

저소음 축류형 소형팬의 개발

김기황* · 이승배** · 김병홍***

Design of Low Noise Axial-Tube Fan

K.-H. Kim*, S. Lee**, B.-H. Kim***

Key Words: **Designfan™**, Tube Axial Fan(축류형 소형팬)

ABSTRACT

Tube axial fans were designed to provide effective cooling for a personal computer by using **Designfan™** software. With basic input parameters of flow rate, pressure rise, rotating speed, and fan diameter, three dimensional geometry of blade is automatically generated and its performance and overall sound pressure level are predicted. In this steady, the newly developed fans of 60 mm and 80 mm diameters were proved to provide a very promising mode of low noise, compared with manufactured products.

1)

1. 서 론

사회가 발전하고 생활 수준이 향상되면서 생활을 편리하게 해주는 가전제품을 많이 사용하고 있다. 생활에 사용하는 여러 가전제품 중에는 사용자가 알게 모르게 여러 종류의 팬이 사용된다. 대표적인 것이 냉장고, 에어컨, 컴퓨터, 그리고 OA 기기 등이다. 팬은 주로 가전제품내부에서 냉각이 필요한 경우나 제품내부 공기의 환풍이 필요한 경우에 사용된다. 특히, 현대사회에서 생활필수품이 되버린 컴퓨터는 많은 냉각 시스템이 필요로 하며, 대부분 소형팬들이 그 역할을 담당하고 있다. OA기구나 기타 생활 가전제품에서도 이와 비슷한 용도로 소형팬들이 많이 사용되고 있다. 이처럼 팬소음은 생활환경에서 주소음원으로 작용하고 있으며, 그만큼 팬소음에 대한 관심이 증대되고 있다.

본 논문에서는 현대 생활에서 가장 많이 사용하는 컴퓨터의 소음 저감을 목적으로 컴퓨터에 사용되는 소형 축류형팬의 저감을 중심으로 연구하고 개발한 내용에 대해 기술하였다. 컴퓨터는 다른 가전제품보다도 사람과 가까이에서 작동하고 있으며, 사용하는 팬의 종류도 다양하고 사용되는 팬의 수도 많다. 고성능 컴퓨터나 서버를 이용한 서비스를 목적으로 하는 컴퓨터에서는 십여 개 이상의 팬을 사용하고 있다. 팬을 많이 사용하는 것도 문제지만, 다른 가전제품들과는 달리 컴퓨터는 사용자 근처에서 작동한다는데 더 큰 문제가 있다. 회사에서의 대부분의 작업은 컴퓨터로 이루어지고 있어서 컴퓨터의 소음은 작업환경과도 직접적인 관련이 있다. 그렇기 때문에 소음저감 문제가 더욱더 부각이 되고 있으며, 소음 저감을 위한

연구와 노력도 많이 이루어지고 있다. 팬을 사용하지 않고 컴퓨터를 냉각하는 방법에 대한 연구도 많이 이루어지고 있으며, 연구결과 여러 대안이 개발되고는 있다. 그러나 그 대안들이 실용화되기 위해서는 아직도 해결해야할 문제가 많이 남아있다. 따라서 현 실정에서 컴퓨터 소음을 줄이기 위해 주소음원인 팬소음을 감소시키는 저소음팬을 개발하게 된 동기이다.

컴퓨터에 사용하는 팬 중에 직경이 60 mm인 CPU냉각팬과 직경이 80 mm인 파워냉각용 팬을 중심으로 연구·개발을 수행하였다. CPU냉각팬의 경우 직경은 작지만 회전수가 높기 때문에 소음이 많이 발생한다. 직경이 80 mm인 팬은 주로 내부에서 발생한 열을 밖으로 배출시키는 용도로 주로 사용하고, 컴퓨터 전원부의 냉각을 위해서도 사용한다. CPU냉각팬의 경우 컴퓨터 내부에 위치하기 때문에 높은 소음이 발생해도 컴퓨터 케이스에 의해 체감 소음은 높지 않을 수 있다. 그러나 직경 80 mm인 팬소음은 직접 밖으로 나오기 때문에 실제 느껴지는 소음은 CPU냉각팬 보다 크게 느껴질 수 있다. 그렇기 때문에 두 종류의 팬소음을 동시에 감소시켜야 소음 저감의 효과가 극대화 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 컴퓨터에 주로 사용하는 이 두 팬의 저소음화를 함께 병행하여 개발하였다.

2. 저소음팬 설계 과정

팬설계는 팬설계 프로그램인 **DesignFan™**⁽¹⁾을 이용하였다. **Designfan™**은 축류형, 원심형, 시로코 팬을 설계할 수 있는 팬설계 프로그램이며, 팬에 대해 전문적인 지식이 없는 사람도 쉽게고 빠르게 팬설계를 할 수 있다. 기본설계에 필요한 입력변수는 유량, 압력, 회전수, 팬의 외경, 그리고 날개수가 있으며, 그 외에 날개 스텝각이나 허브·팁비를 알고 있으면 간단하게 설계할 수 있다. 팬 설계는 고성능 저소음을 목적으로 이루어지고 있으며, 여러 실험을 통해 성능예측의 검증과 소음 저감을 확인 할 수 있었다. 본 연구가 이루어 질 수 있

* (주)에어로네트

E-mail : khkim@aeronet.co.kr

Tel : (032) 429-9798 Fax : (032) 429-9799

** 인하대학교 기계공학과, 정회원

*** (주) APTech

있던 것도 설계한 팬에 대한 충분한 검증이 앞서 이루어졌기 때문이다.⁽²⁾

저소음팬의 설계는 여러 단계를 거쳐 이루어진다. 우선 팬 설계변수 결정에서부터 적절한 설계 변수를 결정해 주어야 한다.⁽³⁾ 설계하는 팬의 직경과 회전수가 정해지면 팬이 낼 수 있는 성능의 범위가 정해진다. 설계 성능변수 결정은 기존팬의 성능실험결과를 참조하고, 이를 기준으로 비속도와 비직경을 고려하여 최종적으로 결정하게 된다. 유체기계의 설계 성능변수는 비속도가 정해지면 Cordier선도를 이용하여 적절한 비직경을 결정할 수 있다. 이를 무시하고 설계변수를 결정하여 설계를 한다면, 고효율의 팬을 설계할 수 없으며, 또한, 설계한 팬의 성능과 소음을 보장 할 수 없다. 본 논문에서 설계한 팬은 기존팬 보다 성능 변수를 조금 높게 잡았으며, Cordier선도를 기준으로 비속도와 적절한 비직경을 결정하여 설계하였다. 설계한 팬의 설계변수는 다음 table 1과 같다.

CPU냉각팬을 설계할 때는 팬 후류에 냉각핀이 위치하기 때문에 Cordier선도의 비직경 보다 높게 설계하였다. 즉, Cordier선도에서 제시해주는 압력보다 조금 높게 설계한 것이다. 직경이 80 mm인 팬은 공기중에서 작동하기 때문에 비직경을 조금 작게 설계하였다. Cordier선도는 Fig. 1과 같다.

Table 1 설계변수

팬직경 [mm]	날개수	유량 [cm ³ /s]	압력 [Pa]	회전수 [rpm]	스윙각 [deg]	비속도 (Ns)	비직경 (Ds)	Cord. (Ds)
60	5	0.48	15	4500	25	6.38	1.26	1.18
	7	0.51	20	4500	25	5.30	1.31	1.28
	9	0.54	22	4500	15	5.08	1.31	1.31
80	5	0.90	18	3000	25	5.08	1.28	1.31
	7	0.96	18	3000	20	5.25	1.24	1.29
	9	0.96	18	3000	25	5.25	1.24	1.29

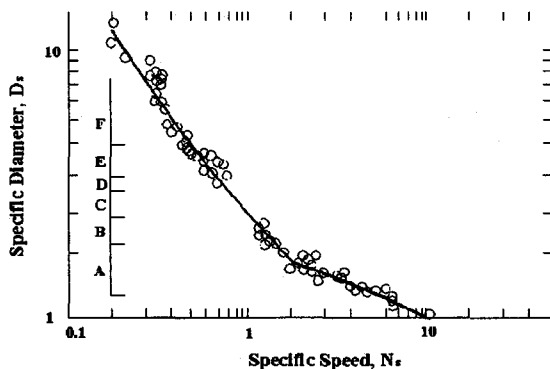


Fig. 1 Cordier 선도

* 범위 A, B : 3 < Ns < 10, 0.95 < Ds < 1.65

프로펠러 형태기계, 배와 항공기 프로펠러, 환풍기 팬, 관내 축류팬, 베인이있는 허브가 작은팬, 축류펌프, 쉬라우드 프로펠러

* 범위 C, D, E, F : Ns < 3, 1.65 < Ds
허브가 큰 축류팬, 다단 압축기, 축류펌프, 원심형 펌프와 팬, 압축기, 부하가 큰 블로워

비속도(Ns)와 비직경(Ds)의 정의는 다음 식과 같다.

$$N_s = \frac{NQ^{1/2}}{\left(\frac{\Delta P_T}{\rho}\right)^{3/4}} = \frac{\phi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (1)$$

$$D_s = \frac{D\left(\frac{\Delta P_T}{\rho}\right)^{1/4}}{Q^{1/2}} = \frac{\phi^{1/4}}{\psi^{1/2}} \quad (2)$$

여기서 N : 회전수(rad/s), Q : 유량(m³/s), ρ : 공기 밀도, D : 팬 외경(m), ΔP_T : 차압(Pa)이다.

비속도(Ns)와 비직경(Ds)의 대략적인 관계식은 다음과 같다.

$$N_s = 9.0D_s^{-2.103} \quad \text{for } D_s < 2.8 \quad (3)$$

$$N_s = 3.25D_s^{-1.126} \quad \text{for } D_s > 2.8 \quad (4)$$

팬설계 조건이 결정되면 **DesignFan™**을 이용하여 설계할 수 있다.

Table 1을 보면 날개수가 증가 할수록 유량과 압력을 높게 설계변수로 정한 것을 볼 수 있다. 이는 설계변수를 일정하게 하여 설계하면 날개수가 많아질수록 성능이 떨어지기 때문에 비슷한 성능을 얻기 위해 이처럼 설계변수를 다르게 설정해 준 것이다.

설계조건을 바탕으로 팬 성능과 소음을 고려한 팬 형상변수를 계산한다. 형상변수는 2차원실험식을 바탕으로 여러 설계 변수들을 고려하여 계산하며, 날개를 30등분으로 나누어 각 단면마다 성능을 예측하고 소음을 고려하여 팬형상을 결정한다. 축류팬은 반경반향으로 축방향 속도분포와 압력분포가 발생한다. 최적의 설계는 압력과 유량분포가 반경반향에 따라 일정하게 되도록 하는 것이다. 그러나 허브가 작은 경우에는 유량과 압력분포를 일정하게 설계할 수 없다. 직경이 60 mm인 CPU냉각팬은 외경과 비교할 때 큰 차이가 나지 않아 반경방향에 따라 유량과 압력분포를 일정하게 설계할 수 있었으나 80 mm인 팬은 외경에 비해 허브직경이 작아서 유량과 압력분포를 줄 수밖에 없었다. 허브쪽에서의 설치각(stagger angle)이 45°이상이 되지 않는 범위에서 허브쪽과 팁쪽에서의 유량과 압력분포가 최대한 일정하도록 설계하였다. 기존의 팬은 일반적으로 팁쪽에서 고유량과 고압력이 되도록 설계 되어 있다. 이처럼 팁쪽에서 성능을 높게 설계하면 팬 전체적인 성능은 좋아진다. 그러나 소음면에서 보면, 회전속도가 상대적으로 큰 팁쪽에서 유량이 많아지면 소음이 그만큼 증가 한다. 따라서 본 팬 설계에서는 팁쪽에서 기존팬보다 유량을 작게 설계

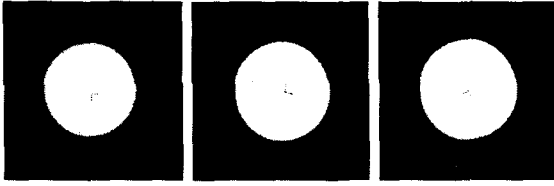


Fig. 2 직경이 60mm인 팬형상

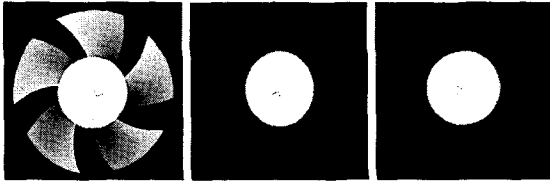


Fig. 3 직경이 80mm인 팬형상

하였고, 회전속도가 상대적으로 낮은 허브쪽에서는 기존팬보다 유량을 많게 설계하였다. 결국 유량분포를 반경방향으로 차이가 적게 나도록 설계한 것이다.

날개 스융각은 선형적(Linear)으로 최고 25°가 되도록 전향익으로 설계하였으며, 날개수는 5, 7, 9로 각각 설계하여 날개수에 따른 소음과 성능변화를 비교하였다. 날개 두께도 허브쪽에서는 날개 코드길이(chord length)의 12%로 설정하였고 팁에서는 7%정도로하여 설계하였다.

이렇게 설계변수들을 정해 설계한 팬의 형상은 다음 그림 Fig. 2와 Fig. 3과 같다.

3. 실험장치 구성 및 측정방법

본 연구에 사용된 팬 성능 시험장치는 Fig. 4에 나타난 바와 같이 ANSI/AMCA/ASHRAE standard 210-85 (AMCA 1985)⁽⁴⁾에 준하여 크게 테스트 팬 부분, 유량과 압력 측정 및 유동을 안정화하기 위해 유동이 머무는 정체실과 노즐 부분, 테스트 팬에 부하를 걸기 위해 댐퍼역할을 할 조리개 부분, 유량 및 압력 조절을 위해 후류에 설치된 보조 팬으로 구성된다.

송풍기소음의 경우에는 송풍기 본체로부터 방사하는 소음 측정시 실용 반자유음장법과 간이 반자유음장법을, 그리고 덕트로부터 방사되는 소음은 덕트내법, 준자유음장법 그리고 준확산음장법으로 측정할 수 있다.⁽⁵⁾ 그러나 소형팬과 같은 공기 유동장치에 대해서는 ANSI 측정플레넘이 여러 부하조건에서 팬소음방사를 측정하도록 규정하고 있다(ANSI S12.11-1987)⁽⁶⁾. 그러나 ANSI 측정플레넘은 무반사의 팬소음을 측정하기는 용이하나, 성능을 정밀하게 측정하기 어려운 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 ASHRAE규격의 성능시험장치를 무향실내에 설치한 후, 팬시험장치 유동입구에서 자유음장으로 방사되는 소음을 준자유음장법에 준하여 측정하였다. 이 경우 ASHRAE규격의 성능시험장치에서 요구하는 보조팬으로 인해 원하지 않는 소음이 불가피하게 된다. 따라서 본 연구에서는

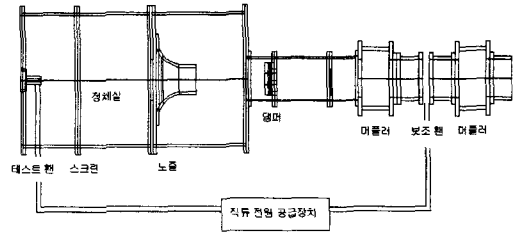


Fig. 4 마이크로 팬 성능 및 소음 실험장치

이러한 소음을 제거하기 위해 보조 팬 앞뒤에 공명형 머플러를 설치하였다.

또한 본 시험장치의 부속장치로는 테스트 팬과 보조 팬의 일정 회전수 제어를 위한 직류 전형 공급장치, 마이크로 마노미터, 피토펜, 주파수분석기, 1/2" 마이크로폰 및 소음계 등으로 구성되어 있다.

팬의 성능 비교는 기존 양산된 팬과 본 연구실에서 자체 개발한 프로토 팬들을 이용하여 수행하였다. 본 실험 장치 설계 및 계측 장비의 설치는 KS B 6311⁽⁷⁾의 규격에 의거하여 수행되었다.

테스트 팬 부분에서는 입력 전압을 일정하게 조절함으로써 팬의 회전수를 고정하였으며, 후류에 설치된 보조 팬의 가동 유무에 따라 무부하를 유지할 수도 있고 댐퍼를 이용하여 부하를 걸어줄 수도 있으며 결과적으로는 테스트 팬이 달린 정체실 내의 압력을 조정하게 된다.

정체실의 정압 측정을 위해 정체실내에 설치된 스크린 앞의 지정된 위치에 총 네 군대의 구멍을 90°간격으로 일정하게 원주방향으로 내어 각각의 정압을 측정한 후 네 값의 평균값을 정체실 내의 정압으로 사용했다. 이때 구멍의 위치는 KS B 6311의 규격에 의거하여 설치되었다. 즉 테스트 팬의 송출 지름의 최소한 2.0배 이상을 유지시키기 위해 팬으로부터 150 mm떨어진 곳에 스크린을 설치했고 정압측정을 위한 구멍은 그 중간 지점인 75 mm 위치에 자리잡게 하였다.

유량은 ISO 5801과 ASHRAE에 근거하여 피토펜 이송에 의하여 얻어지는 동압이나 유동 노즐 전후의 압력차를 측정하여 계산한다. 피토펜의 각 지름에 대한 측정점의 수와 위치는 Fig.5에 명시된 바를 준하여 수행하였다.

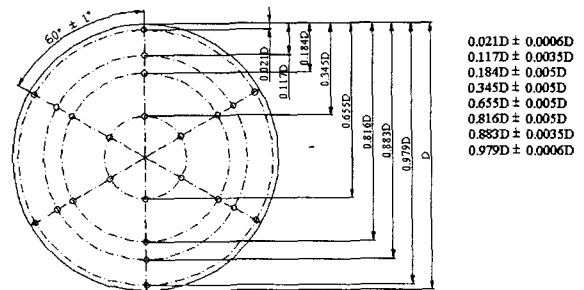


Fig. 5 노즐을 이용한 유량측정방법

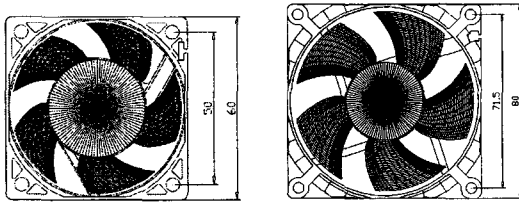


Fig. 6 (a) 60 mm CPU 냉각팬과 하우징, (b) 80 mm 팬과 하우징

소음 측정시 만일 마이크로 폰의 위치를 여러 점에서 측정할 경우의 대표 소음레벨은 KS B 6361⁽⁸⁾의 규격에 따라 각 점에서의 측정값의 에너지를 평균하여 구한다. 본 실험과 같이 흡입구 또는 토출구에서 방사하는 소음의 측정에서는 측정점이 한 점이기 때문에 그 점에 있어서 측정값이 그대로 대표 소음레벨이 된다.

참고로 실험한 팬의 형상과 하우징은 다음 Fig. 6과 같다.

4. 현 성능 및 소음 비교 실험 결과

직경이 60 mm인 CPU 냉각팬의 실험에서 유량에 따른 성능, 팬소음(SPL) 그리고 소음스펙트럼을 측정하여 서로 비교 하였다. 개발한 팬은 날개수에 따라 성능과 소음을 비교하였고, 기존팬과도 간단히 비교해보았다. 성능 및 소음 특성은 다음 Fig. 7과 Fig. 8과 같다.

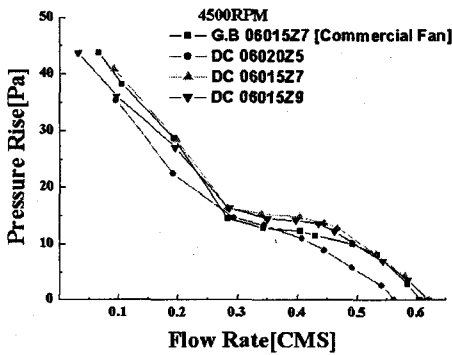


Fig. 7 직경 60 mm인 CPU 냉각팬의 성능곡선

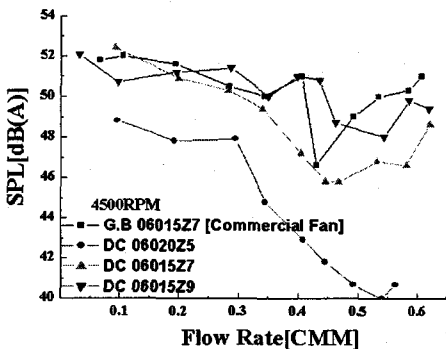


Fig. 8 직경 60 mm인 CPU 냉각팬의 소음특성곡선

- DC 06020Z5 : 팬크기 60×60×20, 날개수 5인 DC모터팬
- DC 06015Z7 : 팬크기 60×60×15, 날개수 7인 DC모터팬
- DC 06015Z9 : 팬크기 60×60×15, 날개수 9인 DC모터팬

실험결과 성능은 날개수가 7개인 팬이 가장 좋게 나타났고, 소음은 날개수가 5개인 팬이 현저히 낮게 측정되었다. 날개수를 9개로 설계한 경우 성능은 기존팬보다 우수하게 측정되으나, 소음은 서로 비슷하였다. 3가지 경우 모두 성능이나 소음 면에서 기존팬보다 우수함을 실험을 통해 확인 할 수 있었다.

소음스펙트럼을 부하별로 측정하여 비교하였다. 팬에서 부하가 달라지면 위 소음곡선에서와 같이 음압(SPL)은 감소하는 경향을 보였다. 이러한 특성이 소음스펙트럼에서 어떻게 나타나는지를 비교해 보고, 작동점부하에서 실험한 팬들의 소음 특성 및 크기를 비교해 보기위해 실험을 수행하였다. 소음스펙트럼 측정은 성능실험과정에서 함께 이루어졌으며, 부하가 높을 때와 일반적인 상태에서 작동할 때, 그리고 부하가 낮을 때로 나누어 측정하였다. 측정결과 같은 팬에서는 음압레벨(SPL)과 특성이 저 부하일 때 소음스펙트럼 특성도 좋았다. 각 설계팬들의 작동점부하에서의 소음스펙트럼을 비교하였는데 그 결과는 다음 Fig. 9와 Fig. 10에 잘 나타나 있다.

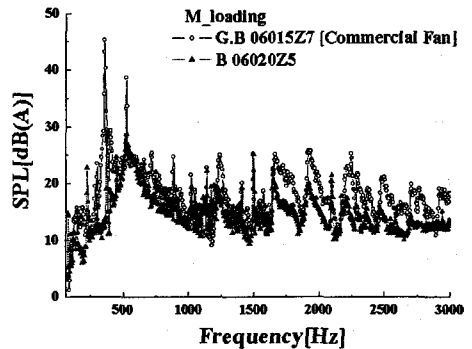


Fig. 9 기존팬과 날개를 5개로 개발한 팬의 작동점부근에서의 소음스펙트럼 비교

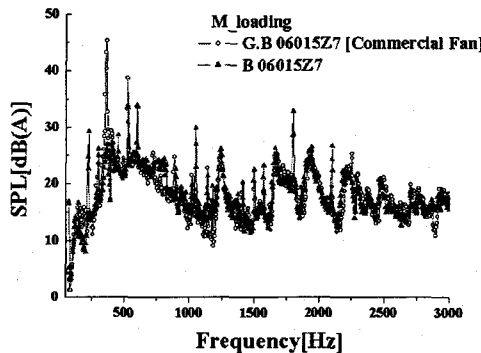


Fig. 10 기존팬과 날개를 7개로 개발한 팬의 작동점부근에서의 소음스펙트럼 비교

위 그래프를 살펴 보면 날개를 5개로 개발한 팬은 전 주파수대에서 소음이 기존팬보다 낮았고, 날개를 7개로 개발한 팬은 소음특성이 기존팬과 비슷한 경향을 보였으나 저주파수에서 소음 최대치가 감소했음을 알 수 있다.

직경이 80mm인 팬도 위 실험에서와 같이 성능과 소음 특성을 비교하였다. 개발한 팬은 날개수가 5개, 7개, 9개인 팬이었으며, 설계 성능을 서로 조금씩 다르게 설계한 팬이었다. 제작한 팬은 종류별로 성능과 소음을 측정하였으며, 실험결과를 기존팬 실험결과와 비교하였다. 앞에서의 실험결과와 같이 날개 수에 따라 팬의 성능과 소음특성이 서로 달랐으며, 날개수에 따라 설계변수를 60mmCPU냉각팬 설계할 때보다는 덜 변화를 주어 성능특성이 앞에서 설명했던 결과와는 조금 달랐다. 앞에서 날개수가 증가할수록 설계성능 변수를 높게 정해주는 이유는 날개수가 증가할수록 성능이 떨어지는 경향이 있어 비슷한 성능의 팬을 만들기 위해서이다. 이러한 경향은 이번 80mm팬 실험에서도 나타났다. 다음 Fig. 11의 성능곡선을 보면 날개수에 따른 팬성능의 경향이 잘 나타나있다.

날개수가 많을수록 성능이 낮게 측정되었다.

기존팬의 실험결과와 개발한 팬의 실험결과를 비교하면 다음과 같다.

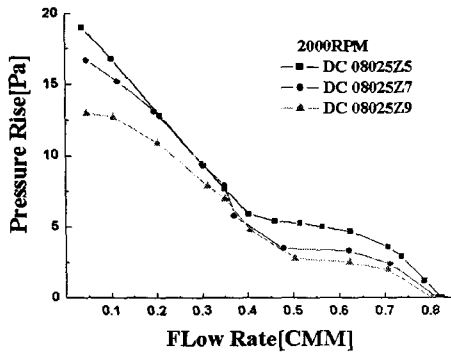


Fig. 11 날개수에 따른 성능곡선 비교

- DC 08025Z5 : 팬크기 80×80×25, 날개수 5인 DC모터팬
- DC 08025Z7 : 팬크기 80×80×25, 날개수 7인 DC모터팬
- DC 08025Z9 : 팬크기 80×80×25, 날개수 9인 DC모터팬

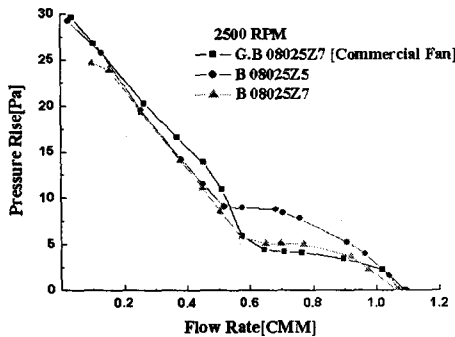


Fig. 12 기존팬과 개발한 팬의 성능특성 비교

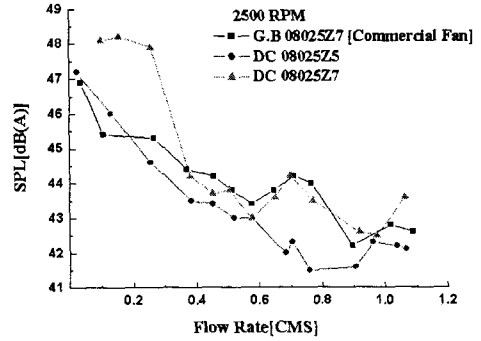


Fig. 13 기존팬과 개발한 팬의 소음특성 비교

위 실험결과를 보면 개발한 팬중 날개수가 7개인 팬은 기존팬보다 성능이 조금 향상되었고, 소음경향은 비슷하였다. 그러나 날개수를 5개로 개발한 팬은 성능이 매우 우수하게 나타났으며, 소음도 매우 낮은 것을 볼 수 있다. 성능이 좋으면서 소음이 낮은 팬으로 개발 되었다.

5. 결론

실험결과 CPU냉각팬은 비교대상으로 선정했던 기존팬보다 작동점에서 소음은 최고 5dB(A) 낮았으며, 성능은 최고 25% 향상되었음을 확인 할 수 있었다. 또한, 직경 80mm인 소형 튜브 축류형 팬은 작동점에서 성능이 40% 이상 증가하였으며, 소음은 최고 3dB 낮아졌다. 보통은 CPU냉각팬의 개발에서와 같이 성능이 좋으면 소음이 다소 높고, 소음이 낮으면 성능이 조금 낮게 설계가 된다. 그러나 80mm팬의 경우는 성능이 많이 향상되었으며, 소음도 많이 낮아졌다. 성능과 소음이 동시에 향상되도록 설계하기는 매우 어려우나, 본 연구결과와 80mm 소형팬은 성능과 소음이 모두 향상 되었다.

본 개발의 팬을 컴퓨터에 적용한다면 최소 3dB 이상 소음 감소의 효과를 얻을 수 있으리라 기대된다.

6. 참고문헌

1. 김기황, 박준철, 김진화, 이승배. 2001, "축류형 송풍기 저소음 설계 프로그램의 개발 및 평가," 소음 진동학회 춘계학술대회 논문집, pp. 967-972
2. 김기황, 박용민, 김진화, 이승배. 2001, "Development of Micro-Cooling Fans for Cooling of CPU," 소음 진동학회 춘계학술대회 논문집, pp.961-965
3. 김기황, 이승배, 주재만, 2001, "축류팬 성능 및 소음에 영향을 미치는 설계변수 분석," 소음 진동학회 추계학술대회 논문집(계제예정)
4. Sharland, L.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol.1, pp.302-322
5. Lee, C., Chung, M.K. and Kim, Y.H., 1993, "A Prediction Model for the Vortex Shedding Noise from the Wake of an Airfoil or Axial Flow Fan Blades," J. of Sound & Vibration,

Vol.164, pp.327-336

6. 배일성, 장성욱, 이승배. 2001, "DRL 축류팬 주위의 난류유동 및 공력소음의 계산," 소음 진동학회 춘계학술대회 논문집, pp.762-767
7. Wright, I, 1999, *Fluid Machinery*, CRC Press
7. ISO 1997, *Industrial fans-Performance testing*
8. 한국공업규격, 1987, 송풍기·압축기의 소음레벨 측정방법 KS B6361, pp.1-33