

전산프로그램을 이용한 냉각탑용 저소음 축류팬 개발

노준구* · 정동규* · 이 찬** · 소헌영***

1. 서 론

축류형 송풍기는 저압에서 많은 풍량을 요구하는 경우에 적합한 송풍기이지만 최근에는 고압용에서도 좋은 효율을 얻을 수 있게 되어 적용 범위가 점점 넓어지고 있다.

날개에서 발생하는 양력으로 공기에 에너지를 가하는 축류형 송풍기는 원심력을 이용하는 원심형 송풍기에 비해 소음이 크고 설계점 이외의 운전 조건에서는 효율이 급격히 떨어지는 단점이 있다. 따라서 최근 들어 크게 증가하고 있는 저소음, 고효율의 환경 친화적인 송풍기의 수요에 대처하여 성능과 소음을 동시에 만족하는 송풍기 개발에 대한 연구와 개발이 시급한 실정이다.

그러나, 최초 설계안을 실물로 제작하여 실험을 통해 성능과 소음 특성을 파악한 후 그 결과를 바탕으로 원래의 설계를 변경하고 다시 이에 대한 실물 제작과 실험을 반복하는 경우 제품 개발 기간이 길어지고 많은 비용이 소모되므로 실제 송풍기 업체에서 이러한 방법을 이용하여 새로운 제품을 개발하기에는 현실적인 어려움이 따른다.

(주)씨에프텍은 이러한 국내 송풍기 업체들의 어려움을 감안하여 수원대학교 기계공학과와 공동으로 송풍기에 대한 전문 지식이 없어도 사용자의 요구 조건을 만족하는 송풍기를 쉽고 빠르게 설계할 수 있는 전산 프로그램인 Fan/DesignTM을 개발하였다.

이 프로그램은 요구 풍량과 풍압을 입력하면 그 조건을 만족하는 송풍기의 설계 데이터와 이에 대한 성능 및 소음 예측값을 출력하여 주며 설계와 성능 예측 모듈이 분리되어 있어 임의의 설계 데이터에 대한 성능 예측만 따로 실행 가능하도록 되어 있다.

소음 및 성능 예측 방법과 정확도에 대한 검증은

* (주)씨에프텍
 ** 수원대학교 기계공학과
 *** 주식회사 경인기계
 E-mail: jgnoh@cftech.co.kr

참고 문헌^{(1)~(7)}에서 자세히 언급하고 있으므로 본 논문에서는 Fan/DesignTM을 이용하여 설계한 냉각탑용 저소음 축류팬의 개발 과정을 소개하여 전산 프로그램을 이용함으로써 얻을 수 있는 장점에 대해 설명하고자 한다.

2. 설계 변수 결정

2.1. 설계 요구 조건

냉각탑용 축류팬의 설계 요구 조건이 Table 1에 정리되어 있다. 기존에 사용되던 제품과 비교하여 소음의 크기를 줄이는 것이 가장 중요한 설계 목표였으며 이를 위해 Table 1에 제시되지 않은 설계 인자들은 개발 과정을 거치면서 적절한 값으로 결정되었다.

2.2. 회전수 결정

냉각탑에 일반적으로 사용되는 축류형 저압팬의 경우 비속도의 범위가 1,000에서 3,000으로 제한되며 최대 효율은 비속도가 2,000인 지점에서 얻어진다.

각종 회전유체기계의 구조를 대표하는 기준인 비속도 ns는 식(1)과 같다.

Table 1. Design requirements.

Parameters	Specifications
Shroud diameter	2 m
Hub diameter	0.4 m
Tip clearance	0.015 m
Number of blades	4 EA
Tip velocity Limitation	54 m/s
Volume flow rate	1800 m ³ /min
Static pressure rise	11 mmAq
Efficiency	70 %
Sound pressure level	69 dB
Motor power	7.5 kW

$$n_s = N \frac{Q^{1/2}}{(P_T / \rho g)^{3/4}} \quad (1)$$

여기에서 N은 팬의 회전수 [RPM], Q는 풍량[m³/min], P_T는 팬의 전압 상승치[Pa], ρ는 공기밀도[kg/m³], g는 중력가속도 [m/s²]을 나타낸다.

팬의 전압 상승값 P_T는 팬의 정압 상승값 P_S에 팬 입구의 동압을 더하여 산출하였다. 식 (2)와 (3)에 의해 구한 전압차는 18.39 mmAq이다.

$$P_T = P_S + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2)$$

$$V = \frac{Q/60}{\pi/4 (D_{tip}^2 - D_{hub}^2)} \quad (3)$$

여기에서 V는 팬 입구에서의 풍속[m/s], D_{tip}은 팬의 외경 [m], D_{hub}는 팬 허브의 직경[m]을 나타낸다.

앞서 언급한 바와 같이 축류팬의 최대 효율은 비속도 2,000에서 얻어지며 식 (1)에 위의 값들을 입력하여 300 RPM의 회전수를 얻을 수 있었다.

2.3. 시위길이 및 익형

날개의 시위길이는 날개 끝 기준으로 현절비가 0.25가 되는 0.4m로 결정하였으나 검토 결과 공기의 흐름을 제대로 안내하지 못하는 것으로 판명되어 1m로 증가시켰다.

날개의 단면 형상으로 NACA 계열, DCA, Clark-Y 등 여러 가지 익형을 검토하였는데 저압용 팬에 널리 사용되고 있는 Clark-Y가 가장 우수한 성능을 나타내어 이를 적용하기로 결정하였다.

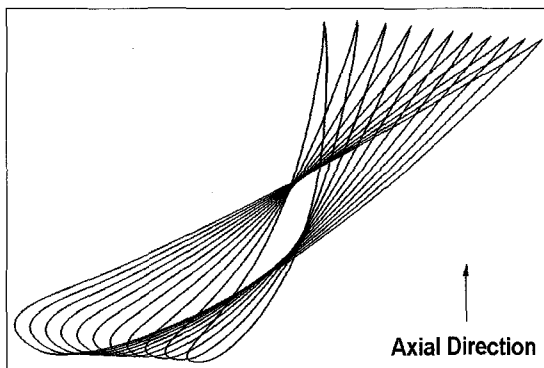


Fig. 1 Blade 2D profiles.

3. 전산 프로그램의 적용

3.1. 날개의 2차원 단면 형상

앞에서 결정된 각각의 설계 변수를 Fan/DesignTM에 입력하여 스팬 방향으로 11개의 단면 형상을 얻었다. 각 날개 단면의 설치각과 전, 후연의 각도는 free vortex 방법에 의해 결정되었으며 이 각도를 바탕으로 생성된 캠버 라인에 Clark-Y 익형이 입혀졌다.

설계가 진행되던 중 냉각탑 내 팬 설치 공간의 제약으로 인하여 날개의 축방향 길이에 제한이 가해졌다. 이에 따라 허브에 가까운 날개 단면의 시위 길이를 줄여주었고 Clark-Y의 공력 특성을 그대로 유지하기 위해 같은 비율로 날개의 두께도 줄여 주었다.

결과적으로 날개 뿌리 부근의 두께가 날개 끝 부분의 두께보다 얇아졌으나 실제 날개는 FRP의 중공 구조로 제작될 예정이었으므로 구조 강도 면에서 문제가 발생할 일은 없을 것으로 예상하였다.

Fig. 1에 각각의 무게중심을 기준으로 정렬된 날개의 2차원 단면 형상이 나타나 있다.

3.2. 성능 및 소음 예측 결과

Fig. 1의 날개 형상을 갖는 팬에 대한 소음 및 성능 예측도 날개 형상 설계와 동시에 이루어졌다. 설계 풍량 1,800 m³/min을 기준으로 ±10%의 범위인 1,620~1,980 m³/min에서의 성능 및 소음 예측 결과를 Table 2에 정리하였다.

Table 2 Predicted performance.

Flowrate [m ³ /min]	Efficiency [%]	Pressure Rise [mmAq]	Power [kW]	Noise level [dB]
1620	81.069	13.97121	5.65	64.461
1656	81.485	13.62251	5.57	64.827
1692	81.859	13.24955	5.48	65.186
1728	82.159	12.85597	5.38	65.537
1764	82.375	12.36535	5.24	65.914
1800	82.498	11.78860	5.07	66.314
1836	82.475	11.17063	4.88	66.708
1872	82.356	10.52237	4.69	67.096
1908	82.064	9.84503	4.48	67.476
1944	81.612	9.14226	4.26	67.848
1980	80.962	8.41405	4.03	68.213

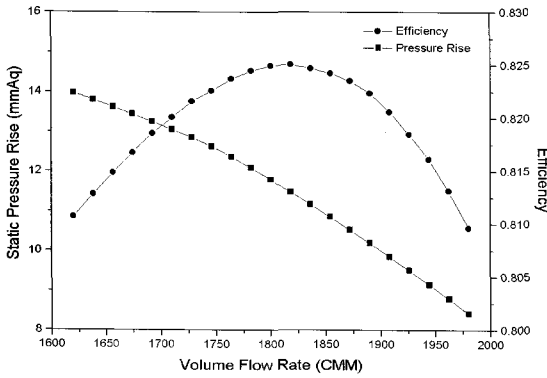


Fig. 2 Predicted characteristic curve.

설계 풍량 1,800 m³/min에서 주어진 설계 요구 조건을 모두 만족하고 있으며 Fig. 2에 나타난 바와 같이 설계점에서의 효율이 가장 높게 예측되어 요구 조건에 적합한 설계가 이루어져 있음을 알 수 있다.

4. 상용 프로그램을 이용한 3차원 유동 해석

실제 팬 제작에 들어가기에 앞서 NUMECA사의 회전유체기계 전용 유동 해석 코드인 FINETM/Turbo를 이용하여 Fan/DesignTM의 설계안에 대한 검증은 설계점에 대해서만 실시하였다.

설계점에서의 계산이므로 박리가 적을 것으로 예상되어 Baldwin-Lomax 난류 모델을 사용하였는데 이는 다른 난류 모델에 비해 계산시간이 적게 걸리는 장점이 있고 박리가 적은 유동인 경우에는 계산 결과도 상당히 정확하기 때문이다.

Fig. 1의 2차원 테이터를 근거로 날개의 3차원 형상 데이터를 만든 후 이를 이용하여 계산 격자를 생성하였다. Fig. 3의 계산 격자는 H형식의 블록 2개로 구성되어 있으며 계산점은 약 29만개이다. 날개 표면, 허브 및 덕트에서의 첫 번째 격자 간격은 y^+ 의 값이 1이 되도록 하여 경계층 내의 유동 현상을 잘 묘사할 수 있게 하였다. y^+ 의 값이 1이 되는 실제 격자 간격 y 는 식 (4)를 이용하여 계산하였다.

$$y = 6 \left(\frac{V_{ref}}{\nu_{ref}} \right)^{-\frac{7}{8}} \left(\frac{L_{ref}}{2} \right)^{\frac{1}{8}} y^+ \quad (4)$$

여기에서 V_{ref} 는 날개 끝 속도 [m/s], ν_{ref} 는 공기의 점성 계수 [m²/s], L_{ref} 는 날개의 시위 길이 [m]이다.

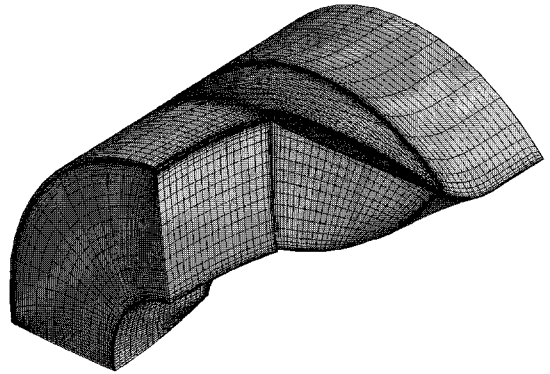


Fig. 3 Computational grid.

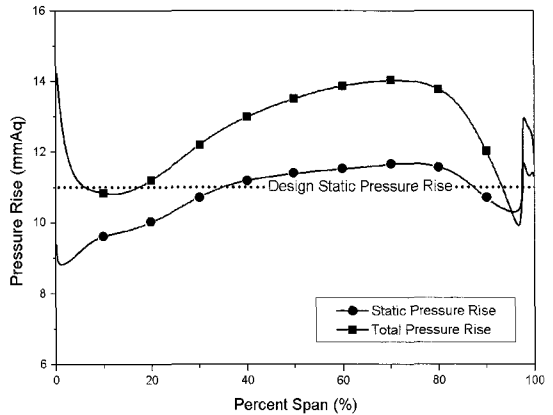


Fig. 4 3D CFD result compared to design requirement.

유동 해석 결과는 3단계 다중 격자 기법을 사용하여 500회 반복 계산을 하여 얻었으며 잔류항은 10⁻³ 정도의 범위로 수렴하였다.

Fig. 4에 유동 해석을 통해 얻은 스펜 방향에 따른 날개 전후의 압력차를 나타내었다. 허브와 팁 부근에서의 정압 상승치가 설계 요구치 보다 낮게 예측되었는데 이는 팁 간극과 날개 뿌리 쪽 흡입면 후연에서 발생한 국부적인 박리에 기인하는 것으로 볼 수 있다. 날개 뿌리 후연에서 발생한 박리는 과도한 유동 편차 각으로 인한 것이나 실제 날개 제작시 이 부분 아래로 봉 형태의 회전축 연결 부분이 추가되므로 날개의 형상에 관계없이 근본적으로 공기역학적 특성이 좋지 않은 부분이다.

결론적으로 3차원 유동 해석 결과 국부적인 문제점이 발견되었지만 전체적인 성능에 큰 영향은 미치지 않을 것으로 판단하여 실증용 팬은 Fan/DesignTM의 설계안 그대로 제작하기로 하였다.

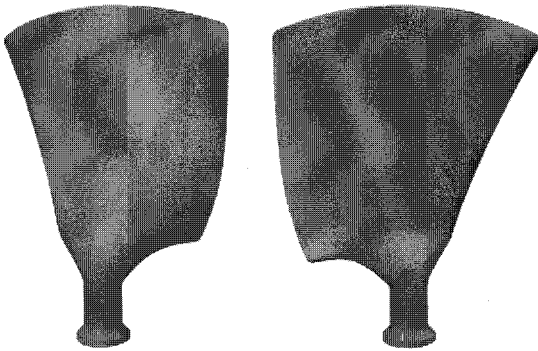


Fig. 5 Both sides of an actual blade.

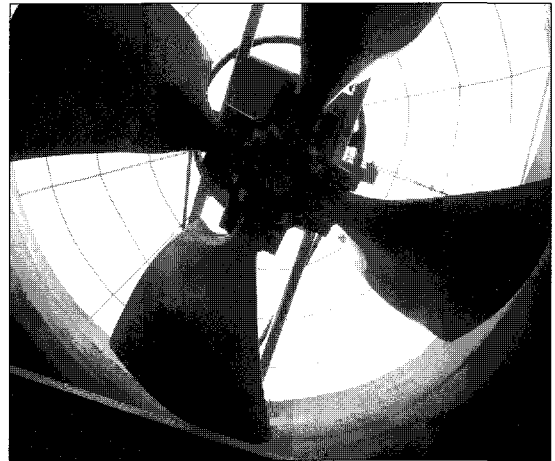


Fig. 7 Installed fan assembly.

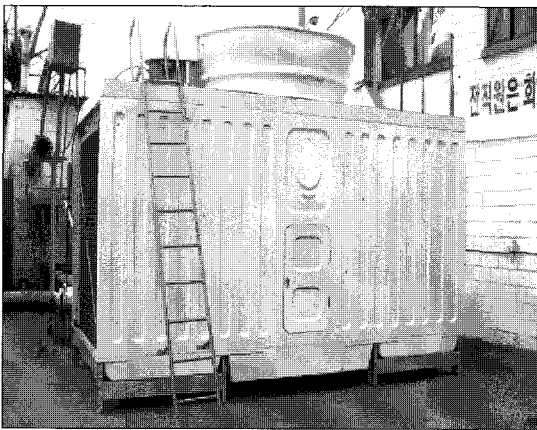


Fig. 6 Cooling tower.

Table 3 Measured performance compared to prediction

Parameters	design	1st	2nd	3rd	4th	5th
Speed [RPM]	300	324.5	356.5	356.5	356.5	324.5
Flowrate [m ³ /min]	1800	1848	2008	1794	1583	1413
Power [kW]	7.2	9.44	11.28	8.95	6.76	5.54
Blade angle [degree]	22.6	20	20	16	12	12
Pressure rise [mmAq]	11	10.16	11.18	9.91	7.35	5.588
Noise level(2 m) [dB]	61	60.4	64.5	63.7	64.7	61.6

5. 실증용 팬 제작 및 성능 평가

5.1. 날개 제작 및 팬 장착

Fig. 1의 설계안을 바탕으로 FRP 재질의 실제 날개를 제작하였다. 팬 지름이 2m에 이르는 비교적 대형의 날개이기 때문에 속이 비어 있는 구조로 제작되었으며 초기 도면과 다르게 소음 감소 목적으로 각 날개 단면을 회전 방향으로 조금씩 이동시켰다. Fig. 5에 실제 날개의 흡입면과 압력면이 나타나 있다.

냉각탑에 장착되는 팬은 4개의 날개로 이루어져 있으며 날개 장착 각도는 운전 조건에 맞춰 임의로 변경이 가능하다. 팬의 회전 속도는 구동 모터와 팬 회전축의 폴리 직경을 각각 다르게 조합하여 조절하도록 되어 있다.

제작이 완료된 팬은 Fig. 6의 시험용 냉각탑에 장착되어 성능 평가를 받았으며 Fig. 7은 시험용 냉각탑 내부에서 바라본 팬의 장착 모습이다.

5.2. 날개 제작 및 팬 장착

냉각탑 시동 후 정상상태에서 30분 이상 경과한 다음 풍속계와 소음계를 이용하여 팬의 성능 및 소음을 측정하였는데 날개의 장착 각도와 팬의 회전수를 바꿔가며 총 5차례 진행하였다.

풍량은 냉각탑 공기 흡입구에서의 평균 풍속을 흡입구 면적에 곱하여 산출하였고 정압은 팬 장착부 아래쪽 냉각탑 벽에 구멍을 내어 내부 평균값을 읽었다. 전력, 전압 및 전류는 파워 미터를 이용하여 측정하였다.

시험 결과를 Table 3에 설계안의 예측값과 비교하여 나타내었는데 5가지 조건 중 1차 시험의 조건이 설계안의 것과 가장 유사하며 성능과 소음 측정 결과 역시 Fan/DesignTM에서의 예측값과 상당히 잘 일치하고 있다. 다만 동력은 예측값 보다 더 많이 소요되었다.

6. 결론

이상 전산 프로그램을 이용한 냉각탑용 저소음 축류팬 개발 사례를 소개하였다. 개발된 팬은 성능과 소음의 두 가지 항목 모두 주어진 설계 요구 조건을 만족하고 있으며 실제 단계에서 예측되었던 값과 측정값이 잘 일치한다.

이번 개발 사례를 통해 전산 프로그램이 실제 송풍기 개발에 상당히 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있었으며 송풍기 제작 업체에서 앞으로 이런 방법을 이용하여 성능과 소음면에서 사용자의 요구에 맞는 송풍기를 보다 적은 비용과 노력으로 개발할 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) Novak, R.A., 1967, "Streamline Curvature Computing Procedure for Fluid Flow Problems," ASME J. of Eng. for Power, Vol.89, pp. 487~490.
- (2) 김성근, 1999, 축류형 송풍기의 성능 예측 방법에 대한 비교 연구 및 설계개선, 석사학위 논문, 수원대학교
- (3) Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," J. of Sound & Vibration, Vol.1, pp. 302~322.
- (4) Brooks, T.F. and Hodgson, T.H., 1981, "Trailing Edge Noise Prediction from Measured Surface Pressures," J. of Sound & Vibration, Vol.78, pp. 69~117.
- (5) Mugridge, D., 1971, "Acoustic Radiation from Airfoils with Turbulent Boundary Layers," J. of Sound & Vibration, Vol.16, pp. 593~614.
- (6) Morse, P.M. and Ingard, K.U., 1968, Theoretical Acoustics, McGraw-Hill, New York.
- (7) 정동규, 홍순성, 이찬, 2000, 축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램의 개발 및 적용, 유체기계저널, 제3권, 제3호, pp. 31~40.
- (8) Harada, Scachio, 1986, Turbomachines, SI edition, Asakura Publishing Co., Ltd., Tokyo, pp. 169~222.
- (9) NUMECA s.a., 2001, FIMETM User Manual.