

# 유체/구조 연계 변형효과를 고려한 캐스케이드의 성능평가

## Performance Evaluation of Cascade Considering Fluid/Structure Coupling Deformation

오 세 원\* · 김 동 현† · 김 유 성\* · 박 응\*\*  
Se-Won Oh, Dong-Hyun Kim, Yu-Sung Kim and Oung Park

**Key Words :** Fluid-Structure Coupling(유체/구조 연계), Dynamic Moving Grid(동적이동격자), Coupled-Time Integration(연계 시간적분), Performance Evaluation(성능평가)

### ABSTRACT

In this study, a fluid-structure interaction (FSI) analysis system has been developed in order to evaluate the turbine cascade performance with blade structural deformation effect. Relative movement of the rotor with respect to stator is reflected by modeling independent two computational domains. To consider the deformed position of rotor airfoil, dynamic moving grid method is applied. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with one equation Spalart-Allmaras and two-equation SST  $k-\omega$  turbulence models are solved to predict unsteady fluid dynamic loads. A fully implicit time marching scheme based on the Newmark direct integration method with high artificial damping is used to compute the fluid-structure interaction problem. Cascade performance evaluations for different elastic axis positions are presented and compared each other. It is importantly shown that the predicted aerodynamic performance considering structural deformation effect of blade can show some deviations compared to the data generally computed from rigid blade configurations and the position of elastic axis also tend to give sensitive effect.

### 1. 서 론

터빈 시스템에서 저압터빈으로 유입되는 증기는 상당한 팽창을 거친 상태이기 때문에 비체적이 다른 단들보다 훨씬 크다. 터빈 내에서의 증기의 계속적인 팽창으로 인해 후단으로 갈수록 증기통로가 커져야 하며, 결국 터빈 회전익 중에서 최종단 회전익(last stage bucket)의 길이가 제일 길어지게 된다. 일반적으로 터빈 블레이드가 길어질수록 내부 유동하중에 의해 유발되는 굽힘 및 비틀림 변형 정도는 필연적으로 증가되게 된다. 기존에는 터빈의 성능예측을 위한 전산유체역학 기법 적용시 강체 형상에 대해 블레이드 구조의 변형효과를 무시한 유동해석이 주로 수행되어 왔다. 하지만, 탄성축의 위치와 구조변형의 정도에 따라 강체 형상에 대해 예측된 성능은 많은 차이를 보일 수 있음에 유의할 필요가 있으며, 대형 터빈의 경우 이

러한 영향을 고려하지 않으면 설계 시험 운전단계에서는 성능에 많이 미달되는 성과가 도출될 수 있다. 따라서, 이러한 문제점을 사전에 방지하기 위해서는 터빈 형상 설계단계에서부터 유체/구조 상호작용에 의한 구조변형 효과를 고려한 성능예측 기법을 구축할 필요성이 있다.

유체/구조 연계 정밀 해석기술에 대한 연구는 미국, 일본, 유럽 등의 선진국에서 이미 활발한 연구를 수행하고 있다. 또한 본 기술의 적용범위는 다양하며, 거의 유사한 핵심적 기술사항을 공유하고 있다<sup>(1)</sup>. 고성능 컴퓨터 수치 시뮬레이션 기술로 가상으로 실제 유동실험과 유사한 결과를 얻을 수 있으며, 미래에는 풍동 및 유동실험을 완전히 대체하려는 계획도 추진하고 있다<sup>(2,3)</sup>. 하지만 내부 유동장(internal flow field)에서의 터빈 로터에 대한 유체/구조 연계 해석은 유동점성 및 압축성 효과와 구조/진동 변형효과를 동시에 포함하는 고난도의 해석기법을 필요로 한다. 이런 이유로, 선진국에서도 비교적 최근에 와서야 활발한 연구가 진행되고 있는 실정이며<sup>(4-10)</sup> 국내에서도 관련 연구를 수행하고 있다<sup>(11-14)</sup>.

본 연구에서는 유체/구조 연계 해석기법 구축에 대한 장기간의 연구경험을<sup>(15-19)</sup> 바탕으로 스테이터와 로터간의 상호간섭 효과를 고려한 캐스케이

† 정회원, 국립경상대학교 기계항공공학부  
및 항공기부품기술연구소  
E-mail : dhk@gsnu.ac.kr  
Tel : (055) 751-6125, Fax : (055) 755-2081

\* 정회원, 국립경상대학교 기계항공공학부 대학원

\*\* 두산중공업(주) 기술연구원

드 시스템의 구조변형 효과를 고려한 성능예측 시스템을 구축하였다. 또한 구축된 시스템을 활용하여 구조변형 효과 및 탄성축의 위치가 터빈 시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

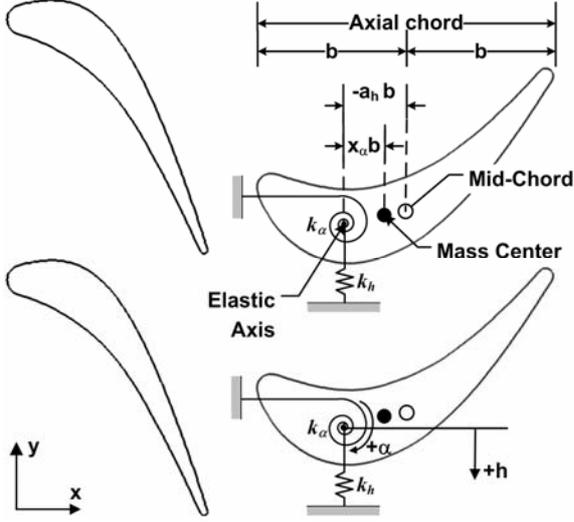


Fig. 1 2-DOF cascade typical section model with relative motions in the airfoil row

## 2. 이론적 배경

### 2.1 2 자유도계 유체/구조 연계

Fig.1 은 본 유체/구조 연계 해석에 적용된 피치(pitch)와 플런지(plunge) 자유도를 갖는 2 자유도계 캐스케이드에 대한 동역학 모델을 보여주고 있다. 이에 대한 운동방정식을 탄성축에 대해 유도하면 다음과 같이 나타낼 수 있다

$$\begin{aligned} m\ddot{h} + S_\alpha\ddot{\alpha} + g_h\dot{h} + k_h h &= -L(t, h, \alpha, \dot{h}, \dot{\alpha}) \\ S_\alpha\ddot{h} + I_\alpha\ddot{\alpha} + g_\alpha\dot{\alpha} + k_\alpha\alpha &= M_{e.a}(t, h, \alpha, \dot{h}, \dot{\alpha}) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서,  $h$ 와  $\alpha$ 는 탄성축 위치에서의 플런지(아래 방향이 +)와 피치(시계방향) 변위를,  $g_h$ 와  $g_\alpha$ 는 플런지와 피치 방향에 대한 구조감쇠를,  $k_h$ 와  $k_\alpha$ 는 플런지와 피치에 대한 탄성축에서의 스프링 강성을,  $S_\alpha = mx_{c.g.} = \int x \rho dx$ 는 피치 축에 대한 단위 폭당 정적모멘트(static moment)를,  $I_\alpha = \int_c x^2 \rho dx$ 은 탄성축에 대한 단위 폭당 질량관성모멘트(mass moment of inertia)를,  $m$ 은 단위 폭당 익형의 질량을 의미한다. 그리고 우변의  $L$ 과  $M_{e.a}$

는 유동에 기인한 비정상 양력과 탄성축에 대한 모멘트를 의미한다. 본 연구에서와 같이 동적효과를 무시하고 정적 변형효과만을 고려하여 해석하는 경우는 인공적으로 감쇠비를 매우 크게 설정하여 효율적인 계산을 수행할 수 있다. 이 경우 일반적으로 감쇠비를 0.95로 설정하여 계산을 수행하면 된다.

2 자유도계 유체/구조 연계운동방정식인 식(1)을 정리하면 다음과 같이 행렬형태로 쓸 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} [M] &= \begin{bmatrix} m & S_\alpha \\ S_\alpha & I_\alpha \end{bmatrix} & [C] &= \begin{bmatrix} g_h & 0 \\ 0 & g_\alpha \end{bmatrix} & [K] &= \begin{bmatrix} k_h & 0 \\ 0 & k_\alpha \end{bmatrix} \\ \{u(t)\} &= \begin{Bmatrix} h(t) \\ \alpha(t) \end{Bmatrix} & \{F(t)\} &= \begin{Bmatrix} -L(t, u, \dot{u}) \\ M_{e.a}(t, u, \dot{u}) \end{Bmatrix} \end{aligned}$$

다양한 구조 매개변수에 대한 물리적인 유체유발 진동응답 연구를 용이하게 수행하기 위해 다음과 같이 무차원 변수들을 정의하였다.

$$\begin{aligned} \omega_h &= \sqrt{\frac{k_h}{m}}, & \omega_\alpha &= \sqrt{\frac{k_\alpha}{I_\alpha}} \\ r_\alpha &= \sqrt{\frac{I_\alpha}{mb^2}}, & x_\alpha &= \frac{S_\alpha}{bm} \\ \zeta_h &= \frac{g_h}{2} \sqrt{mk_h}, & \zeta_\alpha &= \frac{g_\alpha}{2} \sqrt{I_\alpha k_\alpha} \\ \mu &= \frac{m}{\rho b^2}, & U^* &= \frac{U_\infty}{b\omega_\alpha} \end{aligned} \quad (3)$$

이 연구에서는 식(2)의 수치적분을 위해 안정적인 직접 적분법(direct integration) 중 하나인 내제적(implicit) Newmark 방법을 적용하였다. 세부적인 수치해석 기법은 Refs. 12와 14를 참고하기 바란다. 식(1) 우변의 공력은 매 시간단계마다 CFD를 활용한 비정상 유동해석으로부터 계산된 표면 압력과 전단응력을 적분하여 구한다. 외부 가진 유동하중에서 모멘트를 계산하는 경우는 한가지 주의할 사항이 있는데, 익형이 진동함에 따라 모멘트를 계산하는 탄성축도 함께 운동한다는 점이다. 따라서, 매 시간스텝에서 모멘트 하중 계산시 변경된 기준점에 대한 적분을 수행하여야 한다.

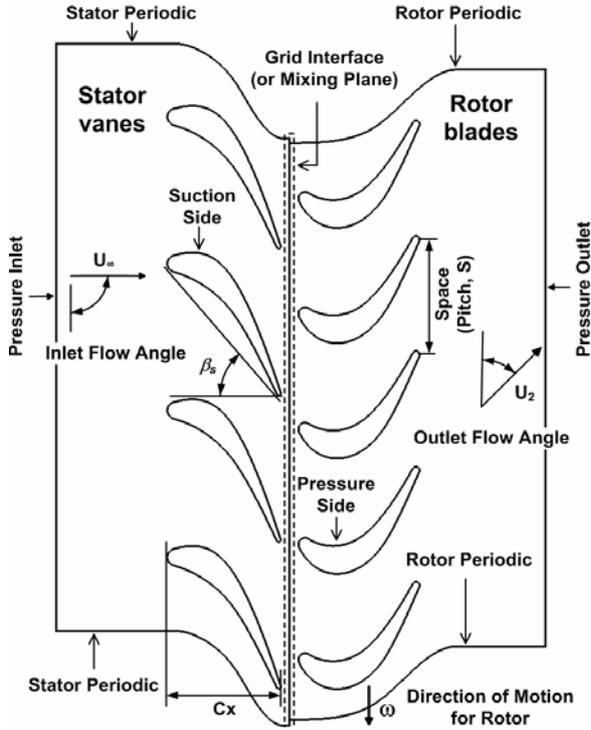


Fig.2 Boundary conditions and schematic view of stator-rotor configuration

## 2.2 비정상 점성 유동해석

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i \tilde{u}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\tau_{ij} + R_{ij}] \quad (5)$$

여기서, 전단응력 텐서, 변형 텐서는 다음과 같이 정의된다.

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

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right]$$

또한

$$\tilde{u}_j = u_j - u_{g,j}$$

여기서,  $u_{g,j}$ 는 격자속도를 의미한다.

또한 레이놀즈 응력 텐서  $R_{ij}$ 는 Boussinesq 가설에 따라 다음과 같이 가정된다.

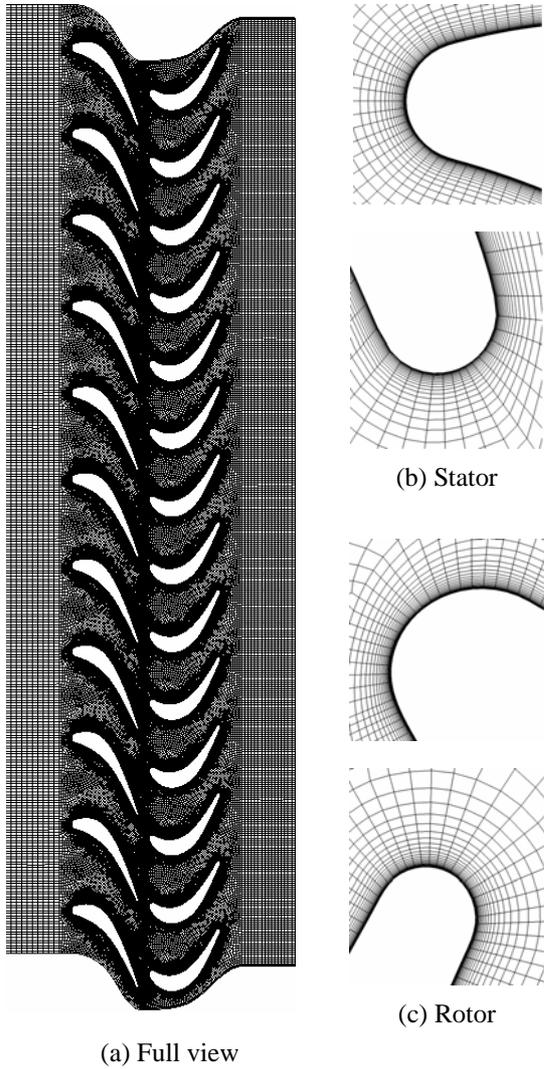
$$R_{ij} \cong \mu_T \left[ S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] - \frac{2}{3} (\rho k) \delta_{ij} \quad (6)$$

식(4)~(6)는 제어체적(control volume)을 근간으로 하는 상용 전상유체해석 코드인 Fluent Ver. 6.2 를 이용하여 계산된다. 본 연구에서는 N/S 해석을 위해 1 차 방정식 난류모델인 Spalart-Allmaras(S-A)와 2 차 방정식 난류모델인 SST  $k-\omega$  모델이 적용되었고, RANS 방정식의 이산화를 위해서 2 차 풍상 기법을 적용하였다.

## 2.3 경계조건 처리 기법

Fig.2 는 스테이터와 로터 시스템에 대한 개념 및 비정상 유동해석 경계조건(Boundary condition)을 보여주고 있다. 스테이터와 로터 유동영역(fluid zone)의 위와 아래 경계면에는 주기경계(periodic boundary) 조건을 부여하였다. 스테이터와 로터간의 상대운동을 비정상 공력해석에 반영하기 위해서는 유동영역을 스테이터와 로터 두 부분으로 분리해서 격자를 생성시켜야 한다. 분리된 스테이터와 로터간의 인터페이스 부분에서는 서로간의 계산정보를 매 시간단계마다 교환하여야 하며, 이때 2 가지 다른 개념을 적용할 수 있다. 첫 번째는 실제로 로터 블레이드 부분에 해당하는 전체 격자를 내부 각 블레이드의 상대 운동을 고려하여 이동시키는 Sliding mesh 기법이다. 이 경우는 스테이터와 로터간의 인터페이스(interface)를 모델링 하기 위해 스테이터의 출구와 로터의 입구를 interface 경계조건으로 처리하게 되며, 수치계산 효율면과 안정성 관점에서는 다소 불리하나 모든 섭동특성을 고려할 수 있는 가장 정확한 방법에 해당한다. 두 번째는 수치계산 효율성이 우수한 방법으로 격자 자체를 이동시키지 않고 좌표계를 상대적으로 이동시키는 multiple reference frame (MRF) 기법이 있다<sup>(20)</sup>. 이 경우는 스테이터와 로터에 대해 각각 서로 다른 좌표계를 혼합하여 사용하는 mixing plane 기법이 도입되고, 스테이터 인터페이스는 압력출구(pressure outlet), 로터 인터페이스는 압력입구(pressure inlet)로 설정된다. 또한 각 반복계산 단계마다 mixing plane 에서 스테이터의 압력출구와 로터의 압력입구 유동 값들은 시간에 대한 평균값으로 처리되게 되므로 국부적인 유동섭동 특성은 배

제 되어 비정상 유동하중이 계산되게 된다.



**Fig.3** Computational N/S grid for unsteady and FIV solution

### 3. 해석 결과 및 검토

본 연구에 적용된 모델은 Dring<sup>(21)</sup> 등에 의해 1982년 United Technologies Research Center(UTRC)에서 실험된 Large Scale Rotating Rig(LSRR) 단일단(single stage), 축류터빈(axial turbine)이다. 실험에서는 스테이터열에 22개, 로터열에 28개의 익형으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 스테이터와 로터의 익형 비를 실험조건과 동일하게 설정하기 위해 스테이터 11개, 로터 12개를 고려하여 비정상 유동해석 및 정적 공탄성해석을 수행하였다. 또한 스테이터와 로터간의 축간격은 평균 축방향시위의 15%인 경우를 고려하였다. 기하학적 형상 및 유동조건은 축방향 시위길이 0.1506 m, 피치(S)/축방

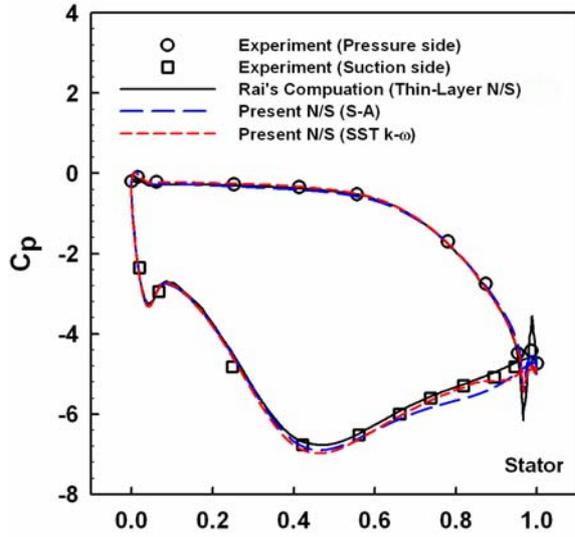
향시위 비 1.30, 엇갈림각(stagger angle,  $\beta_s$ ) 49.5°, 입구에서의 유동각( $\beta_1$ )은 90.0°이다. 로터의 기하학적 형상 및 유동조건은 축방향 시위길이 0.1610 m, 피치/축방향시위 비 0.96, 엇갈림각 32.7°, 출구에서의 유동각은 25.5°이다. 비정상 유동해석 조건에 대한 스테이터 입구에서의 마하수는 0.07, 전압(total pressure)은 101,325 Pa, 등엔트로피(isentropic) 관계식으로부터 구한 정압(static pressure)은 100,978.2 Pa 이고, 전온도(total temperature)는 268.903 K이다. 출구에서의 정압은 97,575.98 Pa, 로터의 속도는 29.31 m/s로 설정하였다. 비정상 유동해석 및 정적 공탄성해석을 위한 시간스텝(time step)은 한 주기 동안 50번의 시간스텝을 가지도록 0.00013294 sec로 설정하였다. sub-iteration은 50, CFL 수는 1을 적용하였다.

Fig.3은 N/S 유동해석에 사용된 격자계를 보여주고 있다. 스테이터 표면에서의 격자 수는 280개, 로터 표면에서의 격자 수는 302개이고, 총 셀 수는 293,392개이다. 경계층은 y+가 평균 1 이하가 되도록 생성하였다. O-type으로 로터 부근의 경계층 격자 생성 시 익형 면에 수직인 방향으로의 격자 개수 및 첫 번째 격자의 위치에 따라 로터의 시간평균(time-averaged) 압력계수 및 진폭(amplitude) 압력계수 분포에 다소 차이를 보일 수 있음을 경험하였다. 본 연구에서는 몇 가지 유동해석 격자에 대해 수치실험을 수행한 후 이후의 계산에서는 실험 결과와 가장 유사한 결과를 제시하는 격자계를 활용하였다.

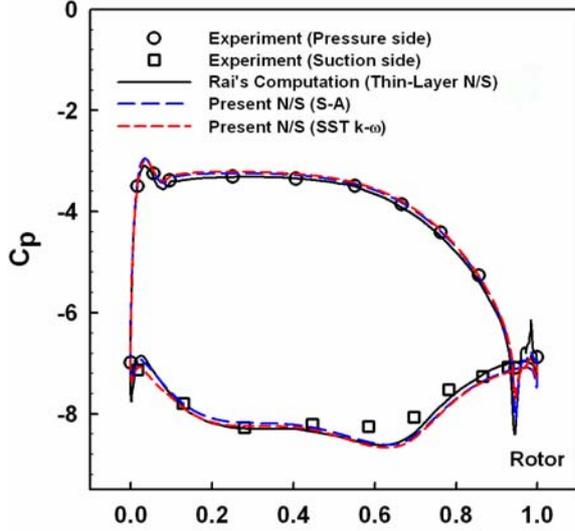
Fig.4는 moving mesh 기법과 Spalart-Allmaras 및 SST  $k-\omega$  난류모델이 적용된 N/S 해석을 통해 계산된 시간평균 압력계수 분포를 실험결과와 Rai<sup>(22)</sup>에 의해 해석된 결과에 대해 비교한 것이다. S-A 난류모델과 SST  $k-\omega$  난류모델의 결과 모두 실험 데이터 및 선행연구결과와 잘 일치하는 결과를 보이고 있다. 본 비교에서 적용된 시간 평균 압력계수  $C_p$ 의 정의는 다음과 같다.

$$C_p = \frac{p_{avg} - (p_t)_{inlet}}{\frac{1}{2} \rho_{inlet} \omega^2} \quad (13)$$

여기서,  $p_{avg}$ 는 익형 표면에서 한 주기동안에 평균을 취한 정압,  $(p_t)_{inlet}$ 는 스테이터 입구에서의 전압력의 평균치,  $\rho_{inlet}$ 은 스테이터 입구에서의 평균밀도,  $\omega$ 는 로터의 속도를 의미한다.



(a) Stator



(b) Rotor

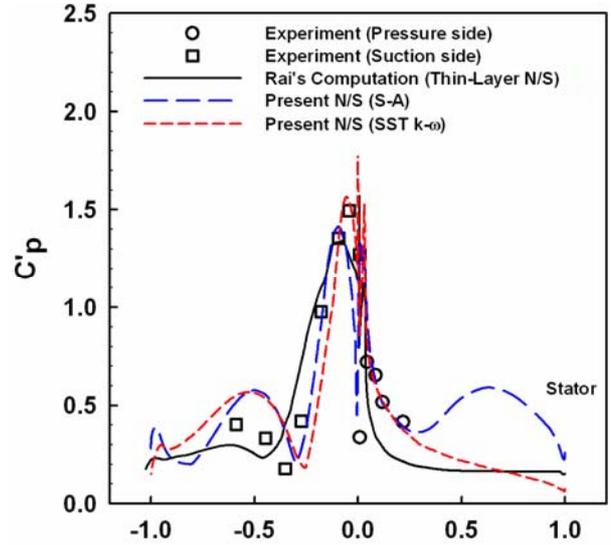
**Fig.4** Comparison of averaged pressure distributions between experimental and numerical data

Fig.5 는 비정상 압력계수를 비교한 것이다. 계산된 비정상 압력계수 또한 상호 잘 일치함을 알 수 있다. 본 비교에서 적용된 비정상 압력계수  $C'_p$  의 정의는 다음과 같다.

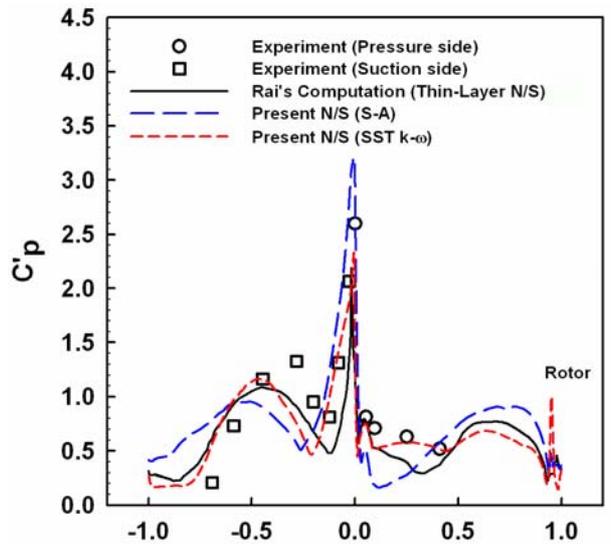
$$C'_p = \frac{2(p_{\max} - p_{\min})}{\rho_{inlet} \omega^2} \quad (14)$$

여기서,  $p_{\max}$  는 한 주기 동안 익형의 한 노드 점에서의 최대 정압치이고,  $p_{\min}$  은 한 주기 동안 익형의 한 노드점에서의 최소 정압치를 의미한다.

Intel(R) Pentium(R) 3.2GHz, 2GB RAM 을 사용하여 계산을 수행한 경우, S-A 난류모델은 시간스텝당 85 초, SST  $k-\omega$  난류모델은 시간스텝당 120 초가 소요되었다.



(a) Stator



(b) Rotor

**Fig.5** Comparison of unsteady pressure distributions between experimental data and numerical data

본 연구에서는 공력탄성 변형효과가 고려되지 않은 초기 형상과 탄성축의 위치가 서로 다르게 설정된 4 가지 정적 공탄성해석들에 대한 효율평가를 수행하였다. 정적 공탄성해석에 사용된 기하학적 형상 및 유동조건은 비정상 유동에서 적용된 조건과 동일하다. 정적 공탄성해석 Case1 은 탄성축의 위치가 익형 앞전(leading edge)에서 50%시위

(C), 즉 시위 중간에 위치해 있고, 공탄성 매개변수는  $a_h = 0.0, x_\alpha = 0.2, r_\alpha = 0.4, \bar{\omega} = 0.4, \mu = 300, \bar{U} = 1.3$  이다. Case2 는 탄성축의 위치가 앞전에서 40%시위에 위치해 있고, 공탄성 매개변수는  $a_h = -0.2, x_\alpha = 0.2, r_\alpha = 0.4, \bar{\omega} = 0.4, \mu = 300, \bar{U} = 1.3$  이다. Case3 은 탄성축의 위치가 앞전에서 30%C 에 위치해 있고, 공탄성 매개변수는  $a_h = -0.4, x_\alpha = 0.2, r_\alpha = 0.4, \bar{\omega} = 0.4, \mu = 300, \bar{U} = 1.3$  이다. Case4 는 탄성축의 위치가 앞전에서 20%C 에 위치해 있고, 공탄성 매개변수는  $a_h = -0.6, x_\alpha = 0.2, r_\alpha = 0.4, \bar{\omega} = 0.4, \mu = 300, \bar{U} = 1.3$  이다.

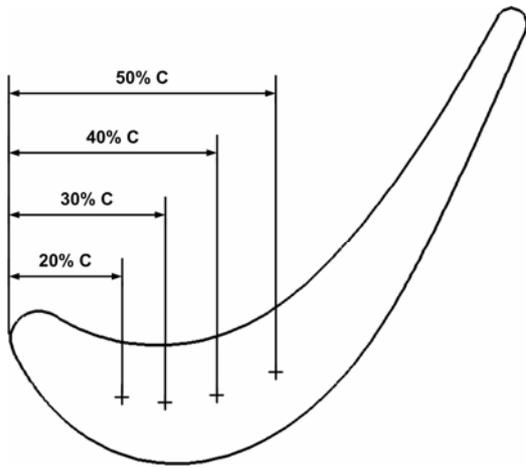
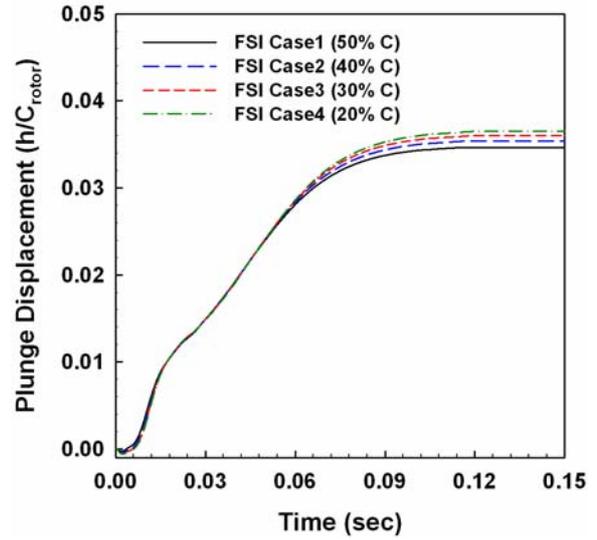
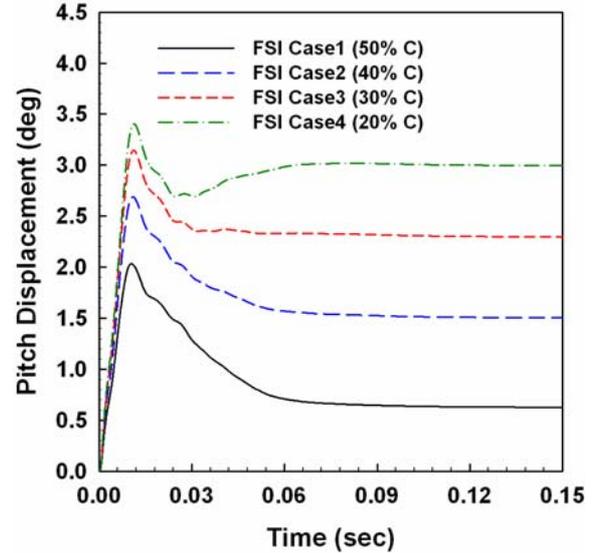


Fig.6 Elastic axis position for different FSI cases

Fig.6 은 본 연구에서 고려한 블레이드 구조의 탄성축 위치를 나타내고 있다. 탄성축의 위치는 블레이드의 구조형상에 따라 달라질 수 있으며, 탄성축의 위치는 매개변수 중에서  $a_h$  값에 따라 결정될 수 있다(Fig.1). Fig.7 은 서로 다른 탄성축 위치에 대해 유동 효과와 구조의 탄성 복원력이 평형을 이루는 구조변형 정도를 구해본 것이다. 그림은 플런지 및 피치 변위를 나타내고 있는데, 탄성축의 위치를 앞전 방향으로 이동시킨 경우에는 플런지 방향으로의 변위는 상대적으로 변화가 적지만 피치 방향으로의 변위는 크게 증가되는 것을 확인 할 수 있다. Fig.8 은 초기 강체 블레이드의 익형 형상과 유체/구조 연계해석을 통해 구해진 구조변형된 블레이드의 익형을 상호 비교한 것이다. 그림을 보면 터어빈 블레이드의 양력 및 모멘트 공력효과로 인해 굽힘 및 비틀림 변형이 동시에 복합적으로 나타나 있음을 확인할 수 있다. 이러한 블레이드의 변형형상은 내부 유동특성에도 영향을 미치게 된다.



(a) Plunge displacement



(b) Pitch displacement

Fig.7 Comparison of static aeroelastic displacements due to the variation of elastic axis

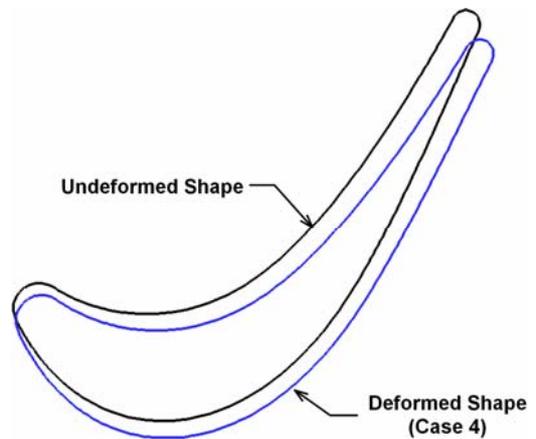


Fig.8 Comparison of blade airfoil shape between rigid and elastic models

## 4. 결론

Table 1 은 구조변형 효과가 고려되지 않은 강제형상과 구조변형 효과를 고려한 경우에 대해 계산된 터빈 시스템의 효율을 비교한 것이다. 본 연구에서 적용된 단열효율(adiabatic efficiency,  $\eta_t$ ), 단하중계수(stage loading coefficient,  $\psi$ ) 및 유량계수(flow coefficient,  $\Phi$ )의 정의는 다음과 같다<sup>(23)</sup>.

$$\eta_t = \frac{1 - T_{t3} / T_{t1}}{1 - (P_{t3} / P_{t1})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (15)$$

$$\psi = \frac{g_c c_p (T_{t1} - T_{t3})}{(\omega r)^2} \quad (16)$$

$$\Phi = \frac{u_2}{\omega r} \quad (17)$$

50% 시위에 탄성축이 위치하고 있는 Case1 의 경우에는 정적 변형효과가 고려되지 않은 경우 보다 단열효율과 단하중 계수가 증가하지만 나머지 정적 공탄성 결과에서는 오히려 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 동일한 회전속도에서 통과유량의 많고 적음을 나타내는 척도인 유량계수는 탄성축의 위치가 앞전 방향으로 이동되면 피치방향으로의 변위가 큰 순서대로 증가 함을 알 수 있다. 이로부터 블레이드의 설계단계에서 탄성축의 위치를 어떻게 설정하느냐에 따라 유동과 구조간의 상호작용으로 인한 정적 평형상태에서의 효율이 증가하거나 감소할 수도 있다는 것을 알 수 있다. 또한 유량계수가 일정한 범위를 넘어가게 되면 오히려 터빈의 효율은 저하될 수 있음을 볼 수 있다. 본 논문의 경우는 하나의 예제 모델에 대한 해석 결과이나, 이러한 변형 효과는 블레이드의 길이가 대형화 경량화 설계될수록 크게 나타나게 됨에 유의할 필요성이 있다.

**Table 1** Performance evaluation for non-FSI and three FSI result

|             | Non-FSI | FSI Case1 | FSI Case2 | FSI Case3 | FSI Case4 |
|-------------|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Efficiency  | 0.9063  | 0.9066    | 0.8974    | 0.8845    | 0.8658    |
| Stage Load  | 2.5676  | 2.5794    | 2.5689    | 2.5511    | 2.5215    |
| Flow Coeff. | 0.7922  | 0.8033    | 0.8185    | 0.8321    | 0.8430    |

본 연구에서는 자체 구축한 해석시스템을 활용하여 고정 스테이터와 회전 로터의 상호간섭, 유동 점성효과 및 케이스이드내 익형들의 구조변형 효과를 동시에 고려한 터빈시스템의 성능평가를 수행하였다. 개발된 해석 시스템을 활용하여 내부 유동 하중에 의해 블레이드의 변형효과가 고려된 유동해석 및 성능평가를 시뮬레이션 하였다. 또한 공력탄성학적 주요 매개변수 중 하나인 탄성축의 위치가 유체-구조 연계변형을 고려한 성능해석에 미치는 영향을 검토하였으며, 탄성축의 위치가 유동성능 향상에 밀접하게 관련될 수 있음을 파악하였다. 본 연구를 통하여 설계단계에서부터 스테이터와 로터의 상호간섭효과가 있는 등가 케이스이드 모델에 대해 블레이드의 구조변형 효과를 고려한 보다 실제적인 성능예측 체계를 구축하였으며 향후 다양한 활용성을 가질 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 두산중공업(주)의 연구과제 및 국립경상대학교 기계항공공학부 NURI/2 단계 BK21 사업의 일환으로 수행되었다.

## 참고문헌

- [1] Blevins, R. D., 1990, Flow-Induced Vibration, 2nd ed, Van Nostrand Reinhold.
- [2] Bennett, R. M. and Edward, J. W., 1998, "An Overview of Recent Developments in Computational Aeroelasticity," AIAA Paper 98-2421.
- [3] Dowell, E. H., et al., A Modern Course in Aeroelasticity, Sijthoff & Noordhoff International Publishers, The Netherlands.
- [4] Reddy, T. S. R., Srivastava, R., and Mehmed, O., 1999, "Flutter and Forced Response Analyses of Cascades Using a Two dimensional Linearized Euler Solver," NASA/TM-1999-209633.
- [5] Ji, S., Liu, F., 1999, "Flutter Computation of Turbomachinery Cascades Using a Parallel Unsteady Navier-Stokes Code," AIAA Journal, Vol. 37, No. 3, pp. 320~327.
- [6] Weber, S., Platzer, M. F., 2000, "A Navier-Stokes Analysis of the Stall Flutter Characteristics of the Buffum Cascade," Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp. 769~776.
- [7] Gnesin, V., Rzadkowski, R., and Kolodyazhnaya, L., 2000, "A Coupled Fluid-Structure Analysis for 3D Flutter in Turbomachines," Proceedings of ASME TurboExpo 2000, 8~11 May, Munich, Germany.
- [8] Doi, H., Alonso, J., 2002, "Fluid/Structure Coupled Aeroelastic Computations for Transonic Flows in Turbomachinery," Proceedings of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, The Netherlands.

- [9] Cinnella, P., De Palma, P., Pascazio, C. and Napolitano, M., 2004, "A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, pp. 310~316.
- [10] 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," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 126, 2004, pp. 166~174.
- [11] Oh, S. W., Kim, D. H., and Park, O., 2006, "Flow-induced Vibration of Transonic Turbine Cascade Considering Viscosity and Shock Wave Effects," *Proceedings of the KSNVE Spring Annual Conference*, KSNVE06S-26-016.
- [12] 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.
- [13] Oh, S. W., Kim, D. H., Kim, Y. S., and Park, O., 2006, "Flow-induced Vibration Analysis for Cascades with Stator-Rotor Interaction and Viscosity Effect," *Proceedings of the KSNVE Autumn Annual Conference*, KSNVE06A-26-01.
- [14] Kim, D. H., Oh, S. W., and Park, O., 2006, "Flow-induced Vibration Analysis for Cascades with Stator-Rotor Interaction and Viscosity Effect," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 1082~1089.
- [15] Kim, D. H., and Lee, I., 1998, "Transonic Flutter Analysis for 3D Wing Using Transonic Small Disturbance Equation," *J. KSAS*, Vol. 26, No. 5, pp. 85-95.
- [16] Kim, D. H., and Lee, I., 2000, "Transonic and Low-Supersonic Aeroelastic Analysis of a Two-Degree-of-Freedom Airfoil with a Freeplay Non-Linearity," *J. Sound and Vibration*, Vol. 234, No. 5, pp. 859-880.
- [17] Kim, D. H., Kwon, H. J., Lee, I., and Paek, S. K., 2003, "Virtual Flutter Test of a Full Configuration Aircraft with Pylon/External Stores," *KSAS International J.*, Vol.4, No. 1, pp. 53-62.
- [18] Kim, D. H., Park, Y. M., Lee, I., and Kwon, O. J., 2005, "Nonlinear Aeroelastic Computation of a Wing/Pylon/Finned-Store Using Parallel Computing," *AIAA J.*, Vol. 43, No. 1, pp. 53-62.
- [19] 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.
- [20] Fluent Inc., 2003, *Fluent 6.1 User's Guide*.
- [21] Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardin, L. W. Wagner, J. H. "Turbine Rotor-Stator Interaction", *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, 1982, pp.729~742.
- [22] Rai, M. M., 1987, "Navier-Stokes Simulations of Rotor/Stator Interaction Using patched and Overlaid Grids," *Journal of Population*, Vol. 3, No. 5, pp. 387~396.
- [23] Mattingly, J. D., 1996, *Elements of Gas Turbine Propulsion*, McGRAW-HILL International Ed.