



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

원심 압축기의 임펠러 마하수에
따른 공력성능 특성에 관한
수치해석적 연구

A Numerical Study on Aerodynamic
Performance by the Blade Mach Number
of the Centrifugal Compressor

2015년 2월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

허원석

원심 압축기의 임펠러 마하수에
따른 공력성능 특성에 관한
수치해석적 연구

A Numerical Study on Aerodynamic
Performance by the Blade Mach Number
of the Centrifugal Compressor

지도교수 강 신 형

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2014년 12월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

허 원 석

허원석의 공학석사 학위논문을 인준함

2015년 2월

위 원 장

송 성 진

부위원장

강 신 형

위 원

박 형 민



원심 압축기의 임펠러 마하수에 따른 공력성능 특성에 관한 수치해석적 연구

서울대학교 대학원

기계항공공학부

허원석

요약

원심 압축기는 일반적으로 흡입된 유체에 회전운동으로 운동에너지를 가하는 임펠러와 고속의 운동에너지를 압력으로 변환하는 디퓨저, 그리고 디퓨저에서 나온 고압의 유체를 다른 장치로 전달하는 볼루트로 구성되어 있다. 원심 압축기 각 요소별 내부유동 굉장히 복잡한 3차원 난류유동이기 때문에 압축기의 성능을 정확히 예측하고 설계하는 방법에 대해 많은 연구가 진행되어 왔다. 전통적으로는 실험을 하여 원심압축기의 성능을 예측하였고, 최근에 들어서는 컴퓨터의 성능 향상에 따라 수치계산을 이용하는 방법이 널리 사용되고 있다.

본 연구에서는 산업용 원심 압축기에 대해 상용 수치해석 프로그램을 이용하여 3차원 유동해석을 수행하였다. 난류 유동의 해석에 있어서는 표준 $k-\epsilon$ RANS 난류모델을 사용하였고, 각각 경계면 조건과 계산 영역을 달리한 계산 결과를 시험 결과와 비교하여 수치해석의 타당성을 검증하였다.

원심 압축기의 공력성능 특성을 분석하고 설계 및 성능예측을 위해 여러 임펠러 날개 회전속도 마하수에 따른 가능한 서징 부근 유량부터

초킹 유량까지 전 유량 걸쳐 수치계산을 수행하였다. 계산된 결과를 분석하여 설계 및 성능예측에 적용할 수 있는 여러 가지 변수에 대하여 고찰하였고, 압축기 내부의 각 요소별 유동특성과 공력성능 특성에 대한 해석 방법을 제시하였다. 특히 압축기가 서징 유량 근처와 최대 효율을 갖는 유량, 베인에 유동박리가 발생하기 시작하는 유량, 초킹 유량 등에서 작동될 때 임펠러에서 운동량의 전달과 손실특성, 디퓨저의 압력회복 및 손실 특성에 주 관심을 두었다.

임펠러 내부에서의 초킹이 전 유량에 걸쳐 성능 저하를 가져오는 가장 주요한 원인중 하나임을 밝히고 초킹 유량 근처에서의 압력손실과 운동량 전달의 특성을 파악하였다. 또한 임펠러 날개 회전속도 마하수를 구분하여 초킹 발생 전후에 따른 임펠러 내부유동 해석과 손실특성에 대한 방법을 제시하였다. 특히 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)로 작동되는 압축기에 유량을 늘릴 경우 임펠러 목 날개 끝(Tip)부근에서 초킹이 발생하기 시작함에 따라 임펠러 출구에서의 유동각이 감소되는 원인을 확인하였다.

임펠러 출구를 빠져 나온 유동의 특성에 따라 베인 디퓨저에 미치는 영향으로 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 대하여 알아보았다. 특히 본 연구에서 사용된 베인 디퓨저의 최소 손실 조건과 유동박리 발생 조건에 대하여 분석하였다. 이에 따라 베인 압력면에서의 유동박리가 큰 와류로 발달하여 디퓨저의 압력회복 및 손실특성에 가장 큰 영향을 주는 것을 확인하였다. 앞서 임펠러는 회전속도를 구분하여 내부유동 해석과 손실 특성을 파악하였으나 모든 회전속도에서 디퓨저의 성능을 감소시키는 원인으로서는 임펠러 내부에서의 초킹보다 디퓨저 내부의 유동박리가 가장 지배적이기 때문에 베인 압력면에서의 유동박리 발생 전후를 구분하여 공력성능과 손실특성을 분석하였다.

특성 있는 몇 가지 유량계수들을 따라 임펠러 날개 회전속도 마하수

변화에 대한 성능특성을 파악하여 원심 압축기 설계 및 성능 예측을 위한 해석 방법을 제시하였고, 디퓨저 베인 흡입면에서의 실속이 압축기 서지현상을 이끄는 주요한 원인을 확인하였다.

주요어 : 박리, 베인 디퓨저, 서지, 원심 압축기, 일 계수, 임펠러 날개
회전속도 마하수, 질식, 최대 효율

학 번 : 2013-20725

목 차

요 약	i
목 차	iv
List of Tables	vi
List of Figures	vii
Nomenclature	xi
1. 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 내용 및 목적	3
2. 연구 대상 및 방법	4
2.1 수치해석 모델	4
2.2 수치해석 조건 및 격자	5
2.3 공력성능 해석 관계식 및 무차원 변수	7
3. 수치해석 결과 검증	18
3.1 경계면 조건에 따른 결과 비교	18
3.2 계산 영역에 따른 결과 비교	19
3.3 시험 결과 비교	20

4. 해석 결과	24
4.1 압축기 전체 성능 특성	24
4.2 유량계수(ϕ) 변화에 따른 성능 특성	26
4.2.1 임펠러 내부 유동해석	26
4.2.1.1 일정한 회전속도($M_u=1.10$) 유동 특성	26
4.2.1.2 다양한 회전속도($M_u=0.03\sim 1.15$) 유동 특성	29
4.2.2 베인 디퓨저 내부 유동해석	33
4.2.2.1 디퓨저 유입 유동 특성	33
4.2.2.2 임펠러 초킹 및 베인 압력면 박리의 영향	35
4.3 임펠러 마하수(M_u) 변화에 따른 성능 특성	38
4.3.1 설계 유량계수($\phi_d=0.132$)와 최대 효율 유량계수(ϕ_p)	38
4.3.1.1 임펠러 내부 유동 특성	38
4.3.1.2 베인 디퓨저 내부 유동 특성	42
4.3.2 서지 부근 유량계수(ϕ_s)	45
5. 결론	81
참고문헌	83
부록 A	85
Abstract	88

List of Tables

Table 2.1 CFD conditions.

List of Figures

- Fig. 2.1 Three dimensional view of the centrifugal compressor.
- Fig. 2.2 Three dimensional views of the impeller and vane diffuser:
(a) Top view; (b) Side view.
- Fig. 2.3 Grid for single passage of the compressor.
- Fig. 2.4 Surface view of grid of the volute.
- Fig. 2.5 Schematic diagram of the centrifugal compressor.
- Fig. 2.6 Velocity diagram at the impeller exit.
-
- Fig. 3.1 Total Pressure along Stream-wise location.
- Fig. 3.2 Radial Velocity on mid-span of the impeller and diffuser:
(a) 0 pitch; (b) 1/4 pitch.
- Fig. 3.3 Performance curve at the impeller exit and diffuser exit by Single and Full passage calculations.
- Fig. 3.4 Static entropy contour on 0.9span of the impeller and diffuser:
(a) Single passage; (b) Full passage.
- Fig. 3.5 Comparing performance results of the test and those of CFD simulations.
-
- Fig. 4.1 Performance map for variations of corrected mass flow rate and various blade Mach number.
- Fig. 4.2 Performance curve at the volute exit: (a) Head coefficient;
(b) Isentropic efficiency.
- Fig. 4.3 Relative inlet flow angle and inlet blade angle of impeller ($M_u=1.10$).

- Fig. 4.4 Relative Mach number contour in impeller($M_u=1.10$).
- Fig. 4.5 Relative Mach number contour on impeller 0.9span($M_u=1.10$).
- Fig. 4.6 Pressure drop based on rothalpy($M_u=1.10$).
- Fig. 4.7 Variations of tendency of mass flow rate with span($M_u=1.10$):
(a) 1.8 location of impeller; (b) Impeller exit(2 location).
- Fig. 4.8 Velocity distributions of impeller downstream($M_u=1.10$).
- Fig. 4.9 Absolute flow angle of impeller exit($M_u=1.10$).
- Fig. 4.10 Choking in the impeller($M_u=1.10$, $\phi_{l.c.}=0.149$): (a) Relative Mach number contour on impeller tip(0.9span); (b) Pressure contour on impeller tip(0.9span).
- Fig. 4.11 Mach number and pressure contour on the impeller exit ($M_u=1.10$, $\phi_{l.c.}=0.149$): (a) Mach number contour on impeller exit; (b) Pressure contour on impeller exit.
- Fig. 4.12 Distributions of relative inlet tip Mach number and flow angle with various blade Mach numbers.
- Fig. 4.13 Work coefficient variations with flow coefficient for various M_u :
(a) Flow coefficient; (b) Flow coefficient at the impeller exit.
- Fig. 4.14 Non-dimensional velocity components at impeller exit.
- Fig. 4.15 Deviation angle distributions of the impeller.
- Fig. 4.16 Non-dimensional slip velocity variation.
- Fig. 4.17 Slip factor variations.
- Fig. 4.18 Performance map at the impeller exit: (a) Head coefficient;
(b) Isentropic efficiency.
- Fig. 4.19 Polytropic efficiency variations of the impeller for various M_u :
(a) Flow coefficient; (b) Relative inlet tip flow angle.
- Fig. 4.20 Absolute outlet flow angle of the impeller for various M_u .

- Fig. 4.21 Variations of non-dimensional velocity: (a) Flow coefficient;
(b) Outlet flow angle of the impeller.
- Fig. 4.22 Streamline of separation on pressure surface of the diffuser vane
($M_u=1.10$, $\phi=0.157$).
- Fig. 4.23 Performance map at the diffuser exit: (a) Head coefficient;
(b) Isentropic efficiency
- Fig. 4.24 Isentropic efficiency at the diffuser exit as: (a) Low; (b) High
Blade Mach number.
- Fig. 4.25 Isentropic efficiency at the diffuser exit with outlet flow angle
of the impeller.
- Fig. 4.26 Static pressure recovery and loss coefficient of the diffuser:
(a) Flow coefficient; (b) Impeller exit flow angle.
- Fig. 4.27 Relation of the diffuser performance with separation on vane:
(a) Static pressure recovery coefficient; (b) Loss coefficient
- Fig. 4.28 Variations of turning angle of the diffuser.
- Fig. 4.29 Flow coefficient of peak efficiency and design with M_u .
- Fig. 4.30 Variation of work coefficient with M_u for flow coefficients of
peak efficiency and design.
- Fig. 4.31 Non-dimensional velocity at the impeller exit with M_u for flow
coefficients of peak efficiency and design.
- Fig. 4.32 Deviation angle of the impeller with M_u for flow coefficients
of peak efficiency and design.
- Fig. 4.33 Non-dimensional slip velocity with M_u for flow coefficients of
peak efficiency and design.
- Fig. 4.34 Slip factor with M_u for flow coefficients of peak efficiency and
design.

- Fig. 4.35 Performance map at the impeller, diffuser, and volute exit, respectively with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design: (a) Head coefficient; (b) Isentropic efficiency.
- Fig. 4.36 Variations of polytropic efficiency of the impeller for flow coefficients of peak efficiency and design: (a) Blade Mach number; (b) Relative inlet tip flow angle.
- Fig. 4.37 Absolute outlet flow angle of the impeller with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.
- Fig. 4.38 Variations of polytropic efficiency of the diffuser for flow coefficients of peak efficiency and design: (a) Blade Mach number; (b) Impeller exit flow angle.
- Fig. 4.39 Variations of static pressure recovery and loss coefficient of the diffuser for flow coefficients of peak efficiency and design: (a) Blade Mach number; (b) Impeller exit flow angle.
- Fig. 4.40 Relative inlet tip flow angle with corrected mass flow rate.
- Fig. 4.41 Absolute outlet flow angle of the impeller with corrected mass flow rate.
- Fig. 4.42 Streamline at surge ($M_u=0.30$, $\phi_s=0.072$): (a) Streamline of the impeller; (b) Streamline of the diffuser.
-
- Fig. A.1 Variations of inlet Mach number as inlet flow angle of the diffuser.
- Fig. A.2 Choking in the diffuser($M_u=1.10$, $\phi_{D.C.}=0.159$): (a) Mach number contour on the diffuser midspan; (b) Pressure contour on the diffuser midspan.

Nomenclature

Roman Symbols

A	Cross sectional area or Flow area
AR	Area ratio
a	sonic velocity or speed of sound
b	Passage width of diffuser
C	Blade tip clearance
C_p	Static pressure recovery coefficient, Specific heat at constant pressure
C_v	Specific heat at constant volume
c	Absolute velocity
D	Diameter
h	Static enthalpy
h_T	Rothalpy(rotational total enthalpy)
I	Rothalpy(rotational total enthalpy)
i	Incidence angle
K	Loss coefficient
l	Blade chord length
Ma	Mach number
M_u	Blade Mach number or Tip-speed Mach number
m	Mass
N	Rotational speed or Shaft speed
PR	Total pressure ratio
p	Static pressure

p_T	Pressure based on rothalpy (rotational total pressure)
R	Ideal gas constant
Re	Reynolds number
r	Radius
s	Blade pitch, Specific entropy
T	Static temperature
t	Blade thickness
U	Blade speed
w	Relative velocity
Z	Number of blades or vanes

Greek Symbols

α	Absolute flow angle
β	Relative flow angle
γ	Ratio of specific heats, C_p/C_v
Δ	Difference
δ	Deviation angle
ϵ	Turning angle or Deflection angle
η_e	Isentropic efficiency
η_{ie}	Polytropic efficiency
θ	Blade camber angle
λ	Swirl ratio
μ	Dynamic viscosity
ν	Kinematic viscosity
ξ	Blade stagger angle, Nondimensional radius or Span

ρ	Density
σ	Slip factor, Solidity
ϕ	Flow coefficient
ψ	Loading coefficient or Pressure coefficient
ψ_0	Work coefficient
Ω	Speed of rotation (rad/s)
ω	Vorticity

Subscripts

0	Stagnation condition
1	Impeller inlet
1.1	Impeller leading edge
2	Impeller outlet
3	Diffuser leading edge
4	Diffuser trailing edge
5	Diffuser outlet
8	Volute outlet
b	Impeller blade
$D.C.$	Diffuser choking
d	Design value
e	Exit
h	Hub
$I.C.$	Impeller choking
i	Inlet
m	Meridional
N	Rotational speed or Shaft speed

p	Constant pressure, peak efficiency
r	Radial
ref	Reference state or station
rel	Relative to rotating coordinates
s	Isentropic, Shroud, Slip, Surge
t	Tip
v	Constant volume, Diffuser vane
x	Axial
θ	Circumferential or Tangential

Superscripts and Overscripts

M	Mass
\bullet	Time rate of change
$-$	Average
$'$	Blade angle(as distinct from flow angle), Hypothetical

Abbreviations

$D.C.$	Diffuser choking
$I.C.$	Impeller choking
$P.S.$	Pressure surface of blade or vane
$S.S.$	Suction surface of blade or vane

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

높은 에너지를 보유한 압축 공기는 그 활용 범위가 넓고 이용 규모도 크다. 이러한 압축 공기를 양산하는 압축기 가운데 축의 회전을 통해 압축을 하는 부류를 터보 압축기라고 한다. 터보 압축기는 유동 방향에 따라 크게 축류형과 원심형으로 분류하고 그 중 원심 압축기는 원심 효과를 이용하여 유체에 에너지를 부가한다. 유동 방향이 심하게 굴절되기 때문에 비슷한 규모의 축류형보다 유량 범위가 작고 또한 비슷한 유량 범위의 축류형보다 효율도 낮다. 하지만 운전 유량 범위가 넓어 저유량 범위에서 축류형보다 안정된 운전이 가능하고 유동의 불균일이나 왜곡으로 인한 성능의 저하량이 작다. 게다가 상승되는 압력량이 현저하게 커서 고압의 압축 공기를 효과적으로 양산할 수 있으며 제작이 용이해 소형화가 가능하여 국내 상황에서 개발과 제작이 적합하다. 국내의 압축기 시장은 상당히 거대하지만 기술 수준이 다소 높지 않아 고성능, 고효율의 압축기 설계 및 제작이 꾸준히 요구되고 있다.

실제로 압축기 공력 설계는 성능 예측, 유동 해석을 바탕으로 설계 변수에 대한 많은 축적된 경험과 압축기 내부의 각 요소에 대한 유동 특성의 포괄적인 이해를 필요로 하며, 이에 필요한 기술은 축적된 데이터베이스에 근거를 두고 이루어진다. 이러한 기반 위에서 요구되는 효율, 유량, 압력비, 형상 치수 제한 조건들을 만족시키는 최적의 압축기를 얻기 위해서는 먼저 대략적인 설계가 이루어진 후 압축기의 내부 유동장과 여러 손실을 고려한 상세 설계 및 설계된 압축기에 대한 시험 평가가 선행되거나 수치계산을 통한 성능 예측이 동시에 수행되어야 한다.

예비 설계 단계에서 신뢰할만한 성능 곡선을 예측하는 것은 중요하기

때문에 여러 가지 압축기 형상과 작동점에 대해 적용할 수 있는 경험식 및 손실 모델을 찾기 위해 많은 노력이 기울여져 왔다. Denton(1993)은 터보기계 내부의 손실 성분 및 손실 모델을 정리하였고, 일반적인 접근 방법으로 Swain(2005)과 Aungier(2000), Oh et al(1997), Cumpsty(1989) 등이 1차원적 해석 방법을 제시하였으나 이는 상세한 형상 정보가 필요하고, 만족할만한 성능 곡선을 얻기 위해서는 모형 시험 평가에 대한 계수를 지속적으로 수정해야하며 경우에 따라서는 신뢰하지 못할만한 성능 곡선을 예측한다. 이를 보완하기 위해 Casey(2013) 등은 설계점에서 4가지 주요한 무차원 변수를 사용하여 기하학적 형상에 대한 정보 없이 성능 곡선을 예측하는 방법을 제시하였고, 최영석(1996)은 원심 압축기의 설계 및 성능 예측을 위한 3차원 압축성 점성 유동 해석 전용의 전산 프로그램을 개발하였다.

수치해석은 원심 압축기 뿐만 아니라 펌프나 터빈 등 일반적인 회전 유체기계 내부 유동해석을 통한 성능 예측과 유동 현상의 이해, 실험적인 연구가 힘든 영역에 대한 해석, 서지(Surge)에서 질식(Choke)까지의 유량 범위에 대한 예측 등 그 필요성이 확대되고 또한 실제로 응용되고 있다.

1.2 연구 내용 및 목적

원심 압축기의 성능 예측은 압축기의 설계과정에서나 개발된 압축기의 시스템 설계과정에서 사이징(Sizing) 등 엔지니어링 작업을 하기 위해서 필요하다. 성능예측 방법은 목적에 따라서 달라지는데 설계점의 성능 또는 제한된 범위의 속도와 유량에서 확보된 데이터를 가지고 전체맵을 예측하는 경우 성능맵은 압축기의 엔지니어링 작업과정에서 이용된다. 압축기의 설계과정에서나 설계 후 성능을 예측하기 위해서는 주로 1차원 모델을 도입하여 성능을 예측한다. 또 설계가 이루어진 후에는 모든 요소를 포함하는 압축기의 내부유동을 3차원 수치해석을 수행하여 평가하고 이를 바탕으로 성능을 예측하여 설계를 평가하게 된다. 어느 경우이거나 압축기 내부 유동 특성을 이해하고 필요한 데이터를 확보하여 성능 예측 과정에서 활용하여야 예측의 불확실성이 작아진다. 이러한 데이터는 3차원 유동해석과 실험을 통해서 구해진다. 정확도가 높은 예측이 이루어져야 압축기의 설계가 성공적으로 수행되며, 이것이 엔지니어링 기술 수준의 핵심이 된다.

본 연구에서는 특정 산업용 원심 압축기에 대해 3차원 유동해석을 수행하여 내부유동을 이해하고, 성능예측 및 신뢰성 향상을 위한 데이터베이스를 구축하여 공력 성능과 유동 특성을 평가하고자 한다. 압축기 임펠러 회전수와 유량계수를 변화시키면서 수치해석을 수행하였다. 특히 압축기가 설계점, 서징 유량 근처, 초킹 유량 근처에서 작동될 때 임펠러에서 운동량의 전달과 손실특성, 디퓨저의 압력회복 및 손실 특성에 주 관심을 두었다.

제 2 장 연구 대상 및 방법

2.1 수치해석 모델

본 연구에 사용된 원심 압축기는 산업용 공기 압축기로서 설계 회전 속도 12,516 RPM, 설계 유량 12.802 kg/s이며 자세한 사양은 연구 보안상의 이유로 밝힐 수 없어 생략하도록 한다. Fig. 2.1과 같이 출구 지름 0.57 m의 임펠러와 출구 지름 0.84 m의 디퓨저, 그 뒤를 이어 볼류트로 구성되어 있다. Fig. 2.2에서 보듯이 임펠러는 동일한 팁 간극(Tip clearance)을 갖는 16개의 날개로 이루어져 있고 디퓨저에는 9개의 베인(Vane)이 장착되어 있다.

2.2 수치해석 조건 및 격자

수치해석 방법에 대한 주요 내용을 Table. 2.1에 나타내었다. 전산해석은 상용 프로그램인 Ansys CFX 11.0을 사용하였으며, 임펠러와 디퓨저의 격자는 Turbo Grid를, 볼류트는 ICEM을 이용하여 육면체 격자로 구성하였다. 임펠러와 디퓨저 그리고 볼류트의 격자 형상을 Fig. 2.3과 2.4에 나타내었다. 단일 유로 해석을 위해 원주 방향 주기 조건을 적용하고 무차원 거리(y^+)가 30-200의 영역에 첫 번째 격자가 위치되도록 격자계를 설정하였으며, 임펠러 입구와 디퓨저 출구에 각각 더미(Dummy)를 붙여 총 12만개의 격자를 사용하였다. 전체 유로(Full passage) 해석을 위해서는 임펠러와 디퓨저, 볼류트를 해석 도메인으로 사용하였고 마찬가지로 임펠러 입구와 볼류트 출구에 각각 더미를 붙여 총 220만개의 격자를 사용하였다. 여기서 단일 유로 및 전체 유로 영역 모두 격자수준을 달리한 세 가지 모델의 비교를 통해 가장 경제적이고 계산 결과가 다르지 않은 모델의 격자수로 결정하였다.

터보기계 내부의 3차원 난류 유동은 유선곡률과 회전, 심한 압력구배, 유동박리, 압축성효과 그리고 난류의 비등방성 등으로 인하여 매우 복잡한 유동 특성을 가지고 있고 이렇게 유동이 매우 복잡한 압축기 벽 근처 지역(Near wall region)에서는 매우 조밀한 격자가 필요하다. 완전 발달된 난류 유동의 경우 벽 근처에서 무차원화된 거리와 무차원화된 속도가 항상 일정한 관계를 갖는 벽법칙을 따른다고 알려져 있기 때문에 벽함수(Wall function)를 사용하여 격자수를 줄여 계산시간을 단축할 수 있다. 이렇게 표준 $k-\epsilon$ RANS 난류 모델은 벽 근처 지역을 연결시켜주는 충분히 일반성을 가진 벽함수를 사용하기 때문에 이러한 비 경제성을 보완해 줄 수 있다. 벽법칙의 관계식은 압력구배가 없는 1차원 유동(Couette flow)으로부터 얻어진 결과로써, 경계층의 박리(Separation)나

정체 구역에서는 정확한 예측이 쉽지는 않지만 일반적인 경우에 있어서 대체로 합리적인 결과를 보여준다.

입구 경계조건(Boundary condition)은 압축성과 비압축성 유동에 따라 다른데 hyperbolic type을 지배방정식으로 하는 압축성 유동의 경우와 달리 지배방정식이 elliptic type인 비압축성 유동의 경우는 입구에서의 속도, 압력, 온도, 밀도 등 모든 변수를 경계조건으로 설정해줘야한다. 또한 아음속 입구 조건인 경우 주로 입구에서의 전압, 전온도 및 유동각도를 결정해주고 속도는 계산도메인 내부에서 외삽하여 결정된다. 반면 초음속 입구 조건인 경우는 모든 값들이 상류에서의 정보를 필요로 하므로 비압축성 유동과 마찬가지로 입구에서 모든 값들을 정해주어야 한다.

출구 경계조건은 비압축성 유동해석시 단순히 내부에서의 값을 외삽하는 조건을 사용하지만 압축성 유동해석시에는 출구의 조건이 아음속일 경우 정압 혹은 질량유량을 설정하고 나머지 성분들을 외삽하며, 초음속일 경우 비압축성과 마찬가지로 특별한 조건없이 변수들은 내부 값에서 외삽하여 결정된다.

본 연구에서는 입구 마하수 약 0.2부터 0.9까지 넓은 영역을 다루기 때문에 입출구 모두 압축성 유동으로 계산하였으며, 입구에서 유입된 아음속 유동이 목에서 음속조건에 도달하지만 출구에서 다시 아음속 유동이 되어 나오기 때문에 입출구 모두 아음속 유동으로 간주하였다. 따라서 입구 경계조건으로는 전온도와 전압력, 유동각을, 출구 경계조건으로는 유량을 주었다.

또한 압축기 내부 각 요소의 경계는 물성치를 원주방향으로 평균하여 다음 도메인으로 결과를 넘기는 Mixing Plane과 원주방향 평균을 취하지 않고 그대로 다음 도메인으로 넘기는 방식인 Frozen rotor를 사용하여 정상상태로 계산을 수행하였다.

2.3 공력성능 해석 관계식 및 무차원 변수

이 절에서는 원심 압축기 공력성능 특성을 분석할 무차원 변수와 관계식 그리고 정의를 나타내었다. 식에서 나타내는 첨자는 원심 압축기의 각 위치를 나타내며 Fig. 2.5에 표기하였다.

기준 온도와 압력으로 무차원화 한 수정된 온도(Corrected temperature)와 압력(Corrected pressure)의 비를 질량유량에 곱해 수정된 질량유량(Corrected mass flow rate)을 사용했으며, 무차원 변수로는 유량계수와 임펠러 출구 유량계수를 사용하여 다음과 같이 정의한다.

$$\theta = \frac{T_{00}}{T_{ref}}, T_{ref} = 288.15K \quad (2.1)$$

$$\delta = \frac{p_{00}}{p_{ref}}, p_{ref} = 101325Pa \quad (2.2)$$

$$M_c = \dot{m} \frac{\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (2.3)$$

$$\phi = \frac{4\dot{m}}{\rho_{00}\pi D_2^2 U_2} \quad (2.4)$$

$$\phi_2 = \frac{c_{r2}}{U_2} \quad (2.5)$$

압축기 입구(0)와 볼류트 출구(8)의 전압력비, 압축기 입구(0)부터 각 요소의 출구(e)위치까지의 압력계수와 효율은 다음과 같이 정의한다.

$$PR = \frac{p_{08}}{p_{00}} \quad (2.6)$$

$$\psi_e = \frac{2\Delta h_{0es}}{U_2^2} \quad (2.7)$$

$$\eta_e = \frac{\Delta h_{0es}}{\Delta h_{0e}} = \frac{T_{0es} - T_{00}}{T_{0e} - T_{00}} \quad (2.8)$$

임펠러 회전속도(Blade tip speed, U_2)를 압축기 입구에서의 정체 음속으로 무차원화 한 임펠러 날개 회전속도 마하수(Blade Mach number)는 다음과 같이 정의한다.

$$a_{00} = \sqrt{\gamma RT_{00}} \quad (2.9)$$

$$M_u = \frac{U_2}{a_{00}} \quad (2.10)$$

블류트가 해석영역에 포함된 전체 유로 영역(Full passage) 해석의 경우에는 ब्ल류트 출구 면에서의 수치해석 결과를 이용했다. 임펠러와 디퓨저 만을 해석 영역으로 하는 단일 유로(Single passage) 해석에서는 ब्ल류트 입구의 와류비(Swirl ratio)와 디퓨저-블류트 출구 면적비를 이용한 *Japikse* 모델을 통해 ब्ल류트 출구에서의 성능을 예측하였다. *Japikse* 모델에 의해 예측된 ब्ल류트 출구에서의 손실계수(Loss coefficient)와 전압력은 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_5 = \frac{c_{\theta 5}}{c_{m5}} \quad (2.11)$$

$$AR = \frac{A_8}{A_5} \quad (2.12)$$

$$K_8 = K_{m8} + K_{\theta 8} = \frac{1}{1 + \lambda_5^2} + \frac{\left(\lambda_5 - \frac{\lambda_5}{AR}\right)^2}{1 + \lambda_5^2} \quad (2.13)$$

$$p_{08} = p_{05} - K_8(p_{05} - p_5) \quad (2.14)$$

임펠러 입구에서 반경방향으로 속도성분을 측정하는 것은 매우 번거롭고 오랜 시간을 필요로 하며 추후 성능 예측 모델에 도입하기가 쉽지 않다. 따라서 입구 축 방향 절대 속도가 반경에 따라 일정한 값을 갖는다고 가정하여 1차원(1D) 개념으로 정리하고 가장 두드러진 특성을 나타내는 입구 날개 끝(Tip)에서의 상대 유동각과 마하수를 다음과 같이 정의한다.

$$\overline{c_{x1}} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \quad (2.15)$$

$$\beta_{1t} = \tan^{-1} \frac{U_{1t}}{\overline{c_{x1}}} \quad (2.16)$$

$$Ma_{1t,rel} = \frac{\sqrt{(\overline{c_{x1}})^2 + U_{1t}^2}}{\sqrt{\gamma R T_1}} \quad (2.17)$$

임펠러에 의해 전달된 일 계수(Work coefficient)는 *Euler's equation*에 근거하여 임펠러 입 출구의 정체 엔탈피 차를 임펠러 날개 회전속도의 제곱으로 무차원화한 다음식과 같다.

$$\psi_0 = \frac{\psi_2}{\eta_2} = 2 \frac{\Delta h_{02}}{U_2^2} = 2 \frac{U_2 c_{\theta 2} - (\overline{U_1 c_{\theta 1}})^M}{U_2^2} = 2 \frac{c_{\theta 2}}{U_2} \quad (2.18)$$

임펠러 출구에서의 속도 삼각형을 Fig. 2.6에 나타내었고, 임펠러의 편차각(Deviation angle)은 임펠러 출구 상대 유동각과 출구 날개각의 차로써 다음과 같이 정의된다.

$$\delta_2 = \beta_2 - \beta_2' \quad (2.19)$$

미끄럼 속도(Slip velocity)는 유동이 임펠러 출구 날개각을 따라 나가지 못하고 미끄러져 나가는 유동의 원주방향 속도를 나타내며, 이를 임펠러 날개 회전속도로 무차원화 하여 각 속도성분의 관계를 나타내었다. 또한 미끄럼 계수(Slip factor)는 다음과 식과 같이 임펠러 출구 유량계수와 날개각, 일 계수에 관한 식으로 정리할 수 있다.

$$\frac{c_{\theta s}}{U_2} = 1 - \frac{c_{r2}}{U_2} \tan\beta_2' - \frac{c_{\theta 2}}{U_2} = 1 - \phi_2 \tan\beta_2' - \frac{\psi_0}{2} \quad (2.20)$$

$$\sigma = \frac{c_{\theta 2}}{c'_{\theta 2}} = 1 - \frac{c_{\theta s}}{c'_{\theta 2}} = 1 - \frac{c_{\theta s}}{U_2 - c_{r2} \tan\beta_2'} = 1 - \frac{c_{\theta s}/U_2}{1 - \phi_2 \tan\beta_2'} = \frac{\psi_0}{2(1 - \phi_2 \tan\beta_2')} \quad (2.21)$$

일정한 효율값을 가지며 작은 단으로 나누어진 수 많은 압축과정을 가정한 Polytropic 효율은 같은 구간의 등엔트로피 효율보다 압력비에 따라서 더 높은 효율을 나타내게 된다. 임펠러, 디퓨저 각각의 효율을 구하기 위해 압축기 내부 각 요소의 입구(i)부터 출구(e)위치까지의 Polytropic 효율을 나타내었다. 관련식은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_{12} = \frac{dh_{0s}}{dh_0} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\ln(p_{02}/p_{01})}{\ln(T_{02}/T_{01})} \quad (2.22)$$

$$\eta_{25} = \frac{dh_s}{dh_0} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{\ln(p_5/p_2)}{\ln(T_5/T_2)} \quad (2.23)$$

정압 회복 계수(Static pressure recovery coefficient)는 이상적인 확산 현상을 통해 증가하는 압력량에 대한 실제 과정을 통해 증가하는 압력량의 비라고 이해할 수 있으며, 수식으로는 디퓨저를 통해 회복되는 정압량을 디퓨저 입구의 동압(dynamic pressure)량으로 무차원화한 것과 같다. 손실 계수는 디퓨저를 거치며 손실한 전압량을 입구 동압량으로 무차원화하여 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{p_5 - p_2}{p_{02} - p_2} \quad (2.24)$$

$$K_s = \frac{p_{02} - p_{05}}{p_{02} - p_2} \quad (2.25)$$

디퓨저 입구와 출구 유동각의 변화를 나타내는 회전각(Turning angle or deflection angle)은 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \alpha_2 - \alpha_5 \quad (2.26)$$

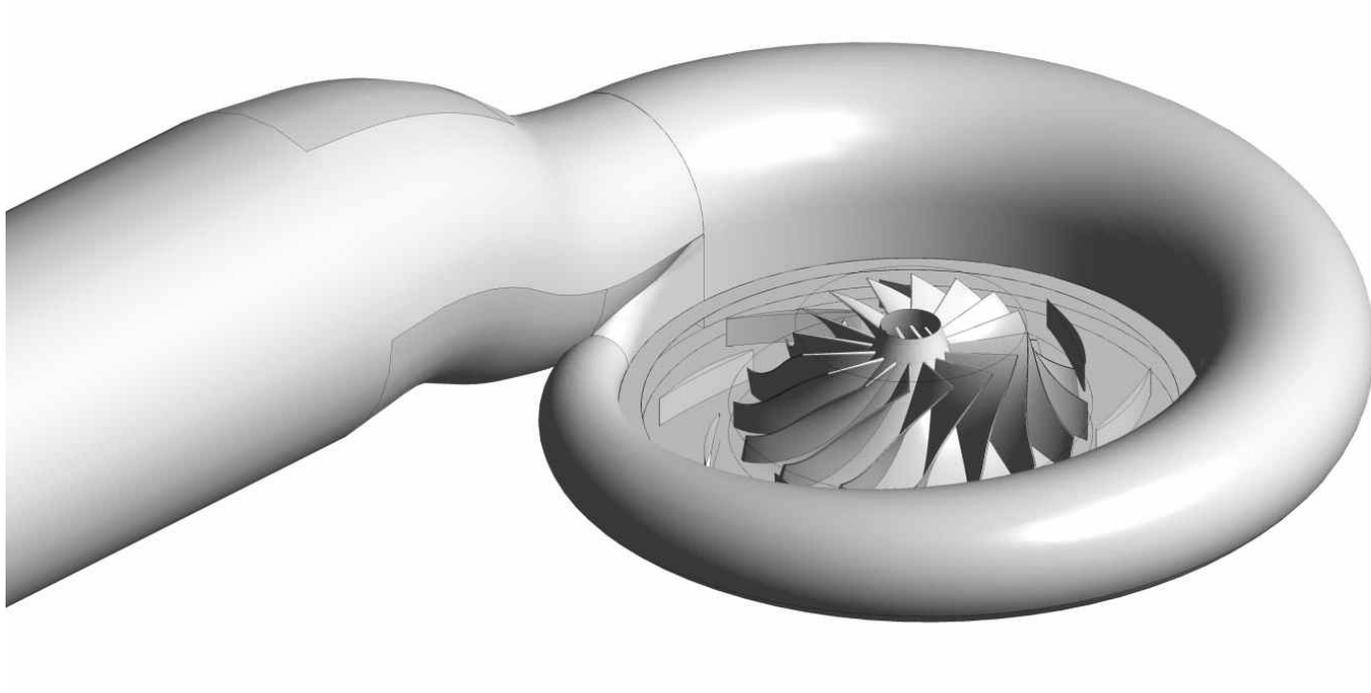
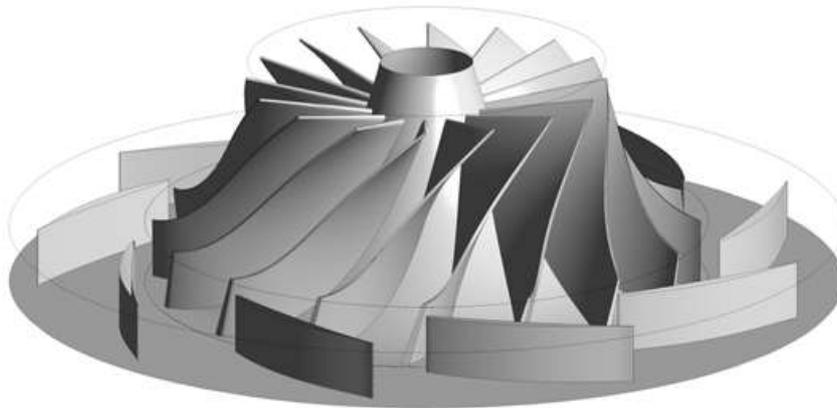


Fig. 2.1 Three dimensional view of the centrifugal compressor.



(a) Top view



(b) Side view

Fig. 2.2 Three dimensional views of the impeller and vane diffuser.

Table 2.1 CFD conditions.

Grid / Solver	CFX TurboGrid, ICEM / CFX
y^+	30~200
Grid size (No. of Nodes)	120k for Single passage 2200k for Full passage
Turbulence model	$k-\varepsilon$ model
Simulation type	Steady state
Inlet B.C.	Total Temperature Total Pressure Flow vector
Outlet B.C.	Mass flow rate
Interface	Mixing plane / Frozen rotor



Fig. 2.3 Grid for single passage of the compressor.

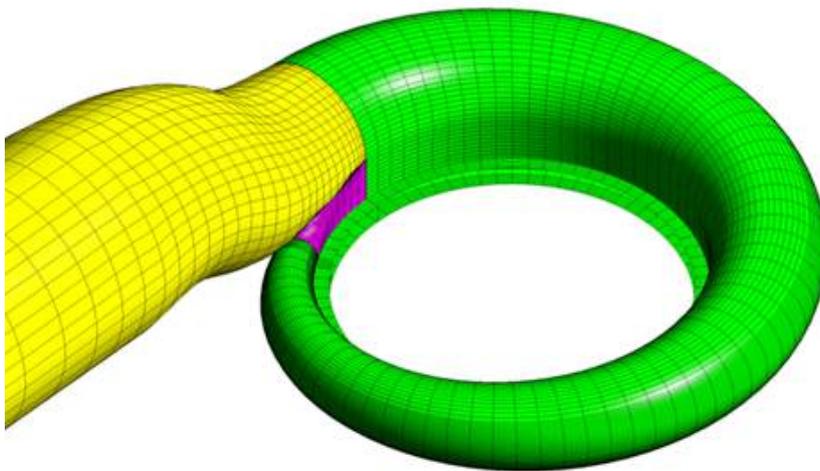


Fig. 2.4 Surface view of grid of the volute.

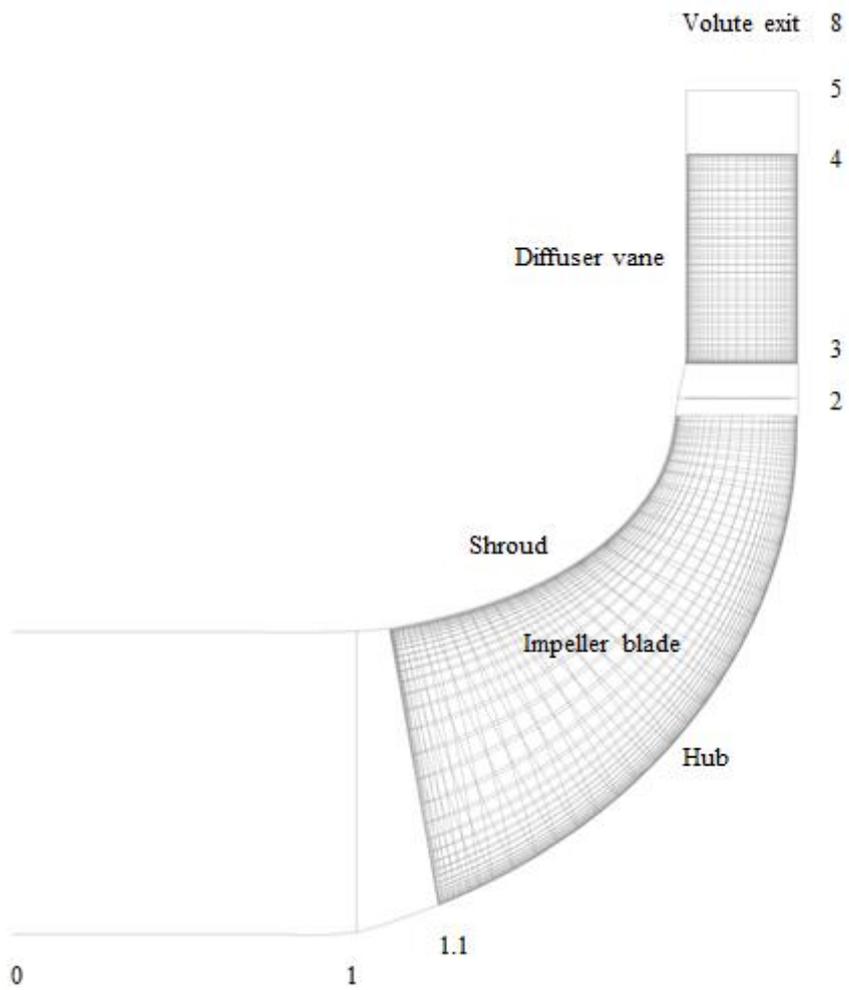


Fig. 2.5 Schematic diagram of the centrifugal compressor.

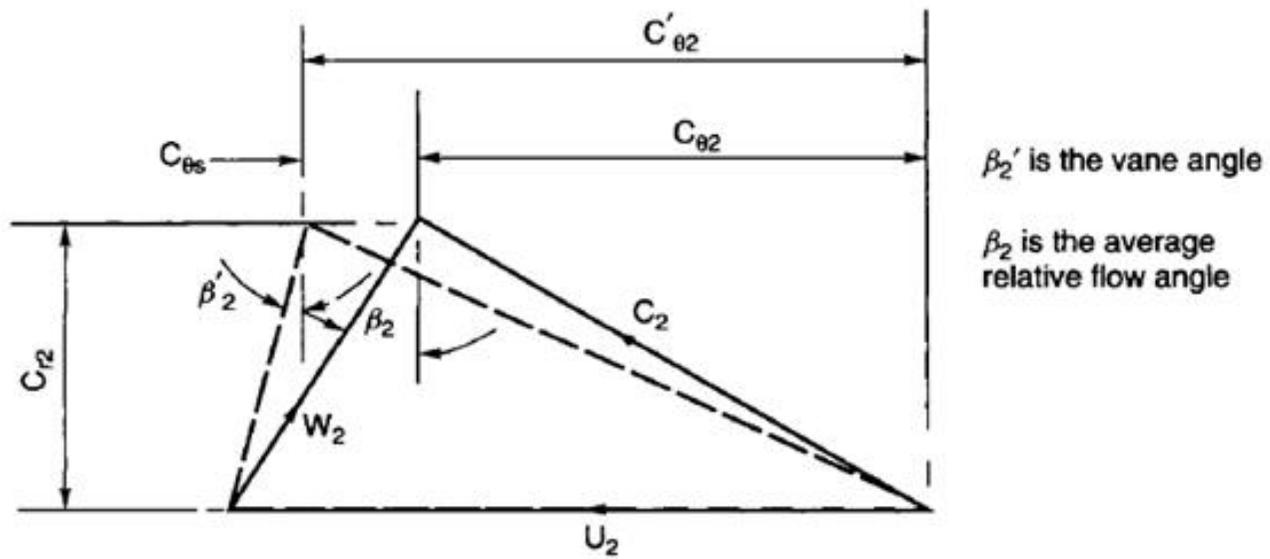


Fig. 2.6 Velocity diagram at the impeller exit.

제 3 장 수치해석 결과 검증

3.1 경계면 조건에 따른 결과 비교

단일 유로(Single Passage) 정상 해석에서 움직이는 임펠러와 정지한 디퓨저 사이의 경계면에 각각 Mixing plane 방법과 Frozen rotor 방법을 적용하여 결과를 비교해 보았다. 또한 Frozen rotor를 적용한 경우 임펠러와 디퓨저 베인의 상대적 위치에 따른 결과 차이도 함께 살펴 보았다.

압축기 입구에서부터 출구까지 흐름방향(Stream-wise)을 따라 전압력 변화를 Fig. 3.1에 나타내었다. Mixing plane을 적용한 경우와 같은 위치(0 pitch)에서의 Frozen rotor 적용 결과는 디퓨저 내부에서 약간의 차이를 보이지만 디퓨저 출구 기준 0.2%로 그 차이가 크지 않음을 알 수 있다. 하지만 날개와 베인의 상대적 위치에 따라 그 차이의 폭이 달라지며 어느 특정한 위치에서(1/4 pitch)의 Frozen rotor 적용 결과는 디퓨저 내부에서 전압이 크게 떨어지는 큰 차이를 보였으며 해당 위치에서 계산을 수행할 때 수렴성이 좋지 않고 계산이 원활하지 않았다.

또한 각 위치별로 임펠러와 디퓨저 중간면(Mid-span)에서의 반경방향 속도를 Fig. 3.2에 나타내었다. 공통적으로 임펠러 뒷부분에 반경 방향 속도가 작은 구간이 형성되며 이 영역이 디퓨저 구간으로 전과되는데 0 pitch 상황에서는 이 영역이 베인의 흡입면으로 들어가게 되어 가속이 되는 반면 1/4 pitch 상황에서는 베인의 압력면으로 들어가 더욱 감속되어 크게 박리가 형성됨을 볼 수 있다. 비정상 해석의 경우라면 이러한 특정 위치에서의 현상이 시간이 지남에 따라 소멸되기 때문에 전체 성능에는 큰 영향을 주지 않을지 모르나 정상해석의 경우 디퓨저 성능을 매우 낮게 예측하게 되고 계산상에도 어려움을 초래한다.

결론적으로 베인 디퓨저가 장착된 원심압축기의 단일 유로 정상 해석에 있어서 Frozen rotor 경계조건을 쓸 때는 날개와 베인의 상대적 위치가 중요하며 경우에 따라 계산과 성능예측에 있어 큰 오류가 발생할 수 있다고 판단된다.

3.2 계산 영역에 따른 결과 비교

임펠러, 디퓨저 전 유로와 볼류트까지 계산 영역으로 포함시켜 전체 유로(Full passage) 정상 해석을 수행하고 이를 단일 유로(Single passage) 정상 해석 결과와 비교하였다. 두 경우 모두 임펠러와 디퓨저 사이의 경계면은 Mixing plane을 사용하였다. Fig. 3.3은 단일 유로 영역과 전체 유로영역 해석에 의해 얻은 성능곡선이다. 횡축은 식 (2.4)의 유량계수로 나타내었고 종축에는 입구 대기압과 임펠러, 디퓨저 출구의 전압력으로 등엔트로피 엔탈피 차이를 무차원화한 식 (2.7)의 압력계수로 나타내었다.

계산 영역에 따른 결과는 설계점에서 0.8% 정도의 차이를 보이며 거의 유사하고 다만 탈설계 구간에서 전체 유로 영역 결과가 성능을 다소 작게 예측하는 것을 확인할 수 있다. 다소 차이를 보이는 저유량($\phi = 0.122$) 운전점에서 엔트로피 분포를 임펠러와 디퓨저 덮개(Shroud) 근처(0.9span)에 Fig. 3.4와 같이 나타내었다. 전체 유로 영역 계산이 단일 유로 영역 계산보다 임펠러 흡입면 뒤쪽의 손실을 더 크게 예측하고 있다. 이러한 유동이 디퓨저까지 이어져 전체적으로 성능이 다소 작게 예측됨을 알 수 있다. 그러나 일반적으로 정상상태 해석의 경우 압축기의 축 비대칭성은 무시할 수 있기 때문에 단일 유로에 대해서 양 경계면을 주기조건으로 처리하면 계산 영역이 줄어들어 계산시간을 줄일 수 있고 결과에 있어 큰 차이가 예측되지는 않는다.

3.3 시험 결과 비교

Fig. 3.5는 축소(Scale down)된 같은 형상의 압축기 모델을 시험하여 볼류트 출구에서 얻은 성능 곡선과 단일 및 전체 유로 영역의 수치해석 결과를 함께 나타내었다. 여기서 단일 유로 영역 계산을 통해 얻은 볼류트 출구 전압력은 식 (2.11)부터 (2.14)를 통해 예측하였다.

설계점에서는 해석과 시험 결과가 잘 일치하고 있으며, 수치해석에서는 시험된 서징 유량보다 적은 유량에서 수렴이 잘 되지 않았다. 초킹 유량근처로 가면서 전체 유로 영역 해석 결과가 시험결과 보다 조금 낮은 효율을 예측하고 있다. 시험평가의 통산적인 불확실도(Uncertainty)를 고려한다면 수치해석 결과와 시험 평가된 결과가 매우 잘 일치하고 있다.

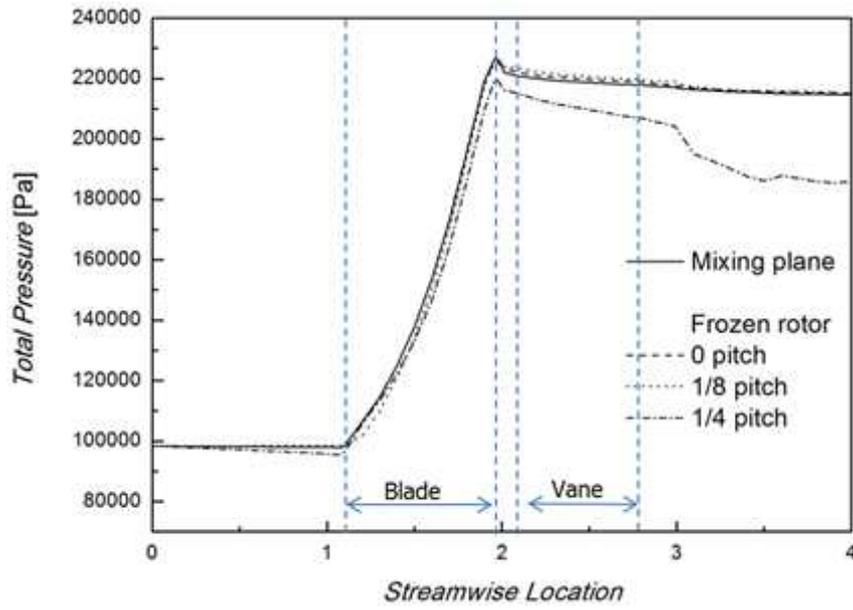


Fig. 3.1 Total Pressure along Stream-wise location.

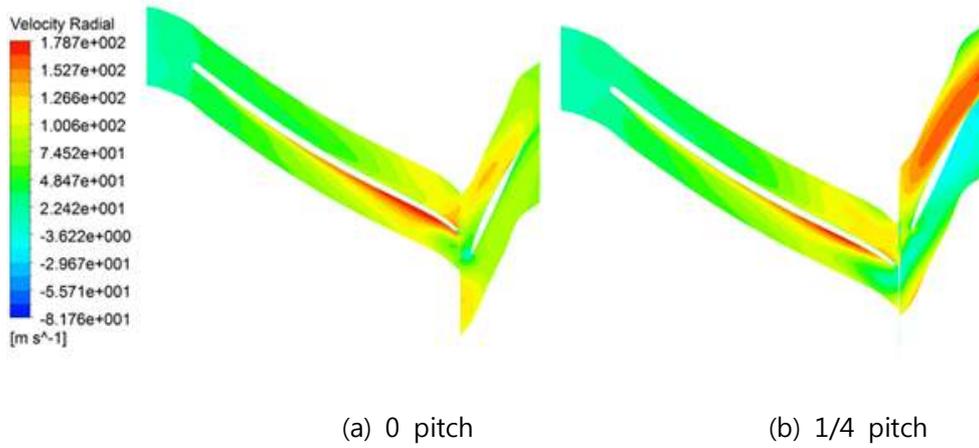


Fig. 3.2 Radial Velocity on mid-span of the impeller and diffuser.

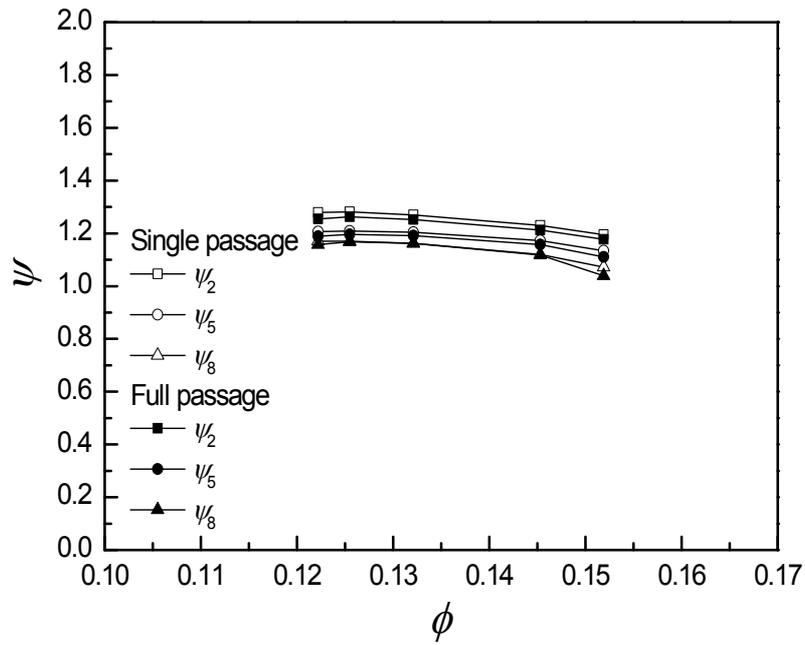


Fig. 3.3 Performance curve at the impeller exit and diffuser exit by Single and Full passage calculations.

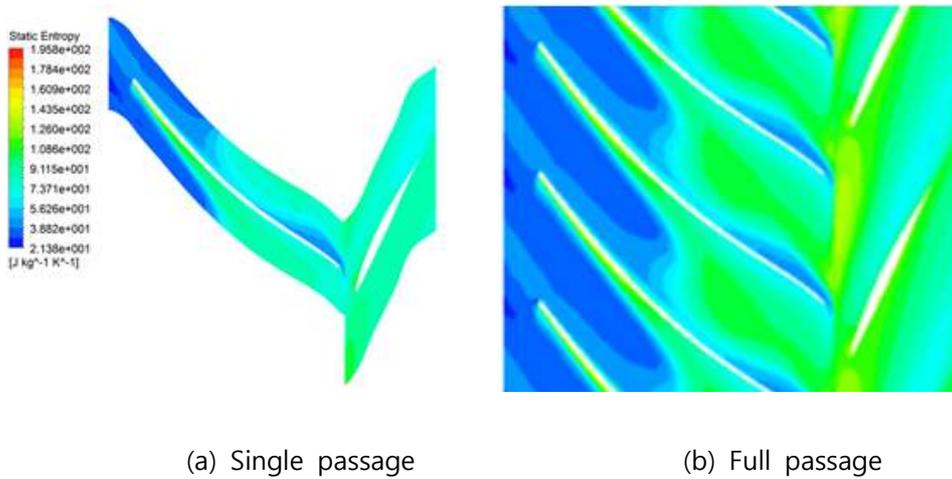


Fig. 3.4 Static entropy contour on 0.9span of the impeller and diffuser.

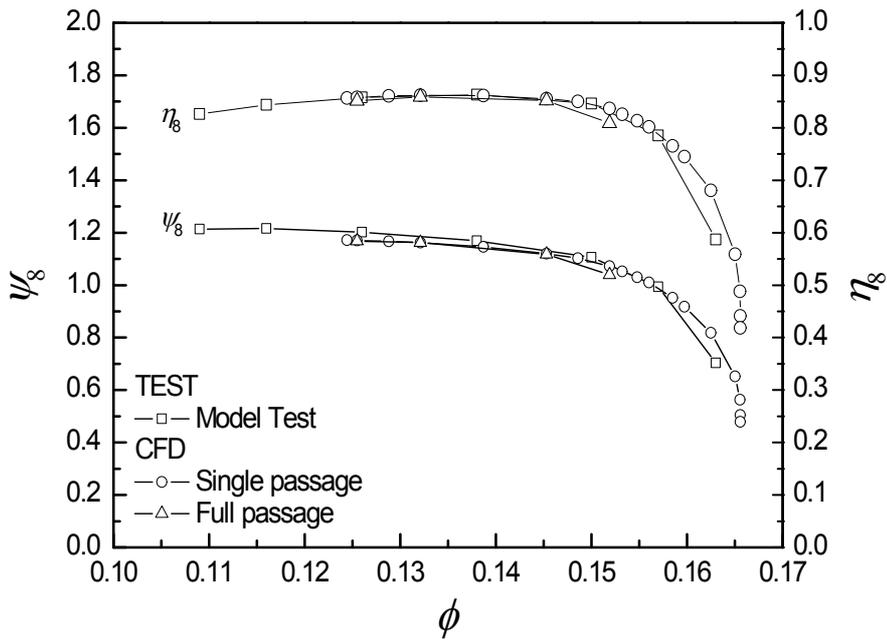


Fig. 3.5 Comparing performance results of the test and those of CFD simulations.

제 4 장 해석 결과

4.1 압축기 전체 성능 특성

식 (2.10)에 나타낸 9가지 임펠러 날개 회전속도 마하수 M_u 에 대해 유량 별로 계산을 진행하였고, 설계 유량계수 0.132에서는 넓은 범위의 회전속도에 대해 계산을 수행하여 식 (2.3)과 (2.6)로 정의된 수정한 유량과 전압비를 임펠러 마하수에 따라 Fig. 4.1에 나타내었다. 유량이 적을 경우 정상유동 계산의 수렴성이 급격히 떨어지는 유량 범위를 확인할 수 있다. 일반적인 원심 압축기 시스템의 불안정성을 나타내는 서지는 성능곡선에서 0 혹은 양의 기울기($\partial PR/\partial M_c|_N$)를 갖는 부근에 존재하는 것을 알 수 있다.

실선으로 나타낸 최대 효율점(Peak efficiency)을 잇는 선을 따라서는 임펠러와 디퓨저 각 요소에서 그 유동 특성이 매우 유사하고, 설계 회전속도에서 최대 효율점은 설계점과 일치하며 경우에 따라 최대 효율점을 잇는 선을 작동선(Operating line)과 동일하게 생각할 수 있다.

압축기 전체 성능을 살펴보면 임펠러 마하수(M_u)에 따라 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)와 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)로 유동 특성을 나눌 수 있다. 디퓨저 베인의 압력면에서 박리(Separation)가 시작되는 선을 살펴보면, 유량이 증가할수록 임펠러 출구에서 나오는 유동각 α_2 가 작아짐에 따라 디퓨저 베인으로 들어오는 입사각(Incidence) i_3 이 큰 음의 수를 가지면서 디퓨저 날개 압력면에 박리가 발달하여 디퓨저 성능이 현격하게 저하한다. 이 선은 유량계수($\phi=0.132$)가 일정한 선과 $M_u=0.8$ 에서 교차된다. $\phi=0.132$ 일 경우 저 회전속도에서는 디퓨저 박리가 진행되었기 때문에 현격히 낮은 성능을, 고 회전속도에 대해서는 최대 효율점 부근의 유량으로써, 높은 성능을 나타낸다. 디퓨저 박리 시작선은 질량유량, 입사

각, 입구 마하수 등 몇 가지 변수를 통해 추후에 이를 예측 할 만한 경험식을 유도할 수 있을 것으로 생각된다.

최대 효율 유량을 지나 유량을 증가시키면 소위 초킹 유량으로 접근하는데 이때 압력이 급격히 감소한다. 교과서에서는 인듀서나 디퓨저를 지나가는 압축성 유동이 초킹되기 때문이라고 설명한다. 그러나 실제로 인듀서와 디퓨저의 초킹은 잘 정의된 1차원 유동과 상당히 다르다. 보통은 흐름의 마하수가 증가하고 유동각도가 감소하여 압력손실이 급격히 증가하기에 발생한다.

유량이 증가될 경우 임펠러, 디퓨저 각 목(Throat)에서 초킹이 발생할 수 있다. 본 연구에 사용된 압축기의 0.90이하 임펠러 날개 회전속도 마하수에서는 유량이 초킹되지 않았으며 1.03이상에서만 초킹이 진행되었고, 임펠러에서 먼저 초킹이 발생하고 유량이 더 증가한 후에 디퓨저에서도 진행됨을 확인했다. 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 고 유량으로 계산된 값들을 살펴보면 초킹된 이후 더 이상 유량이 증가하지 못하고 압력비가 급격하게 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 또한 회전속도에 따른 질식유량과 압력비에 대해서 질량유량, 입출구 단면적, 입구 밀도 및 전온도, 회전속도, 입사각 등 몇 가지 변수를 통해 선형적으로 예측할 수 있다고 판단된다.

Fig. 4.2 (a)와 식 (2.8)로 정의된 Fig. 4.2 (b)를 보면 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)와 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서의 성능 곡선의 경향이 명확히 다른 것을 확인할 수 있다. 고 회전속도에서 유량계수가 증가하게 되면 임펠러 날개 전단 목에서 초킹에 의해 압축기 전체 압력계수와 효율이 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있고, 반면 저 회전속도에서 디퓨저 날개 압력면에서의 박리가 발생하여 ब्ल류트 출구에서의 압력계수와 등엔트로피 효율이 감소하는 것을 알 수 있다.

4.2 유량계수(ϕ) 변화에 따른 성능 특성

4.2.1 임펠러 내부 유동 해석

많은 경우의 회전속도에 대해 서징 근처 유량부터 초킹이 발생하는 유량까지 수치해석을 수행하였다. 다양한 회전속도에 대한 임펠러 내부의 유동해석을 하기에 앞서 계산된 모든 회전속도에서 발생하는 특성을 모두 포함하고 있는 특정 회전속도($M_u=1.10$)에 대한 유동 특성을 먼저 살펴보고자 한다.

4.2.1.1 일정한 회전속도($M_u=1.10$) 유동 특성

회전속도가 일정할 때 유량을 변화시키면서 내부 유동 해석을 진행하였다. Fig. 4.3은 특정 회전속도($M_u=1.10$)에서 유량의 변화에 따라 임펠러 날개 전단(1.1)에서의 상대 유입각과 파랑색선으로 나타낸 날개각을 중앙(Hub)부터 날개 끝(Tip)을 따라 나타내었다. 임펠러는 회전하기 때문에 날개 끝(Tip)으로 갈수록 원주방향속도가 커지고 이에 따라 유입 상대 유동각도 비례하여 증가한다. 또한 유량계수가 커짐에 따라 유입 상대 유동각은 점차 줄어드는데 날개각은 일정하므로 고유량으로 갈수록 날개 끝(Tip)근처에서 입사각은 설계 유량계수를 시점으로 0보다 작아지기 시작하고 입구 상대 Ma수는 유량에 비례하여 증가하게 된다.

유량을 늘려가며 확인해 본 결과, 디퓨저 내부가 아닌 임펠러 내부 목에서 유량이 질식됨을 확인하였다. Fig. 4.4는 목 위치(1.3)에서 span방향으로 상대 Ma수를 나타낸 그래프이다. 유량계수가 증가함에 따라 연속방정식을 만족하기 위해 Ma수 또한 함께 증가하고, 이를 span방향으로 봤을 때 원주방향 속도차에 의해 중앙(Hub)보다 덮개(Shroud)에서

더 큰 Ma수를 갖게 된다. 이러한 경향은 입사각이 음의 값을 갖고 입구 Ma수가 큰 날개 끝(Tip) 부근부터 유동을 질식시키기 시작하는데, 그래프에서 보는 바와 같이 고유량에서 날개 끝(Tip)으로부터 중앙(Hub)방향으로 음속조건에 도달하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.5는 유동이 임펠러 날개사이를 지나면서 가장먼저 질식되는 위치를 보여주고 이를 날개 끝(Tip)근처인 0.9span 에서 상대 Ma수 등고선으로 표현하였다. 질식은 목에서 유동 진행방향의 수직으로 나타나며 임펠러 날개 압력면 전단부터 발생하기 시작한다. 목까지 Ma수가 증가하며 낮아졌던 압력과 밀도는 하류의 높은 정압을 맞춰주기 위해 충격파를 지난 뒤로 다시 아음속 유동으로 되며 이로 인한 손실이 예상된다.

임펠러 내부의 손실을 파악하기 위해 내부 전압력 변화를 고려할 필요가 있는데, 임펠러의 전압력 손실은 rothalpy를 기반으로 한 압력의 차로 구할 수 있고, 이 전압력은 식 (4.1)로 정의된다.

$$p_T = p + \frac{\rho}{2} \{(\bar{w})^2 - (\bar{U})^2\} = p_{0,rel} - \frac{\rho}{2} (\bar{U})^2 \quad (4.1)$$

$$[\Delta I \equiv \Delta h_T = 0, p_{T1} > p_{T2}]$$

임펠러 입구부터 출구까지 유동이 진행함에 따라 앞서 정의한 식으로 표현된 전압력을 입구의 전압력으로 무차원화하여 Fig. 4.6에 나타내었다. 임펠러 날개 전단을 만나는 시점에 급격한 압력손실이 발생하고 하류로 진행할수록 압력손실은 증가한다. 특히 유량이 질식되기 시작하는 보다 큰 유량계수에서는 충격파에 의해 더 큰 압력손실이 발생함을 예측할 수 있다.

앞서 언급한 바와 같이 날개 끝(Tip)부터 유량이 질식되기 때문에 span방향으로 유량의 흐름을 살펴볼 필요가 있다. Fig. 4.7은 밀도와 자오면(Meridional)방향 속도의 곱을 질량유량으로 나누어 임펠러 출구로

진행하는 유동의 유량분포를 각각 임펠러 하류의 위치 1.8과 출구에서 span방향으로 나타내었다. 유량계수 0.159이상의 고유량 영역에서는 날개 끝(Tip)에서 유량이 질식됨에 따라 그 부근으로 흐르는 유량이 더 이상 증가하지 못하고 유량은 주로 중앙(Hub)쪽을 통해 흘러가게 된다. 같은 위치에서의 자오면방향과 원주방향 속도를 각각 Fig. 4.8에 나타내었다. 고유량 운전영역에서 유량 질식되면서 충격파에 의한 손실로 압력과 밀도가 작아졌기 때문에 이에 따라 중앙(Hub)에서 자오면방향 속도가 급격히 증가하고 반대로 원주방향 속도는 경향보다 더 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 결론적으로 Fig. 4.9와 같이 유량이 질식된 이후에 임펠러 출구 유동각을 살펴보면 중앙(Hub)에서의 반경방향 속도의 급증, 원주방향 속도의 급감으로 출구 유동각이 급격하게 감소되는 이유를 알 수 있다.

마지막으로 Fig. 4.10과 4.11에는 유량을 증가시켜 초킹이 발생하기 시작했을 때의 수치해석 결과를 상대 마하수와 압력 등고선 및 상대 속도 벡터로 나타내었다. 입사각이 음의 값을 갖고 입구 상대 마하수가 큰 임펠러 날개 끝(Tip)부터 초킹이 발생하기 시작하고 그 형태는 임펠러 날개 사이의 목에서 유동 진행방향의 수직으로 나타나며 임펠러 날개 압력면 전단부터 발생하기 시작하는 것을 알 수 있다. 또한 초킹이 발생한 목에서 정압이 낮고 이후 유동은 다시 아음속이 되는 것을 확인할 수 있는데 이는 초킹이 발생하기 전 마하수가 증가하면서 떨어진 정압과 하류의 높은 정압을 맞춰주기 위해 음속조건이 된 목 뒤로 충격파가 발생했다는 것을 알 수 있다. 또 임펠러 하류에서는 익단 간극(Tip clearance)을 통한 누설(Leakage) 유동과 덮개(Shroud) 부근에서의 유동 박리 등에 의한 후류(Wake) 영역이 발달하여 충격파에 의한 손실을 제외하고도 점성 손실 등을 이유로 임펠러 출구 흡입면 쪽 덮개(Shroud) 부근에서 가장 큰 손실을 예측할 수 있었다.

4.2.1.2 다양한 회전속도($M_u=0.03\sim 1.15$) 유동 특성

임펠러와 디퓨저 각 입구에서 입사각이 0보다 작은 상태로 유입되는 유동의 유입 마하수가 *Dixon* 등 문헌에 따라 통상 0.7이상으로 클 경우 날개 전단 목 위치에서 음속조건($Ma=1$)에 도달하게 되어 초킹이 발생한다. 이에 따라 초킹이 가장 먼저 발생하는 임펠러 날개 끝(Tip)에서 각각 식 (2.16)과 (2.17)로 정의한 유입 상대 유동각과 마하수의 관계를 회전속도에 따라 Fig. 4.12에 나타내었다. 앞서 언급한 것과 같이 임펠러에서 유량이 질식되기 시작하는 선은 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 선형적으로 예측되고 있으며, 그 연장선을 고려했을 때 임펠러 날개 회전속도 마하수 0.9이하와 같은 안전 작동영역(Safe operation)에서는 초킹이 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다. 따라서 임펠러의 유동특성을 분석하는데 있어서 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)와 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)로 분류하여 살펴보는 것은 의미가 있겠다.

임펠러를 통해 전달되는 일(Work)과 관련해 식 (2.18)로 정의된 일계수를 나타내었다. 전체 유량계수로 나타낸 Fig. 4.13 (a)를 보면 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서 일 계수는 유량계수에 비례하여 선형적으로 감소하는 것을 확인할 수 있고, 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)의 적은 유량계수 범위에서도 앞선 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)와 마찬가지로 일 계수의 선형적인 감소를 나타내지만 임펠러에서의 초킹이 발생한 이후로는 급격하게 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 식 (2.5)의 임펠러 출구 유량계수로 나타낸 Fig. 4.13 (b)를 살펴보면 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서의 임펠러 초킹 발생 이후의 유량을 제외하고는 대체로 일정한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이를 좀 더 구체적으로 확인하기 위하여 임펠러 출구에서의 각 속도 성분을 임펠러 날개 회전속도로 무차원화하여 Fig. 4.14에 나타내었고, 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)와 임펠러 초킹

이 발생하는 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에 따라 그 유동특성을 나누어 분석하였다.

저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서 유량계수가 증가할수록 임펠러 출구를 나오는 반경방향속도, 원주방향 상대속도는 증가하게 되지만 원주방향 절대속도는 감소한다. 증가하는 반경방향속도 성분과 원주방향 상대속도 성분의 기울기를 보면 반경방향속도 성분이 원주방향 상대속도 성분보다 더 큰 양의 기울기를 갖는 것을 확인할 수 있다. 이것을 유동각 관점으로 보게 되면 임펠러 출구 상대 유동각과 절대 유동각 모두가 감소하는 것을 알 수 있으며, 식 (2.19)로 정의된 편차각(Deviation angle) 또한 Fig. 4.15에 나타낸 것과 같이 감소하는 것을 알 수 있다.

추가적으로 일 계수의 변화를 알아보기 위해서는 식 (2.20)과 (2.21)에 정리된 미끄럼 속도와 미끄럼 계수의 관계를 고찰할 필요가 있다. 유량이 증가함에 따라 편차각(Deviation angle)이 감소하면서 미끄럼 속도는 Fig. 4.16에서 보는 바와 같이 감소하게 되고 동시에 원주방향 절대속도가 감소하기 때문에 Fig. 4.17에 나타낸 것과 같이 미끄럼 계수는 큰 변화폭을 보이지 않는다.

이렇듯 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서 유량계수가 증가할 경우 이에 비례하여 임펠러 출구 원주방향 절대속도가 감소하게 되어 Fig. 4.13 (a)와 같이 일 계수 또한 비례하여 감소하는 결과를 나타내며, 이를 임펠러 출구 유량계수로 나타내었을 경우 Fig. 4.13 (b)와 같이 미끄럼 속도 혹은 미끄럼 계수의 변화에 따라 기울기가 서로 약간씩 다른 일 계수가 대체로 일정한 곡선상에 위치하게 된다. 이것은 반경방향 속도에 비례하여 원주방향 속도가 감소한다는 의미이다.

다음으로 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 임펠러 초킹이 발생하는 고 유량계수 범위를 보면 반경방향 속도와 원주방향 상대속도는 급격히 상승하고 반대로 원주방향 절대속도는 급격히 감소하여 일 계수 또한 급

격히 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 임펠러 출구에서의 원주방향 절대속도가 급격히 감소하는 이유는 임펠러 목 날개 끝(Tip)에서 발생하기 시작한 초킹에 의해 주 유량이 중앙(Hub)를 통해 내부를 지나면서 임펠러 출구에서의 반경방향 속도는 이전의 경향성보다 더 증가하고 반대로 원주방향 절대속도는 급격히 감소함에 따라 임펠러 출구면에서 평균된 절대 유동각이 경향성과 달리 줄어들기 때문이다. 초킹 후에 편차각(Deviation angle)은 더 크게 감소하고 일반적으로 편차각에 따라 미끄럼 속도 또한 감소해야 하지만 유량이 질식된 후, 임펠러 출구 반경방향 속도는 급증하고 원주방향 절대속도가 급격하게 감소하기 때문에 미끄럼 속도는 증가하고 그만큼 미끄럼 계수는 감소하게 된다.

이렇게 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 유량계수가 증가할 경우 초킹이 발생한 후로 임펠러 출구 원주방향 절대속도가 급격히 감소하게 되어 일 계수 또한 급격하게 감소하는 결과를 나타낸다. 또한 이를 임펠러 출구 유량계수로 나타내었을 경우 초킹 발생 후 미끄럼 속도의 급증 혹은 미끄럼 계수의 급감에 의해 일 계수는 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)일 경우보다 더 감소하게 된다.

압축기 입구부터 임펠러 출구까지의 성능을 Fig. 4.18에 나타내었다. Fig. 4.18 (a)를 보면 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서의 전체 유량범위와 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서의 초킹 발생 전 유량에서는 등엔트로피 정체 엔탈피의 변화는 유량이 증가할수록 감소하고, 초킹이 발생한 이후로는 충격파에 의한 전압력 손실이 발생하여 임펠러 출구 전압이 급격히 낮아지므로 더 이상 유량이 증가하지 못하고 압력계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 효율을 나타낸 Fig. 4.18 (b)를 살펴보면 유량계수 0.13부근을 기준으로 하여 그 보다 낮은 혹은 높은 유량계수에서 효율이 떨어지는 것을 알 수 있으며, 특히 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 초킹이 발생한 이후로는 충격파에 의한 손실로 인해 더 이상의 유량이

증가하지 못하고 효율이 급격히 감소하게 된다. 전체 성능 곡선 관점으로 봤을 경우 회전속도가 낮을수록 더 넓은 범위의 작동 유량범위를 갖게 된다.

임펠러만의 성능특성을 고찰하기 위해서 식 (2.22)로 정의된 임펠러 입구부터 출구까지의 Polytropic 효율을 Fig. 4.19에 나타내었다. Fig. 4.19 (a)에 나타나듯이 임펠러 효율을 보았을 때는 특정 유량계수 약 0.135에서 모든 회전속도에 대해 가장 높은 효율을 보이는 것을 알 수 있는데 추후에 디퓨저와의 상호작용을 통해 압축기 전체 효율이 가장 높은 경우는 반드시 임펠러가 최대 효율을 갖는 경우가 아니라는 것을 알게 된다. 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)로 작동될 경우 유량을 증가시켜 임펠러에서 초킹이 발생하면 충격파에 의한 임펠러 출구에서의 전압력 손실로 인해 효율이 약 0.94이하에서 동일하게 급격히 떨어지는 것을 볼 수 있다. 초킹 전에 연장선을 선형적으로 그려보면 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서의 높은 유량계수에서는 초킹이 발생하지 않는다는 것과 임펠러에서의 급격한 효율 감소의 주된 원인은 초킹에 의한 전압력 손실이라는 것을 알 수 있다. 식 (2.15)과 (2.16)으로 정의한 임펠러 입구 날개 끝(Tip)에서의 상대 유동각에 대해 같은 효율을 Fig. 4.19 (b)에 나타내었다. 임펠러의 최대 효율을 갖는 유동각은 임펠러 회전속도에 따라 일정하지 않은데 이는 Fig. 4.12에 나타낸 바와 같이 유입 상대각에 따라 마하수가 각각 다르기 때문이다. 마찬가지로 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서 각각 54도, 55도, 56도 이하의 상대 유동각을 지나는 고유량에서는 날개 끝(Tip)에서 초킹이 발생하기 시작하고 이로 인해 임펠러 효율이 급격히 감소하게 된다.

4.2.2 베인 디퓨저 내부 유동해석

지금까지는 임펠러의 성능특성에 대하여 분석하였다. 회전하는 임펠러 출구를 통해 나온 불안정한 3차원 유동이 그대로 디퓨저로 유입되기 때문에 디퓨저 내부의 유동을 해석하기 위해서는 임펠러 출구를 통해 나오는 유동의 분석이 필요하다.

4.2.2.1 디퓨저 유입 유동 특성

임펠러 출구를 나와 디퓨저로 들어가는 절대 유동각은 Fig. 4.20과 같다. 저 회전속도($M_{tr}=0.30\sim 0.90$)에서 유량이 증가함에 따라 임펠러 출구 절대 유동각은 줄어들게 되는데 이는 유량이 증가할수록 임펠러 출구에서의 반경방향 속도는 증가하고 원주방향속도는 감소하기 때문이다. 특히 고 회전속도($M_{tr}=1.03\sim 1.15$)에서 초킹 유량을 지나 유량계수를 늘릴 경우 임펠러 출구 유동각이 급격히 줄어드는 것을 볼 수 있는데 이는 앞서 언급했던 것과 같이 날개 끝(Tip)부근에서 질식이 일어나면서 주 유동이 중앙(Hub)부근을 통해 나가게 되고 이에 따라 자오면방향 속도성분이 경향성과 다르게 더 커지고 반대로 원주방향 절대 속도성분은 더 급격하게 작아지기 때문이다. 고유량으로 갈수록 줄어드는 임펠러 출구 유동각은 디퓨저 베인에 들어가는 유동각과 동일하게 간주할 수 있고, 따라서 유량을 증가시킬수록 디퓨저 베인 입사각은 0보다 많이 작은 상태로 유입하게 된다.

임펠러와 마찬가지로 디퓨저 베인에서의 성능 특성을 이해하기 위해서는 베인에 들어가는 유동의 입사각과 속도의 크기를 아는 것이 중요하다. 따라서 Fig. 4.21에 임펠러 출구를 통해 나오는 유동의 무차원화된 속도를 유량계수와 임펠러 출구에서의 유동각으로 나누어 나타내었다.

우선 Fig. 4.21 (a)에서 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)인 경우를 살펴보면 유량이 증가할수록 속도는 전체적으로 감소하지만 감소율이 점점 줄어들어 아래로 볼록한 곡선을 나타낸다. 이와는 반대로 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)인 경우 유량계수가 증가하여 초킹이 발생한 후로 임펠러 출구에서 디퓨저로 들어가는 흐름의 속도는 급격하게 감소하게 된다. 상세한 속도 분포를 나타낸 Fig. 4.14를 보면 이해하기가 쉽다.

Fig. 4.21 (b)는 임펠러 출구를 나오는 무차원화된 속도를 임펠러 출구 유동각에 따라 나타내었다. 마찬가지로 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)의 경우 출구 유동각에 따라 대체적으로 일정한 속도 분포를 나타내고 있으며, 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서의 임펠러 초킹 발생 이후 임펠러 출구 속도가 감소하는 것을 알 수 있다. 이렇게 임펠러에서 초킹이 발생한 유동과 그렇지 않은 유동이 디퓨저로 유입되면서 각각 나타나는 특성을 살펴볼 필요가 있겠다.

유동이 특정 속도에서 음의 입사각으로 디퓨저에 들어오게 되면 베인 압력면에 박리가 발생하게 된다. 좀 더 구체적으로 설명하면, 유량이 증가하여 줄어든 임펠러 출구 유동각으로 인해 베인의 입사각이 작아지게 되고 유동은 베인을 따라 부드럽게 빠져나가지 못하게 된다. 이에 따라 베인 전단 압력면보다 흡입면에서 정압이 커지고 반대로 속도는 흡입면 전단에서보다 압력면 전단에서 더 증가한다. 압력면 전단에서 가속된 속도는 압력면을 지나면서 속도 차이에 의한 확산(Diffusion)을 겪게 되고 압력면에 역압력 구배가 형성되어 경계층이 발달하게 된다. 이 경계층은 박리를 촉진시켜 보다 큰 후류 영역을 갖게 된다. 이러한 영향이 시작되는 선을 Fig. 4.1에서 전체 유량과 회전속도에 대해 나타내었으며, 디퓨저 베인 압력면에서 박리가 발생하여 와류가 잘 발달된 유선과 계략적인 디퓨저 입구 유동각을 Fig. 4.22에서 확인할 수 있다.

4.2.2.2 임펠러 초킹 및 베인 압력면 박리의 영향

압축기 입구부터 디퓨저 출구까지의 성능 곡선을 Fig. 4.23에 나타내었다. 압력계수의 분포를 나타낸 Fig. 4.23 (a)를 살펴보면, 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서는 디퓨저에서의 박리가 진행되면서 후류영역에 전압력 손실이 발생함에 따라 압력계수가 급격하게 감소하는 것을 확인할 수 있고, 이와는 다른 이유로써 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에서는 임펠러에서 초킹이 진행된 이후로 전압력 손실이 크게 발생하여 디퓨저를 지나서도 압력계수가 급격히 감소한 것을 알 수 있다.

Fig. 4.23 (b)에 나타낸 디퓨저 출구까지의 효율을 자세하게 살펴보기 위해 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)와 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)로 분류하여 Fig. 4.24에 나타내었다. Fig. 4.24 (a)에 나타낸 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)의 경우 디퓨저 출구까지의 효율은 서징 유량 부근에서 낮고 유량이 증가할수록 점차 증가하게 되며, 회전속도가 커질수록 최대 효율점을 갖는 유량계수 또한 증가하는 것을 볼 수 있다. 각 회전속도에서 최대 효율점까지는 완만하게 효율이 증가하게 되지만 곧이어 베인 입사각과 속도 관계에 의해 베인 압력면에서 박리가 발생하게 되고 최대 효율을 지나 급격하게 효율이 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)에 관한 효율은 Fig. 4.24 (b)에 나타내었고 저 회전속도에서의 경향과 다르게 최대 효율일 경우의 유량계수는 약 0.135 정도로 일정하고 유량이 증가함에 따라 디퓨저 베인에서의 유동박리의 영향보다는 임펠러 내부 유량질식에 의한 영향으로 급격히 효율이 감소하는 것을 알 수 있다. 임펠러 날개 회전속도 마하수 1.03에서는 디퓨저의 박리가 발생한 후에 임펠러 초킹이 발생하기 때문에 두 그림에 모두 포함시켰다.

디퓨저 출구까지의 효율을 임펠러 출구 유동각에 따라 Fig. 4.25에

나타내었다. 앞선 Fig. 4.23 (b)에서의 유량계수로 정리한 것과 달리 같은 입사각에 대해 효율 곡선이 모이는 것을 볼 수 있으며, 회전속도가 커질수록 마찰로 인해 효율이 감소한다. 저 회전속도($M_u=0.30\sim 0.90$)에서는 디퓨저 박리가 발생한 후로 효율이 급격히 떨어지고, 고 회전속도($M_u=1.03\sim 1.15$)는 임펠러 초킹이 발생하기 전까지 저 회전속도의 경향성을 나타내지만 초킹이 발생한 후로 효율이 급격히 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.26에는 식 (2.24)와 (2.25)로 정의된 디퓨저 압력회복계수와 손실계수를 9가지 회전속도에 대해 유량계수와 임펠러 출구 절대 유동각에 따라 나타내었다. Fig. 4.26 (a)를 살펴보면 전체적으로 유량이 증가할수록 디퓨저 입출구의 정압비가 감소하면서 정압회복계수 또한 감소하게 되고 유동이 박리된 이후 디퓨저 출구에서의 압력강하로 인한 정압회복계수의 급격한 감소와, 점성손실로 인한 손실계수의 증가를 확인할 수 있다. 이를 명확히 확인하기 위해 횡축을 수정된 질량유량으로 나타낸 Fig. 4.27을 살펴보면 임펠러 초킹에 의한 영향보다는 디퓨저 박리에 의한 영향이 지배적이라는 것을 알 수 있다. 정압회복계수와 손실계수를 임펠러 출구 절대 유동각에 따라 나타낸 Fig. 4.26 (b)를 보면 유동각에 따라 두 계수 각각 대체로 한 곡선에 올라가는 것을 볼 수 있고, 회전속도가 증가함에 따라 유속 또한 커지는데 예상한 바와 같이 압력회복계수는 증가하나 마찰손실로 인해 손실이 커지는 것을 확인하였다. 또한 임펠러 회전속도와는 관계없이 임펠러 출구 유동각 약 68도 부근에서 손실계수의 최소값이 존재하며, 유동박리가 발생하기 시작한 약 66도 부근을 지나면서 정압회복계수는 약 0.5이하로 감소되고 손실계수 또한 급격히 증가한다. 유량이 증가하여 유동각이 약 62도 이하로 작아질 경우에는 압력회복계수가 0보다 작아지게 되는데 이것은 디퓨저를 지나면서 정압이 낮아지는 것을 뜻하므로 이때부터 디퓨저는 제 역할을 다하지 못하고 내부를

지나는 유동이 압축이 아닌 팽창과정을 겪게 된다.

식 (2.26)으로 정의된 디퓨저의 회전각을 Fig. 4.28에 나타내었다. 성분별로 나눠서 보면, 유량이 증가할수록 임펠러 출구에서의 반경방향 속도가 커지고 원주방향 속도가 감소함에 따라 임펠러 출구 유동각은 상대적으로 큰 변화폭을 가지며 감소한다. 반면에 디퓨저 출구 유동각은 상대적으로 작은 변화폭으로 감소하는데 이는 디퓨저 출구에서의 반경방향 속도와 원주방향 속도 모두가 증가하지만 반경방향 성분의 증가율이 더 크기 때문에 유량이 증가할수록 식 (2.11)의 와류비는 작아지기 때문이다. 큰 유동각으로 디퓨저를 들어올 경우 디퓨저를 지나면서 유동은 베인을 따라 크게 회전되어 나가지만 유량이 증가함에 따라 작은 유동각으로 들어올 경우 그 회전각은 점차 줄어들게 된다. 또한 디퓨저 유입각이 같더라도 임펠러의 회전속도가 빠를수록 유속이 크기 때문에 큰 유동각으로 디퓨저를 나가게 되어 회전각이 작아지지만 그 변화폭은 무시할만큼 작기 때문에 회전속도에 크게 관계없이 디퓨저 박리가 발생하기 전까지는 회전각이 임펠러 출구 유동각에 따라 대체로 일정한 선으로 나타난다. 박리가 발생한 후에는 베인 압력면에서 큰 와류(Vortex)에 의해 조금은 흩어진 결과를 얻을 수 있는데 이는 유동박리가 크게 발달된 후류 영역에서는 복잡한 3차원 유동장이 형성되어 출구면에서의 평균된 속도 성분을 예측하기 어렵기 때문이다.

4.3 임펠러 마하수(M_u) 변화에 따른 성능 특성

4.3.1 설계 유량계수($\phi_d=0.132$)와 최대 효율 유량계수(ϕ_p)

4.3.1.1 임펠러 내부 유동 특성

임펠러 날개 회전속도 마하수 1.03에서 설계 유량계수는 0.132이고 수치해석 결과를 바탕으로 이 유량계수에서 압축기의 최대 효율을 얻을 수 있었다. 이번 절에서는 일정한 유량계수 0.132를 따라 임펠러 날개 회전속도 마하수를 변화시키면서 공력 성능 특성을 살펴보고, 각 회전속도에서 압축기 최대 효율을 갖는 점에 대해 분석하였다. 여기서 유량계수 0.132는 설계 회전속도에서의 설계점으로 실제 각 회전속도에서의 설계 유량계수는 압축기 효율이 최대인 유량계수에 근접하기 때문에 각각 다르겠지만 편의상 모든 회전속도에서 유량계수 0.132를 설계 유량계수라 부르도록 하겠다.

회전속도 변화에 따라 최대 효율을 갖는 유량계수를 Fig. 4.29에 나타내었다. 회전속도가 증가할수록 최대 효율을 갖는 유량계수 또한 증가하고 문헌을 통해 아는 바와 같이 비압축성 영역으로 간주할 수 있는 $M_u=0.30\sim 0.50$ 부근에서는 기울기가 작고 이후 이보다 큰 기울기를 갖는 선형으로 증가하다가 다시 기울기가 작아지는 것을 확인할 수 있다. 압축기 최대 효율을 갖는 유량계수는 $M_u=1.03$ 에서의 설계점에서 만나고 그보다 낮은 회전속도에서는 0.132보다 작은 유량계수, 높은 회전속도에 대해서는 고 유량계수에서 최대 효율을 갖는다.

Fig. 4.30은 각각 설계 유량계수와 최대 효율 유량계수에서 회전속도를 변경함에 따라 계산한 일 계수를 나타내었다. 회전속도가 증가할수록 최대 효율을 갖는 유량계수에 대해서는 일 계수가 거의 일정하지만, 일

정한 유량계수 0.132를 따라서는 임펠러 출구에서 날개 회전속도의 증가량보다 원주방향 속도 증가량이 크기 때문에 일 계수는 회전속도와 비례하여 증가하는 것을 알 수 있다. 이를 좀 더 구체적으로 파악하기 위해서 임펠러 출구 속도성분을 날개 회전속도로 무차원화하여 Fig. 4.31에 나타내었다.

설계 유량계수를 따라 회전속도가 증가할수록 임펠러 출구를 나오는 반경방향 속도와 원주방향 상대속도, 원주방향 절대속도는 모두 증가한다. 그러나 각 성분들을 임펠러 날개 회전속도로 무차원화 하면 Fig. 4.14와는 정반대로 반경방향속도 성분과 원주방향 상대속도 성분은 회전속도가 커질수록 감소하고, 원주방향 절대속도 성분만 증가한다. 감소하는 반경방향속도 성분과 원주방향 상대속도 성분의 기울기를 보면 반경방향속도 성분이 원주방향 상대속도 성분보다 더 큰 음의 기울기를 갖는 것을 확인할 수 있다. 이것을 유동각 관점으로 보게 되면 임펠러 출구 상대 유동각과 절대 유동각 모두가 증가하는 것을 알 수 있으며, 편차각 (Deviation angle) 또한 Fig. 4.32에 나타난 것과 같이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 일 계수의 변화를 알아보기 위해서는 이와 관련된 미끄럼 속도와 미끄럼 계수의 관계를 고찰할 필요가 있다. Fig. 4.33에 미끄럼 속도를 임펠러 날개 회전속도로 무차원화하여 나타내었다. 식 (2.20)을 통해 관계식의 주요한 변수가 반경방향 속도와 원주방향 절대 속도라는 것을 알고 있다. 임펠러 출구 상대 유동각 또는 편차각(Deviation angle)이 커지는 경우 미끄럼 속도 또한 증가하게 되는데 이는 반경방향 속도 성분 감소율이 원주방향 속도 성분 증가율보다 크기 때문에 결과적으로 미끄럼 속도 또한 작은 폭이지만 증가하게 되는 것이다. 같은 이유로 임펠러 회전속도가 증가할수록 미끄럼 계수가 감소되는 것을 Fig. 4.34에 나타내었다.

최대 효율 유량계수를 따라 각 속도 성분 변화는 대체로 일정하게

유지되고 있지만 미세한 변화가 있다. 특히 무차원화한 원주방향 절대 속도 성분을 보면 회전속도가 증가할수록 작은 쪽으로 감소하고 이에 따라 편차각(Deviation angle)이 조금씩 증가하여 미끄럼 속도 성분은 증가하고 미끄럼 계수는 감소하는 것을 관찰할 수 있다.

두 가지 유량계수에 대한 특성을 살펴봤을 때 다른 지표와는 달리 미끄럼 속도와 미끄럼 계수가 비슷한 경향을 보이고 또 그 변화폭이 작다는 것에 대해 이러한 특성들을 향후 성능 예측 프로그램에 어떻게 반영할 것인지는 깊게 고려해볼 필요가 있겠다.

Fig. 4.35는 두 가지 유량계수에 대해 회전속도에 따른 임펠러 및 디퓨저 출구 그리고 볼류트 출구에서의 압력계수와 효율을 나타내었으며, 볼류트 출구의 값은 Japikse 모델로 예측한 값이다. 설계 유량계수에 대해서는 임펠러 마하수 0.3부터 1.35까지 계산을 수행했으며, 최대 효율 유량계수에 대해서는 임펠러 마하수 0.3부터 1.15까지 계산을 수행하였다.

임펠러와 디퓨저 순으로 설명하기에 앞서 압축기 전체 즉, 볼류트 출구까지의 압력계수와 효율을 살펴보면 설계 유량계수에서 회전속도가 증가함에 따라 압력계수와 효율 모두 증가했다가 다시 감소한다. 최대 효율 유량계수는 거의 일정하며 $M_a=1.03$ 근처에서 곡선이 꺾이는 것을 볼 수 있다. 이는 전체 성능 곡선을 나타낸 Fig. 4.1을 보면 이해하기 쉬운데 임펠러 마하수 1.03을 기준으로 설계 유량계수선과 최대 효율 선이 교차되고 특히 임펠러 마하수 0.8에서의 유량계수 0.132에서는 디퓨저 박리선이 교차된다. 따라서 임펠러 마하수 1.03을 기준으로 그 이상과 이하의 회전속도에서는 설계 유량계수를 따라 낮은 압력계수와 효율을 나타내고 특히 임펠러 마하수 0.8이하에서는 디퓨저의 박리에 의한 손실로 인해 압력계수와 효율이 모두 더 감소하는 것을 이해할 수 있다. 또한 최대 효율 유량계수에 대해서 회전속도가 변하더라도 압력계수가 일정한

값을 갖는 것을 확인할 수 있는데, 이는 Fig. 4.31에서 볼 수 있듯이 압축기 내부의 대응되는 모든 위치에서 유동속도의 방향이 갖고 크기가 회전속도에 비례하여 유선이 같은 역학적 유사성(dynamically similarity)을 갖기 때문이다.

Fig. 4.35에서 임펠러 출구까지의 결과를 살펴보면, 디퓨저와 볼류트 출구까지의 결과와는 달리 설계 유량계수를 따라 임펠러 출구에서의 압력계수는 지속적으로 상승함을 확인할 수 있는데, 이는 회전속도가 증가함에 따라 압축성 유동현상이 대두됨을 의미한다. 또한 두 가지 유량계수에 대해 회전속도를 증가시킬수록 임펠러 유입 상대 유동각이 작아지고 흐름의 마하수가 증가함에 따라 임펠러까지의 효율이 감소하는 것을 이해할 수 있다.

임펠러만의 성능특성을 고찰하기 위해 두 가지 유량계수에 대한 임펠러 입구부터 출구까지의 Polytropic 효율을 Fig. 4.36에 나타내었다. 설계 유량계수를 따라 Fig. 4.36 (a)와 (b)를 살펴보면 회전속도가 커질수록 임펠러 입구 상대 유동각이 작은 폭이지만 감소하는 것을 알 수 있고 이에 따라 입사각이 작아지면서 효율이 감소하는 것을 알 수 있고, 최대 효율 유량계수가 0.132인 $M_u=1.03$ 인 경우를 기준으로 효율이 낮아진다. $M_u=1.03$ 이하의 속도에서 최대 효율 유량계수를 따르는 Polytropic 효율이 설계 유량계수일 경우보다 낮은 이유는 임펠러 날개에서의 입사각이 0보다 크고 흐름의 마하수가 크기 때문에 흡입면에서 발생하는 점성 손실에 의한 것으로 판단된다.

4.3.1.2 베인 디퓨저 내부 유동 특성

디퓨저의 공력성능을 파악하기 위한 두 가지 유량계수에 대해 회전 속도에 따른 임펠러 출구 절대 유동각을 Fig. 4.37에 나타내었다. 설계 유량계수를 따라서는 회전속도에 비례하여 임펠러 출구 유동각이 변하는 것을 알 수 있다. 앞서 언급한 것과 같이 회전속도가 증가함에 따라 반경방향 속도 성분은 감소하고 원주방향 절대속도 성분은 증가하기 때문에 임펠러 출구 절대 유동각이 증가한다. 임펠러를 나올 때의 유동각은 디퓨저의 베인 유입각과 같고, 디퓨저의 유동 유입각과 베인 입구각(75°)과의 차인 입사각은 계산된 모든 회전속도에서 음수임을 확인하였다.

따라서 유량계수가 일정한 경우, 회전속도가 느려질수록 임펠러 절대 유출각은 작아지고 이는 디퓨저의 입사각이 저 회전속도로 갈수록 0보다 많이 작아진다는 것을 의미한다. 이로 인해 베인의 압력면이 아닌 흡입면으로 유동이 들어가기 때문에 전단의 압력면보다 흡입면에서의 압력이 높고 반대로 속도는 흡입면 전단에서 보다 압력면 전단에서 빠르다. 이것은 압력면에서의 속도차에 의한 확산(Diffusion)을 증가시키고 이를 통해 두꺼워진 경계층은 역압력구배로 인해 박리를 크게 일으켜 압력면 위에 큰 와류를 형성하게 된다. 압력면 위의 후류영역은 점성 손실을 크게 발생시켜 전압력이 작아지고 손실계수를 높이게 된다. 반면 최대 효율 유량계수를 따라서는 속도성분이 거의 일정하기 때문에 유동각 또한 크게 변화하지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.35에 압축기 입구부터 디퓨저 출구까지의 성능 곡선을 나타내었는데 설계 유량계수를 따라 보면 임펠러까지의 압력계수 분포와 달리 압력계수와 효율 모두 증가했다가 다시 감소하는 모습을 볼 수 있다. 이는 앞서 설명한 바와 같이 임펠러 날개 회전속도 마하수 0.8을 기준으로 그 이하 회전속도에서의 유량계수 0.132에서는 디퓨저의 박리에 의한 손

실로 압력계수와 효율이 급격히 저하되는 것을 알 수 있다. 또한 고 회전속도로 갈수록 임펠러 출구까지의 압력계수와 디퓨저 출구까지의 압력계수 차가 커지는 것을 확인할 수 있는데 이는 디퓨저를 지나면서 효율이 떨어지는 것과 관련이 있다. 회전속도가 증가되면서 디퓨저 입사각이 커지게 되는데 높은 유입 마하수로 인해 베인의 흡입면에서 점성 손실이 발생하여 효율이 저하되는 것으로 판단된다. 반면 최대 효율 유량계수를 따라서는 압력계수와 효율 모두 거의 일정한 값을 유지하다가 임펠러 마하수가 0.9이상으로 커지면서 효율이 떨어지는데 이는 임펠러 날개 입사각이 작아짐에 따른 임펠러에서의 손실에 더하여 디퓨저 베인 입사각이 커짐에 따른 디퓨저에서의 손실이 반영된 것으로 판단된다.

식 (2.23)으로 정의된 디퓨저만의 Polytropic 효율을 Fig. 4.38에 나타내었고 디퓨저 출구까지의 효율과 임펠러 출구까지의 효율 차는 디퓨저만의 효율을 나타내는데 저회전에서 고회전으로 갈수록 감소하다가 다시 증가하는 것을 예상할 수 있다. 앞서 언급한 것과 같이 임펠러 날개 회전속도 마하수가 0.8 이하 설계 유량계수에서는 디퓨저 베인에서 박리가 발생하여 급격히 효율이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 설계 유량계수에서 임펠러 마하수가 약 1.1 이상으로 증가할 경우 효율이 저하되는데 이것은 흐름의 속도가 크고 디퓨저 베인 입사각이 커짐에 따라 베인 흡입면에서의 손실에 의한 영향으로 판단된다. 반면 최대 효율 유량계수를 따라서는 일정하게 높은 효율을 나타내고 디퓨저 유입 유동각으로 봤을 경우에는 약 69~71도 사이에서 가장 높은 효율을 보이고 있다.

디퓨저의 공력성능을 파악하기 위한 또 다른 지표로서 두 가지 유량계수에 대한 압력회복계수와 손실계수를 임펠러 마하수와 임펠러 출구 유동각에 따라 Fig. 4.39에 나타내었다. Fig. 4.39 (a)의 설계 유량계수에 대한 결과를 살펴보면 앞서 디퓨저만의 효율을 분석한 것과 마찬가지로

임펠러 마하수 0.8 이하에서 디퓨저 박리에 의한 손실이 크게 작용하여 압력회복계수는 저하되고 손실계수는 증가하는 것을 이해할 수 있다. 반면 최대 효율 유량계수를 따라서는 낮은 회전속도에서도 비교적 일정한 값의 압력회복계수와 손실계수를 얻을 수 있고 여기서 회전속도의 증가에 따라 손실계수가 조금씩 상승하는 이유는 흐름의 마하수가 커짐에 따른 마찰손실이 원인으로 판단된다. 임펠러 출구 절대 유동각에 따라 나타낸 Fig. 4.39 (b)에는 두 가지 유량계수에 대한 압력회복계수와 손실계수가 대체로 각각 한 곡선에 올라가는 것을 볼 수 있다. 설계 유량계수를 따라서는 임펠러 출구 유동각이 약 66.7 도 미만으로 작아질 경우 베인 압력면에서 유동박리가 발생하기 시작하여 손실계수가 증가하고 압력회복계수가 저하되는 것을 확인 할 수 있다. 게다가 회전속도가 감소하여 유동각이 약 62 도 이하로 작아질 경우에는 앞선 결과인 Fig. 4.26 (b)와 마찬가지로 압력회복계수가 0 보다 작아지게 되는데 이것은 디퓨저를 지나면서 정압이 작아지는 것을 뜻하므로 이때 부터 디퓨저는 제 역할을 다하지 못하고 내부를 지나는 유동이 압축이 아닌 팽창과정을 겪게 된다.

Fig. 4.1에서 유량계수 0.132를 따라 회전속도를 낮추어 보면 $M_u=1.03$ 에서 압축기 전체의 최대 효율 유량계수가 되고, $M_u=0.80$ 에서 디퓨저 베인 압력면에서 유동박리가 진행되기 시작하며, 그 보다 작은 회전속도 $M_u=0.65$ 에서 디퓨저 베인 압력면에서 박리를 확인할 수 있다.

4.3.2 서지 부근 유량계수(ϕ_p)

유량이 적을 경우 정상유동 계산의 수렴성이 급격히 떨어지는 유량 범위를 확인 할 수 있는데 원심 압축기의 서지현상은 주로 임펠러와 디퓨저에서 발생하는 유동의 불안정성에 근거를 두고 있다. 문헌에 따르면 디퓨저에 베인이 있는 원심 압축기의 경우 베인 전단 흡입면부터 목을 잇는 공간(Semi-vaneless space)에서의 실속이 가장 결정적인 서지의 요소이다. 유량이 적어질 경우 임펠러 입구에서의 상대 유동각과 임펠러 출구에서의 절대 유동각이 모두 커짐에 따라 임펠러 날개, 디퓨저 베인의 입사각이 모두 커지게 되고 흡입면에서의 유동박리로 인한 실속이 압축기 전체 유동에 서지현상을 발생시킨다. 회전속도에 따른 서지현상을 예측하는 과정에 있어서 모든 회전속도를 계산할 필요 없이 다음에 보여질 결과들과 같이 선형적으로 예측이 가능할 것으로 판단된다.

Fig. 4.40은 유량과 회전속도 변화에 따른 임펠러 입구 날개 끝(Tip)에서의 상대 유동각 분포를 보여준다. 유량이 적을수록 유입 상대 유동각이 커지고 회전속도가 작아질수록 서지 발생 유입 상대 유동각이 커지는 것을 알 수 있다. 대체적으로 약 70도에서 약 60도의 선형적인 서지 발생선을 예측할 수 있다.

Fig. 4.41은 유량과 회전속도 변화에 따른 디퓨저 베인 입구 유동각의 분포를 나타낸다. 유량이 적을수록 유입 유동각이 커지고 임펠러 회전속도에 관계없이 전반적으로 약 72도의 입구 유동각에서 서지가 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4.27 (a)는 각각 유량과 회전속도 변화에 따른 디퓨저의 압력회복계수의 분포를 보여준다. 유량이 적을수록 압력회복계수가 증가하고 임펠러 회전속도에 관계없이 전반적으로 압력회복계수 약 0.6부근에서 서지가 발생하고 있는데, 이로부터 베인 흡입면에서의 실속이 압축기 서지발생에 매우 결정적인 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

서지부근에서의 수치해석 결과를 임펠러와 디퓨저 내부 유선으로 Fig. 4.42에 나타내었고 각 그림을 통해 개략적인 유동각과 실속을 관찰할 수 있다. 저 유량으로 운전될 경우 임펠러 날개 끝(Tip)에서의 입구 상대 유동각이 커짐에 따라 임펠러 날개 흡입면 덮개(Shroud)부근에서 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있고, 이는 압축기 비정상 운전을 야기하는 서지 발생 원인중 하나로 판단된다. 또한 저유량에서 임펠러 출구 절대 유동각이 커짐에 따라 디퓨저 베인 흡입면 하단(Hub)부근에서 실속이 발생하였고 이로 인해 압축기 서지현상이 발생하는 것을 알 수 있다.

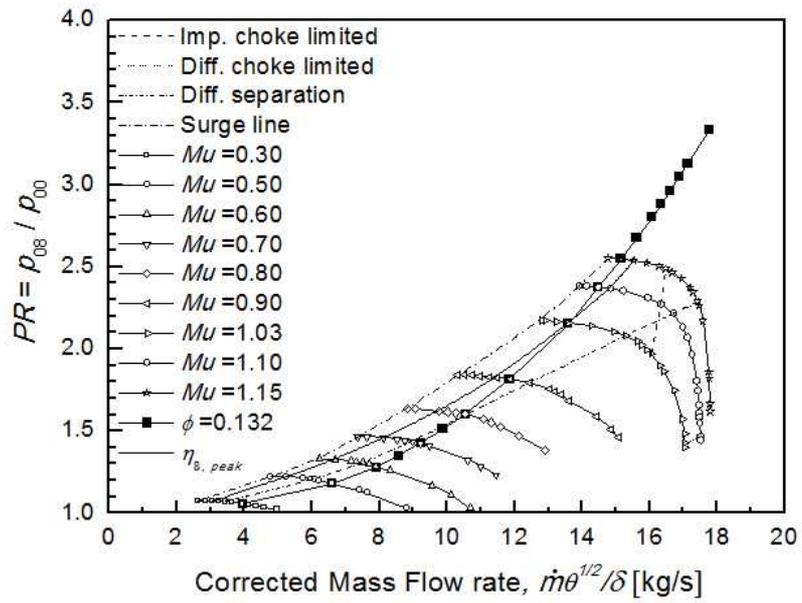
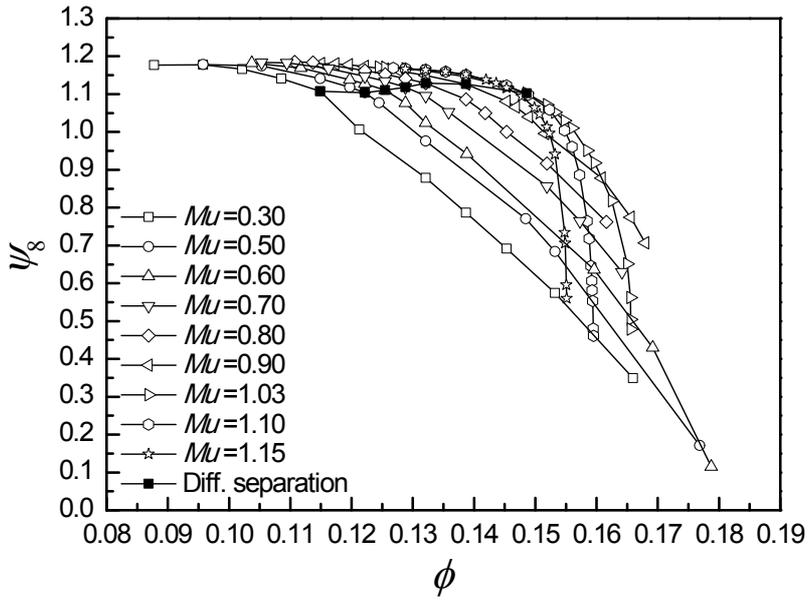
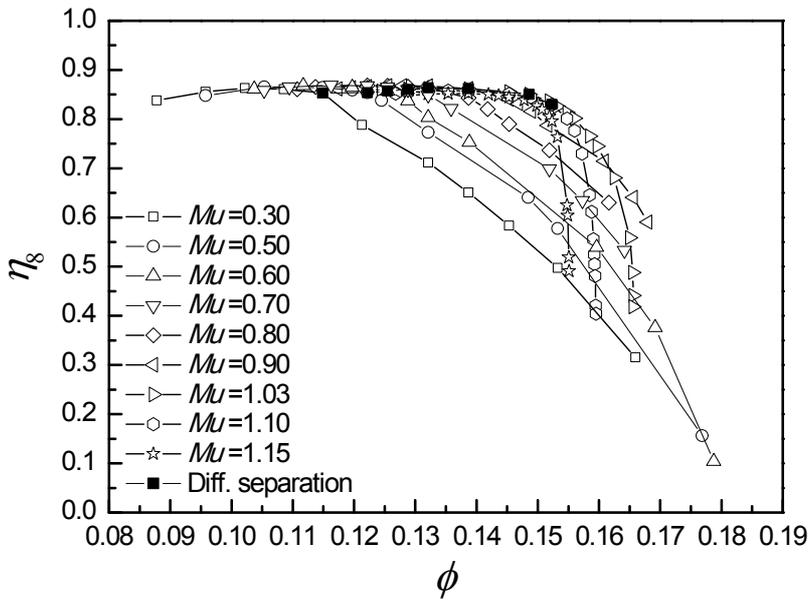


Fig. 4.1 Performance map for variations of corrected mass flow rate and various blade Mach number.



(a) Head coefficient



(b) Isentropic efficiency

Fig. 4.2 Performance curve at the volute exit.

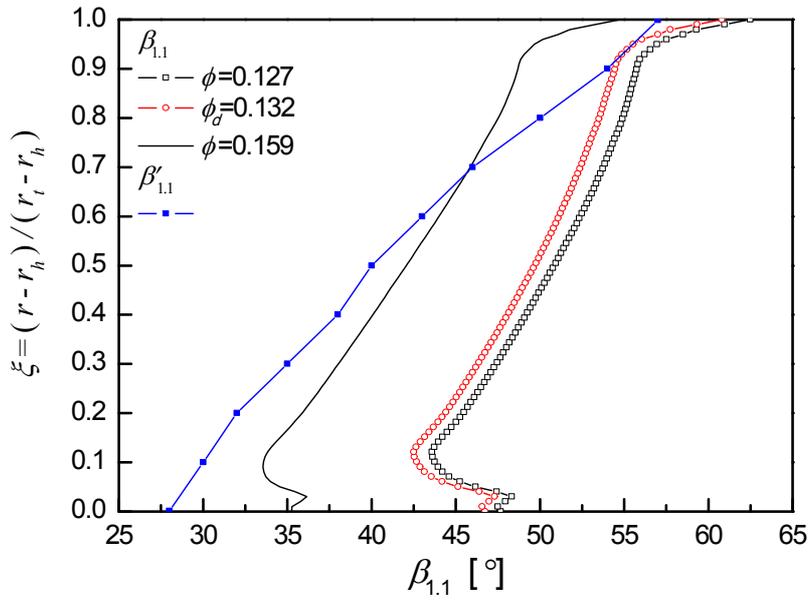


Fig. 4.3 Relative inlet flow angle and inlet blade angle of impeller($M_u=1.10$).

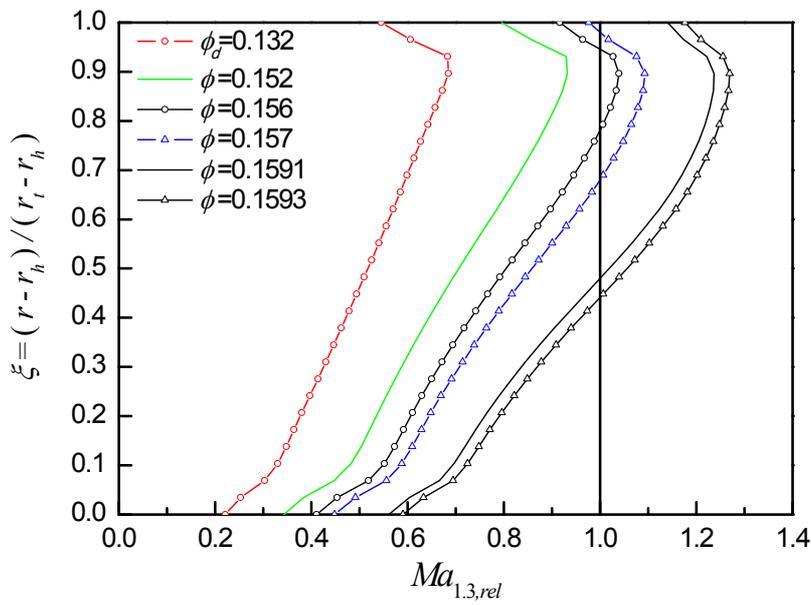


Fig. 4.4 Relative Mach number contour in impeller($M_u=1.10$).

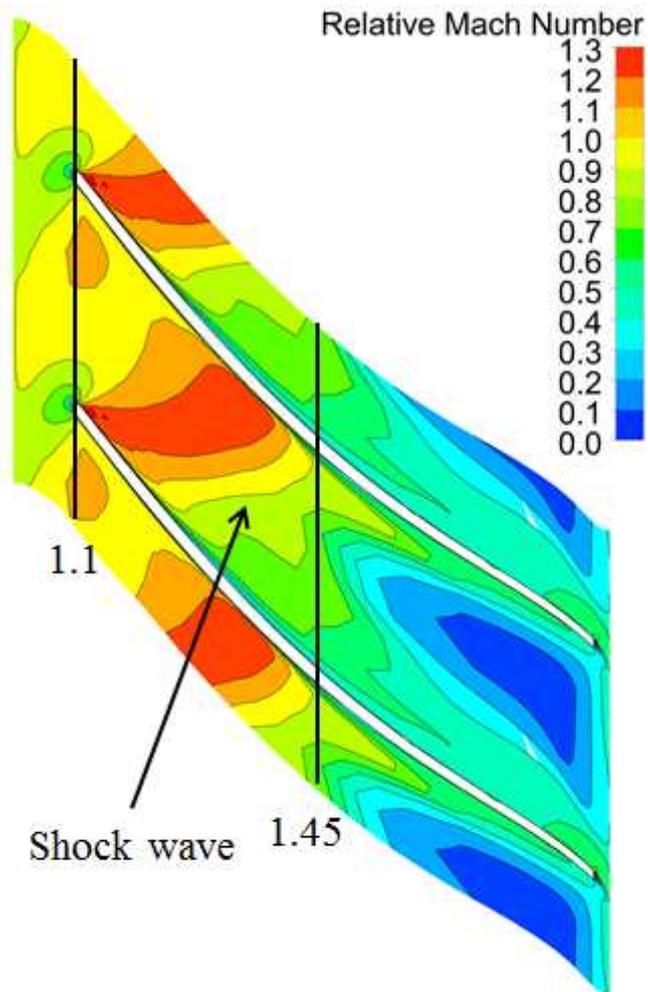


Fig. 4.5 Relative Mach number contour on impeller 0.9span($M_U=1.10$).

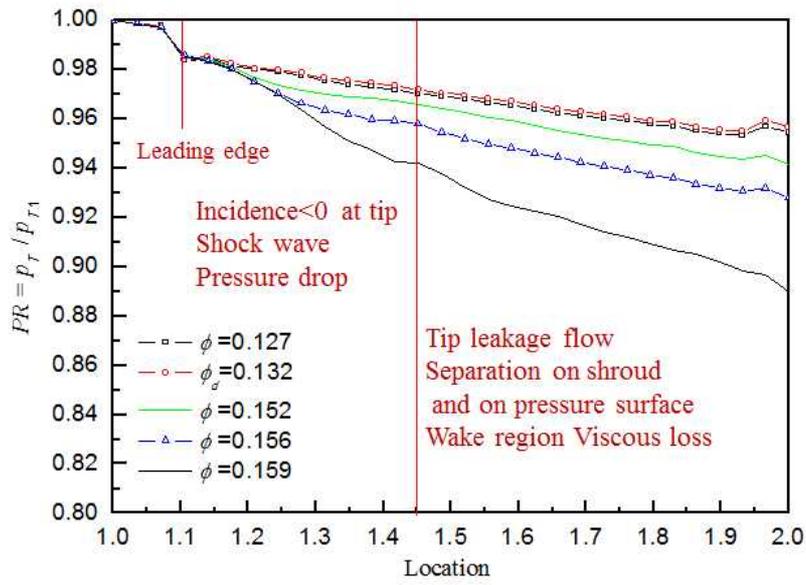
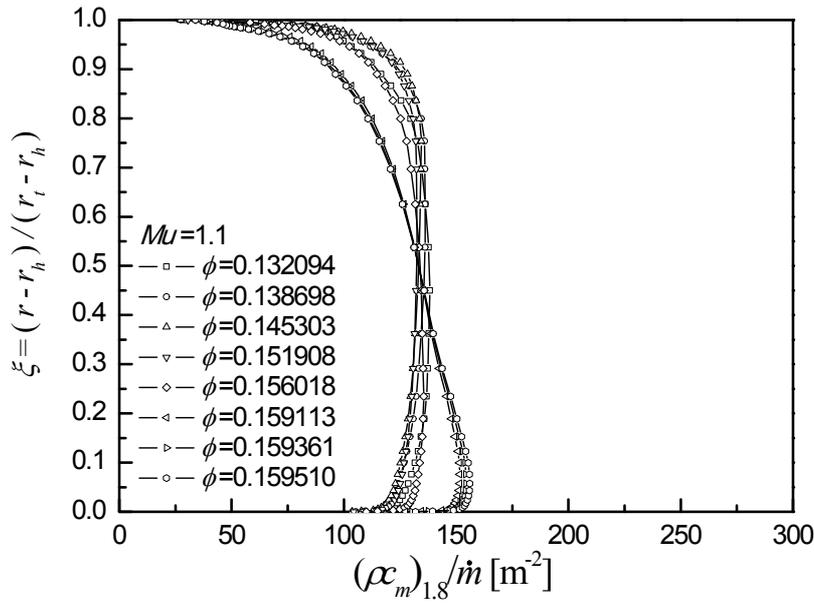
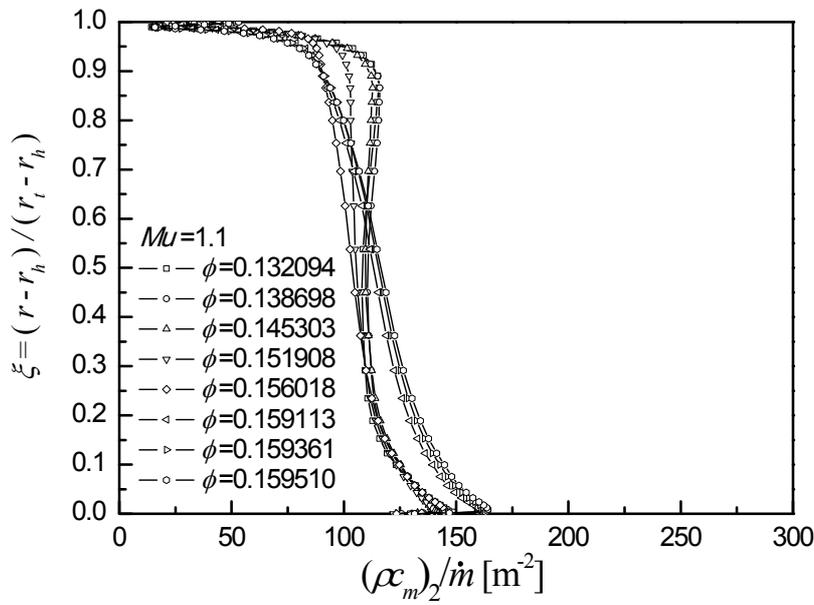


Fig. 4.6 Pressure drop based on rothalpy ($M_o=1.10$).



(a) 1.8 location of impeller



(b) Impeller exit(2 location)

Fig. 4.7 Variations of tendency of mass flow rate with span ($Mu=1.10$).

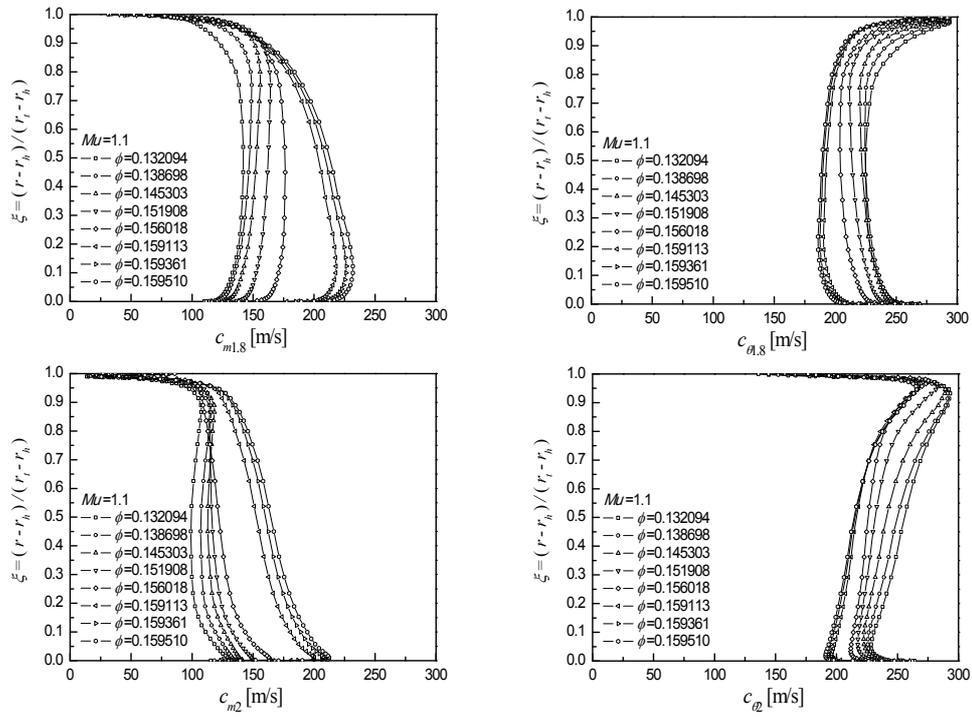


Fig. 4.8 Velocity distributions of impeller downstream ($M_u=1.10$).

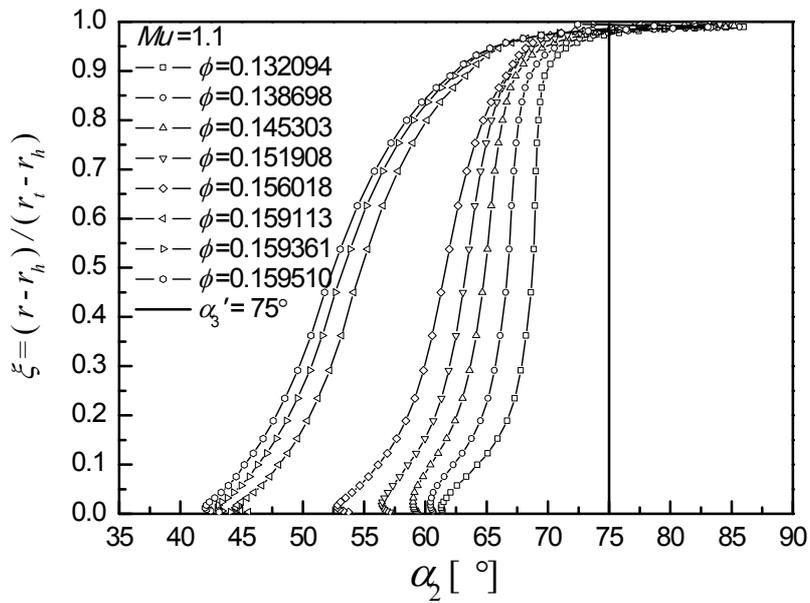
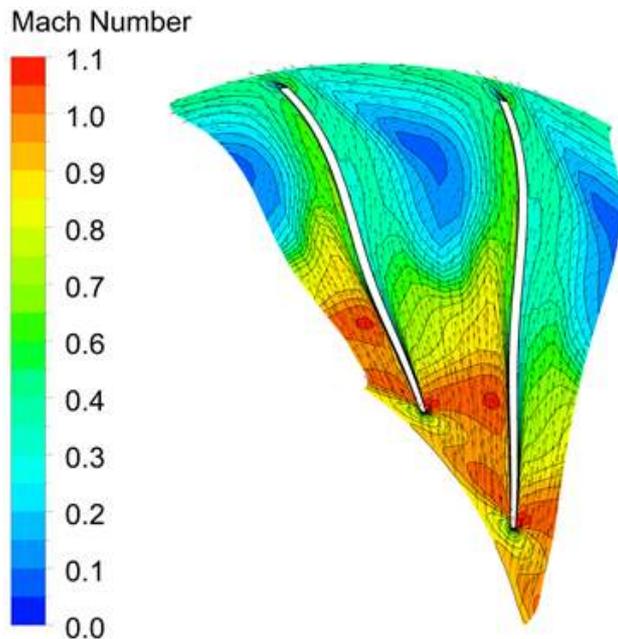
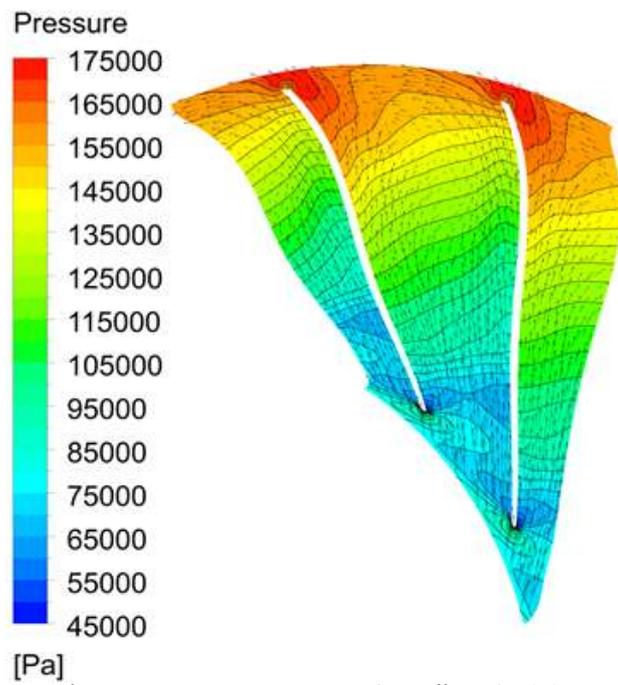


Fig. 4.9 Absolute flow angle of impeller exit ($M_u=1.10$).

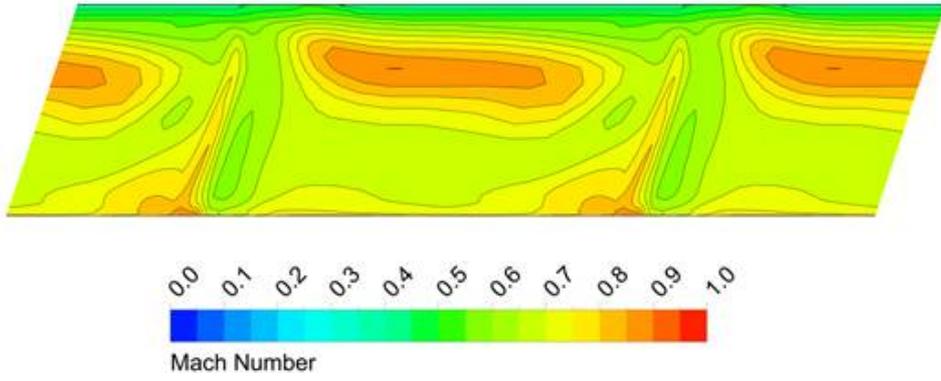


(a) Relative Mach number contour on impeller tip(0.9span)

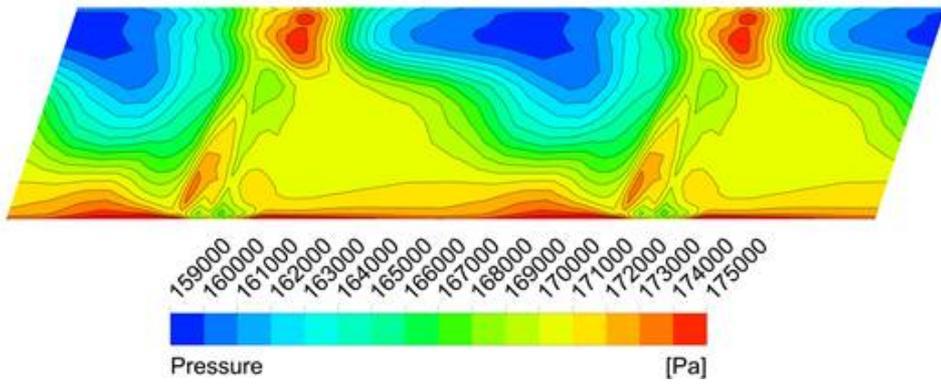


(b) Pressure contour on impeller tip(0.9span)

Fig. 4.10 Choking in the impeller($M_u=1.10$, $\phi_{IC}=0.149$).



(a) Mach number contour on impeller exit



(b) Pressure contour on impeller exit

Fig. 4.11 Mach number and pressure contour on the impeller exit ($M_u=1.10$, $\phi_{I,C}=0.149$).

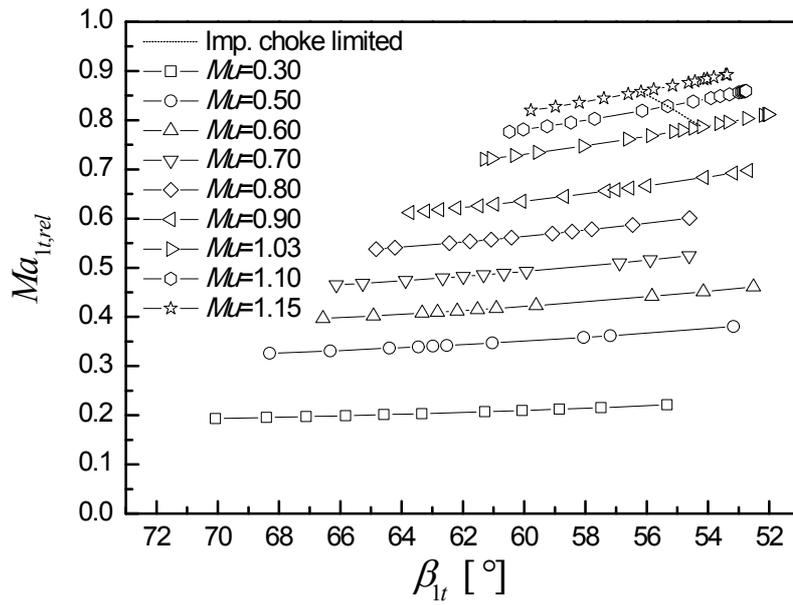
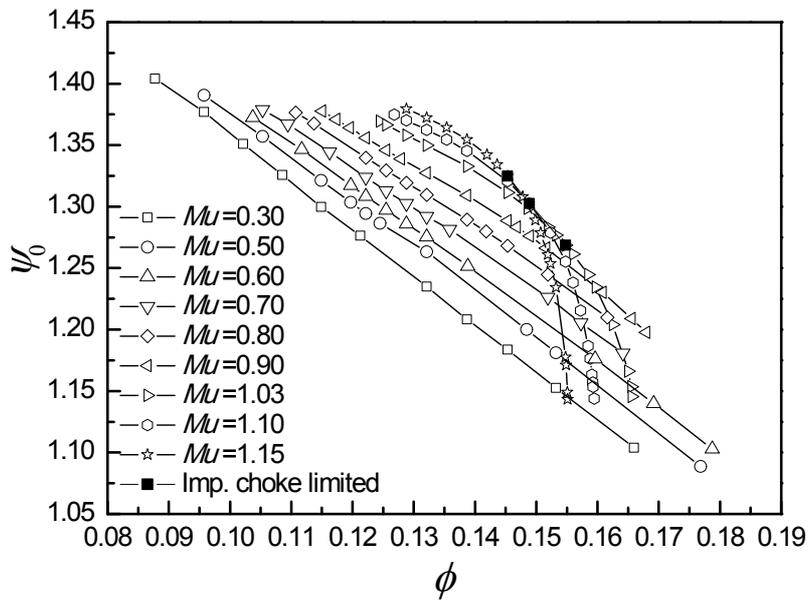
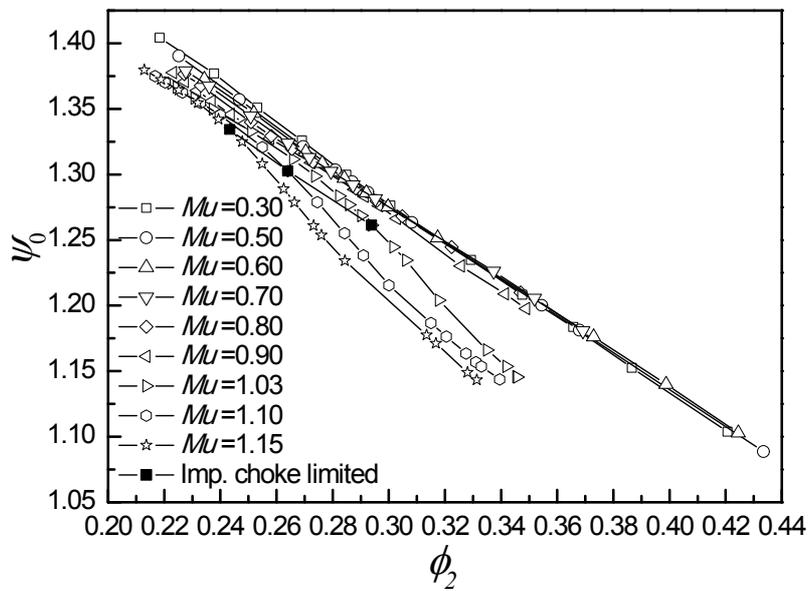


Fig. 4.12 Distributions of relative inlet tip Mach number and flow angle with various blade Mach numbers.



(a) Flow coefficient



(b) Flow coefficient at the impeller exit

Fig. 4.13 Work coefficient variations with flow coefficient for various M_u .

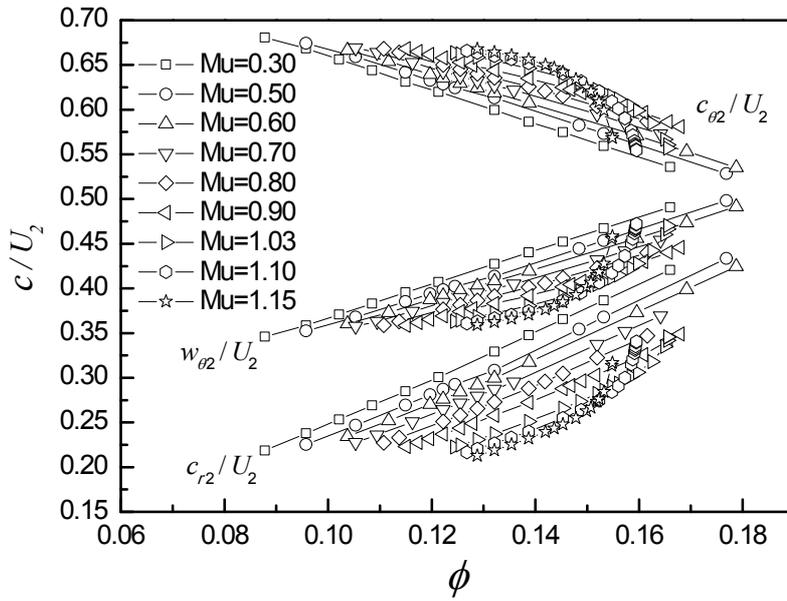


Fig. 4.14 Non-dimensional velocity components at impeller exit.

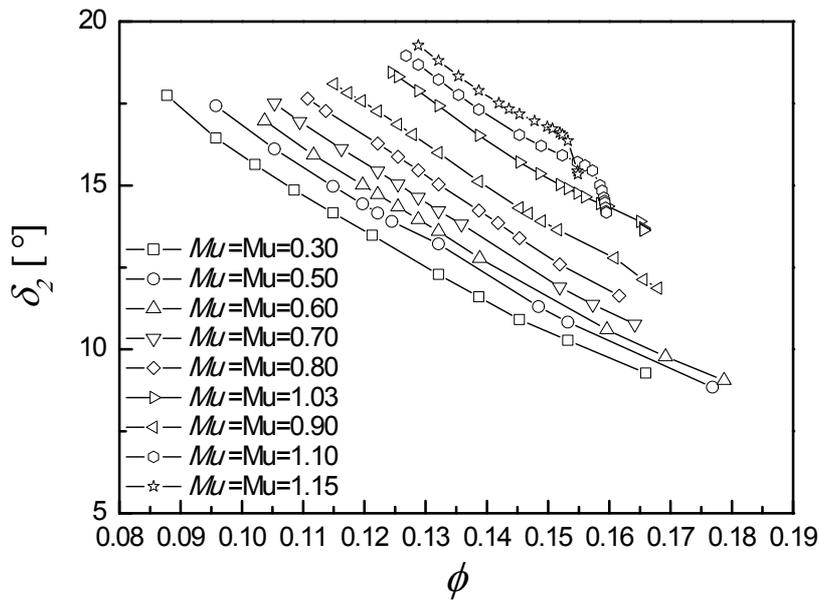


Fig. 4.15 Deviation angle distributions of the impeller.

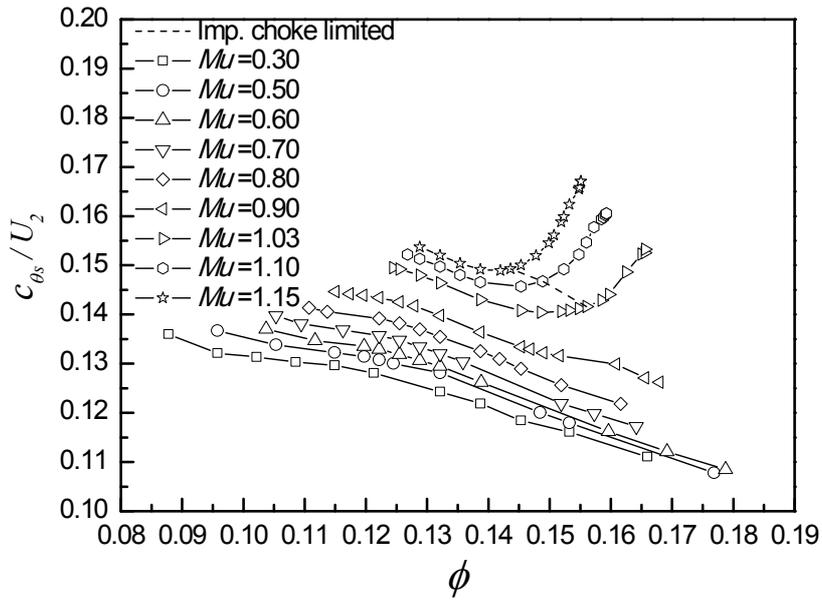


Fig. 4.16 Non-dimensional slip velocity variation.

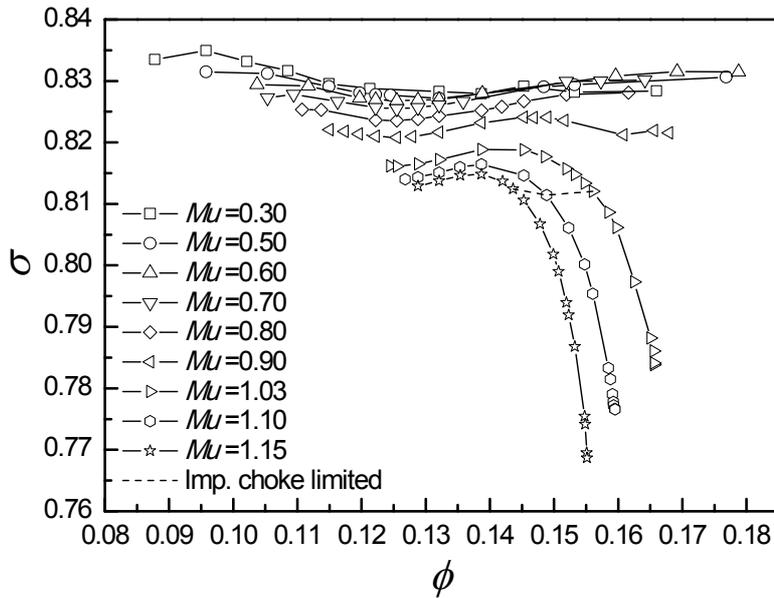
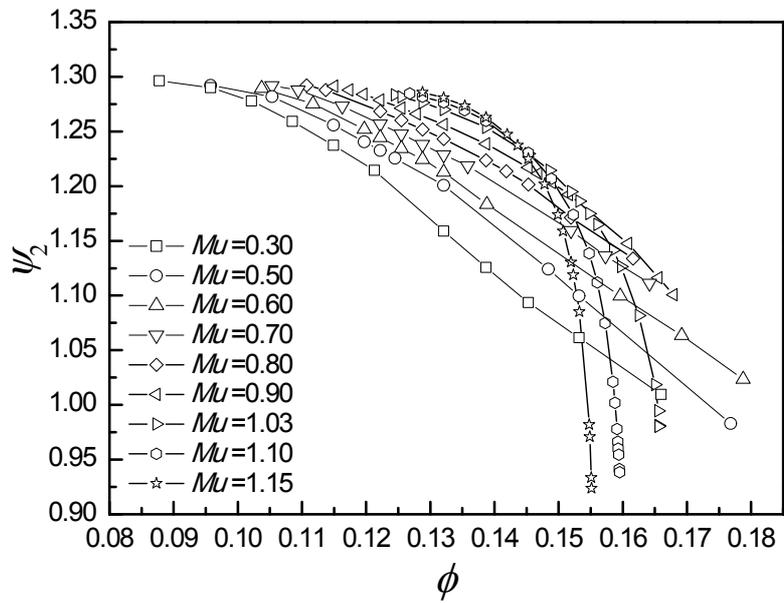
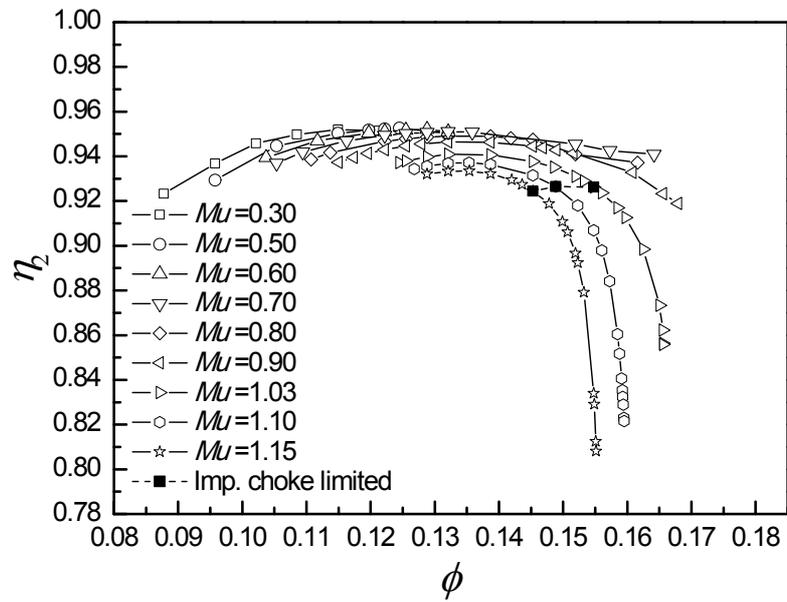


Fig. 4.17 Slip factor variations.

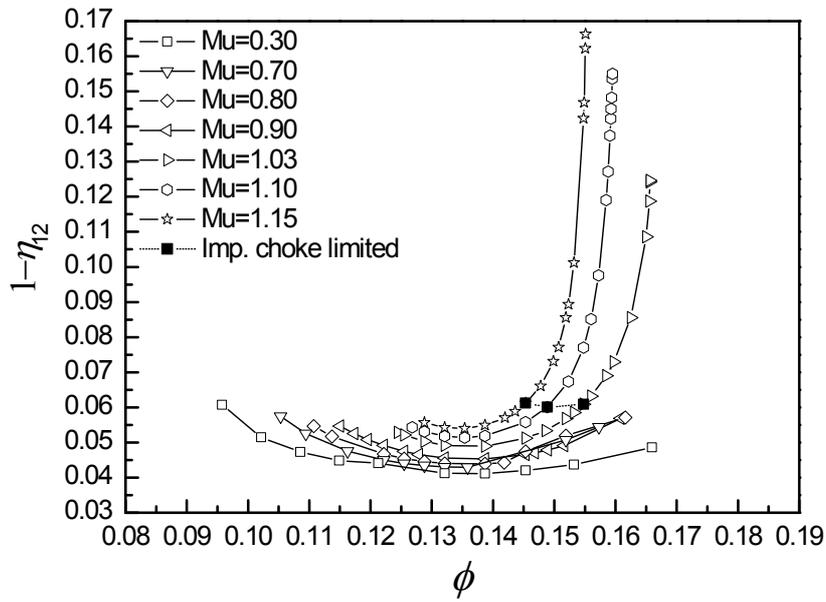


(a) Head coefficient

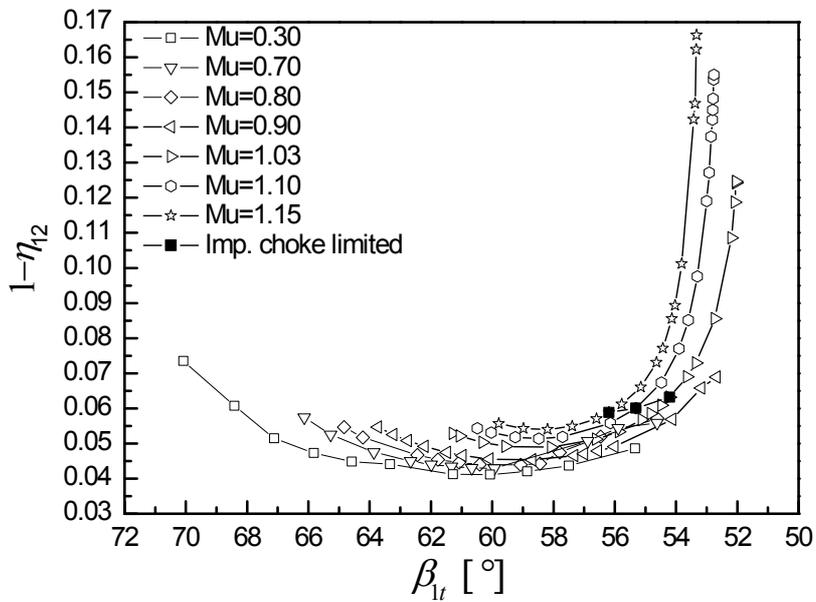


(b) Isentropic efficiency

Fig. 4.18 Performance map at the impeller exit.



(a) Flow coefficient



(b) Relative inlet tip flow angle

Fig. 4.19 Polytropic efficiency variations of the impeller for various M_u .

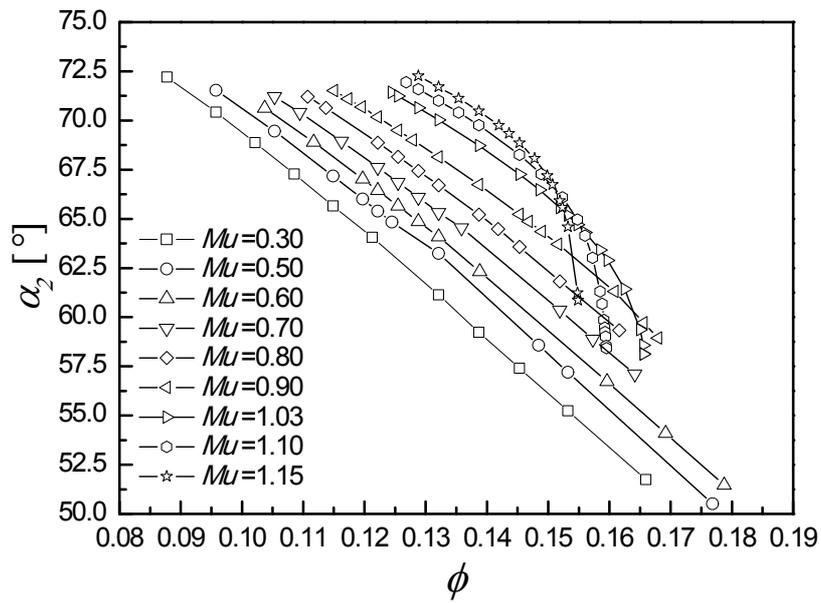
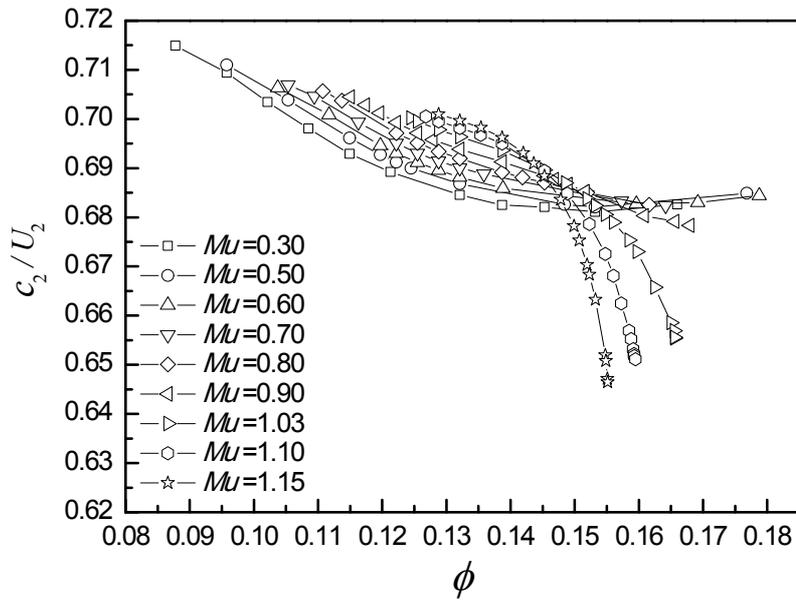
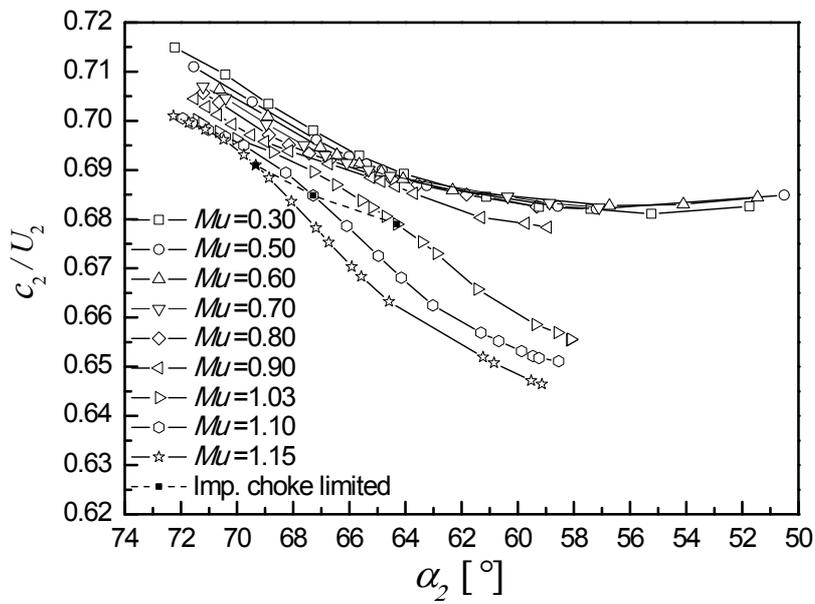


Fig. 4.20 Absolute outlet flow angle of the impeller for various Mu .



(a) Flow coefficient



(b) Outlet flow angle of the impeller

Fig. 4.21 Variations of non-dimensional velocity.

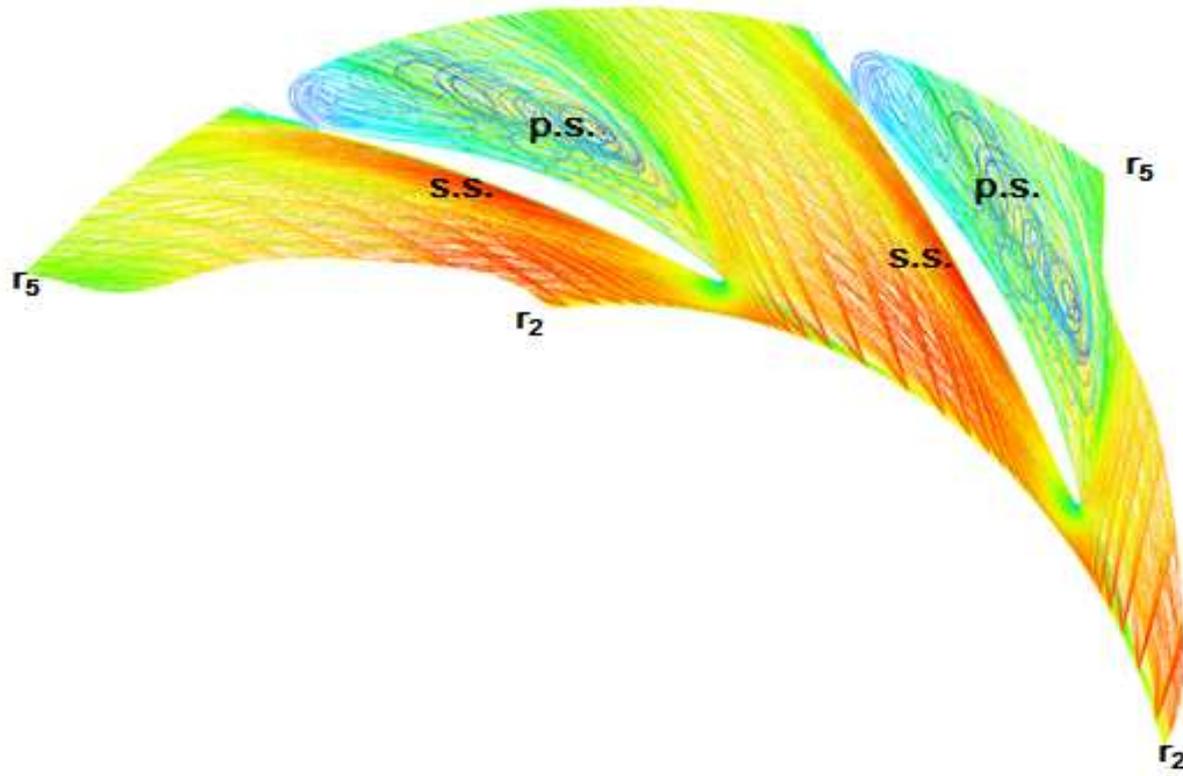
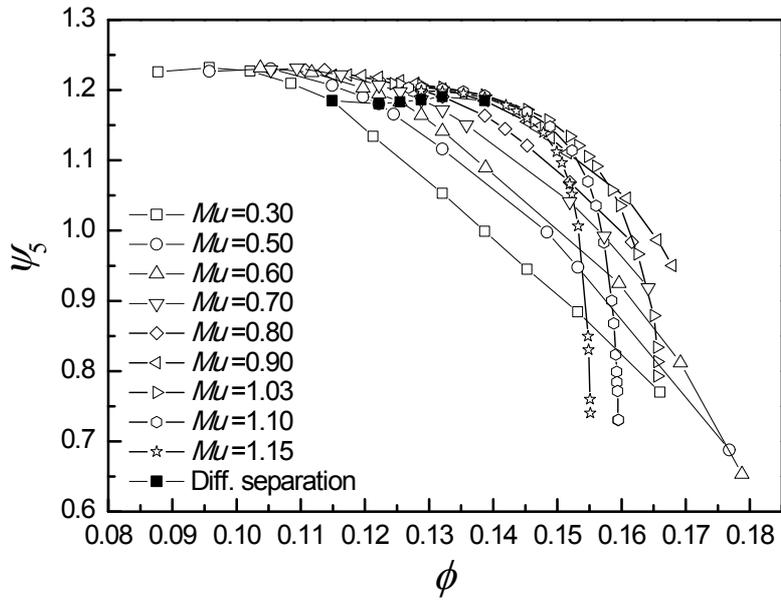
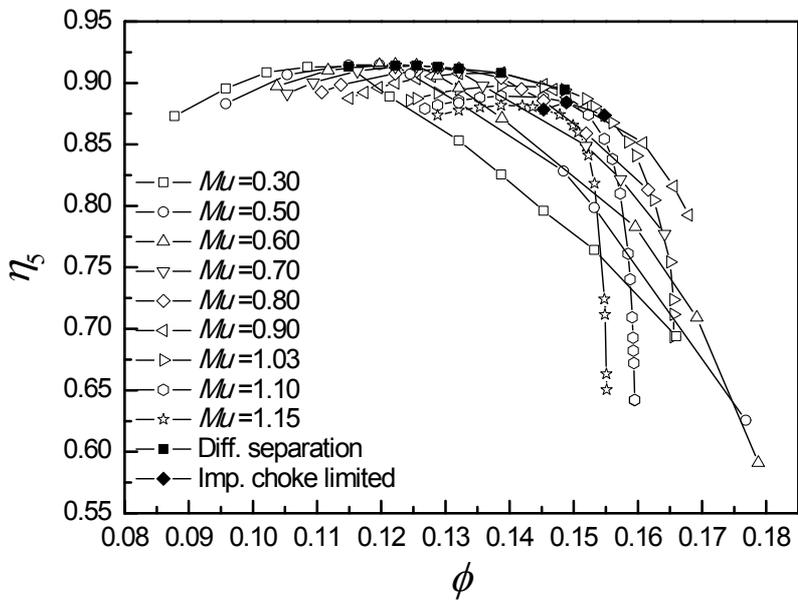


Fig. 4.22 Streamline of separation on pressure surface of the diffuser vane($M_u=1.10$, $\phi=0.157$).

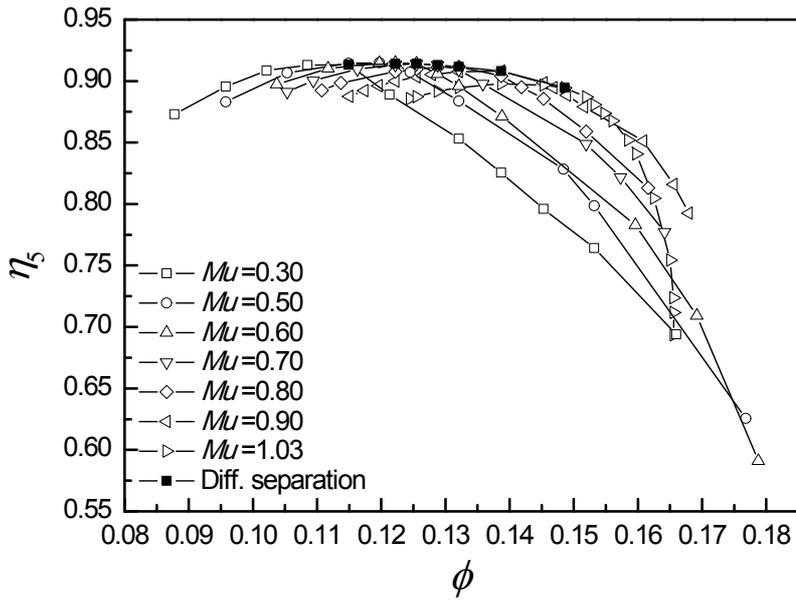


(a) Head coefficient

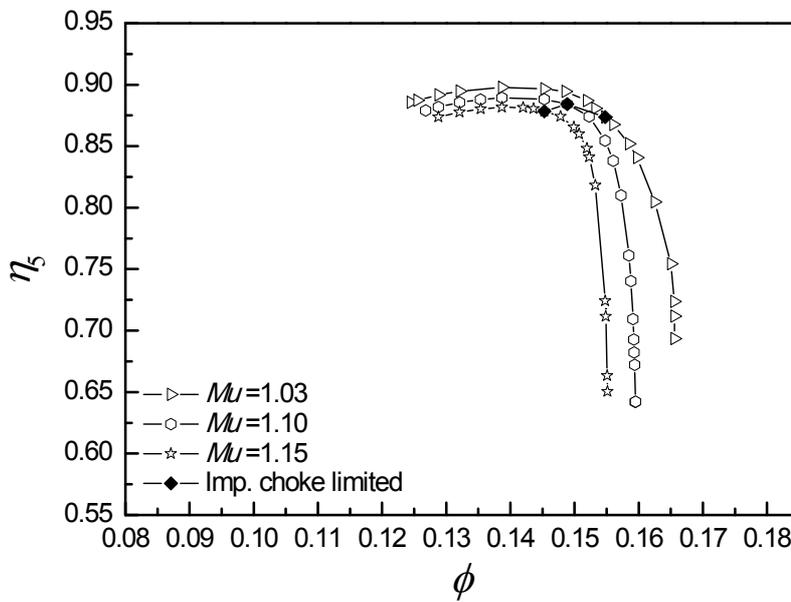


(b) Isentropic efficiency

Fig. 4.23 Performance map at the diffuser exit.



(a) Low blade Mach number



(b) High blade Mach number

Fig. 4.24 Isentropic efficiency at the diffuser exit as: (a) Low; (b) High Blade Mach number.

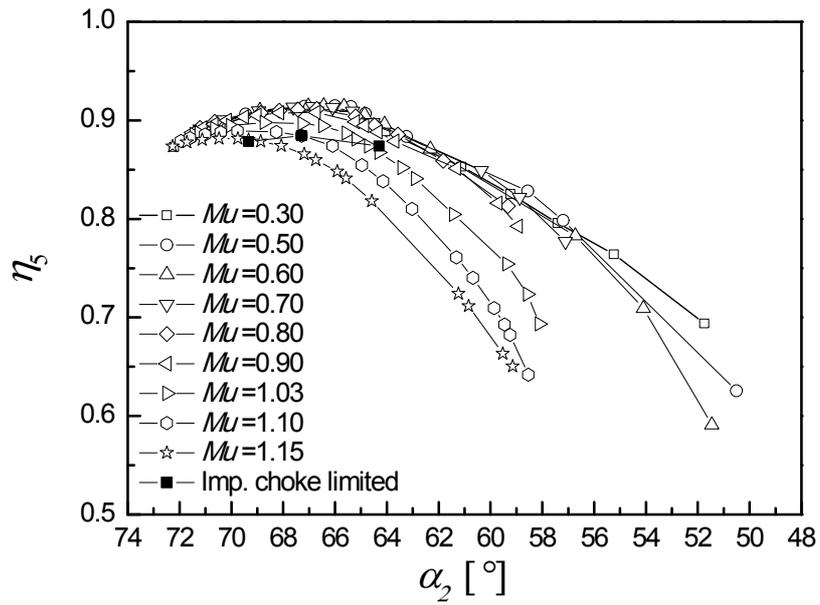
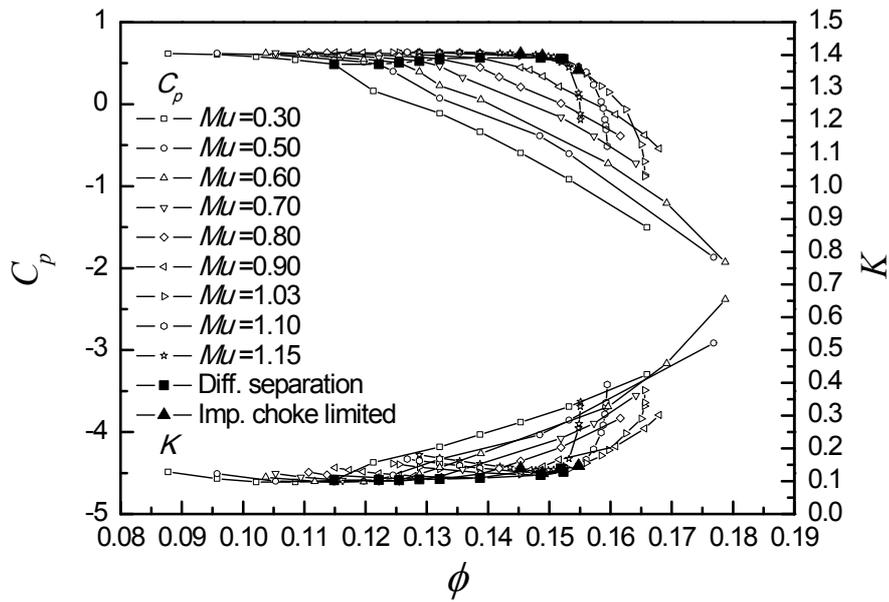
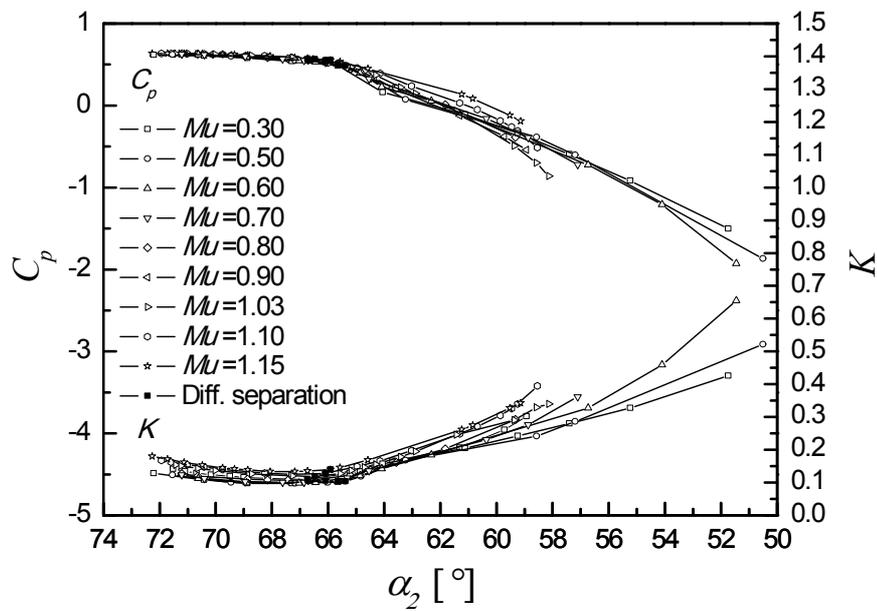


Fig. 4.25 Isentropic efficiency at the diffuser exit with outlet flow angle of the impeller.

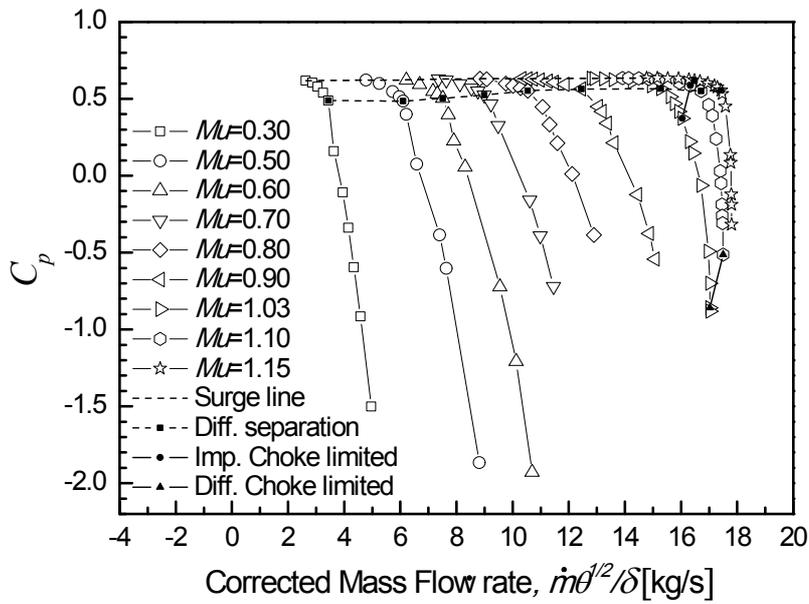


(a) Flow coefficient

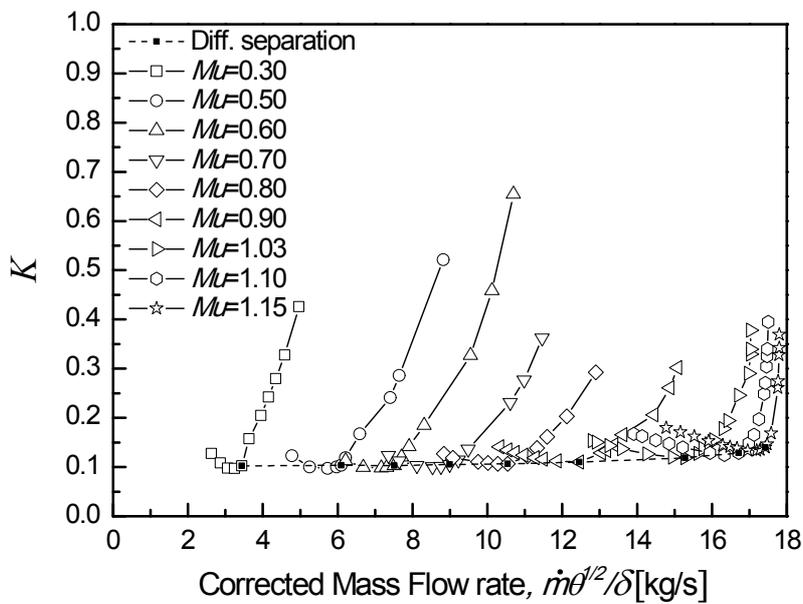


(b) Impeller exit flow angle

Fig. 4.26 Static pressure recovery and loss coefficient of the diffuser.



(a) Static pressure recovery coefficient



(b) Loss coefficient

Fig. 4.27 Relation of the diffuser performance with separation on vane.

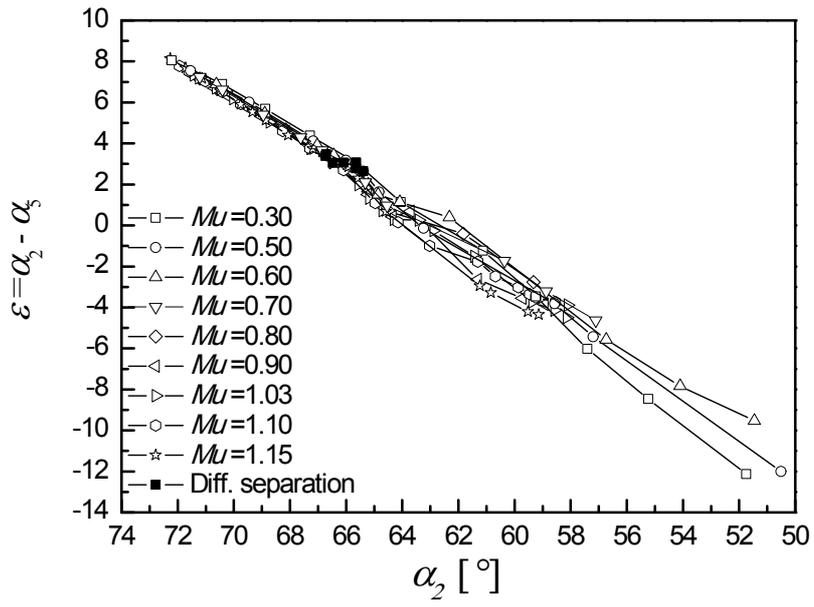


Fig. 4.28 Variations of turning angle of the diffuser.

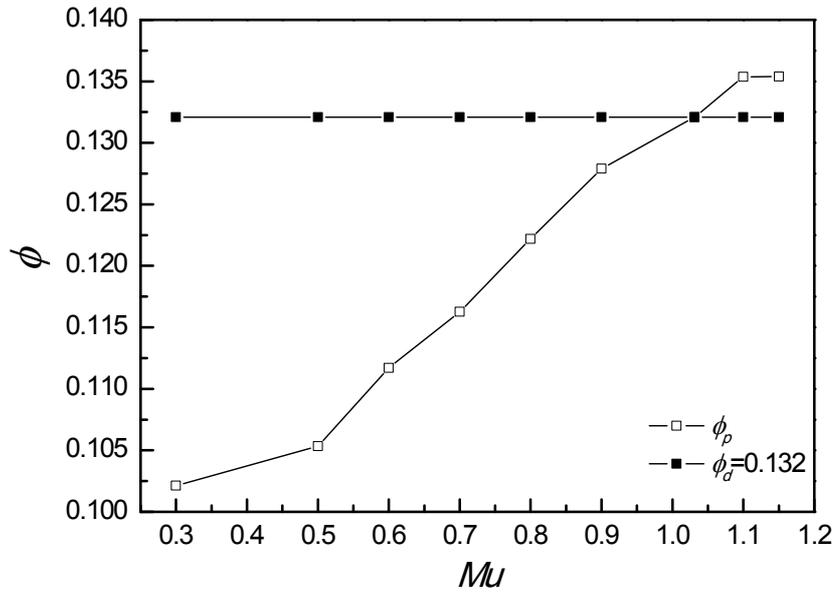


Fig. 4.29 Flow coefficient of peak efficiency and design with Mu .

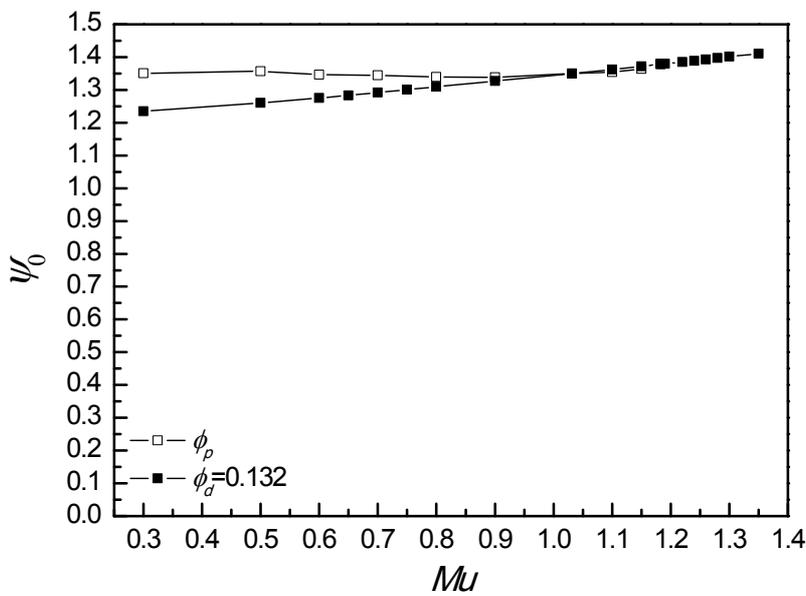


Fig. 4.30 Variation of work coefficient with Mu for flow coefficients of peak efficiency and design.

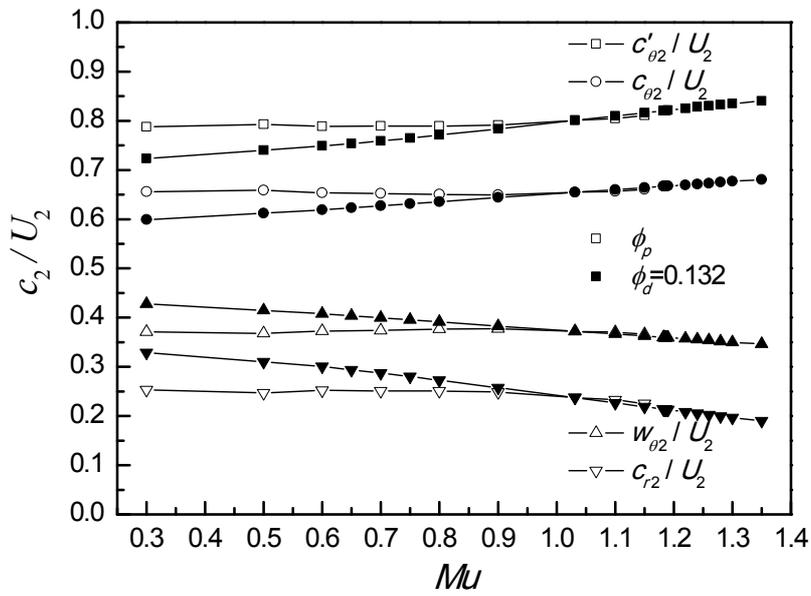


Fig. 4.31 Non-dimensional velocity at the impeller exit with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.

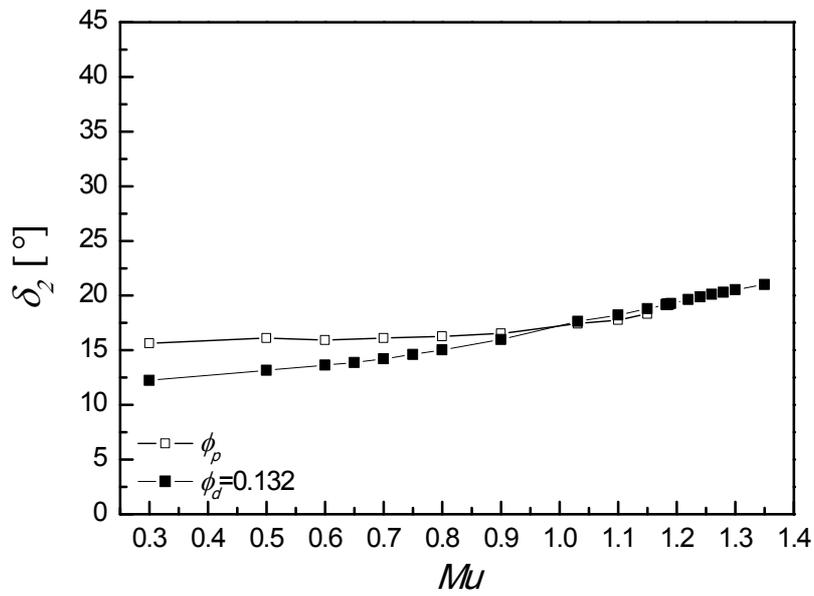


Fig. 4.32 Deviation angle of the impeller with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.

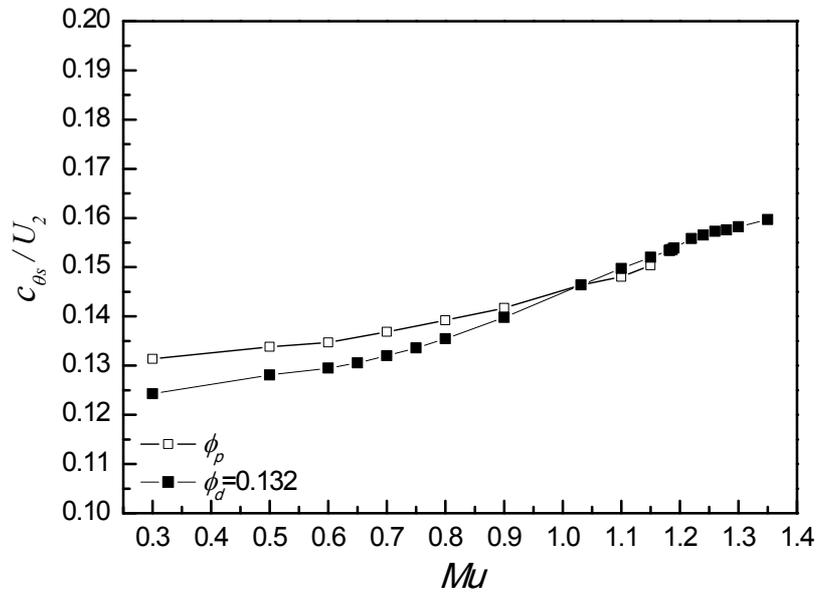


Fig. 4.33 Non-dimensional slip velocity with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.

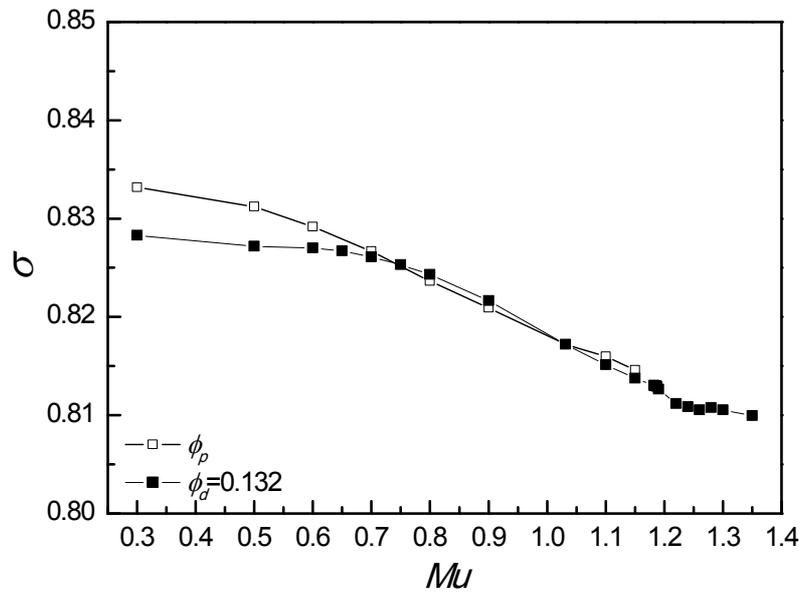
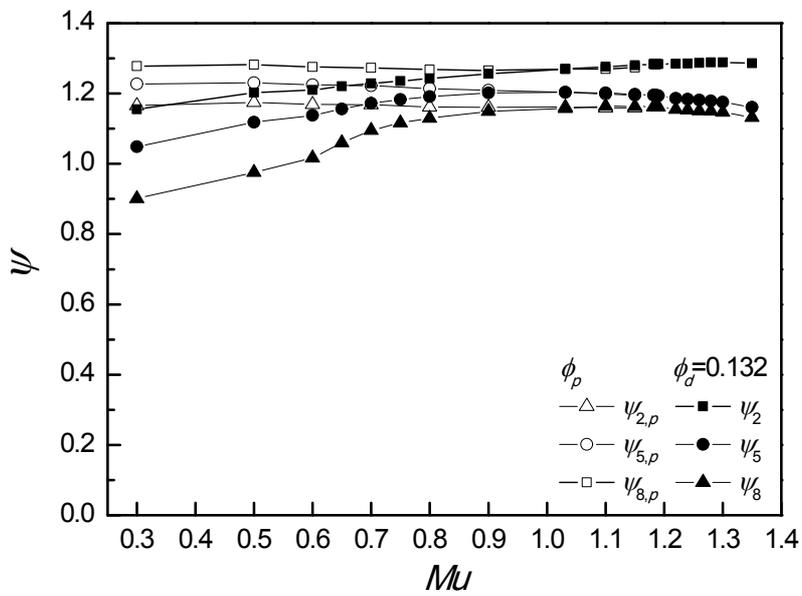
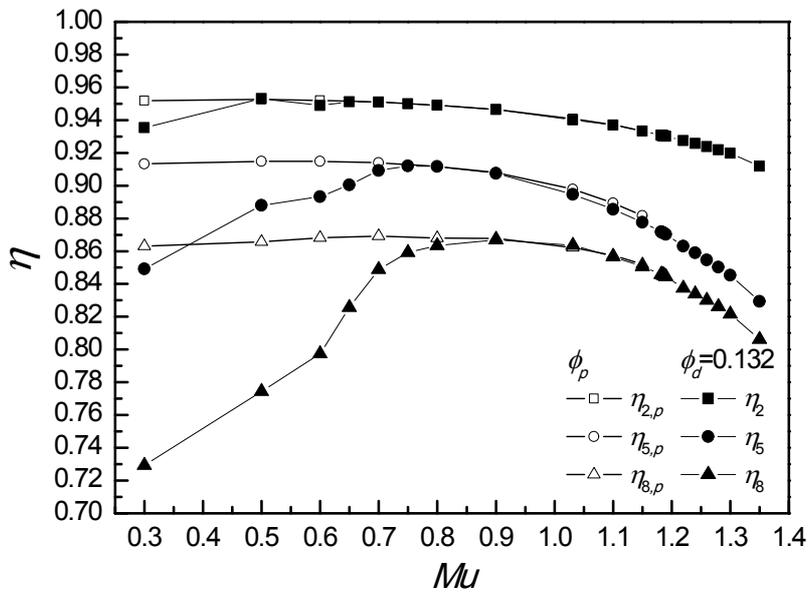


Fig. 4.34 Slip factor with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.

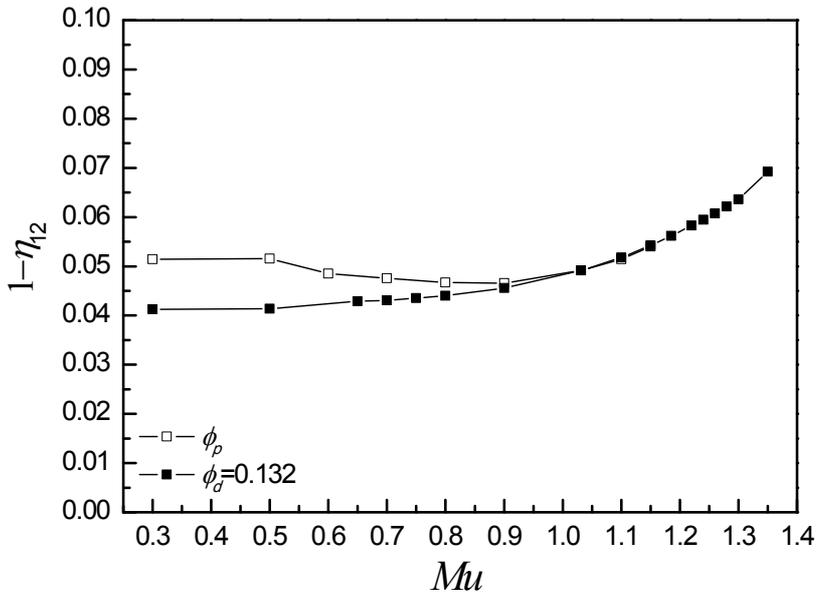


(a) Head coefficient

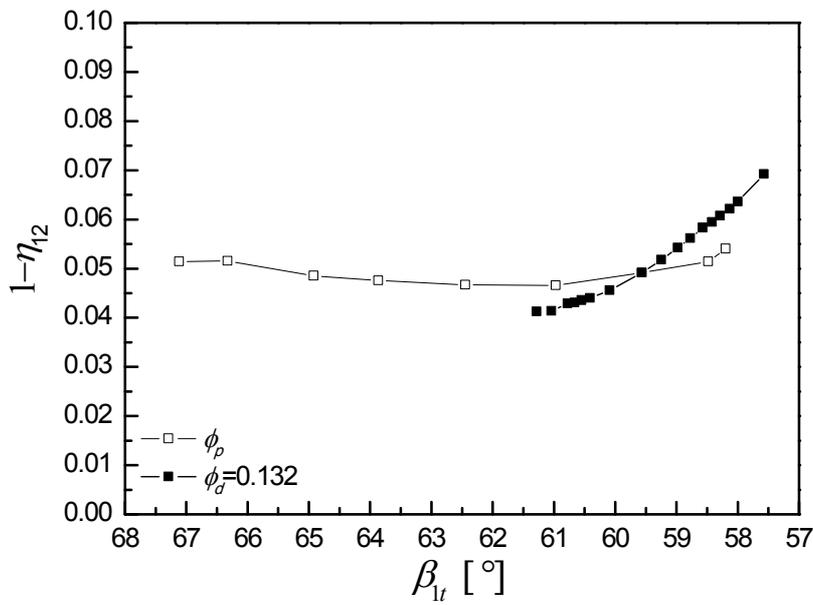


(b) Isentropic efficiency

Fig. 4.35 Performance map at the impeller, diffuser, and volute exit, respectively with M_u for flow coefficients of peak efficiency and design.



(a) Blade Mach number



(b) Relative inlet tip flow angle

Fig. 4.36 Variations of polytropic efficiency of the impeller for flow coefficients of peak efficiency and design.

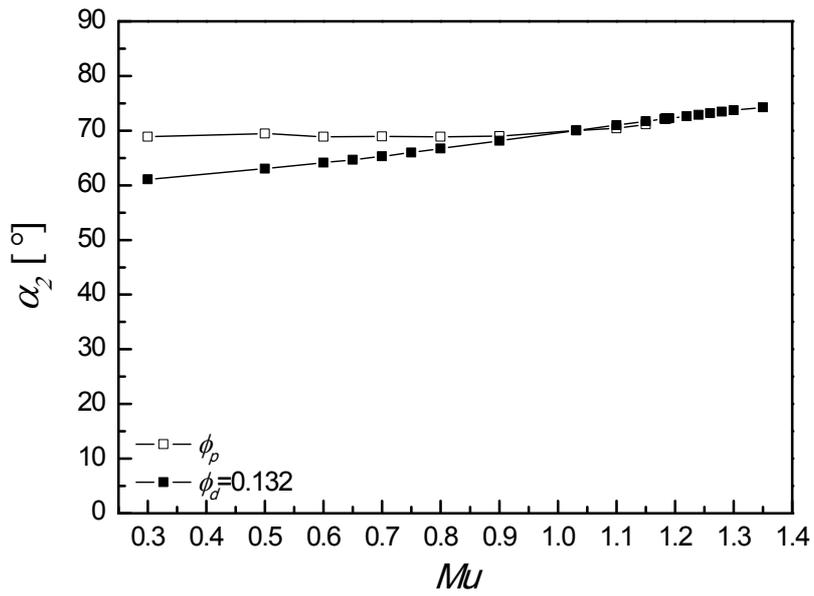
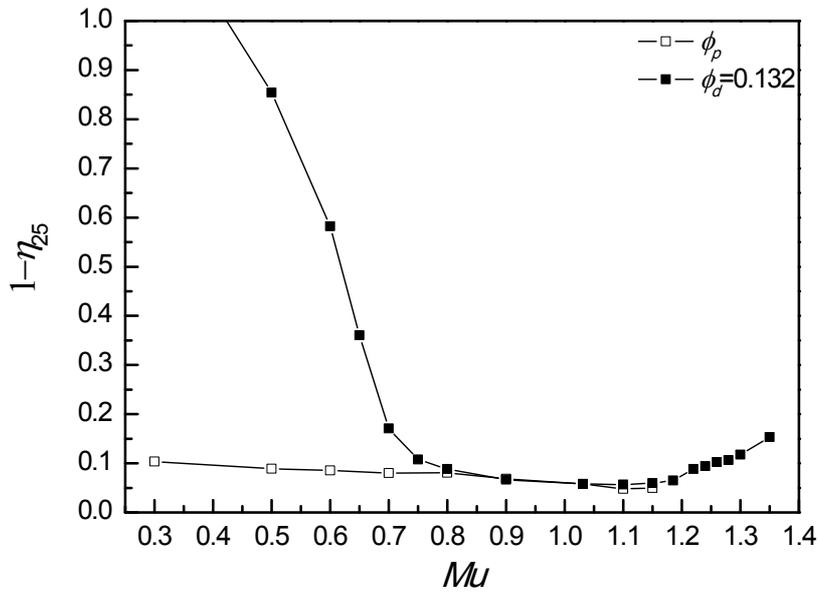
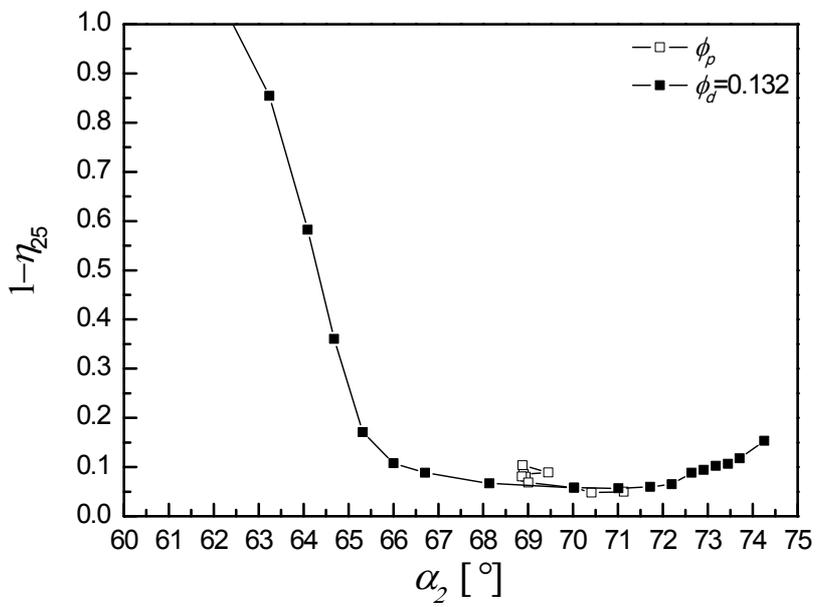


Fig. 4.37 Absolute outlet flow angle of the impeller with Mu for flow coefficients of peak efficiency and design.

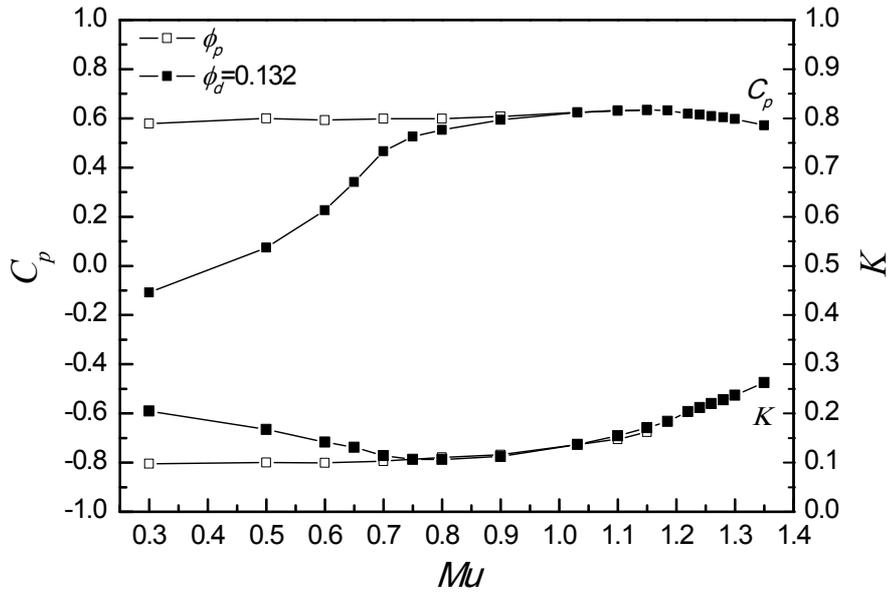


(a) Blade Mach number

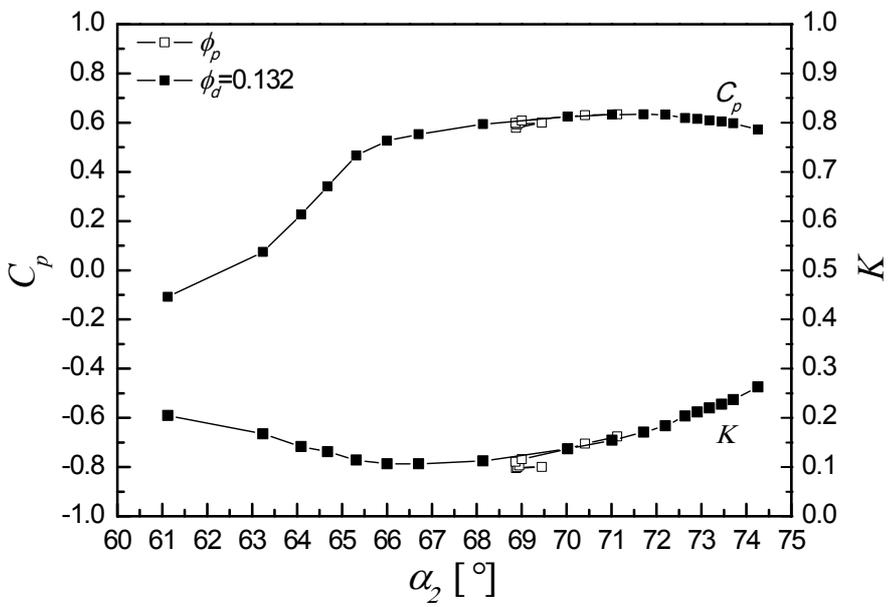


(b) Impeller exit flow angle

Fig. 4.38 Variations of polytropic efficiency of the diffuser for flow coefficients of peak efficiency and design.



(a) Blade Mach number



(b) Impeller exit flow angle

Fig. 4.39 Variations of static pressure recovery and loss coefficient of the diffuser for flow coefficients of peak efficiency and design.

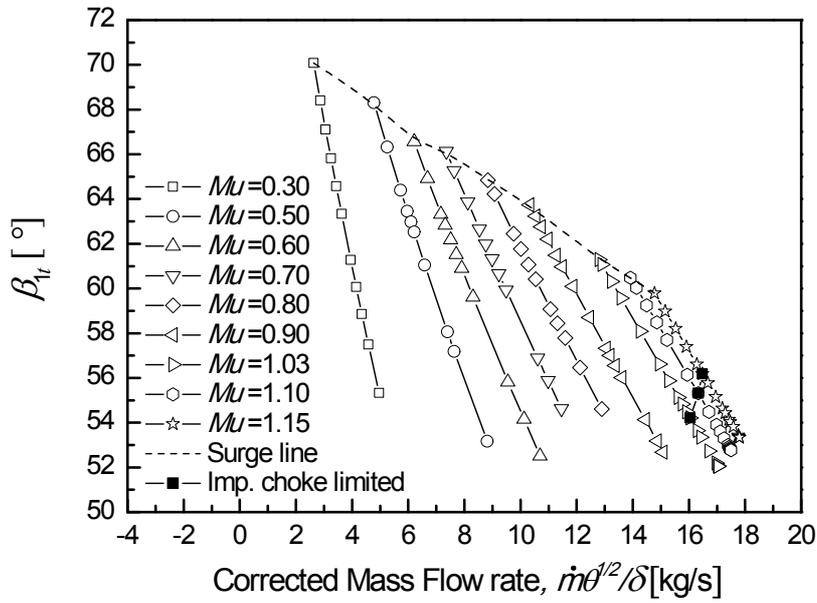


Fig. 4.40 Relative inlet tip flow angle with corrected mass flow rate.

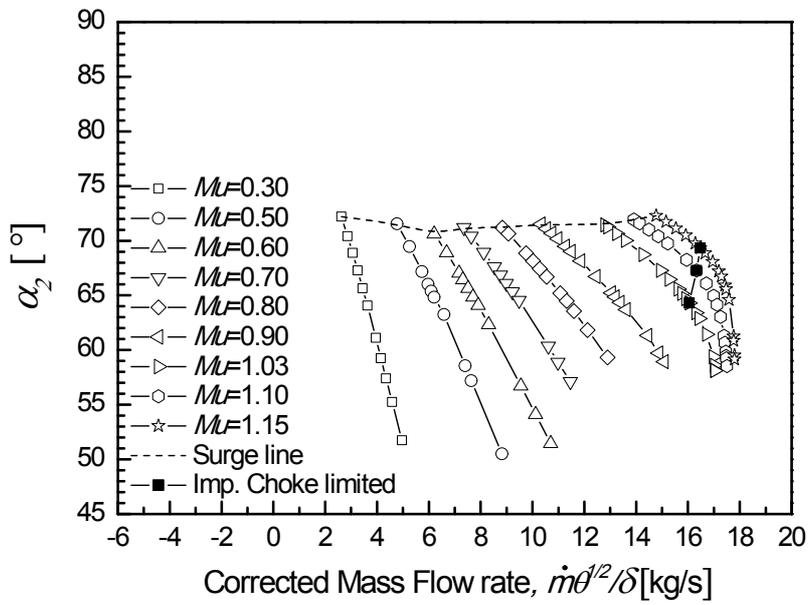
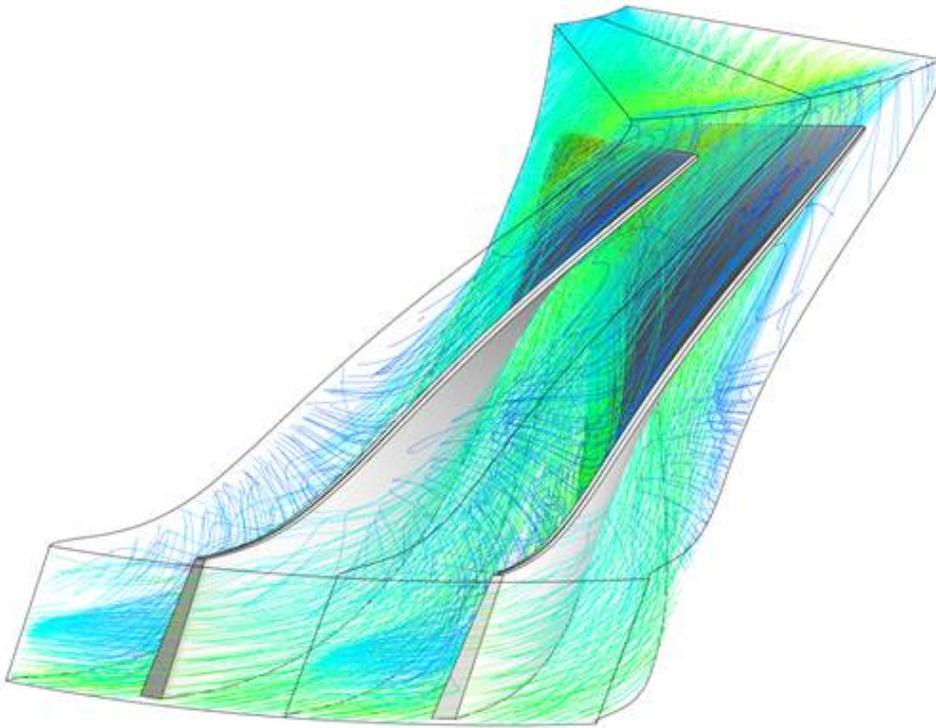
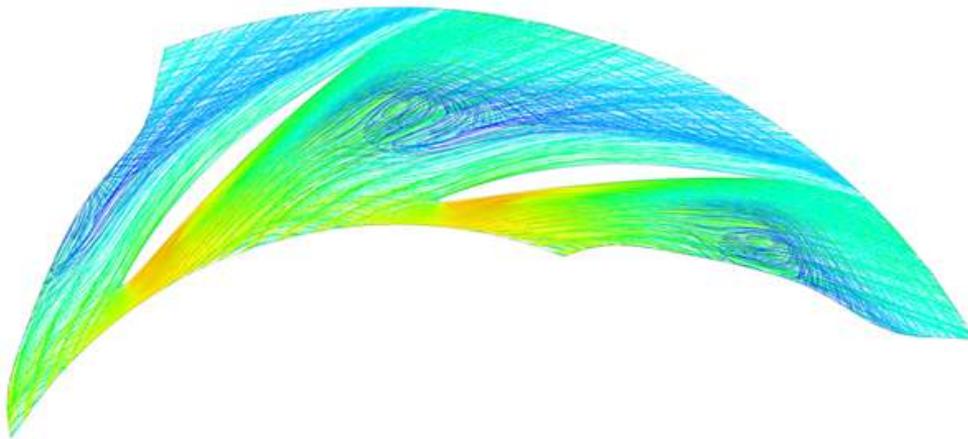


Fig. 4.41 Absolute outlet flow angle of the impeller with corrected mass flow rate.



(a) Streamline of the impeller



(b) Streamline of the diffuser

Fig. 4.42 Streamline at surge ($M_i=0.30$, $\phi_s=0.072$).

제 5 장 결 론

산업용 원심 압축기에 대해 상용 수치해석 프로그램을 이용하여 3차원 유동해석을 수행하였다. 난류 유동의 해석에 있어서는 표준 $k-\epsilon$ RANS 난류모델을 사용하였고, 각각 경계면 조건과 계산 영역을 달리한 계산 결과를 시험 결과와 비교하여 수치해석의 타당성을 검증하였다.

원심 압축기의 공력성능 특성을 분석하고 설계 및 성능예측을 위해 여러 임펠러 날개 회전속도 마하수에 따른 가능한 서징 부근 유량부터 초킹 유량까지 전 유량 걸쳐 수치계산을 수행하였다. 계산된 결과를 분석하여 설계 및 성능예측에 적용할 수 있는 여러 가지 변수에 대하여 고찰하였고, 압축기 내부의 각 요소별 유동특성과 공력성능 특성에 대한 해석 방법을 제시하였다. 특히 압축기가 서징 유량 근처와 최대 효율을 갖는 유량, 베인에 유동박리가 발생하기 시작하는 유량, 초킹 유량 등에서 작동될 때 임펠러에서 운동량의 전달과 손실특성, 디퓨저의 압력회복 및 손실 특성에 주 관심을 두었다.

임펠러 내부에서의 초킹이 전 유량에 걸쳐 성능 저하를 가져오는 가장 주요한 원인중 하나임을 밝히고 정리된 데이터베이스를 통해 초킹이 발생하는 시점을 예측할 수 있으며 초킹 유량 근처에서의 압력손실과 운동량 전달의 특성을 파악하였다. 또한 임펠러 날개 회전속도 마하수를 구분하여 초킹 발생 전후에 따른 임펠러 내부유동 해석과 손실특성에 대한 방법을 제시하였고 이는 계산이 수행되지 않은 임펠러 회전속도 영역에 대해 선형적으로 예측될 것으로 판단된다. 특히 고 회전속도($M_t=1.03\sim 1.15$)로 작동되는 압축기에 유량을 늘릴 경우 임펠러 날개에 유입되는 상대 마하수는 증가하고 입사각은 작아진다. 이에 따라 목에서의 날개 끝(Tip)부근에서 초킹이 발생하고 주 유동이 중앙(Hub)을 통해 흘러나가면서 임펠러 출구에서의 유동각이 감소되는 원인을 확인하였다. 추

후 임펠러 내부 손실에 대한 자료 분석을 통해 초킹 발생 전후의 충격파에 의한 손실을 예측하고 이를 반영하는 성능 예측 모델을 개발할 수 있겠으며, 더 진행할 연구에서는 앞서 언급한 바와 같이 임펠러와 디퓨저에서의 초킹을 예측할만한 1차원 선형식을 개발할 수 있다.

임펠러 출구를 빠져 나온 유동의 특성에 따라 베인 디퓨저에 미치는 영향으로 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 대하여 알아보았다. 특히 본 연구에서 사용된 모델의 베인 디퓨저는 유입각 약 68도에서 유입 속도에 관계없이 가장 적은 손실을 보였으며, 약 66도 이하로 줄어들게 될 경우 베인 전단 압력면에서의 속도가 흡입면에서 보다 커지고 압력은 반대로 작아지게 되면서 확산(Diffusion)을 겪어 유동 박리가 발생하게 된다. 이에 따라 베인 압력면에서의 유동박리가 큰 와류로 발달하여 디퓨저의 압력회복 및 손실특성에 가장 큰 영향을 주는 것을 확인하였다. 앞서 임펠러는 회전속도를 구분하여 내부유동 해석과 손실특성을 파악하였으나 모든 회전속도에서 디퓨저의 성능을 감소시키는 원인으로는 임펠러 내부에서의 초킹보다 디퓨저 내부의 유동박리가 가장 지배적이기 때문에 베인 압력면에서의 유동박리 발생 전후를 구분하여 공력성과 손실특성을 분석하였고, 이는 적절한 변수를 통해 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

특성 있는 몇 가지 유량계수들을 따라 임펠러 날개 회전속도 마하수 변화에 대한 성능특성을 파악하여 원심 압축기 설계 및 성능 예측을 위한 해석 방법을 제시하였고, 이는 추후 연구를 통해 성능예측 모델에 활용될 수 있다. 특히 디퓨저 베인 흡입면에서의 실속이 압축기 서지현상을 이끄는 주요한 원인임을 확인하였고, 전체 성능곡선에서 계산을 수행하지 않은 임펠러 회전속도에 대한 서지점을 예측할 수 있다.

참고 문헌

Aungier, R. H., 2000, *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, ASME, New York, USA.

Casey, M., Robinson, C., 2013, "A Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage," *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 135.

최영석, 1996, "원심압축기 설계 및 성능예측을 위한 내부 유동해석," 박사학위논문, 서울대학교, 서울, 대한민국.

Cumpsty, N. A., 1989, *Compressor Aerodynamics*, Longman Group, Pearson Education Ltd, Harlow, Essex, UK.

Denton, J. D., 1993, "Loss Mechanisms in Turbomachines," ASME, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 621-656.

Denton, J. D., and Dawes, W. N., 1999, "Computational Fluid Dynamics for Turbomachinery Design," *Proc. IMechE Part C*, Vol. 213, pp. 107-124.

Dixon, S. L., Hall, C. A., 2010, *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery(6th edition)*, Elsevier Inc., Burlington, USA.

Farge T. Z., and Johnson M. W., 1992, "Effect of flow rate on loss mechanisms in a backswept centrifugal impeller," *Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 13, No. 2.

Gaudet, S. R., Gauthier, J.E. D., 2007, "A Simple Sub-idle Component Map Extrapolation Method," ASME Turbo Expo, *proceedings of GT2007*.

Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Graf M. B., 2004, *Internal Flow*, Cambridge University, Cambridge, UK.

Japikse, D., 1996, *Centrifugal Compressor Design and Performance*, ETI, Inc, Wilder, Vermont, USA.

강신형, 최영석, 전상규, 1995, “원심압축기 회전차 내부의 3차원 유동해석,” *대한기계학회논문집*, 제19권, 제10호, pp. 2617-2629.

이선기, 2005, “임펠러 출구각이 펌프 내부유동 및 특성에 미치는 영향,” *유체기계저널*, 제3권, 제1호, pp.28-36.

Oh, H. W., Yoon, E. S., and Chung, M. K., 1997, "An Optimum Set of Loss Models for Performance Prediction of Centrifugal Compressors," *Proc. IMechE Part A*, Vol. 211, pp. 331-338.

오종식, 1997, “원심압축기의 IGV설치각도와 디퓨저베인각도의 변화에 따른 성능예측,” *대한기계학회, 춘계학술대회논문집 B*, pp. 545-550.

Swain, E., 2005, "Improving a One-Dimensional Centrifugal Compressor Performance Prediction Method," *Proc. IMechE Part A*, Vol. 219, pp. 653-659.

Tamaki, H., Nakao, H., and Saito, M., 1999, "The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121.

Teipel, I., Wiedermann, A., and Evers, W., 1992, "Viscous Flows in Centrifugal Compressor Diffusers at Transonic Mach Numbers," *ASME Paper No. 92-GT-278*.

부 록 A

베인 디퓨저 목에서의 유량 질식

임펠러에서 질식이 먼저 진행되고 이보다 더 유량을 높여 압축기를 작동하게 되면 디퓨저 내부에서도 베인 압력면 전단부터 음속조건에 도달하여 초킹 영역에 들어간다. Fig. A.1을 보면 디퓨저 유입 마하수와 유동각을 나타내었고 입사각이 0보다 많이 작은 영역에서 마하수가 클 경우 디퓨저 베인 압력면에서도 초킹이 발생한다. 초킹 발생선을 경계로 좌측이 안전 작동영역(Safe operation)이며 임펠러에서의 초킹 발생선과 마찬가지로 1차원 선형식으로 예측 가능할 것으로 판단된다.

Fig. A.2를 보면 베인 압력면에서 마하수가 0에 가까운 큰 영역을 볼 수 있는데 이는 베인 압력면에서의 유동박리가 와류로 발달된 것을 나타낸다. 점성손실이 매우 클 것으로 보이는 압력면 주위의 유동은 앞서 언급한 것과 같이 디퓨저에 들어오는 유동의 각도와 밀접하게 관련되어 있다. 또한 디퓨저 베인 목 면적이 그만큼 감소하기 때문에 초킹이 발생하고 디퓨저 출구에서의 정압력과 전압력이 모두 감소하는 것을 의미한다. 특히 디퓨저의 압력회복계수가 0이하로 내려간 영역은 디퓨저의 후단으로 갈수록 압축이 되는 것이 아니라 오히려 팽창이 되며 그만큼 손실값이 커지는 것을 의미하고 임펠러에서의 초킹과 마찬가지로 베인 압력면 전단부터 흡입면 후단을 잇는 목에서 유동은 음속조건을 만족하여 유량을 질식시키고 하류로 진행되면서 하류의 압력에 의해 다시 아음속으로 유동이 이어진다. 따라서 이 부분에 충격파가 발생되고 손실은 더욱 크게 발생할 것으로 예측된다. 압력 등고선을 보면 충격파 이후에 후류영역까지 압력이 급격하게 떨어지는 것을 확인할 수 있고 이것은 큰 손실을 의미한다.

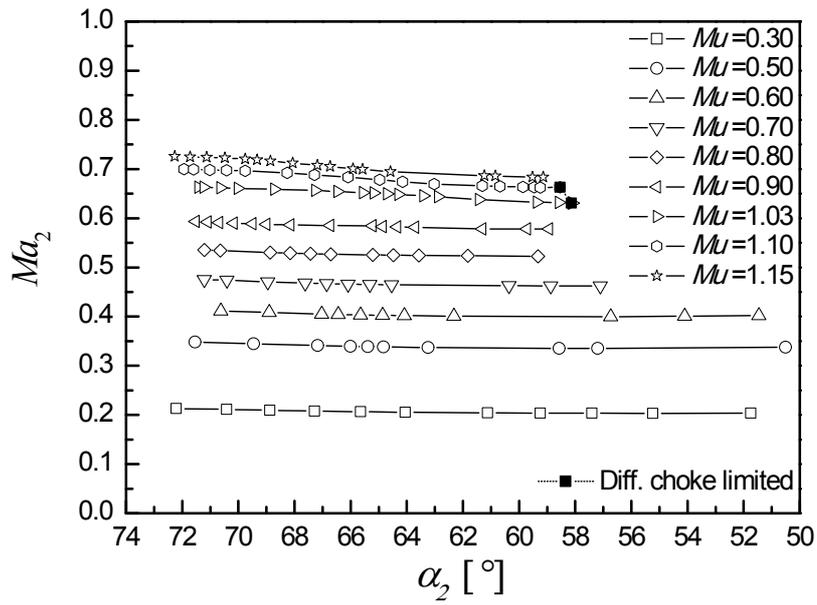
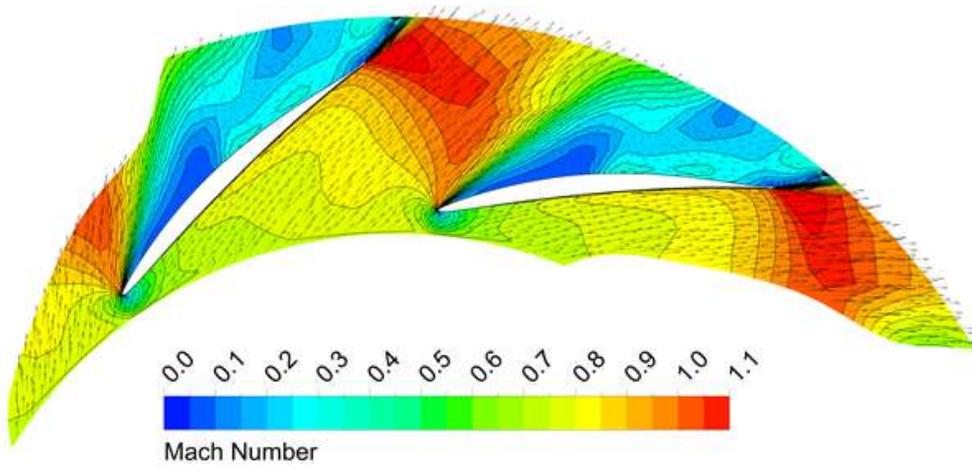
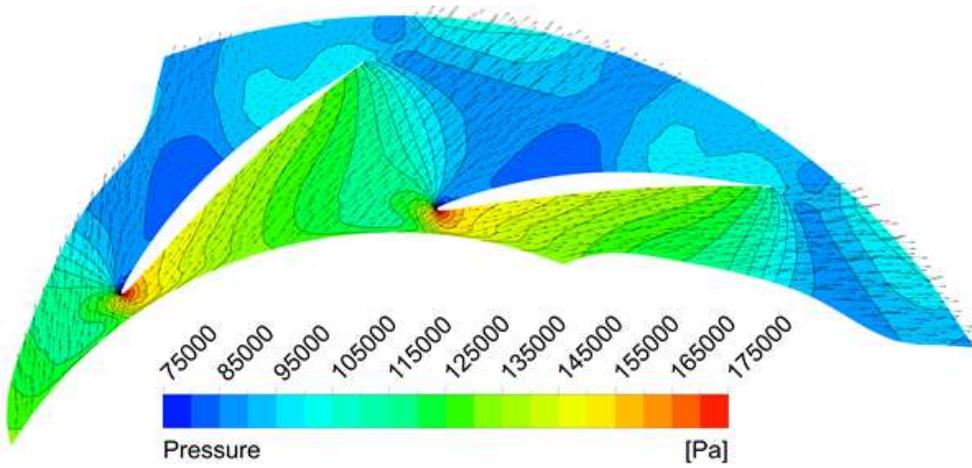


Fig. A.1 Variations of inlet Mach number as inlet flow angle of the diffuser.



(a) Mach number contour on the diffuser midspan



(b) Pressure contour on the diffuser midspan

Fig. A.2 Choking in the diffuser ($M_u=1.10$, $\phi_{D,C}=0.159$).

A Numerical Study on Aerodynamic Performance by the Blade Mach Number of the Centrifugal Compressor

Seoul National University
School of Mechanical and Aerospace Engineering
Wonseok Heo

Abstract

A centrifugal compressor is generally composed of a impeller by whose rotational motion the energy is obtained, a diffuser by which static pressure is recovered, and finally a volute serving as a receiver to transfer for other devices. It is important requirement to properly evaluate the aerodynamic performance and characteristics during preliminary design of a centrifugal compressor because it is not obvious to figure out the internal flow property of a centrifugal compressor including complicated three dimensional turbulent flow. The prediction and design of the aerodynamic performance of a compressor have been studied in various ways. Recently, it has not only been empirically researched but calculated by the computer simulation.

In this study the industrial centrifugal compressor was calculated in three dimensional compressible viscous flow through CFX 11.0 and in method of $k-\varepsilon$ RANS turbulent model. It is compared as a change of the boundary

condition between calculation domains; Mixing plane & Frozen rotor and as a range of the calculated domain; Single passage & Full passage. And also it is validated through a comparison with the test results.

This study shows that the centrifugal compressor is calculated for variations of mass flow rates and blade Mach numbers in the calculated region by the single passage in a steady state. A lot of quantitative performance values were obtained and through the obtained values several variables were investigated to certainly predict and correctly design the centrifugal compressor. And the methods proposed is useful to analyze the aerodynamic performance and characteristics of internal respective parts of the compressor. Especially, momentum transfer and loss characteristics of the impeller and pressure recovery and loss properties of the diffuser were focused when the compressor is operated with several flow coefficients such as at surge, peak efficiency, flow separation on diffuser vane, and choke.

One of the major cause of the impeller loss is the pressure drop when the operating mass flow rate closes to choking flow coefficient. The results were classified by blade Mach number to analyze characteristics and the aerodynamic performance of the impeller. It shows how choke in the impeller affects on variations of the absolute flow angle of the impeller exit.

In the view of diffuser, the interaction between the impeller and diffuser was studied as the flow characteristics of the impeller exit. It can be found the properties of minimum loss and onset of a separation on the vane pressure side. One of the major cause of the diffuser loss solely is the vortex propagated from the separation on the vane pressure surface. It is different from the method of analysis of the impeller characteristics, the diffuser characteristics is governed by the separation on the diffuser vane,

not choke in the impeller. Thus the way to analyze aerodynamic performance and characteristics of the diffuser is to categorize according to the onset of the separation on the vane of diffuser.

Several mass flow rates being worth of analysis was investigated as diverse blade Mach numbers. And one of them shows that surge is affected by a stall in the diffuser vane suction side.

Keywords : Blade Mach number, Centrifugal compressor, Choke,
Peak efficiency, Separation, Surge, Vaned diffuser,
Work coefficient

Student Number : 2013-20725