

◎ 논문

원심형 송풍기에 있어서 전향익과 후향익에 따른 성능 특성에 관한 연구

김재원^{*1}, 박진원^{*2}

Study on Characteristics of Performance according to Backward and Forward Blades in Centrifugal Blower

J. W. Kim and J. W. Park

Comprehensive investigation according to the two kinds of blades is systematically carried out for a design of the centrifugal blower. The motivation of this work is due to demand of enhanced flow rate with higher inlet pressure, such as air purifiers adopting several filters. It is observed that flow rate of the blower with forward blades is larger than that of the system with backward blades. The reason is due to larger outlet velocity from the rotating forward blades and the tendency is validated by a parallel experiment with a wind tunnel. Numerical analysis for the blower system shows detail information between the blades and inside the casing. A series of figures to show the flow details offers deep understanding of a centrifugal blower with the two different blades.

Key Words: 전산유체역학(CFD), 원심송풍기(Centrifugal Blower), 전향익(Forward Blade), 후향익(Backward Blade), 비정상유동 (Unsteady Flow), 음해법(Implicit Method)

1. 서론

본 연구의 대상이 되는 원심형 송풍기는 시로코 팬(Sirocco fan)이라고 불리며 토출 정압 상승이 크게 요구되는 환경 조건에서 널리 사용된다. 이 공기 공급 장치는 고 유량과 고 효율에 적합한 송풍 장치로서 널리 활용되고 있다 [1-2]. 이 원심형 송풍기는 가정용 에어컨을 포함한 가전제품, 산업용 공조기에 이르기까지 그 적용범위가 날로 증가하고 있다. 그 주된 이유는 원심 팬의 경우 동일한 원주 속도를 갖는 다른 팬들에 비하여 풍량이 많고 소음이 비교적 낮은 특성이 있다 [2]. 그러나 내부유동이 복잡하고 성능에 영향을 미치는 설계 변수가 많고 그 변수들 간의 상호간의

관계가 매우 복잡하여 설계 시 예상했던 결과와 다른 경우들이 종종 발생하는 특징이 있다 [3-5]. 마찬가지로 원심 송풍기의 개발에 있어서 원심형 송풍기 단독으로 성능이 만족하였더라도 실제 제품에 적용해서는 기대에 못 미치는 경우도 발생한다[6-7]. 본 연구는 일반적인 목적의 공기 공급 장치에 사용되는 원심형 송풍기로서 Fig. 1과 같이 회전하는 날개를 포함하는 스크롤 형상의 케이싱을 가진 원심형 송풍기의 성능 특성을 날개의 특성인 전향익과 후향익에 따라 비교하고 그 차이에 대한 해석을 위해 전산 해석적 자료를 바탕으로 공학적 설명을 시도하려고 한다.

이와 같은 연구가 진행된 이유는 다수의 필터를 채용한 공기 정화기와 같은 가전기에 채택되어 사용될 원심형 송풍기의 유량 증대를 기할 수 있는 방법으로 익형의 특성을 고려하기 위해서이다. 일반적으로 전향익을 가진 임펠러에서의 속도 삼각형을 살펴보면 원주 속도와 상대속도가 이루는 각이 둔각이 되어 절대 유

* 2003년 8월 26일 접수

*1 정회원, 선문대학교 기계공학부

*2 학생회원, 선문대학교 대학원 기계공학과

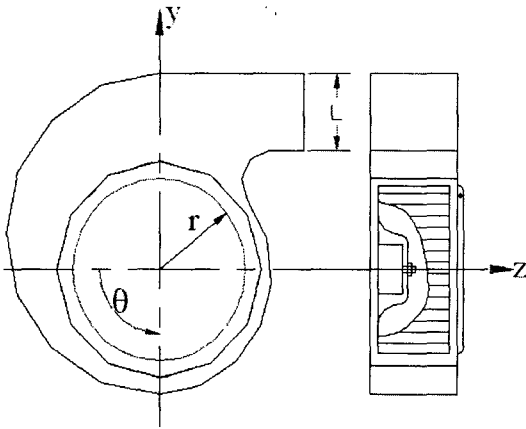


Fig. 1 Configuration of centrifugal blower with impeller and casing

Table 1 Dimension of blower

Items	Dimension
Cut-off distance	17 mm
Scroll expansion index	0.065
Casing inlet diameter	216 mm
Fan outer-diameter	246 mm
Scroll size (height×wide×depth)	350×350×80mm
Fan inner-diameter	246 mm
Blade inlet angle	45 degree
Blade outlet angle	28 degree
Blade chord length	62.7 mm
Impeller depth	70 mm

속의 상승을 기대할 수 있고 더불어 유량 증대도 예측할 수 있기 때문이다. 이런 배경 하에 본 연구는 동일 조건의 유동상황에서 날개의 구조만 전향익과 후향익으로 구별하여 그 유동의 성능을 확인하는 연구를 진행하고자 한다.

전산 해석을 수행함에 있어서 필요한 입구 조건의 확보와 전산 해석의 결론에 대한 검증은 위해 풍동을 사용한 유량 측정 실험, 정압 상승 측정 실험이 병행되었다. 또한 전향익을 가진 원심 송풍기의 단점인 익차 출구에서의 고속 유동에 의해 발생하는 케이싱 내부의 정압 손실을 확인하기 위해 시스템 전체에서 소비되는 에너지를 기준으로 시스템 효율을 측정하였다. 전산 해석과 성능 평가 실험에서는 케이싱과 운전 조건을 동일하게 유지하면서 단지 팬의 날개 형상만

전향의 또는 후향익으로 변경하면서 연구를 수행하였다. 결과적으로 전향익을 가진 원심 송풍기에서는 유량의 증가가 발견되고 압력 손실의 증대가 확인되어 그 사용에 있어서 신중함이 요구됨이 요구된다. 본 연구에 사용된 송풍기는 가전용 기기에 채용되어 사용되어지는 것으로 그 주요 제원은 Table 1과 같다.

2. 실험 및 전산해석

2.1 성능 실험

회전 날개의 형태 변화 만에 따른 원심 송풍기의 성능 평가를 위해 미국공조학회 (ASHRAE)의 규격[8]에 따라 제작된 풍동을 사용하여 해당 송풍기의 유량에 따른 정압 상승의 정도를 측정하였다. 송풍기의 성능 평가를 위해서는 유량과 송풍기 토출 유량의 정압 상승 정도 등이 측정되어야 하며 이를 위해 사용된 풍동에서는 시험용 송풍기의 하류 측에 안정실(Plenum chamber)을 마련하여 송풍기 토출 유동의 정압 상승을 확인할 수 있게 하였다[9]. 또한 풍동의 하단에는 다수개의 노즐(Nozzle)을 마련하여 노즐 전후의 압력차로부터 유량을 산출할 수 있었다. 따라서 풍동으로부터 출력되는 신호는 모두 압력 변환기(Pressure transducer)로부터 발생되며 이 압력 변환기는 컴퓨터와 연결되어 시간에 따른 압력 자료를 수용하여 저장하게 준비되었다.

$$\eta = \frac{P \cdot Q}{W} \quad (1)$$

본 연구에서는 송풍 시스템의 전 효율(η)도 산출하였는데, 전 효율의 평가를 위해서는 시스템 전체에서 소비되는 에너지(W)를 측정하여 생산되는 유체에너지에 대한 기준 양으로 삼았다. 소비 전력량은 3상 220V 용 소비 전력 측정기 (모델 : 이탈리아의 VIP system 3)를 사용하여 유량 및 정압 별로 측정하였다. 이 전 효율의 산출 시 사용된 식은 식 (1)이다. 그 식에서 P 는 송풍기에 의한 정압 상승이므로 송풍기의 입구와 출구에서의 압력 차이이다. 그리고 Q 는 유량, W 는 시스템 전체에서 소비한 에너지를 전력의 단위로 산출하여 활용하였다.

2.2 전산 해석

전향익과 후향익을 채용한 동일한 형상과 운전조건의 원심형 송풍기 전체에 대한 전산 해석을 상용해석 프로그램인 STAR-CD[10]을 사용하여 수행하였다. 회전 날개의 형태 만에 따른 원심 송풍기의 성능 평가의 결과에 대한 공학적 상세 근거를 제시하기 위해 수행되었다.

송풍기 전체의 전산 해석을 위해서는 총 220,780개의 격자가 사용되었으며 그 전체의 격자는 다음의 Table 2에서 나타내었듯이 송풍기의 각 영역별로 나뉘어져 해당 부분의 계산 영역을 만들기 위해 사용되어졌다. 팬을 별도의 영역으로 지정하여 구성한 이유는 팬의 회전 조건을 인가하기 위해 회전 격자계(Moving grid)를 사용했기 때문이다.

Table 2 Distribution of elements for numerical calculation

Region	Number of cells
Inlet region	55410
Fan	113470
Inside casing	41100
Out port region	10800
Total	220780

전산 해석에 사용된 지배방정식은 질량에 대한 연속방정식, 운동량 보존 방정식, k - ϵ 난류 에너지 방정식, 그리고 난류 소산 방정식이며 이들 각각은 식(2)~(5)에 표기하였다. 지배 방정식에서 p 는 밀도, g 는 중력 가속도, μ 는 점성 계수, ϵ 은 난류 소산량, k 는 열전도 계수이며 본 계산에서는 사용 되지 않았다. p 는 압력, s 는 잔류량, u 는 속도, x 는 좌표를 표시하며, 그 물리량들의 방향성은 하첨자 (i, j)등으로 나타내었다. 하첨자들 중에서 m 은 운동량 (momentum)을 의미하며, B, L, N 등은 격자 내에서 유동에 수직한 미소 검사면 (Control surface)을 표시하여 각각 뒷면, 좌측면, 북쪽면 (또는 상향면)등을 나타낸다. 본 연구의 수치 계산은 상용 프로그램을 이용한 것이므로 해석의 과정에서 필요한 각종 계수(C)와 기타 물리량 및 첨자, 그리고 계수 등은 STAR-CD 프로그램의 매뉴얼[10]에 따라 전산 해석이 수행되었다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j) = S_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_{ij} - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} S_i \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) \\ & = \mu_t (P + P_B) \end{aligned} \quad (4)$$

$$- \rho \epsilon \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) \\ & = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_B) \end{aligned} \quad (5)$$

$$- \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}]$$

$$- C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_{NL}$$

유동의 전산 해석을 위한 경계조건으로는 입구에서의 대기압 조건과 출구에서의 일정 유량 조건을 인가하여 수행하였으며, 이 경우 유량의 크기는 실험으로부터 획득된 정보를 활용하였다.

3. 성능 및 유동 계산 결과

3.1 성능

두 가지 형태의 날개를 가진 원심 송풍기의 성능 특성을 풍동을 통해 평가하였다. 성능을 확인하기 위해 측정된 물리량은 유량 (Q), 정압 상승량 (P), 효율 (η) 등이다. 유량의 산출은 풍동 내부에 설치된 노즐의 전후에서의 압력을 측정하여 이를 에너지 보존 법칙을 통해 유속으로 환산한 후 결정하였다. 정압의 상승은 시험 대상인 송풍기의 입구에서의 압력인 대기압을 기준으로 평가하였다. 유량과 정압 상승의 물리량은 비교의 일반성을 높이기 위해 모두 무차원화된 양을 사용하였다. 유량의 무차원은 최고 유속 (익차의 반경과 회전 각속도의 곱)에 의한 유량을 기준 양으로 하여 유량 계수 Φ 를 결정하였고, 정압 상

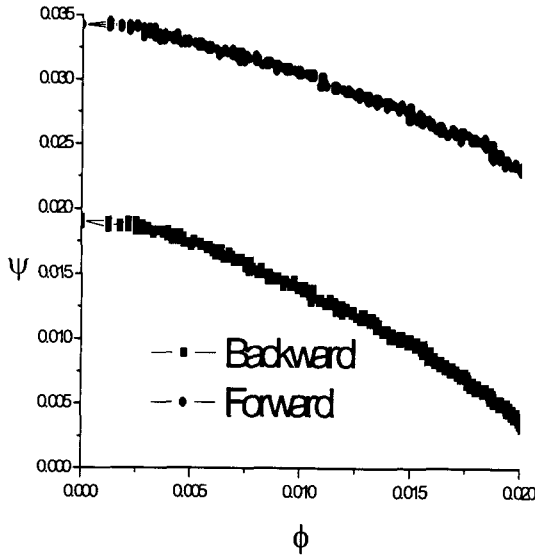


Fig. 2 Comparison of blower performance according to types of blades

승양의 무차원은 동압을 기준 양을 삼아 무차원 정압계수, Ψ 를 결정하였다. 그 두 경우의 무차원은 다음의 식 (6)과 (7)에 나타내었다.

$$\phi = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} D^3 N} \quad (6)$$

$$\psi = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho (\pi DN)^2} \quad (7)$$

위의 식에서 D 는 팬의 외경, N 은 팬의 분당 회전수(Q 는 회전각속도)이며 본 연구에서는 정격 회전수인 1000rpm에 대해 진행하였다. 유량의 비교에 있어서 전향익을 가진 송풍기에서 보다 우수한 성능이 발휘됨을 Fig. 2에서 알 수 있다. 구체적으로 운전 조건의 유량 계수 0.02 (최대 효율점에서의 유량 계수는 0.0125)에서 전향익을 가진 송풍기에서는 정압 상승이 0.023으로 확인되었고, 후향익을 가진 송풍기에서는 같은 유량 계수의 조건에서 정압 상승이 0.003으로 측정되었다. 이는 전향익의 성능에 비해 약 13%의 수준으로 전향익의 경우에서 더 큰 유체 역학적 성능이 발휘됨을 확인 할 수 있었다. 또한 최대 효율점에서의 유량 조건에서는 2배 이상의 정압 상승이 전향익을 가진 송풍기에서 발생함을 알 수 있다.

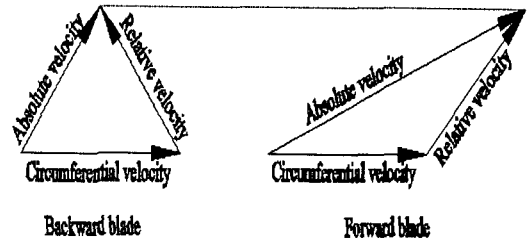


Fig. 3 Schematic velocity diagram to show larger absolute velocity in forward blower than backward one

위의 풍동 실험의 결과는 일반적인 전향익 또는 후향익을 가진 송풍기의 출구에서의 속도 삼각형(Velocity triangle)을 고려하면 전향익에서의 토출 유속이 후향익에서 보다 증가한다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 도식적 비교는 Fig. 3에서 표현하였다. 실제로 전향익을 가진 송풍기에서는 날개를 따르는 속도 삼각형의 상대속도(임펠러와 같이 회전하는 좌표계에서 측정된 유속)의 방향이 원주 속도(익차의 지름과 회전수에 비례하는 속도)와 예각을 이루기 때문에 둔각을 이루는 후향익에 비해 익차를 빠져나가는 유동의 절대 속도가 증가하게 된다. 이와 같은 전향익에서의 유속 증가로 인한 유량 증대는 기대할 수 있으며 이를 성능 실험을 통해 확인 하였다.

송풍기 성능의 요소 중 효율이나 소음은 두 경우의 송풍기에서 항상 후향익을 가진 송풍기에서 유리하다고 보고 되어왔다 [1-2]. 이는 전향익을 가진 송풍기의 유속 증대로 그 운동에너지에 비례하는 손실량이 증가하기 때문이다. 전향익을 가진 원심 팬의 여러 특징 중에서 익차 출구 속도의 과대로 스크롤 케이싱 내부에서의 에너지 변환(운동에너지에서 압력 에너지로의 변환)과정에서 손실이 발생 한다 [5-6]. 이와 같은 유동 에너지의 손실을 설명하는 유동의 자료는 두 가지 송풍기에 대한 소음의 측정을 통해 확인 할 수 있었다. 소음의 측정은 완전 무향실(압소음 17 dB)에서 송풍기의 정속 운전 조건에서의 입구 및 출구 측에서의 소음을 확인하였다. 입구와 출구에서의 소음 모두는 날개를 빠져 나온 유속에 의한 소음의 영향을 모두 확인 할 수 있는 위치이므로 그 특성의 파악에 유용하게 이용 된다 [11]. Fig. 4는 송풍기의 토출구에서 측정하여 비교한 두 가지 송풍기에 대한 소음 특성이다. 두

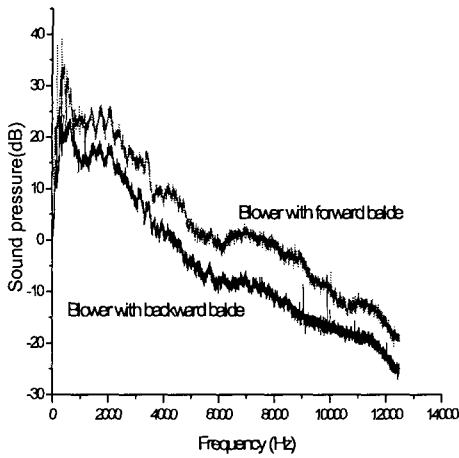


Fig. 4 Noise levels according to forward and backward blower at outlet port

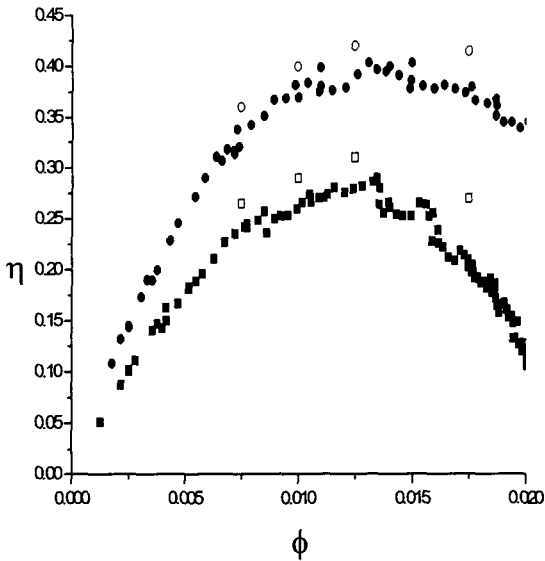


Fig. 5 Comparisons of efficiency between backward blower (rectangular) and forward one (circular) with numerical predictions (open symbol) and experimental estimations (closed one)

송풍기의 소음 비교에서 알 수 있듯이 전향익을 가진 송풍기에서 고주파 영역(5000Hz에서 10000Hz)의 소음이 증가함을 알 수 있으며 전체적인 소음의 크기도 전향익의 송풍기에서 증대될 (구체적으로 후향익 송풍기에서 overall 소음이 46dB이고, 전향익 송풍기 overall 소음은 54dB)

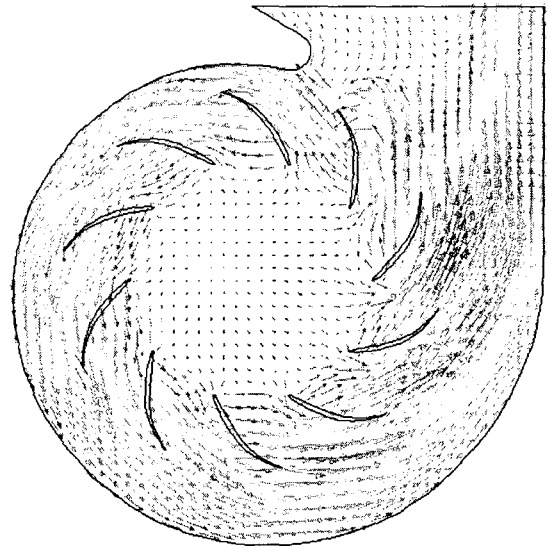
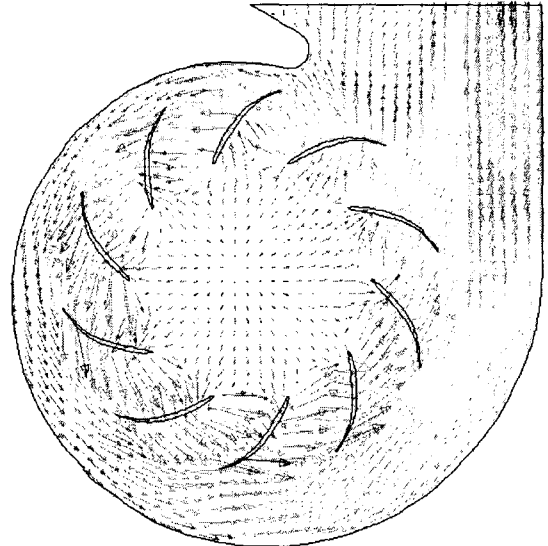


Fig. 6 Comparison of flow details for backward blades blower (upper) and forward one at mid-depth of blades

을 알 수 있다. 이는 난류 성분의 소음 또는 유동의 불안정성에 의한 바리 소음이 전향익에서 증대하고 있음을 의미하며 [12] 전향익에서의 유속이 후향익 송풍기 내부의 유속에 비해 크다는 사실을 반영한다. 이와 같은 전반적인 유동 특성을 구체적으로 설명할 전산 해석의 결과를 다음의 절에서 설명할 것이다.

3.2 전산해석 결과

전산해석은 반 시계 방향으로 회전하는 팬과 케이싱을 포함한 전체 영역에 대하여 수행되었다. 앞서도 설명하였듯이 본 연구에서 전산 해석의 수행이유는 익차의 출구에서 발생하는 유동의 모습과 케이싱 내부의 압력 분포를 분석하여 케이싱의 설계에 유용한 자료로 활용하기 위해서이다.

유동 정보의 구체적 제시를 위해 활용할 전산해석의 신뢰성을 송풍기의 효율을 통해 검증하였다. 송풍기의 효율은 시스템 전체에서 사용된 에너지를 토출 유동의 비로 평가한 식(1)의 정의를 사용하였다. Fig. 5는 전향익 또는 후향익을 채용한 송풍기의 효율을 실험적 산출(Fig. 5에서 ■ 또는 ●)과 수치적 산출(□ 또는 ○)을 통해 확인하였다. 효율의 두 가지 방식에 의한 결과에서 항상 수치적 예측이 높게 결과 되었다. 이는 실험에 사용된 풍동의 측정 가능 유동 범위가 3.4m³/min에서 50m³/min로 넓기 때문에 발생하는 오차에서 비롯된다고 판단된다. 그 두 결과의 비교는 전산 해석의 결과가 정성적으로 유용한 결과를 제공하고 있음을 의미한다.

Fig. 6은 팬의 고정된 축 방향 위치에 따른 (r-θ)평면에서의 2차원 유동을 보이고 있다. 전향익을 가진 송풍기에서의 유동은 최대 유속 24.07m/sec인데 반해 후향익 송풍기의 경우 유속은 13.49m/sec에 불과함을 알 수 있었다. 이처럼 유량의 증대 측면에서는 전향익을 가진 원심 송풍기가 우수함을 알 수 있었다. 특히, 전향익 송풍기의 최고 유속은 날개와 날개 사이에서 발생하고, 후향익 송풍기의 최대 유속은 토출구 우측 벽면에서 발생하고 있음이 확인 되었다. 이는 날개 사이를 통과한 유속은 전향익을 가진 송풍기에서 크게 증대됨을 의미한다.

날개의 특성에 따른 유량의 성능이외에 케이싱 내부의 압력 분포를 관찰하였다. Fig. 7은 두 가지 유형의 날개에 따른 케이싱 내부의 압력 분포이다. 압력의 분포를 나타낸 축 방향의 위치는 날개의 폭의 중간 높이에서의 (r-θ)평면에 대하여 표시하였다. 그림의 비교에서 알 수 있듯이 전향익을 가진 송풍기에서의 압력 분포는 케이싱의 전체에서 비교적 넓은 영역(4시부터 9시까지의 영역)에서 고압(짙은 색으로 표시된 부분)이 발견되며, 후향익을 가진 송풍기에서는 케이싱의 출구 근처에서 고압 영역이 발견되고 있다. 그

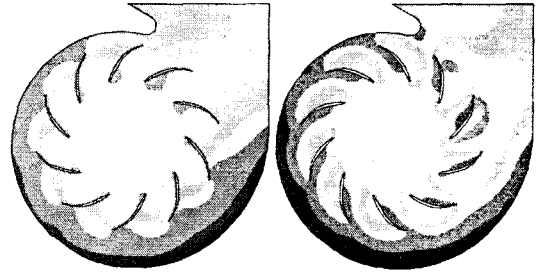


Fig. 7 Comparison of pressure distribution for backward blades blower (left) and forward one at mid-depth of blades

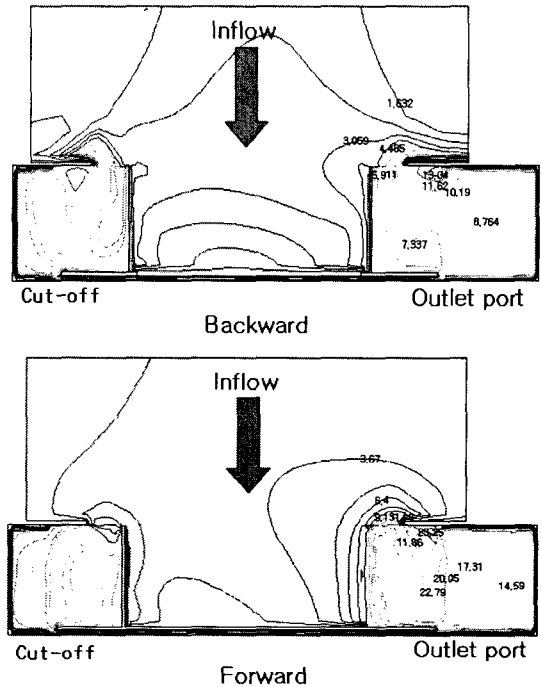


Fig. 8 Plots of meridional velocity vectors for backward blades blower (upper) and forward one

이유는 전향익을 가진 송풍기에서는 익차 출구의 유속이 크게 되어 운동에너지의 압력 에너지로의 변환이 증대 되어 정압의 분포가 비교적 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 고압의 정도 역시 전향익에서는 80Pa정도의 값이 관측되었으나, 후향익 송풍기에서는 약 68Pa의 압력이 최고 값을 확인할 수 있었다.

Fig. 8에서는 입구와 출구 영역을 모두 볼 수 있는 (r-z) 평면에서의 유속 분포를 보이고 있다. 후향익을 가진 송풍기에서는 출구 유동이 활발하지 못하고 그 크기 역시 7m/sec에서 13m/sec의

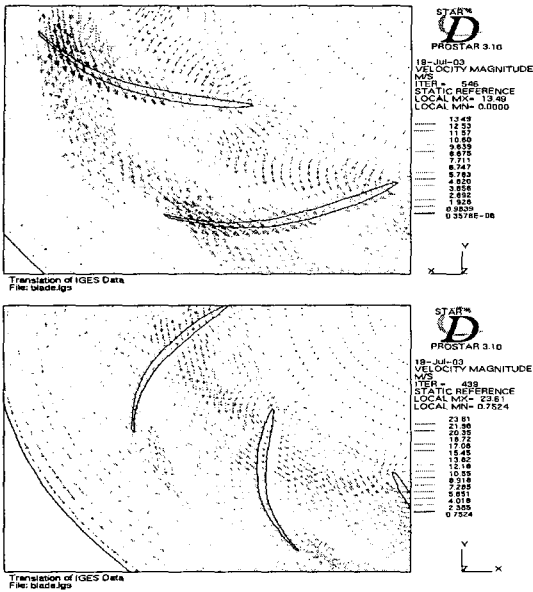


Fig. 9 Comparisons of velocities between blades for backward blower (upper one) and forward one

분포를 보이나 전향익을 가진 송풍기에서는 출구 유속이 크고 활발함을 알 수 있다. 전향익의 기하학적 형상이 유동을 안내하는 형상을 갖추고 있고 큰 유속을 제공함으로 비교적 안정적인 유동의 토출 구조를 이루고 있음을 확인할 수 있다. 또한 최대 유속의 크기에 있어서도 2배 이상 차이가 발생함이 확인 되었다.

유동 정보의 구체적 제시를 위해 회전 하는 날개와 날개 사이에서의 유동을 관찰하였다. Fig. 9에서는 그 위치에서의 후향익 송풍기 및 전향익 송풍기에서 날개와 날개사이의 유동을 보이고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 유체는 후향익 송풍기의 경우 후향익의 전연에서 유입되어 회전하는 날개로부터 각 운동량을 얻은 후 날개 사이를 빠져 케이싱과 날개가 이루는 유로를 통해 이동함을 알 수 있다. 이 경우에서 유동은 회전 날개의 운전에 의해 유입되지만 케이싱을 향해 안내되지는 않고 있음을 알 수 있다. 반면에 전향익 송풍기의 경우에는 날개로 유입된 유동이 날개로부터 각 운동량을 얻은 후 날개의 표면을 따라 토출 되고 케이싱을 향해 안내되고 있음을 알 수 있다.

두 가지 형태의 날개를 채용한 송풍기의 토출 유량의 분포를 확인하였다. Fig. 10은 송풍기의

케이싱 출구의 설부($y/L=1.0$)에서부터 반대편 끝단까지에 따른 토출 유속을 팬의 회전 속도로 무차원하여 표현한 값이다. 전향익을 가진 송풍기나 후향익을 가진 송풍기 모두에서 설부 측에서의 유속은 낮은 것으로 확인되었다. 이는 설부 부근이 유속의 케이싱 내부로 유입이 시작되는 위치이므로 당연한 결과이다. 최고 유속은 전향익을 채용한 송풍기에서 높게 나타났고 그 최고 유속의 감소가 급격히 이루어지고 있어 앞서 설명한 케이싱 내부의 압력 분포 (넓은 영역에서의 고압 분포)와 일관된 사실을 설명하고 있음이 확인 되었고 이전의 연구 결과[13]와 일치한다.

4. 결론

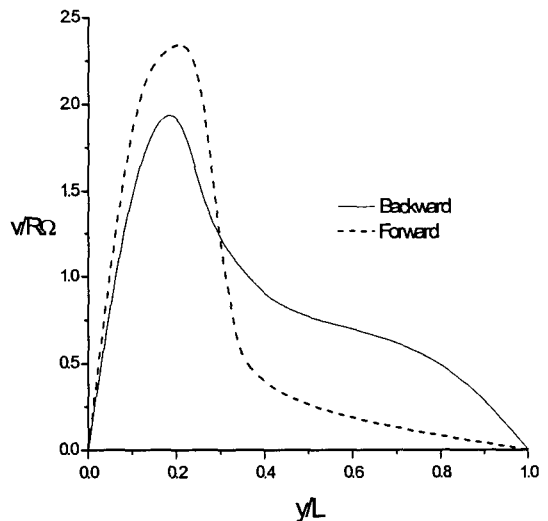


Fig. 10 Plots of outlet velocities according to meridional direction for forward and backward blower

전산 해석과 실험을 통해 전향익과 후향익을 가진 원심 송풍기의 성능 비교와 유동 해석을 수행하였다. 성능의 실험에서 사용된 두 가지 송풍기의 토출 유량의 차이는 날개의 형상에 따라 유발 되는 익차 출구에서의 절대 속도의 차이에 의해서임을 알 수 있었다. 아울러 전향익의 기하학적 특징에서 유발되는 유동의 안내 용이성에 의해 유동이 안정적으로 토출되고 있음도 확인할 수 있었다. 그러나 전향익의 경우 유속의 증대로 케이싱 내부의 압력이 전체적으로 증가 하여 전향익을 가진 송풍기의 케이싱에서는 넓은 범위에

서의 압력 값이 크게 증가하고 있음을 확인할 수 있었다. 이와 같은 압력의 증대는 송풍기 전체의 효율을 저감 시키는 결과를 초래한다고 판단된다. 따라서 송풍기의 설계에 있어서 날개의 특성에 따른 케이싱의 선택도 중요하게 고려해야 된다고 판단된다. 구체적으로, 전향익을 채택한 송풍기에서는 설부 가까운 영역에서 유로의 확장이 요구되며, 후향익을 가진 송풍기에서는 케이싱의 출구에서의 유로 확장이 필요함이 확인되었다.

후 기

본 연구는 선문대학교 공조기술연구센터의 지원 하에 수행되었음을 밝힙니다.

참고문헌

- [1] Wright, T.G., *Fluid Machinery*, CRC press, New York (1999), p.61.
- [2] Eck, B., *Fans*, Pergamon press (1976), p. 107.
- [3] Cau, G., Mandas, N., Manfrida, G., and Nurzia, F., "Measurement of Primary and Secondary Flows in an Industrial Forward-Curved Centrifugal Fan," *J. Fluids Engineering*, Vol.109, (1987), p.353.
- [4] Morinushi, K., "The Influence of Geometric Parameters on F.C Centrifugal Fan Noise," *Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol.109, (1987), p.227.
- [5] Morinushi, K., "Noise Source of a Multiblade Fan," *JSME*, Vol.57, (1991), p.3834.
- [6] Raj, D., and Swim, W.B., "Measurements of the Mean Flow Velocity and Velocity Fluctuation at the Exit of a FC Centrifugal Fan Rotor," *Journal of Engineering for Power*, Vol.103, (1981), p.393.
- [7] Konieczny, J.P., and Bolton, S., "Design of Low-noise Centrifugal Blowers - Part2 : Optimization Study", *Noise Control Engineering J.*, 43, (1995), p.117.
- [8] ASHRAE Standard, "Laboratory Methods of Testing Fans for Rating," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (1985).
- [9] Korea Standard Association, "Testing Methods of Industrial Fans," (KS B 6311), (1992), p. 1.
- [10] CD-adapco Korea, *STAR-CD User Guide Manual*, CD-adapco (1998).
- [11] Fukano, T., Kodama, H., and Takamatsu, Y. "Noise generated by low pressure axial flow fans, I: Modelling of turbulent noise," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50, (1997), pp. 63.
- [12] Jeon, Wan-Ho, "Analysis of the generation and radiation of the fan noise by using commercial CFD code," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 5, (2002), pp. 13.
- [13] Harada, S., *Fluid Machinery*, Asakura publishing company, Tokyo, (1986), p.188.