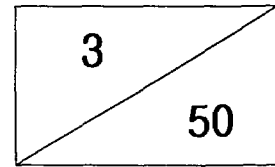


98-NG-01-01-A-03

GOVP 12009335



차세대 유체 기계 개발

Development of Technology for the Next Generation Fluid
Machinery

압축기 Stall 및 Surge 제어기술 개발

Compressor Stall and Surge Control Technology

한국과학기술연구원

과학기술부

제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “차세대 유체기계개발에 관한 연구”과제 (세부과제 “압축기 Stall 및 Surge 제어기술에 관한 연구”) 의 최종보고서로 제출합니다.

1999. 10. 25

주관연구기관명 : 한국과학기술연구원

주관연구책임자 : 김광호 (시스템연구부 책임연구원)

연 구 원 : 신유환 (시스템연구부 연구원)

최항철 (시스템연구부 연구원)

송귀은 (시스템연구부 연구원)

전재학 (시스템연구부 책임 기사)

김진형 (시스템연구부 post-doct.)

배명형 (시스템연구부 연구원)

김태균 (시스템연구부 연구원)

한태수 (시스템연구부 연구원)

홍용의 (시스템연구부 연구원)

요 약 문

I. 제 목

압축기 Stall 및 Surge 제어기술

II. 연구 개발의 목적 및 중요성

압축기의 성능은 압력비, 효율, 유량 등에 의해 대표되며, 안정성도 성능의 한 형태로 나타낼 수 있다. 압축기 내부유동의 불안정성은 결과적으로 압축기 성능의 저하뿐만 아니라 기계적인 손상을 수반할 수 있다. 특히 고압력, 고용량 압축기의 경우는 치명적일 수 있다. 따라서 선회실속은 안전한 작동영역을 결정하는 인자이다. 그러므로 선회실속에 대한 대부분의 연구는 선회실속의 발생을 억제하고 안전한 작동영역을 확장시키는데 그 목적을 두고 있다. 특히 터보차저 및 항공기용 가스터빈 엔진등과 같이 작동조건이 자주변하는 터보기계의 경우 안전한 작동영역의 확장은 더욱 중요성이 강조되는 인자이다.

III. 연구개발의 내용 및 범위

본 연구에서는 반경류형 임펠러를 장착한 원심 압축기 실험 장치를 제작하여 갖 없는 디퓨저 및 베인 디퓨저에서 고주파수 압력센서, 열선 프로브 등을 이용하여 디퓨저 내부에서의 선회실속에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 이를 통하여 stall cell의 수 및 cell의 전파속도등에 관하여 고찰하였고, 유량변화와 회전수, 반경비등을 변화시켜 이에 따른 선회실속의 변화 및 특성을 분석하였으며, 선회실속 상태에서 디퓨저 내부유동의 특성에 대하여 관찰하였다. 또한 일정면적형 및 핀치형 등

여러 형태의 디퓨저를 설계, 제작하여 디퓨저의 형상변화에 따른 압축기 성능 및 실속 특성을 파악하고자 하였으며, 베인의 솔리디티(solidity) 및 설치각(stagger angle) 등의 변화에 따른 특성을 고찰하고자 베인 디퓨저를 설계, 제작하였으며, 성능시험 및 선회실속 특성에 대한 베인의 영향을 파악하였다. 아울러 3차원 경계층 속도식을 사용한 이론모델로 디퓨저 내부의 비대칭적 유동특성을 해석할 수 있도록 하였다.

IV. 연구개발 결과

본 연구는 터보압축기의 작동 안정성 확립을 위해 선회실속에 관한 연구를 중심으로 수행하였다. 깃없는 디퓨저를 가진 원심 압축기에서 I-type 열선 유속계를 이용하여 디퓨저에서 순간 속도를 측정된 결과 선회실속 발생을 확인할 수 있었고 stall cell의 수는 모든 측정 회전수(1800, 2400, 3000 및 3560 rpm)에서 동일하게 1개씩 나타났다. 열선 유속계 측정 신호 분석에 의하면 선회실속이 발생하면 그 속도가 일정한 주기를 가지고 변화함을 알 수 있고 동일 회전수에서 유량계수가 커지면 stall cell의 전파속도가 감소하고 동일 유량계수에서 회전수가 증가하면 stall 전파속도가 커지는 것을 확인 할 수 있었다. 속도요동의 파형은 톱니모양을 보이다가 유량이 감소함에 따라 점차로 정현파 형태로 변했다. 또한 이론해석을 통하여 디퓨저 입구에서 디퓨저 폭방향에 대한 비대칭적인 속도분포가 디퓨저 내부유동의 안정성에 영향을 줌을 확인하였다. 또한 디퓨저 입구 폭을 축소시키거나 핀치(pinch)형태의 디퓨저를 채택함으로써 유동의 불안정성을 개선할 수 있음을 알았다. 또한 베인 디퓨저의 경우 압축기 성능 및 선회실속 특성에 큰 영향을 미치는 것은 베인의 수보다 베인의 설치각이다. 설치각이 감소할수록 선회실속 시작유량은 감소하며, 최대유량도 감소하는 특성을 보인다.

V. 연구개발 결과의 활용계획

본 연구에서 수행한 선회실속의 현상과악 및 측정을 바탕으로 실속현상 예측을 위한 실험적 data base가 구축되었으며 이것은 기존의 압축기, 또는 새로운 설계의 압축기에 대한 작동안정성 분석시 예측모델로서 유용하게 사용될 수 있다. 아울러 디퓨저 내부유동 계산시 적합한 유동모델을 수립함으로써 이 분야의 기술발전에 많은 기여를 하였다고 생각된다. 이러한 지금까지의 연구를 바탕으로 향후 선회실속을 방지할 수 있는 기법연구 및 작동 안정성 개선을 위한 지속적인 연구가 필요하다. 또한 여러 형상의 임펠러 (backward type 등)에 대한 실속 특성도 중요한 연구 과제로 생각된다. 그리고 연구비 규모 및 실험장치 등의 한정된 연구 여건으로 말미암아 surge 현상에 대한 고찰이 이루어지지 못하였지만 이는 향후 연구계획 수립 및 수행에서 반드시 반영되어야 한다고 생각된다.

SUMMARY

I. Title

Compressor Stall and Surge Control Technology

II. Objectives and significance

The performance of a centrifugal compressor is typically characterized as its pressure ratio, flow rate, and efficiency. Stability can also be considered as another important performance factor. The flow instability of compressor results not only in the deterioration of compressor performance, but also in the mechanical damages due to the dynamic excitations, especially, at high pressure, high mass flow applications. Rotating stall is a limiting factor that determines stable operation range of compressor. Therefore the studies on the rotating stall have been focused on depressing the occurrence of rotating stall and expanding the stable operation range. Especially, in case of turbomachineries that operating condition frequently changes, turbochargers and gas turbine engines for aircraft, the extension of the stable operating range for a turbo-compressor is more important factor.

III. Contents and scope

In this research, a centrifugal compressor with unshrouded radial bladed impeller, parallel wall vaneless diffuser, and vaned diffuser was manufactured. Experimental research was conducted for rotating stall in vaneless and vaned

diffuser by high frequency pressure transducer and hot-wire probe. From the experiment, the number of rotating stall cell and its propagation speed were observed. The present investigation also puts its focus on the periodic flow behavior in vaneless diffuser of a centrifugal compressor under rotating stall. The flow characteristics such as the phase averaged radial and tangential velocity fluctuation and the absolute flow angle were measured to understand the complex flow physics during rotating stall. The flow characteristics of reverse flow at rotating stall onset point and at further reduced flow rate are also discussed. Several different types of vaneless diffuser, constant area type, half contraction, and pinched types, were designed and manufactured in order to investigate their performance and characteristics of rotating stall. Vaned diffusers, straight vane type, were also designed and manufactured to study on the effect of solidity and stagger angle of vane. An analytical method was proposed to evaluate the flow which was not symmetric between the walls.

IV. Research results

This study has conducted on rotating stall and flow behavior vaneless diffuser of a centrifugal compressor by using I-type hot-wire probe to extend the stable operating range. From experimental results on velocity in diffuser, it was observed the appearance of rotating stall, and the number of stall cell was one at each rotational speeds (1800, 2400, 3000, and 3560 rpm). As the flow rate decreased, the propagation speed of the rotating stall cell increased, and as the rotating speed of the impeller increased, the propagation speed also increased. As the flow rate decreased, the profile of radial velocity component changed from a sawtooth to a sine wave. According to the analytic study, asymmetric

flow at the diffuser inlet influenced the stability of flow in the vaneless diffuser. The flow instability in the diffuser can be improved by contracting the passage width of diffuser inlet or by using a pinched diffuser. For the vaned diffuser, The characteristics of performance and rotating stall of the compressor were dominated by stagger angle rather than number of the vane . As the stagger angle of the vane decreases, onset of the rotating stall decreases and the maximum flow rate of the compressor also decreases.

IV. Future plan and recommendations

On basis of this research that was focused on the understanding the phenomenon of rotating stall and experimental results, experimental data base for the prediction on the compressor stall was constructed, and can be used as a prediction model to analyze the compressor stability for the conventional and/or new model of the compressor. The adequate flow model to calculate the flow in a diffuser was also established. From these results, it is believed that the technology on the compressors and their related fields was advanced.

The research to suppress the rotating stall and improve the operating range is necessary to be continued. It is considered that the stall characteristics on the several different types of impeller, backward type, etc., is another important research. The study on the surge was not performed for this research period because of some limits of the scale of research fund and the experimental test rig, however, it is necessary to be included in a research plan and to be investigated in the near future.

CONTENTS

Nomenclature	10
Chapter 1. Introduction	13
Chapter 2. Technology Status	15
Section 1. Rotating Stall	17
1. Impeller stall	17
2. Vaneless diffuser stall	18
3. Vaned diffuser stall	18
Section 2. Surge	20
Chapter 3. Research Contents and Results	22
Section 1. Experiments on Rotating Stall	22
1. Test Facility and Measurement System	22
2. Data Processing Techniques	28
3. Compressor Performance Characteristics	33
4. Rotating Stall Characteristics	39
5. Flow Characteristics Under Rotating Stall	50
6. Rotating Stall Characteristics of Vaned Diffusers	55
Section 2. Flow Analysis in Vaneless Diffuser	64
1. Analytical Method	65
2. Results and Discussion	72
Section 3. Conclusions	76
Chapter 4. Achievements and Contributions	79
Chapter 5. Future Plan and Recommendations	82
Chapter 6. References	84

목 차

기 호 설 명	10
제 1 장 서 론	13
제 2 장 국내외 기술개발 현황	15
제 1 절 선회실속	17
1. 임펠러 실속	17
2. 깃 없는 디퓨저 실속	18
3. 베인 디퓨저 실속	18
제 2 절 서 지 (Surge)	20
제 3 장 연구개발 수행내용 및 결과	22
제 1 절 선회실속 실험	22
1. 실험장치 및 측정시스템	22
2. 데이터 처리 방법	28
3. 압축기 특성곡선	33
4. 선회실속 특성	39
5. 선회실속하에서의 유동특성	50
6. 베인 디퓨저에 대한 선회실속 특성	55
제 2 절 디퓨저 내부유동 해석	64
1. 이론해석 방법	65
2. 결과 및 고찰	72
제 3 절 결 론	76
제 4 장 연구개발목표 달성도 및 대외기여도	79
제 5 장 연구개발결과의 활용계획	82
제 6 장 참고 문헌	84

기 호 설 명

- b : diffuser width
- C_f : wall friction coefficient
- C_p : static pressure rise coefficient
- D : diameter or distortion of velocity distribution,
$$D = \Delta U / \overline{U}$$
- e : skew parameter, $e = \tan \gamma_w$
- f : frequency
- G : velocity gradient of the main flow
- K_f : constant in the equation (4.28)
- M : sampling number or Mach number
- m : rotating stall cell number or exponent in the equation (4.2)
- n : exponent in the equation (4.1)
- p : static pressure
- PSD : Power Spectral Density
- Q : flow rate
- r : radius
- R_δ : Reynolds number, $R_\delta = U\delta/\nu$
- T : Temperature
- t : time
- U : impeller tip speed or main-flow velocity
- u : main-flow component of velocity v

v	:	velocity in the boundary layer
w	:	main-flow component of velocity v
y	:	distance from the shroud wall
z	:	distance from diffuser hub wall or distance from the wall
α	:	absolute flow angle
α_w	:	difference of skew angle and main angle , $\alpha - \gamma_w$
β	:	shear force direction from the tangential direction
γ_w	:	skew angle
δ	:	boundary layer thickness
ρ	:	density
τ_w	:	wall shear stress
Φ, φ	:	flow coefficient
κ	:	adiabatic exponent

Superscripts

$-$:	mean
\rightarrow	:	Vector

Subscripts

0	:	total
1	:	impeller inlet
2	:	impeller exit or diffuser inlet
h	:	hub side
i	:	impeller or boundary layer no.1 or 2
k	:	inlet plenum
r	:	radial component
rs	:	rotating stall
s	:	shroud side
t, θ	:	tangential component
u	:	main-flow component

제 1 장 서 론

원심 압축기의 성능은 압력비, 효율, 유량 등에 의해 대표되며, 안정성도 성능의 한 중요 인자로 고려될 수 있다. 압축기의 안정성에는 두가지가 있다. 첫째는 터빈, 노즐등 여러 부품들간의 성능 특성에 따른 적합성과 관련한 작동 안정성이며 (operational stability), 둘째는 실속 및 서지(surge) 등에 의한 공기역학적 안정성 (aerodynamic stability)이다[1]. 실속은 외부유동의 경우 날개 양력의 급격한 감소로 나타나며, 내부유동의 경우 디퓨저 또는 케이스케이드에서의 압력회복의 붕괴로 나타나지만 결과적으로 두 경우 모두 경계층의 박리에 의해 발생한다. 선회실속은 임펠러 또는 디퓨저에서 발생하며, 임펠러의 회전방향과 동일하거나 혹은 반대 방향으로 주기를 가지고 회전을 하며 나타난다. 이러한 유동의 불안정성은 결과적으로 압축기 성능의 저하뿐만 아니라 기계적인 손상을 수반할 수 있다. 특히 고압력, 고용량 압축기의 경우는 치명적일 수 있다[2, 3, 4]. 따라서 선회실속은 안전한 작동영역을 결정하는 인자이다. 그러므로 선회실속에 대한 대부분의 연구는 선회실속의 발생을 억제하고 안전한 작동영역을 확장시키는데 그 목적을 두고 있다.

선회실속에 대한 연구는 특히 축류압축기를 중심으로 이루어져 왔으나 원심압축기에 대한 연구도 매우 활발히 진행되고 있다. Emmons[5], Jansen[6] 등을 비롯하여 비교적 최근에는 Greitzer[7], Cumpsty[8] 등에 의해 축류 압축기에 대한 이론적인 연구가 진행되었고, 원심 압축기에 대해서는 Fringe[9], Chen[10] 등에 의해 이론적으로, Kammer[11], Fringe[12], Haupt[2] 등에 의한 실험적 연구로 이루어지고 있다. 특히 Haupt[2] 등의 연구에서는 원심 압축기의 유동 불안정성이 임펠러 블레이드의 진동에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 원심 압축기의 선회실속에 대한 연구는 계속적으로 진행되고 있지만 아직 명확한 결과는 규명되지 않은 상태이다. 우리나라의 경우 디퓨저 유동의 전반에 관한 연구는 아직 미진한 상태이고 특히 선회실속에 관한 연구는 시작단계에 있다고 볼 수 있다[13, 14].

본 연구에서는 원심형 압축기의 작동안정성에 큰 영향을 미치는 선회실속의 특성 파악에 그 목적을 두고있다. 이를 위하여 반경류형 임펠러를 장착한 원심압축기 실험장치를 설계 및 제작하였으며, 핀치(pinch)형을 비롯한 여러 형상의 깃없는 디퓨저를 대상으로 열선프로브 및 압력센서를 이용하여 선회실속에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 유량변화와 회전수 변화에 따른 선회실속의 특성과 디퓨저 반경방향 및 축방향 위치에 따른 유동특성을 고찰하였다. 그 결과 stall cell의 수, 전파속도, stall의 발달과정 등에 대한 정보를 얻을 수 있었다. 또한 베인디퓨저를 설계, 제작하여 베인의 솔리디티(solidity) 및 설치각(stagger angle) 등에 따른 성능 및 실속 특성을 고찰하고자 하였다. 따라서 본 연구는 터보압축기의 성능향상과 안정성 확장이라는 궁극적인 목적에 기여할 수 있을 것으로 생각한다.

제 2 장 국내외 기술개발 현황

터보기계 중에서 축류 또는 원심형 압축기의 성능은 압력비, 효율, 유량 등에 의해 대표되며, 안정성(stability)도 성능의 한 형태로 나타날 수 있다. 이러한 안정성은 압축기가 정상상태에서 운전될 때 외부의 교란에 의한 압축기의 반응에 따라 구분할 수 있다. 만약 외부의 교란이 있을 후 원 작동점으로 다시 되돌아 오면 안정한(stable) 것이고, 만약 원 작동점에서 멀어지면 그 시스템은 불안정한 것이다. 압축기의 특성 곡선(A)이 Fig.2.1과 같고, 특성 곡선과 서로 다른 throttling(B)과의 교점(C)이 작동점을 이루고 있으며, 또다른 throttling과 이루는 작동점을 D 라고 하자. 만약 압축기가 C 에서 작동을 하고 있을 때 외란에 의해 유량이 감소하게 되면 압력이 상승하게 된다. 이 때 유동 저항(손실)은 감소하게 되어 유량은 다시 증가하게 되고 압력은 감소하게 되어 원 작동점으로 되돌아오게 된다. 이와 유사하게 유량이 증가하게 되면 압력은 감소하게 되고, 유동 저항은 증가하게 되어 유량의 감소를 초래하게 되어 결국 다시 원 작동점으로 되돌아 온다. 이상과 같은 작동영역에서는 압축기가 안정하다고 할 수 있다. 그러나 throttle line의 기울기보다 특성곡선의 기울기가 급한 D 점에서는 유량이 감소하면 유동저항 및 압력이 같이 감소하게 되고 상대적으로 유동저항이 커기 때문에 유량은 점점 더 감소하게 되어 원 작동점으로 되돌아 오지 않게 된다. 이러한 영역에서는 압축기가 불안정하게 되는 것이다. 일반적으로 안정한 작동영역이란 특성곡선의 기울기보다 throttling line의 기울기가 큰 영역을 말하며, 안정한 작동영역의 한계는 특성곡선과 throttling line의 기울기가 동일한 영역을 말한다[15..

압축기의 안정성에는 두가지가 있다. 첫째는 throttle, 터빈, 노즐, 등의 여러 부품들간의 성능 특성에 따른 적합성과 관련한 작동 안정성(operational stability)이며, 둘째는 실속(stall) 및 서지(surge)등에 의한 공기역학적 안정성(aerodynamic stabilit

y)이다[16]. 본 연구에서는 원심 압축기에서 stall 및 surge 등을 중심으로 하는 공기역학적 안정성에 대해 고찰하기로 한다.

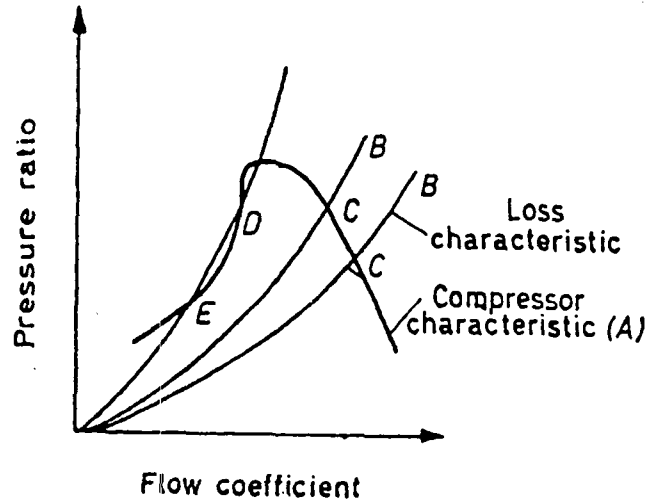
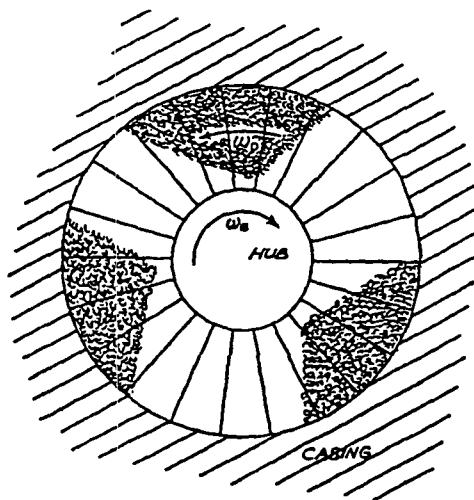


Fig.2.1 Stability of compressor operation[15].



ω_B =velocity of blades relative to casing
 ω_n =velocity of stall cells relative to blades

Fig.2.2 Three-cell stall pattern[5].

제 1 절 선회실속

Stall은 외부유동의 경우 날개(airfoil) 양력(lift)의 급격한 감소로 나타나며, 내부 유동의 경우 디퓨저 또는 케스케이드(cascade)에서의 압력회복의 붕괴로 나타나지만 결과적으로 두 경우 모두 경계층의 박리에 의해 발생한다.

압축기 stall은 크게 전체 블레이드 열(blade row)에서 발생하는 stall과 rotating stall의 두가지로 대별할 수 있으며, 전자는 날개 또는 케스케이드에서 발생할 수 있다. 그러나 압축기에서 일반적인 stall은 rotating stall을 말한다. Rotating stall은 전체 블레이드 중의 일부에서 발생하며, 로터의 회전방향과 동일하거나 혹은 반대 방향으로 주기를 가지고 회전을 하며 발생한다. 이러한 현상은 축류 및 원심형 압축기에서 모두 발생한다. 원심 압축기에서의 stall은 impeller, vaneless diffuser 및 vaned diffuser 등에서 발생한다.

1. 임펠러 실속 (Impeller stall)

Kammer and Rautenberg[11]의 연구에 따르면, inducer stall은 블레이드 leading edge의 tip에서 발생하여 블레이드 span을 따라 전파된다. Stall이 발생하면 접선방향의 속도성분을 가진 역류가 인듀서 입구를 빠져나와서 새로 유입되는 유동과 혼합되면서 예선회(preswirl)를 준다. 유량이 감소함에 따라 유입되는 유동은 예선회의 영향을 많이 받아 역류영역은 증가하게 되고 결국 서지가 발생한다. Impeller stall이 발생하면 전체 블레이드 channel은 stall cell에 의해 영향을 받는다.

Impeller rotating stall에 대한 Emmons[5]의 연구에서는 세개의 stall cell이 로터 속도에 대해 약 75%로 회전하고 있는 것이 관찰되었다.(Fig.2.2). 또한 Kammer and Rautenberg의 연구에서는 2~7개의 stall cell이 관찰되었고, 로터의 회전방향과 동일하거나 혹은 반대로 회전하는 것이 관찰되었다.

Lennemann and Howard[17]는 hydrogen bubble technique을 이용하여 rotating stall의 유동패턴에 대하여 가시화하여 밀폐형 및 개방형 임펠러(shrouded and unshrouded impeller)에 대한 유동형태를 제시하였다.

2. 깃 없는 디퓨저 실속 (Vaneless diffuser stall)

축류 압축기의 rotating stall에 있어 블레이드 또는 베인에서 발생하는 박리는 표면에 수직한 상대속도의 변화율(relative velocity gradient)이 없는('0') 1차원적인 박리다. 그러나 vaneless diffuser에서 발생하는 박리는 디퓨저 표면에서 반경방향 속도성분의 변화율은 없지만 접선방향 속도성분에 대한 변화율은 '영'이 아니다. 따라서 vaneless diffuser에서의 stall은 1차원적인 박리점(separation point)이라는 개념보다 박리선(separation line)의 개념을 뜻한다. 따라서 Vaneless diffuser stall은 절대속도의 반경방향 성분의 역류와 삼차원 박리 등과 관련이 있다[1]. 또한 vaneless diffuser에서도 여러 개의 stall cell이 발생할 수 있다. Jansen[6]은 경계층 박리에 의해 vaneless diffuser에서 rotating stall이 발생한다고 지적하였으며, 이론적 모델을 통해 속도분포, cell 속도 등을 예측할 수 있었다. Frigne and Van Den Braembussche[9]의 연구에서는 고진동수 및 저진동수의 rotating stall이 관찰되었다.

3. 베인 디퓨저 실속 (Vaned diffuser stall)

Vaned diffuser에서의 stall은 디퓨저 입구의 semi-vaneless space에서 야기된다. 유량이 감소하면 이 영역에서의 정압회복(static pressure recovery)과 베인 leading edge의 받음각이 증가하게 되고, 이러한 두 영향에 의해 stall이 발생한다. 또한 stall의 전파 속도는 diffuser vane의 solidity가 감소함에 따라 증가한다.

Haupt[18]의 연구는 원심압축기의 vaned diffuser rotating stall에 관한 확실한 결

과를 보여주고 있는데 Fig.2.3은 rotating stall의 특성을 요약한 것이다. Stall cell의 특성은 압력센서로 측정되었고 임펠러 블레이드의 응력은 strain gauge로 측정하였다. 처음 두 항은 vaneless diffuser에서의 결과를 보여주는 것이며, 두번째 항은 디퓨저 출구에 등근 링을 장착했을때의 stall 특성을 나타낸 것으로서 14000, 15000 rpm에서는 stall cell이 나타나지 않았고, 16000 rpm에서는 stall cell의 수가 2개로 줄었다. Channel diffuser의 경우는 저회전수에서 나타났으며, cambered vane diffuser에서는 상대적으로 고회전수에서 나타났다. 만약 cambered vane이 디퓨저 입구 유동장과 일치하도록 설계를 했을때에는 rotating stall의 특성이 크게 변해 낮은 회전수(10000 rpm)에서만 발견되었고 stall cell도 2개로 감소하였다. 그러나 블레이드 응력의 진폭은 크게 증가하는 결과를 가져왔다. 이상과 같이 rotating stall은 블레이드의 진동에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

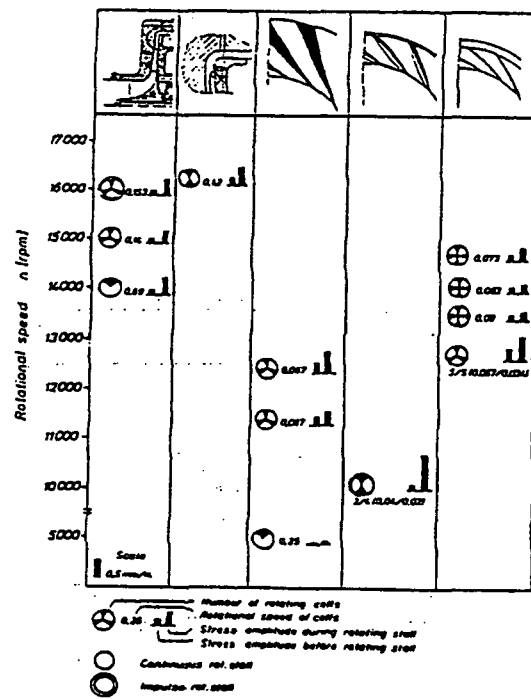


Fig.2.3 Results of blade vibration measurements in the range of occurrence of rotating stall[18].

제 2 절 서 지 (Surge)

Stall이 지역적인 불안정성을 나타내는 것이라면 surge는 전체 압축 시스템의 불안정성을 말하는 것으로서 전 압축기를 걸쳐 평균 유동이 전진, 후퇴를 반복하는 요동을 뜻한다. Surge는 전 시스템에 있어서 주기적인 유동 및 압력의 변동으로 나타나며, 압축기와 덕트에서의 기계적인 진동과 함께 소리진동을 동반한다. 이러한 주기적인 요동은 압축기에 주기적인 부하를 수반하여 베어링, 축 등에 과부하가 걸리므로 시스템에 치명적이 될 수 있다. 특히 용량 및 압력비가 높은 압축기일수록 그 영향은 크다.

Surge는 크게 mild surge와 deep surge로 나눌 수 있으며, mild surge는 deep surge의 징후로 생각할 수 있다. Mild surge는 상대적으로 빠른 주파수 특성을 나타내며, 진폭은 상대적으로 작다. 반면에 deep surge는 상대적으로 느린 주파수 특성을 보이며, 큰 진폭을 가지고 있다.

원심 압축기에서 surge가 발생했을 때 압력 요동에 대한 특성은 Toyama[21]의 연구에서 잘 나타나 있다. Toyama는 straight channel diffuser를 장착한 원심 압축기에 대한 surge 특성 고찰을 통하여 디퓨저 목(throat)에서의 전압 및 정압의 낮은 주파수의 요동이 surge 발생의 원인이라고 하였다. 또한 압력변동을 측정하여 Fig.2.4와 같이 전조기(precursor period), 역류기(backflow period) 및 회복기(recovery period)의 3영역으로 나누었다. 전조기는 앞에서 설명한 mild surge의 특성을 보이고 있으며, 전 시스템에 걸친 큰 역류가 발생하면서 deep surge의 영역으로 들어간다. 이 후 다시 회복기로 접어드는 것을 알 수 있다. 따라서 원심 압축기의 surge 현상에는 디퓨저 입구 유동이 가장 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

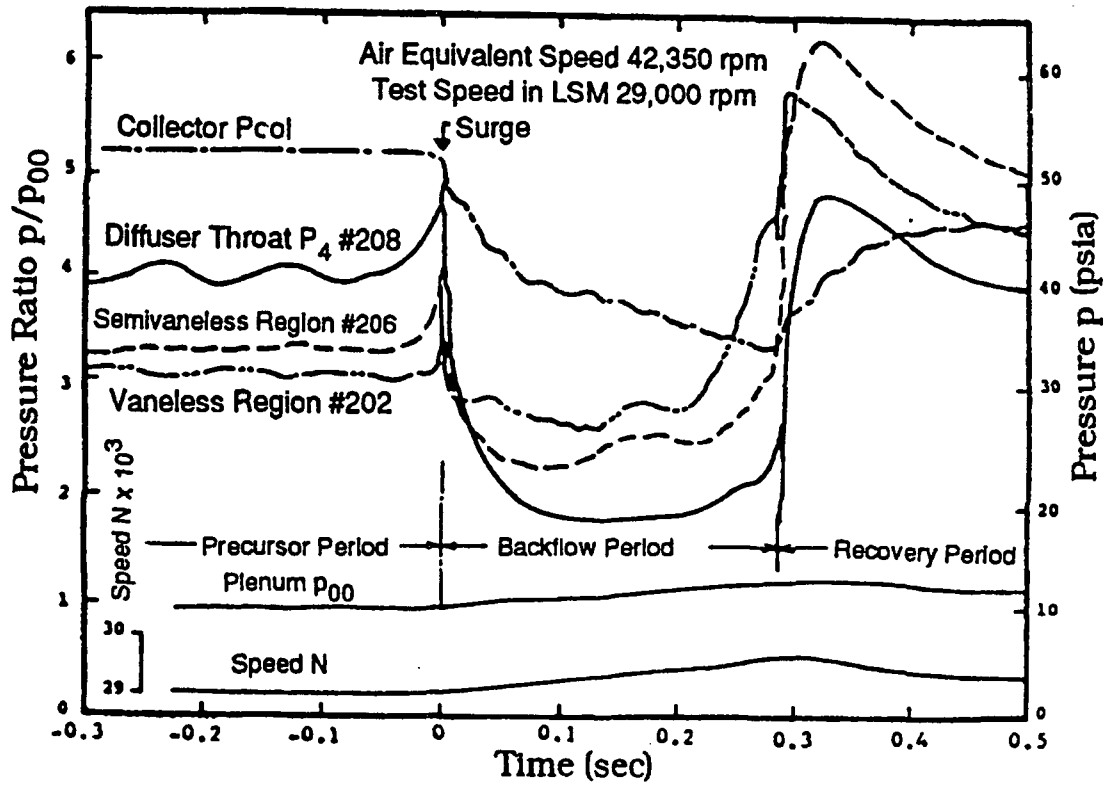


Fig.2.4 Pressure variation during the surge at 42,000rpm
(85% speed, 1 psia = 6.89 kPa) [21].

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

제 1 절 선회실속 실험

1. 실험장치 및 측정시스템

가. 실험장치

Fig.3.1은 원심 압축기 실험장치를 나타낸 것이다. 본 실험에서는 디퓨저의 기하학적 형상에 따른 선회실속 측정과 그 내부 유동의 관찰이라는 실험목적에 부합하기 위하여 여러 형상의 디퓨저의 교체가 가능하도록 탈부착이 용이하게 이루어질 수 있게 되어 있는 점이다. 원심압축기의 실험장치는 앞 평판의 아래에 롤러와 레일을 설치함으로써 입구 덕트를 따라 평행하게 이동할 수 있어서 디퓨저의 탈부착이 용이하게 이루어질 수 있고, 그에 따라 ब्ल류트의 위치가 뒤쪽으로 전이되었다.

또한 입구 plenum과 입구 덕트 사이에 bellmouth를 설치하였고 입구 plenum에는 스크린 필터를 설치하여 흡입 공기중의 이물질을 제거하였다. 유량측정용 오리피스 of 정확성을 위해 KS 규격에 따라 전후의 덕트 길이를 연장하였다. 유량 조절 밸브는 출구 덕트 끝단에 설치하였고 밸브에 타이밍 벨트로 장착된 기어를 설치하여 스텝핑 모터로 구동 조절할 수 있도록 제작 하였다. 구동모터는 3상 2극(정격 회전 수 3560rpm) 15KW 용량을 사용하였다. 안전을 위하여 이상 상태 발생시 모터의 전원을 차단할 수 있도록 비상 스위치를 장착하였다. 임펠러는 splitter가 없는 반경류형 임펠러이고 실험대상인 디퓨저는 폭이 일정한 기본모델을 기초로 폭의 변화에 따라서 전체 다섯 가지의 경우로 분류하였다. 폭의 변화는 쉬라우드면(shroud side)에서의 경사구배(taper)를 통해서 이루어졌다. 임펠러와 기본 제원은 Table 3.1에 제

시하였으며 디퓨저의 형상과 주요제원은 Fig.3.2과 Table 3.2에 나타내었다.

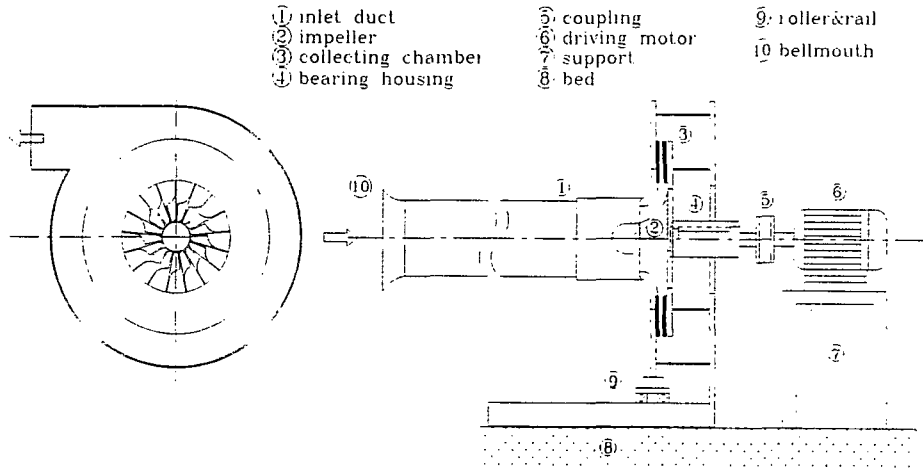


Fig.3.1 (a) Test rig of centrifugal compressor

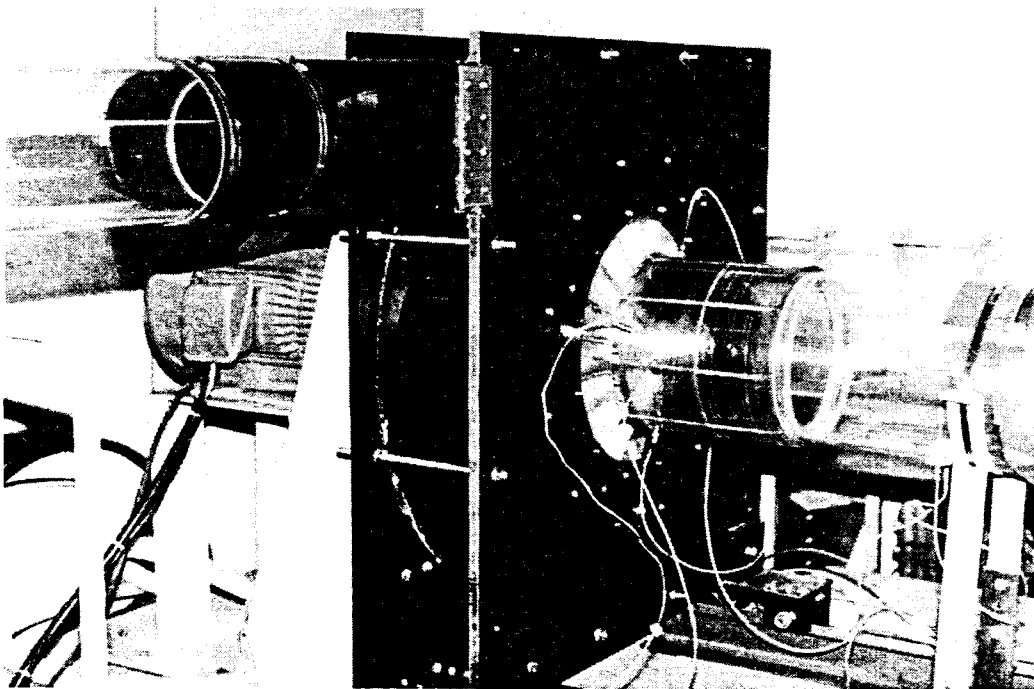


Fig.3.1 (b) Photograph of compressor test facility

Table. 3.1 Geometry of impeller

Impeller exit diameter	418 mm
Impeller hub diameter	110 mm
Impeller tip diameter	240 mm
Number of impeller blade	17 (no splitter)
Impeller exit blade angle	90° (from tangential direction)

Table. 3.2 Geometry of diffusers

분류	입구직경	출구직경	입구 폭	출구 폭	특징
A	420 mm	720 mm	19.4 mm	19.4 mm	폭이 일정한 평행한 디퓨저
B				15 mm	폭 축소의 경사구배가 완만한 디퓨저
C				11.3 mm	유로 단면적이 일정한 디퓨저
D				16.8 mm	Pinched 형태의 디퓨저
E				14.5 mm	Pinched 형태의 디퓨저

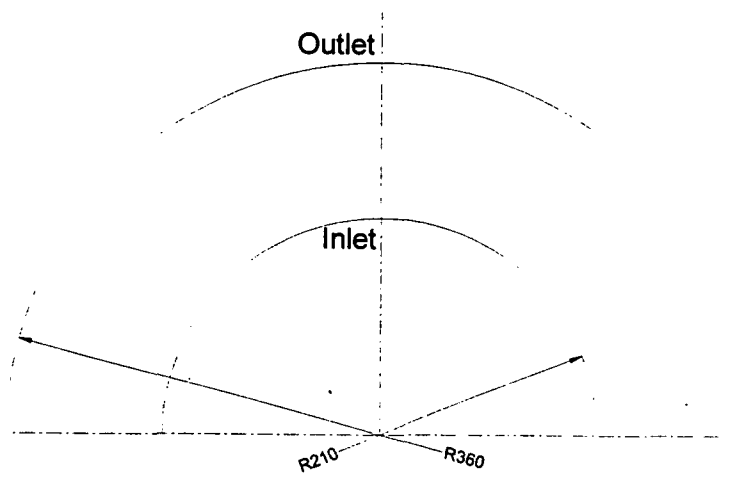
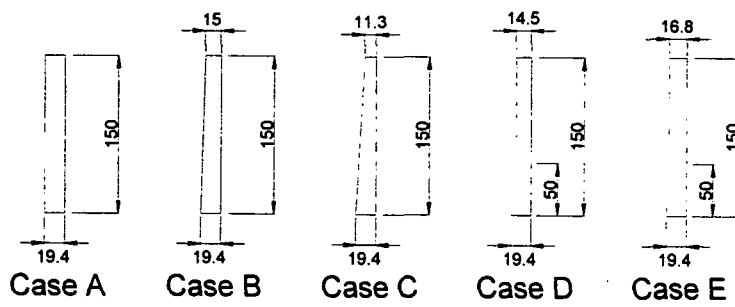


Fig. 3.2 Geometry of diffusers

디퓨저를 통과한 공기를 모으기 위하여 디퓨저 출구에 collecting chamber를 설치하였다. 임펠러 입구 및 디퓨저 입출구에 원주방향 120° 간격으로 총압관(kiel probe) 및 전온도센서를 설치하였다. 압축된 공기는 collecting chamber, 출구덕트를 경유하게 된다. 디퓨저에는 정압측정용 구멍을 반경방향으로 일정한 간격을 두고 설치하여 반경방향에 따른 정압분포를 측정할 수 있도록 하였다. 선회실속 측정을 위하여 원주방향 90° 간격으로 속도측정용 구멍을 반경방향으로 설치하였다 (Fig.3.3).

나. 측정시스템

측정시스템은 Fig.3.4과 같이 구성되었으며, 크게 두 부분으로 나뉘어진다. 첫 번째 부분은 성능측정 시스템으로서 압력 및 온도측정을 위하여 압력측정시스템과 온도스캐너로 이루어져 있다. 압력측정용 시스템은 PSI의 system 8400을 이용하였으며, 온도는 K-type thermocouple을 사용하였다. 측정된 각 신호값은 컴퓨터로 입력

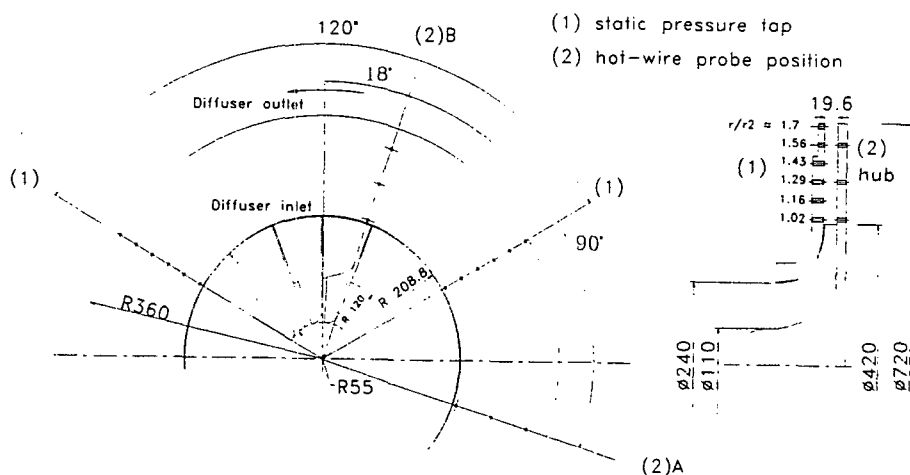


Fig.3.3 Detail of measuring position

되어 후처리 과정을 거치게 된다.

두 번째 부분은 선회실속 측정시스템으로서 열선풍속계, 오실로스코프 및 신호분석기 등으로 이루어져 있다. 이 때 열선은 'I'형 단일열선을 이용하였으며 디퓨저에서의 축방향 유동성분은 상대적으로 작아 무시하였다. 따라서 디퓨저에서의 유동각은 접선방향을 기준으로 디퓨저 입구 영역에서는 $-30^{\circ} \sim +60^{\circ}$, 디퓨저 출구 사이의 영역에서는 $-45^{\circ} \sim +45^{\circ}$ 범위이므로 반경방향 및 접선방향의 속도성분을 구하기 위하여 열선 프로브를 디퓨저 입구영역에서는 60° 에서 측정하고 90° 회전한 150° 에서 각각 측정하였으며, 디퓨저 출구영역에서는 45° 및 135° 에서 각각 측정하여 유동각 및 크기를 얻었다[22.. 트리거 신호는 광센서에 의해 발생되며 이를 위해 모터축에 회전판을 장착하였다.

측정은 임펄서 회전을 기준으로 1800, 2400, 3000 및 3560 rpm에서 수행하였으며, 반경방향으로는 $r/r_2=1.02, 1.293, 1.561$ 등 3지점에서, 또한 디퓨저 폭의 중앙 ($z/b=0.5$)에서 각각 측정하였다. 모든 측정된 신호는 신호분석기(Analogic사의 D6500E)를 거쳐 컴퓨터로 간다. 신호분석을 위하여 각 위치에서 50번 샘플링을 하였고, FFT, correlation 및 phase averaging 기법을 사용하였다.

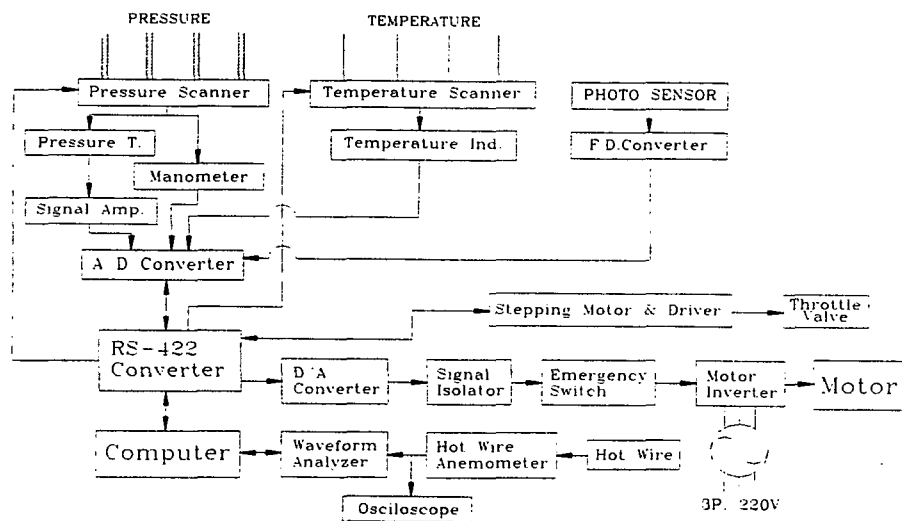


Fig.3.4 Measuring system

2. 데이터 처리 방법

선회실속 측정시 열선으로부터 측정된 신호에는 선회실속에 의한 주기적인 요동 외에 유동의 난류성분에 의한 임의의 요동(random fluctuation) 성분이 포함되어 있다. 이러한 복잡한 신호는 그 자체만으로는 가치있는 정보(선회실속의 주기, 실속셀의 수, 유동의 거동 등)를 얻기가 어렵다. 따라서 이러한 임의의 측정데이터로부터 활용성 있는 정보를 이끌어 내기 위하여 통계적인 접근 방법을 사용하게 된다[23]. 선회실속에 대한 각종 정보를 얻기위한 통계적인 방법에는 FFT, 상관함수(correlation function), 및 본래의 신호(original signal)에 포함되어 있는 random fluctuation을 제거하기 위한 위상평균기법(phase averaging technique) 등이 있다.

가. Correlation function

Correlation function은 측정된 신호의 시간에 대한 상관관계를 알아보기 위한 것으로서 두 종류가 있다. 첫번째는 자기상관함수(Auto-correlation function)이며, 두번째는 상호상관함수(Cross-correlation function)이다.

(1) Auto-correlation function

Auto-correlation function은 동일한 측정 신호에서 현재의 값이 시간적으로 이전의 값과 어떤 상관관계가 있는지를 나타낸다. 만약 측정된 신호가 주기성이 있다면 그 주기에 해당하는 시간에서 최고값을 나타내며, 그 주기의 정수배에 해당하는 시간마다 최고값보다는 작지만 특징적인 피크값을 나타낸다. 또한 random noise에 대해서는 빠르게 감소하는 특징을 보인다. 따라서 Auto-correlation function의 파형을 통해 진폭의 시간에 따른 상대적인 변화를 관찰할 수 있다. Auto-correlation function에 대한 수학적 정의는 식 (3.1)과 같다[14]. Auto-correlation은 cross

-correlation의 특수한 경우로서 식 (3.1)에서 $z(t+\tau)$ 를 $x(t+\tau)$ 로 바꾸면 된다.

$$y(t) = \frac{1}{P} \cdot \sum_{\tau=0}^N x(t) \cdot z(t+\tau) \quad (3.1)$$

여기서, $P = \frac{1}{\sqrt{S_x S_z}}$, τ : 주기

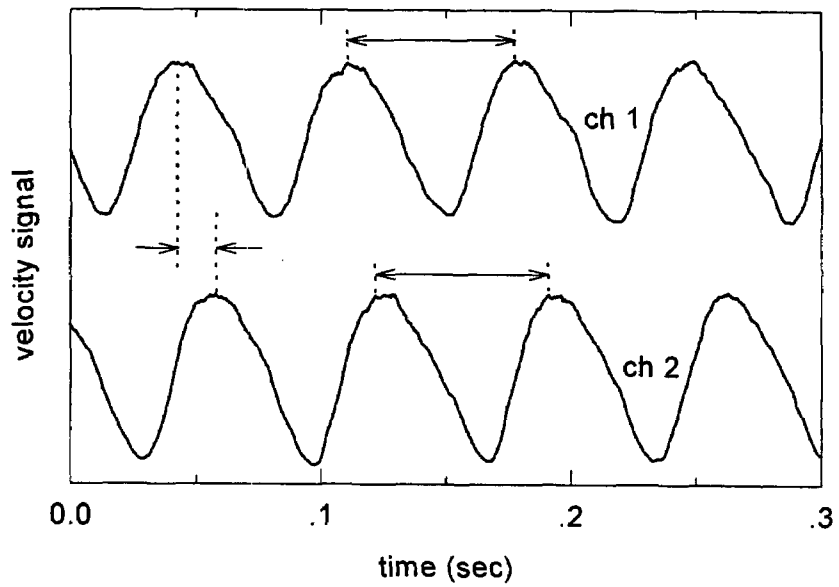
$$S_x = \sum_{t=0}^N x^2(t), \quad S_z = \sum_{t=0}^N z^2(t)$$

Fig.3.5(b)는 그 예를 보여주는 것으로서 측정된 신호가 확실한 주기성을 가지고 있음을 보여주고 있으며 그 주기는 0.0685초인 것을 나타낸다.

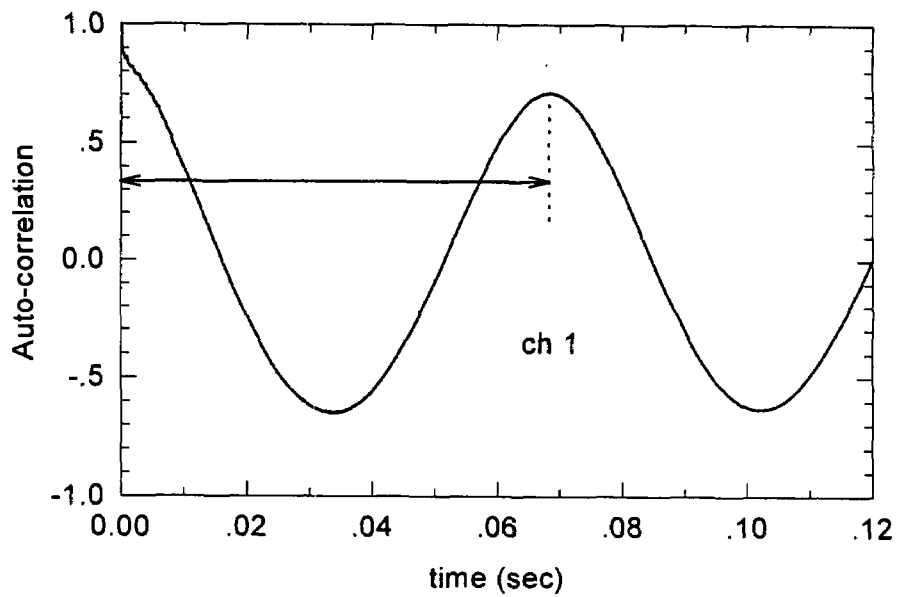
(2) Cross-correlation

Cross-correlation function은 앞에서도 언급한 것처럼 서로다른 두 개의 신호가 시간에 대하여 상호 어떤 연관성을 가지는가에 대한 정보를 준다. 선회실속의 경우 서로다른 위치에서 동시에 측정된 주기적인 두 신호사이의 시간지연(time lag)을 구할 수 있다. 따라서 선회실속의 셀 수 및 회전방향 등에 대한 정보를 얻을 수 있는 것이다. 해당하는 time lag에서 Cross-correlation 값은 최고치를 나타낸다. 정의는 식 (3.1)과 같다.

Fig.3.5(c)는 그 예를 보여주는 것으로서 주기적인 두 신호사이의 time lag가 0.015초인 것을 나타내고 있다.

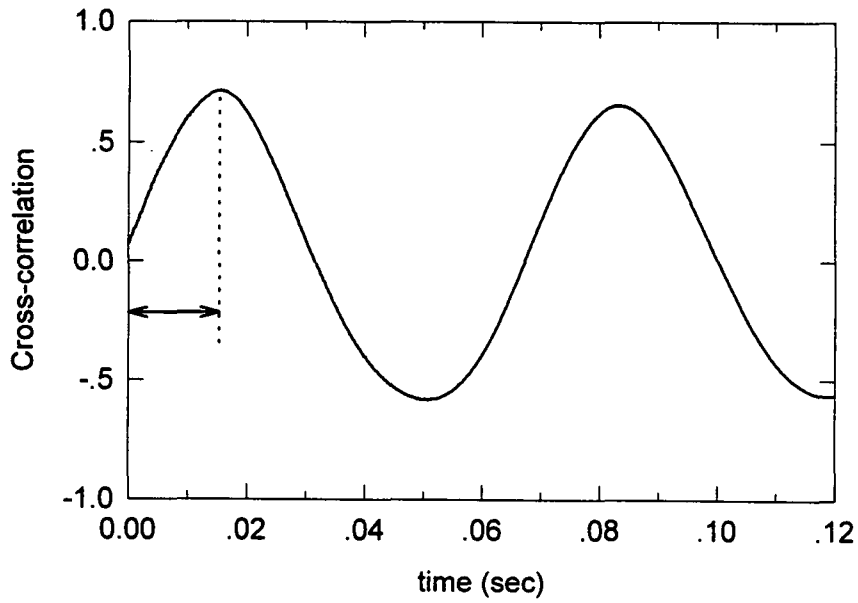


(a) Velocity signals from hot wire anemometer

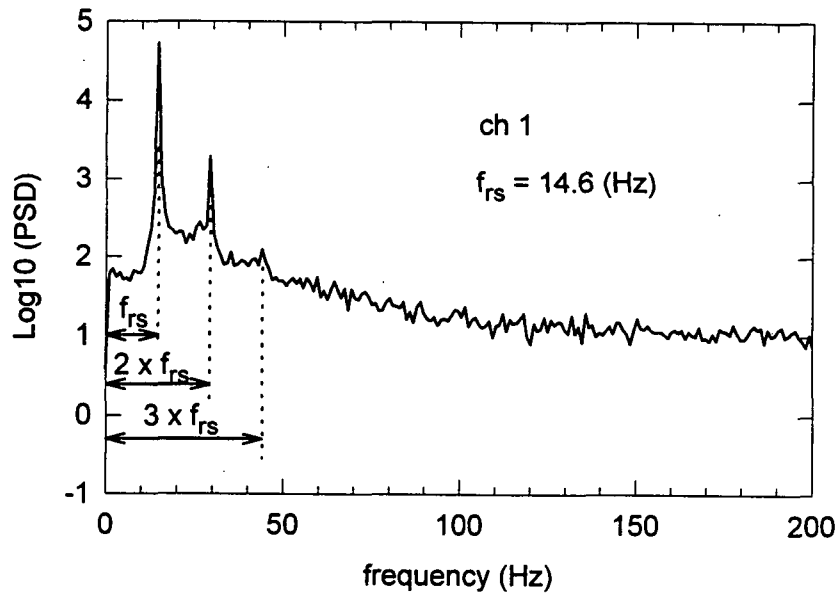


(b) Auto-correlation function

Fig.3.5 Data processing techniques



(c) Cross-correlation function



(d) Power spectral density function

Fig. 3.5 Data processing techniques (cont.)

나. Power spectrum

Power spectrum은 측정된 신호의 주기성을 알아보기 위한 또다른 방법이다. 측정신호의 frequency spectrum은 복소수 Fourier 변환(Complex Fourier Transform)을 이용하여 얻을 수 있으며, 이를 위하여 FFT(Fast Fourier Transform)가 이용된다. 최고치를 나타내는 위치는 측정된 신호에서 가장 지배적인 주기적 성분의 주파수를 나타낸다. Fig.3.5(d)에서 선회실속의 주파수는 14.6 Hz이며, 주파수의 정수배에 해당하는 하모닉(harmonic) 성분이 동시에 나타나고 있다. 따라서 측정 신호는 sinusoidal이 아닌 것을 알 수 있다.

다. Phase averaging

주기적인 성분을 찾고 이용 가능한 정보를 얻기 위해서는 측정된 신호에 포함된 random fluctuation 및 noise 등을 제거하여야 하며, 이를 위하여 phase averaging 기법을 사용하게 된다. Phase averaging 기법에는 디지털 기법이라고 표현되는 PLEAT (Phase-Locked Ensemble Averaging Technique)와 아날로그 기법이라고 표현되는 PLAT(Phase-Locked Averaging Technique) 등 두가지 방법으로 나눌 수 있으나 통계학적 접근 방법은 동일하다. 두 방법에 대한 자세한 내용은 참고문헌 [24]에 나타나 있으므로 여기서는 생략한다.

측정된 신호 $q(t)$ 는 주기적 성분 $p(t)$ 와 random 성분 $s(t)$ 의 합으로 이루어진다[25..

$$q(t) = p(t) + s(t) \quad (3.2)$$

만약 동일한 위상을 가진 측정점끼리 산술적인 평균을 하면 위상평균된 값을 얻

을 수 있다. 위상각(phase angle) ϕ 에 대한 위상평균 값은 식 (3.3)과 같다.

$$\overline{q}(\phi) = \frac{1}{M} \left[\sum_{j=1}^M p_j(\phi) + \sum_{j=1}^M s_j(\phi) \right] \quad (3.3)$$

여기서 주기적성분의 산술평균은 위상평균값이 되고, random 성분의 산술평균은 샘플링 횟수가 충분히 많다면 '0'이 된다.

$$\frac{1}{M} \sum_{j=1}^M p_j(\phi) = p(\phi) = \overline{q}(\phi) \quad (3.4)$$

$$\lim_{M \rightarrow \infty} \frac{1}{M} \sum_{j=1}^M s_j(\phi) = 0$$

3. 압축기 특성곡선

본 연구에서는 압축기 전체, 임펠러 그리고 디퓨저의 성능을 측정하기 위해 여러 유량조건에 대하여 1800, 2400, 3000, 3560 RPM 회전수를 놓고 실험을 수행하였다.

압축기의 성능 곡선 결과는 각 디퓨저별로 Fig.3.6에 나타내었다. 이 때 유량은 출구덕트의 오리피스 전후 압력의 차이로부터 계산하였고, 정압상승은 입구 Plenum 과 임펠러 출구 사이를 임펠러로, 디퓨저 입구와 블류트 출구 사이를 디퓨저로, 각각의 정압상승의 합을 압축기 전체로 보고 계산하였다.

유량계수와 정압상승계수는 다음과 같은 식으로 정의 할 수 있다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (3.5)$$

$$C_p = \frac{\Delta p}{1/2\rho_\infty U^2} \quad (3.6)$$

성능 곡선은 일반적인 원심 압축기의 성능곡선처럼 고유량과 저유량에서 압력비가 낮고, 적정점에서 압력비가 높게 나오는 포물선 형상의 특성이 나타나 있다. 이는 저유량에서 디퓨저에 발생하는 실속에 의한 압력붕괴로서 설명되고 있다. 그리고 rpm이 증가할수록 유량 전범위에 대하여 임펠러와 디퓨저 모두 압력비가 상승하였다.

전반적으로 유량이 감소할수록 임펠러 특성곡선은 비교적 단조롭게 증가하나 디퓨저 특성곡선은 Case A인 경우 유량계수 0.19를 정점으로 급격히 감소하며, Case B인 경우와 Case D인 경우 각각 유량계수 0.17 부근과 0.16부근을 정점으로 급격히 감소하는 경향이 나타난다. Case C와 Case E의 경우에는 Case A, Case B, Case D 에서와 같이 디퓨저에서의 특성곡선이 급격하게 감소하는 경향은 볼수 없었다.

유량계수전체 시스템에서 볼 때 정압상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 또한 본 실험용 압축기의 성능곡선에서 일정한 유량을 중심으로한 갑작스런 불연속성은 abrupt rotating stall의 발생을 의미한다고 볼 수 있다.

Fig.3.7은 앞의 실험 결과를 3000 rpm 일 때 디퓨저의 Case 별로 하나의 그래프로 나타내므로써 비교해 보았다. 디퓨저의 성능곡선을 보면 고유량 영역에서는 Case A와 Case D가 상대적으로 높은 압력을 나타내고, 저유량 영역에서는 Case A가 유량계수 0.31 부근에서 최고점인데 반해 Case B는 0.305부근에서 최고점이 존재하며, Case C와 Case D, 그리고, Case E는 각각 0.21, 0.32, 0.21 부근에서 최고점이 존재한다.

인듀서에서 실속은 임펠러 입구와 입구 plenum에서의 정압을 측정함으로써 발생 여부를 확인할 수 있다. Fig.3.8은 임펠러 입구에서의 유량변화에 따른 정압을 측정

한 것이다. Fig.3.8에서 확인할 수 있듯이 임펠러 입구에서의 정압은 Case 별로 유량계수가 각각 0.266, 0.27, 0.28, 0.255, 0.273 보다 작은 영역에서 임펠러의 회전수와 관계없이 입구 plenum의 정압보다 높은 것을 알 수 있다. 따라서 위에서 언급한 각각의 유량계수에서 역류가 발생한 것으로 생각된다. 임펠러 입구에서의 정압상승은 실속에 의한 인듀서 팁에서의 blockage 효과와 인듀서 내부로부터 고에너지를 가진 유체의 역류에 기인한 것으로 생각된다.

모든 측정 영역에서 서지는 발생하지 않았다. 이 것은 본 실험용 압축기의 실험 회전수가 낮아 압력비 및 유량이 서지가 발생할 정도의 용량이 되지 않기 때문인 것으로 생각된다.

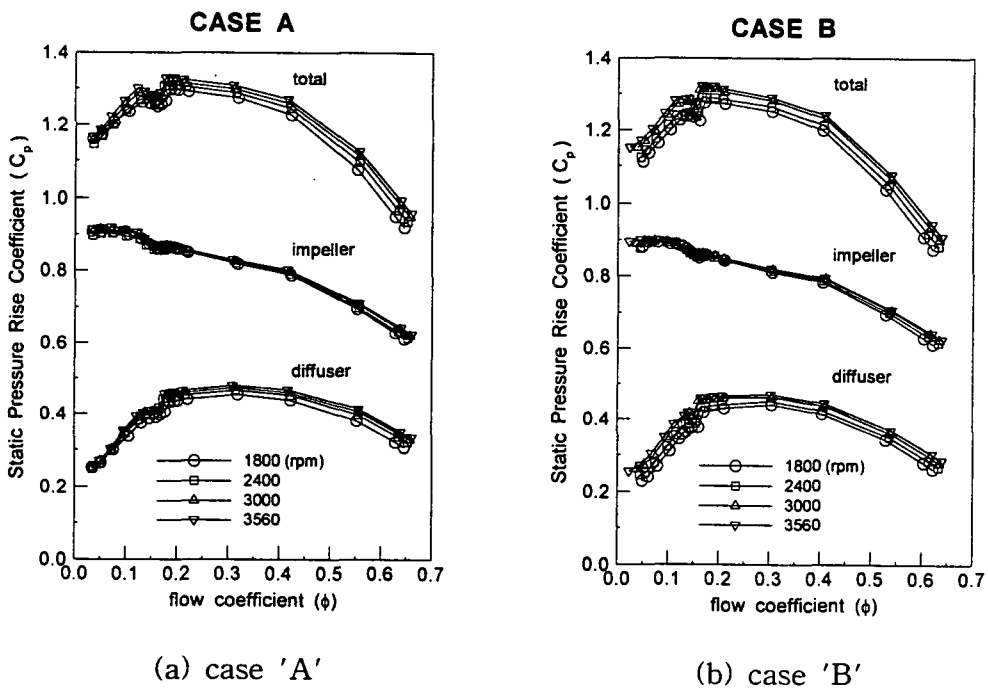
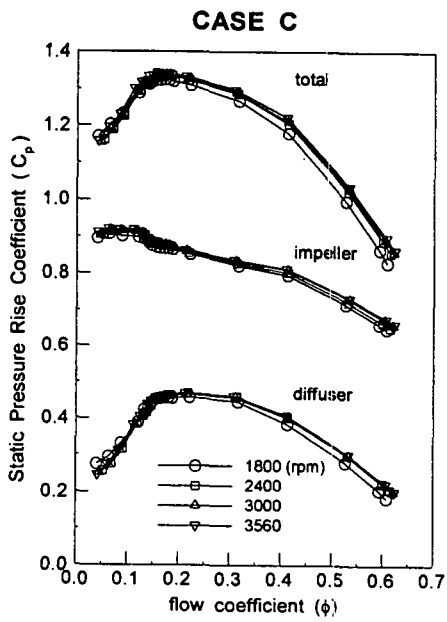
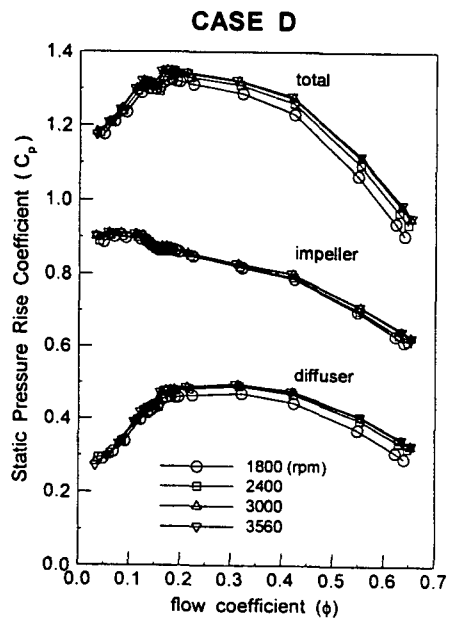


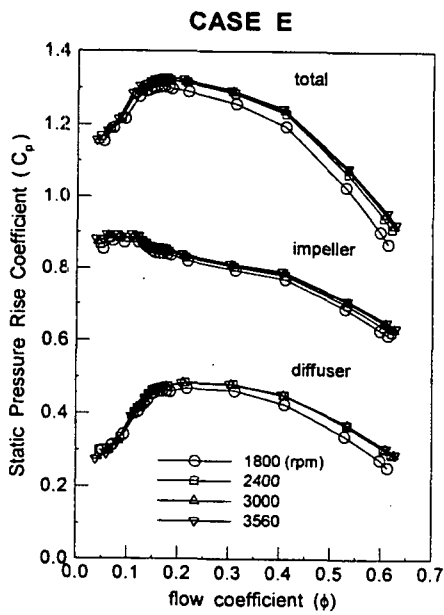
Fig.3.6 Centrifugal compressor performance map



(c) case 'C'



(d) case 'D'



(e) case 'E'

Fig.3.6 Centrifugal compressor performance map
(cont.)

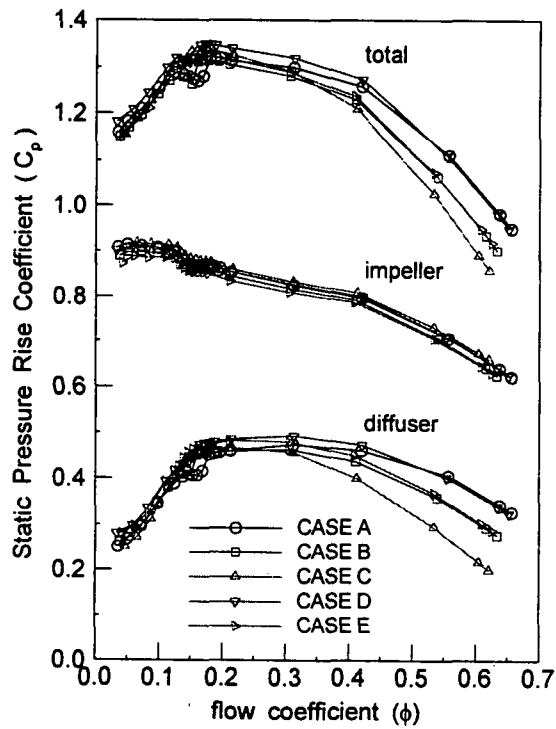
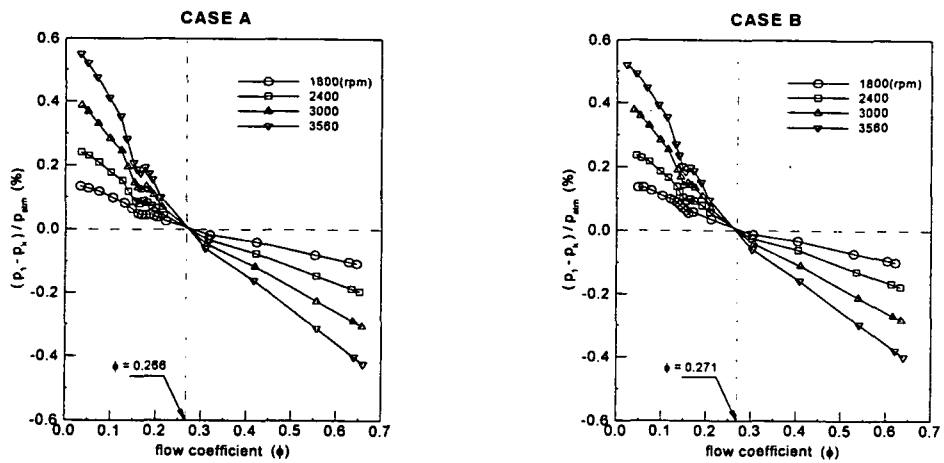


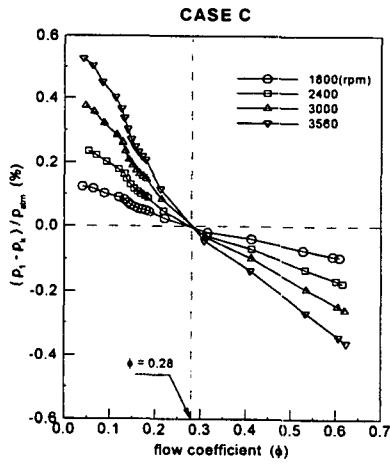
Fig.3.7 Comparisons of performances (3000 rpm)



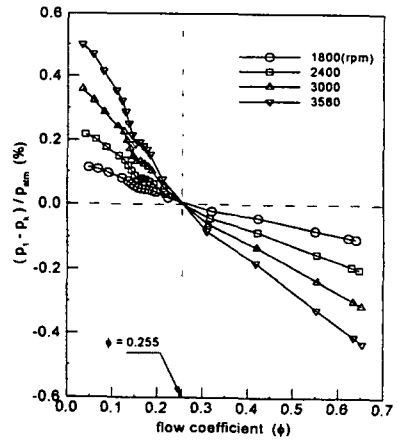
(a) case 'A'

(b) case 'B'

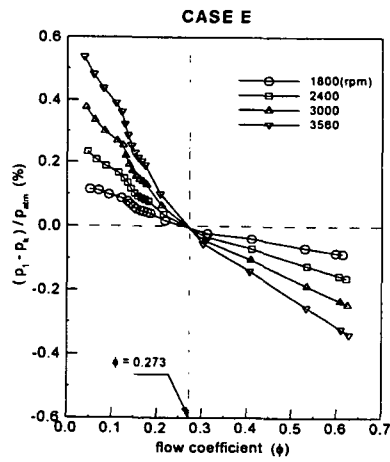
Fig.3.8 Static pressure upstream of impeller



(c) case 'C'



(d) case 'D'



(e) case 'E'

Fig.3.8 Static pressure upstream of impeller
(cont.)

4. 선회실속 특성

가. 임펠러 회전속도 및 유량의 영향

Fig.3.9는 Case A의 디퓨저에 대해 임펠러 회전속도에 따른 선회실속 신호의 FFT 결과를 보여주고 있다. 임펠러 회전수 1800 rpm에서 10.93 Hz, 2400 rpm에서 14.6 Hz, 3000 rpm에서 18.35 Hz 및 3560 rpm에서 20.94 Hz를 각각 나타내고 있으며, 회전수가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해지고 있다.

Fig.3.10(a)는 유량에 따른 선회실속의 특성을 관찰하기 위한 것으로서 임펠러 회전수 3560 rpm, 반경비 1.29에서의 auto-correlation 결과를 보여주고 있다. Fig. 3.10(a)에서 유량계수 0.19에서는 특징적인 주기적 신호가 나타나지 않는 것으로 보아 선회실속은 발생하지 않고 있다. 그러나 유량계수 0.16에서는 주기적인 선회실속 신호가 확실히 나타나고 있으며 실속셀 수도 한개이다. 이 것은 abrupt rotating stall의 특성을 보여주는 것이다. 이를 통해 압축기 특성곡선에서 급작스런 불연속은 선회실속에 의한 압력손실에 기인한 것으로 생각할 수 있다. 선회실속의 상대적인 진폭은 유량이 감소함에 따라 강해지는 특성을 보이고 있다. 이것은 반경방향 속도 성분을 나타낸 Fig.3.10(b)를 보면 명확해 진다. 유량계수 0.19에서는 선회실속이 나타나지 않지만 유량계수가 0.16으로 감소하면 선회실속이 뚜렷이 나타난다. 계속해서 유량이 감소하면 반경방향 속도성분의 평균값도 감소하는 것을 알 수 있으며, 상대적 진폭은 강해지는 것을 알 수 있다. 속도요동의 파형은 삼각형의 톱니모양을 보이다가 점차로 톱니모양이 완화되면서 sine파 형태로 변화한다. 선회실속의 전파속도는 유량계수 0.16에서 주기가 0.0543초이며 유량이 감소함에 따라 빨라져 유량계수 0.06에서는 주기가 0.0478초가 되었다. 특히 유량계수가 0.06인 경우 비교적 강한 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다.

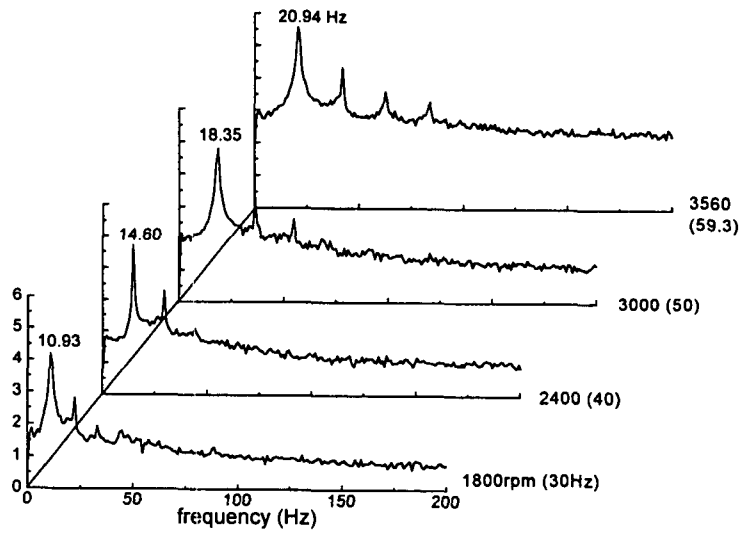


Fig. 3.9 Frequency spectra with impeller rotating speed

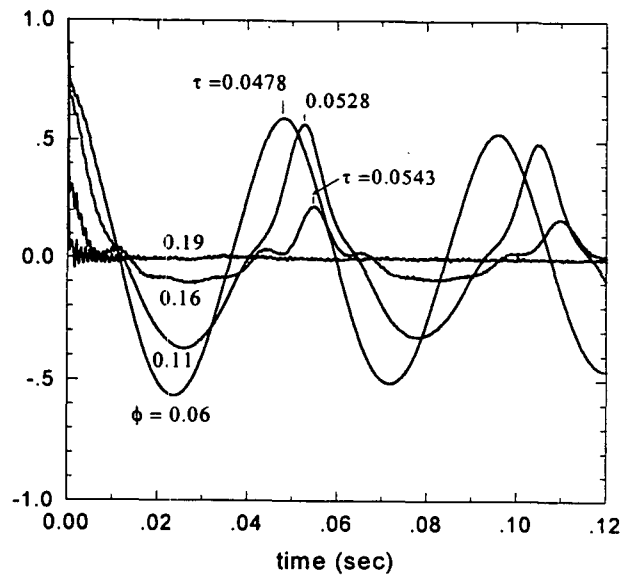


Fig.3.10 (a) Auto-correlation function with flow coefficient ($r/r_2=1.29$, 3560 rpm)

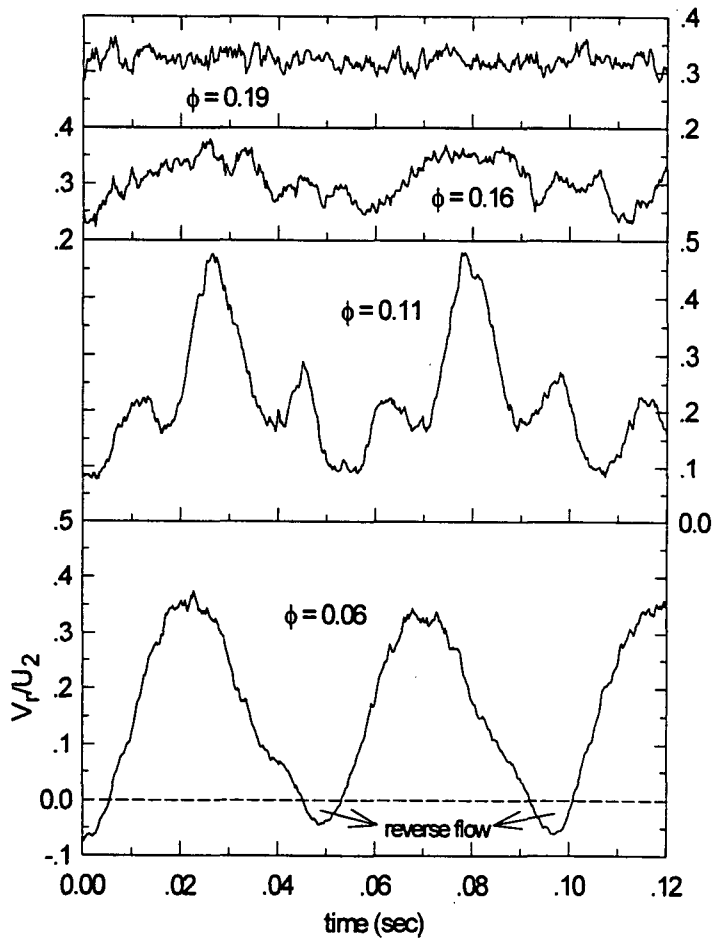


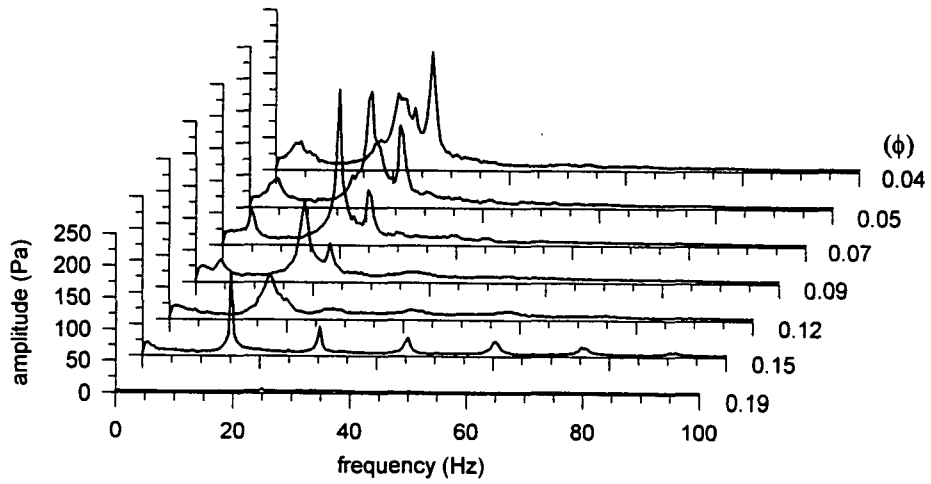
Fig. 3.10 (b) Phase averaged radial velocity fluctuation ($r/r_2=1.29$, 3560 rpm)

Fig.3.11~Fig.3.13은 디퓨저 형상에 따른 선회실속 시작점을 비교하기 위하여 Case A, Case B 그리고 Case C 디퓨저에 대해 선회실속 신호의 FFT 결과를 제시하였다. 선회실속의 시작점은 A의 경우 유량계수 0.15에서 발생하며, B 및 C의 경우는 유량계수 0.12 및 0.09에서 각각 발생한다, 이것은 디퓨저의 유동 단면적이 감소하면 실속이 억제된다는 것을 보여주고 있다. 또한 유량변화에 따른 특성을 살펴보면 A 디퓨저의 경우 유량계수 0.19에서 강한 진폭을 나타내고 유량이 감소함에 따라 감소하였다가 다시 증가하여 유량계수 0.07에서 최고값을 보이며 다시 감소하는 특성을 보이지만, B 및 C의 경우는 실속이 발생한 후 유량이 감소함에 따라 계속 증가하는 특성을 나타낸다. 그러나 그 진폭은 Case A보다 작다는 것을 알 수 있다. 그리고 디퓨저의 종류에 관계 없이 디퓨저 원주방향 90도에서 압력요동의 진폭이 180도 보다 높게 나타났다.

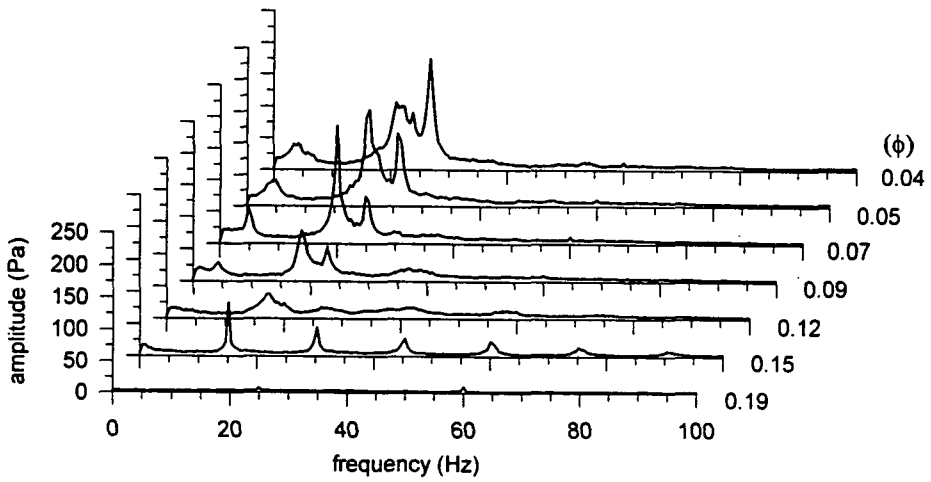
Fig.3.14와 Fig.3.15는 임펠러 회전속도에 따른 영향 선회실속 신호의 FFT 결과를 제시하고 있는데 디퓨저 종류에 관계없이 회전수가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 동일한 유량에서는 Case A 디퓨저의 경우가 상대적으로 빠른 전파속도를 보이고 있으며 임펠러 회전속도의 증가에 따라 압력요동의 진폭도 증가하며 이것은 디퓨저의 종류에 관계없이 동일한 특성을 나타낸다.

Fig.3.16과 Fig.3.17은 임펠러 입구 및 출구덕트에서의 압력요동의 FFT 결과를 제시하였다. 임펠러 입구에서 압력요동의 진폭은 Case C의 경우가 가장 큰 특성을 보이고 있으며 임펠러 출구덕트에서의 진폭은 Case B의 경우 가장 큰 진폭을 나타내고 있다. Case A의 경우 임펠러 입구에서 약 27 Hz에서 가장 큰 진폭을 보이고 있으나 출구 덕트에서는 이 주파수 성분은 약화되고 약 18 Hz에서 가장 큰 진폭을 나타내고 있으며 이 주파수 성분은 임펠러 입구에서는 발견되지 않는다. 또한 약 22 Hz의 주파수 성분은 두 위치에서 공통적으로 나타나는 것을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 동일한 운전조건에서 각 측정위치에 따라 서로다른 주파수 특성이 나타날 수 있으며, 측정 위치에 따라 선회실속 특성의 천이가 발생하며, 이러한 천이의

발생에는 임펠러 또는 디퓨저의 역할이 클 것으로 생각된다. 이러한 현상은 B 및 C type의 디퓨저에서도 관찰된다.

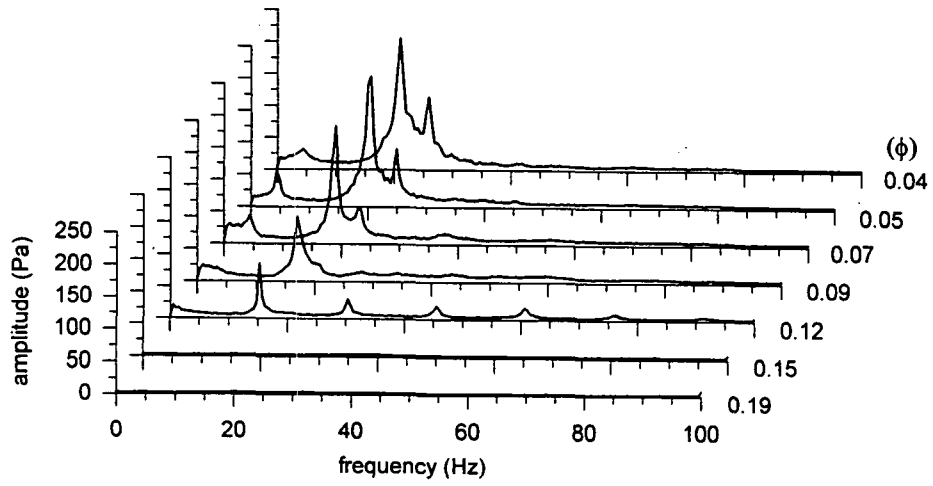


(a) $\phi = 90$ deg.

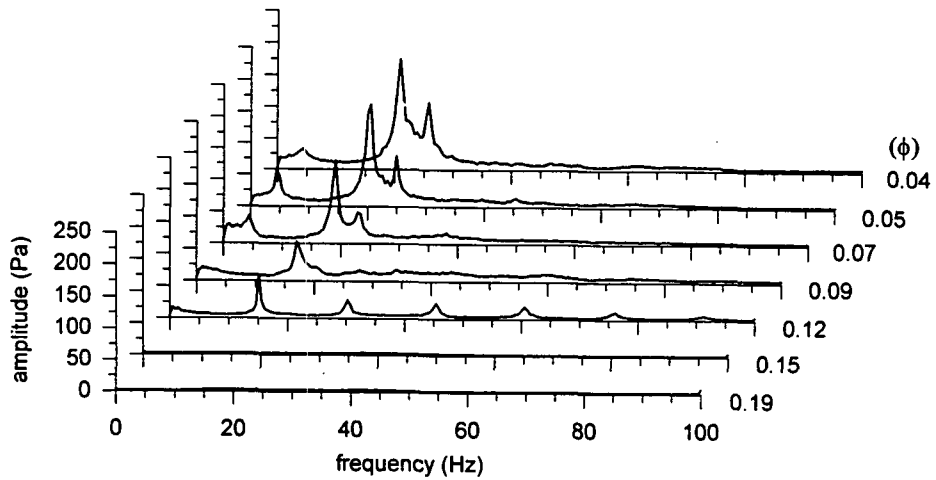


(b) $\phi = 180$ deg.

Fig.3.11 Pressure fluctuation amplitude spectra with flow rate at 3000 rpm (Case A diffuser)

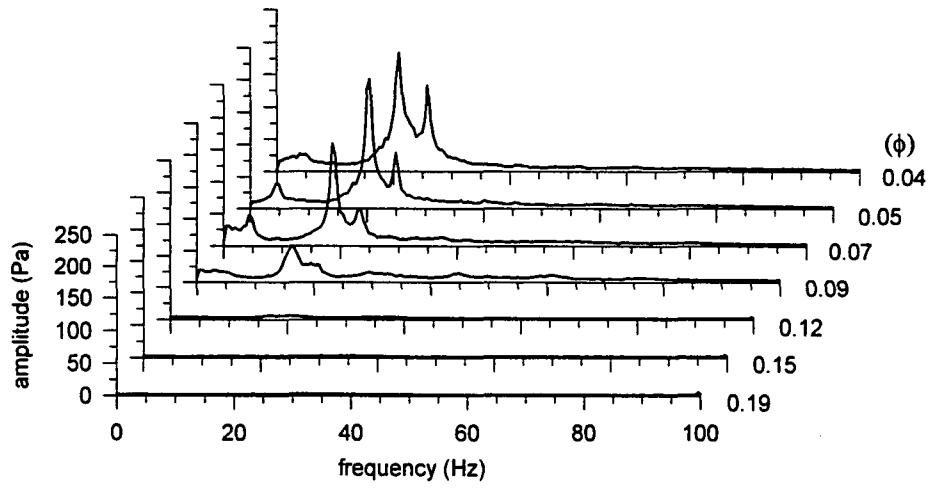


(a) $\phi = 90$ deg.

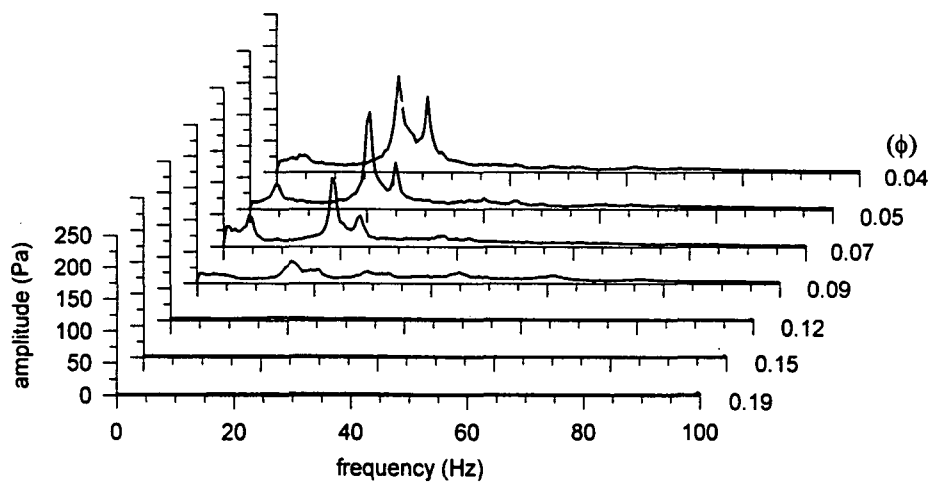


(b) $\phi = 180$ deg.

Fig.3.12 Pressure fluctuation amplitude spectra with flow rate at 3000 rpm (Case B diffuser)



(a) $\phi = 90$ deg.



(b) $\phi = 180$ deg.

Fig.3.13 Pressure fluctuation amplitude spectra with flow rate at 3000 rpm (Case C diffuser)

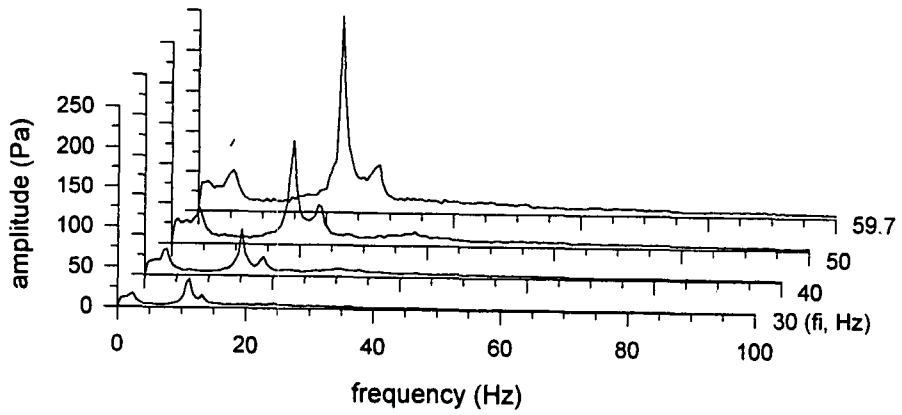


Fig.3.14 Pressure fluctuation amplitude spectra with impeller rotating frequency (Case B, $\phi=0.07$, $\psi=180^\circ$)

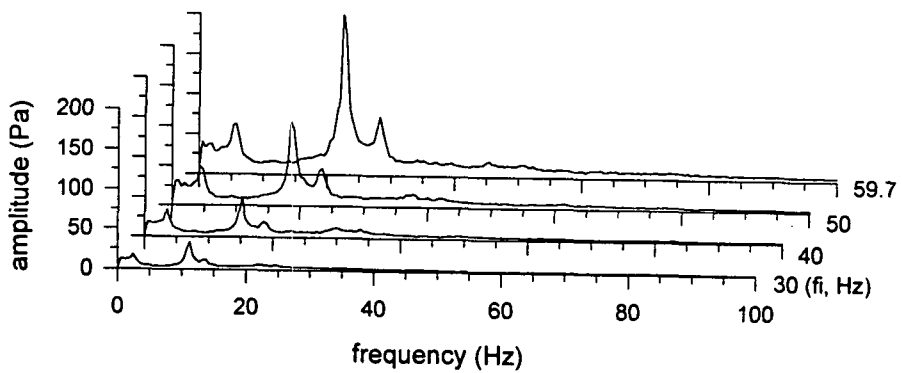


Fig.3.15 Pressure fluctuation amplitude spectra with impeller rotating frequency (Case C, $\phi=0.07$, $\psi=180^\circ$.)

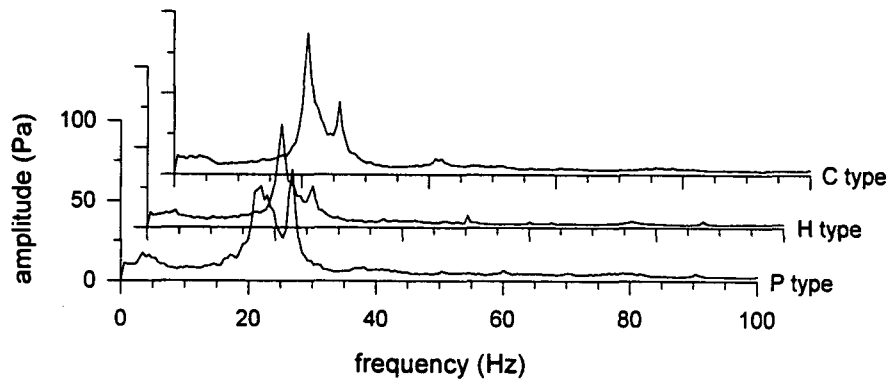


Fig.3.16 Pressure fluctuation amplitude spectra at impeller inlet for 3 diffuser types excluded pinch types (3000 rpm, $\phi=0.04$)

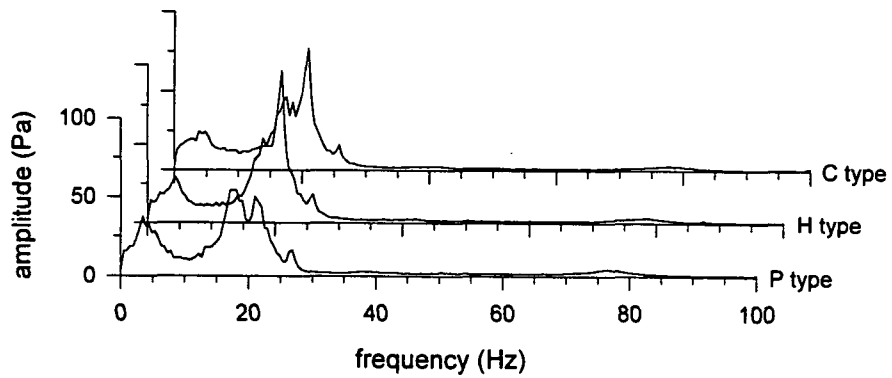


Fig.3.17 Pressure fluctuation amplitude spectra at discharge duct for 3 diffuser types excluded pinch types (3000 rpm, $\phi=0.04$)

나. 반경방향 위치에 따른 영향

깃 없는 디퓨저에서 반경비에 따른 선회실속의 특성을 나타낸 것이 Fig.3.18 및 3.19이다. 반경비가 증가할수록 반경방향 속도성분은 감소하고 있다. 이 것은 유동면적이 증가하기 때문이다. 반경방향 속도성분과 유동각에 대한 파형은 서로 아주 유사한 특성을 보이고 있다. 그러나 반경비 1.56인 경우 상대적으로 강한 유동각의 변화를 볼 수 있다. 특히 반경비가 증가할수록 선회실속의 주기성이 명확해지며, 유량계수 0.06의 선회실속 영역에서 유동각이 음수 값을 나타낸다. 이것은 디퓨저 입구에서 임펠러로 부터 유입되는 후류(wake)가 반경비가 증가함에 따라 주유동과의 혼합에 의해 약화되어 상대적으로 선회실속의 강도가 증가하는 것을 나타낸다. 실속의 한 주기를 나누어 볼 때 실속영역 직전에 반경방향 속도 및 유동각이 갑자기 증가하다가 급격히 감소한 후 서서히 회복되는 특성을 보여주고 있다. 여기에서 알 수 있듯이 본 압축기의 경우 임펠러 회전수에 관계없이 유량계수 0.16에서 선회실속이 발생하였다. 또한 실속셀 수도 회전수 및 유량에 관계없이 한 개만 존재한다.

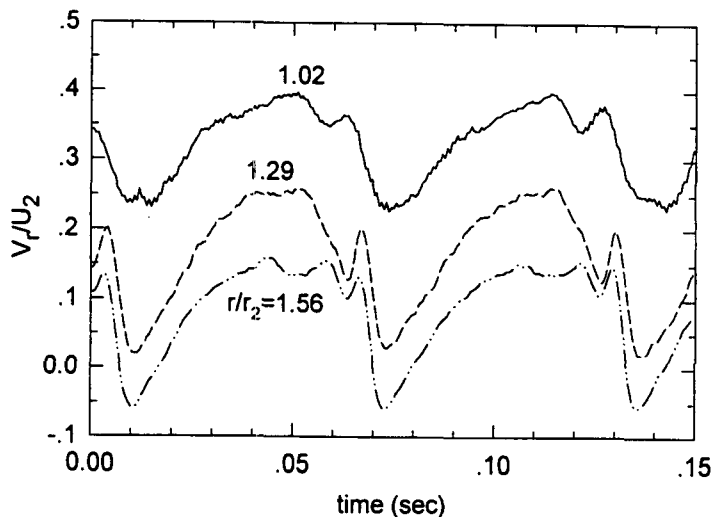


Fig.3.18 Phase averaged radial velocity fluctuation with radius ratio ($\phi=0.16$, 3000 rpm)

이 것은 abrupt rotating stall의 특성을 잘 보여주는 것이다. 선회실속의 회전방향은 모든 조건에서 임펠러 회전방향과 동일하다. 임펠러 회전수가 증가함에 따라 실속셀의 상대적 전파속도는 유량에 관계없이 일정하다(Fig.3.20). 동일한 회전수의 경우 실속셀의 상대적 전파속도는 유량이 감소함에 따라 3560rpm을 제외하고는 감소하다 증가한다.

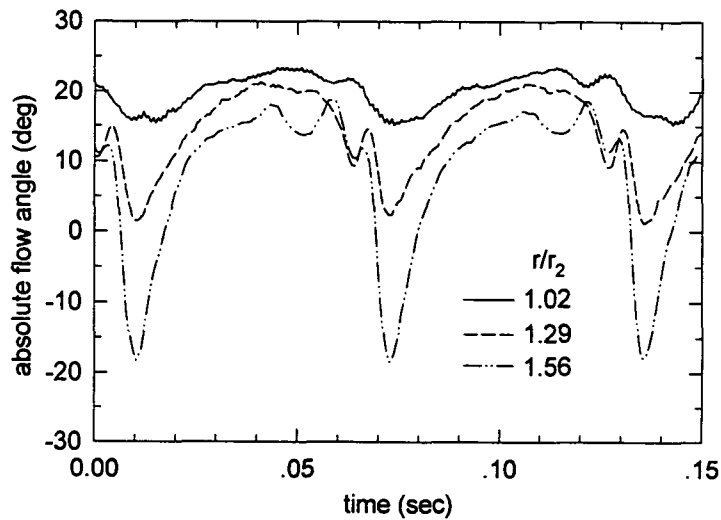


Fig.3.19 Phase averaged absolute flow angle with radius ratio ($\phi=0.16$, 3000 rpm)

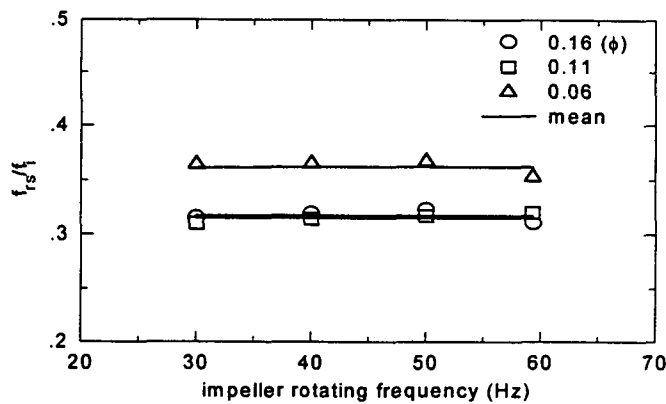


Fig.3.20 Propagation speed of rotating stall with impeller rotating frequency

5. 선회실속하에서의 유동특성

선회실속시 디퓨저 내부에서의 유동특성을 알아보기 위해 열선의 위치를 디퓨저 반경방향 및 축방향에 따라 변화시켜가면서 순간속도를 측정하였다. 반경방향에 따른 측정위치는 각각 $r/r_2=1.02, 1.159, 1.293$ 및 1.561 등 4지점이며, 디퓨저의 축방향 측정위치는 $z/b=0.05, 0.15, 0.3, 0.5, 0.7, 0.85$ 및 0.95 등 7 지점이다. 측정시 임펠러의 회전수는 3000 rpm으로 고정하였다.

가. 선회실속 시작점 ($\varphi=0.16$)

Fig.3.21(a)~(d)는 선회실속 시작점($\varphi=0.16$)에서의 위상평균된 반경방향, 접선방향 속도성분 및 절대유동각의 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 모든 측정위치에서 0.062초의 뚜렷한 주기성을 확인할 수 있다.

모든 측정위치에서 선회실속 한 주기 동안 반경방향속도 성분은 관통류(through flow) 영역에서는 허브측보다 쉬라우드측이 더 크고, 역류(reverse flow) 영역에서는 허브측이 더 크다. 반경방향속도 성분의 파형은 최고속도까지 상대적으로 서서히 증가하다가 중간피크(intermediate peak)를 보이다가 최저속도까지 빠르게 감소하는 경향을 나타내고 있다. 디퓨저 입구영역을 제외하고 허브 및 쉬라우드측에서 역류가 나타나며, 그 강도는 허브측보다 쉬라우드측이 강하다.

접선방향속도 성분은 반경방향속도 성분과는 약간 다른 경향을 보이고 있다. 디퓨저 반경방향으로 갈수록, 중간피크값은 상대적으로 증가하며 최고 속도값은 감소하며, 축방향 분포는 평평해 진다.

절대유동각의 분포는 반경방향속도 성분의 분포와 유사하다. $z/b=0.5$ 에서 유동각의 최고치는 $r/r_2=1.02$ 에서 23° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 19° 이다. 따라서 그 차이는 약 4도로 작다. 그러나 최저치에 대한 차이는 약 33° 로 상당히 크다. 즉, $r/r_2=1.02$

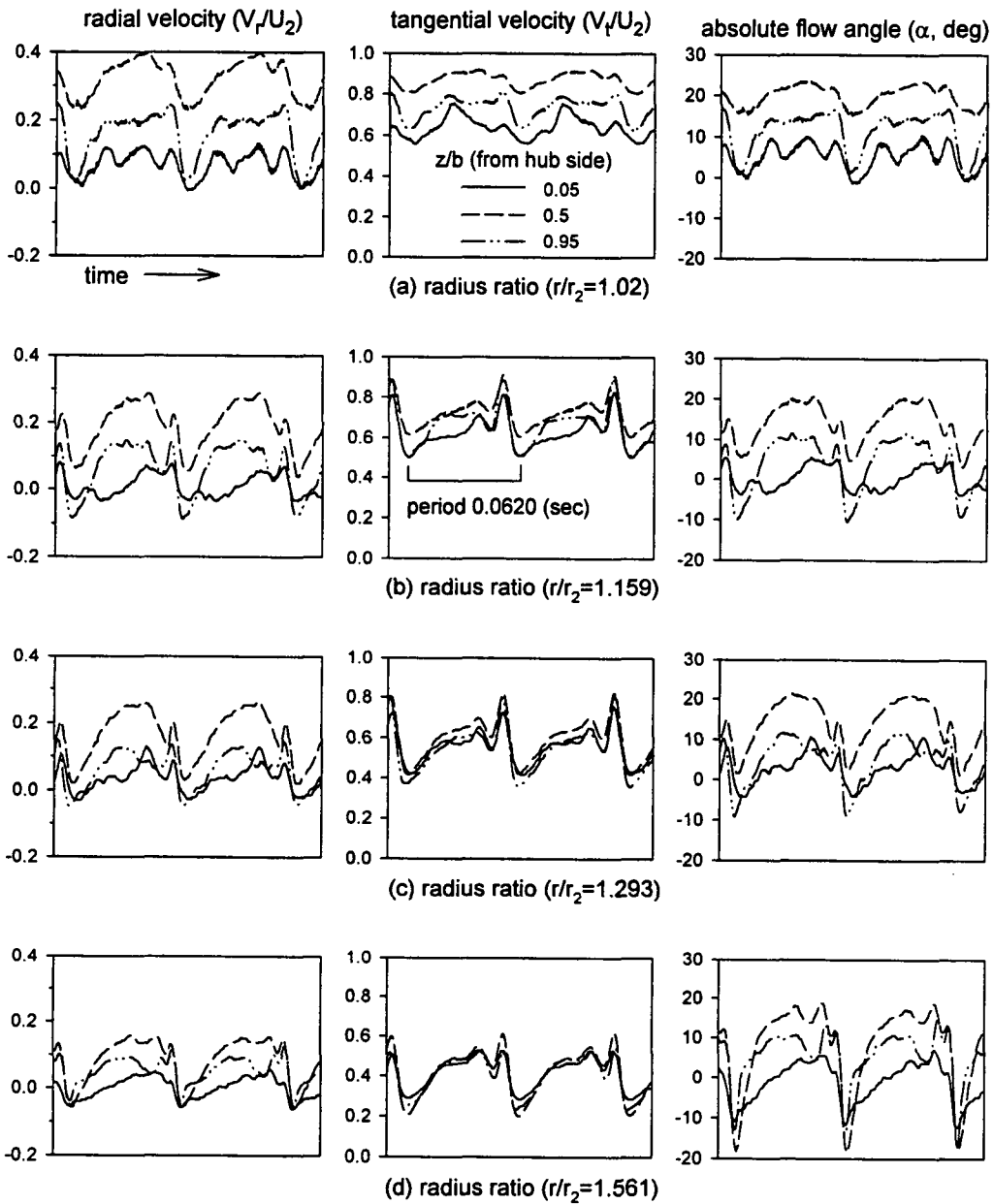


Fig.3.21 Phase averaged radial, tangential and absolute flow angle distribution with diffuser radius ratio and axial distance during rotating stall ($\varphi=0.16$)

에서 15° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 -18° 이다. 이 것은 Fig.3.22에 잘 나타나 있다. 동일한 반경비에서 볼 때, 최고치와 최저치의 차이는 $r/r_2=1.02$ 에서는 24° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 37° 를 각각 나타낸다. 이 것은 반경비가 증가함에 따라 관통류에 대한 유동각의 최고치는 거의 일정하지만 역류에 대한 유동각의 최저치는 감소한다는 것을 나타낸다. 따라서 디퓨저의 반경비가 증가함에 따라 유동각의 요동은 역류의 세기에 의해 지배된다는 것을 알 수 있다.

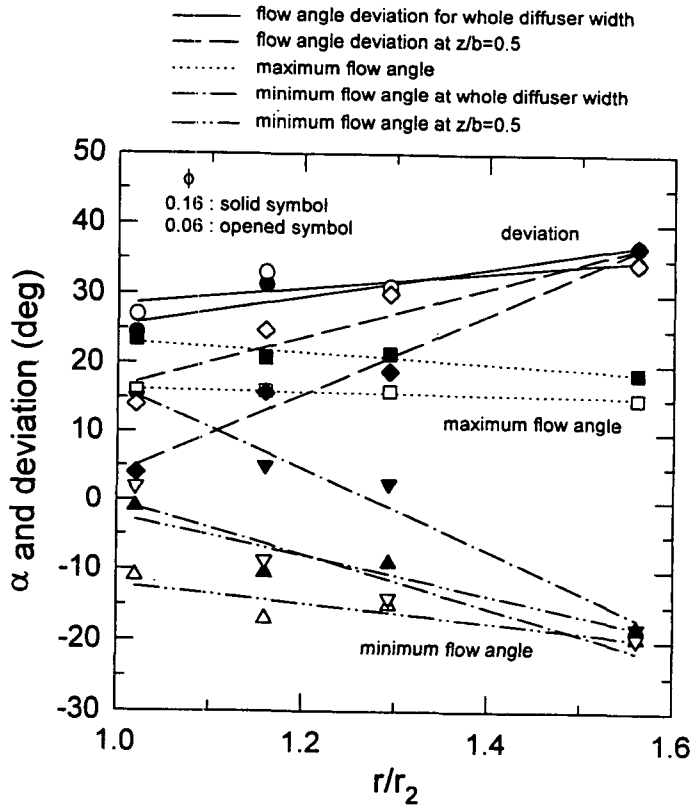


Fig.3.22 Maximum, minimum flow angle and deviation with diffuser radius ratio ($\phi=0.16$ and 0.06)

나. 선회실속 진행점 ($\varphi=0.06$)

Fig. 3.23(a)~(d)는 $\varphi=0.06$ 에서의 위상평균된 결과를 보여주고 있다. 반경방향속도 분포는 $\varphi=0.16$ 의 경우와 다르다. 최고치까지 상대적으로 빠르게 증가하다가 중간피크없이 최저값으로 느리게 감소하며, 역류가 더 오래 유지된다.

접선방향속도 성분 또한 중간피크를 보이지 않는다. 그리고 반경방향속도 분포와 유사한 경향을 보이고 있다. $z/b=0.5$ 에서 유동각의 최고치는 $r/r_2=1.02$ 에서 16° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 15° 이다. 따라서 그 차이는 약 1° 로 일정하다. 그러나 최저치에 대한 차이는 약 21° 로 상당히 크다. 즉, $r/r_2=1.02$ 에서 2° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 -19° 이다. 동일한 반경비에서 볼 때, 최고치와 최저치의 차이는 $r/r_2=1.02$ 에서는 27° 이며, $r/r_2=1.561$ 에서는 34° 를 각각 나타낸다. 이러한 경향은 선회실속의 시작점에서 측정된 결과와 동일하다. 선회실속 시작점에서의 결과와 함께 종합해 볼 때 선회실속시 유동각의 최고치에 대한 차이 및 최저치에 대한 차이는 유량에 의존한다는 것을 알 수 있다. 유량이 감소함에 따라 반경방향속도 및 접선방향속도는 동시에 감소한다. 선회실속이 발생한 상태에서 유량이 감소하면 그 효과는 역류의 강도에 의해 지배되는 것이 아니라 실속셀의 크기(stall cell size)(만약 실속셀의 크기를 역류가 유지되는 시간에 대한 실속주기의 비로 표시할 수 있다면)에 의해 지배된다.

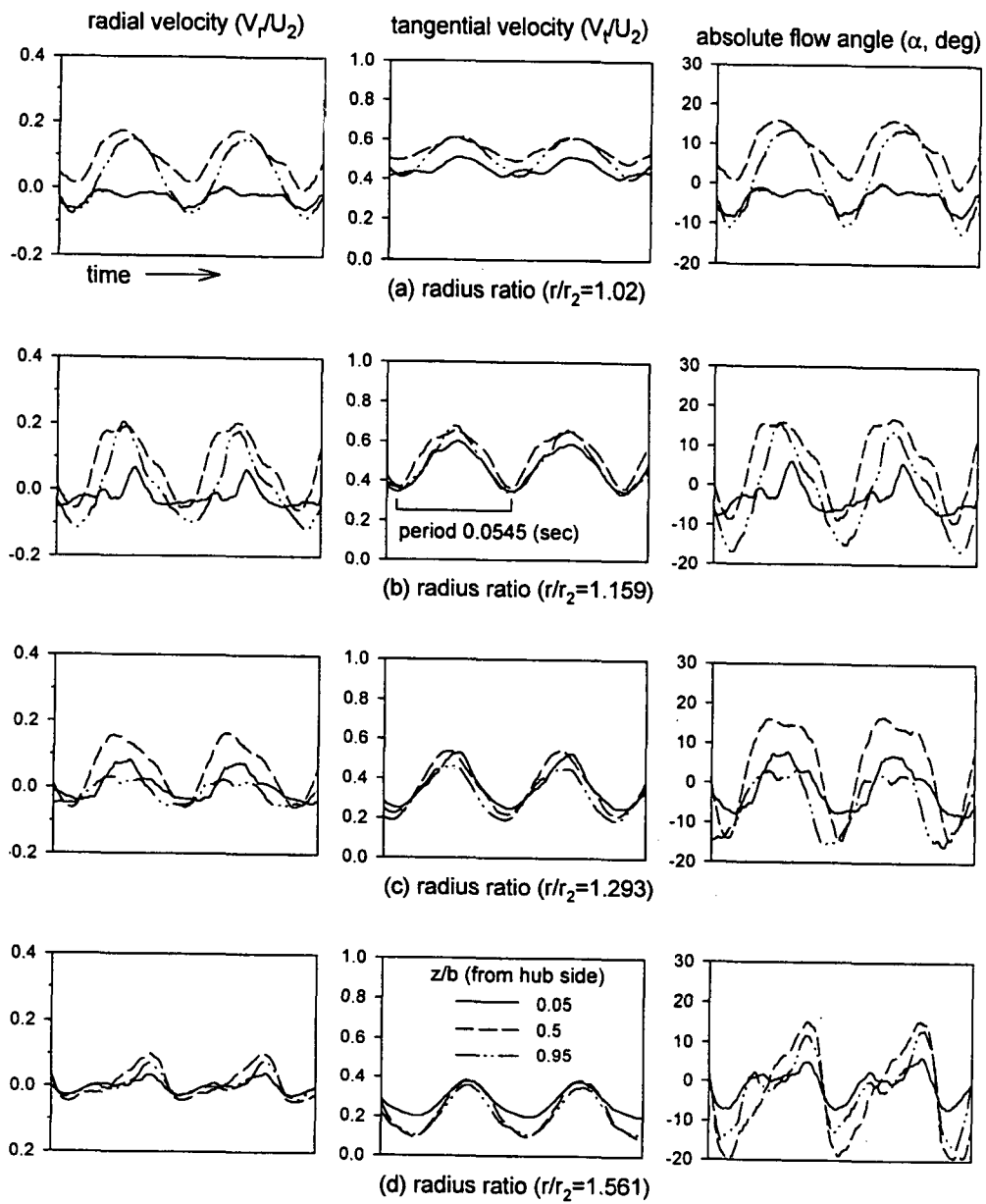


Fig.3.23 Phase averaged radial, tangential and absolute flow angle distribution with diffuser radius ratio and axial distance during rotating stall ($\varphi=0.06$)

6. 베인 디퓨저에 대한 선회실속 특성

가. 베인 디퓨저 설계 및 제작

베인 디퓨저(vaned diffuser)에서 선회실속은 일반적으로 압축기의 유량감소에 따라 베인의 받음각이 증가하므로써 베인 전연에서 박리가 발생하고 이러한 박리영역이 익렬을 따라 전파되어 발생하게 된다.

따라서 본 연구에서는 베인리스 디퓨저와 마찬가지로 vaned 디퓨저 형상에 따라 원심압축기의 특성곡선을 측정하고 유량을 감소시킴에 따라 발생하는 선회실속의 시작점을 정밀하게 측정하여 비교하기 위해서 디퓨저 베인을 설계 제작하여 실험하고자 한다. 디퓨저 베인은 제작을 용이하게 하기 위하여 Fig.3.24에 제시된것과 같이 평판형태의 베인(straight vane)을 설계 및 제작하였다. 또한 베인의 개수와 길이의 변화에 따른 솔리디티(solidity)의 변화가 선회실속 발생에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 베인을 8, 10 그리고 16개로 변화시킬 수 있도록 제작하였으며 베인의 설치각 변화에 따른 영향을 살펴보기 위해서 전연에 베인을 고정하기 위한 핀을 장착하여 베인의 설치각 변화를 용이하게 할 수 있도록 하였다.(Fig.3.25) Fig. 3.26 (a)는 병류형 디퓨저에 베인을 조립한 후의 그림을, (b)는 베인을 장착한 사진을 나타낸 것이다. 또한 디퓨저 베인의 한 피치에서의 압력변화를 관찰하기 위하여 압력공을 가공하였다.

나. 성능 특성

베인 디퓨저를 장착한 압축기의 임펠러 회전수에 따른 특성곡선을 Fig. 3.27에 나타내었다. 이 때 베인의 수 및 설치각은 각각 16개 및 15도 이다. 정압상승계수가 임펠러 회전수에 관계없이 일치하는 결과를 보여줌으로써 터보기계의 상사성을 잘 나타내 주는 것을 알 수 있다. 특히 안정한 작동영역에서 유량이 증가함에 따라 압

력계수는 급격히 감소하는 특성을 보여준다. 이러한 압력계수의 급격한 감소는 디퓨저에서의 영향이 지배적임을 알 수 있으며, 깃 없는 디퓨저에서의 성능곡선과 비교해 볼 때 베인의 영향에 따른 것이며 특히 베인의 설치각이 작아 유동통로를 감소시킴으로써 유량변화에 따라 영향을 많이 받는 것으로 생각된다. 이것은 베인의 설치각에 따른 성능특성을 나타낸 Fig. 3.28에서 관찰할 수 있다. 그림에서 알 수 있듯이 베인의 설치각에 따라 압축기 성능특성은 큰 변화를 보여주고 있다. 설치각이 감소함에 따라 최대유량은 감소하게 되고 유량변화에 따른 압력계수도 상대적으로 큰 변화를 보인다. 그러나 압력상승 효과(최대 압력상승계수)는 증가한다, 또한 베인 설치각이 감소함에 따라 선회실속 발생하는 유량계수도 감소한다. 베인 설치각이 변해도 임펠러에서의 정압상승은 큰 영향을 받지않는다는 것을 알 수 있다. 따라서 베인 디퓨저를 장착한 압축기에서의 압력상승은 디퓨저의 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 안정한 작동 영역의 범위는 설치각이 23도 일 때 가장 넓은 것을 알 수 있다.

Fig. 3.29는 베인 수에 따른 압축기 성능특성을 나타낸 것이다. 베인 수는 압축기 성능에 큰 영향(유량의 변화, 성능곡선의 형태 등)을 미치는 못하는 것을 알 수 있다. 그러나 베인 수가 증가함에 따라 압력상승계수는 증가하고 있으며, 디퓨저에서의 영향이 큰 것을 알 수 있다.

다. 선회실속 특성

베인 디퓨저를 장착한 압축기의 불안정 작동영역에서 선회실속을 측정하기 위하여 디퓨저 입구($r/r_2=1.02$)에 2개의 고주파수용 압력센서(Kulite XCS-062)를 압축기 원주방향 21도 간격으로 디퓨저 벽면과 평행하게(flush mounted) 장착하였다. 또한 디퓨저 출구부근($r/r_2=1.56$)에도 2개의 압력센서를 원주방향 90도 간격으로 장착하였다. 장착된 압력센서를 이용하여 선회실속 발생여부를 확인하고 이에 대한 특성을 파악하고자 하였다.

Fig. 3.30 (a), (b) 및 (c)는 디퓨저 입구에서 측정된 압력요동 진폭에 대한 스펙트럼을 유량에 따라 나타낸 것이다. 이 때 임펠러의 회전수는 3000rpm이며, 베인의 설치각은 각각 15도, 23도 및 30도 이다. 각각의 그림에서 가장 큰 유량계수는 선회실속 시작점의 유량계수를 나타낸 것이다. 성능곡선에서 보았듯이 베인의 설치각이 증가함에 따라 선회실속 시작점도 증가한다. 또한 압력요동의 진폭도 증가하며, 이것은 불안정영역 전체에서 동일한 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

설치각이 15도 인 경우 유량계수 0.23에서 압력요동의 진폭은 큰 증가를 보이며 유량계수 0.16에서 최대 600Pa 의 진폭을 나타내고 있다. 그러나 유량이 계속 감소하면서 진폭은 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 경향은 $\gamma=23$ 도 일때도 유사한 경향을 보이고 있으며, $\phi=0.15$ 일 때 최대 약 720Pa이다. 그러나 $\gamma=30$ 도인 경우에는 불안정 작동영역 전체에서 비교적 일정한 진폭변화를 보이고 있으며, 범위는 약 750-790Pa이다. 실속셀의 전파속도는 베인의 설치각이 증가함에 따라 증가한다. $\gamma=30$ 도인 경우 유량 변화에 따른 셀의 전파속도는 거의 일정한 특성을 보이고 있으며 그 범위는 약 18 - 20Hz 정도이다.

Fig. 3.31은 디퓨저 베인의 수를 변화시킨 경우에 대한 선회실속 특성을 보여주는 것이며, 임펠러의 회전수는 3000rpm이며 베인 설치각은 23도, 유량계수는 약 0.23이다. 압력요동의 진폭은 베인의 수에 큰 영향을 받지 않는 것을 알 수 있으며, 실속 셀의 전파속도는 베인 수가 증가함에 따라 감소하는 특성을 보이고 있다.

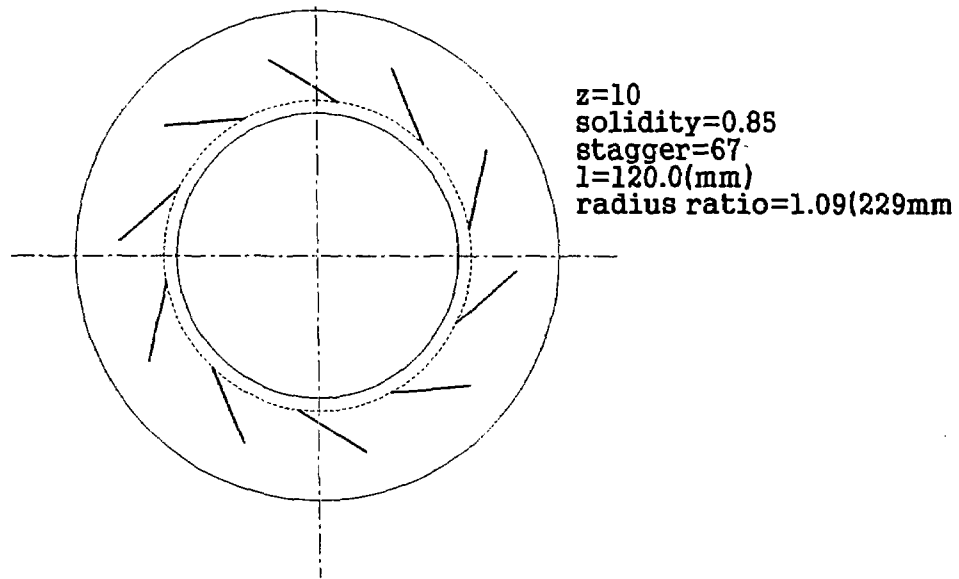


Fig.3.24 Vaned diffuser (plate vane)

Table 3.3 Vaned diffuser geometry and test cases

	Case A			Case B			Case C		
Number of vane	8			10			16		
Vane type	Straight			Straight			Straight		
Vane length	120 mm			120 mm			120 mm		
Solidity									
Inlet radius ratio	1.09			1.09			1.09		
Stagger angle	15°	23°	30°	15°	23°	30°	15°	23°	30°

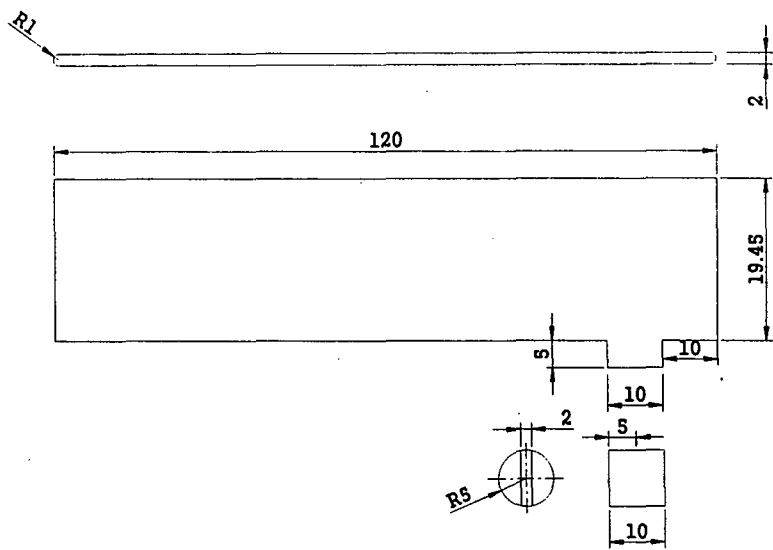


Fig.3.25 Configuration of straight diffuser vane

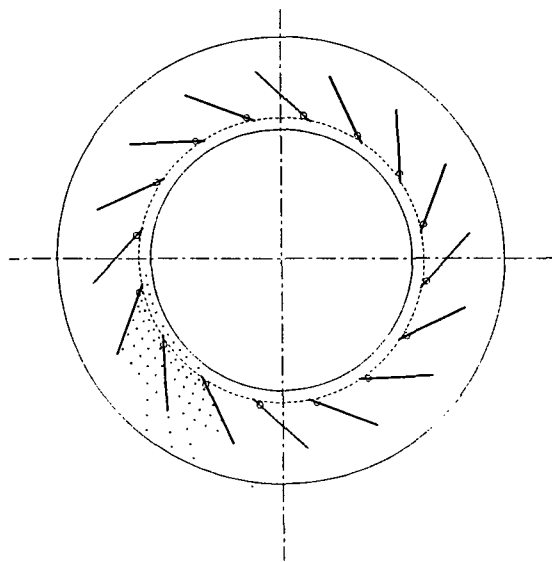


Fig.3.26 (a) Geometry of static pressure tabs

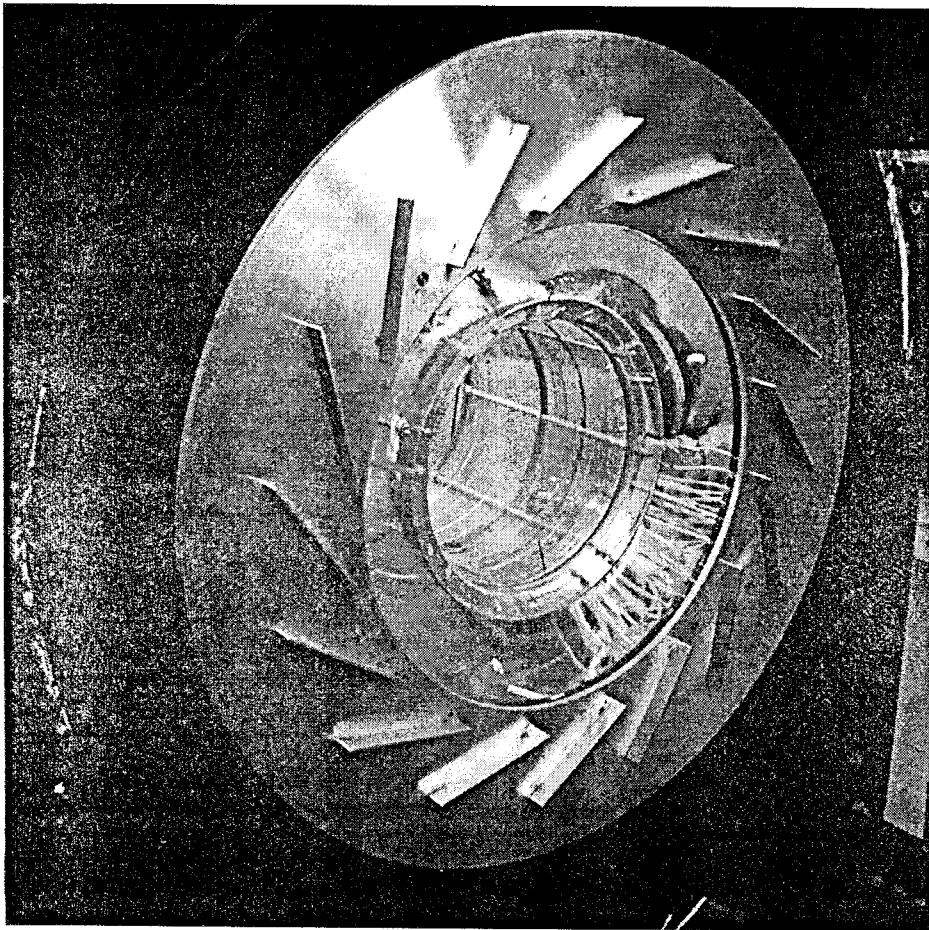


Fig. 3.26 (b) Photograph of the vaned diffuser ($Z_{vd}=16$, $\gamma = 23\text{deg.}$)

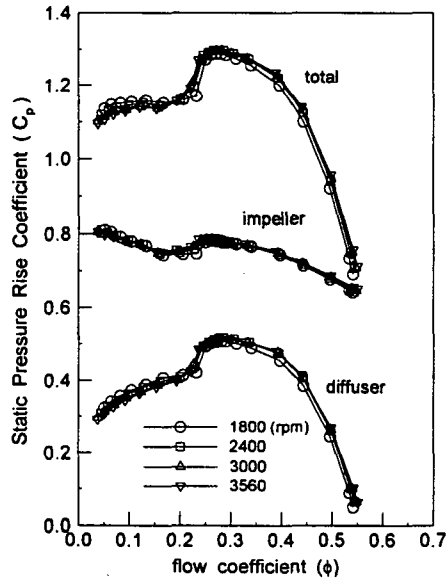


Fig. 3.27 Compressor performance with impeller rotating speed ($Z_{vd}=16, \gamma=23 \text{ deg.}$)

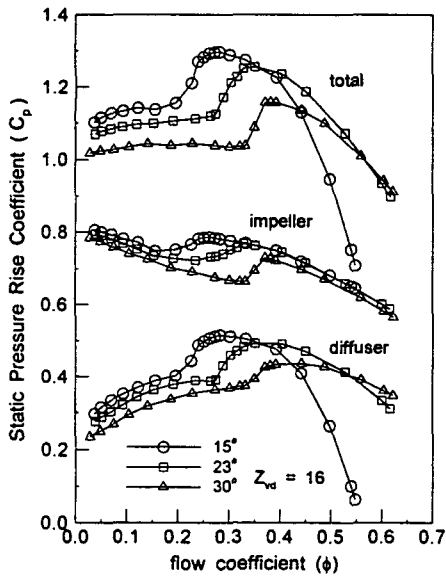


Fig. 3.28 Compressor performance with stagger angle of diffuser vane ($Z_{vd}=16, 3000\text{rpm}$)

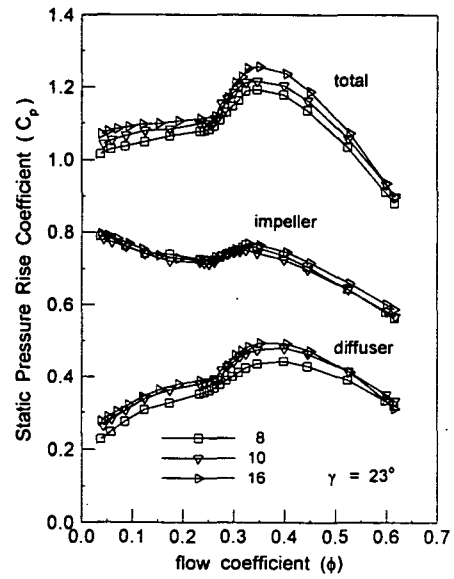
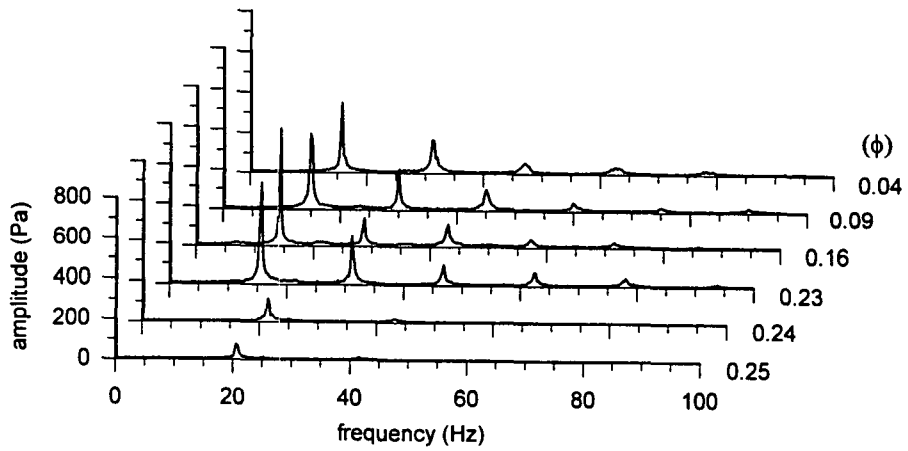
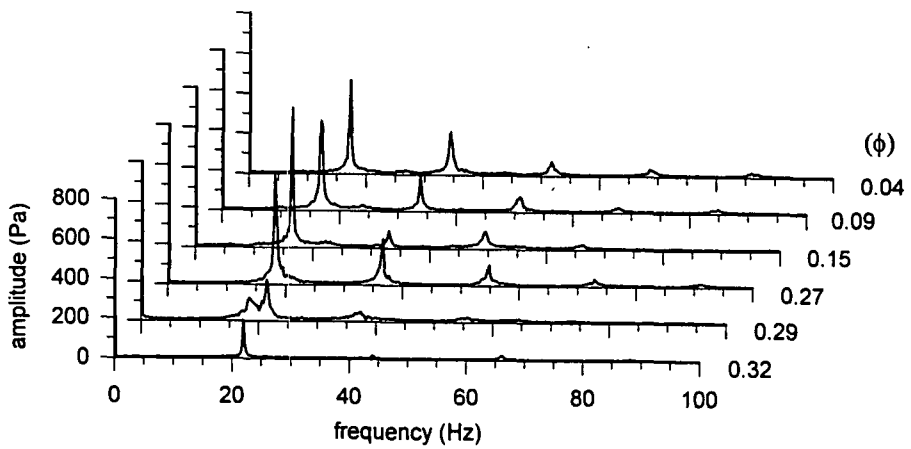


Fig. 3.29 Compressor performance with number of diffuser vane ($\gamma=23 \text{ deg.}, 3000\text{rpm}$)



(a) $\gamma = 15$ deg.



(b) $\gamma = 23$ deg.

Fig.3.30 Pressure fluctuation amplitude spectra with flow rate at 3000 rpm ($\gamma = 15$ and 23 deg)

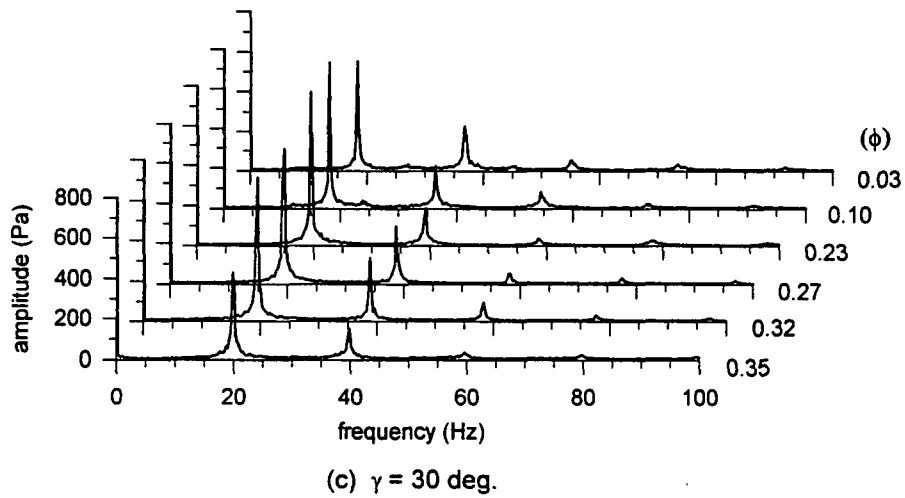


Fig.3.30 Pressure fluctuation amplitude spectra with flow rate at 3000 rpm ($\gamma = 30$ deg) (cont.)

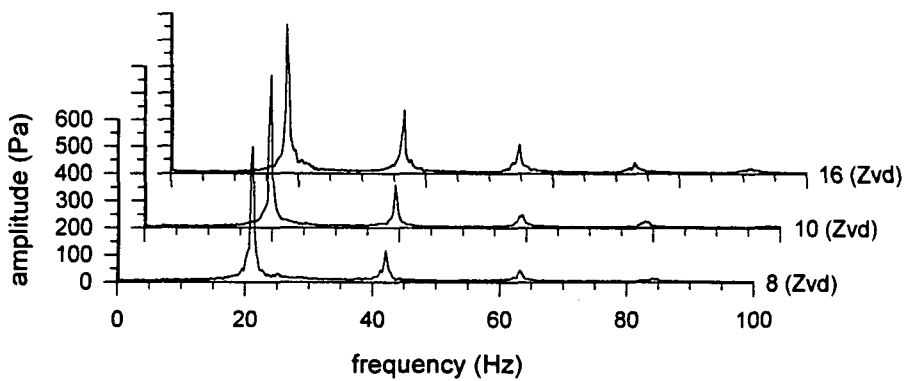


Fig.3.31 Pressure fluctuation amplitude spectra at diffuser inlet with respect to number of diffuser vane (3000 rpm, $\gamma = 23$ deg., $\phi = 0.23$)

제 2 절 디퓨저 내부유동 해석

일반적으로 원심압축기 디퓨저 입구에서의 유동분포는 원주방향과 디퓨저 폭방향으로의 불균일성을 나타내며 이는 디퓨저에서의 손실과 밀접한 관계가 있다. 본 연구에서는 원심압축기 깃 없는 디퓨저 내부의 유동을 해석하기 위해서 실제 압축기 디퓨저 내부의 유동을 단일열선을 사용하여 측정하였다. 또한, 이론해석 모델을 결정함에 있어 그 동안의 연구를 통해 알려진 디퓨저 폭방향으로의 유동분포의 비대칭적 속도분포를 고려할 수 있도록 하였다.

이론해석에 있어 해석영역은 두 경계층 사이에 속포구배를 갖는 주유동(main flow) 부분을 포함하는 입구 영역(entry region)과 디퓨저 양쪽 벽면의 경계층이 디퓨저 폭 전체를 채우는 하류 영역(downstream region)으로 크게 나눌 수 있다. 이러한 두 영역에 대해서 경계층과 주유동 부분에 대한 운동량 적분 방정식과 그밖의 보조 방정식을 사용하여 상미분 방정식을 구성하게 된다. 또한, 디퓨저 폭방향으로는 두개의 경계층 부분과 경계층 사이의 주유동 부분으로 구성된다.

따라서, 각각의 벽에 대한 경계층 성분과 두 경계층 사이의 주유동 성분으로 구성되는 디퓨저 입구 조건을 부여할 수 있으므로 원심압축기 디퓨저 입구에서의 비대칭적인 속도분포와 경계층 두께의 차이를 부여할 수 있다. 결국, 이론해석에 필요한 디퓨저 입구에서의 유동분포를 알 수 있다면 깃 없는 디퓨저에서의 비대칭적 유동특성을 예측할 수 있으며 본 연구에서 그 적용예를 보인다.

본 논문에서는 이러한 연구를 통해 원심 압축기 깃 없는 디퓨저 내부유동을 이해하여 디퓨저 폭변화[32, 33]와 같은 형상변화를 통하여 유동의 안정성 및 효율을 개선하는 방안을 모색하고자 한다.

1. 이론해석 방법

가. 속도분포식

본 해석에서는 원심 압축기 디퓨저의 경계층에서의 반경방향 속도성분만이 국부적으로 역류되는 3차원적 유동박리 현상을 나타내기 위해 엇갈림 경계층(skew boundary layer) 속도분포식을 사용한다.

(1) 경계층 속도분포식

본 해석에서 사용한 3차원 경계층 속도분포의 특징은 주유동 유선방향에 대해 벽유선(wall streamline)의 방향이 엇갈림각을 갖는다는 것이다. Fig.4.1은 이러한 속도분포를 나타낸 것으로 경계층 속도분포를 벽면에 대해 투영한 것이다. 그림에서 선분 OA는 주유동(main flow)이며 경계층 내부의 속도는 주유동 방향의 주유동방향 성분(main flow component)과 이 방향에 직각이 되는 교차유동 성분(cross flow component)으로 분해될 수 있다. 주유동각 α 는 접선방향으로부터 정의되며 엇갈림각(skew angle) γ_w 은 주유동과 그림에서 선분 OB가 되는 벽유선과의 사잇각으로 정의한다.

경계층 속도분포를 주유동방향 성분과 교차성분으로 분해하여 정의한 수학적 모델식은 다음과 같다.

주유동 속도성분 :

$$\frac{u}{U} = \left(\frac{z}{\delta}\right)^{1/n} \quad (4.1)$$

$$n = 2.667R_\delta^{1/8} \quad \text{여기서, } R_\delta = U\delta/\nu \quad (4.1')$$

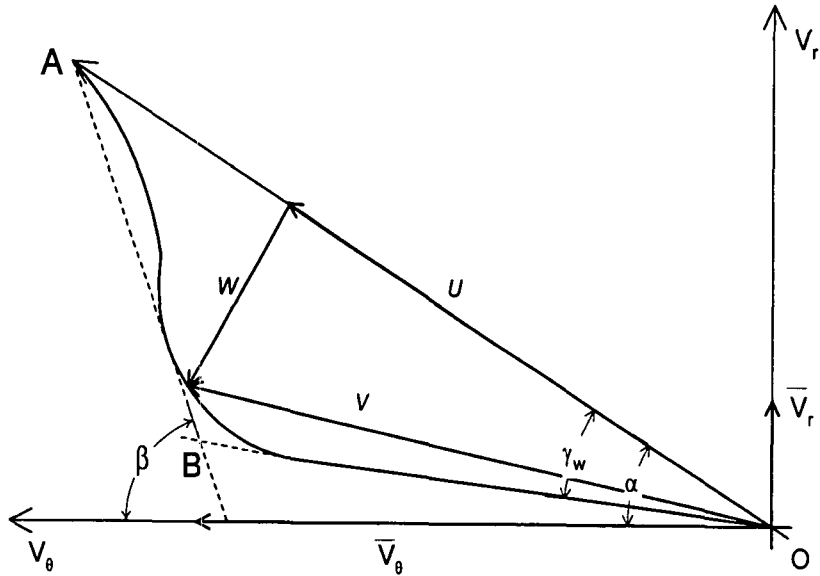


Fig. 4.52 Polar diagram of velocity vector of a 3-dimensional boundary layer

교차유동 속도성분 :

$$\frac{w}{U} = e \left(1 - \frac{z}{\delta}\right)^m \frac{u}{U} \quad , (e = \tan \gamma_w) \quad (4.2)$$

경계층 속도분포에 대한 주유동 속도성분과 교차 속도성분으로부터 반경방향과 접선방향의 속도성분을 구하면 다음과 같다.

$$\text{반경방향 성분 : } \frac{v_r}{U_{ri}} = \left(\frac{z}{\delta_i}\right)^{1/n} \left\{ 1 - e_i \left(1 - \frac{z}{\delta_i}\right)^m \cot \alpha_i \right\} \quad (4.3)$$

$$\text{접선방향 성분 : } \frac{v_\theta}{U_{\theta i}} = \left(\frac{z}{\delta_i}\right)^{1/n} \left\{ 1 + e_i \left(1 - \frac{z}{\delta_i}\right)^m \tan \alpha_i \right\} \quad (4.4)$$

이렇게 정의된 경계층식은 3차원적 유동박리가 나타나는 경우에도 그러한 속도분포를 별 어려움없이 잘 표현할 수 있다. 위 식에서 아래첨자 i 는 각각의 벽면에 대한 구분이다.

(2) 주유동 속도분포식

경계층 사이 주유동(main flow)의 속도분포를 디퓨저 폭방향에 대해 선형분포로 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

반경방향 성분 :

$$U_r = U_{r1} + G_r(y - \delta_1) \quad , \quad G_r = \frac{U_{r2} - U_{r1}}{b - \delta_1 - \delta_2} \quad (4.5)$$

접선방향 성분 :

$$U_\theta = U_{\theta1} + G_\theta(y - \delta_1) \quad , \quad G_\theta = \frac{U_{\theta2} - U_{\theta1}}{b - \delta_1 - \delta_2} \quad (4.6)$$

위 식에서 아래첨자 1과 2는 디퓨저에서의 각각의 벽에 대한 경계층을 구분한 것이다. 이렇게 정의된 주유동 속도분포에서 구배 G_r 과 G_θ 는 계산의 단순화를 위해 반경방향에 대해 일정하다고 가정한다.

지금까지 정의된 경계층과 주유동 부분에 대한 속도 분포식을 사용하여 디퓨저 입구에서 각각의 속도 성분의 불균일 강도이나 경계층 두께의 비대칭적 분포를 초기조건으로 부여 할 수 있다.

나. 입구 영역의 해석

디퓨저 입구로부터 생성된 두 경계층이 성장하여 만나기 전까지의 영역을 입구영

역(entry region)으로 그 이후의 영역을 하류 영역(downstream region)으로 구분 할 때, 이러한 영역의 해석을 위해 디퓨저 폭방향으로 유동을 두 개의 경계층 부분과 두 경계층 사이의 중심부에 해당되는 주유동 부분으로 나눈다.

Fig. 4.2는 이러한 3개의 층이 존재하는 입구 영역과 양 벽면의 경계층이 성장하여 만나는 영역 이후의 하류 영역을 나타낸 것이다. 좌표 y 는 디퓨저의 1번 벽면으로부터의 거리이다.

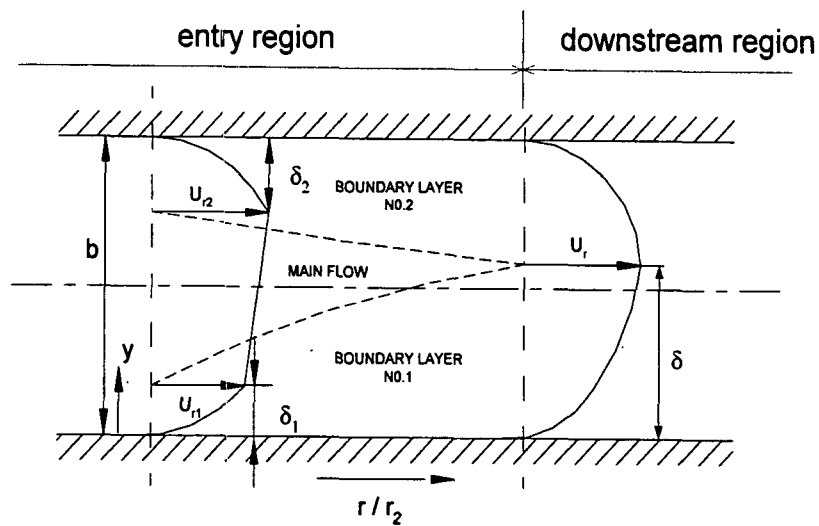


Fig. 4.2 Distribution of radial velocity component

(1) 기본 방정식

본 해석에서는 정상상태 유동조건과 접선방향으로의 유동은 축대칭으로 가정하고 축방향으로의 속도성분은 매우 작다고 본다. 디퓨저의 폭방향으로의 속도분포에서 각각의 벽에서의 경계층에 대한 연속 방정식과 운동량 방정식은 다음과 같다.

연속 방정식 (Continuity equation) :

$$\frac{\partial(\rho v_r)}{\partial r} + \frac{\rho v_r}{r} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} = 0 \quad (4.7)$$

반경 방향 운동량 방정식 (r-momentum) :

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_y \frac{\partial v_r}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_r}{\partial y} \quad (4.8)$$

접선 방향 운동량 방정식 (θ - momentum) :

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_y \frac{\partial v_\theta}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_\theta}{\partial y} \quad (4.9)$$

각각의 경계층에 대해 식 (4.7), 식 (4.8) 그리고 식 (4.9)를 각각의 경계층에 대해 적분하여 정리하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^\delta r \rho v_r^2 dy - \frac{1}{r} \int_0^\delta \rho v_\theta^2 dy - \frac{U_r}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^\delta r \rho v_r dy \\ = -\delta \frac{\partial p}{\partial r} - \tau_{rw} \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^\delta r^2 \rho v_r v_\theta dy - \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^\delta r \rho v_r dy = -\tau_{\theta w} \quad (4.11)$$

위의 식 (4.10)과 식 (4.11)를 각각의 경계층에 적용하여 4개의 방정식을 얻게 된다. 두 경계층 사이의 주유동 부분에 대한 운동량 방정식과 질량 보존식을 적분하면 다음식을 얻는다.

반경 방향 운동량 방정식 (r-momentum) :

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r \rho U_r^2 dy - \frac{1}{r} \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} \rho U_\theta^2 dy$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{U_{r_1}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^{\delta_1} r \rho v_r dy + \frac{U_{r_2}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_{b-\delta_2}^b r \rho v_r dy \\
& = -(b - \delta_1 - \delta_2) \frac{\partial p}{\partial r}
\end{aligned} \tag{4.12}$$

접선 방향 운동량 방정식 (θ -momentum) :

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r^2 \rho U_r U_\theta dy + \frac{U_{\theta_1}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_0^{\delta} r \rho v_r dy \\
& + \frac{U_{\theta_2}}{r} \frac{\partial}{\partial r} \int_{b-\delta_2}^b r \rho v_r dy = 0
\end{aligned} \tag{4.13}$$

디퓨저 폭 전체에 대한 연속식으로부터

$$\frac{d}{dr} \left[\int_0^{\delta_1} r \rho v_r dy + \int_{\delta_1}^{b-\delta_2} r \rho U_r dy + \int_{b-\delta_2}^b r \rho v_r dy \right] = 0 \tag{4.14}$$

경계층과 주유동에 대한 속도식인 식 (4.3)~식 (4.6)을 적분식인 식 (4.10)~식 (4.14)에 대입하여 미분 방정식을 구한다. 이렇게 해서 얻어진 7개의 미분 방정식은 10개의 미지수를 포함한다. 이때, 미지수는 각각의 경계층에 대한 δ_i , e_i , U_{ri} 그리고 $U_{\theta i}$ 로부터 8개와 밀도 ρ 그리고 압력 p 이다. 따라서, 이러한 방정식을 풀기 위해서는 3개의 방정식이 더 요구된다.

(2) 보조 방정식

보조 방정식은 경계층 한계면 근처의 주유동에 대한 보전식으로 부터 얻는다. 계산의 단순화를 위해 주유동 부분의 속도구배를 각 반경위치에서 디퓨저 깊이방향으로 일정하다고 가정한다. 따라서, 각운동량 보전법칙과 등엔트로피 관계식을 경계층

한계면(boundary layer edge) 근처 주유동 부분의 유선에 대해 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$r \frac{\partial U_{\theta i}}{\partial r} + U_{\theta i} \mp r G_{\theta} F_{ni} = 0 \quad (4.15)$$

$$c_p \frac{dT}{dr} + U_n \left(\frac{dU_n}{dr} \mp G_r F_{ni} \right) + U_{\theta i} \left(\frac{dU_{\theta i}}{dr} \mp G_{\theta} F_{ni} \right) = 0 \quad (4.16)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + U_n \left(\frac{dU_n}{dr} \mp G_r F_{ni} \right) + U_{\theta i} \left(\frac{dU_{\theta i}}{dr} \mp G_{\theta} F_{ni} \right) = 0 \quad (4.17)$$

$$\text{여기서, } F_{ni} = \frac{1}{r \rho U_n} \frac{d}{dr} \left[\int_0^{\delta} r \rho v_r dy \right]$$

윗식의 F는 Head's entrainment식에 해당되며 free stream에서 경계층으로 유입되는 유량과 관련이 있다[34, 35.. 식 (4.15), 식 (4.16) 그리고 식 (4.17)을 경계층에 대해 적용하여 계산을 위한 3개의 미분 방정식을 얻는다. 본 해석에서는 디퓨저 깊이방향으로의 밀도 변화는 무시하였다. 등엔트로피 유선을 따른 반경방향으로의 밀도 변화는 다음과 같다.

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = \frac{x p}{\rho} \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dr} \quad (4.18)$$

결국, 여기서 얻어진 4개의 보조방정식인 식 (4.15)~식 (4.18)에서 새로운 미지수 T 를 포함하여 미지수는 모두 11개이다.

2. 결과 및 고찰

디퓨저 입구에서의 비대칭적인 불균일 유동분포의 양상은 반경방향 및 접선방향 속도성분 그리고 디퓨저 각각의 벽면에 대한 경계층 두께의 비대칭성으로 나타난다. 이러한 비대칭적 입구조건이 디퓨저 내부유동 특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 다음과 같은 변수를 정의하였다.

반경방향 속도성분의 불균일 강도

$$D_r = \frac{\Delta U_r}{U_r} \quad (4.31)$$

접선방향 속도성분의 불균일 강도

$$D_\theta = \frac{\Delta U_\theta}{U_\theta} \quad (4.32)$$

여기서, ΔU 는 양 벽면에서의 경계층 한계면과 인접한 주유동 속도의 차이를 나타내며, 본 해석에서는 $\Delta U = U_s - U_h$ 로 정의한다.

가. 원심블로워 디퓨저 유동해석

본 이론 해석법을 원심블로워 기 없는 디퓨저에서 측정된 속도분포[30]에 적용해 보았다. Fig.4.3과 Fig. 4.4의 (a)에서 점으로 나타낸 분포는 각각 최적조건(유량계수 $\phi=0.21$)과 최대 수두조건(유량계수 $\phi=0.11$)에서 측정된 디퓨저 내부의 반경방향 및 접선 방향 속도분포이다. 유량계수 $\phi=0.21$ 의 경우, 입구위치에서 평균 주유동 각은 $\overline{\alpha_2}=17^\circ$ 이며 디퓨저 폭에 대해 반경방향 속도분포에 있어 비대칭성을 두드러지게 보인다. 그리고, 유량계수 $\phi=0.11$ 의 경우는 평균 주유동각 $\overline{\alpha_2}=8^\circ$ 이며

경계층 두께에 있어 비대칭성을 보인다. 이러한 입구분포를 고려하여 계산한 결과가 그림에서 실선으로 나타낸 것이다. 입구 평균 주유동각이 $\overline{\alpha}_2 = 8^\circ$ 인 경우, 디퓨저 입구에서의 작은 입구 유동각과 양쪽 경계층 두께의 차이로 인한 비대칭성으로 디퓨저 내부에서 국부적 역류로 발생함을 보인다. 이는 Fig.4.3과 Fig.4.4의 (b)에서 국부적 역류의 예측변수인 벽유선각(wall-stramline angle, $\alpha_w = \alpha - \gamma_w$)의 분포를 살펴 보면 알 수 있다.

나. 원심 압축기 디퓨저 유동 해석

본 이론해석법을 통한 원심압축기 디퓨저 내부유동에 대한 이해를 위해 유동이 비교적 정상상태라고 판단되는 운전조건으로 임펠러 회전수 2400 rpm에서 유량조절 밸브를 완전히 개방한 상태인 유량계수 $\Phi = 0.59$ 에서 측정하였다. 반경방향 및 접선방향의 속도 성분을 구하기 위하여 열선프로브를 각각의 방향으로 회전시키면서 반경방향과 접선방향의 속도성분을 얻었다.

측정된 반경방향과 접선 방향의 속도 분포는 Fig.4.5의 (a)에서 점으로 표시된 부분이며 $r/r_2 = 1.02$ 위치에서 반경방향과 접선방향 속도분포를 살펴보면 주유동 부분에 있어 디퓨저 깊이방향으로의 비대칭성이 두 성분 모두 나타나고 있음을 알 수 있다. 이를 고려하여 이론해석에 필요한 입구 조건을 결정하면, 반경비 $r/r_2 = 1.02$ 위치에서 경계층 두께는 모두 $0.2b$ 그리고 주유동 성분의 불균일 강도는 반경방향에 대해 $D_{r2} = -0.2$ 와 접선방향에 대해 $D_{\theta 2} = 0.13$ 으로 결정할 수 있다. 이때, 입구 평균주유동각은 비교적 큰 유동각을 갖는 경우이므로 속도 분포식에서의 지수는 각각 $m=2$ 그리고 $n=6$ 을 사용하였다. 실험으로부터 얻은 입구 엇갈림각 $e_s = \tan 3^\circ$ 와 $e_h = \tan 11^\circ$ 을 고려하여 계산을 하였을 때 반경비에 따른 속도분포는 Fig. 4.5(a)의 실선부분이며 반경비에 따른 변수들의 분포는 그림 (b)이다. 그림으로부터

알 수 있듯이 속도 분포에 대한 예측치가 비교적 잘 맞고 있으며 주유동각과 벽유선각 등의 변수의 분포도 실험치의 경향을 잘 나타냄을 알 수 있다. Fig.4.6은 반경 방향 속도식의 지수 m 의 변화에 대한 압력계수의 분포이다.

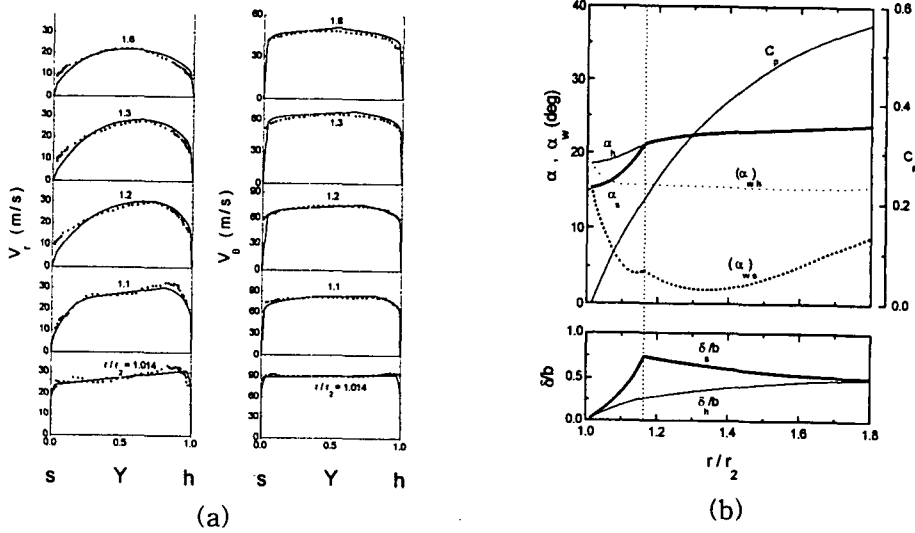


Fig.4.3 Velocity distribution and variation of parameters with radius, $\overline{\alpha}_2 = 17^\circ$
 ($b_2/r_2 = 0.056$, $\overline{U}r_2/\nu = 1.37 \times 10^6$, $m = 3$, $n = 2.6667R_\delta^{1/8}$, $C_{fu} = 0.051R_\delta^{-1/4}$)

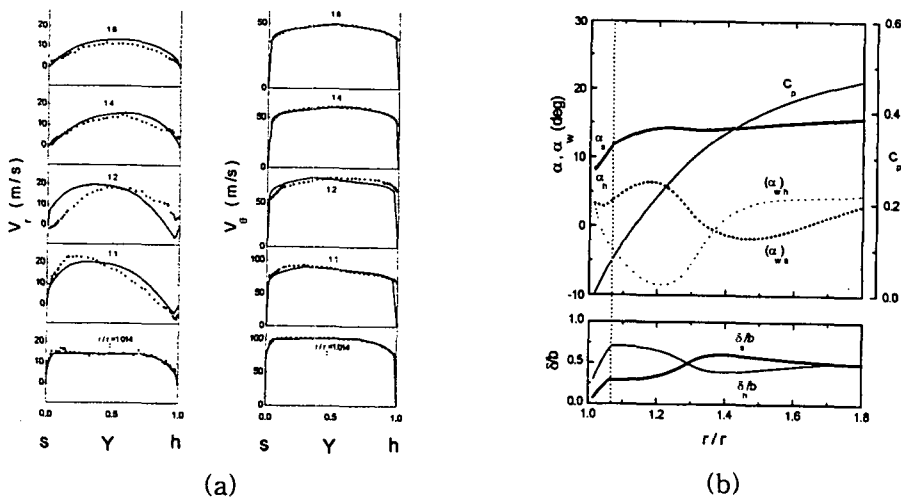


Fig.4.4 Velocity distribution and variation of parameter with radius, $\overline{\alpha}_2 = 8^\circ$

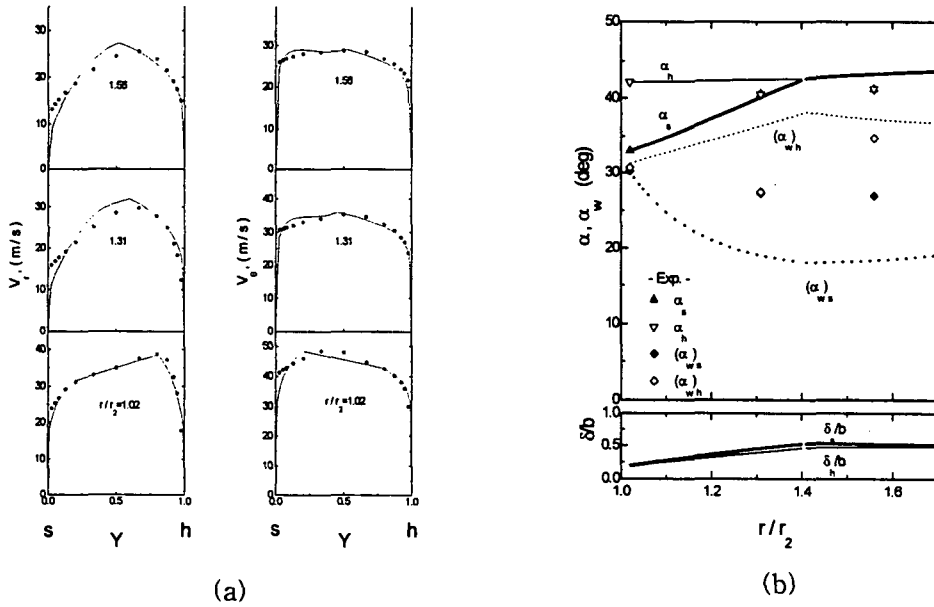


Fig.4.5 Velocity distribution and variation of parameter with radius, $\bar{\alpha}_2 = 37.6$
 ($b_2/r_2 = 0.095$, $\bar{U}r_2/\nu = 7.63 \times 10^5$, $m = 2$, $n = 6$, $C_{fu} = 0.051R_\delta^{-1/4}$)

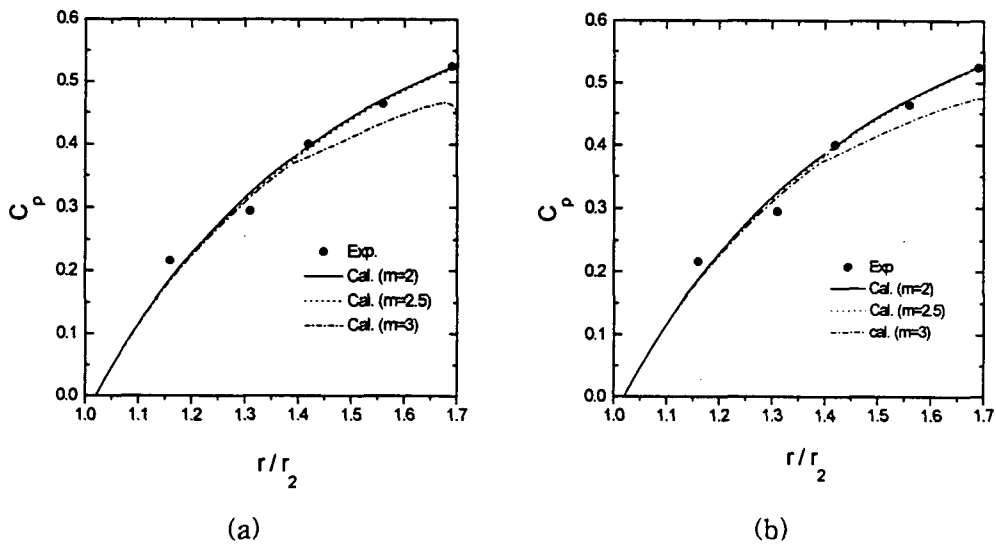


Fig.4.6 Static pressure coefficient distribution with the exponent, m :
 (a) For the case of $e_{s2} = 0$, $e_{h2} = 0$
 (b) For the case of $e_{s2} = \tan 3^\circ$, $e_{h2} = \tan 11^\circ$

제 3 절 결 론

반경류형 임펠러 및 깃 없는 디퓨저를 가진 원심압축기에서 고주파수용 압력 센서 및 열선유속계 등을 이용하여 디퓨저에서 순간 압력, 속도 등을 측정된 결과 선회실속 발생을 확인할 수 있었고 실속셀 수와 회전속도를 구하였으며, 선회실속 발생시 디퓨저에서의 반경방향 및 접선방향속도 분포 등의 유동특성을 고찰하였다. 또한 디퓨저의 형상변화에 따른 성능과 실속 특성을 파악하고자 여러 형상의 깃 없는 디퓨저를 설계, 제작하고 실험을 수행하였다. 아울러 디퓨저에서의 유동에 대한 이론적 해석을 통해 유동의 불안정성을 개선할 수 있는 방법에 대해 고찰하였다. 베인 디퓨저를 장착한 압축기의 선회실속 특성을 파악하기 위하여 디퓨저 베인을 설계, 제작하였으며, 베인의 수 및 베인의 설치각 등이 선회실속 특성에 미치는 영향에 관하여 고찰하였다. 이상과 같은 이론해석 및 실험을 통한 측정신호 분석결과 선회실속 및 성능에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 깃 없는 디퓨저의 경우, 불안정 작동영역에서 정압상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적이며, 이것은 선회실속 발생에 의한 압력손실 때문이다. 본 압축기의 경우 임펠러 회전수에 관계없이 유량계수 0.23에서 인듀서 실속, 유량계수 0.16에서 선회실속이 발생하였다. 또한 실속셀 수도 회전수 및 유량에 관계없이 한 개만 존재하며, 회전방향은 모든 조건에서 임펠러 회전방향과 동일하다.
- (2) 임펠러의 회전속도가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하지만 상대적인 전파속도는 임펠러 회전속도와 관계없이 동일한 유량에서는 일정하다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해진다.
- (3) 속도요동의 파형은 톱니모양을 보이다가 유량이 감소함에 따라 점차로 sine파 형태로 변화한다. 선회실속 시작점($\varphi=0.16$)에서 반경방향속도 성분은 최고치까지 비교적 느리게 증가하다가 중간피크를 지나서 최저치로 빠르게 감소한다. 그러나

$\phi=0.06$ 에서는 중간피크없이 상대적으로 느리게 감소한다.

(4) 유동각은 디퓨저 반경방향으로 갈수록 심하게 왜곡되며, 역류의 강도에 의해 지배된다. 유량이 감소함에 따라 실속셀의 크기는 커지지만 역류의 강도는 큰 영향을 받지 않는다.

(5) 디퓨저 입구에서 디퓨저 폭방향에 대해 경계층 두께와 속도의 비대칭적인 분포가 디퓨저 내부의 유동 안정성에 영향을 줌을 확인하였다. 또한, 3차원 경계층 속도 분포에서의 중요변수인 엇갈림각이 국부적 역류와 같은 유동 불안정성의 예측에 유용함을 알았다.

(6) 입구 주유동각이 작은 경우 디퓨저 입구유동의 비대칭적 분포에 의해 국부적 역류가 발생할 수 있는 데, 핀치형 디퓨저를 채택함으로써 이를 개선할 수 있음을 알았다. 디퓨저 형상의 결정은 요구되는 운전조건에서 디퓨저 내부의 유동 안정성과 효율 등을 고려하여 선정되어야 한다.

(7) 저유량 영역에서 디퓨저 출구 폭이 좁은 B, C형은 A형 보다 높은 압력을 얻을 수 있으나 고유량에서는 출구 폭이 좁을수록 상대적으로 압력상승 효과가 감소하는 부정적인 측면도 있다. 디퓨저 원주방향에 대한 압력의 변화 양은 디퓨저 입구가 출구보다 크며, 유량이 감소함에 따라 그 양은 감소한다. 또한 디퓨저 원주각을 기준으로 약 90도 부근에서 최고 압력을 나타내며, 약 300도 부근에서 최소를 보인다.

(8) 디퓨저의 유동 단면적이 감소하면 실속이 억제된다. 또한 디퓨저의 종류에 관계없이 디퓨저 원주방향 90도에서 압력요동의 진폭이 180도 보다 높다. 디퓨저 종류에 관계없이 회전수가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가한다. 임펠러 회전속도의 증가에 따라 압력요동의 진폭도 증가하며 이것은 디퓨저의 종류에 관계없이 동일한 특성을 나타낸다.

(9) 동일한 운전조건에서 각 측정위치에 따라 서로다른 주파수 특성이 나타날 수 있으며, 측정 위치에 따라 선회실속 특성의 천이가 발생한다. 이러한 천이의 발생에는 임펠러 또는 디퓨저의 역할이 클 것으로 생각된다.

(10) 디퓨저 베인의 설치각이 감소할수록 선회실속 시작유량은 감소하게 되며, 압력

상승계수의 최대 값은 증가하게 된다. 안정한 작동영역의 범위는 $\gamma=23$ 도 일 경우 가장 양호하다. 특히 디퓨저 배인의 설치각이 변해도 임펠러 압력상승계수에는 별 영향을 미치지 못하며, 이는 깃 없는 디퓨저의 경우와 유사하다.

(11) 선회실속시 배인 설치각이 증가할수록 압력요동의 진폭은 증가한다. $\gamma=15$ 도 및 23도의 경우, 압력의 진폭은 유량이 감소함에 따라 증가하다 감소하는 특성을 보이지만 $\gamma=30$ 도인 경우에는 비교적 일정한 진폭을 보이며, 실속 셀의 전파속도도 약 18-20Hz 정도의 비교적 일정하다.

(12) 배인 수의 변화에 따른 압력상승계수의 변화는 미미하여 배인 수의 영향을 크게 받지 않고 동일한 성능곡선의 형태를 나타낸다. 또한 압력요동의 진폭도 동일한 유량에서 거의 일정한 크기를 나타낸다. 실속 셀의 전파속도는 배인 수가 증가할수록 감소한다.

본 연구에서 수행한 선회실속의 현상파악 및 측정을 바탕으로 실속현상 예측을 위한 실험적 data base가 구축되었으며 이것은 기존의 압축기, 또는 새로운 설계의 압축기에 대한 작동안정성 분석시 예측모델로서 유용하게 사용될 수 있다. 아울러 디퓨저 내부유동 계산시 적합한 유동모델을 수립함으로써 이 분야의 기술발전에 많은 기여를 하였다고 생각된다. 이러한 지금까지의 연구를 바탕으로 향후 선회실속을 방지할 수 있는 기법연구 및 작동 안정성 개선을 위한 지속적인 연구가 필요하다. 또한 여러 형상의 임펠러 (backward type 등)에 대한 실속 특성도 중요한 연구 과제로 생각된다. 그리고 연구비 규모 및 실험장치 등의 한정된 연구 여건으로 말미암아 surge 현상에 대한 고찰이 이루어지지 못하였지만 이는 향후 연구계획 수립 및 수행에서 반드시 반영되어야 한다고 생각된다.

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 대외기여도

1. 연구개발목표 및 달성도

연구 연차	세부연구목표 (연구계획서상에 기술된 연구목표)	달 성 내 용	달성 도 (%)
1	원심형 압축기에 대한 성능 및 선회실속 특성 고찰	설계, 제작된 원심압축기 실험장치를 대상으로 압축기 성능 및 선회실속을 측정, 분석함으로써 유량, 회전수 등에 따른 실속 특성 파악	100
2	Vaneless diffuser 형상변화에 따른 성능, 선회실속 특성파악	3가지 형의 vaneless diffuser를 설계, 제작하고 실험을 통하여 디퓨저 형상변화(contraction, pinch 등)에 따른 성능, 선회실속 특성을 고찰	100
3	베인의 solidity, 개수 및 설치각 변화에 대한 압축기 성능 및 선회실속 특성 고찰	직선형 디퓨저 베인(straight vane)을 설계, 제작하고 실험을 통하여 압축기 성능 및 선회실속에 대한 디퓨저 베인의 solidity, 설치각 등의 영향을 고찰	100

2. 연구개발 성과 및 대외기여도

가. 연구개발결과의 우수성/창의성

본 과제는 원심형 압축기 선회실속 현상에 대한 국내 최초의 체계적인 연구로 생각된다. 본 연구에서는 압축기 실험장치를 자체적으로 설계, 제작하였고, 병류형 형태의 vaneless diffuser를 비롯하여 constant area type, pinch type 등의 다양한 형태의 디퓨저에 대해, 그리고 vaned 디퓨저의 경우 베인의 solidity, 설치각 등 주요 설계 변수의 영향에 대해 실험을 통하여 그 특성을 파악하였으며 압축기 성능, stall 및 내부 유동장에 대한 실험적 data base를 구축하였다.

나. 연구개발결과의 파급효과

본 과제의 연구결과로 얻어진 실험적 data base는 압축기 시스템 및 부품(임펠러, vaneless 및 vaned diffuser, IGV 등)의 설계를 비롯하여 공조용 팬, 터보블로워 등의 전반적인 유체기계 시스템의 설계 등에 그 파급효과가 클 것으로 생각된다. 또한 이를 통하여 국산제품의 성능향상, 고부가가치화 등을 이룩하여 국제 경쟁력 강화에도 크게 기여할 것으로 기대되며. 이에 따른 수입대체 및 수출증대에 큰 효과를 얻을 것으로 생각된다.

다. 연구개발결과에 대한 활용가능성

본 연구개발결과로 얻어진 측정 및 분석기술은 stall 뿐만 아니라 시스템 surge 특성 고찰에서도 유용하게 활용될 수 있을 것으로 생각된다. 한편 성능 측정결과 및 유동 측정결과 등은 원심형 압축기 임펠러, 디퓨저 설계시 최적 설계조건에 대한 자료를 제공하며 효율향상을 얻을 수 있다.

라. 연구개발 수행노력의 성실도

압축기 선회실속에 대한 종합적인 data base 구축을 위하여 체계적이며 다양한 측정 및 분석기술을 확립하였다. 기하학적인 변수변화에 대해서 많은 실험을 수행하였고 측정결과를 분석, 정리 하였다. 또한 선회실속시 임펠러 출구의 블레이드 유동 특성을 파악하기 위하여 이중위상평균기법(DPLEAT, Double Phase-Locked Ensemble Averaging Technique) 등을 제안, 적용함으로써 선회실속유동과 블레이드 유동을 동시에 분석할 수 있는 기술을 개발하였다.

마. 공개발표된 연구개발성과

(1) 논문

- 국제 학술지 및 학술대회 : 5 편

- 국내 학술지 및 학술대회 : 8 편

(2) 기타 발표회

- 유체기계공업학회 터빈, 압축기, 회전체 분과 발표회

“압축기 선회실속” 발표

또한 현재 다수의 논문을 국제 및 국내 학술지와 학술대회에 발표를 준비중에 있다.

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

1. 활용분야 및 기대효과

- 압축기의 안정한 작동 영역 확장, 제품의 고부가가치화
- 설정된 최적 design parameter, 설계기법 등의 설계 data base를 관련 제조기업에 판매 및 기술이전
- 항공기 및 발전용 가스터빈 엔진, 선박 등의 터보차저, 화공공정용 및 폐수처리용 등의 산업용 원심 압축기, 축류 압축기, 송풍기 등의 개발에 활용
- 터보압축기 설계, 성능평가와 관련한 기술축적 및 경쟁력 강화
- 선회실속 억제 및 관련 기술에 대한 특허 확보

2. 연구결과의 활용방안

본 과제의 연구결과로 얻어진 실험적 data base는 압축기 시스템 및 부품의 설계에 활용될 수 있을 것이며, 이에 관련 기업의 적극적인 참여가 요청된다. 또한 지금까지의 특성파악 연구에서 더 나아가 선회실속 및 서지(surge) 현상을 억제하고 제어할 수 있는 기법 및 제어 device 개발 등에 관한 연구가 수행되어야 할 것이며, 이를 실제제품에 적용, 평가를 통해 제품의 고급화를 달성하여야 할 것이다. 또한 압축기의 불안정성은 임펠러 뿐만아니라 축, 베어링 등의 구동시스템에 치명적인 기계적 손상을 동반하므로 이에 대한 연구도 아울러 수행되어야 할 것으로 생각된다. 따라서 향후 지속적인 연구사업에서는 선회실속 및 서지현상이 압축기 축 및 베어링 등에 미치는 영향을 파악함으로써 압축기의 불안정 특성에 대한 공기역학적 관점에서의 영향, 그리고 진동, 제어 측면에서의 영향에 대한 종합적인 고찰을 수행하고자 한다.

3. 연구개발결과 및 활용계획에 대한 종합의견

본 과제는 원심압축기의 비정상 작동상태인 선회실속 현상 특성 파악에 대한 연구로서 국내에서 본격적으로 시도되는 연구로 생각되며, 자체적으로 설계, 제작된 실험장치에서 압축기 시스템의 여러 설계 변수의 영향에 대해 실험적 고찰을 수행하였다. 비정상 상태의 측정신호 처리기법도 자체적으로 개발하여 적용하였으며, 여러 경우(디퓨저 형상 변화, 베인의 solidity, 설치각 등)에 대한 많은 실험을 수행함으로써 압축기 설계 변수의 영향을 파악하고자 하였다. 이렇게 정리된 각종 결과들은 논문 등을 통하여 발표하였다. 이러한 결과들이 우수한 제품 설계로까지 이어지기 위해서는 몇 가지 추가적인 연구가 지속적으로 필요할 것으로 생각된다.

이러한 지속적인 연구는 연구내용 별로 크게 3가지로 나눌 수 있다.

- 임펠러 형상이 압축기 시스템의 불안정 특성에 미치는 영향 : radial 및 backward type 등의 임펠러 형상에 따른 영향 고찰
- 공역학적 불안정성이 구동시스템에 미치는 영향 : 선회실속 및 서지가 압축기 축, 베어링 등의 기계적인 손상에 미치는 대한 영향 파악
- 선회실속 및 서지 억제방법에 대한 실적용 : 압축기의 불안정 작동영역을 억제, 제어방법에 대한 실적용 및 평가

따라서 이러한 지속적이고 체계적인 연구와 종합적인 고찰을 통하여 압축기의 불안정 작동영역을 억제, 제어하고, 우수한 압축기 제품의 설계가 가능하리라 생각되며, 이것이 가능하도록 지속적인 지원이 이루어지기를 희망한다.

제 6 장 참 고 문 헌

1. Pamphreen, R.C., 1993, "Compressor Surge and Stall," Concepts ETI, Inc..
2. Haupt, U., Abdelhamid, A.N., Kaemmer, N., Rautenberg, M., 1986, "Excitation of Blade Vibration by Flow Instability in Centrifugal Compressors," ASME Paper 86-GT-283.
3. Hasemann, H., Haupt, U., Jin, D., Seidel, U., Chen, J., and Rautenberg, M., 1991, "Rotating Stall Flow and Dangerous Blade Excitation of Centrifugal Compressor Impeller, Part 2 : Case Study of Blade Failure," ASME Paper No. 91-GT-102.
4. Jin, D., Haupt, U., Hasemann, H., and Rautenberg, M., 1992, "Excitation of Blade Vibration Due to Surge of Centrifugal Compressors," ASME Paper No. 92-GT-149.
5. Emmons, H.W., Pearson, C.E., Grant, H.P., 1955, "Compressor Surge and Stall Propagation," ASME Trans., Vol. 77, No. 4, May, pp. 455-469.
6. Jansen, W., 1964, "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser," J. of Basic Eng., pp. 750-758.
7. Greitzer, E.M., 1981, "The Stability of Pumping Systems - The 1980 Freeman Scholar Lecture," J. of Fluids Eng., Vol. 103, pp. 193-242.
8. Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., 1982, "A Simple Model for Compressor Stall Cell Propagation," J. of Eng. for Power, Vol. 104, Jan., pp. 170-176.
9. Fringe, P., Van den Braembussche, R., 1985, "A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 107, April, pp. 507-513.
10. Chen, Y.N., Seidel, U., Haupt, U., Rautenberg, M., 1991, "The Rossby Waves

- of Rotating stall in Impellers, Part I: Theoretical Background of the Rossby Waves in Blade Channels," 91-YOKOHAMA-IGTC-91, pp. I-65 - I-76.
11. Kammer, N., Rautenberg, M., 1986, "A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 108, Jan., pp. 83-92
 12. Fringe, P., Van den Braembussche, R., 1984, "Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 106, April, pp.468-474.
 13. 이용희, 신유환, 김광호, 조강래, 1996, "원심압축기 디퓨저에서의 선회실속에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 1996년 춘계학술대회논문집(B), pp. 423-427.
 14. 신유환, 김광호, 1997, "원심압축기 선회실속 연구," 유체기계연구개발협의회 '97 연구발표 논문집, 2월, pp. 159-165.
 15. Horlock, J.H., 1982, "Axial Flow Compressors," Robert E. Krieger Publishing Company.
 16. 김광호, 신유환 외, 1996, "터보기계의 Off-Design 성능해석 연구 (II)," 한국과학기술연구원 보고서.
 17. Lennemann, E., Howard, J.H.G., 1970, "Unsteady Flow Phenomena in Rotating Centrifugal Impeller Passages," J. of Eng. for Power, Jan., pp. 65-72.
 18. Haupt, U., Bammert, K., Rautenberg, M., 1985, "Blade Vibration on Centrifugal Compressors - Blade Response to Different Excitation Conditions," ASME Paper No. 85-GT-93.
 19. Stenning, A.H., 1980, "Rotating Stall and Surge," J. of Fluids Eng., Vol. 102, March, pp. 14-20.
 20. Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M., 1991, "Surge Dynamics in a

- Free-Spool Centrifugal Compressor System," ASME Paper No. 91-GT-31.
21. Toyama, K., Runstadler, P.W., Jr., Dean, R.C., Jr., 1977, "An Experimental Study of Surge in Centrifugal Compressors," *J. of Fluids Eng.*, March, pp. 115-131.
 22. Inoue, M., Cumpsty, N.A., 1984, "Experimental Study of Centrifugal Impeller Discharge Flow in Vaneless and Vaned Diffusers," *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, April, pp. 455-467.
 23. Bendat, J.S., Piersol, A.G., 1971, "Random Data : Analysis and Measurement Procedures," Wiley-Interscience.
 24. Lakshminarayana, B., 1981, "Techniques for Aerodynamic and Turbulence Measurements in Turbomachinery Rotors," *J. of Eng. for Power*, Vol. 103, April, pp. 374-392.
 25. Mathioudakis, K., Breugelmans, F.A.E., 1985, "Measurement Techniques in Turbomachines : Hot Wire Anemometry in Turbomachinery Components," VKI Lecture Series 1985-03.
 26. Watanabe, H., Konomi, S., and Ariga, I., 1994, "Transient Process of Rotating Stall in Radial Vaneless Diffuser," ASME Paper No. 94-GT-161.
 27. Chen, Y.N., Haupt, U., and Rautenberg, M., 1989, "The Vortex-Filament Nature of Reverse Flow on the Verge of Rotating Stall," *J. of Turbomachinery*, Vol. 111, October, pp. 450-461.
 28. Chen, Y.N., Haupt, U., Seidel, U., and Rautenberg, M., 1991, "Experimental Investigation of the Longitudinal-Vortex- Nature of Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors," ASME Paper No. 91-GT-99.
 29. Johnston, J.P., 1960, "On the Three-Dimensional Turbulent Boundary Layer Generated by Secondary Flow," *J. of Basic Eng.*, Vol. 82, March, pp. 233-250.

30. Senoo, Y., Kinoshita Y., and Ishida, M., 1977, "Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of Centrifugal Blowers," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 99, pp. 104-113.
31. White, F.M., 1991, "Viscous Fluid Flow," McGraw-Hill.
32. Ludtke, K., 1983, "Aerodynamic Tests on Centrifugal Proces Compressors - the Influence of the Vaneless Diffusor Shape," *J. of Eng. for Power*, Vol. 105, October, pp. 902-909.
33. Hayami, H. and Umemoto, A., 1995, "Effects of Inlet Passage Width Contraction of Low Solidity Cascade Diffusers on Performance of Transonic Centrifugal Compressor," *Yokohama- IGTC-15*, pp. 99-102.
34. Head, M.R., 1958, "Entrainment in the Turbulent Boundary Layer," R and M 3152, Aeronautical Research Council, London (cited by Sumner).
35. Sumner, W.J., Shanebrook, J.R., 1971, "Entrainment Theory for Compressible, Turbulent Boundary Layers on Adiabatic Walls," *AIAA J.*, Vol. 9, No. 2, pp. 330-332.
36. Sorokes, J.M., Welch, J.P., 1992, "Experimental Results on a Rotatable Low Solidity Vaned Diffuser", ASME Paper No. 92-GT-19.
37. Hayami, H., Nakamura, T., Sawae, M., Kawaguchi, N., "Blade Loading and Shock Wave in a Transonic Circular Cascade Diffuser", ASME Paper No. 92-GT-34.
38. Hunziker, R., Gyarmathy, G., "The Operational Stability of a Centrifugal Compressor and Its Dependence on the Characteristics of the Subcomponents", *J. of Turbomachinery*, Vol. 116, April, pp. 250-258.
39. Abraham, E., "Design and Investigation of Four Low Solidity Vaned Diffusers to Assess the Effect of Solidity and Vane Number", ASME Paper No. 98-GT-252.