

배풍기 효율 최적화를 위한 시스템 설계 (I)

배진환, 안진우
경성대학교

Design of exhauster system for high efficiency drive (I)

Jinhwan Bae, Jinwoo Ahn
Kyungsung University

ABSTRACT

본 논문에서는 기존의 배풍기 효율을 높이고 크기를 줄이기 위해 임펠러의 속도를 높이는 설계에 관한 연구다. 임펠러 속도는 5500rpm으로 증가시키고 크기는 320mm에서 250mm로 줄였으며 효율과 최대 풍량을 향상시키기 위해 임펠러의 Hub/Tip 비율을 줄이며, 날개각도에 변화를 주는 방식을 제안한다.

Hub/Tip 비율이 줄어들면 유량이 통과하는 면적이 넓어지게 되는 효과를 얻게 되고, 임펠러 중심거리에 따른 날개 각도를 변화시키면 풍압과 풍량이 달라지는 효과를 얻게 되어 동일한 rpm으로 회전하는 배풍기의 효율을 높일 수 있다.

설계된 구동용 SRM과 임펠러의 설계에 따른 운전 특성을 시뮬레이션을 통해 해석하고자 한다.

1. 서론

기존에 사용되고 있던 77.7% 효율의 축류배풍기에서 모터와 제어방식 그리고 임펠러의 형상에 변화를 주어 배풍기의 효율을 최적화 하기 위한 시스템 설계를 구상하였다.

본 연구에서는 배풍기의 속도를 향상시키기 위해 우선 속도에 맞는 임펠러를 설계한 뒤 속도에 맞는 모터를 선정한다. 여기서 모터는 영구자석과 회전자에 권선이 없고 고정자의 권선만 여자시키는 장점을 가진 스위치드 릴럭턴스 전동기(SRM)를 선택하였다. 제어기는 독립제어가 가능한 비대칭 컨버터를 선택하였고 이번 논문에서는 그 중 5500rpm에 맞는 임펠러 설계에 대해 다룬다. 설계 방식은 Cordier diagram을 사용하여 속도에 맞는 크기를 선정하였고 Hub/Tip 비율을 줄였다. 마지막으로 유량, 압력 그리고 임펠러중심에서의 거리에 따른 날개의 각도를 수정하는 방식을 사용하였다.

설계된 임펠러 형상은 ANSYS의 Turbomachinery Fluid Flow를 이용해 시뮬레이션 내용을 정리 하였다.

2. 설계 방식

2.1 Cordier diagram

그림 1은 Cordier diagram으로써 1953년 Cordier에 의해 고안된 많은 시험을 기반으로 한 펌프 또는 팬 크기의 대략적인 지표이다. 본 연구에서는 Cordier diagram을 이용하여 기존의

배풍기에서 속도를 3400rpm에서 5500rpm으로 증가 시켰고 임펠러 크기는 320mm에서 250mm로 감소시켰다. 이 때 유량과 압력의 크기는 정격을 기준으로 하며 그에 대한 방정식은 다음과 같다.^[1]

$$D_s = \frac{D(gH)^{0.25}}{\sqrt{Q}} \quad (1)$$

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}} \quad (2)$$

$$H = \frac{P}{\rho g} \quad (3)$$

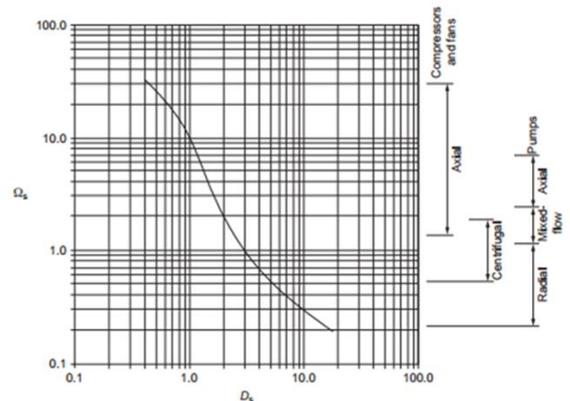


그림 1 Cordier 다이어그램
fig. 1 Cordier diagram

본 연구에서는 25°C의 공기밀도 1.185kg/m³를 사용하였다.

2.2 임펠러 블레이드 각도 계산

그림 2는 벡터를 이용하여 임펠러 각도를 계산하는 방법이다. 여기서 V₂의 값은 outlet부분에서 유체가 퍼져나가면서 발생하는 손실 값이다.

Hub에서 Tip사이에서 r값이 변함에 따라 각속도 u가 변하게 된다. 이로 인해 inlet과 outlet부분의 임펠러 블레이드 각도가 변하게 되는데 그에 대한 방정식은 다음과 같다.^[2]

$$u = r\omega \quad (4)$$

$$V_a = \frac{Q}{A} \quad (5)$$

$$V_{2\theta} = \frac{P}{\rho\omega r\eta_{fan}} \quad (6)$$

$$W_{2\theta} = u - V_{2\theta} \quad (7)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{u}{V_a}\right) \quad (8)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{W_{2\theta}}{V_a}\right) \quad (9)$$

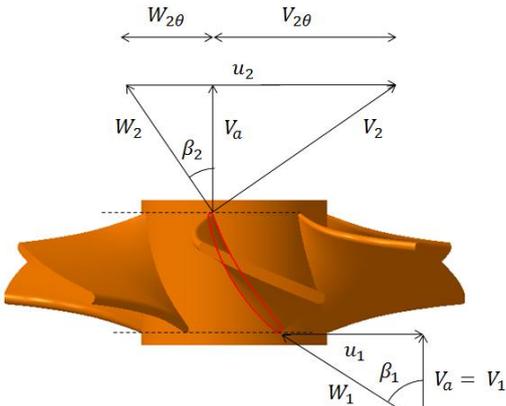


그림 2 임펠러 블레이드에 대한 속도 삼각형
fig.2 Velocity Triangle for impeller blades

3. 시뮬레이션 결과

3.1 Turbomachinery Fluid Flow

유동 해석은 Turbomachinery Fluid Flow를 이용하였고 해석에 사용한 난류 모델은 벽면(Wall)에서 유동 박리 예측에 장점을 갖는 SST(Shear Stress Transport)이다.

그림 3과 그림 4는 각각 3400rpm과 5500rpm의 배풍기 압력 contour과 유동의 vector이다.

해석 결과를 통해서 효율 그래프 그림 5를 확인 할 수 있다. 그림 5를 통해서 기존의 배풍기보다 효율이 4.6% 증가했음을 확인 할 수 있다.^[3]

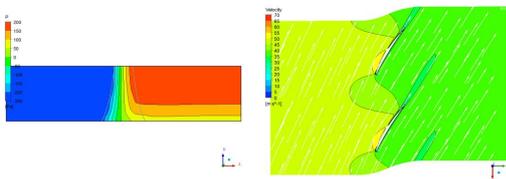


그림 3 3400rpm 유체 흐름
fig. 3 Fluid Flow at 3400rpm

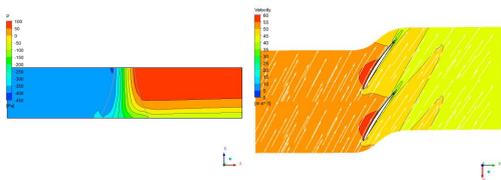


그림 4 5500rpm 유체 흐름
fig. 4 Fluid Flow at 5500rpm

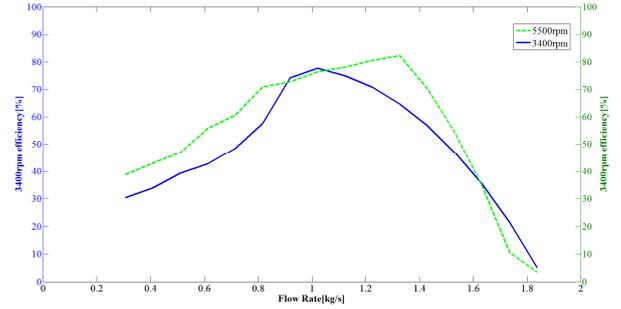


그림 5 배풍기 3400rpm과 5500rpm의 효율 그래프
fig. 5 Efficiency graph of 3400rpm and 5500rpm exhauster

표 1 배풍기 3400rpm과 5500rpm의 성능비교

Table 1 Performance comparison of 3400rpm and 5500rpm exhauster

	3400rpm	5500rpm
크기	320mm	250mm
Hub/Tip	0.5	0.4
효율	77.7%	82.3%
유량	1m ³ /s	1m ³ /s
압력	563.8Pa	597.2Pa

4. 결론

본 연구에서는 3400rpm 배풍기의 임펠러 크기와 속도 그리고 날개의 각도를 변형함으로써 배풍기의 날개 형상을 최적화 하였고 배풍기의 효율을 4.6% 증가시켰다. 그리고 유동 해석을 통해 Hub와 인접한 두 날개사이에서 유동박리가 일어나는 것을 확인 했고 이 부분은 수두손실과 소음의 원인으로 생각된다. 이것을 해결하기 위해서는 날개 Tip 간극을 줄여 유동을 안정시켜야 한다.

본 연구는 2016년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 에너지인력양성사업으로 지원받아 수행한 인력양성 성과입니다. (No. 2016010200940)

참고 문헌

- [1] A. T. Sayers, HYDRAULIC AND COMPRESSIBLE FLOW TURBOMACHINES, McGraw Hill, Inc. pp. 239-300, 1990.
- [2] S. L. Dixon, C. A. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, SEVENTH EDITION, Inc. pp. 39-68
- [3] Jaehoon Kim, "Development Test and Evaluation of an Axial Fan for the Environmental Control System in Aircraft", KSAS, Vol. 2016, No. 11, pp. 608-609, 2016, November.