◎ 논 문
◎ Original Paper

DOI: https://doi.org/10.5293/kfma.2021.24.3.015
ISSN (Print): 2287-9706

두 개의 양흡입 시로코 팬과 모터의 상대적 위치에 따른 유동장 및 공력 성능 분석

김형욱* · 이정수* · 김성민* · 임종웅* · 조진수**†

Analysis of Flow Field and Aerodynamic Performance for the Relative Position between Two Sirocco Fans and Motor

Hyunguk Kim*, Jungsoo Lee*, Seongmin Kim*, Jongwoong Lim*, Jinsoo Cho**†

Key Words : Sirocco fan(시로코 팬), Forward-curved(전향익), Blockage effect(봉쇄 효과), Computational fluid dynamics(전산 유체 역학), Air purifier(공기청정기)

ABSTRACT

In this study, the effects between two double-suction sirocco fans and the motor installed in the large air purifier were analyzed. The distance between the sirocco fan and motor, and the diameter of motor were set as the main variables. In addition, distance and diameter were expressed as dimensionless variables to make easier to analyze. Through computational analysis using the RANS equation, the inlet and outlet areas of the fan were analyzed. As a results, the distances that improve the performance for each specific size of the motor were investigated. Compared to the reference model, the static pressure increased of 35 Pa and the efficiency increased of 3.4 %, respectively.

1. 서 론

최근 미세먼지의 농도 증가와 신종 바이러스의 확산 등으로 인해 실내 공기 정화에 대한 중요성은 세계적으로 부각되고 있으며 공기청정기 시장은 연평균 약 20%라는 단일 가전 품목 중 가장 빠른 성장세를 보이고 있다. 또한, 일반 가정에서 사용되는 소형 공기청정기와 함께 근래에는 회사나 식당 등 상대적으로 활동 면적이 넓은 다중이용시설에 설치되는 대형 공기청정기의 필요성과 개발의 중요성이 증가하고 있다.

공기청정기는 팬, 모터, 필터 등으로 구성되어 있으며 대형 공기청정기의 팬은 주로 시로코 팬(Sirocco fan)이 사용되고 있다. 시로코 팬은 블레이드의 개수가 많은 다익형 팬(Multi-blade fan)으로, 블레이드의 길이가 짧고 폭이 좁으며 블레이드 끝부분이 회전 방향으로 굽은 전곡형(Forward-curved)의 형상을 가진다. 또한, 시로코 팬은 풍량 대비 저속 운전이 가능해 소음이 작으며 팬의 직경이 작기 때문에 설치 면적이 상대적으로 작다.

대형 공기청정기는 넓은 면적을 정화할 수 있어야 하므로 기본적으로 높은 풍량을 토출하는 것이 요구되며 이를 위해서는 공기청정기의 대형화가 요구된다. 이와 함께 공기청정기에는 헤파(HEPA; High Efficiency PArticulate filter) 필터, 광촉매 필터 등 여러 종류의 필터가 장착되기 때문에 공력 시스템의 부하가 크며 이 부하를 이겨내기 위해 높은 정압을 토출할 수 있는 팬이 요구된다. 따라서 대형 공기청정기에는 필터의 공력 부하를 이겨낼 수 있는 높은 정압을 유지하면서 넓은 면적을 정화할 수 있는 높은 풍량의 팬이 요구된다고 할 수 있다. 이러한 조건을 만족시키기 위해서는 상대적으로 크기가 큰 공기청정기 내부에 다수의 팬이 설치되어야 하고, 이때 효율적으로 팬을 배치하는 것이 중요하다. 하지만 최근까지의 연구들에서는 공기청정기 내부에 장착되는 팬 배치에 대한 연구보다는 팬 성능에 대한 연구가 주를 이루고 있다. 이종성[1] 등은 Frozen-rotor 기법과 Stage 기

* 한양대학교 융합기계공학과 (Department of Mechanical Convergence Engineering, Hanyang University)
** 한양대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Hanyang University)
† 교신저자, E-mail : jscho@hanyang.ac.kr

The KSFM Journal of Fluid Machinery: Vol. 24, No. 3, June 2021, pp.15~23(Received 26 Apr. 2021; revised 03 May. 2021; accepted for publication 03 May. 2021)
한국유체기계학회 논문집: 제24권, 제3호, pp.15~23, 2021(논문접수일자: 2021.04.26, 논문수정일자: 2021.05.03, 심사완료일자: 2021.05.03)

법을 이용한 단일 팬의 정지 영역과 회전 영역 사이의 경계면 처리 기법에 관해 분석하였다. Frozen-rotor 기법은 회전 방향에 따라 속도 변화량이 큰 팬의 내부 유동장 평가에 유리함을 확인하였으며 Stage 기법은 내부 유동장의 모사보다는 팬 자체의 성능 평가에 유리함을 확인하였다. 이종원[2] 등은 단일 시로코 팬의 회전수와 풍량을 변화시키면서 토출 풍량과 내부의 재순환영역의 상관관계에 대해 확인하였으며, 하우징 토출부에 안내 깃을 설치하여 재순환영역의 크기를 줄임으로써 시로코 팬의 일률을 3.37%까지 감소시켰다. Son[3] 등은 단일 시로코 팬의 흡입구 반경을 변화시켜 와류(Vortex) 발생 영역과 그에 따른 유속의 손실 및 유량에 미치는 영향을 확인하였다. 해석 및 실험을 통해 임펠러(Impeller)의 외경과 흡입구 반경의 비율이 86%일 때 가장 효율적임을 확인하였다. 차경훈[4] 등은 단일 시로코 팬 임펠러 내부에 설치되는 모터의 형상 및 설치 유무에 따른 유동을 분석하였다. 모터의 직경과 높이를 변화시켜 전산해석을 진행하였으며 이때의 효율 분포를 확인하였다. 임펠러 내부에 모터가 설치되었을 때 정체 영역을 감소시켜 효율이 약 1.6% 증가하며, 모터의 특정 직경과 높이에서의 최대 효율점이 존재함을 확인하였다. 박상태[5] 등은 단일 양흡입 시로코 팬 흡입구에 존재하는 모터에 의한 흡입구 영역 봉쇄율에 따른 성능 변화를 분석하였다. 이때 봉쇄율을 0~36%까지 변화시켜가며 수치해석을 진행하였다. 시로코 팬 흡입구의 봉쇄율이 증가함에 따라 최고 효율점에서 유량계수가 0.03 감소하였으며, 최고 효율은 최대 26%까지 감소함을 확인하였다. 김재원[6] 등은 단일 시로코 팬 흡입구의 배치에 따른 공조기 내부 공기 유동 특성을 확인하였다. 내부 유동의 특성에 따라 팬으로의 흡입 유속을 수식으로 나타내었으며 흡입 면적과 흡입 유동의 접근 각도를 개선하고자 하였다. 이를 위해 팬의 흡입 각도를 22.5°의 간격으로 변화시켰으며 열 교환기 단면의 66개 위치에서 유속을 측정하였다. 결과적으로 와동 반경을 개선하고, 맥동을 제거함으로써 500 Hz에서 2.5 kHz 대역의 유동 소음을 저감시켰으며 전체적으로 약 0.9 dB을 감소시켰다.

본 연구에서는 작동 환경에 필요한 풍량과 소비 전력을 고려하여 대형 공기청정기 내에 시로코 팬 2개와 모터 1개가 장착되었다. 이때, 팬과 모터 사이의 상대적인 위치와 모터의 직경에 따른 유동장과 공력 성능을 분석하였으며 이를 통해 대형 공기청정기 내부에 배치되는 시로코 팬의 최적 위치에 대한 영향성을 확인하였다.

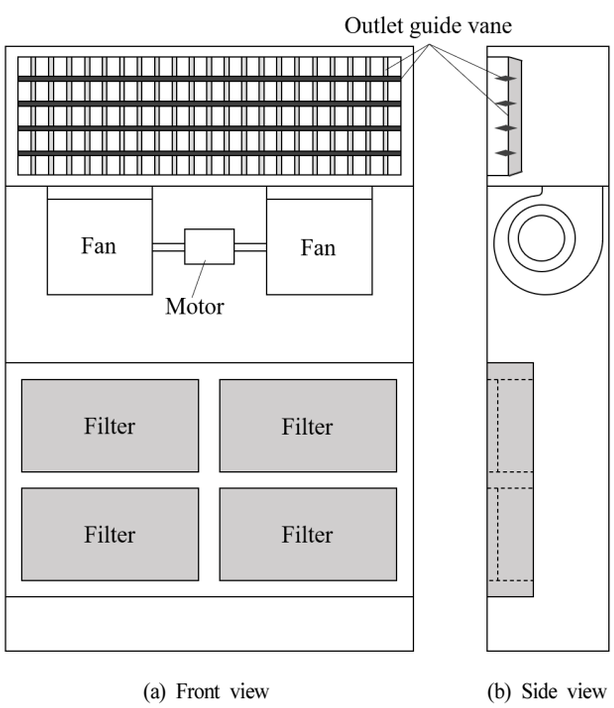


Fig. 1 Schematic diagram of numerical domain

2. 본 론

2.1 해석 모델 및 변수 정의

2.1.1 해석 모델

본 연구에서 해석 모델로 사용된 공기청정기의 해석 영역을 Fig. 1에 나타내었으며 공기청정기 내부에 장착되는 시로코 팬과 모터의 제원은 Table 1에 나타내었다. 본 연구에서는 팬의 배치에 따른 성능만을 고려하기 위해 필터의 장착은 고려하지 않았다.

2.1.2 변수 정의

시로코 팬과 모터의 상대적 위치에 대한 성능변화를 확인하기 위해 형상 변수를 정의하여 Fig. 2에 나타내었다. 형상 변수는 본 연구에서 도출한 결과를 다른 해석모델에서도 쉽게 비교할 수 있도록 무차원화시킨 값들로 표현하였다.

흡입구의 직경(D_i)을 기준으로 모터의 직경(D_m)을 무차원화하여 흡입구와 모터의 직경 비율을 R_m으로 정의하였다. 본 연구에서는 팬 자체의 형상 변화는 다루지 않으므로 D_i의 값은 항상 일정하다. 따라서 R_m 을 통해 흡입구에 대한 모터의 축방향 봉쇄율을 표현할 수 있도록 하였다.

Table 1 Geometric parameters of fan and motor

Number of blades	60
Outer diameter [mm]	260
Inner diameter [mm]	220
Impeller width [mm]	260
Scroll housing width [mm]	310
Motor diameter [mm]	164
Motor width [mm]	181

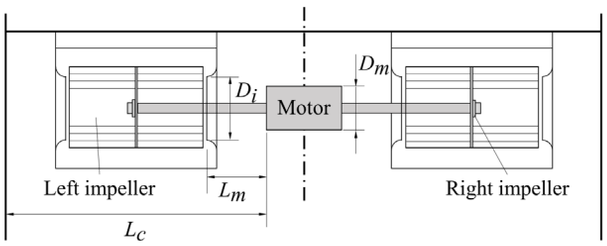


Fig. 2 Geometric variables for fan and motor (front view)

$$R_m = \frac{D_m}{D_i} \tag{1}$$

$$D_i = Constant \tag{2}$$

공기청정기 내부의 시로코 팬 위치를 표현하기 위해 모터의 한 쪽 측면으로부터 공기청정기의 벽까지의 거리(L_c) 대비 흡입구와 모터 사이의 거리(L_m)를 R_l 로써 나타내었다. 또한, 본 연구에서는 공기청정기의 외부 형상과 모터의 폭은 변화하지 않기 때문에 L_c 는 항상 일정하다. 따라서 R_l 을 통해 시로코 팬의 모터와 벽에 대한 상대적 위치를 확인할 수 있다.

$$R_l = \frac{L_m}{L_c} \tag{3}$$

$$L_c = Constant \tag{4}$$

2.2 해석 방법

2.2.1 전산해석 기법

공기청정기의 내부 유동 현상을 분석하기 위해 상용 해석 프로그램인 ANSYS CFX 2019 R3 가 사용되었다. 유체는 비압축성으로 가정되었으며 열전달은 고려되지 않았다. 해석을 위한 지배 방정식은 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 방정식이 사용되었다. 연구에 적용된 난류 모델은 RNG k-ε 난류모델을 사용하였다. RNG k-ε 난류모델은 빠르게 변하는 유동과 스월 유동의 해석 정확도가 높아 팬의 회전 속도가 빠르고 공기청정기 형상에 의해 내부 와류가 많이 발생할 것으로 예상되는 해석에 적합하다.[7] 전산해석에 사용된 격자는 모두 비정렬 격자로 구성되었으며, RNG k-ε 난류모델에서 주로 사용되는 범위와 해석 격자수를 고려하여 주요 유동 영역이 흐르는 벽면에 대해 최대 y^+ 가 250을 초과하지 않도록 구성되었다. 격자수는 전체 해석 영역을 기준으로 약 5,200만 개의 격자가 사용되었으며 주요 유동 영역 근처에는 3,800만 개의 격자가 사용되었다. 특히, 본 연구는 팬의 위치를 변경하여 해석하게 되므로 주요 유동 영역인 팬과 모터 사이, 팬과 벽 사이의 격자가 해석 결과에 영향을 미치지 않도록 고려해야 한다. 이를 위해 주요 유동 영역에 BOI(Body Of Influence) 기법을 적용하여 격자를 조밀하게 구성하도록 하였다. 또한, 팬의 회전을 모사하기 위해 MRF(Moving Reference Frame) 기법을 사용하였다. Fig. 3에 주요 유동 영역의 격자와 출구 가이드(A), 임펠러 영역(B)의 격자를 나타내었다.

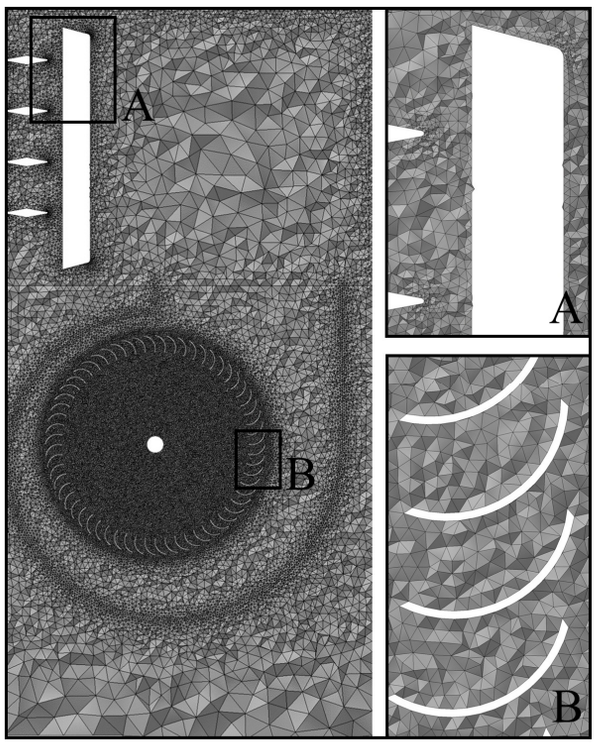


Fig. 3 Computational grid for simulation
(A : Outlet guide vane region, B : Impeller region)

2.2.2 경계 조건

회전 영역과 비회전 영역의 경계면은 Frozen-rotor 기법을 사용하였다. Frozen-rotor 기법은 정지 및 회전 영역의 경계면에서 데이터가 반경 방향에 대한 평균화 없이 그대로 전달되기 때문에, 회전 방향에 따른 속도 분포가 다양한 유동을 실제 현상과 유사하게 모사할 수 있다. 이때 회전 영역에 포함되는 임펠러와 모터 축의 회전 속도는 설계회전수인 1,150 rpm으로 해석을 진행하였다. 입구 경계 조건은 대기압을 고려하여 전압력 조건을 적용하였으며 출구 경계 조건은 질량 유량 조건을 적용하였다. 출구 경계 조건에 질량 유량 조건을 설정함으로써 출구 압력의 변화를 확인할 수 있으며 압력 변화는 곧 팬의 작동점을 이동시킬 수 있는 지표가 된다. 나머지 벽면은 점착 조건(No-slip condition)을 적용하였다.

2.2.3 전산해석 신뢰도 검증

일정한 회전 속도에서 팬의 토출 유량을 변화시키고, 각 유량에 대한 토출 정압을 통해 하나의 곡선을 그릴 수 있으며, 이를 팬의 성능 곡선이라 한다. 팬의 성능 곡선은 팬의

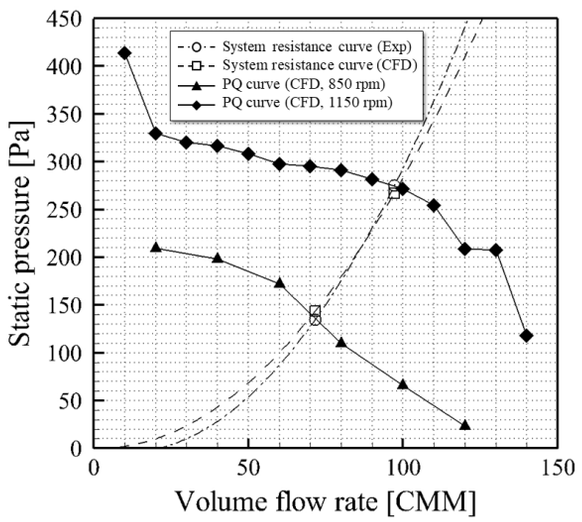


Fig. 4 Fan performance curve and system resistance curve for validation

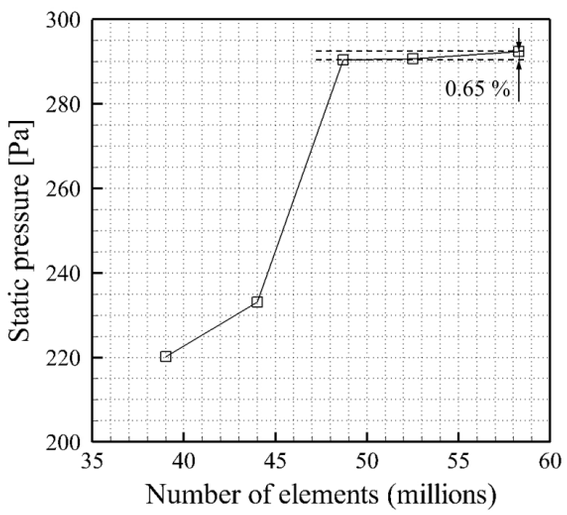


Fig. 5 Grid independency test

Table 2 Comparison of performance for 1 fan and 2 fans

# of fans	Static pressure [Pa]	Mass flow rate [CMM]	Efficiency [%]
1	317.8	40.0	53.9
2	295.0	75.0	49.5

고유한 특성이며 회전 속도마다 유사한 경향의 곡선이 각 위치마다 나타나게 된다. 또한, 팬이 시스템에 장착되면서 시스템을 통해 토출되는 유체는 시스템의 형상에 의한 저항을 받게 된다. 이때 유량에 대한 토출 정압을 이어 하나의 곡선으로 나타낼 수 있으며, 이를 시스템 저항 곡선이라 한다. 팬의 성능 곡선과 시스템 저항 곡선이 교차하는 지점을 작동점이라 하며 팬의 성능 개선 혹은 시스템의 최적화를 통해 작동점을 변화시킬 수 있다.

Fig. 4에는 전산 해석을 통해 얻은 850 rpm과 1,150 rpm에서의 성능 곡선과 팬이 시스템에 장착되었을 때의 시스템 저항 곡선을 나타내었다. 시스템 저항 곡선은 850 rpm과 1,150 rpm에서의 토출 유량에 따른 토출 정압, 토출 유량이 없을 때(0 CMM)의 토출 정압(0 Pa), 총 3 개의 점을 이용하여 2차 곡선으로 나타내었다.

본 연구에서는 전산해석을 통해 얻은 단일 팬의 성능 곡선과 실험을 통해 얻은 시스템 저항 곡선으로 작동점을 예측하였다. 이후 시스템을 포함한 해석 영역을 구성하여 실험 유량과 같은 유량에서의 전산해석을 진행하였고, 이때의 토출 정압을 통해 시스템 저항 곡선을 나타내 전산해석의 신뢰도를 검증하였다. 또한, 시로코 팬 단일 성능 검증을 위한 전산해석이 진행되었으며 팬의 개수에 따른 성능을 Table 2에 나타내었다. 일반적으로 동일한 성능의 팬이 병렬 배치될 때, 동일한 정압에서 풍량이 2배가 되며 해석 결과 또한 타당한 값을 나타내었다.

2.2.4 격자 의존성 검증

전산해석은 해석 시간 및 신뢰도가 격자수에 큰 영향을 받으며 격자수를 적절하게 조절하는 것은 해석을 효율적으로 진행하는 데에 필수적인 요소라고 할 수 있다. 3,900만 개에서 5,830만 개 사이의 격자 의존성을 검증하였으며 4,800만 개 이상의 격자에 대해 0.65% 미만의 오차율을 보이는 것을 확인하였다. 최종적으로 5,250만 개의 격자를 사용하였다. Fig. 5에 격자 의존성 검증 비교를 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

전산해석을 통해 구한 R_l 의 변화에 따른 정압과 효율을 각각의 일정한 R_m 에 따라 분류하여 Fig. 6과 7에 나타내었다. 이때, 팬의 효율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{Fluid\ power}{Shaft\ power} = \frac{P_s Q_a}{T_a N} \tag{5}$$

팬의 효율 η은 축동력에 대한 유체의 힘으로, 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다. 유체의 힘은 토출 정압 P_s과 유량 Q_a의 곱으로 나타낼 수 있으며 축동력은 팬의 공력 토크 T_a와 회전수 N의 곱으로 나타낼 수 있다. 공력 토크는 팬의 전체 토크에서 질량에 의한 토크는 제외하고, 팬에 작용하는 공기의 부하를 통해 나타낸 토크이다. 본 연구에서는 유량과 회전수를 상수로 두었기 때문에 전산해석을 통해 공력 토크와 토출 정압을 변수로써 나타낼 수 있다.[8]

Fig. 6을 통해 전체적으로 R_l의 증가에 따라 토출 정압이 증가함을 확인할 수 있다. 또한, 계속해서 증가하던 정압이 R_l = 0.63 이후부터 다시 감소하는 것을 확인할 수 있다. 세

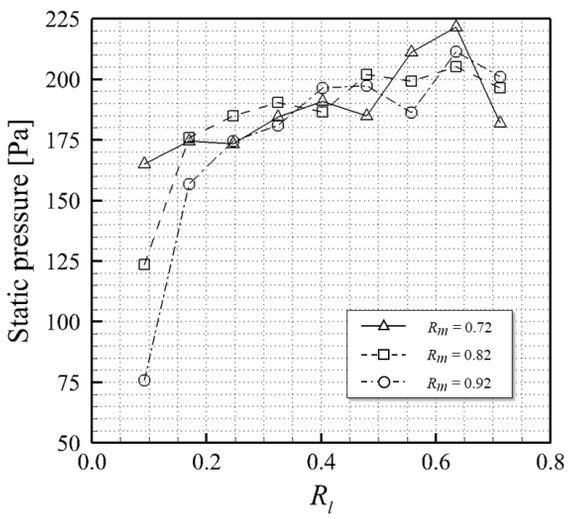


Fig. 6 Static pressure distribution for R_l and R_m

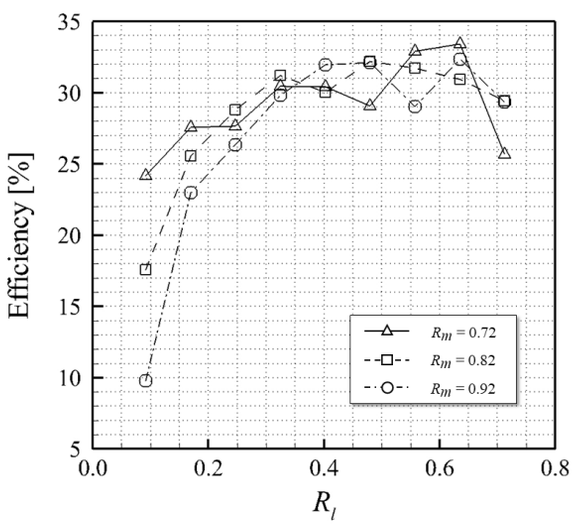


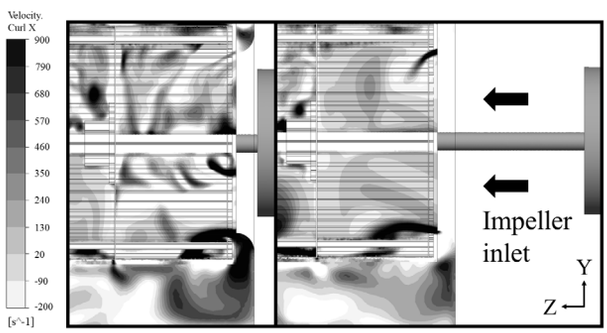
Fig. 7 Efficiency distribution for R_l and R_m

그래프 모두 R_l = 0.63일 때 최고 정압이 나타나며 이때의 정압은 높은 순서대로 각각 221 Pa, 211 Pa, 205 Pa 임을 확인할 수 있다. 또한, 그 중 모터의 크기가 가장 작은 R_m = 0.72에서 최고 정압이 나타난 것을 확인할 수 있다. 최저 정압은 R_l = 0.09일 때 나타나며 높은 순서대로 각각 165 Pa, 123 Pa, 76 Pa을 나타낸다. R_l = 0.09인 경우에 전체적으로 정압이 크게 감소함을 확인할 수 있고, 특히 R_m 이 증가할수록 감소량 또한 증가함을 확인할 수 있다.

Fig. 7에 나타낸 R_l에 따른 효율의 분포는 정압과 공력 토크를 변수로 갖는 값이기 때문에 정압 그래프와 선형적인 관계를 나타낸다. 정압 그래프와 같이 R_m = 0.72와 R_m = 0.92는 R_l = 0.63일 때 최고 효율을 나타내며, 이때의 효율은 33.4%, 32.4%이다. 하지만 정압 그래프에 비해 효율 그래프는 상대적으로 낮은 증가율을 나타내며, R_m = 0.82는 최고 정압을 나타낸 R_l = 0.63에서 오히려 효율이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 높은 정압을 토출하는 과정에서 임펠러에 발생하는 압력 부하가 크기 때문에 공력 토크가 커지기 때문인 것으로 사료된다.

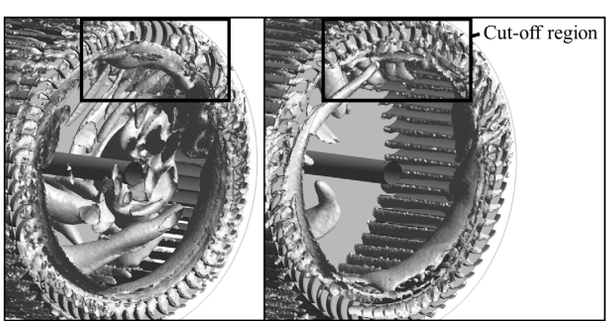
유동장 분석을 위해 Fig. 8에 R_m = 0.82일 때, 토출 정압이 가장 낮은 R_l = 0.09와 가장 높은 R_l = 0.63에 대한 팬 내부에서의 Velocity curl의 분포를 나타내었다. Velocity curl은 유동의 속도 내에 포함된 회전 성분을 표현하는 방식으로써 이를 통해 팬 내부에서 발생하는 와류의 세기와 분포를 확인할 수 있다. 팬 내부의 와류는 팬의 주요 유동에 부정적인 영향을 미치며 결과적으로 토출 정압과 효율 저하를 일으킨다. R_l = 0.09는 팬과 모터 사이의 간격이 가장 좁은 경우로, 흡입구가 모터와 가까워짐에 따라 유동이 흡입되는 목면적이 작아지게 된다. 좁아진 목면적에 의해 흡입구로 유입되는 유동의 속도가 빠르게 증가하고, 빠른 속도로 벨 마우스(Bell mouth)를 지나 유입된 유동이 팬 내부에서 와류를 발생시켜 토출 정압의 감소가 나타나는 것으로 사료된다.[9] 반대로 R_l = 0.63은 R_l = 0.09와 비교하여 상대적으로 목면적이 넓어지므로 유동의 흡입이 원활하게 이루어져 와류의 세기와 분포가 적은 것을 확인하였다.

Fig. 9에는 R_m = 0.82일 때, 토출 정압이 가장 낮은 R_l = 0.09와 가장 높은 R_l = 0.63의 Q-criterion 분포를 나타내었



(a) R_l = 0.09 (b) R_l = 0.63

Fig. 8 Velocity curl contour on the motor side of the left impeller for R_l (R_m = 0.82)



(a) R_l = 0.09 (b) R_l = 0.63

Fig. 9 Q-criterion of the left impeller for R_l (R_m = 0.82, Q = 0.05)

다. Q-criterion은 유동장 내에서 발생하는 와류 분포를 표현하는 방법으로, 이를 활용해 유동장 내에서의 국부적인 유동 손실을 확인할 수 있다.[10] 식 (8)에 나타낸 Q-criterion은 식 (6)과 (7)의 조합으로 표현할 수 있다.

$$\Omega_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{6}$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{7}$$

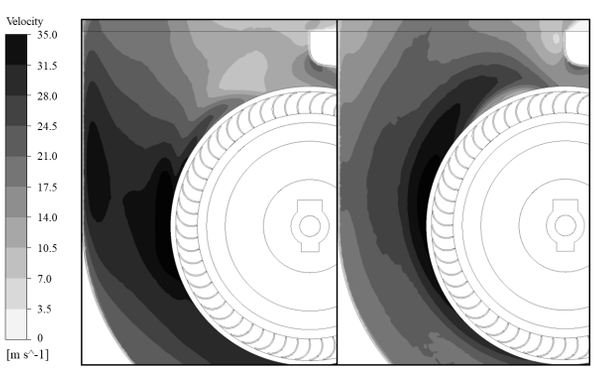
$$Q=\frac{1}{2}\left(\|\Omega^2\|-\|S^2\|\right) \tag{8}$$

여기서, S_{ij}는 변형률 텐서를 나타내며 Ω_{ij}는 와도를 나타낸다. 두 변수의 조합으로 나타낸 Q는 0보다 클 때 유동 내에서 회전 성분이 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있으며 Q가 클수록 강한 와류가 발생하는 것을 확인할 수 있다. Q의 분포를 확인하였을 때, 두 경우 모두 팬의 아래쪽 흡입구 영역에서는 와류가 유사하게 분포되어 있는 것을 확인할 수 있다. 그러나 R_l = 0.09의 경우에는 팬이 모터에 상대적으로 가까워지면서 흡입구를 봉쇄하고, 봉쇄에 의해 유동이 임펠러의 중심부 쪽으로 들어오지 못해 모터와 인접한 영역에서 많은 와류가 분포되어 있는 것을 확인할 수 있다. 특히, 컷오프(Cut-off) 영역에서의 와류는 임펠러의 뒤쪽까지 넓게 분포해 있음을 확인할 수 있다.

시로코 팬의 경우, 흡입과 토출의 방향이 90°를 이루고 있으며 그 특성에 의해 임펠러의 허브로부터 30%까지의 영역에서 주 유동이 발생하게 된다. 왼쪽 임펠러의 모터 측에서 주 유동을 분석하기 위해 허브로부터 30% 위치에서의 속도장을 Fig. 10에 나타내었다. Q-criterion을 통해 확인한 결과와 같이 R_l = 0.63과 비교하여 R_l = 0.09일 때, 팬의 컷오프 근처에서 발생한 와류에 의해 재유입 영역이 발생하면서 팬의 토출 유동 영역을 감소시키고, 유동의 토출 방향을 아래쪽으로 변화시킨 것을 확인할 수 있다. 이 때문에 주 유동이 전체적으로 토출부의 뒤쪽에 형성되고, 유동의 토출이 원활하지 못한 것을 확인할 수 있다. 결과적으로 토출되지 못한 주 유동이 팬의 내부에 정체됨으로써 운동 에너지가 감소하고, 전체적인 유속이 감소하면서 압력 강하가 일어나게 된다. 결과적으로 R_l = 0.09일 때, R_l = 0.63과 비교하여 정압은 약 80 Pa, 효율은 약 13% 감소하였다.

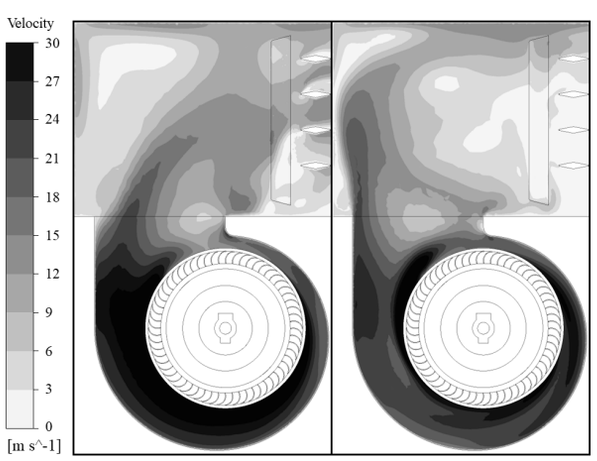
Fig. 11에는 팬과 모터 사이의 간격이 멀리 떨어졌을 때, 정압이 다시 감소하는 원인을 분석하기 위해 R_l = 0.63과 R_l = 0.71에서의 팬 내부와 팬의 토출부 이후 영역의 속도장을 나타내었다. 명확한 유동 변화를 확인하기 위해 정압의 감소가 가장 큰 R_m = 0.72에 대해 분석하였으며, 팬의 다양한 영역에서 분석을 진행하기 위해 오른쪽 임펠러 영역에 대해 분석하였다. 또한, 흡입구가 벽과 가까워짐에 따라 모터에 의한 영향보다는 벽에 의한 영향이 더 커지게 되므로 팬의 벽 측에서 주 유동이 나타나는 허브로부터 30% 위치에 대한 유동장을 나타내었다. R_l = 0.71에서의 속도장은 R_l = 0.63에 비해 유속이 낮고, 주 유동이 토출부의 뒤 쪽에 형성되어 있음을 확인할 수 있다. 이 때문에 R_l = 0.71에서 팬 내부 유동이 불균일하고, 주 유동이 토출부 쪽으로 토출되지 못하는 것을 알 수 있다. 이는 주 유동의 토출 방향에 따라 R_l = 0.63일 때에는 주 유동의 뒤쪽에서 와류가 발생하는 반면, R_l = 0.71일 때에는 주 유동의 앞쪽에서 와류가 발생하기 때문인 것으로 사료된다.

Fig. 12에는 Q의 분포를 확인하여 팬의 토출부 이후 영역의 와류 분포를 확인하였다. 두 경우 모두 팬의 토출부 근처에서 와류가 형성되는 것을 확인할 수 있으며 R_l = 0.71일 때, 팬 토출부 이후의 영역 전반에 걸쳐 와류가 많이 분포한 것을 확인할 수 있다. R_l = 0.63일 때, 와류가 주 유동의 뒤쪽에서 형성되는 것을 확인할 수 있다. R_l = 0.71일 때에는 유동이 상대적으로 팬의 토출부 뒤 쪽에서 수직한 방향으로



(a) R_l = 0.09 (b) R_l = 0.63

Fig. 10 Velocity contour on the motor side of the left impeller for R_l (R_m = 0.82)

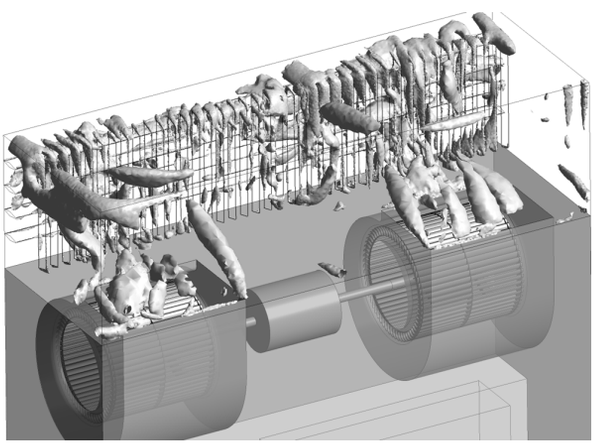


(a) R_l = 0.63 (b) R_l = 0.71

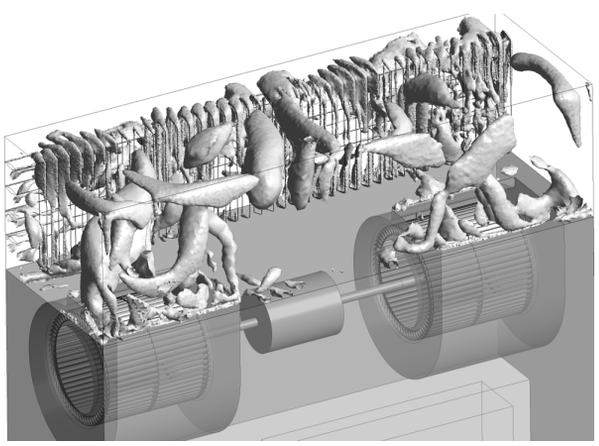
Fig. 11 Velocity contour on the wall side of the right impeller for R_l (R_m = 0.72)

좁고 강하게 토출되기 때문에 유동이 벽면을 따라 강한 와류를 형성되는 것을 확인할 수 있다. 또한, 팬의 위치가 상대적으로 벽 쪽에 가까워지게 되면서 벽면 쪽에서 강한 와류가 발생하게 되고, 이 와류가 주 유동의 앞 쪽에 형성되면서 공기청정기 출구로 유동이 토출되는 것을 방해하게 된다. 이 때문에 전방으로 토출되지 못한 주 유동이 중앙 쪽으로 이동하게 되고, 두 팬에서 토출된 유동이 만나게 되면서 중앙 쪽에 새로운 와류를 형성하게 되어 전체적인 성능 저하를 일으키는 것으로 사료된다. 결과적으로 R_l = 0.63일 때, 모터와 벽면에 의한 영향이 가장 작기 때문에 최고 정압과 최고 효율이 나타나게 된다. 하지만, R_l = 0.71로 증가함에 따라 모터에 의한 영향은 R_l = 0.63과 비슷하지만, 팬이 벽과 가까워지면서 팬의 토출부 이후 영역에 와류가 넓게 분포하게 되고, 이 와류가 공기청정기의 출구로 토출되는 유동의 직진성을 감소시켜 정압과 효율이 감소하게 된다. R_l = 0.71일 때, R_l = 0.63과 비교하여 정압은 약 40 Pa, 효율은 약 7.7% 감소하였다.

모터의 직경 변화에 의한 정압과 효율의 변화를 확인하기 위해 정압차가 가장 크게 나타나는 R_l = 0.09에서, R_m = 0.72와 R_m = 0.92의 경우를 비교하였다. Fig. 13에 팬 내부와 팬 주변의 유동을 확인하기 위해 두 경우의 압력장을 나타내었다. 벽 측에서는 두 경우 간의 정압 차이가 크게 나타나지 않음을 알 수 있다. 모터 측에서의 정압은 벽 측에 비해 상대적으로 낮고, 낮은 정압의 영역이 상대적으로 넓게 분포한 것을 확인할 수 있다. 이는 팬이 모터와 가까워지면서 모터가 흡입구로의 유동 흡입을 방해하는 장애물로써의 역할

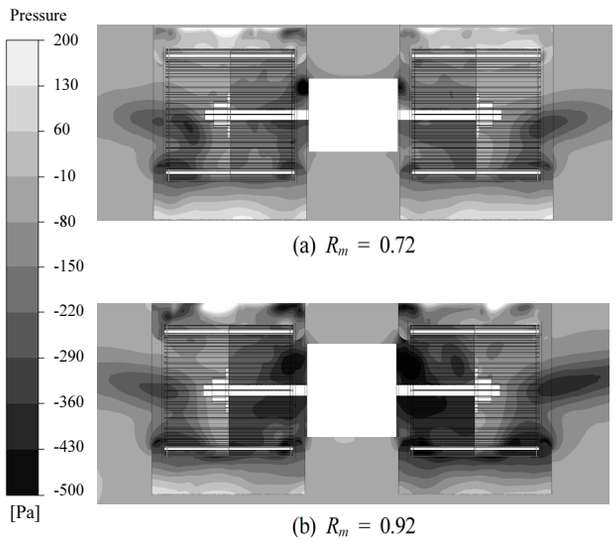


(a) R_l = 0.63



(b) R_l = 0.71

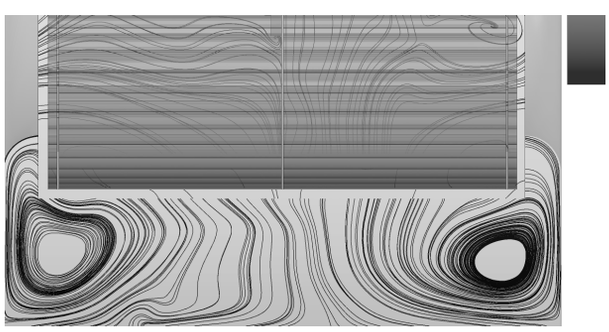
Fig. 12 Q-criterion for R_l after the fan outlet (R_m = 0.72, Q = 0.05)



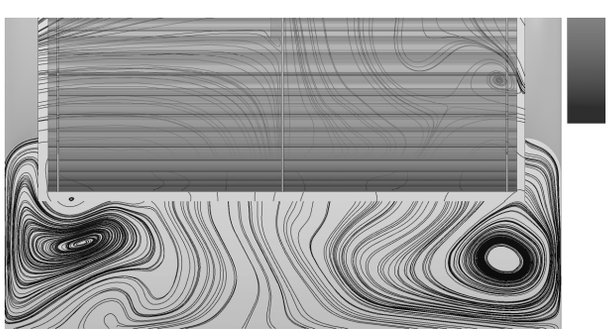
(a) R_m = 0.72

(b) R_m = 0.92

Fig. 13 Pressure contour for R_m near the fans (R_l = 0.72)



(a) R_m = 0.72



(b) R_m = 0.92

Fig. 14 Streamlines on the motor side of the left impeller for R_m (R_l = 0.09)

을 하기 때문이다. 또한, 모터 측 흡입구의 위 쪽 영역에서는 모터 벽면을 따라 정압이 크게 감소하는 영역이 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 이는 모터의 위쪽에서 빠른 속도로 흡입되는 유동이 유동 박리를 일으키기 때문인 것으로 사료된다. R_m = 0.72에서 R_m = 0.92로 증가하면서 모터의 직경 증가에 따른 축방향 봉쇄율이 증가하기 때문에 팬의 내부 정압이 더 낮아지고, 저압 영역이 상대적으로 넓게 분포하는 것을 확인할 수 있다. 이에 따라 벽 측에서 흡입된 공기가 팬의 하우징을 거쳐 상대적으로 저압을 형성하고 있는 모터 측 영역으로 이동하게 되고, 이 과정에서 팬 하우징 하부에 강한 와류가 더 넓게 형성되는 것을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 14에서 확인할 수 있으며 결과적으로 정압은 R_m = 0.92일 때, R_m = 0.72에 비해 약 90 Pa, 효율은 약 14% 감소하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 대형 공기청정기 내부에 장착되는 두 개의 시로코 팬과 모터의 배치에 따른 유동장 및 공력 성능에 대해 연구하였다. 배치에 따른 영향성을 분석하기 위해 팬과 모터 간의 간격과 모터의 직경을 조절하였으며 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 전체적으로 R_l이 증가할수록 정압과 효율이 증가하는 것을 확인할 수 있으며 R_l = 0.63일 때 최고 정압 및 효율이 나타나는 것을 확인하였다.
2) 팬과 모터 사이의 간격 변화에 따라 최저 정압과 최고 정압이 나타나는 원인을 분석하기 위해 R_m = 0.82일 때, R_l = 0.09와 R_l = 0.63을 Velocity curl과 Q-criterion을 이용하여 비교하였으며 결과적으로 R_l = 0.09일 때, 정압은 약 80 Pa, 효율은 약 13% 감소하였다.
3) R_l = 0.63 이후 정압이 감소하는 원인을 분석하기 위해 R_m = 0.72일 때, R_l = 0.63과 R_l = 0.71을 속도장과 Q-criterion을 이용하여 비교하였다. R_l = 0.63일 때, 모터와 벽면에 의한 영향이 가장 작기 때문에 최고 정압과 최고 효율이 나타나고, R_l = 0.71일 때에는 팬과 벽이 가까워지면서 팬 토출부 이후 영역의 벽면 근처에서 와류가 넓게 분포해 전체적인 성능 저하를 일으킨다. 결과적으로 R_l = 0.71일 때, R_l = 0.63과 비교하여 정압은 약 40 Pa, 효율은 약 7.7% 감소하였다.
4) 모터의 직경 변화에 따른 정압과 효율이 변화하는 원인을 분석하기 위해 R_l = 0.09일 때, R_m = 0.72와 R_m = 0.92를 압력장을 이용하여 비교하였다. 결과적으로 R_m = 0.92일 때, 정압은 약 90 Pa, 효율은 약 14% 감소하였다.

결과를 통해 팬과 모터 사이의 간격이 좁아질수록 효율이 급감하는 것을 확인할 수 있다. 또한, 모터의 직경은 팬과의 간격이 가까울수록 영향이 커지며 이때, 모터의 직경이 증가할수록 정압과 효율은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 팬과 모터가 가까워짐에 따라 모터가 흡입구를 봉쇄하는 장애물로써의 영향이 증가하기 때문임을 알 수 있다. 팬의 토출 정압, 효율 등을 고려하였을 때, R_l = 0.63, R_m = 0.72에서 기존 형상의 성능 대비 정압 약 35 Pa, 효율 약 3.4%가 증가하여 가장 높은 성능 향상을 나타내었다.

본 연구에서 진행된 팬의 최적 배치는 공간적 제약이 있는 환경에서 유로를 개선하고, 시스템의 성능을 향상시키는 방법으로써 적용될 수 있다. 향후 다양한 시스템의 팬 배치에 대한 연구를 진행하여 최적의 배치를 위한 다양한 형상 계수에 대한 연구가 진행될 예정이다.

References

(1) Lee, J. S., and Jang, C. M., 2012, “Evaluation of numerical models for analysing an industrial centrifugal blower,” Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 23, No. 6, pp. 688~695.

(2) Lee, J. W., Lee, J. S., Lee, H. G., and Cho, J. S., 2019, “Study on the performance and internal airflow of the sirocco fan with a guide vane,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 22, No. 3, pp. 12~18.

(3) Son, P. N., Kim, J. W., Byun, S. M., and Ahn, E. Y., 2012, “Effects of inlet radius and bell mouth radius on flow rate and sound quality of centrifugal blower,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 26, No. 5, pp. 1531~1538.

(4) Cha, K. H., Kim, J. H., and Kim, K. Y., 2011, “A study on aerodynamic characteristics depending on shape of an internal motor in a sirocco fan for residential ventilation,” Korean Society for Computational Fluids Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 1~6.

(5) Park, S. T., Choi, Y. S., Park, M. S., Kim, C. H., and Kwon, O. M., 2005, “A study on the performance characteristics of the sirocco fan in a range hood,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 8, No. 2, pp. 9~15.

(6) 김재원, 황태연, 2002, “송풍기 흡입 유동 제어를 통한 상치형 공조기의 소음 저감,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 5, No. 3, pp. 78~83.

(7) Hou, Q. F., and Zou, Z. S., 2005, “Comparison between standard and renormalization group k-ε models in numerical simulation of swirling flow tundish,” Journal of the Iron and Steel Institute of Japan, Vol. 45, No. 3, pp. 325~330.

(8) Kim, J. S., and Kang, T. G., 2016, “Multi stage shape optimization of centrifugal fan for home appliance using CFD,” Journal of computational fluids engineering, Vol. 21, No. 3, pp. 39~47.

(9) Cui, H., Xiong, J., Chen, C., and Li, J. Y., 2016, “Effect of the installation of driven motor at the impeller eye on performance of volute-free-centrifugal fan,” Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Phoenix, Arizona, USA, IMECE2016-67609, V007T09A081; 11 pages.

(10) Lun, Y., Lin, L., He, H., Ye, X., Zhu, Z., and Wei, Y., 2019, “Effects of vortex structure on performance characteristics of a mutliblade fan with inclined tongue,” Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, Vol. 233, No. 8, pp. 1007~1021.