

## 진공청소기용 터보팬 내부 유동 해석

이기춘\* · 허남건\*\* · 김창준\* · 전완호\*\*\*

### Flow Analysis of a Turbo Fan for a Vacuum Cleaner

Ki-Choon Lee\*, N. Hur\*\*, Chang Jun Kim\*, Wan Ho Jeon\*\*\*

*Key Words: Turbo Fan(터보팬), CFD(전산유체역학), Rotating Reference Frame(회전 기준 좌표계), Impeller(임펠러), Diffuser(디퓨저), Return channel(리턴 채널)*

#### ABSTRACT

A numerical analysis to predict the flow characteristics in turbo fan for vacuum cleaner has been performed by using CFD. The rotating reference frame method is applied to compute the impeller-diffuser interaction and the characteristics of two models, 460 and 380, are calculated for various rotating speeds and flow rates. The flow in impeller, diffuser and return channel is assumed as steady and compressible. STAR-CD with  $k-\epsilon$  turbulence model is used to solve the Navier-Stokes equations. Computed relative velocity, absolute pressure and flow angles are shown and compared with measurement results. The good agreement between the predictions and measurement results confirms the validity of this study.

#### 1. 서 론

고속으로 회전하는 터보팬 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 유동 간섭의 원인이 되며, 결국 팬 내부 유동의 안정성을 저하시키게 된다. 이러한 요인들은 팬 자체에만 관련이 있는 것이 아니라 팬이 사용되는 제품 전체의 성능에도 지대

한 영향을 미치게 된다.

따라서 팬의 내부 유동 해석을 통한 성능 예측은 매우 중요한 의미를 지니며 이와 관련된 연구들이 활발하게 진행되어 왔다. Hillewaert<sup>(1)</sup> 등은 수치해석을 통한 원심 압축기의 임펠러와 볼류트의 간섭을 고찰하여 임펠러와 디퓨저 내부 유동을 3차원 적으로 해석하고 그 결과를 실험 결과와 비교하였다. Tuncer<sup>(2)</sup> 등은 'overset grid'라는 개념을 도입하여 일정한 주기로 진동하는 블레이드 주위의 유동을 해석하였고, 김세진<sup>(3)</sup> 등은 원심팬 볼류트의 내부 유동에 대한 수치해석을 통하여 볼류트 내부의 불안정성에 대해서 연구하였다. 이경훈<sup>(4)</sup> 등은 실험을 통한 원심형 터보기계의 임펠러-볼류트 유동 간섭에 대한 연구를 수행하여 볼류트 설치 유무에 따른 디퓨저 내부 유동의 불안정과의 관계를 고찰하였다.

그러나 기존의 연구는 팬 전체에 대한 실험적인 결과를 제시하거나 임펠러, 디퓨저 혹은 볼류트의 각 부분에 대한 수치 해석이 대부분이었다. 실험 결과를 통해서 팬의 전체적인 성능과 유동 특성을 파악할 수 있을 뿐,

\* 서강대학교 기계공학과 대학원

\*\* 서강대학교 기계공학과

\*\*\* LG Electronics Inc.

E\_mail : nhur@ccs.sogang.ac.kr

각 요소의 유동을 파악하기 어렵고 각기 독립된 요소들에 대한 수치해석 결과는 이들이 서로 합쳐졌을 때의 성능과 많은 차이가 있다.

그러므로 본 연구에서는 진공청소기에 사용되는 터보팬의 임펠러, 디퓨저, 리턴 채널의 내부 유동 해석을 동시에 수행하여 임펠러와 디퓨저 각각의 내부 유동뿐만 아니라 임펠러 출구와 디퓨저 입구 사이의 유동 특성을 파악하려고 한다. 해석 대상은 국내 전자업체의 진공청소기에 사용될 460모델과 380모델 두 가지이며 각각 회전 속도와 유량 변화에 따른 압력을 계산하여 실험값<sup>(5)</sup>과 비교하였다. 또한 임펠러와 디퓨저 그리고 리턴 채널 내부의 속도장과 임펠러 출구에서의 유동각을 계산하여 팬 내부 유동의 안정성에 대해서도 고찰하였다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 수치해석

본 연구에서는 STAR-CD를 사용하였으며 팬의 회전 속도를 고려하여 정상상태, 압축성 유동으로 가정하였다. 해석은 SIMPLE 알고리즘을 사용하였고, 난류 모델은  $k-\epsilon$  모델을 적용하였다. 팬의 회전 효과는 STAR-CD 내의 Rotating reference frame 기능을 사용하여 계산에 적용하였다.

### 2.2 팬 모델 및 계산 격자

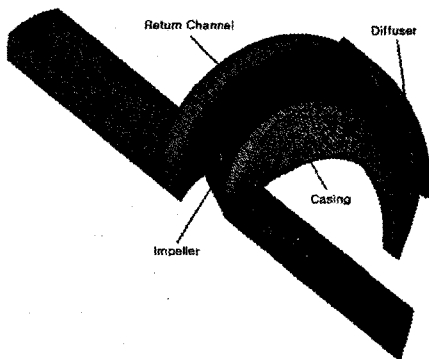
460모델과 380모델의 크기와 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널의 유로 개수 및 실제 계산에 적용된 유로의

Table 1 Geometry and computational domain of fans

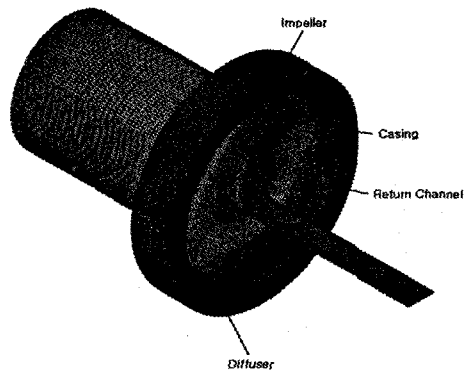
	Fan type	460	380
Impeller	$D_o$ (mm)	109.7	94.9
	Number of Blade	9	9
	Number of Computed Passages	1	1
Diffuser	$D_o$ (mm)	124.0	113.5
	Number of Blade	16	13
	Number of Computed Passages	2	13
Return Channel	$D_o$ (mm)	124.0	109.8
	Number of Blade	8	16
	Number of Computed Passages	1	16

\*  $D_o$  : Outer Diameter

개수를 Table 1에 나타내었다. 460모델의 경우 임펠러와 디퓨저 그리고 리턴 채널 모두 반경 방향으로 주기 경계 조건을 적용하여 임펠러와 리턴 채널은 각각 한 개의 유로를 계산하고 디퓨저는 두 개의 유로만을 계산했다. 그러나 380모델의 경우에는 총 열 여섯 개의 리턴 채널 중, 여덟 개의 쌍이 각각 다른 형상이므로 380모델의 디퓨저와 리턴 채널은 전체 유로를 계산하였다. 그리고 각각의 모델에 대해서 임펠러의 입구와 리턴채널의 출구에 각각 10 cm 길이의 유체 셀을 덧붙여서 유동의 입구부와 출구부를 Fig. 1과 같이 모델링하였으며 460모델과 380모델의 전체 격자 수는 각각 약 400,000개와 889,000개를



(a) Computational domain of 460model



(b) Computational domain of 380model

Fig. 1 Computational meshes

사용하였다.

### 2.3 경계 조건 및 계산

팬의 입구 부분에는 입구 경계 조건을 적용하였고 출구 부분에는 대기압 상태로 가정하여 압력 경계 조건을 적용하였다. 임펠러의 회전 효과를 모델링하기 위해서 Multiple rotating reference frame 기능 중의 하나인 Explicit treatment를 사용하였다. 회전하는 부분인 임펠러와 입구 영역, 그리고 고정되어 있는 디퓨저, 리턴 채널, 출구 영역을 서로 다른 material 영역으로 구분하여 회전하는 material 영역에 회전 속도를 입력하였다. 이러한 방법을 사용함으로써 실제로 격자를 회전시키지 않고도 임펠러의 회전 효과를 계산에 적용할 수 있었다.

임펠러와 디퓨저의 블레이드 개수가 각각 다르기 때문에 'Mixing plane approach'를 적용하였다. 임펠러의 출구 부분과 디퓨저의 입구 부분에 각각 압력 경계 조건과 입구 경계 조건을 적용하고 이 두 개의 경계 조건을 'Boundary couple'로 결합하여 계산을 수행하였다. 계산 과정에서 임펠러 출구의 속도가 회전 방향으로 평균화되어 디퓨저 입구 조건으로 적용된다. 이후 계산 결과 얻어진 디퓨저 입구에서의 압력 분포를 평균화하여 다시 임펠러 출구의 압력 조건으로 적용하게 된다. 이러한 과정을 반복함으로써 서로 분리된 임펠러와 디퓨저 사이의 격자를 계산할 수 있다.

회전하는 영역의 벽 경계 조건과 입구 영역에는 임펠러 회전에 대한 상대 속도의 영향을 고려해 주기 위하여 회전 반대 방향으로의 회전 속도를 넣어주었다. 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널의 일부분의 계산 영역으로 전

Table 2 Computational cases

Case	Fan type	N(rpm)	Q(m <sup>3</sup> /min)
1	460	41280	0.59
2		38930	0.96
3		37470	1.37
4		36280	1.79
5		35230	2.24
6	380	45240	0.25
7		43200	0.59
8		41190	0.98
9		39360	1.46
10		37970	1.91
11		36520	2.39
12		35930	2.60
13		35150	3.10

체 영역의 계산 효과를 얻기 위해서 회전 방향으로 주기 경계 조건을 사용하였다. Fig. 2는 주기 경계 조건을 제외한 460모델의 경계 조건을 나타낸 그림이다. 380모델 역시 주기조건을 제외하고는 460모델과 동일한 경계 조건을 사용하였다. 본 연구에서 수행한 해석 대상은 Table 2에 나타내었다. 계산은 본 연구실이 보유하고 있는 Intel Pentium 850MHz 14CPU PC cluster를 사용하였고 460모델은 하나의 해석 대상 당 세 개의 CPU를 사용하여 평균 17시간이 소요되었으며 380모델의 경우 네 개의 CPU를 사용하여 약 20시간이 소요되었다.

### 3. 결과 및 토의

전체 해석 대상 중에 유량이 적은 범위의 case1과

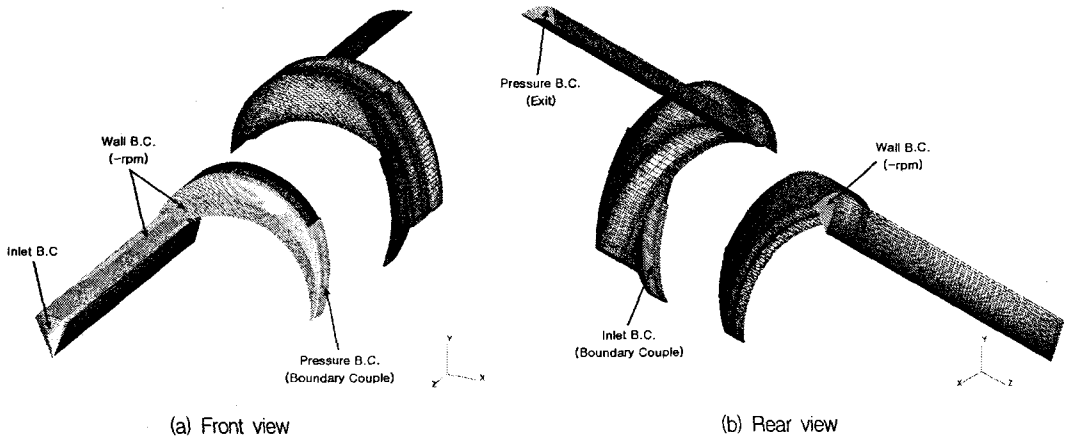
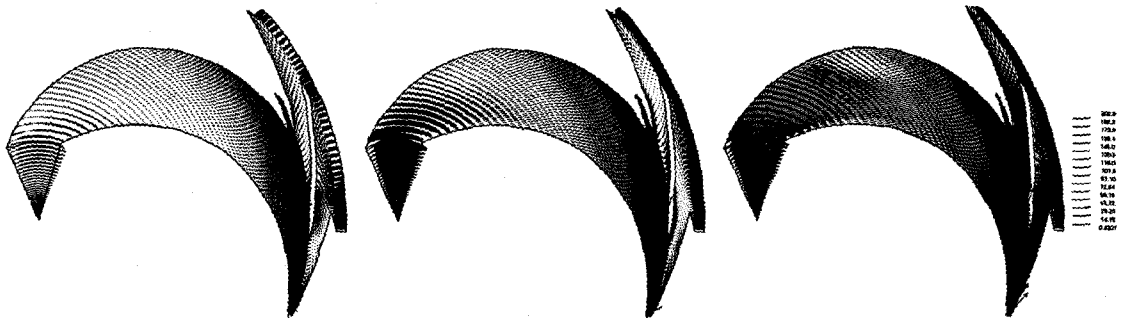
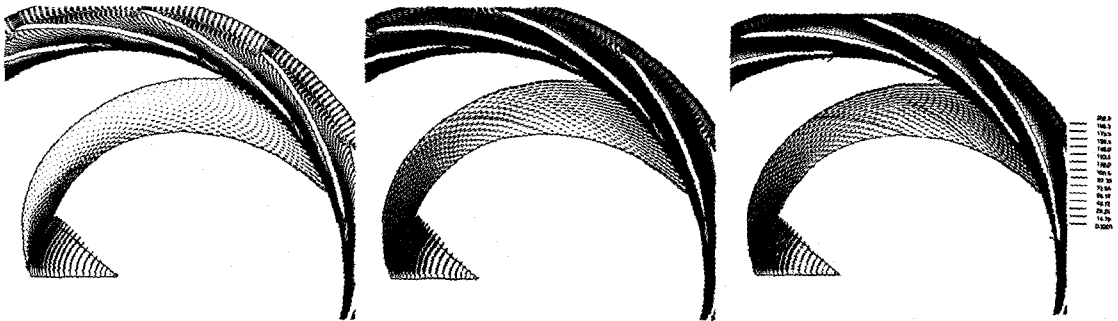


Fig. 2 Boundary conditions for 460model



(a) 460model : 41280 rpm, 0.59 m<sup>3</sup>/min (b) 460model : 37470 rpm, 1.37 m<sup>3</sup>/min (c) 460model : 35230 rpm, 2.24 m<sup>3</sup>/min



(d) 380model : 43200 rpm, 0.59 m<sup>3</sup>/min (e) 380model : 39360 rpm, 1.46 m<sup>3</sup>/min (f) 380model : 36520 rpm, 2.39 m<sup>3</sup>/min

Fig. 3 Velocity vectors in computational frame for two models

case7, 유량이 많은 범위의 case5와 case11 그리고 그 중간 범위인 case3과 case9 등 460모델과 380모델의 결과를 비교 및 분석하였다.

### 3.1 임펠러와 디퓨저 내부의 상대 속도

임펠러와 디퓨저 내부의 유동을 파악하기 위하여 각 해석 대상의 상대 속도 결과를 Fig. 3에 나타냈다. 각각은 임펠러의 축방향 두께의 중앙 지점에서의 결과이다. 전체적인 특징을 살펴보면 460모델의 경우 임펠러 출구 영역에서의 유동이 디퓨저 내부로 원활하게 유입되지 못하는 반면에 380모델의 경우에는 디퓨저 내부의 유동 흐름이 비교적 균일한 것을 알 수 있다. 특히 Fig. 3(a)에서 임펠러 입구 영역과 디퓨저 입구 영역에서 실속(stall)을 발견할 수 있다. 디퓨저 입구 영역에서 발생한 실속의 영향으로 디퓨저 입구에서의 유동 면적이 감소함에 따라서 유동이 디퓨저 내부로 충분히 확산되지 못하는 현상을 보이고 있다. 이러한 결과는 임펠러와 디퓨저를 동시에 해석함으로써 얻을 수 있는 결과이며 실제로 이렇게 발생하는 유동의 불안정성은 팬의 소음과 진동의 원인이

되며 팬의 효율을 저하시킨다. 380모델도 유량이 적은 경우 Fig. 3(d)에서 알 수 있듯이 임펠러 내부의 압력면에서 큰 실속이 발생했다. 또한 Fig. 3(f)처럼 유량이 많은 경우에는 오히려 디퓨저 내부에서 유동이 박리되는 현상을 관찰할 수 있었다.

### 3.2 리턴 채널 출구에서의 유동

Fig. 4는 case 5의 리턴 채널 내부의 상대 속도를 나타낸 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 디퓨저와 리턴 채널 사이의 원활한 유동 패턴이 나타남을 확인할 수 있다. 모든 해석 대상에서도 이와 같은 경향을 발견할 수 있었다. 그러나 리턴 채널의 출구 영역에서는 유동의 방향이 반경 방향에서 축 방향으로 변화되는 과정에서 발생하는 3차원적 와류가 발견되었다. case 11의 리턴 채널 내부의 속도는 Fig. 5에 나타내었다. 리턴 채널의 일부 유로에서 유동 박리에 의한 실속이 발생함을 확인할 수 있는데 이러한 현상은 리턴 채널의 블레이드 형상이 모두 일정한 460모델에 비해서 블레이드의 형상이 다른 380모델의 결과에서 더욱 확실하게 나타났다. 리턴 채널

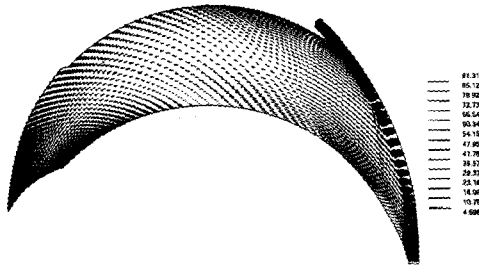


Fig. 4 Velocity plot in return channel of 460model for 35230 rpm, 2.24 m<sup>3</sup>/min

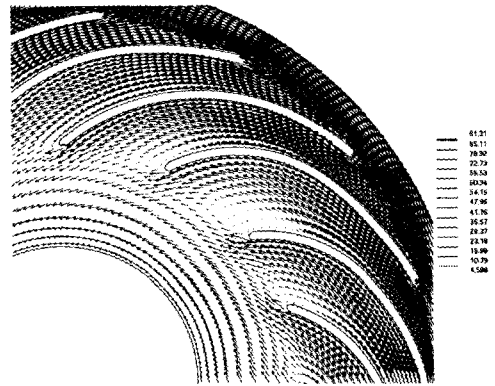


Fig. 5 Velocity plot in return channel of 380model for 36520 rpm, 2.39 m<sup>3</sup>/min

의 출구에서 발생하는 실속은 임펠러와 디퓨저 내부에서 발생하는 것과 마찬가지로 팬의 효율과 안정성을 저하시키는 원인이 된다.

### 3.3 임펠러와 디퓨저 내부의 압력

전체적인 해석 결과 임펠러 내부의 압력 분포는 임펠러 입구 영역에서 대기압과 0.2기압에서 0.3기압 정도의 차이를 나타냈다. 임펠러 유로를 지나 임펠러의 출구 영역으로 갈수록 반경 방향으로 압력층을 이루며 압력이 점차적으로 증가한다. 이러한 압력은 디퓨저 출구 영역에서 거의 대기압 수준까지 회복된다. 460모델과 380모델 모두 유량이 낮을수록 디퓨저 내부에서 고른 압력 분포를 보인다. 그러나 460모델의 경우 Fig. 6처럼 디퓨저 입구 영역에서 불균일한 압력 분포가 나타났다. 이는 Fig. 3(f)에서 나타난 유동 박리의 영향으로 실속이 발생하는 부분에서의 압력이 국부적으로 낮게 나타나는 결과



Fig. 6 Pressure distribution in impeller and diffuser of 380model for 36520 rpm, 2.39 m<sup>3</sup>/min

이다.

### 3.4 임펠러 출구에서의 유동각

임펠러 출구에서의 속도 삼각형에 따르면 상대속도와 원주속도를 이용하여 절대 속도를 계산할 수 있다. 절대 속도의 방향과 디퓨저의 각도의 관계는 디퓨저 내부의

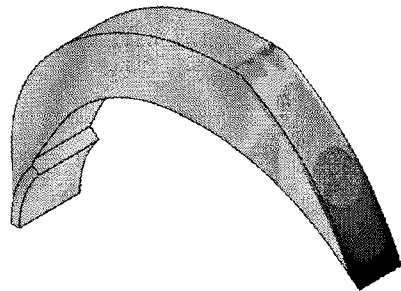


Fig. 7 Flow angle at the impeller exit of 380model for 43200 rpm, 0.59 m<sup>3</sup>/min

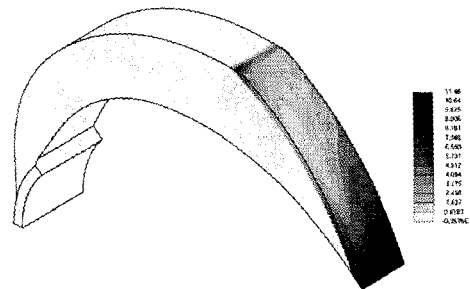


Fig. 8 Flow angle at the impeller exit of 380model for 39360 rpm, 1.46 m<sup>3</sup>/min

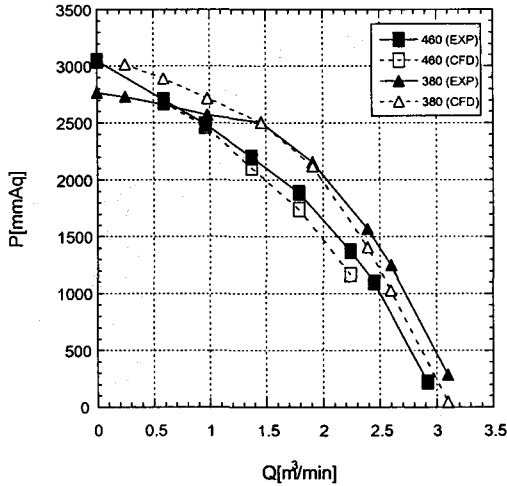


Fig. 9 Comparison of predicted fan performance data with experiments

실속과 매우 밀접한 관련이 있다. 또한 불균일한 임펠러 출구에서의 유동각은 임펠러와 디퓨저 사이의 간섭의 원인이 되며 불안정한 디퓨저 내부 유동의 원인이 된다. Fig. 7과 Fig. 8은 각각 case7과 case 9의 임펠러 출구에서의 유동각을 contour로 도시화 한 것이다.

460모델과 380모델 모두 유량이 많은 case5와 case11이 임펠러 출구에서 비교적 균일한 유동각을 나타냈으나 유량이 적은 case1과 case7의 경우에는 Fig. 7와 같이 축방향으로는 균일하나 원주방향으로 불균일한 결과를 보였다. 중간 유량인 case3과 case9는 Fig. 8에서 알 수 있듯이 축방향과 원주방향 모두 불균일한 유동각을 나타냈다. 이는 유동이 임펠러 출구를 통과할 때 유량과 회전 속도 등 팬의 작동 범위에 따라서 축방향 유동의 불균일성도 중요한 설계 변수로 작용함을 의미한다. 특히 Fig. 7에 나타나듯이 임펠러 출구의 실속면에서 유동각이 음수가 되는 영역이 존재하는데 이 부분에서의 속도 벡터를 확인해본 결과 오히려 유동이 임펠러 출구로 유입되는 현상을 확인할 수 있었다. 이러한 유동 역시 팬의 성능을 저하시키는 요인이 된다.

### 3.5 해석 결과와 실험 결과의 비교

본 연구에서 수행한 열 세 가지 해석 대상의 결과를 선행된 실험 결과와 비교하였다. Fig. 9는 각각의 해석 대상을 유량과 압력 곡선으로 나타낸 것이다.

460모델과 380모델 모두 수치해석 결과가 실험 결과와 잘 일치함을 확인할 수 있다. 대부분 많은 유량에서

오차가 감소하는 경향성을 보이고 있으나 360모델의 경우 유량이 1.5m³/min 이하인 범위에서 비교적 큰 오차를 보이고 있다. 이는 저유량 범위에서 발생하는 팬의 불안정성에 의해서 발생한 것이다. 전체적으로 실험값과의 오차는 대략 0.2% 범위에 존재한다.

## 4. 결론

본 연구에서는 진공청소기용 터보팬의 임펠러, 디퓨저 그리고 리턴 채널 내부의 유동을 Mixing plane approach를 사용하여 동시에 해석함으로써 임펠러와 디퓨저 사이와 리턴 채널 내부의 유동 특성을 해석하였다. 또한 두 가지 모델의 터보팬을 회전 속도와 유량에 따른 속도장과 압력장을 비교 분석하였다. 그 결과 380모델이 460모델에 비해서 안정된 유동 특성을 보임을 알 수 있었다. 그리고 임펠러 출구에서의 유동각을 계산함으로써 임펠러 출구에서의 유동각이 팬의 작동 범위에 따라 원주 방향과 축 방향으로 불균일함을 확인하였다. 또한 디퓨저와 리턴 채널 사이에서는 유동이 원활하게 통과하는 반면에 리턴 채널의 출구 영역에서는 3차원적 와류가 발생하는 사실을 발견하였다. 본 연구에서 수행한 수치해석 결과를 실험 결과와 비교 분석함으로써 유동 해석의 타당성을 검증할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Hillewaert, K, Van den Braembussche, R.A., 1999, "Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 603-608.
- (2) 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, pp. 341-347.
- (3) 김세진, 주원구, 1998, "원심송풍기 벌류트 내부유동의 수치해석적 연구," *유체기계저널*, 제1권 제1호, pp. 64-71.
- (4) 이경훈, 주원구, 2000, "원심형 터보기계의 임펠러-벌류트 유동간섭에 관한 실험적 연구," *한국유체공학 학술대회 논문집*, pp. 563-566.
- (5) LG 전자 청소기 사업부 (실험값), 2001.