

임펠러 흡입구 간극이 원심형 에어포일 송풍기의 성능에 미치는 영향

감 신 형* · 김 영 재**

(1998년 10월 7일 접수)

Effects of the Impeller Inlet Tip Clearance on the Flow and Performance of Airfoil Fans

Shin-Hyoung Kang and Young-Jae Kim

Key Words : Airfoil Fan (에어포일 팬), Clearance (간극), Leakage Flow (누설유동), Performance (성능)

Abstract

Performance tests of an airfoil fan and measurement of flow fields at the impeller exit are carried out to investigate the effects of the tip clearance between the rotor and inlet casing on the impeller performance. The impeller is twelve bladed of NACA 65-810 airfoils and tested with 3 different size of gap; 1, 2, 4mm. The relative decrease of pressure rising performance of the fan is 15 percent for the design flow rate when the gap size is 1 percent of the impeller diameter. The reduction of performance becomes large as the flow rate increases. The leakage flow through the clearance affects the through flow of the impeller, which results in decrease of the slip factor as well as the impeller efficiency. The data base obtained in the present study can be used for the design and flow analysis of the airfoil fans.

기호설명

B_2	: 임펠러 출구 폭
C	: 절대속도
D_2	: 임펠러 출구 직경
H	: 헤드
H_{th}	: 이론 헤드
N	: 임펠러의 회전수(rpm)
P	: 동력
P_i	: 압력 (i 는 측정위치)
Q	: 풍량, 체적유량
Q_l	: 누설유량(leakage flow)
r	: 반경
T	: 토크

T_{shaft}	: 축토크
U_2	: 임펠러 팁 접선속도
V	: 절대속도
W	: 상대속도
Z	: 날개 수효

그리스문자

α	: 절대속도의 유동각도
β	: 상대속도의 유동각도
δ	: 팁 간극의 크기
ψ_s	: 정압으로 정의한 압력계수
ϕ_t	: 전압으로 정의한 압력계수
ϕ	: 유량계수
ρ_a	: 공기의 밀도
η	: 효율
Λ	: 동력계수
μ	: 미끄럼 계수

* 회원, 서울대학교 기계공학과

** 서울대학교 기계공학과 대학원
현, 선추리 기술연구소

ω : 임펠러의 회전 각속도

하첨자

- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구
- i : 덕트 입구
- o : 덕트 출구
- fan : 팬 전체에 관한 양
- imp : 임펠러에 관한 양
- d : 설계유량점에서의 값
- t : 전압
- s : 정압
- r : 반경방향
- θ : 원주방향

1. 서 론

에어포일 송풍기는 건물이나 일반 산업 플랜트 외 급기용으로 널리 사용되며 특히 터보식 블로워와 축류 또는 사류식 송풍기의 중간 비속도 영역에서 이용된다. 보통 회전차의 날개를 익형으로 제작하고 후향 날개를 갖기 때문에 임펠러의 출구속도가 상대적으로 작아서 효율이 높으며 소음도가 낮다. 임펠러에 설치된 반경류 익형은 보통 얇은 철판으로 제작하여 팬의 제작 단가가 낮으며, 효율이 높아 축동력의 운전비가 경제적이다. 우리 나라에서도 여러 업체에서 이를 제작하여 판매하고 있으나 신뢰성 있는 설계자료와 성능자료가 확보되지 못하였고 더구나 성능향상을

위한 연구가 체계적으로 수행되지 못하였다. 보통 동일한 설계로 회전수와 크기를 적절히 선정하여 다양한 유량과 압력 사양에 맞도록 크기와 회전수를 정하여 제작하기 때문에, 전체 물량과 소비동력을 생각한다면 효율이 높은 에어포일 송풍기를 개발하는 것은 에너지 절약이라는 관점에서 그 파급 효과가 매우 높다.

보통 에어포일 송풍기의 성능향상을 위한 연구 개발 과정에서, 개발된 임펠러에 대해서는 신뢰성있는 성능실험을 수행하여 송풍기의 각 요소에서 발생하는 손실성분을 분석해야한다. 송풍기의 손실성분은 흡입구, 임펠러, 플류트에서의 손실 및 이들의 상호작용에 의한 손실로 나눌 수 있으며 실제 제품에서 각 손실이 어느 정도 양인가를 정량적으로 파악하여 우선 개선 대책을 수립해야한다. 본 연구는 이러한 과정에서 임펠러와 흡입구 사이에 존재하는 간극에서의 누설유동이 팬의 성능과 효율에 상당한 영향을 미치고 있음을 발견하였고, 이에 관한 정량적인 연구를 수행하게 되었다. 이러한 간극은 통상적인 설계에서 피할 수 없는 것이다. 임펠러 입구에서의 정압보다 임펠러 출구에 연결된 스크롤 내부에서의 정압이 크기 때문에 임펠러와 흡입구 사이의 간극을 통해 임펠러 내부로 흡입되는 내부 누설유량이 발생한다. 이 누설유동으로 인해 임펠러 내부유동이 교란을 받아서 성능과 출구 유동 상황이 변화할 것임은 쉽게 짐작할 수 있다. 이러한 누설유동에 의한 체적효율의 감소에 대해서는 문헌⁽¹⁾에서 소개되어 있으나 이러한 누설 유동이 임펠러의 압력상승과 효율에 어떠한 영향을 미치는가에

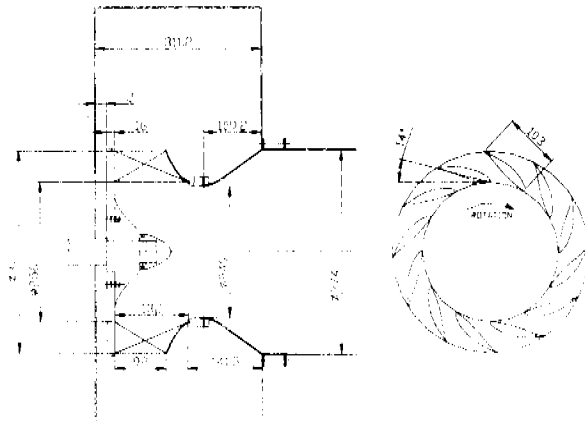


Fig. 1 Assembly of the test airfoil fan.

대해서는 잘 알려져 있지 않다. 임펠러의 설계와 성능예측의 관점에서 보면, 미끄럼 계수(μ)는 임펠러 출구의 유동상태를 나타내고, 임펠러 효율(η_R)은 손실특성을 나타내는 양으로서 임펠러의 성능예측에 결정적인 역할을 한다. 그러므로 간극과 이를 통한 누설 유동이 미끄럼 계수와 임펠러 효율에 미치는 정성적, 정량적 변화를 이해하고 데이터를 축적하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 정밀한 기계가공으로 제작된 임펠러에 대하여 신뢰성 있는 성능시험을 수행하여 여러 가지 데이터를 확보하고, 세 가지 간극을 선정하여 간극이 전압성능과 효율에 미치는 영향을 연구하였다. 그리고 각각의 간극에 대하여 3종 피토투브를 이용하여 임펠러 출구에서의 2차원 속도 및 정압을 측정함으로써 임펠러 출구에서의 정압, 전압, 미끄럼 계수와 임펠러 효율이 어떻게 달라지는지를 실험하고 평가하였다.

2. 실험모델 및 방법

2.1 송풍기의 형상 및 임펠러

본 연구에서는 12개의 NACA 65-810 익형으로 구성된 반경류 임펠러를 이용하였다. Abbott⁽²⁾ 등에 의하면 이 익형은 최대 두께가 전연으로부터 코드길이의 40% 위치에서 코드의 10%이고, 양력 계수가 0.8인 날개이다. 전체 에어포일 팬의 형상을 Fig. 1에 나타내었으며 주요 크기와 설계 사양은 Table 1과 같다. 임펠러는 보통 얇은 철판으로 형상을 제작하여 평판 허브에 용접하여 제작한다. 이러한 제작방법으로는 임펠러의 형상 정밀도를 제어하기가 어렵기 때문에 본 연구에서는

Fig. 1에 나타난 바와 같이 알루미늄 덩어리를 와이어 커팅하여 익형의 형상을 제작하고 이를 두께 16mm의 알루미늄 판에 설치하였고 선반가공으로 마무리하였다.

흡입구는 직경 374mm의 원형 덕트에서 직경 240mm의 폭으로의 수축부와 임펠러 입구까지의 이음부로 구성된다. 본 연구에서는 간극의 크기를 1, 2, 4mm로 변화시키면서 시험을 수행하였다. 정밀한 간극의 크기를 유지하기 위해서 임펠러 입구에서 3가지 이음부를 선반 가공하여 제작하였다. 케이싱과 불류트를 포함하는 송풍기의 주요 치수는 Fig. 1에 나타내었다.

2.2 실험장치 및 측정방법

송풍기의 성능시험을 위한 장치를 Fig. 2에 나타내었다. 유량 조절을 위한 덤퍼와 보조 송풍기를 통해서 유입되는 공기는 안정실, 유량 측정용 노즐, 팬의 입구 원형 덕트, 실험용 송풍기를 거쳐서 출구 사각 덕트로 송출된다. 실험용 송풍기를

Table 1 The main dimensions of airfoil impeller.

D_2	380 mm
D_1/D_2	0.7
Z	12 EA
B_2	92 mm
B_1	132 mm
β_1	33.54°
β_2	24.63°
c	106 mm
setting angle	14°

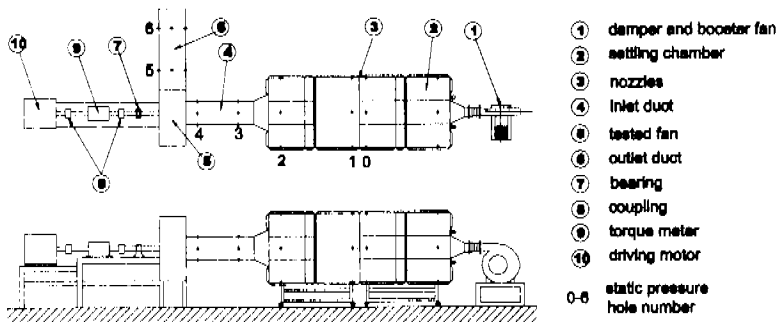


Fig. 2 The schematic drawing of the fan tester.

구동하기 위하여 구동모터와 토크미터가 설치되어 있다. 댐퍼는 작은 유량 범위에서 유량을 조절할 때 사용한다. 댐퍼를 완전히 개방할 때 정해지는 송풍기의 작동점 보다 높은 유량에서 송풍기를 시험할 때에는 보조송풍기를 사용한다. 안정실은 송풍기의 입구 쪽 유동의 균질성과 난류의 감소를 위해서 설치되며 입구 정압을 측정할 때 사용한다. 안정실 안에는 5개의 동일한 유량 측정용 노즐이 장착되어 있으며, 유동을 균일하게 하기 위하여 노즐 전후에 스크린이 삽입되어 있다.

압력 측정을 위해 Validyne사의 FCO14 압력 변환기, 그리고 여러 점에서의 압력을 측정하기 위해 Scanivalve사의 48J9 스캐니밸브를 사용하였다. 압력 변환기는 저압 단자를 대기압 상태로 두고, 고압 단자에 측정하고자 하는 압력튜브를 연결하여 그 차압을 아날로그 신호와 전기 신호로 출력한다. 압력 변환기(모델명 FCO 14)에 의해서 변환된 전압 신호는 Data Translation사의 DT2838 보드에 의해서 아날로그-디지털 변환되어 컴퓨터로 입력된다. 압력 변환기의 교정은 Dwyer사의 아날로그식 액주계를 사용하였고, FCO 14는 온도보상 자동 영점기구가 내장되어 있어 온도에 대한 압력 보정을 따로 할 필요가 없어 편리하다. 유량 측정법은 긴 반경 노즐을 통한 압력 손실을 측정하는 것으로, 기본적으로는 베르누이 이론을 이용하는 것이다. 토크 및 회전수는 Kyowa사의 TP-5KGMCB 토크 미터와 스트레인 앰프 DPM 713B, 그리고 Lutron사의 DT-2234A 타코미터를 사용하여 측정하였다. 토크미터에서 측정되는 토크는 전압 신호로서 스트레인 앰프에서 증폭되고 이 출력값은 DT2838 board를 통해서 PC로 입력된다. 송풍기의 회전수는 광전자 방식의 디지털 타코미터 DT-2234A로 측정하였다.

2.3 성능시험

성능시험을 위하여 Fig. 2에 나타낸 0-6번 위치에서 정압을 측정하였다. 유량은 0번과 1번의 정압 차를 이용하여 노즐 검정곡선으로부터 계산되었다. 실험 송풍기의 전압 상승과 정압상승은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_1 = \left(P_6 + \frac{1}{2} \rho V_6^2 \right) - \left(P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 \right) \quad (1)$$

$$\Delta P_s = P_6 - \left(P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 \right) \quad (2)$$

여기서 하첨자 4와 6은 Fig. 2에 나타낸 정압 측정 위치를 의미한다. 그리고 동압에 사용한 속도 V 는 유량을 덕트의 단면적으로 나누어 얻은 평균유속이다.

한편 송풍기의 입력 동력은 계측된 토크와 각속도의 곱으로 구한다.

$$P_{fan} = T \times \omega \quad (3)$$

$$P_{fanNET} = (T - T_{shaft}) \times \omega \quad (4)$$

여기서 $T(Nm)$ 는 축토크를 포함한 토크이며 T_{shaft} 는 축토크로서 베어링에 의한 손실로 생각할 수 있다. 총 송풍기의 동력에서 베어링에 의한 손실량(축 토크)은 제외시켰다. 베어링의 손실은 임펠러와 동일한 무게의 허브만 있는 회전체를 제작한 후 이를 설치하고 계측하였다. 전압효율과 정압효율은 각각 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_t = \frac{\Delta P_1}{P_{fan}} \quad (5)$$

$$\eta_s = \frac{\Delta P_s}{P_{fan}} \quad (6)$$

한편 본 연구에서 사용한 무차원 성능계수, 즉 유량계수(ϕ), 전압계수(ψ_s), 정압계수(ψ_t), 동력계수(Λ)는 각각 아래와 같이 정의된다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 B_2 U_2} = \frac{C_{2,t}}{U_2} \quad (7)$$

$$\psi_t = \frac{2\Delta P_1}{\rho U_2^2} \quad (8)$$

$$\psi_s = \frac{2\Delta P_s}{\rho U_2^2} \quad (9)$$

$$\Lambda = \frac{P_{fanNET}}{\rho (N/60)^3 D_2^5 B_2} \quad (10)$$

실제 유량계수는 0.187이며, 저유량과 고유량에서의 유동특성을 알아보기 위하여 각각 유량계수 0.137과 0.237을 선정하여 실험하였다.

2.4 임펠러 출구 유동 측정

임펠러만의 성능을 파악하기 위해서 임펠러 출

구의 유동을 3공 피토티브를 이용하여 측정하였다. 실제로 임펠러와 볼류트는 상당한 상호 영향을 가지고 있다. 따라서 임펠러만의 성능을 평가하기 위해서는 이러한 상호작용을 배제하여 평가하여야 하겠으나 이를 위한 특별한 시험장치의 제작이 요구된다. 본 연구에서는 실제 송풍기를 설치하고 3공 피토티브를 이용하여 원주방향의 특정한 위치에서 임펠러 출구의 유동속도와 압력을 측정하여 그 결과를 분석하였다.

볼류트의 형상과 측정한 위치를 Fig. 3에 나타내었다. 원주방향의 좌표 θ 는 Fig. 3의 Y축에서 0도이며 시계 반대방향으로 가면서 증가한다. P_0 부터 P_{10} 까지의 구멍이 측정 위치이며 축에서 반경방향 195mm의 위치에 있다. $\theta = 270^\circ$ 의 위치를 P_0 , $\theta = 45^\circ$ 인 위치를 P_1 , $\theta = 90^\circ$ 인 위치를 P_{10} 이라 하며, $P_1 \sim P_{10}$ 사이에서는 5° 의 간격으로 측정을 하였다.

임펠러 출구에서 측정한 속도는 임펠러 날개 끝 접선속도로 무차원화하여 나타내었으며, 반경방향 성분과 원주방향 성분, 유동각을 구할 수 있다. 임펠러 출구전압은 임펠러 출구에서의 정압과 임펠러 출구에서의 절대속도성분으로 정의한 동압을 이용하여 정의하였다. 임펠러 출구에서의 성능을 알기 위해 허브에서 슈라우드 방향으로 변수들을 적분하였다. 반경방향 속도성분을 면적 적분하여 유량계수와 비교하였으며, 원주방향 속도성분과 정압, 전압은 질량 적분하였다. 평균한 정압, 전압과 속도로부터 미끄럼 계수와 임펠러 효율을 계산한다. 임펠러 입구에서 측정한

정압과 입구면적에서의 평균속도로 정의한 동압을 이용하여 임펠러 입구전압을 정의하였다. 정압 상승은 임펠러 입구전압을 기준으로 나타내었다. 효율로는 임펠러 효율, 체적효율 등을 계산하였다.

유동손실이 없고 날개의 수효가 가상적으로 무한히 많은 경우 이론수두는 다음의 Euler 식으로 표현할 수 있다.

$$gH_{1,2} = U_2 C_{2,\theta} - U_1 C_{1,\theta} \tag{11}$$

회전차의 날개수가 유한할 경우 출구에서 상대 유동각이 날개의 출구각보다 작아지게 된다. 이에 따른 출구속도의 변화를 Fig. 4에 나타낸 미끄럼속도의 개념으로 설명하는데, 미끄럼계수를 다음과 같이 정의된다.

$$\mu = \frac{C_{2,\theta}}{C_{2,\theta,b}} \tag{12}$$

본 연구에서는 Wiesner와 Stodola가 제안한 경험식^(3,4)에 의한 결과를 제시하여 서로 비교하였다. Wiesner는 많은 실험 데이터를 분석하여 넓은 범위의 임펠러 출구 날개각(β_2)과 날개수(Z)에 적용될 수 있는 경험식을 만들었다.⁽⁴⁾

$$\mu_w = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.76}} \tag{13}$$

Stodola는 다음의 미끄럼 계수를 제안하였다.⁽³⁾

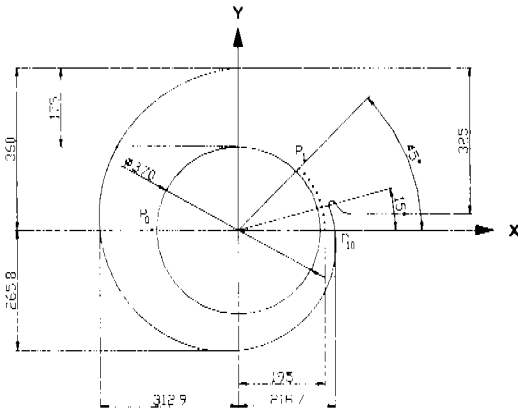


Fig. 3 The location of 3-hole pitot-tube measurement.

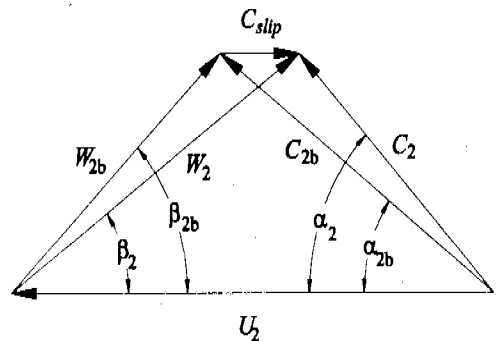


Fig. 4 Velocity triangle and slip velocity at the impeller exit.

$$\mu_s = 1 - \frac{(\pi/Z)\cos\beta_2}{1 - \phi_2 \tan\beta_2} \quad (14)$$

한편 임펠러의 입구에서 예선회(pre-swirl)가 없다면 임펠러의 공기역학적 효율은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\eta_R = \frac{\Delta P_{i, imp}}{\rho_a U_2 C_{2,0}} \quad (15)$$

이는 임펠러에서 전달된 각운동량 중 어느 정도가 전압의 증가로 변환되었는가를 나타낸다. 임펠러를 설계할 때에 미끄럼 계수(μ)와 임펠러 효율(η_R)은 매우 중요한 정보가 되므로 넓은 유량과 회전수에 걸쳐 데이터를 축적하는 것이 필요하다.

3. 실험결과분석 및 고찰

3.1 성능시험

흡입구 간극에서 발생하는 누설유량에 따라 ब्ल류트를 포함한 송풍기의 전체성능이 어떻게 변하는 지를 알아보기 위하여 흡입구의 간극을 1, 2, 4mm로 바꾸어 가면서 성능시험을 수행하였다.

Fig. 5, 6에 무차원화한 전압성능과 전압효율은 나타내었다. 각각 회전속도가 1,500 및 1,800 rpm 일 때 계측하였으며 상사성이 잘 성립함을 알 수 있다.

설계 유량점 $\phi = 0.187$ 에서 무차원 전압성능을

살펴보면 반경방향 간극이 1mm인 경우에는 0.693, 2mm인 경우에는 0.667, 4mm인 경우에는 0.602이다. 1mm 일 때의 전압성능을 기준으로 각각 0.026, 0.091의 성능저하가 발생한다. 간극에 따른 전압성능의 감소량이 비교적 선형적임을 알 수 있다. 이로부터 추정하면, 간극이 없을 경우에는 압력계수가 0.723이 된다. 전압효율은 레이놀즈 수에 따라 증가하는데, 레이놀즈수가 회전수에 비례하므로 회전수에 따라서 증가하는 것을 볼 수 있다. 설계유량점에서 볼 때 효율은 60-75%이며 간극이 2mm일 때의 효율이 가장 높다.

본 연구는 (주)센추리의 제품 중 동일한 직경의 FF2.5SS 모델의 성능을 카탈로그에 나타난 동일 모델의 성능까지 향상시키기 위한 산학협동 연구로 수행되었다. 일반적으로 송풍기는 대기 중의 공기를 흡입하여 배관으로 토출하게 되므로 설계 유량에서 충분한 압력을 가지고 토출되어야 한다. 여러 가지 경우에 대하여 얻은 전압성능을 설계 유량점 근처에서 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 카탈로그에 나타난 전압성능이 대략 0.75이며 본 연구의 목표 압력이라고 할 수 있다. 실제 제품의 압력계수는 0.55이며 이 값은 목표 값에 비하여 상당히 낮다. 기존 제품은 익형의 형상이 다소 두껍고 간극의 크기가 대략 4mm 정도임을 고려한다면 익형의 개선에 따라서 0.55에서 0.60 정도까지 성능향상을 기대할 수 있음을 알 수 있다. 그리고 간극의 크기가 성능에 얼마나 큰 영향을 미치고 있는 가를 알 수 있다.

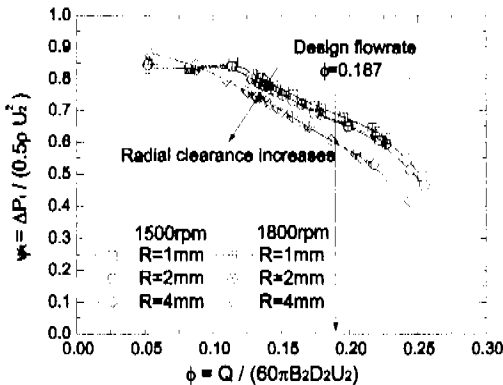


Fig. 5 Variations of performance with different values of gap size.

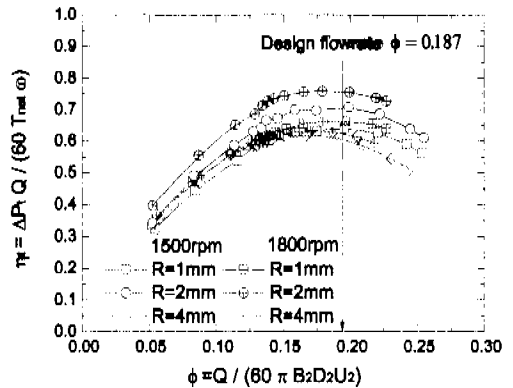


Fig. 6 Variations of impeller efficiency with different values of gap size.

간극에 따른 전압성능의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 가로축은 임펠러 직경으로 무차원화한 간극의 크기이고, 세로축은 간극 1mm일 때의 성능으로 무차원화한 전압성능의 상대 감소량이다. 비교를 위하여 저유량과 고유량일 때의 성능 저하량도 같이 나타내었다. 간극에 따라 전압성능의 상대감소량은 동일유량일 경우 비교적 선형적으로 감소하는 것을 알 수 있고, 유량이 커질수록 상대적 압력계수의 상대감소량이 더욱 커졌다. 설계유량에서는 다음과 같은 실험식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\Delta\phi_t}{\phi_t} = 15.1 \left(\frac{\delta}{D_2} \right) \quad (16)$$

즉 간극의 크기가 직경의 1%일 때 설계유량에서의 압력계수는 간극을 고려하지 않을 때의 압력계수의 15.1%만큼 감소함을 의미한다. 이러한 관계는 송풍기의 비속도에 따라서 상당히 다르리라 생각되고 일반화하기 위해서는 별도의 신중한 연구가 필요하다.

간극에 따라서 불류트에서의 압력 회복과 유동손실이 동일하다고 가정하면, 이러한 압력계수의 감소는 임펠러 출구에서의 미끄럼 계수와 임펠러의 효율이 어떻게 영향을 받고있는지를 관찰하여 그 원인을 규명할 수 있다.

3.2 임펠러 출구 유동

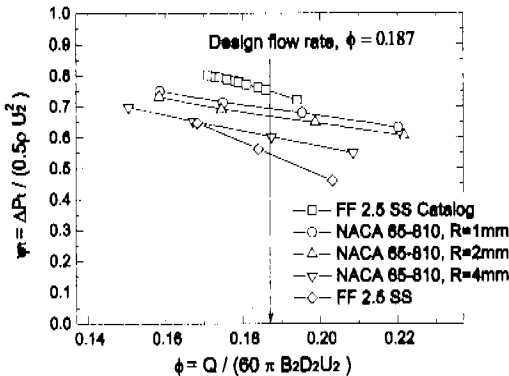


Fig. 7 Variations of performance of impellers near the design flowrate.

간극을 통한 누설 유량이 임펠러의 성능에 미치는 영향을 밝히기 위해 앞에서 설명한 바와 같이 임펠러 출구로부터 반경방향으로 5mm 떨어진 곳에 3공 피토티브를 삽입하여 임펠러 출구 유동장을 측정하였다. 실제로 임펠러와 불류트의 상호작용으로 인해 원주방향의 측정 위치에 따라 다소의 차이가 있겠으나, Fig. 3에 나타낸 바와 같이 측정 위치가 270도인 P_0 에서 계측을 하였다. 이 위치에서 측정한 값들은 임펠러 출구의 유동을 대표한다고 가정하였다. 이 가정의 타당성에 대해서는 이후에서 검토하였다. Fig. 5를 참조하면, 회전수에 따라 상사성이 성립하기 때문에 회전수는 1,500rpm으로 고정하고 반경방향 간극 2mm, 4mm에 대하여, 설계유량 ($\phi=0.187$), 저유량 ($\phi=0.137$), 고유량 ($\phi=0.237$)에 대해서 실험하였다. 임펠러 출구에서의 유동상태를 알기 위하여 계측된 값을 허브에서 슈라우드 방향으로 적분하였다.

Fig. 9는 임펠러 출구에서 절대속도의 반경방향 성분은 나타낸다. 반경방향 속도성분은 허브에서 슈라우드 쪽으로 날개폭의 40% 영역까지는 비교적 균일하지만 슈라우드 근처에서 감소한다. 감소하는 정도는 유량이 증가할수록 심해진다. 허브 근처에서는 두꺼운 경계층을 관찰할 수 있으며, 간극이 4mm일 때 그 영역은 간극이 2mm일 때 보다 대략 2배 정도이다. 또한 간극이 클 때 슈라우드 근처에서는 다소 복잡한 변화를 보인다. 같은 위치에서는 간극이 커질 때 반경방향 속도가 더욱 커졌다. 이는 간극을 통한 누설유량

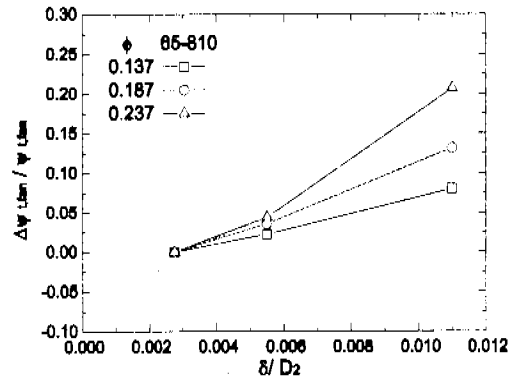


Fig. 8 Variations of relative performance reduction due to the clearance gap.

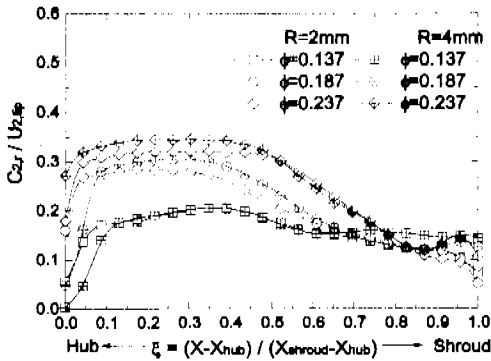


Fig. 9 Variations of radial velocity component at the impeller exit.

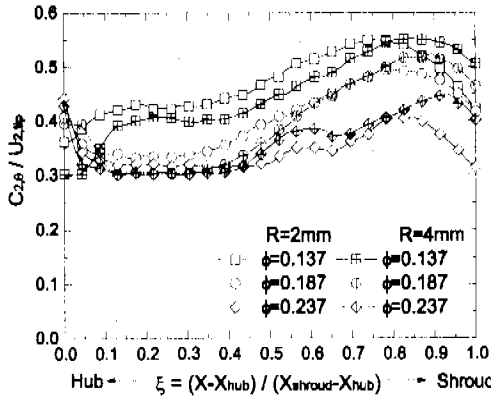


Fig. 10 Variations of tangential velocity component at the impeller exit.

으로 인해 슈라우드 근처의 유동의 운동량이 증가하였음을 의미한다. 또한 이는 누설에 의한 임펠러 내부 유량의 증가를 나타낸다. 유량계로 계측된 임펠러 입구로 흡입되는 유량과 임펠러 출구로 실제 토출되는 유량과의 비율 체적효율이라 하며 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q + Q_l} \quad (17)$$

여기서, Q 는 임펠러 입구로 흡입되는 유량을 의미하며 Fig. 2의 안정실에서 계측된 값이다. Q_l 은 간극을 통해 불류트로부터 임펠러 내부로 흡입되는 누설유량이다.

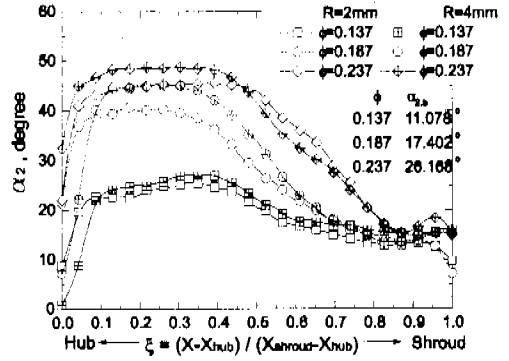


Fig. 11 Variations of absolute flow angle at the impeller exit.

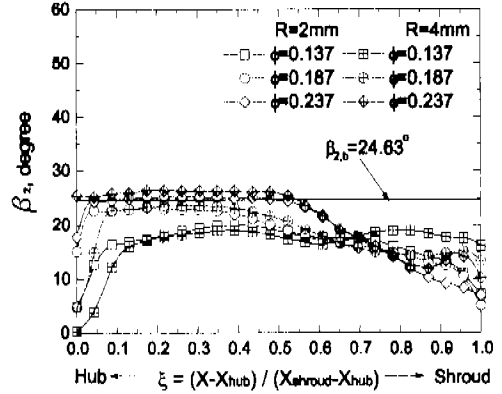


Fig. 12 Variations of relative flow angle at impeller exit.

식 (7)에 의하면 $C_{2,r} / U_2$ 은 임펠러 출구에서 토출되는 유량계수인데, 실제 유량점에서 간극이 2mm인 경우 $C_{2,r} / U_2$ 의 평균값은 0.205 이고, 4mm인 경우 0.212 이다. 모두 유량계수가 입구유량에 의한 유량계수 0.187 보다 큰 값이 되며, 누설효율은 각각 91.4, 88.0% 이다. Fig. 10은 원주방향 성분의 변화를 나타낸다. 전체적으로 보아 허브에서 슈라우드 쪽으로 갈수록 원주방향 속도 성분의 크기가 증가하며, 설계유량과 고유량에서는 날개폭의 10%의 영역에서 감소하다가 40%의 영역부터 다시 증가하는 양상을 보여준다. 또 간극이 증가할수록 감소한다. 유동각도의 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 허브면과 슈라우드 면의 경계층 영역을 제외하고 허브면에서 전체 날개폭

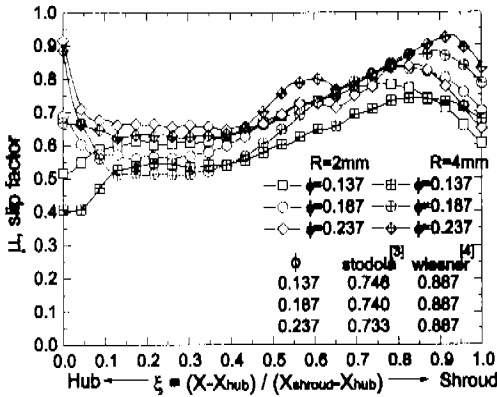


Fig. 13 Variations of slip factor at the impeller exit.

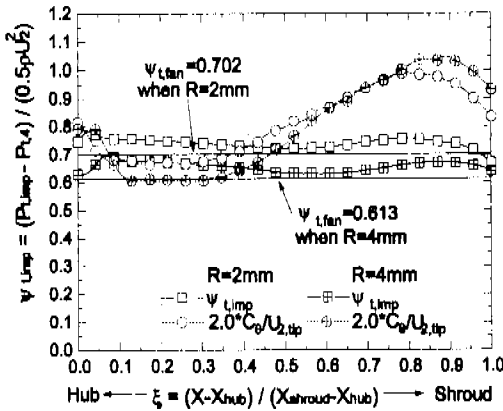


Fig. 14 Variations of total pressure rise and angular momentum at the impeller exit. ($\phi=0.187$)

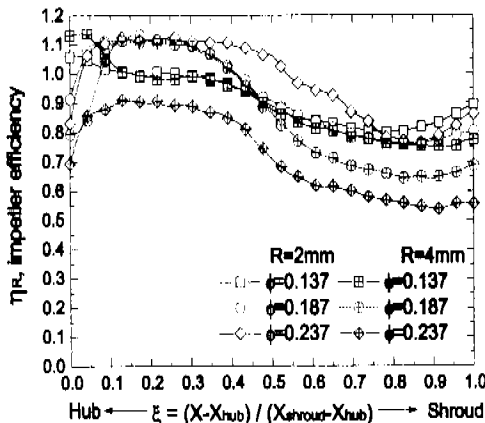


Fig. 15 Variations of impeller efficiency.

의 40% 정도 구역에서 일정한 분포를 보이고 슈라우드 쪽으로 가면서 감소한다. 유동각도는 유량계수가 증가할수록 증가하며 이는 속도삼각형에서 정성적으로 그 변화를 예상할 수 있다. 한편 Fig. 12에는 상대유동각의 분포를 나타내었다. 절대유동각과 마찬가지로 경계층 영역을 제외하고는 허브면에서 전체 날개폭의 50% 정도 구역에서 일정한 분포를 보이고 슈라우드 쪽으로 가면서 감소한다. 그러나 그 변화량은 상대적으로 작다. 유량이 커질수록 상대 유동각은 증가하여 날개 출구 각인 24.63° 에 근접함을 알 수 있다.

이러한 변화는 미끄럼 계수의 분포로 나타나며 Fig. 13에 나타내었다. 동일한 유량인 경우 허브에서보다는 슈라우드 쪽에서 미끄럼계수의 값은 증가하며 설계유량에서 대략 0.55-0.80 사이에 분포함을 알 수 있다. 원주방향 속도성분을 질량평균하여 임펠러 출구에서 미끄럼 계수를 구할 수 있다. 실험에서 구해진 임펠러의 미끄럼 계수는 설계유량에서 간극이 2mm인 경우 0.653, 간극이 4mm인 경우에서 0.629이다. 식 (13)과 식 (14)로부터 예측되는 값이 설계유량에서 각각 0.740과 0.887인 것으로 미루어 보면 상당히 작은 값이다. 그리고 동일한 유량일지라도 간극이 커지면 미끄럼계수의 값이 극소적으로 대략 0.05-0.10 정도 작아지는 것을 발견할 수 있다. 그러므로 누설유량이 증가하면 임펠러 출구에서 미끄럼 계수가 감소하여 각운동량이 감소하는 것을 알 수 있다. 실험데이터를 이용하여 미끄럼 계수의 상대감소량을 경험식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta\mu}{\mu} = 7.1 \left(\frac{\delta}{D_2} \right) \quad (18)$$

Fig. 14에는 설계 유량점에서 임펠러 출구에서의 전압상승량($\phi_{i,imp}$)과 출구덕트에서 측정된, 팬 전체의 전압상승량($\phi_{i,fan}$)을 무차원화하여 비교한 것이다. 임펠러에서 유체로 전달하는 각운동량은 점성손실이 없다면 모두 유체의 전압으로 환원될 것이다. 그런데, 임펠러 출구에서의 전압상승량은 날개폭 방향으로 상당히 고른 분포를 보이고 있으나 유체의 각운동량은 슈라우드 쪽으로 갈수록 증가한다. 이는 슈라우드 쪽에서 손실이 크고 따라서 임펠러 효율이 감소함을 나타낸다. 그림에서 팬 전체의 압력계수를 임펠러 출구의 압

력계수와 비교하고 있으며 이 차이는 볼류트에서의 손실을 나타낸다. 간극 2mm 일 때 설계유량에서 볼류트의 손실계수는 0.045 정도이며, 반경 방향 간극이 4mm로 증가하면 0.054로 증가함을 알 수 있다. Fig. 15에는 임펠러 효율의 분포를 나타내었으며, 전술한 바와 같이 허브보다는 슈라우드에서 손실이 더 큰 것을 알 수 있다. 설계 유량에서 간극이 2mm인 경우에 임펠러 효율은 96.5%이지만, 간극이 증가하면서 89.6%로 저하된다. 이를 선형 회귀하면 간극에 따른 효율의 감소계수는 12.3 이다. 그러나 임펠러 효율의 예측에는 상당한 오차가 포함되어 있다고 생각되어 식 (17)과 (18)을 비교한다면 그 계수는 8.0이다. 이를 종합하여 다음과 같이 효율 감소량에 대한 경험식을 얻는다.

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = (8.0 \sim 12.3) \left(\frac{\delta}{D_2} \right) \quad (19)$$

이상의 논의를 종합하면 임펠러 출구 직경의 1%에 해당하는 간극은 볼류트 내부에서 임펠러 내부로의 누설유량을 유발시킴으로써 임펠러 출구에서 유동을 교란시켜 미끄럼 계수를 약 7% 정도 감소시키고, 또한 임펠러 내부 손실을 증가시켜 효율을 8% 정도 감소시켜서 결국 임펠러의 성능을 약 15% 정도 감소시킨다.

이상에서 설명된 모든 결과는 270도 위치에서 측정된 결과를 이용하였는데, 이는 임펠러 출구 유동을 대표하기에는 적합하지 않을 수도 있다. 임펠러와 볼류트의 상호작용이 비교적 큰 tongue

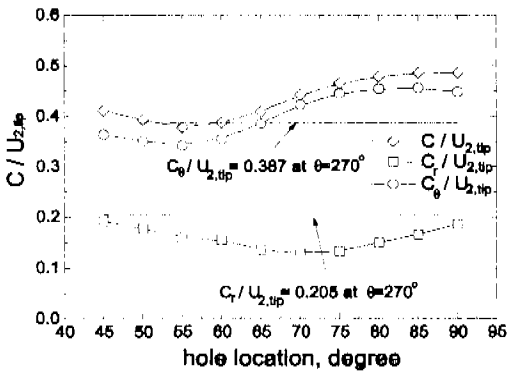


Fig. 16 Variations of absolute velocity over the tongue. ($\psi=0.187$)

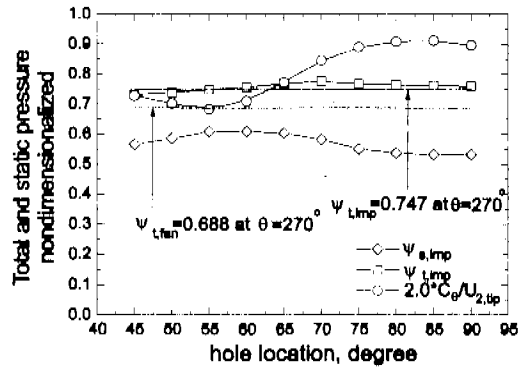


Fig. 18 Distributions of pressure coefficient and swirl velocity. ($\psi=0.187$)

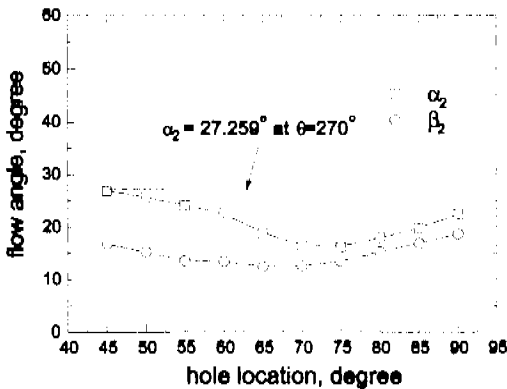


Fig. 17 Variations of flow angle over the tongue. ($\psi=0.187$)

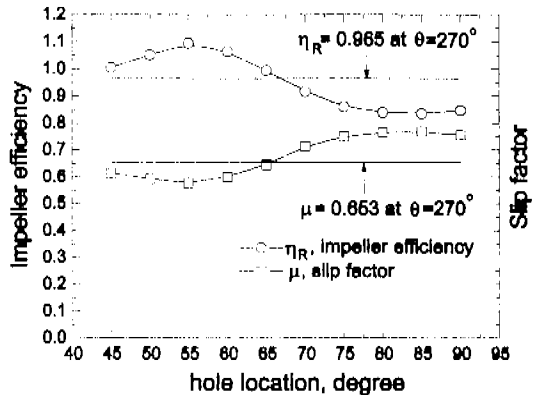


Fig. 19 Slip factor and impeller efficiency distributions over the tongue. ($\psi=0.187$)

근처에서 이들의 변화를 살펴보기 위해서 45-90도 사이의 위치에서 임펠러 출구 유동을 계속하였다. 상세한 속도분포의 특성은 본 논문에서 그림으로 나타내지는 않았으나 날개폭 방향으로 변하는 형상은 비슷하다. 계측된 값을 러브에서 쉬라우드 방향으로 적분한 후 평균값을 구하여 측정위치별로 비교하였다.

Fig. 16은 절대속도 성분들의 원주방향으로의 변화를 나타내었다. 원주방향 속도성분은 55도까지는 약간 감소하다가 이후로는 증가한 후 다시 감소하는 경향을 보인다. 반경방향 속도성분은 볼류트 뿜(tongue)이 위치한 75도까지는 감소하다가 볼류트 뿜을 지난 이후 증가한다. 270도에서의 측정값과 비교해 볼 때 원주방향 속도성분은 평균적으로 비슷하므로, 미끄럼계수도 비슷할 것이라는 생각을 할 수 있으며 이는 Fig. 19에서도 확인할 수 있다. 그러나 반경방향 속도성분은 270도의 계측 결과보다 작은 값을 보여 준다. Fig. 17의 절대속도 유동각의 변화를 보면 45도에서는 270도의 계측 결과와 거의 비슷한 값을 보여주지만 볼류트 뿜에 접근함에 따라 점차 감소하다가 뿜을 지난 후 그 값이 회복되는 것을 알 수 있다. 그러므로 45도에서는 볼류트 뿜의 영향이 거의 나타나지 않다가 뿜에 가까워짐에 따라 그 영향이 점차 두드러짐을 알 수 있다. Fig. 18에는 임펠러 출구에서의 압력 상승량을 정리하였다. 복잡한 속도장에 비해 전압의 변화는 매우 적으며 뿜 근처에서 다소 높은 값을 보인다. 평균적으로도 임펠러의 출구에서의 전압상승량은 270도에서의 측정결과와 비슷한 값을 보이고 있다. 한편 정압은 속도의 변화와 반대로 뿜 근처에서 증가하다가 감소, 다시 증가의 경향을 보인다. 마지막으로 Fig. 19에는 미끄럼계수와 임펠러 효율의 변화를 나타내었는데 미끄럼계수는 뿜 근처에서 증가하고 효율은 감소한다.

전 임펠러 주위의 계측을 본 연구에서는 수행하지 못하였기 때문에 이러한 결과는 다소 단편적이기는 하나 270도에서 계측된 결과에 대한 신뢰성을 평가할 수 있다. 45-90도에서의 계측결과는 평균적으로 보아 270도에서의 계측결과와 크게 다르지 않으며 이는 270도에서의 유동이 임펠러 출구 유동장을 대표한다고 가정할 수 있음을 의미한다.

한편 임펠러와 볼류트의 상호작용은 3차원 비

정상 유동해석을 통해서 연구할 수 있으나 아직도 여러 면에서 제한되어있기 때문에 적절한 모델링을 통해서 정상 유동해석을 통하여 이를 해석하고 설계과정에서 반영하기도 한다. 이러한 수치 해석적 연구를 위해서 위 결과는 활용될 수 있을 것이다.

4. 결론

NACA 65-810 익형을 사용한 에어포일 임펠러에 대하여 신뢰성 있는 성능시험을 수행하여 여러 가지 데이터를 확보하였고, 1, 2, 4mm 세 가지 간극에 대하여 실험을 수행함으로써 간극이 전압성능과 효율에 미치는 영향을 연구하였다. 본 연구에서 채택한 임펠러와 제한된 범위의 연구를 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 간극을 통한 누설유량으로 인해 압력계수와 효율이 상당히 감소된다. 임펠러 직경에 대한 간극의 크기가 1%인 경우 압력계수와 상대적 감소는 15% 정도이다. 이중 7% 정도는 미끄럼 계수의 감소에 의해서, 8% 정도는 손실의 증가에 의한 효율의 감소에 의해서 이루어진다. 그러므로 설계자는 간극에 의해 송풍기의 전압성능이 저하되는 점을 고려하여 설계에 임해야 할 것이다.

(2) 간극의 크기가 압력계수의 상대적인 감소에 미치는 효과는 거의 선형적이고 유량이 많을 수록 증가한다.

(3) 볼류트 뿜 근처에서 선회속도 성분은 55도까지는 약간 감소하다가 이후로는 증가한 후 다시 감소하는 경향을 보이고, 반경방향 속도성분은 감소하다가 증가하여 뿜 근처에서 최소값을 보인다. 전압의 변화는 매우 적으며 정압은 속도의 변화와 반대로 뿜 근처에서 증가-감소-다시 증가의 경향을 보인다. 미끄럼계수는 뿜 근처에서 증가하고 효율은 감소한다.

후 기

본 연구는 (주)센추리와 의 산학협동 연구로 수행되었고, 터보동력기계연구센터의 시설 및 연구비의 일부 지원으로 수행되었음을 밝히는 바입니다. 이에 관계자 여러분에게 깊은 감사사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Wright T., 1984, "Centrifugal Fan Performance with Inlet Clearance," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Transaction of the ASME*, Vol. 106, pp. 906~912.
- (2) Abbott I. H. and von Doenhoff A. E., 1958, *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, New York.
- (3) 大橋秀雄 저, 강신형 역, 1992, 유체기계, 회중당.
- (4) Wiesner F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," *Journal of Engineering for Power, Transaction of the ASME*, pp. 558~572.