

## 에어컨 및 냉장고용 축류팬 성능실험

김창준\* · 정용규\*

### 1. 제품의 특성

축류팬은 터보기계의 일종으로서 저정압, 고폭량을 특징으로 하며 생산 원가가 저렴해서 환기, 발열부품의 냉각, 열교환등을 목적으로 많이 사용되고 있다. 흡어플라이언스 제품중에서 열교환을 목적으로 축류팬을 사용하는 대표적인 제품은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 RAC(room air conditioner) 분리형 실외기(outdoor unit)와 Fig. 2의 냉장고(refrigerator)이다.

냉동사이클에서는 사이클 구성상의 원리로 인하여 반드시 저온 열원과 고온 열원이 존재하는데 통상 저온 열원인 증발기는 풍량이 작고 시스템 저항이 커서 주로 원심팬의 일종인 시로코팬이나 횡류팬을 사용하나 고온 열원인 콘덴서는 풍량이 크고 저항이 작아 실외에 설치하여 축류팬으로 하여금 열교환을 시킨다. 냉동 사이클이 운전되는 동안 축류팬은 콘덴서에서 발생하는 고온의 열을 저온의 외부 공기를 흡입하여 열교환시킨 후 다시 실외기 외부로 방출시키는 동작을 반복하여 냉동 사이클이 이상 없이 동작하는데 한 역할을 담당한다.

에어컨과 달리 냉장고의 팬유로는 고내 폐회로 유로구조를 가져서 냉장실, 냉동실의 고내의 냉기가 냉장고 후면 벽 내의 좁은 유로를 통하여 증발기로 유입되어 모터, 축류팬, 슈라우드(shroud)를 지나 냉동실로 방출되고 동시에 냉장실로 유입되는 순환 구조를 가지고 있다. 냉장고 뒷면 하단부에는 콘덴서가 압축기와 같이 나란히 배치되어 있는데 축류팬에서 떠난 바람이 콘덴서, 압축기등을 거쳐서 열교환을 한 다음 외부로 빠져나가는 구조로 되어있다.

Fig. 3은 창문형 에어컨으로서 실내기와 실외기가 하나로 일체로 되어 있기 때문에 일체형이라고도 불리우는데 실내의 증발기 열교환용으로는 시로코팬을 사용하고 실외는 분리형 실외기와 마찬가지로 축류팬을 사용한다.

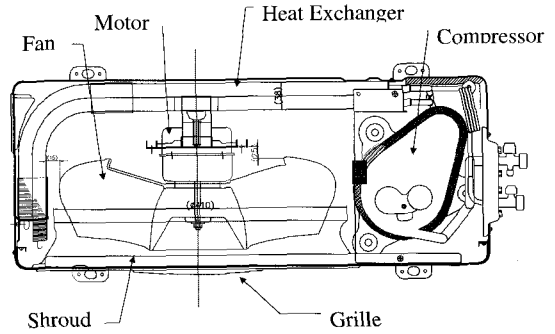


Fig. 1 분리형 에어컨의 실외기 구조

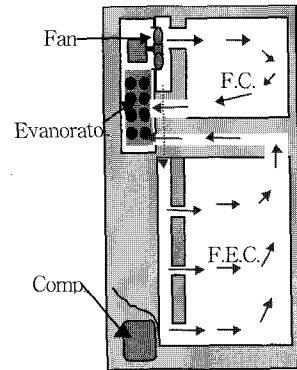


Fig. 2 냉장고의 고내 유로구조

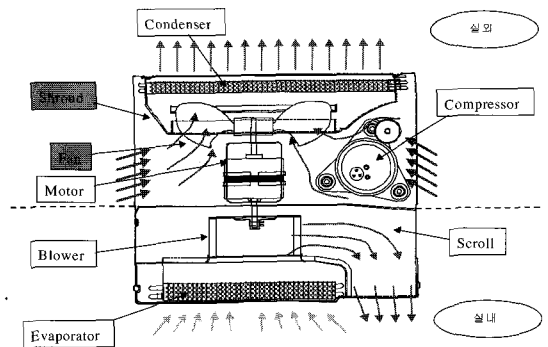


Fig. 3 창문형 에어컨의 구조

\* LG전자, 디지털 어플라이언스 연구소  
E-mail : cjkim@lge.co.kr

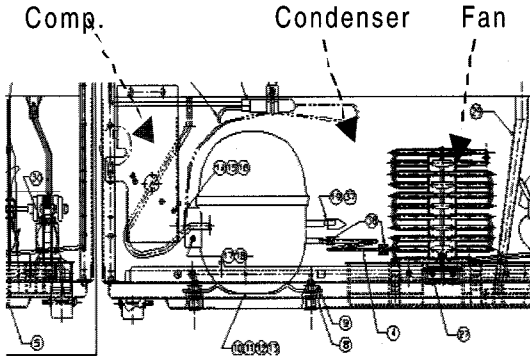


Fig. 4 냉장고의 기계실 구조구성도

축류팬의 입장에서 분리형은 팬의 흡입쪽에 콘덴서가 있는 흡입유로를 구성하며 창문형은 팬의 토출방향에 열교환기가 있는 토출유로를 구성한다. 창문형 실외기가 분리형과 달리 유로구조가 구성된 것은 다음 절에서 설명할 예정이다.

Fig. 4는 냉장고 기계실의 구조 구성도로서 팬 설치 기준에서 볼 때 토출유로 구조를 가지고 있다.

이상의 흡어플라이언스 제품을 대상으로 좀 더 상세히 살펴보면 다음과 같다. 통상적으로 팬의 적용은 정압, 풍량, 회전수등으로 결정되는 비속도에 따라서 결정되는데 에어컨에서 축류팬은 저정압인 실외기의 콘덴서 냉각용으로 사용되고 있으나 실내기에서는 고정압 증발기 열교환용으로 횡류팬(Cross Flow Fan) 또는 시로코팬(Sirocco Fan)이 사용되고 있다. 냉장고에서는 에어컨과는 달리 고정압인 냉장고 고내와 냉장고 뒷면의 저정압인 기계실 발열부품의 냉각용으로 모두 축류팬을 사용하고 있는데 각 시스템의 작동환경을 상세히 살펴보면 다음과 같다.

냉장고의 기계실 팬은 에어컨 실외기와 기계실 유로의 저항이 비슷하기 때문에 축류팬 작동영역인 비속도가 각각 1200~2800(mm<sup>3</sup>/min.rpm)범위에 존재하므로 작동에 큰 문제가 없으나 에어컨 실내기는 고정압 열교환기 및 유로로 인하여 비속도가 1000 이하로 축류팬으로 작동시키면 효율이 떨어지고 소음이 상승하기에 매우 비효율적인 시스템이 만들어지게 된다. 냉장고 고내의 상황도 에어컨 실내기와 비슷하여 고정압유로만 생각하면 축류팬 대신 원심팬을 사용해야 하나 냉장고 고내가 폐회로 유로구조를 가져서 개회로 보다 유동 손실이 적어 축류팬과 원심팬 사이의 비속도를 가진다. 이럴 경우는 슈라우드내 팬의 위치를 고정압 방향으로 변경하여 정압상승을 피하여 개선할 수가 있다. 즉, Fig. 5는 직경 380mm 팬을 대상으로 슈라우드

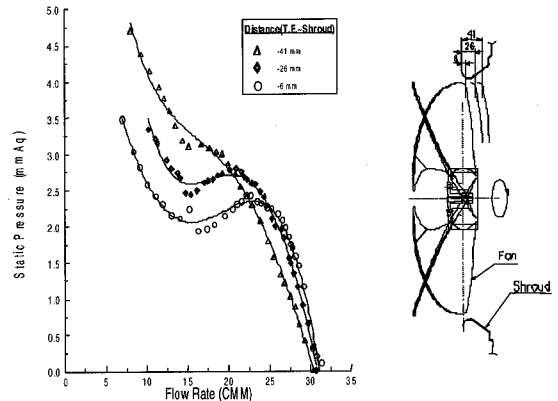


Fig. 5 슈라우드내 축류팬 위치에 따른 성능곡선의 변화

내에서 팬의 위치를 변경하면서 일정 회전수에서 팬의 풍량대 정압의 관계를 나타낸 것인데 슈라우드에서 팬의 선단(leading edge)이 적게 나올수록 고정압에 견디는 축류팬을 구성할 수 있다. 따라서 축류팬을 현재상태보다 고정압 또는 저정압 시스템에서 작동하게 한다면 팬 자체의 블레이드 재설계와 슈라우드내 설치 위치를 재설정하여야 한다. 이와 같은 방법으로 냉장고 고내의 축류팬 사용은 가능하나 냉장고 장시간 운전시 열교환기에 성애가 생기는 등의 저항이 증가하면 순간적으로 풍량이 떨어지는 것은 축류팬의 특성상 피할 수 없는 사실이다. 냉장고 고내에 축류팬을 사용하는 이유중의 또 하나는 구조적인 측면에서 원심팬보다 간단한 유로구조를 꾸밀 수 있기 때문이다. 시로코팬이나 횡류팬을 사용시 각각 스크롤과 가이드를 같이 형성해주고 팬에서 떠난 바람이 축류팬보다 좁은 범위로 토출되어 냉동실내로 균일한 바람을 불어주기 위해서는 별도의 유로 설계를 하여야 하는 불편함이 따른다.

냉장고 기계실의 축류팬은 앞서 언급했듯이 고내와는 달리 그다지 저항이 크지 않아 팬 작동영역에서 비교하면 에어컨 실외기보다도 비속도가 크다. 따라서 상당히 저항이 낮은 상태에서 작동된다고 할 수 있는데 실제 냉장고 설치시 뒷면은 벽에 가깝게 위치하고 밑면은 바닥과 근접하여 저항은 약간 상승한다. 냉장고 기계실의 유로는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 팬의 전방에 콘덴서, 압축기가 차례로 배열되는 구조로 되어 있는 토출형유로구조로 되어있다. 반면 분리형 에어컨 실외기는 Fig. 1에서와 같이 흡입형 유로구조이다. 이렇게 팬을 기준하여 각각 전방 및 후방에 열교환기(저항)를 뒀으로써 유로는 달라지는데 이와같이 다르게 유로구조를 구성하는 이유는 다음과 같이 생각된다.

분리형 에어컨 실외기의 구조는 축류팬의 전방에 열교환기가 있는 흡입형 유로인데 축류팬의 유동현상은 흡입유로는 넓고 토출유로는 좁다. 실외기 콘덴서는 넓은면적의 고풍량을 요구한다. 따라서 열교환기가 팬의 전방에 있는 것이 유로에 적합하고 효율과 소음이 좋아진다. 팬의 후방에 있는 경우는 창문형과 같은 유로구조를 가지는 경우인데 이 경우도 팬의 전방에 열교환기를 설치하는 것이 유리하나 창문형은 실내기와 실외기가 일체로 연결 구성되기 때문에 실외기(실외측)에 흡입유로를 구성할 구조구성이 곤란하다. 따라서 토출유로로 구성된 것이며 만일 흡입유로로 구성할 수 있다면 현재보다 동일풍량에서 2~3dB(A)정도의 소음 저감이 예상된다.

한편 냉장고 기계실의 구조는 에어컨 창문형 실외측과 마찬가지로 토출형 유로구조를 가지고 있는데 이 경우는 흡입형 유로구조로 개선한다고 하여도 반드시 소음에 유리하다고 할 수는 없다. 현재 유로의 구조는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 축류팬에서 나오는 바람이 콘덴서, 압축기를 차례로 냉각시키면서 정면과, 밑면의 그릴을 통하여 공기가 배출되는 구조로 되어있다. 흡입은 배출구조와 마찬가지로 정면과 밑면에 형성된 그릴을 통하여 팬으로 공기가 들어간다. 이러한 구조를 살펴보면 흡입유로는 팬의 풍량에 비하여 작지 않고 토출유로는 커서 팬에서 떠난 바람이 처음에는 직진성의 흐름에서 콘덴서, 압축기를 거치면서 약화되어 분산된 작은 속도의 공기가 되어 그릴을 통하여 외부로 방출되므로 에어컨 창문형에서와 같이 팬의 토출측 바로 앞에 열교환기가 있는 경우와 같이 직접 열교환기로 유동이 부딪히면서 나는 소음은 상대적으로 작게 발생할 수 있다. 따라서 유로구조상 조립성등에 무리가 없다면 큰 문제가 없다. 이러한 구조를 바꾸어서 우측부터 차례로 콘덴서, 팬, 압축기를 두는 구조를 생각할 수 있는데 이 구조는 팬의 입장에서는 가장 바람직한 유로구조라고 할 수 있다. 흡입유로가 충분히 확보되고 토출유로도 압축기의 형상이 전체적으로 곡면을 이루므로 부딪히는 소음이 콘덴서보다는 많이 저감될 것으로 기대된다. 그러나 부품의 배치에 있어서 팬이 압축기와 열교환기 사이에 자리잡게 됨에 따라 조립성이 나빠지고 재료비가 상승될 우려가 있다. 그리고 콘덴서에서 나오는 뜨거운 바람으로 인하여 팬의 형상 변형이 우려되는 바 재질에 대한 검토가 선행되어야 한다.

또 하나의 구조는 지금의 토출구조와 반대로 흡입

구조로 개선하는 경우이다. 이렇게 할 경우는 흡입유로가 개선되어 팬의 효율측면에서 증가를 기대할 수 있을 것이나 소음측면에서는 불리할 것으로 추측된다. 즉, 팬을 떠난 바람은 짧은 통로(그릴)을 통하여 지나가므로 충분히 공기속도가 낮아지지 않고 빠르게 그릴에 부딪히면서 큰 피크(Peak) 소음을 유발할 수가 있다. 그리고 여전히 압축기와 열교환기를 떠난 뜨거운 공기가 팬을 지나므로 팬 재질면에서 변형의 우려가 가장 크다.

에어컨이나 냉장고에 있어서 팬 연구는 냉장고 성능의 저감없이 소음을 줄이는 연구가 대부분이다. 팬소음을 줄이려면 팬으로 인하여 발생하는 소음원의 크기를 낮추거나 없애야 하는데 이를 위해서는 팬 블레이드의 디자인을 해야하고 디자인된 팬의 성능 및 소음 평가가 있어야 한다. 소음의 평가는 보통 성능의 평가가 있고 난 후에 하며 팬 단독의 성능평가가 시스템과의 관계를 어느 정도 예측하는 수준에 비하여 소음은 아직 예측 수준이 너무 신뢰도가 낮으므로 여기서는 팬 단독의 성능검토가 시스템과 어떤 관계가 있는지에 대하여 고찰해 보도록 한다.

그리하여 팬을 중심으로 전, 후에 각각 저항체(주로 열교환기)가 있을 때 행해져야 할 성능실험에 대하여 기준을 세우고자 한다.

성능실험에 검토된 시스템은 에어컨 분리형 실외기, 창문형 실외측, 냉장고 기계실이다.

표 1은 이렇게 검토대상으로 한 3가지 경우에 대한 시스템의 사양과 팬, 슈라우드의 사양을 나타내었다.

표1 검토된 팬슈라우드 사양

시스템	유동형태	팬직경	허브직경	날개수	슈라우드 직경	리딩에지 거리
에어컨분리형	흡입	380 mm	106 mm	4 mm	391 mm	41.6 mm
에어컨창문형	토출	323 mm	79 mm	5 mm	336 mm	30 mm
냉장고기계실	토출	150 mm	35 mm	3 mm	160 mm	37 mm

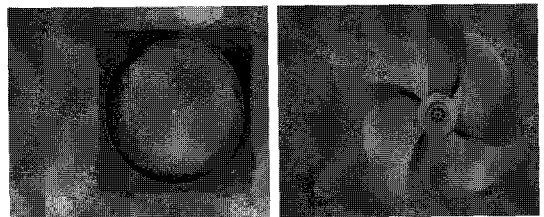


Fig. 6 에어컨 분리형 팬, 슈라우드

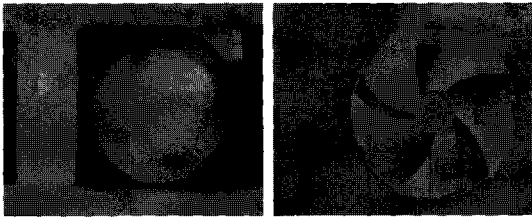


Fig. 7 에어컨 창문형 팬, 슈라우드

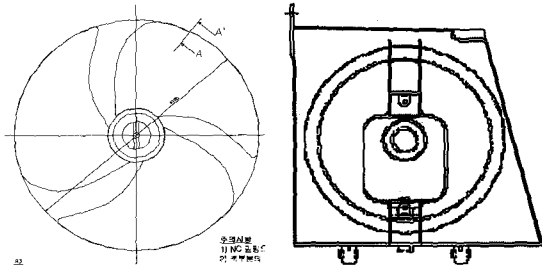


Fig. 8 냉장고 기계실 팬, 슈라우드

## 2. 성능 실험장치

일반적으로 팬의 성능과 소음을 알아보기 위하여 실시하는 실험은 다음 3가지로 나눌 수 있는데 (1)시스템 풍량 및 소음 실험 (2)시스템 저항 실험 (3)팬 단독 실험이다.

본 연구에서 실험은 표 1의 3가지 시스템에 대하여 3가지 실험을 하였는데 시스템 소음과 관련된 실험 내용은 여기서는 언급하지 않기로 한다. 팬의 풍량은 AMCA 규격 210-74에 준하여 제작된 헨테스터(풍량범위 소형 : 0.2~12m<sup>3</sup>/min., 대형 : 5~80m<sup>3</sup>/min)를 이용하여 측정하였다. 팬 단독실험은 팬을 기준으로하여 헨테스터 위치에 따라서 Fig. 9 흡입 Q-P 실험과 Fig. 10 토출 Q-P 실험으로 나눌 수 있는데 전자는 팬의 유동흡입부를 헨테스터로부터 나오는 바람을 보조송풍기를 인버터로 회전수 조절하여 가변하면서 변하는 챔버내의 압력을 기록한다. 이 때 팬의 토크는 AC 서보모터, 토크검출기, 회전축등으로 구성되어 있는 드라이빙 유니트를 이용하여 토크검출기로부터 신호를 얻어 측정한다. 토크검출기는 팬의 크기(부하)에 따라서 소형(1kgf/cm), 중대형(20kgf/cm)가 준비되어 있는데 에어컨용 팬은 최대 20kgf/cm, 냉장고용 팬은 최대 1kgf.cm인 토크디텍터를 사용하였다.

에어컨 분리형팬은 흡,토출 실험이 가능한 중, 대형 헨테스터를 이용하여 흡, 토출 Q-P 실험을 하였고 창문형팬은 토출 Q-P 실험만 하였다. 창문형팬인 경우 흡

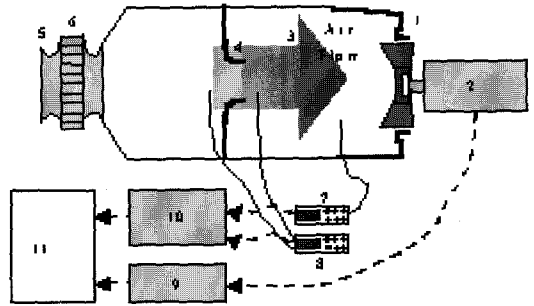


Fig. 9 흡입 Q-P 실험

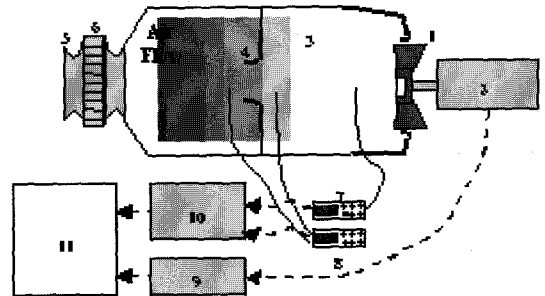


Fig. 10 토출 Q-P 실험

표 2 헨테스터 각부 명칭

번호	명칭	기능
1	Fan	실험 대상
2	Driving unit	일정한 RPM을 유지하도록 하는 장치 Torque도 측정한다.
3	Chamber 1	배기구에서 토출된 공기를 모아 두는 곳
4	Nozzle	chamber 1에서 나온 공기를 chamber 2로 보내는 통로
5	Motor	각 chamber 내의 압력을 조절하기 위한 유량 조절 inverter moter
6	Blower	공기 나오는 장치
7	Manometer 1	대기압과 chamber 1과의 압력차를 측정하는 압력계
8	Manometer 2	Nozzle의 양끝 단에서 압력차를 측정하여 유속을 측정
9	Torque meter	
10	Multi pen recorder	
11	PC	

입시험을 하지 않은 이유는 다음절에서 설명하도록 한다. 냉장고용팬은 흡,토출 실험이 가능한 연구소 소형 헨테스터를 이용하였다.

### 3. 성능시험 결과

본 연구에서 사용한 무차원수는 다음과 같이 정의하였다.

$$\phi = \frac{4Q}{\pi^2 (D_f^2 - D_h^2) D_f N} \quad (1)$$

$$\psi_s = \frac{2 \times g \times P_s}{\rho(\pi D_f N / 60)^2} \quad (2)$$

$$\eta_s = \frac{P_s \times Q}{T \omega} \quad (3)$$

Fig. 11은 에어컨 분리형 팬의 성능 곡선으로서 흡입과 토출의 곡선 경향이 틀리다. 먼저 토출식으로 측정된 Q-P 곡선에서 시스템 저항을 측정하여 만나는 지점의 풍량과 시스템 풍량과 비교하면 많은 차이를 보이고 있다. 반면 흡입식으로 측정된 Q-P 곡선과 오

려 오차가 줄어들어 분리형 팬인 경우의 Q-P곡선은 토출식으로 측정하여야 된다고 본다. 이런 이유는 분리형 실외기의 경우, 팬의 전방에 열교환기가 있기 때문에 팬 단독의 실험도 팬의 전방에 저항을 변화시켜가면서 측정하는 흡입식 측정방법으로 측정해야 시스템의 정확한 저항 값을 알 수 있다고 생각된다. 여기서 시스템 저항도 측정방법을 달리하여 흡입, 토출로 각각 측정해야 하지 않을까 하는 의문이 발생하는데 이에 대해서는 냉장고용 팬의 실험결과에서 설명하기로 한다.

Fig. 12는 토출 형식으로 측정한 에어컨 창문형 팬의 성능곡선으로서 슈라우드내 팬의 위치를 달리하면서 측정된 것이다. 슈라우드내 팬의 위치에 따라서 성능곡선의 차이가 많음을 알 수 있고 시스템의 팬 슈라우드 위치와 같은 조건에서 실험한 팬 단독곡선과 시스템저항의 풍량이 Set풍량과 거의 일치한 것으로 밝혀졌다. 이것은 앞서 예견되었듯이 창문형 시스템은 팬의 후방에 열교환기가 있기에 토출 형식으로 팬 단독실험하는 것이 옳바르다는 것을 뒷받침하는 것이다. 만약 창문형 시스템의 구조를 변경하여 열교환기를 팬의 전방 또는 둘로 나누어 배치한다면 팬 성능평가는 팬 단독실험을 다시 하여야 정확하게 평가할 수 있을 것이다.

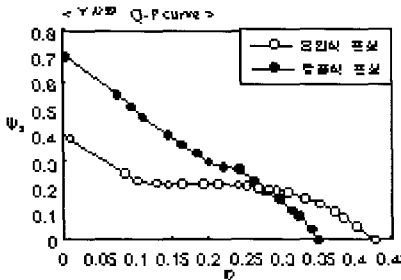


Fig. 11 에어컨 분리형 팬 Q-P, Q-Es 곡선

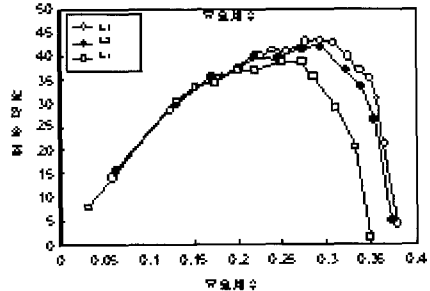
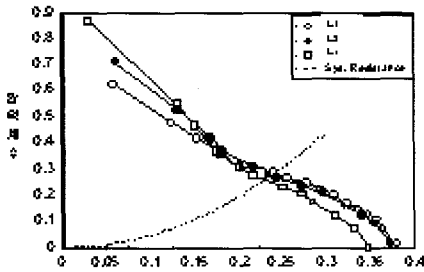
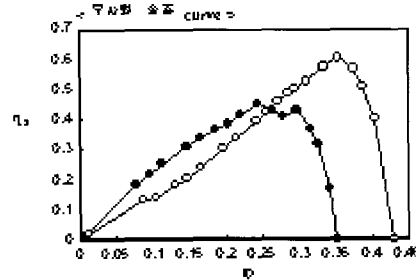


Fig. 12 에어컨 창문형 팬 Q-P, Q-Es 곡선

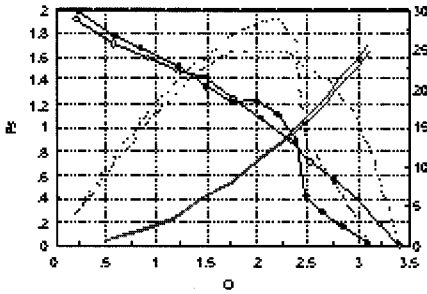


Fig. 13 냉장고 기계실 팬의 Q-P, Q-Es 곡선

Fig. 13은 냉장고 기계실 팬의 흡, 토출 실험결과를 나타낸 것으로 이 경우에는 우연히 시스템저항과 두 단독곡선이 만나는 지점이 비슷하여 시스템에서는 비슷한 풍량과 정압값을 나타내고 있으나 시스템의 저항이 약간만 달라져도 서로간 차이는 큼을 알 수 있다. 즉, 지금보다 시스템 저항을 크게 해야 할 경우 팬의 후방에 그 저항체를 설치하는 것이 유리함을 나타내며 반대로 저항이 작아지게 되는 경우에는 토출 형태의 팬의 유로를 흡입형태의 유로로 바꾸는 것이 훨씬 유리함을 알 수 있다. 한편 시스템저항도 팬단독 성능곡선과 마찬가지로 흡입과 토출의 두 가지 경우로 하였던 데 그림에서 보는 바와 같이 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 따라서 시스템저항은 흡입 또는 토출 중 한 가지를 선택하여 실험하면 된다고 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

축류팬이 많이 사용되고 있는 에어컨과 냉장고에

대한 팬 단독실험 성적과 시스템과의 관계를 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 에어컨과 냉장고에 사용되고 있는 축류팬에 대한 단독성능곡선의 실험은 실제 시스템에서 열교환기 앞, 뒤의 축류팬이 배치된 위치에 따라서 실험방법을 달리하여야 팬에 대한 정확한 평가가 된다.
- (2) 시스템 저항의 측정은 흡입 또는 토출형식에 따라 크게 차이를 보이지 않으므로 한가지 방법을 선택하여 실험하면 된다.
- (3) 시스템이 결정되지 않은 팬의 성능비교는 흡입과 토출 두가지 성능곡선을 가지고 평가해야 한다.

#### 참고문헌

- (1) Walls, R. A., 1983, Axial Flow Fans and Ducts, John Willy and Sons, Inc., pp. 184~196.
- (2) 김창준, 정용규, 이동익, 1998, “무향 팬테스터를 이용한 저소음 축류팬 설계”, 한국소음진동공학회 1998년도 추계학술대회논문집.
- (3) 김창준, 윤홍열, 정용규, 박영민, 2000, “축류팬 및 슈라우드 개선을 통한 공조기 저소음화에 대한 연구”, 한국소음진동공학회 2000년도 춘계학술대회논문집.
- (4) 백상근, 2000, Dios 냉장고 기계실 팬의 풍량/소음 측정실험, LG전자 Digital A. 연구소 현장실습보고서.
- (5) 이준세, 2000, 에어컨 실외기 양산 축류팬 성능 DB, LG전자 IFD PJT 기술보고서.