

슈라우드 임펠러에서 누설 유동이 압축기 성능에 미치는 영향에 대한 수치해석적 연구

최민욱* · 주원구*† · 박준영** · 윤의수** · 최상규**

Numerical Prediction of a Performance Change in a Compressor Shrouded Impeller with Cavity Leakage Flow

Min Uk Choi*, Won Gu Joo*†, Jun Young Park**, Eui Soo Yoon**, Sang Kyu Choi**

Key Words : Impeller(임펠러), Shroud(슈라우드), Leakage flow(누설 유동), Performance Prediction(성능 예측)

ABSTRACT

Generally the Shrouded type impeller is considered to free from the loss of tip leakage flow, but it is actually not possible to complete sealing between the rotating impeller and the sealing which is stay still. As a result, there is the possibility of flow leaking between impeller exit to entrance, especially with high pressure ratio compressor machine. The Cavity leakage flow is expected to influence negative effect on a machine performance and also inner flow structure.

In this study, Impeller with shroud-casing gap leakage flow is simulated by numerical method (Using CFX 12.1). The influence of leakage flow on compressor performance and efficiency will be analysed. also detail flowfield change will posted.

1. 서론

유체기계에 있어 Blade 깃 누설 유동(Tip leakage flow)은 손실의 주요한 원인 중 하나이다. 그러므로 구조적으로 누설 유동을 차단한 Shrouded 타입 임펠러는 Unshrouded 타입 임펠러에 비해 깃 누설 유동에 의한 손실 및 내부 유동의 변화가 없으므로 설계 시 고려했던 운전 성능을 달성하기가 용이하며 Unshrouded 타입 임펠러에 비해 일반적으로 더 높은 성능 및 효율을 가진다.

그러나 실제 운전상황에 있어 회전하는 공력 부품과 와 고정된 공력 부품의 틈새를 완전히 차단하는 것은 불가능하다. 그러므로 Shroud와 Casing 사이의 Cavity를 통해 누설유동이 발생하게 되는데, 특히 압축기의 경우 압축기 Stage 입구 및 출구 단 사이에는 일반적으로 높은 역 압력 구배가 존재하므로 역류유동이 존재하기 쉽다.

틈새유로를 통과한 누설유동은 입구 유동과 매우 다른 유동 특성을 가지고 있으며 일반적으로 매우 적은 유량을 가지

지만 입구 유동과 혼합이 일어남에 따라 유로 내부 유동 흐름에 변화를 일으킬 수 있으며 특히 유로를 따라 발달되는 저 모멘텀 영역에 영향을 미쳐 유로 내부 유동에 변화를 일으키며 이로 인해 압축기의 실제 성능에 영향을 미친다.

Cavity 누설 유동의 경우 축류 터보 기계 Shroud 누설 유동 혹은 원심형 터보 기계의 깃 단 누설 유동에 비해 많은 연구가 이루어지고 있지 않으며 전산해석을 통한 성능 평가 시에도 이로 인한 손실을 고려하지 않는 경우가 많다. K.N.Oliphant⁽¹⁾ 등은 로켓 연료공급용 액체 터보펌프의 실링(Sealing) 성능 개선을 위한 기초적인 유동 특성 파악을 목적으로 Cavity 구조 내의 유동을 수치해석을 통해 분석하고 이를 실제 펌프의 구동 성능 실험 결과와 비교하였다. 또한 Wang⁽²⁾ 등은 원심형 CO₂ 압축기에 대해 Cavity를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 대해 전산해석을 이용하여 성능 및 내부 유동장을 분석하고 이를 바탕으로 임펠러 형상을 개선하여 비교하였다.

본 연구에서는 냉매인 R-134a를 작동유체로 동작하는 원심형 Shrouded 타입 임펠러에 대해 Cavity 구조를 고려한 경우와 고려하지 않은 경우에 대해 압축기의 성능의 변화 및 누설 유동으로 인한 내부 유동장의 변화를 살펴보았다

* 연세대학교 기계공학과

** 한국기계연구원

† 교신저자, E-mail : Joo_wg@yonsei.ac.kr

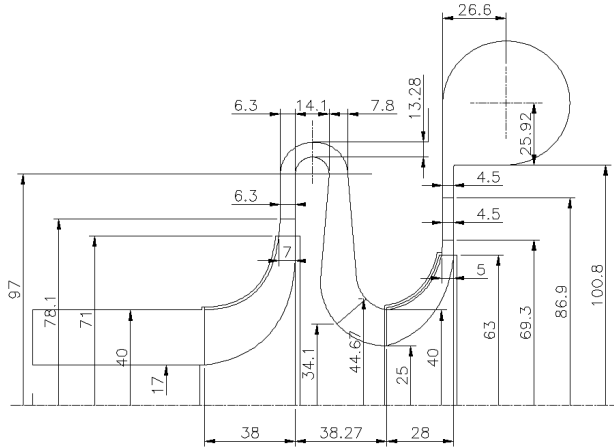


Fig. 1 Design Geometry of 2 stage Compressor for refrigeration system

Table 1 Design Specifications of Compressor

Parameter	Unit	Condition
Inlet Total temperature	℃	6.22
Inlet Total Pressure	MPa	0.3505
Exit Total Temperature	℃	28.63
Exit Total Pressure	Mpa	0.6294
Design Pressure ratio	-	1.8
Design Efficiency	%	0.85

2. 연구 방법

2.1 연구 대상 압축기 소개

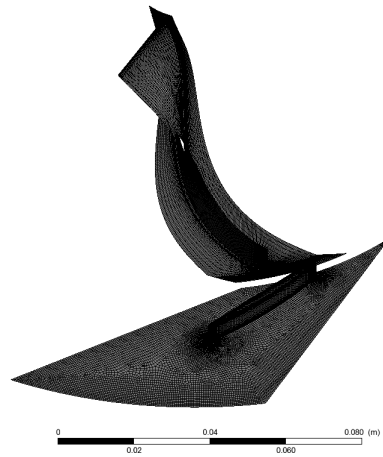
본 연구를 위해 한국기계연구원(KIMM)에서 설계된 2단 터보 냉매 압축기의 1단을 사용하였다. 대상 냉매압축기는 설계유량 3.36 kg/s, 회전속도 21000 rpm, 압축비 1.8로 설계된 것이다. 전체 형상 및 상세한 설계조건은 Fig. 1 및 Table 1에 기술하였다.

2.2 수치 해석 기법

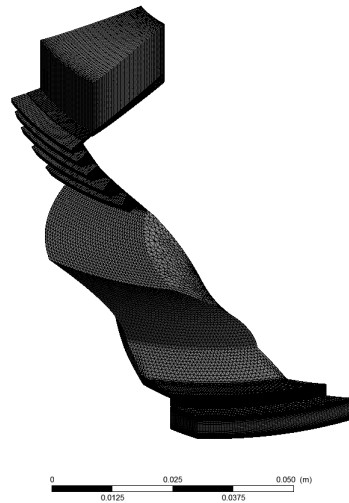
계산을 위해 상용 수치해석 패키지인 ANSYS CFX 12.1 버전을 사용하였다. CFX는 3-D RANS (Raynolds-Averaged Navier-Stokes) Equation을 유한체적법을 기반으로 이산화하여 계산하며 대류항 차분을 위해 High-Resolution Scheme를 사용하였다. 난류모델로는 벽면 근방 처리를 위해 Automatic wall function을 이용하는 Simple K-Omega 모델을 사용하였다. 계산은 정상 상태(steady state) 해석이 이루어졌고 정상 상태에서 각 Blade 유로가 주기적 조건을 만족한다고 가정하여 각 공력부품의 유로 1 passage를 이용하여 계산하였다.

2.3 격자계 구성

임펠러, 디퓨저의 격자 구성을 위해 CFX Turbogrid 12.1



(a) Impeller and diffuser boundary



(b) Cavity boundary

Fig. 2 Mesh Geometry of Calculation boundary

프로그램을 사용하였으며 격자는 H/J/C/L-grid를 이용하여 정렬격자로 작성하였다. 격자점 개수는 임펠러 형상에 대략 20만개, 디퓨저 형상에 10만개 수준으로 작성하였고 첫 번째 node의 Y+~1을 유지하도록 작성하였다. Cavity 형상의 경우 비정렬 격자를 이용하여 30만개 수준의 격자점으로 작성하였다. 유로의 Sealing의 좁은 유로의 경우 격자점 3~4개를 유지하도록 격자를 작성하였다.

각 부품의 격자 그림은 Fig. 2에 나타내었다.

2.4 경계 조건 설정

입구 경계면에는 전압(Total Pressure), 전온도(Total Temperature), 입구 경계면에 수직인 유동 방향이 기술되었으며 출구 경계면에는 유량 제한 조건을 사용하였다.

회전 좌표계 및 정지 좌표계의 경계면 모사를 위한 좌표계 변환 모델(frame change model)로 원주방향의 속도와 압력을 평균하는 Stage 모델을 이용하였다. Stage 모델은 원주

방향의 wake 영향이 비교적 적은 고속 회전하는 터보기계의 모사에 적합한 특성을 가지고 있다.

실제기체(Real gas)인 냉매 R-134a의 기체 거동 모사를 위해서 Redlich-Kong 상태 방정식을 사용하였다.

2.5 효율 및 성능의 정의

작동유체인 냉매가 이상 기체 방정식을 만족하지 않는 실제 기체이므로 일반적인 isentropic 효율 식을 사용할 수 없다. 그러므로 다음의 mallen-polytropic efficiency 식(식 (1),(2))을 사용하여 polytropic 효율을 정의하였다.

$$\eta = \frac{H}{(h_{02} - h_{01})} \tag{1}$$

$$H = (h_{02} - h_{01}) - (S_{02} - S_{01}) \frac{T_{02} - T_{01}}{\ln(T_2/T_1)} \tag{2}$$

3. 해석 결과

3.1 압축기 성능 변화

Cavity 형상의 추가로 인한 압축기 성능 변화를 살펴보았다. Cavity 형상을 추가하여 계산한 결과 및 원래 설계하였던 압축기의 성능 계산 결과를 비교하였으며 전체 스테이지의 성능 중 임펠러 출구의 성능(임펠러 성능) 및 디퓨저 출구의 성능(임펠러와 디퓨저를 포함한 압축기 1단의 성능)이 비교되었다.

압축기의 성능 변화에 대한 계산 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 예상되었던 것과 같이 압축기 전체 영역에서 성능 및 효율의 하락이 나타났다. 설계 조건(100% mass flow: 3.36 kg)에서의 임펠러의 토출 압력비는 Cavity를 포함하지 않는 경우 1.66에서 Cavity를 포함한 경우 1.63으로 약 2% 정도 하락하였다. 이러한 결과는 디퓨저 후류로 이어져 설계 조건의 경우 디퓨저 출구의 압력비는 1.93에서 Cavity를 포함하는 경우 1.87로 하락하는 결과가 나타났다. 이러한 압축비 하락의 격차 추세는 비교적 균일하게 이어지는 것을 확인할 수 있다. 또한 장치 효율의 경우, 설계 조건에서 예측되는 임펠러 출구의 효율은 약 97%로 일반적인 Shrouded 임펠러의 높은 효율 특성을 보여주었으나 Cavity 형상을 추가하는 경우 효율은 93%까지 하락하여 약 4%의 하락이 일어나는 것을 확인할 수 있다. 이러한 성능 및 효율의 하락은 누설 유동으로 인해 손실이 일어날 것이란 예측과 잘 일치하며 Wang⁽²⁾ 등의 계산에서 나타났던 효율값 하락과 유사한 규모이다. 또한 효율값 하락은 성능과는 다르게 최고 효율점을 중심으로 양편으로 가파른 곡선을 나타냈으며 이로 미루어 볼 때 비 설계점(Off-design) 운전에서 Cavity 누설 유동으로 인한 손실이 매우 크게 증가할 것으로 예측할 수 있다.

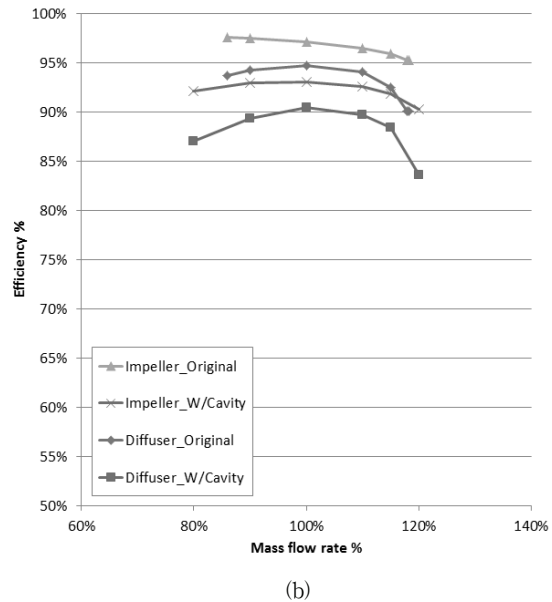
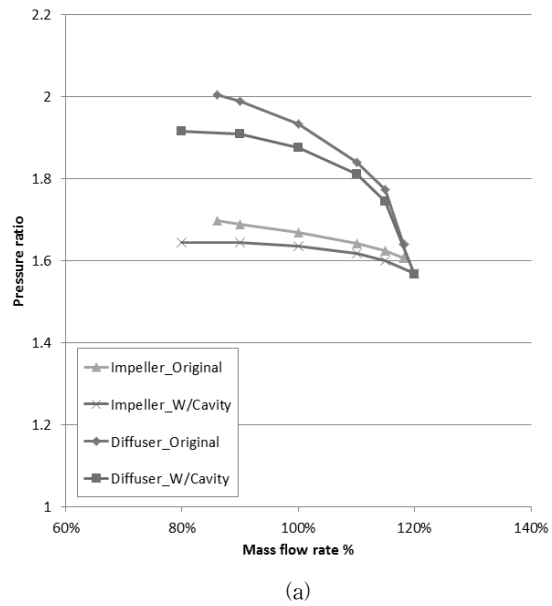


Fig. 3 (a) Performance change with Cavity geometry (b) Efficiency change with Cavity geometry

Cavity로 인해 나타나는 운전상의 다른 특성은 운전 영역의 변화이다. Cavity를 포함한 계산에서 운전 영역은 Cavity를 포함하지 않은 경우에 비해 저 유량에서 더 낮은 유량까지 계산이 가능하였는데, 이는 Cavity로 인한 Impeller 유로 내 압력 값의 하락으로 인해 운전특성이 변화한 것으로 보인다. 이를 성능곡선 상에서 확인할 수 있는데, 압축기 및 Stage의 성능곡선이 전체적으로 좌하 방향으로 이동하는 것을 확인할 수 있다. 그러나 고 유량 운전한계점은 그리 늘어나지 않았는데, 그것은 고 유량 운전한계점이 디퓨저에서 결정되는 기기 특성 때문인 것으로 보인다.

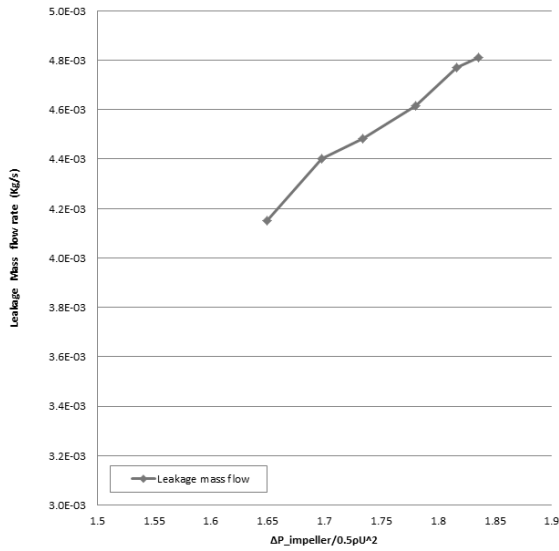


Fig. 4 Pressure difference Vs. Cavity Leakage mass flow

압력차와 누설 유량 간의 관계를 Fig.4에 나타내었다. Cavity 유동은 양단에 압력차가 존재하는 Channel Cylinder 의 Couette flow와 같은 형태로 생각될 수 있으며 누설 유량은 단순히 압력차에 대해 선형으로 증가하는 양상을 보였다. 그러나 실제로 높은 압력차를 가지는 운전 조건에서 유량이 더 낮다는 것을 고려해 볼 때, 누설 유동은 저 유량 영역의 효율 급락에 영향을 미쳤을 것으로 생각된다.

3.2 내부 유동장 변화

Fig. 5는 각각 설계점에서 Cavity가 존재하는 경우(우측) 및 존재하지 않는 경우(좌측)에 대해 임펠러 유로 내부 및 디퓨저 입구의 압력, 전압, 자오면 방향 속도 및 원주방향 상대 속도를 50% 깃 높이(Span) 위치에서 나타낸 것이다. 부압면을 살펴볼 때, 깃 입구의 Inducer에서 깃으로 이어지는 곡률이 큰 구간 직후에 압력 및 전압이 감소하는 구간이 존재하며, 이 지점을 기점으로 후류의 자오면 방향 속도가 급격히 낮아지고 유로를 좁히는 차폐효과가 발생하여 주변의 자오면 속도가 가속되는 것을 확인할 수 있다. 또한 이 지점은 Cavity가 존재하지 않는 경우와 비교하여 볼 때 주변의 원주 방향 상대 속도가 더 낮은 값을 가진다.

또 Fig. 6은 자오면 방향 유로의 부압면 근방(부압면에서 4도 회전한 곡면)의 자오면 방향 속도 및 원주방향 속도값을 나타낸 것이다. 자오면 방향에서 관찰하였을 때, 자오면 방향 속도 Contour를 살펴보면 Cavity가 존재하지 않는 경우와 달리 Cavity로부터 유입되는 낮은 자오면 속도의 유동 영역을 확인할 수 있는데 이러한 유동에 의해 원주 방향 상대 속도장에도 변화가 발생한다. Cavity 원심방향으로 곡률이 크게 증가하는 지점에서 자오면 방향 속도가 크게 떨어지는 지점이 위치함을 확인할 수 있는데, 마찬가지로 이 지점의

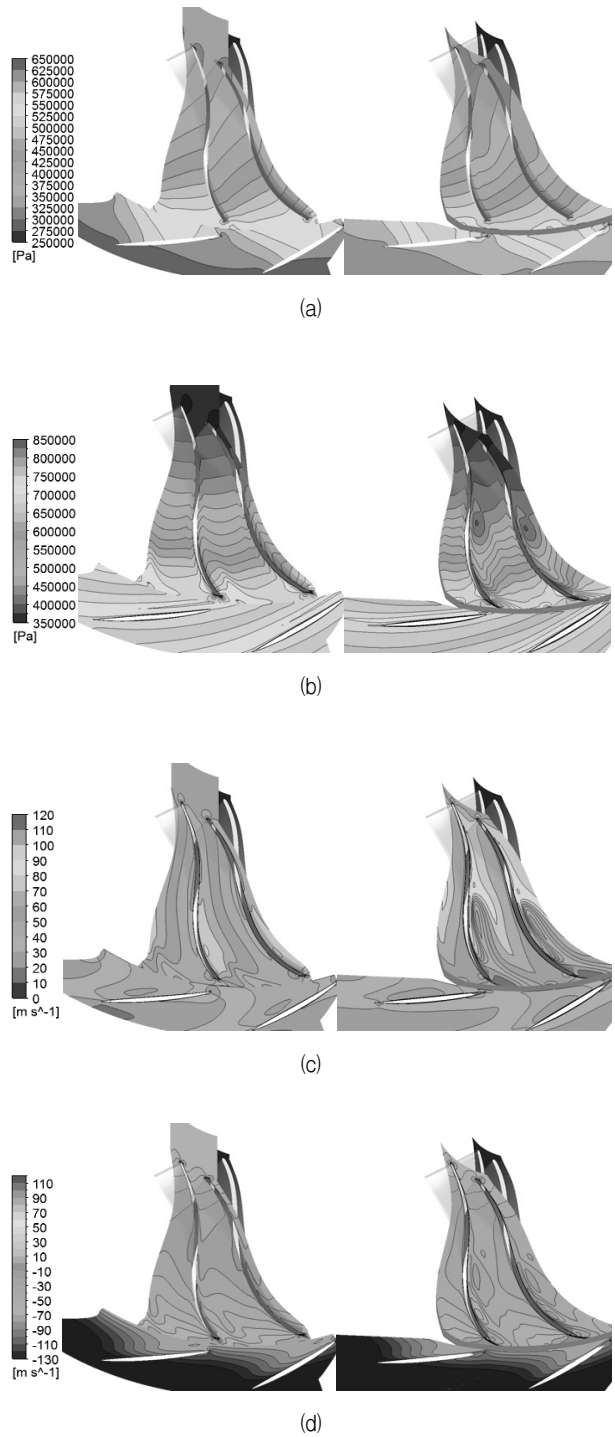


Fig. 5 50% Span contour plot. Left : Without Cavity geometry / Right : With Cavity geometry (a) Pressure (b) Tot. Pressure (c) Meridional Velocity (d) Tangential Velocity

원주 방향 상대 속도가 주변 지점에 비해 낮은 절대값을 가지는 것을 확인할 수 있다.

Cavity로부터 유입된 저 모멘텀 유동에 의한 유동의 영향은 임펠러 유로 내에 발생하는 와류 유동 구조와 연관되어 그 영향을 미칠 것으로 생각할 수 있다.

임펠러 유로 내에 형성되는 와류 구조는 Blade 표면 와류,

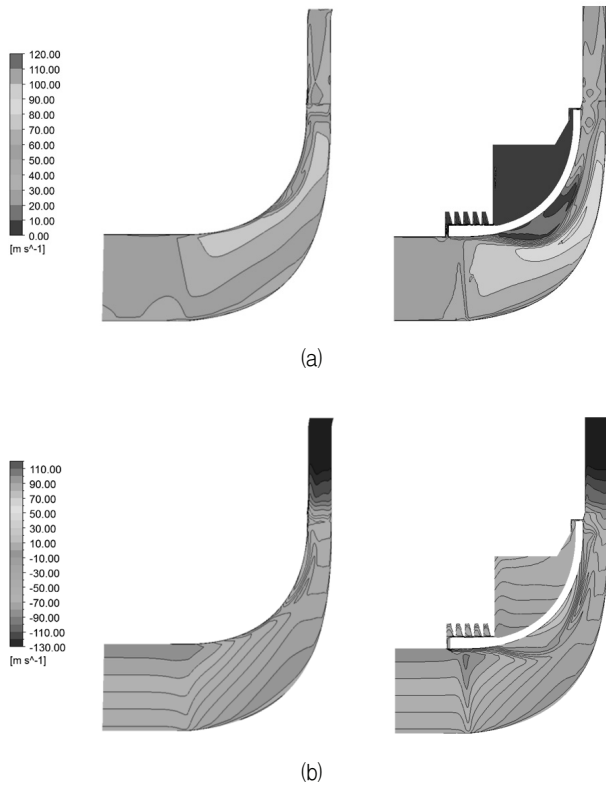


Fig. 6 Near Suction Surface (4 deg from suction surface)
 (a) Meridional Velocity (b) Tangential Velocity

Hub 및 Shroud 벽면의 경계층과 원심력에 의해 형성되는 이차유동에 의한 와류들의 균형에 의해 형성된다. 이 결과 부압면 근방에 형성되는 와류는 부압면에 저 모멘텀 유동영역을 형성하고 이러한 영역에서 깃면의 부하에 의해 (충분히 Turning 되지 못한) 유선이 박리되어 Jet /Wake 구배를 형성하는 것으로 알려져 있다. 이 경우 박리의 강도를 줄이기 위해 Backsweep 형태의 임펠러를 사용하여 박리 강도를 감소시킨다. 이러한 Backsweep 형태의 임펠러는 주로 부압면의 Shroud 근방에서 와류 중심이 형성되는 것으로 알려져 있다(Kang⁽³⁾, Burn⁽⁴⁾). 이러한 유동 형태는 Fig. 7의 유로 내 유동장 형상에서 잘 나타난다.

Cavity에서 유입된 저 모멘텀 유동은 임펠러 Shroud 면 부근에서 머무르며 임펠러 유로 내부로 유입되어 임펠러의 저 모멘텀 유동 구조를 따라 흐르게 된다. 이 과정에서 (Cavity가 없는 일반적인 설계 운전조건에 비해) 과도한 저 모멘텀 영역이 깃 부압면으로 원활한 유선을 형성하지 못하고 유로내부에 재순환영역을 형성하게 된다. 이러한 결과는 임펠러에 Cavity를 포함시켜 계산한 Wang⁽²⁾의 결과와도 잘 일치한다. 발생한 재순환 영역으로 인해 유로 내부에는 차폐가 발생하며 그로 인해 토출 유동의 출구 유동각 및 압력 회복에도 영향을 미쳐 지속적인 후류의 손실 영향이 확대되는 경향을 보인다(Fig. 8 참조). 즉, 임펠러 입구로 유입되는 저

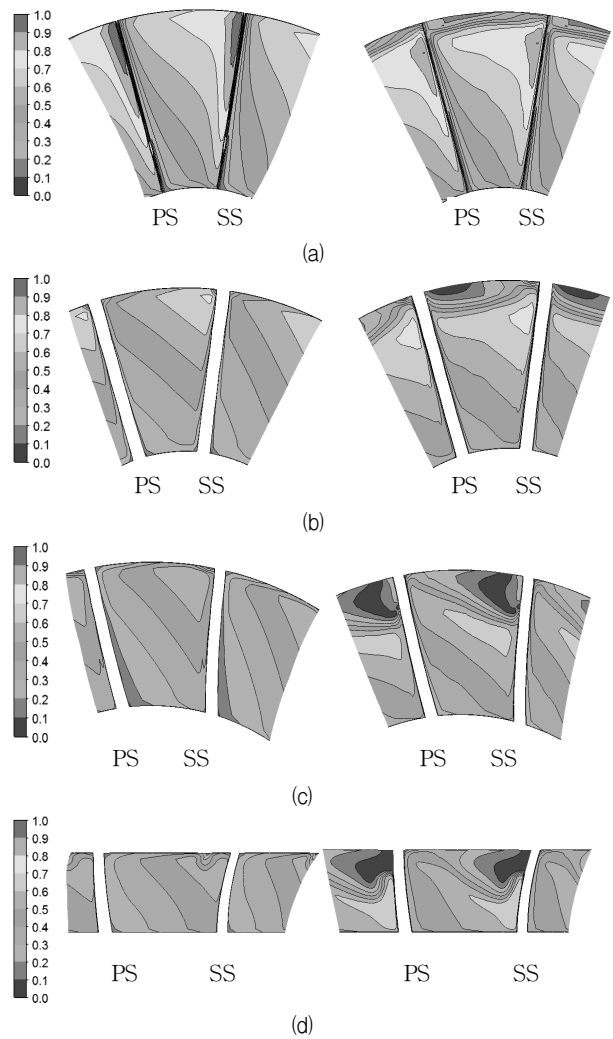


Fig. 7 Mach number contour in Blade flow passage
 (a) Leading edge (b) 20% Blade Chord (c) 40% Blade Chord (d) 60% Blade Chord

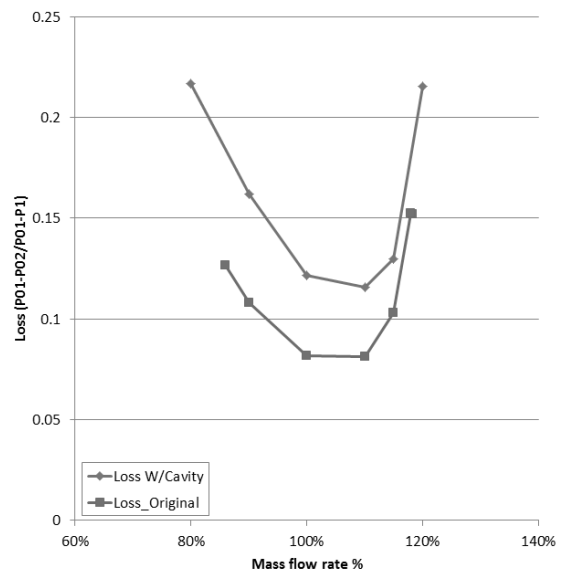


Fig. 8 Total Pressure Loss in diffuser

모멘텀의 Cavity Leakage 유동은 이미 존재하던 임펠러의 손실 구조를 증폭시키는 역할을 하며 이로 인해 손실은 Cavity를 고려하지 않았을 때보다 증가하게 된다.

4. 결 론

Cavity Leakage 형상의 도입으로 인한 임펠러 성능의 변화 및 내부 유동장의 변화를 살펴보았다. Cavity 형상의 도입으로 인해 운전성능의 손실이 발생하고 효율이 떨어지는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 손실은 저 모멘텀 누설 유동이 임펠러 유로로 유입되어 임펠러의 와류 구조에 의한 손실을 증폭시키는 것으로 생각된다. 이러한 손실은 후류로 지속적인 영향을 미치게 된다.

후 기

이 연구는 지식경제부의 산업원천기술개발사업[10031905]의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) K. N. Oliphant and D. Japikse, 1999, "Experimental And Numerical Results of The Coupled Seal Cavity and Main Flow For A Liquid Hydrogen Rocket Turbopump," 35th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit.
- (2) Wang ZhiHeng & XI Guang, 2011, "Influences of Cavity leakage on the design of low flow coefficient centrifugal compressor," Science China. Technological sciences, pp. 311~317.
- (3) Shun Kang and C. Hirsch, 2001, "Numerical simulation and theoretical analysis of the 3D viscous flow in centrifugal impellers," Task Quarterly, Vol. 5, No. 4, pp. 433~458.
- (4) Klaus Brun and Rainer Kurz, 2005, "Analysis of secondary flows in Centrifugal Impellers," International Journal of Rotating Machinery, vol 1, pp. 45~52.
- (5) H.Krain, 1988, "Swirling Impeller Flow," Journal of Turbomachinecy, Vol. 110.
- (6) T. Z. Ferge and M. W. Johnson, 1992, "Effect of flow rate on loss mechanisms in a backswept centrifugal impeller," The International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 13, No. 2, pp. 189~196.
- (7) C. Hah and H. Krain, 1990, "Secondary flows and vortex motion in a high-efficiency backsweep impeller at design and off-design conditions," Journal of Turbomachinecy, Vol. 112.
- (8) R. A. Huntington, 1985, "Evaluation of Polytropic Calculation Methods for Turbomachinery Performance," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107.
- (9) R. H. Aungier, 1985, "A Fast, Accurate Real Gas Equation of State for Fluid Dynamic Analysis Application," Journal of Fluid Engineering, Vol. 117.
- (10) N. A. Cumpsty, 1989, "Compressor Aerodynamics," Longman Scientific & Technical, England.