



# 수치기법을 이용한 저소음 얼터네이터 냉각팬의 DFSS 최적 설계

김 욱,<sup>\*1</sup> 전 완 호,<sup>2</sup> 현 재 진,<sup>3</sup> 임 철 구,<sup>3</sup> 이 성 하<sup>3</sup>

## DFSS OPTIMUM DESIGN OF LOW NOISE COOLING FAN FOR AN ALTERNATOR BY NUMERICAL METHOD

W. Kim,<sup>\*1</sup> W.-H. Jeon,<sup>2</sup> J.-J. Hyun,<sup>3</sup> C.-K. Lim<sup>3</sup> and S.-H. Lee<sup>3</sup>

*An alternator which converts mechanical rotating energy into electric energy is an important component of a vehicle. It operates in broad range from 3000 RPM to 18000 RPM. So, sufficient flow rate and low noise are needed in such broad operating range for a cooling fan of this alternator. In current study, the cooling fan of an alternator is developed through DFSS process and numerical analysis. In order to calculate flow rate and noise level, SC/Tetra and Flow Noise are used respectively, for a new developed fan, compared with original model, numerical result shows 3 dBA reduction and measured value shows 4 dBA reduction.*

**Key Words :** 전산유체역학(CFD), 전산유동소음상사법(CAA), 얼터네이터(Alternator), 냉각팬(Cooling Fan)

### 1. 서 론

자동차의 얼터네이터는 일반적으로 벨트에 의하여 엔진에 연결되어 작동하는 구조로 엔진의 회전 운동 에너지를 전기 에너지로 변환하는 장치이다. 일반적인 자동차 엔진의 작동 환경은 아이들때의 800 RPM 정도의 낮은 회전수에서 6000 RPM 에 이르는 고속의 회전수에서 작동한다. 고속에서의 급격한 소음 증가는 소비자 불만의 원인이 되고 있다. 따라서, 얼터네이터 냉각팬을 설계할 때는 전 작동영역에서의 냉각 풍량과 고속에서의 소음을 모두 고려해서 설계해야 하는 어려움이 있다.

원심팬의 주요 소음은 일반적으로 BPF(blade passing frequency)의 톤소음(tonal noise)과 조화 주파수 소음이 주요 원인이 되는 경우가 많다. 이러한 BPF의 톤소음은 회전하는 임펠러와 회전하지 않는 구조물의 상호 작용에 기인하는 이극자 소음이다[1,2].

CAA(Computational Acoustic Analogy)방법은 FW-H방정식,

Lowson방정식과 Curle방정식과 같이 Lighthill방정식의 non homogeneous solution을 이산화하여 생성항을 적용하여 소음을 예측하는 방법이다[3-5]. 본 연구에서는 생성항에 CFD 해석 결과를 적용하여 이극자 소음을 예측하는 방법을 적용하였다 [6-9].

원심팬의 성능과 소음에 영향을 미치는 인자는 팬의 외경, 팬의 폭, 깃의 입출구각, 현길이와 깃의 개수등이 있다. 그러나, 얼터네이터 냉각팬의 경우 팬의 외경과 폭이 한정되어 있으므로 본 연구에서는 깃의 입출구각, 현길이와 깃의 개수를 주요인자로 선정하였다. 최적화 방법으로는 통계적 방법중 DFSS(Design for Six Sigma)에서 자주 사용되는 실험계획(DOE)을 이용하였다. 얼터네이터 냉각팬의 설계 인자가 4개 이므로 4인자 3수준의 DOE표에 따라서 인자를 배열하여 9개의 냉각팬을 설계하며 이에 대해 각각 비정상 전산유동해석과 전산소음상사해석을 하였다. 전산유동해석은 범용 상용 소프트웨어인 SC/Tetra를 이용하였다.

### 2. 얼터네이터와 냉각팬

Fig. 1에 얼터네이터의 외형과 단면도를 나타내었다. 얼터네이터의 외부에는 냉각 홀이 많이 뚫려져 있는 구조로서 일반적인 원심팬과는 다르게 입구와 출구가 잘 설계되어 있는

1 정회원, 서강대학교 대학원 기계공학과

2 비회원, 썬텍(주) 유동소음기술연구소

3 비회원, 한국델파이주식회사

\* Corresponding author, E-mail: wkim@sogang.ac.kr

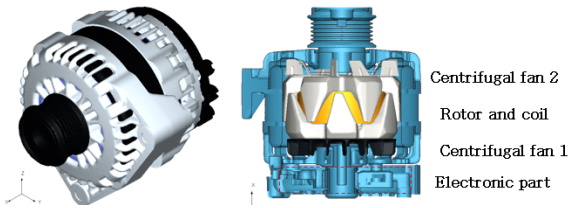


Fig. 1 Outside and inside shapes of the alternator

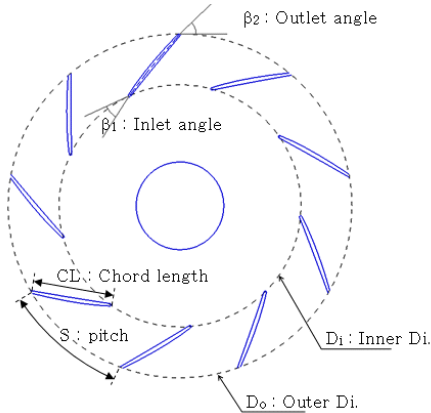


Fig. 2 Shape and terminologies of an impeller

구조는 아니다. 내부에는 2개의 원심팬이 있다. Fan 2는 발전 코일과 로터를 냉각시키기 위한 팬이며, Fan 1은 전기 발전 제어용 전장부품을 냉각시키기 위한 목적으로 설치되어 있다. 이와 같이 일반적으로 얼터네이터는 2개의 냉각팬을 갖고 있는데, 본 연구에서는 후자의 전장 부품 냉각팬을 개발하였다. 이러한 얼터네이터 내부의 특이한 점은 로터와 스테이터 사이의 거리가 0.5 mm 로 상당히 좁기 때문에 비정상 전산유동 해석이 쉽지 않다. 또한, 개발해야 냉각팬의 입구 바로 앞에 그릴과 불규칙적으로 배열된 전장부품이 있기 때문에 팬으로 유입되는 유동이 교란되어 소음과 성능에 좋지 않은 구조이다.

Fig. 2는 원심팬의 평면도로서 주요 설계 인자를 나타내었다. 본 연구에서는 팬의 외경과 폭이 정해져 있기 때문에 주요 설계인자로 입구각, 출구각, 현길이와 깃의 개수를 선정하였다[10].

### 3. 비정상 유동의 수치해석 방법

#### 3.1 비정상 전산유동해석 방법

얼터네이터의 원심팬에 대해서 정확한 전산유동해석을 위해서 Fig. 1에서 보여준 얼터네이터의 자세한 부분들에 대한 설계도면 정보를 해석 격자로 변환하였다. Fig. 3은 얼터네이

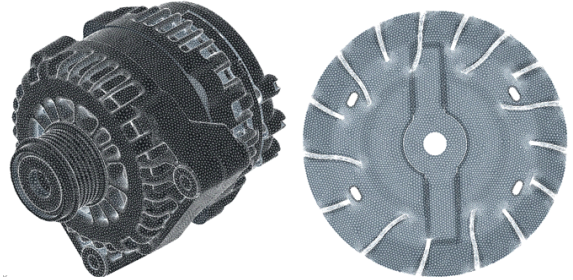


Fig. 3 Surface mesh of an alternator

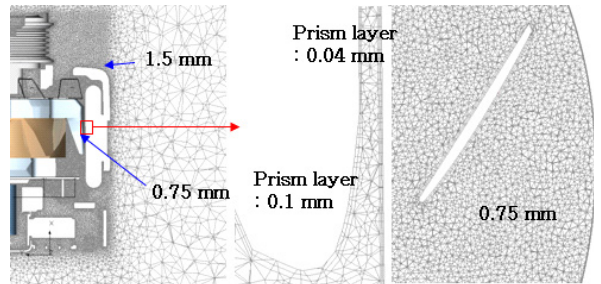


Fig. 4 Computational grids

터의 표면 격자로서 기본격자 크기는 1.5mm 로 하였으며 형상에 따라서 더 세밀한 부분도 있다. 계산 영역은 얼터네이터의 유동이 방해 받지 않도록 얼터네이터 크기의 약 6배 이상의 공간을 확보하였다. 계산 영역의 경계조건으로서는 압력조건을 주었다. 원심팬의 경계조건으로서는 회전속도만을 주었는데, 시험조건인 3000RPM, 10000RPM 과 18000RPM 에 대해서 해석하였다. 원심팬의 비정상 해석은 슬라이딩 메쉬 방법 (sliding mesh scheme)을 이용하였는데, 이때, 비정상 해석은 1 회전에 240 싸이클을 계산하였다. 회전속도가 10000RPM 인 경우 시간 간격은 0.000025초가 된다.

얼터네이터의 해석 격자는 Fig. 4와 같다. 얼터네이터의 운전영역은 18000RPM 의 고속에까지 이르므로 해석 격자의 크기가 상당히 중요하다. 따라서, 본 연구에서는 기본적으로 팬 유동 영역에는 0.75mm의 아주 세밀한 격자를 구성하였으며, 로터와 스테이터 사이의 얇은 공간도 발산의 가능성이 크므로 프리즘 층의 두께를 0.04mm까지로 낮추어 상당히 조밀한 격자를 구성하였다. 이렇게 구성된 격자계는 셀의 개수로는 약 2000만개에 이른다.

원심팬의 3차원 비정상 유동해석은 상용 전산유체해석 프로그램인 SC/Tetra를 이용하였다. SC/Tetra는 Node based Finite Volume Method를 이용하여 Navier-Stokes방정식을 비정렬 격자계에서 해석할 수 있으며 테트라뿐만 아니라 프리즘과 피라미드와 헥사 형상의 격자까지 계산할 수 있다. 이러한 원심

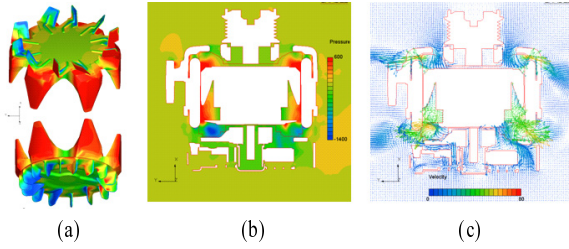


Fig. 5 Surface pressure and pressure and velocity at vertical section

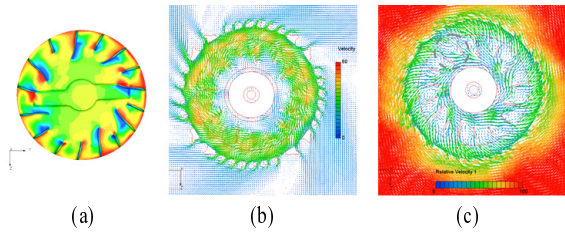


Fig. 6 Surface pressure and absolute and relative velocity at horizontal section

팬의 비정상 해석은 슬라이딩 메쉬 방법을 이용하여 계산하였으며 난류 모델로는 RNG k-ε 모델을 사용하였다. 물론 RANS 방정식은 작은 크기의 와(eddy)까지 계산할 수는 없지만, 상용으로 적용할 수 있는 계산 시간 및 용량에서 이극자 소음을 어느 정도 정확하게 예상할 수 있는 압력장과 속도장의 데이터를 얻을 수 있다.

원심팬의 비정상 유동 해석을 위한 수학적 모델로서는 RNG k-ε 난류 모델과 함께 로그 벽함수가 사용되었으며, 압력항 보정을 위해서는 SIMPLEC 그리고 대류항 차분법으로는 2차 정도의 MUSCL 방법이 사용되었다.

### 3.2 양산팬의 전산유동해석 결과

해석 방법의 타당성과 정확도를 검증하기 위해서 현재 양산되고 있는 팬에 대해서 해석하였다. 비정상 해석시에 주기적인 수렴에 이르기 까지 약 4 회전 정도가 소요되었으며, 5 회전째에서 소음 해석을 위한 표면압력데이터를 저장하였다. 현재 양산되고 있는 기본 모델의 경우는 일반적인 후향익의 원심팬이 아닌 깃의 곡률이 변하는 타입의 팬이다. 그림 5 는 로터 표면에서의 압력 분포와 종단면에서의 압력과 속도 분포를 나타낸 것이다. 깃 보다 중심 로터 표면의 압력이 더 높은 것은 로터와 스테이터 사이의 틈이 작은데 이부분을 생각시키기 위하여 Fan 1 의 기울어진 깃에 의해서 유동이 계속 불어오기 때문이다. Fig. 5(b) 종단면 압력 분포도를 보면 Fan 2 쪽의 원심팬 입구가 비대칭이기 때문에 압력 분포가 고르지 못한 것을 알 수 있다. Fig. 5(c)에서는 각각의 팬의 유동 방

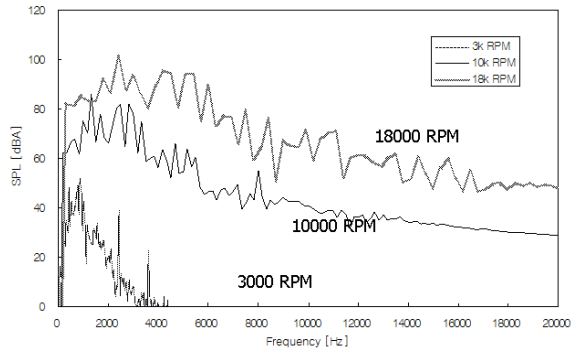


Fig. 7 Sound spectrum graphs of centrifugal fan noise

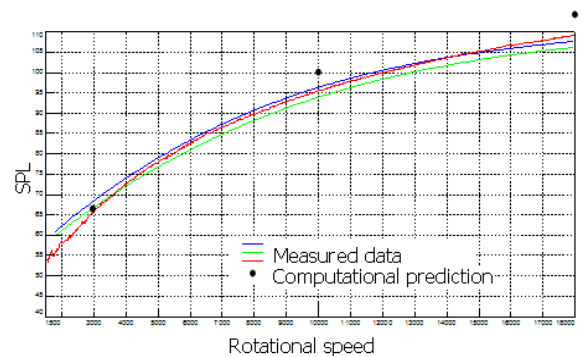


Fig. 8 Comparison of sound pressure level

향을 알 수 있다.

Fig. 6은 Fan 2 의 로터 표면 압력 분포와 절대 속도와 상대 속도 그림이다. Fig. 6(a)에서 로터의 전연쪽의 부압면과 압력면의 압력 차이가 상당히 큰 것을 알 수 있다. 이러한 양면의 압력차이는 성능의 저하와 소음의 발생의 원인이 된다. Fig. 6(b)에서는 출구에서의 속도가 출구 그림에 의해서 방해 받고 있다. Fig. 6(c)의 상대 속도에서는 깃 사이의 공간에서 유동이 깃을 잘 따라가지 못하고 2차 유동이 심하게 발생하는 것을 알 수 있는데 이또한 성능 저하와 소음 발생의 원인이 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 CFD 와 CAA 를 연성하여 해석한 원심팬의 소음 스펙트럼이다. 양산팬의 경우 팬 의 깃의 길이가 부등하여 톤 소음이 분산되는 효과가 나타났기 때문에 BPF 가 잘 나타나 지는 않는다. 그러나, 전반적인 광역소음이 높은 것은 깃 사이의 2차 유동이 커진 것이 원인으로 보인다.

Fig. 8은 이렇게 계산된 소음 결과를 측정치와 비교한 것으로 저 회전속도에서는 잘 맞지만 고속에서는 에러가 커지게 되는데 이는 본 연구에서 사용한 방법이 전달손실을 고려하지 않았기 때문으로 추측된다. 그렇지만, 전반적인 값의 크기와 경향성이 잘 일치한다.

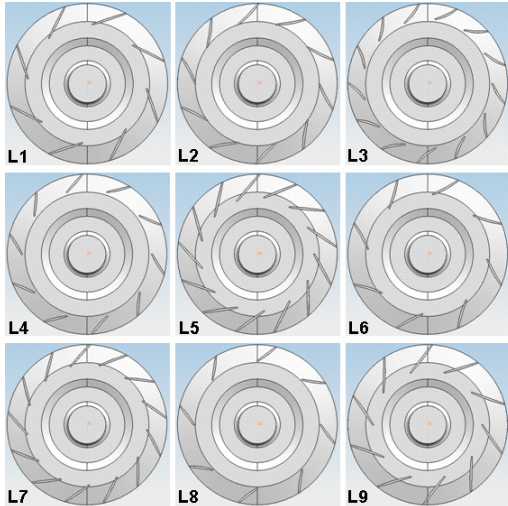


Fig. 9 Fans and designed with L9 DOE table

### 4. 원심팬의 설계

#### 4.1 실험계획법을 이용한 원심팬의 설계

원심팬의 주요 인자인 입출구각의 선정은 시스템 유량과 팬의 회전 속도를 고려하여 속도 삼각형과 오일러 방정식에 의해서 기본값을 선정할 수 있다[11]. 그러나, 실제의 팬은 3 차원 형상으로 깃을 통과하는 유동은 회전하며 또한 치우쳐져 나가므로 이론적인 값과는 차이가 있다. 따라서, 이론적으로 계산한 입출구각의 전후로 선정하였다. 현길이의 경우는 입구 직경과 교호 작용이 있으므로 이를 고려하여 선정하였다. 깃의 개수는 회전자와의 공진을 피할 수 있는 것으로 선정하였다.

따라서, 입구각의 범위는 25°~30°, 출구각은 50°~60°, 깃의 개수는 8, 10, 13 그리고 현길이는 14.5mm ~ 21.5mm로 선정하였으며 Table 1에 나타내었다.

이러한 4 개의 인자와 각각의 3개의 수준에 대해서 Taguchi table 에 따른 L9 DOE table 은 Table 2에 나타내었으며 이에 따라 설계된 팬의 형상은 Fig. 9 와 같다.

위와 같이 설계된 9개의 원심팬에 대해서 설계 기준인 10000 RPM 에서의 유량과 소음을 해석하였다. 그 결과 다음의 Fig. 10과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 기존의 base 모델

Table 1 Design factors and range of levels

	Factor	Level		
		1	2	3
1	Inlet angle ( $\beta_1$ )	25°	30°	35°
2	Outlet angle ( $\beta_2$ )	50°	55°	60°
3	No. of blades (Z)	8	10	13
4	Chord Length (CL)	21.5mm	18.0mm	14.5mm

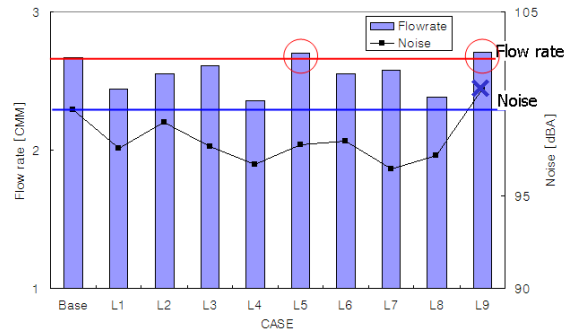


Fig. 10 Numerical results of noise and flow rate of new designed fans

과 비교하여 높은 성능과 낮은 소음을 동시에 달성한 팬은 L5 가 유일하다. L5 의 경우 소음은 약 3 dBA 감소하였다.

위와 같이 설계된 9개의 원심팬에 대해서 설계 기준인 10000 RPM 에서의 유량과 소음을 해석하였다. 그 결과 다음의 Fig. 10 과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 기존의 base 모델과 비교하여 높은 성능과 낮은 소음을 동시에 달성한 팬은 L5 가 유일하다. L5 의 경우 소음은 약 3 dBA 감소하였다.

유동과 소음 해석 결과를 Taguchi 분석한 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 입구각은 유량에는 영향이 없지만 소음에 대해서는 최적값이 존재하며, 출구각은 유량과 소음이 같은 경향성을 갖기 때문에 유량과 소음중 더 중요한 것에 초점을 맞춰 선택하거나 무난한 값을 선택한다. 깃의 개수가 증가할수록 유량은 증가하고 소음은 증가한 후 감소하는 경향성을 보였다. 따라서, 깃의 개수를 더 증가시켜 보는 것은 시도해볼 만하다. 현길이의 경우는 동일한 경향성이지만 유량의 증가가 더 크므로 유량에 포커스를 맞춰 선택했다.

#### 4.2 깃의 부등 간격 배치 설계

첫번째 DOE 를 실행하여 유량은 동등 수준에 소음은 3 dBA 정도가 감소했지만 보다 더 좋은 결과를 얻기 위해서 깃의 개수가 증가할수록 유동과 소음이 개선되는 다구치 분

Table 2 L9 DOE table for Centrifugal fan Design

NO.	$\beta_1$ [°]	$\beta_2$ [°]	Z [EA]	CL [mm]
1	25	50	8	14.5
2	25	55	10	18.0
3	25	60	13	21.5
4	30	50	10	21.5
5	30	55	13	14.5
6	30	60	8	18.0
7	35	50	13	18.0
8	35	55	8	21.5
9	35	60	10	14.5

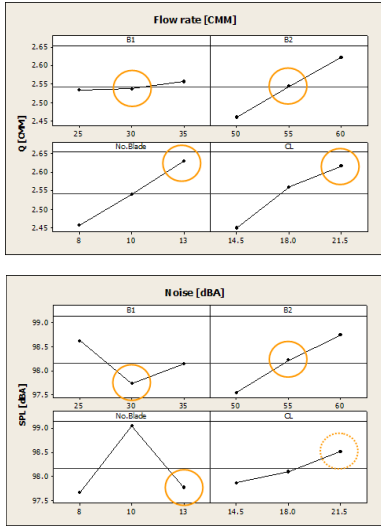


Fig. 11 Taguchi analysis results of flow rate and noise

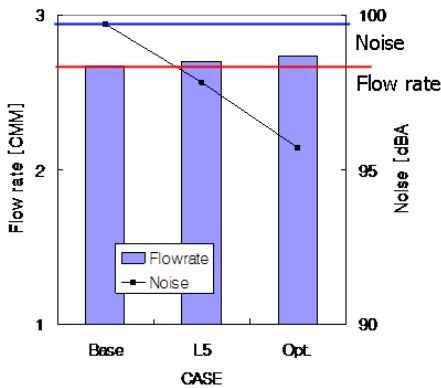


Fig. 12 Numerical result of an optimum fan

석 결과에 따라서 깃의 개수를 16 개로 늘리고 톤소음을 줄이기 위해서 깃의 부등 간격 배열을 적용하여 최적팬을 설계하였다. 최적팬의 유동과 소음 해석 결과는 Fig. 12 와 같이 유량은 2.7 % 증가하고 소음은 양산 모델에 비하여 약 4 dBA 저감되었다.

Fig. 13 은 깃의 간격이 등간격인 팬과 부등간격으로 설계 변경한 팬의 사운드 스펙트럼으로 부등간격 팬의 소음 특징은 BPF의 톤소음의 값은 작아지지만 BPF 외의 주파수에서 톤소음이 증가한 것을 알 수 있다.

### 4.3 양산팬과 최적 설계팬의 비교

양산팬과 L5 와 최적팬의 소음스펙트럼을 비교하여 Fig. 14에 나타내었다. 양산팬은 전영역에 걸쳐 소음값이 높은데 이는 전연에서의 심한 유동박리와 이로 인한 깃 사이에서의

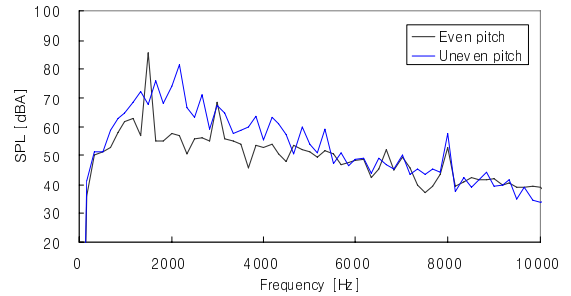


Fig. 13 Sound spectrum of even and uneven pitch fans

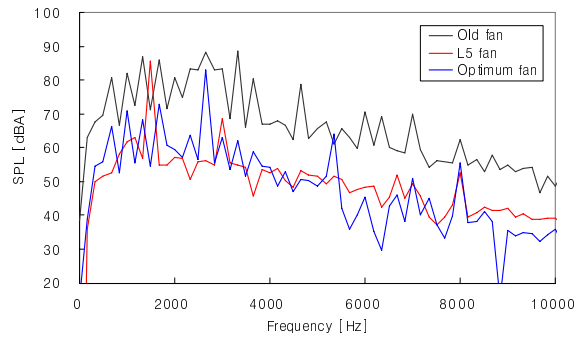


Fig. 14 Sound spectrum of base, L5 and optimum fan

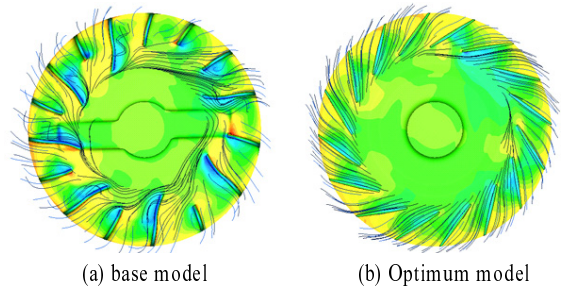


Fig. 15 Impeller surface pressure and stream line by particle tracing

심한 2차 유동의 결과로 보인다. L5 모델은 1<sup>st</sup> BPF 가 최적팬보다 높아서 전체 소음 레벨이 1 dBA 높다. 최적팬의 경우 BPF 의 톤소음은 상대적으로 작아지긴 했지만 다른 주파수 대역에서 L5 에 비해서 소음 스펙트럼이 높은편이다.

Fig. 15는 base model 과 optimum model 의 팬 표면에서의 압력분포와 팬 blade 사이에서의 유선을 가시화하여 나타낸 것이다. 압력의 경우 base model 은 leading edge 에서의 blade 전후면의 심한 압력차가 발생하며 이는 결국 소음의 원인이 되는 것을 예측할 수 있다. Stream line 을 보면 base model 의 경우는 유동이 blade 의 leading edge 에 충돌한 후 심하게 교



란되며 유동박리와 심한 2차 유동을 형성하지만 optimum model 의 경우는 대부분의 유선이 blade 를 따라서 부드럽게 빠져나가는 것을 확인할 수 있으며 이러한 이유로 저소음을 달성한 것을 확인할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 CFD 해석 방법과 CAA 연성 해석 방법을 수치적 방법으로 이용하고 최적 설계방법으로는 DFSS 방법 중 하나인 L9 DOE 방법을 이용하여 팬 설계를 수행하였다. 설계 결과로 현 양산 모델보다 유량 약 3 % 향상과 소음 4 dBA 저감된 팬을 설계하였으며 검증을 위하여 mockup 을 제작하여 시험 측정한 결과, 동일 풍량에서 소음이 약 4 dBA 감소하여 개발된 결과가 잘 예측된 결과임을 확인하였다.

또한, 본 연구를 통해서 팬 설계에 있어서 시험 측정을 배제한 상태에서 오로지 CFD 해석과 CAA 의 연성 해석을 통해서 팬 개발이 가능함을 보였다.

## 참고문헌

- [1] 1970, Morfey, C.L., "Sound generation in subsonic turbo-machinery," *J. Basic Eng. (ASME)*, 92D, pp.450-458.
- [2] 1999, Chen, M.Z. and Wu, X.H., "Vortex simulation of rotor/stator interaction in turbomachinery," *Trans. ASME*, Vol.121, pp.358-364.
- [3] 1952, Lighthill, M.J., "On sound generated aerodynamically," *I. General theory. Proc. Roy. Soc.*, Vol.A211, pp.564-587.
- [4] 1969, Williams, J.E. and Hawkings, D.L., "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion," *Phil. Trans. Roy. Soc.*, Vol.A264, pp.321-342.
- [5] 1955, Curle, N., "The influence of solid boundaries on aerodynamic sound," *Proc. Roy. Soc.*, Vol.A231, pp.505-514.
- [6] 1997, Jeon, W.H. and Lee, D.J., "An analysis of the flow and sound source of an annular type centrifugal fan," *Proc. Of the 5th Int. Congress on Sound and vibration*, Adelaide, Australia, pp.1333-1340.
- [7] 1999, Jeon, W.H. and Lee, D.J., "An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller," *J. Sound Vibi.*, Vol.222, pp.505-511.
- [8] 2006, Kim, W., Jeon, W.H., Cho, J.-H., Shin, D.-S. and Kim, H., "Numerical study on the noise generation of the axial flow fan in a refrigerator," *Proc. Internoise Honolulu*, pp. - .
- [9] Liu, Q., Qu, D. and Mao, Y., "Numerical calculation of centrifugal fan noise," *Proc. IMechE*, Vol.220 Part C. JMES211. pp.1167-1177.
- [10] Kensaku, I., Yoshinori, M. and Hiromu, T., translation Cho, K., *The basic of pump design*, Daeyoungsa, Korean.
- [11] Eck, B., Azad, R.S. and Scott, D.R., *Fans*, Pergamon press.