

관류팬의 최대유량역에서 설계인자 변화에 따른
 공력성능 특성에 관한 실험적 연구
 Experimental Study on the Aerodynamic Performance
 Characteristics for Various Design Factors in the Maximum
 Flowrate Range of a Cross-Flow Fan

김 장 권
 J. K. Kim

Key Words : Cross Flow Fan(관류팬), Eccentric Vortex(편심와류), Fan Tester(팬테스터), Rear Guider(리어가이더), Stabilizer(스테빌라이저)

Abstract : The aerodynamic performance of an indoor room air-conditioner using a cross-flow fan is strongly influenced by the various design factors of a rear-guider and a stabilizer. The purpose of this study is to investigate the effects of a rear-guider and a stabilizer on the aerodynamic performance in the maximum flowrate range of a cross-flow fan. The design factors considered in this study are a rear-guider clearance, a stabilizer cutoff clearance, and a stabilizer setup angle, respectively. Aerodynamic performances including maximum flowrate and power show the biggest magnitude distribution in the case of 45°, the stabilizer setup angle as well as nearly similar magnitude distribution regardless of the stabilizer cutoff clearances. Moreover, the more a rear-guider clearance increases, the more the magnitude of maximum flowrate and power increases.

기호 설명

- L : 동력 [Watt]
- N : 팬 회전수 [rpm]
- Q : 유량 [m³/min]
- R : 리어가이더(rear-guider)의 곡률반경 [m]
- ϵ_1 : 리어가이더의 선단부와 관류팬 사이 틈새 [m]
- ϵ_2 : 스테빌라이저(stabilizer)의 선단부(cutoff)와 관류팬 사이 틈새 [m]
- θ_1 : 리어가이더의 선단부 각도 [°]
- θ_2 : 스테빌라이저의 설치각도 [°]

1. 서 론

관류팬은 1893년 Mortier의 발명특허를 통해 최초로 도입되었다¹⁾. 이런 팬의 연구는 초창기에는 Eck, Laakso, Coaster, Zenkner 등 많은 연구자들에 의해 수행되었다²⁾. 그 후 Murata & Nishihara²⁾,

Ilberg & Sadeh³⁾, Porter & Markland⁴⁾, Preszler & Lajos⁵⁾ 등에 의해 연구 내용이 더욱 발전되었으며, 이들 연구들은 현재 에어컨, 통풍장치, 에어컨트에 이르기까지 널리 응용되어지고 있다.

최근까지 국내의 에어컨은 환경문제에 적극적으로 대응하고, 소비자의 구매 욕구를 새롭게 창출하기 위해서 효율증대, 콤팩트디자인과 저소음운전 등을 주로 추구해오면서 그 판매 시장이 급속도로 확장되고 있다.

일반적으로 벽걸이형 분리형 에어컨은 1971년 열펌프(heat pump) 기능으로서 일본에서 처음 시장에 출시되었다⁶⁾. 이 에어컨은 실외기와 실내기가 분리되어 있다. 실내기는 벽에 설치되며, 실외기는 소음이 큰 컴프레서(compressor)가 내장되어 룸 밖에 설치된다. 이것은 당시 수요자 요구에 직면한 저소음 및 에너지 절약을 위한 유일한 에어컨의 형태였다. 그 이후 국내에서도 벽걸이형 분리형 에어컨이 도입되면서 현재에 이르고 있다.

현재 판매되고 있는 벽걸이형 분리형 에어컨의 실내기에 설치되어져 있는 관류팬은 실내의 고온공기를 흡입하여 열교환기를 거치면서 저온공기를 실

접수일 : 2005년 6월 2일
 김장권 : 군산대학교 동력기계시스템공학전공
 E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

내로 순환시키는 역할을 한다. 이때 저온공기는 관류현의 블레이드(blade)를 두 번 관통하여 하부전면으로 루버(louver)를 거쳐 토출하게 된다. 따라서 룸에어컨 실내기의 내부 유동은 리어가이더의 형상과 관류현과의 틈새, 그리고 스테빌라이저의 간극과 설치 각도에 따라 많은 성능 변화를 가져오게 되는데, 특히 스테빌라이저 근방에 존재하는 편심와류(eccentric vortex)에 따라 관류현의 유동특성이 크게 달라진다고 보고되고 있다^{1,7)}.

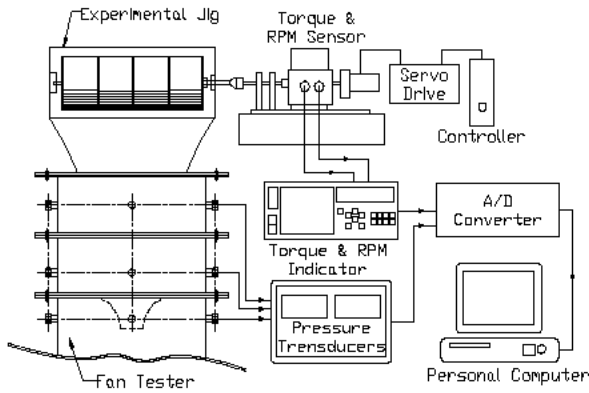


Fig. 1 Experimental setup

Porter 등⁴⁾과 Toffolo 등⁷⁾은 관류현의 가시화실험을 통해 편심와류 제적에 가장 영향을 많이 미치는 케이싱 부분은 리어가이더이고, 스테빌라이저는 편심와류를 생성하는 역할을 한다고 하였다. 특히 최대유량영역에서는 편심와류의 중심이 스테빌라이저 쪽 날개 경로내에서 일어난다고 하였다. 또 Tsurusaki 등⁸⁾은 익근차(impeller) 원주상에 중심을 갖는 편심와류영역과 유체수송을 행하는 관류유동역이 존재함으로 편심와류의 크기와 세기를 쉽게 결정할 수가 없고, 유동장이 케이싱 형상에 강하게 영향을 받기 때문에 동일한 익근차에도 케이싱에 의해서 그 성능이 다르게 된다고 하였다.

본 연구에서는 룸에어컨 실내기의 내부 모델을 형상화하기 위하여 관류현의 리어가이더 곡률반경의 원점을 새롭게 설정하여 리어가이더의 형상을 설계 제작하였다. 이를 가지고 관류현과의 틈새조정을 시도하였으며, 또 관류현과 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주었다. 따라서 본 연구에서는 이때 형성되는 관류현의 최대유량영역에서 풍량과 동력을 회전수 변화에 따라 분석하여 최대의 풍량이 발휘되는 관류현의 설계조건을 찾고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치이다. 먼저 웬테스터는 KSB 6311과 AMCA STANDARD 210-85를 참고로 하여 흡입형 단일 노즐방식으로 설계 제작하여 사용하였다. 웬테스터의 풍량은 교정작업을 실시하여 노즐의 차압을 직접 측정하여 얻을 수 있도록 하였다⁹⁾. 또 웬테스터의 구동장치(driving unit)는 최대용량이 100 mN·m인 토크(torque) 검출기(Onosokki, MD-105R)와 최대용량이 20,000 rpm인 회전수감지기(Onosokki, MP-981)가 부착되어 있고, 정격출력이 100 Watt인 AC 서보모터(Samsung, CSM-01)로 구동되도록 설계하였다. 구동 축(shaft) 끝은 관류현 축을 쉽게 결합할 수 있도록 척(chuck)을 이용하였다. 여기서 AC 서보모터의 구동은 인버터(inverter) 방식의 서보드라이브(Samsung, CSDJ- 01BX1)를 사용하였다. 또한 웬테스터에서의 정압과 차압은 최대용량이 200 mmH₂O인 차압센서(Furness, FCO332)를 이용하여 각각 측정하였으며, 관류현의 토크와 회전수는 전용저시기(Onosokki, TS-3600B)를 사용하였다.

한편, 컴퓨터에서 차압센서와 토크검출기 및 회전수감지기 등의 신호들을 받아들이기 위해서는 A/D컨버터(Keithley, KPCI-3101)를 이용하는 데이터 취득 전용프로그램을 만들어 사용하였다. 이 프로그램 제작에는 Testpoint (Keithley, version 4.5) 소프트웨어를 이용하였다.

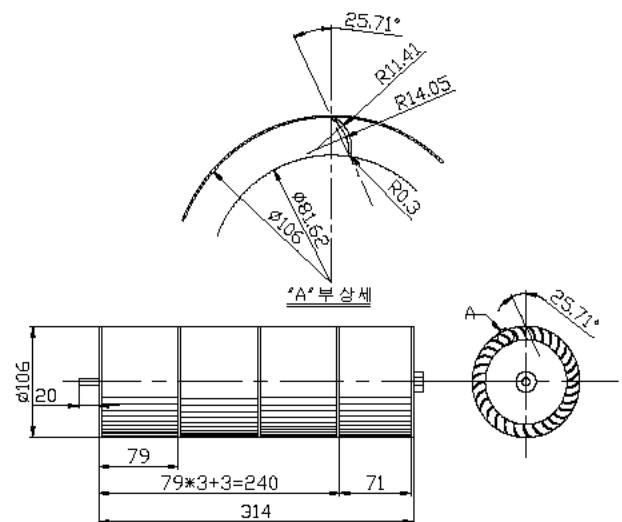


Fig. 2 Geometry configuration of a cross-flow fan

2.2 실험방법

Fig. 2는 본 연구에서 사용한 관류팬의 상세한 기하학적 치수를 나타내고 있다. 본 관류팬은 외측 직경이 106mm이고, 35개의 날개가 부등피치로 배치되어 있으며, 길이가 710mm인 양산품을 314mm의 길이가 되도록 개조하여 사용하였다. 한편, Fig. 3은 관류팬을 중심으로 배치된 리어가이더와 스테빌라이저의 설계인자를 나타낸 그림이다. 리어가이더의 설계는¹⁰⁾ 관류팬과 같은 원점을 가지면서 팬 외경의 0.4배의 크기로 기초원을 그린 다음, 팬 중심을 통과하면서 선단각도가 33°에서 그려진 직선이 4상한에서 기초원과 교차하는 지점을 원점으로 하여 곡률반경이 80.2mm가 되도록 선단각도 33°에서부터 시작하여 108°가 되는 지점까지 원호를 그리고, 108°이후부분은 꺾임이 없이 매끈하게 직선 처리를 하였다. 선단각도 이전부분은 실제 에어컨 실내기에서처럼 돌출부를 도입하였다.

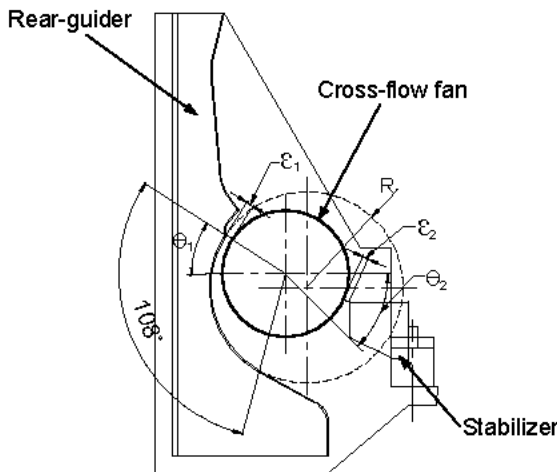


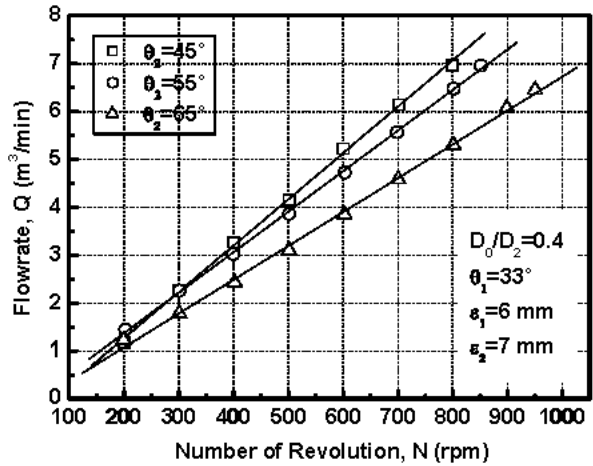
Fig. 3 Geometry configuration of experimental jig

본 연구에서 다른 관류팬의 최대유량역에서 풍량 및 동력은 다음과 같은 절차로 측정된다. 즉 룸에 에어컨 실내기 실험장치의 토출부를 헨테스터에 덕트로 연결한 다음 관류팬의 회전축을 토크검출기와 회전수감지기가 부착된 AC 모터로 구동되는 구동 장치의 축에 연결하여 일정한 회전수로 관류팬을 동작시킨다⁹⁾. 이때 헨테스터로부터 형성되는 매 회전수마다 댐퍼가 완전히 개방된 상태에서 보조팬을 가동시켜 정압이 0이 되도록 맞추게 되면, 최대유량과 최대토크를 얻게 되며, 쉽게 최대동력을 산출하게 된다.

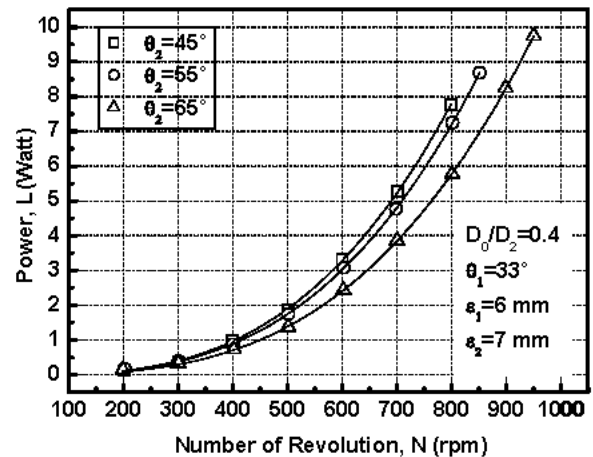
관류팬의 유량은 헨테스터내에 설치된 직경이 60 mm인 노즐의 전후압력을 차압센서를 이용하여 측

정하였으며, 노즐 차압대 유량관계의 교정작업 결과를 이용하여 계산하였다. 또 토크와 회전수를 동시에 측정할 수 있어 관류팬의 동력을 쉽게 계산할 수 있었다. 이런 일련의 과정들은 관류팬의 유로를 구성하는 스테빌라이저의 위치와 틈새변화 및 리어가이더의 틈새변화에 따라 조립조건이 달라지기 때문에 각 조건마다 최대유량역에서 풍량 및 동력 특성을 얻을 수 있었다.

스테빌라이저의 설치각도변화는 45°, 55°, 65°로 정하였으며, 스테빌라이저의 설단부 틈새 변화는 5, 7, 9 mm로 하였다. 또한 리어가이더의 선단부 틈새변화는 4, 6, 8, 10 mm로 각각 설정하였다. 여기서 모든 데이터는 A/D변환기의 샘플링주파수를 10 kHz, 샘플링 수를 32,768개로 하였으며, 모두 평균 처리하여 사용하였다.



(a) Flowrate



(b) Power

Fig. 4 Aerodynamic performance in the maximum flowrate range for various stabilizer setup angles

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 스테빌라이저 설치각도에 따른 공력 성능

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 각각 리어가이더 선단부에서 관류현과의 틈새가 $\epsilon_1=6$ mm이고, 스테빌라이저의 설단부가 관류현과 이루는 최소틈새가 $\epsilon_2=7$ mm인 조건에서 스테빌라이저의 설치위치를 결정하는 각도에 따라 얻어진 관류현의 회전수 변화에 대한 최대풍량과 최대동력의 분포를 나타낸다.

스테빌라이저의 설치각도에 따른 최대풍량은 각도에 관계없이 관류현의 회전수에 따라 모두 선형적인 증가를 보여주며, 각 회전수에 관계없이 토출면적이 가장 큰 스테빌라이저의 설치각도 45° 에서 가장 큰 크기 분포를 보여주고 있다. 그러나 설치각도가 증가함에 따라 풍량은 관류현의 토출면적이 줄어들므로 감소하게 된다. 그런데 설치각도 55° 에서의 풍량 감소보다는 설치각도 65° 에서의 풍량 감소가 더 현저히 발생하고 있음을 알 수 있다. 따라서 설치각도 65° 는 관류현의 토출면적을 55° 보다 상대적으로 더 현저히 폐쇄시키는 것으로 볼 수 있다. 한편 각 조건에서의 풍량을 만족하는 선형 식들을 각각 나타내면 Table 1과 같이 요약할 수 있다.

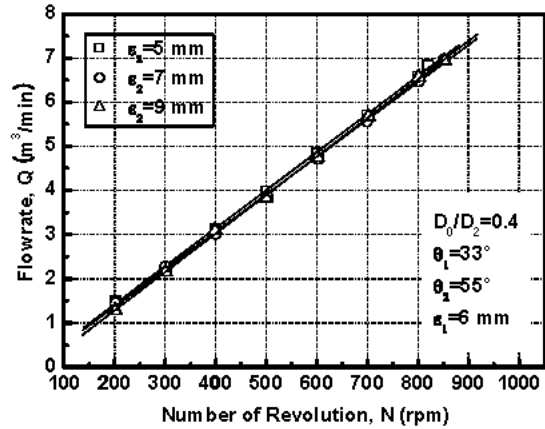
Table 1 Flowrate equation for various stabilizer setup angles

| Equation : $Q = a + b \times N$ | | | | |
|---------------------------------|--------------|------------|---------|---------|
| ϵ_1 | ϵ_2 | θ_2 | a | b |
| 6 mm | 7 mm | 45° | 0.66232 | 0.00966 |
| | | 55° | 0.32479 | 0.00847 |
| | | 65° | 0.3415 | 0.00707 |

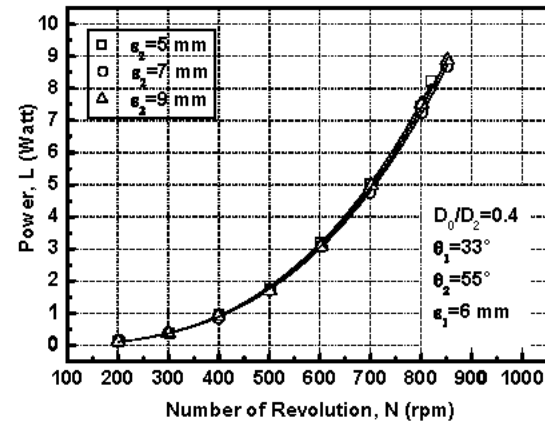
Table 2 Power equation for various stabilizer setup angles

| Equation : $L = a \times N^b$ | | | | |
|-------------------------------|--------------|------------|-------------------------|---------|
| ϵ_1 | ϵ_2 | θ_2 | a | b |
| 6 mm | 7 mm | 45° | 1.4094×10^{-8} | 3.0117 |
| | | 55° | 1.2057×10^{-8} | 3.02304 |
| | | 65° | 8.3724×10^{-9} | 3.04449 |

또 스테빌라이저의 설치각도에 따른 최대동력은 관류현의 회전수 증가에 따라 각각 비선형적인 형태의 증가를 보이고 있으며, 풍량 부하가 큰 $\theta_2=45^\circ$ 에서 가장 큰 크기를 보이고 있다. 역시 풍량이 가장 적게 형성되는 $\theta_2=65^\circ$ 에서의 동력이 가장 작은 크기분포를 보여주고 있다. 이 같은 관류현에서의 각 조건에 대한 동력성능은 Table 2와 같은 비선형 곡선을 만족하고 있으며, 회전수의 약 3승에 비례하고 있음을 알 수 있다.



(a) Flowrate



(b) Power

Fig. 5 Aerodynamic performance in the maximum flowrate range for various stabilizer clearances

3.2 스테빌라이저 설단부틈새에 따른 공력 성능

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 각각 리어가이더 선단부에서 관류현과의 틈새가 6 mm이고, 관류현을 관통하는 중심선과 이루는 스테빌라이저의 설치각도가 55° 인 조건에서 스테빌라이저가 관류현과 이루는 설단부 최소틈새에 따라 얻어진 관류현의 최대유량역에서 회전수 변화에 대한 풍량과 동력의 분포를 나타낸다.

스테빌라이저의 설단부 틈새에 따라 얻어진 관류팬의 최대풍량은 회전수의 증가에 따라 Table 3과 같이 선형적으로 분포되며, 그 크기는 설단부 틈새에 관계없이 매우 작은 크기 차이를 보이고 있다. 따라서 관류팬의 최대 풍량은 스테빌라이저의 설단부 틈새에는 거의 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

또한 스테빌라이저의 설단부 틈새에 따라 얻어진 관류팬의 최대동력은 회전수 증가에 따라 Table 4와 같이 비선형적으로 증가하나, 스테빌라이저의 설단부 최소틈새의 변화에 따라서는 크기 차이가 크게 나타나지 않음을 알 수 있다.

Table 3 Flowrate equation for various stabilizer clearances

| Equation : $Q = a + b \times N$ | | | | |
|---------------------------------|-----------------|-----------------|---------|---------|
| θ_2 | ε_1 | ε_2 | a | b |
| 55° | 6 mm | 5 mm | 0.30114 | 0.00861 |
| | | 7 mm | 0.32479 | 0.00847 |
| | | 9 mm | 0.46612 | 0.00872 |

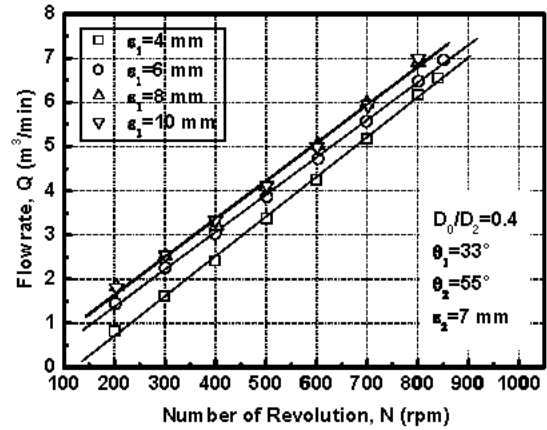
Table 4 Power equation for various stabilizer clearances

| Equation : $L = a \times N^b$ | | | | |
|-------------------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|---------|
| θ_2 | ε_1 | ε_2 | a | b |
| 55° | 6 mm | 5 mm | 1.3611×10^{-8} | 3.01197 |
| | | 7 mm | 1.2057×10^{-8} | 3.02304 |
| | | 9 mm | 1.063×10^{-8} | 3.04569 |

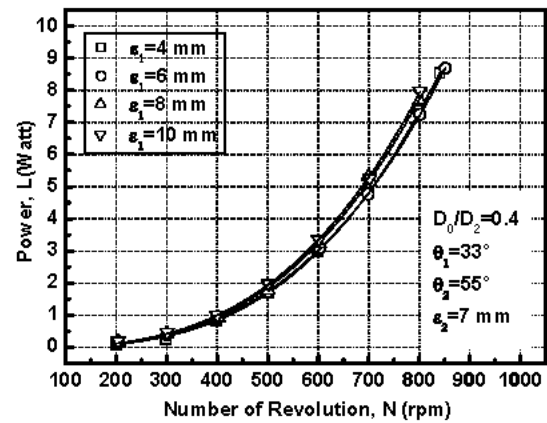
3.3 리어가이더 최소 틈새에 따른 공력성능

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 각각 관류팬과 이루는 스테빌라이저의 설치각도가 $\theta_2=55^\circ$ 이고, 설단부 틈새가 $\varepsilon_2=7$ mm인 조건에서 리어가이더의 선단부가 관류팬과 이루는 최소틈새에 따라 얻어진 최대유량역에서 회전수 증가에 따른 풍량과 동력의 분포를 나타낸다.

리아가이더의 최소 틈새에 따라 얻어진 관류팬의 최대풍량은 회전수 증가에 따라 역시 Table 5와 같이 선형적인 분포를 보이고 있으며, 리어가이더의 최소틈새가 클수록 풍량이 더 증가하는 것을 알 수 있다. 리어가이더의 최소 틈새가 8mm와 10mm에서는 최대 풍량의 크기 분포가 가장 큰 크기로 형성되어 별 차이를 보이고 있지 않지만, 최소 틈새 8mm이하에서는 현저히 감소되는 것을 알 수 있다.



(a) Flowrate



(b) Power

Fig. 6 Aerodynamic performance in the maximum flowrate range for various rear-guider clearances

Table 5 Flowrate equation for various rear-guider clearances

| Equation : $Q = a + b \times N$ | | | | |
|---------------------------------|-----------------|-----------------|---------|---------|
| θ_2 | ε_2 | ε_1 | a | b |
| 55° | 7 mm | 4 mm | 1.08514 | 0.009 |
| | | 6 mm | 0.32479 | 0.00847 |
| | | 8 mm | 0.10333 | 0.00862 |
| | | 10 mm | 0.07146 | 0.00861 |

Table 6 Power equation for various rear-guider clearances

| Equation : $L = a \times N^b$ | | | | |
|-------------------------------|-----------------|-----------------|-------------------------|---------|
| θ_2 | ε_2 | ε_1 | a | b |
| 55° | 7 mm | 4 mm | 6.0905×10^{-9} | 3.12778 |
| | | 6 mm | 1.2057×10^{-8} | 3.02304 |
| | | 8 mm | 1.1762×10^{-8} | 3.03746 |
| | | 10 mm | 1.6161×10^{-8} | 2.99322 |

리어가이더의 최소 틈새에 따라 얻어진 관류팬의 최대동력은 회전수 증가에 따라 Table 6과 같이 비선형적인 분포를 보이며, 리어가이더의 최소 틈새가 증가할수록 회전수별 동력이 증가하는 모습을 보여주고 있지만 전체적으로는 큰 크기 차이를 보이지 않고 있다.

4. 결 론

룸에어콘 실내기에 적용되는 관류팬에서 리어가이더의 틈새와 스테빌라이저의 틈새 및 설치 각도에 변화를 주어 형성되는 최대유량역에서 공력성능을 분석한바 얻어진 결과들은 다음과 같다.

- 1) 스테빌라이저의 설치각도에 따른 최대풍량과 최대동력은 각각 관류팬의 회전수 증가에 따라 선형적, 비선형적인 증가를 보여주며, 각 회전수에 따라서도 각도 45°에서의 최대풍량과 최대동력이 각각 가장 큰 크기 분포를 보여주고 있다.
- 2) 스테빌라이저의 설단부 틈새에 따른 관류팬의 최대풍량과 최대동력은 설단부 틈새에는 거의 영향을 받지 않는다.
- 3) 리어가이더의 최소 틈새에 따른 관류팬의 최대풍량과 최대동력은 리어가이더의 최소틈새가 증가할수록 더 증가한다.

후 기

본 논문은 2005년도 군산대학교 수산과학연구소의 연구비 일부 지원에 의하여 수행되었음.

참고 문헌

1. P. Mortier, 1893, "Fan or Blowing Apparatus", U. S. Patent No. 507445.
2. S. Murata and K. Nishihara, 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan (1st Report, Effects of Housing Geometry on the Fan Performance)", Bulletin of the JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 314~321.
3. H. Ilberg and W. Z. Sadeh, 1965, "Flow Theory and Performance of Tangential Fans", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 180, Part 1, No. 19, pp. 481~491.
4. A. M. Porter and E. Markland, 1970, "A

- Study of the Cross Flow Fan", Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 12, No. 6, pp. 421~431.
5. L. Preszler and T. Lajos, 1972, "Experiments for the Development of the Tangential Flow Fan", Proceedings of the 4th Conference on Fluid Machinery, Budapest, Akademiai Kiado, pp. 1071~1082.
6. A. Morita et al., 1986, "Development of Wall-Mounted Type Residential Air Conditioner", Technical Review, Mitsubishi Heavy Industries Ltd., pp. 263~268.
7. A. Toffolo, A. Lazzaretto and A. D. Martegani, 2004, "An Experimental Investigation of the Flow Field Pattern within the Impeller of a Cross-Flow Fan", Experimental Thermal and Fluid Science, article in press.
8. H. Tsurusaki et al., 1993, "Study of Cross-Flow Fan Internal Flow by Flow Visualization (1st Report, Discussion of Measured Results by Particle-Tracking Velocimetry)", Transactions of JSME (Series B), Vol. 59, No. 568, pp. 3743~3748.
9. J. K. Kim, 1993, "A Study on the Performance Test of Self-made Fan Tester", Journal of the KSAS, Vol. 21, No. 1, pp. 45~51.
10. 김장권, 1996, "관류형 송풍기의 리어가이더 형상결정 방법", 특허 제107610호.