

층류유동에서 사각실린더 주위의 와류shedding과 공진현상에 관한 수치해석적 연구

정영증* · 조상현** · 강신형*** · 최해천***

(1997년 5월 26일 접수)

A Numerical Study of Vortex Shedding and Lock-on Behind a Square Cylinder in a Laminar Flow

Y. J. Chung, S. H. Cho, S.-H. Kang and H. Choi

Key Words : Vortex Shedding(와류shedding), Lock-on(공진), Forcing Frequency(강제 진동수), Natural Shedding Frequency(고유진동수), Square Cylinder(사각형 실린더)

Abstract

Effects of the oscillating incoming flow on vortex shedding and lock-on behind a square cylinder are investigated using numerical simulations at a Reynolds number of 100. Vortex shedding occurred at low forcing frequencies of the incoming flow is similar to the natural vortex shedding. As the forcing frequency further increases, the shedding frequency decreases to the half of the forcing frequency. For a sufficiently large frequency, vortex shedding returns to the natural vortex shedding irrespective of the forcing amplitude. Also, the lock-on region becomes wider with higher forcing amplitudes. The phase diagram between the drag and lift shows a simple periodic behavior in the lock-on region, while a complicated periodic phase relation is observed when there is no lock-on.

기 호 설 명

A : 실린더의 오동진폭(m)
 Cd : 항력계수($F/(0.5\rho U_{in}U_{in})$)
 Cl : 양력계수($L/(0.5\rho U_{in}U_{in})$)
 D : 실린더의 직경 또는 폭(m)
 F : 항력(N)
 H : 사각형 실린더의 높이(m)
 L : 양력(N)
 Re : 레이놀즈수($U_{in}H/\nu$)
 St : 스트로울수($f_s H/U_{in}$)
 T : shedding유동의 주기(s)

U_{in} : 입구유속(m/s)
 a : 무차원 진폭($\Delta u/U_{in}$)
 c : 출구에서 x방향 평균속도(m/s)
 f : 강제 진동수($1/s$)
 f_s : 유동 진동수($1/s$)
 f_{so} : 유동 고유진동수($1/s$)
 p : 압력(Pa)
 t : 시간(s)
 u : x 방향 유동속도(m/s)
 v : y 방향 유동속도(m/s)
 u_i : 직교 좌표계 속도성분(m/s)
 x_i : 직교 좌표계(m)
 Δu : 입구유동의 진동속도 진폭(m/s)
 ρ : 밀도(kg/m^3)

*한국원자력연구소

**회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

***회원, 서울대학교 기계공학과

- ν : 동점성 계수(m^2/s)
 τ : 대류시간 스케일(H/U_m)
 ω : 각속도($2\pi f$)

1. 서 론

뽕푹한 물체(bluff body) 주위에서 유동박리로 인해 생성되는 와류쉐딩은 열전달이나 물질전달을 촉진시키는 이점이 있으나, 항력이 증가하거나 유동 및 온도의 요동(fluctuation)에 의해 구조물을 손상시키는 단점이 있다. 따라서 와류쉐딩으로 인하여 물체에 작용하는 힘의 평균값이나 요동의 범위 및 그 특성을 이해하는 것은 학문적인 면 뿐 아니라 실제 응용면에서 흥미롭다.

뽕푹한 물체가 유연성이 있거나 유연하게 설치되어 있으면 균일한 유동내에서 실린더의 주기운동과 유동의 쉐딩사이에 일정한 관계를 유지하게 되는데 이를 공진(synchronization), lock-on, 또는 lock-in이라 한다. 공진이 일어나는 경우는 크게 두 종류가 있는데, 하나는 물체는 고정되어 있고 입구유동이 어떤 주기를 가지고 일정하게 요동하는 경우이고, 다른 하나는 입구유동은 균일하게 유지되면서 물체가 주 유동에 대하여 횡방향이나 종방향으로 주기적으로 진동하므로써 발생하는 경우인데, 두 경우 모두 진동수와 진폭의 영향을 받는다. 뽕푹한 물체 주위에 와류쉐딩시 공진의 제반현상은 Bearman,⁽¹⁾ Griffin과 Hall⁽²⁾ 등에 의하여 심도있게 검토되었다. Griffin과 Ramberg,⁽³⁾ Ongoren과 Rockwell⁽⁴⁾ 등은 원통형 실린더가 주 유동과 동일한 방향으로 진동할 때 나타나는 공진현상을 실험하였으며, Bearman,⁽¹⁾ Nakano와 Rockwell⁽⁵⁾ 등은 물체가 주 유동에 직각방향으로 진동할 때 발생하는 공진현상을 실험하였다. 그리고 최근에는 원통형 실린더의 회전방향 진동에 의해서도 공진이 일어날 수 있다고 Tokomaru와 Dimotakis,⁽⁶⁾ Filler과 Mih⁽⁷⁾ 등이 보고하였다. Barbi 등,⁽⁸⁾ Armstrong 등⁽⁹⁾은 위에서 설명한 실린더가 진동하는 대신 실린더는 고정되어 있고 입구 유동이 주기함수로 변할 경우의 실험을 수행하였다.

Tanida 등⁽¹⁰⁾은 원통형 실린더가 유동방향에 수직으로 진동할 경우 고정된 진폭에서 공진에 영향을 주는 인자의 파악과 물리적 현상 이해를 위하여 실험을 수행하였다. 진동하는 실린더 표면에 작용하는 항력과 양력 및 와류쉐딩 진동수를 측정하여

공진시 이들의 변화 및 유동의 안정성에 대하여 연구하였다. 공진 현상의 발생시 유동의 쉐딩 진동수는 실린더 강제 진동수의 반이고 항력계수(drag coefficient ; C_d)와 양력계수(lift coefficient ; C_l)의 최대값은 공진영역 중앙에서 발생하였다. 여기서 C_d 와 C_l 은 $F/(0.5\rho U_m U_m)$, $L/(0.5\rho U_m U_m)$ 로 정의되고, F와 L은 각각 항력과 양력을 나타낸다.

Griffin과 Ramberg⁽³⁾는 $Re=190$ 에서 원통형 실린더의 주 유동방향 진동에 의한 공진발생 실험을 통하여 일정한 진동수에서 공진이 시작되는 진폭을 측정하였다. 공진영역은 유동 고유 진동수(natural shedding frequency ; f_{so})의 2배되는 강제 진동수(forcing frequency ; f) 부근에서 존재하며, 와류거동은 2가지 형태가 있음을 보여 주었다. 여기서 고유 진동수는 입구유속이 일정하고 실린더가 고정되어 있는 경우 실린더 주위에서 생기는 쉐딩 진동수이다. 첫 번째 형태는 실린더 진동의 1주기 동안 2개의 와류가 쉐딩하는 형태이고, 두 번째 패턴은 실린더 진동의 각 주기마다 하나의 와류가 쉐딩하는 형태이다. 그리고 무차원된 강제 진동수(f/f_{so})와 무차원 진폭(A/D)을 변수로 사용하면 레이놀즈수에 관계없이 공진이 존재하는 영역을 하나의 곡선으로 표시할 수 있음을 보여 주었다.

Barbi 등⁽⁸⁾은 원통형 실린더가 고정되어 있을 때 주기함수로 변화하는 입구유동에 의한 공진실험을 난류 유동영역에서 수행하였다. 강제 진동수가 고유 진동수와 같은 $f/f_{so}=1$ 일 때 공진은 시작되었으며, 공진영역에서 유동의 쉐딩 진동수(shedding frequency ; f_s)는 Griffin과 Ramberg⁽³⁾의 결과와 같이 강제 진동수의 반($f_s/f=0.5$)이다. 여기서 유동의 쉐딩 진동수는 입구유속이 일정한 주기함수로 진동할 때 고정된 실린더 뒤에서 생기는 유동의 진동수를 말한다. 어떤 경우는 $f/f_{so}=4$ 부근에서 공진이 발생함을 실험을 통하여 보여 주었으며 공진영역의 경계를 결정하는데 있어서 Griffin과 Ramberg가 실험한 실린더가 진동하는 경우의 무차원된 진폭과 저자들이 실험한 고정된 실린더에 입구유동이 진동하는 경우의 무차원 진폭 ($\Delta u/\omega D$) 사이에는 서로 상사성이 있음을 보여 주었다. 여기서 ω 는 $2\pi f$ 를 나타낸다.

Armstrong 등⁽⁹⁾은 입구유동이 진동하는 경우 매우 작은 진폭에 대하여 서로 다른 형상인 원통형 실린더, D 모양 실린더, 평판에 대하여 공진현상

을 실험하였다. 실험결과 형상에 관계없이 공진영역은 유사하게 나타났으며, 공진영역에서 와류shedding 진동수는 강제 진동수의 반이고 진폭이 증가하면 공진영역도 증가하였다.

Hall과 Griffin⁽¹¹⁾은 레이놀즈수 200에서 원통형 실린더 주위의 공진과 진폭과의 관계, 공진영역과 비 공진영역의 과도기 및 이들의 스펙트럼 분석을 수행하였다. 스펙트럼 분석에 의하면 비 공진 영역은 대체로 3개의 극대값(peak)이 발생하는데 이들은 고유 진동수 부근과 강제 진동수의 반이 되는 진동수와 이들 두 진동수의 합인 진동수에서 나타난다고 하였다. 진폭이 증가할수록 공진이 일어나는 진동수의 범위는 증가하였고, $f/f_{so}=2$ 인 경우 실린더 뒷면에서 발생하는 와류사이의 간격은 정상 입구유동의 경우와 유사하고, 강제진동수가 이보다 크면 간격은 감소하고, 작으면 증가하였다.

지금까지 언급한 실린더 주위의 공진현상은 원통형 실린더에 대한 연구결과들이며 사각형 실린더 주위의 공진현상의 실험은 상대적으로 적다. Obasaju 등⁽¹²⁾은 사각형 실린더의 가로/세로비(=D/H)를 1로 고정시키고, 실린더를 유동방향으로만 움직임이 가능하도록 장치한 후 레이놀즈수 3200-14000에서 유동의 입사각을 0~45° 변화시키면서 공진이 일어나는 강제 진동수와 유동형태를 분석하였다. 사각형 실린더의 경우도 원통형 실린더와 유사하게 입사각이 0°인 경우는 강제 진동수가 고유 진동수의 2배되는 부근에서 공진이 발생하고, 45°인 경우는 강제진동수, $f/f_{so}=1$ 부근에서 나타났다. 실린더 진동시 진폭이 작을 경우는 Karman 와류와 유사하게 반대부호의 와류가 실린더 상하면에서 교대로 생성되고, 진폭이 클 경우는 실린더 진동주기마다 한 쌍의 와류들이 동시에 대칭적으로 shedding하는 모드와 두 주기마다 한 면에서 하나의 와류가 shedding하는 비대칭 모드가 존재하였다.

Okajima 등⁽¹³⁾은 수치해석을 통하여 사각형 실린더의 공진을 레이놀즈수 1000에서 분석하였다. 사각형 실린더의 D/H와 공진영역과의 관계 및 항력계수, 양력계수의 변화를 계산하였다. 이들은 사각형 실린더의 경우는 원통형과 달리 공진이 일어나는 진동수가 3개의 영역이 있으며 공진시 f_s/f 는 1 또는 0.5의 값을 가진다고 하였다. 그리고 평균 항력과 양력의 rms값은 공진영역의 중앙부근에 위치함을 보여 주었다.

본 연구의 목적은 사각형 실린더 주위의 공진에 관한 자료를 축적하고, 유동특성을 분석함과 아울러 무한 유동장내 사각형 실린더와 원통형 실린더 사이의 공진현상의 유사점 및 차이점을 분석하고자 한다. 또한 강제 진동수가 항력 및 양력에 미치는 영향과 강제 진동수와 유동 와류shedding 진동수 사이의 상관관계를 파악하고자 한다.

2. 수치해석 방법

2.1 지배 방정식 및 경계조건

본 연구는 비정상, 비압축성 층류유동에 대해 2차원 수치해석 방법을 이용하여 수행되었다. 지배 방정식인 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j u_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{2}$$

여기서 x_i 는 직교 좌표계이고 u_i 는 각 방향의 속도 성분을 나타낸다. Fig. 1은 계산영역과 경계조건을 나타낸다. 계산영역은 정사각형 실린더의 네 면과 상하 및 입, 출구로 구성되는데, 실린더 표면에서는 점착 (no-slip) 조건을 주었고, 입구 및 상하 경계면에서의 속도는 다음과 같다.

$$u = U_m(1 + a \sin 2\pi ft) \tag{3}$$

이때 U_m 은 입구 평균속도이고, a 는 무차원 진폭, f 는 입구유동의 강제 진동수를 나타낸다. 출구는 대류 경계조건(convective outflow condition)인

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + c \frac{\partial u_i}{\partial x} = 0 \tag{4}$$

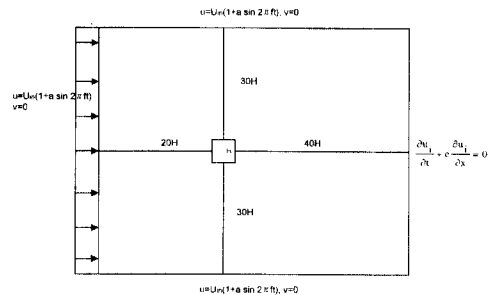


Fig. 1 Schematic diagram of the computational domain.

를 사용한다. 여기서 c 는 출구면에서 x 방향 평균 속도이다.⁽¹⁴⁾

2.2 유한 체적 근사법 및 수치해석 방법

본 연구에서 사용된 격자계는 엇갈림 격자계이다. 지배방정식 (1)과 (2)에서 압력을 속도로부터 분리하기 위하여 분리단계 (fractional step) 방법을 사용하고, 시간 적분방법으로는 Crank-Nicolson의 방법을 사용하였다.⁽¹⁵⁾ 공간 적분시 대류항은 선형 상류 차분법 (linear upwind method)을 사용하고 확산항은 이차 중심 차분법 (central difference method)을 사용하였다. 차분화된 비선형 운동량방정식은 Newton 방법을 사용하여 그 해를 구하고, 압력은 Poisson 방정식을 SOR (successive over relaxation) 방법을 사용하여 해를 구하였다. 운동량방정식과 압력방정식의 최대 상대오차가 각각 5.0×10^{-5} 과 1.0×10^{-5} 이하가 되면 해가 수렴된 것으로 가정하였다.

2.3 시간간격 및 격자크기

무한유동에서 와류shedding을 계산하기 위하여 격자, 계산시간 간격 및 계산영역의 크기를 조사하였다. 먼저 $Re = U_{in}H/\nu = 100$ 인 경우 고정된 격자 (101×101)에 대하여 시간간격 Δt 의 변화가 유동에 미치는 영향을 분석하였다. 대류시간 스케일 ($\tau = H/U_{in}$)로 무차원시킨 시간간격 ($\Delta t/\tau$)을 0.2에서 0.025로 줄이면서 계산한 결과 $\Delta t/\tau$ 가 0.05이하인 경우는 항력계수 및 속도가 완전히 일치하였다. 계산영역은 실린더를 중심으로 상류방향을 $15H-40H$, 하류방향을 $20H-40H$ 로, 아래 및 위쪽은 동일하게 $20H-40H$ 사이를 변화시키면서 결과를 검토하였으며, 격자수는 (78×53) 에서 (501×501) 까지의 범위를 시험하였다. 층류유동인 경우 항력의 진동수는 양력 진동수의 2배임이 여러 실험과 계산을 통하여 밝혀졌으며, 본 계산에서도 격자수가 141×141 이상에서는 동일한 결과를 얻었다. 그리고 하류방향의 길이를 $25H$ 이상으로 해야 출구 경계조건에 영향을 미치지 않았다.

시간간격 및 격자계의 조밀도가 양력계수와 항력계수의 변화에 미치는 영향을 검토한 결과를 통하여, 무한 유동장에서의 와류shedding 및 입구유동의 진동에 의한 공진 계산에 사용된 시간간격은 $\Delta t/\tau = 0.05$ 를 선택하고, 계산영역은 Fig. 1에 나타낸 바

와 같이 x 방향은 $(-20H, 40H)$ 로 하고, y 방향은 $(-30H, 30H)$ 를 사용하였으며, 격자수는 (141×141) 로써 실린더 위에 (20×20) 의 격자가 분포하는 비균일 격자계를 사용하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 정상 입구유동에서의 와류shedding

입구유동의 주기운동에 의한 공진현상을 계산하기에 앞서 균일한 무한 유동장내에서 사각형 실린더 주위 유동의 와류shedding을 계산하였다. 식 (3)에서 경계면을 제외한 초기 유동장은 균일유동 ($u = U_{in}$, $v = 0.0$, $a = 0.0$)에 약간의 교란 ($0.0, -0.01U_{in}$)을 더하여 $t = 0.0$ 에서 교란된 유동장을 만든 후 실린더 후류가 일정한 주기상태를 나타낼 때까지 계산하였다.

Fig. 2는 레이놀즈수 100인 경우, 실린더 뒷면 $(x, y) = (5H, 1H), (10H, 2H)$ 의 위치에서 x 방

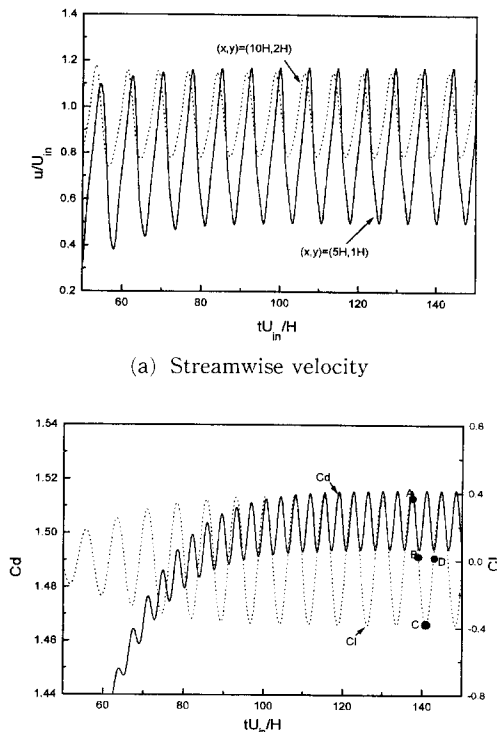


Fig. 2 Time histories of the flow variables at $Re=100$.

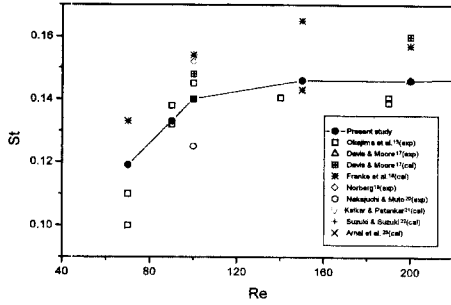


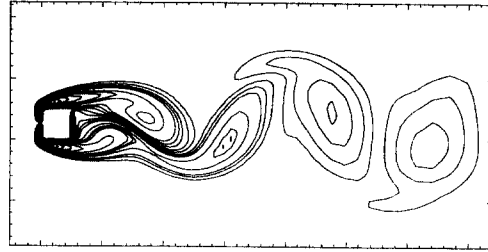
Fig. 3 Variation of the Strouhal number with the Reynolds number.

항 속도변화와 이때 실린더에 작용하는 항력계수와 양력계수의 변화를 보여준다. 여기서 $(x, y) = (0, 0)$ 은 실린더 뒷면 중심의 위치를 나타낸다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 $t=100H/U_{in}$ 이상이 되면 유동이 완전한 주기상태가 된다. 완전한 주기상태가 된 경우, 양력과 속도의 한 주기 동안 항력은 2번의 주기를 가짐을 볼 수 있다.

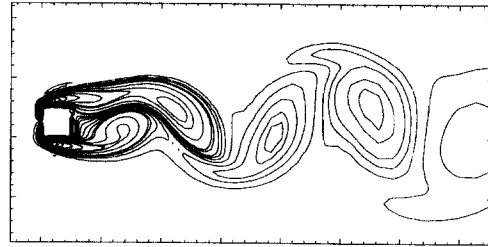
사각형 실린더 주위 유동의 shedding 주기는 x 방향 속도성분의 진동수를 이용한 방법과 양력계수의 스펙트럼 분석에 의한 방법을 비교하였으나 두 방법은 차이가 없었다. 스펙트럼 분석법으로 구한 유동의 진동수를 이용하여 얻어진 스트로울수 ($St = f_s H / U_{in}$)와 레이놀즈수의 관계를 다른 연구자들의 실험 또는 계산결과와 비교하여 Fig. 3에 나타냈다. 본 연구에서의 계산결과는 다른 연구자들의 계산 및 실험값들의 산포를 고려할 때 이들과 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 4는 $Re=100$ 인 경우 유동의 1주기동안 와류의 상호작용을 나타낸다. Fig. 4의 (a)-(d)는 Fig. 2(b)의 A-D 시간에서의 와도 등고선이다. 위쪽 전단층에서 성장한 와류가 상대적으로 활발한 운동을 하므로써 아래쪽에서 생성된 비교적 덜 활동적인 와류를 위쪽으로 끌어올리게 된다(Fig. 4(a)). 이때 아래쪽에서 위쪽으로 올라오는 와류는 위쪽의 와류와 반대 부호의 와도를 가지고, 이로 인하여 위쪽의 와류는 실린더 표면에서 떨어져 주 유동을 따라 하류로 내려간다(Fig. 4(b)). 아래쪽에서 성장한 와류는 다시 위쪽에서 생기기 시작하는 와류를 끌어 내림으로써 아래쪽에서 와류가 떨어져 하류로 내려간다(Figs. 4(c) and (d)).

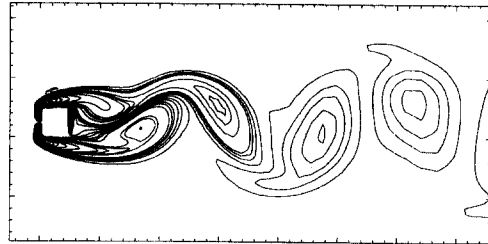
Fig. 5는 $Re=100$ 에서 항력계수와 양력계수 사이의 상(phase)을 보여준다. 항력과 양력간의 상은



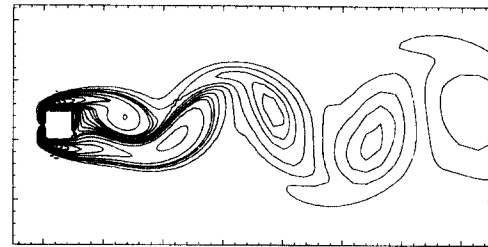
(a) $t/T=0.0$



(b) $t/T=0.25$



(c) $t/T=0.50$



(d) $t/T=0.75$

Fig. 4 Temporal evolution of the vortex in steady inlet flow at $Re=100$.

두 힘간에 규칙적인 주기함수의 형태를 가짐을 잘 보여준다. 이들 항력과 양력은 사각형 실린더 표면에 작용하는 점성저항과 압력저항을 더하여 구하였다. 계산결과 전체 항력과 양력의 대부분은 압력변

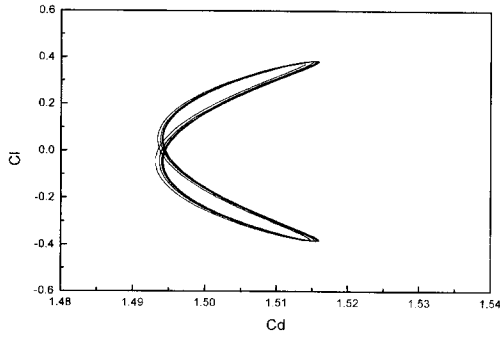
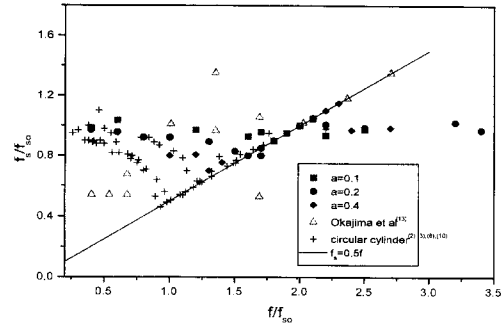


Fig. 5 Phase plot of the lift and drag coefficients in steady inlet flow at $Re=100$.

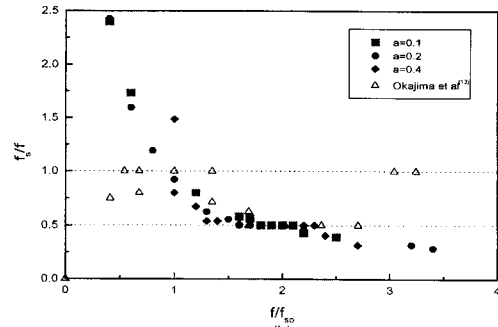
화에 의해 유발된 것으로 점성영향은 각각 4%, 10% 이하로 Franke 등⁽¹⁸⁾의 결과와 유사하다. 그리고 Arnal 등⁽²³⁾이 지적한 바와 같이 실린더의 앞면과 뒷면의 압력차이가 두 번 변하는 동안 윗면과 아래면의 압력차이는 한 번 변하기 때문에 항력계수의 진동수는 양력계수 진동수의 2 배가 된다. $Re=100$ 인 경우 평균 항력계수는 약 1.505이다. $Re=100$ 에서 정사각형 실린더의 항력계수에 대한 실험결과는 보고된 적이 없고 다른 연구자들의 계산결과들을 살펴보면 1.4-1.75와 같이 넓게 분포되어 있다.^(17,18,21~23) 본 연구결과는 이 범위 안에 들어 가나, 정확한 비교를 위해서는 $Re=100$ 에서의 정밀한 실험이 뒷받침 되어야 하겠다.

3.2 입구유동이 주기운동을 할 경우의 와류shedding

입구유동이 식 (3)과 같이 주기운동을 하는 유동장에서 사각형 실린더 주위의 와류shedding을 계산하였다. 이 경우 유동에 큰 영향을 미치는 매개변수는 유동속도의 진폭 ($\Delta u = aU_{in}$)과 강제 진동수 (f)이다. 실린더 주위의 유동을 분석하고, 항력계수 및 양력계수의 스펙트럼과 후류영역에서 유동구조를 파악하기 위하여 무차원된 진폭 a 를 0.1-0.4, 무차원 진동수 (f/f_{so})를 0.4 3.6의 범위에서 계산을 수행하였다. Barbi 등⁽⁸⁾은 균일 유동장에서 실린더가 유동방향으로 진동하는 경우와 고정된 실린더에 유동이 주 유동 방향으로 진동하는 경우 사이에는 상사성(similarity)이 있음을 지적하였다. 즉, 실린더의 진폭 (A)을 직경으로 무차원 시킨 값과 입구 유속의 변화량을 실린더 직경과 진동수의 곱으로 무차원 시킨 값이 동일하면 공진이 일어나는 강제진동수의 범위는 동일하다(Fig. 7). 이는



(a) f_s/f_{so} vs. f/f_{so}



(b) f_s/f vs. f/f_{so}

Fig. 6 Variation of the vortex shedding frequency with the forcing frequency.

Griffin과 Ramberg⁽³⁾에 의해서도 확인되었다 :

$$A/D \leftrightarrow \frac{\Delta u}{2\pi f D} = \frac{U_{in} a}{2\pi f D} \quad (5)$$

여기서 A/D 는 실린더의 강제요동을 나타내고, $\Delta u/2\pi f D$ 는 입구유속의 강제운동을 나타낸다.

Fig. 6은 유동의 shedding 진동수 (f_s)와 강제 진동수 (f)의 관계를 보여준다. 요동이 없는 균일한 정상 입구유동에서부터 입구유동의 강제 진동수를 서서히 증가시키면 f_s 는 공진이 일어날 때까지 고유 진동수 f_{so} 와 유사한 값을 유지하다가, 과도기간 동안 f_s 가 감소하여 공진이 시작되면 f_s 는 f 의 반이 된다. 또한 공진이 시작되는 강제 진동수는 진폭이 증가하면 더 작아지는 경향을 보이고 있다. 공진기간 동안 유동 진동수와 강제 진동수의 관계는 $f_s/f \approx 0.5$ 의 일정한 값을 가지다가, 공진이 끝난 이후에는 강제 진동수의 크기에 관계없이 다시 고유 진동수 값으로 환원된다. 대부분의 원형 실린더 실험 자료들^(2,3,8,10)은 이와 같은 현상을 보여 주었다. 그러나 Okajima 등⁽¹³⁾의 사각형 실린더 계산결과(Re

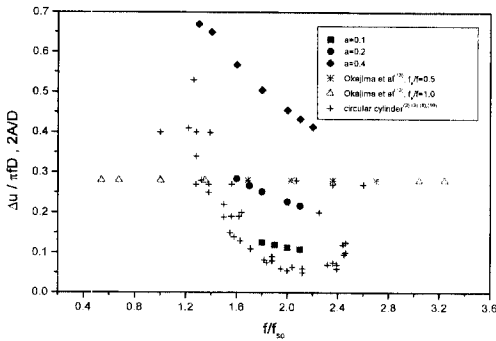


Fig. 7 Lock-on region as a function of the forcing frequency.

=1000)에 의하면, 진폭 $a=0.14$ 에서 강제 진동수가 작은 $f/f_{so}=0.54-1.35$ 인 영역과 큰 $f/f_{so}=3.04-3.35$ 의 영역에서 공진시 $f_s/f=1.0$ 이고, 강제 진동수가 그 중간인 $f/f_{so}=1.32-1.7$ 의 영역에서는 $f_s/f=0.5$ 였다. 그러나 $Re=4300$ 에서 수행한 Obasaju 등⁽¹²⁾의 실험에 의하면 공진영역에서는 $f_s/f=0.5$ 의 관계만 나타났으며, Fig. 6(b)에서 보는 바와 같이 본 계산에서도 $f_s/f=0.5$ 인 공진영역만 존재하였다. $Re=200$, $\Delta u/(2\pi f_s D)=0.2$, $f/f_{so}=0.8-3.0$ 의 채널(channel) 유동에서 입구유동의 주기운동시 사각형 실린더 주위의 와류쉐딩 계산결과에서도 본 계산과 유사한 경향을 보였다(Cho와 Kang⁽²⁴⁾).

Fig. 7은 일정한 진폭에 대하여 진동수 (f/f_{so}) 변화에 따른 공진이 발생하는 경계 영역을 나타내는데, 본 계산을 포함한 대부분의 실험결과들이 유사한 경향을 보여준다. 그러나 Okajima 등⁽¹³⁾의 사각형 실린더의 계산결과는 다른 연구자들과 약간의 차이가 있다. Okajima 등은 앞에서 설명한 바와 같이 $a=0.14$ 에서 공진영역이 f 의 변화에 따라 세 영역이 존재하였다. 본 계산에서는 공진 발생영역은 원통형 실린더의 경우보다 좁았으나 원통형 실린더의 공진영역 한계와 유사한 경향을 보였다. 공진영역은 진폭이 $a=0.2$ 인 경우는 고유 진동수의 160%에서 220%인 범위이고, 진폭이 $a=0.4$ 인 경우는 140%에서 230%의 범위로 진폭이 증가할수록 공진영역도 증가하였다.

유동의 강제 진동수와 진폭이 작을 경우는 정상 유동에서의 쉐딩과 유사한 형태를 보이나, 강제 진동수가 어느 값 이상이 되면 입구유동의 주기와 실

린더 후류의 쉐딩주기 사이에 공진이 나타나고 항력계수와 양력계수간에 일정한 규칙성이 생긴다. 진동수가 더 크게 되면 다시 입구유동의 주기와 쉐딩주기간의 상관관계는 없어지고 항력계수와 양력계수의 관계도 규칙성을 잃게 된다. Fig. 8은 진폭 $a=0.2$ 인 경우 강제 진동수의 증가 ($f/f_{so}=1.6, 1.8, 2.0, 2.5$)에 따른 항력계수와 양력계수간의 상변화와 양력계수의 스펙트럼 분석결과를 보여준다. 그림에 의하면 공진영역에서의 유동장은 주기함수이며 항력계수와 양력계수간에 강한 규칙성이 있음을 볼 수 있다(Figs. 8(a)-(c)). 공진영역인 경우 스펙트럼의 최대값은 강제 진동수와 0.5배 진동수 ($0.5f$)에서 나타났으며, 두 번째 최대값은 강제 진동수 1.5배 진동수 부근에서 발생하였다. 이것은 유동이 공진시 강제 진동수의 0.5배되는 쉐딩진동수에 유동을 지배하는 많은 에너지가 분포해 있으며, 강제 진동수보다 더 짧은 주기인 강제진동수의 1.5배에 해당하는 유동의 쉐딩진동수에도 쉐딩주기에 영향을 미치는 에너지가 존재함을 의미한다. 이 영역에서는 강제 진동수가 변함에 따라 항력계수와 양력계수간의 상은 그 형태는 서로 달라도 주기함수이며 규칙성이 있으나, 공진영역 밖의 범위에서는 유동의 쉐딩진동수는 고유진동수와 동일하나 진폭이 시간에 따라 변화하는 불규칙적인 거동을 보이고 있다(Fig. 8(d)). 즉, 입구유동의 진동수와 실린더 후류의 진동수사이에는 공진이 존재하지 않는다. 그리고 스펙트럼을 보면, 공진영역에서와는 달리 세 개의 최대값이 존재한다. 가장 큰 값은 고유 진동수 부근이고, 두 번째 값은 고유 진동수에 강제 진동수를 더한 진동수에서 나타나고, 세 번째 값은 이들 두 진동수 사이에 존재하였다. 이는 원통형 실린더에서 수행한 Hall과 Griffin⁽¹¹⁾의 결과와 유사한 경향을 보이고 있으나 두 번째와 세 번째 최대값의 위치는 서로 상이하다. 한편 Fig. 5과 Fig. 8을 비교해 보면, 입구에서 강제진동으로 인하여 사각형 실린더가 받는 항력이 크게 변함을 볼 수 있다. 이는 강제진동시 입구에서의 속도변화는 자유유동에서의 압력구배를 형성시키게 되기 때문이다. 자유유동에서 $\partial p/\partial x \approx \rho \partial u/\partial t = 2\pi f a \rho U_{\infty} \cos 2\pi f t$ 이므로, 주기적으로 실린더에 역압력 구배와 순압력 구배를 발생시킴으로써, 실린더가 받는 항력이 시간에 따라 강제 진동수의 크기에 비례하여 진동함을 볼 수 있다.

Fig. 8(c)와 (d)를 살펴 보면, 진동수가 큰 경우

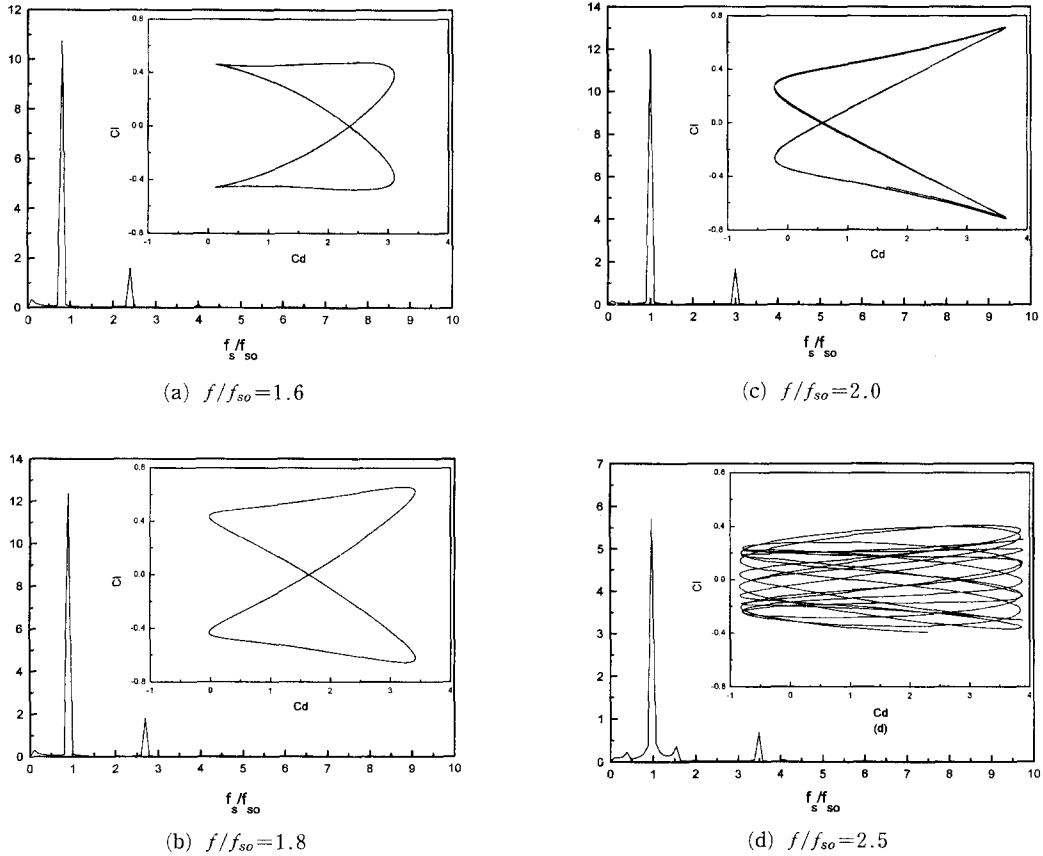


Fig. 8 Phase plot and lift spectrum in lock-on and non lock-on regions($a=0.2$).

는 항력계수의 값이 음으로 되는 경우가 있다. 이는 자유유동의 강제진동으로 인한 실린더 전, 후 표면에서 압력구배 형성과 밀접한 관련이 있다. 위에서 언급한 바와 같이 압력구배는 강제진동수에 비례하므로, 강제 진동수가 클 때 큰 역압력 구배가 형성되어 음의 항력계수를 발생시킨다. 이와 같이 속도의 방향이 변하지 않음에도 불구하고 Cd 값이 음으로 되는 현상을 Barbi 등⁽⁸⁾은 $Re=40000$ 에서 원통형 실린더 주위의 Cd 측정을 통하여 보여 주었다.

Fig. 9는 $Re=100$ 인 경우 $a=0.2$ 에서 강제진동수 증가에 따른 항력계수와 양력계수의 시간변화를 보여준다. 항력은 변화율이 비교적 작을 뿐 아니라 변화형태가 규칙적이다. 그러나 양력은 변화율도 상대적으로 클 뿐 아니라 모양도 상당히 변화한다. 따라서 Fig. 8의 진동수 변화에 따른 항력계수와 양력계수간의 상이 서로 다르게 나타나는 것은 양

력계수의 형태에 기인한다. $a=0.2$ 인 경우 공진영역에서 항력계수의 평균값은 유속 변화율의 증가로 인하여 진폭에 관계없이 정상입구 유동시 평균값보다 약 12% 증가한 일정한 값을 유지하였으나 항력계수의 진폭은 진동수에 비례하여 증가하였다. 양력계수의 진폭은 진동수의 증가와 더불어 증가하였을 뿐 아니라 그 형태도 서로 상이하게 나타났다. 공진영역 밖인 $f/f_{so}=2.5$ 인 경우 항력계수의 진폭은 증가하였으나 양력계수의 진폭은 크게 감소하였다(Fig. 8(d) and Fig. 9(d)). 평균 항력계수는 공진영역인 경우의 1.7에서 1.52로 감소하였다. 이때 1.52는 정상 입구유동의 항력계수와 유사한 값이다.

끝으로, 일정한 진폭에 대하여 강제 진동수를 서서히 증가시켜 실린더 후류에서 생성되는 와류간 간격을 검토하였다. Fig. 10은 진폭 a 가 0.2인 경우 와류사이의 간격을 정상 입구유동인 경우와 비

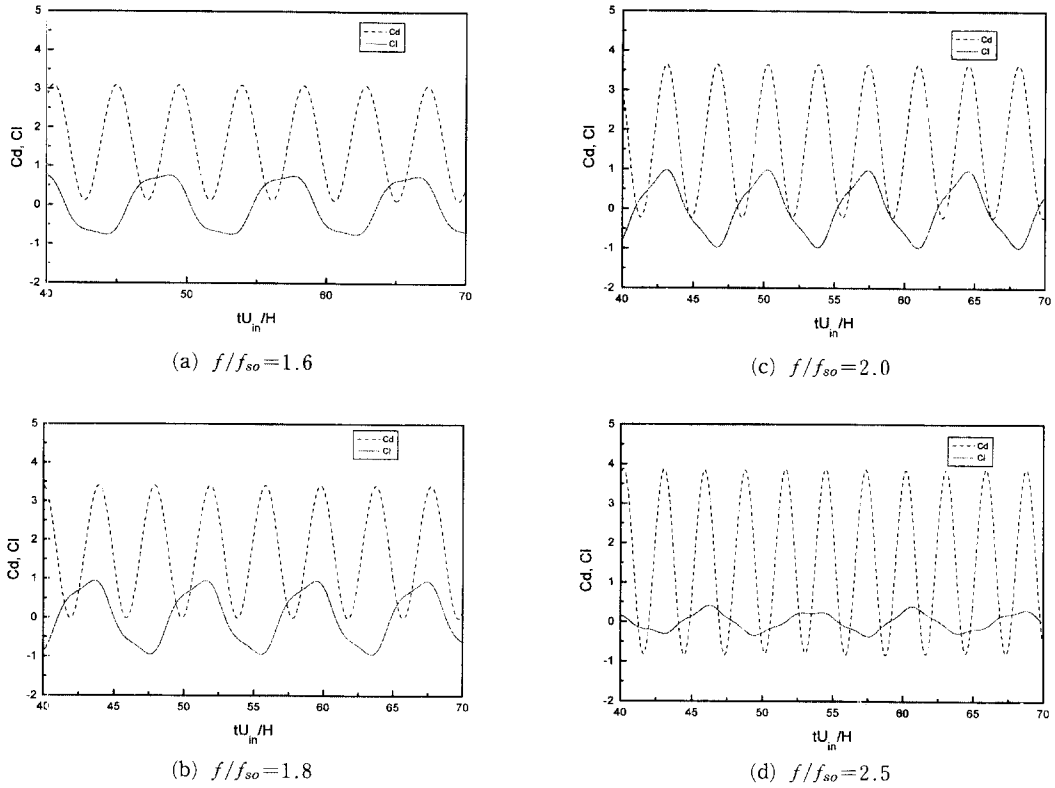


Fig. 9 Time histories of the drag and lift coefficients ($a=0.2$).

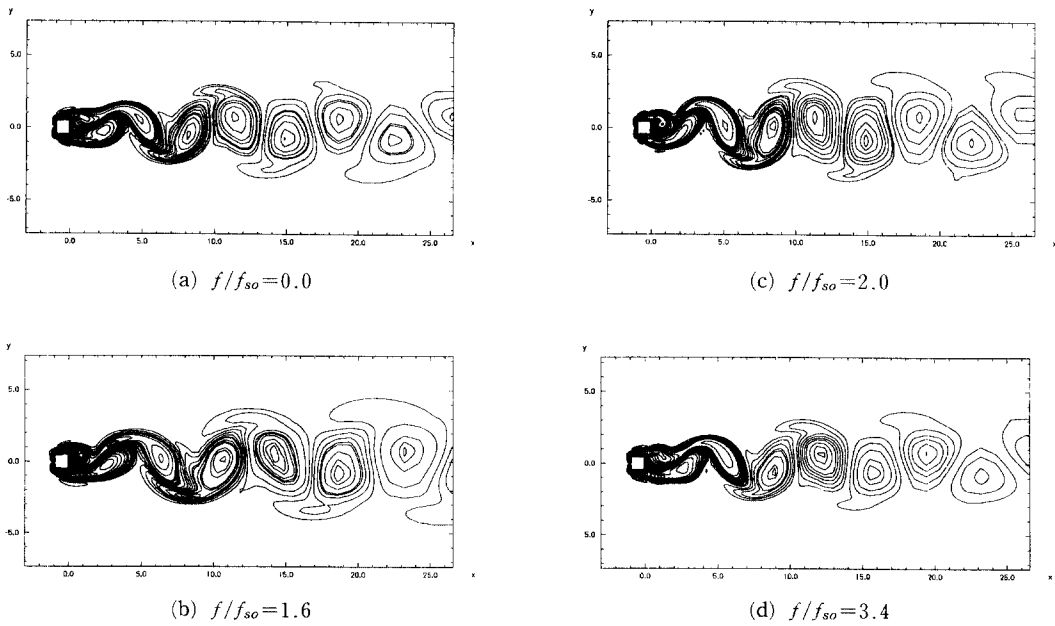


Fig. 10 Variation of the vortex spacing ($a=0.2$).

교한 것이다. 와류간 간격은 Hall과 Griffin⁽¹¹⁾이 지적한 바와 유사하게 $f/f_{so}=2$ 인 경우는 정상유동에서와 비슷한 길이를 가지고, 무차원 진동수가 2보다 작은 경우는 간격이 더 길게 나타났으나, 2보다 큰 경우는 와류간격이 2인 경우와 유사하게 나타났다. 그리고 같은 진동수의 경우 진폭이 커지면 와류 간격은 약간씩 감소하는데, 진폭 변화의 영향은 진동수 변화의 영향 만큼 민감하지 않았다.

4. 결 론

본 연구는 레이놀즈수 100에서 층류 와류의 shedding, 진동수 및 진폭변화와 공진의 관계, 공진시 와류의 특성 및 항력과 양력간의 상변화 등을 수치해석 방법을 이용하여 구하였다.

먼저 수치해석 방법을 정상 균일유동에서의 와류 shedding에 적용하여 스트로울수를 계산한 결과 기존의 실험결과들을 적절히 예측할 수 있었다. 입구유동의 진동에 의한 사각형 실린더 주위의 와류shedding시 공진 발생범위는 원통형 실린더의 경우와 유사하였으나 상대적으로 폭이 더 좁았다. 공진영역은 무차원 진폭이 0.2인 경우는 강제 진동수가 고유 진동수의 160%에서 220%인 범위이고, 진폭이 0.4인 경우는 140%에서 230%의 범위로 진폭이 증가할수록 공진영역도 증가하였다.

공진시 항력과 양력간의 상변화는 입구유동의 진동수에 따라 상이하게 나타났다. 입구유동이 정상유동에서 강제진동 형태로 바뀌면 항력이 급격히 증가하고 진동수의 변화에 대한 증가폭은 양력의 경우와 비교시 상대적으로 작으면서 형태의 변화는 거의 없으나, 양력은 입구유동의 강제진동으로 인한 진폭의 변화는 크지 않았으나 강제진동수가 변할 경우 그 형태가 많이 변화하였다. 따라서 항력과 양력간의 상변화를 주도하는 것은 양력의 변화로 볼 수 있다.

와류사이의 간격은 강제 진동수가 고유 진동수의 2배 이상인 경우는 정상유동에서와 비슷한 길이를 가지고, 진동수가 2배 보다 작을 때는 공진 유무에 관계없이 정상입구 유동보다 더 길어 진다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보동력기계 연구센터의 지원으로 이루어 졌으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Bearman, P. W., 1984, "Vortex Shedding from Oscillating Bluff Bodies," *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 6, pp. 195~222.
- (2) Griffin, O. M. and Hall, M. S., 1991, "Review-Vortex Shedding Lock-on and Flow Control in Bluff Body Wakes," *J. Fluids Engng.*, Vol. 113, pp. 526~537.
- (3) Griffin, O. M., and Ramberg, S. E., 1976, "Vortex Shedding from a Cylinder Vibrating in Line with An Incident Uniform Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 75, pp. 257~271.
- (4) Ongoren, A., and Rockwell, D., 1988, "Flow Structure from an Oscillating Cylinder Part II : Model Competition in Near Wake," *J. Fluid Mech.*, Vol. 191, pp. 225~245.
- (5) Nakano, M., and Rockwell, D., 1994, "Flow Structure in the Frequency-Modulated Wake of a Cylinder," *J. Fluid Mech.*, Vol. 266, pp. 93~119.
- (6) Tokumaru, P. T., and Dimotakis, P. E., 1991, "Rotary Oscillation Control of a Cylinder Wake", *J. Fluid Mech.*, Vol. 224, pp. 77~90.
- (7) Filler, J. R., and Mih, W. C., 1991, "Response of the Shear Layer Separating from a Circular Cylinder to Small Amplitude Rotational Oscillations," *J. Fluid Mech.*, Vol. 231, pp. 481~499.
- (8) Barbi, C., Favier, F. P., Maresca, C. A., and Telionis, D. P, 1986, "Vortex Shedding and Lock-on of a Circular in Oscillatory Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 170, pp. 527~544.
- (9) Armstrong, B. J., Barnes, F. H., and Grant, I., 1986, "The Effect of a Perturbation on the Flow Over a Cylinder," *Phys. Fluids*, Vol. 29, pp. 2095~2102.
- (10) Tanida, T., Okajima, A., and Watanabe, Y., 1973, "Stability of Circular Cylinder Oscillation in Uniform Flow or in a Wake," *J. Fluid Mech.*, Vol. 61, pp. 769~784.
- (11) Hall, M. S., and Griffin, O. M., 1993, "Vortex Shedding and Lock-on in a Perturbed Flow," *J. Fluids Engng.*, Vol. 115, pp. 283~291.
- (12) Obasaju, E. D., Ermshaus, R., and Naudas-

- cher, E., 1990, "Vortex Induced Streamwise Oscillations of a Square Section Cylinder in a Uniform Stream," *J. Fluid Mech.*, Vol. 213, pp. 171~189.
- (13) Okajima, A., Kitajima, K., and Ueno, H., 1993, "Numerical Study on Wake Pattern and Aerodynamic Forces of an Oscillating Cylinder with a Circular and Rectangular Cross-Section," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 50, pp. 39~48.
- (14) Pauley, L. L., Moin, P. and Reynolds, W. C., 1990, "The Structure of Two-Dimensional Separation," *J. Fluid Mech.*, Vol. 220, pp. 397~411.
- (15) Choi, H., and Moin, P., 1994, "Effects of the Computational Time Step on Numerical Solutions of Turbulent Flow," *J. Comp. Phys.*, Vol. 113, pp. 1~4.
- (16) Okajima, A., 1982, "Strouhal Numbers of Rectangular Cylinders," *J. Fluid Mech.*, Vol. 123, pp. 379~398.
- (17) Davis, R. W., and Moore, E. F., 1982, "A Numerical Study of Vortex Shedding from Rectangles," *J. Fluid Mech.*, Vol. 116, pp. 474~506.
- (18) Franke, R., Rodi, W., and Schonung, B., 1990, "Numerical Calculation of Laminar Vortex Shedding Flow Past Cylinders," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 35, pp. 237~257.
- (19) Norberg, C., 1993, "Flow Around Rectangular Cylinders: Pressure Forces and Wake Frequency," *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, vol. 49, pp. 187~196.
- (20) Nakaguchi, H, and Muto, S., 1968, "An Experimental Study on Aerodynamics Drag of Rectangular Cylinder," *Japan Aero. Soc.*, Vol. 16, pp. 1~5.
- (21) Kelkar, K., and Patankar, S., 1992, "Numerical Prediction of Vortex Shedding Behind a Square Cylinder," *Int. J. Numerical Method in Fluids*, Vol. 14, pp. 327~341.
- (22) Suzuki, H, and Suzuki, K., 1993, "Unsteady Flow in a Channel Obstructed by a Square Rod (Crisscross Motion of Vortex)," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 1, pp. 2~9.
- (23) Arnal, M. P., Goering, D. J., and Humphrey, J. A., 1991, "Vortex Shedding from a Bluff Body on a Sliding Wall," *J. Fluids Engng.*, Vol. 113, pp. 284~398.
- (24) Cho, S. H., and Kang, S. -H., 1997, "Simulation of Vortex Shedding from a Square Cylinder in the Oscillating Channel Flow," *KSME Int. J.*, Vol. 11, No. 2, pp. 195~207.