

< 논문 >

축류 압축기에서의 선회실속에 관한 3 차원 수치해석

최민석* · 백제현† · 오성환** · 기덕종**
(2006년 8월 23일 접수, 2006년 10월 17일 심사완료)

A Three-Dimensional Numerical Simulation of Rotating Stall in an Axial Compressor

Minsuk Choi, Je Hyun Baek, Seong Hwan Oh and Dock Jong Ki

Key Words : Rotating Stall(선회 실속), Hub-Corner-Stall(허브 코너 실속), Axial Compressor(축류 압축기), Numerical Simulation(수치해석)

Abstract

A three-dimensional computation is conducted to simulate a three-dimensional rotating stall in a low speed axial compressor. It is generally known that a tip leakage flow has an important role on a stall inception. However, almost of researchers have taken no interest in a role of the hub-corner-stall on the rotating stall even though it is a common feature of the flow in an axial compressor operating near stall and it has a large effect on the flows and loss characteristics. Using a time-accurate unsteady simulation, it is found that the hub-corner-stall may be a trigger to collapse the axisymmetric flows under high loads. An asymmetric disturbance is initially originated in the hub-corner-stall because separations are naturally unstable flow phenomena. Then this disturbance is transferred to the tip leakage flows from the hub-corner-stall and grows to be stationary stall cells, which adheres to blade passage and rotate at the same speed as the rotor. When stationary stall cells reach a critical size, these cells then move along the blade row and become a short-length-scale rotating stall. The rotational speed of stall cells quickly comes down to 79 percent of rotor so they rotate in the opposite direction to the rotor blades in the rotating frame.

기호설명

$C_{pt,Rot}$: 회전 전압 계수

M_x : 축방향 평균 마하수

p : 정압

$P_{T,Rot}$: 회전전압(Rotary Total Pressure)

r : 축으로부터의 반지름

U : 동익 회전 속도

U_m : 평균 반경에서의 동익 회전 속도

V_θ : 원주방향 절대 속도

\bar{V}_x : 축방향 절대 속도 평균값

W : 상대속도

y^+ : 벽으로부터의 무차원 거리

1, 2, 3 : 측정 위치

그리스문자

ϕ : 유량 계수

ρ : 밀도

σ_{Mx} : 축방향 마하수의 표준 편차

ψ : 정압 상승 계수

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과

E-mail : jhbaek@postech.ac.kr

TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과

** 국방과학연구소

1. 서론

선회실속은 압축기 블레이드에서 발생한 실속(separation)이 익렬을 따라서 원주방향으로 진행하

는 현상으로 설계 운전 조건과 서지(surge) 사이의 유동 조건에서 발생하는 것으로 알려져 있다. 압축기에서 선회실속이 발생한 경우에는 박리 영역이 유로를 막아 압축기의 성능을 떨어뜨리고, 회전하는 실속이 블레이드에 주기적인 압력 변화를 주기 때문에 블레이드에 큰 응력이 작용하여 압축기 시스템 전체를 불안정하게 한다. 이러한 압축기의 성능 감소와 불안정성 때문에 많은 연구자들이 선회실속의 특징을 파악하고 제어하기 위해서 많은 연구를 수행하고 있다.

Emmons 등⁽¹⁾이 압축기에서 실속이 익렬을 진행하는 원리에 대해서 설명한 이후 오랫동안 선회실속의 특징을 파악하기 위한 이론적인 연구⁽²⁾가 진행되었으나 선회실속에 대한 대부분의 연구는 실험⁽³⁻⁷⁾을 통해서 이루어졌다. 선회실속에 대한 실험의 목적은 대부분 실속 발단(stall inception)의 유동 특성을 찾는 것이었다. 일반적으로 압축기가 실속점 근처에서 운전될 경우에 압축기의 성능이 높아지지만 선회실속이 시작되는 경우에는 압축기 성능이 떨어지고 안정성에 많은 문제가 나타나게 되므로, 안정된 운전을 위해서 선회실속이 발생하기 직전에 나타나는 특징을 파악하는 것이 중요하다. Day⁽³⁾의 연구를 참조하면, 선회실속이 발생하는 형태에는 압축기의 운전 조건에 따라서 긴 파장을 가지는 모달 웨이브(modal wave)와 짧은 파장을 가지는 스파이크(spike) 형태의 두 가지가 있다. 또한, 여러 실험 결과를 통해서 일반적으로 익단 누설 유동이 선회실속의 발생에 큰 영향을 미친다는 것이 발견되었다. Epstein 등⁽⁸⁾이 선회실속을 제어할 수 있는 아이디어를 제시한 이후로 선회실속을 제어하기 위한 많은 연구들이 수행되었다.⁽⁹⁻¹¹⁾ 이 연구들을 통해서 익렬 상류에서 블레이드 익단으로 내뿜는 제트와 하류에서의 추기가 선회실속을 억제하고 압축기의 운전영역을 확대할 수 있음이 밝혀졌다. 최근에는 컴퓨터 처리 속도와 계산 기법의 발달로 선회실속에 대한 수치 연구 결과들이 많이 수행되고 있다.⁽¹²⁻¹⁶⁾ 수치적인 연구는 단순한 선회실속의 계산뿐만 아니라 이를 제어하기 위한 기법을 테스트하는 단계⁽¹⁷⁾까지 와 있으며 선회실속 발단 및 진행 과정에서의 유동 특성을 자세하게 제공할 수 있는 장점이 있어 선회실속의 원인을 밝히기 위한 중요한 연구 수단이다.

국내에서는 선회실속에 대한 연구가 실험을 통해서 여러 번 수행되었으나 수치해석을 통한 연구는 아직 수행되지 않았다. 따라서 본 연구에서는 축류 압축기에서 선회실속을 수치적으로 계산하고 실속 과정에서 나타나는 유동 특성을 파악하고 실속의 원인을 분석하였다.

2. 해석 압축기 회전익

2.1 대상 압축기

선회실속에 대한 수치해석을 위해서 사용된 압축기는 Wagner 등^(18,19)에 의해서 UTRC (United Technologies Research Center)에서 실험이 수행된 저속 축류 압축기이다. 이 압축기는 정익이나 입구 노즐 없이 동익으로만 이루어져 있고 축을 중심으로 510rpm의 속도로 회전하므로, 입출구 압력비가 1.01로 매우 작다. 동익은 NACA65 익형을 기본형상으로 하고 원호 형태의 캠버선을 가지는 28개의 블레이드로 이루어져 있다. 이 축류 압축기는 전연에서 후연까지 익단 간극이 일정한 다른 압축기와는 달리, 전연에서 코드 길이의 2.8%, 중간 지점에서 코드 길이의 1.0%, 후연에서 코드 길이의 3.3%의 익단 간극을 가진다. UTRC 단일 동익에 대한 다른 자세한 형상 변수는 Table 1에 정리하였다.

2.2 측정 위치

Wagner 등^(18,19)은 Fig. 1에 나타난 실험 장치를 이용하여 입구 경계층을 변화시키면서 블레이드 표면에서의 박리와 동익 후류에서의 이차 유동에 대한 실험을 수행하였다. Fig. 1에는 실험에서 중요한 의미를 가지는 5개의 지점이 표시되어 있으며 그 위치는 Table 2에 STA.0을 기준으로 정리하였다. 압력, 온도, 밀도 및 속도 분포와 같은 입출구 조건은 각각 STA.1과 STA.2에서 측정되었다. 압축기 정압상승 곡선을 그리기 위해서 STA.1과 STA.3의 허브와 케이싱에서 정압이 측정되었고, STA.4는 허브에서 회전하는 부분과 고정되어 있는 부분 사이에 존재하는 틈의 위치를 나타낸다.

Table 1 Geometry specification of UTRC single rotor

No. of blade	28
Casing radius	0.7620m
Hub radius	0.6096m
Chord length	0.1524m
Tip clearance	0.0036m, 0.0015m, 0.0051m
Blade profile	NACA 65
Aspect ratio	1
Hub/Tip ratio	0.8
Rotation speed	510rpm
Stagger angle	35.5° (at mid span)
Inlet flow angle	59.45° (at mid span)
Outlet flow angle	11.50° (at mid span)

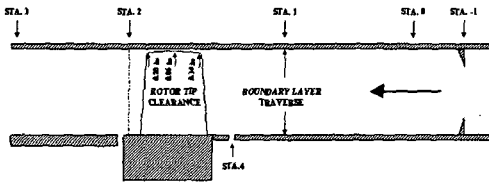


Fig. 1 Schematic diagram in UTRC single rotor test rig for thick inlet boundary layer[Wagner et al.⁽¹⁸⁾]

Table 2 Measurement positions

STA.	Thick Boundary Layer
-1	-0.102m
0	0.000m
1	0.229m
2	0.498m
3	0.744m
4	0.279m

3. 수치해법

3.1 격자계

실험에서의 측정위치를 기반으로 하여 STA.1 과 STA.3 사이를 계산 영역으로 정하고 상용 격자 생성 프로그램인 ICEM-CFD 를 이용하여 H-형태의 격자를 생성하였다. 한 개의 유로에 유선방향으로 125 개, 스펠 방향으로 73 개, 피치 방향으로 58 개의 격자를 사용하였고, 익단 누설 유동을 정확히 파악하기 위해서 익단 간극 내에도 전연에서 후연까지 52 개, 팁에서 케이싱까지 16 개, 압력면과 흡입면 사이에 10 개의 격자를 사용하여 529, 786 개의 격자를 사용하였다. 선회실속은 동익 전체에서 발생하는 현상이지만 선회실속의 발달 과정은 국부적인 교란에 의해서 발생하므로 실제보다 적은 수의 유로를 이용해도 선회실속의 초기 원인에 대한 연구가 가능하다. 따라서, Fig. 2 에 나타난 바와 같이 UTRC 단일 동익 28 개의 유로 중 4 개의 유로를 이용하여 약 210 만개의 격자가 선회실속 계산에 사용되었다. 또한, 벽면으로부터의 첫 번째 격자의 거리는 y^+ 가 5 이하가 되도록 하였다.

3.2 병렬 계산 방법

선회실속 계산에서는 실속의 움직임을 파악하기 위해서 여러 개의 유로에 대한 계산을 수행해야 하고 많은 격자가 필요하다. 이러한 많은 격자를 이용하는 비정상 유동해석을 하나의 연산장치(CPU)로 계산할 경우에는 많은 시간이 걸리므로 병렬 계산 방법을 사용하였다. 터보기계 유동해석에서는 각 유로에서 똑같은 격자를 사용하므로,

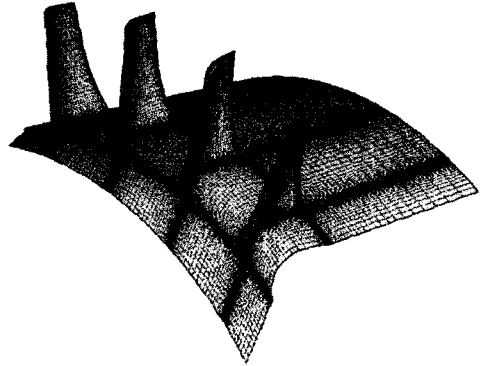


Fig. 2 Computational grid for UTRC single rotor

영역분할법(domain decomposition method)을 이용하여 각 유로를 하나의 연산장치에 분할하고 경계에서의 유동변수들을 MPI library 를 이용하여 각 연산장치 간에 주고 받도록 하였다. 계산을 위해서 리눅스 클러스터를 이용하였으며 본 연구에서는 총 4 개의 연산장치를 사용하였다.

3.3 수치 기법

축류 압축기에서 3 차원 비정상 유동을 해석하기 위해서 자체 유동해석 코드(TFlow)를 이용하였다. TFlow 는 본 연구그룹에서 90 년대 초반부터 개발된 터보 기계 전용 유동해석 코드로서, 지금까지 Choi 등⁽²⁰⁾과 Park 등^(21, 22)에 의해서 저속 압축기, 천음속 압축기 및 저속 터빈에 대해서 계산의 정확성이 검증되었다. TFlow 는 터보 기계 내부의 점성 유동을 기술하기 위해서 일반 좌표계상에서 무차원화된 압축성 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 지배 방정식으로 사용한다. 지배방정식은 유한 체적법을 통해서 공간 이산화되며, 1 차 및 2 차의 정확도를 가지는 내재적 Euler 시간 전진법을 이용하여 시간 이산화되었다. 비점성항을 이산화하기 위해서 Van Leer⁽²³⁾의 FVS 에 기반을 둔 TVD 기법을 이용하였고, 점성항은 2 차원 정확도를 가지는 중심 차분법을 이용하여 이산화하였다. 수치해석에서 이용된 층류 점도는 Sutherland 방법을 이용하여 계산하였고 난류 점도는 대수 난류 모델인 Baldwin-Lomax⁽²⁴⁾ 모델을 이용하여 얻어졌다.

3.4 경계조건 및 초기조건

축류 압축기 내부의 비정상 유동해석을 위해서는 입구조건, 출구조건, 주기조건 및 벽조건의 4 가지 경계조건과 초기조건이 필요하다. 입구에서는 상온, 상압에서의 공기 특성과 Wagner 등^(18,19)의 실험에서 주어진 경계층이 두꺼운 경우의 입구속도 분포를 이용하여 전온도, 전압력 및 유동

각을 고정하였으며 이로부터 입구에서의 속도, 밀도 및 압력이 얻어졌다. 출구에서는 허브에서의 정압을 고정하고 각 높이에서의 정압을 아래 식 (1)과 같은 반경방향 평형방정식을 이용하여 결정하였다.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\rho V_{\theta}^2}{r} \quad (1)$$

주기 조건은 경계면 밖의 가상 격자를 이용하여 구현하고 각 유로 사이의 유동 변수들을 MPI library 를 이용하여 교환하였다. 벽에서는 점착 조건을 이용하여 속도를 구하고, 단열 조건을 이용하여 밀도를 계산하였다. 압력은 벽에서의 플릭스 흐름이 존재하지 않음을 이용하여 유도한 압력 보정식에 속도를 이용하여 내부에서 외삽하였다. 선회실속 계산을 위해서, 선행 연구⁽²⁰⁾의 유량 계수가 65%이고 입구 경계층이 두꺼운 경우의 정상상태 유동해석 결과를 초기조건으로 하였으며 후류압은 $p_3/p_1 = 1.008$ 으로 고정하여 시간에 따라 유량이 감소하도록 하였다.

4. 결과

4.1 성능곡선

일반적으로 압축기의 성능은 유량 계수(ϕ)와 정압 상승 계수(ψ)로 표현되며, 각각의 정의는 아래와 같다.

$$\phi = \bar{V}_x / U_m \quad (2)$$

$$\psi = \frac{p_3 - p_1}{(\rho U_m^2) / 2}$$

Fig. 3 에 나타난 바와 같이 선행연구⁽²⁰⁾의 정상 유동해석을 통해 얻은 정압 상승 곡선은 유량 계수가 0.65 와 0.85 사이에서 잘 일치하고 0.75 에서 최대값을 가진다. 비정상 계산에서 정압 상승 계수는 1/4 주기마다 저장되는 순간적인 유동값을 이용해서 계산되었으며 한 주기는 4 개의 블레이드가 계산 영역을 한번 지나가는데 걸리는 시간을 의미한다. Wagner 등^(18,19)의 실험에서는 유량계수 0.58 아래에서 선회실속이 관찰된다고 언급하였으나 본 계산에서 선회실속은 유량계수가 0.62 근처에서 발생하였다. 비정상 계산에 의한 정압 상승 계수는 실험값과 비교적 잘 일치하며 유량계수가 0.58 에서 0.55 까지 발생하는 갑작스런 성능 감소도 잘 예측하고 있다. 선회실속이 발생하기 전에는 성능 분포가 실험값을 따라 밀집되어 나타나지

만 발생 직후에는 실속 셀에 의한 유동에서의 교란 때문에 압축기 성능에 진동이 발생한다. 선회실속이 발달하여 실속 셀의 크기가 커져 유로를 막게 되면 유량계수 0.58 에서와 같은 갑작스런 성능 감소가 발생한다.

4.2 정상 상태의 유동해석 결과

UTRC 단일 동익에 대한 유동해석 코드의 정확성 검증과 정상 상태의 유동해석은 선행연구⁽²⁰⁾를 통해서 충분히 검토되었다. 그러나, 선회실속이 발생하기 전의 정상 상태의 유동장은 선회실속에 큰 영향을 미치므로 선회실속 계산에 앞서 정상상태의 유동특성을 알아보는 것은 매우 중요하다. 정상상태의 압축기 내부에서 발생하는 유동특성을 살펴보기 위해서 STA. 2 에서 예측된 회전 전압(rotary total pressure) 분포를 Fig. 4 에 나타내었다. 회전 전압은 전압에서 블레이드가 회전하는 영향을 제거하기 위해서 사용되며 식 (3)과 같이 정의된다. 그림에 나타난 바와 같이 유량이 줄어들면서 허브에서 발생한 박리 영역(허브 코너 실속)이 스펜 방향으로 크게 증가하여 허브에서 팁까지 이르고 있다.

$$p_{T,rot} = p + \frac{1}{2} \rho (W^2 - U^2) \quad (3)$$

Fig. 5 에는 블레이드 표면에 발생한 박리의 크기를 알아보기 위해서 블레이드 흡입면 상에서의 한계유선을 나타내었다. 흡입면과 허브 사이에서 발생한 박리 영역이 Fig. 4 에서와 마찬가지로 유량이 감소하면서 후연에서는 블레이드 스펜 전 영역으로 확대되었음을 알 수 있다. 이 박리 영역은 유체의 흐름을 방해하고 유로를 좁게하여 큰 손실을 발생시킬 뿐만 아니라 선회실속의 발생에 큰 영향을 미친다.

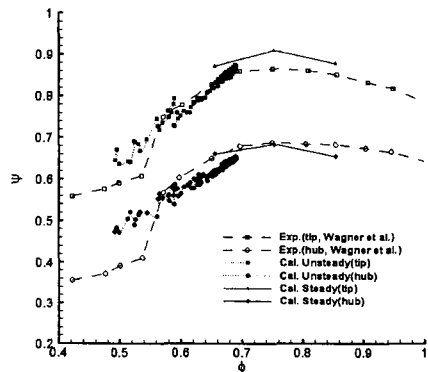
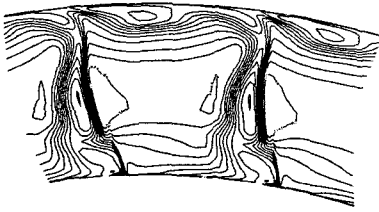
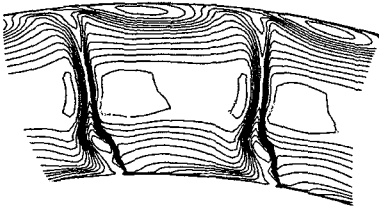


Fig. 3 Static pressure rise curve in UTRC single rotor

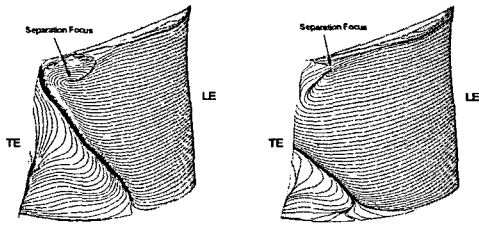


(a) $\phi = 65\%$



(b) $\phi = 85\%$

Fig. 4 Rotary total pressure distribution at STA. 2



(a) $\phi = 65\%$

(b) $\phi = 85\%$

Fig. 5 Limiting stream lines on the suction surface

4.3 선회실속

단일 동익에서는 선회실속을 쉽게 유도하기 위해서 인위적인 교란을 입구에 부가하는 경우가 많지만, 본 연구에서는 허브 코너 실속이 선회실속의 발달에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 수치적인 반올림 에어와 후류압 증가를 제외한 다른 모든 인위적인 교란을 배제하였다.

Fig. 6 에 나타난 바와 같이 축류 압축기에서 선회실속의 발생 유무를 파악하기 위해서 허브로부터 85% 스패, 블레이드 전연으로부터 코드 길이의 25% 위치에 4 개의 수치적 센서를 설치하였다. 유동 계산이 회전 좌표계 상에서 이루어지기 때문에 이 센서들은 시간에 따라 반시계 방향으로 회전하고 각 위치에서 유동의 축방향 속도를 읽는다.

Fig. 7 은 입구 경계층이 두꺼운 경우에 각각의 수치적 센서가 읽은 축방향 속도의 시간에 따른 변화를 나타내고 있다. 비정상 계산의 초기에는 별다른 교란이 발생하지 않지만 9.0 주기에서 작은 교란이 발생한다. 이 교란은 동익과 같은 속도로 움직이는데 이것은 교란이 동익렬 상에 고정되어

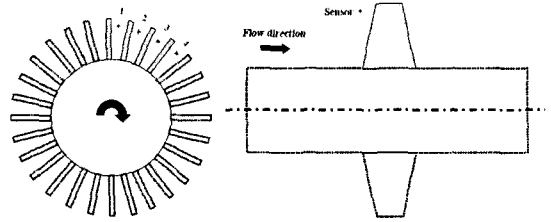


Fig. 6 Positions of the fixed numerical sensor to measure axial velocity

있음을 의미한다. 유량이 감소함에 따라서 교란은 점점 커지다가 19.5 주기에서 선회실속이 갑자기 발생하며, 이 때의 유량계수는 0.62 이다. 선회실속이 발생한 직후 실속 셀(cell)의 속도는 동익 회전속도의 79%로 급감하며 상대 좌표계 상에서 동익 회전 방향의 반대 방향으로 움직인다. 유량이 서서히 줄어들면서 선회실속이 발달하면, 실속 셀의 크기가 커지면서 회전속도는 동익 회전속도의 74%로 다시 감소한다.

선회실속의 발달 과정을 살펴보기 위해서 케이싱 근처에서의 회전 전압 계수를 Fig. 8 에 나타내었다. 회전 전압 계수는 회전 전압과 입구에서 면적 평균된 전압을 이용해서 구해지며 아래와 같이 정의된다.

$$C_{P_{T,Rot}} = \frac{P_{T,1} - P_{T,Rot}}{0.5\rho U_m^2} \tag{4}$$

회전 전압 계수를 살펴보면 3.0 주기에서는 모든 유로에서 비슷한 분포를 가지므로 수치적인 센서에도 별다른 교란이 발생하지 않으며, 익단 누설 유동의 최전선(front line)도 블레이드의 전연보다 뒤쪽에 위치한다. Fig. 8(b)의 9.0 주기 근처에서는 익단 누설 유동에 교란이 발생하고 각 유로에서 회전전압 분포에 변화가 나타나기 시작한다. 이때의 익단 누설 유동의 최전선은 3.0 주기에 비해서 상류로 이동하지만 여전히 블레이드 전연의 뒤쪽에 위치한다. 케이싱 근처에서 발생한 이 교란은 블레이드 유로에 고정되어 있으며 동익과 같은 속도로 회전하고, 유량이 감소함에 따라서 크기가 점점 자라 Fig. 8(c)와 같이 고정 실속(stationary stall)이 된다. 고정 실속이 임계 크기에 이르면 고정 실속의 막힘 효과(blockage effect)에 의해서 국부적으로 익단 누설 유동이 블레이드의 전연을 돌아 인접한 유로로 유출되기 시작하며 Fig. 8(d)와 같이 짧은 파장을 가지는 선회실속으로 변하게 된다. Fig. 8(e, f)에서 살펴보면 발생한 선회실속은 Emmons 등⁽¹⁾이 기술한 방법에 따라 블레이드의 익렬을 따라서 이동하게 된다.

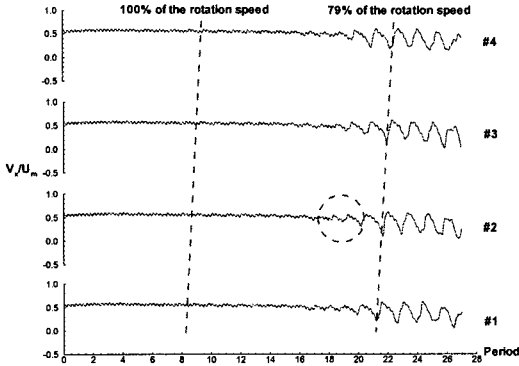


Fig. 7 Time history of axial velocities of the numerical sensors

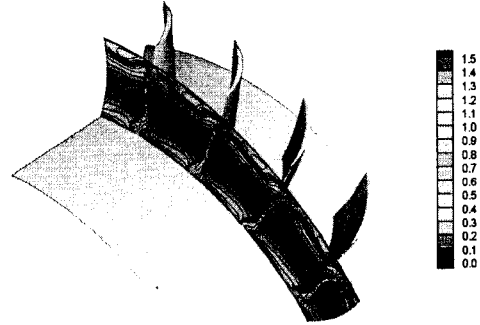


Fig. 9 Rotary total pressure coefficient distribution at STA. 2 for 3.0 periods

발달하는 케이싱 근처에서의 국부적 교란은 익단 누설 유동의 최전선이 블레이드 전연에 미치지 못하는 9.0 주기에 발견되었고, UTRC 단일 동익은 Shock 이 발생하지 않는 저속 압축기이므로 익단 누설 유동의 초기 교란을 유도하는 다른 유동현상이 존재해야 한다.

Fig. 9 에는 3.0 주기에서 STA. 2 에서의 회전 전압 계수를 나타내었다. 3.0 주기에서는 수치적 센서나 케이싱 근처에서의 회전 전압 계수에서는 국부적 교란이 관찰되지 않지만 STA. 2 의 단면에서는 허브 코너 실속에 교란이 발생한다. Day⁽³⁾의 실험에 의하면, 허브 코너 실속은 실속 근처에서 운전되는 압축기에서 자주 관찰될 뿐만 아니라 주유동의 작은 변화에도 영향을 받아 진동한다. 선회실속 계산에서 인위적인 교란을 부가하지 않았음에도 불구하고 수치적인 에러나 후류압의 증가에 따른 유동 변화가 허브 코너 실속에 교란을 발생시키는 것으로 판단된다.

선회 실속의 발달 과정에서 발생하는 허브 코너 실속의 거동을 살펴보기 위해서 4 개의 유로에서 구한 축방향 평균 마하수와 축방향 마하수의 표준편차를 Fig. 10 에 나타내었다. 우선 평균 값을 살펴보면, 3.0 주기에서는 허브 코너 실속이 큰 영역을 차지하고 있지만 유량이 줄어들어 따라 익단 누설 유동에 의한 영역이 케이싱에서 블레이드 약 60% 스펠까지 확장되면서 허브 코너 실속의 크기가 줄어들고 있다. 한편, 익단 누설 유동과 허브 코너 실속에 의해 영향을 받는 부분을 제외한 영역에서는 축방향 마하수의 표준 편차가 거의 없는 데 이것은 4 개의 유로에서 이 영역의 유동 차이가 거의 없음을 의미한다. 3.0 주기에서는 익단 누설 유동에 의한 표준 편차는 거의 나타나지 않지

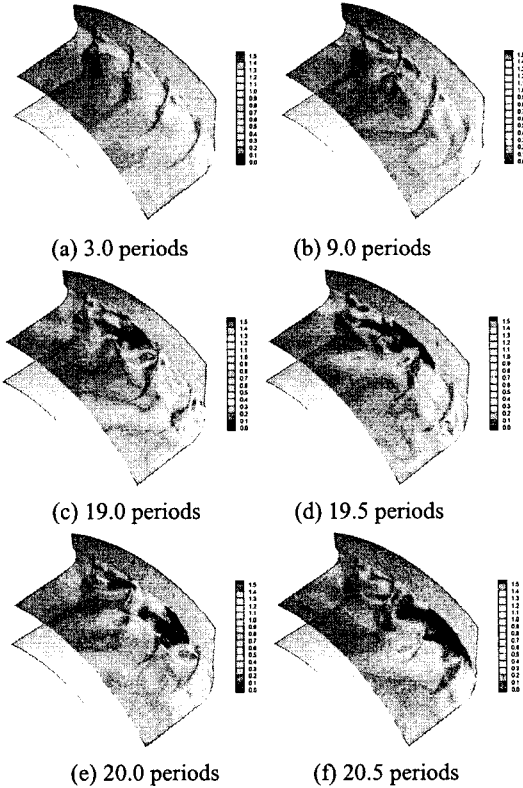


Fig. 8 Rotary total pressure coefficient distribution at the tip region in a process of stall development

Hoying 등⁽¹⁴⁾은 아음속 압축기에서의 실속 계산을 통해 국부적인 교란은 익단 누설 유동의 최전선이 블레이드 전연을 넘어서는 경우에 주유동과 익단 누설 유동의 상호작용으로 발생할 수 있다고 언급하였고, Hah 등^(15, 16)은 천음속 압축기에서의 실속 계산을 통해서 익단 누설 유동과 Passage Shock 의 상호작용이 국부적인 교란을 발생시킬 수 있음을 보였다. 그러나, 본 연구에서는 선회실속으로

만 허브 코너 실속 근처에서 표준 편차가 크게 나타난다. 9.0 주기에서는 익단 누설 유동에 국부적 교란이 발생 되므로 익단 누설 유동에 영향을 받는 영역의 표준 편차 값은 커진 반면 허브 코너 실속에서의 표준 편차 값은 작아진다. 15.0 주기에서는 케이싱 근처에서 고정 실속에 의한 큰 교란이 형성되어 있음을 표준 편차를 통해 알 수 있으며 허브 코너 실속에서는 9.0 주기에서와 비슷한 표준 편차를 가진다. 시간에 따른 축방향 마하수의 평균과 표준 편차로 보아 축대칭 유동은 익단 누설 유동보다 허브 코너 실속에 의해서 먼저 붕괴되며, 계산이 진행됨에 따라서 교란이 허브 코너 실속에서 익단 누설 유동으로 전파되는 것으로 판단된다. 익단 누설 유동에서 발생한 교란이 발달하여 케이싱 근처에서의 막힘 효과가 커지면 허브 코너 실속의 크기는 감소하며 주유동에 미치는 영향도 줄어든다.

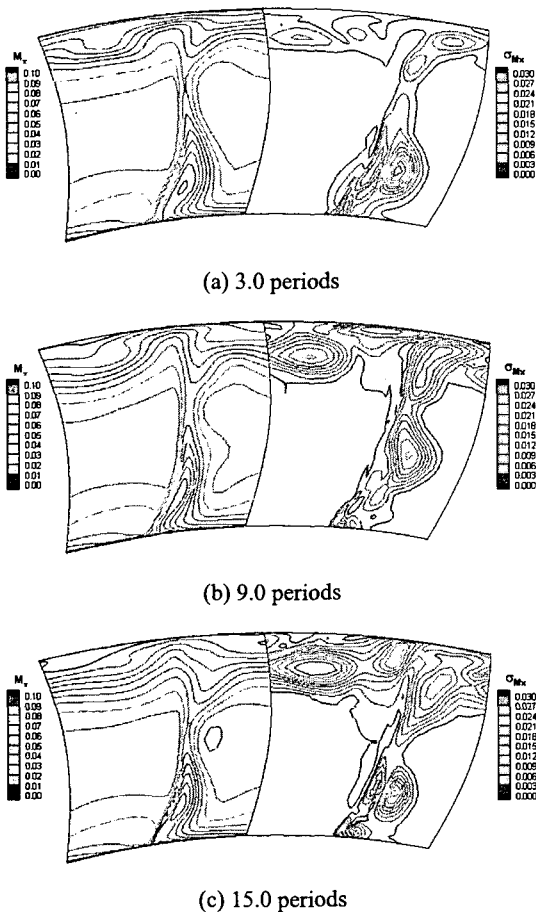


Fig. 10 Averaged axial mach number(left) and standard deviation of the axial mach number(right)

저속의 UTRC 단일 동익에서의 3 차원 선회실속에 대한 수치적 연구 결과를 요약하면 선회실속은 다음과 같은 세 단계의 과정을 거치면서 발생하였다. 첫째, 익단 누설 유동보다 허브 코너 실속에서 교란이 먼저 발생하며 이 교란이 익단 누설 유동으로 전파된다. 둘째, 허브 코너 실속에 의해서 유도된 케이싱 근처에서의 교란은 유량이 감소함에 따라 고정 실속으로 발달한다. 고정 실속의 회전 속도는 동익과 동일하기 때문에 모달 웨이브와는 차이가 있다. 셋째, 고정 실속이 일정한 크기 이상이 되면 익단 누설 유동의 최전선이 다음 블레이드의 전연을 돌아 유출되게 되면서 선회실속으로 발달한다. 특히 고정실속에서 선회실속으로 변하는 과정은 매우 짧은 시간에 일어나기 때문에, 고정 실속을 거처서 선회실속으로 발달하는 메커니즘은 스파이크 형태의 선회실속의 원인이 될 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 UTRC 단일 동익에서의 3 차원 선회실속에 대한 수치적 연구를 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 선회실속이 발생된 초기에는 압축기 성능곡선에서 진동이 발생하며 성능은 서서히 감소한다. 반면에 선회실속이 발달하여 실속 셀의 크기가 커지면 급격한 성능의 감소가 발생한다.

(2) 정상 상태의 해를 초기조건으로 비정상 유동계산을 하는 경우에 허브 코너 실속에서 교란이 먼저 일어나며 이 교란이 익단 누설 유동으로 전파된다.

(3) 허브 코너 실속에 의해서 유도된 케이싱 근처에서의 교란은 동익에 부착되어 동익과 같이 회전하면서 고정실속으로 발달하며, 일정한 크기 이상이 되면 동익렬을 따라서 진행되는 선회실속으로 발달한다.

(4) 고정실속을 거처서 선회실속으로 발달하는 실속 발달 메커니즘은 고정 실속에서 선회실속으로의 변화가 매우 짧은 시간 내에 이루어지기 때문에 스파이크 형태의 선회실속 발달의 원인일 가능성이 크다.

후 기

본 연구는 ADD 04-04-01 “고고도 엔진용 고부하 압축기 해석기법 연구”와 BK21의 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다. 또, UAB (University of Alabama in Birmingham)의 전산 자원을 이용하게

해주신 Dr. Bharat K. Soni 와 Dr. Allen Shih 에게도 감사드립니다.

참고문헌

(1) Emmons, H. W., Pearson, C. E. and Grant, H. P., 1955, "Compressor Surge and Stall Propagation," *Transactions of ASME*, Vol. 77, No. 4, pp. 455~469.

(2) Moore, F. K. and Greitzer, E. M., 1984, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compressors - Part 1, 2, 3," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, No. 2, pp. 313~336.

(3) Day, I. J., 1993, "Stall Inception in Axial Flow Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, No. 1, pp. 1~9.

(4) Camp, T. R. and Day, I. J., 1998, "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, No. 3, pp. 393~410.

(5) Saxer-Felici, H. M., Saxer, A. P., Inderbizin, A. and gyarmathy, G., 1999, "Prediction and Measurement of Rotating Stall Cells in an Axial Compressor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No. 2, pp. 365~375.

(6) Inoue, M., Kuroumaru, M., Tanino, T. and Furukawa, M., 2000, "Propagation of Multiple Short-Length-Scale Stall Cells in an Axial Compressor Rotor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, No. 1, pp. 45~54.

(7) Inoue, M., Kuromoumaru, M., Tanino, T., Yoshida, S. and Furukawa, M., 2001, "Comparative Studies on Short and Long Length-Scale Stall Cell Propagating in an Axial Compressor Rotor," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, No. 1, pp. 24~32.

(8) Epstein, A. H., Ffowcs-Williams, J. E. and Gretizer, E. M., 1986, "Active Suppression of Aerodynamic Instabilities in Turbomachines," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 5, No. 2, pp. 204~211.

(9) Day, I. J., 1993, "Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, No. 1, pp. 40~47.

(10) Freeman, C., Wilson, A. G., Day, I. J. and Swinbanks, M. A., 1998, "Experiments in Active Control of Stall on an Aeroengine Gas Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 120, No. 4, pp. 637~639.

(11) Day, I. J., Breuer, T., Escuret, J., Cherett, M. and Wilson, A., 1999, "Stall Inception and the Prospects for Active Control in Four High-Speed Compressors," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No. 1, pp. 18~27.

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

(13) He, L. and Ismael, J. O., 1997, "Computations of Bladerow Stall Inception in Transonic Flows," *Proceedings of 13th International Symposium on Airbreathing Engines*, Paper ISABE 97-7100.

(14) Hoying, D. A., Tan, C. S., Huu Duc Vo and Greitzer, E. M., 1999, "Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 121, No. 4, pp. 735~742.

(15) Hah, C., Rabe, D. C. and Waida, A. R., 2004, "Role of Tip-Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Swept Transonic Compressor Rotor," *ASME Turbo Expo 2004*, Paper GT2004-53867.

(16) Hah, C., Bergner, J. and Schiffer H.-P., 2006, "Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor - Criteria and Mechanisms," *ASME Turbo Expo 2006*, Paper GT2006-90045.

(17) Saeid Niazi, 2000, "Numerical Simulation of Rotating Stall and Surge Alleviation in Axial Compressors," Ph. D. Dissertation, Aerospace Engineering Dept., Georgia Tech., Atlanta, GA.

(18) Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D., 1983, "Axial Compressor Middle Stage Secondary Flow Study," *NASA CR-3701*.

(19) Wagner, J. H., Dring, R. P. and Joslyn, H. D., 1985, "Inlet Boundary Layer Effects in an Axial Compressor Rotor: Part 1, 2," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 374~386.

(20) Choi, M., Park, J. Y. and Baek, J. H., 2005, "Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor - Part 1," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 8, pp. 956~962.

(21) Park, J. Y., Chung, H. T. and Baek, J. H., 2003, "Effects of Shock-Wave on Flow Structure in Tip Region of Transonic Compressor Rotor," *Int. J. of Turbo & Jet Engines*, Vol. 20, No. 1, pp. 41~62.

(22) Park, J. Y., Choi, M. S. and Baek, J. H., 2003, "Effects of Axial Gap on Unsteady Secondary Flow in One-stage Axial Turbine," *Int. J. of Turbo & Jet Engines*, Vol. 20, No. 4, pp. 315~333.

(23) Van Leer, 1982, "Flux Vector Splitting for the Euler Equations," in *Lecture Notes in Physics*, Springer-Verlag, New York, Vol. 170, pp. 374~386.

(24) Baldwin, B. S. and Lomax, H., 1978, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows," *AIAA Paper 78-257*.