

## 임펠러 블레이드 두께가 터보블로워 성능에 미치는 영향

박준영\*† · 박무룡\* · 황순찬\* · 안국영\*

### AEffects of Impeller Blade Thickness on Performance of a Turbo Blower

JunYoung Park\*†, MooRyong Park\*, SoonChan Hwang\*, KookYoung Ahn\*

*Key Words* : Turbo blower(터보블로워), Impeller blade thickness(임펠러 블레이드 두께), Loss(손실), Performance(성능), Efficiency(효율), Slip factor(미끄럼 계수)

#### ABSTRACT

This study is concerned with effects of impeller blade thickness on performance of a turbo blower. This turbo blower is developed as an air supply system in 250 kW MCFC system. The turbo blower consists of an impeller, two vaneless diffusers, a vaned diffuser and a volute. The three dimensional, steady state numerical analysis is simultaneously conducted for the impeller, diffuser and volute to investigate the performance of total system. To consider the non-uniform condition in volute inlet due to volute tongue, full diffuser passages are included in the calculation. The results of numerical analysis are validated with experimental results of thin blade thickness. Total pressure ratio, efficiency, slip factor and blade loading are compared in two cases. The slip factor is different in two cases and the comparison of two cases shows a good performance in thin blade thickness in all aspects.

#### 1. 서 론

최근 인버터를 이용한 고속모터 제어로 부분부하에서의 효율향상, 공기베어링 채택으로 인한 부대비용 및 유지보수 비용 절감으로 터보블로워에 대한 수요가 증가하고 있다. 터보블로워는 고속으로 회전하는 임펠러, 운동에너지를 압력 에너지로 바꾸는 디퓨저 그리고 시스템의 배관과 연결하는 볼류트로 구성된다. 특히, 임펠러는 터보블로워의 핵심 구성품으로 일반적으로 복잡한 3차원 형상을 가진다. 이러한 복잡한 3차원 형상을 최적화하기 위해서는 설계자의 많은 경험이 필수적이다. 최근 설계자의 경험에 대한 의존성을 최소화하기 위한 최적설계기법을 설계에 활용하는 연구<sup>(1~3)</sup>가 활발히 진행되고 있다. 일반적으로 임펠러의 공기역학적 성능을 최대로 하기 위해서는 임펠러 블레이드의 두께를 가능한 최소로 하는 것이 유리한 것으로 알려져 있다. 그리하여 대부분의 설계과정에서 구조해석을 공력설계와 동반 수행하여 임펠러 재료의 성질과 운전조건하에서 임펠러 두께를 얇게 하도록 노력한다. 한편 국내에서는 강신형 등<sup>(4)</sup>은 초소형 원

심압축기의 2차원 임펠러 출구날개 두께변화에 따른 원심압축기 성능변화를 조사하였으며 최유진 등<sup>(5)</sup>은 원심 압축기 임펠러의 신뢰성여부를 판명함과 아울러 구조 최적화 이론을 도입하여 구조적으로 최적화 된 블레이드를 설계하였다. 본 연구에서는 3차원 수치해석을 통하여 임펠러의 블레이드 두께변화가 터보블로워의 성능 및 임펠러 출구유동 특성에 미치는 영향을 해석하였다.

#### 2. 터보블로워 사양

본 연구에 사용된 터보블로워는 250 kW MCFC 발전시스템의 공기공급장치로 개발된 제품이며 Fig. 1은 자오면 형상을 보여준다. 터보블로워의 날개개수 및 운전조건은 Table 1과 같다. 임펠러의 주 블레이드와 보조 블레이드 각각 9 개씩이며 디퓨저 개수는 13 개이다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 두 개의 임펠러 3차원 형상을 보여준다. 그림에서 보여지듯이 두 개의 임펠러는 동일한 날개각 분포를 유지하고 있으며 단지 두께에 차이가 있다. 두 임펠러에서의 허브와 팁에서의 최대

\* 한국기계연구원 그린환경에너지기계연구본부

† 교신저자, E-mail : jypark@kimm.re.kr

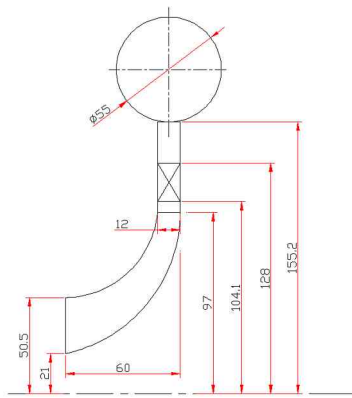
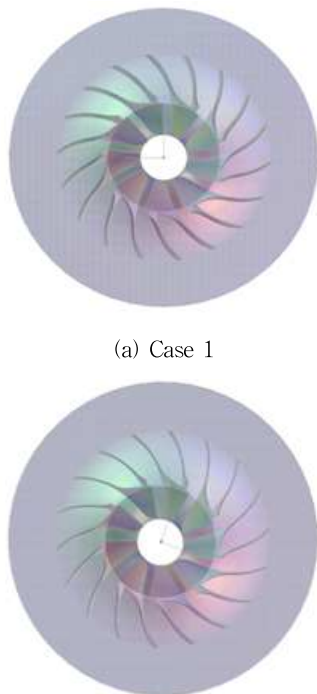


Fig. 1 Meridional view



(a) Case 1

(b) Case 2

Fig. 2 3D impeller geometry

두께가 Table 2에 제시되어 있다. Case 2의 임펠러는 허브와 팁에서 블레이드 최대 두께가 각각 Case 1 임펠러의 53%와 75%에 해당한다. Fig. 3은 Case 1과 Case 2의 허브와 팁에서 주 블레이드의 상대적 두께를 그림으로 보여주며 보조 블레이드 역시 주 블레이드와 동일한 두께분포를 유지한다.

### 3. 수치해석 방법

성능해석을 위한 격자계는 ANSYS TurboGrid 11.0<sup>(6)</sup>을 이용하여 임펠러와 디퓨저에 대하여 H-형태 정렬 격자계를 만들었으며 볼류트에 대해서는 ICEM CFD 를 이용하여 비정렬 격자계를 만들었다. 3차원 압축성점성유동해석을 위하여 유동해석 전용 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX 11.0<sup>(6)</sup>을 사

Table 1 Operating conditions

Item	Value
Rotating Speed (RPM)	12,000
Mass Flow Rate (kg/s)	0.3
Impeller Blade Number	9+9
Diffuser Blade Number	13
Design Total Pressure Ratio	1.07

Table 2 Maximum thickness of impeller blade

Impeller Blade Max Thickness	CASE 1	CASE 2
hub (mm)	3.9	2.07
shroud (mm)	2.1	1.57

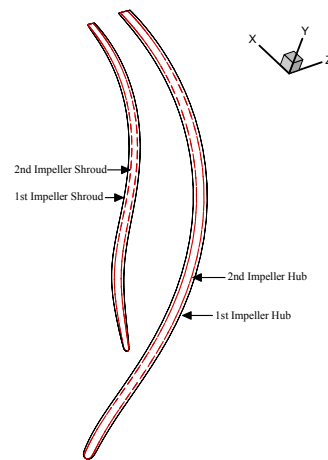
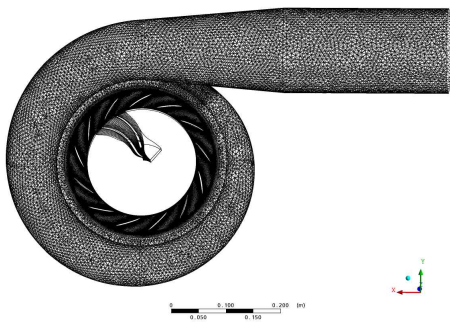
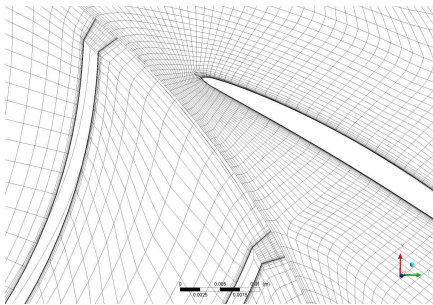


Fig. 3 Relative thickness of impeller main blade

용하였다. 볼류트 텅의 존재에 따른 볼류트 입구 유동의 불균일성을 고려하기 위해 계산영역은 임펠러 1 개의 통로와 디퓨저 13 개의 통로 그리고 볼류트에 대하여 계산을 수행하였다. 이에 따른 격자수는 전체적으로 3,400,000 개이며 임펠러 270,000 개, 디퓨저는 1 개의 통로당 127,000 개 그리고 볼류트는 400,000 개이다. 수치해석 시 디퓨저와 볼류트는 각 경우에 동일한 격자계를 사용하였으며 임펠러는 형상만을 바꾸어서 격자수와 y+를 동일하게 유지하도록 격자를 생성하여 수치해석에 이용하였다. 이때 임펠러 블레이드 후연의 절단면을 제외하고 나머지 표면에서의 y+ 값은 2이하가 되도록 하였다. 또한, 해석에 사용되는 격자가 매우 많아 해석 결과의 격자 의존성을 따로 확인하지 않고 이전 연구들<sup>(7,8)</sup>에서 수행된 격자 의존성 결과들과 해석에 사용된 격자수들을 참고하여 본 연구에서 사용되는 격자수를 결정하였다. 난류 해석을 위하여  $k-\omega$  SST 모델을 사용하였다. Fig. 4의 (a)는 계산에 이용된 임펠러, 디퓨저 그리고 볼류트의 형상과 각 구성품 표면에서의 격자를 동시에 보여준다. 또한 (b)는 임



(a) Grid in surface of turboblower



(b) Grid in interface between impeller and diffuser

Fig. 4 Grid system

펠러 후연과 디퓨저 전연 사이의 격자를 자세히 보여주며 유선방향으로 25개의 격자가 사용되었다. 경계 조건으로 임펠러 입구에서 전압과 전온도를 고정하였으며 출구에서는 질량 유량을 고정하였다. 임펠러와 디퓨저 사이는 정상상태 해석을 위하여 혼합면기법(Mixing Plane Method)을 사용하였고 임펠러에서는 주기면 조건을 적용하였다.

#### 4. 성능시험

Case 2 임펠러를 장착하여 성능시험을 수행하였다. 시험장치와 시험방법은 KS B 6311과 KS B 6350에 따라 수행하였다. 블로워 성능측정 시스템의 입구에는 흡입노즐을 설치하여 유량을 측정하였고, 흡입상태에서의 대기의 온도와 압력을 측정하였다. 또한, 볼류트 출구부에서 압력과 온도를 측정하여 블로워 성능을 평가하였다. 유량측정용 흡입노즐은 KS B 6311과 KS B 6350에서 규정한 형상으로 제작하였으며 흡입노즐에서의 압력측정은 Furness사의 마이크로 마노메타 FCO-510으로 측정하였다. 압력 및 온도신호를 Agilent사의 DAQ 시스템인 HP34970을 이용하여 측정하였다. Yokogawa사의 WT1600 파워미터를 이용하여 인버터 입구와 출구에서 소요동력을 측정하였다. Fig. 5는 성능시험을 위해 조립된 터보블로워를 보여준다. 터보블로워 구동모터는 최고회전수 17,000 rpm의 3상 2극 BLDC 고속 모터를 사용하였고, 회전수 조절을 위해 인버터를 사용하였다. 또

한, 출구에 밸브를 설치하여 유량을 조절하였다. 터보블로워의 측정시스템 불확실도 분석을 통하여 측정된 유량과 압력비의 불확실도는 95% 신뢰수준에서 7%와 2.2% 이하이다.

#### 5. 수치해석 결과

수치해석 결과의 정확성에 대한 검증은 설계회전수인 12,000 rpm에서 CASE 2에서의 전압비에 대한 성능시험 결과와 수치해석 결과의 비교를 통하여 이루어졌다. Fig. 6에서 CASE 2에서의 전압비에 대한 실험결과와 수치해석 결과는 전반적으로 서로 잘 일치하며 이로부터 수치해석 결과들이 충분한 정확성을 확보하였음을 확인하였다. 저유량에 비하여 고유량에서 실험값과 측정값에서 차이가 발생하며 이는 수치해석에서 고유량에서의 압력손실을 정확히 예측하지 못한데 기인하는 것으로 생각되며 이에 대한 보다 정확한 원인 분석을 위해서는 추가적인 대상에 대한 계산결과와 실험 결과의 비교가 필요한 것으로 판단된다.

Fig. 6, 7, 8에서 전반적으로 CASE 2에서의 결과가 CASE 1의 결과에 비해 전압비, 효율 그리고 일 계수 모두 크다. 특히, 전압비, 효율 및 임펠러 블레이드 일계수는 유량이 증가할수록 CASE 2와 CASE 1에서의 값 차이가 증가하고



Fig. 5 Experimental test rig

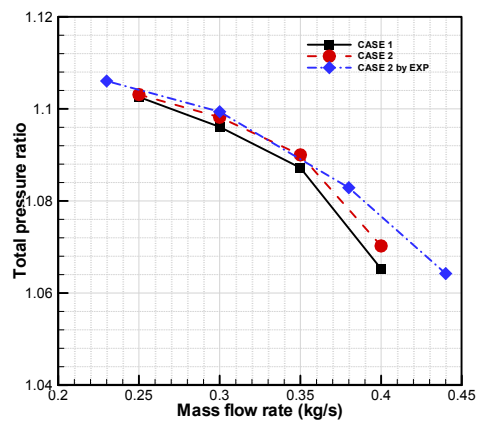


Fig. 6 Total pressure ratio

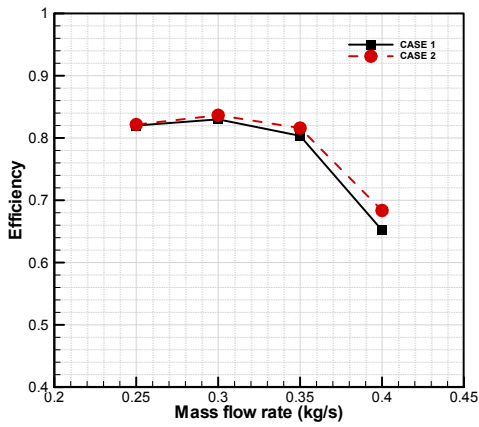


Fig. 7 Efficiency

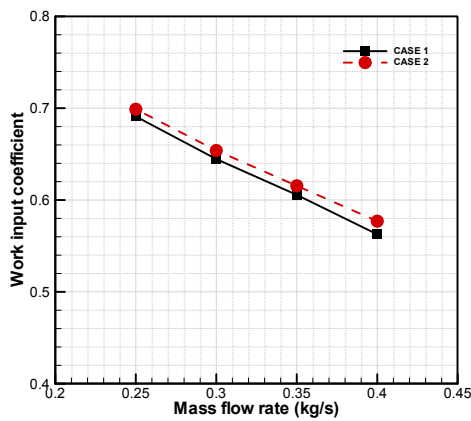


Fig. 8 Work input coefficient

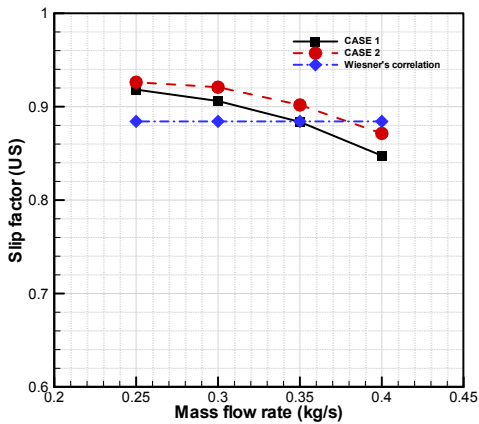
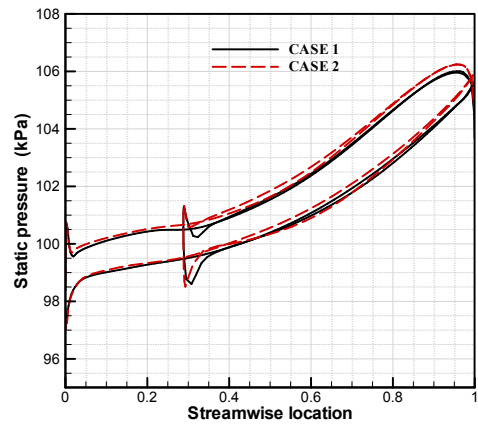


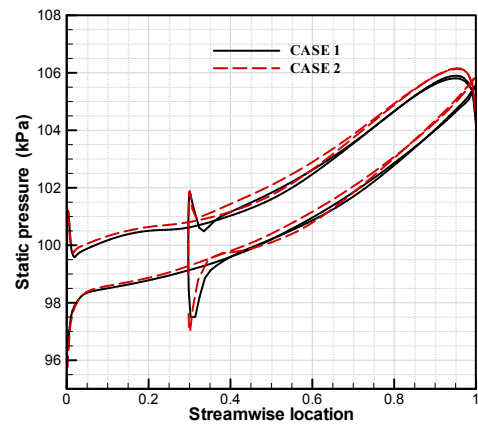
Fig. 9 Slip factor

유량이 감소할수록 차이가 줄어든다. 또한 수치해석 결과로부터 임펠러 블레이드 두께 감소에 따라 설계 운전점에서의 성능은 전압비는 0.2%, 효율은 0.8% 증가하였다.

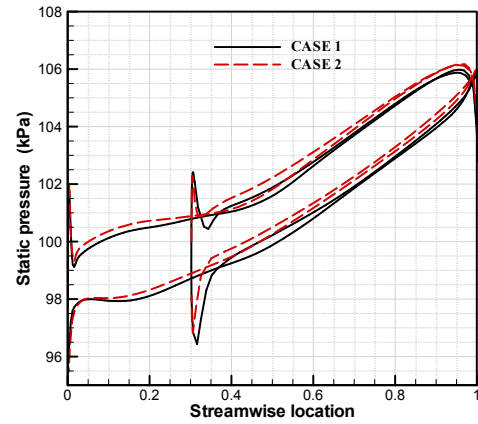
Fig. 9는 유량변화에 따른 미국식 정의의 미끄럼 계수를 보여준다. 수치미끄럼 계수는 유량이 증가할수록 작아지며 유량이 감소할수록 커진다. 또한 블레이드 두께가 감소할수록 미끄럼 계수는 증가한다. 이러한 미끄럼 계수의 변화는



(a) Loading distribution at 20% span of impeller

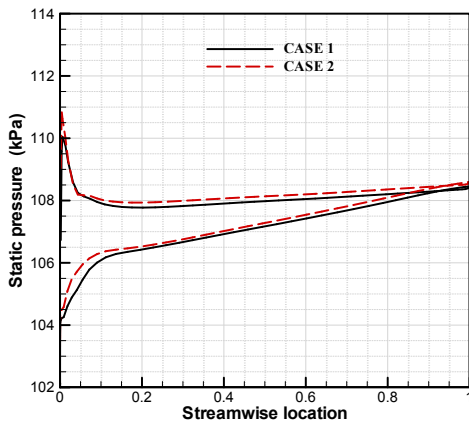


(b) Loading distribution at 50% span of impeller

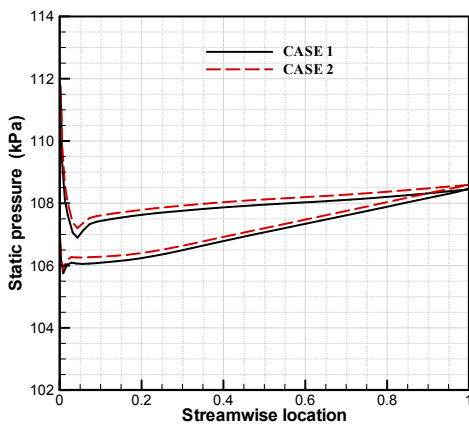


(c) Loading distribution at 80% span of impeller

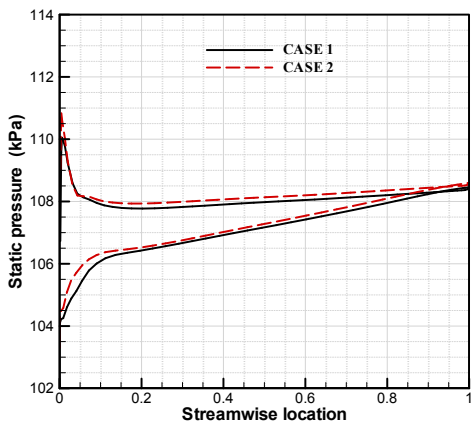
Fig. 8의 일 계수의 변화와 상응함을 확인할 수 있다. 또한 현재 가장 널리 사용되고 있는 Wiesner<sup>(9)</sup>가 제시한 상관식 결과와 비교했을 때 상당히 유사한 결과를 보여준다. 그러나, 수치미끄럼 계수가 유량과 블레이드 두께에 따라 변화하는 반면 Wiesner가 제시한 값은 유량의 변화에 관계없이 일정하며 이러한 일정한 미끄럼 계수값은 평균반경설계 및 해석에 오차를 초래한다. 그러므로 이러한 Wiesner의 미끄럼



(d) Loading distribution at 20% span of diffuser



(e) Loading distribution at 50% span of diffuser

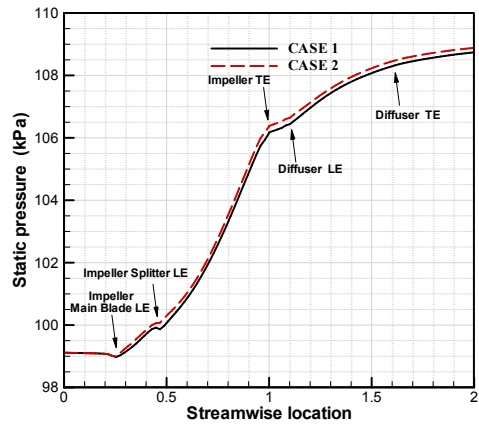


(f) Loading distribution at 80% span of diffuser

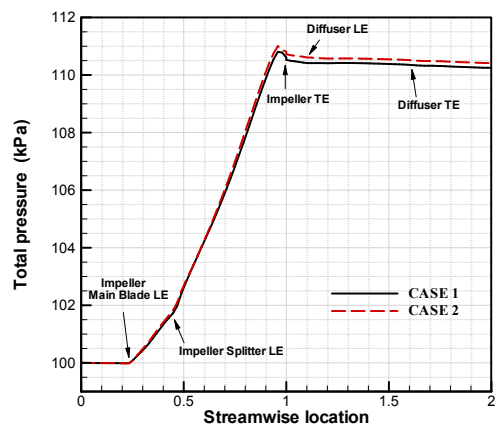
Fig. 10 Loading distributions at impeller blade and diffuser vane

계수 상관식의 단점을 보완하기 위한 연구(10,11)가 수행되어져 왔으며 앞으로도 추가적인 연구가 필요하다.

Fig. 10은 20%, 50% 그리고 80% 스펠지점에서 임펠러 블레이드와 디퓨저 베인에 작용하는 부하를 보여준다. 이때 볼류트의 존재로 디퓨저 베인에 작용하는 부하는 각 블레이



(a) Static pressure



(b) Total pressure

Fig. 11 Static and total pressure distributions from inlet to exit

드마다 상이하다. 그러므로 본 연구에서는 각 디퓨저 베인에 작용하는 부하를 평균하여 제시하였다. 두 경우 모두 임펠러에서는 전연에서 부하가 조금 크게 작용한다. 두께가 두꺼운 경우 허브쪽에 가까울수록 임펠러의 주 블레이드와 보조 블레이드에 작용하는 부하가 거의 동일하고 블레이드 팁쪽으로 갈수록 보조 블레이드에 부하가 크게 작용한다. 반면 블레이드 두께가 감소한 경우에는 블레이드 허브쪽에 가까울수록 보조 블레이드에 작용하는 부하가 주 블레이드에서의 부하에 비해 크다. 두 경우 모두 임펠러에서의 부하는 블레이드 팁에 가까울수록 크게 작용한다. 디퓨저에서는 전연에서 부하의 분포가 스펠방향으로 많은 차이가 발생한다. 이러한 차이는 디퓨저 전연의 스펠방향으로 블레이드 각이 일정한데 비하여 실제 임펠러 출구에서의 유동이 스펠방향으로 일정하지 않은데 기인한다. 또한 전반적으로 임펠러 두께에 관계없이 디퓨저의 각 스펠위치에서 작용하는 부하가 일정함을 확인할 수 있다. 즉 각 스펠위치에서 압력분포가 임펠러의 블레이드 두께의 감소에 의해 각 스펠위치에서의 압력분포는 동일한 분포형태를 유지하면서 위쪽으로 이동하였다.

Fig. 11은 임펠러 입구에서 디퓨저 출구까지 각 단면에서 질량 평균한 정압 및 전압분포를 보여준다. 두께가 얇은 임펠러의 경우 통로내에서의 정압이 두께가 두꺼운 임펠러의 경우에 비하여 임펠러 전연에서부터 증가함을 확인할 수 있다. 이러한 정압의 차이는 임펠러와 디퓨저 통로내에서 각각 일정하게 유지된다. 보조 블레이드가 시작되는 곳에서 임펠러 두께가 두꺼운 경우 블레이드의 차폐효과에 의해 정압이 순간적으로 감소하는 경향이 임펠러 두께가 얇은 경우에 비해 두드러진다. 정압과는 달리 전압은 임펠러 후연쪽으로 갈수록 전압의 차이가 증가하고 디퓨저내에서는 전압의 차이가 거의 일정하게 유지된다. 보조 블레이드가 위치하는 곳에서 전압이 상승하는 정도의 기울기가 변함을 확인할 수 있다. 두 경우 모두 임펠러 통로내에서 전압의 고른 상승이 나타나며 임펠러 출구부근에서 주유동과 후류의 혼합에 의한 전압손실이 크게 발생함을 확인할 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 임펠러 블레이드의 두께가 터보블로워 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해 수치해석 결과를 실험값과 비교하여 계산의 정확성을 검증하고 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 수치해석을 통하여 임펠러 블레이드 허브에서 47 %, 팁에서 25 %의 최대 두께 감소에 따라 전압비 0.2 %, 효율 0.8 % 상승하였다.
- 2) 임펠러 출구에서 블레이드 두께의 변화에 따라 미끄럼 계수가 변하며 평균반경설계 및 해석을 수행할 때 이에 대한 고려가 필요하다.
- 3) 임펠러 블레이드 두께에 관계없이 디퓨저의 각 스캔위치에서 정압분포는 거의 동일하며 임펠러 블레이드의 두께 감소에 의해 디퓨저에서의 정압분포가 위로 이동한다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부의 전력산업연구개발사업 및 전략기술개발사업의 지원을 통하여 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Hashihara, K., Goto, A., 2001, "Turbomachinery Blade Design Using 3-D Inverse Design Method, CFD and Optimization Algorithm," GT2001-0358.
- (2) Cosentino, R., Alsalihi, Z., and Van den Braembussche, R. A., "Expert System for Radial Impeller Optimisation," Proceedings of Euroturbo4 ATI-CST-039/01.
- (3) Bonaiuti, D. and Baldassarre, L., 2002, "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments Technique," GT2002-30619.
- (4) 강신형, 조운제, 윤하용, 이승갑, 1999, "초소형 원심압축기의 날개 두께 변화에 따른 성능에 관한 실험적 연구," 유체기계저널, 제2권, 제1호, pp. 15~21.
- (5) 최유진, 송준영, 김승조, 강신형, 1999, "원심 압축기 임펠러의 최적 구조 설계," 유체기계저널, 제2권, 제4호, pp. 31~39.
- (6) ANSYS CFX and Turbo Grid, Version 11.1.
- (7) Cheng Xu and Michael Muller, 2005, "Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute," International Journal of Rotating Machinery pp. 190-196.
- (8) Jin-Hyuk Kim, Jae-Ho Choi and Kwang-Yong Kim, 2009, "Design Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller using Radial Basis Neural Network Method," GT2009-59666.
- (9) Wiesner, F. J., 1967, "A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers," Journal of Engineering for power, pp. 558-572.
- (10) Paeng, K. S. and Chung, M. K., 2001, "A New Slip Factor for Centrifugal Impellers," Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 215 Part A, pp. 645~649.
- (11) Qiu, X., Mallikarachchi, C. and Anderson, M., 2007, "A New Slip Factor Model for Axial and Radial Impellers," GT2007-27064.