

# 날개 현 길이 설계방식 변화에 따른 튜브 축류팬의 공력성능 평가 Aerodynamic Performance Estimation of Tube Axial Fan according to the Change of Blade Chord Length Design Method

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

(Received 24 October 2022, Revision received 30 November 2022, Accepted 05 December 2022)

**Abstract :** In this study, three-dimensional models of tube axial fan designed to have the same or different chord length for each radius were analyzed by large eddy simulation (LES) in an incompressible state. Both tube axial fan models were built under the assumption that the optimal total pressure distribution in the span direction is a non-free vortex flow. As a result, the distribution of static pressure and total pressure of a tube axial fan whose chord length varies by radius is larger than that of a tube axial fan with the same chord length for each radius, and the difference in size is the smallest at the design operating point. The distribution of static pressure efficiency and total pressure efficiency at the design operating point of the tube axial fan whose chord length varies for each radius is smaller than that of the tube axial fan with the same chord length for each radius. In terms of overall aerodynamic performance, the design method of the tube axial fan with the chord length changing by radius is the best, but the design method of the tube axial fan with the same chord length for each radius is comparatively useful from the design operation point.

**Key Words :** Aerodynamic Performance, Blade Chord Length, Tube Axial Fan, Large Eddy Simulation (LES), Total Pressure Ratio

### — 기호 설명 —

$A, B, C$ : 2차식(포물선) 상수 [-]	$L$ : 동력 [Watt] $\{L = 2\pi NT/60\}$
$c$ : 현(chord) 길이 [mm]	$Q$ : 유량 [ $m^3/\text{min}$ ]
$DF$ : 확산계수 [-]	$Q_{design}$ : 설계유량 [ $m^3/\text{min}$ ]
	$N$ : 회전수 [rpm]
	$n$ : 전압력비 함수의 지수 [-]

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

\*† Jang-Kweon Kim(ORCID: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(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-2012-5084)  
: Professor, School of Mechanical Convergence System  
Engineering, Kunsan National University.

- $p_d, p_s$  : 동압 및 정압 [ $Pa$ ]
- $p_t, p_{th}$  : 전압 및 이론전압 [ $Pa$ ]
- $r$  : 튜브 축류팬 반경 [ $mm$ ]
- $r_h$  : 튜브 축류팬 허브(hub) 반경 [ $mm$ ]
- $r_t$  : 튜브 축류팬 끝단(tip) 반경 [ $mm$ ]
- $s$  : 피치(pitch) [-],  $\{s = 2\pi r / Z\}$
- $T$  : 토크(torque) [ $kg \cdot m$ ]
- $t$  : 날개 두께 [ $mm$ ]
- $u, u_t$  : 원주속도, 날개끝단 원주속도 [ $m/s$ ]
- $v_m$  : 절대속도의 수직성분 [ $m/s$ ]
- $v_{u1}, v_{u2}$  : 절대속도의 입·출구 원주성분 [ $m/s$ ]
- $w_1, w_2$  : 날개 입·출구 상대속도 [ $m/s$ ]
- $w_{u1}, w_{u2}$  : 상대속도의 입·출구 원주성분 [ $m/s$ ]
- $w_m$  : 상대속도의 수직성분 [ $m/s$ ]
- $w(y)$  : 날개 흡입면의 상대속도 [ $m/s$ ],
- $w_{max}(y)$  : 날개 흡입면의 최대 상대속도 [ $m/s$ ]
- $x$  : 날개의 수평거리 [ $mm$ ]
- $x_1, x_2$  : 날개의 입구 및 출구 수평거리 [ $mm$ ]
- $\Delta x$  : 날개의 수평거리 증분 [ $mm$ ]
- $y$  : 날개의 축방향거리 [ $mm$ ]
- $y_1, y_2$  : 날개의 입구 및 출구 축방향거리 [ $mm$ ]
- $\Delta y$  : 날개의 축방향거리 증분 [ $mm$ ]
- $y_m$  :  $\beta_m$ 에 대응하는 날개의  $y$ 거리 [ $mm$ ]
- $Z$  : 날개 수 [-]
- $\alpha_1, \alpha_2$  : 날개 입·출구 유동각도 [ $^\circ$ ]
- $\beta_1, \beta_2$  : 날개 입·출구각도 [ $^\circ$ ]
- $\beta_{1,r}$  : 반경  $r$ 에서의 날개 입구각도 [ $^\circ$ ]
- $\beta_{2,r}$  : 반경  $r$ 에서의 날개 출구각도 [ $^\circ$ ]
- $\beta_{2,r}(y)$  : 거리  $y$ 에서의 날개 출구각도 [ $^\circ$ ]
- $\beta_m$  : 날개 중간각도 [ $^\circ$ ]
- $\eta_s$  : 정압효율 [%],  $\{\eta_s = \Delta p_s Q / (2\pi NT)\}$
- $\eta_t$  : 전압효율 [%],  $\{\eta_t = \Delta p_t Q / (2\pi NT)\}$
- $\nu$  : 허브비 [-],  $\{\nu = r_h / r_t\}$
- $\phi_m$  : 유량계수 [-],  $\{\phi_m = v_m / u\}$
- $\rho$  : 공기 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\sigma$  : 날개 솔리디티(solidity) [-],  $\{\sigma = c / s\}$
- $l_1(r)$  : 반경  $r$ 에서의 현 길이 [ $mm$ ]

## 1. 서론

축류팬(axial fan)의 설계 방법은 크게 자유와 (free vortex) 형식과 비자유와(non-free vortex) 형식으로 나누어진다. 여기서 비자유와 형식에는 강제와 형식, 반강제와 형식, 일정 선회속도 형식, 일정 선회각 형식 등이 있다.<sup>1)</sup> 반면 자유와 형식<sup>2)</sup>은 전압과 축방향 속도성분이 날개허브에서 끝단까지의 스펠(span)에 걸쳐 일정하게 유지되고, 반경방향 속도성분은 존재하지 않을 때 얻어지므로, 이 형식은 계산이 쉬워 일반적인 축류팬을 설계하는 데 많이 활용되고 있다.<sup>3)</sup>

지난 연구<sup>3)</sup>에서는 직경 110 mm의 축류팬 날개를 설계하는 데 있어 Pascu<sup>4,5)</sup>가 제안한 스펠방향으로 허브에서의 전압에 대한 반경별로 형성된 전압의 비율을 임의 와류유동으로 가정하여 허브비를 매개변수로 하는 함수를 만들어 날개 출구 각도를 구하는 설계 방법을 적용하였다. 그 후 전산유동해석의 일종인 대규모와 모사(LES, large eddy simulation)<sup>3,6,7)</sup>를 이용하여 설계된 튜브(tube) 축류팬의 공력성능이 유용함을 밝혀 Pascu<sup>4,5)</sup>가 제안한 설계방식을 평가한 바가 있다. 특히 이 설계 방식은 기본적으로 날개허브에서 끝단으로 갈수록 반경별로 현의 길이가 증가하게 된다. 그러나 축류팬의 날개를 더욱 쉽게 설계하기 위해서 날개허브에서 끝단까지 반경별로 현의 길이를 일정하게 설계하는 예들도 있다.<sup>8,9)</sup>

따라서 이번 연구에서는 Pascu<sup>4,5)</sup>가 제안한 설계방식에서 기존<sup>3)</sup>과 달리 반경별로 현의 길이를 모두 일정하게 날개를 설계하였을 때 나타나는 튜브 축류팬의 공력성능이 지난 연구<sup>3)</sup>에서 보인 공력성능과 어떤 차이점을 나타내는지 그 특징들을 평가하고자 한다. 이를 위해 유한체적법에 기초한 상용소프트웨어인 SC/Tetra<sup>10)</sup>를 사용하였다.

## 2. 축류팬 설계

이번 연구에서 날개허브에서 끝단까지 현 길이가 일정한 튜브 축류팬의 설계는 지난 연구<sup>3)</sup>에서와 마찬가지로 설계유량( $Q_{design}$ ), 회전수( $N$ ), 날개

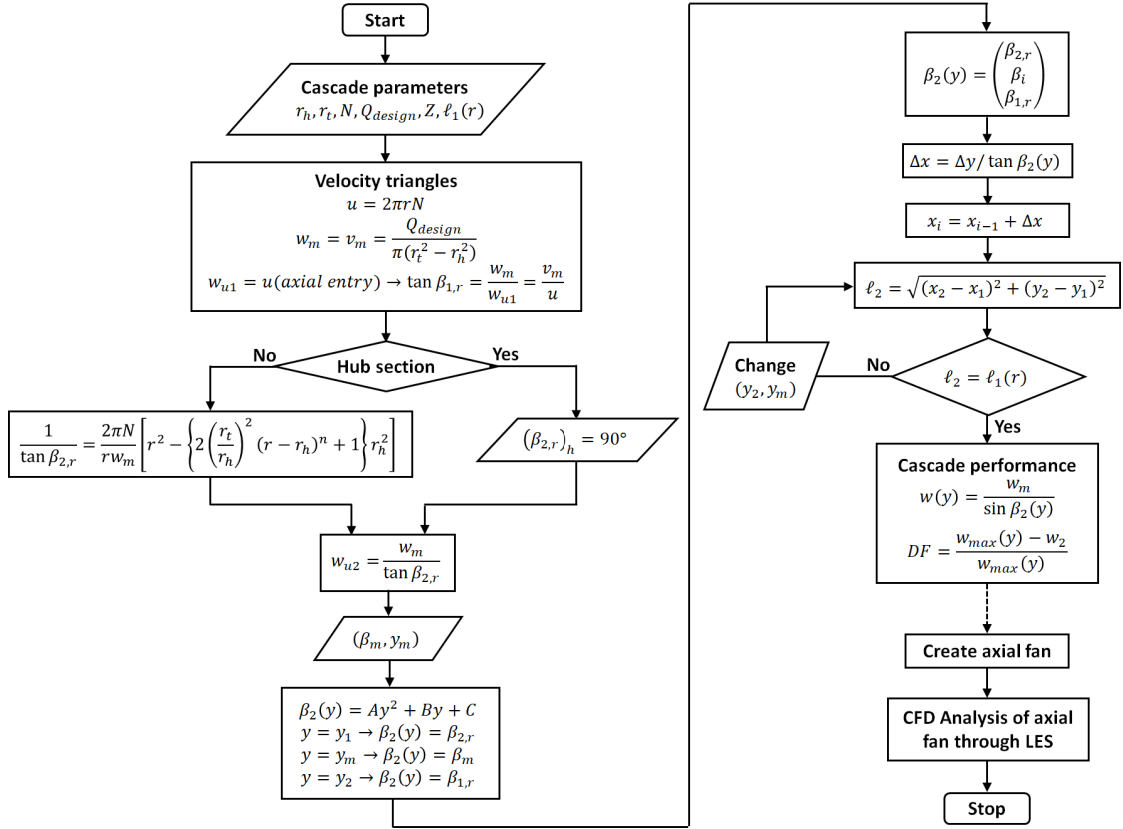


Fig. 1 Flow chart for the design of tube axial fan<sup>4,9)</sup>

수( $Z$ ), 날개끝단 반경( $r_t$ ), 날개허브 반경( $r_h$ ) 및 현 길이 $[\ell_1(r)]$ 를 가지고 시작한다. Fig. 1은 이변 튜브 축류팬의 허브반경에서 시작해 날개 끝단까지 반경별로 날개 형상을 얻어 LES로 해석하는 흐름 순서를 나타낸 그림이다. 또 Fig. 2는 유동이 축방향(axial)으로 흘러 들어온다는 가정하에 날개에서 형성된 입·출구의 속도 3각형을 나타낸다. 여기서 Pascu<sup>4,5)</sup>는 허브를 벗어난 반경에서 형성되는 날개 출구각도를 식 (1)로 제시하였다.

$$\frac{1}{\tan \beta_{2,r}} = \frac{2\pi N}{r w_m} \left\{ r^2 - \left[ 2 \left( \frac{r_t}{r_h} \right)^2 (r - r_h)^n + 1 \right] r_h^2 \right\} \quad (1)$$

한편, 정압은 Fig. 1의 속도 3각형으로부터 식 (2)로 주어진다.

$$p_s = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) = \frac{\rho}{2} (u^2 - w_{u2}^2) \quad (2)$$

여기서  $w_{u2} = w_m / \tan \beta_{2,r}$ 를 식 (2)에 대입하면, 최대유량은  $p_s \rightarrow 0$ 일 때, 식 (3)으로 주어진다.

$$Q_{\max} = 2\pi^2 r M (r_t^2 - r_h^2) \tan \beta_{2,r} \quad (3)$$

식 (3)에서  $\beta_{2,r} \rightarrow 90^\circ$ 일 때,  $Q_{\max} \rightarrow \infty$ 이므로, 이 각도는 날개 허브반경에서 유량을 최대로 만든다. 이것은 Fig. 2의 속도 3각형에서  $w_{u2} = 0$  또는  $v_{u2} = u$ 가 되므로  $v_{u2}$ 가 최대임을 의미하며, 캐스케이드 출구에서 소용돌이로 인한 손실을 의미한다. 따라서  $v_{u2}$ 의 감속을 통해 식 (2)에서 정압 회복이 가능해진다. 한편, Fig. 2에서 유동이 축방향으로 진입할 때, 캐스케이드의 각 반경에서 일정한 이론 전압차는 식 (4)로 주어진다.<sup>3)</sup>

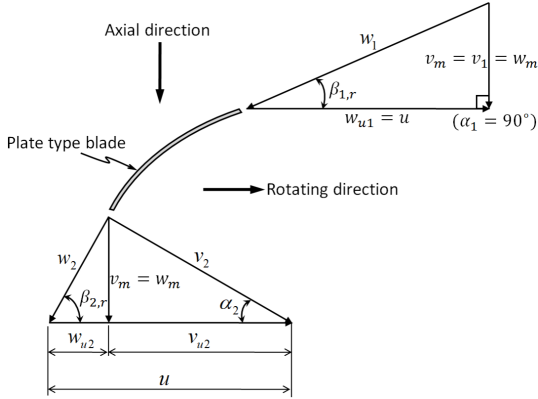


Fig. 2 Velocity diagram with axial entry

$$p_{th} = \frac{p_t}{\eta_t} = \rho u v_{u2} = (2\pi\rho N) r v_{u2} \quad (4)$$

여기서  $r v_{u2}$ 는 날개 부하의 직접적인 척도가 되며,  $v_{u2}$ 는 반경에 역비례함을 알 수 있다. 따라서 허브단면에서  $v_{u2}$ 가 가장 크게 되므로, 이것은 날개 부하가 높다는 것을 의미하므로 좋은 설계는 이 값을 제한해야 정압 회복을 할 수 있다. 따라서 날개 출구각도는 허브단면에서  $\beta_{2,r} = 90^\circ$ 가 가장 적합하며, 나머지 반경에서도 식 (1)을 이용하여 출구각도( $\beta_{2,r}$ )를 반복적으로 결정해야 한다.<sup>3-5)</sup> 이때 식 (1)에서 지수  $n$ 은 압력변동을 고려하여 산출된다. 이번 연구에서는 반경별로  $n = 0.49 \sim 1.0$ 의 값들<sup>3)</sup>을 사용했지만 Pascu<sup>4,5)</sup>는  $n = 1.35$ 를 사용하였다.

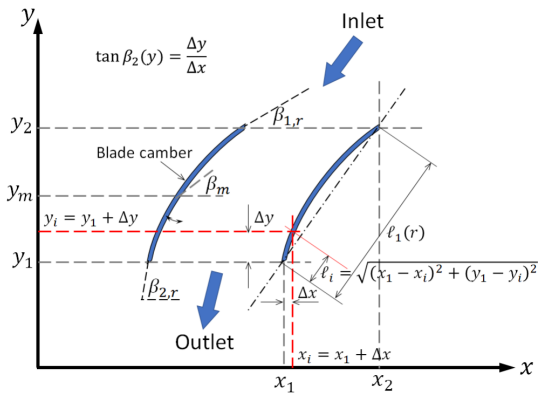


Fig. 3 View of the calculated blade shape in  $(x, y)$  coordinates<sup>3)</sup>

한편, Fig. 3은  $x-y$ 평면 내에서 계산된 날개 형상을 보여준다. 여기서 Pascu<sup>4,5)</sup>는 날개 형상의 출구 각도분포를  $y$ 의 포물선으로 가정하였다. 식 (1)에서  $\beta_{2,r}(y)$ 가 구해지면,  $\tan\beta_{2,r}(y) = \Delta y / \Delta x$ 가 성립하기 때문에  $y_1$ 에서  $\Delta y$ 만큼 변함에 따라  $\Delta x$ 를 구할 수 있다. 이 과정은 계산된 날개의 현 길이( $\ell_i$ )가 주어진 현 길이 $[\ell_1(r)]$ 와 같아질 때까지 반복해서 계산하게 된다. 그런 다음 반경별로 직교좌표계에서 얻은  $x, y$ 좌표값을 원통좌표계로 바꾸어 상용소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 3차원 날개 형상을 모델링하여 튜브 축류팬을 만들었다. 여기서 두 종류의 튜브 축류팬 모델 모두 날개 허브와 끝단에서 솔리디티( $\sigma$ )는 각각  $\sigma = 1.05$ 와  $\sigma = 0.65$ 로 정한 다음, 반경별로 솔리디티는 선형식으로 가정하여 배분하였다.<sup>3-5)</sup>

한편, Fig. 4는 이번 연구의 튜브 축류팬 설계에서 고려한 날개 허브에서 끝단까지 적용한 확산계수( $DF$ )를 나타내고 있다. 여기서 Lieblein<sup>4,5)</sup>은 캐스케이드의 전압손실을 고려하기 위해 이 확산계수를 식 (5)로 제안하였다.

$$DF = \frac{w_{\max}(y) - w_2}{w_{\max}(y)} \quad (5)$$

Fig. 4에서 허브를 벗어나 반경 35.5 mm까지는 현 길이가 일정한 날개에서 확산계수가 반경별로

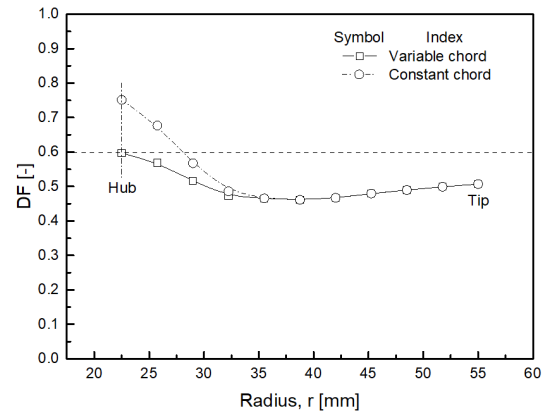


Fig. 4 Variation of diffusion factor versus radius

날개 현 길이 설계방식 변화에 따른 튜브 축류팬의 공력성능 평가

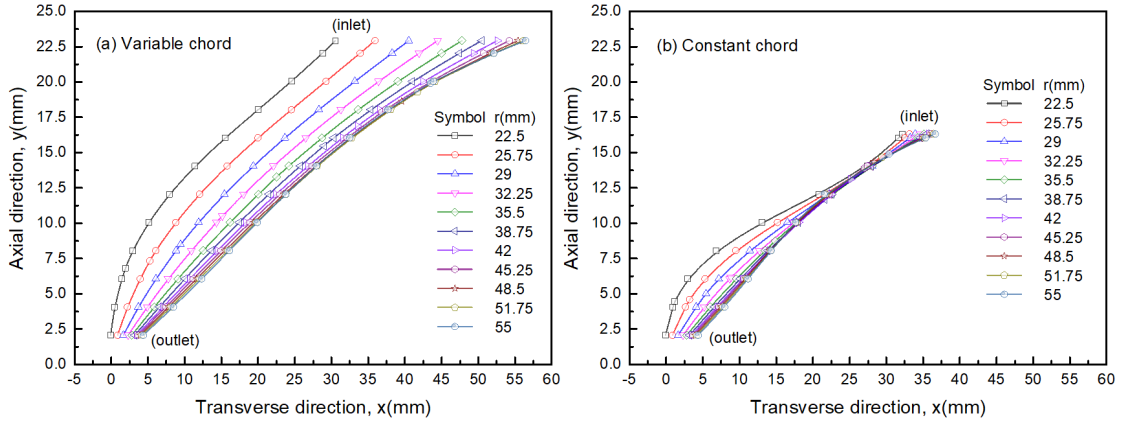


Fig. 5 Calculated blade shape of tube axial fan

Table 1 Specification of calculated tube axial fan

Item	Specification
Flowrate, $Q$ [ $\text{m}^3/\text{min}$ ]	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

현 길이가 변하는 날개보다 더 큰 값을 갖지만, 그 이후 반경에서는 모두 같은 값을 가지고 있다. 한편, Lieblein은 날개 후류(wake)의 모멘텀두께가 확산계수와 상관관계가 있다고 주장하여 NACA 65 및 British C4 시리즈의 날개 형상을 통해  $DF=0.6$ 의 값이 허용할 수 있는 확산계수의 상한값이라고 밝혔다.<sup>4,5)</sup> 이것은 경계층에서 확산으로 인한 압력손실을 줄일 수 있는 날개설계의 중요한 매개변수가 된다. 이것으로 판단해 볼 때, 허브를 벗어나 반경 35.5 mm까지는 반경별로 현 길이가 일정한 튜브 축류팬 모델의 압력손실이 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬 모델보다 압력손실이 더 클 것으로 예상된다.

Table 1은 이번 연구에서 적용한 튜브 축류팬의 설계 자료이다. 또 Fig. 5는 반경별로 얻어진  $x, y$  값의 분포를 나타내고 있다. 현 길이가 반경별로 다른 Fig. 5(a)의 날개 곡선 형상에서는 반경이 허브로부터 날개 끝단으로 갈수록  $x$ 축(회전방향) 우

측으로 이동하며 날개 입구측에서는 넓게 산재하는 반면, 현 길이가 반경별로 일정한 날개 곡선 형상에서는 반경이 허브로부터 날개 끝단으로 갈수록  $x$ 축 좌측으로 이동하며 날개 입구측에서는 좁게 분포되어 나타난다. 특히 반경별로 나타난 두 종류의 튜브 축류팬들의 날개 단면은 모두 "S"자 모양을 보여 주는데, 이와 같은 현상은 Pascu<sup>4,5)</sup>도 언급한 바 있어 현재의 설계방식이 갖는 주요 특징이라고 볼 수 있다.<sup>3)</sup> 한편, Fig. 6은 현 길이를 결정하기 위해 사용한 비속도( $N_s$ ) 대비 유량계수/솔리디티의 분포를 나타낸 그림이다.<sup>8,9)</sup>

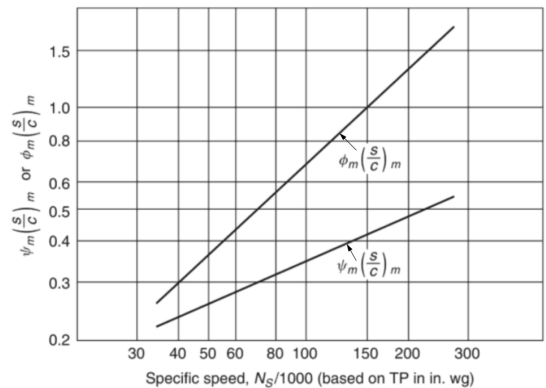


Fig. 6 Mean head and flow coefficients versus specific speed for tube axial fan<sup>8,9)</sup>

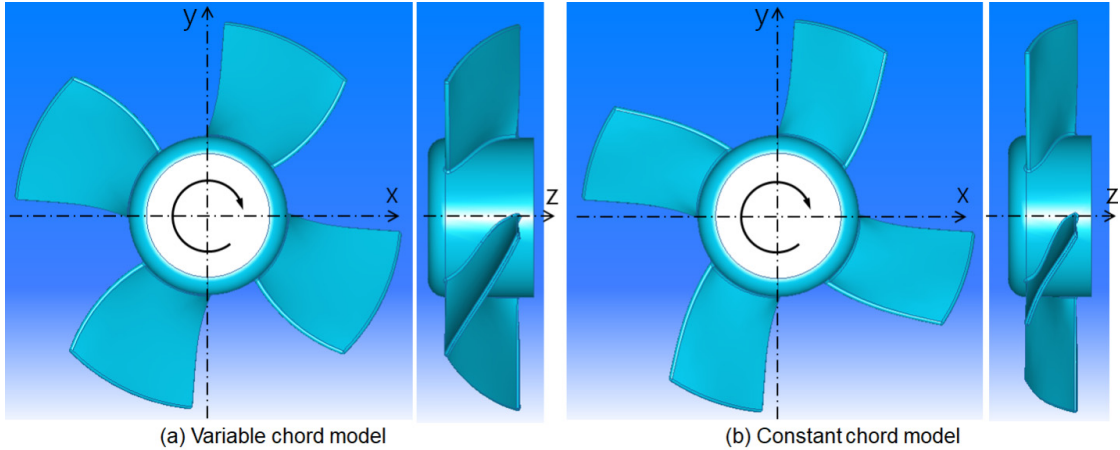


Fig. 7 Tube axial fan configuration made by the blade shape data

### 3. 수치해석

#### 3.1 해석모델

Fig. 7은 Fig. 5의 날개형상 자료로부터 CATIA를 가지고 3차원 형상으로 모델링한 튜브 축류팬들을 나타낸 그림이다. 이 튜브 축류팬을 LES로 해석하기 위해 사용한 웬테스터용 챔버(chamber)는 벨마우스(bellmouth)가 설치된 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.<sup>3)</sup>

Fig. 8은 반경별로 현 길이가 다른 Fig. 7(a)의 튜브 축류팬을 포함한 웬테스터용 챔버의 수치계산 영역을 위해 만들어진 비정형 격자(mesh) 형상이다. 이 형상은 상용소프트웨어인 SC/Tetra<sup>10)</sup>의 전처리 소프트웨어를 이용하여 표면 각각에 경계조건들을 부여한 다음, 격자 크기를 제어하는 "Octree"기능을 이용하여 챔버 외곽에서 튜브 축류팬을 포함하는 회전부로 갈수록 격자를 더 작게 세분화하여 만들었다.<sup>3)</sup> 또 이와 같은 격자 생성은 반경별로 현 길이가 같은 Fig. 7(b)의 튜브 축류팬을 포함하는 웬테스터용 챔버도 같은 방법을 적용하였다. 그 결과 두 종류의 웬테스터에서 얻어진 총 요소(element) 수와 총 교점(node) 수 그

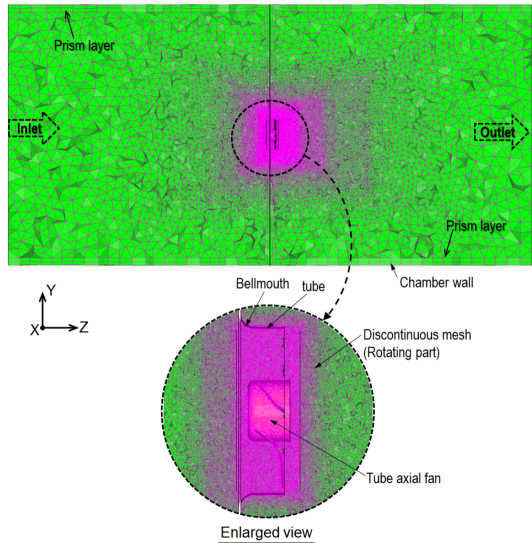


Fig. 8 Mesh configuration for fan tester including the tube axial fan of Fig. 6(a)<sup>3)</sup>

Table 2 Mesh characteristics of fan tester

Chord length type	Total element number	Total node number	Max. size	Min. size
Variable	18,214,618	3,361,021	43.78 mm	0.684 mm
Constant	18,233,201	3,330,220		

리고 최대격자 크기와 최소격자 크기는 Table 2와 같다. 이와 같은 격자 요소 숫자의 생성 방법은

공력성능의 실험값과 잘 일치한 이전 연구<sup>7)</sup>의 LES 해석에서 사용한 방식과 같다. 여기서 회전부에 해당하는 튜브 축류팬을 에워싼 불연속 격자(discontinuous mesh)의 내부는 팬의 회전효과가 적용되는 미끄럼 격자의 영역이다. 또 튜브 축류팬과 벨마우스 및 챔버 벽면들의 표면에는 해의 수렴성을 높이기 위해 모두 2개의 프리즘층(prism layer)을 넣었다.<sup>3)</sup>

### 3.2 수치기법<sup>3,6,7)</sup>

두 가지 팬테스터 챔버들의 해석모델에서 적용한 벨마우스와 챔버 표면의 벽들은 모두 점착(no-slip) 조건으로 설정하였으며, 입구 벽면은 압력변화를 반영할 수 있도록 정압조건으로 설정하였고, 출구 벽면은 대기압조건으로 설정하였다. 또 튜브 축류팬의 회전수는 모두 2,400 rpm으로 설정하여 회전체 조건<sup>10)</sup>을 반영하였다.

LES의 난류모델에는 동적 아격자척도(dynamic subgrid-scale) 모델을 사용하였으며, 시간미분항은 2차 음함수(2<sup>nd</sup> order implicit)기법을, 또 대류항은 2차 중앙차분(2<sup>nd</sup> order central difference)기법을 각각 적용하였다.<sup>10)</sup> 또 이산화된 방정식들의 압력보정에는 모두 SIMPLEX 알고리즘을 사용하였다. 한편, LES에 필요한 초기시간 간격은 회전수 2,400 rpm에 대한 튜브 축류팬의 원주속도와 최소 격자 크기를 고려하여  $4.95 \times 10^{-5}$ 초로 정하였으며, 어떠한 시간 간격(time interval)에도 영향을 받지 않는 해석 결과를 얻기 위해 꾸랑수(Courant number)<sup>10)</sup>는 1로 정하였다. 이를 토대로 질량유량(mass flux)이 충분히 안정을 보이는 3만 회까지 비정상상태에서 평균 계산을 수행하였다.

## 4. 계산결과 및 고찰

Fig. 9는 공력성능을 비교 분석하기 위해 Fig. 7의 튜브 축류팬을 벨마우스에 설치한 조건을 나타낸 그림이다. 이번 연구의 튜브 축류팬들은 모두 허브비가  $\nu=0.409$ 이므로, 전형적인 튜브 축류팬<sup>3-5)</sup>에 해당하여 Fig. 9와 같이 튜브 축류팬이 모두 벨마우스 곡률이 끝나는 튜브 내에 설치되도

록 하였다. 여기서 Fig. 9(a)는 튜브 축류팬 날개의 현 길이가 허브에서 끝단까지 다른 모델이며, Fig. 9(b)는 튜브 축류팬 날개의 현 길이가 허브에서 끝단까지 모두 같은 모델이다.

한편, Fig. 10은 Fig. 9의 두 가지 튜브 축류팬들을 부하 변동에 따라 LES로 해석한 유량 대비 정압 및 정압효율의 분포들을 나타낸 그림이다. 여기서 정압과 정압효율은 전형적인 축류팬의 성능

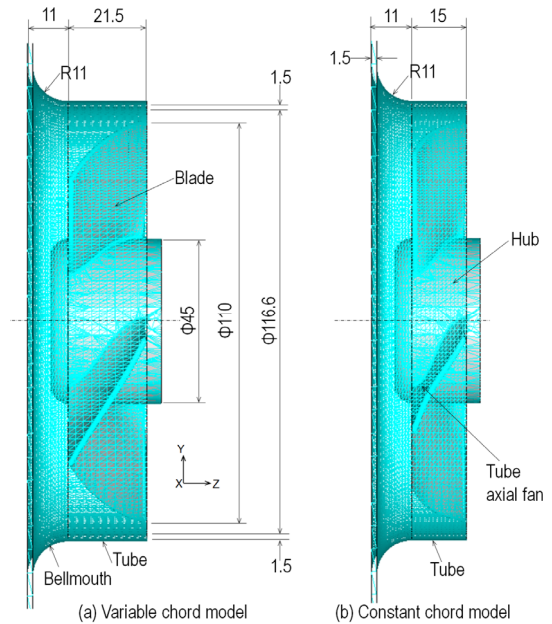


Fig. 9 Geometry configurations between tube axial fan and bellmouth

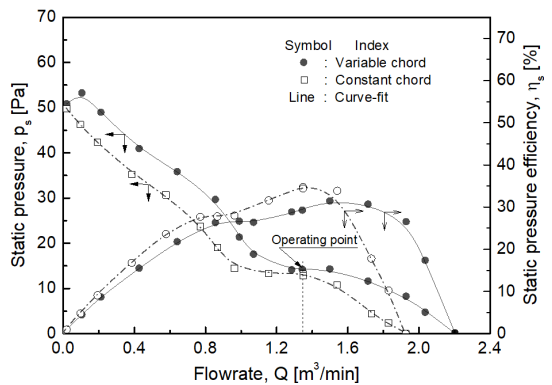


Fig. 10 Static pressure and static pressure efficiency profiles versus flowrate

곡선<sup>6,7)</sup>들을 보여 주며, 정압곡선과 최대유량은 반경별로 현 길이가 다른 Fig. 9(a)의 튜브 축류현이 전 유량에 걸쳐 반경별로 현 길이가 같은 Fig. 9(b)의 경우보다 더 크게 분포되어 나타난다. 그러나 설계 운전점(operating point)에서 보여 준 두 가지 튜브 축류현 모델들의 정압 크기는 차례로 최대 약 14 Pa과 약 12.8 Pa을 각각 보여줘 서로 매우 작은 차이를 나타낸다. 또 Fig. 9(a) 모델의 정압효율은 전체적으로 Fig. 9(b) 모델의 정압효율보다 더 크게 분포되어 있으며, 특히 설계 운전점에서 약 35%로 가장 크다. 그러나 Fig. 9(b)의 최대 정압효율은 설계 운전점의 유량을 벗어나 약  $Q \approx 1.5 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 약 31% 정도를 나타내고 있다.

Fig. 11은 두 가지 튜브 축류현 모델들을 부하 변동에 따라 LES로 해석한 유량 대비 동력의 분포를 나타낸 그림이다. 여기서 두 가지 튜브 축류현 모델들의 동력분포는 유량이 증가함에 따라 모두 감소하는 경향을 보인다. 또 반경별로 현 길이가 다른 튜브 축류현의 동력은 유량이 증가함에 따라 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류현의 경우보다 더 크게 분포되어 있다. 이것은 반경별로 현 길이가 다른 튜브 축류현의 날개면적이 Fig. 9에서 보는 바와 같이 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류현의 경우보다 더 크기 때문에 같은 회전수에서도 저항을 더 받기 때문이다.

Fig. 12는 Fig. 9의 두 가지 튜브 축류현 조건들을 부하 변동에 따라 LES로 해석하여 계산한 전압 및 전압효율의 분포들을 나타낸 그림이다.

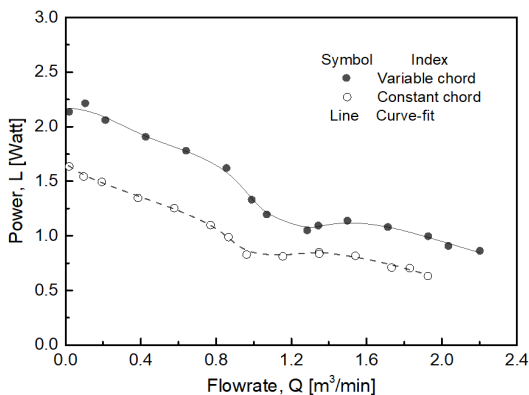


Fig. 11 Power profiles versus flowrate

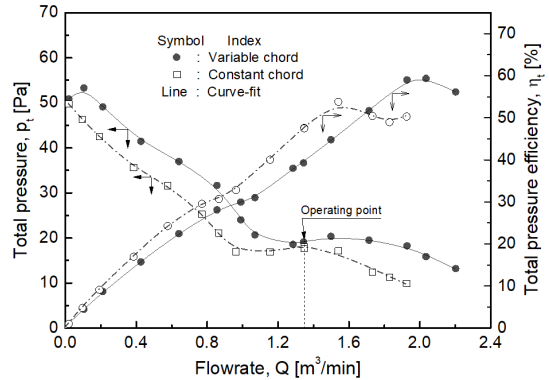


Fig. 12 Total pressure and total pressure efficiency profiles versus flowrate

여기서 동압은 식 (6)으로 정의하였으며, 전압은  $p_t = p_s + p_d$ 로 계산하였다.<sup>3)</sup>

$$p_d = \frac{1}{2} \rho v_m^2 = \frac{1}{2} \rho \left\{ \frac{Q}{60\pi(r_t^2 - r_h^2)} \right\}^2 \quad (6)$$

Fig. 12에서 전압곡선의 분포는 반경별로 현 길이가 다른 Fig. 9(a)의 튜브 축류현이 전체 유량에 걸쳐 반경별로 현 길이가 같은 Fig. 9(b)의 경우보다 더 크게 분포되어 나타난다. 그러나 설계 운전점에서 보여준 두 가지 튜브 축류현 모델들의 전압의 크기는 차례로 최대 약 20 Pa과 약 17.7 Pa로 나타나 서로 매우 작은 차이를 보인다. 또 Fig. 9(a) 모델의 전압효율은 유량이 약  $Q \approx 1.7 \text{ m}^3/\text{min}$  이전까지는 Fig. 9(b)모델의 경우보다 더 작게 분포되나 그 이후 유량에서는 더 크게 분포한다. 특히 Fig. 9(a) 모델의 최대 전압효율은 유량이 약  $Q \approx 2.04 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 약 59.3% 정도를 나타내나 Fig. 9(b) 모델의 경우, 유량이 약  $Q \approx 1.54 \text{ m}^3/\text{min}$ 에서 약 53.8% 정도를 나타내고 있다. 한편, 설계 운전점에서 보인 전압효율은 Fig. 9(a) 모델의 경우 약 39%를, 그리고 Fig. 9(b) 모델의 경우 약 47.5%를 각각 나타내고 있다.

#### 4. 결론

날개의 현 길이를 반경별로 다르거나 같게 설



제한 튜브 축류팬의 모델들을 3차원, 비압축성 상태에서 LES로 해석한 결과는 다음과 같다.

1) 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬의 정압과 전압의 분포는 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류팬의 경우보다 더 크게 나타나며, 설계 운전점에서는 그 크기 차이가 가장 작다.

2) 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬의 날개면적은 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류팬의 경우보다 더 크므로 동력은 전 유량에서 더 크게 분포한다.

3) 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬의 설계 운전점에서 정압효율과 전압효율의 분포는 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류팬의 경우보다 더 작다.

4) 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬의 최대 풍량은 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류팬의 경우보다 더 크게 분포한다.

5) 전체적인 공력성능으로 볼 때, 반경별로 현 길이가 변하는 튜브 축류팬의 설계방식이 가장 우수하나 반경별로 현 길이가 같은 튜브 축류팬의 설계방식은 설계 운전점에서는 비교적 유용하다고 본다.

## 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. T. Ikui and M. Inoue, 1988, "Turbo-Blowers and Compressors", Corona Publishing Co., LTD., pp. 311-504.
2. R. A. Wallis, 1983, "Axial Flow Fans and Ducts", John Wiley & Sons, Inc., pp. 312-343.
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, Vol. 26, No. 1, pp. 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. Epple, 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, pp. 643-657. (DOI:10.1243/09544062JMES1023)
6. 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, Vol. 20, No. 1, pp. 50-56. (DOI:10.9726/kspse.2016.20.1.050)
7. 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, Vol. 19, No. 6, pp. 19-25. (DOI:10.9726/kspse.2015.19.6.019)
8. W. W. Peng, 2008, Fundamentals of Turbomachinery, Hoboken, NJ, USA : John Wiley & Sons, Inc.
9. 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.
10. SC/Tetra (Version 12), 2015, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.