

병렬로 나열된 두개의 원형실린더 주위 층류의 후류 특성

이상범* · 박종천*
*부산대학교 조선해양공학과

Characteristics of Laminar Wake Around Two-Circular Cylinder in Side-by-Side Array

SANG-BEOM LEE* AND JONG-CHUN PARK*

*Department of Naval Architecture and, Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Vortex-induced vibration 와 유기 진동, Multi-block grid 다중격자, Finite-Volume method (FVM) 유한체적법, Multi-body 복수물체, Hydro-dynamic forces 유체력

ABSTRACT: A finite-volume method using multi-block grid technique has been developed in order to investigate the flow field around multi-body. Here the matching grids are used at the interface between blocks and the boundary conditions are imposed there to exchange physical values across the interface. For the test problems, the laminar viscous flow around one- and two-cylinder are simulated and the results are compared with experiments and other numerical results.

1. 서 론

유체가 구조물 주위를 흐르는 경우, 유동 및 항력·양력 변동으로 인한 유동 불안정성에 의해 물체 후방에 보오텍스(Vortex)가 발생한다. 유동의 변화와 생성된 보오텍스에 의해 물체 주위의 압력이 변동하게 되고, 압력 변동은 구조물에 진동과 소음을 일으키는 원인으로 작용하게 된다. 보오텍스에 의하여 발생하는 와 유기 진동(Vortex-induced vibration)은 구조물의 진동과 상호 연성되어 물체 주위의 복잡한 유동장 형성에 크게 기여한다(Sarpkaya, 1979). 한편, 일반적으로 해양구조물은 2차원 원형실린더 단면을 갖는 부재로 구성되는 경우가 많으며 이들은 파랑 및 해류로 인해 보오텍스의 흘림(Shedding)을 발생 시키게 된다. 이때, 보오텍스와 와 유기 진동들이 상호작용하여 복잡한 형태의 유동을 발생시켜 구조물의 안정성에 영향을 미치는 요인으로 작용한다.

와 유기 진동의 특성에 관한 연구는 유체역학 분야의 오랜 관심사이다. 지금까지의 와 유기 진동 특성에 관한 선행 연구는 수중에서의 원형 세장 실린더 주위 유동실험(Brika and Laneville, 1992; Chkrabarti et al., 1993; 김양한 등, 2001), 해저 전선 주위 유동실험(Kim et al., 1986), 원형실린더 주위 유동해석(서정천, 1998) 등 간단한 형태의 물체 주위 유동실험 및 시뮬레이션이 주를 이루었다. 하지만, 공학적 관심을 가지는 대부분의 문제들은 단순한 형태의 물체가 유기적으로 결합되

어 상호작용을 하는 복잡한 형태의 유동장을 형성하게 된다. 가령, 해양구조물을 구성하는 원형실린더가 가장 간단한 배열 형태인 병렬로 나열되는 경우 상대적으로 복잡한 형태의 유동 특성을 보인다. 병렬로 나열된 원형실린더 주위 유동 특성에 대한 연구는 실험적 방법에 의한 연구가 주를 이루었고(Williamson, 1989; Zhou et al., 2000), 수치적으로는 가상경계법(IBM)을 이용한 연구가 이루어졌다(Kang, 2003; Kang et al., 1999; Kim and Choi, 2001).

본 연구에서는 병렬로 나열된 두개의 원형실린더 주위 유동 특성을 수치시뮬레이션 하여, 와 유기 진동 특성에 관한 연구를 수행하였다. 실린더 사이의 간격 변화에 따른, 실린더 주위 점성 유동 특성 해석을 위하여, 박종천 등.(2003)에 의해 개발된 유한체적법(FVM)을 개량하여 다중격자(Multi-block) 유한체적법을 개발하였다. 다중격자 유한체적법은 각 격자 간 경계(Interface)에서 맞물림 격자(Matching grid)를 사용하여 물리량의 상호전달을 위한 경계조건을 부여하였다. 또한, 개발된 방법은 먼저 층류 유동장의 특성 파악을 위해 $Re=100$ 에서 단일 실린더에 적용하여 타당성을 검증 하였고, 본 연구의 수치 시뮬레이션 결과는 선행 실험 및 수치해석 결과와 비교하였다.

2. 수치 해석법

2.1 지배방정식

비압축성 유동장을 풀기위한 지배방정식은 다음과 같은 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식이다.

교신저자 박종천 : 부산광역시 금정구 장전동 산30

051-510-2480 jcpark@pusan.ac.kr

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{u}\mathbf{u} &= -\nabla p + \frac{1}{Re} \nabla \cdot [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] & (1) \\ \nabla \cdot \mathbf{u} &= 0 & (2) \end{aligned}$$

여기서, \mathbf{u} 는 속도벡터, t 는 시간, ∇ 은 구배 연산자, p 는 압력을 밀도로 나눈 값으로 정의되며, Re 는 레이놀즈 수를 각각 나타낸다.

대류항 *Conv.*, 확산항 *Diff.*, 압력항 *Pres.*를 정리하면

$$\begin{aligned} Conv. &= \nabla \cdot \mathbf{u}\mathbf{u} \\ Diff. &= \frac{1}{Re} \nabla \cdot [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \\ Pres. &= -\nabla p \end{aligned}$$

이 되고, 식 (1)을 다시 쓰면

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + Conv. = Pres. + Diff. \quad (3)$$

과 같이 된다.

2.2 이산화

시간 변화하는 면적 벡터 $S(t)$ 와 체적 $V(t)$ 를 갖는 검사체적 내에서, 비압축성의 점성 유동장을 풀기 위한 지배방정식인 연속방정식 (2)는 일반 곡선좌표계의 유한체적법에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\int_{S(t)} \mathbf{u} \cdot d\mathbf{S} = 0 \quad (4)$$

이것을 유한체적법에 의해 이산화하면

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial \xi} (S_i^j u_i) = 0 \quad (5)$$

이 된다.

지배방정식 중 N-S 방정식 (1)의 양변을 검사체적 내에서 체적 적분하면,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \mathbf{u} dV = \int_V \nabla \cdot \bar{\mathbf{T}} dV \quad (6)$$

이 되며, Gauss의 발산정리로부터 우변의 첫 번째 항을 검사체적의 경계면상에서 면적적분의 형태로 바꿀 수 있다. 즉,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \mathbf{u} dV = \int_S \bar{\mathbf{T}} \cdot d\mathbf{S} \quad (7)$$

여기서, $d\mathbf{S}$ 는 면적벡터이며 미소면적요소 dS 에 폐곡면 S 의 바깥쪽을 향하는 법선 벡터 \mathbf{n} 을 곱한 $\mathbf{n}dS$ 을 나타낸다. 또, $\bar{\mathbf{T}}$ 는 응력 텐서이고 다음과 같이 주어진다.

$$\bar{\mathbf{T}} = -\mathbf{u}\mathbf{u} - p\bar{\mathbf{I}} + \frac{1}{Re} [\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T] \quad (8)$$

응력 $\bar{\mathbf{T}}$ 는 데카르트 좌표계에서 정의되며 두 방향에서의 성분을 갖고 다음과 같이 이산화 된다.

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{T}} V = \frac{\partial (S^j \cdot \bar{\mathbf{T}})}{\partial \xi^j} \quad (9)$$

따라서 식 (7)은 공간적으로 다음 식과 같이 이산화 된다.

$$\frac{\partial V \mathbf{u}}{\partial t} = \frac{\partial (S^j \cdot \bar{\mathbf{T}})}{\partial \xi^j} = \frac{\partial F^j}{\partial \xi^j} \quad (10)$$

여기서, F^j 는 운동량 Flux이다.

2.3 계산 알고리즘

지배방정식의 수치해법은 Fractional method를 사용하며, 다음과 같은 흐름이 된다. 먼저, N-S 방정식을 이용하여 n-step의 속도장 u^n 으로부터 가상의 속도인 중간속도 \tilde{u} 를 구한다. 시간적분에 1차 정확도의 Euler 양해법을 이용하면

$$\tilde{u} = u^n + \Delta t (Conv. + Diff.) \quad (11)$$

이 된다. 다음의 (n+1)-step에서의 속도 u^{n+1} 은 (n+1)-step의 압력 p^{n+1} 을 이용하여

$$u^{n+1} = \tilde{u} - \nabla p^{n+1} \quad (12)$$

으로 놓는다. 여기서, u^{n+1} 이 연속방정식을 만족하도록

$$\nabla \cdot u^{n+1} = \nabla \cdot \tilde{u} - \nabla^2 p^{n+1} = 0 \quad (13)$$

로 한다. 이 식으로부터 얻어지는 압력의 Poisson 방정식

$$\nabla^2 p^{n+1} = \nabla \cdot \tilde{u} \quad (14)$$

을 풀어, (n+1)-step의 압력 p^{n+1} 을 구한다. 구한 p^{n+1} 을 식 (14)에 대입하여 (n+1)-step에서의 속도 u^{n+1} 을 구한다.

지배변수의 정의 위치는 검사체적과 동일한 격자의 중심에 배치하고, 속도와 압력점 모두를 검사체적의 중심에 정의한다. 따라서 속도와 압력점이 동일한 경우 속도-압력의 커플링은 Rhie and Chow(1983)의 방법을 따른다.

2.4 경계조건

본 시뮬레이션에서 입구경계에는 속도와 압력에 대하여 각각 Dirichlet 조건($u = \text{uniform}$)과 Neumann 조건($\partial p / \partial x = 0$)을 설정하였고, 출구경계에는 속도와 압력에 대해 모두 Neumann 조건($\partial u / \partial x = 0, \partial p / \partial x = 0$)으로 설정하였다. 또한, 측면경계에서는 속도와 압력 모두 Dirichlet 조건($u = \text{uniform}, p = 0$)을 적용하였다.

Block 간 교차면(Interface)에서의 격자는 동일한 격자 간격으로 서로 맞물려 있는 맞물림 격자(Matching grid)를 사용하였으며, 각 Block 내 물리량들은 맞물려 있는 상대 Block의 값들로 부터 내삽 된다. 또한 실린더 표면에서는 점착 조건(No-slip boundary, $u = v = 0$)을 적용하였으며, 실린더 표면에서의 압력은 제로구배를 적용하였다.

3. 수치 시뮬레이션

3.1 단일 실린더 주위 유동장의 해석

3.1.1 Simulation 조건

수치계산에 사용된 다중격자 유한체적법의 타당성 검증을 위해 단일 원형 실린더 주위 유동 특성을 연구하였다. 단일 원형 실린더 유동 시뮬레이션에 사용된 격자는 향후 공학적 응용을 고려하여 Fig. 1에 보이는 바와 같이 H-형 격자이며, $Re=100$ 에서 계산영역의 유동방향과 그와 수직한 방향에서의 최소격자간격은 각각 $\Delta x_{\min}^1 = 10^{-2}$ 과 $\Delta x_{\min}^2 = 10^{-2}$ 이며, 시간간격 $\Delta t = 10^{-3}$ 의 조건으로 시뮬레이션을 수행하였다. 이때, 실린더의 직경을 $D=1$ 로 설정한다. 또한 시뮬레이션의 계산 영역은 반사파의 영향을 고려하여 $R_{FORE} \times R_{APT} \times R_{SIDE}$ 를 $30D \times 30D \times 40D$ 로 설정하였다. 시뮬레이션에 사용한 격자 수는 각 Block당 248×127 개의 총 6만 여개의 격자를 사용하여, 유동이 완전히 발달한 무차원 시간 $t=300$ 까지 수치 계산을 수행하였다.

3.1.2 Simulation 결과 및 검토

$Re=100$ 에서 단일 원형 실린더의 Strouhal 수, 평균 항력계수

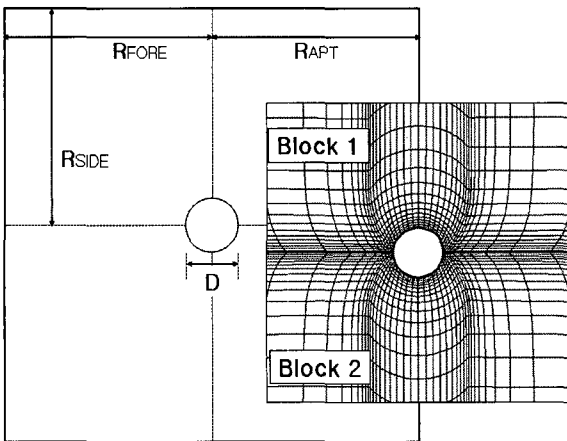


Fig. 1 Grid system for one-cylinder case

및 양력계수의 변동성분을 Table 1에 정리해 두었다. 본 연구의 항력계수의 평균값과 양력계수 변동성분은 Fig. 2에서 보이는 것처럼 유동이 완전히 발달한 무차원 시간 $t=200 \sim 300$ 사이의 값들을 통계적으로 해석한 값들이다. Table 1에서 보이는 바와 같이 항력계수의 평균값과 양력계수 변동성분은 해석된 결과 값들 사이에 다소 편차가 보였으나, 각 경우에 있어 Strouhal 수는 전반적으로 Williamson의 실험값(1989)과 1%의 오차범위 내에서 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 3에는 시간 평균된 압력계수의 분포를 기존의 수치해석 결과들(문진국 등, 2005; Park et al., 1998; Kang et al., 1999)과 비교하였다. 단 θ 는 실린더 전방 정체를 0으로 하여 시계

Table 1 Strouhal number, drag and lift coefficients at $Re=100$

| | \bar{C}_D | C'_L | St |
|-------------------|-------------|--------|-------|
| Present, $Re=100$ | 1.333 | 0.312 | 0.164 |
| Moon et al(2005) | 1.34 | 0.318 | 0.164 |
| Park et al(1998) | 1.33 | 0.332 | 0.165 |
| Kang(2002) | 1.33 | 0.32 | 0.165 |
| Williamson(1989) | | | 0.164 |

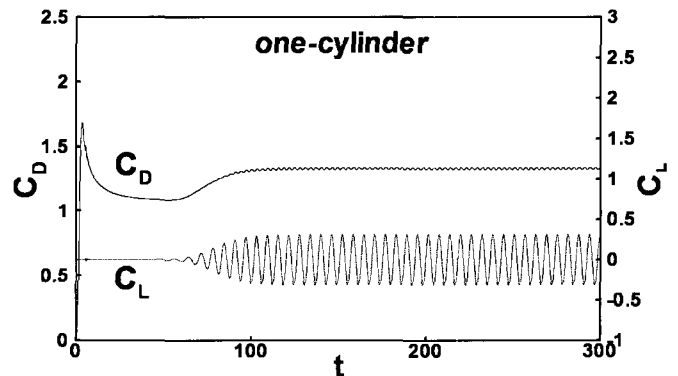


Fig. 2 Time history of non-dimensionalized forces at $Re=100$

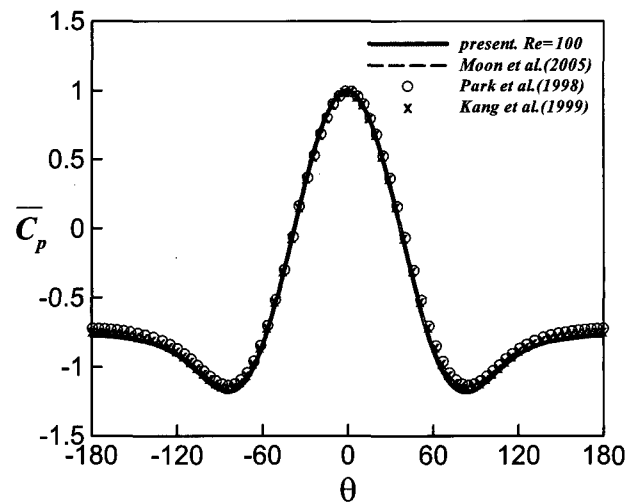


Fig. 3 Time-averaged wall pressure coefficient as a function of θ at $Re=100$

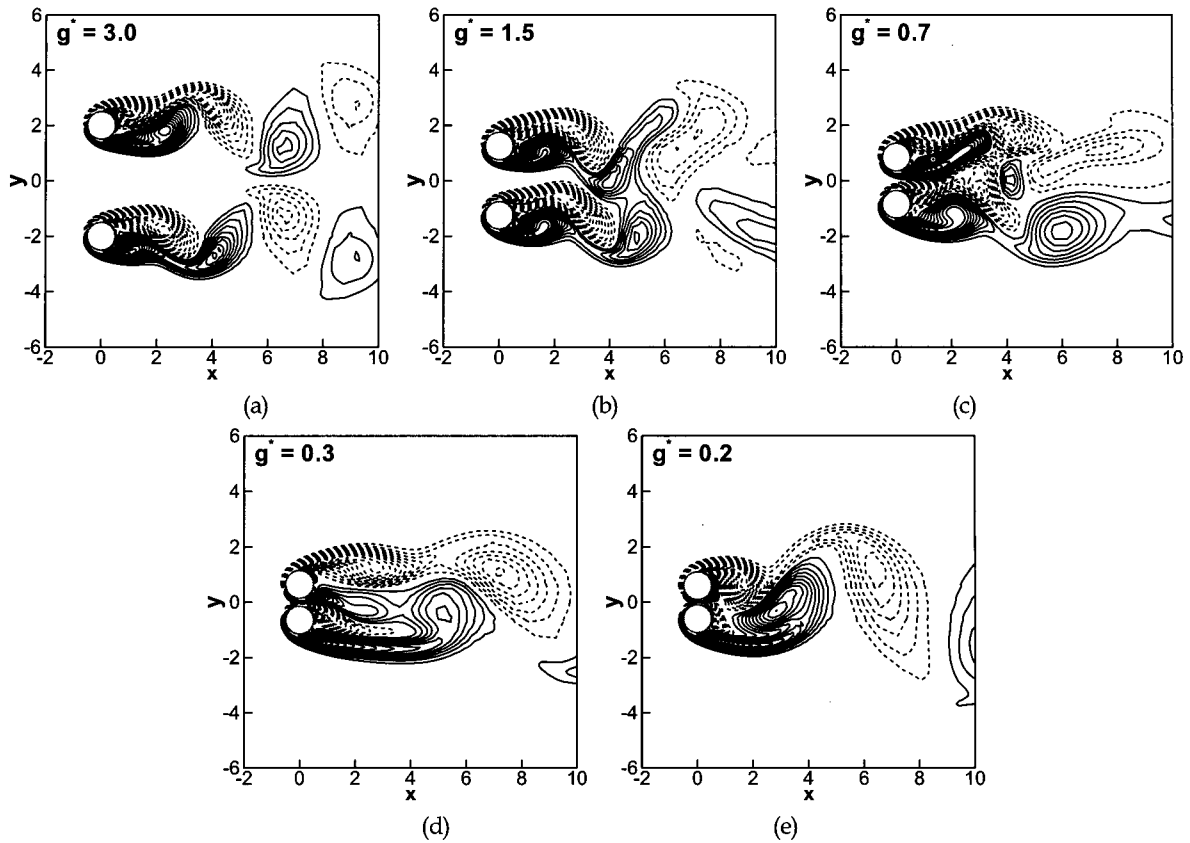


Fig. 5 Vorticity contours at $Re=100$; (a) Anti-phase-synchronized pattern($g^* = 3$), (b) In-phase-synchronized pattern($g^* = 1.5$), (c) Flip-flopping pattern($g^* = 0.7$), (d) Deflected pattern($g^* = 0.3$) and (e) Bluff-body pattern($g^* = 0.2$)

방향을 +, 반시계방향을 -로 한다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 수치해석 결과들 사이에 좋은 일치성을 보인다. 전방 정체점에서의 압력계수는 모든 경우 약 1로서 자유유동을 가지는 유동장이 실린더 전방의 정체점에서 압력으로 거의 모두 변환되었다는 것을 의미한다.

3.2 복수 실린더 주위 유동장의 해석

3.2.1 Simulation 조건

복수 실린더의 시뮬레이션에 사용된 격자는 Fig. 4에 보이는 바와 같이 H-형 격자이며, $Re=100$ 에서 시뮬레이션을 수행하였다. 최소 격자 간격과 시간 간격은 단일 실린더의 경우와 동일한 조건을 부여하였다. 계산영역은 $R_{FORE} \times R_{APT} \times R_{SIDE}$ 에 $30D \times 30D \times 40D$ 이고, 두 실린더 사이의 간격이 $g = 0.1D \sim 15D$ (혹은 $g^* = g/D = 0.1 \sim 15$)인 범위에서 시뮬레이션을

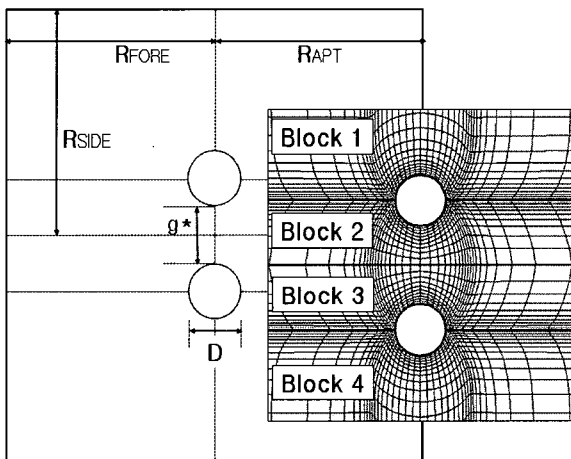


Fig. 4 Grid system for two-cylinder case

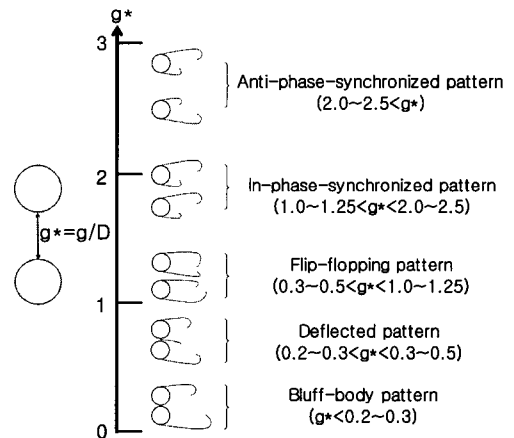


Fig. 6 Classification of flow regimes in side-by-side arrangements for stationary cylinder

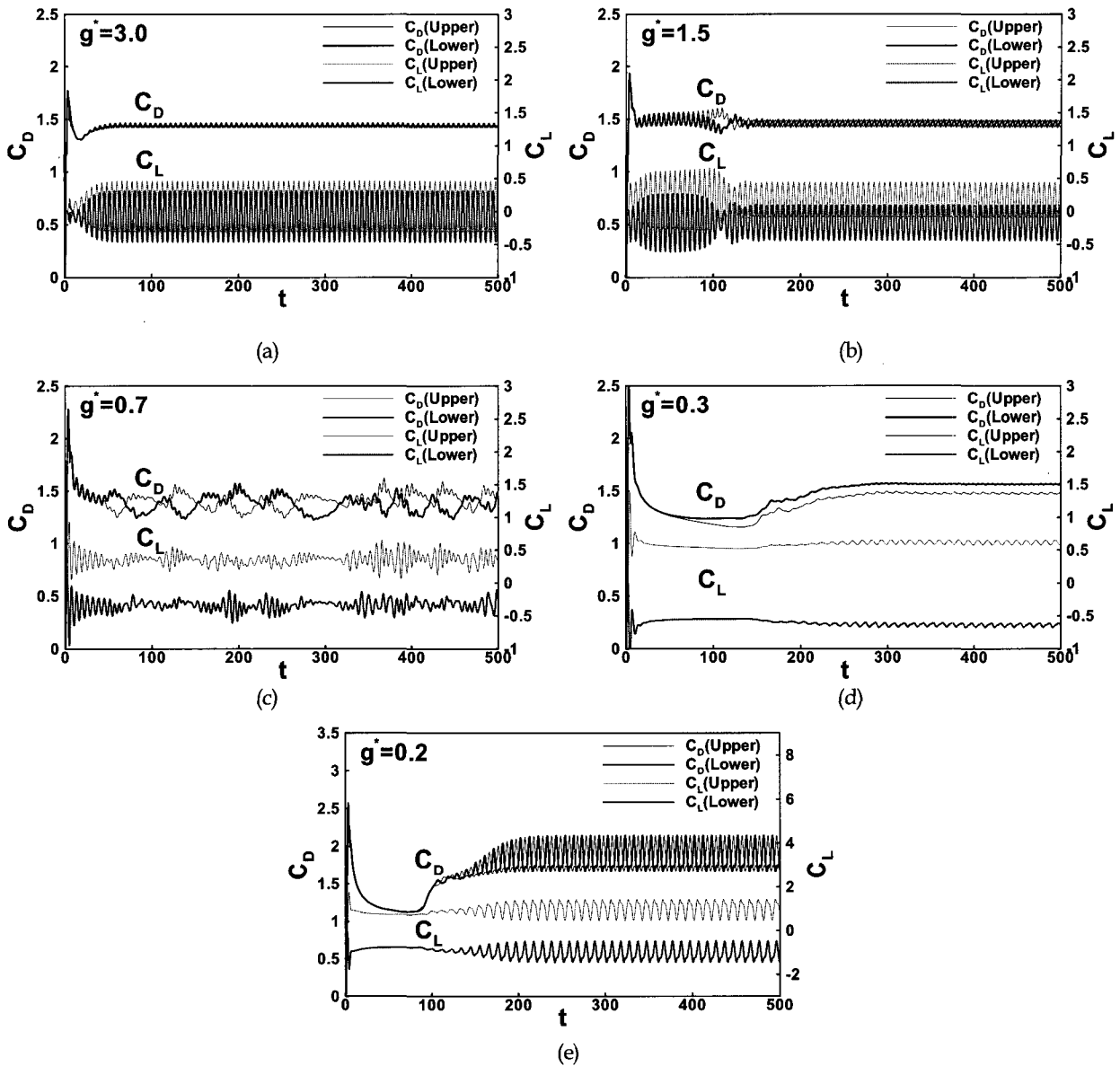


Fig. 7 Time history of non-dimensional forces at $Re=100$; (a) Anti-phase-synchronized pattern($g^* = 3$), (b) In-phase-synchronized pattern($g^* = 1.5$), (c) Flip-flopping pattern($g^* = 0.7$), (d) Deflected pattern($g^* = 0.3$) and (e) Bluff-body pattern($g^* = 0.2$)

수행하였다. 격자수는 Block 1과 4를 240×127 로 고정 시키고, block 2와 3은 실린더 사이의 간격 크기에 따라 격자수를 변화 시켜 총 격자수 6만 5천~11만 6천 여 개로 시뮬레이션을 수행 하였다.

3.2.2 Simulation 결과 및 토론

Fig. 5는 두 실린더 사이의 간격의 변화에 따른 실린더 주위 유장의 와류 분포를 보여준다. 실린더 사이의 간격이 넓은 경우 상·하부 실린더에서의 와류가 독립적으로 생성 혹은 발달 되지만, 간격이 좁아짐에 따라 상·하부 실린더의 유장이 서로 강한 간섭을 일으키며 점차 단일 실린더로 인해 생기는 유장의 형태에 가까워짐을 알 수 있다.

와류 분포를 바탕으로 $Re=100$ 에서의 두 실린더 사이의 간격 변화에 따른 유동형태를 Kang(2003)을 참조하여 Fig. 6에 보이는 바와 같이 5가지 형태로 분류·정리하였다. 무차원 간격 g^* 가 2.0~2.5 이상에서는 두 실린더 사이의 유동간섭이 적어 상·하부 실린더에서의 와류가 반대방향의 위상으로 독립적으로 생성 혹은 발달하게 되는 Anti-phase synchronized pattern이 생기게 되며, 간격이 좁아짐에 따라 상호 간섭으로 인하여 점차 같은 방향으로 와류가 생성 발달하게 되는 In-phase synchronized pattern을 보이게 된다. 간격이 더욱 좁아지면, 각각의 실린더에서 생성된 와류가 더욱 강력한 상호작용을 하여 아주 불규칙한 와류 분포를 보이는 Flip-flopping pattern을 보이게 된다. 이후 두 실린더 사이에서 발생한 Vortex가 아래

쪽으로 휘어지는 Deflected pattern이 일어나게 되고, 무차원 간격(g^*)이 0.2~0.3 이하로 아주 좁아지면 마치 몽땅한 하나의 물체에서 발생하는 와류 분포를 보이는 Bluff-body pattern이 나타난다.

Fig. 7은 $Re=100$ 에서 각 후류 형태에 따른 항력계수와 항력 계수의 시계열 변화를 보여준다. 각 경우에서 항력계수의 값을 비교해 보면 Anti-phase synchronized pattern($g^* = 0.3$)에서는 상·하부 실린더의 시간변화에 따른 항력계수 값이 일치하지만(Fig. 7(a)), 실린더의 간격이 좁아져 In-phase synchronized pattern($g^*=1.5$)부터 시간변화에 따른 항력계수 값이 상·하 실린더에서 서로 상반된 위상으로 변동을 하게 된다(Fig. 7(b)). 특히 Flip-flopping pattern($g^* = 0.7$)에서는 상·하부 실린더의 항력계수가 서로 다른 상반된 불규칙적인 시간 변동을 하게 되는데(Fig. 7(c)), 이는 Kang(2003)의 결과와도 일치한다. 또한 유동이 발달한 후 각 형태에서 항력계수의 평균값은 상·하 실린더가 서로 같지만, Deflected pattern($g^* = 0.3$)에서는 평균 값이 서로 차이를 보이게 된다(Fig. 7(d)). 이는 두 실린더 사이에서 발생하는 Vortex가 하부 실린더 쪽으로 치우치게 되어, 상부 실린더 보다 하부 실린더에 항력 값이 크게 작용하기 때문이다. 그리고 In-phase synchronized pattern의 경우 유동 초기에는 Anti-phase synchronized pattern을 보이다가 유동이 발달하면서 유동의 상호간섭으로 인하여 점차 In-phase synchronized pattern으로 발달하는 것을 알 수 있다.

Fig. 7에서 보는 것처럼 유동이 완전히 발달한 무차원 시간 $t = 300 \sim 500$ 사이의 값들을 통계 해석하여, 실린더 사이의 간격 변화에 따른 유체력들의 특성에 대하여 살펴보았다. Figs. 8~9는 실린더 사이의 간격 변화에 따른 항력·양력계수의 시간 평균 값을 각각 도시화 한 것이다. 양력계수의 평균값은 실린더 사이의 간격이 좁아짐에 따라 양력계수의 절대값이 상부 실린더에서는 급격한 증가를, 하부 실린더에서는 급격한 감소를 나타낸다.

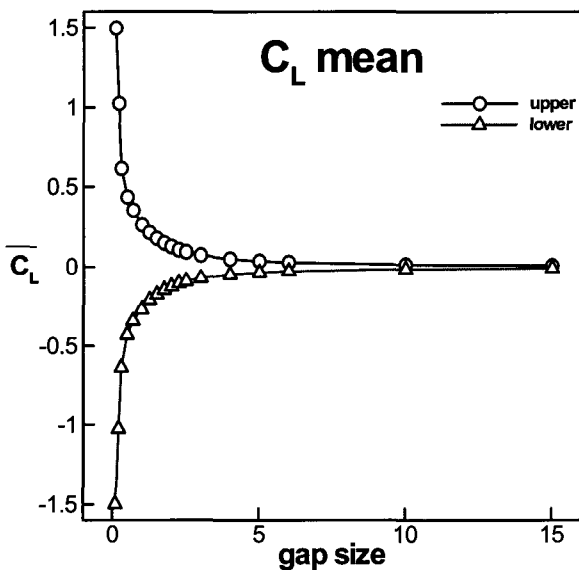


Fig. 8 Time-averaged lift coefficients at $Re=100$ 이는 두 실린더

이는 두 실린더 사이를 흐르는 유동으로 인하여 상부 실린더는 상 방향으로, 하부 실린더는 아래 방향으로 각각 양력을 더 받게 되기 때문이라고 할 수 있다. 따라서 실린더 사이의 간격이 좁아질 수록 사이의 실린더 사이의 유동장이 짧아지게 되어 상·하 실린더의 양력계수에 있어서 평균값의 차이가 커지게 된다.

또한 간격 변화에 따른 항력계수 평균값은 Fig. 9에 보이는 바와 같이 Anti-phase synchronized pattern에서는 간격이 좁아질수록 증가하다가, In-phase synchronized pattern에서 다소 감소하여 거의 일정하였다. 이후 Flip-flopping pattern에서 급히 감소하는 경향을 보였지만, Deflected/bluff-body pattern에서 항력계수 평균값이 급격히 증가하는 경향을 보였다.

Fig. 10은 실린더 사이의 간격 변화에 따른 Strouhal 수의 변화를 보인다. 보오텍스 홀림의 빈도를 나타내는 Strouhal 수는 간격이 좁아짐에 따라 증가하는 경향을 보이다가, 유동이 In-phase synchronized pattern으로 바뀌면서 다소 감소하는 경향을 보였다.

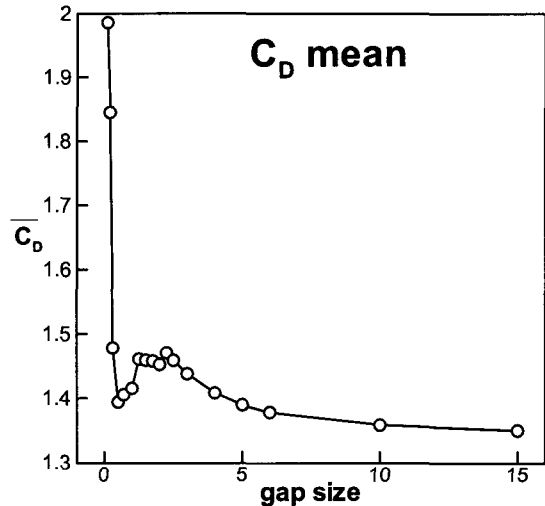


Fig. 9 Time-averaged drag coefficients at $Re=100$

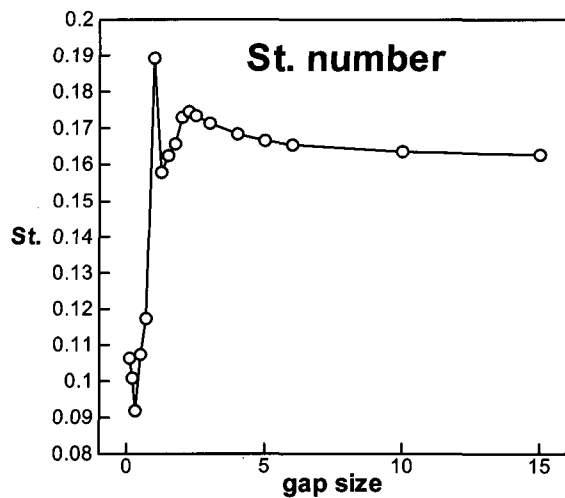


Fig. 10 Strouhal numbers at $Re=100$

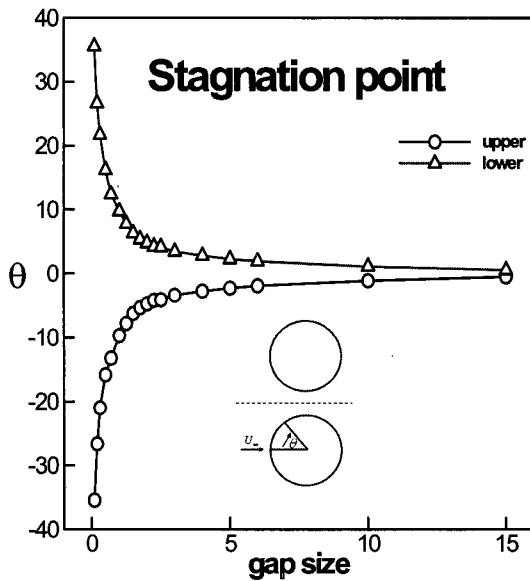


Fig. 11 Stagnation points at $Re=100$

간격이 더욱 좁아져 Flip-flopping pattern으로 바뀌면서 Strouhal 수가 급격히 감소를 하였으나, Deflected pattern 이후 다소 증가하는 경향을 보였다. 단 Flip-flopping pattern에서의 Strouhal 수는 Fast Fourier Transform(FFT) 해석을 통한 첫 번째 정점(Peak)의 값을 나타낸다.

Fig. 11은 간격 변화에 따른 유동 정체점의 변화를 나타낸다. 단, θ 는 상·하 실린더의 전방을 0°로 하여 시계방향으로 (+), 반시계 방향을 (-)로 하여 유동 정체점의 각도를 측정한 것이다. 실린더 사이의 간격이 좁아짐에 따라 유동 정체점은 상부 실린더에서는 반시계 방향으로 이동을 하게 되고, 하부 실린더에서는 시계방향으로 이동을 하게 된다. 이는 실린더의 간격이 좁아짐에 따라 두 실린더 사이를 흐르는 유동이, 좁아진 유로 사이에서 병목 현상을 유발하게 되어 유속이 0이 되는 유동 정체점이 두 실린더 사이로 옮겨지기 때문이다. 따라서, 간격이 좁아짐에 따라 유로에서의 병목 현상이 심화되어 유동 정체점의 이동이 크게 증가하게 된다.

이상에서 살펴본 바와 같이 $Re=100$ 에서 병렬로 나열된 두 원형 실린더 사이의 유동은 실린더 사이의 간격에 따라 Anti-phase synchronized, In-phase synchronized, Flip-flopping, Deflected, Bluff-body pattern 등 5가지 형태로 나눌 수 있다. 또한 간격에 따른 유체력들의 특성은 실린더 사이의 간격에 의한 1차원적인 영향 뿐 아니라 실린더 주위 유동의 형태에 의해 많은 영향을 받는다는 사실을 알았다. 특히 항력 계수의 평균값이나 보오텍스 홀림의 빈도를 나타내는 Strouhal 수는 유동 형태에 직접적으로 지배를 받는다는 것을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 다중격자 유한체적법을 사용하여 병렬로 나

열된 두개의 원형실린더 사이의 층류 후류 특성을 연구하였다. 사용한 시뮬레이션 기법의 타당성을 검증하기 위하여 $Re=100$ 에서 단일 실린더 주위 유동장을 수치 시뮬레이션 하였고, 선행되어진 실험 및 수치 값들과 비교하여 타당성을 확인하였다. 또한 $Re=100$ 에서 병렬로 나열된 복수 실린더 주위 유동 시뮬레이션을 통해, 두 실린더 사이의 간격에 따른 5가지 유동 형태를 분류하였다. 뿐만 아니라, 각각의 유동 형태의 물리적 특성들에 대하여 살펴보았으며, 유체력들이 실린더 사이의 간격에 의한 1차원적 영향보다는 유동의 형태에 보다 많은 영향을 받게 된다는 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 서정천 (1998). "와도를 기저로 한 초기 순간 출발하는 실린더 주위의 점성유동해석", 대한조선학회 논문집, 제 35권, 4호, pp 1-10.
- 김양한, 김광수, 박주배, 홍섭, 최윤락 (2001). "원형 세장 실린더의 와 유기 진동 : 수조 실험 결과", 한국소음진동공학회 2001년도 춘계학술대회 논문집, pp 478-483.
- 박종천, 강대환, 전호환 (2003). "저항감소를 위한 물체후방의 형상설계에 관한 LES 해석", 한국해양공학회집, 제17권, 제5호, pp 1-10.
- 문진국, 박종천, 윤현식, 이병혁, 전호환, 서성부 (2005). "회전하는 원형 실린더 주위 층류 유동장의 수치 시뮬레이션", 한국해양공학회집, 제19권, 제4호, pp 1-10.
- Brika, D. and Laneville, A. (1992). "Vortex-Induced Vibrations of a Long Flexible Circular Cylinder", Int. J. of Fluid Mechanics, No 250, pp 481-508.
- Chakrabarti, S.K., Cotter, D.C. and Palo, P. (1993). "Shear Current Forces on a Submerged Cylinder", Int. J. of Ocean Engineering, Vol 20, No 2, pp 135-162.
- Kang, S. (2003). "characteristics of flow over two circular cylinder in a side-by-side arrangement at low Reynolds numbers", Phys. Fluids, Vol 15, No 9, pp 2486-2498.
- Kang, S.M., Choi, H.C. and Lee, S.S. (1999). "Laminar Flow Past a Rotating Circular Cylinder", Phys. Fluids, Vol 11, No 11, pp 3312-3321.
- Kim, J., Kim, D. and Choi, H. (2001). "An immersed-boundary finite-volume method for simulations of flow in complex geometries", J. Comput Phys. Vol 171, pp 132.
- Kim, Y.-H., Vaniver, J.K. and Holler, R. (1986). "Vortex-Induced Vibration and Drag Coefficients of Long Cables Subjected to Sheared Flow", Int. J. of Energy Resources Technology, No 108, pp 77-83.
- Park, J., Kwon, K. and Choi, H. (1998). "Numerical Solutions of Flow Past a Circular Cylinder at Reynolds Number up to 160", KSME Int. J., Vol 12, No 6, pp 1200-1205.
- Rhie, C.M. and Chow, W.L. (1983). "Numerical Study of the

- Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation", AIAA Journal, Vol 21-11, pp 1-5.
- Sarpkaya, T. (1979). "Vortex-Induced Oscillations, A selective Review", Int. J. of Applied Mechanics, Vol 46, pp 241-258
- Williamson, CHK (1989). "Oblique and Parallel Modes of Vortex Shedding in The Wake of a Circular Cylinder at Low Reynolds Number", J.Fluid Mech., Vol 206, pp 579-627.
- Zhou, Y., So. R. M C, Liu. H. M and Zhang. H J. (2000). "Complex turbulent wakes generated by two and three side-by-side cylinders", Int. J. Heat Fluid Flow, Vol 21, pp 125-135
-
- 2006년 7월 18일 원고 접수
2006년 8월 28일 최종 수정 본 채택