

진공청소기 흡입효율 개선을 위한 모터 주위의 유동해석

박진우*, 기민철**, 박형구***

Performance Improvement of a Vacuum Cleaner by CFD Analysis around Motor

J.W. Park*, M.C. Ki** and H.K. Park***

Key Words : Vacuum Cleaner(진공청소기), Motor(모터), CFD(전산유체역학), Centrifugal Fan(원심팬)

Abstract

A vacuum cleaner is the widely used home equipment. However, it has a trouble with too much power consumption. Most losses occur at the centrifugal fan. To remedy this trouble the investigation of motor, which is the main component of vacuum cleaner, is required. The flow characteristics around the high-speed rotating centrifugal fan which is influenced by the very low inlet pressure is quite different from a commonly used fan. Hence it is quite difficult to analyze the flow by the experimental means or by the numerical simulation.

In this research, it is aimed to improve the air-suction performance of a vacuum cleaner through the flow analysis around a motor. The efficiency of the centrifugal fan is affected by blade shape, blade number, blade pitch, etc. The influence of the shape of impeller on the flow is investigated in this study. The flow around the centrifugal fan is simulated by applying the moving mesh. To verify the validity of the computation results, the air flow rate and the pressure field to the cleaner is compared with the experimental data. All simulations are performed by using commercial code SC/Tetra. The calculated results show good agreement with the experimental ones and it is believed to be promising to use computational simulation in the improvement of the vacuum cleaner performance.

1. 서론

고속으로 회전하는 원심팬 내부의 유동은 임펠러 입구 부분의 매우 낮은 압력의 영향으로 일반적인 팬의 유동과는 다른 특성을 보인다. 임펠러 입구 영역의 진공상태가 임펠러와 디퓨저를 통과하면서 점차 대기압 수준의 압력으로 회복된다. 이 과정에서 임펠러와 디퓨저 내부 유동은 상당히 복잡하고 불안정한 특성을 나타낸다. 또한 임펠러와 디퓨저의 블레이드 개수 차이와 임펠러 출구에서의 유동각은 임펠러와 디퓨저 사이의 유동간섭의 원인이 되며, 결국 팬 내부 유동의 안정성을 저하시키게 된다. 이러한 요인들은 팬 자체에만 관련이 있는 것이 아니라 팬이 사용되는 제품 전체의 성능에도 지대한 영향을 미치게 된다.[1]

따라서 팬의 내부 유동 해석을 통한 성능 예측은 매우 중요한 의미를 지니며 이와 관련된 연구들이 활발하게 진행되어 왔다. 하지만 팬의 전체적인 성능과 유동특성은 실험으로 증명하기 힘들기 때문에[2] Hillewaert[3], Tuncer[4], 김세진[5], 이경훈[6] 등이 수치해석을 통한 내부 유동의 해석을 수행하여 왔다. 또한 정상상태(steady state)의 수치해석[7-8]과 이산와류법(discrete vortex method)을 이용한 비정상 공기력 계산[9]의 방법을 이용

하여 내부 유동해석을 수행하였다. 그러나 기존의 연구는 팬 전체에 대한 실험적인 결과를 제시하거나 임펠러, 디퓨저의 각 부분에 대한 수치해석이였다. 이러한 이유로 보다 정확한 유동장을 모사하기 위해서는 실제 현상과 비슷한 조건으로의 해석이 필요하다고 판단된다.

본 연구에서는 원심팬의 성능 요소 중 흡입효율에 초점을 맞추어 유동해석을 수행하였다. 효율에 영향을 미치는 요인으로는 안내깃의 형상 및 개수, 안내깃의 입·출구 폭과 각도 등 여러 가지 변수가 있지만, 그 중 안내깃의 형상 및 개수가 흡입효율에 미치는 영향을 조사하였다. 전산해석은 상용코드인 SC/Tetra를 이용하여 이루어졌으며, 흡입성능향상을 위한 개선방향을 제시해보았다.

2. 본론

2.1 진공청소기 구조 및 동작원리

진공청소기의 일반적인 구조는 Fig.1과 같이 크게 공기 흡입구, 모터, 팬(회전날개), 필터, 먼지받이, 케이스, 배기구 등으로 구분되어진다. 진공청소기 주변 공기의 흐름과 먼지의 흐름방향은 공기흡입구에서 배기필터로 이어진다.

Fig.2는 진공청소기용 모터 주위를 상세히 나타낸 그림이다. 30,000~50,000rpm 정도의 고속으로 회전하는 회전차(impeller)에 의해 팬 주위는 저압이 되며 압력차에 의해 입구 노즐부분부터 모

* 전남대학교 기계공학과, jwpark@chonnam.ac.kr

** 전남대학교 기계공학과, kidosa78@naver.com

*** 전남대학교 기계시스템공학부, park@chonnam.ac.kr

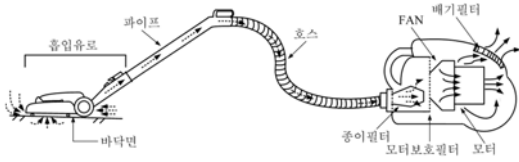


Fig. 1 Schematic of vacuum cleaner

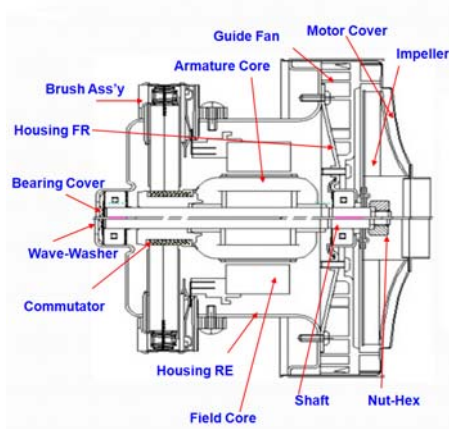


Fig. 2 Schematic of fan motor in a vacuum cleaner

터까지 공기가 흡입되는 구조를 지니고 있다. 이 유동이 회전차를 지나 안내깃(diffuser)을 통과하여 최종적으로 배기부분으로 이어진다.[10] 이러한 구조에서 팬 내부의 수력손실(hydraulic loss)을 최소화할 수 있도록 설계되어야만 흡입효율을 극대화 할 수 있다. 따라서 고효율, 저소음의 원심팬을 설계하기 위해서는 반드시 팬 내부 유동장의 이해가 선행되어야 한다.[11]

2.2 지배방정식 및 난류모델

30,000rpm 이상으로 회전하는 회전차에 의해 마하수(Mach Number)가 0.3보다 크기 때문에 압축성 비정상 상태의 불규칙적인 유동이지만, 전체 유동장에서 압축성 부분이 회전차의 끝단 일부에 속하므로 유동장을 비압축성으로 계산하였다. 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식을 지배방정식으로 사용하였으며, 직교 좌표계에서 텐서 형태로 표기하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + g_i \quad (2)$$

식(1)은 연속방정식, 식(2)은 운동량방정식이다.

난류유동장을 해석하기 위해 여러 가지 방법이 사용되고 있다. 그 중 가장 널리 사용되는 방법은 2-방정식 난류모델이다. 2-방정식 모델 중에서 $k-\epsilon$ 난류모델이 현재 가장 널리 사용되고 있다. 그러나 강한 압력구배가 존재하는 유동영역에서 만족할만한 해석 성능을 보이지 못한다. 반면에 Wilcox[12]의 $k-\omega$ 2-방정식 모델은 viscous sublayer에서 훨씬 단순한 형태로 표현되며 벽함수를 도입하는 등의 특별한 처리가 필요없어 경계조건을 단순하게 적용할 수 있다는 장점이 있다.[13] 이러한 이유로 본 연구에서는 SST(Shear-Stress Transport) $k-\omega$ 모델을 사용하였다.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_T - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} u_j \rho \omega = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\gamma \rho}{\mu_t} G_s - \beta \rho \omega^2 \quad (4)$$

식(3),(4)는 SST $k-\omega$ 방정식을 나타낸다. 풀고자 하는 변수는 압력, 각 방향의 속도, 난류의 정도이므로 위의 식들에 적합한 계수를 사용하여 계산을 수행하였다. 또한 와도(vorticity)를 계산하기 위하여 식(5)를 사용하였다.

$$\zeta = \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \hat{i} + \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \hat{j} + \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \hat{k} \quad (5)$$

2.3 수치해석 방법

터보기계의 내부 유동장을 해석할 때 사용되는 CFD 기법에는 여러 방법이 있다. 그 중 다좌표계법(MRF, multiple reference frame method)과 이동격자법(moving mesh method)이 대표적이다. 다좌표계법은 원심팬의 내부유동을 정상상태로 가정하여 유동장을 계산하는 방법으로 원심팬의 회전차(impeller)와 안내깃(diffuser)의 상호작용이 약하거나 유동장의 근사적인 값이 요구될 때 사용된다. 이동격자법은 비정상 유동으로 가정하여 회전차와 안내깃의 정보를 서로 주고받으며 계산을 수행하는 방법으로 실제와 같이 회전차와 안내깃의 상호작용을 모델링한다. 따라서 본 연구에서는 비정상상태 이동격자법을 이용하였다. 이 방법은 해석 시 계산 소요시간이 매우 크다는 단점이 있지만 고성능 컴퓨터를 이용하면 실제문제와 가장 유사한 조건으로 빠르게 해석을 할 수 있는 장점이 있다.[14] 또한 압력보정방법으로는 SIMPELC 알고리즘[15]을 사용하였다.

2.4 해석모델 및 계산조건

모델링은 격자를 생성하기 위한 중요한 기초 자료가 된다. 본 연구에서는 삼성광주전자에서 사용되는 K50모터에 대한 도면을 제공받아 Fig.3과 같이 설계를 하였으며 재원은 Table 1에 수록하였다.

계산조건은 실험장치 입구와 출구에는 대기압 압력경계조건(pressure boundary condition)을 주었다. 또한 원심팬에 대하여는 35,000~37,000rpm의 회전조건과 1cycle당 9.5238e-6초의 시간 간격(time-step)을 주었으며, 디퓨저, 케이스, 노즐 및 덮개에는 no-slip 경계조건을 적용하였다. 또한 계산의 정확도를 높이기 위해 회전하는 영역에 대해서는 약 200만개의 격자를 집중시켰으며, 비회전영역에는 약 270만개의 격자를 생성하여 전체적으로 약 470만개를 생성하였다. 계산은 본 연구실에서 보유하고 있는 PC(Pentium4 D 3.2GHz, 3.24GB RAM)에서 이루어졌다.

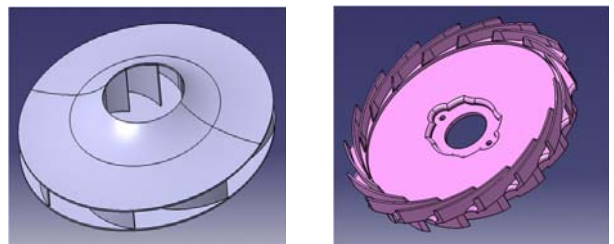


Fig. 3 Geometry of centrifugal fan and diffuser

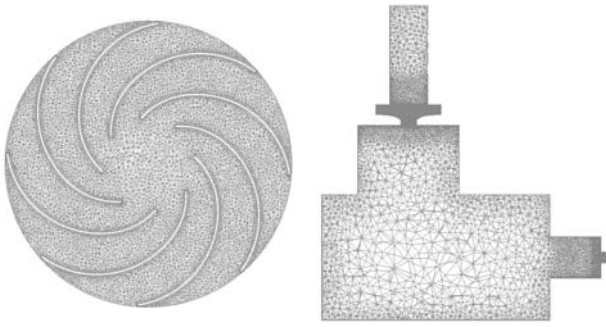


Fig. 4 Computational grid

Table 1 Specification of the centrifugal fan

Component	Variable	Values
impeller	blade number	9
	blade thickness & length	0.7×84mm
	inner diameter	35mm
	outer diameter	108.8mm
	cap diameter	114mm
	rotational speed	35000~37000rpm
diffuser	blade number	17
	inner diameter	110mm
	outer diameter	130mm
return-channel	blade number	16
	inner diameter	83mm
	outer diameter	130mm

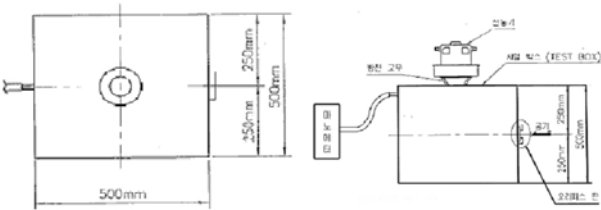


Fig. 5 Experiment device

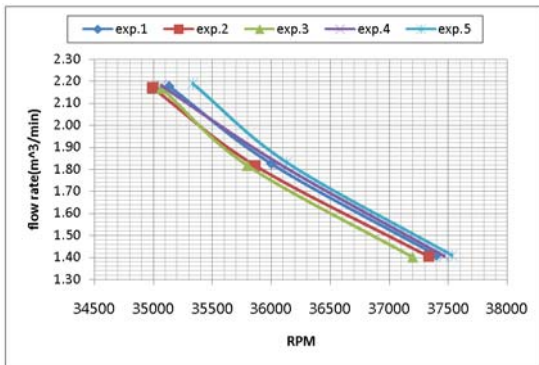


Fig. 6 RPM vs Flow rate

1cycle당 2°의 팬 회전에 따른 계산을 수행하였다. 계산시간은 각 해석조건에 따라 다르며 수렴까지 대략 70시간씩 소요되었다. Fig.4는 팬과 전체부분에 대한 격자를 나타낸 그림이다.

2.5 실험장치 구성 및 실험값

실험장치로는 성능을 측정하기 위해 Orifice방식을 이용하였고 ASTM(American Society for Testing and Materials)기준에 의거해 구성하였다. Fig.5는 ASTM기준에 의한 실험장치를 나타낸 것이다. 실험은 대기압에서 진행되었으며 온도는 건구 24도, 습구 19도에서 실험하였다. 총 5개의 모터에 대해 실험장치 입

구의 Orifice외경을 15.88mm, 19.05mm, 22.03mm로 변경하면서 입구의 유량변화와 벽압력 및 모터의 소비전류를 측정하였다. 회전수를 측정하기 위해 스트로보스코프(Stroboscope)를 이용하였으며, 그 결과 대략 35000, 36000, 37000 [rpm]의 회전수가 측정되었다. 흡입 유량은 ASTM F558-88에 명시된 계산법에 의해 계산되었으며 Fig.6에 나타내었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 실험과 전산해석 결과 비교

Fig.7에는 원심팬의 회전수와 유량 및 실험장치의 벽압력의 결과를 나타내었다. 실험결과와 유동해석 결과가 정량적으로 약간 오차를 보인다. 즉 실험에서의 오차와 난류모델 및 대류항 처리 기법 등에 의한 수치해석 상의 오차가 이에 포함된다. 하지만 정성적으로는 결과가 일치함을 알 수 있으며 이를 통하여 전산해석의 신뢰성을 확보하였다.

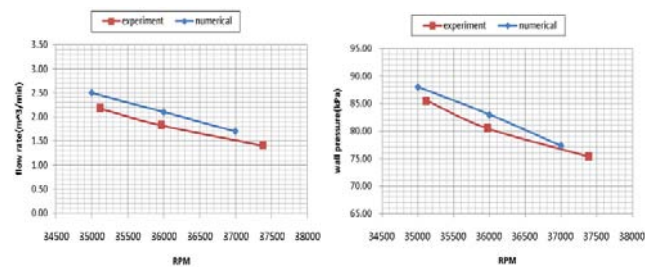


Fig. 7 Comparison of experiment and CFD

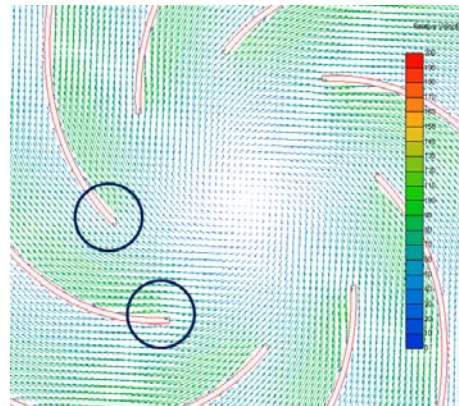


Fig. 8 Relative velocity of fan

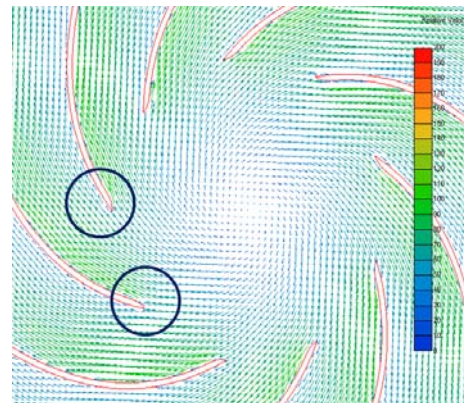


Fig. 9 Relative velocity of modified fan 1

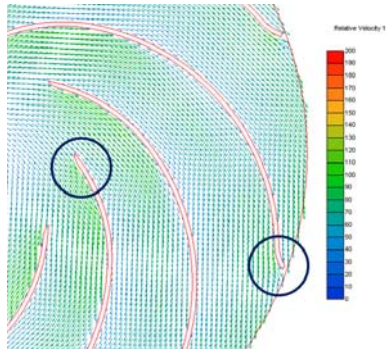


Fig. 10 Relative velocity of modified fan 2

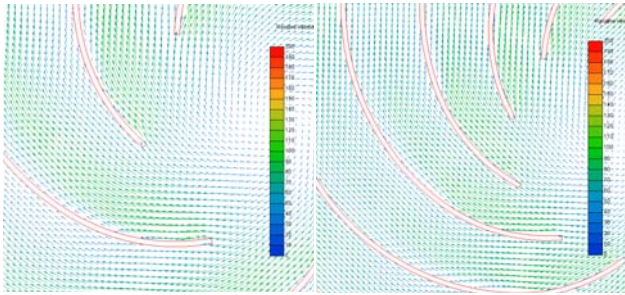


Fig. 11 Relative velocity of blade number 7(left) and 11(right)



Fig. 12 Vorticity

3.2 기존모델의 전산해석 결과

실험장치 입구의 orifice 직경이 22.23mm를 기준으로 전산해석을 수행하였으며, 그 결과 원심팬 주위의 상대속도가 Fig.8와 같이 구해졌다. 전체적으로 고른 상대속도 분포를 보이지만 표시된 부분과 같이 안내깃 입구 쪽에서의 유동박리현상이 존재함을 알 수 있다. 이러한 현상이 유동장 내에 존재하면 유동손실을 유발하며 소음원이 된다. 이런 문제를 최소화하기 위하여 안내깃의 형상 및 개수를 변경하여야 한다고 판단된다.

3.3 안내깃 입·출구 형상 변경의 영향

안내깃 입구부분의 형상을 기존 직각 형에서 반지름 6mm의 유선형으로 형상변경을 하였다. 그 결과 Fig.8에서 나타났던 입구 쪽에서의 유동박리현상이 Fig.9에서 보듯 줄어들음을 확인할 수 있다. 흡입유량도 약 1.66%의 효율이 증가되었다. 또한 디퓨저 쪽으로 빠져나가는 안내깃 부분에 대해서도 안내깃 끝단을 20°~25° 굽힘 처리하여 전산해석을 수행했다. 그 결과 Fig.10과 같이 상대속도 분포에서 유동박리 현상이 기존모델에 비해 현저히 줄어들었음을 확인할 수 있다. 또한 흡입유량도 기존모델에 비해 약 4.2%정도 향상되었음을 알 수 있었다.

3.4 안내깃 개수에 따른 영향

안내깃 개수에 따른 유동장을 비교하기 위해 안내깃 개수를 7개, 11개로 변경하여 전산해석을 수행하였다. 상대속도의 분포는 Fig.11과 같이 나타났다. 기존모델의 경우 안내깃을 따라 빠

른 속도분포를 보였으나 수정모델의 경우 안내깃 사이에서 빠른 속도 분포가 보임을 확인할 수 있었다. 흡입유량에 있어서는 안내깃 개수가 7개인 경우 약 3%가 증가하였으며, 11개인 경우 약 3.94%가 증가하였다. 하지만 Fig.12에서 볼 수 있듯이 와도(vorticity)의 경우 기존모델이 가장 적은 와도의 영향을 받고 있음을 확인할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 상용코드인 SC/Tetra를 이용하여 진공청소기용 모터 주위의 유동해석을 수행하였다. 또한 원심팬 안내깃의 입·출구 형상변경 및 개수 변경을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 실험결과와 비교하여 회전수에 따른 흡입유량과 벽압력의 경향이 잘 일치함을 알 수 있었다. 이로 인하여 전산해석의 신뢰성을 확보하였다.
- 2) 안내깃 입구를 직각형에서 유선형으로 변경하여 전산해석을 수행하였다. 그 결과 유동박리를 줄일 수 있었으며 기본모델에 비해 약 1.66%의 흡입효율이 상승됨을 확인하였다.
- 3) 안내깃 입구 형상변경과 함께 출구의 형상을 20°~25° 굽힘 처리하여 전산해석을 수행해본 결과 기본모델에 비해 약 4.2%의 흡입효율이 상승됨을 알 수 있었다.
- 4) 안내깃 개수 변경에 따른 와도를 확인하였다. 그 결과 기존모델이 가장 적은 와도의 영향을 받고 있음을 확인하였으며, 이로 인하여 소음 또한 가장 적을 것으로 판단된다.
- 5) 향후 원심팬 안내깃의 형상변경을 통한 성능개선이 다각도로 이루어져야 할 것이다.

참고문헌

- [1] 이기춘, 허남진, 김창준, 전완호, 2001, "진공청소기용 터보팬 내부 유동 해석," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, p.63-68
- [2] 백경옥, 권의용, 김한경, 조남호, 2000, "CFG를 이용한 송풍기 내부의 유동분석," 한국자동차공학회, 추계학술대회논문집, p.1079-1087
- [3] Hillewaert, K, Van den Braembussche, R.A., 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors," Journal of Turbomachinery, Vol. 121, p. 603-608.
- [4] Tuncer, I.H., Weber, S., Sanz, W., 1999, "Investigation of Periodic Boundary Conditions in Multipassage Cascade Flows Using Overset Grids," Journal of Turbomachinery, Vol. 121, p.341-347.
- [5] 김세진, 주원규, 1998, "원심송풍기 별류트 내부유동의 수치해석적 연구," 유체기계저널, 제1권 제1호, p.64-71.
- [6] 이경훈, 주원규, 2000, "원심형 터보기계의 임펠러-블류트 유동간섭에 관한 실험적 연구," 한국유체공학회 학술대회 논문집, p.563-566.
- [7] 2003, Jeon, W.H., Baek, S.W., and Kim, C.J., "Analysis of the aeroacoustic characteristics of the centrifugal fan in a vacuum cleaner," Journal of Sound and Vibration, Vol. 268, p.1025-1035.
- [8] 2006, 박이선, 손재훈, 이성철, 오장근, "팬이 장착된 진공청소기 흡입 노즐내 유로 유동 소음해석," 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, p.208-211.
- [9] 1997, 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, "진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석," 한국소음진동공학회, 7권, p.99-106.
- [10] 2002, 전완호, 백승조, 김창준, 허남진, "청소기 공력소음특성 파악 및 저소음화에 관한 연구," 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, p.633-638.
- [11] 2004, 최용규, 박형구 "진공청소기용 원심팬의 성능향상을 위한 유동해석," 한국전산유체공학회, 추계학술대회논문집, p.69-72.
- [12] David C. Wilcox. "Turbulence Modeling for CFD." DCW Industries, Inc., 1993
- [13] 1999, 이보성, 이상산, 이동호, "SST 난류 모델을 이용한 진동하는 익형 주위의 유동장 해석," 한국전산유체공학회, 춘계학술대회논문집, p.131-136.
- [14] 1974, Launder, B. E. and Spalding, D.B., The Numerical Computation of Turbulent Flows, Comp. Math. In app. Mech. And Eng., Vol. 3, p.269-289.
- [15] 1995, H K Versteeg and W Malalasekera, An introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method, LONGMAN, p.148-150.