한국소음진동공학회 2009년 춘계학술대회논문집, pp.652~653

3차원 축류압축기 블레이드의 유체유발진동 해석

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

김동현†·김유성*·Guo Wei Yang**, 정규강***·김경희***·민대기****

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

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 비틀림 정도는 점차적으로 증가되어 왔다. 하지만, 이는 또한 운용영역에서 유체유발진동 (또는 aeromechanical 진동) 현상의 발생가능성을 증대시키는 요인이 되는 것으로 알려져 있다. 오늘날 높은 압축기 효율에 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 수행하게 된다. 3차원 블레이드 형상에 대한 수치해석적 연구는 국외의 경우도 비교적 최근에 활발한 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

† 교신저자; 경상대학교 기계항공공학부
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

효과를 모두 고려한 유체유발진동 해석연구는 아직 발표된 사례가 없는 것으로 조사되었다. 본 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.

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

여기서, [M]은 질량행렬, [C]는 감쇠행렬, [K(ω)]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 블레이드 면으로 격자가 매우 밀집되어야 하고, 블레이드 끝단과 케이스와의 간격 또한 매우 좁기 때문에 구조변형을 반영한 격자 재생성시 수치 안정성 확보가 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.

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

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.

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

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

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

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.

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

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

2.2 비정상 점성 유동해석

비정상 압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) 유동해석 지배 방정식은 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.

$$\tau_{ij}=2\mu[S_{ij}-\frac{1}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}]$$