

工學碩士 學位論文

배플 플레이트 크기에 따른 관내의
유체 유동 특성 및 열전달 특성에
관한 실험적 연구

An experimental study on fluid characteristics and
heat transfer characteristics along a horizontal
circular tube by baffle cut rate

指導教授 吳 喆

2005年 8月

韓國海洋大學校 大學院

機關 시스템 工學科

裴 晟 祐

本論文을裴晟祐의工學碩士學位論文으로認准함

主審 尹 錫 勳 印

副審 金 明 煥 印

副審 吳 喆 印

2005年 7月 6日

韓國海洋大學校 大 學 院

機 關 시 스 템 工 學 科 裴 晟 祐

목 차

Abstract	vi
사용기호	x
제 1 장 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 종래의 연구와 목적	4
제 2 장 실험방법 및 실험범위	7
2.1 실험방법 및 실험범위	7
2.2 PIV 시스템의 구성	12
2.2.1 조명 및 추적 입자	12
2.2.2 영상 입력 및 저장 장치	13
2.2.3 원통형 렌즈	15
2.3 균일 유입 속도 확인	15
제 3장 원관 내에서의 열전달 수치해석	18

3.1 이론 해석	18
3.1.1 수치해석 가정	18
3.1.2 지배방정식	19
3.2 경계조건	20
3.2.1 입구조건	20
3.2.2 출구조건	20
3.2.3 수치해석 방법	20
3.3 모델링 형상	21
3.4 해석 결과 및 고찰	23
3.4.1 열전달 특성	23
3.4.2 압력강하 특성	30
3.6 결 론	32
제 4 장 원관 내에서의 유체유동 및 열전달 특성	33
4.1 실험장치	33
4.2 Baffle에 따른 영향	45
4.2.1 속도 프로파일	45
4.2.2 난류강도	52
4.2.3 운동에너지	59

4.2.4 열전달 특성	66
4.3 유속에 따른 영향	73
4.3.1 속도 프로파일	73
4.3.2 난류강도	77
4.3.3 운동에너지	87
4.3.4 열전달 특성	91
4.4 압력강하 특성	95
제 5 장 총 결 론	97
참 고 문 헌	98
감사의 글	102

**An experimental study on fluid characteristics and
heat transfer characteristics along a horizontal
circular tube by baffle cut rate**

SUNG-WOO, BAE

Department of Marine Engineering System
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Saving energy and efficient use are required when consider environmental problem of the earth become serious gradually with limited energy resources. Specially, energy frugality style, high efficiency heat exchanger development is urgently required over industry whole by increase trend of energy consumption recently. Interest for this heat exchanger became efficiency elevation, efficiency elevation to importance subject according as making of energy frugality style device spreads since the first Oil Shock in 1973.

Elevation of the heat transfer efficiency is specially important in this

high efficiency heat exchanger. To elevation of the heat transfer efficiency, in the past, used process surface channel for improve heat transfer areas and fluid characteristics but it is condition that development of shell and tube type heat exchanger is required urgently that is more high efficiency heat exchanger according to use ship and purpose.

Heat exchanger according to purpose of the use kind of fluid, number of fluid, phase of fluid , direction of flow, speed range, heat exchanger form, shape of extension surface(fin), direction, use the quality of the material, size, capacity etc. the form very many . In many case of heat exchangers two working fluids between put solid wall and heat exchange . Heat is passed in low temperature fluid passing wall surface from high temperature fluid and accompanies phase change sometimes this time.

By method for heat exchange performance elevations of heat exchanger, at first, can think increase of heat transfer area but don't satisfaction about problem of efficient space management, increase of pumping work by pressure drop etc. Need for development of high efficiency heat exchanger that prove heat passage rates of heat exchanger for solution of this problem.

In the channel flow studied purpose of engineering by many peoples

for a long time. Channel that baffle plate exists is blocked fluid flow and can be detour. So fluid is stay within channel lengthen by doing blocked time. This is desirable phenomenon in place that do by purpose that heat exchange between two bodies. Also, flow that flow baffle in channel together is shape such as shell and tube heat exchanger. This does by purpose that heat exchange between flow of tube interior and external flow.

Segmental baffle is lots of stagnant field of heat areas and increase of pressure drop. Also, be apt to corrosion or pierced a hole by fouling in stagnant field.

To investigate the characteristics of fluid flow and heat transfer performance in a channel in terms of the various effects of baffle cut rate. The results show that the decrease of a baffle cut rate gives a good heat transfer enhancement. However, it also increase pressure drop.

The object of the experimental is comparing that changing Baffle cut rate, fluid velocity in the channel and changing flow temperatures, behaved experimental study to investigate fluid characteristics of interior, pressure drop characteristics and heat transfer characteristics by PIV system, numerical prediction and heat transfer experimental.

In this experimental, baffle cut rate is 30%, 40%, 50%, velocity is 0.5m/s, 1.0m/s, 1.5m/s and heat temperature is 50°C, 40°C, 30°C, cooling temperature 5°C. PIV system determine velocity characteristics, turbulent intensity, kinetic energy and pressure drop. Also, through the numerical prediction and experimental comparing and examination for heat transfer characteristics understanding.

사 용 기 호

Alphabet

A_c	: 흐름에 대한 단면적	$[m^2]$
A_e	: 원관의 단면적	$[m^2]$
BCR	: Baffle Cut Rate	$[\%]$
C_p	: 비열	$[kJ/kgK]$
D_h	: 수력 직경 ($= 4A_c/P$)	$[m]$
D_e	: 원관 직경	$[m]$
h_i	: 원관 내부에서의 대류 열전달 계수	$[W/m^2 \cdot K]$
h_o	: 원관 외부에서의 대류 열전달 계수	$[W/m^2 \cdot K]$
k	: 온도에 따른 전도 열전달 계수	$[W/m \cdot K]$
$K.I$: 운동에너지	$[-]$
L	: 원관 길이	$[m]$
\dot{m}	: 질량 유량	$[kg/s]$
Nu	: Nusselt 수 ($= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$)	$[-]$
P	: 압력	$[Pa]$
P_h	: 접수 길이	$[m]$

Q	: 열전달량	[W]
Re	: Reynolds 수(= $U_m \cdot D_h/\nu$)	[-]
$T_{c \cdot i}$: 냉각수 입구온도	[°C]
$T_{c \cdot o}$: 냉각수 출구온도	[°C]
$T_{c \cdot w}$: 초기 냉각수 온도	[°C]
$T_{h \cdot i}$: 온수 입구온도	[°C]
$T_{h \cdot o}$: 온수 출구온도	[°C]
$T_{h \cdot w}$: 초기 온수 온도	[°C]
T_{wall}	: 냉각면 온도	[°C]
TI	: 난류강도	[-]
T_m	: 평균 온도	[°C]
T_{wall}	: 냉각면 온도	[°C]
ΔT_{lm}	: 로그 평균 온도차	[°C]
U	: 총괄 열전달 계수	[W/m ² · K]
U_m	: 평균 유속	[m/s]

Greeks symbol

ν	: 온도에 따른 동점성계수	[m ² /s]
-------	----------------	---------------------

Subscript

c, h : 냉각 및 가열

i, o : 입구 및 출구

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

유한한 에너지 자원과 점차로 심각해져 가는 지구의 환경문제를 생각해 볼 때 에너지 절약과 효율적인 사용이 요구되고 있다. 특히, 최근 에너지 소비의 증가 추세로 인하여 산업 전반에 걸쳐 에너지 절약형, 즉 고성능 열교환기 개발이 절실히 요구되고 있다. 이러한 열교환기에 대한 관심은 1973년 제 1차 오일쇼크 이후 에너지 절약형 기기의 제조가 확산됨에 따라 성능향상 및 효율향상이 중요과제로 되었다.

이런 고성능 열교환기에서 열전달 성능의 향상은 특히 중요하다. 열전달 성능을 향상시키기 위해서 과거에는 열전달 면적 및 유동특성을 개선하기 위하여 표면을 가공한 원관들이 사용되어 왔으나, 사용선박 및 목적에 따라서 보다 고효율형의 열교환기인 셸-튜브 타입 열교환기의 개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

또한 최근에는 컴퓨터의 급속한 발달로 인하여 과거 이론적으로 접근이 어려웠던 여러 가지 유체유동의 해석을 가능하게 만들었다. 최근에는 열교환기 내의 유동장 및 열전달 효과의 해석에 있어서도 이러한 수치해석적인 접근이 에너지 절감 및 비용 절감의 측면에서 많이 시도되고 있다.

열교환기는 그 사용의 목적에 따라 작동 유체의 종류, 유체의 상태 (Phase), 유동의 방향, 속도범위, 열교환기 형식 및 확장표면(fin)의 형상

등에 따라 그 형태는 매우 많다.^[1] 대부분의 열교환기에서는 작동유체 사이에 고체벽을 두고 열전달을 하게 된다. 열은 고온측 유체로부터 벽면을 통과하여 저온측 유체로 흐르게 되고 이때 가끔 상변화를 동반하기도 한다.

열교환기는 그 사용 목적에 따라 많은 종류와 형태를 가지며 대부분 설치 공간, 전열 면적, 열 교환량 등의 제한 조건을 가지므로 그 제한 조건 내에서 열전달 효과를 향상시키기 위하여 다양한 기술이 적용되어지고 있다. 그러나 기하학적인 형상이나 유동장 특성을 바꿔줌으로써 열전달율을 향상시키려는 시도는 항력의 증가를 수반해 압력 손실이 커지므로 전체적인 에너지 효과 상승에는 큰 영향을 주지 못한다. 이러한 이유로 열 전달율을 상승시키면서 압력 손실을 저감할 수 있는 기술이 필요하게 되었다.

본 연구에서는 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 열교환기 내부에 장착된 전열관의 내부표면 형상변화 즉, 배플 플레이트의 컷트 율(%)의 변화에 의한 열전달의 특성 및 압력손실에 관한 부분을 검토하였으며, 연구의 최종 목표로서는 관 내부의 배플컷율이 열전달의 향상뿐만 아니라 기계적 손실에 미치는 영향을 최소화시킬 수 있는가에 대한 것이다.

배플판(Baffle Plate)이 존재하는 채널은 유체유동의 흐름을 막아 우회토록 함으로써 유체가 채널 내에 머무르는 시간을 길게 한다. 이는 두 물체간의 열을 주고받는 것을 목적으로 하는 곳에서는 바람직한 현상이다. 또한 내부 유동에서 배플을 따라 흐르는 유동은 셀-튜브 열교환기와

같은 형상이다. 이는 튜브 내부의 유체와 외부의 유체 사이의 열을 교환하는 것을 목적으로 한다. 직교류형 배플은 전열면적의 정체영역이 많고 압력 강하가 크며, 정체 구역에서 파울링(Fouling)에 의한 부식이나 파공을 초래하기 쉽다.^[2]

이에 본 연구에서는 원관 내 배플컷율(Baffle Cut Rate)을 변화시켜, 내부의 유동 특성 및 압력강하 특성을 토대로 수치 해석적 접근과 실제 실험에 의한 비교 검토를 통하여 최적의 배플컷율(%)을 구하기 위한 기초 자료를 수집하고자 하였다.

1.2 종래의 연구와 목적

열교환기에 대한 연구와 개발은 많은 분야에 응용되고 있기 때문에 오랜 역사를 가지고 있으며, 이와 같은 연구 활동은 열전달 성능을 향상시키기 위하여 많은 연구가 지속되고 있다.

열전달 향상에 관한 연구는 열교환기, 보일러, 냉동기 및 공기조화기, 폐열회수 등 광범위한 범위에서 다루어지고 있으며, 이러한 기기들의 소형화, 고성능화, 고효율화를 이루기 위한 연구가 다양하게 진행되고 있다.^[3] 특히 고성능 열교환기 내부에 장착되는 전열관의 열효율 향상은 매우 중요한 과제라 할 수 있다. Tinker^[4]는 압력강하와 열교환기의 성능에 대한 연구에 있어 열교환기 내부의 유동을 처음으로 교차 유동, 배플-셸 누수, 배플-튜브 누수, 측면 유동 등의 부분적인 유동으로 나누는 방법을 사용하였다. 그러나 이때에는 컴퓨터가 발달하지 못한 관계로 이상적인 관군을 제시하되 틸새유동과 측면유동과의 상호작용까지는 해석하지 않은 준-해석적 방법이 제시되었다. 지금까지의 연구로서는 전열관의 전열면적을 넓히고 난류 유동을 촉진시키기 위하여 관 내부에 특수 모양의 핀을 부착하거나, 직각 홈, 나선 홈 등의 형상을 관 내부 표면에 형상화함으로써 열전달을 증가시키고 있다. 이러한 내부 핀을 이용한 난류 촉진장치에 의하여 열전달의 효율이 상당히 개선되고 있으나, 상대적으로 관류 유동 저항이 증가함으로써 펌핑 소요 동력이 증가하게 된다.^[5] 즉, 나선의 홈 깊이가 깊어질수록 열전달 유효면적은 증가하나, 압력손실과 유효면적의 관계를 고려하여 규명해야한다. 특히 강제 순환식

인 경우는 내부 표면 형상에 의하여 내부 유동 점성 마찰력이 크게 증가되어 큰 동력 손실을 가져온다. 열 교환기 등과 같이 관의 길이가 길게 되면 압력 강하가 크게 일어나 그 손실은 더욱 증가하게 된다. 그러나 많은 산업체에서는 전열관의 형상에 관한 전열특성, 유동특성, 압력 손실 등에 관한 실험 자료가 그다지 많지 않은 실정이다. 따라서 각종 기하학적 형상을 가진 전열관의 특성을 이론적 및 실험적으로 규명하는 것이 절실히 요구된다.

튜브 내부에 기하학적 형상이나 삼입물체에 의한 열전달 특성 및 압력손실에 관한 연구 동향을 살펴보면, 강제대류시의 열전달 효과를 향상시키기 위한 연구에서 Patankar^[6]는 이중 동심 원관에 직선형 핀을 설치하여 열전달 계수와 마찰계수에 대하여 수치해석을 하였다. 인공 조도에 의한 열전달 촉진 및 압력손실에 관한 연구에서는 Webb^[7]이 작동유체의 유동방향과 직각으로 내부 홈을 가공한 전열관을 사용하였고, Manbach^[8]는 이중 동심 원관 내에서의 압력강하와 열전달 특성을 규명하였다. 그리고 Han^[9]은 평행 판에 성형된 단면이 직사각형인 홈에 대하여 해석하였다. 일반적으로 유동 방향과 직각이 되게 힘이 가공된 전열관은 마찰로 인한 압력손실이 크기 때문에 이것의 완화책으로 나선형의 홈을 갖는 연구가 Manglik^[10], Withers^[11], 예^[12] 등에 의하여 시작되었다.

튜브 내부의 삼입물체에 대한 연구로는 원형 파이프 내에 비틀림 테이프를 삽입하거나, 삼각형, 사각형 등 다양한 단면을 갖는 나선관을 사

용하는 열 교환기가 연구되어 왔다. 비틀림 테이프를 삽입한 원형 파이프에 대하여는 유동 및 열전달에 대한 많은 실험 및 수치 해석 연구가 수행되어 왔다. Tuttle^[13]은 타원의 단면을 갖는 비틀림 파이프의 완전히 발달한 층류 유동에 대하여 연구하였지만 이 파이프는 실용성에 문제를 안고 있다. 한편 컴퓨터의 발달로 인해 수치해석 및 원관내 흐름이 시각화가 가능해짐에 따라 김^[14]과 김^[15] 등은 각각 경사진 배플을 삽입한 튜브 내에서, 나선형 튜브 내에서의 유동 및 열전달 특성을 수치 해석하였으며, Ahn^[16] 등은 주름진 튜브를 갖는 열교환기에서 크기가 다른 7가지의 입자에 대해 각기 속도를 달리하여 유체 유동 특성을 CCD 카메라에 의해 시각화 하였으며, 동시에 압력강하 특성을 고찰 하였다.

이와 같이 지금까지의 대부분의 연구는 열전달 효율의 향상 중심으로 많은 연구가 수행되어 왔다. 그러나 앞으로는 관류 유동의 방향으로 난류 촉진 장치를 설치하여 점성 마찰력을 감소시키고 아울러 열전달 효율도 동시에 증가시킬 수 있는 장치의 연구 개발이 필요하다. 특히 제한된 공간 안에 긴 관을 가진 열 교환기를 설치해야 할 경우에 저 펌프 동력이 소요되는 전열관의 개발이 더욱 필요하므로 열 교환기에 사용되는 전열관의 유동 및 전열 효율 개선적인 측면에서 새로운 내표면 형상이나 삽입물체에 대한 연구의 필요성이 높아지고 있다.^[17]

따라서 본 연구에서는 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 원관내에 설치한 배플컷을(%)을 변화시켜 내부 유동 특성 및 압력강하 특성을 규명하기 위하여 수치해석 및 실험적 방법을 통하여 연구를 진행하였다.

제 2 장 실험방법 및 실험범위

2.1 실험방법 및 실험범위

본 실험에서는 배플컷율(%)에 따른 원관내 유체 유동 특성, 압력강하 특성, 열전달 특성을 비교 검토하기 위하여 PIV 시스템에 의한 유체 유동 특성을 관찰 비교하였고, Fluent를 이용한 수치해석을 통하여 유체 유동 특성, 압력강하 특성, 열전달 특성을 실험 결과와 비교 검토하였다. 실험조건으로 유체의 유속을 0.5m/s, 1.0m/s, 1.5m/s로, Baffle Cut Rate를 30%, 40%, 50%로 하여 유체 유동 특성, 압력강하 특성을 검토하였다. 한편 고온측 유체의 온도는 일반적 선박용 열교환기의 온도 범위를 고려하여 30℃, 40℃, 50℃로 하였다. 또한 저온측 유체의 온도는 해수의 겨울철 온도를 고려하여 5℃로 일정하게 유지하여 열전달 특성 및 압력강하 특성을 검토하였다. 실험조건은 표 2.1과 같다.

한편, 배플 컷은 다음과 같이 정의하며, Fig. 2.1 에 본 실험에 사용된 배플의 형상을 나타내었으며, 배플 컷율(%)은 식 (2.1)에 의해 정의되어 진다.^[18]

$$\text{Baffle Cut Rate(\%)} = (\text{채널높이} - \text{배플길이})/\text{채널높이} \times 100 \quad (2.1)$$

실험에 사용한 작동유체는 순수한 물을 사용하였으며, 수조에 입자(110 μm인 구형의 Poly Vinyl Chloride)를 주입하여 작동 유체 속에 고루 분

포 될 수 있도록 하였다. 순환 펌프로 물을 순화시켜 유체의 흐름이 안정되는 시점인 약 10분이 경과한 후에 PIV 측정 장비를 이용하여 유체 유동 특성을 계측하였으며, 동시에 정밀 차압계로 압력을 측정하였다. PIV 시스템에 의해 측정된 결과는 CATUS 3.2에 의해 해석되었다.^{[19]~[24]}

수치해석을 하기 위해 먼저 GAMBIT 프로그램을 이용 모델링 및 Meshing, FLUENT 5 프로그램으로 각각의 경계조건을 입력한 후 수치 해석을 행하였다.

열전달 특성에 관한 실험은 PIV 계측에 관한 실험과 동일한 조건을 만들기 위해 동일 크기의 원관을 아크릴을 대신해서 동관(Copper)으로 제작하였으며, 배플 또한 같은 크기와 재질의 배플을 동관 내부에 PIV 계측 실험과 같은 방법으로 부착하여 실험을 행하였다.

한편, 원관내 온도 측정을 위해 열전대(C-A Type)를 각각 배플의 전·후부 및 Window 부 그리고 주 유로에 설치하였다.

실험은 먼저 히터로 고온유체를 가열하여 일정 온도에 도달하였을 때 고온측 순환 펌프를 작동하여 원관내 고온의 유체가 흐르도록 하였다. 원관내 온도가 일정하게 될 때까지 히터로 가열하면서 물을 순환시켰으며, 일정 온도가 되었을 때 히터 작동을 중단하였다. 이와 함께 저온 유체는 -10°C 로 냉각된 브라인을 냉수측 수조안에 설치되어있는 코일 모양의 동관에 순환시킴으로써 간접 냉각을 실시하여 필요 온도가 될 때까지 냉각하였다.

일정 온도가 되어 순환하고 있는 원관 외부에 저온측 유체를 0.5m/s

의 일정 유속으로 흘려보내 두 유체간의 온도 변화를 관찰하였다. 온도 측정은 총 1시간 동안 관찰되었으며, 관측 시간은 저온 유체가 원관 외부에 접촉하는 시점을 기준으로 하였으며, 1분씩 10번, 3분씩 5번, 5분씩 3번, 10분씩 2번 총 1시간 동안 배플 형상에 따른 온도변화를 관찰하였고, 동시에 정밀 차압계에 의해 압력을 측정하였다. 실험 중 온도는 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 의 온도 범위를 허용하였다.

Table 2.1 An experimental condition

Condition	Range
BCR (%)	30, 40, 50
U_m (m/s)	0.5, 1.0, 1.5
T_h (°C)	30, 40, 50
T_c (°C)	5



(a) BCR=30%



(b) BCR=40%



(c) BCR=50%

Fig. 2.1 Baffle Appearance

2.2 PIV 시스템의 구성

2.2.1 조명 및 추적입자

PIV 계측장치는 대상 유동장에 입자를 고르게 분포시키고 레이저 등의 강한 2차원의 광원을 계측 단면을 조사하여 가시화하고 촬영된 영상에 대해 디지털 영상 정보처리기법 등을 이용하여 전유동장에 걸친 속도 벡터를 얻는 기법이다. 우선 영상처리를 위해서는 계측단면으로의 적당한 조명의 공급이 절대적으로 필요하다. 즉, 넓은 해석영역을 가지는 유동장에서 깨끗한 영상을 확보하기 위해서는 매우 출력이 높은 광원이 필요하며, 나아가 이 조명은 2차원의 시이트 라이트(sheet light)를 제공하여야 한다. 이 실험에서는 이를 위하여 정밀한 PIV 시스템이 채택되었으며, 광원으로는 최대 5W 출력의 수냉식 아르곤 이온(Argon-Ion) 레이저가 사용되었다. 여기에서 나온 직진광은 실린드리컬 렌즈를 통해 2mm 정도의 두께를 가지는 시이트 라이트를 생성하여 계측단면에 조사하였다.

PIV는 유동장에 분포된 입자의 미소시간 간격의 영상을 컴퓨터로 분석하여 속도벡터에 대한 데이터를 얻는 방법이므로 사용되는 입자의 선별기준은 유체와 입자운동사이의 차이를 최소화, 또는 없애기 위해서 유동 입자의 유체역학적 특성을 고려하는 것이 필요하다. 일반적으로 추적 입자는 가시성이 좋아야 하고 입자와 유체와의 밀도차가 적어 유동장에 잘 추종하기 위해서 작을수록 좋으나, 입자 직경은 빛의 산란에 의한 입

자 영상을 CCD(Charge-Coupled Device) 카메라 등으로 취득할 수 있을 정도로 어느 정도 이상의 크기를 가져야 한다. 그러므로 입자 직경의 결정에 대한 어느 정도의 시행착오가 필요하다. 이에 본 연구에서는 물과 비중이 비슷한 1.02전후의 비중을 가지는 구형의 PVC입자를 추적 입자로 사용하였다.

2.2.2 영상입력 및 저장장치

최근의 PIV 속도장 측정시스템은 사진 필름대신에 CCD 카메라를 이용하여 유동의 입자 영상을 획득하는 추세로 나아가고 있다. CCD는 전하결합소자 혹은 고체촬상소자로 불리며, 렌즈를 통해 들어온 빛 에너지를 전기적인 신호(0과 1의 디지털 데이터)로 변화하는 집적회로가 내장된 이미지 센서이다.

최근 전자 이미지 분야로의 발전이 급속히 발달하여 높은 공간 분해능을 갖는 고해상도 CCD 카메라가 상품화되고 있으며, 기록을 하면서 바로 이미지를 확인 후 피드백 하는 기능상의 장점도 가지고 있다. 이에 본 실험에서는 512(H)×480(V)의 해상도를 가지는 CCD(Photron, Fastcam-PCI R2) 카메라를 설치하여 영상을 획득하였으며 CCD 카메라의 고정을 위해 3축 Traverse system을 사용하였다. 획득된 영상은 Grabber Board(PCI Board)를 통하여 디지털 신호화 되어 CPU 1.6GHz의 주처리 컴퓨터에 저장하였다. Fig. 2.2에 획득한 영상 중 실제 실험의 처리에 사용된 영역을 표시하고 있다.

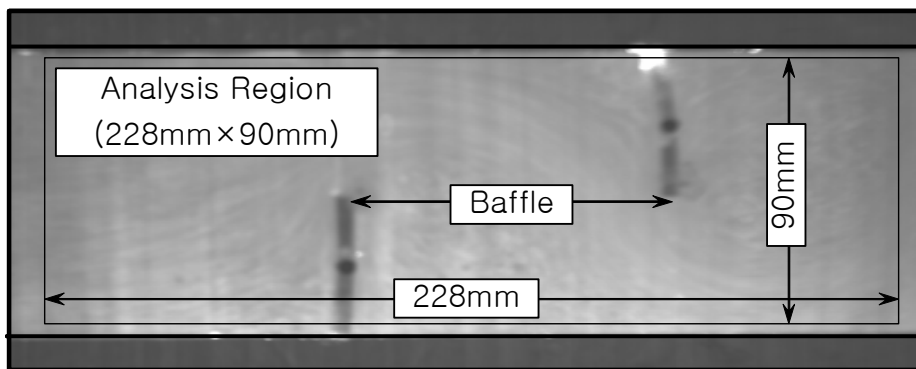


Fig. 2.2 PIV measurement configuration

2.2.3. 원통형 렌즈

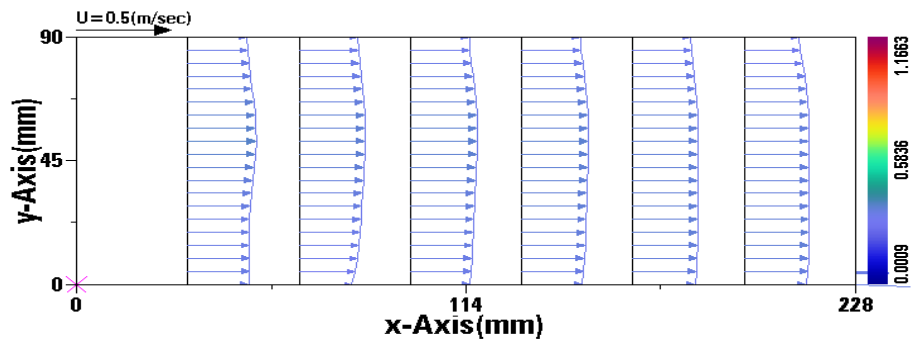
원통형 렌즈는 유리나 아크릴로 가공된 원통형 물체로서 레이저로부터의 직진광을 시이트 라이트의 광으로 만드는 역할을 한다. 단면광을 만들기 위하여 설치의 편의성 때문에 일반적으로 LLS 프로브(probe)가 사용되나 이 경우는 레이저 출구 출력의 1/2에서 1/3정도로 감소하게 된다.

따라서 레이저를 실험장치에 맞게 배열할 수 있고, 보다 강한 광원이 요구된다면 원통형 렌즈를 사용하는 것이 좋다. 렌즈의 지경이 작을수록 퍼지는 각도가 크나 빛이 약해지고, 반대로 렌즈의 직경이 클수록 퍼지는 각도가 작으나 빛이 강하게 된다. 따라서 해석하고자 하는 단면이 작으면 직경이 큰 렌즈를 사용하면 된다.

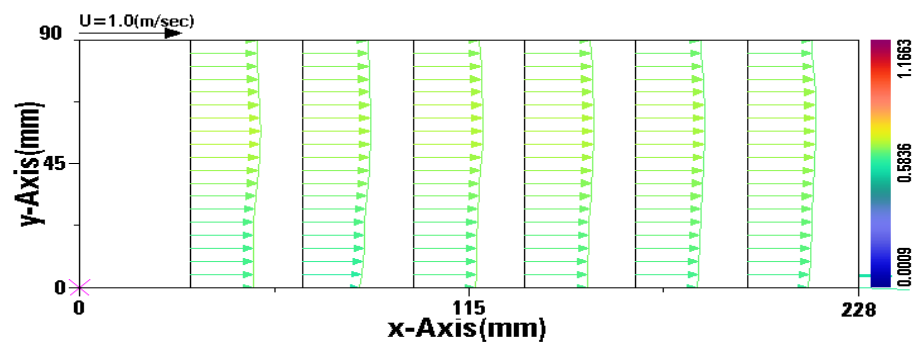
2.3 균일 유입 속도 확인

원관내 유체유동 특성을 파악하기 위한 실험은 원관 입구에서의 균일한 유입이 보장되어야 하며 이러한 균일 유입이 보장되지 않으면 실험의 결과에 있어서 신뢰성이 떨어지게 된다. 이에 본 실험에서는 원관내 장애물(Baffle)을 제거 한 후, 원관 입구에 100A PVC 파이프(길이 500mm)를 설치하여 유체 발달 구간을 두었으며, 또 입구구간의 영향을 최소화하고 균일 유입을 확보하기 위해 다공판의 형태를 달리 하여 여러 번의 시행착오를 거친 후 자체 제작한 다공판(120mm×120mm)을 원관 입구에 부착하여 Fig.2.3와 같은 결과를 얻을 수 있었으며, 그림은 원

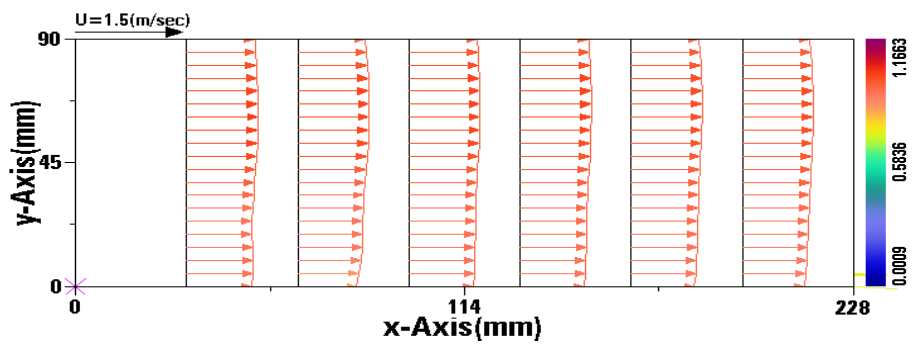
관내 장애물(Baffle)이 없을 때에 대한 속도 프로파일을 나타내고 있다.
그림에서와 같이 원관 내의 상·하부 면에서는 벽면 전단력에 의한 영향이 미치고 있는 것을 볼 수 있다.



(a) $U_m=0.5\text{m/s}$



(b) $U_m=1.0\text{m/s}$



(c) $U_m=1.5\text{m/s}$

Fig. 2.3 Profile approaching flow

제 3 장 원관 내에서의 열전달 수치해석

3.1 이론 해석

3.1.1 수치해석 가정

작동유체는 각각의 온도와 일정 유속으로 원관 내부를 수평으로 흐르며, 원관 외부는 일정 온도로 냉각되고 있다. 가로축을 x방향, 세로축을 y방향이며 해석을 위하여 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 하였다.^[25]

- 1) 유동은 2차원 정상상태, 비압축성이며 층류이다.
- 2) 유체의 열역학적 물성치는 상수로 가정한다.

(밀도, 점성계수, 열전도도)

- 3) 오염에 의해 발생하는 전열저항은 무시한다.
- 4) 튜브 주변의 열손실은 없다고 가정한다.
- 5) 유동방향으로의 열전달은 없다.
- 6) 중력에 의한 영향은 무시한다.

한편, 실험적 방법과 동일한 조건에서 수치해석을 행하는데 있어서 유속이 너무 빨라 데이터를 얻는데 많은 어려움을 겪었다. 따라서 수치해석을 행하는데 있어 본 연구의 최종 목표가 최적의 배플 컷율(%)을 찾아내는 것이므로 모든 수치해석에서 일정 유속($U_m = 0.05$)을 주었으며, 온도 및 배플 크기 등의 모든 조건은 동일하게 하였다.

3.1.2 지배방정식

위의 가정사항에 따라 열유동 특성을 지배하는 보존 방정식인 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

운동량방정식 :

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial P}{\partial x_i} \quad (3.2)$$

에너지방정식 :

$$\rho C_p u_j \frac{\partial T}{\partial x_i} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (3.3)$$

여기서 u_i 는 속도, P 는 압력을 나타낸다. i 와 j 의 범위는 1에서 2이며, ρ 는 밀도, μ 는 점성이다.

3.2 경계 조건

3.2.1 입구조건

본 연구에서는 물을 유체로 한 층류유동이며, 상변화는 일어나지 않는 경우로 가정하였다. 또한 일정한 입구 속도와 각각의 온도 조건은 일정하다고 가정하였다.

3.2.2 전열면의 경계조건

전열면은 동판(copper) 재질로 하였으며, 열교환이 일어나지 않는 면(Baffle plate)은 단열조건으로 하였다. 실제 셀-튜브 열교환기에서의 튜브 온도는 균일하지 않다. 그러나 전열면의 온도차가 크지 않기 때문에 전열면의 온도를 균일 온도로 하였으며, 그 온도는 본 실험조건에 따랐다.

3.2.3 출구조건

채널의 입구로부터 유입되는 유량은 출구로 모두 유출되어 전체 해석 영역을 통하여 질량보존법칙이 만족되도록 적용하였다.

3.2.4 수치해석 방법

열 유동장에 대한 해석은 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Limited Equation) 알고리즘을 사용하여 이산화 방정식의 해를

구하였다. 지금까지와 같이 설정된 설계를 계산하기 위하여 열 유체 해석용 상용 코드인 FLUENT 5를 사용하였다.^{[26],[27]}

3.3 모델링 형상

Fig. 3.1은 수치해석에 사용된 해석모델로써 그림에서와 같이 유체의 흐름방향을 x-축, 높이 방향을 y-축으로 하였으며, 각 배플의 형상에 따라 다소의 차이가 있지만 셀(cell) 수는 약 2200~2500개로 하였다.

열교환기에 있어서 가장 중요한 변수는 열전달 특성을 나타내는 열전달 계수와 수력학적 특성을 나타내는 단위길이당 압력강하이다.

전술한 바와 같이 전열면의 온도를 일정 온도 조건으로 하여 유량과 입 출구 온도로부터 열전달 계수를 구하였다.^[28]

$$h = \frac{Q}{A(T_{wall} - T_m)} \quad (3.4)$$

여기서 A 는 관의 열전달 면적이고, T_{wall} 은 냉각면 온도, T_m 은 원관의 입구 및 출구에서의 유체 평균 온도로서 다음과 같다.

$$T_m = \frac{T_i + T_o}{2} \quad (3.5)$$

전열량은 다음 식에 의해 구하였다.

$$Q = \dot{m} C_p (T_i - T_o) \quad (3.6)$$

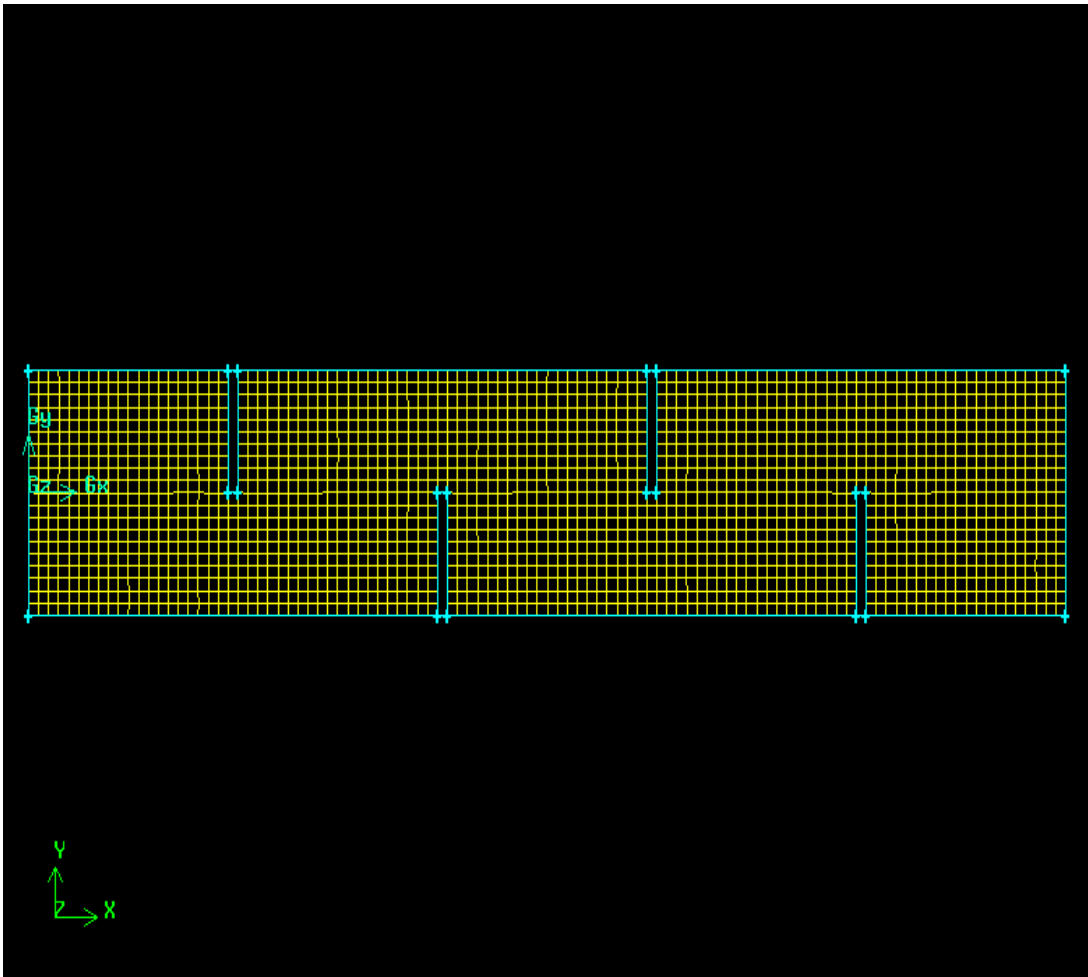


Fig. 3.1 Schematic modeling of a channel with tubes and baffle

3.4 해석 결과 및 고찰

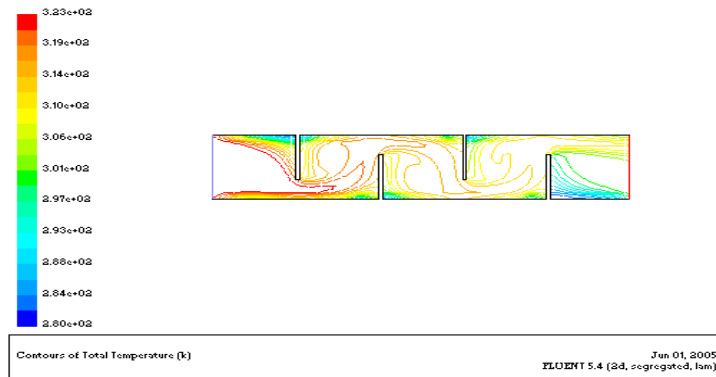
배플은 채널 내부에서 유동을 우회시킴으로 유체가 채널 내에서 오래 머물도록 하여 열전달 현상을 향상시키지만, 부적절한 배플은 유동에서 정체영역을 발생시키며 또한 모서리에서의 박리를 생성시켜 압력손실을 가져오게 된다. 본 연구에서는 BCR%를 각각 30, 40, 50의 세 가지 배플 컷율(%)에 대한 효과를 고찰 하였다.

3.4.1 열전달 특성

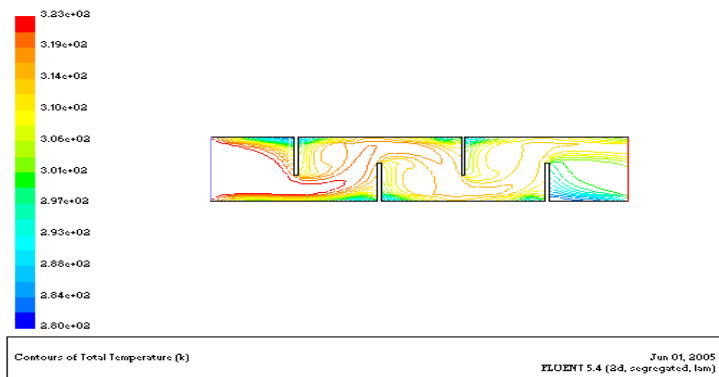
Fig. 3.2, Fig. 3.3 및 Fig. 3.4는 온도와 유속이 일정할 때 배플 컷의 변화에 따른 온도장의 변화를 나타낸 것이다. 배플 컷율(%)이 증가하더라도 온도장의 변화는 비슷한 형태를 갖는 것을 알 수 있다. 다만 배플 컷이 작은 경우에는 배플판 후면에서의 같은 온도장 분포가 크게 분포되어 있음을 알 수 있다. 또 BCR%가 클수록 윈도우 영역으로 흐르는 평행류가 많아져 전열 효과가 떨어지는 것을 알 수 있다. 한편, Fig. 3.5와 Fig. 3.6은 각각 온도와 BCR%에 따른 열전달량을 그래프로 나타낸 것이다. 열전달량은 식 (3.4)~(3.6)에 의하여 구해졌으며, BCR%가 커질수록 열전달량이 작아지는 것을 알 수 있다.

이것은 배플판 후면에서의 재순환 영역에 의한 영향이라 할 수 있다. 이것은 박리점(separation point)에서부터 유체는 압력 구배를 극복하기 위한 운동량이 부족해서 하류로의 지속적인 흐름을 방해하기 때문에 경

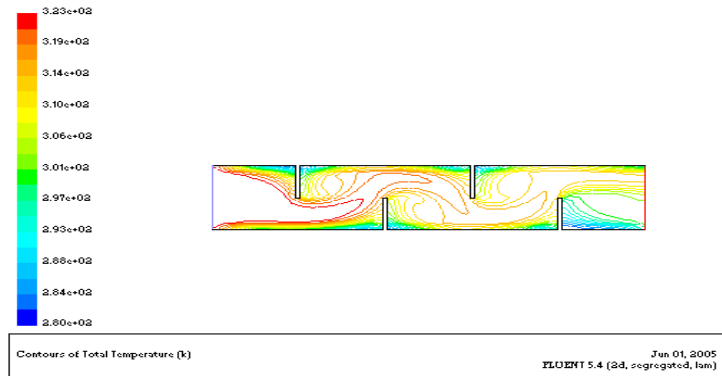
계층 박리(boundary layer separation)가 일어나게 된다. 이것이 경계층 표면으로부터 이탈되는 조건이며, 이 후의 하류 영역에서는 후류(wake)가 생성된다. 이 흐름영역에서의 흐름은 와류(vortex)가 생기는 것이 특징이고 흐름은 매우 불규칙하게 되고 채널 내 머무르는 시간을 길게 하여 열전달 현상을 향상시키기 때문이라 생각된다. 그러나 BCR%가 커질수록 총 열전달량이 작은 이유는 채널 내 머무르는 시간이 길게 되어 재순환 영역에서의 더 이상의 열교환이 일어나지 않는다고 생각되며, 이로 인해 와류영역의 크기가 전열효과와 직접적으로 비례하지 않는다고 생각된다.



(a) BCR%=30

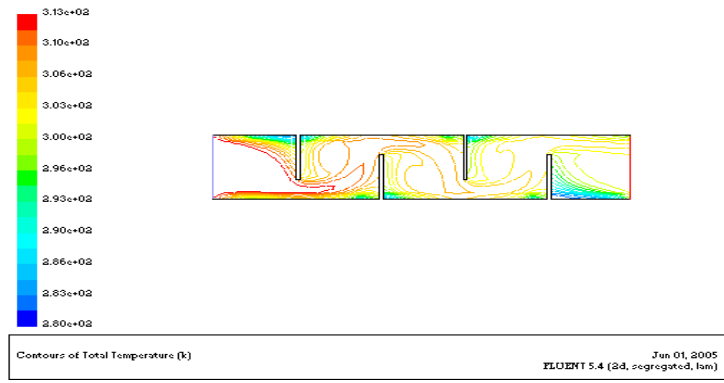


(b) BCR%=40

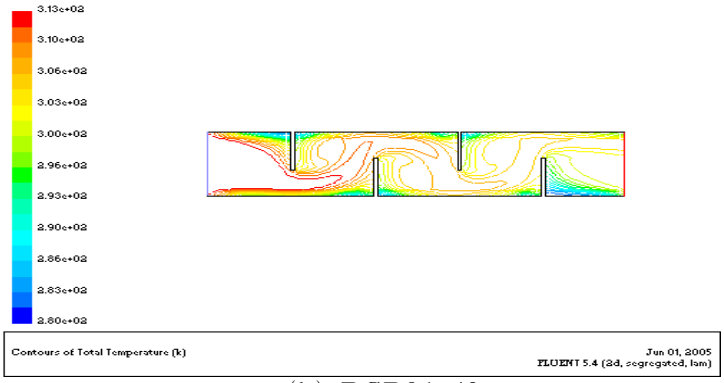


(c) BCR%=50

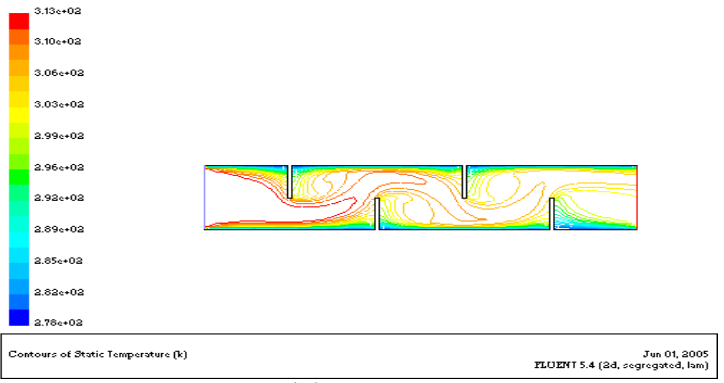
Fig. 3.2 Temperature distribution characteristics at HT=50°C



(a) BCR%=30

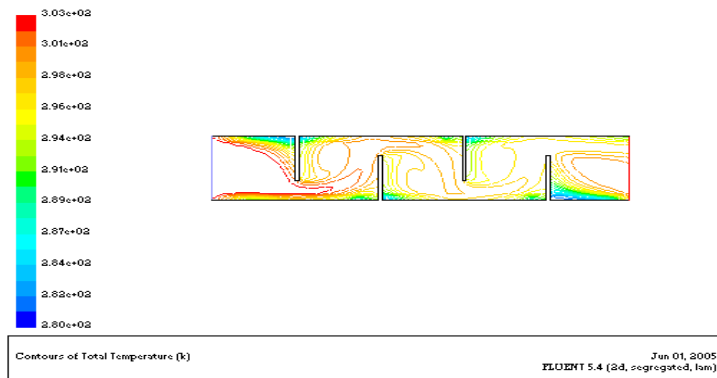


(b) BCR%=40

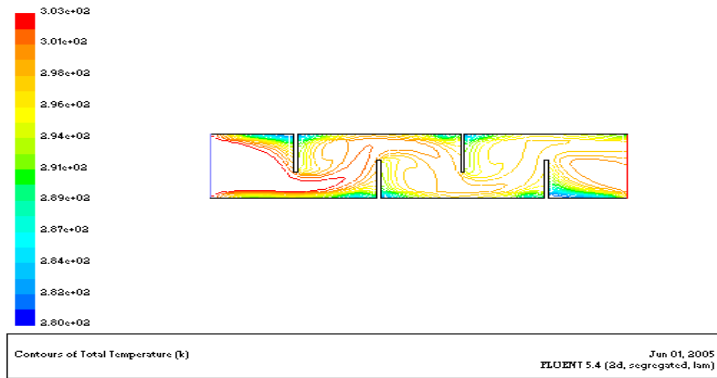


(c) BCR%=50

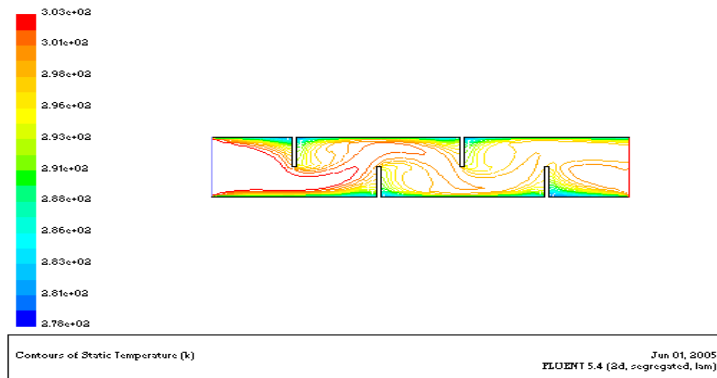
Fig. 3.3 Temperature distribution characteristics at HT=40°C



(a) BCR%=30



(b) BCR%=40



(c) BCR%=50

Fig. 3.4 Temperature distribution characteristics at HT=30°C

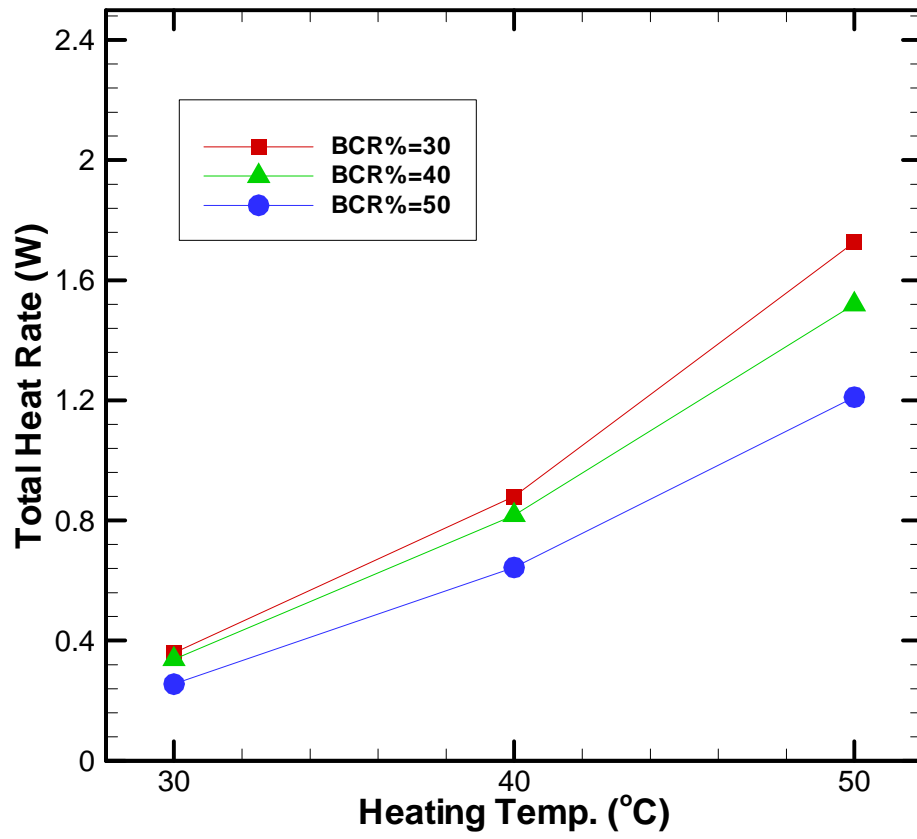


Fig. 3.5 Effect of heating temp. steady state

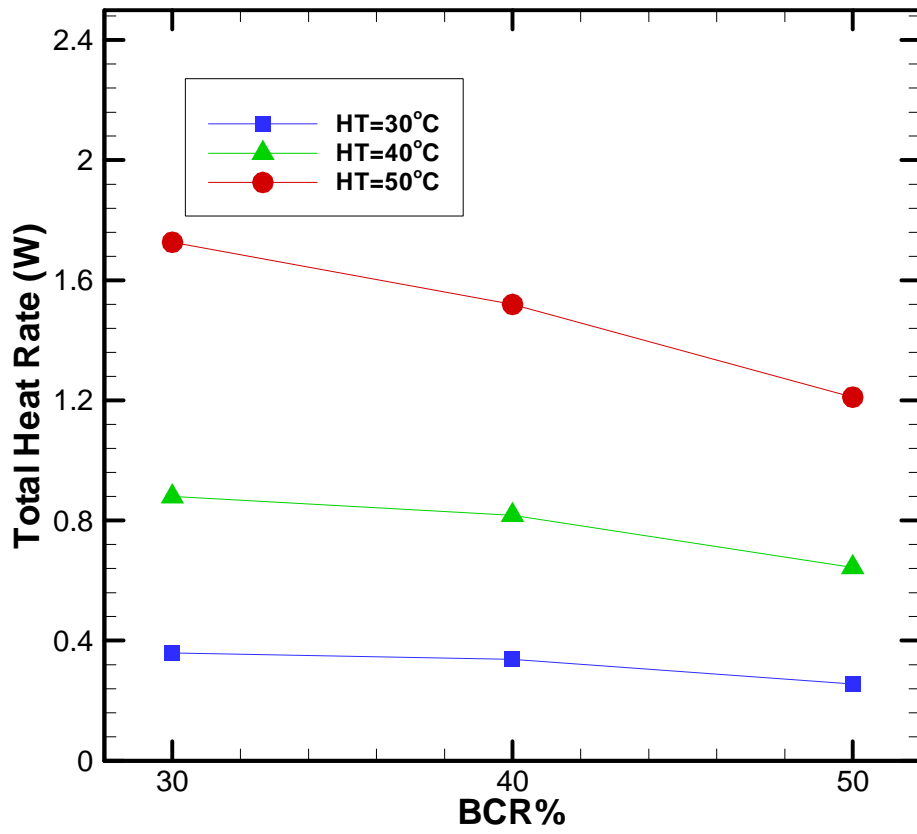


Fig. 3.6 Effect of BCR% steady state

3.4.2 압력강하 특성

Fig. 3.5는 일정 유속 및 온도에서 배플 컷아웃(%)에 따른 압력강하 특성을 그래프로 나타낸 것이다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 배플 컷아웃(%)이 커질수록 압력손실이 줄어드는 것을 알 수 있다. 이것은 배플 영역을 통과할 때 상대적으로 넓은 면적을 통과하기 때문이라고 생각한다. 한편, BCR%=30일 때에는 압력손실이 너무 크고, BCR%=40 및 BCR%=50을 비교했을 때 압력손실이 크게 차이가 나지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.5에서 압력강하의 차이가 크게 나지 않는 이유는 해석시의 평균 유속($U_m = 0.05m/s$)이 작아서 압력강하 특성에는 크게 관여하지 않는 것으로 생각되며, 결과론적으로 BCR%가 작아질수록 압력 강하가 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 실제로 현재 사용되고 있는 선박용 열교환기에서의 평균 유속($U = 1.5m/s$)은 이보다 수십 배 크기 때문에 이 결과 또한 신뢰성이 있다고 생각된다.

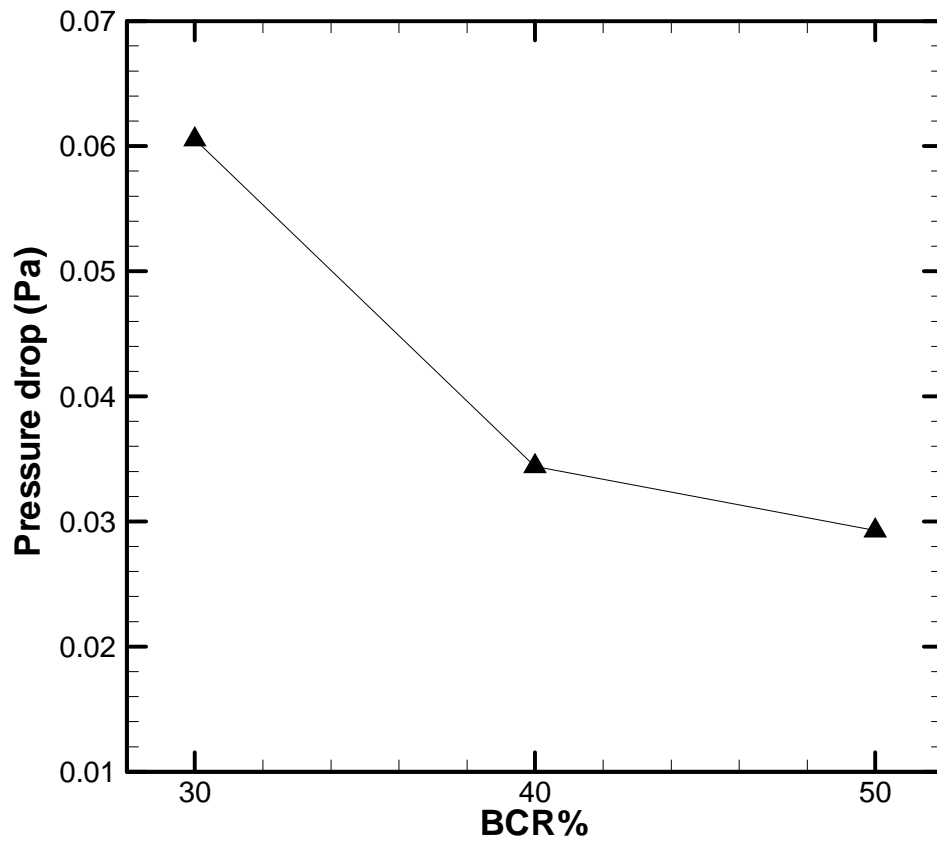


Fig. 3.7 Comparison of pressure drop for baffle cut rate

3.5 결 론

본 연구는 셀-튜브형 열교환기의 튜브 내부를 단순화한 모델로 압력강하 및 열전달에 미치는 원인을 배플 컷율(%)에 따라 수치해석적인 방법으로 규명 하고자 하였으며, 본 연구 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 배플 컷율(%)이 커짐에 따라 압력손실과 열전달 효과가 모두 감소한다.
- (2) 열전달 효과 및 압력손실을 고려할 때 수치해석적 방법에 의한 적절한 배플의 크기는 $BCR\%=40$ 이다.

제 4 장 원관 내에서의 유체유동 및 열전달 특성

4.1 실험장치

실험은 원관 내의 유체 유동을 측정하기 위한 실험과 열전달 성능을 측정하기 위한 실험으로 나누어 진행하였다. Fig. 4.1과 Fig. 4.2, Fig. 4.3은 원관 내에서의 유체유동 특성을 관찰하기 위한 실험장치의 전체 계통도와 시험부의 상세도 및 사진을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 실험장치는 크게 유체를 순환시키기 위한 순화부와 유체 유동 특성 및 압력 강하 특성을 측정하기 위한 측정부, 측정된 값을 가시화 시키는 가시부로 구성된다.

먼저 시험부(Test Section)는 길이 500mm, 내경 100mm, 두께 10mm의 원통형 용기로 원관 내부의 유동장을 가시화하기에 적합한 투명 아크릴로 제작하였고, 원통 내부에 두께 7mm의 배플을 투명 아크릴로 제작하여 실험 최대유속, 고정 및 분해를 원활히 하기 위해 원관 외부에서 나사로 고정 하여, 실험조건에 따라 배플각을(%)을 변화시켜 설치하였다. 또한 원관 내에서 발생하는 공기를 배출하기 위해 원관의 입·출구 및 중간에 Air vent를 설치하여 원관 외부로 공기를 배출하도록 하였다.

작동 유체는 수평으로 설치된 원관 내부에 연속으로 흐르게 되고 순수한 물을 사용하였으며, 수조(H=1000mm, D=600mm, 약 280ℓ)에 입자(110 μ m인 구형의 Poly Vinyl Chloride)를 주입하여 작동 유체 속에 고루 분포 될 수 있도록 하였다. 수조의 물은 약 0.23m³/min 용량을 갖는 순

환 펌프를 거쳐 디지털 유량계로 유입된다. 디지털 유량계의 출구 측에 $\varnothing 100\text{mm}$ 의 PVC 파이프(길이 500mm)를 설치하여 유체 발달구간을 설치하였다. 또 입구구간의 영향을 최소화하기 위하여 자체 제작한 다공관 ($120\text{mm}\times 120\text{mm}$)을 원관 입구에 부착하였다.

가시부는 순환펌프로 물을 순환시켜 유체의 흐름이 안정되는 시점인 약 10분이 경과된 후에 PIV 측정 장비를 이용하여 유체 유동 특성을 계측하였으며, 동시에 정밀 차압계로 압력을 측정하였다. Fig. 4.4는 실험 장치의 전경사진이다.

한편 Fig. 4.5와 Fig. 4.6, Fig. 4.7은 원관 내에서의 열전달 특성을 측정하기 위한 실험장치의 전체 계통도와 시험부의 상세도 및 사진을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 실험장치는 크게 시험부, 냉각 온도 및 가열 온도를 맞춰주기 위한 브라인 순환부와 히터부, 작동 유체를 일정한 온도와 속도로 유지하기 위한 유체 순환부, 열교환이 진행되는 동안 원관 내부의 온도 변화 및 유체의 온도 변화를 측정하기 위한 온도 계측부로 구성되어 있다. 작동 유체는 냉·온수 모두 순수한 물을 사용하였다.

시험부는 유체 유동 특성 측정 실험과 동일한 조건에서 원관의 재질만을 동관(Cooper)으로 제작하였으며, 배플은 7mm의 투명 아크릴로 제작하여 동관 외부에서 나사로 고정한 후 PIV 계측에 의해 얻어진 유체 유동 특성 결과를 바탕으로 배플의 전 후부 및 Window부, 주 유로 등에 각각 열전대(C-A Type)를 부착하여 동관 내에서의 온도 변화를 관

측하였다. 동관 내부에는 가열된 유체가 흐르도록 하였으며, 동관 외부에 500mm×180mm×200mm의 직육면체를 부착하여 냉각된 유체가 동관의 하부에서 상부로 흐르도록 상·하부에 각각 3개의 입·출구를 설치하였고, 동일한 양의 냉각 유체를 흐르게 하기 위해 3개의 입구부에 밸브를 설치하여 여러 번의 시행착오를 거쳐 동관 전체가 동일하게 냉각될 수 있도록 밸브의 개폐를 조정하였다.

브라인 순환부는 냉각 유체 수조(H=1000mm, D=600mm, 약 280ℓ) 안에 $\varnothing 13\text{mm}$ 의 동관(길이 15m)을 벤딩하여 삽입 후 동관에 -10°C 의 브라인이 흐르도록 하여 유체를 냉각하도록 하였다. 또한 수조 안 상·중·하부에 3개의 열전대를 설치하여 수조안의 온도를 일정온도로 유지할 수 있도록 하였다.

히터부는 고온의 유체를 만들기 위해 3kW의 전기 히터를 수조(H=1000mm, D=600mm, 약 280ℓ)에 2대 설치하여 유체를 실험 조건에 따라 가열하였으며, 수조 안 상·중·하부에 3개의 열전대를 설치하여 수조안의 온도를 일정온도로 유지할 수 있도록 하였다.

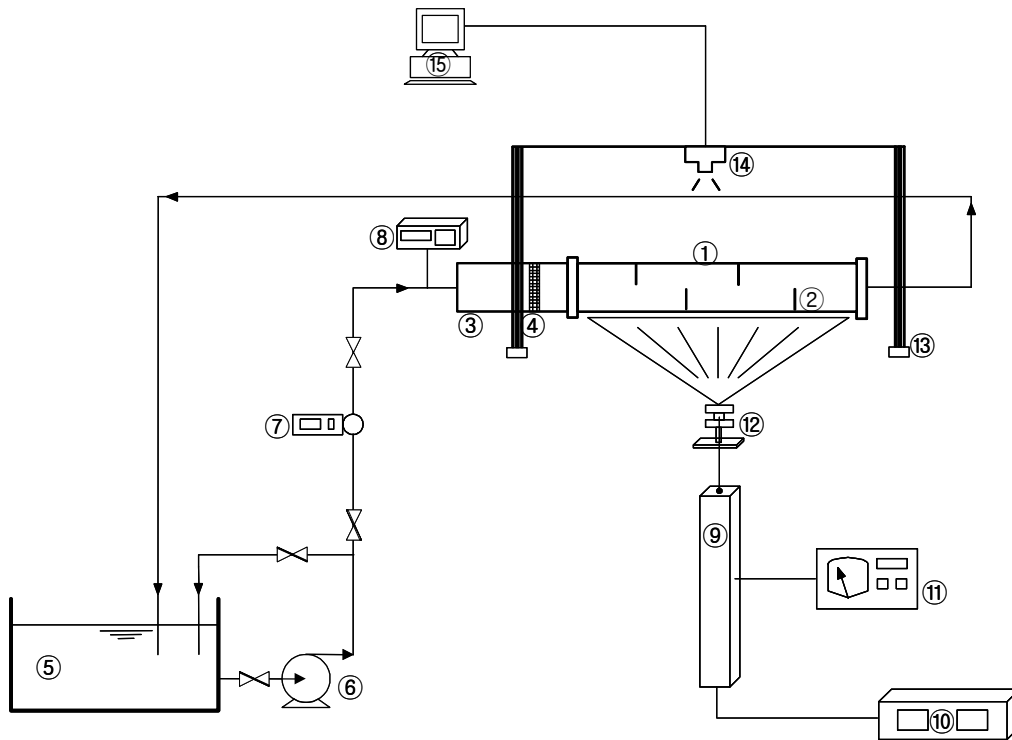
일정한 온도로 조절된 유체는 각각의 순환펌프에 의해 시험부에 순환시켰으며, 시험부의 입·출구에 열전대를 설치하여 온도 변화를 관찰하였다. 먼저 히터로 고온유체를 가열하여 일정 온도에 도달하였을 때 고온측 순환 펌프를 작동하여 원관내 고온의 유체가 흐르도록 하였다. 원관내 온도가 일정하게 될 때까지 히터로 가열하면서 물을 순환시켰으며, 일정 온도가 되었을 때 히터 작동을 중단하였다. 이와 함께 저온 유체는

-10℃로 냉각된 브라인을 냉수측 수조안에 설치되어 있는 $\varnothing 13\text{mm}$ (15m) 동관에 순환시킴으로써 간접 냉각을 실시하여 필요 온도가 될 때까지 냉각하였다.

일정 온도가 되어 순환하고 있는 원관 외부에 저온측 유체를 0.5m/s의 일정 유속으로 흘려보내 두 유체간의 온도 변화를 관찰하였다. 온도 측정은 총 1시간 동안 관찰되었으며, 관측 시간은 저온 유체가 원관 외부에 접촉하는 시점을 기준으로 하였으며, 1분씩 10번, 3분씩 5번, 5분씩 3번, 10분씩 2번 총 1시간 동안 배플 형상에 따른 온도변화를 관찰하였고, 동시에 정밀 차압계에 의해 압력을 측정하였다. 실험 중 온도는 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 의 온도 범위를 허용하였다.

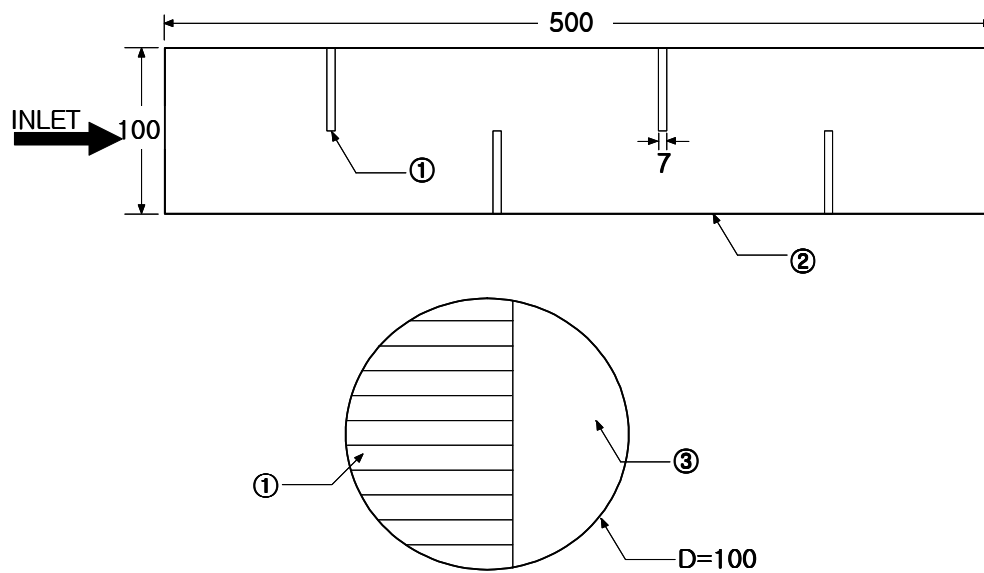
동관 내부 및 시험부의 입·출구에서의 온도 변화는 각각의 위치에서의 열전대에 의해 온도를 검출하였고, 온도기록계(DR230)에 의해 기록되었다.

한편, 압력 측정은 동관 입구부에 정밀 차압계(MT210F)를 설치하여 온도변화를 관측함과 동시에 이루어 졌다. Fig. 4.8은 실험장치의 전경사진이다.



- | | |
|-----------------------------|---------------------|
| ① Test Section | ② Baffle |
| ③ Fluid Development Section | ④ Porous plate |
| ⑤ Test Solution Tank | ⑥ Circulation Pump |
| ⑦ Digital Flow Meter | ⑧ Digital Manometer |
| ⑨ Argon-Ion Laser | ⑩ Power Supply |
| ⑪ Laser Control Box | ⑫ Probe |
| ⑬ 3-axis Traverse System | ⑭ CCD Camera |
| ⑮ Personal Computer | |

Fig. 4.1 Schematic of experimental apparatus



- ① Baffle
- ② Copper Wall
- ③ Flow Field

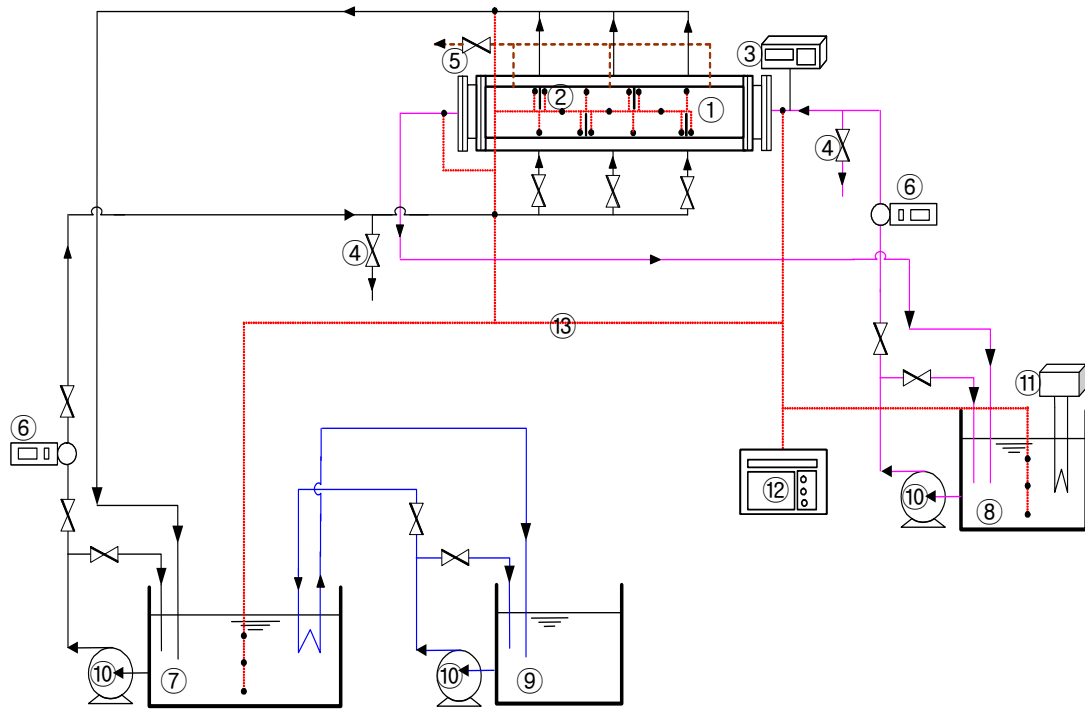
Fig. 4.2 Detail of test section



Fig. 4.3 Photograph of test section (BCR=40%)

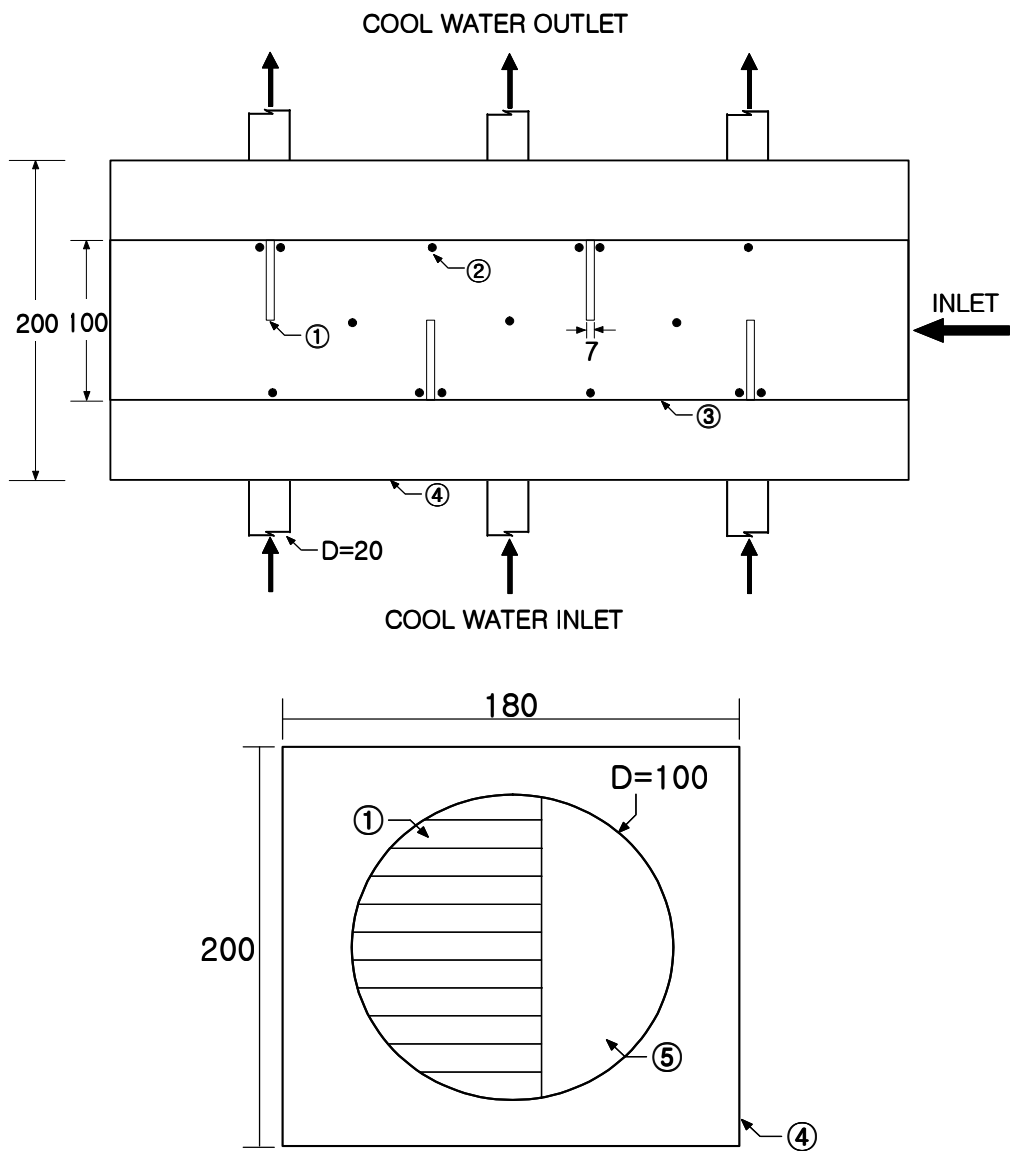


Fig. 4.4 Photograph of experimental apparatus



- | | |
|-------------------------------|-------------------------------|
| ① Test Section | ② Thermocouples Location |
| ③ Digital Manometer | ④ Drain Valve |
| ⑤ Air vent | ⑥ Digital Flow Meter |
| ⑦ Test Solution Tank(Cooling) | ⑧ Test Solution Tank(Heating) |
| ⑨ Brine Tank | ⑩ Circulation Pump |
| ⑪ Heater | ⑫ Data Logger |
| ⑬ Thermocouples | |

Fig. 4.5 Schematic of experimental apparatus



- ① Baffle ② Thermocouples ③ Copper Wall
 ④ Acrylic ⑤ Flow Field

Fig. 4.6 Detail of test section

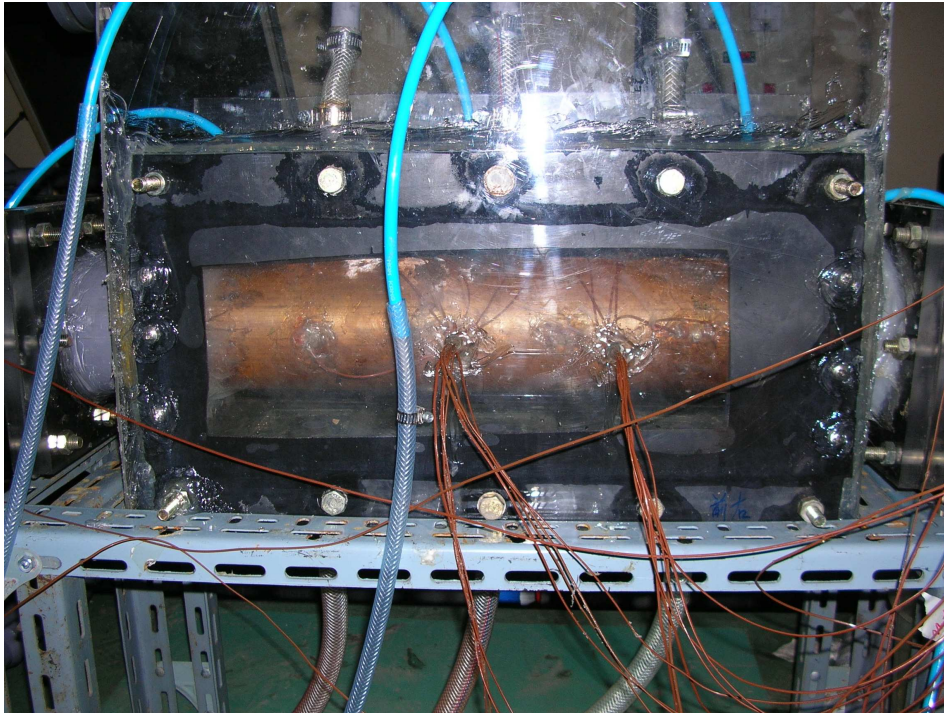


Fig. 4.7 Photograph of test section



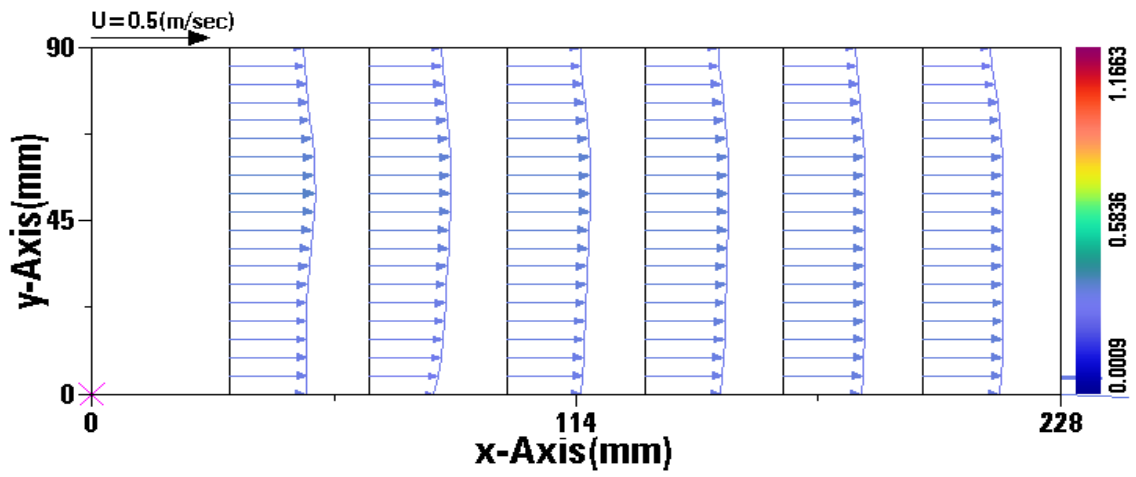
Fig. 4.8 Photograph of experimental apparatus

4.2 Baffle에 따른 영향

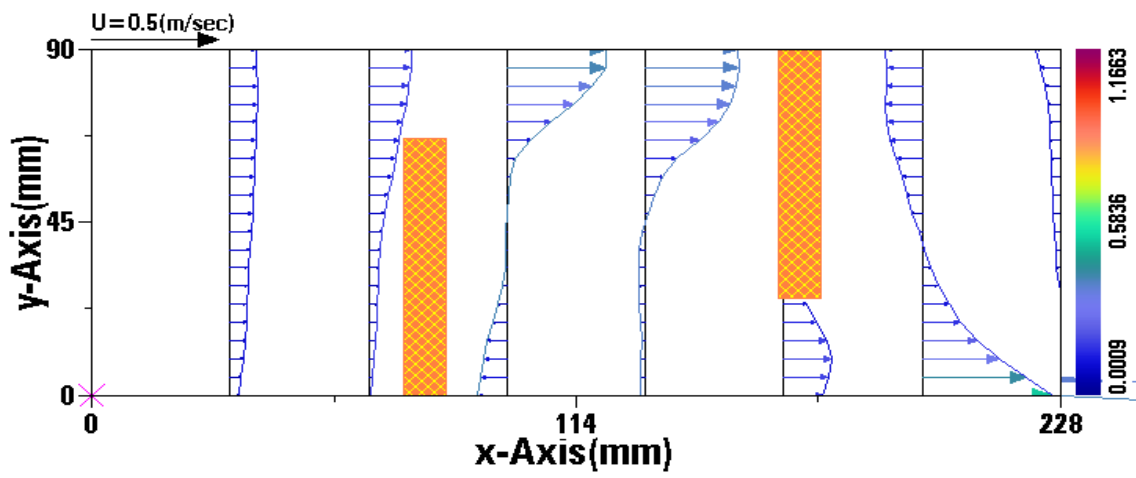
4.2.1 속도 프로파일

Fig. 4.9, Fig. 4.10 및 Fig 4.11은 평균 유속이 0.5m/s, 1.0m/s, 1.5m/s일 때 배플판이 없는 경우와 각각의 배플판 BCR%에 따른 유동장에 대한 평균 속도 프로파일을 나타내고 있다. 프로파일은 계측영역의 가로축을 기준으로 6등분한 선상에서 도시한 결과이다. 각각의 그림에 대해 (a)는 원관내 배플이 없는 경우이고 (b), (c), (d)는 BCR%=30, 40, 50에 대한 평균 속도 프로파일을 나타내고 있다.

그림에서 알 수 있듯이 원관내 배플이 없는 경우는 보통의 원관에서 유체 유동 특성으로 원관 내의 상·하부 면에서 벽면 전단력에 의한 영향이 미치고 있는 것을 볼 수 있는 반면에 배플이 있는 원관에서는 BCR%가 커질수록 역류가 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서 설명한 바와 같이 박리에 의한 것이라 할 수 있다. 이러한 유동특성이 열교환기에서의 전열 특성을 증가시키는 요인이 된다.



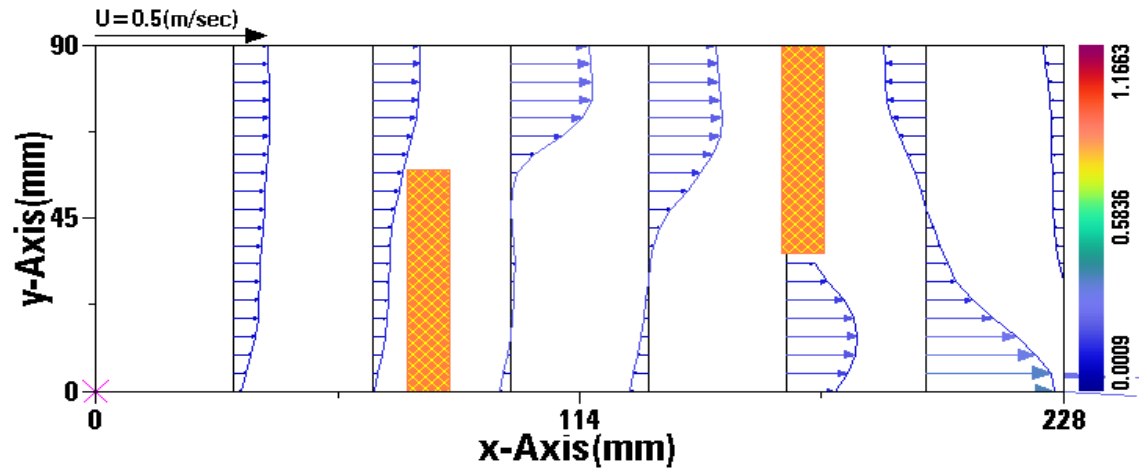
(a) Not baffle



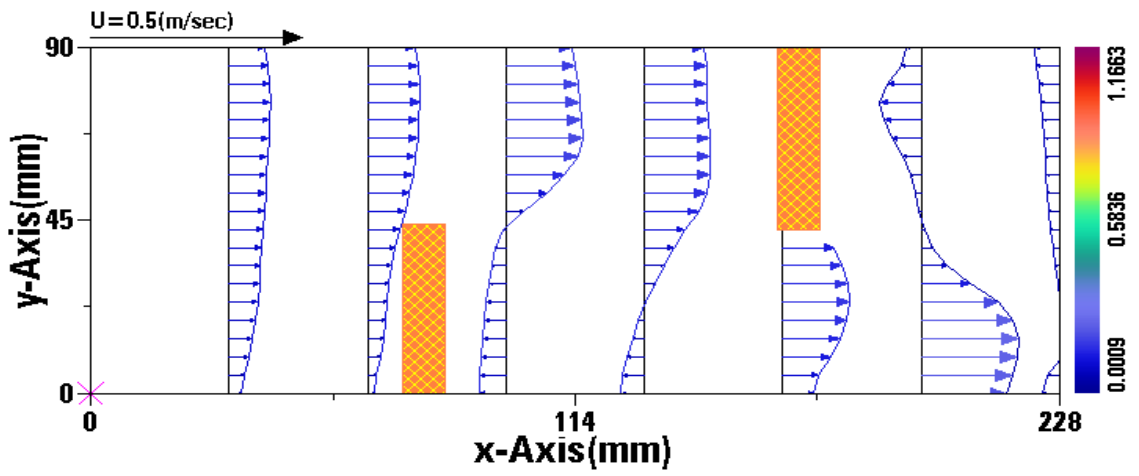
(b) BCR%=30

Fig. 4.9 Average velocity characteristics($U_m=0.5\text{m/s}$)

(to be continue)

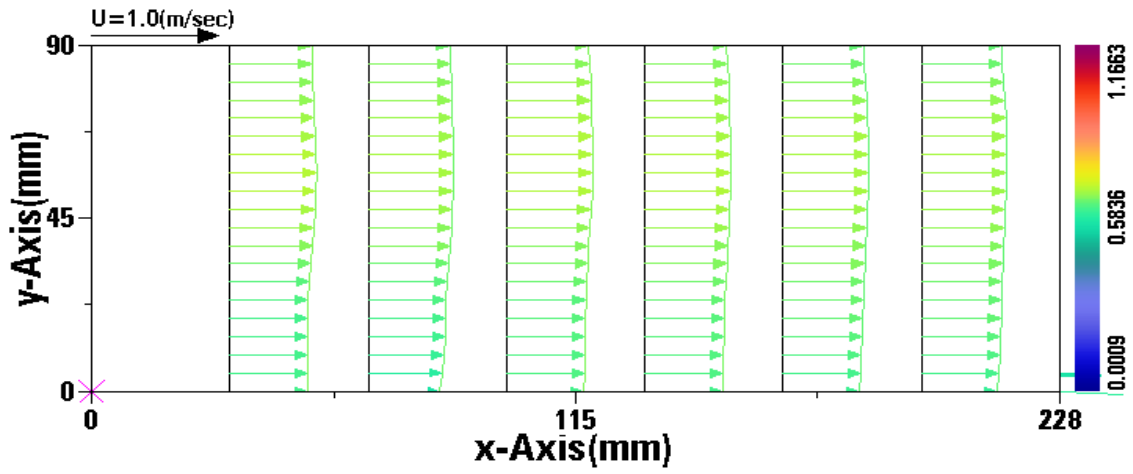


(c) BCR%=40

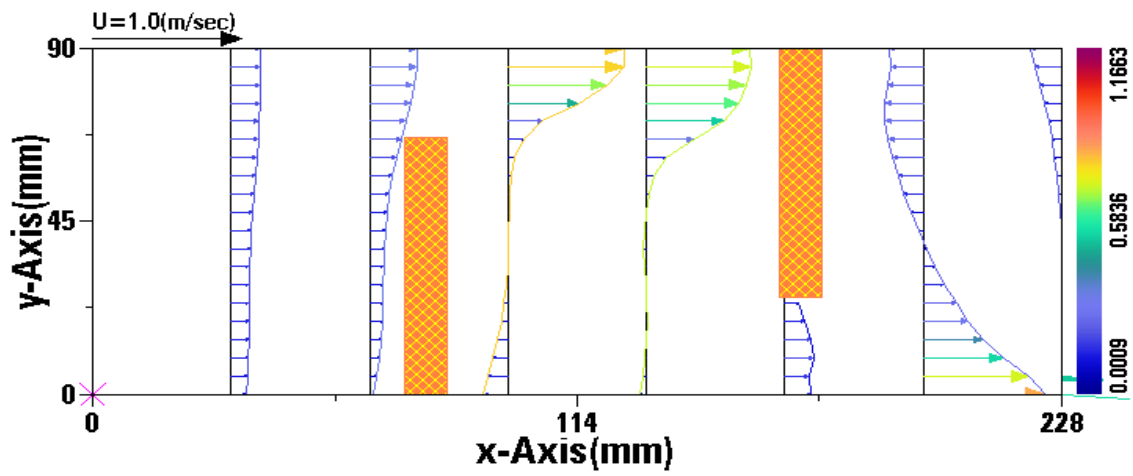


(d) BCR%=50

Fig. 4.9 Average velocity characteristics ($U_m=0.5$ m/s)



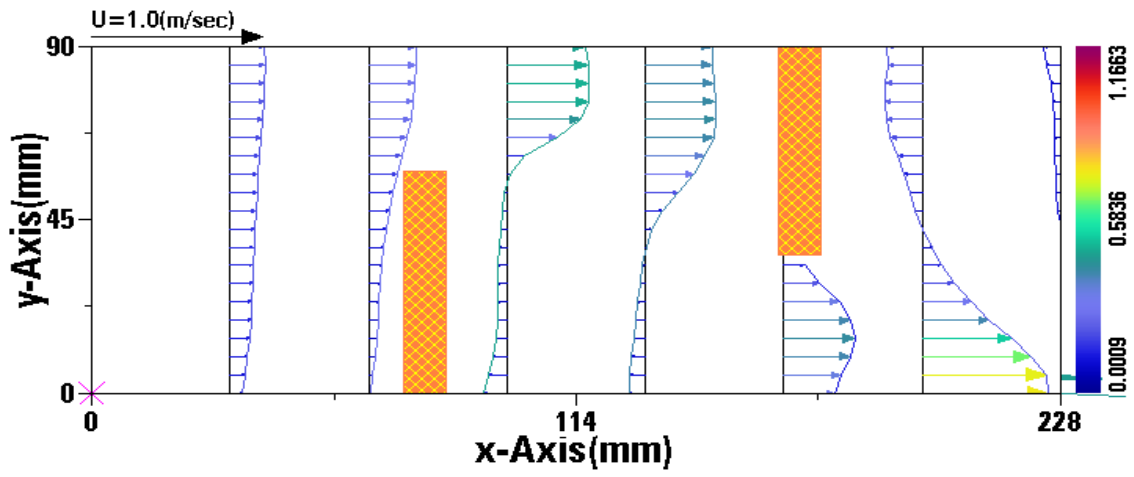
(a) Not baffle



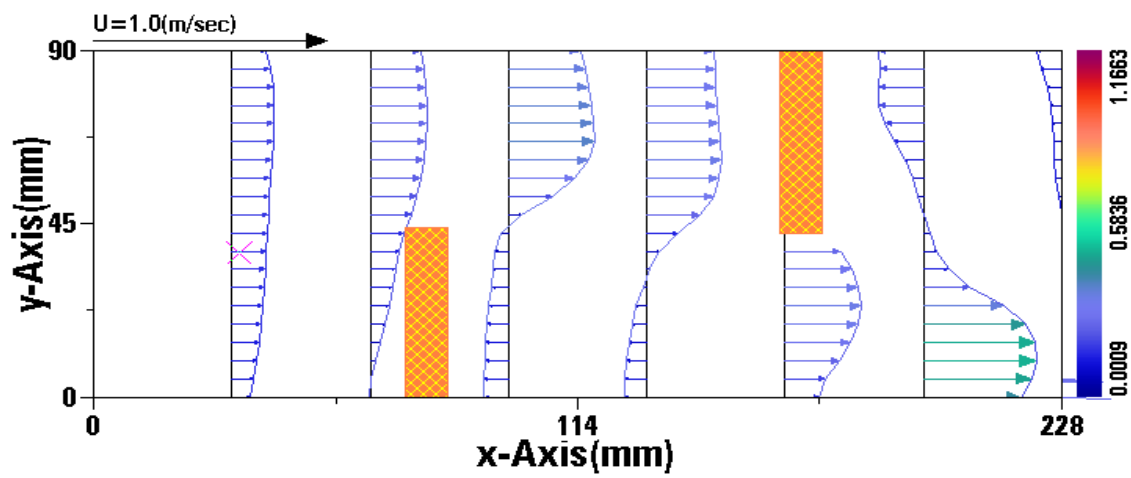
(b) BCR%=30

Fig. 4.10 Average velocity characteristics($U_m=1.0\text{m/s}$)

(to be continue)

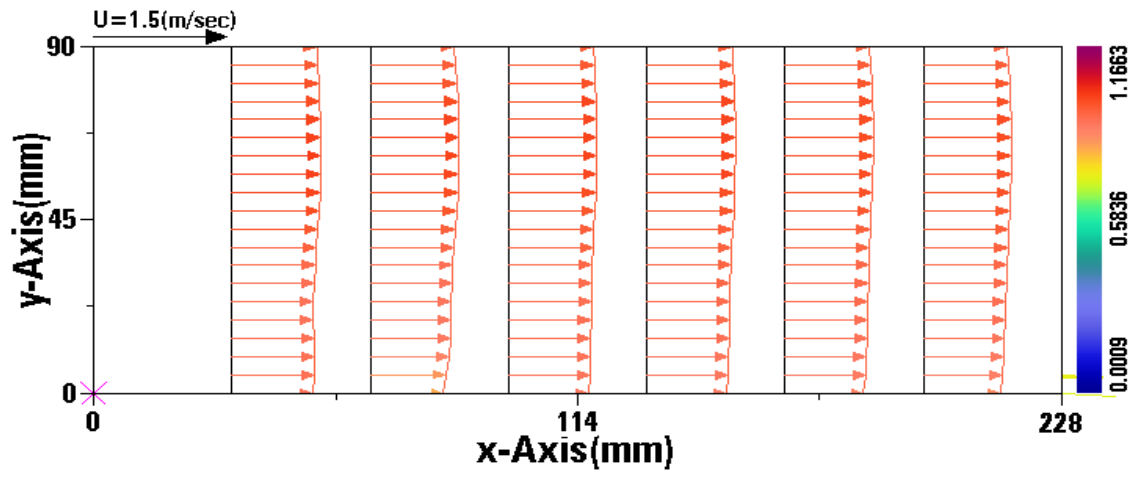


(c) BCR%=40

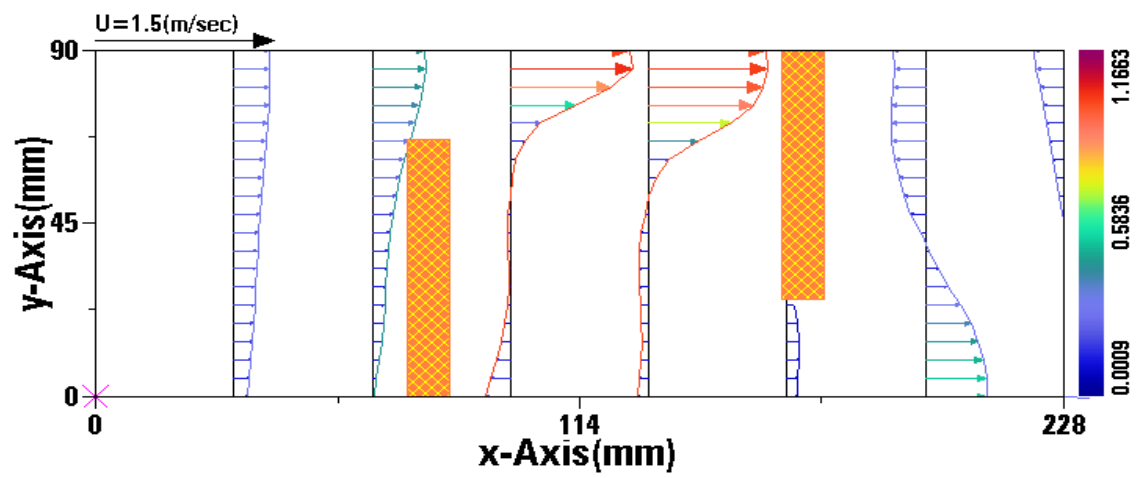


(d) BCR%=50

Fig. 4.10 Average velocity characteristics($U_m=1.0\text{m/s}$)



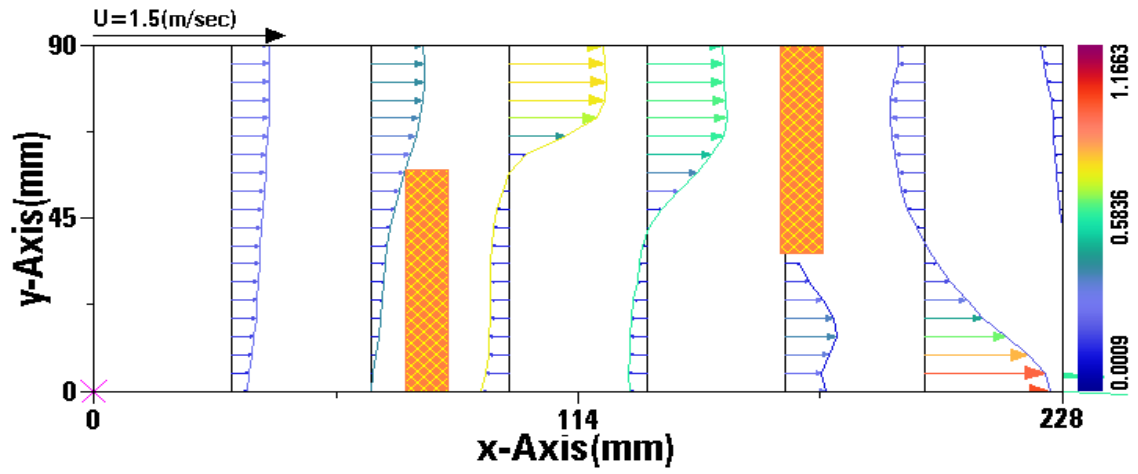
(a) Not baffle



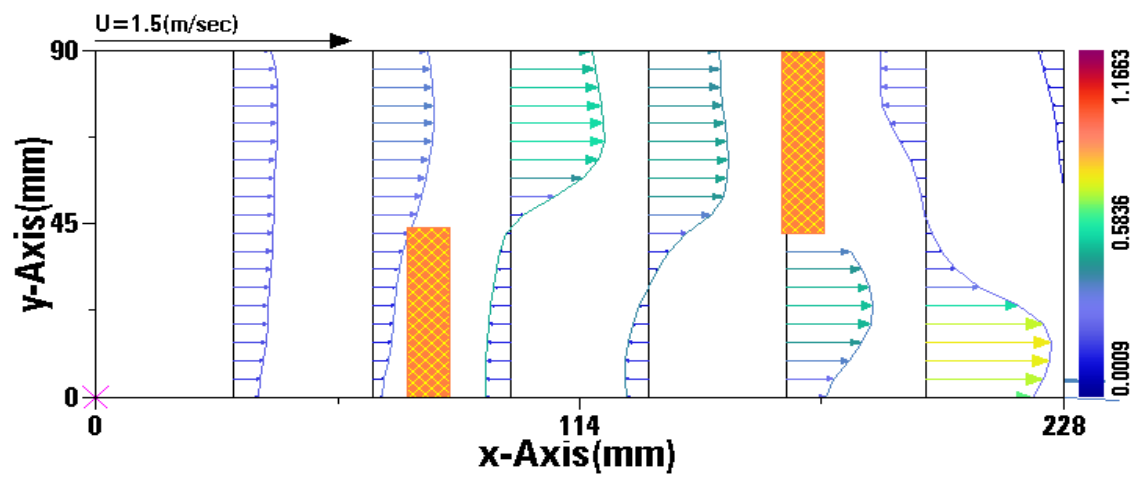
(b) BCR%=30

Fig. 4.11 Average velocity characteristics ($U_m=1.5\text{m/s}$)

(to be continue)



(c) BCR%=40



(d) BCR%=50

Fig. 4.11 Average velocity characteristics($U_m=1.5\text{m/s}$)

4.2.2 난류강도 (T.I)

난류 유동은 속도, 압력과 같은 물리적인 양들이 시간과 공간에 대해 진동하는 불규칙적인 유체 운동이며 일종의 에너지 교환과정으로 장시간 지속되는 와류 구조가 그 안에 존재한다. 난류강도는 속도 변동성분과 연관되어 유동장을 지배하는 중요한 유동특성으로 각 격자점에서 식 (4.1)으로 구하여 나타내었다.

$$T.I = \frac{\sqrt{\frac{(u'^2 + v'^2)}{2}}}{\sqrt{u''^2 + v''^2}} \quad (4.1)$$

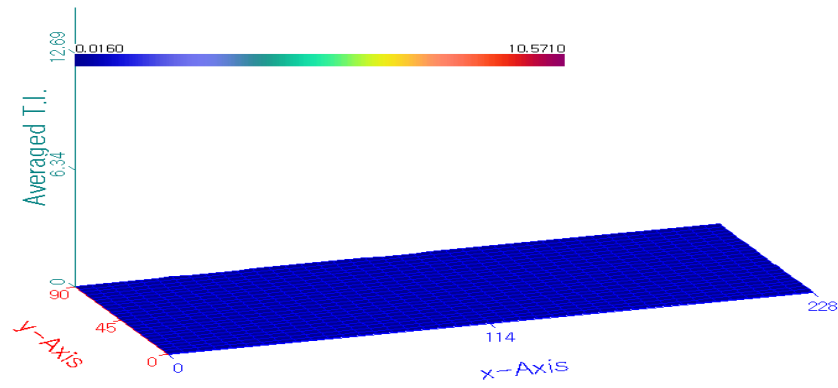
단, u', v' : 순간에 있어서의 속도 변동성분

u'', v'' : 시간평균 속도

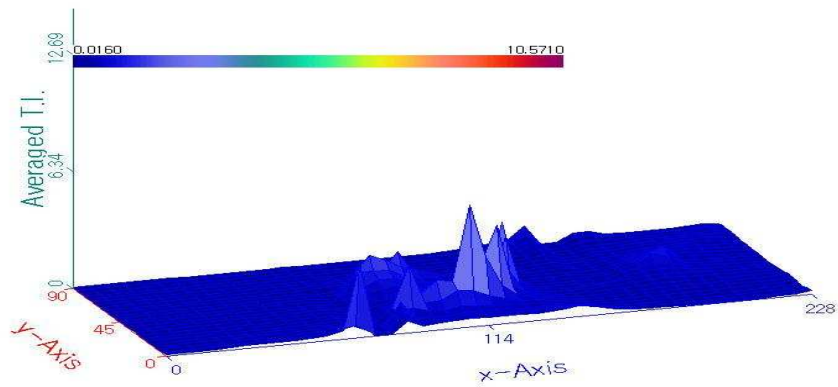
Fig. 4.12, Fig. 4.13 및 Fig 4.14는 평균 유속이 0.5m/s, 1.0m/s, 1.5m/s일 때 배플판이 없는 경우와 각각의 배플판 BCR%에 따른 유동장에 대한 난류강도를 나타내고 있다. 각각의 그림에 대해 (a)는 원관내 배플이 없는 경우이고 (b), (c), (d)는 BCR%=30, 40, 50에 대한 난류강도를 나타내고 있다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 원관내 배플이 없는 경우에는 일정한 난류강도를 보이고 있는 반면에 BCR%가 작을수록 배플판 주변에서 유동이 크게 증가함에 따라 난류 강도도 크게 증가함을 알 수 있다.

이것은 BCR%가 작을수록 작은 Window 영역을 유체가 흐름에 따라 상대적으로 순간 유속이 증가하기 때문이라 생각된다.



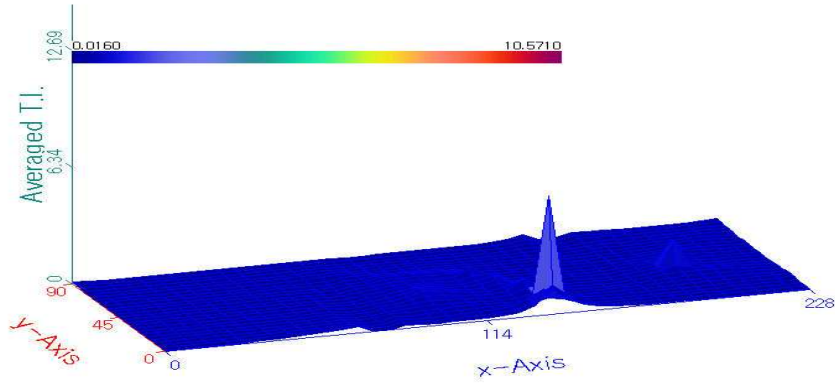
(a) Not baffle



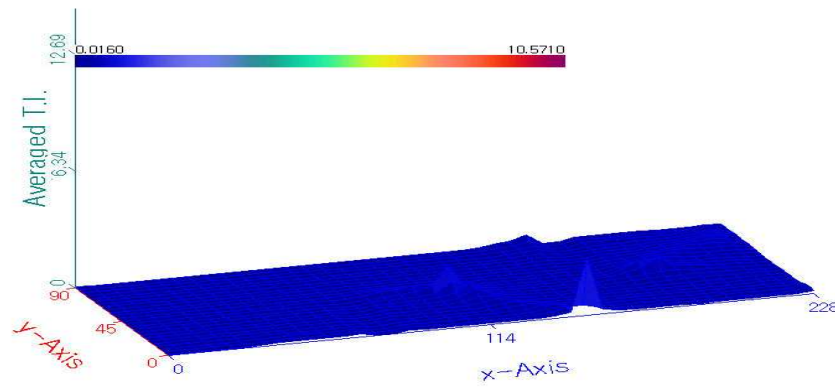
(b) BCR%=30

Fig. 4.12 Turbulent intensity characteristics ($U_m=0.5\text{m/s}$)

(to be continue)

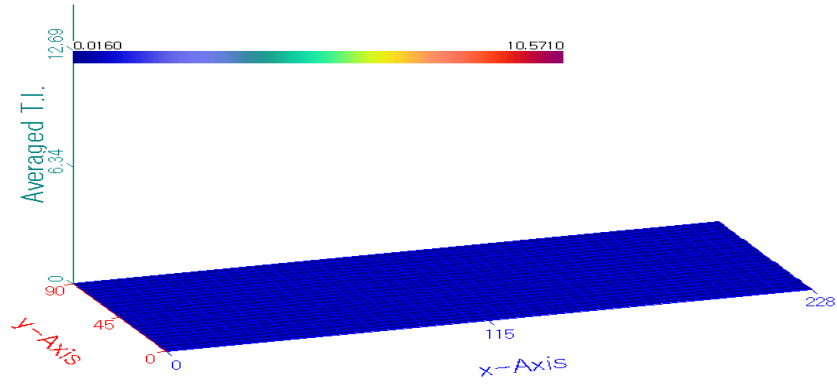


(c) BCR%=40

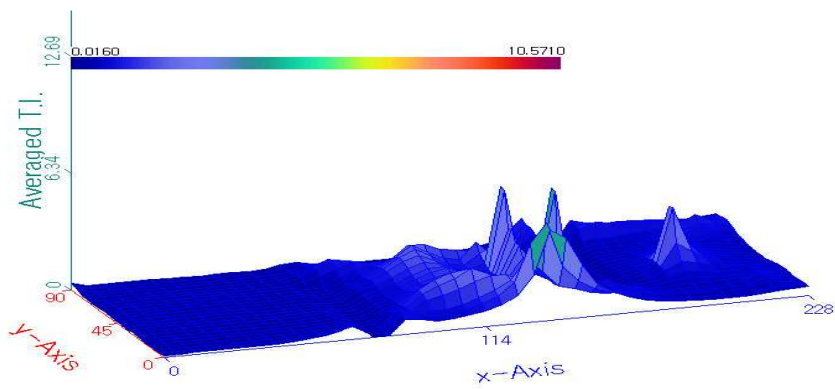


(d) BCR%=50

Fig. 4.12 Turbulent intensity characteristics ($U_m=0.5\text{m/s}$)



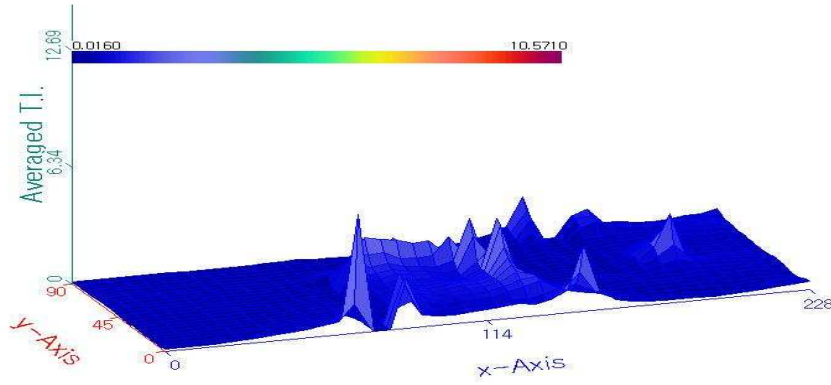
(a) Not baffle



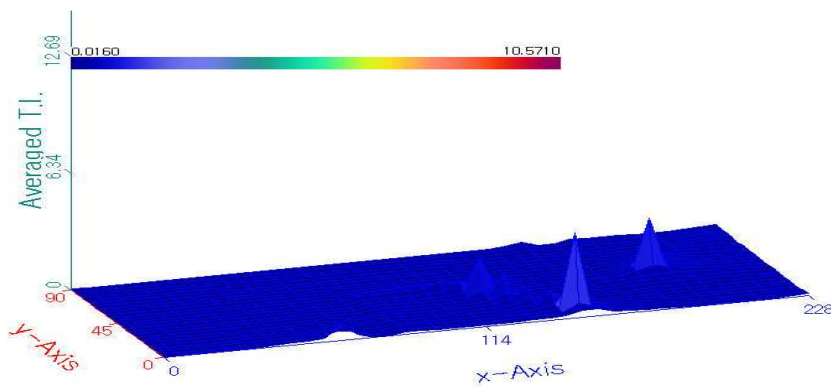
(b) BCR%=30

Fig. 4.13 Turbulent intensity characteristics ($U_m=1.0\text{m/s}$)

(to be continue)

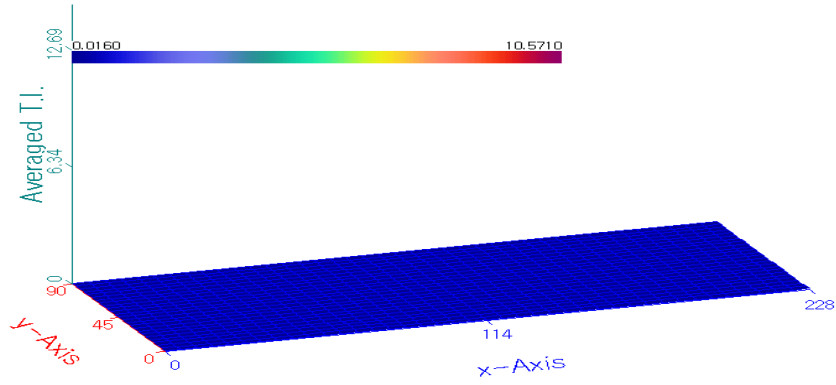


(c) BCR%=40

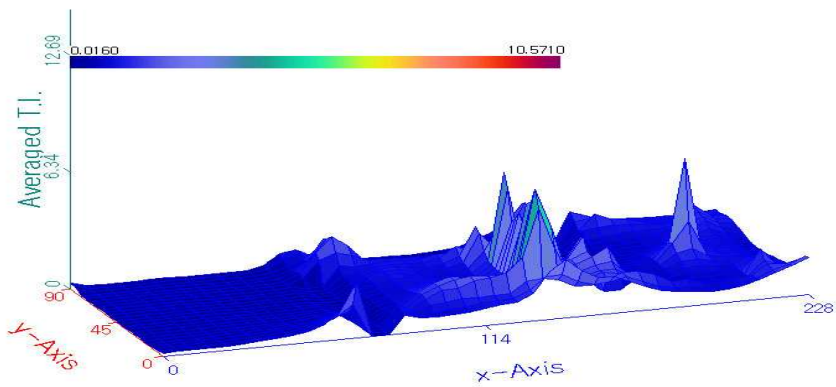


(d) BCR%=50

Fig. 4.13 Turbulent intensity characteristics ($U_m=1.0\text{m/s}$)



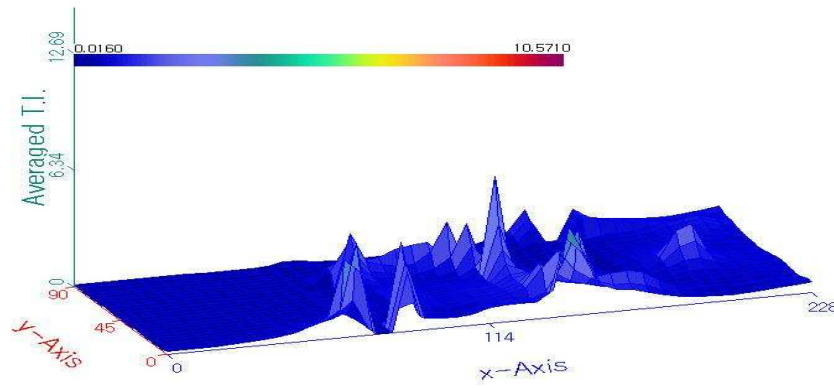
(a) Not baffle



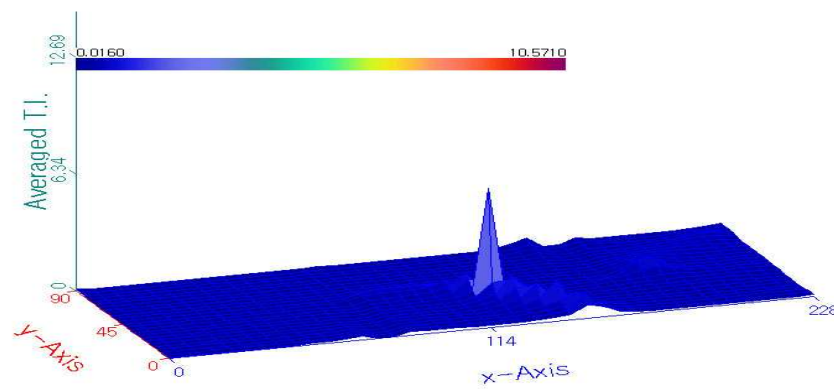
(b) BCR%=30

Fig. 4.14 Turbulent intensity characteristics ($U_m=1.5\text{m/s}$)

(to be continue)



(c) BCR%=40



(d) BCR%=50

Fig. 4.14 Turbulent intensity characteristics ($U_m=1.5\text{m/s}$)

4.2.3 운동에너지 (K.E)

운동에너지는 식(4.2)에 의하여 구해지며 속도 벡터 분포와는 다른 양상을 나타내고 있는 것을 알 수 있다.

$$K.E = \frac{u^2 + v^2}{2} \quad (4.2)$$

Fig. 4.15, Fig. 4.16 및 Fig 4.17은 평균 유속이 0.5m/s, 1.0m/s, 1.5m/s일 때 배플판이 없는 경우와 각각의 배플판 BCR%에 따른 유동장에 대한 운동에너지를 나타내고 있다. 배플판이 없는 경우 일정한 운동에너지를 갖는 반면, BCR%=30에서는 첫 번째 배플을 지나 두 번째 배플까지 가는 동안 큰 운동에너지를 갖는 것을 알 수 있고, BCR%=40에서는 주 흐름에 따라 운동에너지가 커지는 것을 볼 수 있다. 한편 BCR%=50에서는 두 번째 배플을 지나가는 순간 운동에너지가 큰 것을 알 수 있다.

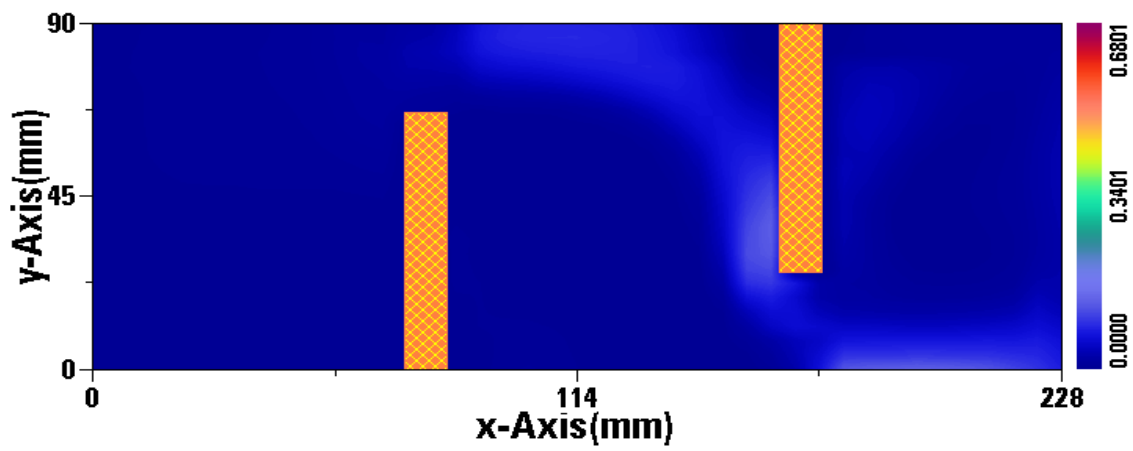
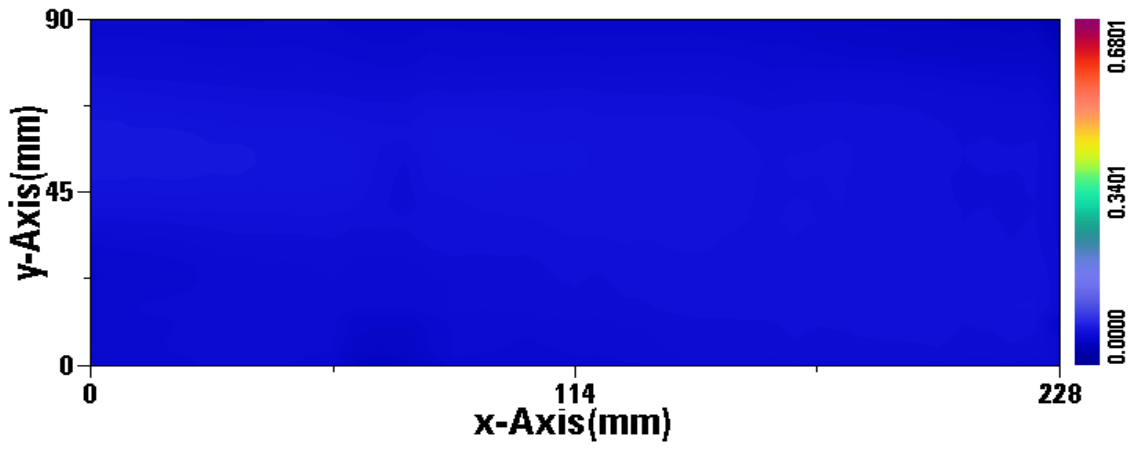
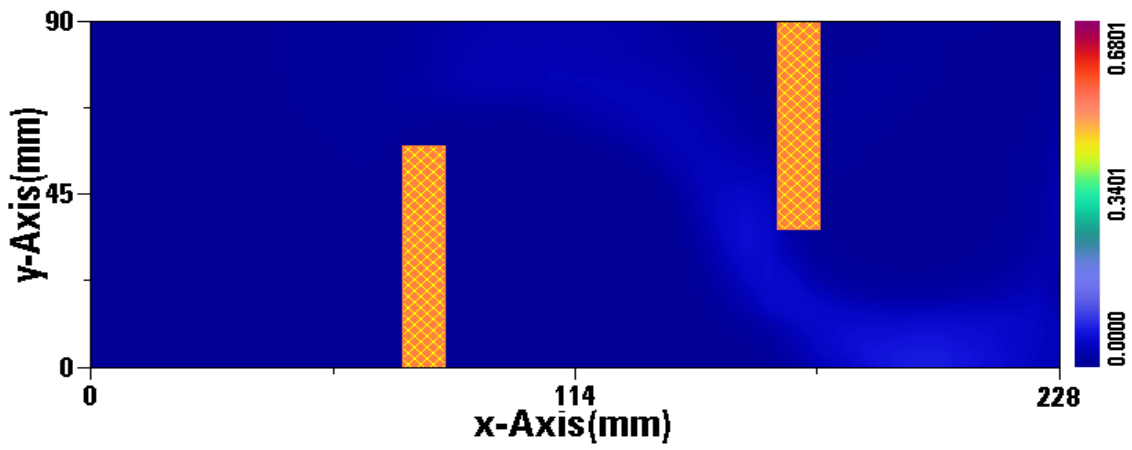
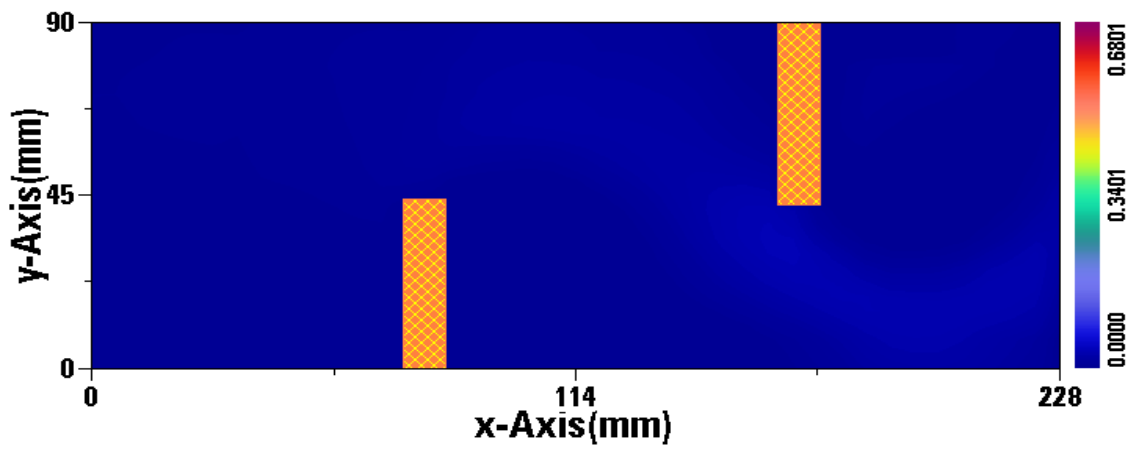


Fig. 4.15 Kinetic energy characteristic ($U_m=0.5\text{m/s}$)

(to be continue)

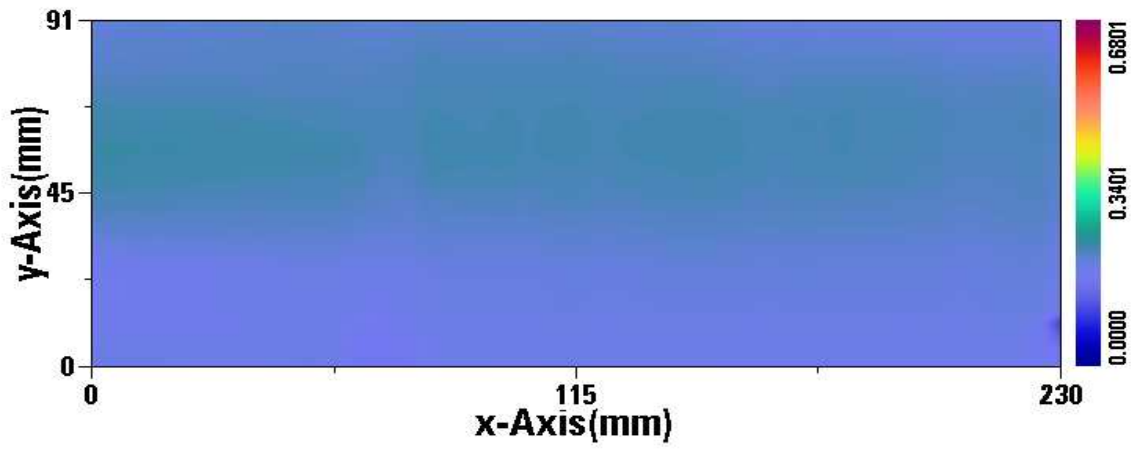


(c) BCR%=40

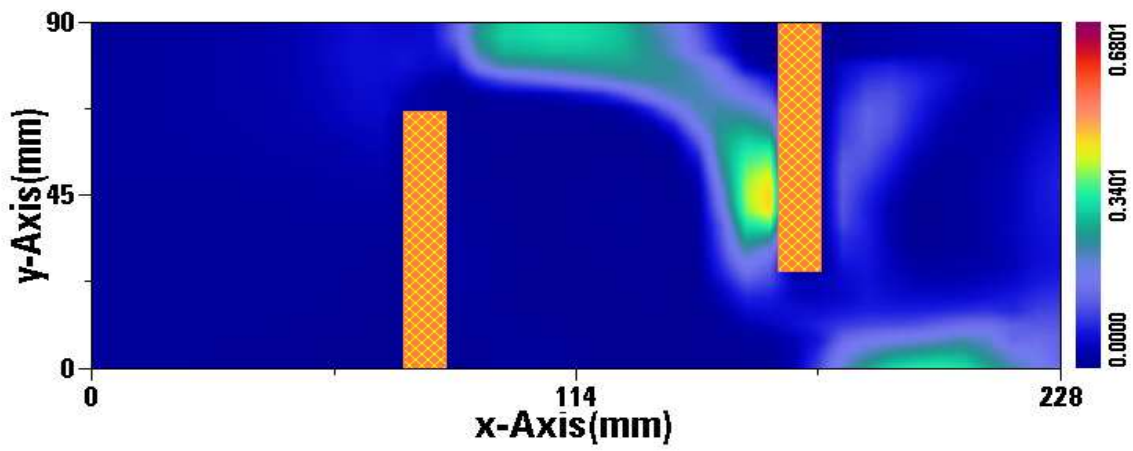


(d) BCR%=50

Fig. 4.15 Kinetic energy characteristic ($U_m=0.5\text{m/s}$)



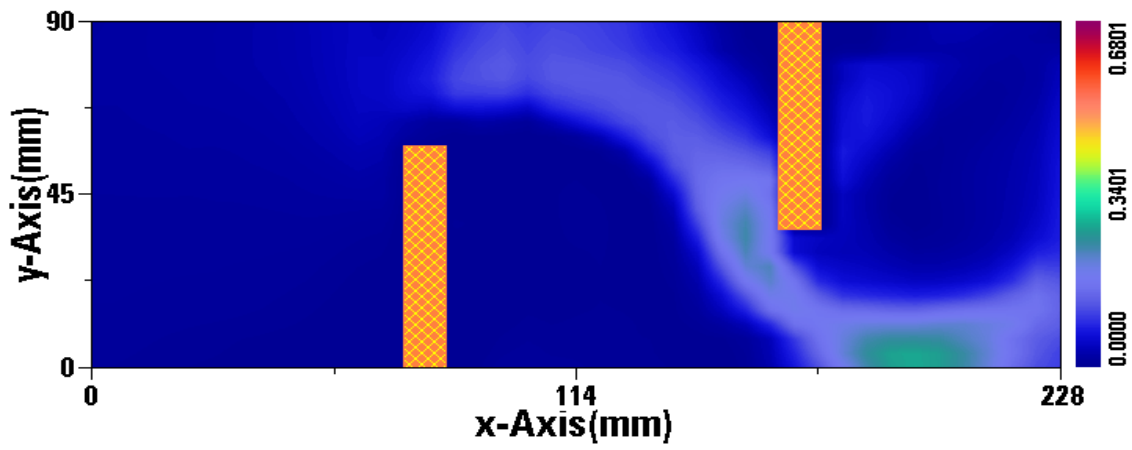
(a) Not baffle



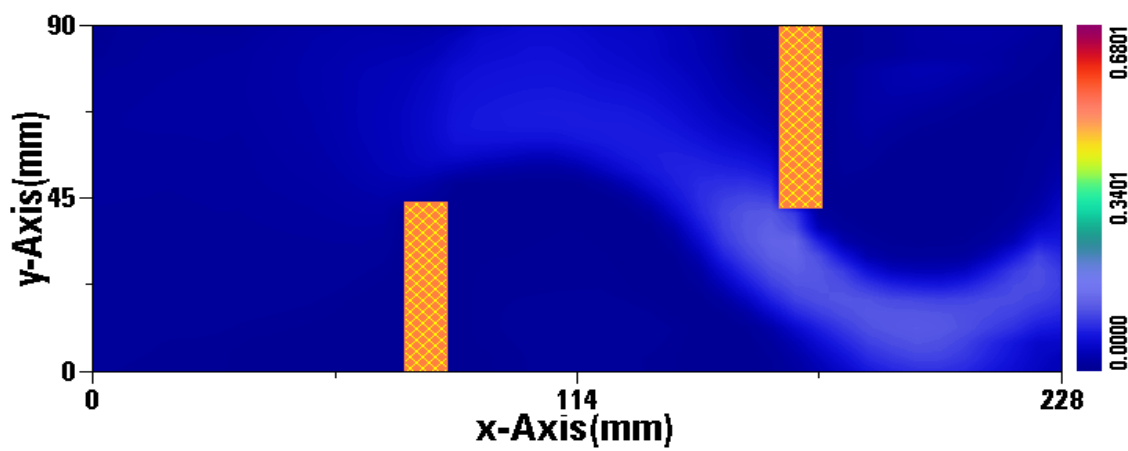
(b) BCR%=30

Fig. 4.16 Kinetic energy characteristic ($U_m=1.0\text{m/s}$)

(to be continue)

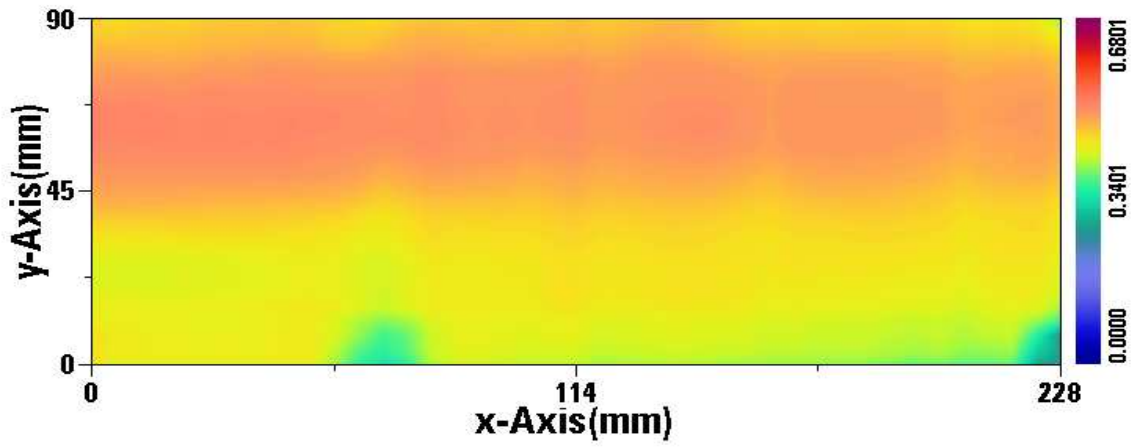


(c) BCR%=40

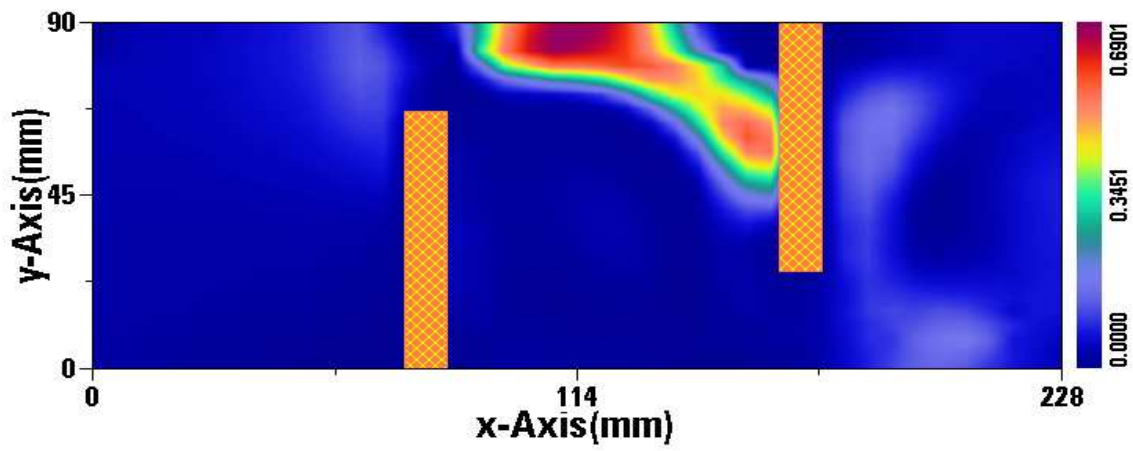


(d) BCR%=50

Fig. 4.16 Kinetic energy characteristic ($U_m=1.0\text{m/s}$)



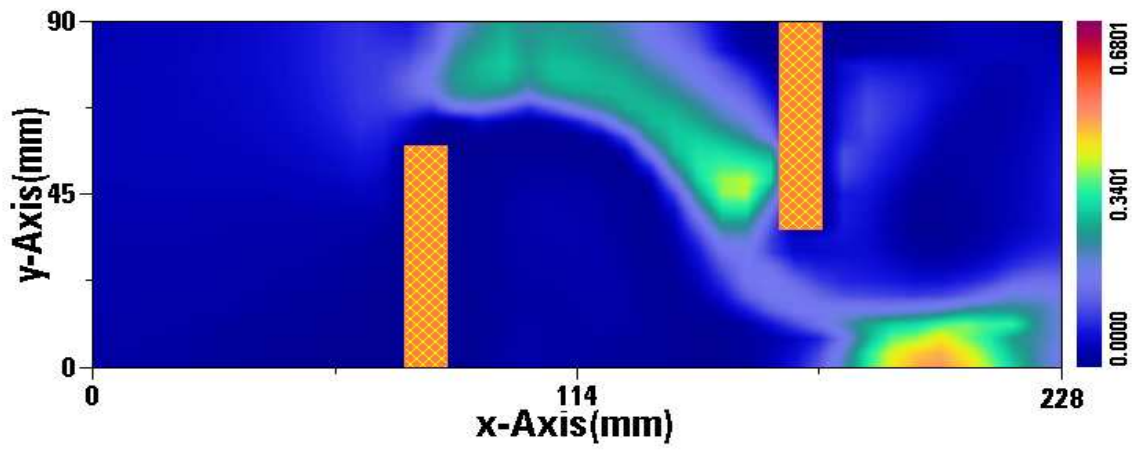
(a) Not baffle



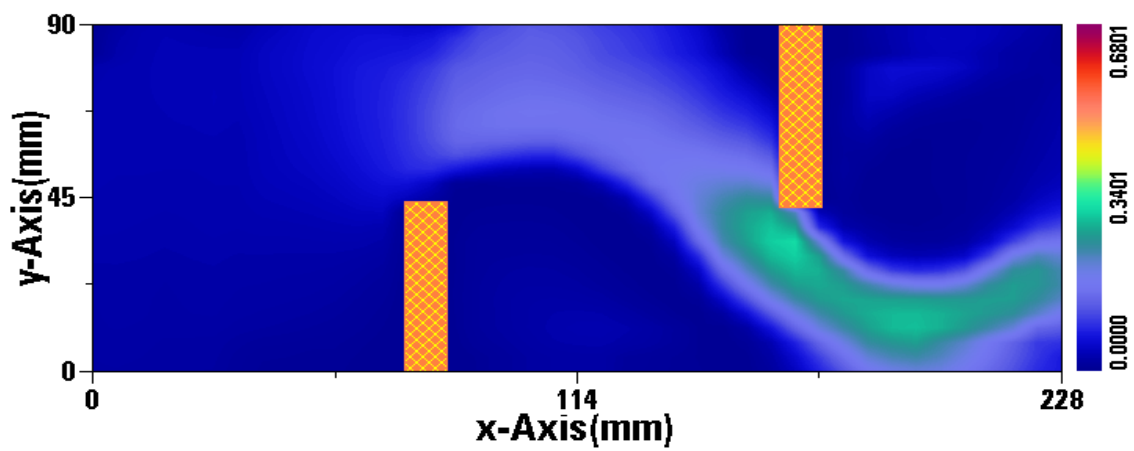
(b) BCR%=30

Fig. 4.17 Kinetic energy characteristic ($U_m=1.5\text{m/s}$)

(to be continue)



(c) BCR%=40



(d) BCR%=50

Fig. 4.17 Kinetic energy characteristic ($U_m=1.5\text{m/s}$)

4.2.4 열전달 특성

본 실험에서는 평균 유속 및 BCR%에 따른 열전달 특성을 고찰하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.^[29]

1. 실험부와 그 주변 사이의 열전달은 무시 할 수 있다.
2. 위치 에너지, 운동에너지 변화는 무시 할 수 있다.
3. 상변화를 일으키지 않고 일정 비열이라 가정하였다.
4. 원관에서의 전도 열전달은 무시 할 수 있다.
5. 관벽의 열저항과 불결효과들은 무시 할 수 있다.
6. 물성값은 일정하다.
7. 관에서는 완전 발달된 유동이다.

위 가정에 따라 본 실험에서는 열전달량(W)을 산출하기 위하여 동관 내에서의 대류열전달 계수(h_i)와 원관 외부에서의 대류열전달 계수(h_o)를 계산하여 총괄 열전달 계수에 의해 열전달량(W)를 구하였다. 그리고 원관 내에서의 대류 열전달 계수(h_i)를 구하기 위한 물성치는 각 실험 조건에 따른 온도를 따랐으며, 원관 외부에서의 대류열전달 계수(h_o)를 구하기 위한 물성치는 각각의 온수 초기 온도와 냉수 초기 온도의 막온도에 의해 구하였으며, 열전달량(W)를 구하기 위한 온도는 로그 평균 온도차(Log mean temperature difference)를 이용하여 계산 되었고, Nu 수는 Dittus-boelter 식에 의해 다음과 같이 계산되었다.

Nu 수를 계산하기 위한 상관식을 얻기 위해 먼저 Reynolds 수를 다음

식에 의해 계산하였다.

$$Re = \frac{U_m \cdot D_h}{\nu} \quad (4.3)$$

$$D_h = \frac{4A_C}{P_h} \quad (4.4)$$

여기에서 U_m 은 평균 유속, ν 는 유체의 동점성 계수, D_h 는 수력 직경으로 식 (4.4)에 의해 계산 되어지고 $A_C (= \frac{\pi D_e^2}{4} \times \frac{BCR\%}{100})$ 는 원관의 단면적, $P_h (= \pi D_e)$ 는 접수길이 이다.

식 (4.3)에 의해 본 실험에서의 유동은 $Re \geq 10,000$ 이므로 난류 유동이므로 Dittus-boelter식에 의해 Nu 수를 구하였다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (4.5)$$

또한 원관내 대류 열전달 계수(h_i)는 식 (4.5)의 값을 식 (4.6)에 대입하여 구하였다.

$$h_i = \frac{k}{D_h} Nu \quad (4.6)$$

여기에서 k 는 각 온도에서 유체의 열전도 계수($W/m \cdot K$)이고, D_h 는 수력직경이다.

한편, 원관 외부에서의 대류 열전달 계수(h_o)는 식 (4.7)에 의해 구하였다.

$$h_o = \frac{k}{D_e} Nu \quad (4.7)$$

여기에서 D_e 는 원관 직경을 나타낸다.

식 (4.6)과 식 (4.7)에 의해 구해진 대류 열전달 계수 값에 의해 식 (4.8)로부터 총괄 열전달 계수를 구하였다.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \left(\frac{1}{h_o}\right)} \quad (4.8)$$

그리고 총 전열량(W)은 식 (4.9)에 의해 구하였다.

$$Q = UA_e \Delta T_{lm} \quad (4.9)$$

여기에서 U 는 총괄 열전달 계수, A_e 는 원관의 단면적, ΔT_{lm} 는 로그 평균 온도차이며, 각각 식 (4.10) 및 식 (4.11)에 의해 구하였다.

$$A_e = \pi D_e L \quad (4.10)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left[\frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{(T_{hi} - T_{ci}) - (T_{ho} - T_{co})} \right]} \quad (4.11)$$

Fig. 4.18, Fig. 4.19 및 Fig. 4.20은 각각의 평균 유속에서 BCR%에 따른 총 열전달율(W)에 대한 그래프이다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 BCR%가 작을수록 열전달율이 커지는 것을 알 수 있으며, 같은 BCR%에서 유속이 증가함에 따라 그리고 온수 온도가 증가함에 따라 열전달율의 증가 폭이 커지는 것을 알 수 있다.

이것은 앞에서 설명한 BCR%가 커질수록 배플판 후면에서의 역류가

크게 발생함에 따라 전열효과가 증가하지만 배플판 후면에서의 정체시간에 의한 열전달 효과가 다소 감소하는 것에 기인한다고 볼 수 있다. 또한, BCR%가 작을수록 Window 영역을 지나는 순간 유속의 증가로 인해 배플판 주변에서의 유동이 크게 증가함에 따라 난류 강도가 크게 증가하는 것에 따른 것이라 할 수 있으며, 배플과 배플사이, Window 부에서 운동에너지가 크게 증가하기 때문이라고 생각된다.

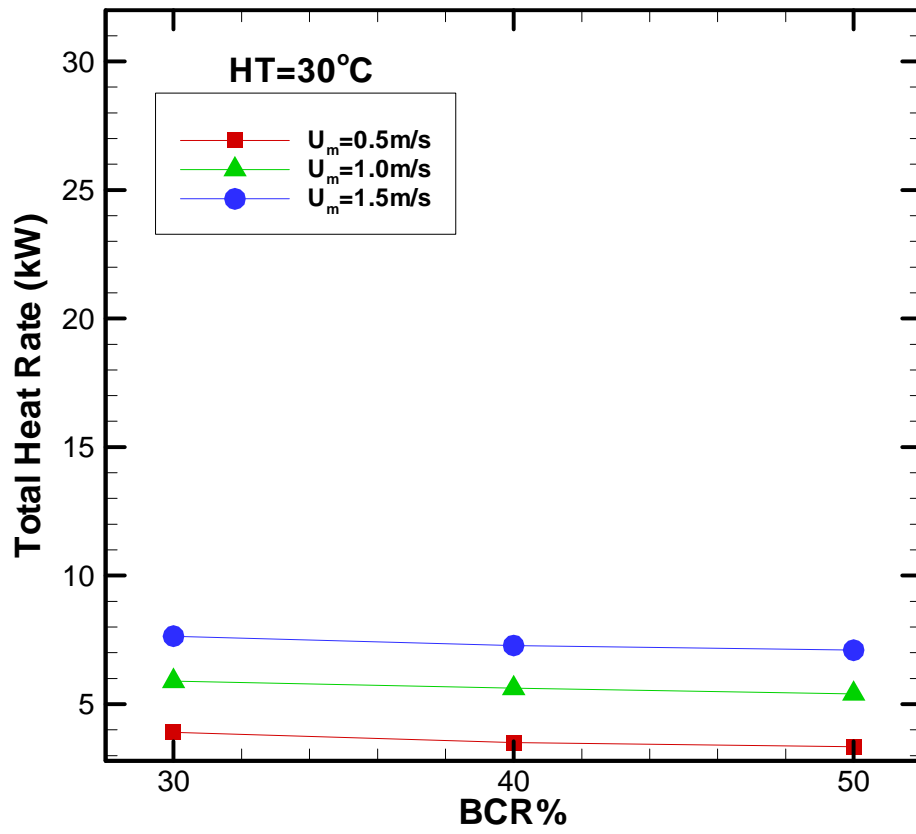


Fig. 4.18 Effect of BCR%

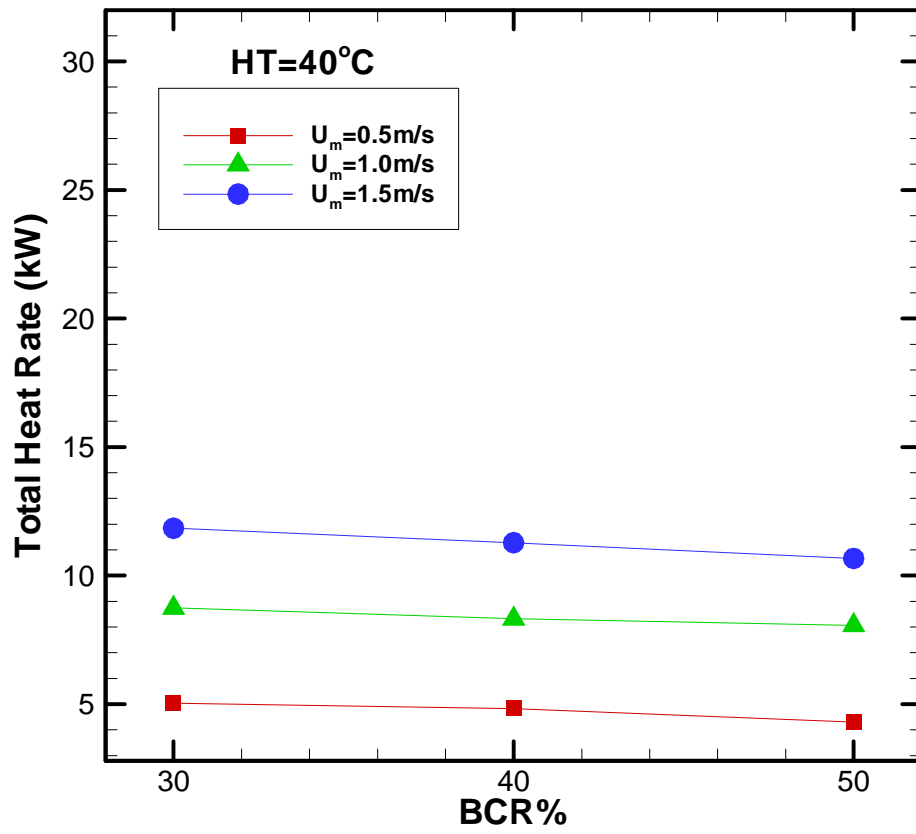


Fig. 4.19 Effect of BCR%

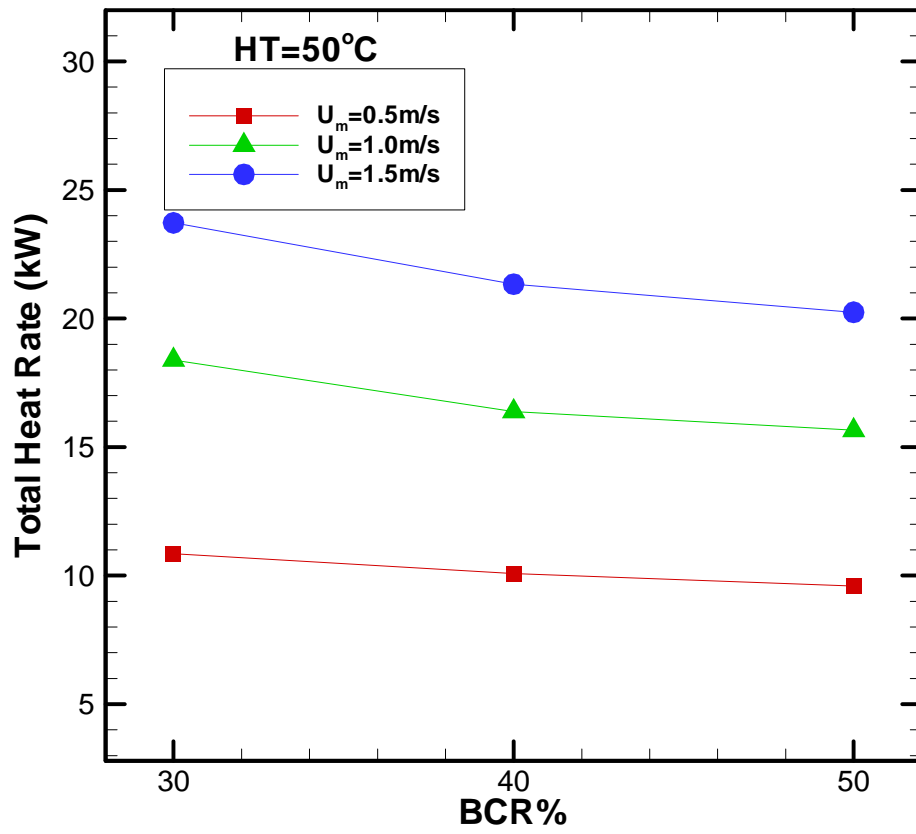


Fig. 4.20 Effect of BCR%

4.3 유속에 따른 영향

4.3.1 속도 프로파일

Fig. 4.21, Fig. 4.22 및 Fig 4.23은 각각의 BCR%에 대해 평균 유속 변화에 따른 속도 프로파일이다. 평균 유속이 증가할수록 유동이 크게 증가하며, 배플판 후면에서의 역류가 크게 발생함을 알 수 있다. 이것은 박리점(separation point)에서부터 유체는 압력구배를 극복하기 위한 운동량이 부족해서, 하류로의 지속적인 흐름을 방해하기 때문에 경계층 박리(boundary layer separation)가 일어나게 된다. 이것이 경계층 표면으로부터 이탈되는 조건이며, 이 후의 하류 영역에서는 후류(wake)가 생성된다. 이 흐름영역에서의 흐름은 와류(vortex)가 생기는 것이 특징이고 흐름은 매우 불규칙하게 되고 채널 내 머무르는 시간을 길게 하여 열전달 현상을 향상시킨다. 하지만 앞에서 설명한 바와 같이 채널 내 장시간 머무르게 하면 전열효과가 감소되는 것을 알 수 있는데 이것은 유속이 증가함에 따라 상대적으로 유체가 채널 내에 머무르는 시간을 짧게 하여 결과적으로 유속이 증가할수록 열교환기 내에서의 전열효과가 증가한다고 생각할 수 있다.

따라서 평균 유속이 증가할수록 열교환기 내에서의 전열효과가 증가함을 알 수 있다.

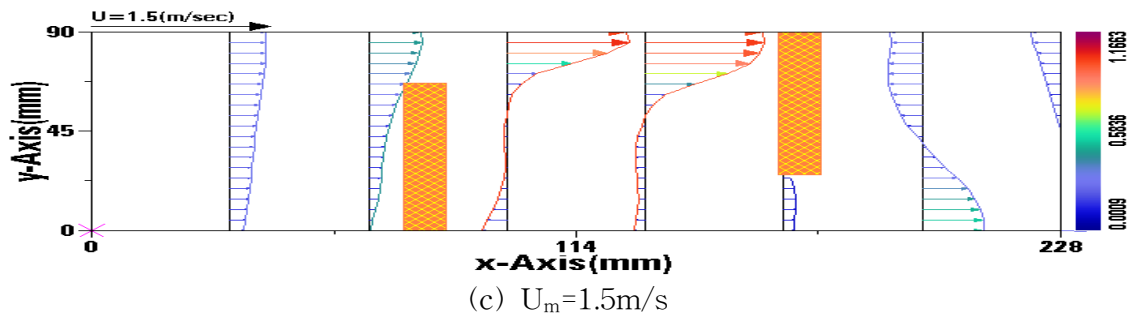
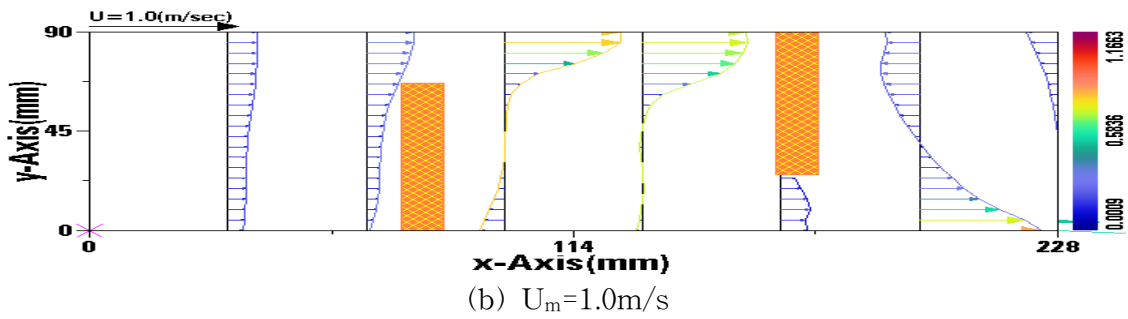
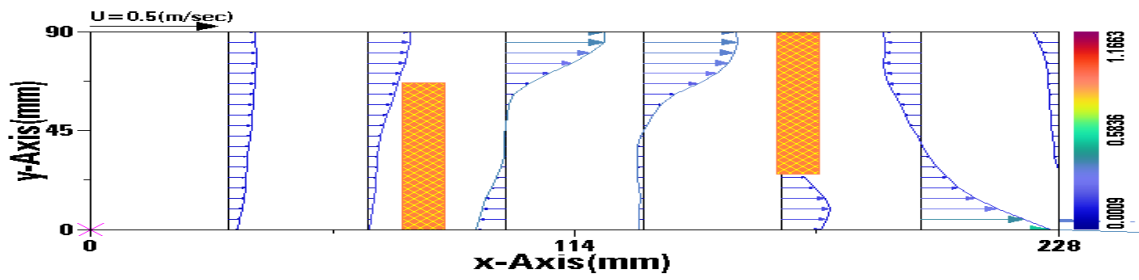


Fig. 4.21 Effect of average velocity (BCR%=30)

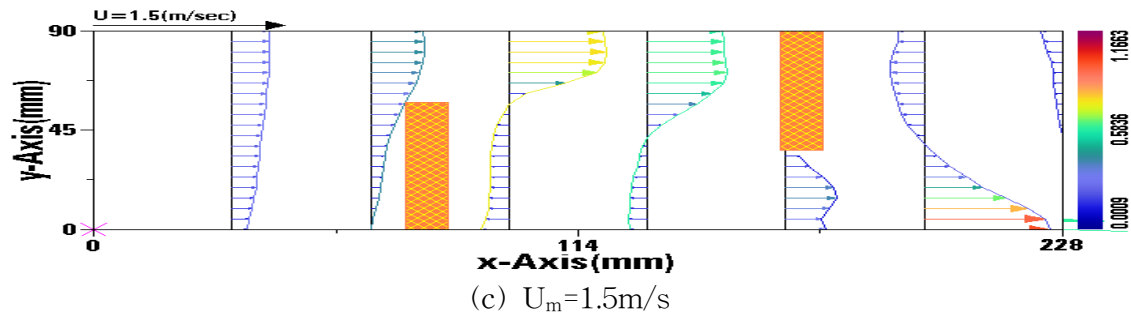
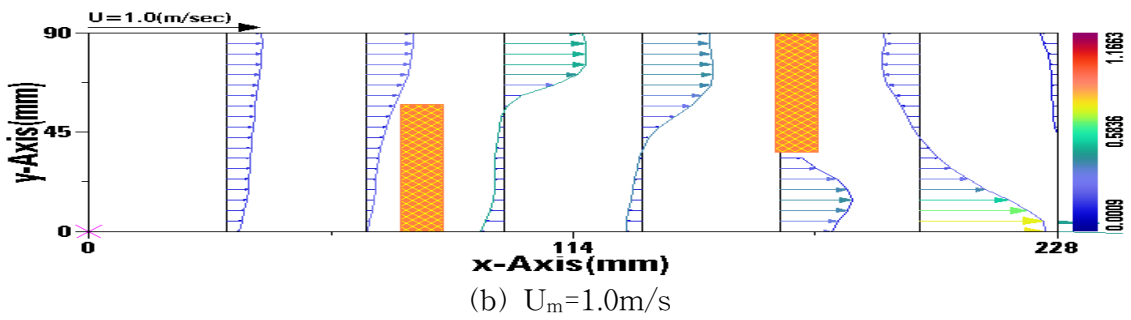
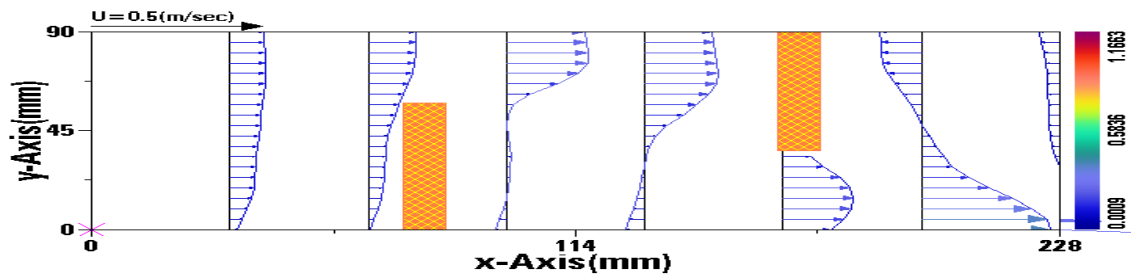
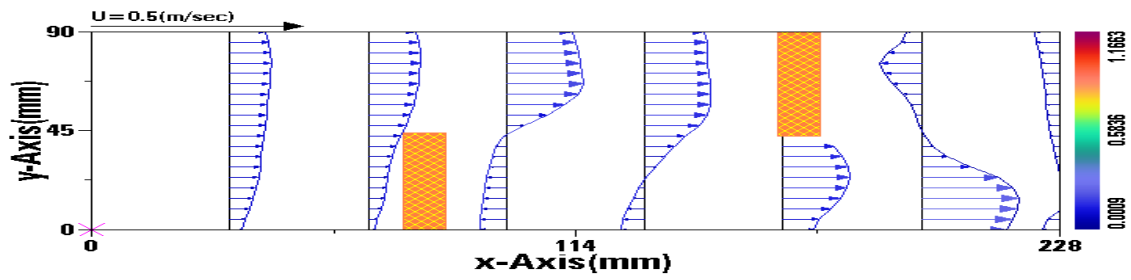
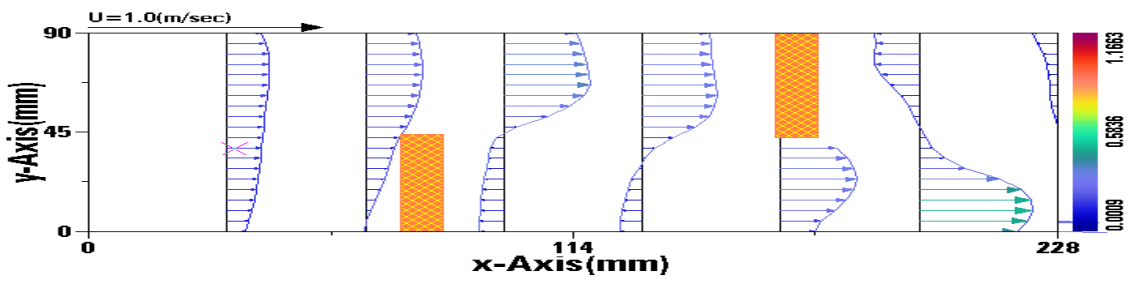


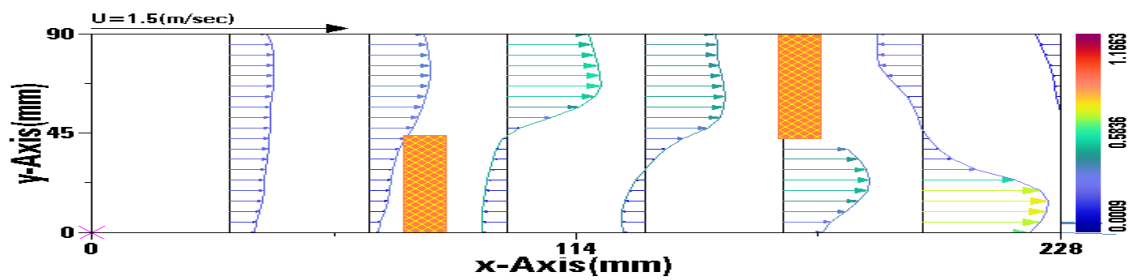
Fig. 4.22 Effect of average velocity (BCR%=40)



(a) $U_m=0.5\text{m/s}$



(b) $U_m=1.0\text{m/s}$

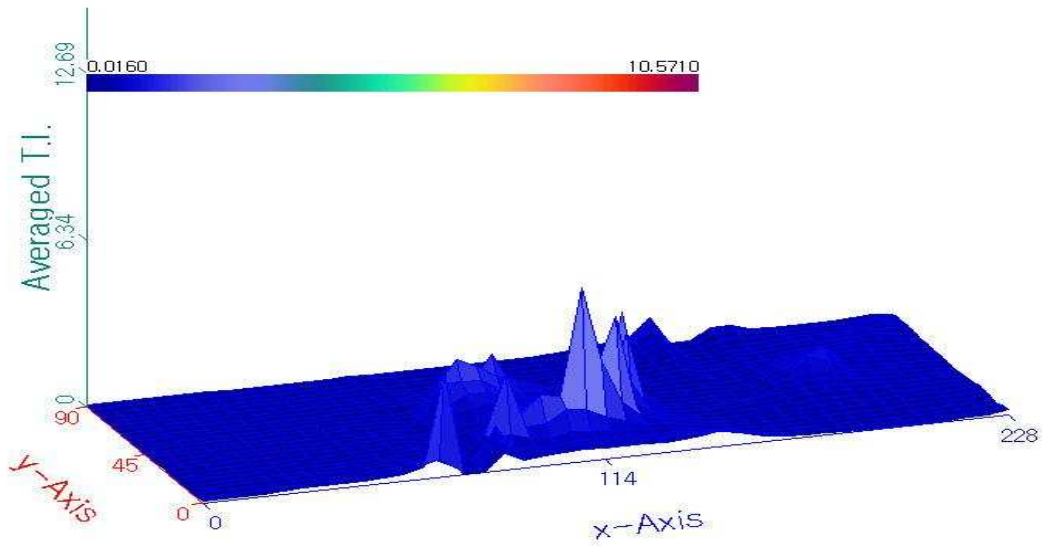


(c) $U_m=1.5\text{m/s}$

Fig. 4.23 Effect of average velocity (BCR%=50)

4.3.2 난류강도 (T.I)

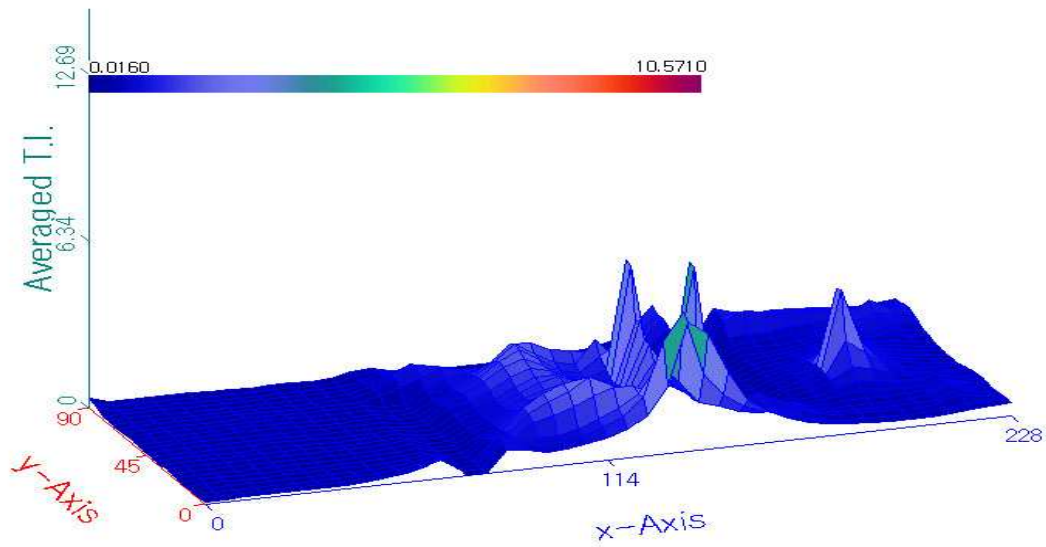
Fig. 4.24, Fig. 4.25 및 Fig 4.26은 각각의 BCR%에 대해 평균 유속 변화에 따른 난류 강도의 변화를 나타내었다. Fig. 4.21~4.23에서 제시한 속도성분의 벡터 분포와 연관되어 고속 유동장을 지배하는 중요한 유동특성이다. 공통적으로 순간의 난류강도는 평균 유속이 증가할수록 난류 강도가 크게 증가하며, 배플 주위에서 특히 크게 일어나는 불규칙적인 특성을 나타내고 있다. 난류유동은 무질서한 유체운동으로 강한 혼합을 유발하는 전단혼합층을 동반하지만 고정된 지점에서의 불규칙적으로 변하는 속도를 시간평균 속도를 도입함으로써 이 평균속도가 어떤 지점에서나 시간에 따라 변하지 않는 정상 난류로 만들 수가 있으며 이 난류강도는 각 격자점에서 식 (4.1)으로 구하여 나타낸 것이다.



(a) $U_m=0.5\text{m/s}$

Fig. 4.24 Effect of turbulent intensity (BCR%=30)

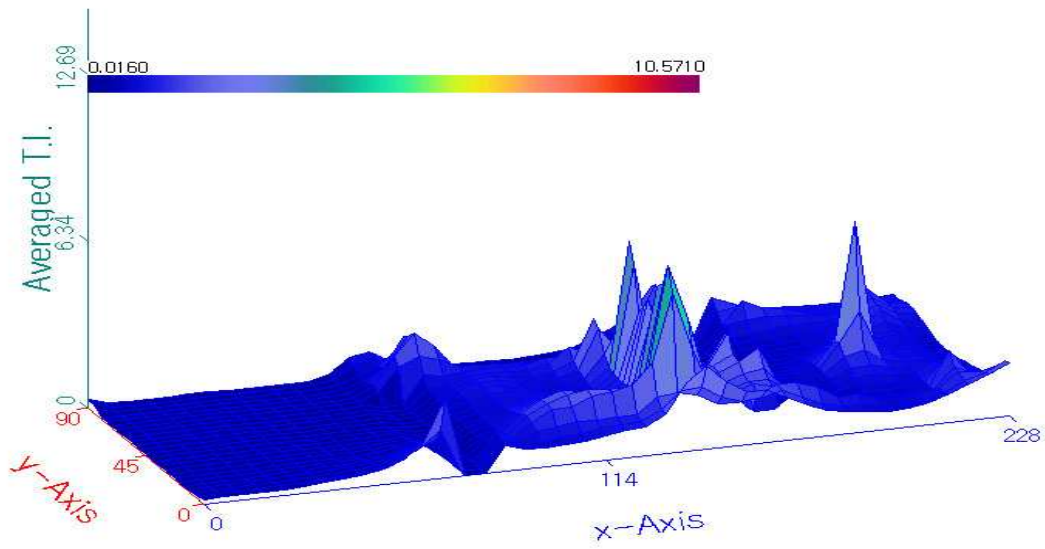
(to be continue)



(b) $U_m=1.0\text{m/s}$

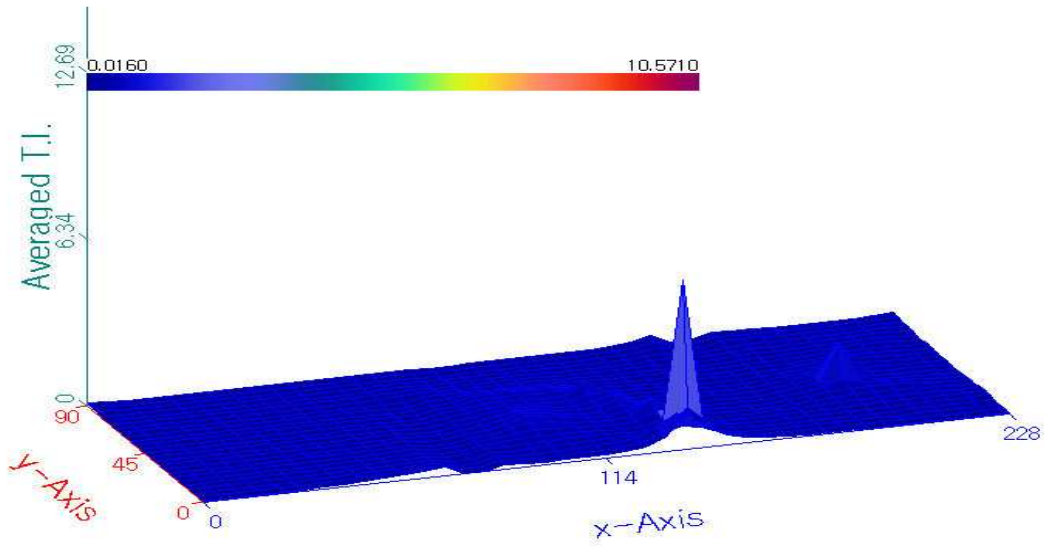
Fig. 4.24 Effect of turbulent intensity (BCR%=30)

(to be continue)



(c) $U_m=1.5\text{m/s}$

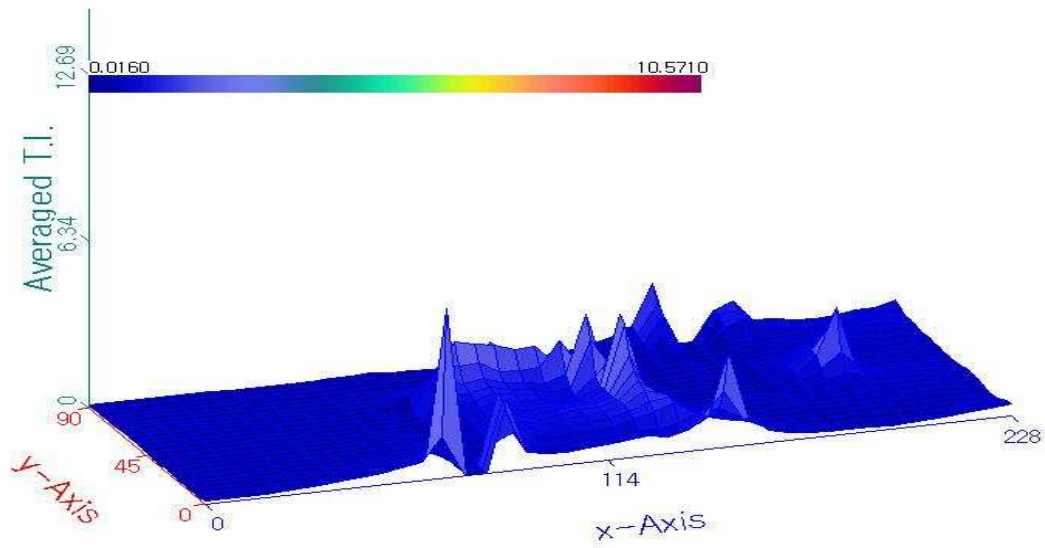
Fig. 4.24 Effect of turbulent intensity (BCR%=30)



(a) $U_m=0.5\text{m/s}$

Fig. 4.25 Effect of turbulent intensity (BCR%=40)

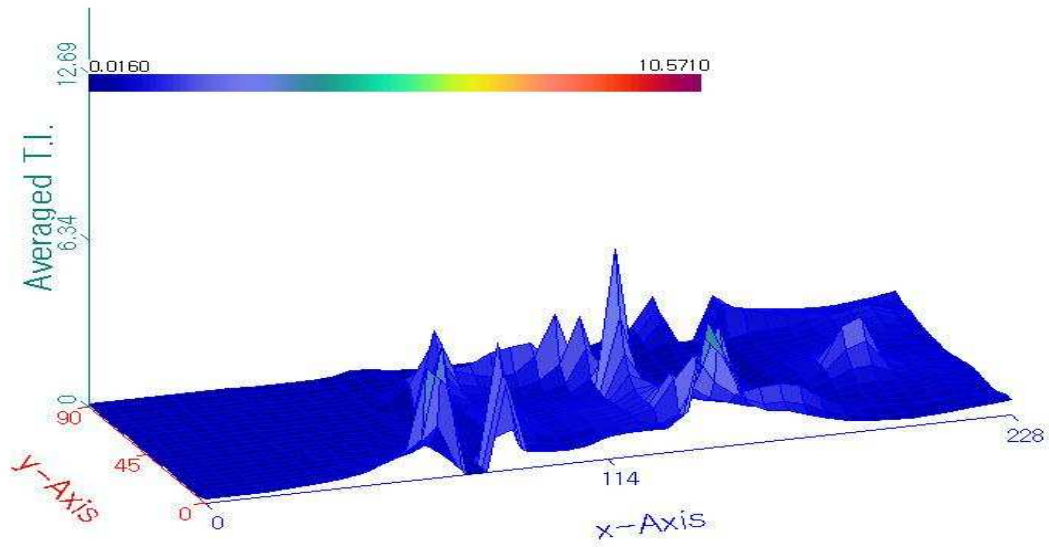
(to be continue)



(b) $U_m=1.0\text{m/s}$

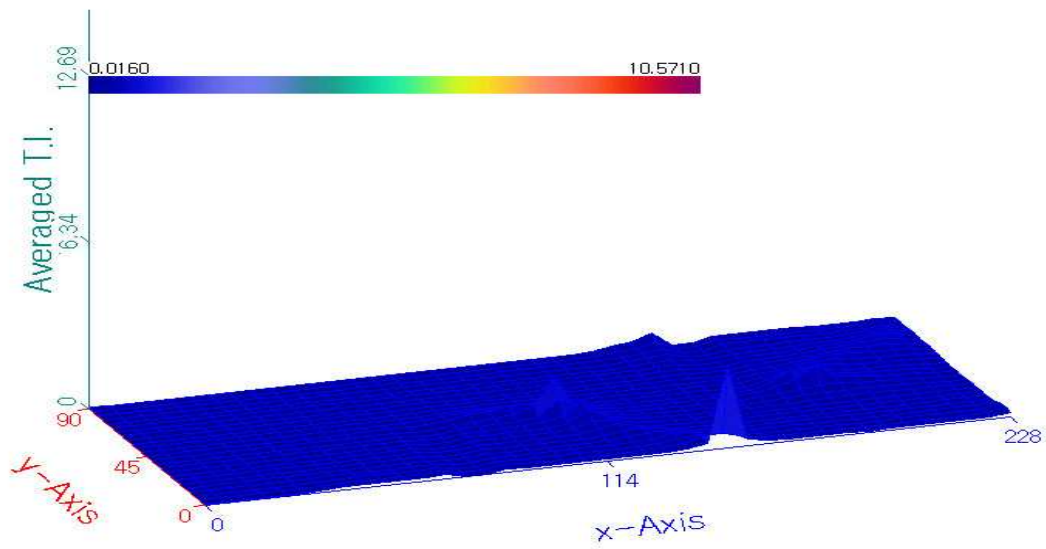
Fig. 4.25 Effect of turbulent intensity (BCR%=40)

(to be continue)



(c) $U_m=1.5\text{m/s}$

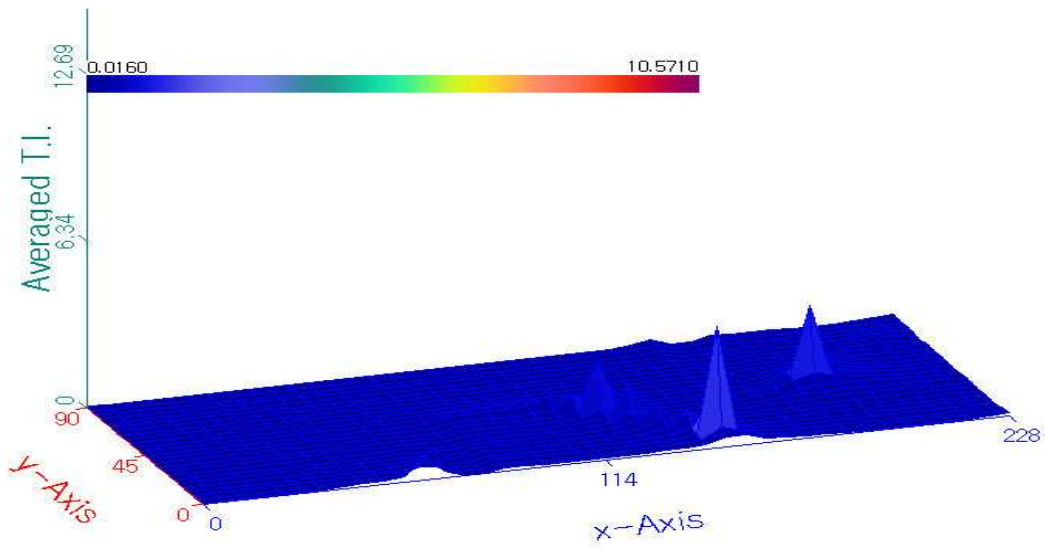
Fig. 4.25 Effect of turbulent intensity (BCR%=40)



(a) $U_m=0.5\text{m/s}$

Fig. 4.26 Effect of turbulent intensity (BCR%=50)

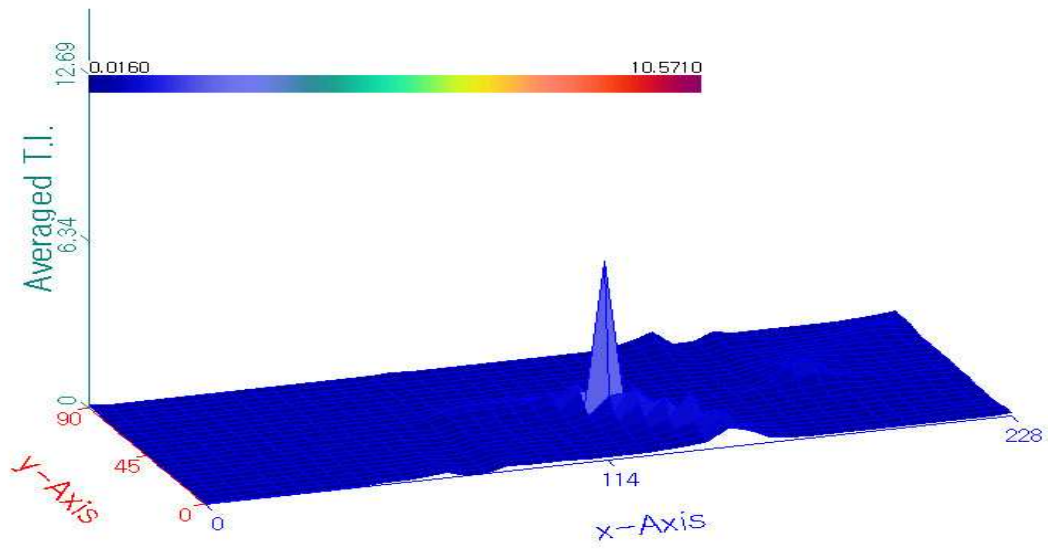
(to be continue)



(b) $U_m=1.0\text{m/s}$

Fig. 4.26 Effect of turbulent intensity (BCR%=50)

(to be continue)



(c) $U_m=1.5\text{m/s}$

Fig. 4.26 Effect of turbulent intensity (BCR%=50)

4.3.3 운동에너지 (K.E)

Fig. 4.27, Fig. 4.28 및 Fig. 4.29는 각각의 BCR%에 대해 평균 유속 변화에 따른 운동에너지의 변화를 나타내었다. 평균 유속이 증가할수록 운동에너지가 크게 증가함을 알 수 있으며, 운동에너지 분포는 속도 분포에서 알 수 있는 바와 같이 배플과 배플 사이, Window부에서 크게 분포 되어 있음을 알 수 있다.

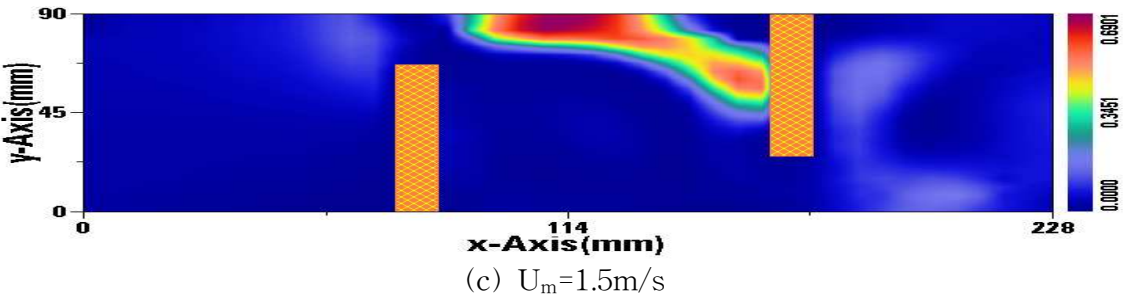
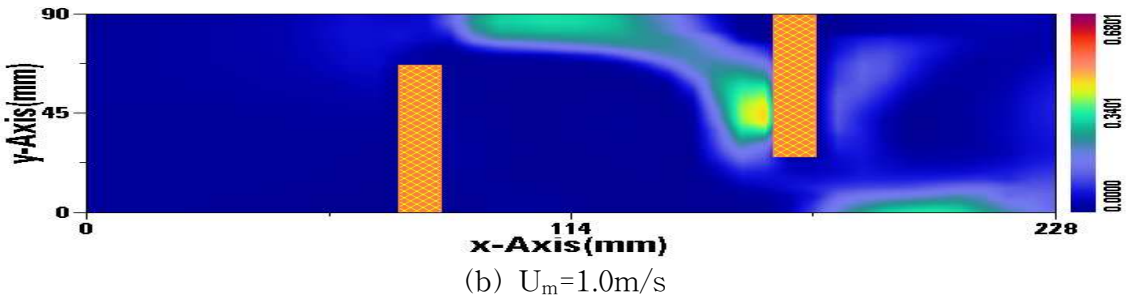
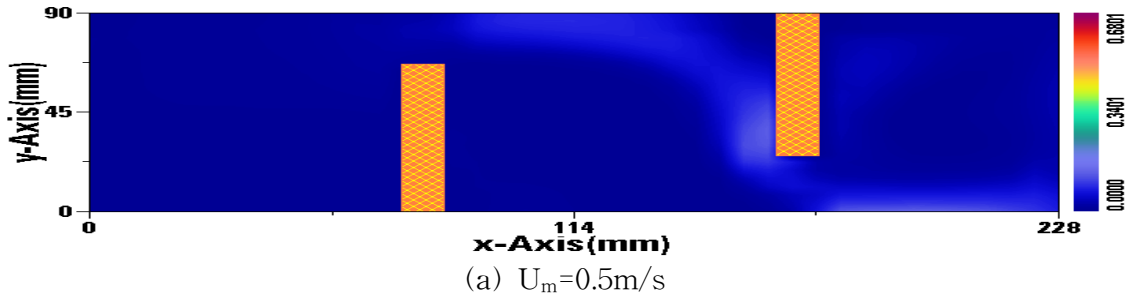


Fig. 4.27 Effect of kinetic energy (BCR%=30)

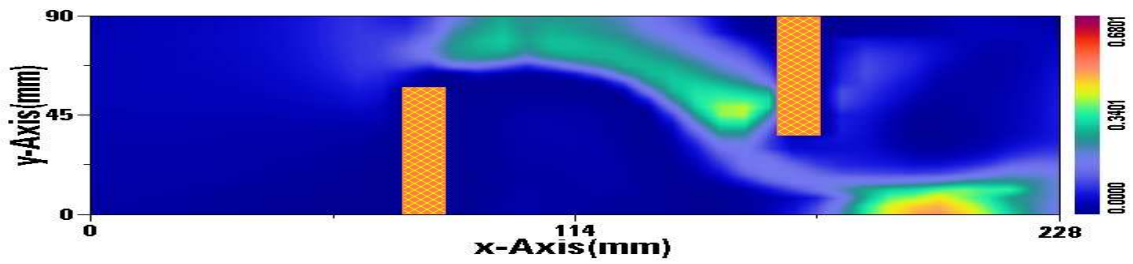
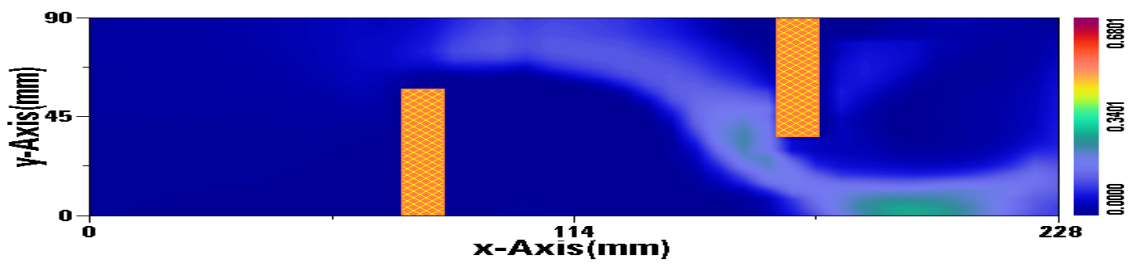
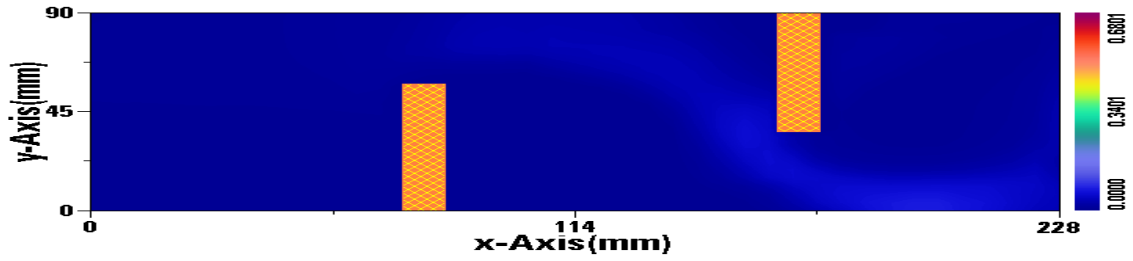


Fig. 4.28 Effect of kinetic energy (BCR%=40)

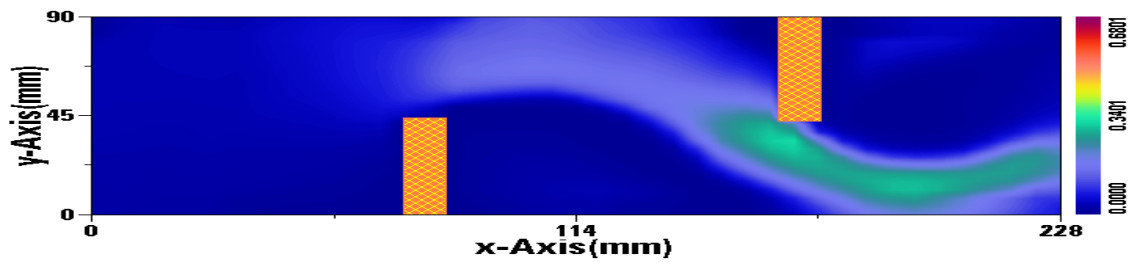
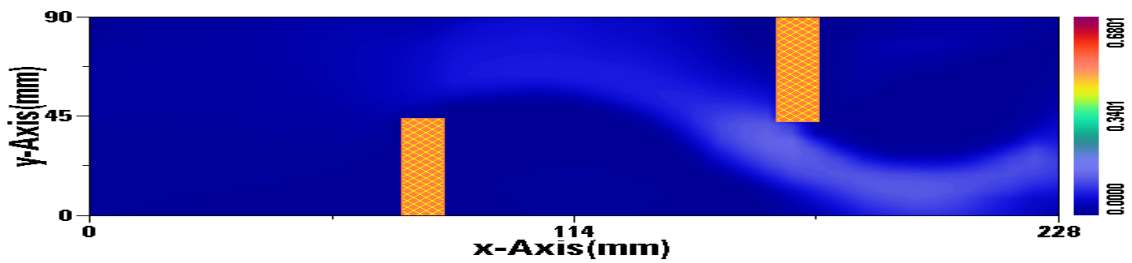
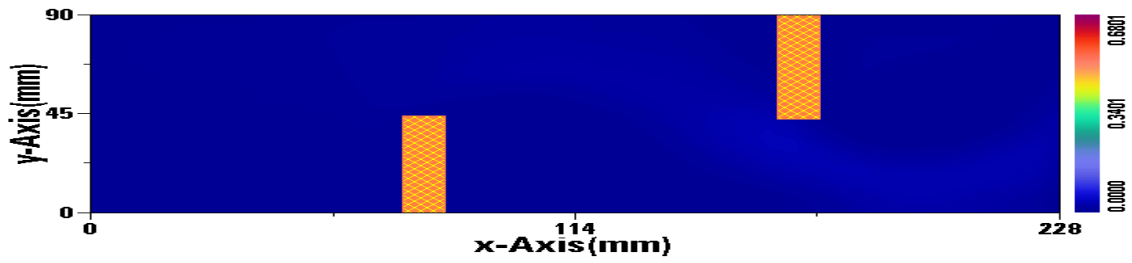


Fig. 4.29 Effect of kinetic energy (BCR%=50)

4.3.4 열전달 특성

Fig. 4.30, Fig. 4.31 및 Fig. 4.32는 각각의 BCR%에 대해 평균 유속 변화에 따른 원관 내에서의 총 열전달량(W)을 나타낸 그래프이다.

그림에서 보면 알 수 있듯이 평균 유속이 증가 할수록 총 열전달량이 큰 것을 알 수 있으며, 평균 유속이 증가 할수록 각 BCR%간의 총 열전달량 증가폭이 커짐을 알 수 있다. 이것은 배플판 후면에서의 역류가 크게 발생하여 전열효과의 증가로 인하여 총 열전달량이 커지는 것을 알 수 있다. 또 이것은 평균 유속이 증가 할수록 배플판 주변이나 Window 부에서의 난류강도 및 운동에너지의 증가와도 관련이 있음을 알 수 있다.

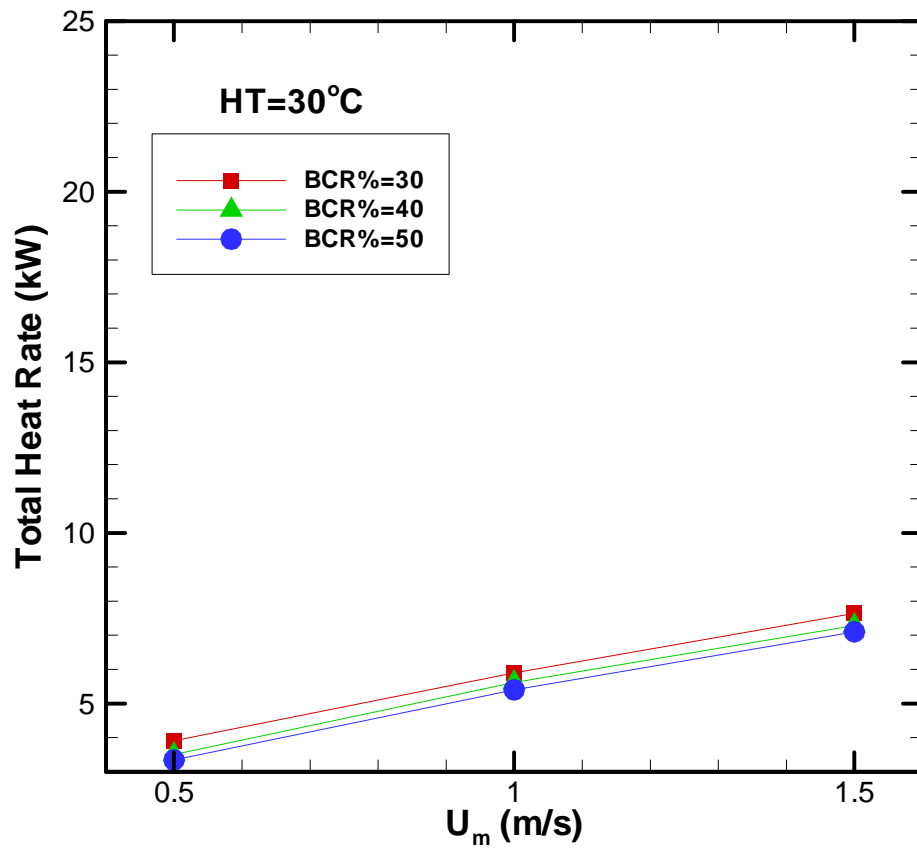


Fig. 4.30 Effect of average velocity

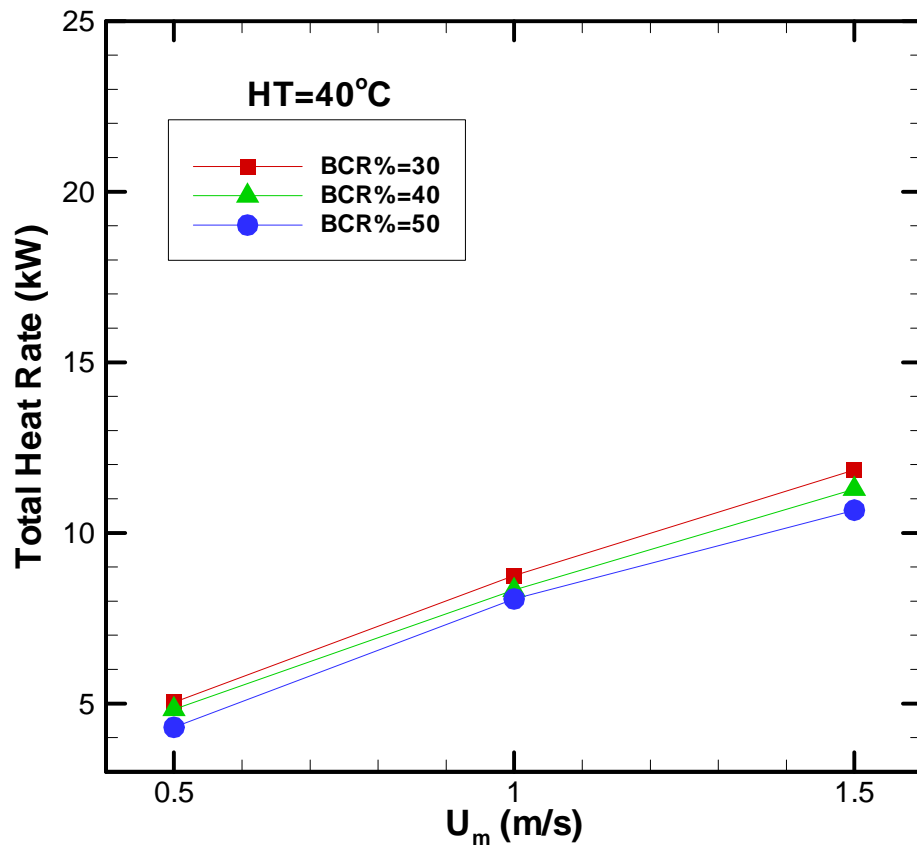


Fig. 4.31 Effect of average velocity

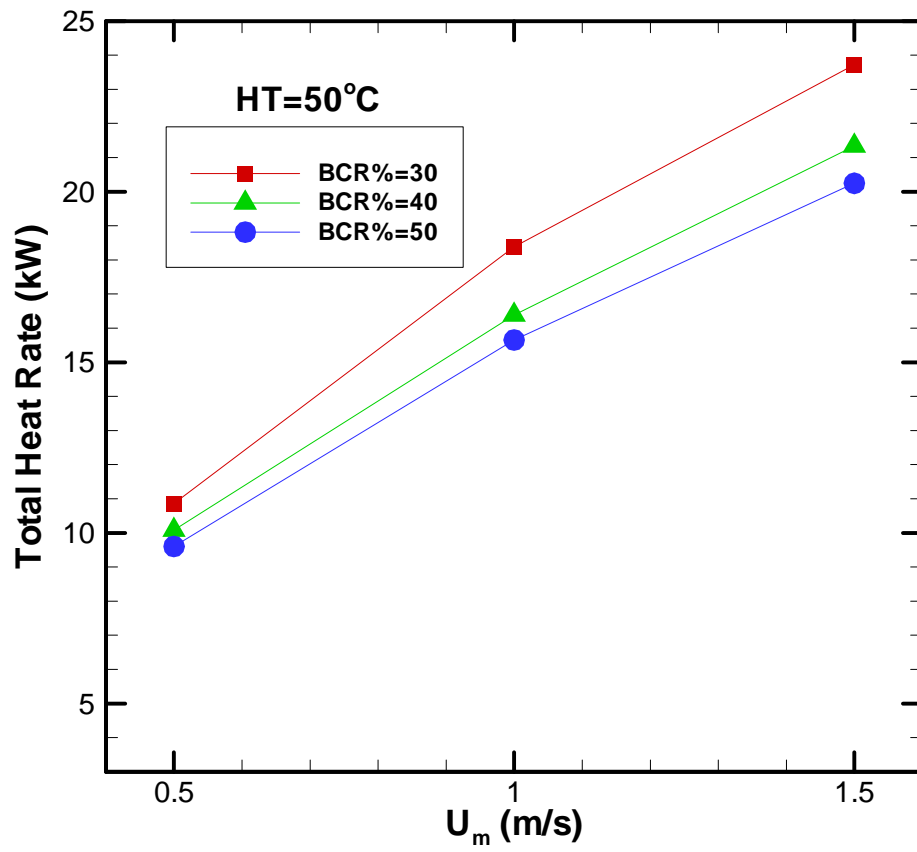


Fig. 4.32 Effect of average velocity

4.4 압력강하 특성

Fig. 4.33은 실험적 연구에서의 BCR%에 따른 압력강하 특성을 나타내고 있다. 그래프에서 보면 알 수 있는 바와 같이 BCR%가 증가 할수록, 유속이 빠를수록 압력강하가 크게 일어나는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서 설명한 바와 같이 BCR%가 클수록 상대적으로 넓은 면적을 통과하기 때문이며, 배플판 후면에서의 역류가 크게 증가하기 때문이다.

또한 평균 유속이 증가 할수록 압력강하가 급격하게 증가함을 알 수 있다. 이것은 평균 유속이 증가 할수록 난류강도 및 운동에너지가 배플판 사이나 Window 쪽으로 이동함에 따른 마찰 저항의 증가 때문인 것으로 생각된다.

한편, 평균 유속이 0.5m/s일 경우에 BCR%에 따른 영향이 거의 없는 경우는 평균 유속이 작아서 압력강하 특성에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 생각된다.

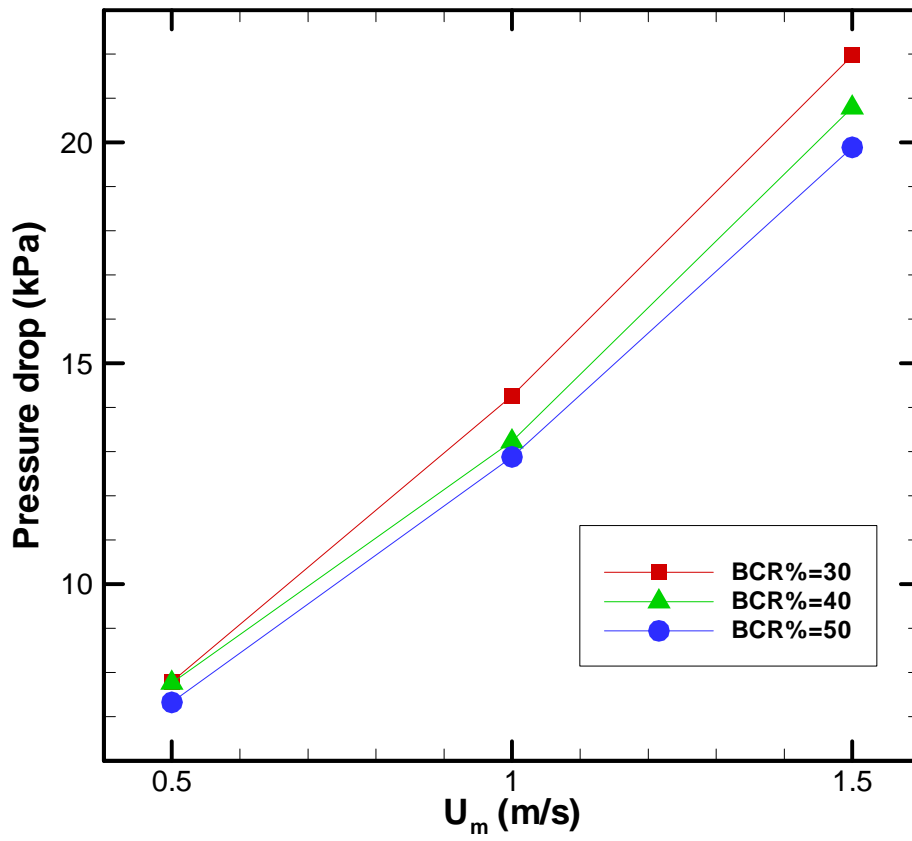


Fig. 4.33 Effect of BCR% and average velocity on steady state

제 5 장 결 론

본 연구에서는 보다 더 고효율형 열교환기 개발 및 설계 기술의 확립에 있어서 핵심이 되는 전열효과의 증대와 압력강하 특성에 대한 기초 자료를 확보하기 위한 지속적인 연구과정의 일환으로서 원관내 Baffle cut rate 변화에 따른 유체 유동 특성과 압력강하 특성 그리고 열전달 특성을 PIV 시스템에 의한 유동 특성의 가시화, 수치해석과 실제 실험을 통한 비교를 통하여 본 실험의 범위 내에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 배플판이 있는 경우가 배플판이 없는 경우에 대하여 관내 유동 특성이 뛰어나다.
- (2) BCR%가 감소할수록, 평균 유속이 증가할수록 유동특성, 운동에너지, 난류강도가 커지며 주로 배플판 사이나 Window 측에서 발생한다.
- (3) BCR%가 커질수록, 평균 유속이 감소할수록 압력 손실은 작아진다.
- (4) 수치해석 연구에서 BCR%가 커짐에 따라 압력손실과 열전달 효과가 모두 감소한다.
- (5) 수치해석 연구에서 열전달 효과 및 압력손실을 고려할 때 적절한 배플의 크기는 BCR%=40이다.
- (6) 실험적 방법에 의한 연구에서 열전달 효과 및 압력손실을 고려할 때 수치해석에 의한 연구와 동일한 결과를 얻었다.

참 고 문 헌

- (1) 김무환, “공조기용 Finned Tube 열교환기”, 대한기계학회지, Vol.35, No.9, pp.776~793, 1995.
- (2) 이윤표 외 1인, “열교환기 Fouling 저감 대책”, 대한기계학회지, Vol.35, No.9, pp.836~847, 1995.
- (3) Fujie, K., Itoh, N., Innami, T., Kimura, H., Nakayama, N. and Yanugidi, T., “Heat Transfer Pipe”, U. S. Patent 4,044,797, assigned to Hitachi Ltd., 1977.
- (4) Tinker, T., “Shell-side characteristics of shell-and-tube heat exchangers : a simplified rating system for commercial heat exchangers”, Trans. ASME, pp. 36~52, 1958.
- (5) Woodruff, D.W. and Westwater, J.W., “Stream Condensation of Various Gold Surfaces”, Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp, 688~692, 1981.
- (6) Pantankar, S.V., Ivanovic, M. and Sparrow, E.M., “Analysis of Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes and Annuli”, ASME J. of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 29~37, 1979.
- (7) Webb, R.L., Eckert, E.R.G., “Application of Rough Surfaces to Heat Exchanger Design”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1647~1658, 1972.

- (8) Manbach, K., "Rough Annulus Pressure Drop Interpretation of Experiments and Recalculation for Square Ribs", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1143~1156, 1978.
- (9) Han, J.C., Glicksman, L. R. and Rohsenow, W. M., "An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib Roughened Surfaces", Int. J. Heat Transfer, Vol. 21, pp. 1143~1156, 1978.
- (10) Manglik, R. M. and Bergles, A. E., "A Correlation for Laminar Flow Enhanced Heat Transfer in Uniform Wall Temperature Circular Tubes with Twisted-Tape Inserts", ASME HTD-Vol. 68, pp. 19~25, 1987.
- (11) Withers, James G., "Tube-Side Heat Transfer and Pressure Drop for Tubes Having Helical Internal Ridging with Turbulent/Transitional Flow of Single-Phase Fluid. Part 1. Single-Helix Ridging", Heat Transfer Eng., Vol. 2, No. 1, pp. 43~58, 1980.
- (12) 예석수, 조동현, 한규일, 김시영, "수평 원형 전열관의 내외부 최적 핀 형상분포에 의한 비등 및 응축 열전달 촉진 연구(I)", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(II), pp. 191~195, 1993.
- (13) Tuttle, E. R. "Laminar Flow in Twisted Pipes," J. fluid Mech., Vol. 219, pp. 545~570.
- (14) 김은필, "경사진 배플이 있는 셀층의 수치적 해석", 한국박용기관학

회지 제24권 제5호, pp.657~659, 2000.

(15) 김성원 외 1인, “나선형 튜브 내에서의 유동 및 열전달 특성 해석”, 공기조화 냉동공학회, 하계학술발표회 논문집, pp. 1169~1176. 1999.

(16) Soo Whan Ahn, Wung Taek Bae and Myoung Ho Kim, “Characteristic of Fluid Flow in the Fluidized Bed Shell and Tube Type Heat Exchanger with Corrugated Tubes”, International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 12, No. 4, pp. 198~205, 2004.

(17) 한규일 외 3인, “다양한 전열관 내부 흐름 변화에 의한 열전달 성능에 관한 연구”, 한국동력기계공학학회지, 제4권, 제1호, pp. 26~32, 2000.

(18) 김태국 저, “열시스템 설계 및 시뮬레이션”, Part9, 인터비전, 서울, 2004.

(19) 이영호 외 2인, “PIV에 있어서의 입자추적기법의 개선”, 대한기계학회 추계학술대회 논문집 제2권, pp.360~365, 1993.

(20) 이영호 외 4인, “PIV에 의한 버터플라이 밸브 유동특성에 관한 연구”, 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp.87, 1997.

(21) 송근택 외 3인 “Multi-Vision PIV에 의한 2차원 단순물체의 유동장 해석”, 한국박용기관학회지 제26권 제5호, pp.574~575. 2002.

(22) 이 현, “Multivision PIV에 의한 단순물체 후류에서의 유동특성에 관한 연구”, 한국해양대학교 석사학위 논문, 2001.

(23) 배성우 외 4인, “배플 플레이트 크기에 따른 관내의 유동 특성에

- 관한 연구”, 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp.51~57, 2004.
- (24) 平田 賢, 岡本史紀 責任編集, “熱流體 計測における先端技術“ Part 5. 日刊工業新聞社, 1996.
- (25) 박재홍 외 2인, “오블롱 셀 플레이트 열교환기의 단상 열전달 및 압력강하에 대한 수치해석적 연구”, 한국박용기관학회 추계학술대회 논문집, pp.223~230, 2004.
- (26) Fluent User Guide.
- (27) Suhas V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", 1980.
- (28) 정태용 외 4인 공역, “Fundamentals of Heat and mass Transfer”, 교보문고, 서울, 2003.
- (29) 최인규 외 3인 공역, “열전달”, Part6, 보성문화사, 서울, 1989.

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 부족한 저를 항상 따뜻한 사랑과 세심한 정으로 보살펴 주시고 학문적, 정신적으로 많은 가르침을 주신 오철 교수님께 진심으로 감사드립니다.

또한 바쁘신 가운데에도 본 논문이 완성되기까지 많은 조언과 관심으로 세심하게 심사해 주시고 다듬어 주신 윤석훈 교수님과 김명환 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

그리고 힘들고 어려울 때 언제나 한 가족처럼 옆에서 격려와 도움을 주신 연구실의 박대식, 김정식, 손용길, 최영규, 원종호 선배님, 연구실 동기 지재훈님과 연구실 후배님들께 깊은 감사의 마음을 전합니다. 또한 바쁘신 가운데에도 항상 많은 관심과 격려를 주신 김유택 교수님께 깊은 감사를 드리며, 힘들 때마다 곁에서 항상 힘이 되어준 든든한 친구이자 대학 동기 윤영석, 조정희, 김영종, 김성운, 정민님께도 감사드립니다. 그리고 제 논문이 완성되기까지 항상 옆에서 많은 도움을 주신 정우리 선배님과 곽준호, 최우철, 이경희, 양애희, 민보신 후배님께도 머리 숙여 감사드립니다.

지금까지 아들을 믿어주시고 이해해주시며 정성껏 뒷바라지 해주신 사랑하는 부모님, 큰형 내외분, 작은형 내외분과 동생께 이 영광을 드립니다.

비록 짧은 대학원 생활이었지만 제 인생에 있어서는 너무나도 소중한 시간이었습니다. 저를 지켜봐 주시는 모든 분들의 기대에 어긋나지 않도록 언제나 최선을 다하는 모습으로 살아가겠습니다.