

두 개의 원형 실린더 주위의 열전달

한 태 헌,¹ 양 경 수,^{*2} 윤 동 혁,¹ 이 경 준¹

HEAT TRANSFER ON TWO NEARBY CIRCULAR CYLINDERS

T.H. Han,¹ K.S. Yang,^{*2} D.H. Yoon¹ and K. Lee¹

Heat transfer on two identical nearby circular cylinders immersed in the uniform cross flow at $Re=120$ and $Pr=0.7$ was numerically studied. We consider all possible types of arrangements of the two circular cylinders in terms of the distance between the two cylinders and the inclination angle with respect to the direction of the main flow. It turns out that significant changes in the characteristics of heat transfer are noticed depending on how the two circular cylinders are positioned, resulting in quantitative changes of heat transfer coefficients on both cylinders. Collecting all the numerical results obtained, we propose a contour diagram for averaged Nusselt number for each of the two cylinders. The perfect geometrical symmetry implied in the flow configuration allows one to use those diagrams to estimate heat transfer rates on two identical circular cylinders arbitrarily positioned in physical space with respect to the main flow direction.

Key Words : 열전달(Heat Transfer), 원형실린더(Circular Cylinder), 누셀트 수(Nusselt Number), 가상경계법(Immersed Boundary Method)

기호설명(Nomenclature)

A	: 실린더의 유효단면적	\overline{Nu}_τ	: 실린더 표면의 공간 & 시간 평균된 Nu
cyl	: 실린더 표면	p	: 순간 압력
D	: 실린더 지름	Pr	: Prandtl 수 ($=\nu/\alpha$)
f	: 와홀림 진동수	q	: 질량 원천/흡입
f_i	: 운동량 부가	Re	: 레이놀즈 수 ($=UD/\nu$)
h	: 대류 열전달 계수	St	: Strouhal 수 ($=fD/U$)
h_E	: 열 원천/흡입	T_s	: 실린더 표면 온도
H	: 두 실린더 중심의 주유동에 수직거리	T_∞	: 균일한 입구 온도
k	: 열전도율	u_i	: 2차원 직교좌표계 속도 성분
L	: 두 실린더 중심의 주유동 방향 거리	U	: 균일한 입구 속도
n	: 실린더 표면에서의 법선 방향 좌표	v_t	: 실린더 표면에서의 접선 방향 속도
Nu	: 국소 Nusselt 수 ($=hD/k$)	α	: 열확산 계수
\overline{Nu}	: 시간 평균된 Nu	ϕ	: 경사각
		ν	: 동점성 계수
		τ	: 무차원화된 시간
		θ	: 실린더 표면각
		Θ	: 무차원화된 온도 ($=(T-T_\infty)/(T_s-T_\infty)$)
		ρ	: 유체밀도

접수일: 2008년 2월 13일, 심사완료일: 2008년 4월 23일.

1 학생회원, 인하대학교 대학원 기계공학과

2 정회원, 인하대학교 기계공학과

* Corresponding author, E-mail: ksyang@inha.ac.kr

1. 서 론

여러 개의 원형 실린더 주위에서 강제적인 대류 열전달은 많은 공학적인 문제에서 발견된다. 예를 들어, 열 교환기, 공간 가열 및 냉각, 원자로 내의 연료와 제어봉에서의 열전달 등이 있다. 열 교환기 설계에서 중요한 목표는 높은 열전달 효율을 얻는 것이다. 이러한 공학적인 문제들에서는 복수의 실린더가 존재함에 따른 열전달 간섭현상을 이해하는 것이 중요하다.

실제 유동은 3차원이지만, 길이가 긴 실린더를 가로지르는 낮은 레이놀즈 수(Re)의 층류 유동(laminar flow)은 2차원으로 근사화시켜 해석하여 유동 특성을 나타낼 수 있다. 이는 보다 짧은 계산 시간으로 다양한 유동 특성을 관찰할 수 있기 때문이다[1].

실린더의 열전달은 실린더의 배열(실린더간 위치 및 거리), Re, 열적인 경계조건, 표면 거칠기와 같은 4가지 변수에 의존한다[2]. 두 실린더의 위치에 따른 열전달의 변화만을 알아보기 위하여 다른 3가지 변수를 일정하게 제한하였다. 각 실린더의 후류는 인접한 다른 실린더의 후류와 상호 간섭으로 유동 특성이 변화하게 된다. 이에 따라 실린더의 열전달 특성(heat transfer characteristics)도 변화하게 되는데, 이렇게 변화된 열전달 특성은 열전달 제어에 중요한 요소로 작용된다. 본 논문에서는 이러한 유동 간섭에 따른 열전달을 나타내는 가장 간단한 모델로 유동장 내에 인접한 두 개의 동일한 원형 실린더의 경우에 대해 고찰하였다.

두 실린더의 위치는 크게 주유동 방향으로 정렬된 경우(tandem), 주유동 방향과 수직으로 정렬된 경우(side-by-side), 두 개의 실린더가 엇갈린 위치에 있는 경우(staggered)로 구분할 수 있다. 두 개의 실린더가 주유동 방향과 수직으로 위치해 있을 때, 떨어진 거리에 따라 유동 특성이 각각 달라지게 된다[3]. 떨어진 거리(표면에서 표면까지 거리)가 5D 이상일 때는 마치 독립적인 실린더처럼 유동 간섭이 사라진다.

Pinol and Grau[4]는 60 ≤ Re ≤ 200, Pr = 0.7에서 한 개의 실린더의 열전달에 대하여 수치적으로 연구하였다. Buyruk[2]는 Re = 400, Pr = 0.7에서 두 실린더가 주유동 방향으로 정렬된 경우, 80 ≤ Re ≤ 200, Pr = 0.7에서 세 실린더가 엇갈린 위치에 있는 경우와 네 실린더가 2×2로 위치한 경우의 열전달에 대하여 수치적으로 연구를 수행하였다. Yamamoto and Hattori[5]는 75 ≤ Re ≤ 500, Pr ≈ 8에서 여러 개의 실린더가 주유동 방향과 수직으로 나열된 경우 열전달에 대하여 수치적으로 연구를 수행하였다. Zhou and Yiu[6]는 Re = 7,000에서 두 실린더의 위치가 주유동 방향으로 정렬된 경우 두 실린더 거리에 따른 열전달에 대하여 실험적으로 연구하였다.

이러한 선행 연구에도 불구하고 층류 영역에서 일반적인 위치에 놓인 두 실린더와 유동장 사이의 열전달에 관한 연구는 거의 수행되지 않았다. 본 연구는 Re = 120, Pr = 0.7일 때 가능한 모든 위치에 놓인 두 개의 실린더와 유동장 사이의 열전달에 관해서 가상경계법(Immersed Boundary Method)[7]을 이용하여 수치적으로 수행하였다.

2. 수치 해석 기법

2.1 지배 방정식

지배 방정식은 2차원 비압축성 유체에 대한 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식으로 구성된다.

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} - q = 0 \quad j = 1, 2 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + \frac{\partial u_j \theta}{\partial x_j} = \frac{1}{\text{RePr}} \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j \partial x_j} + h_E \tag{3}$$

식 (1-3)은 입구 속도 U, 실린더 지름 D, 입구 온도와 실린더 온도 차이(T_s - T_∞)로 무차원화된 식이며, 가상경계법에 의해 추가된 f_i, q, h_E는 각각 운동량 부가, 질량 보존을 만족시키기 위한 질량 원천/흡입, 그리고 열 원천/흡입을 의미한다. u_i는 흐름 방향(streamwise, x), 수직 방향(normal, y)의 속도 성분이 각각 u₁, u₂인 무차원화된 속도벡터이다. p, θ는 각각 무차원화된 순간 압력, 온도이다. 무차원 파라미터 Re, Pr는 각각 UD/ν, ν/α로 정의된다. 또 다른 무차원 파라미터인 Nu는 hD/k(= ∂θ/∂n|_{cyt})로 정의되며, \overline{Nu} 는 $\frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \int_{\tau_1}^{\tau_2} Nu \, d\tau$ 로 \overline{Nu}_r 는 $\frac{1}{\pi D} \int_0^{2\pi} \overline{Nu} \frac{D}{2} \, d\theta$ 로 각각 정의된다.

각 지배 방정식은 직교좌표계에서 유한체적법(Finite Volume Method)으로 차분되었다. 공간 차분은 중앙차분법을 사용하였다. 시간 차분은 운동량 방정식의 경우 대류항에 대하여 3차 정확도의 Runge-Kutta 양해법(explicit)으로 적분하였고, 확산항에 대하여 Crank-Nicolson의 음해법(implicit)으로 적분을 수행하였다. 에너지 방정식에 대한 시간 차분 역시 대류항은 3차 정확도의 Runge-Kutta 방법, 확산항은 Crank-Nicolson 방법으로 적분되었다. 연속 방정식과 운동량 방정식을 분리하기 위하여 Fractional-Step[8]기법이 사용되었다.

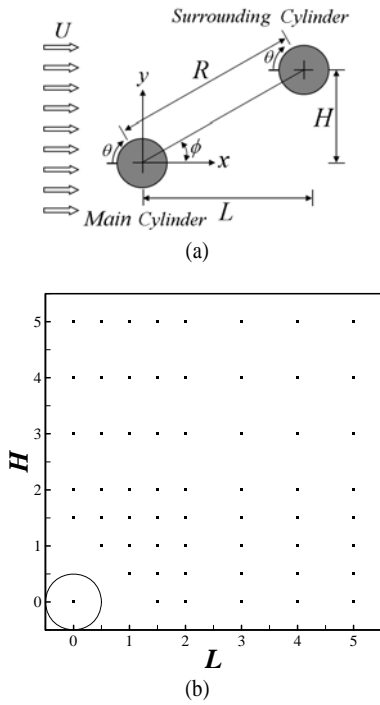


Fig. 1 Physical configuration: (a) staggered position of two circular cylinders, (b) locations of the centers of surrounding circular cylinder, indicated by dots

2.2 계산 영역과 경계 조건

Fig. 1(a)와 같이 주(main) 실린더를 좌표계 원점에 고정시키고, 주위(surrounding) 실린더의 위치를 바꾸어 가면서 계산을 수행하였다. 두 개의 원형 실린더 중심들의 주유동 방향(x 방향)으로 떨어진 거리(L)와 수직 방향(y 방향)으로 떨어진 거리(H)는 실린더 지름(D)으로 무차원하여, 각각 0.0, 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0이다. 이때 두 개의 원형 실린더가 겹치거나, 접하는 경우는 계산을 수행하지 않았다. 주 실린더에 대한 주위 실린더의 위치는 총 58가지이다(Fig. 1(b)).

두 실린더가 가장 가까울 때는 $L=0.5, H=1.0$ 이며, 중심 사이의 거리($=\sqrt{L^2+H^2}$)는 1.12이며, 경사각(ϕ)은 63.43° 이다.

주 실린더를 중심으로 하여 원점을 잡고 $-35D \leq x \leq 35D, -50D \leq y \leq 50D$ 로 전체 계산 영역을 고정시킨 뒤 주위 실린더의 중심 위치를 Fig. 1(b)와 같이 바꾸어가며 계산하였다. 각 실린더에 접하는 정사각형 영역 안에는 48×48 의 균일하게 분포된 격자가 사용되었으며, 전체 격자는 x 방향과 y 방향으로 불균일(non-uniform)하게 확장되었다.

실린더 사이의 영역에는 실린더 내부와 같은 균일하게 분포된 격자가 사용되었다. 예를 들어, $L=1.5, H=0.5$ 일 때 사용되는 전체 격자수는 552×312 이 되고(Fig. 2), 두 개의 실

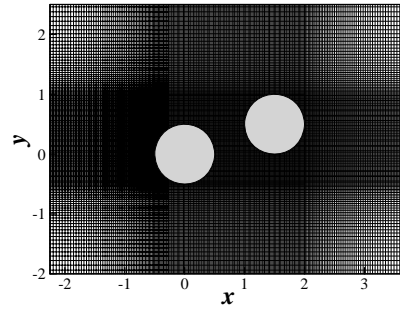


Fig. 2 Computational mesh for the case of $L=1.5, H=0.5$

린더가 가장 멀리 떨어져 있을 때($L=5.0, H=5.0$) 사용되는 격자수는 720×528 로 증가하게 된다.

계산 영역의 입구와 출구에서는 각각 Dirichlet($u=U, v=0, \theta=0$) 경계조건과 대류 경계조건이 사용되었으며, 윗면과 아랫면에서는 미끄럼(slip) 조건($\partial u/\partial y=0, v=0$)과 단열(adiabatic) 조건($\partial \theta/\partial y=0$)이 사용되었다. 실린더 표면에서는 유동장에 대해 점착(no-slip) 조건($u=v=0$)과 등온(isothermal) 조건($\theta=1$)이 사용되었다.

3. 수치 해석 기법의 검증

코드의 검증을 위해서 하나의 실린더에 대하여 전체 계산 영역과 경계 조건은 2.2절에서 기술된 것과 동일하게 하고, 사용된 격자수는 실린더에 접하는 정사각형 영역 안에 48×48 을 포함하여 전체 480×288 의 격자수를 사용하였다.

먼저 $Re=100$ 에서 하나의 실린더에 대하여 유동장을 계산하여 그 결과를 Table 1에 나타내었다. 평균 항력 계수($\overline{C_D}$), 양력 계수 최대값과 평균 양력 계수의 차이(C_L'), Strouhal 수(St) 모두 다른 연구자들의 연구결과와 잘 일치하였다. 다음으로 $Re=120, Pr=0.7$ 의 조건으로 하나의 실린더에 대하여 표면각(θ)(Fig. 1(a)에 따른 평균 Nusselt 수(\overline{Nu}))를 계산하여 그 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 이 또한 다른 연구자들의 수치적 혹은 실험적인 연구결과들과 잘 일치하는 것을 알 수 있었다.

Table 1 Validation of numerical method: flow past single cylinder at $Re=100$

	Re	$\overline{C_D}$	C_L'	St
Present	100	1.34	0.33	0.165
Kang[9]	100	1.33	0.32	0.165
Park et al.[10]	100	1.33	0.33	0.165
Williamson[11]	100	-	-	0.164

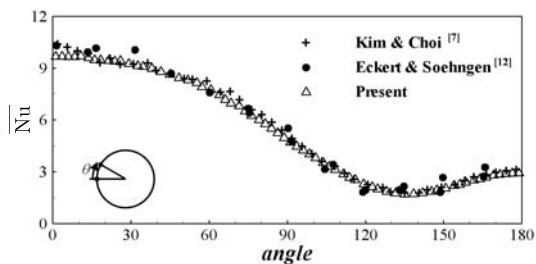


Fig. 3 Distribution of \overline{Nu} along the cylinder surface at $Re = 120$ and $Pr = 0.7$

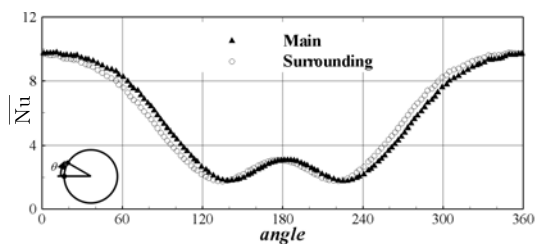


Fig. 4 Distribution of \overline{Nu} around the circular cylinders, $Re = 120$; $L = 0.0$, $H = 3.0$

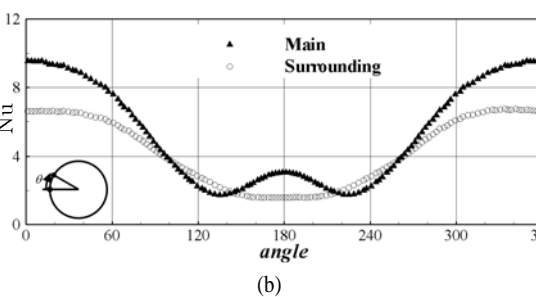
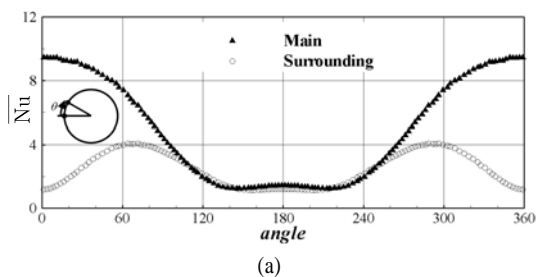


Fig. 5 Distribution of \overline{Nu} around the circular cylinders, $Re = 120$; (a) $L = 3.0$, $H = 0.0$, (b) $L = 4.0$, $H = 0.0$

4. 결 과

4.1 주유동 방향에 대하여 수직 방향으로 정렬된 경우 (side-by-side)

두 개의 원형 실린더가 주유동 방향에 수직으로 정렬되어

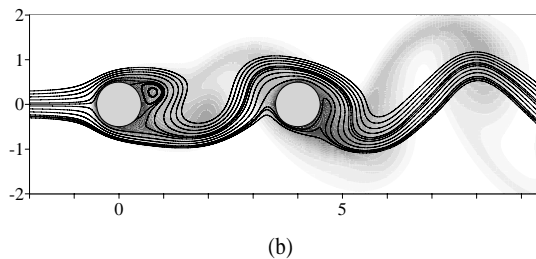
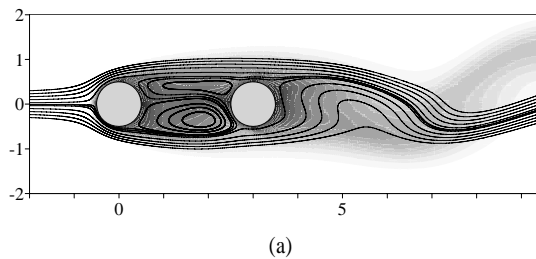


Fig. 6 Instantaneous streamlines and temperature contours around the circular cylinders, $Re = 120$; (a) $L = 3.0$, $H = 0.0$, (b) $L = 4.0$, $H = 0.0$

있을 때($L = 0.0$), $H = 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0$ 인 경우에 대하여 연구를 수행하였다.

주유동 방향에 대하여 수직 방향으로 정렬된 모든 경우에는 실린더들의 기하학적 대칭성으로 인하여 실린더 표면각 180°를 중심으로 하여 주 실린더와 주위 실린더의 \overline{Nu} 값의 분포가 대칭을 이루는 것을 알 수 있고, 또한 주 실린더와 주위 실린더의 \overline{Nu}_r 값이 동일함을 알 수 있었다.

Fig. 4는 $L = 0.0$, $H = 3.0$ 에서의 표면각에 따른 \overline{Nu} 값을 보여준다. 이 때 주 실린더의 60°와 주위 실린더의 300°인 위치가 주위 실린더의 60°와 주 실린더의 300°인 위치보다 \overline{Nu} 값이 높게 나타나 차이를 보이는데, 이는 두 실린더가 마주보는 곳에서 막힘 효과(blockage effect)[2]로 인하여 유체 속도의 크기가 증가되어 대류 열전달이 증가되었기 때문이다.

4.2 주유동 방향으로 정렬된 경우 (tandem)

두 개의 원형 실린더가 주유동 방향으로 정렬되어 있을 때 ($H = 0.0$), $L = 1.5, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0$ 인 경우에 대하여 연구를 수행하였다.

Fig. 5(a)는 $L = 3.0$, $H = 0.0$ 에서의 표면각에 따른 \overline{Nu} 값을 보여준다. 이 때 주 실린더의 후면부와 주위 실린더의 전면부에서 \overline{Nu} 값이 현저히 작게 나타난다. 이는 주 실린더의 후류가 와류화되지 않고 정체되어 열에너지를 주위로 발산시키지 못하고(Fig. 6(a)), 따라서 온도가 상승된 후류와 주 실린더 후면부와 온도 차이가 작기 때문에 열전달이 작아지기 때

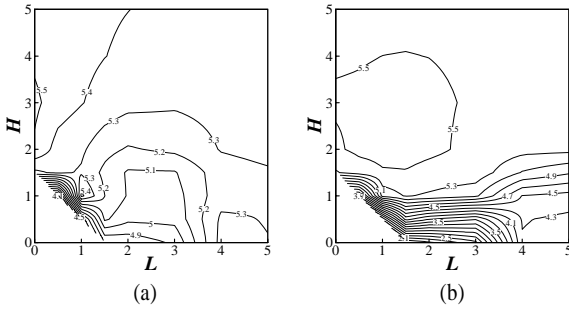


Fig. 7 Contours of \overline{Nu}_r for two staggered circular cylinders at $Re = 120$; (a) \overline{Nu}_r of the main cylinder, (b) \overline{Nu}_r of the surrounding cylinder

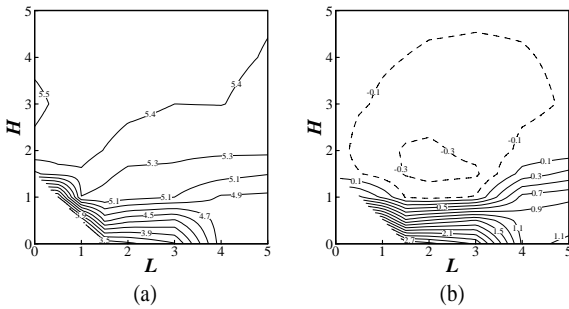


Fig. 8 Contours of (a) the average of \overline{Nu}_r of the main and the surrounding cylinders, (b) difference in \overline{Nu}_r between the main cylinder and the surrounding cylinder; $Re = 120$

문이다. 또한 주위 실린더의 전면부에서도 주 실린더에서 열 에너지를 흡수한 후류와 주위 실린더 전면부와의 온도차이가 작기 때문에 열전달이 작아져서 낮은 \overline{Nu} 값으로 나타남을 알 수 있다. Fig. 5(b)는 $L=4.0, H=0.0$ 인 경우로 주위 실린더가 주 실린더의 와류를 억제하지 못하여 주 실린더로부터 와류가 발생된다(Fig. 6(b)). 따라서 주 실린더의 후면부와 주위 실린더의 전면부의 열에너지가 주위로 발산되어 대류 열전달이 커지기 때문에 높은 \overline{Nu} 값이 나타난다.

주유동 방향으로 떨어진 중심거리가 3.0과 4.0사이엔 주 실린더의 후류가 와류가 발생하지 않다가 와류가 발생하는 임계거리가 존재하기 때문에, 이 임계거리를 기준으로 전체적인 \overline{Nu} 값의 분포가 변하게 된다.

4.3 임의의 위치에 배열된 경우

두 개의 원형 실린더가 주유동 방향에 대해 임의의 위치에 배열되어 있을 때, 두 실린더의 위치에 따른 \overline{Nu}_r 변화에 대한 수치적 해석을 수행하였다.

Fig. 7(a)에 주 실린더의 \overline{Nu}_r 값의 등분포선(contour)을 나

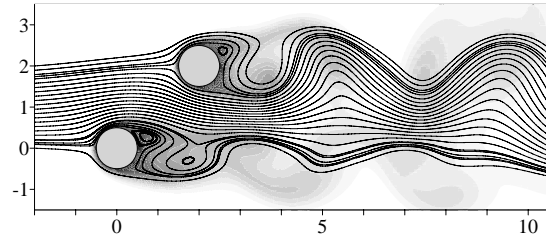


Fig. 9 Instantaneous streamlines and temperature contours around the circular cylinders, $Re = 120$; $L = 2.0, H = 2.0$

타내었다. \overline{Nu}_r 값은 두 실린더가 주유동 방향과 수직으로 정렬된 위치에 해당하는 $L=0.0, H=3.0$ 에서 최대값(5.52)을 가지고, 두 개의 실린더가 엇갈린 위치에 해당하는 $L=0.5, H=1.0$ 에서 최소값(4.14)을 가진다.

Fig. 7(b)에 주위 실린더의 \overline{Nu}_r 값의 등분포선을 나타내었다. \overline{Nu}_r 값은 두 실린더가 $L=1.5, H=2.0$ 에서 최대값(5.56)을 가지고, 주위 실린더가 주 실린더의 후류 방향으로(H 가 0.0으로) 이동되면서 \overline{Nu}_r 값은 감소하여 $L=1.5, H=0.0$ 에서 최소값(1.89)을 가진다.

두 실린더가 상대적으로 어느 위치에 있어야 전체적인 열 전달이 잘 유발되고, 반면에 어느 위치에 있어야 전체적인 열 전달이 잘 억제되는지를 보다 명확하게 알아보기 위해 두 실린더가 임의의 위치에 있을 때 주 실린더와 주위 실린더의 \overline{Nu}_r 값의 평균과 차이에 대하여 등분포선으로 나타내었다(Fig. 8(a),(b)).

$Re = 120, Pr = 0.7$ 에서 한 개의 실린더에 대하여 \overline{Nu}_r 값이 5.40인 것을 알고 있고, 이 값을 Fig. 8(a)의 등분포선에 기준선으로 제시할 수 있다. 이 기준선에 대해 주위 실린더가 위쪽에 위치해 있을 때는 한 개의 실린더에서의 \overline{Nu}_r 값보다 주 실린더와 주위 실린더의 전체적인 \overline{Nu}_r 평균값이 커진다. 이는 앞서 언급된 주유동 방향과 수직으로 정렬된 경우처럼 막힘 효과로 설명된다.

기준선에 대해 주위 실린더가 아래쪽에 위치해 있을 때에는 주 실린더와 주위 실린더의 전체적인 \overline{Nu}_r 평균값이 작아진다. 이는 온도가 상승한 주 실린더의 후류가 주위 실린더에 작용하여 온도 차이가 작은 열전달이 발생되고, 따라서 \overline{Nu}_r 값이 작아지게 된다. 또한 주위 실린더가 주 실린더의 후류쪽으로 가깝게 위치하게 되면 주 실린더의 와류 발생을 방해하기 때문에 주 실린더 후류쪽에서의 열전달이 원활히 이루어지지 않게 되어 주 실린더와 주위 실린더 모두 작은 \overline{Nu}_r 값을 나타낸다.

Fig. 8(b)의 등분포선에서 실선은 주 실린더의 \overline{Nu}_r 값이 더

크고, 점선은 주위 실린더의 \overline{Nu}_r 값이 더 크다는 것을 나타낸다. 주위 실린더의 \overline{Nu}_r 값이 더 크게 나타나는 이유는 Fig. 9에서 보여지듯이 주 실린더의 후류는 주위 실린더의 영향을 받아 와хло림이 억제되어 주 실린더 후면에서 뜨거워진 유체가 정체되고 결과적으로 열전달이 감소된다. 그러나 주위 실린더의 유동장은 비교적 자유롭게 와хло림을 하여 열전달이 원활하게 이루어지기 때문이다.

5. 결 론

본 연구에서는 두 실린더의 위치 변화에 의한 열전달 효과를 알아보기 위해, $Re=120$, $Pr=0.7$ 에서 수치적 연구를 수행하였다.

두 개의 실린더가 주유동 방향에 수직으로 정렬되어 있을 때에는 ($H \geq 2.0$) 막힘 효과(blockage effect)로 인하여 한 개의 실린더의 \overline{Nu}_r 값보다 주 실린더와 주위 실린더 모두에서 높은 \overline{Nu}_r 값을 얻을 수 있었다.

두 개의 실린더가 주유동 방향으로 정렬되어 있을 때에는 두 실린더의 거리에 따라 주 실린더의 와хло림 발생 여부가 결정된다. 본 연구조건에서는 두 실린더의 거리가 $L \leq 3.75$ 일 때에는 주 실린더의 후류에 와хло림이 발생되지 않아 열전달이 억제되었고, $L \geq 4.0$ 일 때에는 주 실린더의 후류에 와хло림이 발생되어 열전달이 향상됨을 알 수 있었다.

두 실린더의 임의의 위치에 따른 \overline{Nu}_r 값을 등분포선으로 지도화하였다. 그 결과로 두 실린더가 주유동 방향과 수직으로 정렬된 경우인 $L=0.0$, $H=3.0$ 부근에서 두 실린더의 평균 \overline{Nu}_r 값이 최대(5.52)가 되었고, 주위 실린더가 엇갈린 위치로 이동되면 \overline{Nu}_r 값이 감소되어 주유동 방향으로 정렬된 경우인 $L=1.5$, $H=0.0$ 부근에서 두 실린더의 평균 \overline{Nu}_r 값이 최소(3.35)가 됨을 알 수 있었다. 또한, 두 실린더의 \overline{Nu}_r 값의 평균 등분포선으로부터 하나의 실린더의 \overline{Nu}_r 값을 기준으로 전체적인 열전달이 증가되는 영역과 감소되는 영역으로 구분되어짐을 알 수 있었다.

2차원으로 근사화된 두 개의 실린더와 그 주위를 지나는 유동장 사이의 열전달을 수치적으로 수행하여, 본 연구의 목표인 층류 영역에서 두 실린더 후류 사이의 간섭에 의한 열전달을 포괄적인 도표(diagram)로 제시하였다.

후 기

본 연구는 수중운동체특화연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

- [1] 2001, Rosales, J.L., Ortega, A. and Humphrey, J.A.C., "A Numerical Simulation of the Convective Heat Transfer in Confined Channel Flow Past Square Cylinders: Comparison of Inline and Offset Tandem Pairs," *Int. J. Heat Mass Transf.*, Vol.44, pp.587-603.
- [2] 2002, Buyruk, E., "Numerical Study of Heat Transfer Characteristics on Tandem Cylinders, Inline and Staggered Tube Banks in Cross-Flow of Air," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, Vol.29, pp.355-366.
- [3] 1985, Williamson, C.H.K., "Evolution of a Single Wake behind a Pair of Bluff Bodies," *J. Fluid Mech.*, Vol.159, pp.1-18.
- [4] 1998, Pinol, Salvador and Grau, Francesc X., "Influence of the no-slip boundary condition on the prediction of drag, lift, and heat transfer coefficients in the flow past a 2-D cylinder," *Numer. Heat Transf. A-Appl.*, Vol.34, pp.313-330.
- [5] 1996, Yamamoto, H. and Hattori, N., "Flow and Heat Transfer around a Single Row of Circular Cylinders," *Heat transfer: Japanese research*, Vol.25, pp.192-200.
- [6] 2006, Zhou, Y. and Yiu, M.W., "Flow Structure, Momentum and Heat Transport in a Two-Tandem-Cylinder Wake," *J. Fluid Mech.*, Vol.548, pp.17-48.
- [7] 2004, Kim, J. and Choi, H., "An Immersed-Boundary Finite-Volume Method for Simulation of Heat Transfer in Complex Geometries," *KSME Int. J.*, Vol.18, pp.1026-1035.
- [8] 1985, Kim, J. and Moin, P., "Application of a Fractional-Step Method to Incompressible Navier-Stokes Equations," *J. Comput. Phys.*, Vol.59, pp.308-323.
- [9] 2003, Kang, S., "Characteristics of Flow over Two Circular Cylinders in a Side-by-Side Arrangement at Low Reynolds Numbers," *Phys. Fluids*, Vol.15, pp.2486-2498.
- [10] 1998, Park, J., Kwon, K. and Choi, H., "Numerical Solutions of Flow Past a Circular Cylinder at Reynolds Numbers up to 160," *KSME Int. J.*, Vol.12, pp.1200-1205.
- [11] 1989, Williamson, C.H.K., "Oblique and Parallel Modes of Vortex Shedding in the Wake of a Circular Cylinder at Low Reynolds Numbers," *J. Fluid Mech.*, Vol.206, pp.579-627.
- [12] 1952, Eckert, E.R.G. and Soehngen, E., "Distribution of Heat-Transfer Coefficients around Circular Cylinders in Crossflow at Reynolds Numbers from 20 to 500," *J. Heat Transf.-Trans. ASME*, Vol.75, pp.343-347.