



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사학위논문

베인 디퓨저 벽면에서  
공기흡입에 의한 원심압축기  
스톨마진 향상을 위한 연구

Stall margin improvement of centrifugal  
compressor with cascade vane diffuser  
wall suction

2012년 8월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

XU YUXUE

베인 디퓨저 벽면에서 공기흡입에 의한  
원심압축기 스톨마진 향상을 위한 연구

Stall margin improvement of centrifugal  
compressor with cascade vane diffuser wall  
suction

지도교수 강 신 형  
이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2012년 8월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

XU YUXUE

XU YUXUE의 공학석사 학위논문을 인준함

2012년 8월

위 원 장 \_\_\_\_\_

부위원장 \_\_\_\_\_

위 원 \_\_\_\_\_

# 베인 디퓨저 벽면에서 공기흡입에 의한 원심압축기 스톨마진 향상을 위한 연구

서울대학교 대학원  
기계항공공학부  
허 옥 설

## 요 약

베인 디퓨저는 베인리스 디퓨저보다 압력비가 높다. 최근에는 낮은 솔리디티 베인 디퓨저의 사용이 광범위해 지면서 베인 디퓨저의 단점인 운전영역 감소 문제를 해결하는 연구가 주로 되고 있다. 원심압축기에서 운전영역은 중요한 지표 중 하나이다. 저 유량에서 운전영역 감소를 야기하는 주 원인은 스톨이다. 스톨은 임펠러에서 발생을 할 수 있고 디퓨저에서 발생을 할 수도 있다. 스톨을 해결하기 많은 방법들이 제시 되었는데 그 중 하나가 임펠러 전단과 임펠러 후반부를 슬롯을 통해 잇는 것이다. 슬롯의 역할은 저 유량에서 유체를 순환 시켜 유동의 안정성을 높여주는 것이다. 이로 인해 운전 영역도 개선되는 효과를 검증 하였다.

본 논문에서는 기존 연구와 달리 베인 디퓨저 공간에 베인이 추가한 점을 고려해 임펠러 입구와 베인 입구를 슬롯을 통해 잇는 방안을 제시하였다. 베인 입구와 임펠러 입구의 압력 차이로 인해 베인 입구에서 흡입된 유체는 다시 임펠러 입구로 순환 하게 된다. 따라서 디퓨저 벽면에서의 박리가 흡입이 되며 베인 전단에서의 입사각

과 임펠러 입구에서의 입사각 모두 감소되어 스톨을 억제할 수 있을 것이라고 기대를 할 수 있다. 연구에서는 수치해석을 통해 이를 검증하기로 한다.

수치해석에서 실제로 임펠러 입구와 베인 입구를 연결하지는 않았다. 대신 수치해석에서 얻은 베인 입구에서의 압력 값을 이용하여 슬롯 출구에 적절한 정압 조건을 줌으로써 유체가 실제 디퓨저 입구에서 임펠러 입구로 순환하는 상황을 모사하였다. 슬롯은 디퓨저 입구에만 설치를 하였으며 슬롯의 위치를 바꾸었을 때의 결과도 비교 해 보았다.

수치 해석 결과 저 유량 영역에서 슬롯을 통해 스톨을 억제를 하는 것이 가능하다는 것을 확인 하였다. 베인 디퓨저 입구에서 슬롯을 설치하면 순환 유량에 의해 임펠러 출구 유량이 증가를 하며 따라서 임펠러 출구 유동 각이 감소를 하게 된다. 결과적으로 베인 입사각이 감소를 하게 되며 이는 베인 구간에서의 압력 회복을 높게 해준다. 또한 디퓨저 구간에서 유동상황도 개선이 되며 박리 등으로 인한 디퓨저 손실이 감소를 하게 된다. 전체 압축기 성능은 임펠러 구간과 디퓨저 구간에서의 유동 개선으로 인해 운전영역이 늘어나는 효과를 확인 하였다.

주요어 : 원심압축기, 베인 디퓨저, 슬롯, 스톨, 역류, 순환 유량  
학 번 : 2010-24060

# 목 차

요 약 .....	i
목 차 .....	iii
List of Tables .....	v
List of Figures .....	vi
Nomenclature .....	viii
<b>1. 서 론</b> .....	<b>1</b>
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 연구 내용 및 목적 .....	3
<b>2. 수치해석</b> .....	<b>4</b>
2.1 수치해석 모델 .....	4
2.1.1 베인리스 디퓨저 .....	4
2.1.2 베인 디퓨저 .....	5
2.1.3 슬롯 재순환 장치 .....	6
2.2 수치해석 .....	8
2.2.1 수치해석 방법 및 수치해석조건 .....	8
2.2.2 성능 관계식 .....	9

<b>3. 결과 및 고찰</b>	<b>12</b>
3.1 베인리스 디퓨저 계산 결과 .....	12
3.2 베인 디퓨저 계산 결과 .....	14
3.3 슬롯의 효과와 영향 .....	16
3.3.1 순환 유량에 의한 효과 .....	16
3.3.2 슬롯 효과 .....	18
3.3.3 운전영역 확장 확인 .....	20
3.3.4 슬롯 위치 영향 .....	22
<b>4. 결론</b>	<b>23</b>
참고문헌 .....	25
Abstract .....	57

## List of Tables

Table 2.1 Dimension of vaneless diffuser .....	27
Table 2.2 Dimensions of vaned diffuser .....	27
Table 2.3 CFD mesh .....	27
Table 2.4 CFD boundary conditions .....	27
Table 3.1 Recirculation mass flow rate .....	28
Table 3.2 Different 3 cases .....	28

## List of Figures

Fig. 2.1	Drawing of the Vaneless diffuser .....	29
Fig. 2.2	Drawing of Vaned diffuser .....	29
Fig. 2.3	Drawing of Vaned diffuser with slot .....	30
Fig. 2.4	Velocity triangle .....	30
Fig. 2.5	Drawing of Vaned diffuser with new slot .....	31
Fig. 3.1	Performance curve for vaneless diffuser .....	32
Fig. 3.2	Efficiency curve for vaneless diffuser .....	32
Fig. 3.3	Impeller outlet flow angle for vaneless diffuser .....	33
Fig. 3.4	Hub to shroud velocity distribution .....	34
Fig. 3.5	Locations of diffuser space .....	35
Fig. 3.6	Hub to shroud radial velocity distribution .....	36
Fig. 3.7	Meridional radial velocity contour .....	37
Fig. 3.8	Performance curve for vaned diffuser .....	38
Fig. 3.9	Efficiency curve for vaned diffuser .....	38
Fig. 3.10	Pressure coefficient .....	39
Fig. 3.11	Locations of vaned diffuser space .....	40
Fig. 3.12	Hub to shroud radial velocity distribution .....	41
Fig. 3.13	Meridional radial velocity contour .....	42
Fig. 3.14	Performance for recirculation mass flow rate .....	43
Fig. 3.15	Hub to shroud impeller outlet flow angle .....	44
Fig. 3.16	Locations of vaned diffuser space with slot .....	45
Fig. 3.17	Hub to shroud radial velocity distribution .....	46
Fig. 3.18	Hub to shroud tangential velocity distribution .....	48
Fig. 3.19	Meridional radial velocity contour .....	50
Fig. 3.20	Pressure loss coefficient distribution .....	51

Fig. 3.21	Pressure coefficient .....	53
Fig. 3.22	Performance curve with slot .....	54
Fig. 3.23	Performance curve with new slot .....	55
Fig. 3.24	Hub to shroud radial velocity distribution .....	56
Fig. 3.25	Meridional radial velocity contour .....	57

# Nomenclature

## Roman Symbols

$b_2$	impeller width
$C$	absolute velocity
$C_r^*$	dimensionless radial velocity ( $C_r/U_2$ )
$C_p$	pressure recovery coefficient
$C_x^*$	dimensionless axial velocity ( $C_x/U_2$ )
$C_t^*$	dimensionless tangential velocity ( $C_t/U_2$ )
$K$	pressure loss coefficient
$\dot{m}$	mass flow rate
$\dot{m}_d$	design mass flow rate
$\dot{m}_r$	recirculation mass flow rate
$R$	radius
$R^*$	dimensionless radius ( $R/R_2$ )
$P$	pressure
$PR$	pressure ratio
$T$	temperature
$U$	tangential velocity of impeller
$W$	work
$y^+$	dimensionless wall distance

## Greek Symbols

$\alpha$	flow angle
$\beta$	blade angle
$\eta$	efficiency
$\rho$	density
$\zeta$	dimensionless hub to shroud distance
$\phi$	flow coefficient
$\phi_r$	recirculation mass flow coefficient

## Subscript

0	total condition
1	impeller inlet
2	impeller outlet
3	diffuser outlet
$h$	hub
$r$	radial direction
$s$	isentropic condition
$x$	axial direction
$t$	tip
$\theta$	tangential direction

# 제 1 장 서론

## 1.1 연구배경

원심압축기는 압축비가 높고 콤팩트한 소형 설계가 가능한 산업용 터보기계이다. 원심압축기의 성능을 나타내는 지표는 압력과 효율이다. 더불어 저 유량에서의 서지와 고 유량에서의 초킹에 의해 결정되는 작동범위도 중요한 운전 지표 중의 하나이다. 운전영역이 중요한 시리즈인 경우 원심압축기의 작동영역을 넓히는 것은 비용 절감과 운전 상태를 개선시킬 수 있다는 장점을 가지고 있다.

기존 베인리스 디퓨저는 회전하는 임펠러에서 유출된 유체의 운동 에너지를 압력으로 회복 시켜주는 작용을 한다. 형상이 단순하고 넓은 유량범위에서 작동을 하는 장점을 가지고 있다. 하지만 유체의 절대속도를 감소시키기 위해서는 반경방향으로 긴 유로를 필요로 하며 이로 인해 베인리스 디퓨저 공간을 크게 해야 하는 단점을 가지고 있다. 유로가 길어지면서 디퓨저 벽면에 의한 손실도 많아지며 압력회복이 낮은 단점도 가지고 있다.

베인 디퓨저는 베인리스 공간에 베인을 추가하여 압력회복을 더 크게 해주는 역할을 한다. 최근에는 낮은 솔리디티 베인 디퓨저에 대해 연구가 많이 진행 되고 있다. Hayami<sup>(1)</sup> 등은 실험과 계산을 통해 에어포일 베인 디퓨저의 우수성을 입증하였다. 에어포일 베인을 사용함으로써 유체를 원하는 각도로 흐르게 할 수 있다. 결국 베인 디퓨저는 베인리스 디퓨저에 비해 유체 유로가 짧고 디퓨저 압력회복이 더 빠른 장점을 가지게 된다. 하지만 베인을 추가해야 하는 비용 상승과 임펠러 출구에서 빠져나온 유체와 베인 디퓨저 입구와의

상호 작용에 의해 운전영역이 감소되는 단점도 가지게 된다. 고 압력비의 소형화 원심압축기에 많이 사용되는 베인 디퓨저의 운전영역 확보를 위한 연구가 최근 들어 활발하게 진행이 되고 있다.

원심압축기의 운전 영역은 저 유량에서 스톨 또는 서지, 고 유량에서 초킹으로 정의가 된다. 고 유량보다는 저 유량에서의 운전 상황의 개선을 위해 많은 논문에서 스톨과 서지에 관한 이론적인 매커니즘을 제시하고 있다. 스톨은 유체가 실속된 현상을 말하며 서지는 압축기를 통과하는 유량이 크게 진동하는 현상이다. 일반적으로 원심압축기는 유량이 낮아짐에 따라 압력비가 높아지게 된다. 하지만 유량이 줄어들면서 원심압축기는 스톨 근처에서 작동을 하게 되며 스톨라인 근처에서는 간극을 통과한 유동이 강한 와류를 형성하게 되고 임펠러 내부에서 소멸 되거나 앞뒤로 진동하기도 하며 임펠러 선단으로 역류하는 현상을 보인다고 알려져 있다. 음학진<sup>(9)</sup> 등은 베인리스 디퓨저가 스톨 근처에서 작동을 할 때 임펠러 입구의 쉬라우드 부근에서 선회속도 성분이 발생하여 증가하고 축방향 속도의 역류가 발생을 하며 이 역류는 입구에서의 유동을 차단하게 된다고 밝혔다. 또한 디퓨저 내부에서는 허브면 에서 역류가 발생을 하기 시작하며 역류의 중심이 임펠러 출구로 향하며 역류의 높이도 증가함을 보였다.

스톨 부근에서의 운전 영역 확장을 하고자 하는 연구는 수치적으로 활발히 이루어지고 있다. Masahiro<sup>(2)(3)(4)</sup> 등은 슬롯의 형태와 크기 및 위치가 유동에 주는 영향을 연구하고 최적의 형상을 설계하였다. 연구를 통해 이러한 슬롯을 통한 제어는 압축기 팁 부근에서 발생하는 역류 유동을 흡입을 하고 임펠러 팁 입구에서의 유동 각을 감소시켜 운전영역이 확장 되는 것을 확인하였다. Tamaki<sup>(5)</sup> 는 높은 압력 비를 갖는 베인 디퓨저 일 경우에도 임펠러 입구에만 순환 설

계를 하여 운전영역 개선 효과를 증명하였다. 박치용<sup>(6)</sup>등은 논문에서 그루브의 위치가 원심압축기 성능에 영향을 준다는 것을 수치해석적으로 보여 주었다. 기존의 대부분 논문에서는 그루브의 흡입 구와 주입 구를 압축기 임펠러 부분에 설치를 하였지만 김대진<sup>(6)</sup>은 베인리스 디퓨저 입구에 흡입 구를 설치하는 방식을 채택하였다. 주입 구는 임펠러 입구에 설치를 해 수치계산을 할 때에는 흡입 구와 주입 구를 연결하지는 않았지만 조건을 맞춰 흡입구와 주입구가 연결이 되게끔 조건을 만들어 계산을 수행하였다. 계산 결과를 통해 운전 영역이 개선되는 효과를 만족 하였다. 하지만 임펠러 스톨 제어는 가능하나 디퓨저에 베인을 추가 할 경우 디퓨저 스톨은 불가능하게 된다.

## 1.2 연구 내용 및 목적

본 연구에서는 기존 연구에서 존재하는 단점을 해결하기 위하여 베인 디퓨저 입구부에 슬롯을 설치하였다. 연구에서의 목적은 베인 디퓨저 입구와 임펠러 입구를 연결해 유체를 순환하게 하는 것이다. 하지만 실제 계산에서는 디퓨저와 임펠러를 연결하지 않고 수치 해석인 모사로 계산을 수행하였다. 베인 디퓨저에 슬롯을 추가하여 슬롯에 의해 쉬라우드 부근의 역류가 흡입이 되는 것과 순환 유량에 의한 유량 증가로 베인 디퓨저 입구 유동을 개선하게 되었다.

본 연구에서는 네 가지 모델에 대해 수치 계산을 수행하였다. 베인리스 디퓨저, 베인 디퓨저에 대해 먼저 계산을 수행하고 베인 디퓨저에 슬롯을 추가해 운전 영역 개선을 확인 하였다. 마지막으로 베인 입구에서의 슬롯을 위치를 바꾸어 슬롯 변수에 대한 영향도 알아보았다.

## 제 2 장 수치해석

### 2.1 수치 해석 모델

#### 2.1.1 베인리스 디퓨저

본 논문에서는 먼저 베인리스 디퓨저를 설계하고 수치해석을 수행하였다. 베인리스 디퓨저 형상은 Fig. 2.1에 나타내었고 주요 수치는 Table 2.1에 표시 하였다. 임펠러는 7개의 주 날개와 7개의 보조 날개로 이루어 졌다. 임펠러는 출구 반경은 62.5 mm 이다. 디퓨저는 두 개의 평행 벽으로 이루어 졌다. 실제 디퓨저 출구 반경은 90 mm 이지만 계산에서는 디퓨저 출구를 140 mm로 늘려 계산 수렴성을 확보 하였다. 기존 연구에서 벽면에서 발생하는 역류로 인해 계산상 수렴이 되지 않는 부분을 고려해 110 mm 까지 평행 벽으로 이루어 졌고 이후 디퓨저 출구까지는 일정한 비로 줄어드는 사면 형태를 취하였다.

## 2.1.2 베인 디퓨저

베인 디퓨저는 베인리스 디퓨저와 똑같은 임펠러를 사용 하였고 베인리스 디퓨저 공간에 cascade airfoil 베인을 배치 를 시켜 구성 하였다. 에어포일은 많이 사용이 되고 있는 NACA65-0410을 선택 하였다. 에어포일 성능은 2차원 NACA65 시리즈 압축기 블레이드의 캐스케이드 테스트에서 얻은 수치를 참조 하였다. 참조한 테스트의 경우 베인 입사각은  $70^\circ$ , 솔리디티는 1.0 이다. 이때 테스트 포에서 예상되는  $C_p$  값은 약 0.4 이다.

베인은 등각 사상을 통해 수평면에서의 캐스케이드를 원주평면에 분포를 시켜 형상을 구형하였다. 베인 디퓨저 형상은 Fig. 2.2에 나타내었고 주요 수치는 Table 2.2에 나타내었다. 베인의 날개 개수는 임펠러의 날개 개수가 14개인 점을 고려해 13개로 설계를 하였다. 이때 솔리디티는 약 0.9 로서 참조한 테스트 데이터 보다는 조금 작은 값이다. 베인을 설계 할 때 디퓨저 압력 회복계수에 영향을 주는 요소 중의 하나가 베인 스테거(stagger) 각이다. 임펠러의 경우 디자인 유량에서 출구 유동 각이  $72^\circ$ 인 점을 고려해 베인 스테거 각을  $60^\circ$ ,  $65^\circ$ ,  $70^\circ$ 로 바꿔 가면서 성능을 비교 하였다. 계산 결과  $65^\circ$ 에서 최적의 결과를 보였으며 본 논문 연구 대상으로  $65^\circ$ 를 선택하기로 하였다.

### 2.1.3 슬롯 재순환 장치

본 논문에서는 베인 디퓨저 입구에 슬롯을 설치하였다. 슬롯의 형상은 Fig. 2.3 에 나타내었다. 슬롯은 그림에서 보다시피 쉬라우드 벽면에 위치 해 있다. 실제로 슬롯을 통해 디퓨저 입구와 임펠러 입구를 연결하진 않았지만 계산에서는 디퓨저 입구에서 슬롯을 통해 유량이 순환 하여 다시 임펠러 입구로 흘러들게끔 조건을 주었다.

슬롯의 유무에 따라 베인 입구부 유동의 변화를 속도 3각형으로 제시하여 Fig. 2.4 에 나타내었다. 디자인 유량에서는 베인 날개각과 유동 각이 큰 차이를 보이지 않지만 저 유량으로 가면서 좌오면 성분이 작아지기에 입사각이 커진다. 입사각이 커지면 베인 입구 전연에서 유동 박리 현상이 발생 하여 손실을 증가하게 된다. 슬롯을 설치 할 경우 임펠러 출구 유량이 순환 유량에 의해서 증가를 한다. 출구 유동 각이 작아지고 따라서 베인 입사각도 감소를 하며 유동은 안정화 되고 스톨을 방지하게 된다.

속도 3각형에서 볼 수 있다시피 순환 유량의 크기가 입사각에 직접적인 영향을 미친다. 순환 유량은 슬롯이 위치한 베인 입구에서 압력과 임펠러 입구에서 압력 값으로 결정을 한다. 슬롯에 의해 베인 입구와 임펠러 입구가 연결이 되었다고 가정을 하고 이때 흐르게 되는 순환 유량을 모사하기 위하여 두 위치에서의 압력 차이로 순환 유량을 정하였다. 저 유량으로 갈수록 임펠러 입구와 베인 디퓨저 입구에서의 압력 차이는 커지며 따라서 순환 유량도 증가를 하게 된다. 순환 유량은 슬롯 넓이의 영향도 받게 된다. 실제로 임펠러 출구와 베인 디퓨저 입구를 연결하게 되면 작동유량의 50% 되는 유량이 다시 입구로 순환하게 된다. 따라서 본 논문의 경우 수치 해석에서 얻은 베인 입구에서의 압력 값을 기준으로 이론 적으로

목적 순환 유량을 정하고 그에 맞는 슬롯 출구 압력 값을 정하여 수치 해석 계산에 사용을 하였다. 슬롯 넓이는 1mm 로 정하였다.

베인이 존재하는 점을 감안하여 슬롯을 베인 전연을 지난 R=67mm 인 위치에 배치를 하였다. 이렇게 함으로써 베인 전연에서 유체 유량을 증가시켜 주고 베인이 경험하는 입사각을 감소시킬 수 있다. 마지막으로 슬롯의 위치가 주는 영향을 고찰하기 위하여 슬롯의 위치를 Fig. 2.5에서와 같이 바꾸고 계산을 수행하였다.

## 2.2 수치 해석

### 2.2.1 수치 방법 및 수치 해석 조건

수치 계산은 유체해석에서 널리 사용하는 CFX 11.0을 사용 했으며 네 모델에 대해 모두 정상상태 계산을 수행하였다. 정상 유동 해석이기 때문에 한 개의 passage 만을 계산에 포함하여 계산 시간을 단축 시켰다.

계산 조건을 살펴보면 작동 유체는 공기를 사용 했고 상온 조건을 사용하였다. 회전수는 42000 rpm이며 디자인 유량은 0.16 kg/s 이다.

본 논문의 경우 세 경계면이 존재를 하게 된다. 임펠러 입구, 베인 출구, 슬롯 출구 이다. 임펠러 입구에는 전 압력 조건, 베인 출구에서 유량을 경계조건으로 주었다. 슬롯을 통해서 유체가 순환을 해야 하기에 슬롯 출구에는 정압 조건을 주었다. 출구 정압은 슬롯 입구에서의 압력과 순환 하려는 유량으로 값을 정하였다. 슬롯 입구에서의 압력은 수치계산에서 얻은 값을 사용 하였다. 원하는 순환유량으로 적절하게 슬롯 출구에서의 정압 값을 계산하여 계산 조건으로 하였다.

본 연구에서는 SST 난류 모델을 사용 하였다. SST 난류 모델은 벽면 근처에서 난류 유동을 예측 하는 데 있어서 k-e 모델보다 더 잘 예측하는 장점을 가지고 있다. y+를 작게 해야 하는 문제 때문에 모델 자체의 격자수가 많아지고 계산의 수렴성과 계산 시간이 많아지는 단점이 있긴 하지만 본 연구에서처럼 벽면에서의 유동이 중요한 요소로 갖춰지는 경우 SST 모델을 사용함이 더 적절한 결과를 줄 수 있다고 판단이 된다.

각 임펠러 출구와 베인 디퓨저 인접면 사이에는 stage 조건을 주었다. 슬롯과 베인 사이에는 GGI(General Grid Interface) 조건을 선택 하였다.

임펠러와 베인 디퓨저 격자는 Turbogird을 이용해 격자를 형성 하였고 슬롯은 ICEM을 이용해 격자를 만들었다. 슬롯 격자를 다시 CFX Pre에서 격자를 병합하는 방식으로 인접 면에 경계조건을 주어 베인 디퓨저 격자와 병합을 시켰다. 격자 검증은 베인리스 임펠러에 대해 수행을 하였다. 격자 검증을 통하여 얻은 격자 수준은 Table 2.3에 나타내었다. 전반적인 수치해석 조건은 Table 2.4에 나타내었다.

### 2.2.2 성능 관계식

원심압축기는 임펠러를 통해 유체에 운동에너지를 전달하고 정지된 베인 구간을 통해 유체를 감속을 시킴으로써 운동에너지를 압력으로 바꾸는 장치이다. 원심압축기에서 중요한 성능 변수는 압력비와 효율이다. 압력 비는 임펠러 입구 전압 대비 디퓨저 출구 정압 비로 아래와 같이 정의를 한다.

$$PR = \frac{P}{P_{01}} \quad (2.1)$$

유량계수는 디자인 유량 대 작동 유량으로 정의를 한다.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{m_d} \quad (2.2)$$

순환 유량 계수는 작동 유량 대 순환 유량으로 정의를 한다.

$$\phi_r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_d} \quad (2.3)$$

베인 구간에서는 두 가지 중요한 변수를 정의를 한다. 하나는 압력 회복계수로서 입구 동압에 대하여 어느 정도 정압이 회복 되었는지를 나타내고 다른 하나는 압력 손실 계수로서 상대적인 전압 손실을 나타낸다.

$$C_p = \frac{P - P_2}{P_{02} - P_2} \quad (2.4)$$

$$K = \frac{P_t - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad (2.5)$$

원심압축기 효율은 일반적으로 아래와 같이 정의를 한다.

$$\eta = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}} \quad (2.6)$$

여기서  $T_{03s}$ 는 압력 비를 이용하여 구할 수 있다. 그러나 본 논문에서는 압축기에 슬롯에 의한 베인 입구에서 흡입구와 임펠러 입구에서의 주입구가 설치되었다고 계산을 수행하였기에 슬롯을 통과하는 순환 유량을 고려해 주어야 한다. 또한 슬롯을 지난 후 디퓨저에서의 유량이 원래 작동 유량으로 회복되는 점도 고려를 해야

한다. 따라서 임펠러에서는 순환 유량만큼 증가된 유량을, 디퓨저에서는 원래 작동유량이 흐르는 것으로 고려를 하여 효율을 정의 해야 한다. 회전 임펠러가 유체에 해주는 일은 아래 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\Delta W = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad (2.7)$$

본 논문의 경우 유체가 임펠러에 수직으로 입사하기에 다시 위 방정식을 아래와 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

$$\Delta W = U_2 C_{\theta 2} \quad (2.8)$$

베인 입구와 임펠러 입구를 실제로 슬롯을 통해 연결하지 않았기에 정확한 실제 효율은 구하기 어렵다. 하여 슬롯을 통과 할 때 손실 없다고 가정하면 이때 효율이 최대 효율이 된다. 따라서 슬롯을 통과한 순환 유량에 의한 에너지가 슬롯을 통과하면서 모두 소모가 되었다고 가정하면 이때 효율이 최저 효율이 된다.

$$\eta_{\max} = \frac{\dot{m}_d(T_{03s} - T_{01}) + \dot{m}_r(T_{02s} - T_{01})}{\dot{W}_{act}} \quad (2.9)$$

$$\eta_{\min} = \frac{\dot{m}_d(T_{03s} - T_{01})}{\dot{W}_{act}} \quad (2.10)$$

## 제 3 장 결과 및 고찰

### 3.1 베인리스 디퓨저 계산 결과

베인리스 디퓨저 성능 곡선을 Fig. 3.1에 나타내었다. 그림에서 보다시피 유량이 줄어들수록 압력 비는 상승 하지만  $\phi=0.4375$ 에서는 압력이 감소를 하기 시작한다. 효율도 유량이 줄어들수록 감소한다. 계산 불안정성도 높아지며  $\phi=0.4375$  인 지점을 스톨 부근이라고 규정을 한다. 스톨에 대한 명확한 정의는 내려지지 않았지만 스톨 부근에서의 유동 현상이 비교적 복잡하고 경계층 박리가 심해지는 등 이유로 인해 수치 계산의 경우 계산 수렴성이 나빠지고 불안정하다고 판단이 된다. 본 논문에서도 마찬가지로 계산의 불안정성을 스톨 유무를 판단하는 한 가지 기준으로 참고를 하였다.

Fig. 3.3에는 임펠러 출구 유동 각을 나타내었다. 임펠러 출구 유동 각은 유량이 작을수록 더 커지며 스톨 부근에서의 유동 각은  $84.0^\circ$ 로서 이 값을 베인리스 디퓨저에서의 임계값으로 취한다.

Fig. 3.4에는 임펠러 입구에서 스핀 방향으로의 속도 분포를 보여주고 있다. 유량이 감소를 함에 따라 임펠러 입구에서 역류가 발생을 하고 추가로 접선 방향 속도 성분이 생기는데 이것은 손실을 초래하는 원인으로 된다. 앞선 논문 연구에서도 이와 같은 결과를 발표하였다.

디퓨저 구간에서의 속도 분포를 보기 위하여 총 4군데의 위치에서 살펴보았다. Fig. 3.5에 각 위치가 표기 되어 있다. Fig. 3.6 에는 디자인 유량에서의 속도 분포와 스톨 부근 유량에서의 반경방향 속도 분포를 비교 해보았다. Fig. 3.6 (a)를 보면 디자인 유량에서는

R=d 인 위치에서 역류가 발생을 하지만 Fig. 3.6 (b) 에서는 R=c 인 위치에서부터 심한 역류 구간이 발생을 하는 것을 관찰 할 수 있다. 이것은 유량이 줄어들면서 디퓨저 출구 압력이 증가를 함과 동시에 운동량 부족으로 인해 허브 벽면에서 유체가 역류를 하게 되는 것이다. 디퓨저 허브면에서 발생하는 역류의 특성은 Fig. 3.7에서 자세하게 볼 수 있다. 좌오면에서의 반경속도 분포를 보면 유량이 줄어들수록 역류 중심의 위치가 임펠러 출구 쪽으로 이동을 하며 길이도 점점 길어진다. 역류 높이 역시 증가를 하며 스톨부근에서는 디퓨저 폭의 절반 이상을 차지하게 된다.

## 3.2 베인 디퓨저 계산 결과

베인 디퓨저 계산 결과를 베인리스 디퓨저 계산 결과와 비교하여 Fig. 3.8에 나타내었다. 그래프로부터 압력 비는 베인 디퓨저의 경우 베인리스 디퓨저 보다 높게 나오는 것을 볼 수 있다. 이것은 예상 했던 대로 베인의 추가로 인해 유체압력회복이 빠르게 된 것이다. 다만 효율은 베인리스 디퓨저 보다 낮게 나오는데 이것은 아래 부분에서  $K$  값으로 설명이 가능하다. 성능그래프에서 주목 할 것은 압력 비는 높게 나오나 운전영역이 감소된다는 것이다. 앞서 간단히 설명을 하였지만 베인 디퓨저의 경우 임펠러 출구 유동각과 베인 날개 각 차이에 의한 입사각(incidence angle) 이 존재를 한다. 입사각은 유량이 줄어들면서 더 커지게 되며 임펠러 입구와 마찬가지로 베인 입구에서도 유동 박리와 충돌 손실이 발생을 하게 된다. 하여 베인리스에 비해 베인 디퓨저가 갖은 운전 영역은 줄어들게 된다.

유량 별  $C_p$  값과  $K$  값을 Fig. 3.10에 나타내었다. 본 논문의 경우 설계한 베인의 예상  $C_p$  값은 약 0.4이다. 실제 계산에서는 디자인 유량에서  $C_p$  값은 0.52 로서 예상 값 보다는 비교적 높은 수치이다. 하지만 수치해석과 이론값의 차이를 고려 해 볼 때 어느 정도 타당한 값으로 볼 수 있다. 스톨 부근에서 계산의 불안정성으로 인해 저 유량에서 결과 값이 부드럽게 이어지지 못하고 약간 높아지는 것을 확인 하였다. 압력 손실계수 값은 베인 디퓨저에서 더 높은 값을 가진다. 디퓨저 공간에 베인을 추가로 하였기에 베인으로 인해 손실이 추가로 생긴다고 볼 수 있다. 따라서 효율이 감소를 하게 된다.

베인 디퓨저의 운전 영역 감소 원인과 스톨 부근에서의 유동 특성을 파악하기 위하여 디퓨저 구간에서 반경 방향 속도 분포를 살펴보았다. 위치는 베인리스 디퓨저와 같은 위치를 선택 하였고 Fig. 3.11 에 나타내었다. Fig. 3.12을 보면 디자인 유량에서는  $R=d$  인 위치에서 역류가 발생을 하지만 스톨 부근 유량에서는  $R=c$ 인 위치에서 심한 역류 구간이 발생을 한다. 이것은 베인리스 디퓨저에서와 같은 결과이다. 따라서 베인 디퓨저에서도 유량이 줄면서 디퓨저 출구 압력이 높아지기에 운동량 부족으로 인해 역압력 구배를 이기지 못하고 허브면에서 역류가 발생을 하는 것이다. Fig. 3.13에는 좌오면에서 반경방향속도 분포를 나타내었다. 베인리스 디퓨저와 마찬가지로 허브면 역류의 중심이 임펠러 출구로 향하고 역류의 높이도 디퓨저 폭의 40% 되는 구간을 차지한다.

임펠러 출구에서 평균 유동 각 값을 보면  $\phi=0.625$ 에서  $81.8^\circ$  로서 이 값을 스톨이 예상되는 임계 각도로 값을 정한다. 베인리스 임펠러 출구 유동 각이 인 점을 고려 해 볼 때 베인 디퓨저에서의 임펠러 출구 유동각도 운전 영역에 영향 주는 한 요소라는 것을 알 수 있다.

### 3.3 슬롯의 효과와 영향

#### 3.3.1 순환유량에 의한 효과

앞서 연구에서 베인 디퓨저에서 스톨의 주원인이 유량이 줄어들수록 베인 입사각이 증가를 하는 것과 허브면 유체의 운동량 감소로 인한 역류라는 것으로 규명이 되었다. 기존 트리트먼트를 통한 연구에서 순환장치를 설치해 운전영역 개선을 확인 한 결과에 따라 본 논문 연구에서도 베인 입구에 슬롯을 설치함으로써 쉬라우드 영역의 역류가 흡입이 되고 베인 입사각 감소 효과를 기대 할 수 있다. 스톨 영역에서의 슬롯 역할은 불안정한 쉬라우드 정체유동과 실속 유동을 흡입하여 임펠러 입구에 재순환하여 정체 손실을 줄이고 흡입유량과 함께 임펠러 출구 유량을 증가시키게 된다. 또한 임펠러 출구 유량 증가로 인해 임펠러 출구 유동각이 감소를 하고 결과적으로 베인 입사각이 감소를 하게 되는 효과를 가지게 된다. 슬롯을 지난 후 유체는 원 유량으로 회복을 하지만 임펠러 출구에서 개선된 유동 상태를 그래도 유지하면서 디퓨저를 빠져나가기에 디퓨저에서의 유동손실도 감소를 하게 된다.

베인 입구에서의 속도 3각형은 임펠러 출구 유량의 영향을 받는다. 슬롯이 존재를 할 때 임펠러 출구 유량은 슬롯에 의해 순환 되는 유체 유량과 관계 된다. 이론적으로 보면 순환 유량이 클수록 임펠러 출구 유량이 커지며 베인 입사각도 감소를 하게 된다. 즉 베인 입사각은 순환 유량에 비례를 하게 된다.

순환 유량의 크기는 디퓨저 정압 차와 목적 순환 유량일 때 구하여지는 이론 압력 값으로 정하였다. 실제로 임펠러 입구와 디퓨저

입구가 연결이 되었다고 가정한 경우를 포함하여 5 가지 순환 유량을 정하고 계산을 수행하였다. 이때 작동 유량은  $\phi=0.625$  이다. 각 순환 유량의 크기는 Table 3.1에 나타내었다. 수치해석 중 임펠러 유량은 작동 유량에 각 순환 유량을 더한 값이 되고 디퓨저 유량은 작동 유량과 같게 된다.

계산 결과를 Fig. 3.14에 나타내었다. 순환 유량의 크기가 클수록 압력 비는 감소를 한다. 이것은 순환 유량이 클수록 임펠러에 흐르게 되는 유량이 증가를 하면서 임펠러 출구에서의 접선속도가 감소를 하기 때문이다. 실제 임펠러 입구와 디퓨저 입구가 연결이 되었다고 가정한 경우에는 압력비가 30% 정도 감소를 하는데 이는 실제 설계를 할 경우 타당하지 않다고 여겨진다.

최고 효율은 순환 유량이 클수록 증가를 하지만 최저 효율은 감소를 한다. 실제 유체가 디퓨저에서 임펠러 입구로 순환을 한다고 가정 하면 순환유로의 자체의 손실도 고려를 해야 하기 때문에 오히려 효율은 최저 효율경향을 따른다고 보는 것이 더 적절하다. 실제 설계를 고려한다고 하면  $\phi_r = 0.1572$  서 가장 적절한 값을 보이며 이 순환 유량으로 운전영역 확보를 확인하려고 한다.

### 3.3.2 슬롯 효과

슬롯을 설치 할 경우 순환 유량에 의한 임펠러 유량 증가와 슬롯에 의한 흡입이라는 두 가지 효과를 얻을 수 있게 된다. 두 가지 효과에 의한 영향을 고찰하기 위하여 슬롯이 없는 경우 순환 유량만큼 유량을 증가시켜 수행한 계산 결과를 추가 하였다. 슬롯이 없는 경우를 case 0, 슬롯이 없고 유량이 순환 유량만큼 증가된 경우를 case 1, 슬롯이 추가된 경우를 case 2 이라고 하고 각 case의 구별 점을 Table 3.2에 나타내었다. 이때 작동 유량도  $\phi=0.625$  이다.

계산 결과는 다음과 같다. 먼저 베인 입사각을 결정하는 출구 유동 각을 살펴보았다. Fig. 3.15 에 스펀 방향으로의 출구 유동 각을 나타내었다. 임펠러 출구에서 유량이 증가를 하였기에 case 1 의 출구 유동각과 case 2의 출구 유동 각이 case 0 에 비해 감소를 하게 된다. 출구 유동각의 감소가 베인 디퓨저 내부 유동에 미치는 영향을 보기 위하여 디퓨저 구간에서 반경속도 분포와 접선방향 속도 분포를 4개 위치에서 살펴보았다. 4개 위치는 Fig. 3.16 에 나타내었다. Fig. 3.17을 보면 case 1의 경우  $R=d$ 인 위치에서 역류가 관찰된다. case 2 의 경우에는 디퓨저 구간에서 유량이 case 1 의 유량보다 적지만 역류의 위치는  $R=d$ 에서 관찰이 되었다. 또한 슬롯을 지나기 전  $R=b$ 에서 쉬라우드 부근의 역류가 크게 감소됨을 관찰 할 수 있다. 이것은 슬롯에 의해 쉬라우드 부근의 정체 누설 유량이 흡입이 되었기 때문이다. Fig. 3.18에는 디퓨저 구간에서의 접선 속도 분포를 나타내었다. case 0 의 경우 허브면 역류가 관찰되었던 위치에서 접선 속도가 크게 줄어드는 것을 볼 수 있다. case 1의 경우 유동은 전반 디퓨저 구간에서 균일하게 감소를 하는 것을 볼 수 있다. case 2의 경우에도 유량은 원래 유량으로 회복이 되었지만 접선

방향속도는 case 1과 마찬가지로 균일하게 감소를 하는 것을 볼 수 있다. 슬롯을 추가 하였을 때 슬롯의 효과는 쉬라우드 부근의 역류를 흡입할 뿐만 아니라 베인 입사각을 줄여준 다는 것을 알 수 있다. 따라서 베인 입구 유동이 개선되며 전반적으로 베인 구간에서의 유동도 좋아진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.19에는 좌오면에서의 반경속도 분포를 세 경우에서 비교하였다. 기존 베인 디퓨저의 경우 존재하던 허브면에서 역류 구간이 case c에서는 많이 감소가 된 것을 확인 할 수 있다. 또한 쉬라우드 부근의 정체누설 유동이 슬롯에 의해 흡입이 되는 것도 관찰 할 수 있다. Fig. 3.20 에는 임펠러 출구로부터 디퓨저 출구로 가면서 단면에서의 손실계수 분포를 나타내었다. case 0 에서는 디퓨저 출구로 가면서 허브면에서 시작된 구간이 디퓨저 출구로 가면서 점점 커짐을 볼 수 있다. case 1의 경우 디퓨저의 유량이 case 0의 경우보다 많기에 손실은 비교적 적은 것을 알 수 있다. case 2의 경우 임펠러 출구에서 쉬라우드 부근의 손실이 구간이 다른 두 경우에 비해 줄어드는 것을 볼 수 있다. 또한 전반 디퓨저 구간에서 손실이 크게 감소한 것을 확인 할 수 있다. 이것은 앞서 설명 하였다시피 임펠러 출구에서 개선된 유동으로 인한 것이다.

Fig. 3.21 에 반경방향  $C_p$  값과  $K$  값을 나타내었다.  $C_p$  값은 case 2 의 경우 case 1의 경우와 거의 비슷하게 나왔으며  $K$  값도 case 0 에 비해 줄어드는 것을 확인 할 수 있다.

슬롯을 설치함으로써 스톨 부근에서의 문제점을 해결함과 동시에 성능 개선도 기대 할 수 있다.

### 3.3.3 운전영역 확장 확인

순환유량이 작동 유량의 15.72% 되는 case 2 로 기존 VD에서 스톨이라고 예상이 되었던 점에서 시작을 하여 유량을 더 낮춰 가면서 계산을 수행하였다. 디자인 유량과 디자인 유량 전후로도 계산을 수행하였다. 계산 결과는 다음과 같다.

정상상태 계산을 수행하였기에 스톨의 유무를 판단 할 수 없다. 계산에서는 수치해석상 수렴조건으로 스톨마진유량을 정의 하였다. 정압 값의 진동 폭으로 수렴성을 판단하였다. Fig. 3.22 에는 슬롯을 설치 한 후 계산 결과를 베인 디퓨저와 비교를 하였다. 성능 그래프에서 볼 수 있다시피 슬롯을 설치하였을 때 운전 영역은 늘어나지만 이 경우에도 유량이 줄어들면서 계산이 불안정해 지는 것을 확인 할 수 있다. 하여 계산 결과 값의 폭이 크지 않은 유량까지 작동 가능한 운전 영역이라고 정의를 한다. 이렇게 정의를 할 경우 운전 영역은 기존 베인 디퓨저에 비해 14% 증가 한 것을 확인 할 수 있다. 이때 출구 유동 각은  $81.24^\circ$  로서 베인 디퓨저에서 스톨에 접근하였을 때 유량에서의 유동각과 거의 비슷한 값을 가진다. 즉 슬롯을 설치하더라도 베인이 존재를 하기에 이 임계값을 지나면 유동상태가 불안정해진다는 것을 알 수 있다.

슬롯을 설치한 효과는 오프 디자인 조건에는 유리하나 디자인 조건에서는 불리하게 된다. 디자인 조건에서는 속도 3각형으로 볼 수 있다시피 추가로 베인 입사각이 증가를 하게 된다. 이것은 오히려 디자인에서의 성능을 떨어뜨리는 요소로 작용하게 된다. 성능그래프에서 보면 디자인에서는 성능이 감소를 하는 것을 볼 수 있다. 하지만 압력 비 차이가 너무 크지 않은 점을 고려 할 때 슬롯의 설치는 타당하다고 볼 수 있다.

효율은 기존 베인 디퓨저 효율과 비교를 해 보면 베인 디퓨저 효율이 슬롯을 설치했을 때의 최고 효율과 최저 효율 점 사이에 놓이는 것을 볼 수 있다. 실제로 베인 디퓨저 입구와 임펠러 입구를 연결한다고 가정을 하면 실제 효율은 최고 효율과 최저 효율 사이로 보인다. 베인 디퓨저 입구와 임펠러 입구를 이어주는 슬롯 구간을 적절하게 설계를 하면 효율은 베인 디퓨저에 비해 많이 떨어지지 않을 것으로 예상 된다.

### 3.4 슬롯 위치 영향

본 논문에서는 슬롯의 넓이를 1mm로 정하였기에 슬롯의 또 다른 변수로 슬롯 위치를 선택 하였다. 슬롯 위치가 주는 영향을 고찰하기 위하여 슬롯 위치를 기존 위치에서  $R=64.5\text{mm}$ 인 베인 입구 앞으로 이동을 하였다. 계산 결과는 다음과 같다.

Fig. 3.23을 보면 압력 비는 더 높은 값을 보이고 효율도 더 높게 나온다. 임펠러 출구 유동 각은 기존 슬롯에서의 값과 비슷한 값을 보인다. 다만 계산의 수렴성을 볼 때 기존 슬롯보다 더 높은 유량에서 계산이 불안정해지기 시작한다. 따라서 운전 영역은 기존 슬롯을 설치 할 때보다 감소된다. 운전영역이 감소되는 원인을 고찰하기 위하여 디퓨저 구간에서 각 위치에서 속도 분포를 살펴보았다. 위치는 앞선 위치와 동일한 위치이다. Fig. 3.24을 보면  $R=d$ 인 위치에서 기존 슬롯과는 달리 역류가 발생을 하기 시작하기 시작한다. 이것은 슬롯에 의한 흡입이 디퓨저 구간에서 좀 더 빨리 시작이 되기 때문에 허브 면에서 유체가 역류를 하기 시작하는 시점이 더 빨리 시작하는 것으로 볼 수 있다. Fig. 3.25에서도 똑같은 상황을 설명하고 있는데 기존 슬롯의 경우 동일한 위치에서 역류 구간이 관찰이 되지 않지만 슬롯 위치를 임펠러 출구 부근으로 앞당길 경우 역류 구간도 따라서 이동하는 것을 관찰 할 수 있다.

본 논문 연구에 계산을 하지는 않았지만 위 반대 경우로 슬롯의 위치를 기존 슬롯보다 더 뒤에 장착을 할 경우 허브면에서의 유동은 더 개선 될 것으로 보이나 효율과 성능은 떨어질 것으로 예상된다. 따라서 운전 영역 확장을 함과 동시에 적절한 성능 유지를 하기 위해서는 적절한 슬롯의 위치가 필요할 것으로 보인다.

## 제 4 장 결론

원심압축기 베인 디퓨저에 슬롯을 추가한 수치 해석적 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 슬롯을 추가한 베인 디퓨저는 슬롯이 없는 베인 디퓨저보다 저 유량에서 더 좋은 성능을 보이며 운전 마진도 14% 정도 증가를 하는 효과를 보인다. 적절한 설계를 할 경우 효율도 개선 될 것으로 예상이 된다.
- 2) 슬롯을 추가 하면 유량 증가와 쉬라우드 부근 역류의 흡입 효과를 모두 지니게 된다. 슬롯을 지난 후 유체 유량은 원래 유량으로 회복하지만 임펠러 출구에서 개선된 유동패턴을 가지고 나가기 때문에 기존 유량과 비교 했을 때 높은 압력 회복계수를 가지게 된다. 쉬라우드에서 발생하는 역류를 흡입하면서 쉬라우드 압력손실을 줄여 줄 뿐만 아니라 허브 유동을 더 균일 하게 해주는 작용을 한다.
- 3) 슬롯 효과가 저 유량에서는 유리하나 이론적으로 보면 디자인과 디자인 이후 유량에서는 불리한 영향을 주게 된다. 하지만 성능을 너무 나쁘게 하지 않는 점에서는 슬롯의 효과를 좋은 것으로 볼 수 있다.
- 4) 슬롯의 위치는 스톨 발생과 직접적인 영향이 있다고 볼 수 있다. 슬롯의 위치를 베인 앞으로 이동을 하였을 경우 기존 슬롯에 비해 역류 중심이 임펠러 출구로 더 많이 이동을 하게 된다. 기존 슬롯 보다는 효율도 높아지고 압력비도 높아지는 장점이 있지만 운전 범위 확장을 위한 목적에는 슬롯을 임펠러 출구로부터 적절하게 떨어진 위치에 설계를 하는 것이 타당하다고 여겨진다.

- 5) 본 논문은 기존에 진행하였던 연구에서와 달리 베인 입구에 슬롯을 설치해 전반 원심압축기에서 유동을 개선하고자 하는데 목적을 두었다. 다만 실제로 임펠러 입구와 디퓨저 입구를 연결하지 않고 수치 해석적 모사로 연구를 진행 하였기에 향후 연구에서 실제로 두 부분을 연결해 실제 결과에 가까운 연구 결과를 얻는 것도 필요하다고 생각된다.
- 6) 본 논문은 수치해석 결과로 추가로 실험은 진행하지 못하였다. 압축기 운전영역 문제는 실제 설계에서도 연구자들이 많이 관심을 갖는 부분이다. 하여 CFD 계산의 타당성과 정확성도 고려가 되어야 하며 실제 응용에서의 의미와 가치도 고려할 필요가 있다고 느낀다.

## 참고문헌

1. H. Hayami, Y. Senoo, K. Utsunoyama, 1990, "Application of a low solidity cascade diffuser to transonic centrifugal compressor", Journal of Turbomachinery, Vol 112, pp. 25~29
2. Masahiro Ishida, Taufan Surana, Hironobu Ueki, 2004, "Suppression of unstable flow at small flow rates in centrifugal blower by controlling tip leakage flow and reverse flow", ASME Paper No. GT2004-53400
3. Masahiro Ishida, Daisaku Sakaguchi, Hironobu Ueki, 2005, "Optimization of inlet ring groove arrangement for suppression of unstable flow in a centrifugal impeller", ASME Paper No. GT2005-68675
4. Masahiro Ishida, Daisaku Sakaguchi, Hironobu Ueki, 2006, "Effect of pre-whirl on unstable flow suppression in a centrifugal impeller with ring groove arrangement", ASME Paper No. GT2006-90400
5. Hideaju Tamaki, 2010, "Effect of recirculation device on performance of high pressure ratio centrifugal compressor", ASME Paper No. GT2010-22570
6. 김대진, 2011. "원심압축기 스톨 제어를 위한 수치해석적 연구",

석사 졸업논문, 서울대학교, 기계항공공학부

7. 박치용, 최영석, 이경용, 윤준용, “원심압축기 링 그루브 효과에 관한 수치 해석적 연구”, 2011 유체기계저널, 제 14권, 제 2호, pp.11~16
8. 음학진, 강신형, “스틀 근처에서 원심압축기 임펠러의 내부 유동 현상에 관한 연구”, 2004 대학 기계학회 논문집, B권, 제 28권 제 3호, pp.330~337

Table 2.1 Dimension of VLD

Impeller tip radius, $R_t$ [mm]	30.8
Impeller hub radius, $R_h$ [mm]	12.5
Impeller exit radius, $R$ [mm]	62.5
Impeller tip width, $b_2$ [mm]	6.3
Tip blade angle, $\beta_{1t}$ [deg]	60
Hub blade angle, $\beta_{1h}$ [deg]	50
Impeller backsweep angle, $\beta_2$ [deg]	-42
No. of impeller blade	7(7)

Table 2.2 Dimension of VD

No. of vanes	13
Vane leading edge, $R_{LE}$ [mm]	66.25
Vane leading edge, $R_{TE}$ [mm]	76.25

Table 2.3 CFD mesh

Impeller	603011
Impeller Inlet	114905
Vaned diffuser	286376
Slot	124740

Table 2.4 CFD Boundary condition

Impeller Inlet	Total Pressure
Diffuser Outlet	mass flow rate
Slot Outlet	Static pressure

Table 3.1 CFD recirculation mass flow rate

$\phi_r = \dot{m}_r / \dot{m}_d$	0.0377
$\phi_r = \dot{m}_r / \dot{m}_d$	0.1572
$\phi_r = \dot{m}_r / \dot{m}_d$	0.2249
$\phi_r = \dot{m}_r / \dot{m}_d$	0.2809
$\phi_r = \dot{m}_r / \dot{m}_d$	0.5247

Table 3.2 Different 3 cases

case 0	Without slot	$\dot{m}_{imp} = \dot{m}_{diff} = \dot{m}_d$
case 1	Without slot	$\dot{m}_{imp} = \dot{m}_{diff} = \dot{m}_d + \dot{m}_r$
case 2	With slot	$\dot{m}_{imp} = \dot{m}_d + \dot{m}_r; \dot{m}_{diff} = \dot{m}_d$

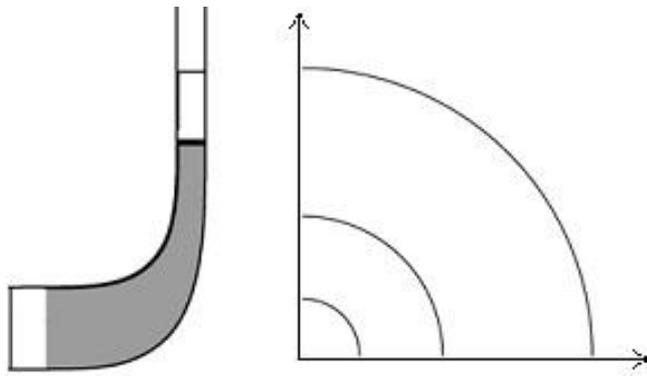


Fig. 2.1 Drawing of the vaneless diffuser

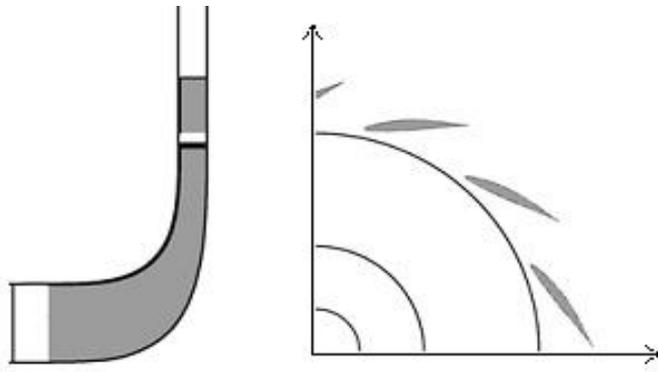


Fig. 2.2 Drawing of vaned diffuser

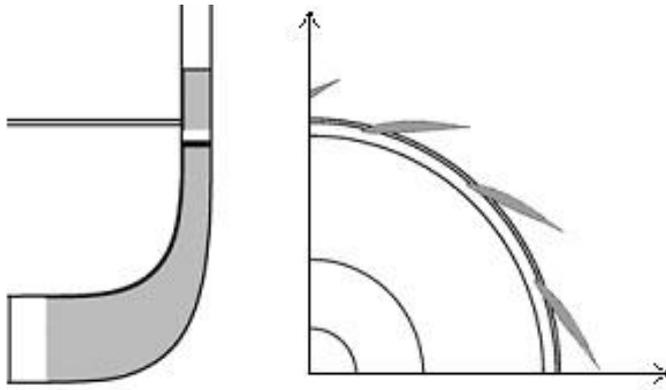


Fig. 2.3 Drawing of vaned diffuser with slot

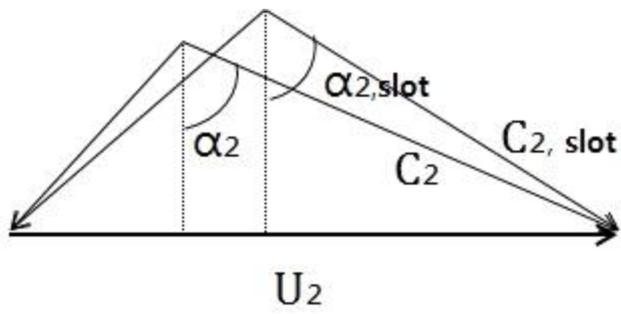


Fig. 2.4 Velocity triangle at vane inlet

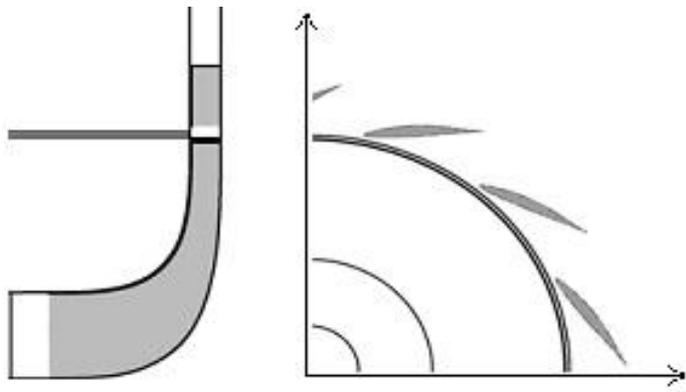


Fig. 2.5 Drawing of vaned diffuser with new slot

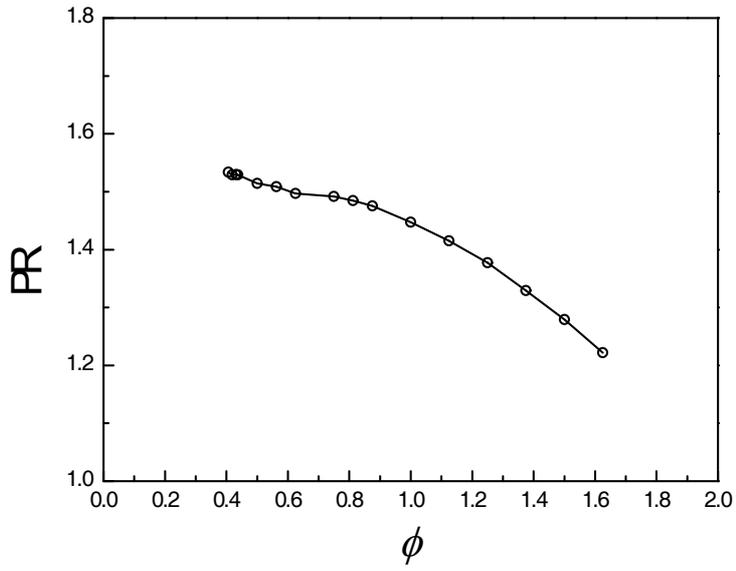


Fig. 3.1 Performance curve for vaneless diffuser

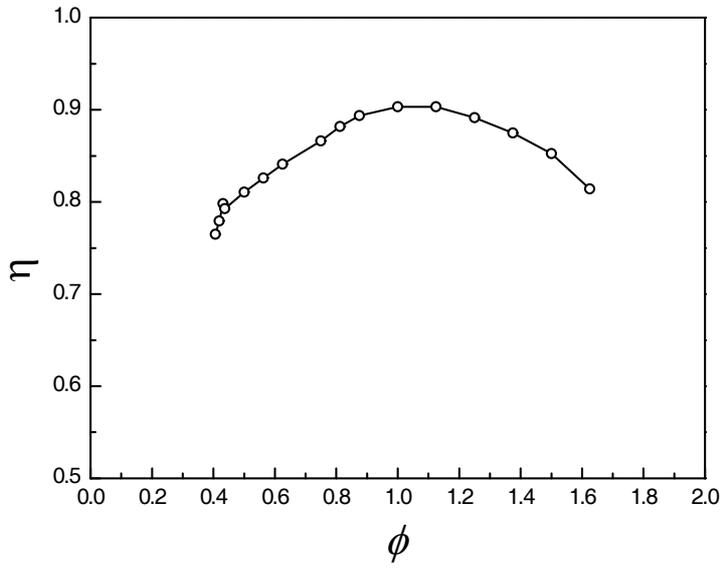


Fig. 3.2 Efficiency curve for vaneless diffuser

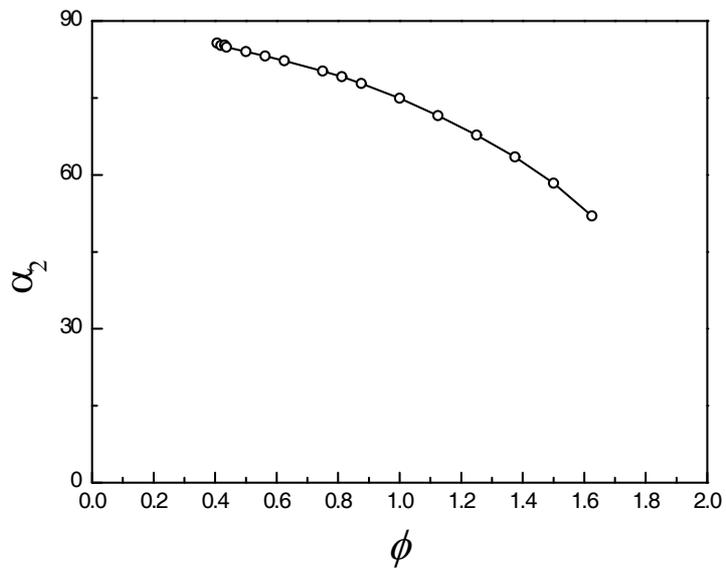
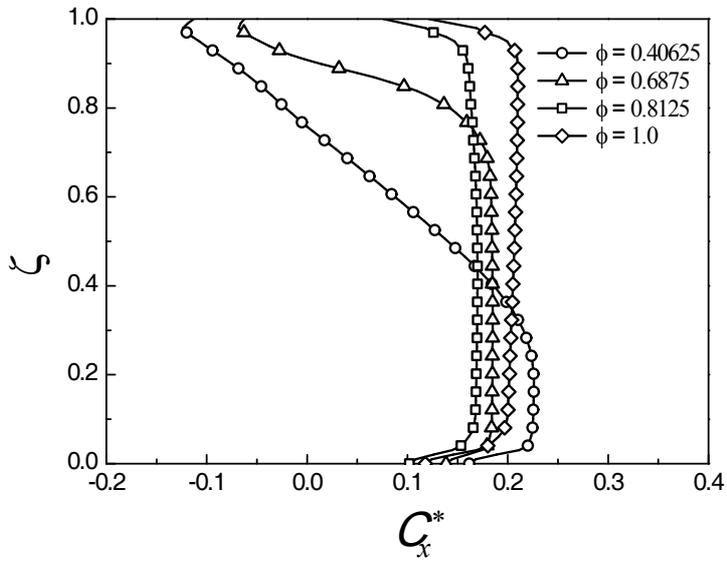
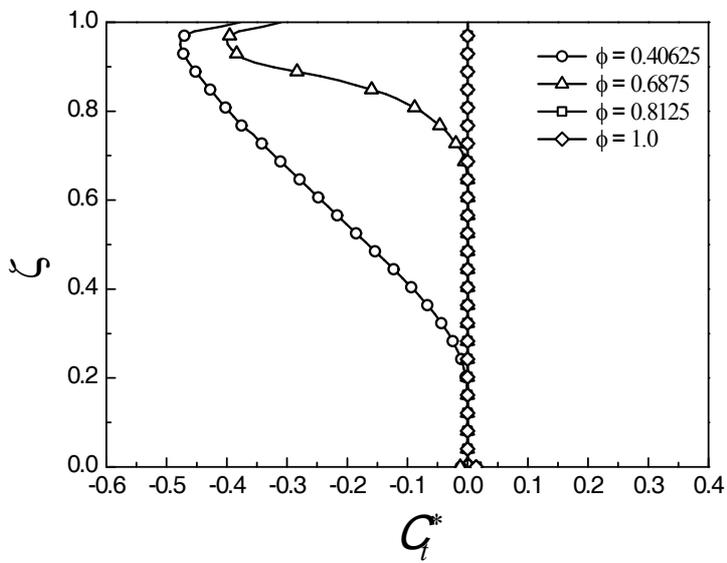


Fig. 3.3 Impeller Outlet flow angle for vaneless diffuser



(a)



(b)

Fig. 3.4 (a) Hub to shroud axial velocity and, (b) Hub to shroud circumferential velocity distributions at impeller inlet

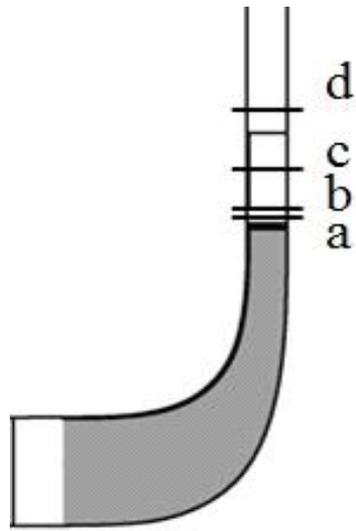
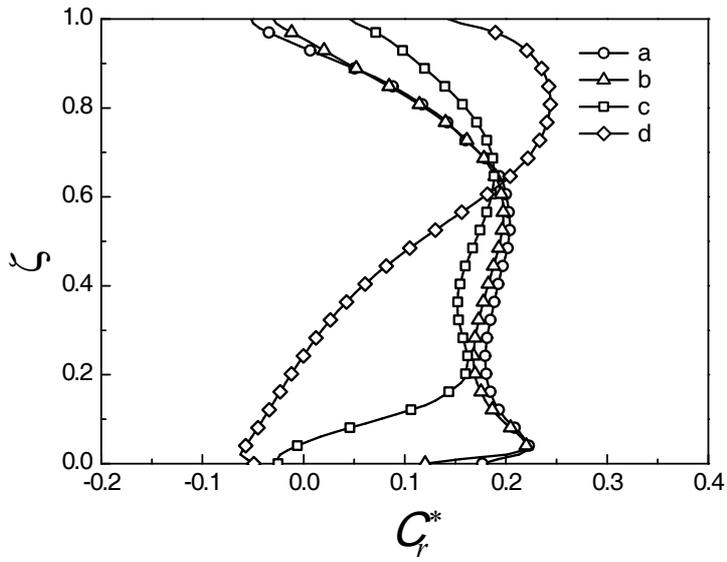
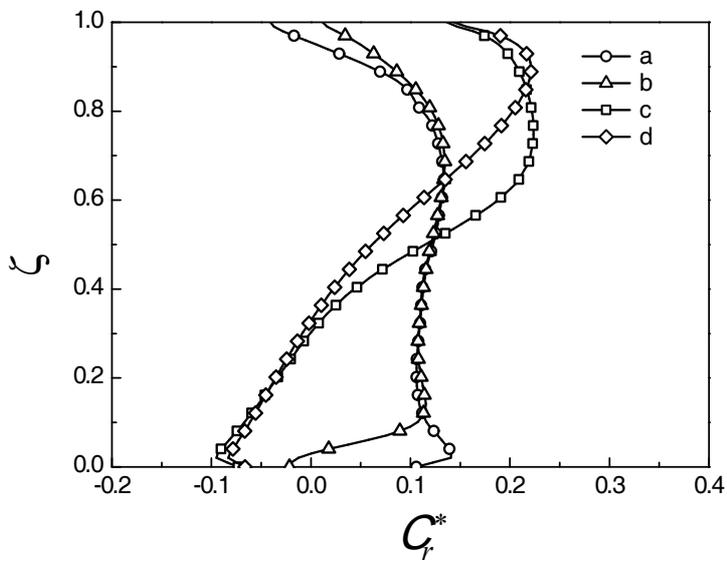


Fig. 3.5 Locations of diffuser space



(a)



(b)

Fig. 3.6 Hub to shroud radial velocity distribution along diffuser (a)  $\phi=1.0$ , (b)  $\phi=0.6875$

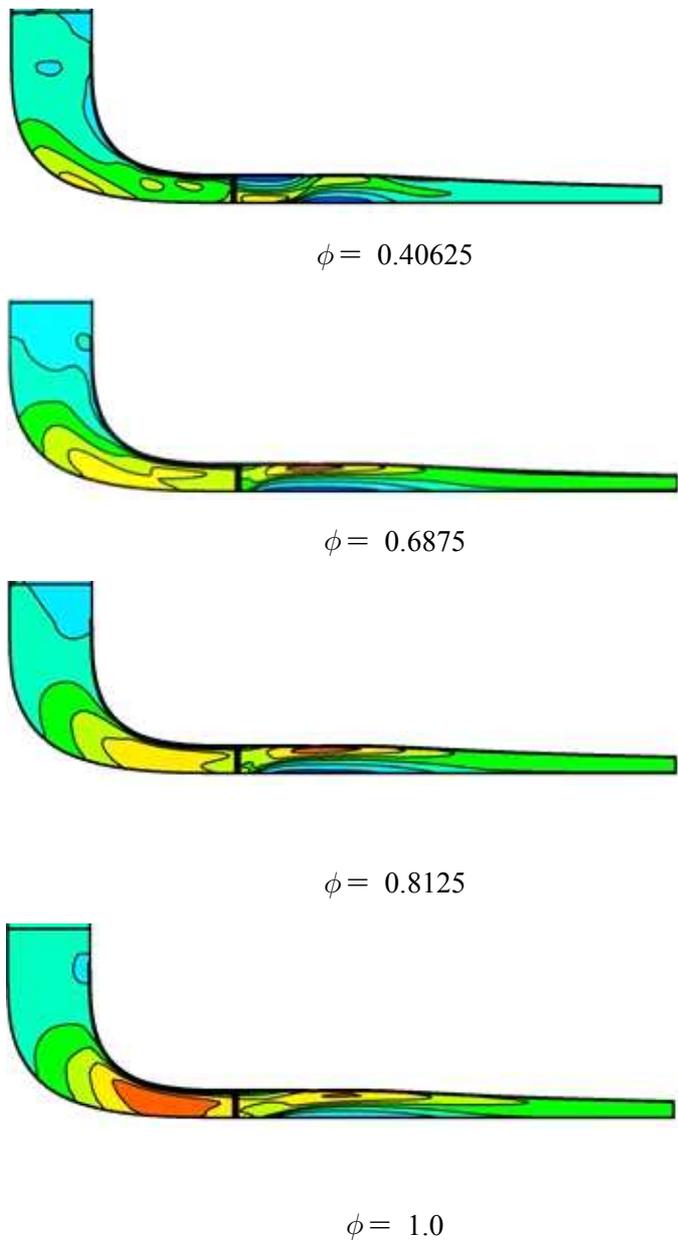


Fig. 3.7 Meridional radial velocity contour for vaneless diffuser

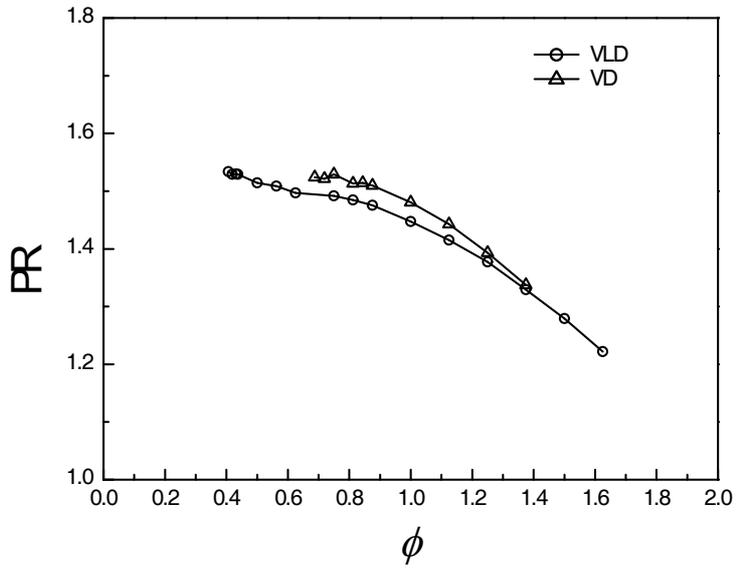


Fig. 3.8 Performance curve for vaned diffuser

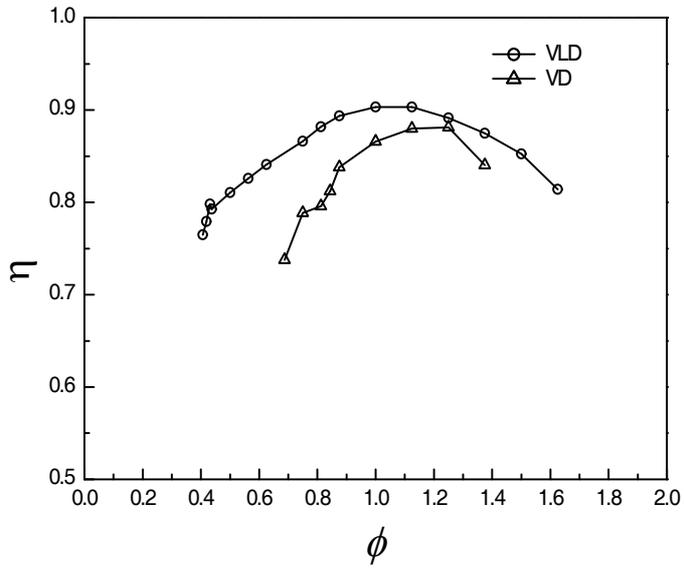
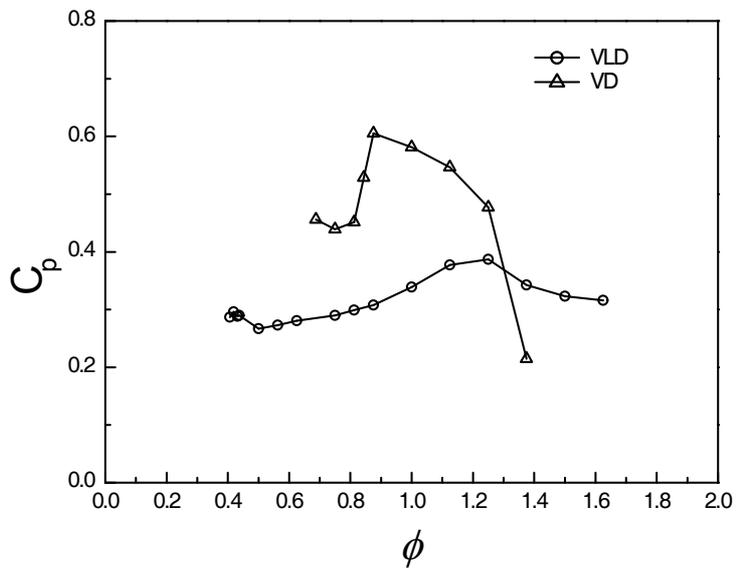
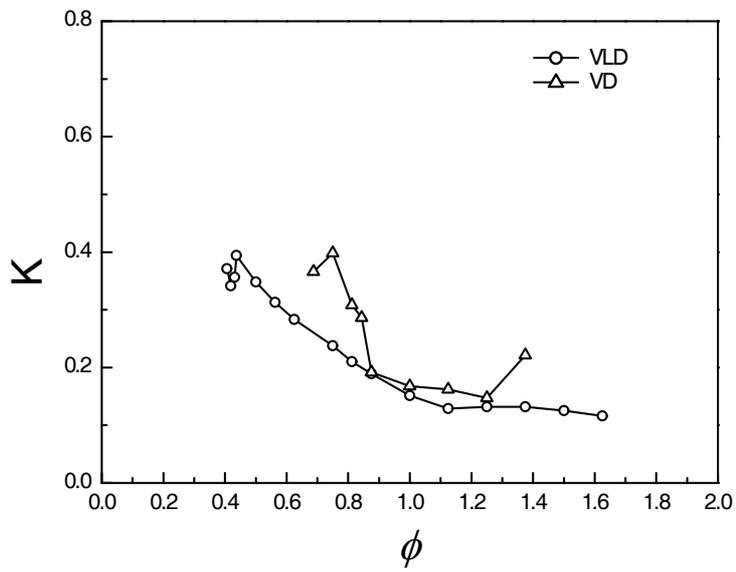


Fig. 3.9 Efficiency curve for vaned diffuser



(a)



(b)

Fig. 3.10 (a) Pressure coefficient, (b) Pressure loss coefficient

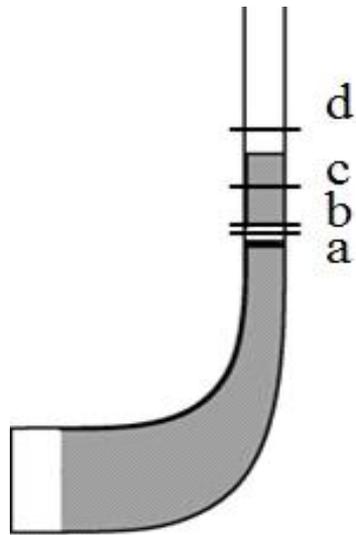
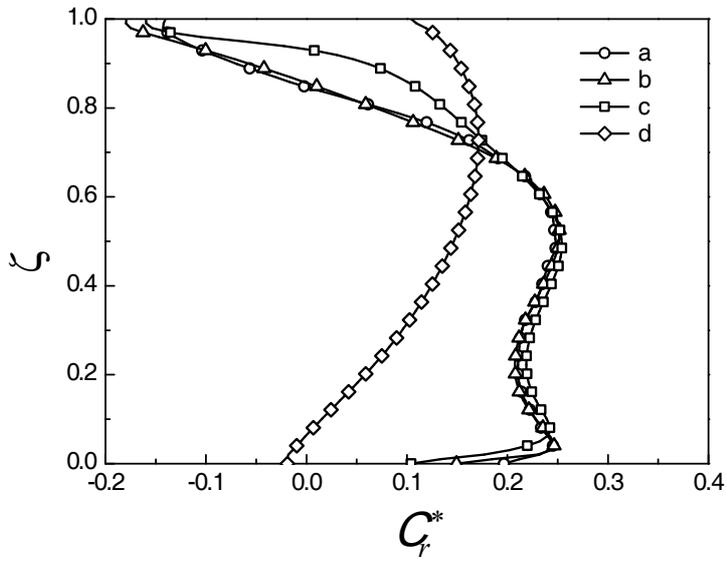
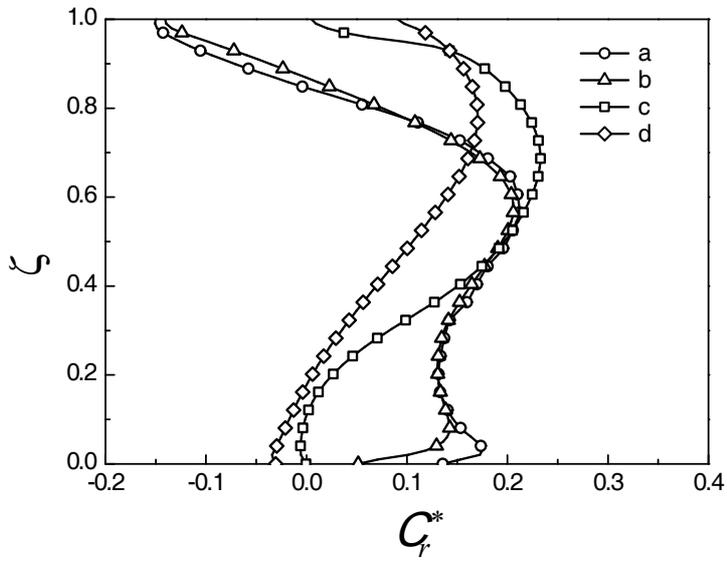


Fig. 3.11 Locations of vaned diffuser space



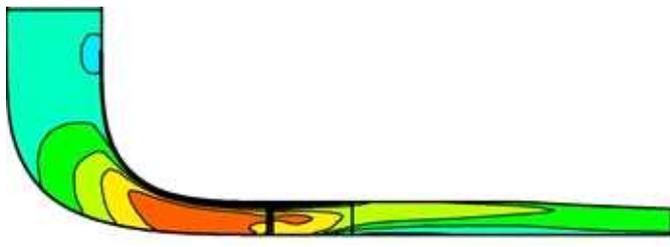
(a)



(b)

Fig. 3.12 Hub to shroud radial velocity distribution along diffuser (a)

$\phi=1.0$ , (b)  $\phi=0.6875$

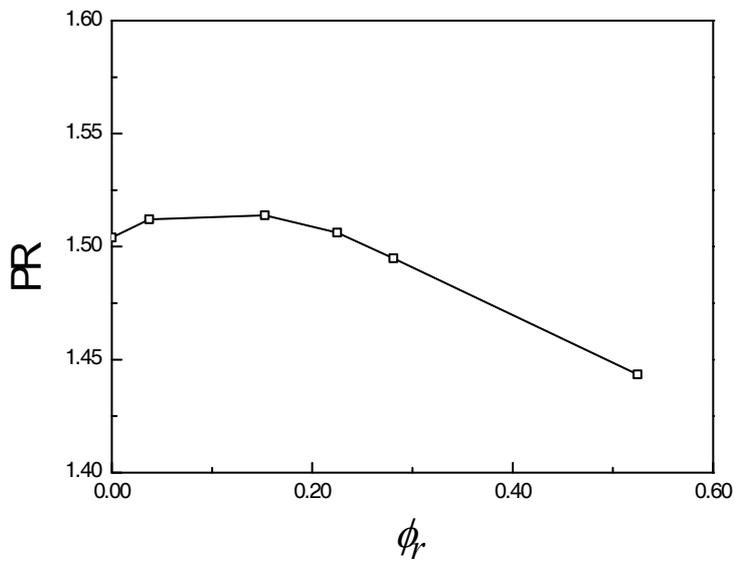


$\phi = 1.0$

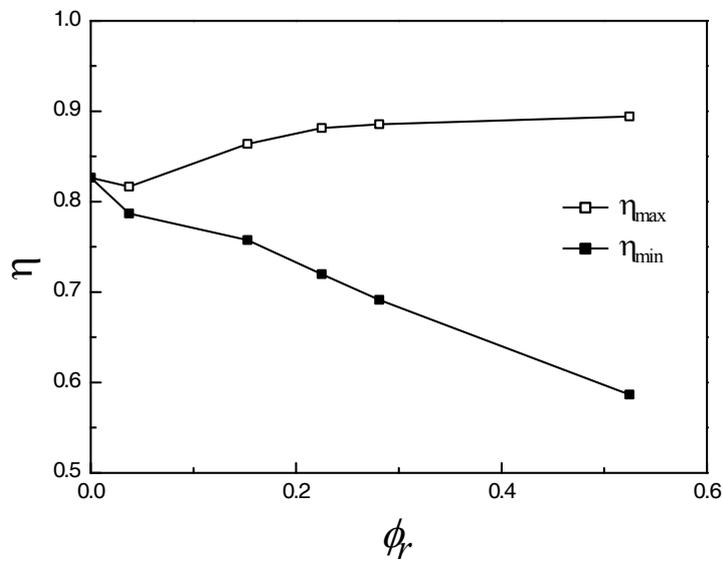


$\phi = 0.6875$

Fig. 3.13 Meridional radial velocity contour for vaned diffuser



(a)



(b)

Fig. 3.14 (a) Performance curve with different recirculation mass flow rate (b) Efficiency curve

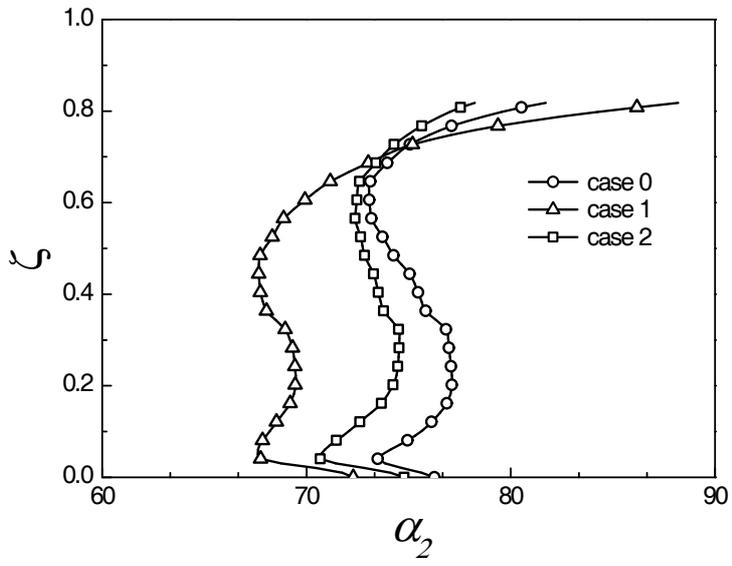


Fig. 3.15 Impeller Outlet flow angle for different 3 cases

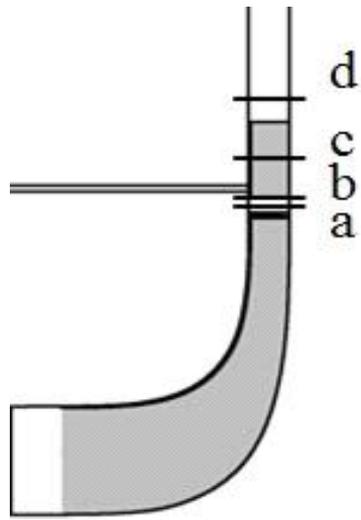
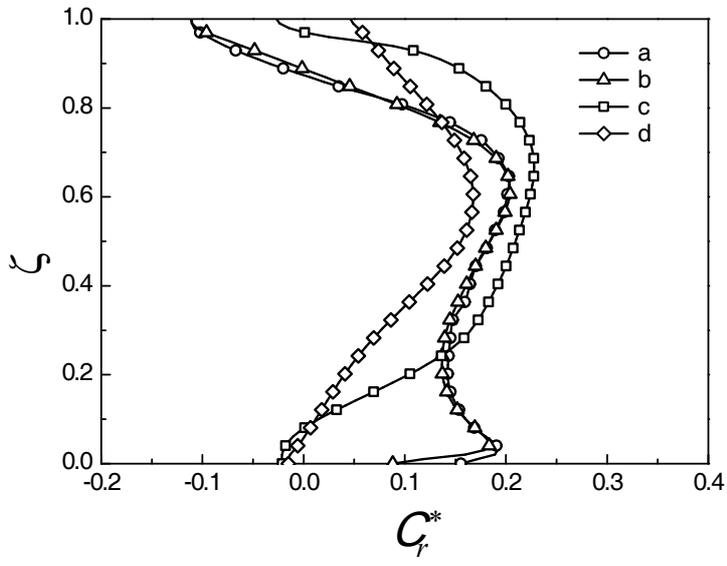
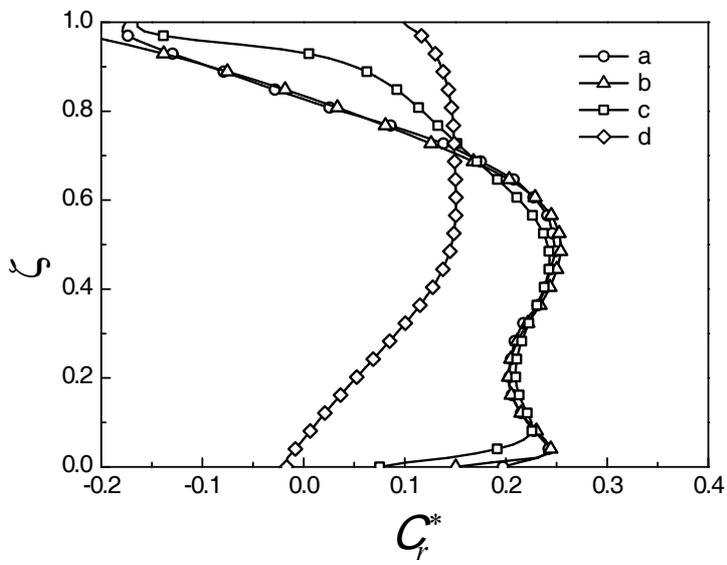


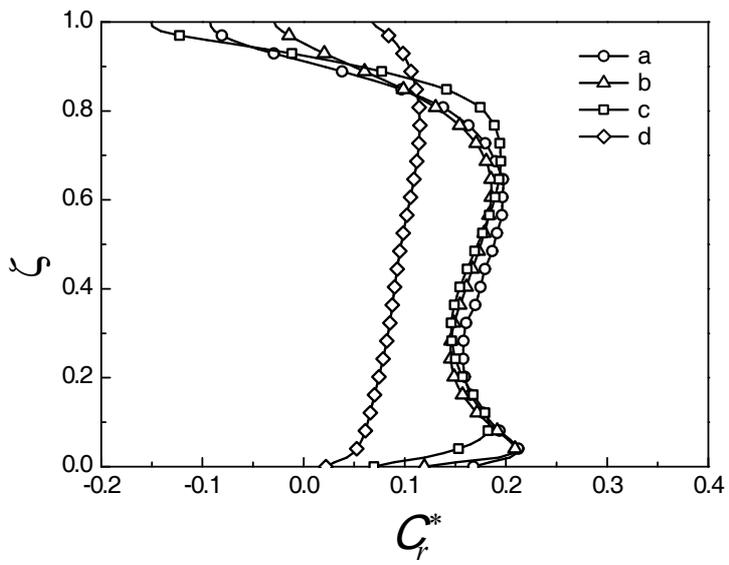
Fig. 3.16 Locations of vaned diffuser space with slot



(a)

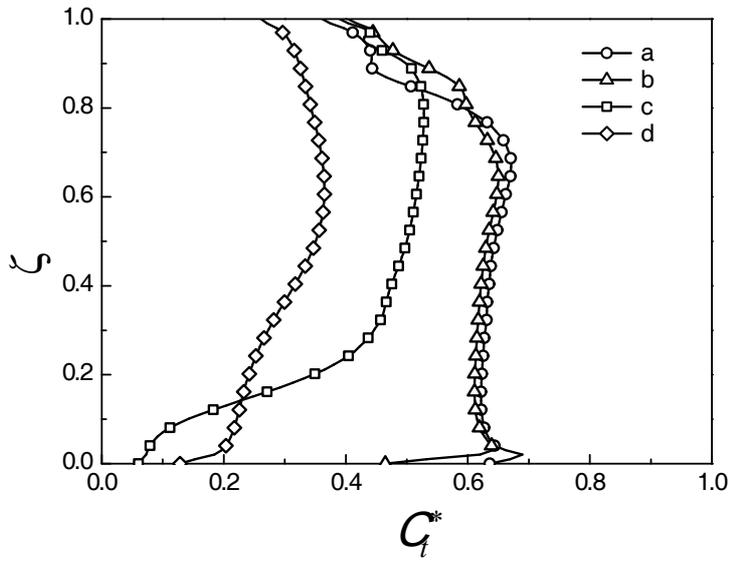


(b)

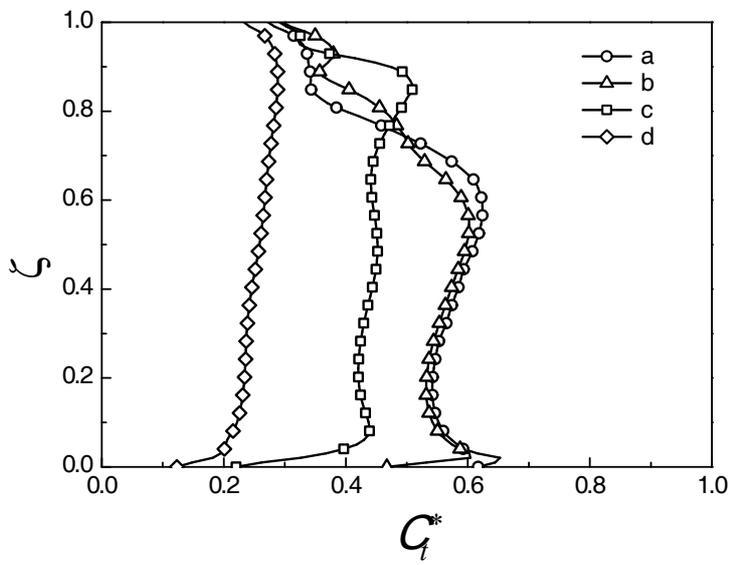


(c)

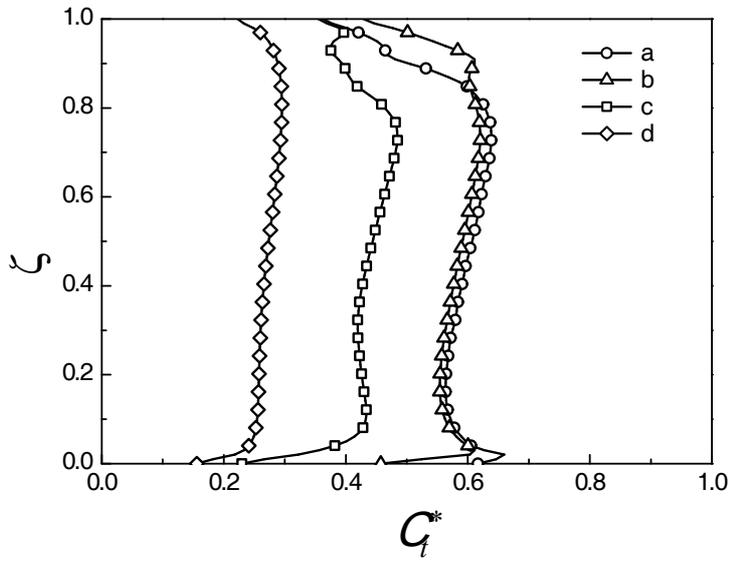
Fig. 3.17 Hub to shroud radial velocity distribution along diffuser (a) case 0, (b) case 1, (c) case 2



(a)

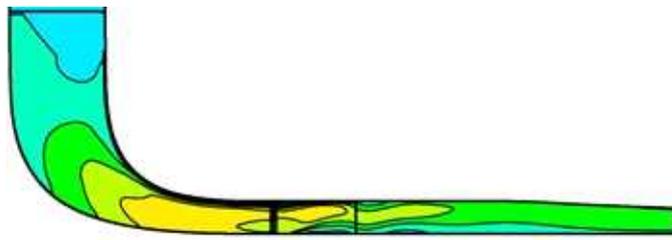


(b)

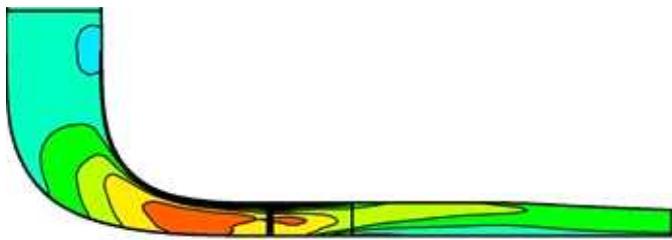


(c)

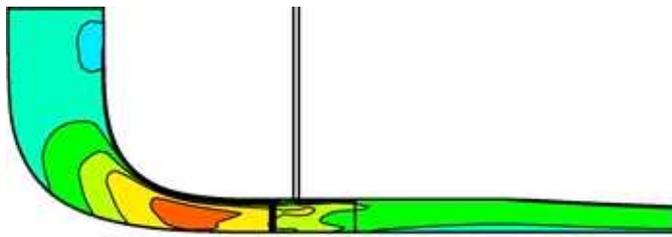
Fig. 3.18 Hub to shroud tangential velocity distribution along diffuser  
 (a) case 0, (b) case 1, (c) case 2



(a)

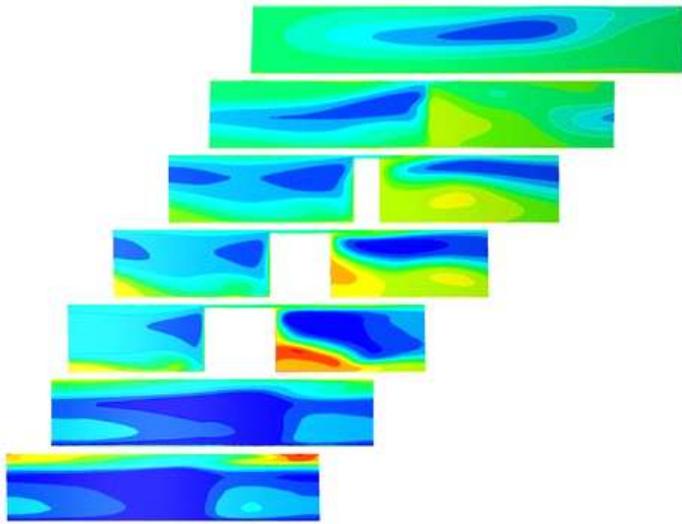


(b)

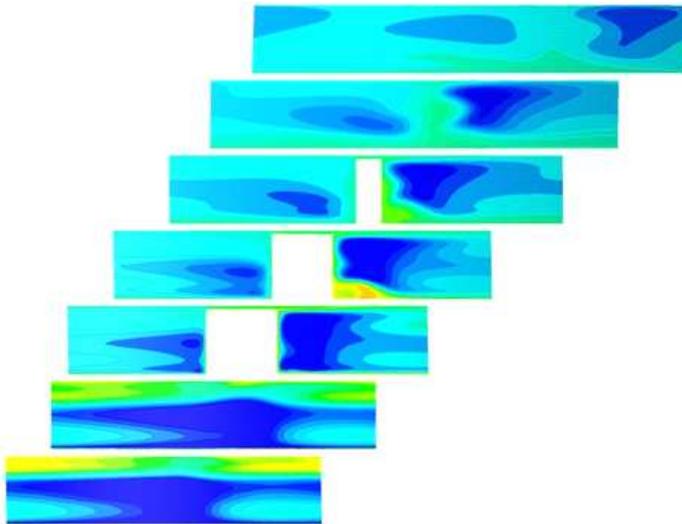


(c)

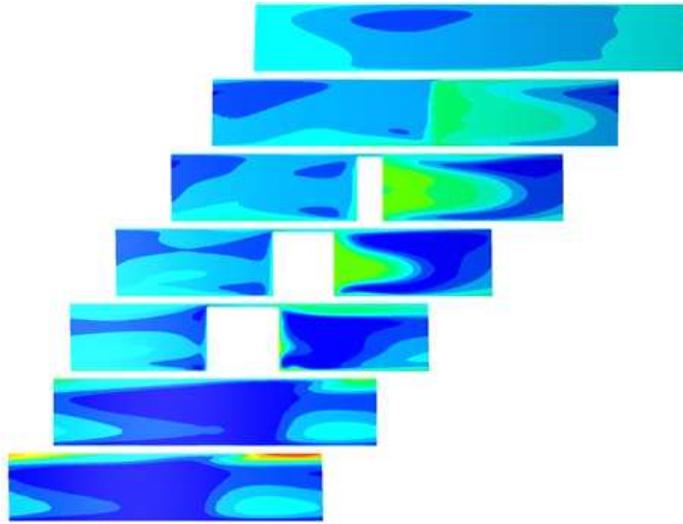
Fig. 3.19 Meridional radial velocity contour (a) case 0, (b) case 1, (c)  
case 2



(a)

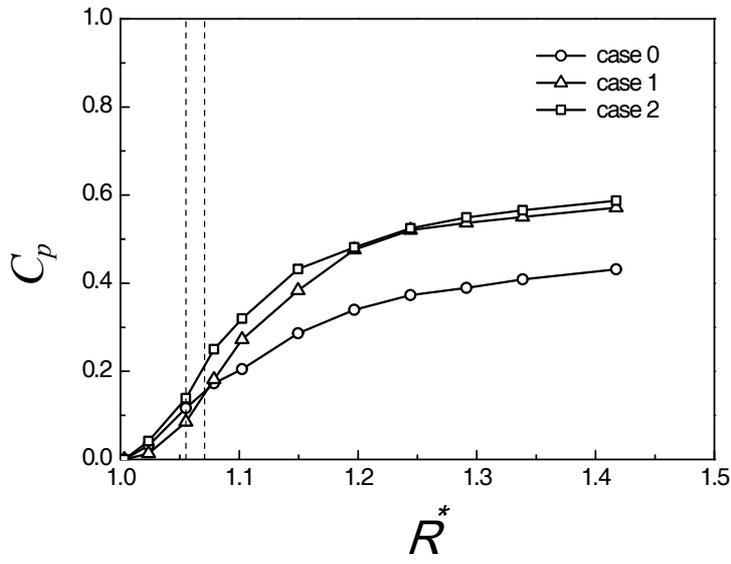


(b)

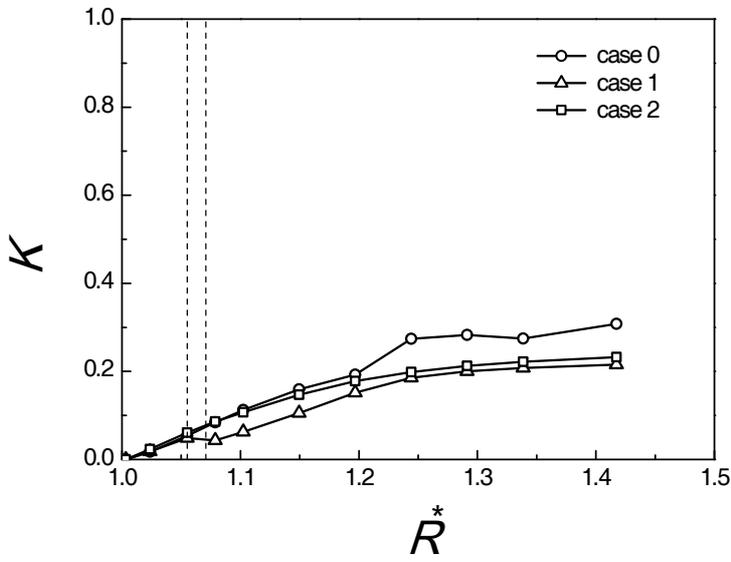


(c)

Fig. 3.20 Diffuser pressure loss coefficient contour (a) case 0, (b) case 1, (c) case 2

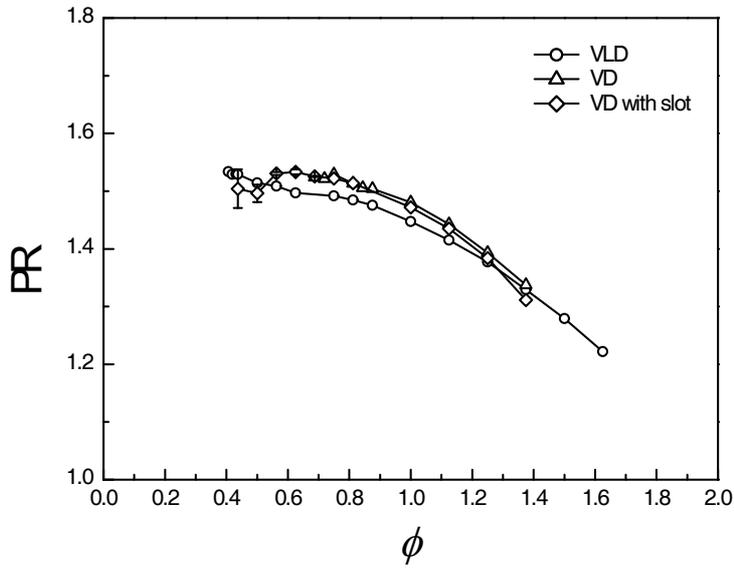


(a)

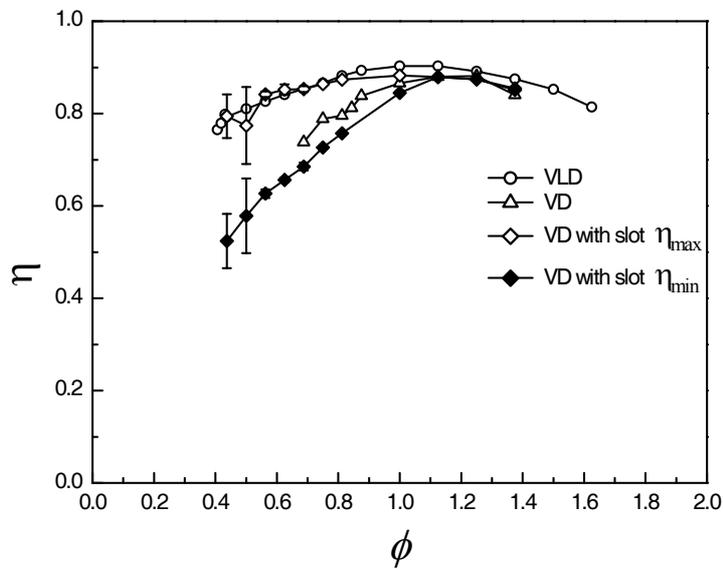


(b)

Fig. 3.21 (a) Pressure coefficient, (b) Pressure loss coefficient

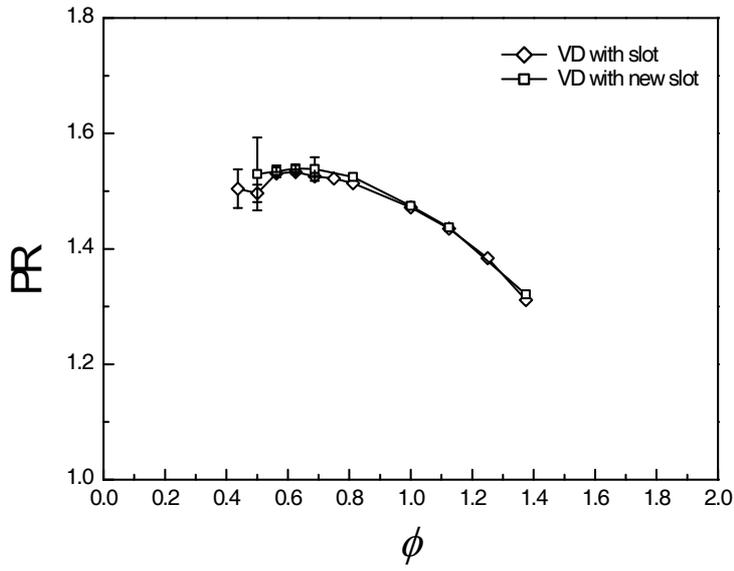


(a)

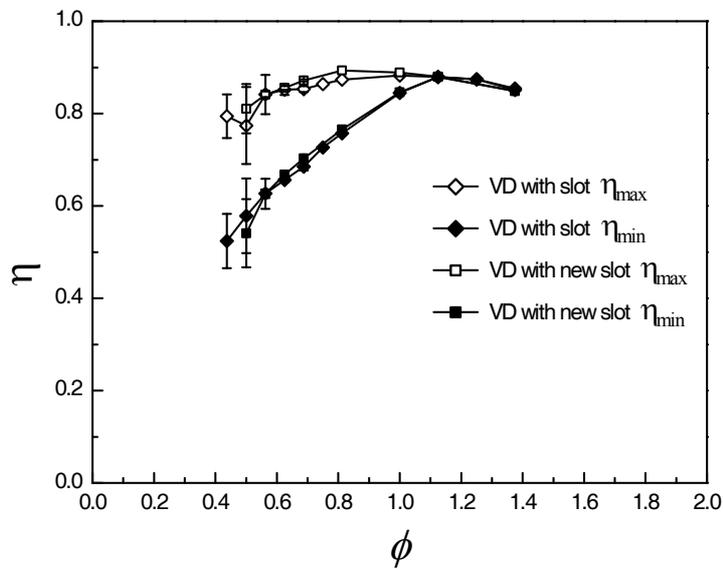


(b)

Fig. 3.22 (a) Performance curve for vaned diffuser with slot, (b) Efficiency curve for vaned diffuser with slot

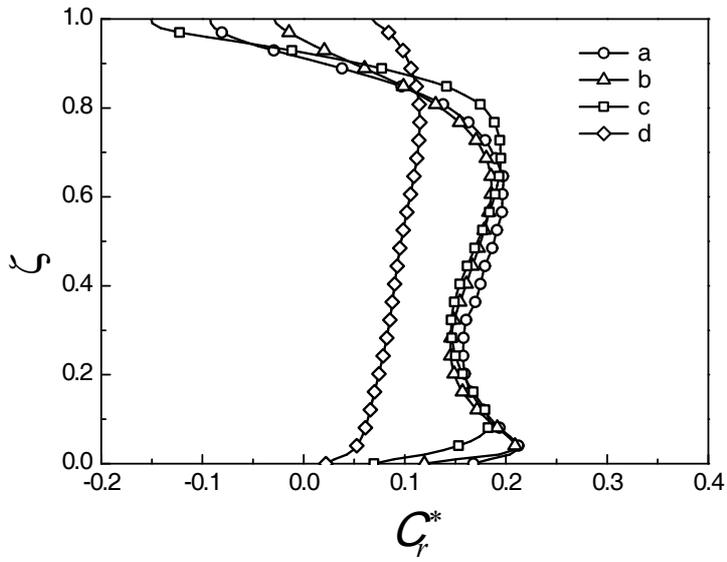


(a)

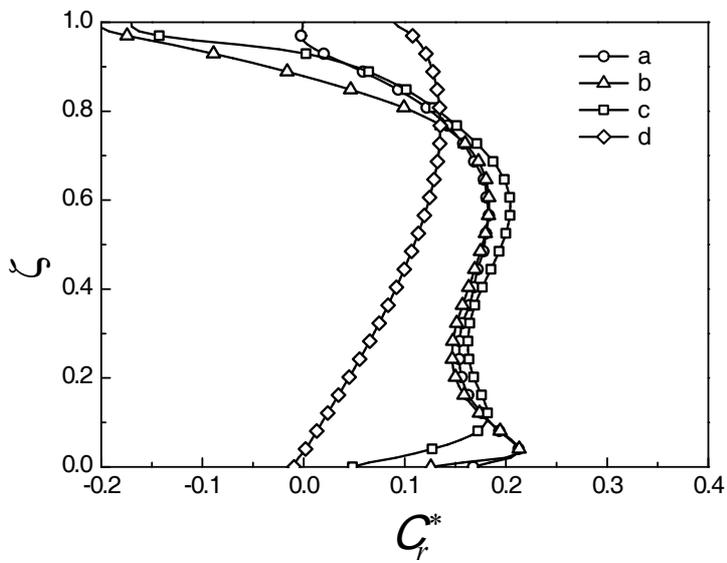


(b)

Fig. 3.23 (a) Performance curve for vaned diffuser with new slot, (b) Efficiency curve for vaned diffuser with new slot

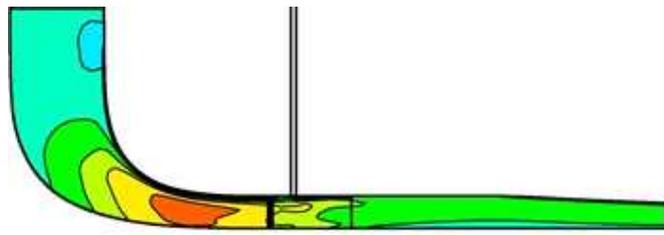


(a)

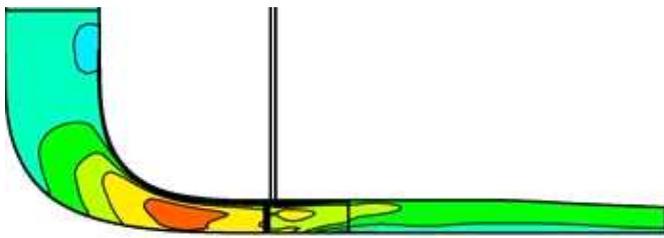


(b)

Fig. 3.24 Hub to shroud radial velocity distribution along diffuser (a) vaned diffuser with slot, (b) vaned diffuser with new slot



(a)



(b)

Fig. 3.25 Meridional radial velocity contour (a) vaned diffuser with slot,  
(b) vaned diffuser with new slot

# Stall margin improvement of centrifugal compressor with cascade vane diffuser wall

Seoul National University

School of Mechanical and Aerospace Engineering

Xu Yuxue

## Abstract

Vaned diffuser has higher pressure ratio than vaneless diffuser. Recently requirement for low solidity vaned diffuser is increasing, and many researches focus on improving compressor operating range. Operating range is one of the most important compressor performances. The main reason causing decreasing operating range is stall. Stall can happen at both impeller and diffuser. One of the solutions to solve this problem is to put slot at impeller leading edge. At low mass flow rate, the effect of slot is to make flow stable. After all, it can improve operating range.

In this research, it considered that vane in the diffuser space and connected impeller inlet and vane diffuser inlet through slot. The flow which was sucked into slot recirculates into impeller inlet by pressure difference between impeller and diffuser. Than separation flow was also

sucked in and the incidence angle at impeller inlet and diffuser inlet could be reduced. It expects that this can control. In this study, it was verified numerically.

In numerical simulation, it did not connect impeller and vane diffuser actually. Instead, it used value of vane inlet pressure that was got from CFD and gave proper static pressure condition to slot outlet. In CFD, it could be enough to simulate the real situation. The slot was set into only diffuser, and the result was compared when slot was relocated.

As results of CFD, it showed that the slot could control stall. When set slot into vane diffuser inlet, the impeller outlet mass flow was increased by recirculation mass flow. Therefore, the impeller outlet angle was reduced which lead to decrease incidence angle. The pressure recovery coefficient got higher and the flow in diffuser space was improved. The loss by separation flow was also reduced. The results showed that the slot has positive effects to both impeller and diffuser flow. Consequently, it improved compressor operating range.

Keywords : centrifugal compressor, vaned diffuser, slot, stall,  
reverse flow, recirculation mass flow

Student Number : 2010-24060