# 3차원 축류압축기 블레이드의 유체유발진동 해석

## Flow-induced Vibration(FIV) Analysis of a 3D Axial Compressor Blade

김 동 현†·김 유 성*·Guo Wei Yang**·정 규 강***·
김 경 희***·민 대 기****

Dong-Hyun Kim, Yu-Sung Kim, Guo Wei Yang, Kyu-Kang Jung,
Kyung-Hee Kim and Dae-Gee Min

(2008년 12월 11일 접수 ; 2009년 4월 29일 심사완료)

**Key Words** : FIV(유체유발진동), Flow-structure Interaction(유체-구조 상호작용), Turbomachinery(터보기계), Compressor(압축기), CFD(전산유체역학), CSD(전산구조동역학), Turbulent Model(난류모델)

**ABSTRACT**

In this study, flow-induced vibration(FIV) analyses have been conducted for a 3D compressor blade model. Advanced computational analysis system based on computational fluid dynamics(CFD) and computational structural dynamics(CSD) has been developed in order to investigate detailed dynamic responses of designed compressor blades. Fluid domains are modeled using the computational grid system with local grid deforming and remeshing techniques. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with $k-\epsilon$ turbulence model are solved for unsteady flow problems of the rotating compressor model. A fully implicit time marching scheme based on the Newmark direct integration method is used for computing the coupled aeroelastic governing equations of the 3D compressor blade for fluid-structure interaction(FSI) problems. Detailed dynamic responses and instantaneous pressure contours on the blade surfaces considering flow-separation effects are presented to show the multi-physical phenomenon of the rotating compressor blade.

## 1. 서 론

수송용이나 지상용 가스터빈이나 스팀터빈 엔진 압축기 및 터빈 블레이드의 진동현상은 설계단계에서 고려되어야 할 가장 중요한 문제 중 하나이다. 가스터빈 블레이드는 일반적으로 회전속도가 매우 빠르기 때문에 회전익의 끝단(tip) 영역에서는 접선방향으로의 속도가 매우 빨라서 대부분 음속에 가까워지거나 음속보다 커지게 될 수 있다. 이렇게 고속으로 회전하는 회전익의 상대속도 차이 때문에 터빈 내부에는 아음속, 천음속 및 초음속 흐름이 혼합된 불균일한 유동이 발생할 수 있으며, 회전과 진동의 영향이 비정상성을 야기하여 매우 복잡한 유동장이 형성되게 된다.

축류식 터보기계 블레이드의 유체유발진동(FIV)이나 플러터(flutter) 불안정성은 블레이드의 진동변형과 이에 기인한 유체역학적 비정상 하중사이의 지속적인 에너지 교환에 의해 유발되게 된다. 터보기계의 효율을 높이기 위한 역학적 설계관점에서 전통적인 방법으로 블레이드의 가로세로비와 비틀

† 교신저자; 정회원, 경상대학교 기계항공공학부 및 항공기부품기술연구소
E-mail : dhk@gnu.ac.kr
Tel : (055)755-2083, Fax : (055)755-2081
* 국립경상대학교 기계항공공학부
** Institute of Mechanics, Chinese Academics of Sciences
*** 삼성테크윈(주) 파워시스템 연구소
**** 항공우주연구원

림 정도는 점차적으로 증가되어 왔다. 하지만, 이는 또한 운용영역에서 유체유발진동(또는 aeromechanical 진동) 현상의 발생가능성을 증대시키는 요인이 되는 것으로 알려져 있다. 오늘날 높은 압축기 효율의 요구도는 운용선도(operational line)가 플러터 경계를 가로지르게 되며 보다 높은 고압비와 경량화 요구도는 압축기 첫 단에서 플러터 발생 위험도를 한층 더 가중시키게 되었다. 한편 터빈의 경우는 불안정 진동이나 플러터 현상이 주로 끝단 저압단에서 발생하는 것으로 알려져 있다[1~4].

터보 압축기 블레이드의 유체유발진동 해석을 가장 정확하게 수행하는 방법은 시간영역에서 유체-구조간의 연계해석 기법을 구축하는 것이다. 이를 위해 가장 최신의 방법은 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD)기법과 전산구조동역학(computational structural dynamics, CSD) 기법을 도입하고 유체와 구조간의 에너지 상호작용 효과를 고려하여 연계해석을 수행하는 것이다. 3차원 블레이드 형상에 대한 수치해석적 연구는 국외의 경우도 비교적 최근에 활발히 수행되어 왔으며[4~6], 국내의 경우는 주로 2차원 케스케이드 형상에 대한 유체유발진동해석 관련 연구결과들이 있다[7~9]. 하지만 3차원 터보기계 블레이드 형상에 대해 유동점성 및 충격파 효과를 모두 고려한 유체유발진동 해석연구는 아직 발표된 사례가 없는 것으로 조사되었다. 이 연구에서는 해석기법상 매우 정확한 결과를 제시할 수 있는 난류모델을 포함한 전산유체역학 기법과 전산구조동역학 기법을 통합하여 3차원 터보기계 블레이드에 대한 FIV 연계 해석시스템(FSIPRO3D)을 구축하고 국내 최초로 관련 응용해석 결과를 성공적으로 제시하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 유체유발진동 지배방정식

물리영역에서 구조 비선형성 및 감쇠를 고려한 탄성체의 운동방정식은 다음과 같이 전형적인 행렬형태로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\}+[C]\{\dot{u}(t)\} +[K(\omega)]\{u(t)\}=\{F(t,u,\dot{u},\omega)\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$은 질량행렬, $[C]$는 감쇠행렬, $[K(\omega)]$는 강성행렬로 블레이드 회전각속도에 따라 변화하게 된다. 또한 $\{F\}$는 블레이드 주위를 흐르는 유동에 기인한 외력 벡터로 회전속도에 따른 충격파 및 유동박리 현상이 고려되어야 하며, 매 시간스텝 단계에서 블레이드의 구조진동응답 형상이 피드백으로 반영되어 새롭게 구해져야 한다. 참고로 유체유발진동 현상을 정밀하게 해석하는데 있어 가장 어려운 점은 탄성구조물의 3차원 진동응답 변형 형상을 매 시간스텝마다 반영하여 유동해석 격자를 변형시켜 비정상 유동하중을 결정하는데 있다. 특히 난류 유동점성 효과를 고려하는 경우 물체면에 격자가 매우 밀집되어야 하기 때문에 구조변형을 반영한 격자 재생성시 지속적인 수치 안정성 확보가 매우 중요한 문제가 된다.

위 식에서 총 $n$-자유도의 변위계 $u_i(t)$ ($i$=1,2,…$n$)에 대하여, 고유모드 벡터들로 이루어진 상수 변환행렬(transformation matrix)을 $[\phi]$로 정의하면, 일반화된 좌표계(genrealized coordinate) $q_i(t)$ ($i$=1,2,…$m$)에 대하여 다음과 같은 선형변환을 정의할 수 있다.

$$\{u(t)\}=[\phi(\omega)]\{q(t)\} \quad (2)$$

일반적인 터보기계 블레이드의 경우 초기 비틀림이 심하며 고유모드 형상 또한 복잡하게 나타나게 된다. 하지만 특정 회전속도에 대해 고유모드 벡터로 이루어진 변환행렬 $[\phi]$는 상수이므로 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$\{\dot{u}(t)\}=[\phi(\omega)]\{\dot{q}(t)\} \quad \{\ddot{u}(t)\}=[\phi(\omega)]\{\ddot{q}(t)\} \quad (3)$$

따라서, $m$-자유도계로 감축된 시스템의 운동방정식은 일반화된 좌표계(generalized coordinate)에 대하여 다음과 같이 행렬형태로 표현될 수 있다.

$$[M_g(\omega)]\{\ddot{q}(t)\}+[C_g(\omega)]\{\dot{q}(t)\} +[K_g(\omega)]\{q(t)\}=\{Q(t,q,\dot{q},\omega)\} \quad (4)$$

여기서, $\{q(t)\}$는 일반화된 변위벡터(generalized displacement vector), $t$는 물리영역에서의 시간을 의미한다. $[M_g]$는 일반화된 질량행렬, $[C_g]$는 일반화된 감쇠행렬, $[K_g(\omega)]$는 회전속도가 고려된 일반화된 강성행렬을 의미하며, $\{Q\}$는 시간영역에서의

일반화된 공기력(generalized aerodynamic force, GAF) 벡터를 나타내며 각각 아래와 같이 정의된다.

$$\{q(t)\}^T = [q(t)_1, q(t)_2, q(t)_3, \cdots, q(t)_m]$$
$$[M_g(\omega)] = [\phi(\omega)]^T [M][\phi(\omega)]$$
$$[C_g(\omega)] = [\phi(\omega)]^T [C][\phi(\omega)]$$
$$[K_g(\omega)] = [\phi(\omega)]^T [K(\omega)][\phi(\omega)]$$
$$\{Q(t,q,\dot{q},\omega)\} = [\phi(\omega)]^T \{F(t,u,\dot{u},\omega)\}$$

위 식에서 일반화된 공기력 벡터는 유동-구조 피드백 메커니즘을 고려하여 정밀하게 계산되어야 한다. 일반적으로 유동해석을 위한 CFD 격자체계와 구조진동 해석을 위한 FEM 격자 체계가 상이하기 때문에 상호 정보교환을 위한 보간체계가 요구된다. 이 연구에서는 참고문헌(10)에서 개발되어 검증 및 활용하였던 TPS(thin plate spline) 기법을 적용하였다.

### 2.2 비정상 점성 유동해석

비정상 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 유동해석 지배방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \tilde{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{ij} + R_{ij}] \tag{6}$$

여기서, 전단응력 텐서, 변형 텐서는 다음과 같이 정의된다.

$$\tau_{ij} = 2\mu[S_{ij} - \frac{1}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}]$$
$$S_{ij} = \frac{1}{2}[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}] \tag{7a}$$

또한

$$\tilde{u} = u_j - u_{g,j} \tag{7b}$$

여기서, $u_{g,j}$는 격자속도를 의미한다. 또한 레이놀즈 응력 텐서 $R_{ij}$는 Boussinesq 가설에 따라 다음과 같이 가정된다.

$$R_{ij} \cong \mu[S_{ij} - \frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}] - \frac{2}{3}(\rho k)\delta_{ij} \tag{8}$$

이 연구에서는 식(6)~(8)의 수치해석을 위해 유한체적법(finite volume method)에 근거한 CFD 유동해석기법을 적용하였다. 개발된 FSIPRO3D 유체-구조 연계해석 시스템은 CFD 유동해석 소스코드나 상용전산유체 해석 프로그램인 Fluent(Ver.6.2~6.3)과 자체개발한 C언어 기반의 UDF(user defined function) 모듈, Fortran 소스 프로그램들 및 유한요소 구조/진동해석 프로그램을 연동하여 일반적인 유체유발진동 해석을 용이하게 수행할 수 있다. 이 연구에서는 압축기 블레이드의 비정상 점성 유동해석을 위해 전형적인 2차방정식 난류모델인 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였으며, RANS 방정식의 공간 이산화를 위해서 Roe의 FDS(flux difference splitting) 기법에 근거한 2차의 풍상차분법을 적용하였다.

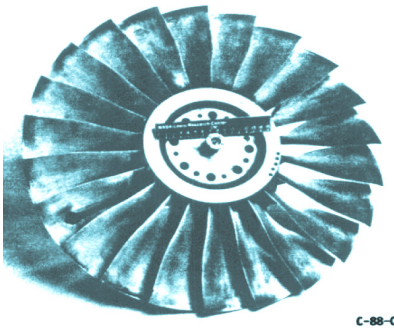
## 3. 해석결과 및 검토

이 연구에서는 3차원 압축기 블레이드 형상에 대한 유체유발지동 해석을 위해 기존에 실험결과가 제시되어 있는 모델을 선정하였다. 고려한 해석 대상은 NASA Rotor 67 모델로 관련 유동실험 결과가 연구보고서에 제시되어 있다[11]. 이 모델은 모두 22개의 블레이드로 구성되어 있으며, 각각의 블레이드 종횡비는 1.56이다. 또한 로터의 설계 회전수는 16,043 rpm이며, 블레이드 익단(tip)에서의 마하수는 약 1.38 정도이다. 고려한 압축기 블레이드 모델에 대한 세부 정보를 Table 1에 나타내었다.

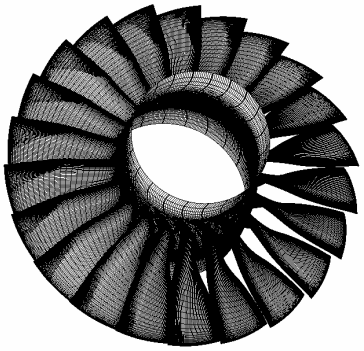
Fig. 1은 유동해석 검증에 사용된 NASA Rotor 67의 형상 및 유동해석 표면격자를 나타내고 있다. Fig. 2는 블레이드 주위의 유동해석 격자를 보여주고 있다. 이 모델의 경우 총 유동격자 셀 수는

**Table 1** Design specification of Rotor 67

| | |
|---|---|
| Flow rate (kg/s) | 33.25 |
| Rotational speed (rpm) | 16,043 |
| Total pressure ratio | 1.63 |
| Rotor tip speed (m/s) | 429 |
| Adiabatic efficiency | 0.93 |
| Number of rotor blades | 22 |

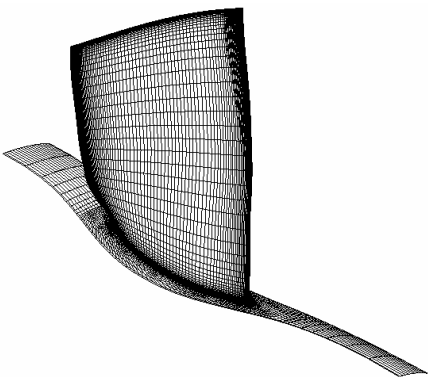



(a) Geometric configuration

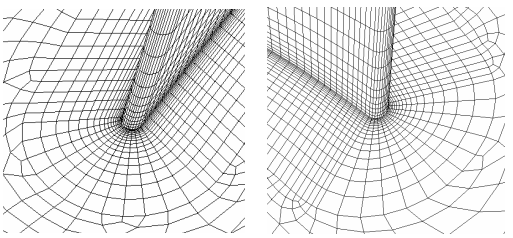


(b) Computational grid

**Fig. 1** Rotor 67 configuration and CFD surface grid



(a) Rotor 67 blade



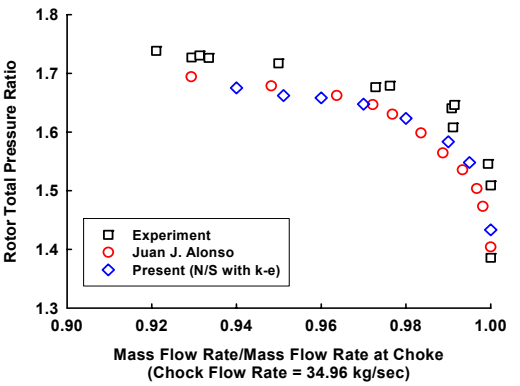
(b) Leading edge (c) Trailing edge

**Fig. 2** Computational grid for the Rotor 67 model

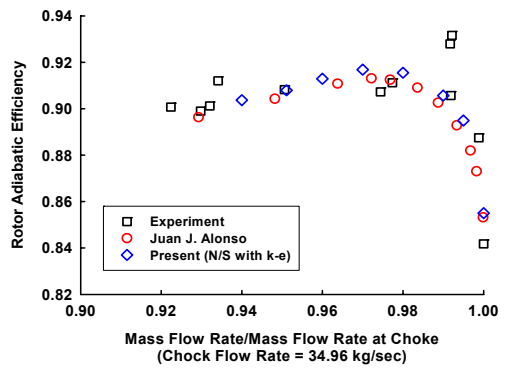
약 26만개이다. 점성 난류경계층 효과를 충분히 고려하기 위해 블레이드 주변 경계층 영역을 O형 격자로 생성하였으며, 블레이드 면에 수직한 방향으로의 경계층 격자 개수는 17개를 부가하였다. 블레이드 단면의 격자수는 188개이며, periodic 경계면에서 stream-wise 방향으로 70개, 블레이드 표면에는 9,400개의 격자를 생성하였고, blade tip과 shroud 사이의 틈에는 6개의 격자를 생성하였다.

이 논문에서는 NASA Rotor 67 모델의 내부 유동장 해석을 위하여 3차원 비정상 Navier-Stokes 방정식과 $k-\epsilon$ 난류모델을 적용하였다. 또한 실험결과와 비교를 위한 단열효율(adiabatic efficiency)은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{ad} = \frac{\left(P_{0,outlet}/P_{0,inlet}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{0,outlet}/T_{0,inlet} - 1} \tag{9}$$




(a) Rotor total pressure ratio




(b) Rotor adiabatic efficiency

**Fig. 3** Comparison of rotor total pressure ratio and adiabatic efficiency between experiment and computations

여기서 $P_0$와 $T_o$는 각각 전압과 전온도를 의미하며, 하첨자 inlet과 outlet은 각각 축류압축기의 입구부와 출구부를 의미한다. 유동해석 기법 검증을 위해 축류압축기의 단열효율 및 전압비를 기존의 실험결과 및 기존의 해석결과와 비교하여 Fig. 3에 제시하였다. 이 논문에서의 유동해석 결과가 실험결과들을 비교적 잘 예측하고 있으며, 기존의 CFD 해석결과와도 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 참고로 정상유동 해석에서 전압비와 단열효율은 입구와 출구에서 측정된 전압과 전온도의 식으로 구할 수 있다.

Fig. 4는 블레이드의 스팬방향 위치에 따른 상대마하수 선도를 실험결과와 비교한 결과이다. 스팬 위치의 정의는 shroud에서 블레이드 루트 방향으로 10 %, 30 %, 70 %에 해당한다.

결과를 보면 로터의 반경효과로 인해 상대 속도가 빠른 10 % 스팬 위치일 때는 뒷전(trailing edge) 부근에서 수직 충격파가 블레이드의 suction 표면에서 발생하여 이웃한 블레이드로 확장되는 경향을 보이고 있다. 30 % 스팬 위치에서는 낮은 마하수가 유동영역에서는 상대속도가 줄어들므로 인해 충격파의 위치가 약간 앞으로 이동하였음을 볼 수 있다. 마지막으로 블레이드 지지구조 부근의 70 % 스팬의 위치에서는 회전에 의한 상대속도 저감 효과로 인해 강한 수직 충격파는 관찰되지 않고 있다.

Fig. 5는 유체유발진동 응답해석에 고려한 압축기

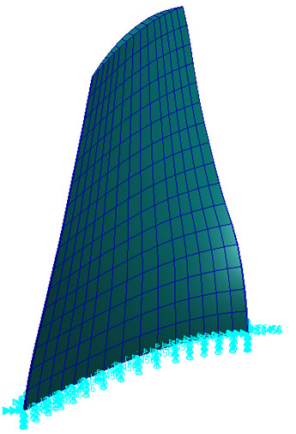


**Fig. 5** Finite element model of the compressor blade

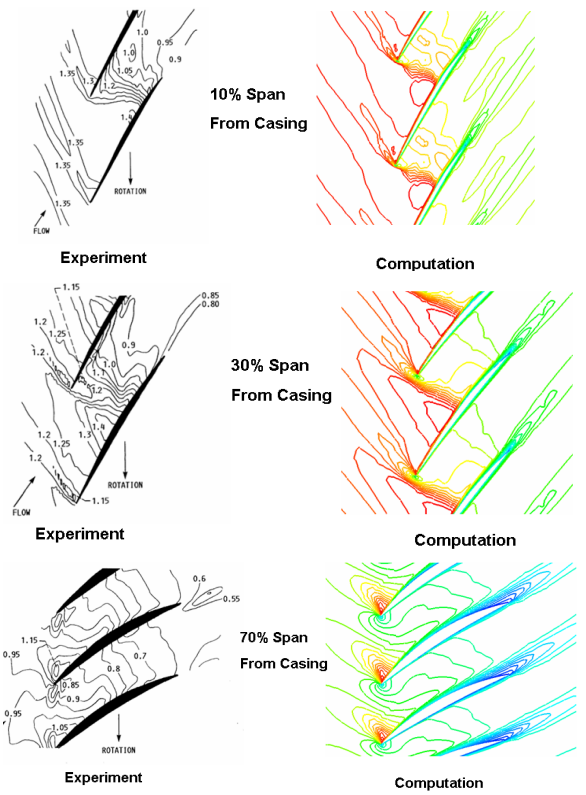



**Fig. 4** Experimental and numerical relative mach number contour for near peak efficiency

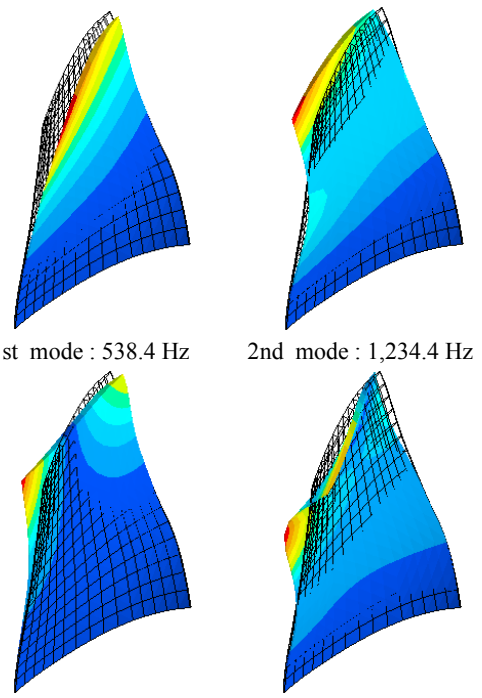


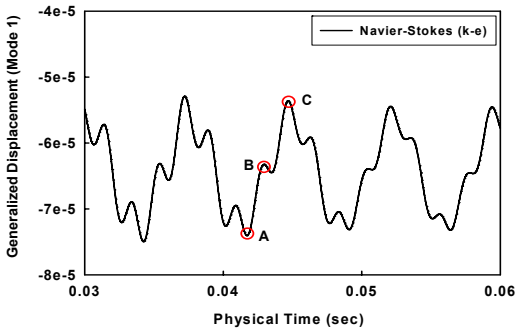

**Fig. 6** Natural vibration mode shapes and frequencies

블레이드에 대한 유한요소 모델을 보여주고 있다. 3차원 육면체 고체요소(solid element)를 적용하였으며, 실제 실험모델에 대한 재료물성치가 제시되어 있지 않기 때문에 일반 스틸계열에 해당하는 $E=200\,GPa$, $\nu=0.3$와 재료 밀도로 $\rho$=7,800 kg/m$^3$을 가정하였다. 또한 운용조건 회전속도인 16,043 rpm이 부가된 경우의 고유진동해석을 수행하였다. Fig. 6은 압축기 블레이드 모델에 대한 유한요소 고유진동해석 결과를 보여주고 있다. 고유진동해석은 MSC/NASTRAN(Ver.2005) 및 SAMCEF(Ver.6.2)를 활용하였으며, Table 2에 블레이드의 16,043 rpm의 회전효과를 부여하기 전과 후의 고유진동해석 결과를 나타내었다. 이 블레이드 모델은 전형적인 압축기 에어포일 형상을 가지고 있으며, 3차원으로 비틀어져 있는 형상을 가지고 있다. 회전효과를 고려한 1차 고유진동수는 538.4 Hz이며, 고유모드는 굽힘이 지배적이면서 비틀림 모드가 일부 혼합되어 있는 형상을 보이고 있다. 2차 고유모드는 비틀림과 굽힘의 혼합, 3차 모드는 비틀림이 지배적인 모드를, 4차 모드는 2차 굽힘과 비틀림이 혼합된 형상을 나타내고 있다.

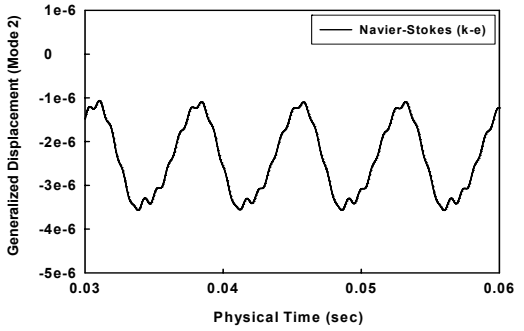
Fig. 7은 Table 1의 운용조건과 회전속도 16,043 rpm, mass flow rate/chock mass flow rate=0.951의 운용조건에 대해 해석시스템으로 예측한 유체유발진동 응답을 보여주고 있다. 유체유발 진동응답 해석을 위한 초기 가진 조건으로는 블레이드 회전에 의한 초기 공력하중을 부가하였다. 이 연구에서는 한 개의 passage만을 고려하여 회전방향으로 이웃한 경계면에 주기경계조건(periodic B.C)을 부가한 경우이므로 inter-blade phase(IBP) angle이 0도인 경우에 해당한다. 해석에 활용한 서버컴퓨터는 Intel Core2 Quad 2.66 Hz CPU에 4 GB Ram 사양의

**Table 2** Comparison of natural frequencies considering rotational effect between NASTRAN and SAMCEF

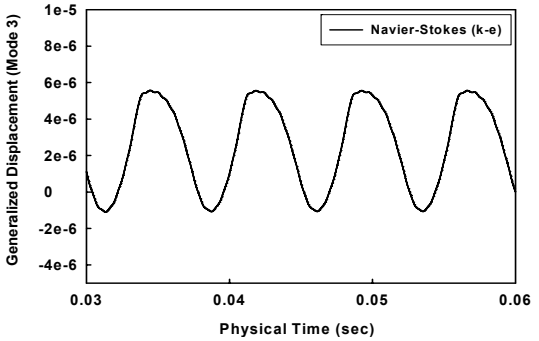
| | NASTRAN (Hz) | | SAMCEF (Hz) | |
|---|---|---|---|---|
| No. | No load | Rotation | No load | Rotation |
| 1 | 383.3 | 538.4 | 380.0 | 537.7 |
| 2 | 1,038.6 | 1,234.4 | 1,040.7 | 1,241.3 |
| 3 | 1,755.7 | 1,798.4 | 1,777.0 | 1,822.0 |
| 4 | 2,362.0 | 2,508.6 | 2,410.9 | 2,572.3 |



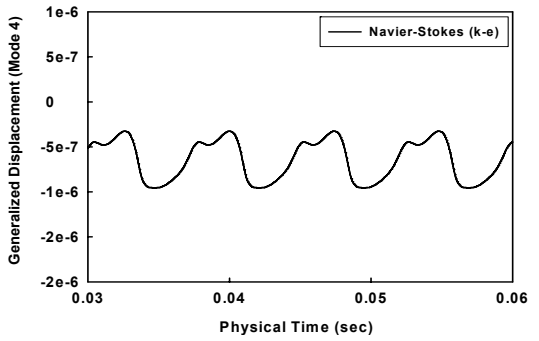

(a) Mode 1




(b) Mode 2




(c) Mode 3



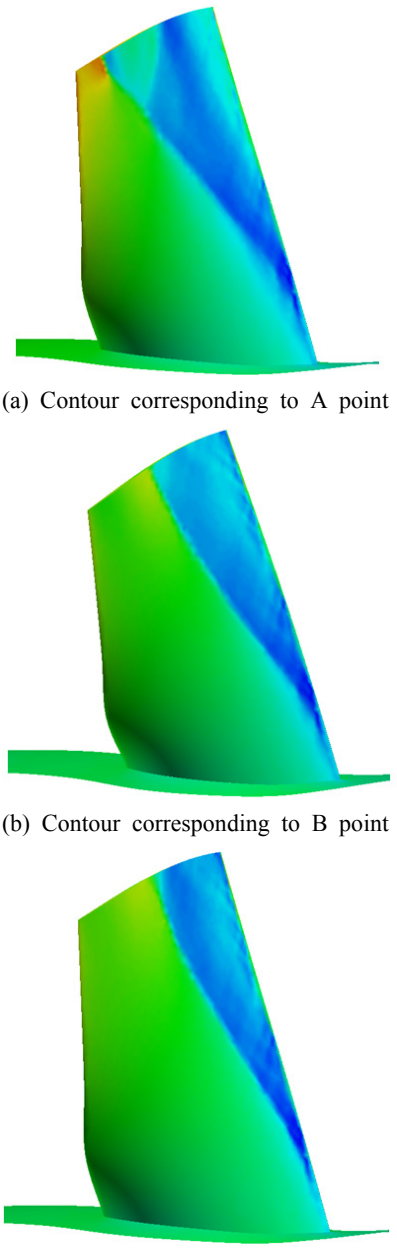

(d) Mode 4

**Fig. 7** Generalized displacements due to flow-induced vibration phenomenon

하드웨어이며, $\Delta t = 1.039 \times 10^{-5}$sec에 subite- ration 10회를 부가하였다. 1개의 CPU 사용을 기본으로 100번 반복계산에 약 1시간 정도가 소요되어 그림과 같은 응답을 구하는 데는 약 20시간이 소요되었다. 결과를 보면 이 경우 압축기 블레이드가 비선형 제한주기진동(limit cycle oscillation, LCO) 특성을 강하게 나타냄을 알 수 있다. 또한 초기 비틀림각에 기인한 정적변형 효과로 모달응답의 평균 진폭선이 0에서 벗어나 있는 것을 볼 수 있다.

고속으로 회전하는 블레이드의 경우 내부 유동장의 비정상성과 블레이드의 진동현상이 밀접하게 연관되어 공력탄성학적 응답과 같은 지속적인 진동현상을 완전히 배제시키는 것은 거의 불가능하다. 다만, 이 연구와 같은 해석기법을 응용한다면 설계단계에서 운용조건에 대해 매우 정확하게 aero-mechanical한 진동에너지 수준을 파악할 수 있으며, 사전에 공력특성 향상과 더불어 진동 저감형 설계를 가능하게 할 수 있다. 만약 두 개의 passage를 고려하는 경우는 하나의 블레이드에는 초기변위만을 부가하고 나머지 블레이드에는 반대 방향으로 같은 크기의 초기변위를 부가하여 IBP angle 180도인 경우를 해석할 수 있다. 유사한 방법으로 다양한 IBP angle에 대한 시간영역 진동응답을 구할 수 있다. 시스템 전체의 불안정 유체유발 진동현상을 가장 정확하게 해석하는 방법은 22개의 블레이드를 모두 모델링하여 이 연구에서의 방법을 확장하여 수행하면 된다. 참고로 2차원 케스케이드 시스템 형상에 대한 기존의 연구경험에서 시간영역에서 완전한 2방향 커플링 수행하여 유체유발진동 해석을 수행하는 경우는 총 블레이드 개수의 1/3~1/2 정도만 모델링 하여도 블레이드간 상호간섭 영향이 충분히 고려된 해석결과를 얻을 수 있었다[7]. 하지만 3차원의 경우는 기본 격자수가 방대하기 때문에 2차원 케스케이드 형상에 대한 해석과 병행하여 특정 IBP angle에 대한 응답해석만을 수행하는 것이 효율적일 것이다. 일반적으로는 터보기계 블레이드 시스템의 경우 IBP angle이 0도인 경우에서 진동응답이 가장 불안정한 특성을 보이게 되기 때문에 몇 가지 대표적인 IBP angle에 대한 해석만으로도 안정성을 검토할 수 있다. 이 연구에서는 회전하는 3차원 블레이드 형상에 대한 유체유발진동 해석의 가능성을 보이는 예로서 IBP angle이 0도인 조건에 대한 주요 해석결과를 제시하였다.

Fig. 8은 Fig. 7에 제시한 응답해석 과정 중 서로 다른 시간스텝에서 블레이드 면에 생성되는 순간 압력분포를 출력한 결과이다. 그림을 보면 각 단계에서 충격파의 형상이나 강도 및 위치에 차이가



(a) Contour corresponding to A point

(b) Contour corresponding to B point

(c) Contour corresponding to C point

**Fig. 8** Instantaneous pressure contours for different time steps(selected from Fig.7(a))

발생함을 알 수 있다. 실제 물리적 현상에서는 블레이드를 통과하는 비정상 유동하중에 의해 블레이드가 진동하게 되고, 이는 다시 주변의 유동장을 변화시키는 피드백 과정이 연속적으로 반영되어 매 순간순간 마다 형성되는 압력장이 비선형적으로 변화하게 된다. 물론 3차원 형상의 경우는 매우 조밀한 점성격자의 특성 때문에 블레이드의 변형에 따른 강건한 격자재생성 기법을 정립하여 지속적인 수치안정성 확보가 성공적인 해를 얻는데 중요한 기술적인 노하우가 된다. 각 시간스텝에서의 블레이드 변형형상과 압력분포를 연속적으로 연결하여 충격파의 움직임이 포함된 동영상을 제작하였으나 이 논문에서는 지면관계상 제시하지 못하였다. 따라서 이 연구에서와 같은 수치해석 기법을 활용하면 특정 목적으로 설계된 압축기 블레이드 모델에 대해 설계 과정에서 이미 다양한 운영조건에 대한 진동수준과 플러터 안정성을 사전에 예측해 볼 수 있게 된다. 서론에 언급한 바와 같이 이는 고효율 경량화 요구를 충족하면서도 안정성이 매우 우수한 고성능 터보기계 블레이드 개발을 조기에 가능하게 하는 핵심 기술력에 해당한다.

## 4. 결 론

이 연구에서는 국내 최초로 개발 및 상용화된 3차원 터보기계 블레이드의 유체유발진동해석 시스템(FSIPRO3D)을 활용하여, 3차원 압축기 블레이드 모델에 대한 응답해석을 성공적으로 수행하였다. 또한 응용해석의 결과로 압축기 블레이드의 경우 유동점성 효과와 연계된 진동불안정 현상이 굽힘모드보다는 비틀림 모드에 보다 민감하게 반응하게 되는 복잡한 상호작용 현상을 진보된 수치해석 기법을 통해 파악할 수 있었다. 이 연구를 통하여 개발된 해석 시스템을 활용하면 설계단계에서부터 블레이드의 진동수준이나 안정성을 가상실험 형태로 사전에 파악해 볼 수 있어, 향후 다양한 분야에서 고성능 블레이드 설계 시 매우 유용한 활용이 가능할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 산업자원부 한국형헬기 민군겸용구성품개발사업(KARI주관) 위탁연구결과 중 일부로 수행되었다.

## 참 고 문 헌

(1) Doi, Hirofumi and Alonso, J., 2002, “Fluid/Structure Coupled Aeroelastic Computations for Transonic Flows in Turbomachinery,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2002.

(2) Thermann, H. and Niehuis, R., 2005 “Unsteady Navier-stokes Simulation of a Transonic Flutter Cascade Near Stall Conditions Applying Algebraic Transition Models,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2005.

(3) McBean, I., Hourigan, K., Thompson, M. and Liu, F., 2005, “Prediction of Flutter of Turbine Blades in a Transonic Annular Cascade,” Journal of Fluids Engineering, Vol. 127, No. 4, pp. 1053~1058.

(4) Montgomery, M., Tartibi, M., Eulitz, F., and Shmitt, S., 2005, “Application of Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity in Heavy-duty Gas Turbines,” Proceedings of ASME Turbo Expo 2005.

(5) Sanders, A. J., Hassan, K. K. and Rabe, D. C., 2004, “Experimental and Numerical Study of Stall Flutter in a Transonic Low-aspect Ratio Fan Blisk,” Journal of Turbomachinery, Vol. 126, pp. 166~174.

(6) Huang, X. Q., He, L. and Bell, D. L., 2006, “Influence of Upstream Stator on Rotor Flutter Stability in a Low Pressure Stream Turbine Stage,” Journal of Power and Energy, Vol. 220, No. 1, pp. 22~35.

(7) Oh, S.-W., Kim, D.-H. and Park, O., 2006, “Flow-induced Vibration of Transonic Turbine Cascades Considering Viscosity and Shock Wave Effects,” Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 9, pp. 937~948.

(8) Kim, D.-H., Oh, S.-W. and Park, O., 2006. “Flow-induced Vibration Analysis for Cascades with Stator-rotor Interaction and Viscosity Effect,” Tran-

sactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 1082~1088.

(9) Kim, D.-H. and Kim, Y.-S., 2008, "Performance Evaluation of Stator-rotor Cascade System Considering Flow Viscosity and Aeroelastic Deformation Effects," Journal of Korea Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 36, No. 1, pp. 72~78.

(10) Kim, D.-H., Oh, S.-W. and Lee, J.-J., 2006, "Virtual Flutter Test of a Spanwise Curved Wing Using CFD/CSD Integrated Coupling Method," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 355~365.

(11) Strazisar, A. J., Wood, J. R., Hathaway, M. D. and Suder, K. L., 1989, "Laser Anemometer Measurements in a Transonic Axial-flow Fan Rotor," NASA Technical Paper 2879.