

날개의 스위프와 레이크각의 변화에 따른 튜브 축류팬의 공력성능 평가 Aerodynamic Performance Evaluation of Tube Axial Fan according to Changes in Blade Sweep and Rake Angle

김장권*† · 오석형**
Jang-Kweon Kim*† and Seok-Hyung Oh**

(Received 06 September 2023, Revision received 16 October 2023, Accepted 17 October 2023)

초록 : 이번 연구에서는 날개 스펠 길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 3차원 튜브 축류팬의 모델을 스위프와 레이크각을 변화시켜 비압축성 상태에서 대규모 와 모사로 해석하였다. 그 결과 스위프와 레이크각이 증가함에 따라 최대유량은 증가하지만, 최대정압은 감소한다. 또 설계유량인 $Q=1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 을 전·후로 스위프와 레이크가 있는 튜브 축류팬의 정압 성능 곡선의 기울기는 그렇지 않은 경우보다 더 굴곡지지 않아 실속의 한계를 확장해 준다. 또 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 이후 정압과 정압효율은 스위프와 레이크가 적용되었을 때 크게 개선되며, 최고 정압 효율은 스위프와 레이크각이 증가함에 따라 더 증가한 유량에서 나타난다. 결론적으로 정압과 정압 효율의 성능으로 볼 때, 스위프와 레이크 각도가 20° 인 튜브 축류팬이 가장 우수하다고 판단된다.

키워드 : 꾸랑수, 대규모 와 모사, 레이크, 스위프, 튜브 축류팬

Abstract : In this study, a 3D tube axial fan model designed based on the assumption of the total pressure ratio of blade span length was analyzed using large eddy simulation in an incompressible state by changing the sweep and rake angles. As a result, the maximum flowrate increases as the sweep and rake angles increase; however, the maximum static pressure decreases. In addition, the slope of the static pressure performance curve of the tube axial fan, which reflects the sweep and rake around the design flow rate of $1.35 \text{ m}^3/\text{min}$, is not more curved than otherwise, expanding the limit of stall. In addition, after the flow rate is $0.7 \text{ m}^3/\text{min}$, the static pressure and the static pressure efficiency are greatly improved with application of sweep and rake are applied. The highest static pressure efficiency appears at a further increased flowrate as the sweep and rake angles increase. In conclusion, considering the performance of static pressure and static pressure efficiency, it is judged that the tube axial fan with a sweep and rake angle of 20° is the best.

Key Words : Courant Number, Large Eddy Simulation (LES), Rake, Sweep, Tube Axial Fan

*† 김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,
군산대학교 기관공학 전공
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848
** 오석형(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) : 교수,
군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) :
Professor, Major of Marine Engineering, Kunsan National
University.
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848
**Seok-Hyung Oh(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) : Professor,
School of Mechanical Convergence System Engineering, Kunsan
National University.

— 기 호 설 명 —

- L : 동력(power) [W]
- Q : 유량 [m^3/min]
- N : 회전수 [rpm]
- p_s : 정압 [Pa]
- r : 축류팬 반경 [mm]
- r_h, r_t : 축류팬 허브(hub) 및 끝단(tip) 반경 [mm]
- T : 토크(torque) [N·m]
- t : 날개 두께 [mm]
- Z : 날개 수
- η_s : 정압효율 [%], $\{\eta_s = p_s Q / (2\pi NT)\}$
- ν : 허브비, $\{\nu = r_h / r_t\}$

1. 서 론

허브비가 낮은 축류팬(axial fan)의 날개 형상을 변화시켜 소음과 효율을 향상시키기 위해서는 날개 허브에서 끝단까지 스융(sweep)과 레이크(rake) 또는 린(lean)을 반영하는 방법이 있다.¹⁻⁹⁾ 여기서 스융은 날개 허브에서 끝단까지 각도로 주어지는데, 회전 방향으로 스융이 주어지는 전방(forward) 스융과 회전 반대 방향으로 스융이 주어지는 후방(backward) 스융으로 나누어진다. 또 레이크는 축 방향 상류 쪽이나 하류 쪽으로 경사 각도를 부여해 만들어진다.

Vad¹⁾, Neise²⁾, Khiabani 등³⁾과 Masi 등^{4,5)}은 낮은 회전 속도에서 공기역학적 손실을 저압 축류팬의 주요 소음원 중 하나로 간주하여 이를 극복하는 방법의 하나로 전방 스융은 경계층의 유체입자가 더 짧은 거리를 이동하여 날개 후단에 도달하도록 축류팬의 효율을 증대시키고, 실속(stall) 한계를 확장해 준다고 주장하였다. 또 Masi 등⁵⁾은 허브비가 낮은 축류팬에서 전방 스융이 순환(circulation) 구배가 높은 비자유 와류(non-free vortex) 축류팬에서 압력과 효율성을 모두 개선하는 효과를 보이며, 특히 자유 와류(free vortex) 축류팬에서는 실속 한계를 확장하여 저유량 성능을 개선한다고 밝혔다.^{6,7)} 또 Vad⁸⁾는 스융이 날개 끝

단에서 누설과 표면 마찰손실을 감소시킨다고 밝혔다. 또 Seo 등⁹⁾은 스융이 축류팬의 공력 성능 곡선상의 저유량 영역에서 성능을 확장시키며, 린은 축류팬 내부에서 축 방향 속도성분을 날개 스패(span) 방향으로 균일화시키고, 날개 끝단 와류를 감쇄하는 한편, 반경 방향 속도성분의 기울기를 변경시킴으로써 회전에 의한 날개 내부의 2차 유동(secondary flow)에 영향을 미치고, 스융과 린이 날개 흡입면 허브 근처에서의 유동 박리와 날개 끝단 영역에서 누설 와류를 약화하는 데 효과가 있다고 주장하였다.

지난 연구¹⁰⁾에서는 Pascu¹¹⁻¹²⁾가 제안한 설계 방법을 적용하여 날개 스패(span) 방향으로 허브에서의 전압(total pressure)에 대한 반경별로 형성된 전압의 비율을 임의 와류유동으로 가정한 후 허브비를 매개변수로 하는 하나의 함수(function)를 만들어 날개 출구각도를 구하여 외경이 110 mm, 허브 직경이 45 mm, 허브비 ν 가 0.409인 튜브(tube) 축류팬을 설계한 바 있다.

이번 연구에서는 이 튜브 축류팬을 가지고 전방 스융과 레이크각을 같은 각도로 10°, 20°, 30° 씩 3가지로 반영하였을 때 나타난 공력 성능을 분석하여 스융과 레이크각이 튜브 축류팬의 공력 성능 곡선에 어떤 영향을 미치는지를 검토하고자 한다. 이를 위해 과거 연구¹³⁾에서 축류팬의 공력 성능을 효과적으로 예측하였던 대규모 와 모사(LES, Large Eddy Simulation)를 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹⁴⁾를 통해서 시도하였다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 4가지 종류의 스융과 레이크각을 반영한 3차원 튜브 축류팬 형상들을 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 모형화한 그림이다. 여기서 스융각은 회전방향으로 주어졌으며, 레이크각은 유동 축 방향 상류쪽으로 반영되었다.

또 Fig. 2는 Fig. 1의 모든 튜브 축류팬들을 LES로 해석하기 위해 사용한 팬테스터(fan tester) 모

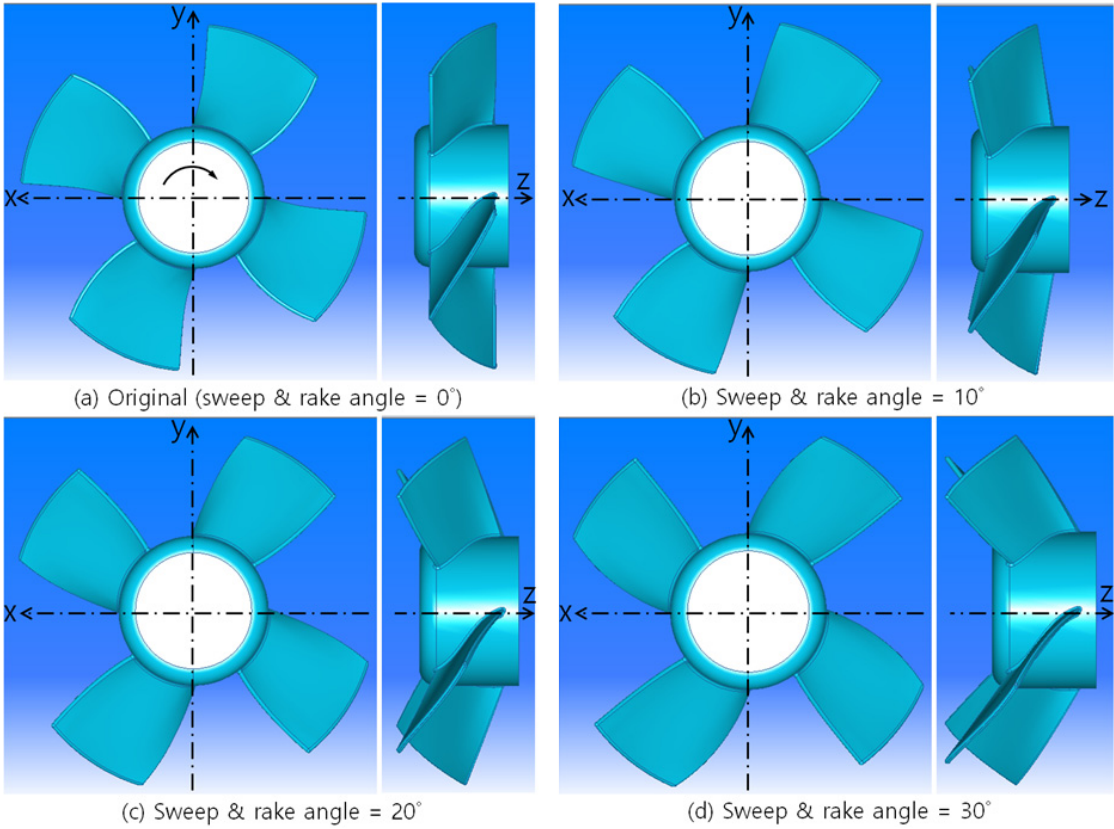


Fig. 1 Configurations of tube axial fan according to the variation of sweep and rake angle

델의 크기와 수치해석을 위한 경계조건을 나타낸 그림이다. 여기서 웬테스터 공간을 구성하는 챔버(chamber)는 벨마우스와 튜브를 설치한 벽면을 기준으로 앞뒤에 2개의 원통을 붙였으며, 그 크기는 각각 반경 500 mm, 길이 1,000 mm이다. 이것은 축류팬의 주 유동이 계산영역의 크기에 크게 영향을 받지 않도록 튜브 축류팬의 직경대비 약 9배 이상으로 키운 크기이다.^{10,13)}

Fig. 3은 Fig. 1(a)의 튜브 축류팬을 포함한 웬테스터 챔버의 계산영역을 위해 만들어진 비정형 격자(unstructured mesh) 형상을 나타낸 그림이다. 참고로 이 형상은 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹⁴⁾의 전처리 소프트웨어를 이용하여 각각의 웬테스터 표면들에 경계조건들을 부여한 다음, 격자 크기를 제어하는 "Octree" 기능을 이용하여 각각의 튜브 축류팬을 포함하는 회전부 영역으로 갈수록 격자 크기를 더 작게 선택하여 팬 자체의 최소격자 크

기가 약 0.684 mm가 될 때까지 점차 세분화하였다.^{10,13)} 그 결과, 요소(element) 총수와 교점(node) 총수는 각각 Table 1과 같이 생성되었다.

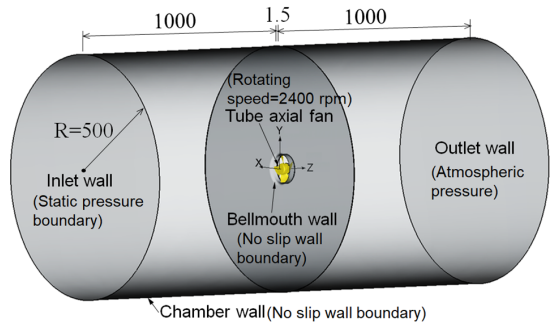


Fig. 2 Geometry configuration of a fan tester for the numerical analysis of tube axial fan [unit : mm]

Table 1 Mesh characteristics of a fan tester

Sweep & rake angle	Total element number	Total node number	Max. size	Min. size
0°	18,214,618	3,361,021	43.78 mm	0.684 mm
10°	19,228,461	3,546,265		
20°	20,902,920	3,859,729		
30°	24,883,990	4,575,893		

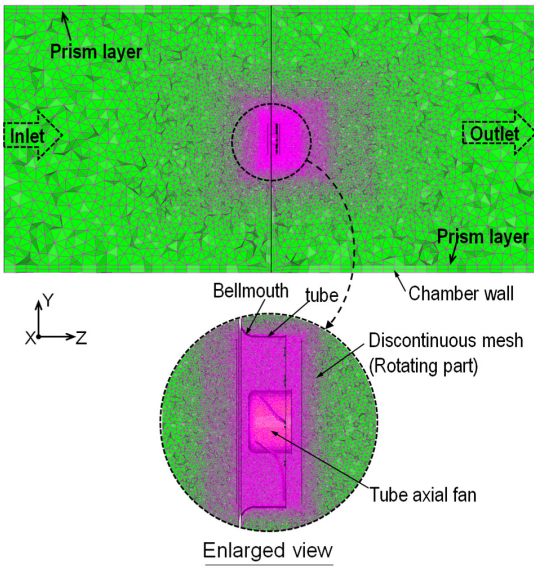


Fig. 3 Mesh configuration of a fan tester for the numerical analysis of tube axial fan

여기서 스융과 레이크각이 증가함에 따라 Fig. 1에서 보는 바와 같이 날개 형상이 더 커지게 되므로 이를 반영한 격자수는 더 커지게 됨을 알 수 있다. 이와 같은 격자 요소 숫자의 생성 방법은 LES가 격자의 형상비에 매우 민감해하므로 각 방향으로 향한 격자 크기는 벽에 수직인 방향으로 향한 크기와 일치해야 하는 조건을 따랐다.

따라서 LES 해석에서는 해의 정확성과 안정성을 확보하기 위해 격자 요소의 크기가 분해할 수 있는 난류 와(eddy)의 크기에 밀접하게 연관되기 때문에, 격자의 미소 크기와 균일한 형상비만 확보된다면 RANS보다도 더 정확하게 난류 운동의

미소 크기들을 포착할 수 있다.¹⁴⁾ 이와 같은 방법으로 격자를 생성하여 LES의 해석에서 공력 성능을 확인한바 실험값과 잘 일치하였다.¹³⁾ 여기서 튜브 축류팬을 에워싼 회전부 영역인 불연속 격자(discontinuous mesh) 내부는 팬의 회전효과가 적용되는 미끄럼(sliding) 격자의 영역이다. 또 해의 수렴성을 높이기 위해 고체(solid)와 유체가 접하는 경계면인 튜브 축류팬과 벨마우스, 튜브 및 챔버 벽면들의 표면에는 기본적으로 주어지는 2개의 프리즘층(prism layer)을 각각 넣었다.¹⁴⁾

2.2 수치기법

Fig. 2의 팬테스터 챔버를 구성하는 표면들의 경계조건들을 살펴보면, 먼저 벨마우스와 튜브 및 챔버 표면들의 고체 벽면은 모두 마찰력을 갖는 점착(no-slip) 조건으로 설정하였다. 또 입구의 벽면은 압력변화를 반영할 수 있도록 정압력 조건으로, 그리고 출구의 벽면은 대기압 조건으로 각각 설정하였다.^{10,13)} 또 튜브 축류팬의 회전수는 2,400 rpm으로, 그리고 회전 방향은 시계방향으로 각각 설정하여 회전체 해석조건¹⁴⁾인 Moving mesh를 반영하였다.

한편, LES 해석에서 사용한 아격자 척도(sub-grid scale) 난류 모델에는 Dynamic Smagorinsky 모델을 사용하였으며, 시간 미분(derivative) 항은 2차 음함수기법(2nd order implicit scheme)을, 그리고 대류항(convection)은 2차 중앙차분기법(2nd order central difference scheme)을 각각 적용하였다. 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다. 여기서 초기시간 간격(initial time step)은 회전수 2,400 rpm에 대한 튜브 축류팬의 원주속도와 최소격자 크기를 고려하여 4.95×10^{-5} 초로 정하였으며, 해석 결과가 어떠한 시간 간격(time interval)에도 영향을 받지 않도록 꾸랑수(Courant number)¹⁴⁾는 1로 정하였다. 이를 토대로 반복 계산은 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 10만 회까지 비정상상태로 해석한 다음, 마지막 결과를 바탕으로 다시 앙상블(ensemble) 평균계산을 10만 회 더 해석하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 날개 형상의 비교

Fig. 4는 Fig. 1에 나타난 튜브 축류팬들의 날개 허브에서 끝단까지 날개 캠버(camber) 형상 자료를 나타낸 그림이다. 여기서 Fig. 4(a)는 Table 2의 설계 명세로 만들어진 날개 캠버 형상 자료이며, 나머지는 Fig. 4(a)를 바탕으로 스윙과 레이크각을 3가지로 변화시켜 만들어진 캠버 형상 자료들이다.

Fig. 4에서 스윙과 레이크각이 동시에 증가하면, 원래의 튜브 축류팬은 날개허브에서 끝단으로 갈수록 축 방향 및 횡 방향으로 동시에 길어져 변한다. 따라서 스윙과 레이크각이 동시에 증가하면, Fig. 4의 왼쪽 아래쪽에서 나타나는 날개허브에서 끝단까지 반경별로 형성하는 날개의 출구¹⁰⁾ 간격은 스윙과 레이크각이 30°에서 가장 작게 분

Table 2 Design specification of tube axial fan

Item	Specification
Flowrate, Q [m ³ /min]	1.35
Number of revolution, N [rpm]	2400
Tip radius, r_t [mm]	55
Hub radius, r_h [mm]	22.5
Blade thickness, t [mm]	1.5
Blade number, Z	4

포하며, Fig. 4의 오른쪽 위쪽에서 나타나는 날개 허브에서 끝단까지 반경별로 형성하는 날개의 입구¹⁰⁾ 간격은 20°에서 가장 작게 분포한다.

3.2 공력성능 분포

Fig. 5는 스윙과 레이크 각도가 모두 다른 Fig. 1의 튜브 축류팬을 웬테스터로 공력 성능을 예측

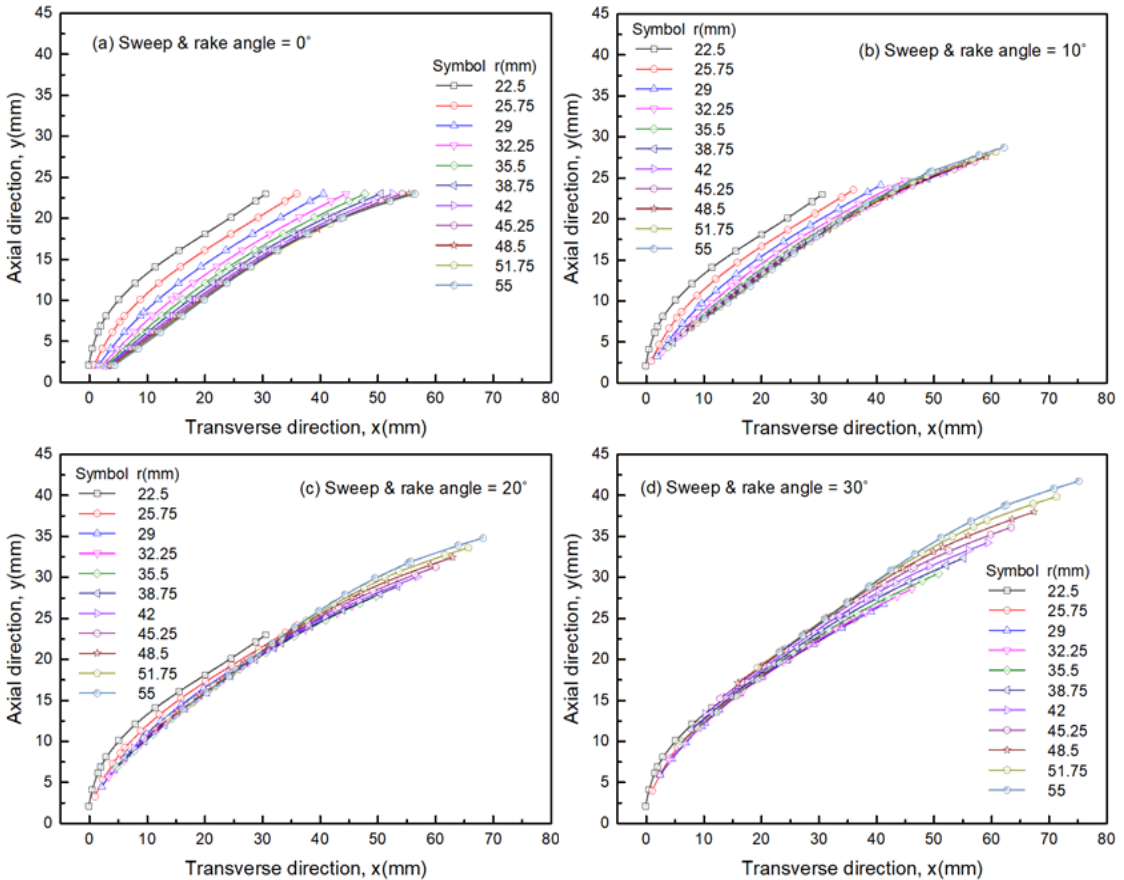


Fig. 4 Calculated blade camber shape of tube axial fan according to the change of sweep and rake angle

하기 위해서 참고로 Fig. 1(a)의 튜브 축류팬을 벨 마우스에 설치한 조건을 나타낸 그림이다. 여기서 나머지 튜브 축류팬도 Fig. 5와 같은 설치조건을 따랐다. 다만 벨마우스에 연결된 튜브는 스위프와 레이크 각도가 증가함에 따라 축 방향으로 늘어나는 날개폭에 따라 튜브 길이를 조정하여 날개 모두가 튜브 내에 설치되도록 하였다.

Fig. 6은 스위프와 레이크각의 변화에 따라 튜브 축류팬을 LES로 예측한 유량 대비 정압 분포들을 나타낸 그림이다. 여기서 스위프와 레이크각이 증가함에 따라 최대유량은 증가하지만, 최대정압은 감소함을 알 수 있다. 유량 $Q \approx 0.4 \text{ m}^3/\text{min}$ 이전에서 정압 성능은 스위프와 레이크각이 반영되지 않은 경우가 가장 높은 값을 보여 주나, 유량 $Q \approx 0.7$

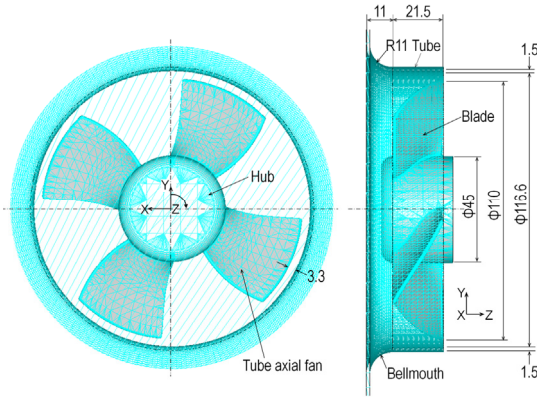


Fig. 5 Geometry configurations of tube axial fan [unit : mm]

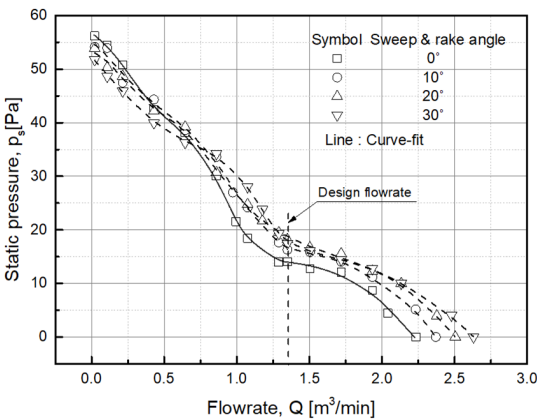


Fig. 6 Static pressure profiles versus flowrate

Table 3 Performance data at design flowrate

Item	Angle of sweep and rake			
	0°	10°	20°	30°
p_s [Pa]	14.04	16.28	18.2	17.47
L [W]	1.058	1.138	1.222	1.284
η_s [%]	29.83	32.15	33.47	30.58

m^3/min 이후부터는 스위프와 레이크각이 부여되었을 때 정압 성능이 크게 개선됨을 알 수 있다. 특히 설계유량인 $Q=1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 을 전·후로 스위프와 레이크각이 주어졌을 때 정압 성능 곡선의 기울기는 그렇지 않은 경우보다 더 굴곡지지 않았는데, 이것은 Vad¹⁾, Neise²⁾, Khiabani 등³⁾과 Masi 등^{4,5)}이 주장한 것과 같이 압력을 개선시켜 실속의 한계를 확장해 준 결과라고 볼 수 있다.

Fig. 7은 스위프와 레이크각의 변화에 따라 튜브 축류팬을 LES로 예측한 유량 대비 동력 분포들을 나타낸 그림이다. 스위프와 레이크각이 주어졌을 때, 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 을 전·후로 동력은 스위프와 레이크각이 없을 때보다 더 작거나 크게 분포됨을 알 수 있다. 특히 Table 3에서 알 수 있는 바와 같이 설계유량 $Q \approx 1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 동력은 스위프와 레이크각이 증가함에 따라 증가하는데, 이것은 튜브 축류팬의 날개 표면적이 더 커지기 때문에 발생한 결과로 판단된다.

한편, Table 3은 설계유량인 $Q=1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 성능자료를 나타낸 표이다. 여기서 정압 성능은 스위프와 레이크각이 20°일 때가 가장 우수하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 스위프와 레이크각의 변화에 따라 튜브 축류팬을 LES로 예측한 유량 대비 정압 효율의 분포들을 나타낸 그림이다. 정압 효율 분포 역시 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 이후에는 스위프와 레이크각이 적용되었을 때 크게 개선됨을 알 수 있다. 이것 역시 Vad¹⁾, Neise²⁾, Khiabani 등³⁾과 Masi 등^{4,5)}이 주장한 바와 일치한다. 특히 최고 정압 효율은 스위프와 레이크각이 증가함에 따라 더 증가한 유량에서 나타난다. 또 Table 3에서 알 수 있는 바와 같이 설계유량 $Q \approx 1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 정압 효율은 스위프와 레이크각이 20°에서 가장 크게 나타난다.

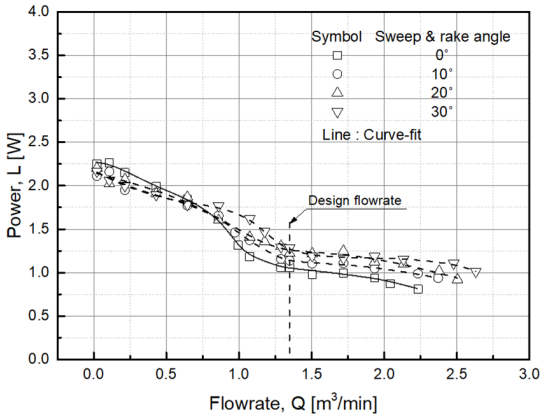


Fig. 7 Power profiles versus flowrate

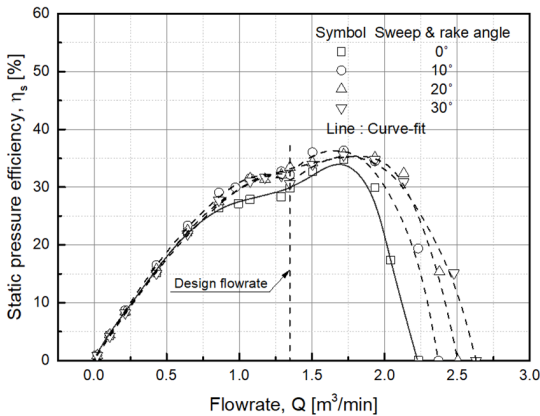


Fig. 8 Static pressure efficiency profiles versus flowrate

위의 결과들을 종합하면, 정압과 정압 효율의 성능으로 볼 때, 이번 연구의 튜브 축류팬에 스윙과 레이크각을 부여할 때는 20°가 가장 우수하다고 판단된다.

4. 결론

스팬 길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 3차원 튜브 축류팬의 모델을 스윙과 레이크각을 변화시켜 비압축성 상태에서 LES로 해석한 결과는 다음과 같다.

1) 스윙과 레이크각이 증가함에 따라 최대유량

은 증가하지만, 최대정압은 감소한다. 또 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 이후에는 정압과 정압효율 분포는 스윙과 레이크각이 부여되었을 때 크게 개선되며, 최고 정압 효율은 스윙과 레이크각이 증가함에 따라 더 증가한 유량에서 나타난다.

2) 설계유량인 $Q = 1.35 \text{ m}^3/\text{min}$ 을 전·후로 스윙과 레이크각이 반영된 튜브 축류팬의 정압 성능 곡선의 기울기는 그렇지 않은 경우보다 더 굴곡지지 않아 실속의 한계를 확장해 준다.

3) 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 이전의 동력은 스윙과 레이크각이 없을 때 가장 크게 분포되며, 유량 $Q \approx 0.7 \text{ m}^3/\text{min}$ 이후의 동력은 스윙과 레이크각이 반영될 때 스윙과 레이크각이 없을 때보다 더 크게 분포된다.

4) 정압과 정압 효율의 성능으로 볼 때, 스윙과 레이크 각도가 20°인 튜브 축류팬이 가장 우수하다고 판단된다.

Author contributions

J. K. Kim; Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Funding acquisition, Investigation, Project administration, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing. S. H. Oh; Methodology, Software, Resources.

References

1. J. Vad, 2008, "Aerodynamic Effects of Blade Sweep and Skew in Low-Speed Axial Flow Rotors at the Design Flow Rate: An Overview", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 222(1), 69-85. (DOI:10.1243/0957650JPE471)
2. W. Neise, 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods", International Symposium on Fan Noise, Publications CETIM, Senlis, France, 45-56.

3. A. Khiabani and D. A. Alanis, 2020, "Cooling Fan Optimization for Heavy Electrified Vehicles - A Study on Performance and Noise", Master's Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
4. M. Masi, A. Lazzaretto and S. Castegnaro, 2018, "Effectiveness of Blade Forward Sweep in a Small Industrial Tube-Axial Fan", International Conference on Fan Noise, Aerodynamics, Applications and Systems, Darmstadt, Germany, FAN 2018, April. 1-12.
5. M. Masi and A. Lazzaretto, 2015, "A Simplified Theory to Justify Forward Sweep in Low Hub-to-Tip Ratio Axial Fan", Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. Montréal, Canada, June 15-19, Paper No. GT2015-43029, V001T09A011. (DOI:10.1115/GT2015-43029)
6. A. Corsini and F. Rispoli, 2004, "Using Sweep to Extend the Stall-Free Operational Range in Axial Fan Rotors", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 218(3), 129-139. (DOI:10.1243/095765004323049869)
7. M. B. Wilkinson, 2017, "The Design of an Axial Flow Fan for Air-Cooled Heat Exchanger Applications", Master Degree Thesis, Stellenbosch University, South Africa.
8. J. Vad, 2012, "Forward Blade Sweep Applied to Low-Speed Axial Fan Rotors of Controlled Vortex Design: An Overview", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 135(1), Paper No. GPT-12-1152, 012601-1:012601-9. (DOI:10.1115/1.4007428)
9. S. J. Seo, S. M. Choi and K. Y. Kim, 2006, "Design of an Axial Flow fan with Shape Optimization", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers (B), 30(7), 603-611.
10. J. K. Kim and S. H. Oh, 2022, "Design and Aerodynamic Performance Estimation of an Axial Fan according to the Total Pressure Ratio of Blade Span Length", Journal of Power System Engineering, 26(1), 29-37. (DOI:10.9726/kspse.2022.26.1.029)
11. M. T. Pascu, 2009, "Modern Layout and Design Strategy for Axial Fans", Ph.D. Thesis, Institute of Fluid Mechanics LSTM Erlangen- Nuremberg University, Erlangen, Germany.
12. M. Pascu, M. Miclea, P. Eppele, A. Delgado and F. Durst, 2009, "Analytical and Numerical Investigation of the Optimum Pressure Distribution along a Low-Pressure Axial Fan Blade", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 643-657. (DOI:10.1243/09544062JMES1023)
13. J. K. Kim and S. H. Oh, 2015, "Large Eddy Simulation on the Aerodynamic Performance of Three-Dimensional Small-Size Axial Fan with the Different Depth of Bellmouth", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 19(6), 19-25. (DOI:10.9726/kspse.2015.19.6.019)
14. SC/Tetra(Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.