose of this study was to reduce the noise emitted from the package air-conditioner. The optimum design methods of the fans were investigated experimentally through the analysis of noise problem caused by the conventional PAC system. New PAC system had decreased 6 dBA in overall noise level as compared with the conventional system by various technology.

Key words: Fan(팬, 송풍기), Air conditioner(공기조화기), Noise(소음)

기 호 설 명

그리스 문자

A : 소음측정실의 면적 [m^2]
 C : 제품 판넬에서 제품 본체 전면까지 거리 [mm]
 D : 팬과 벨마우스 끝단까지 거리 [mm]
 D_0 : 팬의 지름 [mm]
 L : 벨마우스의 반경 [mm]
 LpA : 소음음압 레벨 [dBA]
 LwA : 소음파워 레벨 [dBA]
 M : 팬 끝단에서 제품 본체 전면까지 거리 [mm]
 R : 측정각도에서의 반경 [$^\circ$]
 R_0 : 스크롤 설계기준점에서 반경 [$^\circ$]
 ΔP_s : 정압 [Pa]
 w : 팬의 폭 [mm]

α : 스크롤 팽창각(angle of expansion)
 Ψ : 압력계수(pressure coefficient)
 Φ : 유량계수(flow coefficient)

하첨자

o : 바깥지름(out diameter)

1. 서 론

국내의 패키지 에어컨(package air conditioner)의 시장수요 구조는 크게 업소용과 가정용으로 양분되어 있으며, 최근에 중-소형모델인 2~3마력 급(15~25평형)에서는 가정용으로 보급이 확대되고 있다. 이러한 현상은 IMF 여파가 어느 정도 진정된 후 소비자들의 소득수준 증대와 대형 아파트 선호 및 국내의 기후가 대기환경 변화에 따라 향후에도 중-대용량급을 중심으로 판매가 지속될 것으로 예상된다. 최근 들어, 소비자들이 기기운전 중에 쉽게 느낄 수 있는 소음에 대

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-450-3469; fax: +82-2-450-3476

E-mail address: kimthjf@empal.com

한 관심이 증대됨에 따라, 소음에 대한 불만해소는 고효율화, 절전화 및 환경보호 측면 못지 않게 매우 중요한 부분이라고 할 수 있다. 따라서 본고에서는 가정에서 보다 정숙하게 쾌적한 냉방을 즐길 수 있도록 실외기⁽¹⁾보다는 실내기에 집중하여 연구하였다.

연구의 개략적인 결과 패키지 에어컨 실내기의 주원인은 첫째, 다익훤(sirocco fan)의 구동에 의한 풍량소음이며, 둘째는 모터에 의한 자체소음과 진동소음, 셋째는 흡입 및 토출구 형상에 대한 유체소음이었다.

이에 본 연구에서는 실내기의 소음저감을 위하여 훤 자체의 소음저감은 물론, 모터의 결합 및 흡입부의 구조개선을 위해 관련부품들을 최적으로 적용시켜 소음저감에 노력하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

본 연구에서는 패키지 에어컨 풍량측정 및 송풍기의 공력소음 성능 등을 얻기 위해 KS C 9306 조건 및 ISO 규격 등을 참조하였다. 한편, 보다 정확한 소음을 측정하기 위하여 무향실(C사 5m×5m×5m, 압소음 23 dBA)과 잔향실(C사 5m×5m×5m)을 오가며 측정하였고, 측정장비는 B(사)의 3025기종이다.

$$LwA = LpA + 10 \times \log A \quad (1)$$

10×log A 값은 시험제품 및 시험실마다 다르다.

3. 저소음 설계의 적용방안

3.1 훤 소음 감소

3.1.1 훤 방식의 선정

이론적으로는 Table 1과 같지만 전면판넬(front panel)과 흡입부의 거리 및 열교환기의 설치위치에 따라 시험한 결과 양흡입(DI)훤 방식이 설계 목표에 있어서 가장 적합하였다. 또한 단흡입(SI)훤에 대비하여 양흡입훤의 경우는 사구간(dead zone)이 적으므로 소음감소에 유리하다. Fig. 1은 단흡입 방식 패키지형 공기조화기의 측면에서의 단면형상이다.

Table 1 Volume flow rate comparison for fan type

Fan type	Single inlet	Double inlet	Single inlet
<i>w</i>	1	2	2
Flow rate	1	$\sqrt{2}$	2
Suction area	1	2	1

일반적인 단흡입훤(SI fan)의 설치조건

$$w = 0.4D_0$$

$$M = 1.25W + 0.1D_0$$

$$D = 0.15W + 0.05D_0$$

$$L \approx 0.1D_0$$

$$C \geq d/4$$

3.1.2 블로어 설계

블로어(blower)의 익형 및 하우스링스크롤(housing scroll)의 설계는 80% 이상이 실험에 의존하고 있다. 그러므로, 새로운 블로어의 설계보다는 현재 사용하고 있는 블로어의 개선을 통하여 목표로 정한 풍량의 영역에서 가장 소음이 적은 블

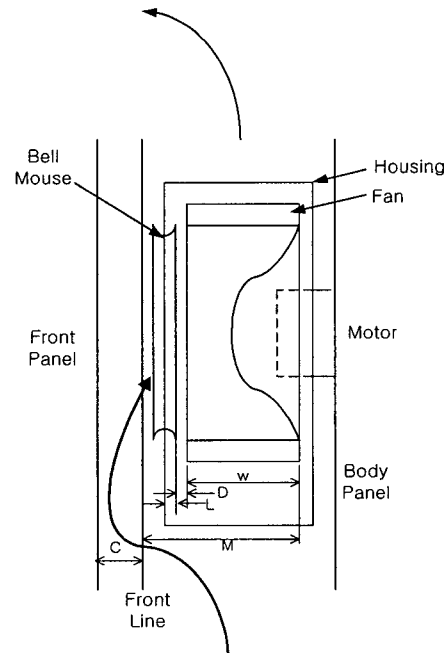


Fig. 1 Inside slim package air-con.

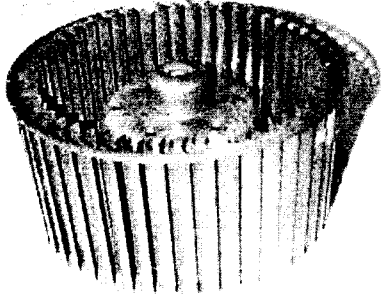


Fig. 2 Single inlet Blower.

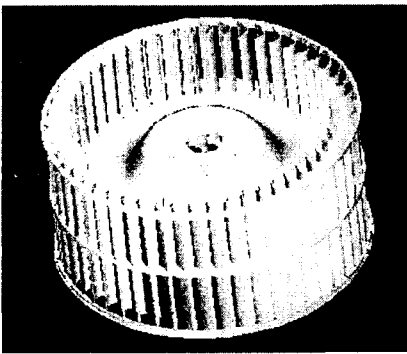


Fig. 3 Double inlet Blower.

로어를 선정하고, 하우징 스크롤 부분은 전산해석을 통하여 소음원인 박리현상이 없도록 설계하였다.

시로코(sirocco) 방식에서의 소음원은 컷오프(cut-off) 위치와 하우징의 팽창각에 의해서 생기는 스크롤에서의 박리현상이다.

Fig. 2는 본고에서 개선 전의 형상이고, Fig. 3은 개선 후의 형상이다. Fig. 4 및 Fig. 5는 전산해석을 통하여 구한 정압분포 및 유선이다.

(1) 날개의 형상설계

날개의 형상설계는 속도삼각형 등에 의해 이론적으로 많이 유도되어지고 있지만 뚜렷하게 실험과 연계되고 있지 않아서 실험에 의존한다. 그러나 입구각과 출구각을 적절하게 변경한다면 특정 풍량영역에서 저소음의 팬을 알 수 있다. 날개의 형상에 대해서는 많은 연구가 있었으나, 실제로 실험에 있어 큰 차이는 없었고 오히려 날개 간의 간격 및 개수가 성능 및 소음에 영향을 많이 미쳤다.

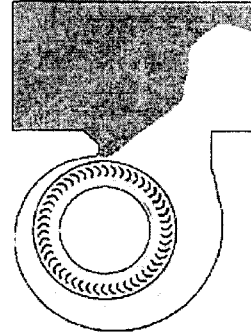


Fig. 4 Static pressure on CFD.

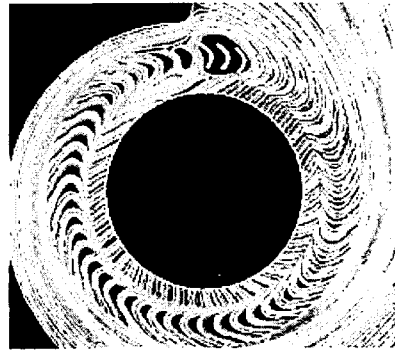


Fig. 5 Stream line on CFD.

(2) 스크롤의 영향

스크롤은 일반적인 팽창각(8~10 deg)보다 작은 경향으로 가고 있는 추세이다. 왜냐하면 팽창각을 지나치게 크게 하면 소음은 작아지나, 박리현상이 발생하여 전체적인 유동에 방해를 줄 수도 있다.

최근 최적의 팽창각은 전산해석의 선행설계를 필요로 한다. 그리고, 사용중인 스크롤 설계방법에는 팬 중심과 기준점에서부터 거리를 구하는 방식으로 분류되며 대수학식(logarithmic), 아키메딕(archimedic), 4-점식, 스파이럴(spiral) 방법 등이 있다. 본고에서 사용한 아키메딕 방식은 아래와 같다.

$$R = R_0 \left[(1 + \tan a) * (d - d_o) * \frac{\pi}{180} \right] \quad (2)$$

3.2 그로메트 형상에 의한 소음

Fig. 6은 공기조화기 실내기의 모터 그로메트를 나타낸 것이다. 그 형상을 살펴보면 B Type 및

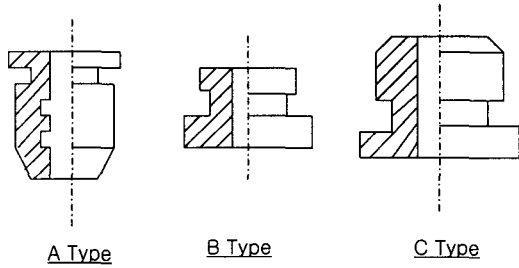


Fig. 6 Grommet comparison.

C Type은 동일한 진동과 소음 현상이 나타나며, 모터의 진동을 시스템에서 흡수하지 못하고 제품의 본체에 모터 진동을 통과시켜 모터 고유값인 125 Hz와 250 Hz가 Fig. 11과 같이 보임을 알 수 있다. 그리고 개선된 방진고무를 적용한 시스템의 소음분석한 결과는 Fig. 10과 같다. 그러므로, 모터의 방진고무 설계에 있어서 검토해야 할 점은 다음과 같다.

- (1) 방진고무의 재질
 - (2) 방진고무의 형상
 - (3) 방진고무와 모터고정용 볼트와의 조립구조
- 상기 3가지의 검토로 2 dBA의 소음개선효과가 나타났다.

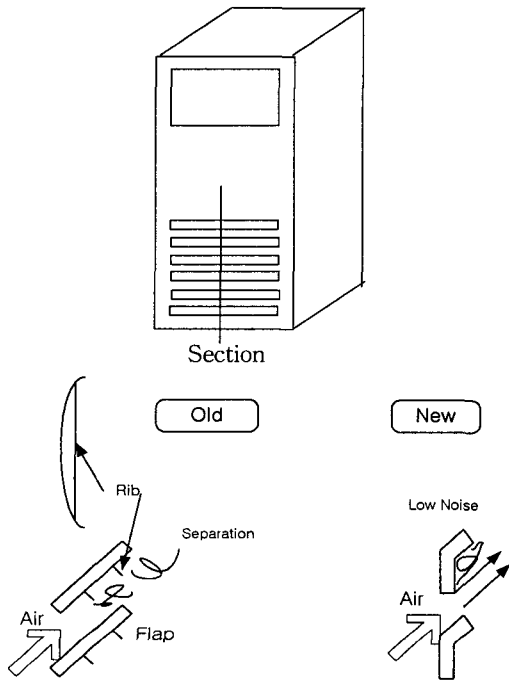


Fig. 7 Section of suction Grille.

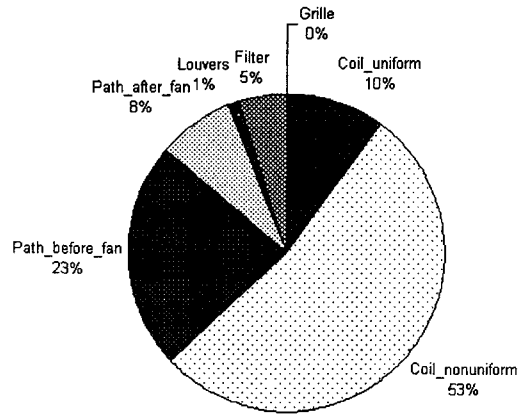


Fig. 8 System resistance breakdown.

3.3 흡입 및 토출 형상에 의한 유체소음

Fig. 7은 공기조화기 흡입구의 단면형상으로써 동일 회전에서 동일한 풍량으로 흡입부의 유로개선을 통하여 개선한 결과 흡입면적이 기존의 것보다 90%로 줄었음에도 불구하고 시스템의 소음값은 1~2 dBA가 오히려 감소하였다. 따라서 패키지형 에어컨 시스템의 흡입구 형상설계가 소음에 큰 영향을 주었다.

3.4 시스템저항에 대한 분석

Fig. 8은 시스템 저항을 분석한 것이다. 일정한 풍량 하에서 전체 시스템 저항을 측정하여 흡입 필터, 흡입그릴, 토출그릴, 열교환기 등을 제거하면서 각각의 저항값을 측정 후 백분율로 나눈 값이다. 따라서 시스템 저항에 가장 큰 영향을 주는 부분을 집중적으로 개선함으로써 효율을 높일 수 있다.

상기 시스템 저항을 분석하면 열교환기가 가장 큰 저항으로써 크기를 크게 하거나 혹은 열교환기 핀 형상을 개선하여 시스템 저항을 줄이고자 하였다.

4. 결 과

4.1 팬 소음 감소

모든 경우에 가장 저소음의 팬이란 존재하지 않으므로, 본 논문의 가장 중요한 점은 원하는

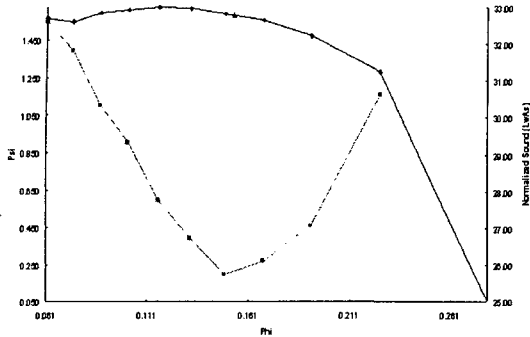


Fig. 9 Fan characteristic line and noise for air flow.

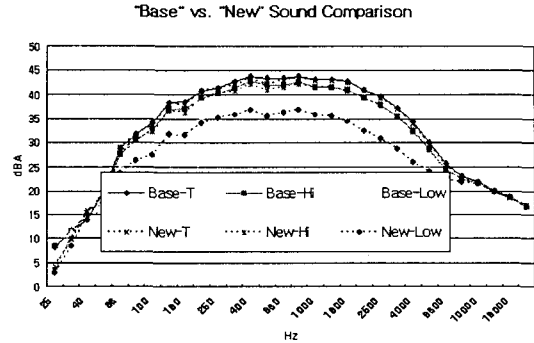


Fig. 11 Noise comparison for inlet structure.

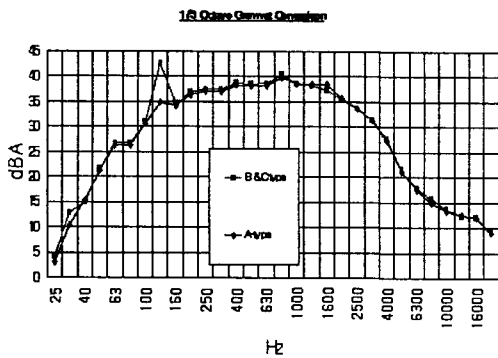


Fig. 10 1/3 Octave analysis.

풍량 영역에서 가장 소음이 작은 팬을 찾는 것이다. Fig. 9는 일정한 회전에서 선정한 가장 소음이 작은 팬의 특성을 나타낸 것이다.

4.2 모터에 의한 자체소음 및 진동소음

Fig. 10은 기존 방진고무와 개선된 방진고무를 장착한 제품소음을 비교한 그림이다. 모터 등의 진동에기에 대한 고유음인 60, 120, 240±10 Hz 영역의 소음은 모터만의 소음으로 간주하여, 기존에는 모터 업체들이 해결해야 하는 문제로 인식하였다. 그러나 본 연구에서는 모터 측면에서도 개선을 해야 하지만, 시스템 전체적으로 분석을 해야만 특정이음에서 유발하는 소음을 제거할 수 있을 것으로 생각된다.

4.3 흡입 및 토출 형상에 의한 유체소음

Fig. 11은 기존 흡입구조와 개선된 흡입구조 제품의 소음을 비교한 그림이다. 흡입 및 토출 들

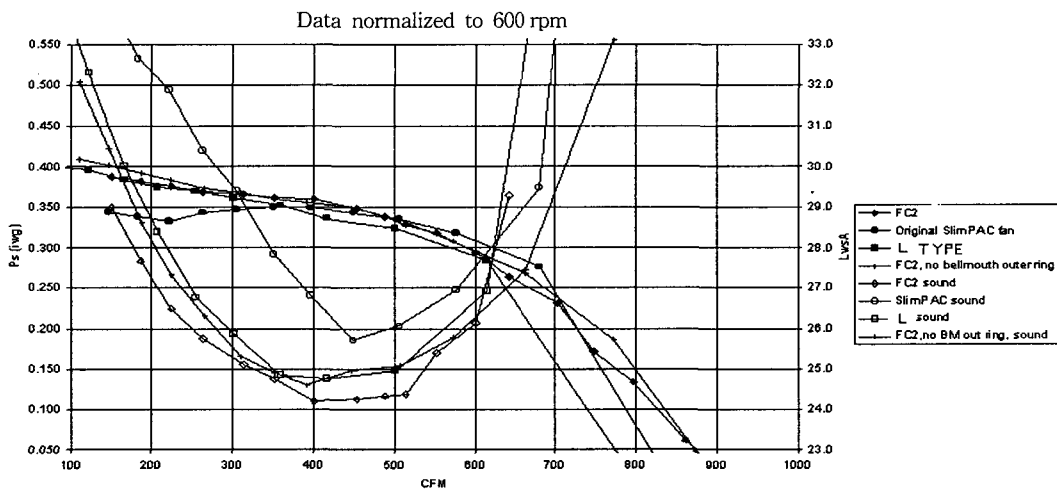


Fig. 12 Fan characteristic line and fan alone noise for air flow.

다 개선시켜야지만 여건상 흡입부만 개선시켜 1~2 dBA의 효과를 얻었으며, 다음에 삼차원 전산해석을 적용하여 유로개선에 의한 소음감소 현상을 규명할 예정이다.

Fig. 12는 초기설계시 요구풍량(500 cfm)에서의 최소 풍량을 가지는 웬 특성곡선과 소음을 표시한 것이다.

5. 결 론

본 연구결과로 동일풍량(500 cfm)에서 저소음 공기조화기를 개발하고자 변경된 시방을 정리하면 Table 2와 같다.

(1) 기존 제품의 유로에 대한 시스템 저항을 분석하여 최적의 열교환기, 웬 위치선정, 구조개선 등으로 시스템 저항을 약 20%감소시켰다.

(2) 전산해석(CFD)을 통한 선행설계로서 스크를 끝단의 박리현상을 확인하여 Fig. 4와 같이 최종개선을 하였고, Fig. 5와 같이 최적의 입구각, 출구각 형상을 구하였다.

(3) 패키지 에어컨에서 소음을 감소시키기 위해서는 단순히 웬 자체(fan alone)의 소음감소와 더불어 시스템과의 조화가 필요함을 알 수 있다.

(4) 실내기의 특정이음으로 인식되는 $n \times 60$ Hz (400 Hz 이하의 저주파 소음) 영역의 소음제거를 위해서는 시스템과 조화롭게 그로맷트 설계

가 되어야 한다.

(5) 제품 흡입부 형상설계는 웬의 압력저하와 관련이 있을 뿐만 아니라 형상에 대한 공력소음도 시스템의 소음에 커다란 영향을 미쳤다.

결론적으로 상기의 방법을 적용하여 약 4~6 dBA의 소음감소를 갖는 저소음 패키지 에어컨을 개발하였다.

참고문헌

1. Kim, J. K., 1996, Study on the development for low noise indoor and outdoor unit package air-conditioner, KSME Journal, Vol. 20, No. 6, pp. 1913-1920.
2. Bruno eck, 1973, FANS, 1st ed., Pergamon Press.
3. Charles, E. Bullock, 1975, Fan Application Manual, Carrier Inc.
4. Lee, D. J. et al., 1999, The noise of blower, Korean Fluid Machinery Asso., Journal, Vol. 2, No. 1, pp. 1-10.
5. Park, K. J. et al., 1999, Study on the development of low noise and high efficiency sirocco fan, Korean Fluid Machinery Asso., Journal, Vol. 2, No. 2, pp. 46-56.
6. Kim, J. K., et al., 1997, The influence on the sirocco performance by scroll, KSME Spring Annual Meeting Proceeding B, pp. 576-581.
7. Jeon, W. H. et al., 1997, The analysis of noise source and flow on the vaccum cleaner, Korean Society for Noise and Vibration Eng., Vol. 7, No. 1, pp. 99-116.
8. Kim, C. J., et al., 1998, Design of low noise axial fan using no-noise fan tester, Korean Society for Noise and Vibration Eng., Spring Annual Meeting, pp. 156-162.

Table 2 Comparison of new specification

	Old	New
System resistance (static pressure)	550 Pa	440 Pa
Separation at scroll outlet	Contain	Remove
Inlet angle at blade	59°	71°
Outlet angle at blade	136°	141°
Fan diameter	300 mm	←
Expansion angle	6.5	←
Sound pressure [LpA]	43 dBA	49 dBA