

# 디퓨저 베인 설치각 변화에 따른 R134a 원심압축기 성능 분석

박한영<sup>†</sup>·신유환<sup>\*</sup>·이윤표<sup>\*</sup>·김광호<sup>\*</sup>·정진택<sup>\*\*</sup>·조용훈<sup>\*\*\*</sup>·김종성<sup>\*\*\*</sup>

## Performance Analysis of a Centrifugal Compressor for HFC-134a with Variation of Diffuser Vane Angle

Han Young Park, You Hwan Shin, Yoon Pyo Lee,  
Kwang Ho Kim, Jin Taek Chung, Yong Hun Cho and Jong-Seong Kim

**Key Words:** CFD(전산유체역학), HFC-134a(R134a 냉매), Centrifugal Compressor(원심압축기), Turbo-Chiller(터보냉동기), Low Solidity Vaned Diffuser(저현절비 디퓨저)

### Abstract

Numerical simulation on the two-stage centrifugal compressor with Low Solidity Vaned Diffuser (LSVD) for HFC-134a Turbo-chiller was performed using a commercial code. The comparative study with experimental results from other compressor was also investigated to testify the simulation schemes. The numerical analysis was separately simulated for each stage of the compressor and the effect of impeller-diffuser flow interaction was considered. Setting angle of the diffuser vane changed in the range of 15 deg. and the effects on its variation were discussed in detail including the flow analysis in the passage of the compressor. The vane setting angle obtained from the preliminary design was slightly adjusted to the optimal value by the performance enhancement in terms of pressure recovery and flow characteristics.

### 기호설명

$b$  : 폭(m)  
 $C_p$  : 압력 회복계수  
 $k$  : R134a의 비열비  
 $l$  : 베인 코드 길이(m)  
 $m$  : 질량 유량(kg/s)  
 $n$  : 폴리트로픽 지수  
 $R$  : 반경(m)  
 $s$  : 베인과 베인 사이의 원호길이(m)

$Z$  : 베인 수  
 $n_{pol}$  : 폴리트로픽 효율  
 $a$  : 자오면 방향에 대한 유동각(deg)  
 $\beta$  : 블레이드 각(deg)  
 $\sigma$  : 슬리디티( $l/s$ )  
 $\xi$  : 설치각(deg)

### 아래첨자

$h$  : 허브  
 $t$  : 팁  
0 : 정체점 성분, 기준값  
1 : 임펠러 입구  
2 : 임펠러 출구, 디퓨저 입구  
3 : 디퓨저 베인 입구  
4 : 디퓨저 베인 출구  
5 : 디퓨저 출구

---

<sup>†</sup> 학생회원, 고려대학교 대학원

E-mail : gksduddl98@empal.com

TEL : (02)958-5582 FAX : (02)958-5689

<sup>\*</sup> 정회원, 한국과학기술연구원

<sup>\*\*</sup> 정회원, 고려대학교 기계공학과

<sup>\*\*\*</sup> 정회원, (주)화인텍센추리

---

## 1. 서 론

터보냉동기는 가장 널리 사용되고 있는 증기 압축식 냉동기의 일종으로 대형빌딩 및 산업설비의 공기조화 열원기기로 사용된다. 터보냉동기를 구성하는 핵심요소의 하나인 원심압축기는 외부의 동력원에 의해 구동되는 요소로 압축기의 효율은 가장 중요한 문제로 제시된다.<sup>(1)</sup> 원심 압축기 임펠러의 출구에서 에너지는 약 50%가 운동 에너지의 형태로 존재하기 때문에 디퓨저에서 효율적인 정압상승이 요구된다. 해가 거듭해 갈수록 원심압축기는 넓은 작동범위를 가지면서 더 높은 압력비와 효율이 요구되고 있다. 원심압축기에서 임펠러의 효율은 수많은 연구를 통해 거의 최대에 도달하였기 때문에 성능 및 효율 개선은 디퓨저, 리턴채널 그리고 케이싱과 같은 고정된 구성요소에 의해 얻어질 수 있다. 따라서 이러한 요구를 충족시키기 위한 방법의 하나는 효율적인 디퓨저를 선택하는 것이다. Senoo<sup>(2)</sup>는 저현열비를 갖는 디퓨저(LSVD)의 개념을 소개하였다. 목을 형성하지 않는 LSVD를 사용함으로써 작동범위의 감소 없이 베인리스 디퓨저보다 효율과 압력비에서 향상된 결과를 얻을 수 있음을 보였다. Osborne 등<sup>(3)</sup>은 고속 원심압축기에서도 위와 유사한 결과를 낳음을 밝혔고, Hohlweg 등<sup>(4)</sup>은 일반적인 베인 디퓨저와의 비교를 통해 LSVD의 성능을 개선하였다. Engeda<sup>(5)</sup>는 단순한 평판형상을 갖는 베인의 솔리디티, 베인 수 그리고 베인 회전각의 변화시킨 연구로 솔리디티가 낮을 수록 작동 범위가 넓고 솔리디티가 높을 수록 압력회복이 개선된다는 것을 밝혔다. Aminei 등<sup>(6)</sup>은 3차원 비점성 유동 해석 코드를 사용하여 LSVD에서 유동 현상을 분석하였다. Reddy 등<sup>(7)</sup>은 임펠러와 디퓨저의 상호작용을 무시한 상태에서 압력비, 폴리트로픽 효율 그리고 유동각에 대한 변화에 따른 LSVD의 성능 변화를 연구하였다.

본 연구의 목적은 R134a 터보냉동기용 냉매 압축기의 설계 과정을 수행하면서 디퓨저 베인의 설치각 조절이 필요하다는 판단을 얻어 최적의 형상을 구현하여 기본 설계(preliminary design)를 수정 및 보완하기 위함이다. 따라서 본 연구는 R134a를 작동유체로 하는 원심압축기에 대한 실험적 검증을 거친 전산해석을 통해 디퓨저 베인의 설치각 변화에 따른 원심압축기의 성능을 분

석하였다. 여기서 임펠러와 디퓨저의 상호작용이 고려하였고 해석상의 편의를 위해 1단과 2단은 분리하여 계산하였다.

## 2. 해석 방법 및 검증

### 2.1 해석 방법

본 연구에서는 압축성 난류 유동해석을 위해 터보기계의 유동해석에 주로 사용되는 3차원 평균 Navier-Stokes 방정식을 고려한 상용 프로그램인 CFX-10<sup>(8)</sup>을 사용하였다. 계산에 사용되어지는 대류항의 이산화기법은 High Resolution Scheme이며 회전체인 임펠러와 비회전체인 디퓨저는 회전 인터페이스에 대해서 일대일 격자 결합이 불가능하기 때문에 MFR(Multiple Frame of Reference) 기법을 사용하였다.

#### 2.1.1 형상

2단 원심압축기는 일반적인 단단 압축기와 크게 다르지 않고 1단 임펠러에서 압축된 유체가 디퓨저, 리턴채널을 거쳐 다시 2단 압축기로 유입되는 과정이 추가된 것이다. 2단 압축기의 주요 제원은 Table 1에 제시되어 있다. 또한 디퓨저 베인의 설치각의 변화에 대한 성능 특성을 살펴보기 위하여 설치각을 4~19°로 조절하여 해석하였다.

#### 2.1.2 경계 조건

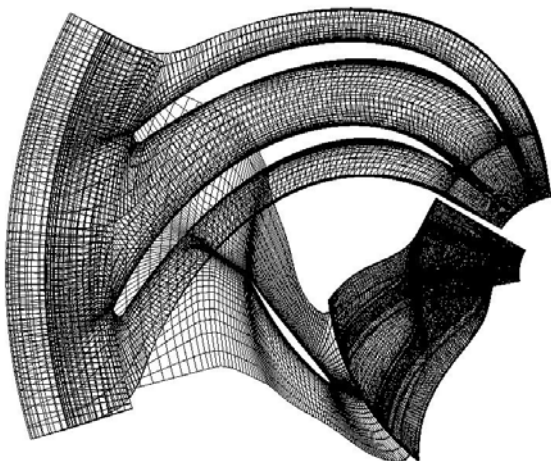
본 연구에서는 유동이 정상적이고 주기적이라

Table 1 Aerodynamic design output

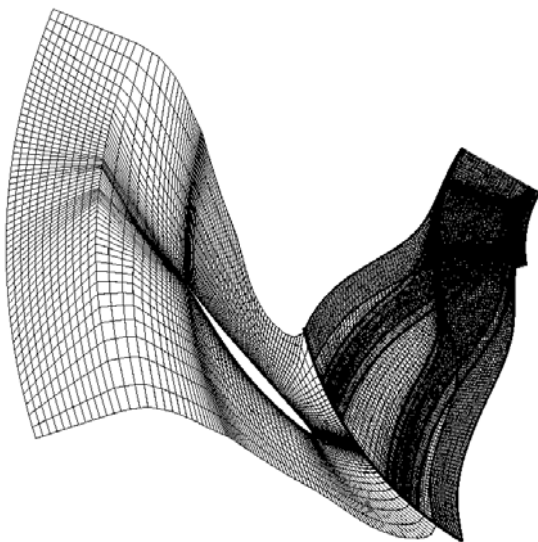
Design Condition		1-Stage	2-Stage
Impeller	$R_{1h}/R_2$	0.347	0.403
	$R_{1r}/R_2$	0.688	0.666
	$b_2/R_2$	0.272	0.184
	$\beta_2$	45.0	45.0
	Z	18	18
Diffuser	$R_3/R_2$	1.106	1.100
	$b_3/R_2$	0.232	0.156
	$R_5/R_2$	1.716	1.856
	Z	9	9
	$\sigma$	0.756	0.749
Other	RPM	12,500	

가정하고 동익과 정익의 비가 2:1이기 때문에 두 개의 임펠러 블레이드와 한 개의 디퓨저 베인 영역만을 해석하여 그 결과를 비교하였다. 벽면에서는 미끄럼이 없다고 가정하고 입구과 임펠러 사이, 임펠러와 디퓨저 사이 그리고 디퓨저와 리턴벤드 사이의 경계면은 frozen rotor 방법을 사용하여 해석하였다. 난류모델은 SST(Shear Stress Transport) 모델<sup>(9)</sup>을 사용하였고 R134a 물성치는 NIST의 물성치 프로그램인 Refprop<sup>(10)</sup>를 이용하였다. 입구 경계 조건으로 유량을, 출구 경계 조건으로 압력을 주었으며 1단과 2단을 분리하여 해석하였기 때문에 2단의 입구조건은 1단의 출구조건을 모사하여 해석하였다.

### 2.1.3 계산 격자의 선정



(a) First-stage



(b) Second-stage

**Fig. 1** Structured grids of two-stage compressor

SST 난류 모델은 예측 성능이 벽에서 가장 가까운 점의 위치에 의존하므로 낮은  $y^+$  값을 요구한다.  $y^+$ 는 벽면으로부터의 무차원 거리로 식(1)과 같이 정의된다.

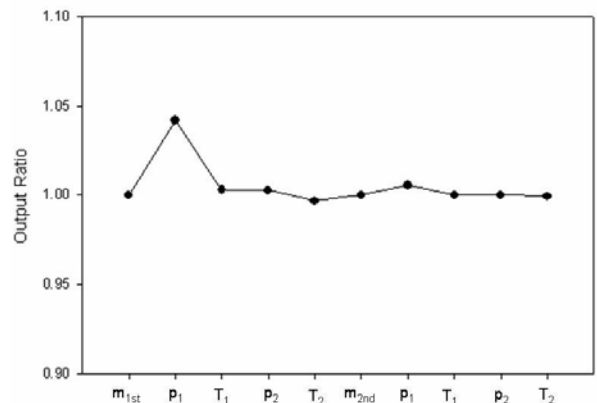
$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho} \cdot \Delta n}{\nu} \quad (1)$$

여기서  $\Delta n$ 은 벽면에서 떨어진 첫 번째와 두 번째 격자점 사이의 거리이다. 본 연구에서 사용된 격자수는  $y^+$ 를 2로 하여 1단에서 70만개, 2단에서 40만개로 결정하였다. Fig. 1은 해석에 사용되었던 각 단의 격자를 보여주고 있다.

### 2.2 실험 결과와 비교

본 연구의 대상인 R134a 원심압축기는 설계단계이고 고압에서 작동하는 냉매의 특성상 실험적 연구는 위험성과 재정적인 문제를 안고 있기 때문에 유사한 형상을 지닌 R134a 2단 원심압축기의 시험결과를 업체로부터 제공받아 수치해석적 결과를 비교하여 해석코드에 대한 검증을 수행하였다. 수치해석 방법 중 경계조건을 달리함에 따라 해석결과의 영향을 살펴보고 실험결과와 더 유사한 경향을 나타내는 경계조건을 선택하였다. 경계조건을 제외한 해석 방법은 앞 절에서 설명한 것과 동일하고 실험장치는 IGV(Inlet Guide Vane)가 장착되어있기 때문에 그 영향을 고려한 입구 유동 방향을 추가하여 모사하였다. 검증용으로 사용된 압축기는 1단 임펠러의 날개수는 11개, 2단 임펠러의 날개수는 13개로 구성되어 있고, 각 단은 베인없는 디퓨저를 장착하고 있다.

경계조건을 입구에서 전압, 출구에서 정압으로 준 경우 해석된 결과의 유량오차는 약 5%이고



**Fig. 2** Output ratio of CFD to experimental result

입구에서 유량, 출구에서 정압을 준 경우 압력비 오차는 약 2%였다. Fig 2는 유량, 정압 조건의 경계조건에서 해석된 결과를 실험결과로 나눈 비를 나타낸다. 주요 요소에서의 물성치 값의 오차가 1단 입구압력이 약 4%인 것을 제외하면 실험결과와 1%이내의 오차를 가지는 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 사용된 해석코드 및 해석방법은 신뢰성이 높은 것으로 판단되었다.

### 3. 해석 결과 및 고찰

#### 3.1 디퓨저 베인의 설치각 변화에 따른 특성

본 압축기를 설계하는 과정 중 기본설계의 형상에서 수치해석결과가 2단의 임펠러 출구에서 베인으로 유입되는 유체의 유동각이 베인의 설치각보다 작은 것으로 관찰되어 설치각의 조정이 필요한 것으로 판단되었다. 따라서 디퓨저 베인 설치각 변화에 따른 특성을 파악하기 위하여 기본설계에서 계산된 설치각을  $-12\sim 3^\circ$ 로 회전시켜

결과를 살펴보았다. Fig. 3은 주요 디퓨저 베인 설치각에서의 절대 속도분포를 나타낸다. 설치각이 낮아짐에 따라 디퓨저 후연부근의 웨이크영역이 흡입면에서 부압면으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 설치각이 크면 받음각이 같이 증가고 베인이 유동각과 설치각의 차이만큼 유동의 진행을 방해하므로 유체는 유로를 끝까지 따라가지 못하고 먼저 박리되어 버린다. 설치각이 너무 낮으면 위와 상반된 이유로 같은 현상이 나타나게 되어 흡입면과 부압면의 역할이 전이되어 동압을 제어하지 못해서 압력회복수준이 현저히 낮아지는 등 디퓨저의 역할을 제대로 수행하지 못한다.

Fig. 4는 설치각 변화에 따른 전체, 임펠러 그리고 디퓨저의 압력비를, Fig. 5는 폴리트로픽 효율( $\eta_{pol}$ )과 정압회복수준을 나타낸 그래프이다.  $\eta_{pol}$ 는 식(2), 디퓨저의 압력회복계수는 식(3)과 같이 정의된다.

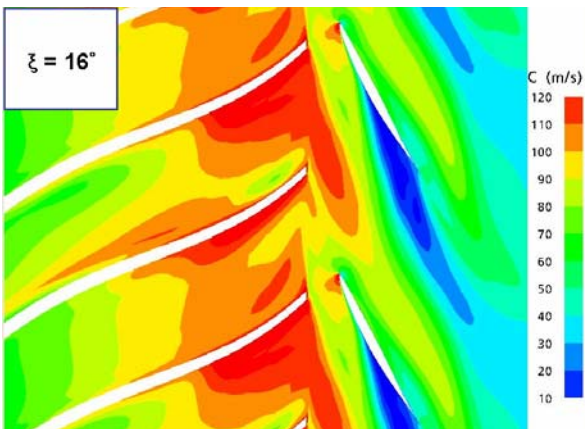


Fig. 3 Absolute velocity contours with diffuser vane setting angle

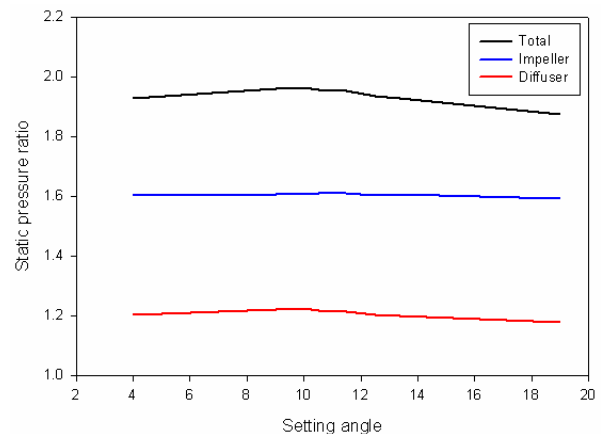


Fig. 4 Static pressure ratio with vane setting angle

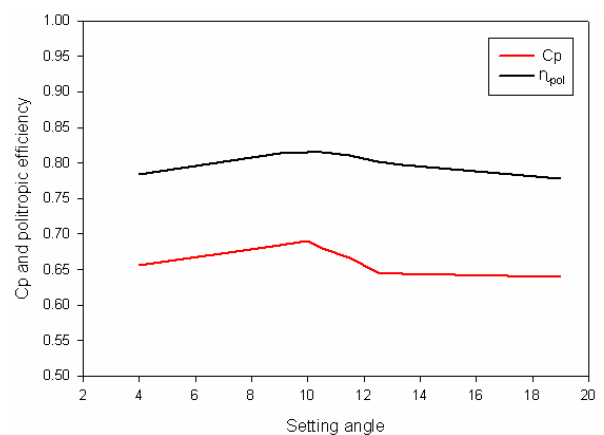


Fig. 5 Pressure recovery coefficient and politropic efficiency with vane setting angle

$$\eta_{pol} = \frac{n/(n-1)}{\kappa/(\kappa-1)} \quad (2)$$

$$n = \log(p_{02}/p_{01})/\log(\rho_{02}/\rho_{01})$$

$$Cp_{25} = \frac{p_5 - p_2}{p_{02} - p_2} \quad (3)$$

임펠러 영역의 압력비는 디퓨저 베인의 설치각 변화에 따라 임펠러와 디퓨저의 상호작용의 영향에 의해 약간의 변화가 있었지만 그 크기가 미세하여 큰 영향이 없는 것으로 판단되었고 설치각이 10도일 때 가장 높은 압력비, 폴리트로픽 효율 그리고 압력회복계수를 가지는 것으로 분석되었다. 따라서 디퓨저 베인의 설치각이 10도일 때가 최적인 것으로 판단되었다. 이때 성능은 기본 설계 형상의 전산해석 결과보다 압력비는 약 5.7% 폴리트로픽 효율은 약 1.7% 높은 특성을 가지는 것으로 계산되었다.

### 3.2 설계점 해석결과

앞 절의 결과로 최적의 베인 설치각을 결정하였고 수정된 설계형상으로 설계점에서 유동해석

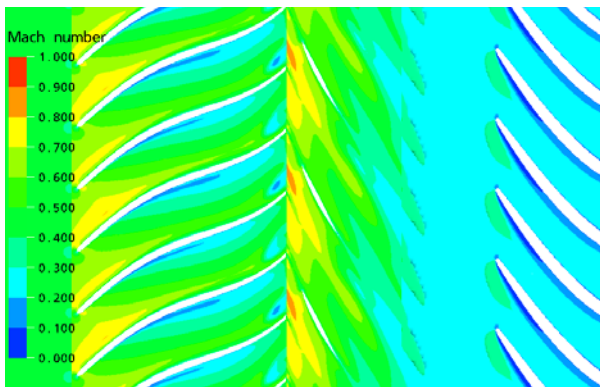


Fig. 6 Mach no. contour(mid-span, 1st-stage)

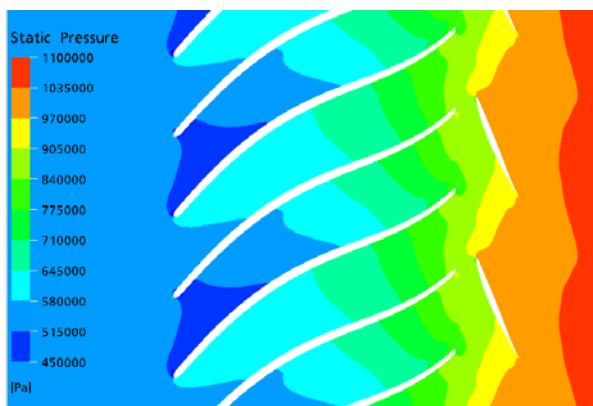


Fig. 7 Static pressure contour(mid-span, 2nd-stage)

결과를 분석해 보았다.

압축기의 2차 손실은 대부분 유동장에서 확인할 수 있기 때문에 압축기 설계과정에서의 3차원 해석은 준 3차원 해석으로 조사할 수 없었던 유동박리나 재순환 등과 같은 국소적인 유동이 발생하는지 파악할 수 있는 중요한 요소 중 하나이다. Fig. 6는 1단 압축기의 마하수를, Fig. 7은 2단 압축기의 압력분포를 나타낸 것으로서 임펠러, 디퓨저를 평면에 펼쳐놓은 그림이고 Fig. 8은 1단 압축기의 자오면에서의 압력분포를 나타낸다. 임펠러 진행방향으로 특정영역에서 국부적인 유동박리 없이 유체가 진행되는 것을 확인하였으며, 임펠러와 리턴벤드의 곡률 반경 등은 유체의 유동을 잘 유도하는 것으로 보아 임펠러 자오면 형

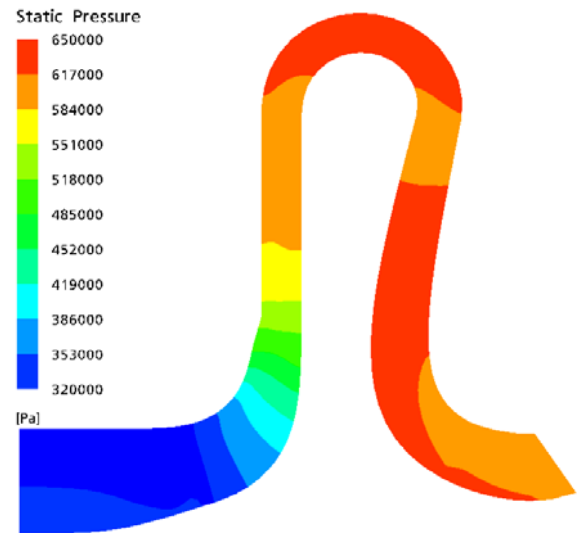


Fig. 8 Meridional static pressure contour(1st-stage)

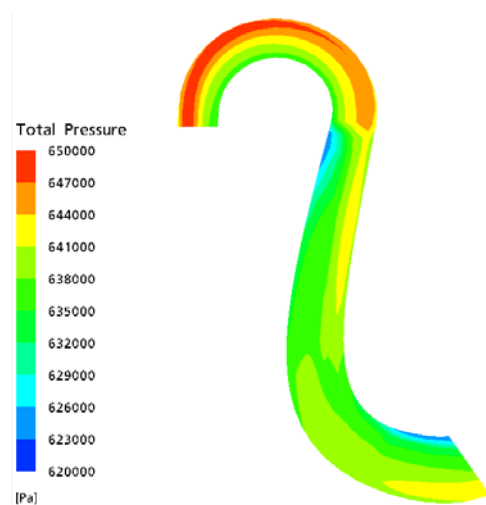


Fig. 9 Total pressure contour at return-bend and channel

상은 비교적 잘 설계된 것으로 판단된다.

압축기는 압력을 생산하는 일을 주목적으로 하며 임펠러와 디퓨저가 그 역할을 한다. 일반적 압축기의 압력양정은 임펠러가 약 60%, 디퓨저에서 나머지 40%정도를 부담하는데 본 연구에서도 이와 유사한 압력양정을 부담하는 것으로 확인하였다. 1단에서 리턴벤드까지 순차적으로 압력 상승된 후 리턴채널을 거치면서 약간의 압력 강하가 이루어진다. 1단과 2단 모두 압력상승이 급격한 변화 없이 매끄럽게 이어지는 것을 확인할 수 있었다. 리턴벤드와 리턴채널은 1단 디퓨저에서 토출된 유체를 2단 임펠러로 유입되도록 연결시켜주는 유로로써 전압손실을 최대한 방지하고 출구 유동각을 균일하게 유지하여야 한다. Fig. 9은 1단 리턴벤드의 전압을 나타낸 것으로 리턴벤드 및 리턴채널 내에서 약 1%의 전압 손실을 보이며 급격한 변화 없이 점진적으로 떨어지는 것을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결론

본 연구의 대상인 R134a용 2단 냉매 압축기의 설계를 수행하면서 디퓨저 베인의 설치각을 조절하기 위해 설치각 변화에 따른 압축기의 성능특성을 분석하였고 수정된 설계 형상에 대한 수치 해석으로 다음과 같은 결과를 도출하였다.

디퓨저 베인의 설치각은 압력회복 수준이 가장 높은 10도일 때 최적인 것으로 판단되었다. 이는 기본설계와 비교하여 압력비는 약 5.9%, 폴리트로픽 효율을 약 1.7% 정도 높은 성능을 가지는 것으로 분석되었다. 설치각 조정 이외의 디퓨저 성능 인자에 대한 실험적, 해석적 연구도 필요할 것으로 판단된다.

디퓨저 형상 변경에 따른 성능 실험에 앞서 수치적 연구를 수행함으로써 실험 범위를 좁힐 수 있어 실험효율을 극대화 할 수 있으리라 기대된다. 또한 탈설계점 유동해석 등의 연구에 참고 자료로 이용될 수 있을 것이다.

#### 참고문헌

(1) Y. Lee, J. Jeong, J. Kim and C. Lee, 2000, "Design of the Centrifugal Compressor for a R134a Turbo-Chiller," Proceedings of the SAREK

2000 Summer Annual Conference(II), pp.435~442.  
 (2) Senoo, Y., 1981, "Low Solidity Circular Cascade for Wide Flow Range Blower," Proceeding of Advanced Concepts of Turbomachinery, Fluid Dynamics Institute, Hanover, New Hampshire.  
 (3) Osborne C and Sorokes J., 1988, "The Application of Low Solidity Diffusers in Centrifugal Compressors," ASME Winter Annual meeting, FED Symposium, Chicago, pp.89~101.  
 (4) Hohlweg W.C, Direnzi G.L and Aungier R.H., 1993, "Comparison of Conventional and Low Solidity Vaned Diffusers," ASME Paper No. 93-GT-98.  
 (5) Engeda A, 2001, "The Design and Performance Results of Simple Flat Plate Low Solidity Vaned Diffusers," Proc. Of Institution of Mechanical Engineers, Vol. 21 Part A, pp109~118.  
 (6) Naresh K Amineni, Engeda A, Hohlweg W.C and Boal C.F., 1996, "Flow Phenomena in Low Solidity Vaned Diffusers of a Process Compressor," ASME Paper No. 96-WA/PID-4.  
 (7) T Ch Siva Reddy, G V Ramana Murty, P Mukkavilli and D N Reddy, 2005, "Some Studies on Low Solidity Vaned Diffusers of a Centrifugal Compressor Stage," ASME Turbo Expo 2005, ASME Paper No. GT2005-68972.  
 (8) ANSYS CFX, 2005, CFX-10 Documentation.  
 (9) Menter, F., C. Ferreira, J., Esch, T. and Konno, B., 2003, "The SST Turbulence Model with Improved Wall Treatment for Heat Transfer Predictions in Gas Turbines", International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, IGTC2003-TS-059.  
 (10) NIST, 2000, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures -REFPROP.