

원심압축기의 선회실속 분석

김지환[†] · 김광호^{*} · 신유환^{*}

The analysis on centrifugal compressor rotating stall

Ji-Hwan Kim, Kwang-Ho Kim and You-Hwan Shin

Key Words: centrifugal compressor(원심압축기), Performance test(성능시험), rotation stall(선회실속), number of stall cells(선회실속 수)

Abstract

In the present study, the performance characteristics and the number of stall cells during rotating stall of a centrifugal air compressor were experimentally investigated. If the flow coefficient is lower than 0.150, the static pressure at impeller inlet is higher than that at inlet duct. And reverse flow is observed under these flow coefficient region. Maximum adiabatic efficiency is obtained for the tested compressor around flow coefficient 0.128, and it is independent of compressor rotating speed.

The number of stall cells and their rotational speeds are distinctive features of the rotating stall phenomenon. The present study is mainly concerned with the number of stall cells and their rotational speeds. The interpretation method of visualization is based on the pressure distribution in the circumference pressure fields while plotting the pressure and its harmonics variations in time in polar coordinates.

1. 서론

원심압축기는 현대의 생산 플랜트와 제조 설비에서 많이 사용되고 있으며, 산업용 압축기, 가스터빈 뿐 아니라 자동차 선박등의 터보 차저등에 널리 이용되고 있다. 원심압축기는 그 형상 및 유동이 매우 복잡하여 오늘날까지 많은 연구가 활발하게 이루어지고 있으나 유동형태가 매우 복잡하며 이론적 접근이 쉽지 않다.¹⁾ 압축기의 불안정성에 대한 연구를 살펴보면 Greitzer²⁾는 축류압축기의 선회실속과 서지 대한 이론적인 연구를 진행하였고, 원심압축기에 대해서는 Fringe³⁾, Chen⁴⁾, 등에 의해 이론적으로, Haupt⁵⁾, Kammer⁶⁾, Fringe⁷⁾, 등에 의해 실험적 연구로 이루어 졌다. 특히

Haupt⁵⁾ 등의 연구에서는 원심압축기의 유동불안정성이 임펠러 블레이드의 진동에 미치는 영향에 대해 고찰하였고, 최근 연구경향은 Levy⁸⁾는 원심압축기의 선회실속의 수와 회전속도를 실험적으로 제시하였다. Tsurusaki⁹⁾는 원심압축기 디퓨저 내에 제트를 삽입하여 실속을 능동제어 하는 등 압축기의 불안정성에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 압축기는 효과적으로 유체를 압축시킬 수 있는 방법이지만, 스톨과 서지라는 고유의 현상들이 압축기의 작동에 제한을 가하고 있다. 일반적으로 원심압축기는 디퓨저 출구 방향으로 불균일성을 가지고 있으며 이는 디퓨저 내에서 손실로 이어져 원심 압축기 성능저하로 나타난다. 따라서 본 연구의 목적은 원심압축기의 성능을 고찰하기 위하여 원심압축기의 임펠러 회전수와 유량을 변화시켜 가면서 실험을 수행하여 원심압축기 성능을 측정하고 단열 동력과 압축기 특성에 대한 무차원 변수에 대해 고찰하였고 선회실속의 수와 전파속도에 대해 연구하였다. 이러한 연구를 통해 원심 압축기 깃없는 디퓨저 내부의 유동을 이해하며 유동의 안정성을 확보하고 압축기 설계의 기초 자료로 활용을 위함이다.

[†] 한국과학기술연구원 열유동제어 센터

E-mail : myidever@kist.re.kr

TEL : (02)958-5682 FAX : (02)958-5689

^{*} 한국과학기술연구원 열유동제어 센터

2. 실험

본 연구에 이용한 원심 압축기 성능 시험에 사용한 임펠러와 디퓨저의 주요계원은 Table. 1에 나타내었다. 시험용 압축기의 모터는 3상 3극 55kW를 사용하였으며 회전수의 증속을 위하여 기어박스 (증속비 7.8:1)를 제작, 설치하였고 기어박스의 윤활을 위해 오일펌프를 설치하여 윤활오일을 공급하였다. 스테인레스로 제작된 시험관로에 노즐을 설치하여 유량을 측정하였다. 유량 측정용 노즐의 정확성을 위해 KS 규격에 따라 전후의 덕트를 설계하였으며, 시험장치 출구에는 유량 조절을 위한 교축(throttle)밸브를 부착하여 유량을 조절하였다. 노즐 전후의 압력차 및 압축기 입출구에서의 압력 측정에 사용한 압력계는 Validyne 사의 DPI5TL-36 모델로서 측정범위는 35kPa이며 압축기 입출구의 온도는 K-type 열전대를 사용하여 관내부로 삽입하여 측정하였다. 또한 원심 압축기의 임펠러 전후의 특성과 디퓨저 내부의 유동특성을 파악하기 위해 디퓨저 내에 압력공을 30° 간격으로 각각 반경방향 $r/r_2 = 1.094, 1.191, 1.133, 1.431, 1.738$ 등 5 지점에서 압력을 측정하였으며 정온은 $r/r_2=1.094$ 위치에 90° 간격으로 열전대를 설치하여 측정하였다. 압축기의 불안정 작동영역에서 선회실속을 측정하기 위하여 디퓨저 내에 $r/r_2=1.52$ 위치에 7개의 고주파압력센서 (Kulite XCS-062)를 스크롤 케이싱 목(throat) 방향을 기준각(0°)으로 삼아 압축기 원주방향으로 각각 0, 30, 94, 150, 180, 210, 300 도 지점에서 7개의 압력센서를 디퓨저 벽면과 평행하게 장착하여 동시에 측정하였다. 측정된 7개의 신호는 PC에 저장되고 후처리 과정을 거쳐지게 된다. 측정 시 1kHz이상의 고주파 성분은 저주파 필터로 제거 하였고 획득주파수(sampling rate)는 5kHz이며 샘플링 data는 16384개이다. 신호분석을 위하여 상관함수, FFT 기법등을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 압축기 성능특성

압축기의 특성 곡선을 나타내기 위해 일반적으로 입구 압력 및 온도를 기준상태로 정규화한 값을 사용하며, 이러한 기준상태는 특별히 지정된 값으로 정해진 것은 아니므로 본 연구에서는 압력 98.1kPa, 온도 393K를 기준으로 취급하여 나타내었다. 성능 시험결과를 기준상태로 환산하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 사용하였다.

$$\delta = \frac{p_{o,i}}{p_{ref}} \quad (1)$$

Table. 1 Specifications of impeller & Vaneless Diffuser

Impeller		Vaneless difusser	
Inlet diameter(hub)	173.2	Inlet diameter	280mm
Exit diameter(tip)	267mm	Exit diameter	600mm
Number of blade	16	Width	21mm

$$\theta = \frac{T_{o,i}}{T_{ref}} \quad (2)$$

여기서 하첨자 i 는 입구 상태를 말하며 o 는 정체 상태를 타나낸 것이다. 즉 δ, θ 는 기준 압력, 온도에 대한 압축기 흡입측 전압력 및 온도 비를 각각 나타낸다. 식 (1), 식 (2)를 이용하여 흡입 유량과 회전수를 기준상태로 환산한 등가흡입유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_e = \dot{m} \sqrt{\theta/\delta} \quad (3)$$

또한 압축기 입출구에서 전압력 및 전온도는 다음과 같다.

$$T_{o,i} = T_i + \frac{C_i^2}{2C_p}$$

$$\frac{p_{o,i}}{p_i} = \left\{ \frac{T_{o,i}}{T_i} \right\}^{k/(k-1)} \quad (4)$$

$$T_{o,e} = T_e + \frac{C_e^2}{2C_p}$$

$$\frac{p_{o,e}}{p_e} = \left\{ \frac{T_{o,e}}{T_e} \right\}^{k/(k-1)} \quad (5)$$

여기에서 C_i, C_e 는 각각 압축기 출구의 절대 속도, T_i, T_e 는 압축기 입출구의 온도, k 는 비열비를 나타낸다. 하첨자 o 는 정체상태(total state)를 나타내며 압축기 입출구의 압력을 p_i, p_e 라 하고 n 을 폴리트로픽 지수라 할 때 압축기 단열효율은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다

$$\eta_{ad} = \frac{\left\{ \left(\frac{p_{o,e}}{p_{o,i}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right\}}{\left\{ \left(\frac{p_{o,e}}{p_{o,i}} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right\}} \quad (6)$$

본 연구에서는 압축기 전체, 임펠러, 그리고 디퓨저의 성능을 측정하기 위해 각각 9400, 11700, 14000 rpm으로 임펠러 회전수를 변경하여 실험을 수행하였다.

압축기의 성능곡선 결과는 Fig. 2에 나타내었고 이때 유량은 출구 덕트에 설치된 노즐 전후 압력의 차이로부터 계산하였다. 정압상승은 입구 덕트와 임펠러 출구사이 정압차 Δp 를 임펠러로, 디퓨저 입구와 출구 덕트의 정압상승을 디퓨저에서의 Δp 로, 각각의 정압차의 합을 압축기 전체의 Δp 로 계산하였으며 이때사

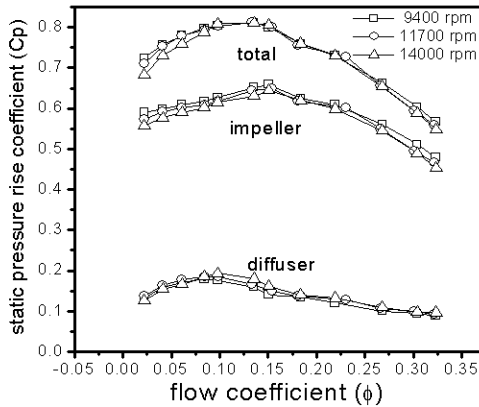


Fig. 1 Centrifugal compressor performance map

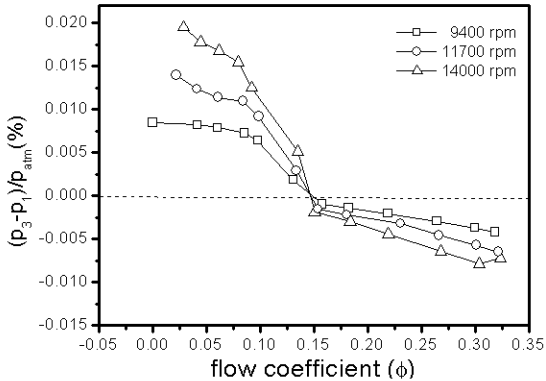


Fig. 2 Static pressure upstream of impeller

용된 유량계수와 정압상승 계수는 다음과 같다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (7)$$

$$Cp = \frac{\Delta p}{1/2 \rho_\infty U_2^2} \quad (8)$$

여기에서 D_2 는 임펠러 출구 직경 b_2 는 디퓨저 폭 U_2 는 임펠러 팁속도, 그리고 ρ_∞ 는 대기 밀도이다.

Fig. 1 은 실험결과를 디퓨저와 임펠러의 성능곡선으로 나누어 나타낸 것으로 성능곡선은 일반적인 원심 압축기의 성능곡선처럼 유량이 증가하면 압력비가 감소하고 유량이 감소하면 압력비가 증가하는 포물선 형태의 특성이 잘 나타나 있다. 이는 저유량에서 디퓨저에 발생하는 실속에 의한 압력붕괴로서 설명되고 있다. 유량계수가 감소함에 따라 정압상승계수도 증가하며, 또한 무차원화 한 측정값들이 회전수에 큰 영향을 받지 않고 대부분 동일한 곡선상에 놓여짐을 알 수 있다. 원심압축기의 경우 일반적으로 회전수가 높을수록 유량이 증가하고 압력비는 급격하게 감소하여 이에 따라 안전한 작동범위가 좁아진다.

즉 저 유량 영역에서는 압축비가 증가하면서 작동 유체의 에너지 흡수가 커지기 때문에 작동유체의 밀도가 변화하게 된다. 이때 지속적인 압축공기의 공급으

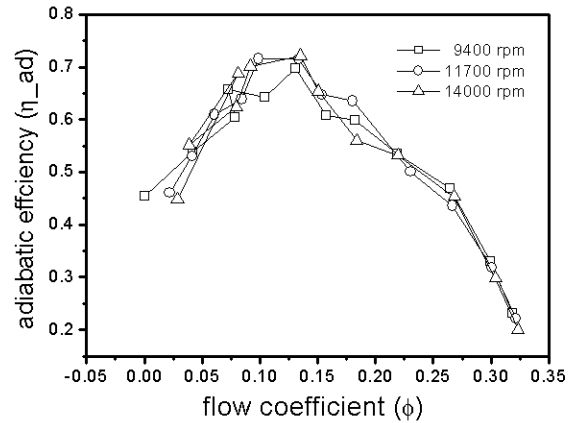


Fig. 3 Adiabatic efficiency map

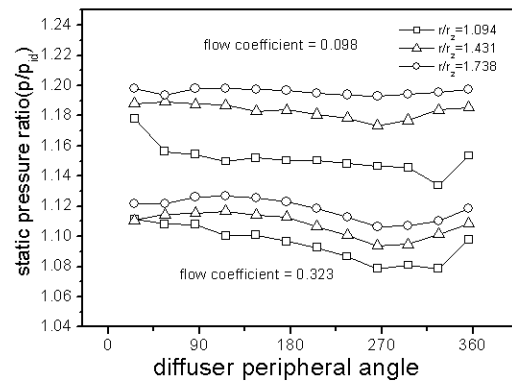


Fig. 4 Peripheral distribution of the static pressure ratio in the vaneless diffuser of the compressor

로 인해 에너지 흡수가 일어나 열에너지로 흡수되며 작동유체의 점성, 밀도가 변하게 되고 이는 압축기 내에서 동력을 방해하는 요소로 작용하게 된다.

인듀서에서 실속은 임펠러 입구와 입구덕트 시작점에서의 정압을 측정함으로써 발생 여부를 확인 할 수 있다.⁶⁾

Fig. 2는 임펠러 입구와 입구덕트 시작점에서 유량 변화에 따른 정압을 측정 한 것이다. Fig 2에서 확인할 수 있듯이 임펠러 입구의 정압은 유량계수가 0.150 보다 작은 영역에서 임펠러의 회전수와 관계없이 입구 덕트시작점 보다 높은 것을 알 수 있다. 이는 저유량에서 디퓨저에 발생하는 실속에 의한 압력붕괴로 인해 $\phi = 0.150$ 영역에서부터 역류가 발생한 것으로 선회실속의 발생신호로 여겨진다. 즉, 임펠러 입구에서 정압 상승은 실속에 의한 인듀서 팁에서의 차폐효과와 인듀서 내부로부터 고에너지를 가진 유체의 역류 때문으로 생각된다. Fig 3 은 시험용 압축기의 단열효율을 나타낸 것이며, 이때 사용된 식은 식 (6)과 같다. 시험용 압축기의 최대효율을 나타내는 지점은 유량계수 약 0.135로 주파수와 관계없이 일정한 것을 알 수 있다.

따라서 최대 효율을 나타내는 유량비는 회전수와 무관함을 보이고 있다. 시험용 압축기의 효율은 유량

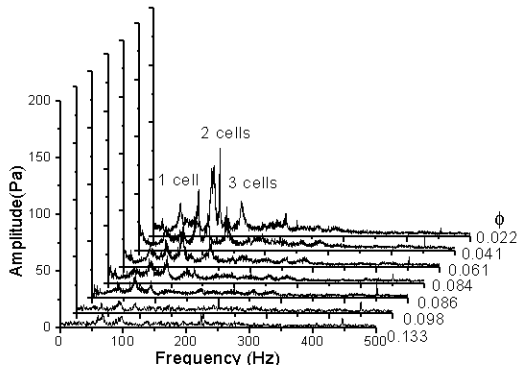


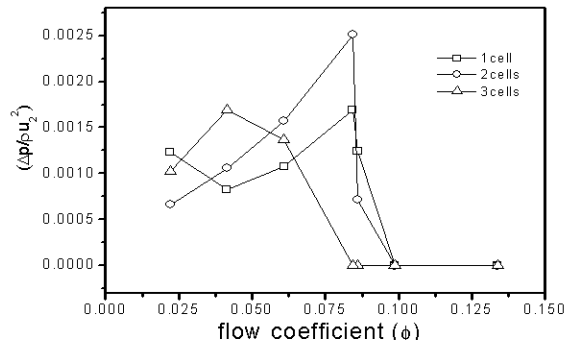
Fig. 5 Frequency spectra of pressure fluctuation

계수의 변화에 따라 포물선 형태를 보이고 있으며, 포물선의 형태는 회전수에 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 압축기 단열효율곡선이 저유량 영역에서 급격하게 감소하는 경향은 실속에 의한 압력손실을 나타내고 있다. 즉 실속이 압축기 내부에서 동력을 방해하는 요소로 작용하고 있음을 말한다. Fig 4 는 임펠러 회전수 14000 rpm인 경우, 디퓨저 벽면에 평행하게 장착된 측정위치 $r/r_2 = 1.523$ 에 위치에서 임펠러 중심축에서 스크롤 케이싱 목 방향을 기준각(0°)으로 삼아 디퓨저내부의 정압을 측정한 결과를 도시했다. 결과에 따르면 원주방향 $270 \sim 300^\circ$ 위치에서 압력강하가 가장 심하게 나타나고 있으며 이는 모든 유량 영역에서 일관되게 보이고 있다. 또한 디퓨저 입구 ($r/r_2 = 1.094$)의 압력분포를 살펴보면 디퓨저 내에서 압력분포가 매우 불안정한 특성을 보이고 있으나 디퓨저 출구영역 ($r/r_2 = 1.738$)의 압력분포는 살펴보면 비교적 일정한 압력분포를 보이고 있음을 보이고 있다. 즉 임펠러 출구에서의 매우 불안정한 유동이 디퓨저를 거치면서 디퓨저 출구영역 ($r/r_2 = 1.738$)에 이르러서 압력 강하가 회복되며 압축비가 높아짐을 보이고있으며 이는 Shin¹⁰⁾의 결과와 일치한다.

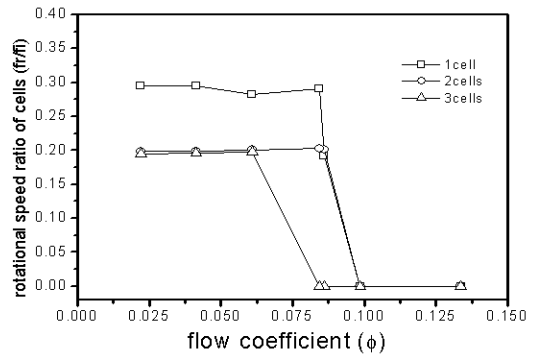
3.2 선회실속 분석

Fig 5 는 임펠러 회전수 14000 rpm인 경우, 디퓨저 벽면에 평행하게 장착된 측정위치 $r/r_2 = 1.523$ 에 설치된 고주파용 압력센서에서 유량에 따른 선회실속 신호의 FFT 결과를 나타낸 것이다. 선회실속이 발생하여 스펙트럼에서 특정 주파수가 관찰되기 시작하는 유량계수는 $\phi = 0.086$ 이다. 전 유량 영역에서 여러개의 특성주파수 성분이 동시에 관찰되고 있으며 이는 여러개의 선회실속이 공존하고 있음을 나타낸다.

Fig 6은 선회 실속의 무차원 진폭비($\Delta p/\rho U_2^2$)와 셀의 속도비(f_r/f_s)를 도시하였다. 이 때 실속이 관찰되지 않는 영역은 0으로 표시하였다. f_s 는 임펠러의 회전주파수이고 f_r 은 선회실속의 회전주파수이다.

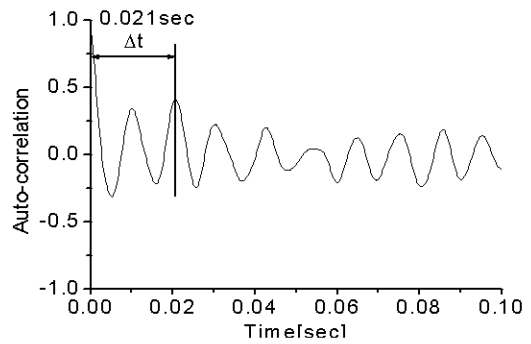


(a)



(b)

Fig. 6 Nondimensional pressure amplitude and rotational speed ratio of stall cells



(a) Auto-Correlation function at 14000 rpm, $\phi = 0.022$

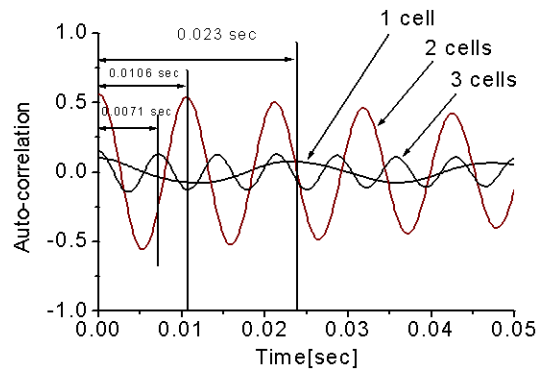


Fig. 7 (b) Auto-Correlation function separated by cell number

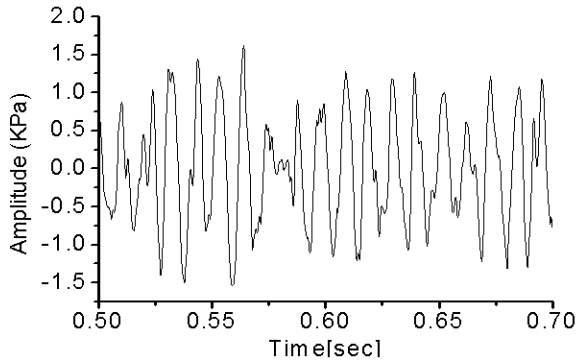


Fig. 8 Pressure fluctuation at 14000 rpm, $\phi = 0.022$

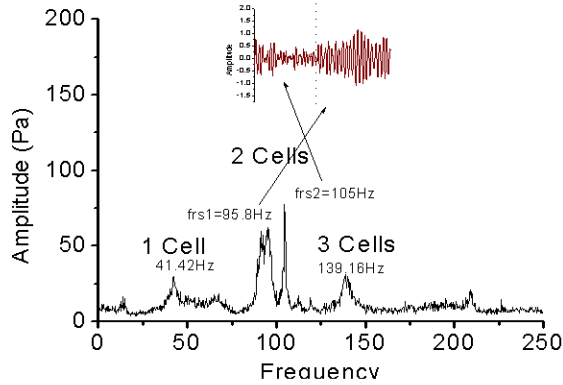


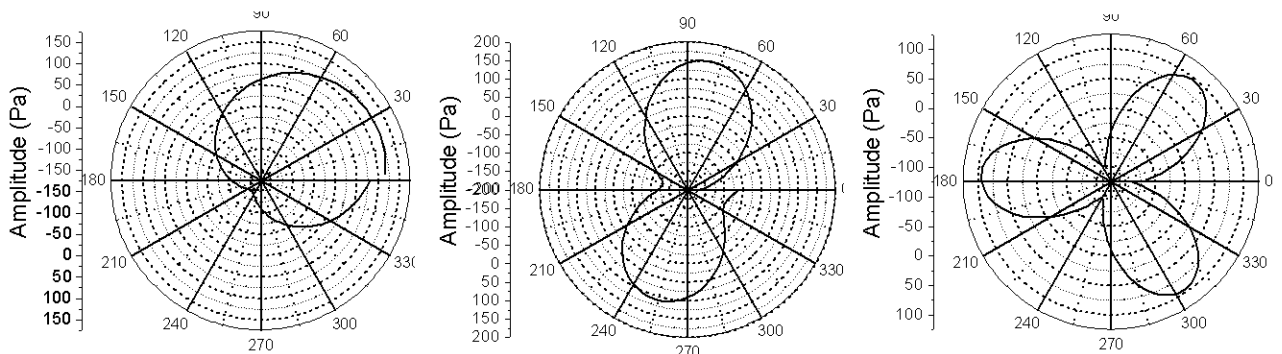
Fig. 9 Pressure amplitude spectra at 14000 rpm, $\phi = 0.022$

Fig. 6(a)에 나타난 실속의 무차원진폭비를 살펴보면 $\phi = 0.086$ 지점에서부터 선회실속 셀이 관찰되고 있으며 1 cell과 2 cell 은 $\phi = 0.084$ 지점까지, 3 cell 은 $\phi = 0.041$ 까지 무차원 진폭비가 증가하다. 오히려 저유량 영역에서는 진폭비가 감소하는 매우 복잡한 특성을 보이고 있다. 특히 2셀영역의 스펙트럼에서 2개의 특성 주파수성분이 혼합되어 있다. 또한 실속셀의 전파속도를 나타내는 Fig.6 (b)를 살펴보면 속도비는 비교적 일정한 값을 보이고 있다. 즉 선회 실속셀의 주파수와 선회실속셀의 전파속도는 유량 변화와 관계없이 비교적 일정한 전파속도를 가진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7 (a) 는 임펠러 회전수 14000rpm 경우 유량계수 $\phi = 0.022$ 에서 압력요동 진폭에 대한 자기상관함수 결과이다. Fig. 7(a) 는 신호가 중첩되어 있는 복잡한 형태를 보이고 있다.

Fig. 7(b)는 Fig. 7(a)에 나타난 자기상관함수 결과를 각 cell 수의 특성주파수 대역으로 band-pass 후 자기상관함수를 실시한 결과이다. 결과에서 각 cell의 주기성을 분리해 낼 수 있었으며 동일유량에서 여러 주기성을 가지는 압력신호가 공존함을 확인할 수 있다. 이는 동일 유량에서 여러 형태의 실속셀이 존재함을 보여주는 것이다. 또한 동일 위치에서 측정된 압력요동의 파형을 나타낸 Fig 8 의 파형도 여러 주파수의 파형이 중첩된 매우 복잡한 형태의 압력파형을 보여주고 있다. 또한 측정된 파형의 진폭스펙트럼을 Fig. 9에 나타내었다. 이때 1 cell에서 3 cell 까지 특정 주파수 성분이 보이고 있으며 특히 2 cell의 경우 두 개의 특정 주파수 성분이 관찰되는데 상대적으로 큰 진폭과 느린 주파수 성분은(frs1) 95Hz 영역이고 상대적으로 작은 진폭과 빠른 주파수 성분(frs2)은 105Hz, 영역인 것을 알 수 있다. 이는 Lee¹¹⁾의 결과와 일치한다. 이 두 주파수 성분 중 frs2는 유량계수 $\phi = 0.207$ 까지만 관찰되고 유량을 증가시키면 frs1 성분만이 관찰된다.

Fig. 10은 가시화 분석법을 이용해 극좌표계에 도시한 그림이다. 정확한 선회실속정보를 획득하기 위해서는 Fig. 8에 나타난 측정된 선회실속의 파형을 Fig. 9에서 분리해낸 각 실속cell 이 가지는 주파수대역으로 band-pass filter를 실시한 후 Fig. 7에서 분리해낸 각 실속 cell 이 가지는 시간간격 Δt (0.023, 0.021, 0.021sec) 으로 Fig. 8의 파형에서 분리해 Fig. 10 과 같이 극좌표계에 도시하면 정확한 선회실속의 정보를 알 수 있다. Fig. 10(a) 는 임펠러 회전수 14000rpm 경우 유량계수 $\phi = 0.022$ 에서 압력센서의 선회실속 신호를 1 cell의 특성주파수인 41.42Hz 대역에서 band-pass 한 신호를 극좌표계에 도시하였다. 이때 압력과 주기의 선회실속 주기가 일치 $\tau_{cr} = \tau_{osc}$ 하고있으며 1 Cell 성분이 지배적으로 보이고 있음을 알 수 있다. Fig. 10(b), (c)



(a)band-pass filter(41.42Hz) (b)band-pass filter(95.8Hz) (c)band-pass filter(139.16Hz)

Fig. 10 Visualization of the stallcell and pressur fluctuations at the certain time by a band-pass filter

는 2 cell, 3 cell의 특성주파수 대역으로 band-pass를 실시한 후 극좌표계에 도시한 것으로 압력과 주기에 각각 2개의 선회실속 $\tau_{cr} = 2\tau_{osc}$ 과 3개의 선회실속 $\tau_{cr} = 3\tau_{osc}$ 이 나타나는 것을 보여주고 있다. 즉, 극좌표계를 이용한 선회실속 가시화 방법이 선회실속에 대한 정확한 정보를 보여주고 있음을 나타낸다.

4. 결 론

본 연구에서는 원심 압축기 성능 시험장치를 제작하여 원심압축기에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 단열동력은 유량계수가 약 0.128 인지점에서 최고치를 나타내고 포물선 형태를 이루고 있으며 압축기의 회전수와 무관하였다.
- 2) 유량계수가 0.150 보다 작은 영역에서 임펠러의 회전수와 관계없이 임펠러 입구에서 정압이 입구 덕트 영역보다 높은 역류가 발생한 것을 확인 할 수 있었다.
- 3) 유량계수 0.086 지점에서부터 선회실속셀이 관찰되고 있으며 선회실속속도 비는 비교적 일정한 값을 보임을 알 수 있다. 즉 선회 실속셀의 특성 주파수는 유량계수의 변화에 관계없이 비교적 큰 변화가 없음을 보여준다
- 4) 선회실속에 대한 가시화 처리 기법을 통해 선회실속에 대한 정확한 정보를 얻을 수 있었으며 이를 통해 선회실속의 특성을 파악할 수 있는 효과적인 방법임을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Sawyer, J W., 1985, Sawyer's Gas Turbine Engineering Handbook, Turbomachinery Int, Publications Division of Business Journals, Inc.
- (2) Greitzer, E.M., 1981, " The Stability of Pumping Systems - The 1980 Freeman Schlar Lecture," J. of Fluid Eng., Vol.104,Jan., pp170-176
- (3) 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.
- (4) Chen, Y.Y., 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-65-76.
- (5) Haupt, Y., Abdelhamid, A.N., Kaemmer, N., Rautenberg, M., 1986, "Excitation of Blade

Vibration by Flow Instability in Centrifugal Compressors," ASME paper 86-GT-283.

(6) 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

(7) Fringe, P., Van den Braembussche, R., 1984, "Distinction Between Different Type of Impeller and Difusser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor with Vaneless Diffuser." J. of Eng, for Gas Turbines and Power, Vol. 106, April, pp.468-474.

(8) Y. Levy and J. Pismenny "The Number and Speed of Stall Cells During Rotating Stall" Proceeding of ASME Turbo Expo 2003. paper No. GT2003-38221

(9) Hiromu Tsurusaki & Takahiro Kinoshita, 2001, "Flow Control of Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser." Journal of Fluid Eng., Vol. 123, June, pp. 281~286.

(10) You Hwan Shin, Kwang Ho Kim and Byung Jin Son 1998, " An Experimental Study on the Development of a Reverse Flow Zone in a Vaneless Diffuser" JSME International Journal. Series B, Vol. 41 No.3, pp. 546-555

(11) 이두열, 강창식, 신유환, 김광호, 2002, "원심 압축기 베인 디퓨저에서의 선회실속특성", 유체기계 저널, 제5권, 1호, pp.42~48.