

대규모 와 모사를 통한 운전부하가 튜브 축류팬의 난류유동장 분포양상에 미치는 영향 분석

Analysis of the Effect of Operating Load on the Turbulent Flow Field Distribution of Tube Axial Fan through Large Eddy Simulation

김장권*† · 오석형**

Jang-Kweon Kim* and Seok-Hyung Oh**

(Received 24 July 2023, Revision received 19 January 2024, Accepted 22 January 2024)

초록 : 이번 연구에서는 스펠길이의 전압력비를 가정하여 설계된 튜브 축류팬의 3차원 모델을 비압축성 상태에서 대규모 와 모사로 해석하였다. 여기서 운전부하가 튜브 축류팬의 난류유동장에 미치는 영향을 분석하였다. 그 결과, 튜브 축류팬의 벨마우스와 날개 끝단부 틈새로부터 역류하는 누설은 운전부하가 커지면 발생하는데 그 강도는 프로펠러형 축류팬의 경우보다 약하다. 또한 하류로 발달하는 튜브 축류팬의 유동은 운전부하가 커지면 축방향에서 반경방향으로 확산하여 발달하나 날개가 튜브로 감싸져 있으므로 프로펠러형 축류팬의 경우와 달리 여전히 축방향 흐름을 유지한다. 또 운전부하가 증가할수록 튜브에 에워싸여 발달하는 튜브 축류팬의 난류운동에너지와 와도 크기 분포는 모두 하류에서 허브 영향은 사라짐과 동시에 축방향으로 현저히 수축하면서 반경방향으로 퍼져 매우 불규칙하게 분포된다.

키워드 : 꾸랑수, 튜브 축류팬, 대규모 와 모사, 비자유 와류 흐름, 전압비

Abstract : In this study, the three-dimensional model of the tube axial fan designed by the assumption of the total pressure ratio of the span length was analyzed by large eddy simulation in an incompressible flow. Here, the effect of operating load on the turbulent flow field of a tube axial fan was analyzed. As a result, back-flow leakage from the gap between the bell-mouth and the end of the blade of the tube axial fan occurs when the operating load increases, and its intensity is weaker than that of the propeller type axial fan. In addition, the flow of the tube axial fan that develops downstream spreads from the axial direction to the radial direction when the operating load increases; however, the axial flow is still maintained unlike the case of the propeller type axial fan since the blades are wrapped with tube. Also, as the operating load increases, both the turbulent kinetic energy and the vorticity magnitude distribution of the tube axial fan, which develop surrounded by the tube, are very irregularly distributed, spreading in the radial direction while significantly contracting in the axial direction while the effect of the hub disappears downstream.

Key Words : Courant Number, Tube Axial Fan, Large Eddy Simulation (LES), Non-Free Vortex Flow, Total Pressure Ratio

*† 김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,
국립군산대학교 기관공학과

E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

**오석형(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) : 교수,
국립군산대학교 기계융합시스템공학부

*† Jang-Kweon Kim(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) :
Professor, Department 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 —

KE	: 난류운동에너지 [m^2/s^2], $\{KE = \frac{1}{2}(v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)\}$
N	: 회전수 [rpm]
p_s	: 정압 [N/m^2]
Q	: 풍량 [m^3/min]
T	: 토크(torque) [$\text{N}\cdot\text{m}$]
v_x, v_y, v_z	: x, y, z방향 성분의 변동속도 [m/s]
η_s	: 정압효율 [%], $\{\eta_s = p_s Q / (2\pi NT)\}$
ν	: 허브비, $\{\nu = r_h / r_t\}$
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$	: x, y, z방향 성분의 와도(vorticity) [s^{-1}]
ω	: 와도 크기 [s^{-1}], $\{\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}\}$

1. 서 론

냉장고, 컴퓨터, 에어컨, 자동차, 선박, 건물, 도로 터널(tunnel) 등에서 공기 순환을 위해 널리 활용되고 있는 축류팬(axial fan)은 회전하는 다수 개의 날개가 붙은 임펠러(impeller)와 고정된 링(ring) 혹은 벨마우스(bellmouth)나 튜브(tube) 혹은 원형 덕트(duct)로 구성되어 주로 허브 비에 의해서 그 쓰임새가 구분된다. Keklikoglu¹⁾와 Bleier²⁾에 의하면, 프로펠러(propeller)형 축류팬에서 사용하는 허브비 ν 는 대체로 0.3 미만이고, 튜브 축류팬의 경우 0.3~0.5이며, 베인(vane) 축류팬의 경우는 0.5~0.8이다. 이것은 상승하는 정압의 크기에 따른 순서이기도 하다.²⁾ 여기서 프로펠러형 축류팬은 주로 링이나 벨마우스와 결합하여 사용되며, 튜브 축류팬이나 베인 축류팬은 튜브나 원형 덕트와 결합하여 사용된다.

지난 연구³⁾에서는 Pascu⁴⁻⁶⁾가 제안한 스펜(span) 방향으로 허브에서의 전압력에 대한 반경별 전압력 비율을 임의의 와류유동으로 가정하여 허브 비를 매개변수로 하는 일종의 함수를 가지고 날개출구각도를 구하는 방식을 사용하여 외경이 110 mm이고, 허브 비가 0.409인 튜브 축

류팬을 설계하였다. 또한 대규모 와 모사(LES, Large Eddy Simulation)^{3,7-10)}의 전산유동해석을 통해 설계된 튜브 축류팬의 공력 성능이 기존 축류팬의 경우와 유사함을 밝혀 Pascu⁴⁻⁶⁾가 제안한 튜브 축류팬의 설계방식이 유용하다고 평가한 바가 있다.

특히 지난 연구³⁾에서는 풍량대 정압의 크기가 변하는 운전점, 즉 운전부하(operating load)에 따른 공력 성능만을 주로 분석하였기 때문에, 튜브 축류팬이 갖는 운전부하에 따른 난류유동장의 고유한 분포 특징을 살펴볼 필요가 없었다.

따라서 이번 연구에서는 지난 연구³⁾의 후속 연구로서 운전부하가 고유량에서 저유량으로 변화함에 따라 LES로 각각 해석한 벡터(vector) 분포, 난류운동에너지 분포 및 와도 크기 분포 특성들이 어떤 양상으로 나타나는지를 분석하여 기존 프로펠러형으로 사용되는 축류팬^{3,7-10)}의 난류유동장 특성들과 비교하여 튜브 축류팬만이 갖는 고유한 난류유동장 분포 특성들을 밝히고자 한다.

한편, 이번 연구의 LES 해석에는 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어로 SC/Tetra¹¹⁾를 사용하였다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 지난 연구³⁾에서 Table 1의 제원으로 설계하여 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 모델링한 3차원 튜브 축류팬의 형상을 수치해석에 반영하기 위해 사용한 기하학적 치수를 나타낸 그림이다. 또 Fig. 2는 Fig. 1의 튜브 축류팬을 LES로 해석하기 위해 사용한 팬테스터(fan tester)의 크기와 수치해석의 경계조건을 나타낸 그림이다. 여기서 팬테스터용 챔버(chamber)는 벨마우스를 설치한 벽면을 기준으로 앞뒤에 2개의 원통형 챔버를 붙였으며, 그 크기는 각각 반경 500 mm, 길이 1,000 mm이다. 이것은 튜브 축류팬의 주 유동이 계산영역의 크기에 영향을 받지 않도록 튜브 축류팬의 직경대비 약 9배 이상으로 키운 크기이다.^{3,7-10)}

Table 1 Design specification of tube axial fan

Item	Specification
Flowrate, Q [m^3/min]	1.35
Number of revolution, N [rpm]	2,400
Tip radius, r_t [mm]	55
Hub radius, r_h [mm]	22.5
Blade thickness, t [mm]	1.5
Blade number, Z	4

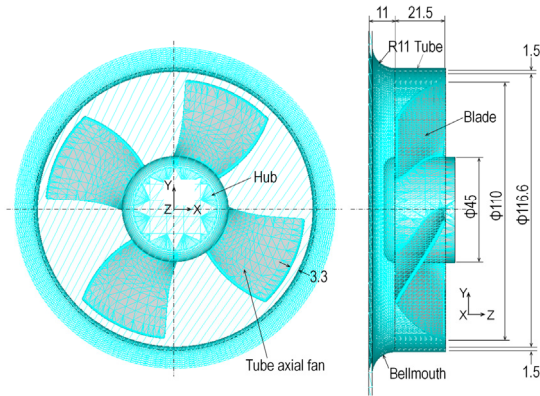


Fig. 1 Geometry configuration of tube axial fan

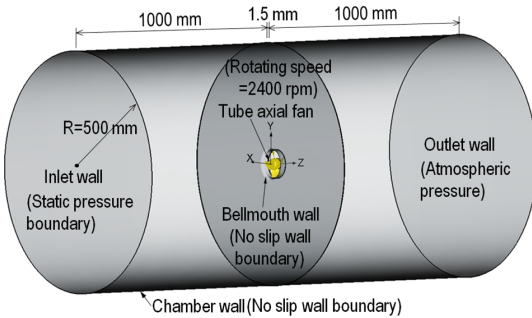


Fig. 2 Geometry configuration of a fan tester for the numerical analysis of tube axial fan

Fig. 3은 튜브 축류팬을 포함한 팬테스터 챔버의 계산영역을 위해 만들어진 비정형 격자(mesh) 형상을 나타낸 그림이다. 이 형상은 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹¹⁾의 전처리 소프트웨어를 이용하여 각각의 팬테스터 표면들에 맞는 경계조건들을 부여한 다음, 격자 크기를 제어하는 "Octree" 기능

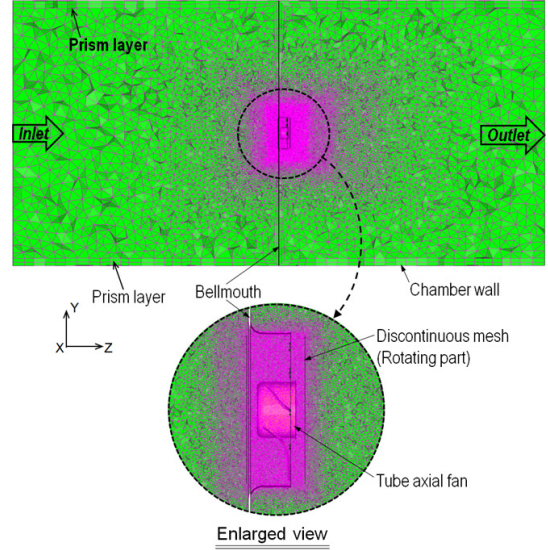


Fig. 3 Mesh configuration of a fan tester for the numerical analysis of tube axial fan

을 이용하여 튜브 축류팬을 포함한 회전부 영역으로 갈수록 팬 자체의 최소격자 크기가 약 0.684 mm가 될 때까지 격자 크기를 점차 더 작게 세분화하였다. 그 결과, 요소(element)와 교점(node)의 총수는 각각 약 1,921만 개와 약 348만 개가 생성되었다. 이와 같은 격자 요소 숫자의 생성 방법은 공력 성능의 실험값과 잘 일치한 LES의 해석^{3,9)}에서 사용하였던 방식과 일치한다. 여기서 튜브 축류팬을 에워싼 회전부 영역인 불연속격자(discontinuous mesh) 내부는 팬의 회전효과가 적용되는 미끄럼(sliding) 격자의 영역이다. 또 튜브 축류팬과 벨마우스, 튜브 및 챔버 벽면들의 표면에는 해의 수렴성을 높이기 위해 모두 2개의 프리즘층(prism layer)을 각각 넣었다.^{3,7-10)}

2.2 수치기법

Fig. 2의 팬테스터를 구성하는 벨마우스와 튜브 및 챔버 표면들의 고체 벽면은 모두 점착(non slip) 경계조건으로 설정하였다. 또 입구의 벽면은 압력변화를 반영할 수 있도록 정압 조건으로, 그리고 출구의 벽면은 대기압 경계조건으로 각각 설정하였다. 또 튜브 축류팬의 회전수는 2,400 rpm

을 적용하였으며, 회전 방향은 시계방향으로 설정하여 회전체 조건¹¹⁾을 반영하였다.

LES 해석에 필요한 아격자 척도(subgrid-scale) 모델은 동적(dynamic) Smagorinsky 모델을 사용하였으며, 시간 미분(differential) 항은 2차 음함수 기법(2nd order implicit scheme)을, 그리고 대류(convection) 항은 2차 중앙차분 기법(2nd order central difference scheme)을 각각 적용하였다.¹¹⁾ 또 이산화(discretization)된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였다.¹¹⁾ 여기서 초기시간 간격(initial time step)은 회전수 2,400 rpm에 대한 튜브 축류팬의 원주속도와 최소격자 크기를 고려한 4.95×10^{-5} 초로 정하였으며, 어떠한 시간간격(time interval)에도 해석결과가 영향을 받지 않게 하려고 쿠랑수(Courant number)는 1로 설정하였다.¹¹⁾ 이를 토대로 이번 연구에서는 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 10만 회까지 비정상상태로 해석한 다음 그 결과를 가지고 다시 앙상블(ensemble) 평균계산을 10만 회 더 진행하여 그 결과를 분석에 사용하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 벡터 분포

Fig. 4는 튜브 축류팬의 풍량 변화에 따른 정압과 정압효율을 동시에 나타낸 공력 성능의 그림이다. 여기서 운전점 D는 Table 1에서 제시한 설계 운전점으로 정압은 약 $14 \text{ N/m}^2(\text{Pa})$ 와 정압효율은 약 29.8%를 각각 나타낸다. 그러나 최대 정압효율은 풍량 $Q \approx 1.72 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 약 35%를 발휘한다. 또 나머지 운전점들에 대한 공력 성능 자료는 모두 Table 2에 나타내었다. 한편, Fig. 4에서 나타낸 튜브 축류팬의 공력 성능은 Fig. 5와 같이 벨마우스만으로 팬 날개 깊이 일부만을 감싸는 전형적인 프로펠러형 축류팬의 공력 성능⁷⁻⁹⁾과 매우 유사함을 알 수 있다.

Fig. 6은 운전 부하별로 형성된 튜브 축류팬 후류의 유동장 특징을 파악하기 위해 Fig. 4에서 제시한 10개의 운전점들(A~J) 중에서 그 특징이 뚜렷이 변하는 주요 벡터 분포들만을 나타낸 그림

Table 2 Aerodynamic performance data at operating points selected in Fig. 4

Operating point	Q [m ³ /min]	p_s [Pa]	η_s [%]
A	2.2327	0	0
B	1.933	8.705	29.929
C	1.5034	12.7469	32.659
D	1.3483	14.041	29.833
E	1.2887	13.967	28.313
F	0.9935	21.545	27.146
G	0.8591	30.072	26.424
H	0.4295	42.404	15.243
I	0.2148	50.813	8.4555
J	0.0215	56.197	0.8942

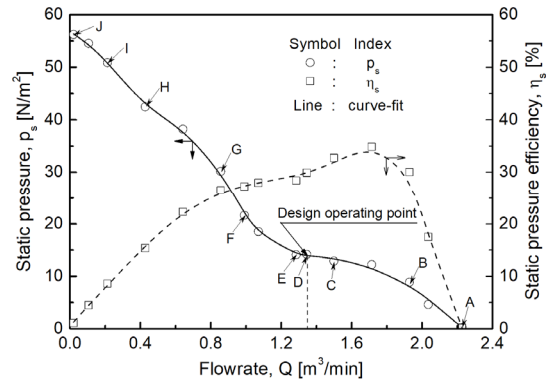


Fig. 4 Aerodynamic performance of tube axial fan

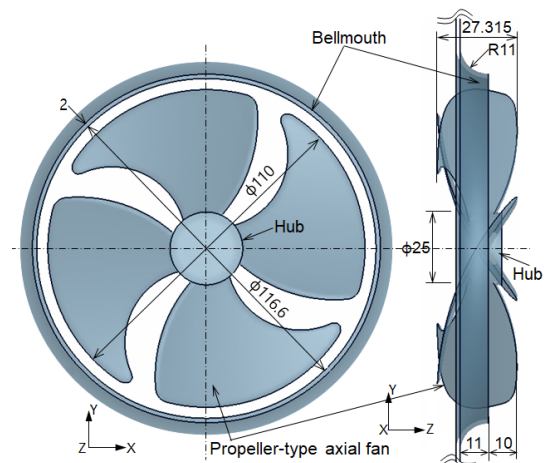


Fig. 5 Geometry configurations of axial fan

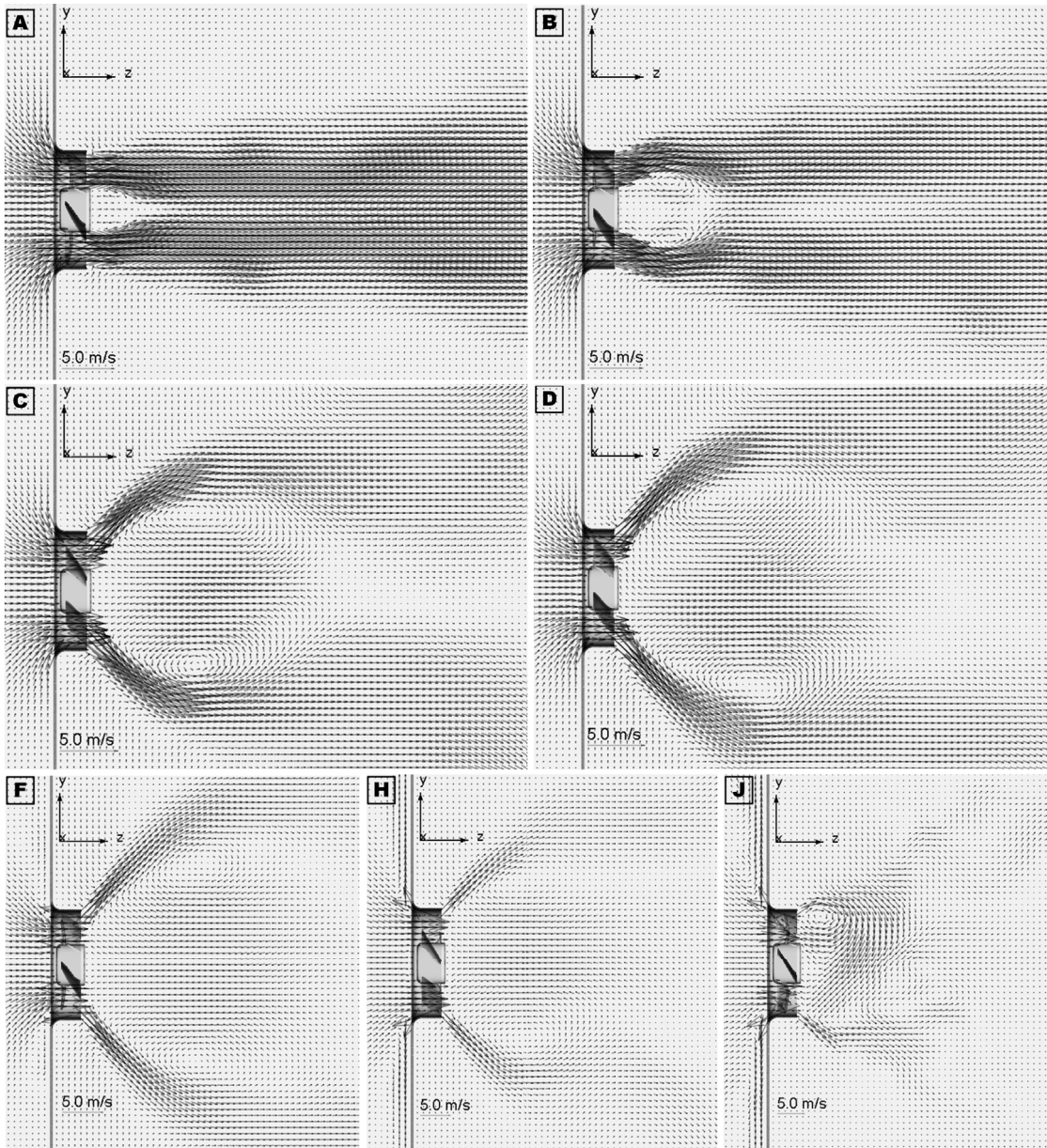


Fig. 6 Vector profiles obtained by the LES analysis of tube axial fan

이다. 최대유량의 운전점 조건 A에서 나타난 튜브 축류팬의 후류는 허브와 날개면에 각각 작용하는 압력 차이로 인해 허브 하류 일부에서만 역류(reverse flow)를 보이며 매우 작은 속도 크기를 갖지만, 허브 반경을 벗어나 날개 끝단까지 형성된 속도가 큰 유동은 하류 방향을 향해 똑바로 진행하는 전형적인 축류유동을 나타낸다. 이와 같은

현상은 Fig. 5에서 보인 전형적인 프로펠러형 축류팬의 것과 유사하다.⁸⁾ 그러나 Fig. 4에서 보여준 정압이 커지면, 이것이 튜브 축류팬의 입·출구 사이에서 일종의 부하로 작용하므로 운전점 B에서 보인 튜브 축류팬의 후류는 축류유동을 유지하면서도 반경방향으로 더 확산된 모습을 보인다. 특히 허브 후류 영역은 크게 넓어진 모습으로 역유

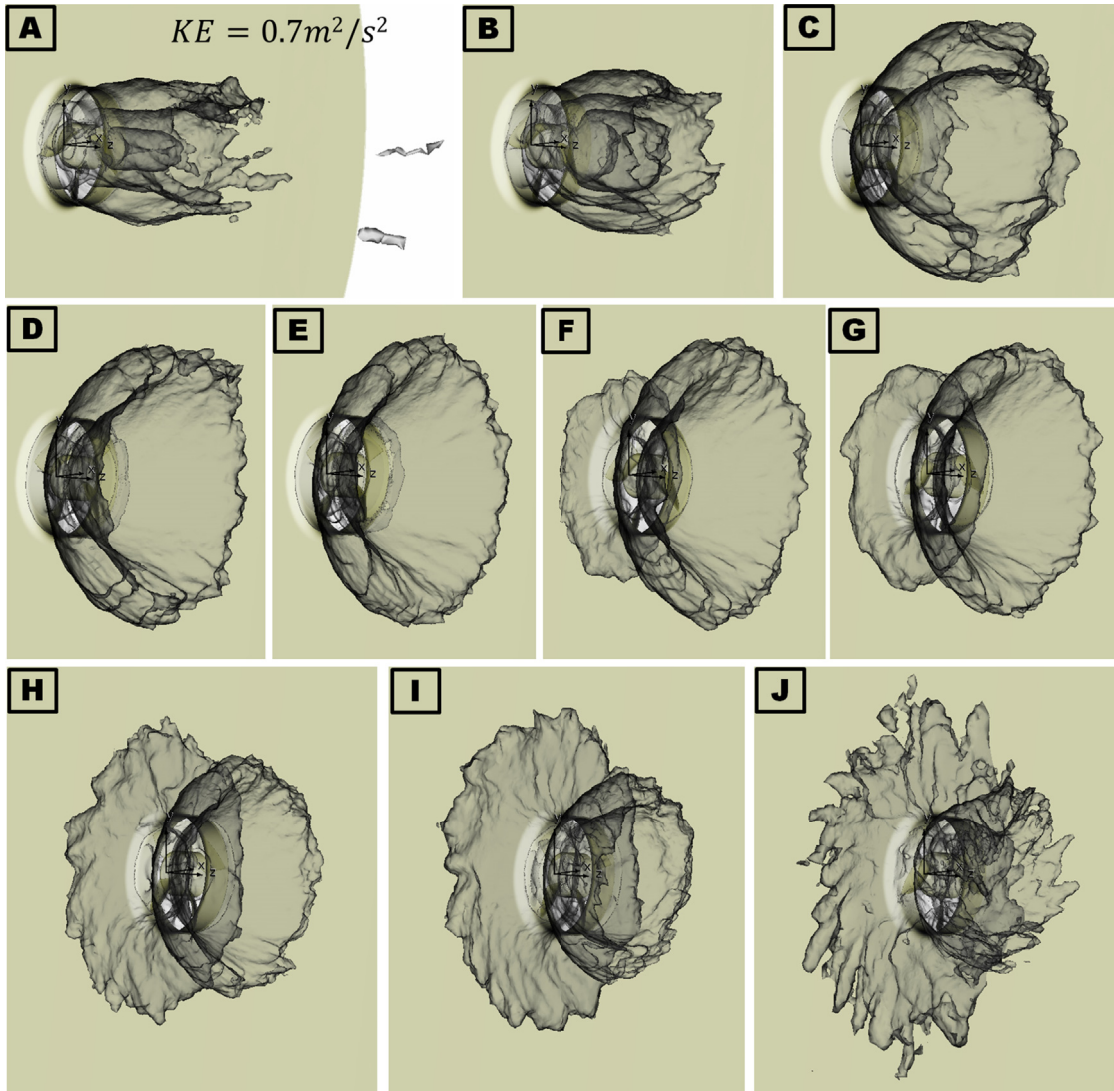


Fig. 7 Iso-surface profiles of turbulent kinetic energy obtained by the LES analysis of tube axial fan

동을 형성하는 반면, 축방향으로 흐르는 속도가 센 주류 내부에는 재순환유동(recirculation flow)도 존재한다. 또한 운전점 B를 벗어나 정압이 더 상승한 설계 운전점 D까지의 후류는 속도가 센 주류가 축방향으로 더 뺄어가지 못하고 축방향의 속도는 반경방향으로 더욱 확산되는 만큼 실속이 이뤄져 발달하며, 동시에 튜브 축류팬 내부 공간의 유동도 반경방향으로 더 크게 확산된 모습을 보여 준다. 이와 같은 유동 현상은 속도 크기가 현저히 줄어든 운전점 F까지도 계속 이어지나 운

전점 F 이후부터는 튜브 축류팬의 날개 끝단부에서는 높아진 정압 상승으로 후류가 운전부하를 못 이겨 주류 일부가 날개 끝단부와 벨마우스 사이 틈새에서 웬 흡입측으로 누설되어 벨마우스 벽을 따라 반경방향으로 흐른다. 그러나 운전점 H를 벗어나서는 운전부하가 매우 커 현저히 줄어든 풍량으로 인해 후류의 속도 크기는 크게 줄어들고 반경방향으로 확산된 유동 영역도 매우 줄어든 모습을 보이지만 날개 끝단부 흡입측으로 발생하는 역류된 누설 현상은 더욱더 강하게 나

타난다. 그러나 전체적으로 보면, 튜브 축류현의 유동은 Fig. 5와 같은 벨마우스만으로 쥔 날개 깊이 일부만을 감싸는 전형적인 프로펠러형의 축류현에서 보인 유동⁸⁾과는 매우 다르게 나타남을 알 수 있다. 즉 전형적인 프로펠러형 축류현의 유동은 운전점 F 이후와 같은 높은 부하를 만나게 되면, 날개 후류에서 축류유동은 거의 소실해가고 역방향으로 유동이 완전히 꺾여 반경유동만이 지배하는 실속 현상을 크게 보여 주고, 날개 끝단부와 벨마우스 사이 틈새에서는 역류가 강하게 발생하여 반경방향으로 향하는 누설도 크게 존재함을 알 수 있었다.⁸⁾ 따라서 Adachi 등¹²⁾과 Morris 등¹³⁾이 언급한 대로 프로펠러형의 축류현에서는 운전부하가 달라짐에 따라 전형적인 축류유동이 일어나는 영역과 주로 반경방향으로 유동이 형성되는 영역으로 구분될 수 있었다. 그러나 튜브 축류현에서는 이런 현상은 보이지 않는다. 즉, 높은 운전부하를 만나게 되면 누설 현상은 보이거나 후류에서는 축류유동이 반경방향으로 어느 정도 확산해 가지만 프로펠러형 축류현의 유동과 같이 유동이 역방향으로 완전히 꺾여 반경방향으로 흐르는 것은 아니다. 이것은 튜브 축류현이 전체 날개 깊이가 벨마우스와 튜브로 완전히 감싸져 있으므로 나타난 유동 결과라 판단되며, 이미 발표된 나선형 축류현¹⁴⁾에서 나타난 유동 모습과도 유사하다. 이것은 나선형 축류현도 역시 전체 날개 깊이가 벨마우스와 튜브로 완전히 감싸져 있기 때문이다.

3.2 난류운동에너지 분포

Fig. 7은 튜브 축류현 후류에서 운전 부하별로 형성된 난류운동에너지의 크기가 모두 같은 등표면(iso-surface) 분포를 10개의 운전점들(A~J)에서 나타낸 그림이다. 여기서 난류운동에너지의 크기는 편의상 유동이 완전히 균일(homogeneous) 발달한 상태로 가정하여 계산하였으며, 난류운동에너지의 크기는 모든 운전점들에서 비교를 위해 편의상 $KE=0.7 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 을 이용하였다. 최대유량인 운전점 A에서 회전하는 날개를 중심으로 발달한 난류운동에너지의 등표면 값은 유동축 방향으로 튜브에 에워싸여 길게 늘어져 나타나며, 내부에는

날개의 회전 속도의 영향과 허브에 의한 영향으로 약 3겹의 분포를 보여 주고 있다. 이런 현상은 운전점 B에서도 어느 정도는 이어지나, 정압상승으로 운전부하가 계속 증가하게 되면, 튜브를 벗어난 하류에서 난류운동에너지의 크기는 운전점 G까지는 축방향으로는 현저히 줄어들지만 반경방향으로는 크게 확대 분포하며, 운전점 G 이후부터는 반경방향으로도 점차 수축된 분포를 보여 준다. 반면에 풍량이 가장 감소한 고정압의 운전점 J에서는 하류에서 난류운동에너지의 크기는 매우 불규칙한 분포 모습을 보인다.

한편, 운전점 F 이후로 갈수록 벨마우스 흡입구 쪽 벽면에서 형성된 난류운동에너지의 크기는 반경방향으로 크게 확산하여 불규칙하게 분포함을 알 수 있다. 이것은 Fig. 6의 벡터 분포에서도 언급하였듯이 날개 끝단부와 벨마우스 사이 틈새를 통해 역류로 누설이 시작되어 운전부하가 클수록 반경방향으로 더 심해져 나타난 결과라 판단한다.

3.3 와도 크기 분포

Fig. 8은 튜브 축류현 후류에서 운전 부하별로 형성된 와도 크기가 같은 등표면 분포를 10개의 운전점들(A~J)에서 나타낸 그림이다. 여기서 와도 크기는 편의상 $\omega=30 \text{ s}^{-1}$ 을 이용하였다. 최대유량인 운전점 A에서 날개 끝단과 허브 경계면 사이에서 발달한 와도 크기의 등표면 값은 튜브에 에워싸여 유동축 방향으로 길게 늘어져 나타나고 있다. 그러나 정압이 계속 상승하여 운전부하가 증가하게 되면, 허브 후류만이 갖는 와도 크기의 영향은 사라지며, 튜브를 벗어난 와도 크기는 축방향으로는 현저히 수축하고, 반경방향으로는 영역이 확산하여 운전점 G까지는 비교적 유사한 분포를 보여 주고 있다. 반면에 풍량이 매우 감소하여 고정압에 이르는 운전점 H 이후로 갈수록 하류에서 와도 크기는 매우 불규칙한 분포 모습을 보인다. 특히 운전점 F 이후로 갈수록 벨마우스 흡입구 쪽 벽면에서 형성된 와도 크기는 날개 끝단부와 벨마우스 사이 틈새를 통해 역류하는 누설의 영향을 받아 반경방향으로 크게 확산하여 불규칙하게 분포함을 알 수 있다.

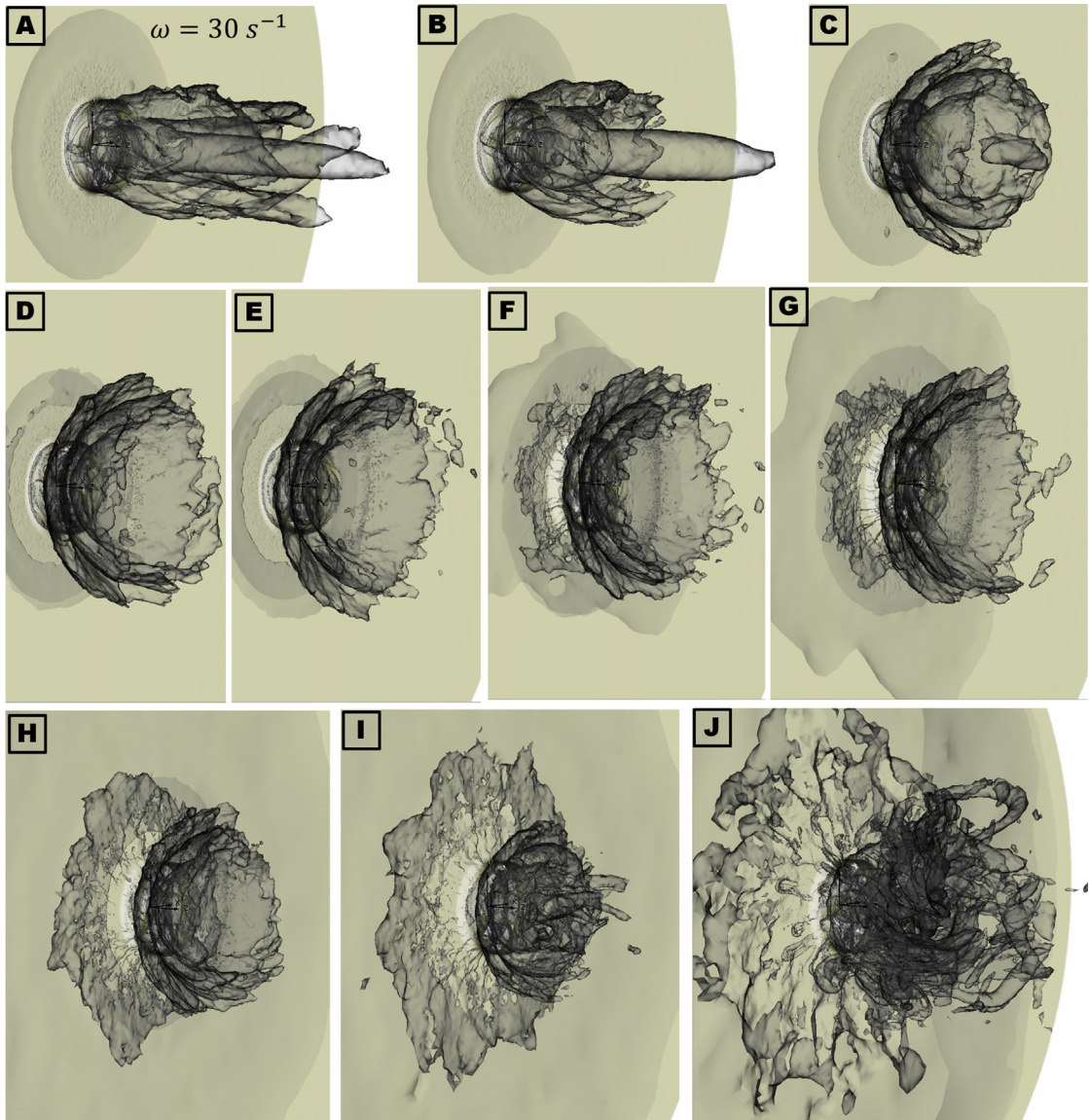


Fig. 8 Iso-surface profiles of vorticity magnitude obtained by the LES analysis of tube axial fan

4. 결 론

스팬길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 튜브 축류팬의 3차원 모델을 비압축성 상태에서 LES로 해석하여 운전부하가 난류유동장의 벡터와 와도 크기 분포에 미치는 영향을 분석한 결과는 다음과 같다.

1) 튜브 축류팬의 벨마우스와 날개 끝단부 틈새로부터 역류하는 누설은 운전부하가 커지면 발생하는데 그 강도는 프로펠러형 축류팬의 경우보다 약하다.

2) 운전부하가 커짐에 따라 하류로 향하는 튜브 축류팬의 유동은 축방향에서 반경방향으로 확산하여 발달하나, 날개가 모두 튜브로 감싸져 있어

프로펠러형 축류팬의 경우와 달리 여전히 축방향 흐름을 유지한다.

3) 튜브로 에워싸여 하류로 향하는 튜브 축류팬의 난류운동에너지와 와도 크기 분포는 모두 운전부하가 증가할수록 허브 후류만이 갖는 영향은 사라지고, 축방향으로 현저히 수축하면서 그 영역은 반경방향으로 확산하여 매우 불규칙하게 분포된다.

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. H. Ö. Keklikoğlu, 2019, "Design, construction and performance evaluation of axial flow fans", Master Thesis, Middle East Technical University, Turkey.
2. F. P. Bleier, 1997, "Fan Handbook", McGraw-Hill Co., Inc., 3.1-4.71.
3. 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)
4. 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.
5. M. Pascu, M. Miclea, P. Eppe, 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)
6. A. A. E. Saiid, M. H. Mansour and L. H. Rabie, 2016, "Design and performance analysis of cooling tower axial fan using the thin airfoil theory and CFD", *Mansoura Engineering Journal*, 41(4), 39-48.
7. J. K. Kim and S. H. Oh, 2016, "An investigation on turbulent flow characteristics according to the operating loads of three-dimensional small-size axial fan by large eddy simulation", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 20(1), 50-56. (DOI:10.9726/kspse.2016.20.1.050)
8. J. K. Kim and S. H. Oh, 2015, "A study on the structure of turbulent flow fields according to the operating loads of three-dimensional small-size axial fan by large eddy simulation", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 19(5), 80-85. (DOI:10.9726/kspse.2015.19.5.080)
9. 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)
10. J. K. Kim and S. H. Oh, 2020, "Large eddy simulation on the downstream distribution of turbulent kinetic energy according to the operating loads of three-dimensional small-size axial fan", *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, 24(1), 78-86. (DOI:10.9726/kspse.2020.24.1.078)
11. SC/Tetra (Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
12. T. Adachi, M. Yamashita, K. Yasuhara and T. Kawai, 1996, "Effects of operating conditions

- on the flow in the moving blade passage of a single stage axial-flow fan”, Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 2, 199-208.
13. S. C. Morris, J. J. Good and J. F. Foss, 1998, “Velocity measurements in the wake of an automotive cooling fan”, Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 100-106.
14. J. K. Kim and S. H. Oh, 2019, “A study on the structure of turbulent flow fields according to the operating load of one-pitched small-size helical axial fan by large eddy simulation”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 23(6), 48-55.
(DOI:10.9726/kspse.2019.23.6.048)