

< 논문 >

입구 비 균일 유동이 원심압축기의 정상 및 비정상 성능에 미치는 영향

박재형[†] · 강신형^{*}
 (2004년 5월 10일 접수, 2005년 8월 2일 심사완료)

The Effect of Inlet Distorted Flow on Steady and Unsteady Performance of a Centrifugal Compressor

Jae-Hyoung Park and Shin-Hyoung Kang

Key Words: Inlet Distortion Flow(입구 비균일 유동), Centrifugal Compressor(원심압축기), Stall(실속), Surge(서지)

Abstract

Effects of inlet distorted flow on performance, stall and surge are experimentally investigated for a high-speed centrifugal compressor. Tested results for the distorted inlet flow cases are compared with the result of the undistorted one. The performance of compressor is slightly deteriorated due to the inlet distortion. The inlet distortion does not affect the number of stall cell and the propagation velocity. It also does not change stall inception flow rate. However, as the distortion increases, stall starts at the higher flow rate for low speed and at the lower flow rate for high speed. For 50,000 rpm stall occurs as the flow rate decreases, however disappears for the smaller flow rate. This is due to the interaction of surge and stall. After the stall and surge interact, the number of stall cell decreases.

기호설명

- A : 초킹 면적
- Amp : 주파수 성분의 크기
- a : 음속
- C : 유동 방향 절대속도 성분
- f : 주파수
- f_{stall} : 스톨 주파수
- i : 스톨 셀 수
- p : 압력
- pr : 압력비(= p_3/p_{01})

- \dot{m} : 유량기
- R : 반경
- t : 시간
- U : 임펠러 접선속도 성분
- ω_{imp} : 임펠러 회전 각속도
- w_s : 스톨 셀의 전파속도
- γ : 비열비
- Φ : 유량계수 (= $\dot{m}/\rho AU$)

하첨자

- 0 : 전상태의 값
- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구
- 3 : 디퓨저 출구
- t : 임펠러 팁

[†] 책임저자, 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부
 E-mail : pigfire@turbo.snu.ac.kr
 TEL : (02)880-7121

^{*} 회원, 서울대학교 기계항공공학부

1. 서론

원심 압축기는 산업용 발전기, 항공기용 엔진, 터보 냉동기, 자동차용 터보 차저 등에 사용되고 있다. 최근에 개발이 활발하게 이루어지고 있는 마이크로 가스터빈 엔진이나 연료전지를 이용하는 혼합형 가스터빈 발전 시스템에도 이용된다. 가스터빈이 소형화 되면서 압축기도 소형화되고 있는 추세이다. 압축기가 소형화될수록 적은 유량에서 높은 압력비를 얻을 수 있는 원심형 압축기가 요구된다.

원심압축기는 회전수를 일정하게 유지시키고 유량을 줄이면 압력비가 증가하게 되는데 불안정한 영역인 실속한계(stall limit)근처에서 가장 높은 성능을 얻을 수 있다. 또한 회전속도를 증가시키면 유량과 압력비가 증가한다. 하지만 실속이 발생하게 되면 압력비가 낮아지고 날개에 심한 진동을 일으키는 문제가 있다.

원심 압축기가 소형화됨에 따라서 압축기가 차지하는 공간이 매우 적기 때문에 압축기 입구로 유입되는 유로가 좁아지게 되고 공간적인 제약으로 인해 압축기 입구의 유동은 불균일해진다. 또한 고속 작동 시 높은 압력비를 얻을 수는 있지만 작동 범위가 좁아지게 되는 한계를 가지고 있다. 좋은 성능을 얻기 위해서 실속 한계 근처에서 작동되어야 하나 시스템이 불안정하게 작동할 수 있다.

입구 비 균일 유동이 원심 압축기에 미치는 영향에 관해서 Ariga et. al.⁽¹⁾은 저속의 원심 압축기를 이용한 실험을 통해 반경 방향과 원주 방향의 입구 비균일 유동이 성능 특성 및 실속과 서지에 미치는 영향을 정상 유동의 압력 신호 분석을 통해 알아보았다. Michelassi et. al.⁽²⁾은 임펠러 입구의 불류트에 의해 생성된 비균일 유동이 원심 압축기 효율 특성에 미치는 영향에 대하여 비정상 유동 해석을 수행하였다. 신유환 등⁽³⁾은 저속 원심압축기의 스톨 특성과 속도 변화 특성을 열선 풍속계를 이용한 속도 계측을 통해서 연구한 바 있다.

실제로 압축기는 높은 성능을 얻을 수 있도록 실속 근처에서 작동되는 경우가 많다. 그러기 위해서는 실속 발생을 제어하는 기술을 확보하기 위해서 입구 비균일 유동에 의한 실속 특성 및 서지에 이르는 과정에 대한 이해가 중요하다. 본

연구에서는 입구 비균일 유동이 고속으로 작동하는 원심 압축기 실속 발단 및 서지에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다.

2. 시험 장치 및 측정 방법

2.1 시험 장치

시험 설비는 임펠러에 동축으로 연결된 터빈을 이동식 공기 압축기로 구동한다. 터빈으로 유입되는 공기를 조절하기 위해 터빈 입구에 유량 조절 밸브를 사용 설치하여 회전수를 조절한다. 흡입구에서 공기는 안정실을 통하여 유입되고 임펠러를 지난 공기는 배인없는 평행 디퓨저를 통해 압력 상승이 일어나고 체적이 큰 콜렉터를 지나 압축된 공기는 외부로 배출된다. 시험 설비에 관한 자세한 사항은 조성국 등⁽⁴⁾과 Kang 등⁽⁵⁾에 설명되어 있다. Fig. 1에 압축기 입구에서 불균일 유동을 발생시키기 위한 장치를 나타내었다.

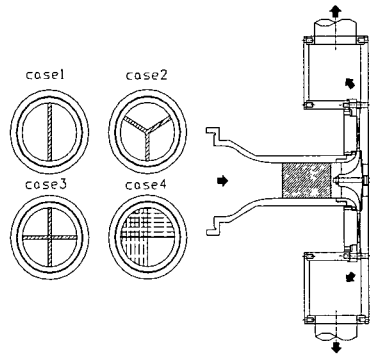


Fig. 1 Configuration of distorted flow generators

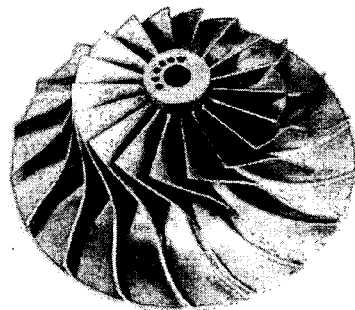


Fig. 2 Picture of test impeller

Table 1 Specifications of the test impeller

Impeller diameter	110 mm
Inducer tip diameter	63.4 mm
Inducer hub diameter	20.4 mm
Backsweep angle	-35 °
No. of Impeller blades	18
Design speed	60000 RPM
Design flow rate	0.3445 Kg/s
Impeller tip width	5.5 mm
Impeller tip clearance	0.3 mm
Diffuser type	Parallel type
Diffuser radius ratio	2.6
Vaneless diffuser exit width	5.8 mm

먼저 Case 1, 2, 3는 길이 100mm, 두께 4mm인 판을 임펠러 입구에서 24mm 상류에 대칭형으로 설치하여 비균일 유동이 유입되도록 설치했으며, 입구 면적은 베인이 없는 경우에 비해서 각각 6.25, 9.4, 12.5% 감소하였다. Case 1에서 Case 3으로 갈수록 베인의 수효가 증가하기 때문에 회전하는 임펠러가 느끼는 교란의 주파수가 증가한다. Case 4는 와이어의 직경이 1mm, 간격 약 2 mm 인 메쉬를 임펠러 입구에 한겹 및 두겹으로 설치한 경우 이다. 이 때 임펠러 입구에서 평균 유속은 원주 방향으로 360도를 한 주기로 증가 감소한다. 그러나 교란된 입구유동 속도는 계속하지는 않았다. Fig. 2와 Table 1에 임펠러와 주된 사양을 나타내었다. 자세한 사항은 조성국 등⁽⁴⁾에 설명되어있다.

2.2. 데이터 측정 방법

임펠러의 회전수는 터빈의 회전축 끝 부근에 코일이 감긴 자석을 부착하고 자석의 회전에 따라 발생하는 유도 기전력의 위상을 이용하여 정밀하게 측정하였다. 온도를 측정하기 위하여 T-type 열전대를 사용하였고, 회전수와 온도의 신호는 디지털 신호로 변환하여 GPIB를 통하여 받아들인다.

정상 유동의 성능 평가를 위해서 대기 온도와 압력을 측정하고 입구 비 균일 유동의 손실을 측

정하기 위해 비 균일 유동 발생 장치 하류 5 mm 위치에서 정압을 측정하였다. 압축기의 성능을 평가하기 위해서는 임펠러 출구와 디퓨저 출구에서 정압을 측정하였다. 콜렉터에서 전온도를 측정하여 디퓨저 출구의 온도로 가정하였다. 회전수는 20,000 에서 60,000 rpm 범위에서 실험하였다.

비정상 유동의 압력을 측정하기 위하여 빠른 응답특성을 보이는 압력 변환기(Kulite XCQ-093)를 임펠러 출구($R/R_2 = 1.1$) 원주방향 8 곳에 45° 간격으로 디퓨저 벽면에 밀착하여 설치하였다. 입구 비 균일 유동에 의한 실속 발달의 영향을 분석하기 위해서는 모든 경우 동일한 조건에서 실험을 수행하기 위해 정확한 유량과 임펠러 회전수 측정이 중요하다. 따라서 압축기 스톱틀링 밸브의 정밀한 조작을 통해서 유량과 임펠러 회전수를 고정시킨 후 데이터를 측정하는 방법을 사용하였다. 압력신호는 20,100 Hz의 속도로 측정하였으며 데이터는 약 4초간 80,000개를 측정하였다. 회전수는 약 4초간 40개를 측정하여 평균하여 사용하였다. 유량은 입구 챔버에 설치된 노즐에서 압력을 측정하여 구하며, 20,161 Hz로 10,000개의 데이터를 받아 평균하여 사용하였다. 각각의 센서에서 측정된 아날로그 신호는 신호 증폭기를 통하여 증폭되었고 관찰하고자 하는 대역의 주파수가 임펠러 회전수 이하이므로 1kHz의 저대역 필터를 사용하였다. 신호 증폭기를 통과한 아날로그 신호는 A/D 변환기(DT2838)를 통하여 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터에 저장된다. A/D 변환기는 8채널만 측정할 수 있기 때문에 또 하나의 A/D 변환기를 통해서 임펠러 회전수와 유량, 임펠러 입구 정압을 측정하였다. 모든 데이터 수집은 Labview 프로그램을 통해서 수행되었다. 20,000 rpm에서는 실속 발생을 잘 확인할 수 없었기 때문에 30,000에서 60,000 rpm 범위에서 수행되었다.

3. 시험 결과 및 고찰

3.1 정상 성능 실험

측정한 압축기의 성능 곡선을 Fig. 3에 나타내었다. 가로축의 시험 유량에 대해서 디퓨저 출구 ($R/R_2 = 2.0$)에서 측정한 정압을 입구 전압으로 나눈 압력비를 세로축에 나타내었다. 60000 rpm

Table 2 Pressure ratio in design point and choking mass flow rate compared with undistorted flow

	Pressure ratio reduction (%)	Choking mass flow rate reduction (%)
case 1	0.7	0.7
case 2	0.8	0.9
case 3	2.1	1.4
case 4	5.8	4.79

에서 Case 3의 경우 0.3445 kg/s의 설계유량에서 압력비는 2.1%까지 감소하였고 비대칭 형태인 Case 4의 경우에는 압력비가 5.8% 감소하였다 (Table 2 참고).

50,000과 60,000 rpm에서는 회전수를 고정하고 유량을 증가시키면 초크가 발생하였다. 성능 곡선에서 Case 3의 경우 초크 유량이 1.4%까지 줄어들었고 Case 4의 경우에는 4.79% 감소하였다 (Table 2 참고). 원심 압축기의 베인없는 디퓨저에서는 임펠러 인듀서에서 초크가 발생하는 데 초크 유량은 식 (1)로부터 추정된다. 여기서 전온도 및 전압력은 일정하므로 초크 유량은 정압과 면적에 의해 결정된다.

$$\frac{\dot{m}}{A} = \rho_{01} a_{01} \left(\frac{p_1}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma}} \quad (1)$$

입구 비균일 유동에 의한 정압 손실로 인해서 초크 유량이 감소하는 것을 확인 할 수 있다.

3.2 실속 발생점 근처의 특성

임펠러 출구에 설치된 8개의 고속 응답 압력 변환기에서 측정된 압력 신호 섭동량에 대한 rms 값[식 (2)]을 임펠러 출구 동압으로 나눈 값을 유량계수에 대해서 회전수가 30,000인 경우 Fig. 4에 나타내었다.

$$p_{rms} = \frac{\sum_{k=1}^n (p_k - \bar{p})^2}{n} \quad (2)$$

여기서, n 은 측정된 데이터 개수이다. Fig. 4에서 설계점 근처 A에서는 임펠러 베인에 의한 압

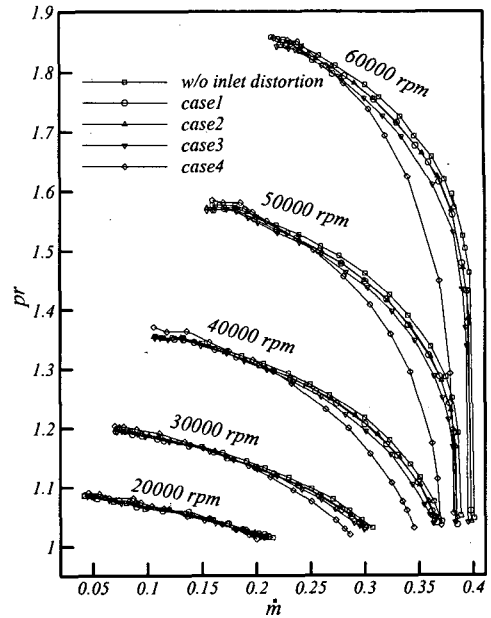


Fig. 3 Performance curves for different inlet distortions

력섭동으로 섭동량이 매우 작으나 B에 이르러 점차 증가하기 시작한다. 이후 C까지는 회전속이 발생하기 시작하여 압력섭동은 급격히 증가한다. Fig. 5에는 C에서 압력의 공간 푸리에 계수의 위상을 나타내었다. B에서부터 공간 푸리에 계수의 위상은 간헐적으로 증가하지만 C에서는 선형적으로 증가함이 명확하게 나타난다. 여기에서 2차 계수의 위상이 선형적으로 증가하였는데 이것은 두 개의 실속 셀이 일정한 전파 속도로 회전한다는 의미로 실속을 발견할 수 있는 기본적인 방법이다.⁽⁶⁾ 위상이 증가하는 기울기는 실속 셀의 회전 속도를 의미하므로 기울기 값을 구해보면 85 Hz 이다. 이는 Fig. 6의 C의 FFT 결과인 주기적인 주파수 약 85 Hz와 잘 일치한다. 이러한 방법을 통해서 다른 임펠러 회전수에서도 실속이 발생한 것을 예측할 수 있다.

실속이 언제 시작되는지를 정확하게 정의하기는 어려우나 일정한 수준의 섭동량에서 시작된다고 본다면, Fig. 4에서 입구 압력 손실이 증가하는 Case 2, Case 3, Case 4의 경우 더 높은 유량에서 실속이 발생한다. 회전수가 40,000인 Fig. 7에서도 마찬가지이다. Fig. 8에서는 거의 모든 경우에 대해서 비슷한 유량에서 실속이 발생한다. Fig. 9에서는 전체적으로 입구 비균일 유동에

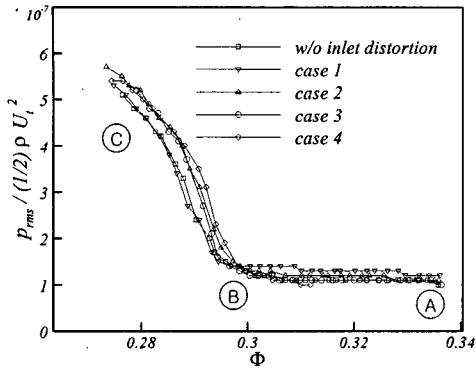


Fig. 4 Comparison of pressure perturbation at impeller exit for 30,000 rpm

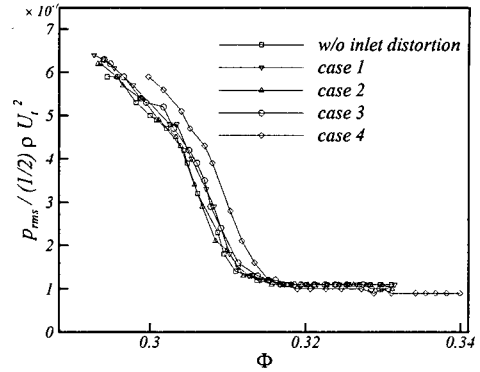


Fig. 7 Comparison of pressure perturbation at impeller exit for 40,000 rpm

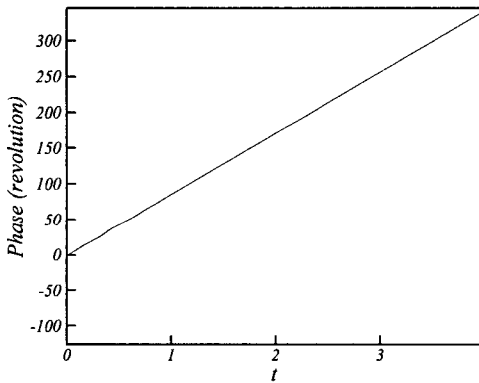


Fig. 5 Phase variation of 2nd Fourier coefficient of pressure measured at C

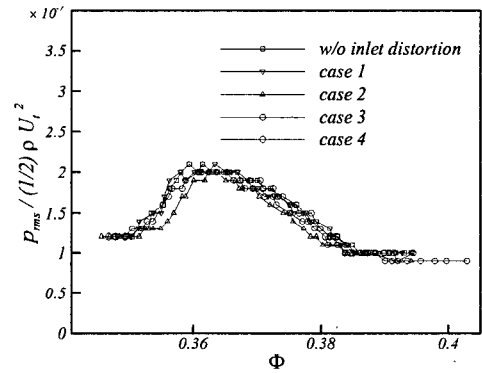


Fig. 8 Comparison of pressure perturbation at impeller exit for 50,000 rpm

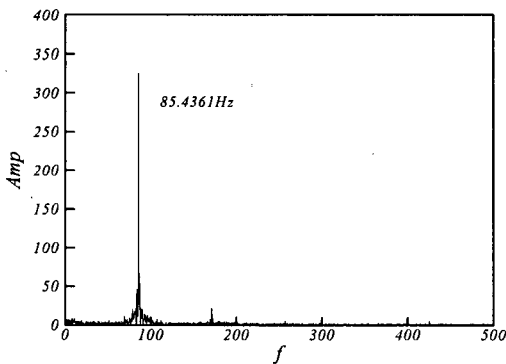


Fig. 6 Frequency spectrum of pressure measured at C

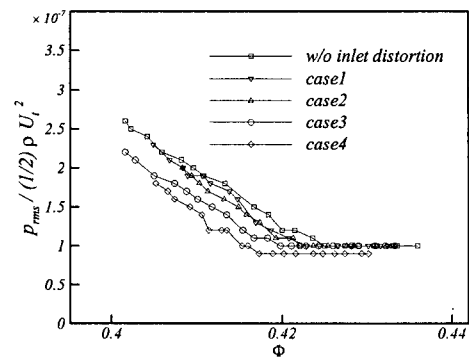


Fig. 9 Comparison of pressure perturbation at impeller exit for 60,000 rpm

의해서 더 낮은 유량에서 실속이 발생한다.

특이한 것은 다른 임펠러 회전속도와는 달리 50,000 rpm에서는 Fig. 8에서 볼 수 있는 것처럼

섭동량이 유량이 감소함에 따라서 증가한 후 다시 감소한다. 이는 실속이 발생되었다가 다시 사라짐을 간접적으로 나타낸다.

Table 3 The number of cells in fully developed stall

	w/o id	case1	case2	case3	case4
30,000	2	2	2	2	2
40,000	2	2	2	2	2
50,000	3	3	3	3	3
60,000	3	3	3	3	3

Emmons 등⁽⁷⁾은 원심압축기의 경우 이와 같은 현상을 mild 서지와 deep 서지로 구분하여 보고한 바 있으나 그 원인에 대해서는 밝히지 않았다.

실속이 완전히 발달한 경우에 실속 셀 수와 전파속도를 구하기 위해 식 (3)과 식 (4)를 이용하였다.⁽⁷⁾

$$i = \frac{360^\circ}{\theta} \cdot \tau \cdot f_{stall} \quad (3)$$

$$\omega_s = \frac{2\pi f_{stall}}{i} \quad (4)$$

여기서 i 는 회전하는 실속 셀의 개수, θ (deg)는 두 센서 사이각, τ 는 두 센서에서 측정된 실속 신호간의 시간차, f_{stall} 은 실속의 주파수, ω_s 는 실속 셀의 전파속도이다.

모든 경우에 대해 계산된 실속 셀 수와 실속의 주파수가 임펠러 회전수에 대해 Table 3에 나타나 있다. 30,000 과 40,000 rpm에서는 2개의 실속 셀이, 50,000 과 60,000 rpm에서는 3개의 실속 셀이 완전히 발달하였다. 실속 셀의 전파속도는 30,000에서는 임펠러 회전속도에 대해(ω_s/ω_{imp}) 8.4%, 40,000에서는 8.1%, 50,000에서는 9.1%, 60,000에서는 8.5%의 속도로 회전하였다. 실속 셀의 개수나 전파 속도는 입구 비 균일 유동의 영향을 받지 않는다.

3.3 서지점 부근의 특성

실속이 없을 때부터 서지까지 진행되는 과정에서 압력 섭동량에 대한 rms 값[식 (2)]을 유량계수에 대해서 Figs. 10, 11, 12, 13에 나타내었다.

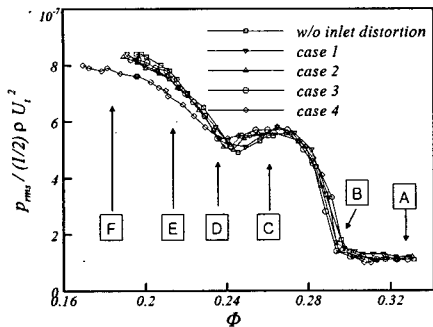
모든 임펠러 회전수에 대해 실속 발달 실험에서 발견된 실속이 유량이 더 감소할 경우에 사라진다. Fig. 10(a)에서 압력 섭동량이 유량이 감소함에 따라 처음에는 일정하게 유지(A)되다가 점점 증가하기 시작하여 처음에 최대값을 나타낸

(B-C)후 감소하였다가(D) 또다시 증가하는(E-F) 현상이 나타났다. Fig. 10(b)에 각 해당 유량에서 FFT한 결과를 나타내었다. 모든 경우에 FFT한 결과가 비슷했기 때문에 Case 4의 결과만 나타내었는데 A에서는 주기적인 주파수를 보이지 않다가 B, C에서 점차 주기적인 신호가 발달하고 D에서는 아주 강한 약 100 Hz 부근의 신호와 그보다 낮은 약 10 Hz 부근의 신호가 동시에 나타난다. 본 실험 장치의 시스템 공진 주파수는 26 Hz 인데 일반적으로 서지는 이 시스템 공진 주파수보다 낮은 주파수에서 발생한다. 본 실험에서도 이 시스템 공진 주파수보다 낮은 주파수에서 신호가 나타났다. 따라서 이 신호는 서지가 발생한 것임을 알 수 있다. E에서는 다시 D에서 보인 강한 신호(약 100 Hz)가 감소하면서 약한 신호(약 10 Hz)가 오히려 강하게 나타나는 것을 볼 수 있다. F에서는 다시 약한 신호(약 10 Hz)는 감소하고 강한 신호(약 100 Hz)가 다시 증가한다. 모든 경우에 보이는 우측의 미세한 신호들은 주기적인 실속 주파수(약 100 Hz)의 하모닉 성분이다.

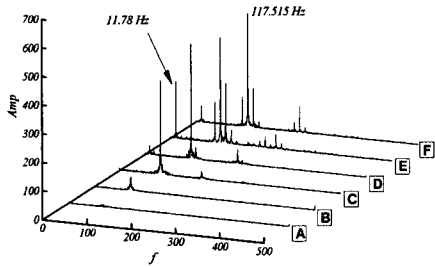
Fig. 11(a)에서 압력 섭동량이 일정하게 유지(G)되다가 점점 증가(H-I)하였다가 감소한 후(J) 또다시 증가하였다(K). Fig. 11(b)에 FFT 결과를 나타내었다. G에서는 주기적인 신호가 없고 H-I에서 주기적인 신호가 발달하여 K에서는 서지 신호와 실속 신호가 동시에 나타난다.

Fig. 12(a)에서 압력 섭동량이 일정하게 유지(L)되다가 처음에 최대값(M)을 보인 후 다시 감소(N)하였다가 또 다시 증가하였다(O-P). Fig. 12(b)에 FFT 결과를 나타내었는데 L에서는 어떠한 주기적인 신호가 보이지 않다가 M에서 강하게 발달하였다가 N에서는 다시 사라지고 O에서는 처음 M에서 나타났던 실속 주파수보다 낮은 주파수의 실속 신호와 새로 서지 신호가 동시에 발달한다. P에서는 다시 서지 신호는 사라지고 실속 신호가 더욱 발달한다.

Fig. 13(a)에서 R-S에서 압력 섭동량이 점차 증가하다가 T에서는 잠시 일정하게 유지되었다가 U-X까지 다시 증가하였다. Fig. 13(b)에서 S에서 실속 신호(288 Hz)가 강하게 나타났다가 T에서는 S의 실속 주파수의 절반인(144 Hz) 신호와 그 하모닉 성분이 나타나고 약한 서지 신호가 나타난다. U에서는 서지 신호와 실속 신호가 동시에 발달하며 V에서는 서지 신호는 감소하고 실속 신호만 더욱 증가하였다가 X에서는 실속 신호가

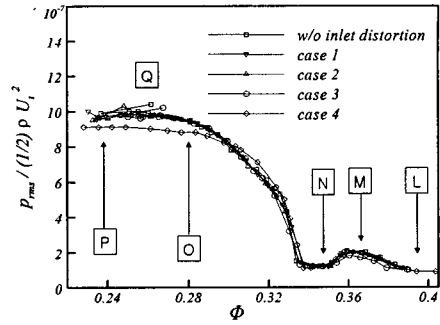


(a)

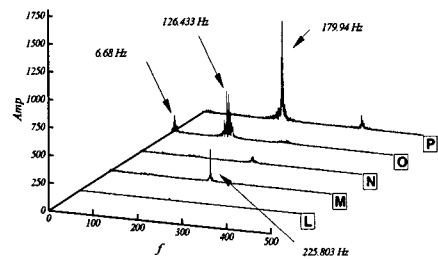


(b)

Fig. 10 (a) Pressure perturbations at impeller exit and (b) FFT result of case 4 at 30,000 rpm

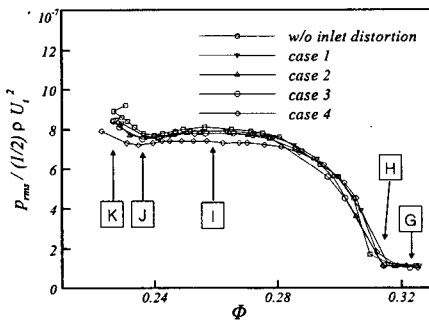


(a)

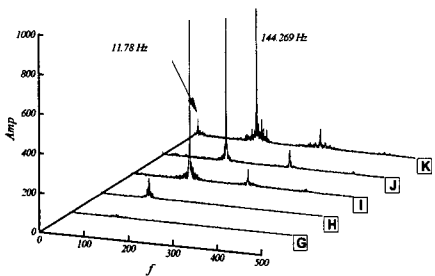


(b)

Fig. 12 (a) Pressure perturbations at impeller exit and (b) FFT result of case 4 at 50,000 rpm

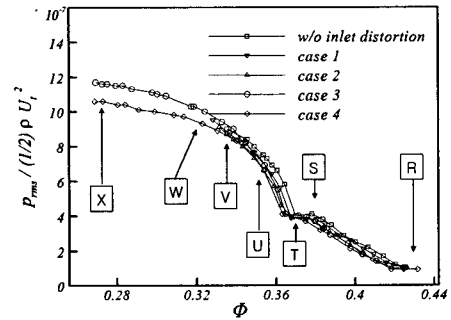


(a)

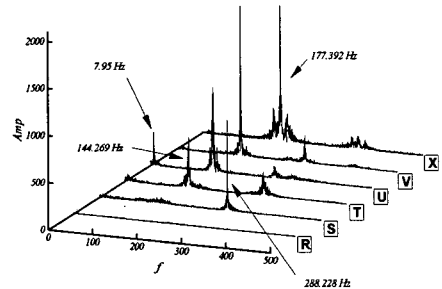


(b)

Fig. 11 (a) Pressure perturbations at impeller exit and (b) FFT result of case 4 at 40,000 rpm



(a)



(b)

Fig. 13 (a) Pressure perturbations at impeller exit and (b) FFT result of case 4 at 60,000 rpm

잠시 감소하고 서지 신호가 약하게 나타난다. FFT 결과에서 서지가 발달하면 실속 신호가 약해지고 실속 신호가 발달하면 서지 신호가 약해지는 이러한 현상을 볼 때 서지와 실속 신호간의 에너지 교환 같은 상호작용이 이루어지는 것으로 추정된다.

실속이 발달한 후 서지로 진행하면서 압력 섭동량은 점차 증가하나 입구 비균일 유동이 존재할 때나 존재하지 않을 때 모든 경우에 서지는 거의 동일한 유량에서 발달하여 성장하였다.

완전히 실속이 발달하였을 때 30,000과 40,000 rpm에서는 2개의 실속 셀이 발달하였다. 서지로 진행하면서 실속 셀은 변함이 없었다. 하지만 50,000 과 60,000 rpm에서는 실속이 완전히 발달하였을 때는 3개의 셀이었지만 서지와와의 상호작용 후 2개의 셀을 형성하면서 회전하였다. 이것은 Fig. 12(b)와 Fig. 13(b)의 50,000 과 60,000 rpm에서의 FFT 결과를 보면 처음에 주기적인 주파수로 실속이 발생하였다가 서지가 발달하면서 처음과는 다른 주파수의 실속 신호가 나타나는데 이것이 바로 서지가 발생하면서 실속의 셀이 줄어들기 때문에 처음에 나타났던 주파수보다 낮은 주파수 성분들이 나타나는 것이다.

4. 결론

입구 비균일 유동이 원심 압축기의 성능 및 비정상 유동에 미치는 영향에 관하여 실험적으로 연구하였다.

(1) 30,000, 40,000 rpm에서는 입구 비균일 유으로 더 높은 유량에서 실속이 발달했으며 50,000 rpm에서는 입구 비균일 유동의 영향을 받지 않았으며, 60,000 rpm에서는 입구 비균일 유동의 영향으로 더 낮은 유량에서 실속이 발생하였다.

(2) 실속이 완전히 발달한 경우에 실속 셀의 개수와 전파속도 등은 입구 비균일 유동에 의한 영향은 없는 것으로 나타났다.

(3) 50,000 rpm에서 보이는 실속이 사라지는 현상은 실속과 서지와와의 상호작용으로 인하여 압력 섭동량이 줄어드는 것으로 추정된다.

(4) 실속이 완전 발달 후 서지로 이어지면서 서지의 영향으로 높은 회전수에서는 실속 셀의 수가 감소하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부에서 지원하는 혼합형 고효율 발전시스템 개발사업 중 “원심압축기 성능 향상 및 시스템 안정화 연구” 연구과제의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Ariga, I., Kasai, N., Masuda, A., Watanabe, Y. and Watanabe, I., 1983, "The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 223~230.
- (2) Michelassi, V., 2001, "Performances of Centrifugal Compressor Impellers in Steady and Unsteady Flow Regimes Under Inlet Distortion," *ASME 2001-GT-0325*.
- (3) Shin, Y.H. and Kim, K.H., 1998, "An Experimental Study on Rotating Stall in Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor," *Transaction of KSME B*, Vol. 22, No. 2, pp. 153~161.
- (4) Cho, S.K. and Kang, S.H., 1998, "An Experimental Study on the Performance Evaluation of a Small-Sized Centrifugal Compressor," *Transaction of the KSME B*, Vol. 22, No. 8, pp. 1052~1063.
- (5) Kang, S. H. and Kang, J. S., 1998, "A Hybrid Method of Performance Prediction for Channel Diffusers," *Proceedings of the Forth KSME-JSME Fluids Engineering Conference*, pp. 105~108.
- (6) Kang, J.S., 2002, "Stall Inception in a Centrifugal Compressor," Ph.D. Dissertation, Seoul National University.
- (7) Emmons, H. W. and Pearson, C. E., 1955, "Compressor Surge and Stall Propagation," *ASME Transactions*, Vol 77, pp. 455~469.
- (8) Frigne, P. and Van Den Braembussche, R. 1984, "A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 507~513.