

# 탄성 날개 끝단의 공력 소음에 관한 전산해석 연구

황 본 창<sup>\*1</sup>, 문 영 준<sup>\*2</sup>

## Computational Study on Aeroacoustics of an Elastic Cantilevered Trailing-Edge

Bon Chang. Hwang and Young June. Moon

Noise generated by the blunt trailing edge of lifting surfaces is investigated in this study using fluid structure interaction theory. First, through the eddy modeling, noise generation due to the flow instability on the rigid trailing edge is surveyed. Then the behavior of elastic cantilevered beam is investigated. Parametric study based on various material properties is employed to analyze the motion of the beam. Moreover, each eigenmode approach of cantilevered beam is used to find when flow induced vibration is resonant. To analyze elastic behavior of cantilever beam efficiently, moving grid generation technique based on non-conservative form of Navier-Stokes equation is used. Equation of the motion associated with the cantilever beam is discretized by the Galerkin procedure with forced vibration. As a consequence, behavior of the elastic cantilevered beam is stable when the first mode natural frequency of the material is relatively higher than that of flow induced pressure fluctuation.

**Key Words:** Fluid-Structure Interaction(유체-구조 상호작용), Trailing-edge noise(날개 끝단 소음), Cantilever beam(의팔보), Modal shape(모드 형상), DNS(직접수치모사)

### 1. 서 론

양력을 받는 표면의 날개 끝단 근처에서 공력 소음은 많은 응용 분야에서 현재까지도 연구되고 있다. 과거에는 이러한 소음 발생 문제에 대해서 많은 연구들이 날개 끝단의 정확한 소음 예측을 위한 수치적 방법의 개발에 초점을 맞춰 왔다. 예를 들면, Wang 과 Moin[1]은 대외류모사(LES) 및 공력 소음 이론을 이용하여 날개 위의 유동의 공력 소음 계산을 수행하였으며, 이러한 결과들은 Blake[2]의 실험과 자주 비교되기도 하였다. 또한 더욱 저렴한 비용으로 수치 해석 기법이 사용될 수 있도록, Wang 과

Moin[3]은 날개 끝단 유동에서 경계층을 해석하기 위해 벽 모델을 사용하였는데 그 결과로써 유동 해석에 대한 비용이 획기적으로 감소되기도 하였다.

최근에는 날개 끝단 소음의 초점이 소음의 해석보다는 감소 쪽으로 옮겨지고 있으며, 날개 형상의 변화 또는 다공질 재료를 사용하여 소음을 감소시키는 방법 등이 사용되고 있다. Marsden 과 Wang[4]은 무딘 날개끝의 형상을 다양하게 변화시켜 최적의 소음 감소 효과를 얻는 디자인을 설계하였다. Khorrami 와 Choudhari[5]은 비행기 날개 슬레이트 및 끝단에 다공질 처리를 수치적으로 계산하여 20dB 이상의 소음 감소 효과를 얻었다. 또한 Khorrami 와 Li[6]는 터보팬 엔진에서 회전익 끝단에서의 다공질 처리를 통해 끝단 볼텍스의 강도를 감소시키는데 성공하였지만 전산해석 검증이 제대로 이루어지지 않았으며, 다공질 처리에 대해 최적화된 특징을 찾지

\*1 황본창, 고려대학교 대학원 기계공학과

\*2 문영준, 고려대학교 대학원 기계공학과

\*E-mail : ssadu@korea.ac.kr, yjmoon@korea.ac.kr

못한 경향이 있다. 또한 Freni[7]는 유체-구조 상호 작용(fluid-structure interaction)을 이용하여 난류 유동을 수치적으로 해석하였으며 실험 결과와 잘 일치하였지만 소음 해석은 이루어지지 않았다. Huang[8]은 구강 내 연구개의 진동으로 인해 발생하는 소음을 탄성 재질 날개 끝단 실험을 통해 측정하였으며 보의 운동 방정식을 해석적인 방법을 이용하여 계산한 후 실험과 대조하였다.

하지만 일반적으로 날개 끝단에 대한 소음 분석은 물질의 재질을 고려하지 않고 강체(rigid body)로 가정하여 수행되어 왔으며 유동의 비정상 효과로 인한 날개의 진동이 고려되지 않았다. 만약 전산해석 시 비정상 유동에 대한 날개의 진동을 고려하여 발생하는 소음을 예측한다면 실제로 탄성 재질을 갖는 물질의 공력 탄성 특성을 살릴 수 있으므로 보다 현실적인 접근이 가능하게 된다. 이에 날개 끝단의 유동을 예측하여 최적의 고유 진동수를 갖는 형상을 설계할 수 있고, 같은 방식을 적용하여 의료분야에서는 구강내 발생하는 코골이 소음의 감소 방법도 예측할 수 있다.

본 연구에서는 직접수치모사 및 보의 운동방정식을 이용하여 탄성 재질의 날개 끝단 진동 및 소음을 예측하고 재질의 고유 진동수와 유동의 가진 주파수와의 상호 관계를 분석하도록 한다. 진동에 의해 발생하는 공력 소음 및 날개의 움직임 분석하고, 특히 가진 주파수와 날개의 고유 진동수가 일치하는 경우에 발생하는 소음 및 날개의 거동을 관찰하여 진동에 의한 소음의 감소 효과를 보이는 탄성 물질의 특징을 살펴볼 것이다.

## 2. 문제정의 및 전산해석 기법

### 2.1 문제정의

탄성 재질을 가진 날개 끝단의 유동 및 소음을 해석하기 위해 무딘 끝단을 갖는 평판에 대하여 해석을 수행하였다. 공력 소음 해석을 위해 20℃ 상온의 공기를 채택하였으며, 일상 현상에서 자주 나타나는 Kelvin-Helmholtz 유동의 불안정성으로 나타나는 현상을 모사하기 위해 끝단의 높이(h) 기준으로 비교적 낮은 레이놀즈 수에 해당하는  $Re_h=200$ 의 층류 유동을 해석하였다. 또한 압축성 유동 현상에서 나타

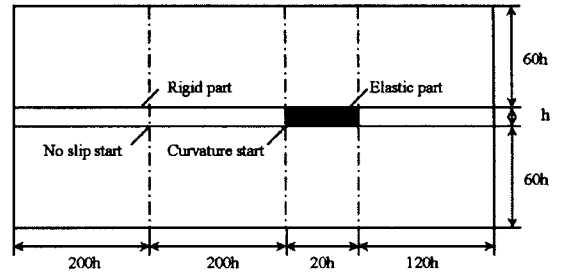


Fig. 1 Parameter & domain definition

나는 소음 효과를 고려하기 위해 주위 유동 속도는  $Ma=0.4$ 로 모사하였다. 탄성 날개 끝단의 거동을 중점적으로 고려하였으므로 길이는  $20h$ 로 비교적 짧게 설정하였으며 계산 영역은 Fig. 1과 같다.

### 2.2 유동 및 소음해석 기법

직접수치모사는 유동 현상 및 이에 의한 소음 발생 및 전파를 동시에 해석하는 방법으로 유동에 의한 소음 생성뿐만 아니라 소음에 의한 유동 변화 및 이들의 상호작용까지도 모사해 낼 수 있는 방법이다. 지배방정식으로는 이동 격자계를 기반으로 한 압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며, 이는 물리 공간상의 좌표계  $(x,y)$ 에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} = \frac{\partial E_v}{\partial x} + \frac{\partial F_v}{\partial y} \quad (1)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho e \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} \rho u^2 + p \\ \rho u \omega \\ u(e+p) \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v \omega^2 + p \\ v(e+p) \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$E_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ u x_x + v \tau_{xy} - q_x \end{bmatrix}, F_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \\ u \tau_{xy} + v \tau_{yy} - q_y \end{bmatrix}$$

수치해석 기법으로는 고차, 고해상도의 수치해석 기법으로 Lele[9]가 제안한 6차 정확도를 갖는 컴팩트 유한 차분법을 사용하였다.

또한 물리 공간상의  $(x, y, t)$ 좌표계를 계산 공간상의  $(\xi, \eta, \tau)$ 좌표계로 변환하기 위하여 연쇄법칙을 이용한 자코비안 변환을 아래와 같이 사용하였다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \xi_t \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \eta_t \frac{\partial \phi}{\partial \eta} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \xi_y \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial \phi}{\partial \eta}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = \xi_y \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial \phi}{\partial \eta}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \xi_x \frac{\partial \phi}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial \phi}{\partial \eta}$$

본 연구에서는 이동 격자계에 대해 비보존형 Navier-Stokes 방정식을 사용하였으므로, 식(1)을 좌표변환 하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q}{\partial \tau} = & -\xi_t \frac{\partial Q}{\partial \xi} - \eta_t \frac{\partial Q}{\partial \eta} + \xi_x \frac{\partial}{\partial \xi} (E_v - E) \\ & + \eta_x \frac{\partial}{\partial \eta} (E_v - E) + \xi_y \frac{\partial}{\partial \xi} (F_v - F) + \eta_y \frac{\partial}{\partial \eta} (F_v - F) \end{aligned} \quad (4)$$

컴팩 유한 차분법은 수치적 감쇠가 거의 없는 정교한 기법이기 때문에 격자의 비균일성이나 기울어짐 등에 의한 작은 에러에 의해서도 해가 불안정해질 수 있다. 따라서 컴팩 유한 차분법의 정확도에는 영향을 주지 않으면서 작은 에러들을 걸러내어 안정성을 향상시키기 위해 Gaitonde[10] 등이 제안한 10차 오더의 공간 필터링을 사용하였다.

경계조건으로는 Edgar와 Visbal[11]가 제안한 ETA 경계조건을 압축성 유동 방정식의 해석시 비반사 경계 조건으로 적용하였다.

### 2.3 유체-구조 상호작용

탄성을 가진 날개를 외팔보(cantilever beam)라고 생각하면, 날개 끝단 탄성 부분의 처짐  $w(x,t)$ 에 관한 식은 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (5)$$

여기서 EI는 강성 계수(flexural rigidity), m은 단위 길이당 질량,  $f(x,t)$ 는 날개 끝단 주위의 유체 유동으로 인해 발생하는 분포하중이다. 이 하중은 압력 또는 전단력을 포함하고 있지만 전단력은 압력에 비해 매우 작기 때문에 여기서는 압력만을 고려 대상으로 한다. 식(5)의 동차방정식 모드 형상(modal shape)은 다음과 같다.

$$\phi_r(x) = \cosh \lambda_r x - \cos \lambda_r x - \sigma_r (\sinh \lambda_r x - \sin \lambda_r x) \quad (6)$$

여기서

$$\sigma_r = \frac{\sinh \lambda_r L - \sin \lambda_r L}{\cosh \lambda_r L + \cos \lambda_r L} \quad (7)$$

그리고 특성값(eigenvalue)  $\lambda_r L$ 은 다음 식에서 구할 수 있다.

$$\cos \lambda_r L \cosh \lambda_r L + 1 = 0 \quad (8)$$

식(5)는 Galerkin method[12]를 이용하면 아래와 같은 근사해를 구할 수 있다.

$$w(x,t) \approx \sum_{j=1}^N \phi_j(x) q_j(t) \quad (9)$$

여기서 N은 계산될 모드의 수이며,  $\phi_j(x)$ 는 모드 형상 함수라 하고 길이만의 함수이다. 식(9)을 식(5)에 대입하고  $\phi_j(x)$ 를 양변에 곱한 후 날개 끝단 [0, L]의 전체 탄성 부분에 대해 적분하면,  $q_j(t)$ 에 대한 상미분 방정식의 형태로 나타낼 수 있다.

$$mL \frac{d^2 q_j}{dt^2} + (EI \lambda_j^4 L) q_j = \int_0^L \phi_j(x) f(x,t) dx \quad (10)$$

$i=1,2,3,\dots,N$ 에 대해 본 연구에서는 3개의 근사 모드(N=3)를 이용하였다.

유동장을 계산한 후에 식(5)은 유동에 의한 분포하중  $f(x,t)$ 를 얻어 수치적으로 적분할 수 있으며, 수직 처짐 방정식은 식(9)로부터 얻을 수 있는데, 이는 다음 시간 간격에서 유동장을 풀 때 격자를 생성하기 위해 사용된다.

### 3. 수치해석 기법 검증

2장에서 소개한 컴팩 유한 차분법, 좌표변환, 공간 필터링, 비반사 경계 조건과 이동 격자 등의 수치해석 기법이 실제로 전산공력음향학 문제에 효과적으로 적용되는지를 검증하기 위하여 다음과 같은 실린더의 압축, 팽창에 의한 음향장을 수치 모사하여 해

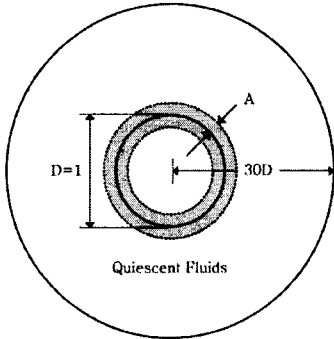


Fig. 2 Computational domain for benchmark test

석적 해와 비교해 보았다.

Fig. 2와 같이 영역의 중심에 위치한 실린더는 다음의 식에 의해 주기적으로  $A$  만큼 축소, 팽창하게 된다.

$$D/2 = D_0/2 + A \sin(2\pi ft)$$

여기서  $A$ 는 실린더의 진폭이고  $f$ 는 진동 주파수이다. 정지된 유체에서 실린더의 주기적 축소, 팽창에 의해 발생한 음향 파동은 원음장으로 전파되어 나가게 되며 본 연구에서는 이를 무차원화 된 오일러 방정식으로 모사하였으며, 이 문제에 대한 해석적 해는 다음과 같다[13].

$$p = \frac{1}{2} \pi^2 f \rho D U_0 \left[ J_0 \left( \frac{2\pi f s}{c} \right) + i N_0 \left( \frac{2\pi f s}{c} \right) \right] e^{-2\pi i f t} \quad (11)$$

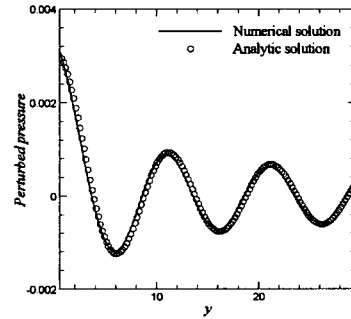
여기서  $c$ 는 음속,  $U_0$ 는 실린더 벽면 속도,  $s$ 는 반경 방향으로의 거리이고  $N_0$ 와  $J_0$ 는 각각 0차의 Neumann 함수, Bessel 함수이다.

음향장 예측을 위해, 전체 영역 중 버퍼 영역을 제외한 영역의 크기는 실린더 직경의 30배로 두었고 실린더 벽면으로 밀집된 형태의 비균일 격자 ( $171 \times 381$ )를 사용하였으며 최소 격자 간격은 실린더 직경의 1/100로 설정하여 전산해석을 수행하였다. 또한 주기적으로 압축, 팽창하는 실린더의 진폭과 주파수는 Table 1에 정리하였다.

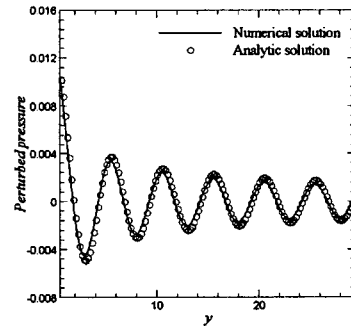
Fig. 3은  $t=30$ 에서 각각의 경우에 대한 수치적 해와 해석적 해를 비교하여 나타낸 것으로  $y$ 의 증가에 따른 음향 파동이 정량적으로나 정성적으로 매우 잘 일치한다. 이상의 결과로부터 컴팩트 유한 차분법이

Table 1 Properties for benchmark tests

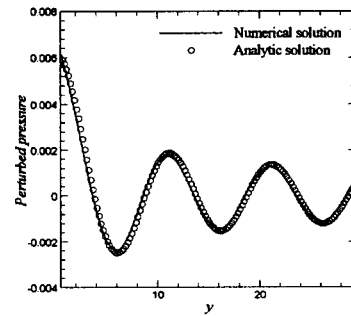
	Amplitude	Frequency
case1b	0.01	0.1
case2b	0.01	0.2
case3b	0.02	0.1



(a) case1b



(b) case2b



(c) case3b

Fig. 3 Acoustic pressure wave forms along  $x=0$

비균일 격자계에서도 정확도의 손실이 거의 없이 다양한 유동 조건에 적용될 수 있으며 앞서 언급하였던 좌표 변환, 공간 필터링, 비반사 경계 조건 및



이동 벽면 조건, 이동 격자 기법 등이 전산공력음향학 문제에 매우 성공적으로 적용됨을 알 수 있다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 강체 외팔보의 공력 소음 특성

강체란 외력을 가해도 모양과 크기가 변하지 않는 물체이지만 엄밀하게 말하면 실제로 존재하지 않는 가상의 물질이다. 실제로 비행기 날개의 끝단과 같이 외력을 받게 되면 탄성계수와 밀도가 존재하는 물질은 자신의 고유 진동수를 가지고 움직이게 된다. 하지만 일단 강체라고 가정하게 되면 그 물체의 운동이나 움직임 등을 모사하기 쉬어지고 유동 속에 잠긴 물체에 대해서도 역시 좋은 비교 대상이 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 강체 주위의 유동을 먼저 분석하고 탄성이 있는 보에 대해서 비교 분석할 것이다. 유동 조건 및 영역 설정은 2장에서 기술한 바와 같으며 Fig. 4에서처럼 사용된 격자는 총 63,000여개이며 5개의 계산 영역으로 나누어져 있다.

Fig. 5에는 무차원 시간  $T^*=190$ 에서 각각 압력 요동과 와류 성분을 나타내었다. 레이놀즈 수가 낮고 경계층 두께가 비교적 큰 유동에서 자주 나타나는 Kelvin-Helmholtz 형태의 와류를 볼 수 있다.

Fig. 6은 끝단에서  $x=-20h, y=20h$  만큼 떨어진 점에서의 압력 요동 성분과 이 값을 주파수 공간에서 푸리에 변환을 이용하여 음압(SPL)을 계산한 결과이다. 진동이 없는 강체에서는 압력 요동 성분이 대체로 주기적인 값을 나타내고 주기는 2.66으로 오른쪽 그림에서 무차원 주파수인 Strouhal 수로 0.047에 해당하며 이 때의 음압은 약 104.5 dB의 값을 가진다.

#### 4.2 탄성 외팔보의 강제 진동

양력을 받는 보의 끝단 근처의 압력 분포는 음향파의 전파에 영향을 받기 때문에 시간 및 공간에 따라 계속적으로 변화한다. 이에 대한 기초 연구로서 다양한 분포하중을 받는 보의 거동을 관찰하기 위해 식(5)을 이용하여 각각 다른 물성치를 가진 보에 대해 선형 및 비선형 분포하중을 적용한 경우를 살펴보고자 한다. Table 2에 탄성 재료의 물성치를 각각의 경우에 대해 정리하였다. 각각의 경우에 대해 고유 진동수를 결정하기 위해 윗 절에서 언급한 강체에 대한 음향파의 주파수와 가까운 0.05를 기준으로 물성치를 결정하였다. 외팔보에 대한 물질의 고유 진동수는 식(12)와 같다.

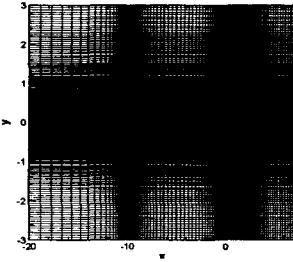


Fig. 4 Computational mesh generation

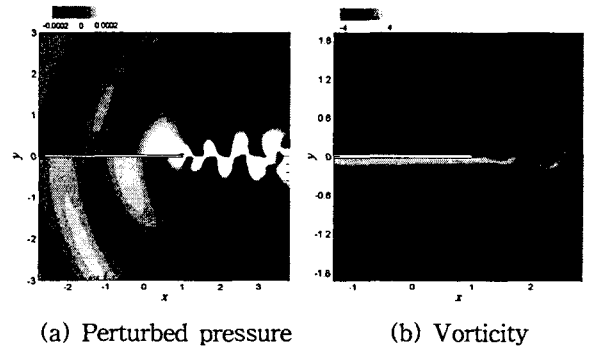


Fig. 5 Contours of vorticity and perturbed pressure

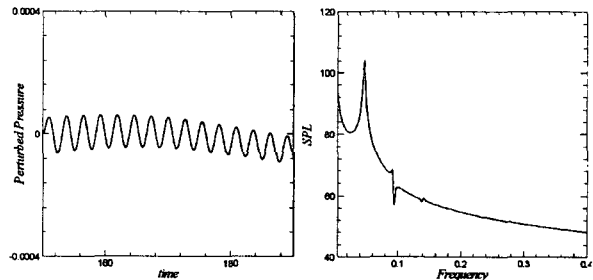


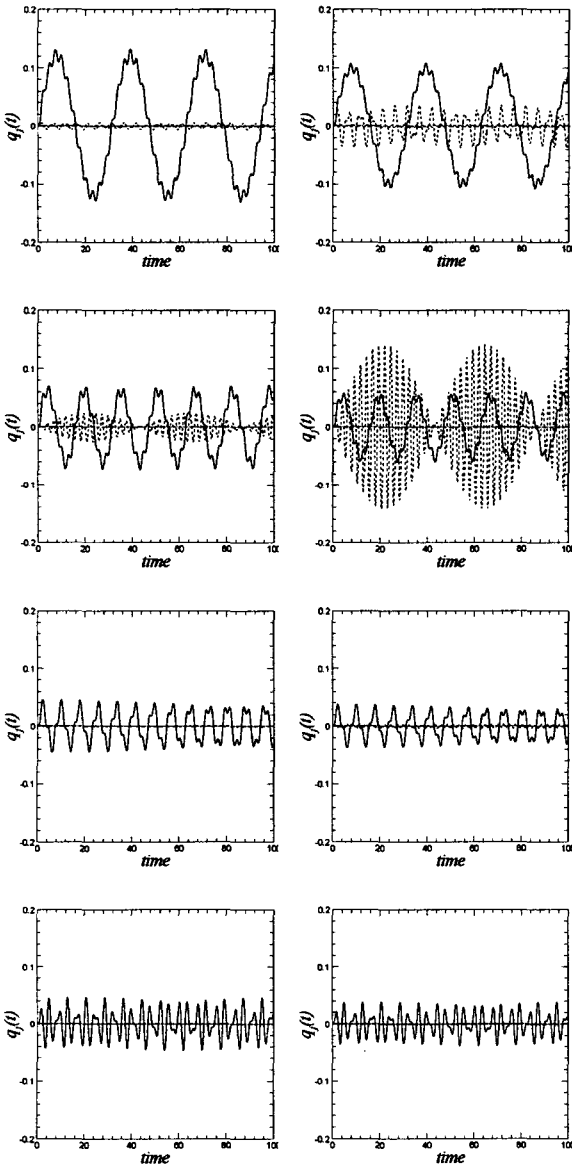
Fig. 6 Perturbed pressure and SPL

$$\omega_r = (\lambda L)^2 \left( \frac{EI}{mL^4} \right)^{1/2} \tag{12}$$

여기서  $r$ 은 모드의 번호를 나타내고,  $L$ 은 보의 길이,  $m$ 은 단위 길이당 질량,  $\lambda$ 는 고유값,  $E$ 는 탄성계수,  $I$ 는 면적 관성모멘트이다. 가진 주파수가 물질의 고유 진동수에 근접하게 되면 공진(resonance)이 발생하게 되는데 1번 모드의 고유진동수( $\omega_1$ )인 0.05를 기준으로 유동의 가진 주파수  $\omega_f=0.047$ 의 비( $\omega_1/\omega_f$ )는 각각 0.532, 1.064, 2.128, 4.256에 해당되도록 설정하였다.

Table 2 Comparison of material properties

	Density [kg/m <sup>3</sup> ]	Elasticity [pa]	$\omega_1$	$\omega_1/\omega_f$
case1	240	$4.30 \times 10^8$	0.025	0.532
case2	240	$1.72 \times 10^9$	0.05	1.064
case3	240	$6.88 \times 10^9$	0.1	2.128
case4	240	$2.75 \times 10^{10}$	0.2	4.256



(a)  $q(x) = x$  (b)  $q(x) = \sin(\pi x)$   
Fig. 7 Time history of each mode

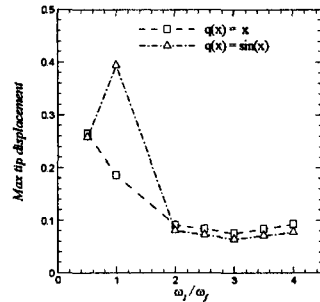


Fig. 8 Max tip displacement in frequency range

여기서 두 번째 경우인  $\omega_1/\omega_f \approx 1.0$ 이 공진 현상을 나타낼 것으로 예측된다. 재료의 물성치는 혼합물의 비중에 따라 변경 가능한 것이므로 고유 진동수에 초점을 맞춰 탄성 계수의 변화에 따른 보의 거동을 분석하도록 한다. 가진 주파수는  $f(x, t) = q(x) \sin(2\pi\omega_f t)$ 로 설정하였으며, 공간에 따른 압력의 분포는  $q(x) = x$ ,  $q(x) = \sin(\pi x)$  두 가지 경우에 대해서 정리하였다.

Fig. 7은 각각 각 모드 형상을 시간에 대해 나타낸 것이다. case1, case3, case4의 경우에는 선형 분포 하중을 주었을 때와 사인 형태의 분포 하중을 주었을 때의 거동이 크게 틀리지 않음을 알 수 있다. 이 경우에는 1번 모드의 움직임이 다른 모드에 비해 매우 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 따라서 끝단의 움직임 역시 1번 모드의 영향을 지배적으로 받게 된다. 하지만 가진 주파수와 1번 모드의 고유 진동수는 서로 다른 경향을 보이게 되는데, 실제로 1번 모드보다 더 낮은 주파수로 거동하게 된다. 한편 가진 주파수와 1번 모드의 고유 진동수가 일치하는 case2와 같은 경우에는 선형 분포 하중과 사인 형태의 분포 하중에 대한 응답비가 서로 다르게 나타나는 현상을 보이고 있다. 선형 하중의 경우에는 1번 모드의 주파수가 2번 모드에 비해 지배적이지만, 사인 형태의 분포 하중은 2번 모드의 주파수 성분이 가진 주파수와 일치하게 되며 2번 모드가 지배적으로 움직이게 된다. 또한 2번 모드 자체가 맥놀이 현상을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 각각의 경우에 대한 보의 최대 변위를 보여주고 있다. 강제 진동을 가할 경우 공진이 발생하는 위치( $\omega_1/\omega_f \approx 1.0$ )는 비선형 분포 하중이 작용할 때만 크게 나타나지만 보의 고유 진동수, 즉 탄성 계수가 높아지면 하중의 종류와 관계없이 거동이 작아짐을 확인할 수 있다.

4.3 탄성 외팔보의 공력 소음 특성

이제 실제 유체 속에 놓여 있는 탄성 재질을 가진 보의 끝단 주위 유동 및 소음 현상을 살펴보고자 한다. 앞서 계산한 보의 전체가 강체인 경우와는 달리, 강체와 연결되어 있는 탄성 재질의 보를 설계하였다. 시간이 흐르면 유동의 불안정성으로 인해 보의 양 표면에 압력차가 발생하게 되는데, 이것이 탄성 부분의 분포 하중의 역할을 하므로 해당 시간에서의 수직 처짐 방정식이 완성되고 다음 시간 간격에서의 격자 생성에 이용된다.

Fig. 9은 각각의 경우에 무차원 시간으로 90초 후의 압력 요동 성분을 나타내고 있다. 모든 경우에 대해 음향파의 파장이 그 물질의 고유 진동수가 높을수록 더 짧아지는 것을 볼 수 있다. 특히 case3과 같은 경우는 음향파의 강도가 상대적으로 매우 낮게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 10은 무딘 끝단에 대해  $y=50h$ 만큼 떨어진 지점에서 강체인 경우를 기준으로 각각 음원에 대한 지향성을 보여주고 있다. 모든 경우에 대해서 이극형의 음향파가 나타나는 것을 볼 수 있는데, 보의 진동에 따른 음압 상승 효과는 강체와 가장 유사한 음압의 지향성을 보이는 case3이 가장 약한 것을 알 수 있다. case1과 case2는 전방위에 걸쳐 대체적으로 비슷한 지향성을 나타내고 있으며, 후류에서는 case2가 case1보다 조금 더 강한 음압을 보이고 전방으로 갈수록 반대의 효과가 나타난다. 하지만 그림에서 알 수 있듯이 그 차이는 매우 작기 때문에 거의 비슷한 지향성을 보인다고 해도 무방하다. case2는 유동의 Kelvin-Helmholtz 불안정성으로 인해 나타나는 압력 요동의 주파수와 보의 고유 진동수가 거의 일치하는 경우로 보의 공진 현상으로 인해 가장 지배적인 음압을 나타낼 것으로 기대되었는데 실제 전산해석 결과 공진 현상은 나타나지 않았으며, 강체인 경우보다 약 5~20dB 정도의 음압이 상승되었다. case4는 나머지 경우와는 매우 다른 형태를 나타내는데 180도 부근을 제외하면 모든 방향에 대해서 가장 큰 음압을 보이고 있다.

Fig. 11에서는 시간에 따른 보의 각 모드에 대한 거동과 무딘 끝단을 기준으로  $x=-20h, y=20h$ 만큼 떨어진 곳에 위치한 비교적 근음장의 압력 요동 값을 측정 후, 음향파의 주파수 성분을 알기 위해 푸리에 변환(fast Fourier transform)을 취하였다. case1은

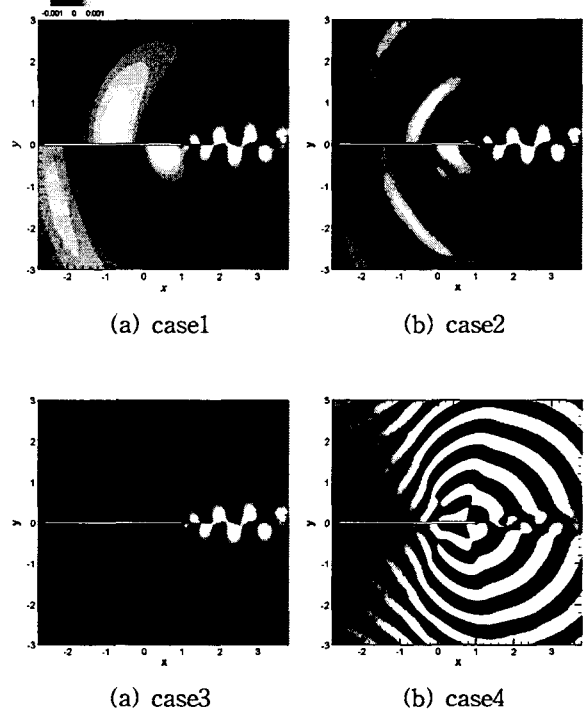


Fig. 9 Contours of perturbed pressure at  $T^*=190$

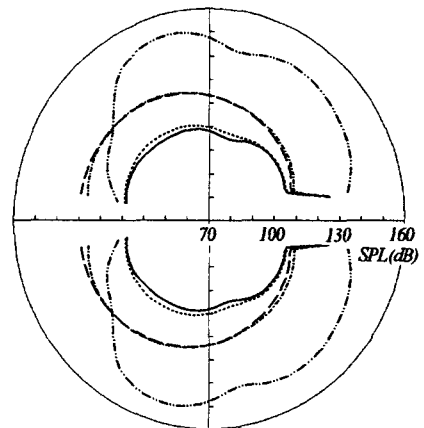


Fig. 10 Directivity patterns at  $y=50h$  (rigid:solid, case1:longdash, case2:dashdot, case3:dotted, case4:dashdotdot)

$\omega/\omega_f \approx 0.5$ 인 경우 지배적인 음압을 나타내며, 두 번째 주파수는 유동에 의한 가진 주파수와 거의 일치한다. 공진 현상이 일어날 것으로 기대되었던 case2의 경우에는 유동의 가진 주파수와 보의 고유

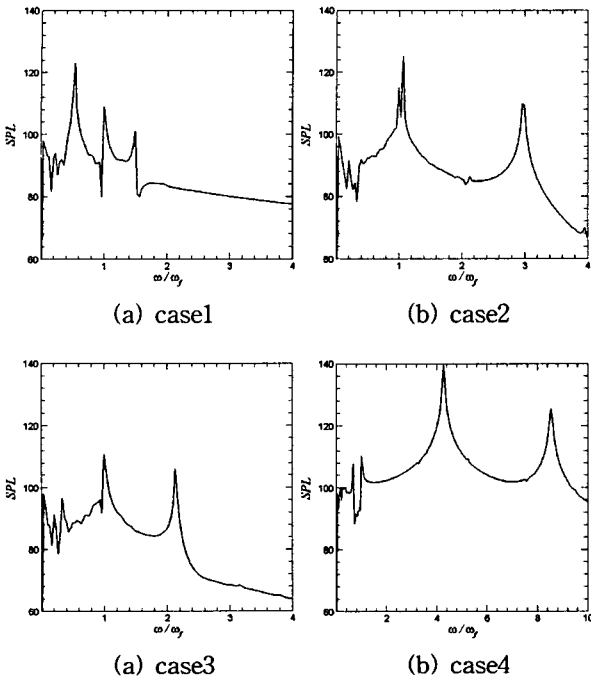


Fig. 11 SPL of pressure in frequency range

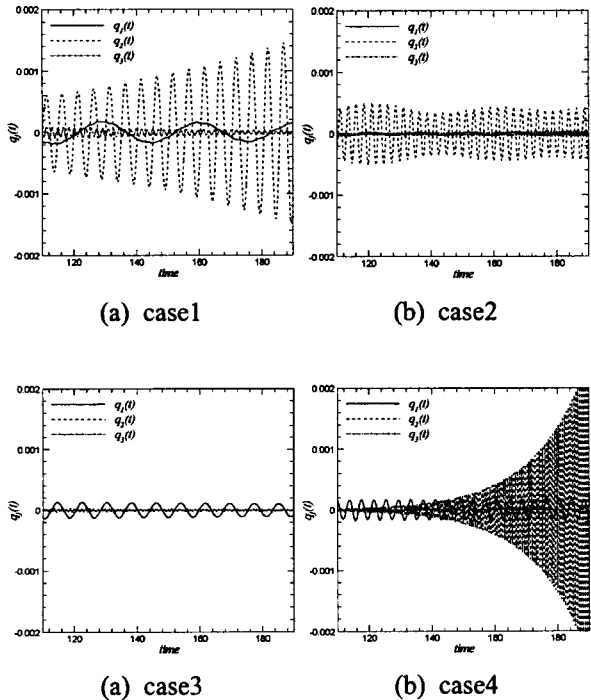


Fig. 12 Time history of each mode

진동수가 거의 같은 현상을 보이며 특히 보의 고유 진동수에 해당하는 주파수 성분에서 음압이 가장 크게 나타나고 있다. case3은 전반적으로 음압의 크기가 작으며  $\omega/\omega_0 \approx 0.5$ 인 경우 가장 큰 소음을 보이고 있다. 마치 발산하는 형태를 가진 것처럼 거동하는 case4는 보의 고유 진동수에 근접할 때 가장 지배적인 소음장을 형성하게 된다.

모드 형상의 시간에 따른 변화율은 Fig. 12에서 볼 수 있다. case1, case2, case4는 2번 모드가 지배적으로 나타나고 있으며, 보의 진동에 의한 소음장이 가장 작게 나타나는 case3은 1번 모드가 지배적이며 크기 또한 다른 경우에 비해 작다는 것을 알 수 있다. 또한 1번 모드의 주기는 자신의 고유 진동수보다 매우 작게 나타나는데 모든 경우에 대해 안정적인 거동을 보이고 있으며 보의 고유 진동수에 비례하는 주파수 특성을 가지고 있다. case2의 경우는 강제 진동에서 사인 형태의 분포하중을 가한 형태와 비슷하게 2번 모드에서 맥놀이 현상을 보이고 있는데 이는 평판의 양 끝단에 작용하는 보 위에 작용하는 압력 분포가 선형적이지 않음을 나타내며, 유동의 가진 주파수와 보의 고유 진동수가 거의 같기 때문에 발생하는 현상이다. 전체적으로 모든 경우에 대해 탄성 재질 보의 거동은 1번 및 2번 모드가 지배적이며, 3번 모드의 거동은 거의 나타나지 않음을 알 수 있다.

4.4 고찰

지금까지 1번 모드에 대한 보의 고유 진동수를 변화시키므로써 고정된 유동의 가진 주파수에 따라 보의 거동 및 음향파의 세기 등을 관찰하였다. 지배적인 1번 모드 형상을 가지고 움직이는 case3의 경우가 가장 바람직한 진동 소음을 예측하였다. 이 경우의 물성치는 1번 모드의 고유 진동수가 유동 가진 주파수의 2배가 되는 값으로 설계되었다. 결국 유동 주파수가 보의 고유 진동수보다 커지게 되면 1번 모드의 움직임이 커지게 되고 이는 곧 진동 소음의 감소로 이어진다. 하지만 case4처럼 보의 고유 진동수가 유동에 의한 주파수의 4배가 되는 경우에는 2번 모드의 움직임이 증폭되며 이로 인해 소음 증가 현상이 발생함을 알았다. 따라서 case3과 case4 사이의 고유 진동수를 갖는 보에 대해서 2번 모드의 움직임이 보의 고유 진동수와 비례하여 증가할 것으로 예상된다. 이러한 추측을 뒷받침하기 위해 case3과



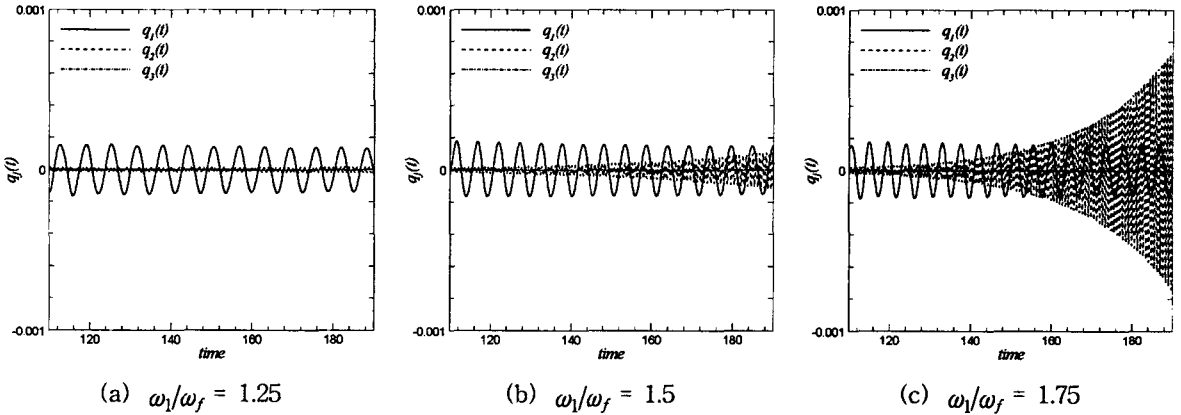


Fig. 13 Time history of each mode

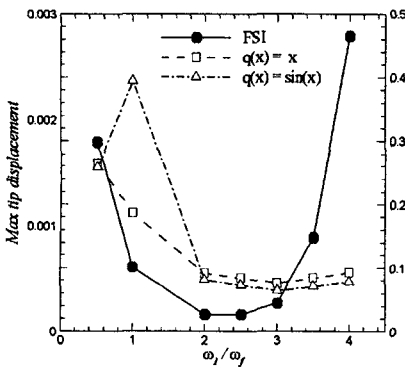


Fig. 14 Maximum tip displacement

case4사이의 진동수의 비( $\omega/\omega_f$ )가 1.25, 1.5, 1.75인 경우에 대해 전산 해석을 수행하였다. 예상대로 Fig. 13와 같이 1번 모드가 지배적인 움직임을 보이는 가운데 보의 고유 진동수가 높아질수록, 2번 모드 형상이 점점 커지게 된다. 이 때 1번 모드의 시간 변화율은 주로 주파수에 영향을 받게 되는데 진폭은 거의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 이는 곧 가장 느리게 거동하는 1번 모드 형상의 주파수가 유동에 의한 가진 주파수에 근접함에 따라 새로운 공진 현상을 나타내는 것으로 예상된다. 결국 3개의 모드를 사용한 경우에 있어서는 2번 모드의 움직임이 보의 공진에 관여함을 알 수 있다.

또한 강제 진동의 경우 보의 1번 모드의 고유 진동수가 유동의 가진 주파수보다 크게 되면 보의 안정적인 거동을 보이게 되지만 본 연구에서 사용된 유체-구조 상호작용의 경우에는 적용되지 않음을 알

수 있다. 이는 Fig. 14에서 나타나는 고유 진동수와 최대 변위 사이의 경향성을 보면 알 수 있다. 전체적으로 1번 모드의 고유 진동수가 가진 주파수의 2배에서 3배 사이에 존재할 때 끝단에서의 움직임이 가장 작다는 것을 알 수 있다.

### 5. 결 론

탄성 재질을 가진 무단 끝단 주위의 유동 및 소음 현상을 알아보기 위해 비선형 Navier-Stokes 방정식에 대해 6차 정확도를 갖는 컴팩트 유한 차분법을 사용하여 전산 해석을 수행하였다. 유동의 불안정성에 기인한 보의 탄성 거동을 해석하기 위해 움직이는 격자계를 사용하였고 정확성을 검증하기 위해 움직이는 실린더의 해석적 결과와 비교하여 수치적으로 타당성을 확인하였으며 본 연구에서 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 강제 진동에 대한 보의 거동을 살펴보기 위해 선형 및 비선형 분포 하중을 이용하여 분석하였으며, 분포 하중이 작용하는 위치에 따라 모드별 보의 움직임이 상이하게 달라짐을 확인하였다.
- 2) 유동에 의해 보에 작용하는 가진 주파수와 고유 진동수가 일치하는 경우에 있어서는 많은 소음 증가가 이루어졌지만 강제 진동의 경우와는 달리 유동의 흐름이 댐퍼 역할을 하여 진폭이 제한되는 경향이 발견되었다.
- 3) 보의 고유 진동수가 유동의 가진 주파수보다 큰 경우 보의 진동으로 인한 소음이 많이 감소됨을

확인하였다. 따라서 특정 유동 조건에 대해 주기적인 가진 주파수를 얻어내어 보의 고유 진동수가 유동의 주파수보다 높은 특성을 가지도록 설계한다면 진동으로 인해 발생하는 소음을 감소시킬 수 있다는 것을 알았다. 하지만 보의 고유 진동수가 특정 주파수 이상이 되면 다시 공진 현상을 발생시킬 수 있다.

4) 유동 속에 잠긴 보의 움직임을 모드별로 확인한 결과 보의 고유 진동수, 즉 강성이 높아질수록 2번 모드가 증폭되는데 이는 1번 모드 형상으로 움직이는 주파수가 유동에 의한 가진 주파수에 근접할 때 발생하는 현상으로 보인다.

### 참고문헌

- [1] Wang, M. and Moin, "Computation of Trailing Edge Flow and Noise using Large Eddy Simulation", AIAA Journal, Vol 38, pp.2201-2209.
- [2] Blake, W. K. 1975, "A Statistical Description of Pressure and Velocity Fields at the Trailing Edge of a Flat Strut", David Taylor Naval Ship Research and Development Center Report 4241, Bethesda, Maryland.
- [3] Wang, M. and Moin, P. 2001, "Wall Modeling in LES of Trailing Edge Flow", Proc. 2nd Int. Sympo. on Turbulence and Shear Flow Phenomena, Stockholm, Sweden, II, 165-170.
- [4] Marsden. A. L, Wang, M, Mohammadi. B., 2001, "Shape Optimization for Aerodynamic Noise Control", Center for Turbulence Research, Annual Research Briefs.
- [5] Khorrami, M. R., Choudhari, M. M., "Application of Passive Porous Treatment to Slat Trailing Edge Noise", Langley research center, NASA/TM-2003-212416.
- [6] Khorrami, M. R., Li, F., 2001, "A Novel Approach for Reducing Rotor Tip-Clearance Induced Noise in Turbofan Engines", Langley research center, 7th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 28-30 May.
- [7] Frendi. A., 2004, "On Flow Unsteadiness by Structural Vibration", Journal of Sound and Vib., vol 269, pp.327-343.
- [8] Huang, L., "Flutter of Cantilevered Plates in Axial Flow", Journal of Fluids and Structure, Vol. 9, 1995, pp.127-147
- [9] Lele, S. K., 1992, "Compact Finite Difference Schemes with Spectral-Like Resolution", Journal of Computational Physics, Vol. 103, pp.16-42.
- [10] Gaitonde, D., Shang, J. S., and Young, J. L., 1997, "Practical Aspects of High-Order Accurate Finite-Volume Schemes for Electromagnetics", AIAA-Paper, 97-0363, Int. J. Numer. Engng.
- [11] Edgar, N. B., and Visbal, M. R., 2003, "A General Buffer Zone-Type Non-Reflecting Boundary Condition for Computational Aeroacoustics," AIAA Paper 2003-3300.
- [12] Michael P. Paidoussis, 1998, "Fluid-Structure Interactions Volume 1", Academic press.
- [13] Howe, M. S., "Acoustics of Fluid-Structure Interactions", Cambridge University Press.