

운전부하에 따라 발달한 튜브 축류팬의 하류 난류운동에너지와 와도 분포 특성에 관한 대규모 와 모사

Large Eddy Simulation on the Distribution Characteristics of Downstream Turbulent Kinetic Energy and Vorticity of a Tube Axial Fan Developed according to Operating Load

김장권* †

Jang-Kweon Kim* †

(Received 13 February 2024, Revision received 08 May 2024, Accepted 10 May 2024)

초록 : 본 연구는 스패 길이의 전압력비 가정으로 설계된 튜브 축류팬의 3차원 모델을 비압축성 상태에서 대규모 와 모사로 해석하여 날개 하류에서 형성된 난류운동에너지와 와도 분포를 분석하였다. 그 결과 튜브 축류팬은 설계 운전점까지는 주로 축방향으로 흐르는 유동이 지배하며, 설계 운전점 이후에서는 상대적으로 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향을 받지만, 여전히 축류 유동을 갖는다. 또 난류운동에너지는 운전부하와 관계없이 주로 허브로부터 날개 끝단부 사이 속도 기울기가 가장 큰 영역에서 최대 크기로 발달하며, 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향이 나타나기 시작하는 운전점에서는 상대적으로 큰 크기를 보여주고 있다. 또 와도 크기는 운전부하와 관계없이 최대 크기가 비슷하게 유지되며, 하류 쪽으로 멀어짐에 따라 그 크기는 반경 방향으로 서서히 확장된 영역에서 감소한다. 전체적으로 튜브 축류팬은 전형적인 프로펠러형 축류팬과는 전혀 다른 유동 특성을 갖는다.

키워드 : 대규모 와 모사, 튜브 축류팬, 난류운동에너지, 와도 크기

Abstract : In this study, the three-dimensional model of a tube axial fan designed by assuming the total pressure ratio of the span length was analyzed by large eddy simulation in an incompressible state, and the distributions of turbulent kinetic energy and vorticity magnitude formed downstream were analyzed. As a result, the tube axial flow fan is dominated by flow that develops mainly in the axial direction up to the design operating point, and after the design operating point, it is influenced by flow that develops relatively in the radial direction, but still has axial flow. In addition, regardless of the operating load, turbulent kinetic energy develops to its maximum size mainly in the region where the velocity gradient between the hub and the tip of the blade is the largest, and shows a relatively large size at the operating point where the influence of the flow developing in the radial direction begins to appear. On the other hand, the maximum size of the vorticity magnitude remains similar regardless of the operating load, and as it moves downstream, the size decreases in the radially expanded area. Overall, tube axial fan has completely different flow characteristics than typical propeller-type axial fan.

Key Words : Large Eddy Simulation (LES), Tube Axial Fan, Turbulent Kinetic Energy, Vorticity Magnitude

* † 김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,
국립군산대학교 기관공학과
E-mail : flowkim@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-1848

* † 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

— 기 호 설 명 —

A	: 단면적 [m^2], $\{A = \pi(r_t^2 - r_h^2)\}$
KE	: 난류운동에너지 [m^2/s^2], $\{KE = (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)/2\}$
N	: 회전수 [rpm]
p_s	: 정압 [Pa]
Q	: 유량 [m^3/min]
r_h, r_t	: 허브(hub) 및 끝단(tip) 반경 [mm]
T	: 토크(torque) [$\text{N}\cdot\text{m}$]
t	: 날개(blade) 두께 [mm]
V_Z	: 축방향 성분의 평균속도 [m/s]
v_x, v_y, v_z	: x, y, z방향 성분의 변동속도 [m/s]
Z	: 날개 수
Z_d	: 날개 끝단에서 x축 방향으로 떨어진 하류측 거리(Fig. 2 참조)
η_s	: 정압효율 [%], $\{\eta_s = p_s Q / (2\pi NT)\}$
π	: 원주율
ρ	: 공기 밀도 [kg/m^3]
ϕ	: 유량계수, $\{\phi = Q / 2\pi A r_t N\}$
ψ_s	: 정압계수, $\{\psi_s = p_s / 2\rho(\pi r_t N / 60)^2\}$
ω	: 와도(vorticity) 크기 [s^{-1}] $\{\omega = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2}\}$
$\omega_x, \omega_y, \omega_z$: x, y, z방향 성분의 와도 [s^{-1}]

1. 서 론

튜브(tube) 축류팬(axial fan) 또는 덕트(duct) 축류팬은 일반적으로 허브비($=r_h/r_t$)가 0.3~0.5를 갖는다. 이것은 Keklikoğlu¹⁾와 Bleier²⁾에 의해 정압이 상승하는 크기로 분류한 기준이다. 흔히 주변에서 볼 수 있는 튜브 축류팬은 길이가 긴 도로터널에서 오염된 공기의 환기를 위해 쓰이며, 선박이나 잠수함 추진기로도 사용되고 있다. 물론 튜브 축류팬도 프로펠러(propeller)형의 축류팬처럼 허브비 차이로 인해 풍량 대비 정압의 차이가 있지만, 다른 팬들에 비해 구조가 비교적 간단하고, 날개 제작비용도 저렴하여 냉장고, 컴퓨터, 에어컨,

자동차, 선박, 건물 등에서도 공기 순환을 위해 널리 활용될 수 있다. 한편, 프로펠러형 축류팬은 주로 회전하는 임펠러를 고정된 링(ring)이나 벨마우스(bellmouth)로 감싸 축류팬의 기능을 하지만, 튜브 축류팬은 회전하는 임펠러를 고정된 벨마우스와 연결된 튜브 혹은 원형 덕트 속에 넣어 축류팬의 기능을 발휘하는 특징을 갖는다.

지난 연구³⁾에서는 날개 직경 110 mm와 허브 직경 45 mm를 갖는 튜브 축류팬의 날개를 설계하는데 있어 Pascu⁴⁻⁶⁾가 제안한 설계 방법을 적용한 바가 있었다. 이것은 날개 형상을 만들기 위해 날개 스패ن(span) 방향으로 허브에서의 전압력(total pressure)에 대한 반경별로의 전압력 비율을 임의와류유동으로 가정하여 허브비를 매개변수로 하는 하나의 함수(function)를 만들어 날개의 출구 각도를 구하는 설계 방법이다. 또한 이처럼 설계된 튜브 축류팬의 공력 성능은 대규모 와 모사(LES, Large Eddy Simulation)^{3,7-11)}의 전산유동해석의 방법으로 확보하였으며, 이를 통해 Pascu⁴⁻⁶⁾가 제안한 축류팬의 설계방식이 유용함을 평가하였다. 그 이외에도 지난 연구^{7,8)}에서는 운전부하의 변화가 난류운동장 분포양상에 미치는 영향이나 날개에 작용하는 정압분포와 항력에 미치는 영향들을 연구한 바가 있었다.

본 연구에서는 지난 연구^{3,7,8)}의 후속 연구로서 이미 설계된 튜브 축류팬의 해석모델을 가지고 운전부하에 해당하는 정압 크기를 변동시키면서 LES로 해석한 결과들을 가지고 튜브 축류팬의 하류에서 발달한 축방향 성분의 평균속도와 난류운동에너지 및 와도 분포들이 운전부하에 따라 나타나는 주요 특징들을 분석하고자 하였다. 이를 위해 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어인 SC/Tetra(ver.12)¹²⁾를 이용하였다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 본 연구를 위해 Table 1의 제원으로 설계한 3차원 튜브 축류팬의 형상을 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 모델링한 그림이다.^{7,8)}

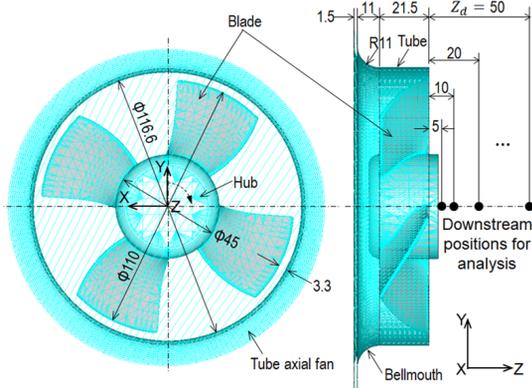


Fig. 1 Geometry configurations of tube axial fan [unit : mm]

Table 1 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

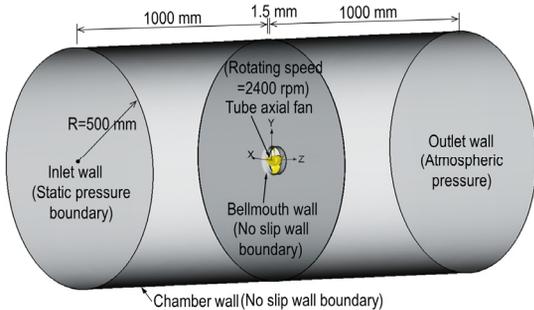


Fig. 2 Geometry configuration of a fan tester including a tube axial fan

Fig. 2는 튜브 축류팬을 LES로 해석하기 위해 사용한 팬테스터(fan tester)의 크기와 수치해석을 위한 경계조건을 동시에 나타낸 그림이다. 팬테스터용 챔버(chamber)는 벨마우스를 설치한 벽면을 기준으로 앞뒤에 2개의 원통 형태로 붙였으며, 그 크기는 각각 반경 500 mm, 길이 1000 mm이다.^{7,8)}

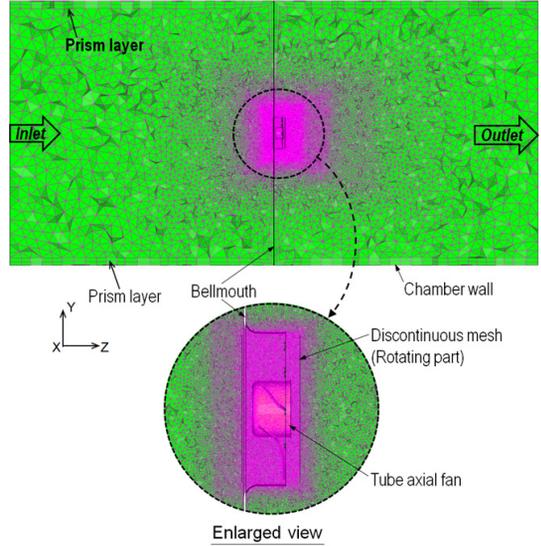


Fig. 3 Mesh configuration of a fan tester including a tube axial fan

이것은 축류팬의 주 유동이 계산 영역의 크기에 최대한 영향을 받지 않도록 튜브 축류팬의 날개 직경 대비 약 9배 이상으로 키운 크기이다.^{1,7-10)} 본 연구에서는 운전부하에 따른 난류유동 특성치들을 서로 비교하기 위해 유동축(Z축) 방향을 기준으로 날개 후면 끝단으로부터 떨어진 하류측의 위치들을 총 6개($Z_d = 5, 10, 20, 30, 40, 50$ mm)로 선정하였다.^{9,11)}

Fig. 3은 튜브 축류팬을 포함한 팬테스터 챔버의 계산영역을 위해 만들어진 비정형 격자(mesh) 형상을 나타낸 그림이다.^{7,8)} 이 형상은 상용소프트웨어인 SC/Tetra¹²⁾의 전처리 소프트웨어를 이용하여 각각의 팬테스터 표면들에 경계조건들을 부여한 다음, 격자 크기를 제어하는 "Octree" 기능을 이용하여 튜브 축류팬을 포함하는 회전부 영역으로 갈수록 격자 크기를 더 작게 나누어 팬을 포함한 회전부와 튜브 등의 최소격자 크기가 약 0.684 mm가 될 때까지 세분화하였다. 그 결과, 요소(element)의 총수와 교점(node)의 총수는 각각 약 1,921만 개와 약 348만 개가 생성되었다. 이와 같은 격자 요소 숫자의 생성 방법은 공력 성능의 실험값과 해석값이 잘 일치한 LES의 결과¹³⁾에서 사용했던 방식을 따랐다. 여기서 튜브 축류팬 자체

를 에워싸고 있는 회전부 영역인 불연속 격자 (discontinuous mesh) 내부는 튜브 축류팬의 회전효과를 적용하는 미끄럼(sliding) 격자의 영역이다. 한편, 웬테스터에서 유체(공기)와 접하는 튜브 축류팬과 벨마우스, 튜브 및 챔버 벽면들의 고체 (solid) 표면에는 해의 수렴성을 높이기 위해 SC/Tetra에서 기본적으로 주어지는 모두 2개의 프리즘층(prism layer)을 사용하였다.¹²⁾

2.2 수치기법

Fig. 2의 웬테스터 챔버를 구성하는 각 표면의 경계조건들을 살펴보면, 먼저 벨마우스와 튜브 및 챔버 외곽표면들의 벽면은 모두 고체이므로 점착 (no-slip) 조건을 반영하였다. 또 유동장 입구의 벽면과 출구의 벽면은 압력변화를 부여할 수 있는 정압 조건과 대기압 조건으로 각각 설정하였다. 여기서 튜브 축류팬의 최대 풍량은 입구와 출구 벽면을 모두 정압이 0 Pa인 대기압 조건으로 각각 설정하여 확보하였다. 또 튜브 축류팬의 회전수는 2,400 rpm으로, 그리고 회전 방향은 시계방향으로 각각 설정하여 회전제 조건¹²⁾인 Moving mesh를 적용하였다.

한편, LES 해석의 아격자 크기(subgrid-scale) 모델에는 Dynamic Smagorinsky 모델을 사용하였으며, 시간 미분(differential) 항과 대류(convection) 항은 2차 음함수 기법(2nd order implicit scheme)과 2차 중앙차분 기법(2nd order central difference scheme)을 각각 적용하였다. 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SC/Tetra에서 기본적으로 주어지는 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, 어떠한 시간 간격(time interval)에도 해석 결과가 영향을 받지 않도록 꾸랑수(Courant number)¹²⁾는 1로 정하였다. 이를 토대로 최대 반복 주기(iteration cycle)는 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 10만 회까지 비정상상태로 해석한 다음, 이것을 바탕으로 다시 앙상블(ensemble) 평균하는

해석을 10만 회 더 진행하여 그 결과를 분석에 활용하였다.^{7,8)}

3. 계산결과 및 고찰

3.1 공력성능

Fig. 4는 튜브 축류팬을 LES로 해석하여 예측한 공력 성능을 무차원으로 나타낸 그림이다. 여기서 난류유동 특성치들을 서로 비교하기 위한 운전부하로 A에서 J까지 총 10개 위치를 선정하여 Table 2에 나타내었다. 한편, 운전부하 D는 설계 운전점(design operating point)에 해당한다.

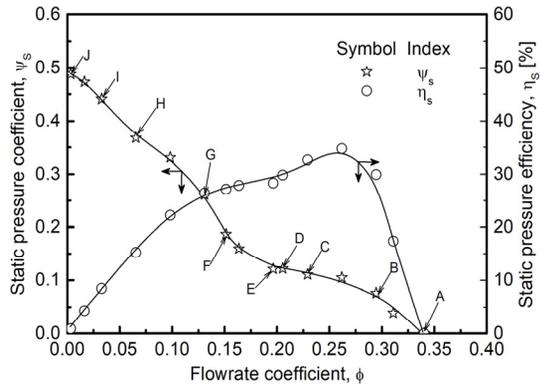


Fig. 4 Aerodynamic performance of tube axial fan

Table 2 Flowrate and static pressure coefficients of operating points selected in Fig. 4

Operating point	Non-dimensional coefficient	
	Flowrate (ϕ)	Static pressure (ψ_s)
A	0.34021	0
B	0.29454	0.07555
C	0.22908	0.11063
D (design)	0.20544	0.12186
E	0.19636	0.12122
F	0.15139	0.18699
G	0.13091	0.261
H	0.06545	0.36803
I	0.03273	0.44101
J	0.00327	0.48774

Fig. 4에서 나타난 정압계수와 정압효율의 분포는 그 크기가 다를지라도 전형적인 축류환과 유사한 공력성능 곡선¹²⁾들을 보여 주며, 유량계수가 감소함에 따라 운전점 10개의 정압계수

성능은 서서히 증가하다가 설계 운전점 D를 지나면서 급속히 상승하는 곡선의 형태를 보여 준다. 여기서 정압효율은 유량계수 $\phi \approx 0.262$ 에서 최댓값 약 35%를 보여 주며, 설계 운전점

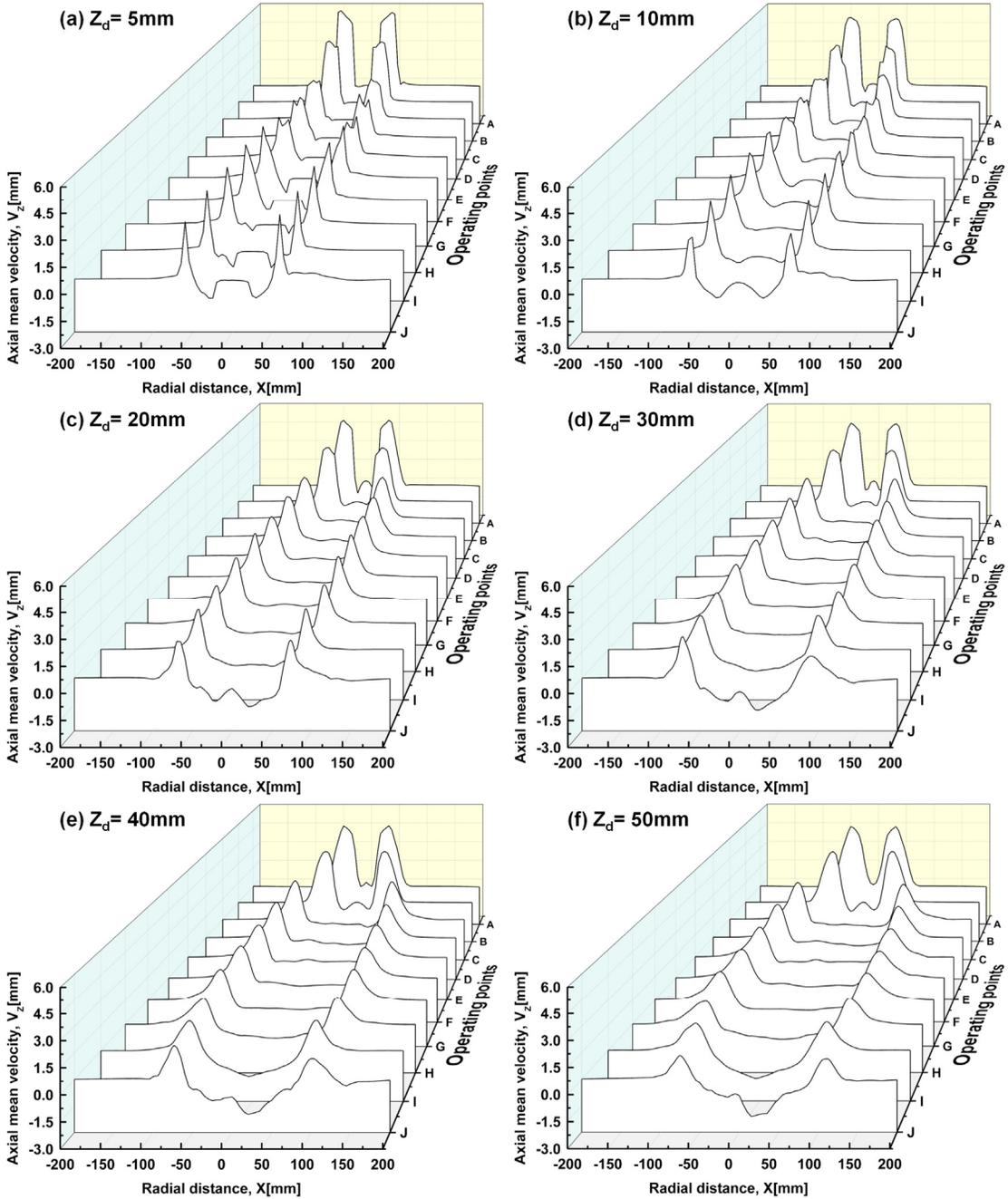


Fig. 5 Downstream profiles of axial mean velocity component according to the operating points

D에서는 약 30%를 나타내고 있다.

3.2 축방향 성분의 평균속도 분포

Fig. 5는 튜브 축류현을 LES로 해석하여 얻어진 운전 부하에 따라 하류 쪽으로 발달하는 축방향 성분의 평균속도(V_z) 분포들을 비교한 그림이다. 튜브 축류현의 날개를 통과하여 허브 반경을 벗어나 날개 끝단까지 형성된 후류의 각 거리에서 보인 V_z 의 최대 크기는 운전 부하가 증가할수록 운전점 A에서부터 E까지는 서서히 줄어들고, 운전점 F에서부터 I에서는 비교적 같은 크기를 유지하다가 최소유량인 운전점 J에서 다시 감소하나 반경 방향으로 서서히 더 넓어져 분포한다. 그러나 V_z 의 최대 크기는 운전부하나 하류로 떨어진 거리와 관계없이 그 크기는 다를지라도 여전히 존재한다. 이와 같은 현상은 운전점 A~E에서는 주로 축 방향으로 흐르는 유동이 지배하며, 운전점 F~J에서는 상대적으로 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향을 받으나 여전히 축류 유동을 보인다는 것을 알 수 있다. 따라서 튜브 축류현의 축방향 성분의 평균속도 분포는 전형적인 프로펠러(propeller)형 축류현의 경우⁹⁾와는 전혀 다르고, 오히려 나선형 축류현의 경우¹¹⁾와 매우 유사하다는 것을 알 수 있다. 한편, 날개 직경대비 약 40.9%를 차지하는 허브 영역에서 형성된 후류는 운전 부하가 증가할수록, 또 후류 쪽으로 거리가 증가할수록 음(-)의 크기 값이 더 넓고 크게 발달하여 분포하므로 허브를 포함한 중앙부 영역은 역 유동(reverse flow)을 형성하는 반면, 축방향으로 흐르는 속도가 센 주류 내부 영역에는 재순환 유동(recirculation flow)도 존재한다고 예측할 수가 있다.⁷⁾ 결과적으로 튜브 축류현의 유동은 운전부하와 관계없이 축류 유동을 유지하고 있어, Kim 등¹⁰⁾과 Adachi 등¹⁴⁾ 및 Morris 등¹⁵⁾이 언급한 전형적인 프로펠러형 축류현의 유동이 특정 운전부하를 지나면서 축류 유동에서 반경 유동으로 변하면서 실속을 가져오는 현상과는 매우 다르다. 이것은 프로펠러형 축류현의 경우 벨마우스가 환 날개 깊이를 일부만 감싸고 있지만, 튜브 축류현은 전체 날개 깊이를 벨마우스와 튜브로 완전히

감싸져 있는 차이 때문으로 판단된다. 따라서 이런 연유로 고속도로 터널에서 차량 매연 배출용으로 튜브 축류현을 많이 사용한다고 판단된다.

3.3 난류운동에너지 분포

Fig. 6은 튜브 축류현을 LES로 해석하여 얻어진 운전부하에 따라 하류 쪽으로 발달하는 난류운동에너지(KE)의 분포들을 비교한 그림이다. 튜브 축류현 후류 초기 영역인 $Z_d = 5 \text{ mm}$ 에서 난류운동에너지는 운전부하와 관계없이 주로 허브로부터 날개 끝단부 사이 속도 기울기가 가장 큰 영역에서 최대 크기로 발달하며, 운전점 E에서 가장 크게 나타나고, 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향이 나타나기 시작하는(즉, Fig. 4에서 곡선의 기울기가 변하는) 운전점 C~G에서 특히 다른 운전점들에 비해 상대적으로 큰 크기를 보여 주고 있다. 이런 현상은 하류의 모든 거리에서 유사한 분포 모습을 보이지만 난류운동에너지의 크기는 현저히 줄어들어 나타나 있다. 그러나 $Z_d = 20 \text{ mm}$ 이후에서는 난류운동에너지의 최대 크기가 각 운전 부하에서 매우 작은 차이를 보이며, 운전부하가 가장 큰 운전점 J로 갈수록 넓게 퍼져 허브 영역으로도 확장되고 있다. 따라서 운전부하가 증가하게 되면 난류운동에너지 분포는 전형적인 프로펠러형 축류현의 경우⁹⁾ 심하게 크기가 감소하거나 사라지지만, 나선형 축류현의 경우¹¹⁾ 서서히 크기가 증가한다. 따라서 튜브 축류현의 난류운동에너지는 프로펠러형 축류현과 나선형 축류현의 경우와는 매우 다르게 분포한다는 점을 알 수 있다.

3.4 와도 크기 분포

Fig. 7은 튜브 축류현을 LES로 해석하여 얻어진 운전부하에 따라 하류 쪽으로 발달하는 와도 크기(ω)의 분포들을 비교한 그림이다. 튜브 축류현으로부터 $Z_d = 5 \text{ mm}$ 떨어진 후류 초기 영역에서 와도 크기는 날개허브에서 끝단까지 속도 기울기가 가장 큰 영역에서 최대 크기로 발생하나 운전부하에 따라 그 크기 차이는 다소 심하게 나타나며, 허브 모서리나 내부 영역에서도 최대 크기와 비슷하게 분포하는 운전점들도 보인다. 따라

서 후류 초기 영역에서 운전부하에 따른 일관된 와도 크기의 분포는 현재의 10만 회 평균으로는 부족하다는 것을 알 수 있다. 그러나 $Z_d = 10\text{ mm}$

이후부터는 운전부하에 따라 일관된 와도 크기 분포를 볼 수 있다. 전체적으로 와도 크기는 운전 부하와 관계없이 최대 크기가 비슷하게 유지되며,

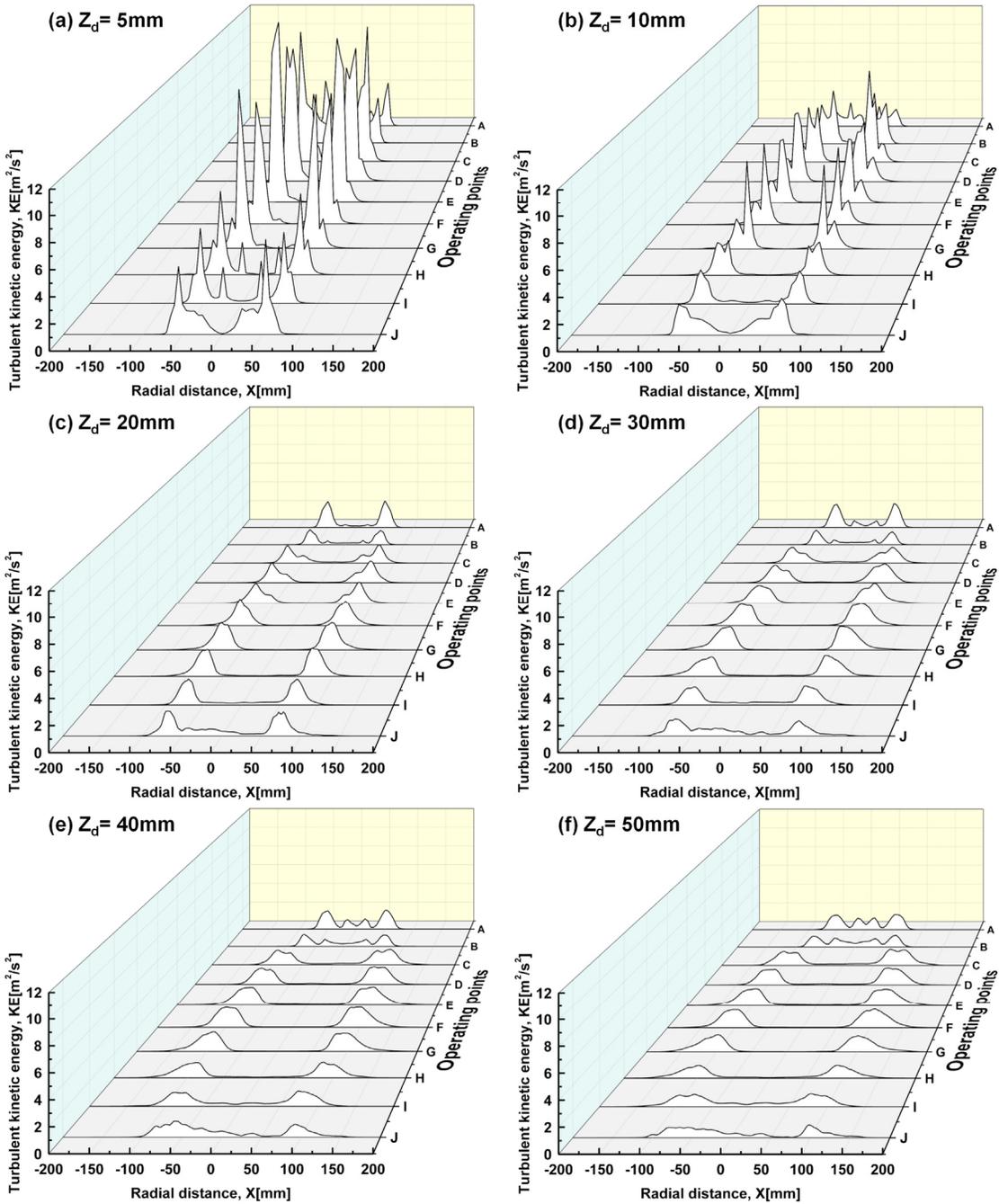


Fig. 6 Downstream profiles of turbulent kinetic energy according to the operating points

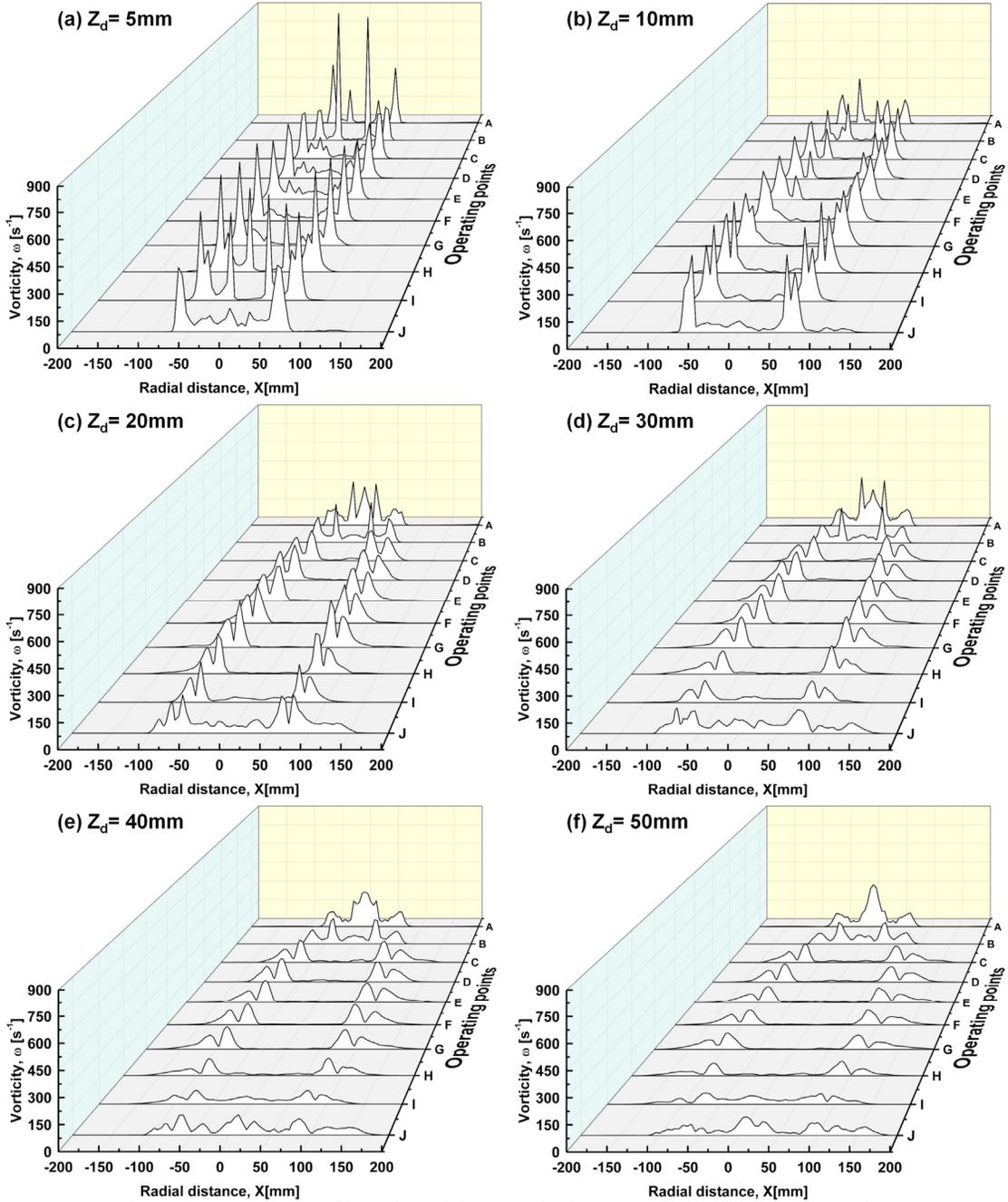


Fig. 7 Downstream profiles of vorticity magnitude according to the operating points

하류 쪽으로 멀어짐에 따라 그 크기는 반경 방향으로 서서히 확장된 영역에서 감소하고 있다. 또 허브 내부 영역에서 형성된 와도 크기는 특히 운전점 A에서 가장 크게 나타나는 특징을 보인다.

4. 결론

스팬 길이의 전압력비 가정에 의해 설계된 튜브 축류현의 3차원 모델을 비압축성 상태에서

LES로 해석한 결과는 다음과 같다.

1) 튜브 축류팬은 운전점 A~E에서는 주로 축 방향으로 흐르는 유동이 지배하며, 운전점 F~J에서는 상대적으로 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향을 받으나 여전히 축류 유동을 보인다.

2) 난류운동에너지는 운전부하와 관계없이 주로 허브로부터 날개 끝단부 사이 속도 기울기가 가장 큰 영역에서 최대 크기로 발달하며, 운전점 E에서 가장 크게 나타나고, 반경 방향으로 발달하는 유동의 영향이 나타나기 시작하는 운전점 C~G에서 상대적으로 큰 크기를 보여 주고 있다.

3) 와도 크기는 운전부하와 관계없이 최대 크기가 비슷하게 유지되며, 하류 쪽으로 멀어짐에 따라 그 크기는 반경 방향으로 서서히 확장된 영역에서 감소한다.

4) 전체적으로 튜브 축류팬은 전형적인 프로펠러형 축류팬과는 전혀 다른 유동 특징을 갖는다.

Author contributions

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

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. 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)
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, 2024, “Analysis of the Effect of Operating Load on the Turbulent Flow Field Distribution of Tube Axial Fan through Large Eddy Simulation”, *Journal of Power System Engineering*, 28(1), 5-14. (DOI:10.9726/kspse.2024.28.1.005)
8. J. K. Kim and S. H. Oh, 2023, “Analysis of the Effect of the Operating Load on the Static Pressure Distribution and Drag Acting on the Blade of a Tube Axial Fan through Large Eddy Simulation”, *Journal of Power System Engineering*, 27(6), 79-88. (DOI:10.9726/kspse.2023.27.6.079)
9. 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)
10. 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)
11. J. K. Kim and S. H. Oh, 2021, “Large Eddy Simulation on the Downstream Distribution of Turbulent Kinetic Energy according to the Operating Loads of Three-Dimensional Small-Size Helical Axial Fan”, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 25(2), 5-13. (DOI:10.9726/kspse.2021.25.2.005)
12. SC/Tetra(Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
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. 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.
15. 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.