

## 고속 원심팬의 공력성능 향상을 위한 에어포일 임펠러 적용

박 경 현\* · 박 창 환\*\*

\* 삼성전기 중앙연구소

### Application of Airfoil Impeller for Enhancement of Aerodynamic Performance of High Speed Centrifugal Fan

Kyung Hyun Park\* and Chang Hwan Park\*\*

\* Corporate R&D Institute, Samsung Electro-Mechanics

(Received October 2, 2015; Revised January 31, 2016; Accepted February 13, 2016)

**Key Words:** Centrifugal Fan(원심팬), Airfoil Impeller(에어포일 임펠러), Vacuum Cleaner(진공청소기), CFD(전산 유체역학)

**초록:** 본 연구에서는 고속 회전을 하는 진공청소기용 원심팬의 공력성능 향상을 위해 에어포일 임펠러(Airfoil Impeller)의 적용을 검토 및 연구하였다. 에어포일 최대두께 및 최대두께 위치에 따라 3종의 에어포일 임펠러를 제시하였고, 이때 C4 에어포일 두께분포를 이용하였다. 에어포일 임펠러의 성능 평가는 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics) 해석과 흡입일률시험을 통해 수행되었다. 이를 통해 에어포일 형상 적용 시 기존 블레이드 형상에 비하여 임펠러 블레이드 압력면과 디퓨저 블레이드 압력면에서 발생하는 유동박리가 크게 줄어드는 것을 확인하였다. 그리고 이로 인해 기존 원심팬에 비하여 팬 효율이 약 3% 증가 및 비소음이 약 1.3dB(A) 감소되는 것을 확인하였다.

**Abstract:** This paper presents the application of airfoil impeller for enhancement of aerodynamic performance of a high speed centrifugal fan. Three airfoil impellers are proposed, considering the maximum thickness and the location of maximum thickness of the airfoil. C4 airfoil thickness distribution is applied to the three airfoil impellers. The impellers are evaluated using CFD (computational fluid dynamics) and suction power test. From the results, it is confirmed that flow separations on the pressure side of the impeller blades and the pressure side of diffuser blades are reduced when airfoil blade is applied to the impellers. It is also confirmed that with the centrifugal fan having airfoil impellers, there is an increase in fan efficiency by approximately 3% and reduction in specific sound level by approximately 1.3 dB(A).

### 1. 서 론

진공청소기는 청소기 내부에 장착된 팬-모터의 회전에 의해 흡입력을 발생시키며, 이를 통해 먼지를 흡입한다. 청소기의 강한 흡입력을 위해서는 높은 압력이 요구되며, 이를 충족시키기 위하여 주로 30,000 rpm 이상의 고속회전을 하는 원심팬을 사용한다. 원심팬은 일반적으로 2차원 형상의 블레이드를 가지는 슈라우드 2D 임펠러와 디퓨저, 그리고 리턴채널로 구성되며, 최근에는 압

축기에서 주로 사용되는 3D 임펠러도 일부 사용되고 있다.

진공청소기는 가전제품 중 전력소모가 매우 큰 제품 중 하나이다. 따라서 고효율 진공청소기의 개발은 매우 중요하다. 최근 EU의 Ecodesign과 Energy labeling에 대한 규정에서는 단계적으로 진공청소기의 최대 입력전력을 줄이고('14년부터 1600W 미만, '17년부터는 900W 미만으로 제한) 에너지 효율을 제품에 명기하도록 하고 있다.<sup>(1,2)</sup> 또한, 사용자 편의를 위해 배터리를 사용하는 무선 청소기가 증가하는 추세이기 때문에 장시간의 배터리 사용을 위해서는 고효율의 진공청소기 개발이 필요한 상황이다.

† Corresponding Author, [larsjin@gmail.com](mailto:larsjin@gmail.com)

진공청소기용 웬의 성능이나 소음에 관해 많은 연구가 있었다. Khelladi 등<sup>(3)</sup>은 실험과 3차원 비정상 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD) 해석을 통하여, 임펠러와 케이스 사이의 간격이 웬 성능에 미치는 영향과 임펠러와 디퓨저 간의 상호 작용에 대해 연구하였다. 또한, 임펠러와 케이스 사이의 누설손실을 손실모델로 이용하여 누설을 고려하지 않은 CFD 해석결과와 결합하여 전체 성능을 예측하였다.<sup>(4)</sup> Li<sup>(5)</sup>는 진공청소기용 원심웬의 CFD 해석을 통해 유동 경로를 따른 에너지 손실을 정량적으로 분석하였는데, 임펠러와 케이스 사이의 누설손실과 임펠러 출구와 디퓨저 입구 사이에서 발생하는 손실이 주된 손실로서 작동점에서 각각의 손실은 축동력(shaft work)의 약 15% 정도 수준이다. Jeon 등<sup>(6)</sup>은 설계 단계에서 진공청소기용 원심웬의 소음 예측을 위해 과도한 계산 시간이 요구되는 비정상 CFD 해석 대신에 2차원과류법(vortex method)를 이용한 해석 방법을 제시하였다.

웬의 공기역학적 성능 향상을 위하여 에어포일(airfoil) 형상이 다양한 산업 분야 및 가전 제품에 적용되어 왔다. Kang 등<sup>(7)</sup>은 NACA 65-810 에어포일 임펠러에 대한 성능 및 유동실험을 수행하여 임펠러의 스패น(span)과 날개 수가 성능에 미치는 효과를 연구하였다. Park 등<sup>(8)</sup>은 수치해석을 통하여 시로코팬에 에어포일 형상을 적용하여 기존 웬보다 정압 상승과 효율 상승을 확인하였다. Lee와 Jang<sup>(9)</sup>은 산업용 양흡입형 에어포일 원심송풍기의 최적설계를 통하여 효율 향상을 얻었다. Lin과 Huang<sup>(10)</sup>은 랩탑 컴퓨터 냉각용 웬에 에어포일을 적용하고, 실험과 수치해석을 통해 성능 특성을 연구하였다.

진공청소기용 웬-모터의 경우 일반적으로 30,000 rpm 이상의 고속회전을 하기 때문에 임펠러는 주로 알루미늄 프레스 금형으로 제작되며, 판 형태의 블레이드가 사용된다. 따라서 강도는 높지만 형상자유도에 대한 제약이 존재하며, 이로 인해 에어포일과 같은 복잡 형상 적용이 힘든 단점이 있다. 한편, 최근 플라스틱 사출성형과 플라스틱 접합기술에 의한 고속회전용 플라스틱 임펠러의 자체개발에 성공하여 임펠러의 형상 자유도가 크게 향상되었다. 이에 본 연구에서는 고속회전용 임펠러 블레이드에 에어포일 형상을 적용하였으며, 그에 따른 웬의 성능특성을 연구하였다. 임펠러 블레이드 형상으로는 C4 에어포일을 사용하였으며, CFD 해석 및 실제 에어포일 임펠러의

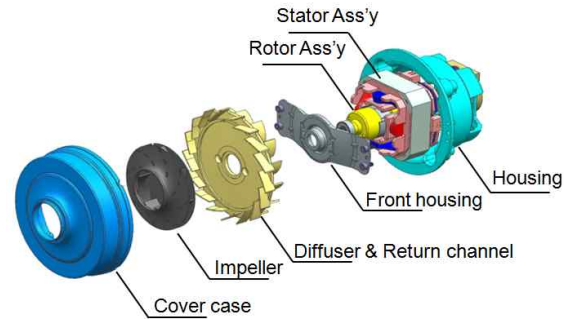


Fig. 1 Vacuum cleaner motor in the present study

성능 평가를 수행하였다.

## 2. Numerical approaches & Experimental setup

본 연구에서 사용된 청소기용 원심웬의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 임펠러로 유입된 공기는 디퓨저와 리턴채널을 통과하고 모터를 냉각시킨 후 하우징의 하단을 통해 밖으로 배출되는 구조이다.

신규 임펠러의 성능 확인을 위해 정밀가공을 통해 제작된 알루미늄 재질의 임펠러를 사용하였고, 웬-모터의 성능은 IEC standards<sup>(11)</sup>에 의해 제작된 흡입일률시험기(suction power tester)를 이용하여 측정하였다. 테스트 챔버는 내부 사이즈 500mm × 500mm × 500mm으로 제작된 균압 박스가 이용되었고, 균압박스에 부착된 오리피스(orifice) 직경을 10-50mm 범위에서 변경해 가며 다양한 유량값에 대한 성능을 측정하였다. 웬의 회전속도는 일반적으로 타코미터(tachometer)를 이용하여 측정하나, 본 연구에서는 디지털 모터인 Switched Reluctance Motor(SRM)가 사용되었기 때문에 모터에 부착된 홀 센서(hall sensor) 신호로부터 회전속도를 계산하였다.

모터의 유동저항 측정은 ANSI/AMCA 210-99<sup>(12)</sup>에 의거하여 제작된 멀티노즐 챔버 형식의 웬 성능시험장치를 사용하였다. 모터의 특성은 Magtrol사의 고속기기 시험용 다이내모미터(2WB43-HS)를 이용하여 측정하였다. 그리고 흡입일률 시험기로부터 얻은 웬-모터의 특성으로부터 모터의 특성과 모터의 유동저항을 고려하여 웬만의 특성을 추출하였다.<sup>(13)</sup>

본 연구에서 CFD 해석은 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX V13을 이용하였고, 3차원 압축성 Navier-Stokes 방정식의 해를 구하였다. 대류항의 차분을 위해 2차의 high-resolution method를 이용하였고, 난류유동의 고려를 위해 저 레이놀즈 수 모델인 SST(Shear Stress Transport) 모델이 사용되었다.

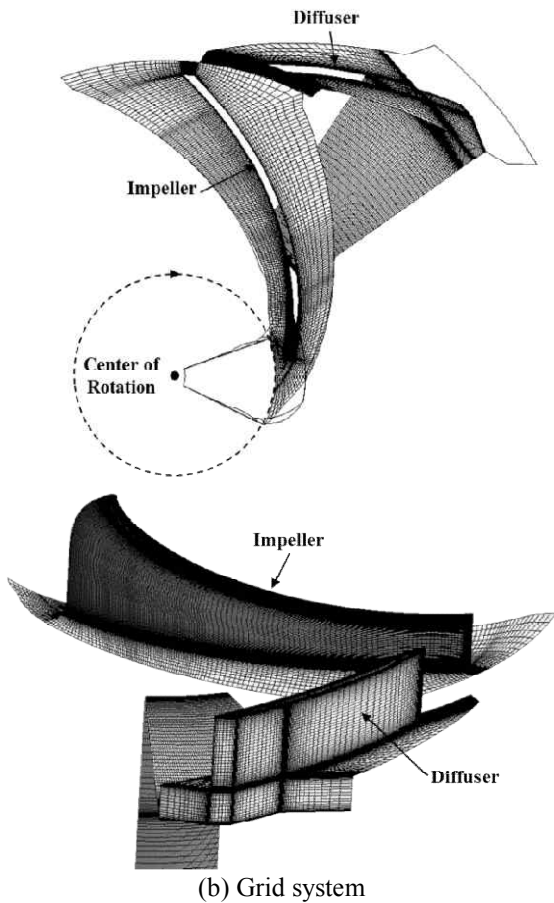
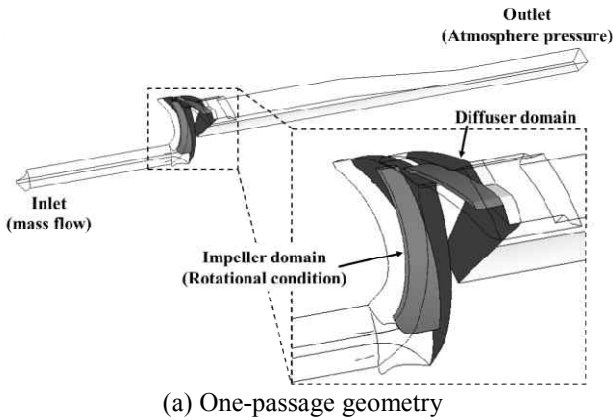


Fig. 2 Geometry and grid system for CFD

Fig. 2에 해석 영역과 사용된 격자 시스템을 나타내었다. 수치해석에서 발생하는 시간비용을 줄이기 위해 주기(periodic) 조건을 적용한 one-passage domain을 이용하였고, 입/출구 경계조건은 각각 질량유량 조건과 정압 조건을 사용하였다. 케이스와 임펠러 사이의 누설 손실이나 프론트 하우징(Fig. 1 참고)의 리턴채널 간섭 등은 고려하지 않았다. 격자 테스트를 통해 최종 선정된 격자의 격자 수는 약  $10.1 \times 10^6$ 개이며, 벽면에서의  $y^+$  값은 5 이하

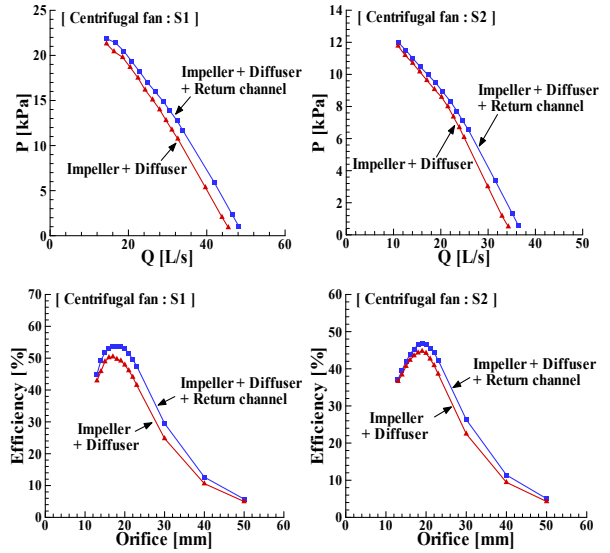


Fig. 3 Experimental verification of the effect of vaneless return channel

를 가지도록 하였다.

디퓨저를 통과한 유동은 Fig. 1의 구조에서 알 수 있듯이, 방향이 급격히 바뀌며 리턴채널로 유입되는데, 이 때 매우 복잡한 유동 구조를 가진다. 따라서, 수치 해석 시 리턴채널 영역의 존재가 종종 수렴성의 저하를 가져오며 환 설계 시 수렴된 해를 얻기 위해 많은 노력이 필요하다. 전체 환의 성능에서 리턴채널의 영향을 보기 위해 2종의 환에 대해 베인리스(vaneless) 리턴채널을 별도 제작하여 성능 평가를 하였다. Fig. 3에 환-모터의 압력-유량 곡선과 효율 곡선을 나타내었는데, S1 모델은 직경 105mm의 2D 환으로 43,000 rpm으로 회전하는 모델이고, S2 모델은 본 연구에서 에어포일 형상을 적용한 모델로(Fig. 1) 직경 95mm 39,000 rpm으로 회전하는 모델이다. 베인리스 리턴채널의 경우 고유량 영역에서 효율감소가 상대적으로 크게 나타나는데, 최고효율점(best efficiency point) 근처 작동 영역에서의 효율 감소는 두 모델 모두 약 2% 정도이며, 최고효율점의 위치 변화 역시 크지 않음을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 환 설계 목적으로 임펠러의 성능 비교를 위한 CFD 해석 시에는 베인리스 리턴채널의 형태로 해석을 수행하여 에어포일 임펠러의 성능 예측을 하였다.

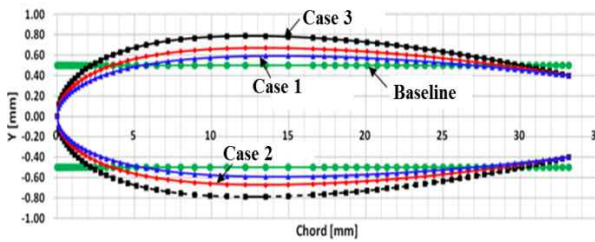
### 3. Airfoil Impeller

에어포일 형상을 블레이드에 적용하기 위해서는 먼저 적합한 에어포일 형상을 선택하여야 한다. 블레이드 성능에 영향을 미치는 에어포일의 형상 인자는 앞전반경(leading edge radius), 뒷전두께

**Table 1** Simulation cases of airfoil impeller

	$t_{max}$ [mm]	position of $t_{max}$ * [%]
Baseline	1.00	-
Case 1	1.19	42.90
Case 2	1.35	40.00
Case 3	1.57	37.50

\*: position of  $t_{max}$  with respect to the reduced cord length

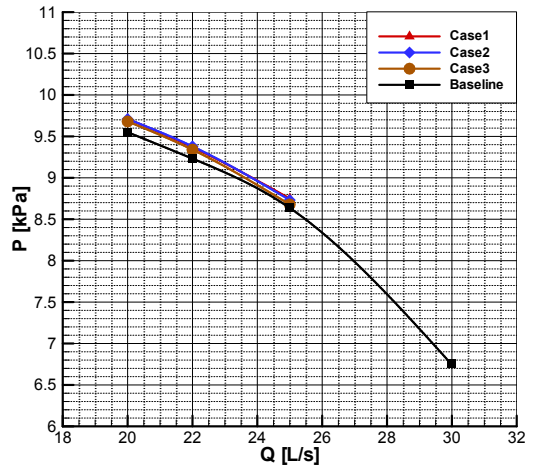


**Fig. 4** Thickness distributions of the blades

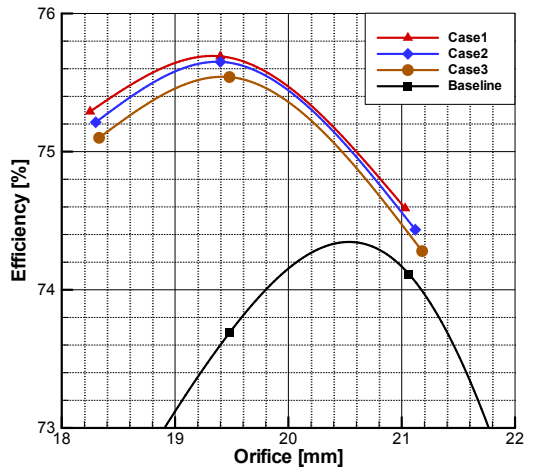
(trailing edge thickness), 최대두께, 최대두께위치, 최대캠버위치 등이 있다.<sup>(14)</sup> 먼저 앞전반경은 청소기용 원심팬과 같이 팬 내부 유동속도가 대부분 마하수 0.3 이내인 경우 팬 성능에 미치는 영향이 크지 않기 때문에 본 연구에서 앞전반경은 고려하지 않았다. 뒷전두께는 플라스틱 사출 금형의 두께 제약조건으로 인하여 0.8mm로 고정을 하였다. 최대캠버위치는 기존 블레이드의 캠버선이 팬 작동영역에 적합하게 설계가 되었기 때문에 기존 최대캠버위치 및 캠버선을 유지하였다. 따라서 본 연구에서는 에어포일 최대 두께와 최대두께위치를 고려하여 임펠러 블레이드에 적용을 하였다. 본 연구에서는 유체기계에 많이 사용되는 에어포일 형상 중 하나인 C4에어포일 두께분포를 이용하였으며, 두께분포는 식 (1)과 같다.<sup>(15,16)</sup>

$$\pm \left( \frac{y}{c} \right) = \frac{t_{max}}{0.2} \left[ 0.3048 \left( \frac{x}{c} \right)^{\frac{1}{2}} - 0.0914 \left( \frac{x}{c} \right) - 0.8614 \left( \frac{x}{c} \right)^2 + 2.1236 \left( \frac{x}{c} \right)^3 - 2.9163 \left( \frac{x}{c} \right)^4 + 1.9744 \left( \frac{x}{c} \right)^5 - 0.5231 \left( \frac{x}{c} \right)^6 \right] \quad (1)$$

식 (1)에서  $c$ 는 에어포일의 시위길이,  $y$ 는 두께,  $t_{max}$ 는 최대두께를 의미한다. C4 에어포일의 최대두께 위치는 시위선의 30%에 위치하고 있기 때문에 위 식을 이용해 만든 각각의 Case는 모두 최대두께의 위치가 30%이다. 그러나 뒷전 두께 제약조건으로 인해 뒷전두께가 0.8mm인 점에서 자르게



(a) P-Q curves



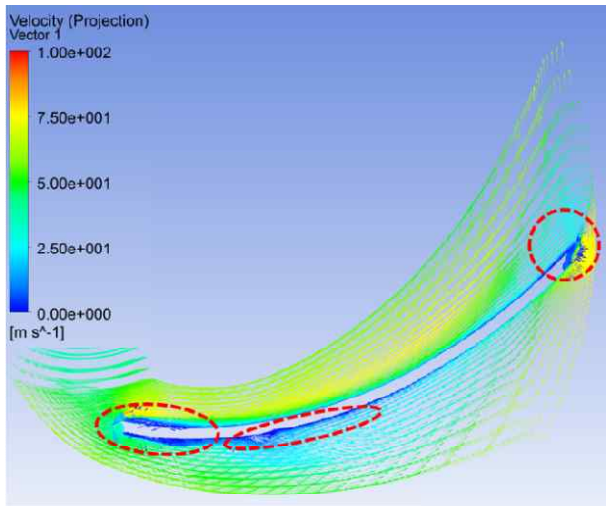
(b) Efficiency-Orifice curves

**Fig. 5** Predicted performance of airfoil impellers

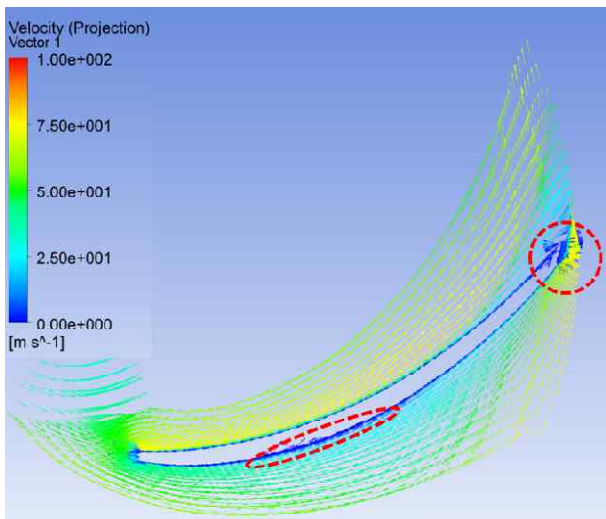
되면, 줄어든 시위길이에 의해 최대두께 위치는 달라진다. 또한, 일반적으로 블레이드에 적용되는 에어포일의 경우 최대두께의 위치가 시위길이의 30~50%를 사용한다.<sup>(17)</sup> 따라서 본 연구에서는 Table 1, Fig. 4와 같이 최대두께의 위치가 줄어든 시위길이의 30~50%의 범위에 있는 3가지 Case를 선정하였다.

#### 4. CFD 해석 및 실험결과

기존 Baseline 모델 및 에어포일 임펠러의 각 Case는 최고효율점 부근의 유량점 20, 22, 25 [L/s]에서 해석이 수행 되었다. 단, Baseline모델의 경우 해석 상의 최고효율점 위치가 불명확하여 30[L/s]에서 추가 해석을 수행하였다. CFD 해석 결과는 Fig. 5와 같다. 먼저 C4 에어포일 두께분포가 적용된 Case 1, 2, 3은 Baseline에 비하여 동일 유량에서



(a) Baseline



(b) Case 2

Fig. 6 Velocity vector around impeller blade

압력이 더 큰 것을 확인할 수 있다. 또한 최고효율은 모든 Case가 Baseline에 비하여 약 1.5% 높게 예측되었으며, 그 중에서는 Case 1 효율이 가장 높게 예측되었다.

최고효율점 위치는 Case 1, 2, 3과 Baseline이 오리피스 기준 약 1mm 이내로 다소 어긋나 있는 것을 볼 수 있다. 이는 블레이드 두께 변화에 따른 임펠러의 마찰 손실 변화가 최고효율점에 영향을 미친 것으로 볼 수 있으며, 실제 측정에서는 에어포일 임펠러와 Baseline 모델 모두 최고효율점이 오리피스 19mm 부근에 위치한 것을 확인하였다.

오리피스 19mm 부근의 유량점 22[L/s]에 대한 임펠러 블레이드 주변 유동장을 Fig. 6에 나타내었다. Case 1, 2, 3의 유동장이 유사하므로 본 논문에서는 Case 2와 Baseline의 유동장만을 비교 분석하였다. 먼저 Baseline과 Case 2 모두 블레이드 압력면(pressure side)과 뒷전, 슈라우드 면에서 유동박리(separation)가 발생한다. 그러나 Case 2의 경우 에어포일 형상 적용에 의해, Baseline에 비하여 앞전과 압력면에서의 유동박리가 현저하게 줄어든 것을 볼 수 있다. 이는 Fig. 6(b)에서 볼 수 있듯이 에어포일 적용으로 인해 앞전에서 유동이 부드럽게 흘러 들어오고, 적절한 두께 분포를 가진 압력면을 통해 유동이 뒷전으로 잘 빠져 나가기 때문이다.

Fig. 7에서 디퓨저 블레이드 주변 유동장은 Case 2와 Baseline 모두 부압면(suction side)에서는 유동박리가 발생하지 않았다. 그러나 압력면에서는 유동박리가 발생하는 것을 볼 수 있다. 특히 Baseline의 경우 Case 2에 비하여 유동박리가 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 Case 2와 Baseline의 임펠러 출구의 속도성분 차이로 인해 Baseline의 유동박리가 더 크게 발생한 것으로 보인다.

해석된 결과로부터 에어포일 임펠러를 제작하였으며, 제작된 임펠러는 흡입일률 시험기를 통해 실험 및 평가가 수행되었다. 에어포일 임펠러 세 가지 Case 모두 성능이 유사하므로 플라스틱의 강도 및 사출성형 제작성 등을 고려하여 Case 2를 선정하였다. 실험에서는 해석에서 고려하지 않았던 리턴채널을 추가하여 수행하였으며, 결과는 Fig. 8과 같다. Fig. 8의 실험결과는 해석결과와 동일한 rpm으로 상사한 결과이며, 팬의 효율만 추출한 결과이다.

먼저 해석과 동일한 유량 영역에서 압력과 효율은 실험 에서도 Case2가 Baseline 보다 크게 나

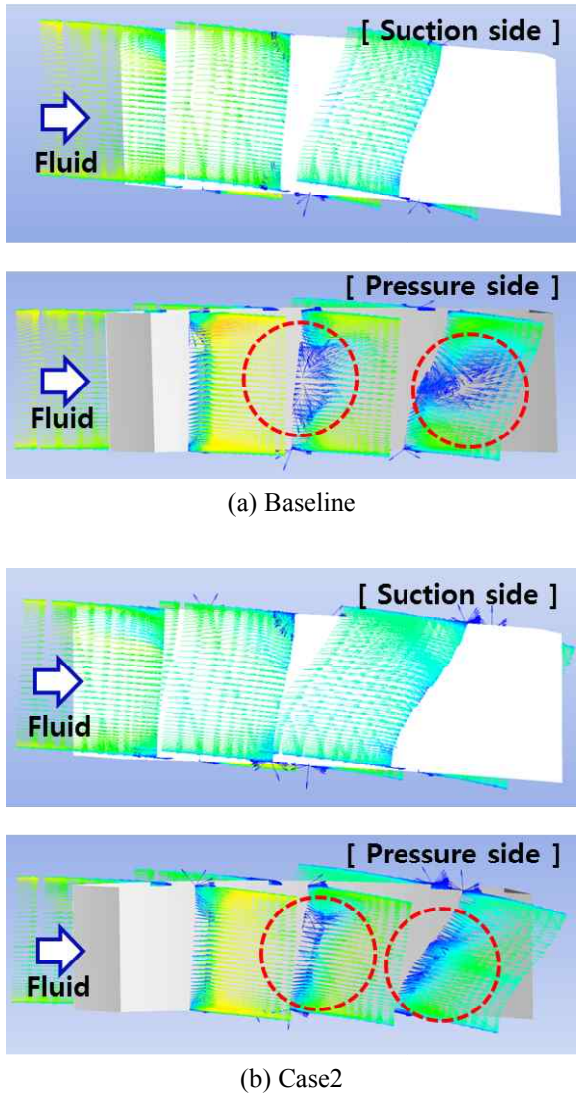


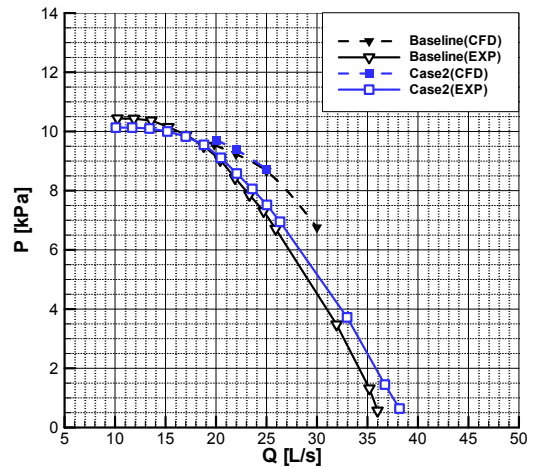
Fig. 7 Velocity vector around diffuser blade

타나는 것을 확인할 수 있다. 비록 해석은 베인리스 리턴채널이 적용된 결과이고, 실험은 리턴채널까지 고려된 결과이기 때문에 압력-유량 곡선의 기울기 및 최고효율점 위치가 다소 차이는 나지만 에어포일 적용에 따른 압력과 효율 변화의 경향은 잘 일치하는 것으로 볼 수 있다.

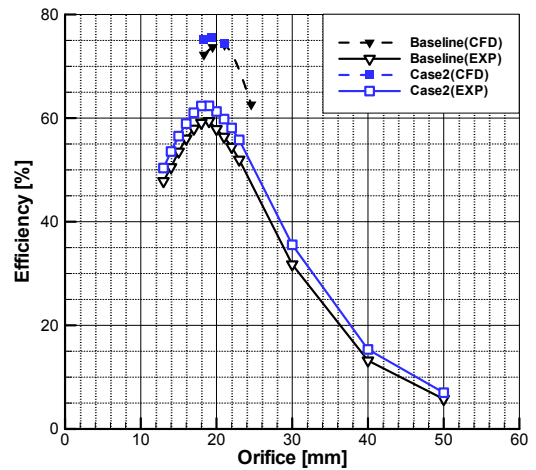
또한, 유량 10~15L/s에서 Baseline의 압력이 Case2의 압력에 보다 높은데도 불구하고, 효율은 Case2가 더 높은 것을 볼 수 있다. 이는 앞선 해석결과에서도 볼 수 있었던듯이 에어포일 적용에 따른 임펠러 블레이드 주변의 박리영역 감소로 인해 임펠러의 토크가 감소된 효과로 볼 수 있다. 마지막으로 에어포일 적용에 따른 공력 성능 향상으로 팬의 최고효율은 Case2(62.4%)가 Baseline(59.4%)에 비하여 약 3% 향상된 것을 실험을 통해 확인할 수 있었다.

Table 2 The specific noise level for newly designed centrifugal fan

	Pressure [kPa]	Flow rate [L/s]	Rotating speed [rpm]	Specific noise level [dB(A)]
Baseline	0.54	35.0	38,100	88.5
Case 2	0.61	37.2	38,200	87.2



(a) P-Q curves



(b) Efficiency-Orifice curves

Fig. 8 Comparison of performance curves

자유송출(free delivery) 조건에 가까운 오리피스 50mm에서의 소음을 측정하였다. Case 2의 경우 Baseline에 비해 압력과 유량이 더 크게 나타나는데, Baseline의 작동조건을 기준으로 비소음(specific noise level)을 계산하였고, 결과를 Table 2에 나타내었다. 우선 회전수에 따른 영향을 보정하기 위해 환상사범칙과 청소기용 원심팬의 음압레벨이 회전속도의 제곱에 비례하는 관계<sup>(18)</sup>를 이용하였다. 보정된 Case 2의 유량, 압력, 음압레벨을 이용하여 식 (2)에 의하여 정의된 비소음<sup>(18)</sup>를 구하였다.

$$K_f = L_w - 10 \log Q - 20 \log P_s \quad (2)$$

여기서  $L_w$ 는 측정소음으로 dB(A)이고,  $Q$ 는 유량,  $P_s$ 는 정압이며,  $K_f$ 는 비소음이다. Case 2의 경우 비소음이 Baseline에 비해 약 1.3 dB(A) 낮은 것을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 진공청소기용 팬-모터의 공력성능 향상을 위하여 에어포일 임펠러의 성능을 검토하였다. 이상을 요약하면 다음과 같다.

(1) 청소기용 2D 임펠러에 에어포일 형상 적용을 위하여 C4 에어포일을 이용하였으며, 두께분포에 따라 세 가지 에어포일 형상을 기존 임펠러에 적용하였다.

(2) CFD 해석은 수렴성 및 효율성을 고려하여 베인리스 리턴채널을 적용하였고, 해석 결과 에어포일 블레이드 적용 시 Baseline에 비하여 임펠러 블레이드 압력면과 디퓨저 블레이드 압력면의 유동박리가 크게 줄어드는 것을 확인하였다. 그리고 이로 인해 에어포일 임펠러의 효율이 약 1.5% 효율이 향상된 것을 확인하였다.

(3) 임펠러의 강도 및 제작성 등을 고려하여 최종 형상을 결정하였고, 이때 해석에서 고려하지 않았던 리턴채널을 추가하여 실험을 수행하였다. 실험 결과 에어포일 팬이 기본모델에 비하여 효율이 약 3% 상승하고, 비소음이 약 1.3dB(A) 감소한 것을 확인할 수 있었다.

(4) 향후 에어포일 형상 최적화 등을 통하여 더 큰 효율상승을 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고문헌

(References)

- (1) Biček, A., Markič, I., Rihtaršič, J., Rejec, J. and Čudina, M., 2014, "Vacuum Cleaner Suction Unit Performance and Noise Characterization – an Overview," *6th congress of Alps-Adria Acoustics Association, Graz, Austria*.
- (2) <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/energy-efficient-products>
- (3) Khelladi, S., Kouidri, S., Bakir, F. and Rey, R., 2005, "Flow Study in the Impeller-Diffuser Interface of a Vaned Centrifugal Fan," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 127, No. 3, pp.495~502.
- (4) Khelladi, S., Sarraf, C., Bakir, F. and Rey, R., 2010, "Study of a High Rotational Speed Shrouded Centrifugal Fan: Aerodynamics and Effects of a Shroud-Associated Cavity on the Performance," *Journal of power and energy*, Vol. 224, No. 5, pp. 691~700.
- (5) Li, H., 2009, "Fluid Flow Analysis of a Single-Stage Centrifugal Fan with a Ported Diffuser," *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 3, No. 2, pp.147~163.
- (6) Jeon, W. H., Baek, S. J. and Kim, C. J., 2003, "Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of the Centrifugal Fan in a Vacuum Cleaner," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 268, pp.1025~1035.
- (7) Kang, S. H. and Hu, S., 1998, "Performance of NACA 65-810 Radial Airfoil impeller," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 1, No. 1, pp. 24~31.
- (8) Park, S. T., Choi, Y. S., Park, M. S., Kim, C. H. and Kwon, O. M., 2004, "Numerical Study on the Performance Improvement of the Sirocco Fan in a Range Hood," *Proceedings of 2004 Annual Meeting of Korean Fluid Machinery Association*, pp. 572~577.
- (9) Lee, J. S. and Jang C. M., 2014, "Performance Characteristics of the Double-Inlet Centrifugal Blower according to the Shape of an Impeller," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 17, No. 1, pp. 28~34.
- (10) Lin, S. C. and Huang, C. L., 2001, "An Integrated Experimental and Numerical Study of Forward-curved Centrifugal Fan," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 421~434.
- (11) IEC 60312-1, 2010, *Vacuum Cleaners for Household Use – Part 1: Dry Vacuum Cleaners - Methods of Measuring Performance, International standard*, The International Electrotechnical Commission (IEC), Edition 1.0.
- (12) ANSI/AMCA 210-99, 1999, *Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating*, Air Movement and Control Association, Inc.
- (13) Park, C.H., Jun, S. O., Park, K. H., Lee, S. J. and Chang, K.S., 2015, "Methodology for System-Level Analysis of a Fan-Motor Design for a Vacuum Cleaner," submitted for publication.
- (14) Carter, A. D. S., 1950, "The Low Speed Performance of Related Aerofoils in Cascade," *ARC Technical Report*, CP No. 290.
- (15) David, J. and Nicholas, C. B., 1997, *Introduction of Turbomachinery*, Concepts ETI, Inc. & Oxford University Press.
- (16) Lee, S., 2011, *Fluid Machinery*, Yas Media, Seoul.
- (17) Baskharone, E. A., 2006, *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engine*, Cambridge University Press, Cambridge.
- (18) Jeon, W. H., Beak, S. J. and Kim, C. H., 2003, "A Study on the Identification of Aeroacoustic Noise Reduction for a Vacuum Cleaner," *Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 13, No. 6, pp. 460~466.