원심압축기 스톨 발단에 관한 실험적 연구 (I)

- 스톨 발단 과정 -

강 정 식† · 강 신 형*

(2001년 3월 5일 접수, 2001년 7월 25일 심사완료)

Experimental Study on Stall Inception in a High-Speed Centrifugal Compressor (I)

- Inception Type -

Jeong-Seek Kang and Shin-Hyoung Kang

Key Words: Stall Inception(스톨 발단), Centrifugal Compressor(원심압축기)

Abstract

Stall inception in a high-speed centrifugal compressor has been examined. The main objective was to find stall precursor and to develop a reliable stall warning method. Eight equally spaced fast-response pressure transducers in the inducer detected the spatial structure of small amplitude perturbations, via spatial Fourier transform, as stall is approached. Near the stall inception point, the phase of spatial Fourier coefficients increased linearly with the speed of impeller rotation for several impeller revolutions at all test speeds, and the spectrum at impeller frequency increased as stall is approached. These are the clear evidences that the impeller frequency participates in the stalling process.

기호설명

$a_k(t)$	: 공간 푸리에 계수
B_2	: 임펠러 출구 폭
k	: 공간 푸리에 변환에서의 모드 번호
f	: 주파수
f_{imp}	: 임펠러 주파수
$f(t)$	: 목적함수
N	: 원주방향에서 측정한 센서의 수
R_{1H}	: 임펠러 입구 허브의 반지름
R_{1T}	: 임펠러 입구 팁의 반지름
R_2	: 임펠러의 반지름
t	: 시간
x	: 축방향 좌표
δP	: 압력비의 섭동
θ	: 원주방향 좌표
θ_n	: 원주방향에서의 센서 위치

상첨자

—	: 시간 평균 값

† 책임저자, 서울대학교 대학원 기계항공공학부
* 회원, 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : kangsh@snu.ac.kr
TEL : (02)880-7113 FAX : (02)883-0179

1. 서 론

압축기에서 스톨과 서지는 압축기의 압축비와 효율을 저하시킬 뿐 아니라 시스템의 파괴를 초래할 수 있기 때문에 오랫동안 스톨과 서지에 대한 현상적인 연구 뿐 아니라, 이들을 효과적으로 제어할 수 있는 방법이 연구되어져 왔다. 그리고 최근에는 스톨에 대한 연구는 대부분 스톨의 발단(inception) 과정에 대한 연구에 초점이 맞추어졌는데, 그 주된 이유는 다음과 같다. 첫째로 압축기가 스톨 한계점에서 더욱 가까이 작동될수록 일반적으로 압축기의 압력비와 효율이 증가하는

장점이 있는 반면, 스톨 한계선 가까이에서 작동할 경우 여러 가지 작동상황의 변화로 인하여 압축기가 스톨이나 서지 영역으로 들어갈 경우 압축기의 안전에 큰 문제를 일으키게 되며, 터보엔진이나 터보제너레이터의 경우에는 문제가 더욱 심각해진다. 그래서 압축기를 스톨 한계점 근처에서 안전하게 작동시키려면 스톨이 발생하기 전에 스톨의 발생을 미리 감지해서 스톨의 발생을 방지할 필요가 있게 되었다 (Garnier 등,[1] Etchevers,[2] Höss 등[3]). 또한 많은 압축기의 경우에 스톨이 일단 발생하면 단순히 유량을 증가시키는 방법으로 스톨이 제거되지 않아서 문제가 된다. 그래서 압축기의 스톨 발생 이후에 스톨을 능동 제어(active control)하는 방법을 선택하기보다는 스톨이 발생하기 전에 스톨의 발생을 미리 감지해서 스톨의 발생을 방지할 필요성을 느끼게 되었다. 이런 이유들로 인하여 스톨이 발생하기 전에 이를 미리 감지하여 스톨을 방지하려는 방법이 많이 연구되어져 왔다.

스톨의 발단에는 크게 모드(mode) 형태와 스파이크(spike) 형태의 두 가지가 있음이 발견되었다. Moore & Greitzer[4,5]는 시간에 따른 스톨과 서지의 발달에 관한 모델을 제시하였는데, 이 모델을 통하여 로터의 상류에서 축방향 속도의 섭동이 원주방향으로 회전하며, 이 회전하는 파(modal wave)가 스톨로 발전하는 모드 형태의 스톨 발단을 발견하였다. 그 후에 McDougall 등[6]은 1단의 저속 축류압축기에서 회전하는 파를 처음으로 측정하여 이 파의 존재를 입증하였다. 이 회전하는 파는 Garnier 등,[1] Etchevers,[2] Day,[7] Lawless 등,[8] Tryfonidis 등,[9] Hoying,[10] Boyer 등,[11] Escuret 등,[12] Bright 등,[13] Jahnen 등[14]에 의하여 1단의 축류압축기와 다단의 축류압축기, 저속압축기와 고속압축기에서 실험적으로 검증되었으며, Tryfonidis 등,[9] Wilson 등,[15] Höss 등[3]에 의하여 실제 터보엔진들에까지 적용되어 실험적으로 검증되었다. 이런 스톨 발단(Inception)에 관한 연구에서는 스톨이 발생하기 전에 스톨의 선구(precursor) 신호를 발견하고, 이를 효과적으로 감지할 수 있는 방법을 개발하며, 또한 이를 이용하여 스톨을 미리 제어하는 방법을 개발하는 데 초점이 맞추어져 왔다.

스톨을 일으키는 다른 메커니즘은 Day[7]에 의하여

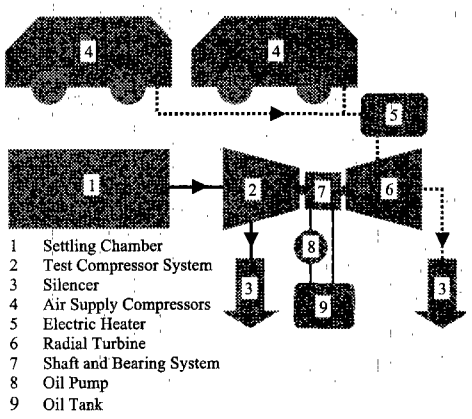


Fig. 1 Schematic view of compressor test facility

발견되었는데, 그는 소위 스파이크(spike)라 불리는 로터 유로의 몇 개의 길이에 해당하는 짧은 길이의 파가 생성되어 완전 발달된 스톨로 발달하는 현상을 발견하였다. Day 등,[16] Höss 등[3]은 압축기의 작동조건에 따라 모드 형태와 스파이크 형태의 스톨발단을 모두 나타낼 수 있음을 보였으며, Camp와 Day[17]는 모드와 스파이크 형태의 스톨발단의 다른 원인을 규명하였다.

스톨의 발단과 관련하여 Tryfonidis 등,[9] Day 등,[16] Hendricks 등[18]은 로터 주파수가 스톨의 발단과 연관이 있을 수 있다고 제안하였으며, Höss 등[3]은 로터의 회전속도로 성장하는 스톨을 또 하나의 스톨 발단 메커니즘으로 제안하였다. 그리고 He,[19] Saxer-Felici 등,[20] Hoying 등[21]은 수치해석을 통하여 축류압축기에서 스톨의 발단에 대한 연구를 수행하였다.

대부분의 스톨 발단 연구가 축류압축기에서 수행되어져 왔으며, 원심압축기에서는 연구가 매우 드물다. Lawless 등[22]은 저속의 원심압축기에서 스톨 발단에 대한 연구를 수행하였으며, 스톨이 발생하기 전에 짧은 스톨 경고시간을 발견하였다. 국내에서는 신유환 등[23]에 의하여 저속 원심압축기의 실속현상에 관한 연구가 있었다. 현재로서는 원심압축기에서의 스톨 발단 현상에 대해서는 연구가 많이 필요한 상황이다. 본 연구에서는 고속의 원심압축기에서 스톨 발단에 관한 연구를 수행하였다. 인듀서 상류의 벽에 원주방향으로 8개의 고속응답 압력변환기를 설치하여 동시에 정압을 측정하였으며, 이 신호를 공간 푸리에 변환(space Fourier transform)을 사용하여 원심압축기에서 스톨의 발단을 알리는 신호를 측정하였다. 그리고 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 주요한 요인으로 작용함을 발견하였다.

Table 1 Specifications of test impeller and diffuser

Impeller Diameter($2R_2$)	110 mm
Inducer Tip Diamete ($2R_{1T}$)	63.4 mm
Inducer Hub Diameter ($2R_{1H}$)	20.4 mm
Backsweep angle(from radial)	-35°
No. of Impeller Blades	18
Design Speed	60,000 rpm
Impeller Tip Width (B_2)	5.5 mm
Inducer Tip Clearance	0.3 mm
Diffuser Type	Parallel Vaneless diffuser
Diffuser Radius Ratio	2.0

이 논문의 후편(Part Ⅱ)에서는 스톨을 미리 경고하는 방법에 대하여 연구하였는데, 회전하는 파의 에너지(Traveling Wave Energy) 방법과 임펠러 주파수의 스펙트럼을 스톨의 발생을 미리 알리는 기준으로 사용하는 방법에 관하여 연구하였다.

2. 시험장치 및 측정방법

2.1 시험장치

본 연구를 위하여 사용된 시험설비의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 원심압축기의 임펠러는 동축으로 연결된 구심터빈의 구동으로 인하여 회전되며, 구동동력을 얻기 위해서 세 대의 이동식 공기압축기와 전기가열기를 사용하여 얻어진 고온, 고압의 공기로부터 구동된다. 터빈으로 유입되는 유량을 조절하기 위하여 터빈 입구에 유량조절용 밸브를 설치하였으며, 이 밸브를 흐르는 유량을 조절해서 임펠러의 회전수를 조절하게 된다. 압축기의 출구에는 체적이 큰 콜렉터를 연결하였고, 콜렉터는 스로틀 밸브로 연결되어 있다. 스로틀 밸브를 조절하여 압축기의 임펠러를 흐르는 유량을 조절한다. 그리고 임펠러의 입구부분에서는 안정실이 연결되어 있고, 안정실 안에 설치된 차압 유량계를 통하여 유량을 측정한다. 시험설비에 대한 더 자세한 사항은 강정식 등,[24~26] Kang 등[27]에 있다.

시험용 임펠러는 18개의 주날개를 가지고 있으며, 직경은 110mm이고, 임펠러의 설계 회전수는 60000 rpm이다. 디퓨저는 폭이 일정한 베인없는 디퓨저를 사용하였다. Table 1에는 임펠러와 디퓨저의 사양을 나타내었다.

2.2 데이터 측정

스톨이 발생하기 전에 일어나는 원주방향으로 회전

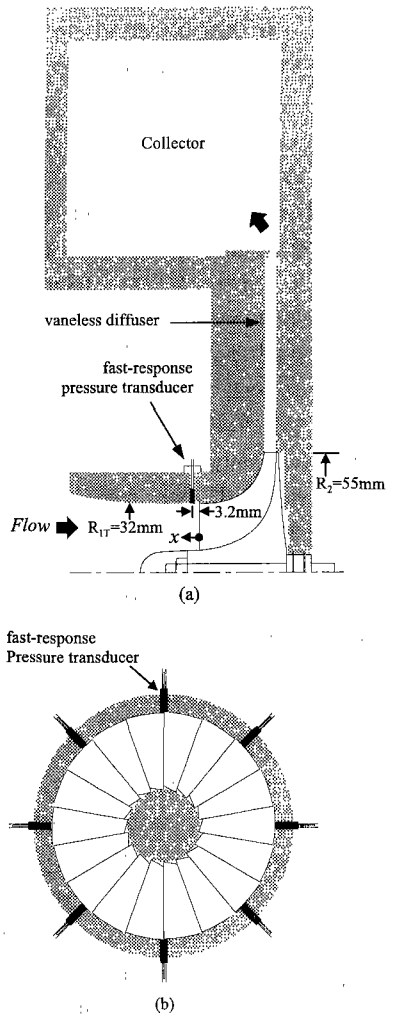


Fig. 2 Meridional view of test compressor system(a) and position of 8 fast-response pressure transducers(b)

하는 압력섭동의 모드를 해석하기 위하여 Fig. 2에 나타낸 대로 임펠러의 상류인 x/R_{1T}=0.1의 위치에서 원주방향으로 균일한 간격으로 8개의 고속응답 압력변환기를 벽에 밀착 설치하여 순간압력을 측정하였다. 그리고 압축기 시스템의 출구에 있는 유량조절 밸브를 연속적으로 천천히 닫으면서 압축기를 스로틀링 시켰으며, 이 과정 동안 각각의 압력변환기에서 데이터를 19530Hz의 sampling rate로 동시에 측정하였다. 고속응답 압력변환기에서의 신호를 증폭기를 통하여 증폭한 후, A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 저장하였다. 그

리고 aliasing을 방지하기 위하여 측정된 신호를 디지털 필터를 사용하여 3400Hz로 필터하였다.

2.3 공간 푸리에 변환

Garnier 등[1]은 원주방향으로 회전하는 압력 섭동의 공간구조를 측정하기 위하여 다음의 식 (1)을 유도하였다.

$$\delta P_x(\theta, t) = \mathrm{Re}\left\{ \sum_{k=0}^{\infty} a_k(t) \cdot e^{ik\theta} \right\} \qquad (1)$$

여기서 x는 압력이 측정된 축방향 위치이고, $a_k(t)$는 압력비 섭동(δP)의 공간 푸리에 계수이다. 여기서 N개의 위치에서 압력 섭동 데이터를 측정한다면 공간 푸리에 변환을 이용하여 다음의 식 (2)와 같이 시간에 대한 공간 푸리에 계수 $a_k(t)$를 구할 수 있다.

$$a_k(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N} \delta P(\theta_n, t) \cdot \exp(ik\theta_n) \qquad (2)$$

여기서 k는 모드번호이고, N은 Nyquist 조건을 만족시켜야 하므로, $N \geq 2k+1$이며, 본 연구에서는 8개의 압력변환기를 사용해서 3차 모드까지의 분석이 가능하였다. θ_n은 압력변환기의 원주방향 위치이다. 공간 푸리에 계수 $a_k(t)$는 복소수 값이므로, 이로부터 크기와 위상을 알 수 있는데, 스톨의 선구신호가 미미한 크기의 회전하는 모드를 나타낼 때 위상이 시간에 대하여 일정한 기울기를 가진 직선으로 나타난다. 이 직선인 구간이 스톨 선구신호를 발견하는 가장 기본적인 방법이며, 또한 이 직선의 기울기로부터 회전하는 모드의 회전 속도를 알 수 있게 된다. 그런데 실제 압축기의 작동 조건에서는 노이즈가 많아서, 스톨이 발생하기 전에 위상이 직선으로 나타나는 구간이 짧거나, 어떤 경우에는 전혀 나타나지 않는 경우도 있다. 이럴 경우에는 공간 푸리에 계수의 파워 스펙트럼을 이용하여 회전하는 파의 에너지 (Traveling Wave Energy)를 계산함으로써 스톨을 경고하는 방법으로 사용하는 데, 이 방법은 에너지의 적분 방식이므로 노이즈가 많은 상황에서도 좋은 스톨 예측 성능을 보이는데, 이에 대하여는 이 논문의 후편(Part II: 스톨 경고 방법)에서 자세히 설명하였다.

3. 스톨 발단 과정

3.1 스톨점 결정 기준

스톨 발단에 관한 연구에서는 스톨이 발생하기 전에 어떤 현상이 존재하는 지, 그리고 스톨이

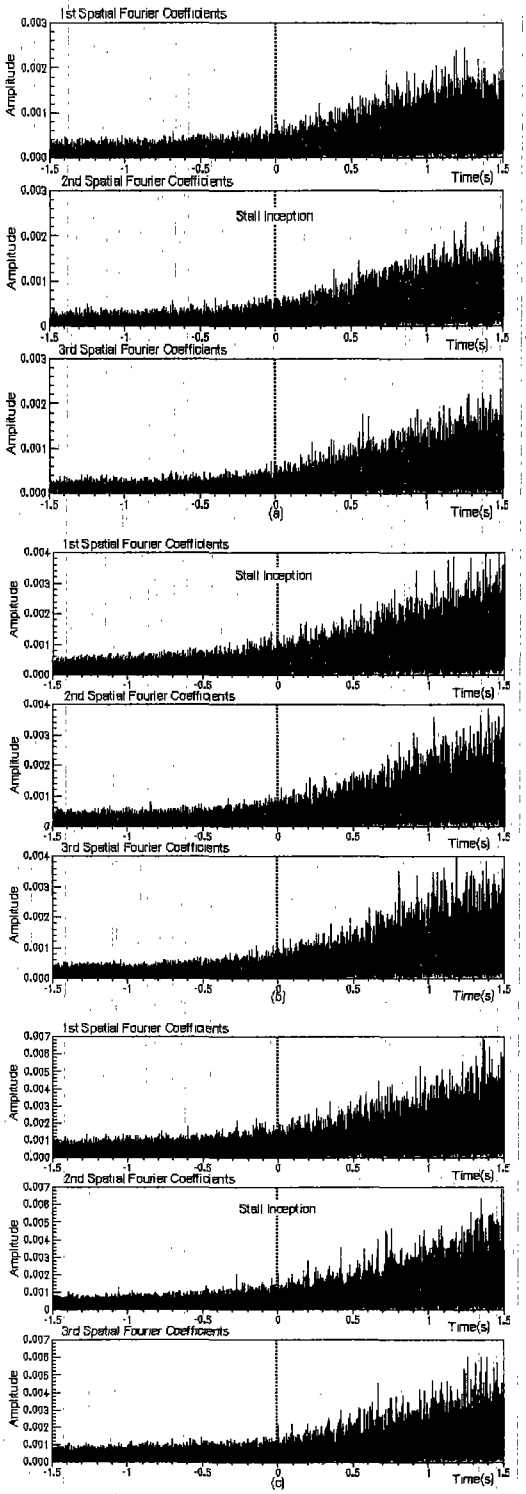


Fig. 3 Magnitude of the spatial Fourier coefficients (a) 35% speed (b) 52% speed (c) 70% speed

발생하기 전에 어떻게 신뢰할 수 있는 방법으로 스톨을 경고할 것인지가 연구의 주된 내용이 된다. 그런데 이를 위하여는 먼저 스톨의 시작점을 정의하는 것이 중요한 데, 여기에는 연구자마다 어느 정도 임의성이 있다. Garnier 등[1]은 속도의 비균일성이 완전 발달된 스톨의 50%에 이를 때를 스톨의 시작점이라 정의하였고, Etchevers[2]와 Boyer 등[11]은 비슷한 개념으로 1차 공간 푸리에 계수의 크기가 완전 발달된 스톨의 50%에 이를 때를 스톨의 시작점이라 정의하였으며, 어떤 연구자들은 스톨 시작의 기준을 명확히 밝히지 않았다 (Höss 등[3]). 그런데 이 임의적인 기준들은 스톨의 시작에 대한 적절한 기준이지만 원래 연구의 목적인 스톨이 발생하기 전에 스톨을 미리 예측하는 기준으로서는 적절하지 못하다. 그래서 이 논문에서는 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안 공간 푸리에 계수의 크기의 평균값이 스톨이 없을 경우와 비교하여 2배 이상 커졌을 때를 스톨의 시작점으로 정의하였으며, 다음의 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{if} \quad \bar{f}(t) \geq 2\bar{f}(t-\triangle t) \rightarrow \text{Stall} \qquad (3)$$

여기서 $f(t)$는 목적함수이고, $\bar{f}$는 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안의 f의 평균값이고, $\bar{f}(t-\triangle t)$는 임펠러가 약 100바퀴 회전할 동안의 f의 평균값이다. $\triangle t$는 스톨발단 신호가 없는 시점과의 시간간격으로 실제 제어를 위한 응용에서는 작을수록 유용하지만, 스톨 발단 신호가 어느 정도 성장할 수 있는 정도의 크기이어야 한다. 본 논문에서는 여러 가지 데이터를 분석한 결과 임펠러가 500바퀴 회전하는 시간을 사용하였다. 스톨점을 결정하기 위하여는 목적함수를 공간푸리에 계수의 크기를 사용하였다. 스톨점을 결정하는 식 (3)의 기준은 일관성 있는 기준을 위하여 이 논문의 후편(Part II: 스톨 경고 방법)에 설명된 스톨을 경고하는 방법에서도 동일하게 사용되었다.

3.2 공간 푸리에 변환결과

스톨 발단에 관한 실험을 임펠러 설계회전수의 35%, 52%, 70%의 속도에서 수행하였다. Fig. 3은 측정된 압력비의 섭동 데이터를 공간 푸리에 변환하여 계수의 크기를 나타낸 그림이다. 그림에서 스톨 발단(Stall Inception)이라고 표시한 점은 앞에서 설명한 스

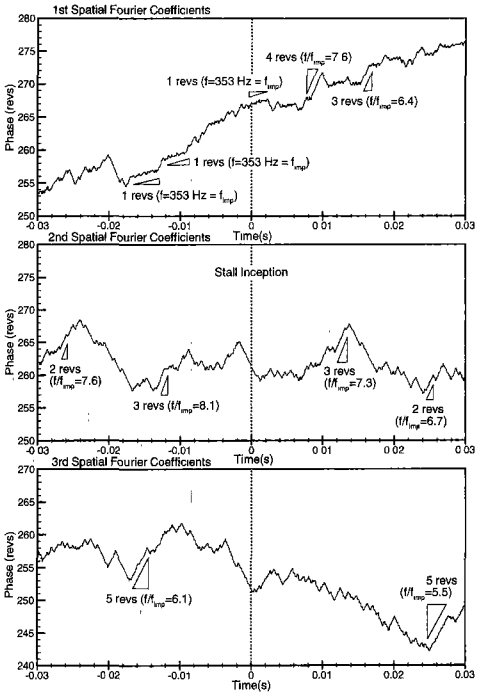


Fig. 4 Phase of the spatial Fourier coefficients at 35% speed

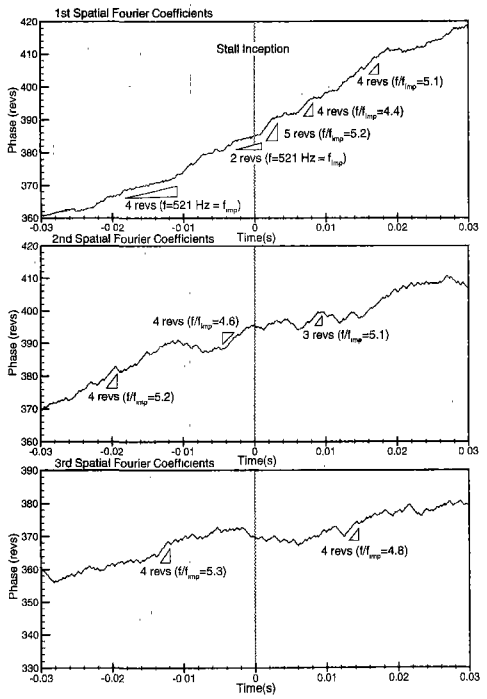


Fig. 5 Phase of the spatial Fourier coefficients at 52% speed

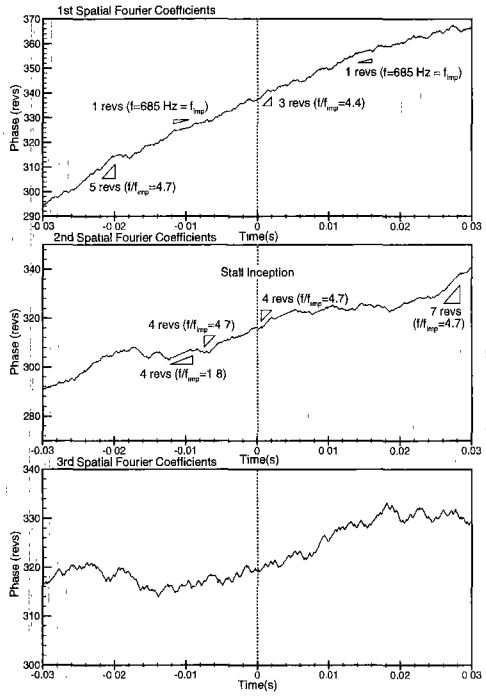


Fig. 6 Phase of the spatial Fourier coefficients at 70% speed

톨 발단 기준에 따라 결정된 시간이며, 이 논문에서는 편의상 스톨이 시작된 시간을 0초라고 정의하였다. 35%와 70% 속도에서는 2차 계수의 크기가 가장 먼저 증가하여 스톨 발단을 일으켰으며, 1, 2, 3차의 계수가 스톨이 발생한 후에도 비슷한 정도의 크기로 성장하였다. 52% 속도에서는 1차 계수에서 스톨 발단 신호를 가장 먼저 측정하였다.

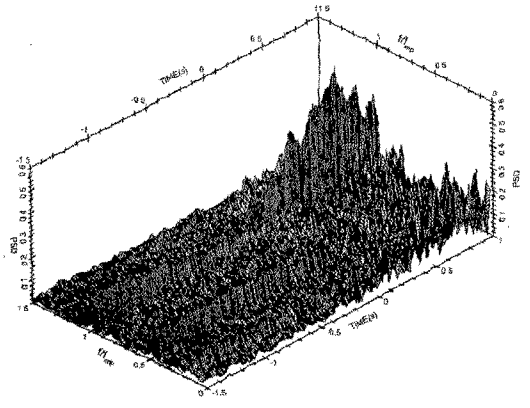
스톨 발단 이후 압축기를 더욱 스로틀링(throttling) 시키면 스톨은 완전히 성장하며, 더욱 스로틀링 시키면 서지가 발생하였다. 완전 발달된 스톨 셀은 각각 35%의 속도에서는 2개의 스톨 셀이 임펠러 회전속도의 9%의 속도로 회전하였으며, 52%의 속도에서는 하나의 스톨 셀이 17%의 임펠러 회전속도로 회전하였으며, 더욱 스로틀링 시키면 11.9Hz의 서지가 발생하였고, 70%의 속도에서는 하나의 스톨 셀이 18%의 임펠러 회전속도로 회전하였으며, 더욱 스로틀링 시키면 11.9Hz의 서지가 발생하였다.

스톨점 근처에서의 공간 푸리에 계수의 위상을 Fig. 4~6에 나타내었다. Fig. 4에 나타낸 35% 속도에서는 1차 계수의 위상이 임펠러가 수 회전하는 동안 임펠러 주파수(353 Hz)의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 나타나며, 또한 f/f_{imp} = 6.4, 7.6 등의 임펠러 주파수의 몇 배에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 나타난다. 2차와 3차 계수의 위상에서는 고주파수의 속도(f/f_{imp} = 6.1, 7.6, 8.1 등)로 직선인 구간이 임펠러가 수 회전하는 동안 간헐적으로 나타난다. 이것은 스톨이 발생할 때 스톨을 일으키는 요인이 임펠러 주파수와 관련되어 있다는 의미이다. 또한 고주파수의 역할도 있음을 알 수 있다. 임펠러 주파수는 임펠러와 케이싱의 편심, 팁간극의 차이, 그리고 날개각의 미세한 비균일 등에 의하여 모든 터보압축기에서 존재하는 현상인데, 이것이 스톨을 일으키는 메커니즘에 관계하는 지의 여부는 중요한 문제이다. 35%속도의 결과에서는 분명히 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 알 수 있다.

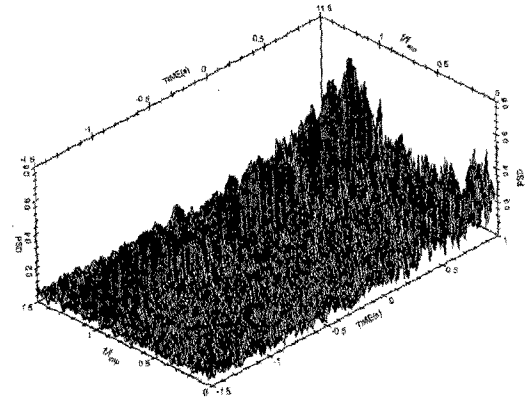
Fig. 5에 나타낸 52%속도에서도 역시 1차 계수의 위상에서 임펠러가 수 회전하는 동안 임펠러 주파수(521 Hz)와 임펠러 주파수의 몇 배 크기(f/f_{imp} = 4.4, 5.2 등)에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 존재하고, 2차와 3차 계수의 위상에서는 고주파수(f/f_{imp} = 4.6, 5.2 등)의 속도에서 직선인 구간이 간헐적으로 나타난다. 이 경우에서도 임펠러 주파수와 고주파수가 동시에 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 보여준다.

Fig. 6에 나타낸 70% 속도에서도 1차 계수의 위상에서 역시 임펠러 주파수(685 Hz)와 임펠러 주파수의 몇 배 크기(f/f_{imp} = 4.4, 4.7)에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 존재하고, 2차 계수의 위상에서는 고주파수(f/f_{imp} = 1.8, 4.7)의 속도에서 직선인 구간이 나타났으며, 3차 계수에서는 주목할 만한 직선인 구간이 나타나지 않았다. 이 경우에서도 임펠러 주파수와 고주파수가 동시에 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 보여준다.

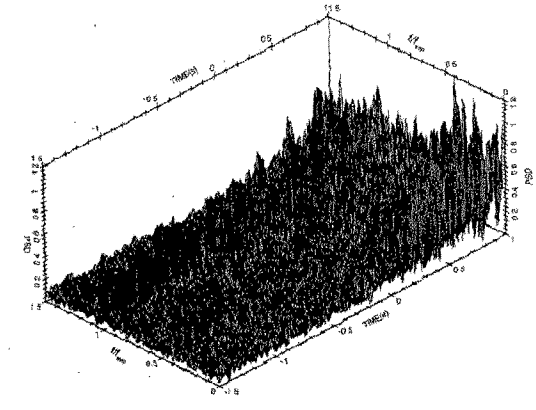
앞에서 보인 세 가지 속도의 경우 모두에서 스톨점 근처에서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러가 수 회전하는 시간동안 임펠러 주파수의 크기와 임펠러 주파수의 몇 배에 해당하는 고주파수의 크기로 선형적으로 증가하는 구간이 간헐적으로 나타났다. 그런데 임펠러 주파수 성분은 반복해서 나타나는 반면에, 고주파수의 성분은 매우 불규칙하므로 고주파수 성분이 스톨을 일으키는 요인으로 작용할 가능성은 적다고 생각된다. 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 요인으로 작용함에 대한 두 번째 증거는 스톨에 접근하면서 임펠러 주파



(a) 35% speed



(b) 52% speed



(c) 70% speed

Fig. 7 Time histories of PSD as compressor is throttled

수의 파워스펙트럼이 증가하는 현상인데, 이에 대하여는 다음에 설명하였다.

3.3 임펠러 주파수의 스펙트럼과 스톨발단

임펠러 주파수는 모든 터보기계에서 존재한다. 그런데 스톨 발단의 관점에서 중요한 것은 이 임펠러 주파수의 존재여부가 아니라, 이것이 스톨을 일으키는 메커니즘에 관계하는지, 그리고 관계한다면 어떤 메커니즘으로 관계하는 지를 밝히는 것이다. 압축기가 스로틀링을 통하여 스톨에 접근해 가면서 임펠러 주파수의 스펙트럼이 증가한다면 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는데 참여한다는 증거가 될 수 있다.

Tryfonidis 등[9]은 1단, 4단, 7단 압축기와 터보엔진(VIPER 엔진)에서 고속에서는 로터주파수가 다른 주파수 성분에 비하여 독점적으로 크며, 스로틀링하여 스톨로 접근해 가면서 로터주파수가 성장하는 것을 관찰하였다. Day 등[10]은 DRA 압축기에서 스톨이 발생하기 전에 로터주파수가 증가하는 현상을 발견하였다. Höss 등[3]은 터보엔진이 고속으로 작동할 때 공간 푸리에 계수로부터 계산한 양과 음의 PSD를 시간에 대한 함수로 나타내었는데 스톨이 발생하기 전에 로터주파수의 크기가 지배적이고, 공간 푸리에 계수의 위상이 스톨이 일어나기 전에 로터 주파수의 속도로 회전하는 것을 관찰하여 고속에서는 로터 축의 불균형 등에 의한 로터주파수가 스톨 발단 과정에서 중요한 역할을 한다고 기록하였다. Hendricks 등[18]은 수치해석방법을 통하여 고속에서의 압력섭동의 모드가 로터 회전속도의 섭동 모드와 연결되어 스톨을 일으킬 수 있다고 언급하였다.

압력비의 섭동 데이터로부터 계산한 파워 스펙트럼의 시간에 대한 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 여기서 주목할 것은 임펠러 주파수에서의 파워스펙트럼의 변화이다. 35% 속도에서는 임펠러 주파수와 임펠러 주파수의 0.5배 주파수의 스펙트럼이 존재하다가, 스톨로 접근해 가면서 이 두 스펙트럼이 조금 약해지다가, 스톨 발단 근처에서 임펠러 주파수의 스펙트럼이 급격하게 증가한다. 52% 와 70% 속도에서는 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근해 가면서 국부적인 증감을 보이며 전반적으로는 증가하는 현상을 보인다. 이것은 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 과정과 밀접하게 연관되어 있음을 보여주는 두 번째 증거이다.

스톨로 접근해 가면서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러 회전속도로 전파되는 것과 임펠러 주파수의 스펙트럼이 증가하는 것으로부터 실험된 원심압축기의 경우에는 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 알 수 있었다. 이 논문의 후편(Part Ⅱ)에서는 스톨을 경고하는 방법에

대하여 연구하였으며, 특히 임펠러 주파수의 파워스펙트럼의 증가가 스톨을 경고하는 방법으로 사용되어 좋은 스톨 경고 시간을 얻었다.

4. 결 론

이 논문에서는 고속으로 회전하는 원심압축기에서 스톨 발단 연구를 수행하였으며 주된 연구 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

1. 스톨이 발생하기 전에 낮은 크기의 원주방향으로 회전하는 파가 발견되었다.

2. 임펠러 속도에 관계없이 스톨 발단 근처에서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러 주파수의 속도로 선형적인 증가를 보이는 구간이 나타나며, 또한 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근하면서 증가하는 것으로부터, 임펠러 주파수는 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 알 수 있었다.

참고문헌

(1) Garnier, V. H., Epstein, A. H., and Greitzer, E. M., 1991, "Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 290~302.

(2) Etchevers, O, 1992, "Evaluation of Rotating Stall Warning Schemes for Axial Compressors," M.S. Thesis, MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Sep.

(3) Höss, B., Leinhos, D., and Fottner, L., 2000, "Stall Inception in the Compressor System of a Turbofan Engine," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 32~44.

(4) Moore, F. K., and Greitzer, E. M., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1-Development of Equations," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 68~76.

(5) Greitzer, E. M., and Moore, F. K., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2-Application," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 231~239.

(6) McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., and Hynes, T. P., 1990, "Stall Inception in Axial Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 116~125.

(7) Day, I. J., 1993, "Stall Inception in Axial Flow Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 1~9.

(8) Lawless, P. B., Kim, K. H., Fleeter, S., 1994, "Characterization of Abrupt Rotating Stall Initiation in an Axial Flow Compressor," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 10, No. 5, Sept.-Oct., pp. 709~715.

(9) Tryfonidis, M., Etchevers, O., Paduano, J. D., Epstein, A. H., and Hendricks, G. J., 1995, "Prestall Behavior of Several High-Speed Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 62~80.

(10) Hoying, D. A., 1995, "Stall Inception in a Multistage High-Speed Axial Compressor," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 11, No. 5, September-October, pp. 915~922.

(11) Boyer, K. M., King, P. I., and Copenhaver, W. W., 1995, "Stall Inception in Single- Stage Transonic Compressors with Straight and Swept Leading Edges," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 11, No. 6, November-December, pp. 1363~1366.

(12) Escuret, J. F., and Garnier, V., 1996, "Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 690~696.

(13) Bright, M, M., Qammar, H. K., Weigl, H. J, and Paduano, J. D., 1997, "Stall Precursor Identification in High-Speed Compressor Stages Using Chaotic Time Series Analysis Methods," *ASME Journal of Turbomach- inery*, Vol. 119, pp. 491~500.

(14) Jahnen, W., Peters, T., and Fottner, L., 1999, "Stall Inception in a 5-Stage HP- Compressor with Increased Load Due to Inlet Distortion," ASME Paper No. 99-GT-440.

(15) Wilson, A. G., and Freeman, G., 1994, "Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 116, pp. 216~225.

(16) Day, I. J., Breuer, T., Escuret, J., Cherrett,

M., and Wilson, A., 1999 , "Stall Inception and the Prospects for Active Control in Four High-Speed Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, pp. 18～27.

(17) Camp, T. R., and Day, I. J., 1998, "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 393～401.

(18) Hendricks, G. J., Sabnis, J. S., and Feulner, M. R., 1997, "Analysis of Instability Inception in High-Speed Multistage Axial- Flow Compressors," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 714～722.

(19) He, L., 1997, "Computational Study of Rotating-Stall Inception in Axial Compressors," *AIAA Journal of Propulsion and Power*, Vol. 13, No. 1, January- February, pp. 31～38.

(20) Saxer-Felici, H. M., Saxer, A. P., Inderbitzin, A., and Gyarmathy, G., 1998, "Prediction and Measurement of Rotating Stall Cells in an Axial Compressor," ASME Paper No. 98-GT-67.

(21) Hoying, D. A., Tan, C. S., Vo, H. D., Greitzer, E. M., 1998, "Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception," ASME Paper No. 98-GT-588.

(22) Lawless, P. B., and Fleeter, S., 1995, "Rotating Stall Acoustic Signature in a Low-Speed Centrifugal Compressor: Part 1-Vaneless Diffuser," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 87～96.

(23) 신유환, 김광호, 손병진, 1998, "원심압축기 깃 없는 디퓨저에서의 선회실속에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제22권, 제2호, pp. 153～161.

(24) 강정식, 조성국, 강신형, 2000, "원심압축기 채널디퓨저 내부의 비정상 압력분포," 유체기계 저널 제3권 제2호, pp. 57～65.

(25) 강정식, 강신형, 2001, "원심압축기 채널디퓨저 내부의 압력분포에 관한 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제25권, 제4호, pp. 507～513.

(26) 강정식, 강신형, 2000, "웨이블렛을 이용한 원심압축기 서지 현상의 스케일 해석," 제1회 한국유체공학학술대회 논문집, pp. 575～578.

(27) Kang, J. S., Cho, S. K., and Kang, S. H., 2000, "Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Channel Diffuser," ASME Paper No. 2000-GT-451.