

피치각 수정에 따른 축류식 터보팬 성능 변화에 관한 연구

강 석 윤[†], 이 태 구, 류 인 근^{*}, 이 제 현^{**}

한양대학교 대학원 기계공학과, ^{*}(주) 리우스, ^{**}한양대학교 공과대학 기계공학부

Performance of an Axial Turbo Fan by the Revision of Impeller Pitch Angle

Seok-Youn Kang[†], Tae-Gu Lee, In-Keun Ryu^{*}, Jae-Heon Lee^{**}

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Hanyang Univ., Seoul 133-791, Korea

^{*}Leewoos Co., LTD, Gyeonggi-Do 449-701, Korea

^{**}Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ., Seoul 133-791, Korea

(Received October 2, 2004 ; revision received November 22, 2004)

ABSTRACT: The aim of this paper is to suggest one efficient method for the various requirements of performance during the process designing and producing an impeller. The study considers that the revisions of a pitch angle of an impeller at an axial turbo fan affect an air flow rates and a static pressure rise. The axial turbo fan specified with the 250 Pa maximum static pressure and 1300 CMH fan air flow rates was tested and analyzed by CFD. The Numerical results show that the air flow rates are calculated to 1,175 CMH, 1,223 CMH, 1,270 CMH, 1,340 CMH and 800 CMH in cases that the pitch angles are 44°, 49°, 54°, 59° and 64° respectively. Also the static pressure rises are shown to 108 Pa, 122Pa, 141 Pa, 188 Pa and 63 Pa at the same cases. The air flow rate is increased linearly according to the changes of the pitch angle from 44° to 59° and the maximum air flow rate passing the impeller is increased to 13% over at the case of 59° pitch angle compared with the reference case of 54° pitch angle. The static pressure rise is increased linearly according to the changes of the pitch angle from 44° to 54°, too. The static pressure rise at the 59° pitch angle is increased to 33% over compared with the 54° pitch angle. The result shows that the revisions of pitch angle make the static pressure rise increase widely. However the air flow rates and the static pressure rise at the 64° pitch angle are suddenly decreased because of over-changed pitch angle.

Key words: Axial turbo fan(축류식 터보팬), Impeller(임펠러), Pitch angle(피치각),

기 호 설 명

\vec{B} : 좌표축의 회전에 따른 원심력과 Coriolis 힘을 나타내는 생성항벡터

$C_{1\theta}$, $C_{2\theta}$, C_{μ} : 난류상수

D_H : 임펠러 허브 직경 [mm]

D_I : 임펠러 전체 직경 [mm]

k : 난류운동에너지 [m^2/S^2]

p : 압력 [Pa]

Δp : 정압상승량 [Pa]

\vec{r} : 회전체까지의 거리벡터

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-2290-0425; fax: +82-2-2293-5169

E-mail address: blueygyy@hvac3.hanyang.ac.kr

- T_I : 임펠러 두께 [mm]
- \vec{U} : 회전에 따른 속도벡터
- \vec{V} : 절대속도벡터
- \vec{W} : 상대속도벡터
- X_c : 현의 길이 [mm]
- Y_I : 날개두께 [mm]
- Y_b : 캠버 [mm]
- Q : 팬 풍량 [CMH]
- x, y, z : 좌표계

그리스 문자

- β : 피치각 [$^\circ$]
- ϵ : 난류운동에너지 소산율 [m^2/S^3]
- μ, μ_t : 점성계수 [$kg/(m \cdot s)$]
- ρ : 공기밀도 [kg/m^3]
- $\sigma_b, \sigma_\epsilon$: 난류상수
- ϕ : 트위스트각 [$^\circ$]
- $\vec{\omega}$: 회전각속도벡터

1. 서론

축류팬은 급배기 및 환기 등의 목적으로 사용되는 유체기계로서 가전제품, 자동차 엔진 등에 쓰이는 소형 팬으로부터 공장, 터널, 지하철 등의 환기에 쓰이는 대형 송풍기에 이르기까지 폭넓게 사용되고 있다. 특히 최근 들어 높은 회전수에서 작동되는 축류식 터보팬이 호텔로비, 대규모 실내 체육관 및 박물관 등과 같은 대공간의 온도성층화 방지 환기성능 개선 등을 목적으로 널리 적용되고 있다.

또한 실내 공기질에 대한 규정이 엄격해지고, 이에 대한 사회의 관심이 나날이 높아져가기 때문에 제품을 구입·사용하는 수요자측에서는 제품이 설치되어지는 공간의 목적에 적합하도록 제품의 성능에 대한 다양한 요구를 하는 추세이다. 따라서 생산자측에서는 수요자측의 다양한 요구를 만족시키기 위하여 설치되는 공간의 목적에 부합하도록 제품을 약간씩 수정하여 출시하는 것이 일반적이다. 예를 들어 호텔로비, 대규모 실내 체육관 및 박물관 같은 공간에 사용되는 축류식

터보팬의 경우, 팬 가동시 발생하는 소음이 재실자 및 관람객들에게 불쾌감을 주지 않도록 하기 위하여 소음제를 케이스 내부에 충전하거나 노즐부분의 형상을 수정한다. 또한 공장이나 터널 등에 사용되는 터보팬에는 공간내에서 발생한 이물질이 팬 내부로 삽입될 경우 고속회전하는 임펠러의 파손 등으로 인하여 재해가 발생할 우려가 존재하기 때문에 이와 같은 사고를 미리 예방하기 위하여 일반적으로 팬 후면에 조밀한 스크린 등을 사용한다. 그러나 팬에 추가된 이러한 부속품들은 전부 축류식 터보팬의 취출풍량, 정압상승량 및 도달거리 등의 성능을 변화시킬 뿐만 아니라 또한 팬 모터 부하를 증가시키는 요인이 된다. 이럴 경우 과부하 상태에서 모터가 작동하기 때문에 제품의 수명이 급격히 단축되는 문제점들이 발생하기도 한다.

따라서 축류식 터보팬 설계시 제품이 사용되어질 공간에 적합한 취출풍량, 정압상승 및 도달거리 뿐만 아니라 모터의 정격부하와 운전시간 등을 고려하여야 한다. 이를 만족시키기 위해서 생산자측에서는 다양한 임펠러와 모터 그리고 케이스 등을 각각의 경우에 따라 조합하여 사용하는 방법을 이용한다. 이중 모터 및 케이스의 경우는 그 경우의 수가 그리 많지 않아 크게 문제가 되지는 않지만, 임펠러의 경우는 설계 자체가 난이하여 다양한 팬 제품을 제작하는데에 큰 걸림돌이 되고 있다. 이를 극복하기 위하여 생산자측에서는 임펠러 생산과정에서 준비된 몇가지 종류의 허브(hub)와 날개(blade)로부터 하나의 조합을 구성하는 방법을 이용한다. 이러한 과정의 도입은 날개의 반경방향 길이 조정과 날개가 허브에 장착될 때의 피치각(pitch angle) 조정이 임펠러 조립공정에서 아주 간단하게 이루어 질 수 있기 때문이다.

과거에는 적절한 정압상승과 유량을 얻기 위한 날개길이와 피치각의 결정에 단순히 경험적인 cut-and-try법이나 이차원적인 수식계산이 이용되어 왔다. 그러나 이러한 방법은 팬 내부에서의 복잡한 기류 유동 및 압력분포에 대한 정량적인 고찰이 불가능하기 때문에 정확한 유량과 정압상승을 갖는 팬을 개발하기 위해서는 시간적·경제적 손실에도 불구하고 최종적으로 직접 시제품 제작을 통하여 확인해야 하는 단점이 있다. 따라서 이러한 단점을 보완하기 위하여 RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식의 해석에

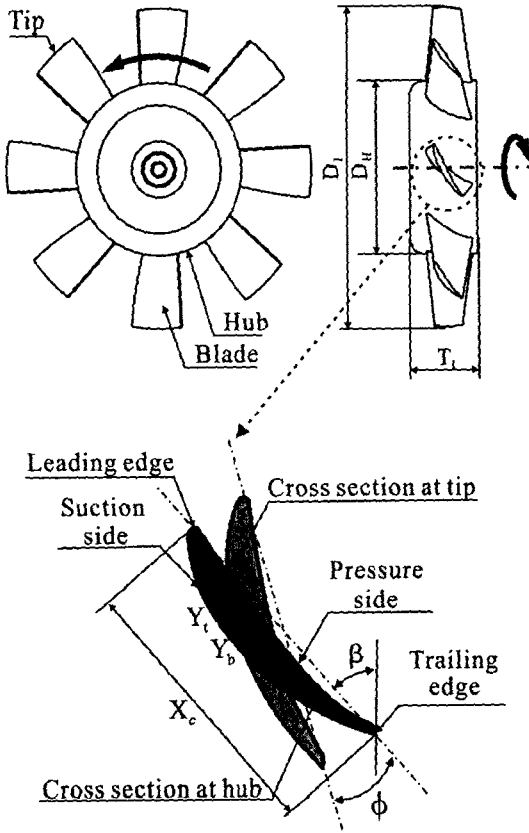


Fig. 1 Schematic diagrams of the impeller in the present study.

Table 1 Referenced impeller geometry parameters

Definition	Value
D_I Impeller diameter [mm]	200
D_H Hub diameter [mm]	110
T_I Impeller thickness [mm]	44
X_c Chord length [mm]	37
Y_b Camber [mm]	1.8
Y_t Blade thickness [mm]	4.6
ϕ Twist angle [°]	24
β Pitch angle [°]	54

근거한 팬 내부의 유동 및 압력측정법이 도입된 바 있다.⁽¹⁻³⁾

본 연구에서는 생산자가 팬에 사용되는 임펠러를 설계·제작하는 과정에서 수요자측의 다양한 요구를 어떻게 하면 빠른 시간 안에 최소한의 노력과 비용으로 만족시킬 수 있는가 하는 방법에 대한 실무적인 해결책의 일환으로, NACA 5412⁽⁴⁾ 표준익형이 사용된 최대정압상승량 250 Pa, 팬 풍량 1,300 CMH, 3,450 rpm 그리고 피치각 54°인 기존 시판되는 축류식 터보팬을 대상으로 하여 임펠러 피치각의 변화가 터보팬의 유량과 정압상승에 미치는 영향을 RANS 수치해석기법으로써 고찰하였다.

2. 임펠러 형상

본 연구에서 고려한 임펠러의 정면도, 측면도 및 날개의 단면을 Fig. 1에 나타내었다. 임펠러는 크게 허브와 날개로 구성되어 있으며 날개의 끝단을 팁(tip)이라 한다. 그림에서 D_H 는 임펠러의 허브 직경, D_I 는 임펠러의 전체 직경 그리고 T_I 는 임펠러의 두께를 뜻한다. 그림의 하단부는 날개의 세부형상을 나타낸 것이다. 이때 허브에서의 단면과 팁에서의 단면이 이루는 트위스트각(twist angle) ϕ 는 날개의 비틀림 정도를 나타낸다. 날개의 양쪽 면은 각각 팬의 정압을 상승시켜 주는 면인 압력면(pressure side)과 팬의 입구로부터 기류를 흡입하여 유동을 형성시키는 흡입면(suction side)으로 나뉘어진다. 날개의 양쪽 끝단인 전단(leading edge)과 후단(trailing edge)을 일직선으로 이은 현의 길이(chord length)는 X_c 로 나타내었다. 본 연구에서 고려한 임펠러 날개에서는 허브에서의 현의 길이와 팁에서의 현의 길이가 동일하다. 위에서 언급한 인자들과 더불어 날개의 형상을 결정하기 위한 요소로는 날개두께(blade thickness), Y_c 와 캠버(camber), Y_b 및 허브에서 현과 회전방향이 이루는 각인 피치각(pitch angle), β 가 있다.

본 연구에서 사용된 익형은 NACA 5412 표준 익형으로 주어진 설계 요구조건인 유량, 정압상승 등을 만족하는 익형 선정시 가장 적합한 공력특성을 나타내었기 때문에, 설계변수인 입사각(incidence angle)과 전향각(deflection angle) 등을 고려하여 축류식 터보팬의 임펠러 날개로서

사용되었다. 이때 본 연구에서 고려된 임펠러에 관한 상세한 치수를 Table 1에 나타내었다.

3. 임펠러 유동특성 해석 방법

3.1 지배방정식

일반적으로 회전기계에 의한 유동특성을 해석하는 경우 유동장을 정상상태로 고려할 수 있고, 경계조건을 결정하기가 쉽다는 장점 때문에 대부분 상대좌표계를 사용하여 해석한다.⁽⁵⁾ 본 연구에서 축류팬의 임펠러 내부의 유동을 3차원 비압축성 정상유동으로 간주하기 위하여 상대좌표계를 사용하였다.

수치해석을 위해 사용된 지배방정식은 연속방정식, 운동량방정식, 난류운동에너지방정식 및 난류운동에너지 소산율방정식이며 이를 Table 2에 나타내었다. 지배방정식의 자세한 유도과정은 참고문헌에서 볼 수 있다.⁽⁶⁾ 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 각 식들에서의 기호선정은 일반적인 교과서에서의 예를 따랐다.⁽⁷⁾ 좌표축의 회전에 의한 원심력과 Coriolis 힘은 운동량방정식의 생성항 \vec{B} 의 형태로 나타나게 된다.

회전을 고려하기 위한 상대속도 개념을 Fig. 2에 도시하였다. 여기서 \vec{W} , \vec{V} 및 \vec{U} 는 각각 상대속도벡터, 절대속도벡터 및 회전에 따른 속도벡터를 의미한다. 이때 \vec{U} 는 회전각속도벡터 $\vec{\omega}$ 와 회전체까지의 거리벡터 \vec{r} 의 곱으로 나타나며, 상대속도벡터 \vec{W} 는 식 (1)과 같이 표현된다.⁽⁸⁾

$$\vec{W} = \vec{V} - \vec{U} = \vec{V} - (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (1)$$

3.2 해석영역 및 경계조건

축류식 터보팬 내에서 임펠러의 회전에 따른 유동특성을 파악하기 위하여 본 연구에서 설정한 팬형상과 해석영역을 각각 Fig. 3의 (a)와 (b)에 도시하였다. 8개의 날개를 가진 유효직경 202 mm인 팬 입구에서 임펠러의 회전에 의해 형성된 유동은 Fig. 3 (a)에 나타낸 바와 같이 팬 입구에서부터 임펠러를 거쳐 정압이 상승된 후 팬 출구와 소음기를 통하여 유출된다. 날개 8개에 의하여 발생되는 전체 팬 내부의 유동은 날개 1개가 포

함되는 $\pi/4$ 각도구간에 의하여 대표 될 수 있다. 이에 따라 본 연구에서는 Fig. 3 (b)에 나타낸 바와 같이 날개 하나만인 $\pi/4$ 영역만을 해석영역으로 고려하였고 이를 Fig. 3 (b)에 나타내었다. 해석영역에서의 임펠러로부터 팬 입구 및 출구까지의 거리는 각각 180 mm 및 266 mm이다.

수치적 해석방법 적용시 지배방정식과 함께 정

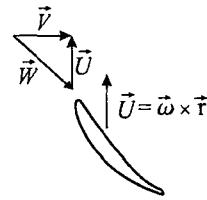
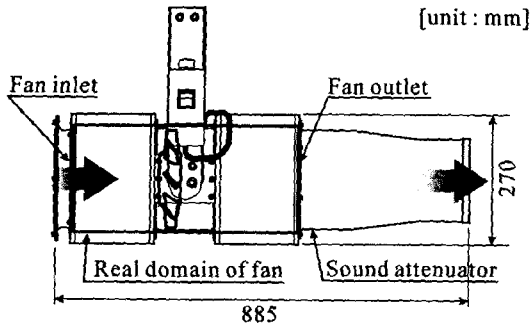


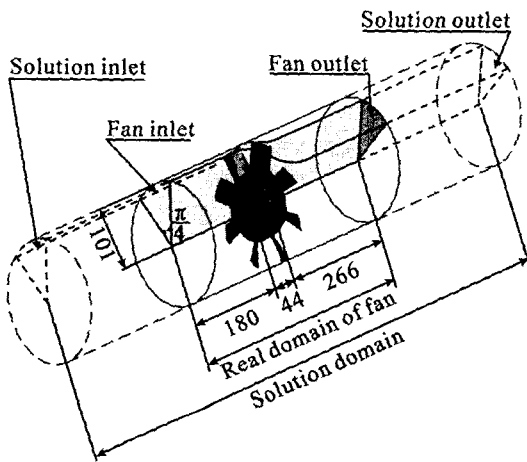
Fig. 2 Schematic diagram for concept of relative velocity formulation.

Table 2 Governing equations and coefficients

Continuity equation ;
$\div(\rho \vec{W}) = 0$
x-momentum equation ;
$\div(\rho W_x \vec{W}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \div(\mu \Gamma W_x) + B_x$
y-momentum equation ;
$\div(\rho W_y \vec{W}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \div(\mu \Gamma W_y) + B_y$
z-momentum equation ;
$\div(\rho W_z \vec{W}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \div(\mu \Gamma W_z) + B_z$
Turbulent kinetic energy equation ;
$\div(\rho k \vec{W}) = \div\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \Gamma k\right) + G_k - \rho \epsilon$
Dissipation rate equation of turbulent kinetic energy ;
$\div(\rho \epsilon \vec{W}) = \div\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \Gamma \epsilon\right) + C_{1\epsilon} G_k \frac{\epsilon}{k} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$
where,
$\vec{W} = W_x \vec{i} + W_y \vec{j} + W_z \vec{k}$
$\vec{B} = B_x \vec{i} + B_y \vec{j} + B_z \vec{k} = -\rho(2 \vec{\omega} \times \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{\omega})$
$\mu_t = \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon}$
$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial W_j}{\partial x_i} + \frac{\partial W_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial W_j}{\partial x_i}$
$C_\mu = 0.09, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0$



(a) Schematic of axial turbo fan



(b) Details of solution domain

Fig. 3 Axial turbo fan and solution domain of the present investigation.

의되는 경계조건은 해석영역 입구 및 출구, 내부 벽면, 임펠러 날개 및 허브 그리고 일정주기의 양측 경계면에서 고려될 수 있다. 이중 해석영역 입구는 압력입구경계조건(pressure inlet boundary condition)으로 상대압력이 0인 대기압이 적용되었으며, 임펠러의 회전에 의해 형성된 유동이 유출되는 해석영역의 출구는 압력출구경계조건(pressure outlet boundary condition)이 사용되었다. 해석영역의 입·출구에서 대기압 경계조건을 사용한 이유는 축류팬 입구 및 출구에서의 경계조건을 명확히 모르기 때문에 이를 위하여 팬 입구 및 출구로부터 해석영역을 확장하여 대기압 경계조건을 준 것이다. 내부 벽면, 임펠러 날개 및 허브에서는 벽면경계조건(wall boundary condition)이 사용되었다. 또한 날개 주위의 유동은 회전방향에 따라 날개수 만큼 반복되므로, 날개의 양측 경계

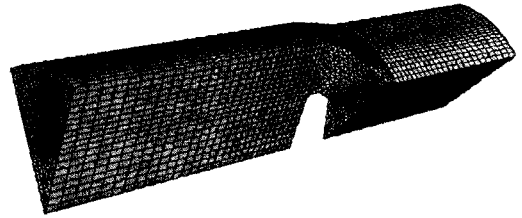


Fig. 4 Schematic diagram of computational grid.

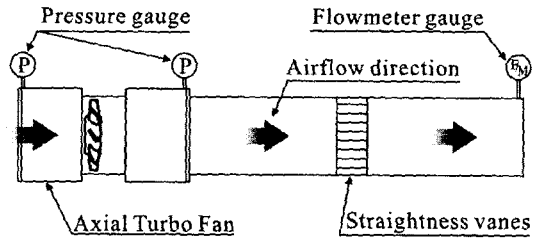


Fig. 5 Schematic of experimental equipment.

면에서는 주기경계조건(periodic boundary condition)을 적용하였다.

본 연구에서는 지배방정식을 풀이하기 위하여 상용 프로그램인 FLUENT를 사용하였다. 이때 사용된 격자계는 비정렬격자계로 사용된 제어체적의 수는 약 12만개이며 이를 Fig. 4에 나타내었다. 해석을 위한 반복계산시 각 방정식의 상대적 잉여치가 모두 1×10^{-4} 이하일 때 수렴하였다고 판정하였으며 수렴을 위한 평균 반복계산횟수는 약 1200번이었다.

4. 수치해석의 타당성 검증

본 연구에서는 수치해석결과의 검증을 위하여 우선 피치각이 기존설계안인 54° 의 경우에 대한 임펠러 통과유량 및 작동조건에서의 정압상승량을 예측하였다. 이 결과는 Fig. 5에 대략적으로 나타낸 바와 같은 KS B 6311 송풍기의 시험 및

Table 3 Experimental results compared with numerical results

	Experimental results	Numerical results	error [%]
Q [CMH]	1253	1270	1.3
Δp [Pa]	132	141	6.4

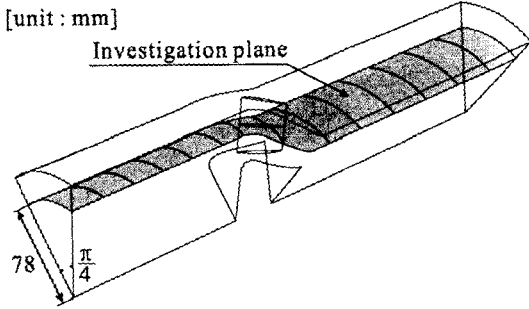


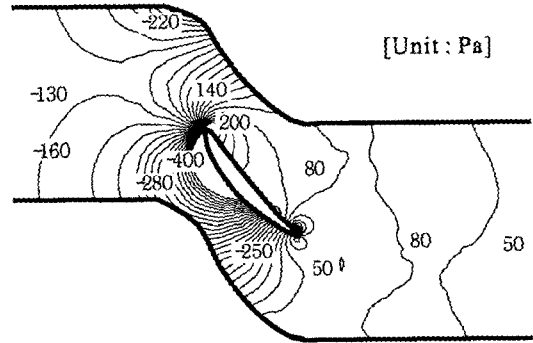
Fig. 6 Schematic diagram of investigation plane.

검사방법에 근거하여 제작된 실험장치에서 5회 반복 측정된 산술평균값과 비교되었다. 이의 상세 결과를 Table 3에 나타내었으며, 측정치는 수치 해석결과 대비 최대 6.4%의 오차를 가지는 것으로 나타나 본 해석결과의 정확성을 검증 할 수 있었다.

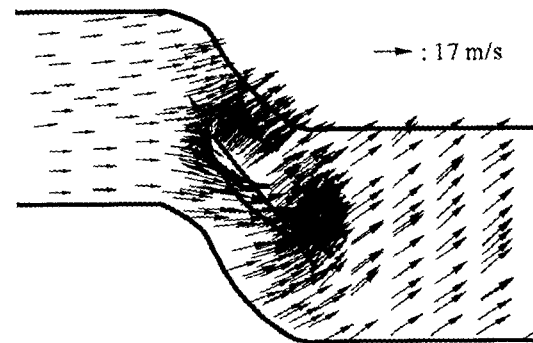
5. 결과 및 고찰

본 연구에서는 축류식 터보팬의 피치각 수정에 따른 내부 유동특성 및 작동조건에서의 정압상승량을 고찰하기 위하여 피치각이 기준설계안인 54°와 수정설계안인 44°, 49°, 59° 및 64°일 때 대하여 모두 5가지 경우의 수치해석을 수행하였다. 이때 임펠러 주위에서의 유동 및 압력분포를 확인하기 위하여 Fig. 6에 나타낸 것과 같이 임펠러 회전축으로부터 반경방향으로 수직으로 78 mm 떨어진 단면을 검토단면으로 설정하였다. 이 단면은 날개의 길이방향 중간단면이라고 볼 수 있다.

기준설계안인 54°의 피치각이 적용되었을 경우의 정압 및 기류분포를 각각 Fig. 7 (a) 및 (b)에 나타내었다. 먼저 Fig. 7 (a)를 살펴보면 가장 높은 정압이 형성되는 부분은 날개의 전단부분으로 나타나고 있다. 압력면에서는 80 Pa 이상의 양압이 형성되고 흡입면에서는 전체적으로 음압이 형성되어 유출구방향으로 정압을 상승시켜주는 유체계의 목적에 부합하는 것으로 사료된다. 이때 임펠러 전후에서의 정압상승량은 141 Pa로 계산되었다. 속도벡터를 나타낸 Fig. 7 (b)는 식 (1)에 근거하여 절대속도로 전환되어 도시되었으며, 이때 기류의 유동방향은 임펠러 날개의 각도와 회전력에 의해 축방향과 일정한 각도를 이루고 있



(a) Distributions of static pressure



(b) Distributions of absolute velocity vectors

Fig. 7 Numerical results of static pressure and absolute velocity at the 54° pitch angle.

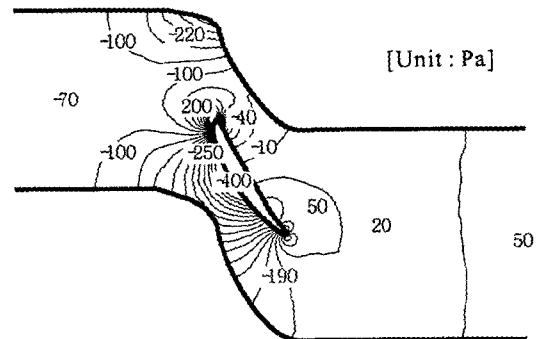


Fig. 8 Distributions of static pressure at the 44° pitch angle.

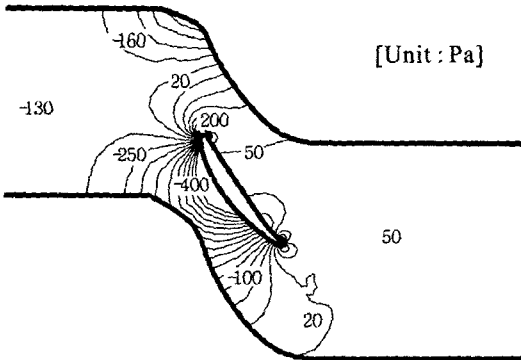


Fig. 9 Distributions of static pressure at the 49° pitch angle.

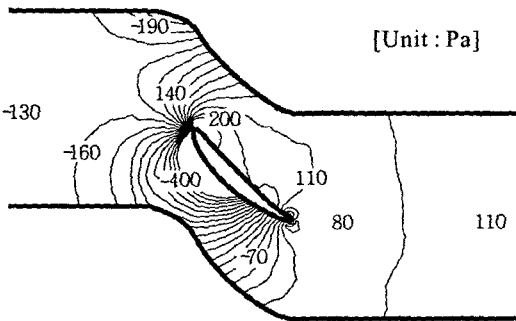


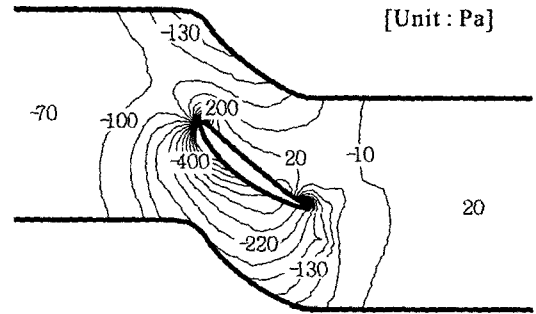
Fig. 10 Distributions of static pressure at the 59° pitch angle.

음을 알 수 있다. 또한 출구측으로 유출되는 기류의 방향 역시 대체로 동일하게 형성되고 있다.

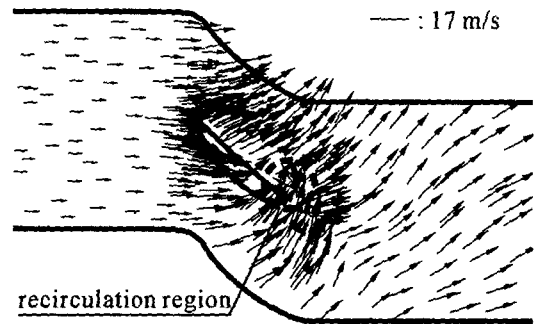
피치각이 44° 및 49°로 기존설계안의 임펠러 피치각보다 작은 경우의 정압분포를 각각 Fig. 8 및 Fig. 9에 도시하였다. 이 경우 압력면과 흡입면의 정압차가 기존설계안에 비해 작기 때문에 정압상승량이 상대적으로 적게 나타나고 있다. 이때 피치각이 44°인 경우의 정압상승량은 108 Pa이며, 49°인 경우는 122 Pa으로 나타났다.

피치각이 59°인 경우의 정압분포를 나타내는 Fig. 10을 보면 압력면과 흡입면에서 발생하는 압력차이가 Fig. 7 (a)에 나타난 피치각이 54°인 경우에 비하여 상당량 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 압력면 전체에 걸쳐 100 Pa 이상의 양압이 균일하게 형성되고 있으며 이러한 영향으로 출구측의 정압은 110 Pa로, 피치각이 54°인 기존설계안에 비해 약 60 Pa이 증가하였으며, 이때 전체 정압상승량은 188 Pa로 계산되었다.

피치각이 64°인 경우의 정압 및 기류분포를 각



(a) Distributions of static pressure



(b) Distributions of absolute velocity vectors

Fig. 11 Numerical results of static pressure and absolute velocity at the 64° pitch angle.

각 Fig. 11 (a) 및 (b)에 나타내었다. Fig. 11 (a)에 나타난 정압분포를 살펴보면 이때의 정압상승량은 63 Pa로 여러 가지 설계안 중에서 가장 작은 값을 나타내고 있다. 이 경우 임펠러에서의 피치각이 과도하게 크게 설계되어 있어 흡입면의 부압이 압력면까지 영향을 주어 출구측에서의 정압을 작게 만들고 있는 것으로 판단된다. 또한 Fig. 11 (b)에 나타난 속도벡터 분포를 보면 그림에 표시된 바와 같이 임펠러 후연측에서 재순환 영역의 발생으로 기류의 유동방향도 매우 불규칙하며, 이로 인하여 취출되는 유속 역시 가장 낮게 나타났다.

각 해석 경우에서의 정량적 비교를 위하여 피치각 변화에 따른 팬 입구와 출구에서의 통과유량 및 작동조건에서의 정압상승량을 Fig. 12에 나타내었다. 피치각이 44°, 49°, 54°, 59° 및 64° 경우의 통과유량은 각각 1,175 CMH, 1,223 CMH, 1,270 CMH, 1,340 CMH 및 800 CMH으로 계산되었다. 통과유량이 최대인 경우는 피치각이

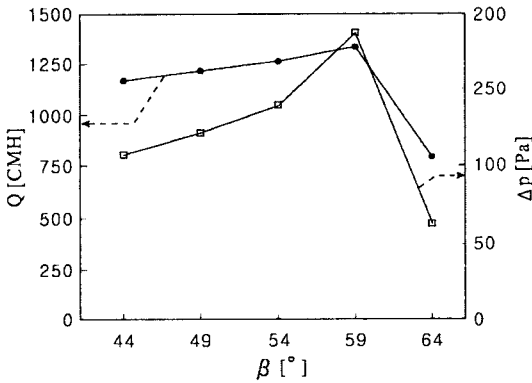


Fig. 12 Air flow rate and static pressure rise according to pitch angles.

59°인 경우로, 기존설계안인 피치각 54°에 비해 임펠러 통과유량이 13% 증가하였다. 또한 통과유량은 피치각이 44°에서부터 59°까지 변화함에 따라 거의 선형적으로 증가되는 것으로 나타났다. 이러한 경향은 정압상승량에 있어서도 피치각이 44°에서부터 54°까지 변화함에 따라 거의 선형적으로 증가하는 것에서 역시 나타난다. 피치각이 59°인 경우의 정압상승량은 기존설계안인 피치각 54°에 비해 33% 증가하는 것으로 나타나 본 연구에서 고려한 축류식 터보팬의 경우 임펠러 피치각 변경에 따라 정압상승량을 폭넓게 상승시킬 수 있으리라 판단된다. 그러나 임펠러 피치각이 기준 각도보다 과도하게 증가된 64°인 경우 유량 및 정압상승량이 갑작스럽게 감소하는 것으로 나타났다. 이러한 특징이 나타나는 것은 피치각이 증가함에 따라 날개 흡입면에서 발생하는 박리점이 후단에서 점차 전단쪽으로 이동하고, 64° 피치각의 경우에는 날개 전단 바로 아래에서 박리가 발생하여 흡입면 전체가 박리역으로 된다. 이와 같이 박리가 점의 위치가 바로 하류에서 발생하면 상하 압력차가 급격히 감소하면서 항력이 급격히 증가하는 양상으로 압력분포가 변해 버린다. 이로 인해 과도한 피치각에서는 유량과 정압상승량이 오히려 감소하는 것이라 사료된다.

6. 결론

본 연구에서는 NACA 5412 표준익형이 사용된 최대정압상승량 250 Pa, 풍량 1,300 CMH, 3450 rpm 그리고 피치각 54°의 정격을 가지는 축류식

터보팬의 피치각을 변경시키는 경우 유량과 정압변화를 수치해석적으로 고찰하였다. 동일한 경계 조건에서 피치각의 변화가 임펠러의 유량과 정압상승에 미치는 영향을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 임펠러 통과유량 및 작동조건에서의 정압상승량은 피치각이 44°에서부터 기준피치각인 54°까지 변화함에 따라 거의 선형적으로 증가된다.

(2) 피치각이 59°인 경우의 팬 풍량은 기존설계안인 피치각 54°에 비해 13% 증가하며, 정압상승량은 33% 증가하는 것으로 나타나 본 연구에서 고려한 축류식 터보팬의 경우 임펠러 피치각 변경에 따라 정압상승량을 폭넓게 상승시킬 수 있으리라 판단된다.

(3) 본 연구에서 고려된 축류식 터보팬은 임펠러 피치각이 기준 각도보다 5° 정도 증가 될 때까지는 유량과 정압상승량이 증가하지만, 과도하게 10° 정도 증가되면 유량 및 정압상승량이 갑작스럽게 감소하는 것으로 나타났다.

참고문헌

1. Raily, J. W., 1984, Computational Methods in Turbomachinery, Mechanical Engineering Publications, London.
2. Kim, K. Y., Kim, J. Y., and Chung, J. Y., 1997, Three-dimensional analysis of the flow through an axial-flow fan, Journal of KSME, Vol. 21, No. 4, pp. 541-542.
3. Hur, N. K., Kim, U., Kang, S. H., 1999, A numerical study on cross flow fan : effect of blade shapes on fan performance, Journal of KFMA, Vol. 2, No. 1, pp. 96-102.
4. Elizarov, A. M., 1997, Mathematical methods of airfoil design, Akademie Verlag, Berlin, pp. 217-222.
5. Lakshminarayana, 1996, Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery, Wiley Interscience, pp. 358-362.
6. Ryu, I. K., 2003, Airflow characteristics with impeller design and noise characteristics with arrangement of silencer in an axial turbo fan, Hanyang university, Seoul, Korea.
7. Patankar, S. V., 1980, Numerical heat transfer

- and fluid flow, McGraw-Hill, New York.
8. Hirsch, C., 1988, Numerical computation of internal and external flows, Vol. 1, Wiley Interscience, pp. 16-18