

## 입구부 허브 캡 형상 매개변수에 따른 축류팬 성능 특성 연구

이슬기<sup>\*,\*\*</sup> · 이경용<sup>\*\*</sup> · 양상호<sup>\*\*\*</sup> · 최영석<sup>\*,\*\*†</sup>

### A Study on Performance Characteristics of an Axial Fan with a Geometrical Parameters of Inlet Hub Cap

Seul-Gi Lee<sup>\*,\*\*</sup>, Kyoung-Yong Lee<sup>\*\*</sup>, Sang-Ho Yang<sup>\*\*\*</sup>, Young-Seok Choi<sup>\*,\*\*†</sup>

Key Words : Axial fan(축류팬), Hub cap(허브 캡), Geometrical parameter(형상 매개변수), Performance(성능), Numerical analysis(수치해석)

#### ABSTRACT

In this study, the performance and internal flow characteristics of an axial fan were investigated based on the geometrical parameters of an inlet hub cap using the definition of the hub cap ratio. By considering the shape of the hub cap as a geometrical parameter, the hub cap ratio was defined as the ratio of the radius to the axial distance of the hub cap, and 8 cases were selected to compare the effects of the hub cap. A three-dimensional steady Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) calculation was conducted using a shear stress transport turbulence model to observe the effects of the hub cap shape based on the internal flow and performance characteristics of the axial fan. Further, the streamline and pressure distribution were investigated based on the geometrical parameters of the hub cap. The hub cap shape affects the pressure difference by separating the flow in the vicinity of the impeller hub on the basis of the hub cap ratio. An appropriate hub cap shape reduces the separated flow and denotes a relatively higher performance.

#### 1. 서 론

축류팬(Axial fan)은 공기를 작동유체로 사용하는 유체기계로, 도로 터널 및 지하철 본선 등에서 환기 및 제연 기능으로 사용되며, 구성요소는 벨마우스(Bell mouth), 허브 캡(Hub cap), 임펠러(Impeller), 가이드 베인(Guide vane), 모터(Motor) 등으로 이루어진다. 이러한 구성요소로 이루어진 축류팬은 각 구성요소의 설계 변수에 의해 성능 및 유동 특성이 영향을 받으므로, 고효율 축류팬의 설계를 위해서는 축류팬 성능에 영향을 미치는 설계 변수에 대한 이해가 필요하다.

축류팬 구성요소의 설계 변수와 관련된 연구로, Yang 등<sup>(1)</sup>은 수치해석을 통해 임펠러 및 가이드 베인의 수와 슈라우드(Shroud) 직경에 대한 허브(Hub) 직경의 비(Hub ratio)에 따른 축류팬의 성능 및 내부 유동 특성을 규명하였다. Yang 등<sup>(2)</sup>은 가이드 베인의 피치각(Pitch angle)과 디퓨저 각

(Diffuser angle)이 축류팬의 공력학적 성능에 미치는 영향에 대해 분석하였으며, Jeon 등<sup>(3)</sup>은 성능시험을 통해 임펠러의 길이 및 피치각의 크기가 축류팬의 성능에 미치는 영향에 대해 분석하였다. Oh 등<sup>(4)</sup>은 임펠러 및 가이드 베인과 관련된 여러 설계변수가 제트팬 성능에 미치는 영향에 대해 규명하였으며, Kim 등<sup>(5)</sup>은 2k 일부요인 배치법(2k fractional factorial)을 통해 주요설계변수를 선정한 후 반응표면기법(Response surface method)을 사용하여 축류팬의 임펠러 및 가이드 베인에 대한 수치해석적 최적화를 수행하였다. Pogorelov 등<sup>(6)</sup>은 임펠러의 간극(Tip clearance)에서 나타나는 축류팬의 비정상 유동 특성을 명확하게 파악하기 위해 LES(Large-Eddy Simulation) 기법을 사용하여 비정상 상태 해석을 수행하였고, 축류팬의 간극에 따른 영향성을 규명하였다. Chen 등<sup>(7)</sup>은 임펠러 자오면 형상(Meridional shape)에 따른 축류팬의 성능 특성에 대해 규명하였고, 임펠러의 간극 누설 유동(Tip leakage

\* 과학기술연합대학원대학교 청정공정·에너지시스템공학 전공(Green Process and Energy System Engineering, Korea University of Science and Technology)

\*\* 한국생산기술연구원 열유체시스템그룹(Thermal & Fluid System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology)

\*\*\* (주)삼원이앤비 기술연구소(Research Department, Samwon E&B Co., Ltd.)

† 교신저자, E-mail : yschoi@kitech.re.kr

flow)에 대한 영향을 확인할 수 있는 LEH(Local Euler Head) 및 엔트로피 발생률(Entropy generation rate)을 통해 내부 유동 특성을 분석하였다. 이와 같이 임펠러 또는 가이드 베인 이 축류팬의 설계 변수로서 축류팬의 성능 및 유동 특성에 미치는 영향에 대한 연구가 수행되었으며, 또한 축류팬의 구성요소 중 벨마우스 및 허브 캡에 따른 축류팬의 성능 특성 분석에 관련된 연구도 수행되었다. Kim 등<sup>(8)</sup>은 성능시험을 통해 소형 축류팬의 벨마우스 설치 위치에 따라 각 회전수에서 유량에 따른 정압 및 토크를 측정하였으며, Jang 등<sup>(9)</sup>은 직각형 및 반구형 허브 캡 형상에 따른 축류팬의 성능 및 내부 유동 특성을 분석하였고, 직각형 허브 캡과 임펠러 전연(Leading edge, LE) 사이의 거리에 따른 축류팬의 성능 특성에 대해 규명하였다. Lee<sup>(10)</sup>는 축류팬의 모터 후면에서 발생하는 유동 박리를 감소시키기 위해 모터 후면에 허브 캡을 설치하여 축류팬의 성능에 미치는 영향에 대해 분석하였다.

허브 캡은 모터 및 임펠러가 동일 축으로 연결되기 때문에 축류팬의 내부 구조물을 보호하기 위해 임펠러의 허브 전면에 설치되고 동시에 불균일한 입구 유동을 줄여주는 역할을 한다. 앞서 언급한 연구와 같이 입구부 혹은 출구부에 존재하는 허브 캡에 의해 축류팬의 성능이 달라지므로, 고효율 축류팬의 설계 및 제작을 위하여 축류팬의 입구부 형상 매개변수인 허브 캡에 대한 영향성 파악이 필요하다. 하지만 입구부 허브 캡의 유무 및 길이 비에 따른 축류팬의 성능 특성에 대한 체계적인 연구는 미비한 실정이다.

본 연구에서는 축류팬의 형상 매개변수로서, 입구부 허브 캡의 유무 및 길이 비에 따른 축류팬의 공력학적 성능 및 내부 유동 특성에 대해 규명하기 위해 정상상태 삼차원 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 해석을 수행하였다.

## 2. 축류팬 제원 및 형상 매개변수

### 2.1 축류팬 제원

Fig. 1은 본 연구의 수치해석에 사용된 축류팬의 전체 형상을 나타내며, 입구(Inlet)를 기준으로 유동 진행 방향에 따라 벨마우스, 허브 캡, 임펠러 및 가이드 베인 순으로 구성되어있다. Table 1은 수치해석 시에 사용된 축류팬의 주요 제원을 나타내며, 임펠러의 회전속도는 1185 rpm, 임펠러의 허브 직경은 800 mm, 슈라우드 직경은 1800 mm, 팁 간극은 5 mm이며, 임펠러 및 가이드 베인은 각각 14매 및 11매로 구성되어있다.

### 2.2 허브 캡 형상 매개변수

축류팬 입구부 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 축류팬의 성능 및 내부 유동 특성을 분석하기 위해 Fig. 2(a)~(c)와 같이 Base의 입구부 형상을 기준으로 허브 캡이 없는 입구부

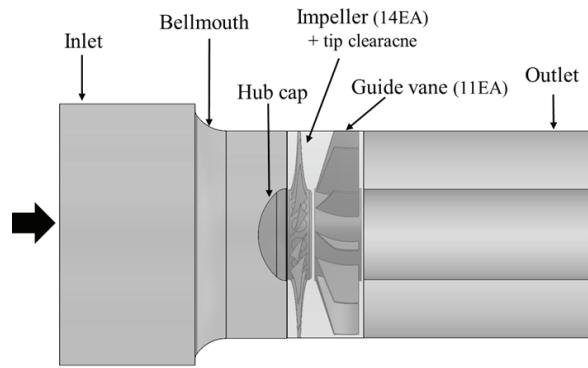


Fig. 1 Schematic diagram showing the components of an axial fan for numerical analysis

Table 1 Design specifications of an axial fan

Specifications	Unit	Value
Flow rate	m <sup>3</sup> /min	3900
Rotational speed	rpm	1185
Impeller hub diameter	mm	800
Impeller shroud diameter	mm	1800
Tip clearance	mm	5
No. of impeller blades	ea	14
No. of guide vane	ea	11

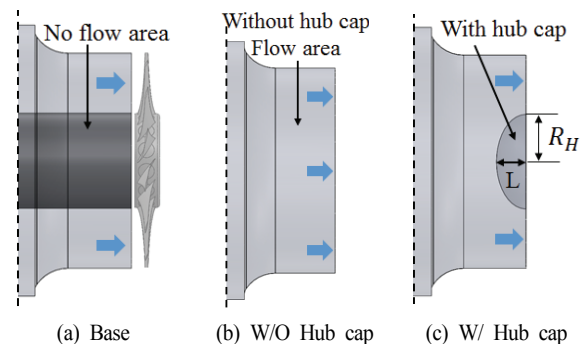


Fig. 2 Classifications of inlet shape with hub cap

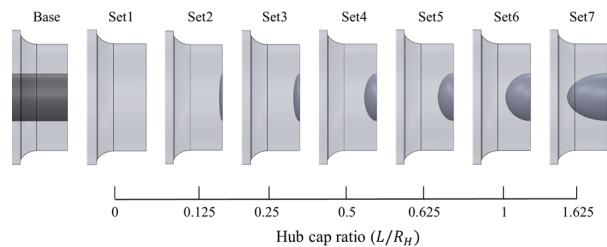


Fig. 3 Geometrical parameters of inlet shapes with hub cap of an axial fan

형상 및 허브 캡 형상 매개변수에 따른 정의를 나타냈다. 허브 캡의 형상 매개변수인 축 방향 길이(L)와 허브 반경( $R_H$ )의 비율로 정의된 허브 캡 비( $L/R_H$ )를 적용하여 허브 캡 형상을 고안하였다. 본 연구의 Base의 경우, 실제 축류팬의 허

브 캡이 설치되는 위치에 임펠러의 허브 직경과 동일한 원통형의 내통 소음기가 장착되는 것을 고려하여, 검은색으로 나타낸 영역과 같이 유동이 흐르지 않는 영역을 적용하여 해석을 수행하였다.

Fig. 3은 Fig. 2(c)에 나타낸 허브 캡 비를 적용하여 설계한 축류팬의 입구부 형상을 나타내며, 허브 캡 비가 0인 Set 1부터 1.625인 Set 7까지 Base를 포함하여 총 8개의 축류팬 입구부 형상을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 한편, 본 연구에서는 허브 반경이 고정되어 있으므로, 허브 캡 비가 증가할수록 허브 캡의 축 방향 길이가 길어진다.

### 3. 수치해석 방법

본 연구에서는 축류팬 입구부의 허브 캡 형상 매개변수에 따른 축류팬의 공력학적 성능 및 내부 유동 특성을 규명하기 위해 상용소프트웨어 ANSYS CFX-17.1을 사용하여 삼차원 정상상태 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식을 적용하여 수치해석을 수행하였다.<sup>(11)</sup>

Fig. 4는 수치해석을 위해 구성된 축류팬의 단일 유로에 대한 격자 구성 및 경계조건을 나타낸다. 본 연구에 적용된 축류팬의 경우, 임펠러 및 가이드 베인이 회전축을 중심으로 주기성을 가지므로, 수치해석의 계산 시간 단축 및 수렴성 향상을 위해 단일 임펠러 및 가이드 베인을 적용한 단일 유로(Single passage)에 대해 회전방향으로 주기조건(Rotational periodicity interface method)을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 위한 작동유체는 25°C 공기를 사용하였고, 입구와 출구에는 균일한 대기압 및 질량유량 조건을 각각 부여하였으며, 벽면에는 점착조건(No-slip condition) 및 벽면에서의 표면조도를 0으로 간주하는 조건(Smooth wall)을 적용하였다. 회전자인 임펠러 및 고정자인 가이드 베인의 경계면 조건에는 경계면에서 원주방향으로 평균된 유동의 물리량이 유동 진행 방향으로 전달되는 방식(Stage-average)이 적용되었다. 난류모델은 SST(Shear stress transport)  $k-\omega$  모델을 사용하였으며, 이 모델은 벽면 인근과 자유 흐름 영역에서 각각  $k-\omega$  및  $k-\epsilon$  모델의 장점을 적용한 혼합 모델로, 유동 박리 등의 적절한 예측을 나타내며, 다른 난류모델들에 비해 유체기계 해석에 적절한 모델이다.<sup>(12,13)</sup>

수치해석에 적용된 계산영역의 격자는 벨마우스와 허브 캡이 포함된 입구부의 경우 비정렬 격자계(Unstructured grid)를, 임펠러, 가이드 베인 및 출구부의 경우 정렬 격자계(Structured grid)를 사용하여 구성하였으며, 임펠러와 가이드 베인의 날개 표면 인근에는 O형 격자계를 적용하여 벽면의 격자를 조밀하게 구성하였다. Fig. 5는 격자 의존성 시험을 나타내며, 약  $2.0 \times 10^5 \sim 1.4 \times 10^6$  개 범위에서 총 5개의 격자계를 구성하여 비교 분석하였으며, 최적의 격자계로 약  $8.7 \times 10^5$  개를 선정하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 6

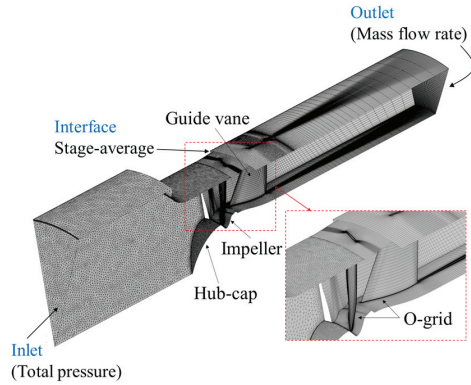


Fig. 4 Computational domain and grid systems of an axial fan

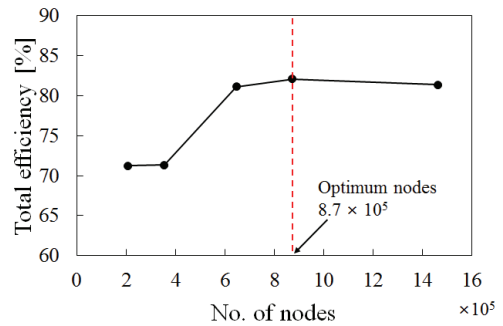
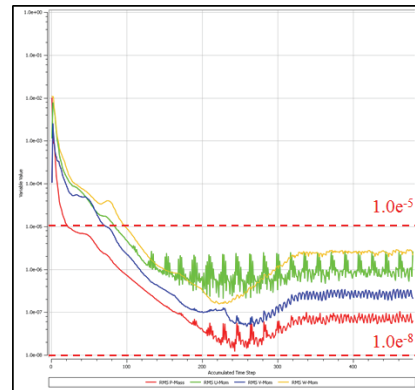
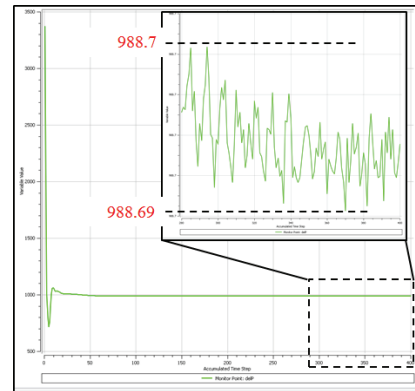


Fig. 5 Result of grid dependency test



(a) Convergence of RMS residual



(b) Fluctuation of total pressure

Fig. 6 History of numerical analysis convergence of an axial fan with optimum grid system

은 CFX-Solver의 최적의 격자계에 대한 수치해석의 수렴성을 나타내며, Fig. 6(a)은 수치해석 계산 반복(Iteration) 횟수에 따른 질량 보존 방정식의 RMS(Root mean square) 잔차(Residual)의 수렴성을 의미하고, 해당 값이  $1.0 \times 10^5$  이하로 나타나므로 수치해석의 수렴성이 높은 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 6(b)은 계산 반복 횟수에 따른 전압력 값의 변동(Fluctuation)을 나타내며, 높은 수렴성을 통해 전압력 값의 최대 및 최소 값의 차이는 약 0.01로, 비교적 일정한 값으로 수렴하였다. 이와 같이 수치해석의 높은 수렴성을 통해 오류를 최소화하여, 수치해석 기법의 신뢰성을 확보함으로써 축류팬 입구부 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 축류팬의 성능 및 유동 특성에 대한 영향성을 비교할 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 허브 캡 형상 매개변수에 따른 축류팬의 성능 특성

입구부 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 축류팬의 성능 특성을 파악하기 위해 허브 캡 비에 대한 전압력 분포 및 전압 효율을 Fig. 7과 같이 비교 분석하였다. 허브 캡이 설치되지 않은 경우 ( $L/R_H=0$ )를 기준으로 허브 캡의 설치( $L/R_H>0$ )에 따라 전압력 및 전압 효율이 각각 최대 약 350 Pa 및 14% 까지 상승하였으며, 이는 Fig. 2에서 정의한 Base의 전압력 및 효율과 유사하게 나타났다. 그러나 허브 캡 비가 0.125일 경우, 허브 캡이 설치되었음에도 불구하고 다른 Set과 비교하였을 때 상대적으로 전압 효율 상승이 낮게 이루어진다. 즉, 허브 캡 비 0.25 이상부터 전압력 및 전압 효율이 더 이상 증가하지 않고 Base의 성능과 유사한 값으로 일정하게 나타났다.

허브 캡의 형상 매개변수에 따른 축류팬의 압력 특성 확인을 위해 Fig. 8(a)과 같이 축류팬의 유동방향에 따른 각 단면의 전압력 및 정압력 분포를, Fig. 8(b) 및 (c)에 각각 나타내었다. 그래프의 x축은 축류팬의 유동방향(Streamwise)으로, 입구부터 출구의 길이(Z)를 출구의 값이 1이 되도록 무차원화하여 나타내었다. Fig. 8(b)에서 Set 1의 경우, 임펠러 영역인 3~4 구간에서 다른 Set들과 비교하여 전압력 상승이 가장 낮게 이루어졌다. 또한, Fig. 8(c)에 나타낸 바와 같이 Set 1은 다른 Set들과 달리 임펠러에 의해서 생성된 동압 성분을 정압 성분으로 회복시켜주는 가이드 베인 영역인 4~5 구간에서 정압 회복이 원활하게 이루어지지 못하고, 가이드 베인부터 출구 영역까지 존재하는 자유 흐름 영역에서 정압이 회복되는 경향을 보였다. 허브 캡이 설치되는 Set 중 허브 캡 비가 가장 작은 Set 2의 경우, 다른 Set과 비교하여 임펠러 영역에서 전압력 상승이 원활히 이루어지지 못 하였다. 이와 같이 허브 캡의 유무 및 형상은 축류팬의 임펠러 및 가이드 베인의 유동에 영향을 주어 압력 상승에 영향을 미친다.

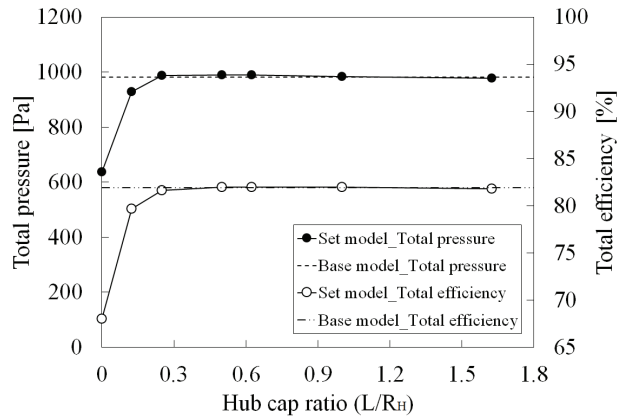
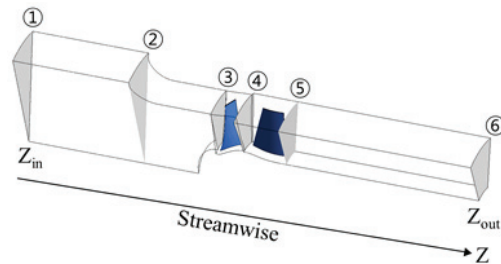
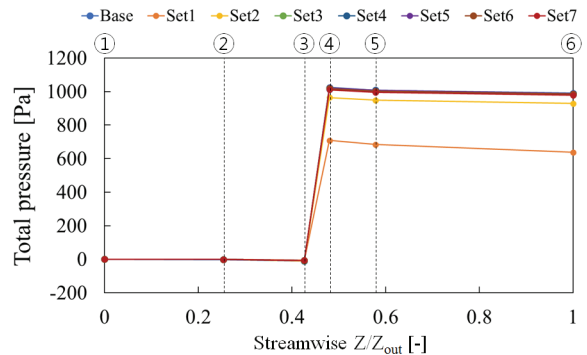


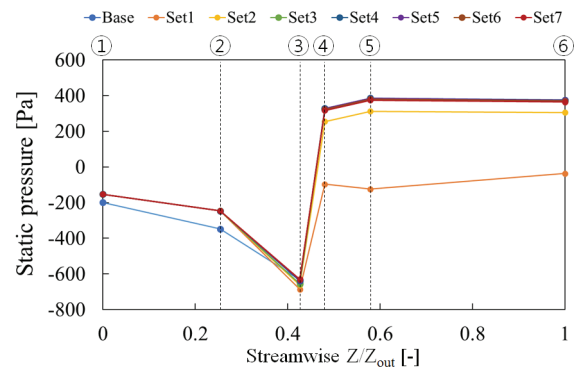
Fig. 7 Performance comparisons of base and set models



(a) Observed planes of an axial fan for total and static pressure distribution



(b) Total pressure distributions of an axial fan



(c) Static pressure distributions of an axial fan

Fig. 8 Total and static pressure distributions for flow direction of an axial fan



4.2 허브 캡 형상 매개변수에 따른 축류팬의 내부 유동 특성

축류팬 입구부 허브 캡의 유무 및 형상 매개변수에 따른 내부 유동 특성을 확인하기 위해 Set 1, 2, 3에 대해 속도 벡터 분포를 Fig. 9와 같이 비교하였다. Fig. 9(a)에 나타난 단면에서 속도 벡터 분포를 확인하였으며, 그 중 허브 캡, 임펠러 및 가이드 베인의 허브 인근 영역을 비교하였다. 허브 캡이 설치되지 않는 Fig. 9(b)의 경우, 허브 인근의 입구 유동이 축 방향을 기준으로 각도를 가지며 임펠러에 유입된다. 이와 같은 불균일한 입구 유동으로 인해 임펠러 허브 인근에서 유동 박리가 발생하였으며, 이는 가이드 베인에도 영향을 준다. Fig. 9(c)에서 허브 캡의 설치를 통해 허브 인근의 입구 유동이 Set 1과 비교하여 작은 각도를 가지고 임펠러에 유입되지만, 임펠러 허브 인근에서 유동 박리를 확인할 수 있다. 이는 Set 중 가장 작은 허브 캡 비로 형성된 Set 2의

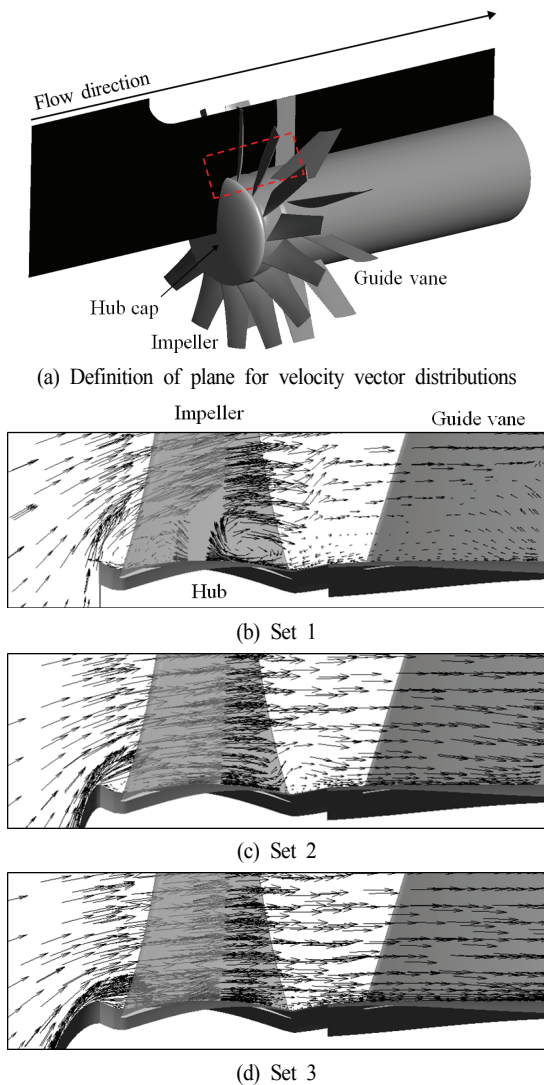


Fig. 9 Velocity vector distributions on plane of an axial fan

허브 캡이 불균일한 입구 유동을 줄여주는 역할을 제대로 수행하지 못한 것을 의미한다. Fig. 9(d)의 경우 허브 캡에 의해 허브 인근의 입구 유동이 축 방향과 평행하게 유입되며, 이와 같은 균일한 입구 유동으로 인해 임펠러 및 가이드 베인의 허브 인근에서 유동 박리가 나타나지 않았다. 따라서, 0.25 이상의 허브 캡 비로 형성된 허브 캡은 불균일한 입구 유동을 줄여준다는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 자오면상의 전압력 분포를 나타낸다. 이때, 전압력 분포 분석을 위해 Base, 허브 캡의 영향으로 축류팬의 성능이 비교적 다르게 나타났던 Set 1, 2, 그리고 효율이 가장 높은 Set 5를 선정하여 비교하였다. Fig. 10(a) 및 (b)를 보면, Set 1의 경우 Base에 비해 임펠러의 허브 인근에서 전압력 상승이 원활하게 이루어지지 못하여, 가이드 베인을 포함한 후류 영역에서 상대적으로 낮은 저압구간이 형성된 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 9(b)에서 확인한 유동 박리가 임펠러의 압력 상승에 영향을 미쳐서 나타난 결과로 간주된다. Fig. 10(c)의 Set 2는 허브 캡이 설치되어 임펠러의 허브 인근에서 Set 1보다 적은 저압구간 영역이 나타났지만, Fig. 10(d)의 Set 5와 비교하여 저압 구간을 완전히 해소시키지 못하였다. Fig. 10(d)의

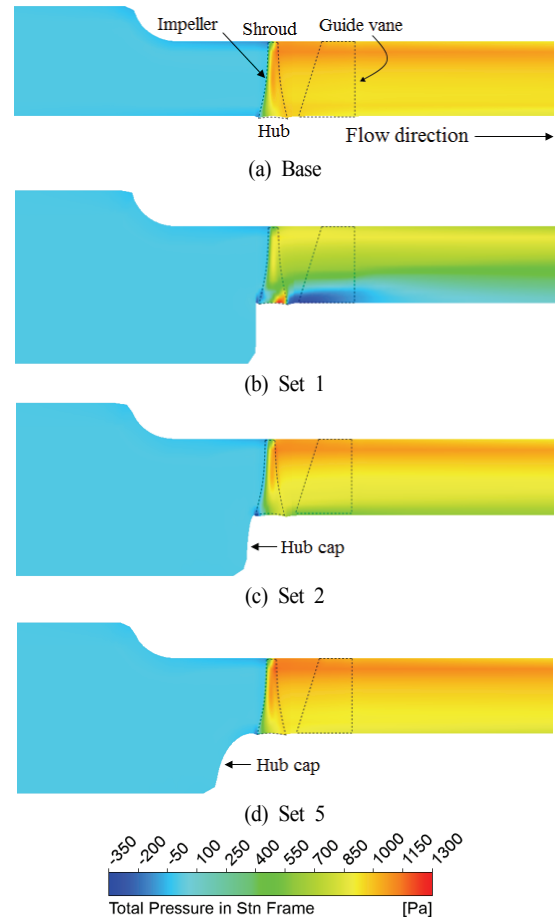


Fig. 10 Comparison of total pressure contours on meridional plane of an axial fan

Set 5가 Base와 유사한 압력분포를 나타내는 것으로 보아 적절한 허브 캡을 설치할 경우 임펠러의 전압력 상승에 영향을 주는 것을 알 수 있다.

축류팬 입구부 허브 캡의 형상 매개변수가 축류팬의 압력 및 내부 유동에 영향을 미치는 범위에 대한 정량적 분석을 위해 Fig. 10에서 선정된 Base, Set 1, 2 및 Set 5에 대해 임펠러의 허브 및 25% 스펬의 단면에서 유동방향에 따른 압력 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 여기서, x축의 0과 1은 임펠러의 전연 및 후연(Trailing edge, TE)을 각각 의미하며, y축은 압력 값을 최대 압력 값으로 나누어 무차원화 하였다. 압력 분포 그래프 상에서 압력면(Pressure side)과 부압면(Suction side)의 차이로 인해 형성되는 면적의 증가는 임펠러의 압력 상승을 의미한다. Fig. 11(a)의 경우, Base와 Set 5는 허브 인근에서 원활한 입구 유동을 통해 압력면과 부압면의 차이가 명확하게 나타나지만 Set 1, 2는 불균일한 입구 유동으로 인해 압력면과 부압면의 차이가 감소하는 것을 알 수 있다. 반면, Fig. 11(b)의 25% 스펬의 경우, 압력면과 부압면의 차이에 의한 면적은 4개 모델 간 차이가 크게 나타나지 않았으며, 4개 모델 모두 유사한 압력 분포를 보였다. 따라서, Fig. 10의 결과처럼 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 영향은 임펠러 허브 인근에서 뚜렷하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

허브 캡의 영향에 대한 범위를 정성적으로 확인하기 위하여 Fig. 12에 임펠러 압력면의 유선 분포를 나타냈다. Fig. 12(a) 및 (d)에 나타낸 Base와 Set 5의 유선 분포는 허브 인근을 포함하여 유동 박리가 발생하지 않고 축 방향으로 원활한 흐름이 나타났다. Fig. 12(c)에 나타낸 Set 2의 경우, 허브 캡 설치를 통해 Set 1보다 임펠러 압력면에서 유동 박리가 거의 나타나지 않았다. 하지만 Fig. 12(b)에 나타낸 Set 1의 경우, 임펠러 전연에서 유동 박리로 인해 임펠러 허브 인근에서 반경 방향 흐름이 발생하였고, 후연에서 유동 박리가 증가하였다. 이러한 유동 박리는 원활한 흐름을 방해하고 압력 상승에 영향을 미치므로 압력 손실의 원인으로 간주할 수 있다. 하지만, 25% 스펬에서는 유동 박리를 확인할 수 없었으며, 이를 통해 허브 캡의 형상 매개변수는 임펠러 허브 인근에 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 10에서 비교한 4개의 모델에 대해 임펠러 및 가이드 베인을 포함한 허브 스펬에서의 유선 및 압력 분포를 Fig. 13에 나타내었다. Fig. 13(a) 및 (d)에 나타낸 Base와 Set 5는 임펠러 및 가이드 베인에서 원활한 유동 분포를 확인할 수 있고, 이에 따라 균일한 압력 상승을 통해 후류 영역에서 상대적으로 높은 압력 구간이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 하지만, Fig. 13(b)의 Set 1의 경우, 임펠러 전연에서 유동 박리가 발생하였고, 이로 인해 유동이 원활하게 유입되지 못하며 적절한 압력 상승이 이루어지지 못하므로 상대적으로 낮은 저압구간이 가이드 베인 및 후류 영역에서 형성됨을

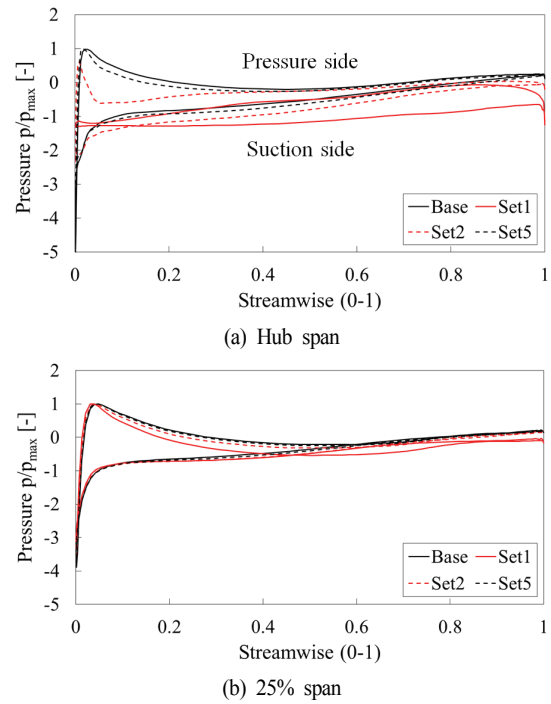


Fig. 11 Pressure distributions along the streamwise direction of impeller on hub and 25% span

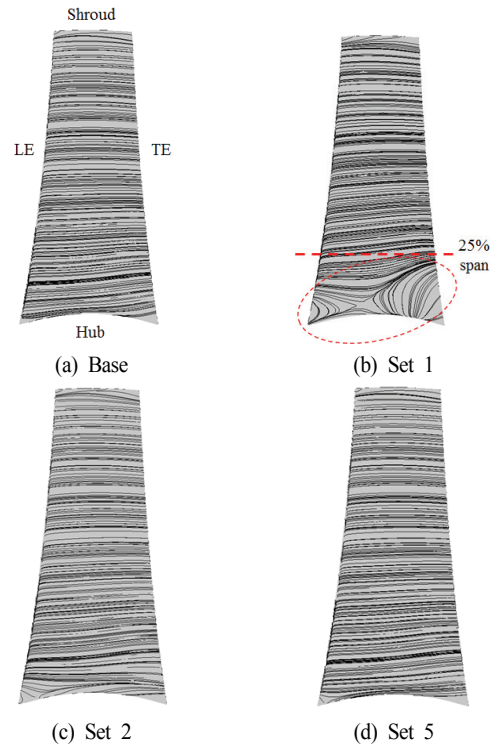


Fig. 12 Streamlines at pressure side on impeller surface

확인 할 수 있다. 또한, Fig. 13(c)의 Set 2에서는 Set 1과 같이 임펠러 및 가이드 베인 영역에서 유동 박리가 발생하였지만, 상대적으로 적은 유동 박리로 인해 가이드 베인 영역에서는 비교적 높은 압력 구간을 형성하였다.

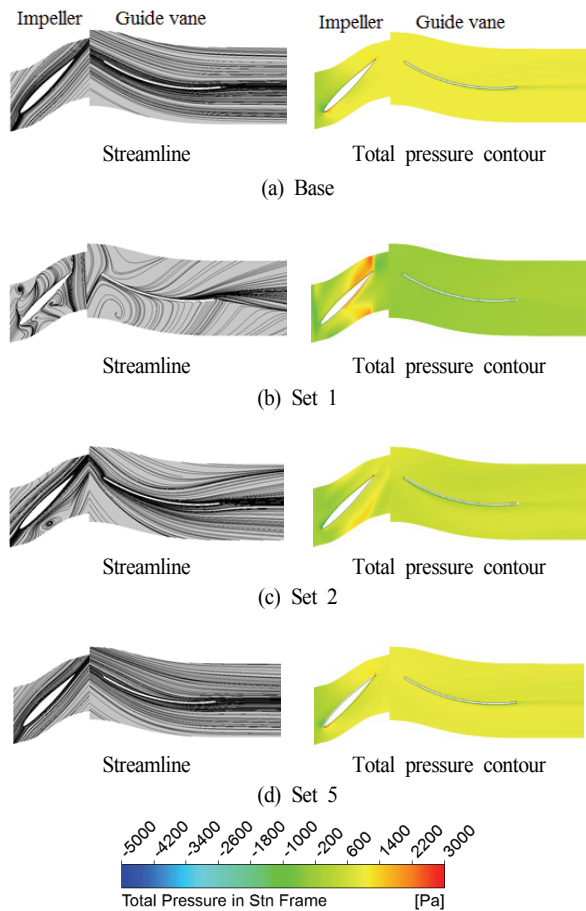


Fig. 13 Comparison of total pressure contours and streamlines on hub span of an axial fan

이와 같이, 축류팬 입구부 허브 캡의 유무 및 형상은 임펠러의 유동에 영향을 주며, 특히 임펠러의 허브 인근에서 유동 박리를 유발하고, 압력 상승이 원활하게 이루어지지 않으므로 손실을 유발하게 되어 성능 감소의 원인이 된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 축류팬 입구부 허브 캡의 형상 매개변수에 따른 축류팬의 성능 및 내부 유동 특성에 대해 파악하기 위해 삼차원 정상상태 수치해석을 수행하였다. 허브 캡의 형상에 대한 영향성을 파악하기 위해 허브 캡의 축 방향 길이와 허브 반경에 대한 비율로 허브 캡 비를 정의한 후, 이를 입구부 형상에 적용하였다. 본 연구의 결론을 요약하면 다음과 같다.

- 1) 허브 캡이 설치될 경우 축류팬의 성능이 향상되지만, 허브 캡 비가 상대적으로 작은 경우( $L/R_H = 0.125$ ) 효율 향상이 낮게 이루어졌으며 임펠러 허브 인근에서 발생한 유동 박리로 인해 다른 Set과 비교하여 허브 캡의 역할이 제대로 수행되지 못함을 확인하였다.

- 2) 허브 캡이 설치될 경우 허브 캡 비가 약 0.25에 도달하였을 때 허브 캡이 설치되지 않는 경우와 비교하여 효율이 약 14% 향상되었으나 0.25 이상의 허브 캡 비를 갖는 형상부터 일정한 성능 특성을 확인하였다.
- 3) 허브 캡이 설치되지 않을 경우, 불균일한 입구 유동으로 인해 임펠러 허브 인근에서 유동 박리가 발생하였고, 이와 같은 유동 박리는 압력 손실을 유발하여 축류팬의 성능이 저하됨을 확인하였다.
- 4) 이와 같이 입구부 허브 캡이 축류팬의 성능 및 내부 유동 특성에 영향을 미치므로, 축류팬 입구부의 형상 매개변수로서 유동 박리로 인한 손실을 줄이기 위해 최소 허브 캡 비 0.25 이상의 허브 캡이 설치될 필요가 있다.

## 후 기

본 연구는 한국에너지기술평가원(KETEP)의 '정방향 운전 위주의 가역형 축류팬 개발' 사업(No. 20172010106010) 일환으로 진행되었으며, 이에 감사드립니다.

## Reference

- (1) Yang, S. H., Kim, K. Y., and Heo, M. W., 2018, "Effects of Geometric Parameters on Aerodynamic Performance of a High Pressure Axial Flow Fan," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 6, pp. 32-38.
- (2) Yang, S. H., Kim, K. Y., and Heo, M. W., 2018, "Effects of Rotor Blade Pitch Angle and Diffuser Angle on the Aerodynamic Performance of an Axial Flow Fan," The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 2, pp. 27-34.
- (3) Jeon, S. T., and Cho, J. P., 2013, "Effect of Pitch Angle and Blade Length on an Axial Flow Fan Performance," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 1, pp. 43-48.
- (4) Oh, I. G., Choi, Y. S., Kim, J. H., Yang, S. H., and Kwon, O. M., 2010, "Design of Jet Fan considering Reversible Performance," SAREK Summer Conference, pp. 1459-1464.
- (5) Kim, Y. I., Lee, S. G., Kim, S., Yang, H. M., Lee, K. Y., Yang, S. H., and Choi, Y. S., 2018, "Optimization of Axial Fan Blade and Guide Vane for Underground Ventilation," KSFJ Winter Conference, pp. 149-150.
- (6) Pogorelov, A., Meinke, M., and Schroder, W., 2016, "Effects of tip-gap width on the flow field in an axial fan," International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 61 Part B, pp. 466-481.
- (7) Chen, X., Cao, L., Yan, P., Wu, P., and Wu, D., 2017, "Effect of meridional shape on performance of axial-flow fan," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 31, No.11,

- pp. 5141-5151.
- (8) Kim, J. K., and Oh, S. H., 2013, "Experimental Study on the Aerodynamic Performance Characteristics of a Small-Size Axial Fan with the Different Depths of Bellmouth," *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 73-78.
- (9) Jang, C. M., Choi, S. M., and Kim, K. Y., 2006, "Performance Characteristics of an Axial Flow Fan According to the Shape of a Hub Cap," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 9, No. 6, pp. 9-16.
- (10) Lee, D. S., 2014, "Flow Analysis around the back of the Hub Cap of Axial Fan," Master D. Thesis, Department of Structural Systems and Computer Aided Engineering, Chungbuk National University, Cheongju, Korea
- (11) ANSYS CFX-17.1, 2017, ANSYS CFX Manager User's Guide, Ansys Inc.
- (12) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605.
- (13) Bardina, J. E., Huang, P. G., and Coakley, T. J., 1997, "Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development," NASA Technical Memorandum 110446.