

การศึกษาผลกระทบเนื่องจากรูปแบบของครีบท่อการถ่ายเทความร้อนโดยใช้เทคนิค CFD



นาย ณรงค์ ทิพย์มงคลศิลป์

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเคมี ภาควิชาวิศวกรรมเคมี

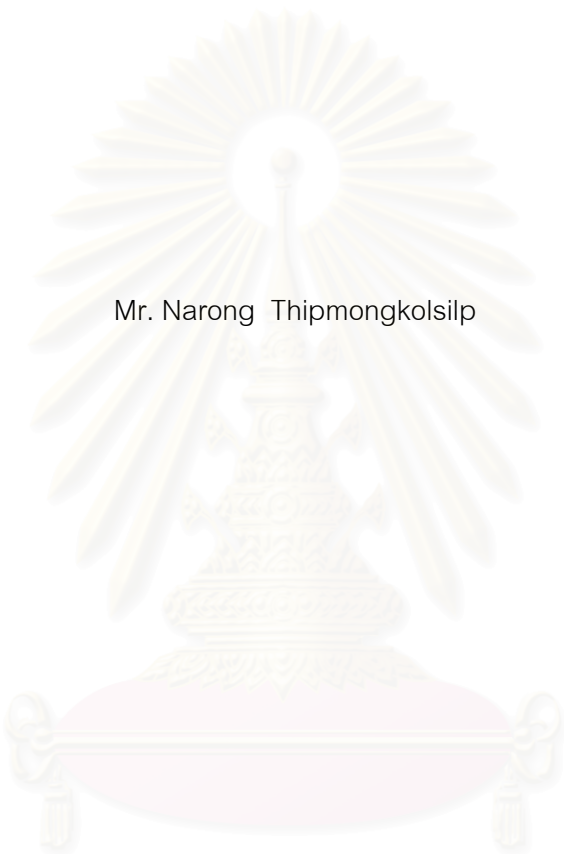
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2545

ISBN 974-17-2214-1

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A STUDY OF EFFECTS OF FIN CONFIGURATION TO HEAT TRANSFER USING CFD  
TECHNIQUE



Mr. Narong Thipmongkolsilp

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering in Chemical Engineering

Department of Chemical Engineering

Faculty of Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2002

ISBN 974-17-2214-1



ณรงค์ ทิพย์มงคลศิลป์ : การศึกษาผลกระทบเนื่องจากรูปร่างของครีบริบต่อการถ่ายเทความร้อน โดยใช้เทคนิค CFD (A STUDY OF EFFECTS OF FIN CONFIGURATION TO HEAT TRANSFER USING CFD TECHNIQUE) อ. ที่ปรึกษา ดร. สมประสงค์ ศรีชัย, 157 หน้า ISBN 974-17-2214-1

วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์นี้ คือ การศึกษาถึงผลกระทบต่อลักษณะการไหล และการกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศ รวมไปถึงความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน และกลไกทางกลศาสตร์ของไหลที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนอันเนื่องมาจากรูปร่างของครีบริบ โดยการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการจำลองปรากฏการณ์จะคำนวณด้วยชุดของสมการอนุรักษ์ (Conservation Equations) ซึ่งประกอบด้วย สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equations) สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equations) สมการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Equations) และแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Model) สำหรับการศึกษาในงานวิจัยครั้งนี้ได้ใช้เทคนิค Computational Fluid Dynamics (CFD) ซึ่งได้แก่โปรแกรม PHOENICS มาใช้ในการคำนวณ โดยที่ความน่าเชื่อถือและความเหมาะสมของโปรแกรม ได้ถูกตรวจสอบด้วยข้อมูลการทดลองของ R. S. Mullisen และคณะ เพื่อทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ใช้ก่อนที่จะนำไปใช้ในงานวิจัยต่อไป

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน และพฤติกรรมการไหลที่เปลี่ยนไปอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนรูปร่างลักษณะของตัวครีบริบ โดยในงานวิจัยนี้ได้แบ่งลักษณะของตัวครีบริบออกเป็น 3 ลักษณะ คือ Inline Continuous Plate Fin, Inline Plate Fin และ Louver Plate Fin โดยผลจากการจำลองแสดงให้เห็นว่า ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณี Inline Continuous Plate Fin จะมีค่าน้อยกว่ากรณี Inline Plate Fin และ Louver Plate Fin ตามลำดับ แต่ค่าความดันสถิตที่เกิดขึ้นในระบบของกรณี Inline Continuous Plate Fin ก็จะมีค่าต่ำที่สุดด้วย โดยผลจากการจำลองพบว่า สาเหตุที่ครีบริบที่มีรูปร่างต่างกันจะให้ค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกัน เนื่องมาจากอากาศที่ไหลผ่านตัวครีบริบในทั้ง 3 กรณี มีพฤติกรรมการไหลที่แตกต่างกัน โดยสามารถแบ่งลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นออกได้เป็น 2 บริเวณ คือ บริเวณชั้นขอบเขตความร้อน และบริเวณที่เกิดการไหลแบบหมุนวน โดยในบริเวณภายในชั้นขอบเขตความร้อน อากาศที่ไหลผ่านจะมีค่าความเร็วต่ำ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นเป็นแบบการนำความร้อนเป็นหลัก ในขณะที่ในบริเวณที่เกิดการไหลแบบหมุนวน อากาศจะมีความเร็วสูงกว่า และมีความปั่นป่วนมากกว่า นอกจากนี้ยังมีการหมุนวนของอากาศทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดได้ดีขึ้น โดยที่ในบริเวณนี้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบการพาความร้อนเป็นหลัก

ภาควิชา .....วิศวกรรมเคมี  
สาขาวิชา .....วิศวกรรมเคมี  
ปีการศึกษา ..... 2545

ลายมือชื่อนิสิต *Anu Kimsilp*  
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา *สมประสงค์ ศรีชัย*

## 4270308121: MAJOR CHEMICAL ENGINEERING

KEYWORD: PLATE FIN / LOUVER FIN / BOUNDARY LAYER / VORTEX SHEDDING / CFD.

NARONG THIPMONGKOLSILP: A STUDY OF EFFECTS OF FIN CONFIGURATION TO HEAT TRANSFER USING CFD TECHNIQUE. THESIS ADVISOR: SOMPRASONG SRICHAI, Ph.D., 157 pp, ISBN: 974-17-2214-1

The objective of this thesis is to study effects of fin configuration to the flow pattern and temperature distribution of air including heat transfer performance and fluid mechanism occurred using mathematical model. The Simulation were solving a set of conservation equations, consisting of continuity equations, momentum equations, energy equations and turbulent models. Computational Fluid Dynamics (CFD) Technique, i.e. PHOENICS program, was used in this study. The reliability and suitability of model and program is validated against detailed experiment data of R.S. Mullisen, et al. for validating the accuracy of mathematical model before utilize this model in this study.

The thesis was studied on the effects of fin configuration to the heat transfer performance and fluid behavior by simulating three categories of fin configuration, consisting of Inline Continuous Plate Fin, Inline Plate Fin and Louver Plate Fin. The result of the simulation shows that the heat transfer performance in case Inline Continuous Plate Fin is less than in case Inline Plate Fin and Louver Plate Fin, respectively. However, the Inline Continuous Plate Fin has given the lowest value in term of the pressure drop. In addition to the simulation result, the reason of fin configuration affecting to the heat transfer performance is due to the 2 - differential characteristic of the air flowing through these 3 categories of the fin configuration, the thermal boundary layer and the vortex shedding. The air flowing in the thermal boundary layer area has low velocity and the dominant heat transfer characteristic of this area is the conduction phenomena. In case of the vortex shedding area, air has higher velocity and has more turbulence while the vortex shedding characteristic also causes the better heat transfer performance in this area. Furthermore, the dominant heat transfer phenomena of this area is the convection phenomena.

Department ...Chemical Engineering

Field of study ...Chemical Engineering

Academic year ... 2002.....

Student's signature

*Narong Thipmongkolsilp*

Advisor's signature

*Somprasong Srichai*

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของอาจารย์ ดร. สมประสงค์ ศรีชัย อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งกรุณาตลอดเวลาตรวจแก้ข้อบกพร่องตลอดจนให้คำแนะนำและข้อคิดเห็นต่างๆ ด้วยความเอาใจใส่ตลอดการวิจัย ขอกราบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร. ชัยฤทธิ์ สัตยาประเสริฐ ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ซึ่งได้ให้คำแนะนำ คำปรึกษา และข้อคิดเห็นต่างๆ รวมทั้งขอกราบขอบพระคุณ รศ. ดร. ธวัชชัย ชรินพานิชกุล ดร. วิทย์ สุนทรนันท์ กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์ต่อการทำให้งานวิจัยนี้มีความสมบูรณ์และถูกต้องเที่ยงตรงมากยิ่งขึ้น นอกจากนี้ ผู้วิจัยใคร่กราบขอบพระคุณบิดา มารดา ซึ่งคอยช่วยเหลือ และให้การสนับสนุนผู้วิจัยตลอดมา ท้ายสุดนี้ ขอขอบคุณพี่ ๆ และ เพื่อน ๆ ในห้องวิจัย Fluid Mechanics ทุกคนที่เป็นกำลังใจมาโดยตลอด

ณรงค์ ทิพย์มิ่งคลศศิลป์



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์.....	ด
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 มุลเหตุจงใจ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์.....	3
1.3 ขอบเขตของการศึกษา.....	3
1.4 ขั้นตอนการวิจัย.....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	4
บทที่ 2 ความรู้พื้นฐาน ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด.....	5
2.1.1 ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิสูง.....	11
2.1.2 ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิต่ำ.....	12
2.2 หลักการของการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	13
2.2.1 กลไกการถ่ายเทความร้อน.....	13
2.2.2 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน.....	14
2.3 ลักษณะการไหลผ่านสิ่งกีดขวางของของไหล.....	16
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	18

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

บทที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบายกรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate-Fin Heat Exchanger

3.1	รูปแบบทั่วไปของสมการอนุรักษ์	21
3.2	สมมติฐานที่ใช้ในการวิจัย	23
3.3	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการไหลแบบปั่นป่วน	26
3.3.1	สถานะการไหลแบบปั่นป่วน	26
3.4	แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบายการไหลแบบปั่นป่วน	30
3.5	Wall Function	31
3.6	สมการอนุรักษ์พลังงานในระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน	33

บทที่ 4 เทคนิค Computational Fluid Dynamics

4.1	ความหมายของเทคนิค Computational Fluid Dynamics	35
4.2	ลำดับขั้นตอนของเทคนิค CFD	35
4.2.1	กริด (Grid)	37
4.2.2	การแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ในเป็นสมการพีชคณิต	39
4.3	การคำนวณความเร็วของระบบ	45
4.3.1	สมการอนุรักษ์โมเมนตัม	45
4.3.2	วิธีการ SIMPLE	48
4.4	การพิจารณาอนุกรมของระบบสถานะไม่คงตัว	52
4.5	วิธีการแก้สมการพีชคณิต	54
4.6	รีแลกเซชัน (Relaxation)	56

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

### บทที่ 5 ชุดการทดลอง

5.1 ลักษณะและส่วนประกอบของชุดการทดลอง.....	58
5.1.1 ลักษณะของช่องอากาศเข้า (Wind tunnel).....	60
5.1.2 ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Test Cores).....	60
5.1.3 ส่วนวัดความเร็วกระแสอากาศ (Orifice Pipe Section).....	61
5.2 ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	61
5.3 ตำแหน่งของอุปกรณ์การวัดที่ใช้ในการทดลอง.....	63
5.4 การทดลอง.....	65
5.5 การตรวจสอบความถูกต้อง (Validation) ของชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen (1983) .....	70

### บทที่ 6 การเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ กับผลที่ได้จากชุดการทดลอง Ronald S. Mullisen

6.1 รายละเอียดของข้อกำหนดที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	74
6.1.1 กรณีศึกษาที่ 1 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0 เซนติเมตร).....	75
6.1.2 กรณีศึกษาที่ 2 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0.381 เซนติเมตร).....	76
6.1.3 สภาวะขอบเขต (Boundary Condition) ที่ใช้ในการศึกษา.....	77
6.2 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลของการจำลอง โดยใช้เทคนิค CFD.....	79
6.2.1 ผลที่ได้จากการทดลองกรณีศึกษาที่ 1 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0 เซนติเมตร).....	79
6.2.2 ผลที่ได้จากการทดลองกรณีศึกษาที่ 2 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0.381 เซนติเมตร) .....	83
6.3 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลของการจำลอง โดยใช้เทคนิค CFD.....	87

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 7 ผลงานวิจัยที่ทำการศึกษา	
7.1 รายละเอียดของข้อมูลที่ใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	90
7.1.1 รูปแบบของตัวกริบที่ใช้ในงานวิจัย.....	90
7.1.2 การกำหนดกริด.....	94
7.1.3 การกำหนดสภาวะขอบเขต (Boundary Condition).....	96
7.2 ผลจากการจำลองปรากฏการณ์ที่ต้องการศึกษา.....	98
บทที่ 8 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	147
รายการอ้างอิง.....	151
ภาคผนวก ก. การแก้สมการพีชคณิตด้วยวิธี TDMA (Tri Diagonal-Matrix Algorithm).....	154
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	157

## สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
5.1 ตารางแสดงค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ Ronald S. Mullisen (1983) ใช้ในการศึกษา.....	66
5.2 ตารางแสดงผลการทดลองที่ใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen (1983).....	71
6.1 ตารางแสดงข้อกำหนดของสภาวะ ที่ถูกใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	74
6.2 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 1.....	79
6.3 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn j Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 1.....	80
6.4 ตารางเปรียบเทียบค่า Fanning Friction f Factor และ ค่า Colburn j Factor ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	80
6.5 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 2.....	83
6.6 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn j Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 2.....	84
6.7 ตารางเปรียบเทียบค่า Fanning Friction f Factor และ ค่า Colburn j Factor ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	84
6.8 ตารางแสดงความแตกต่างของค่า Friction f Factor และ ค่า Colburn j Factor และค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างค่าที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	87
7.1 คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศที่ใช้ในการจำลอง.....	97
7.2 คุณสมบัติทางกายภาพของครีบบแผ่น.....	98
7.3 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Continuous Plate Fin.....	99
7.4 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn j Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Continuous Plate Fin.....	100
7.5 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Plate Fin.....	101

## สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
7.6 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn $j$ Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Plate Fin Fin.....	101
7.7 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction $f$ Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Louver Plat Fin.....	102
7.8 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn $j$ Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Louver Plate Fin.....	102



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญภาพ

ภาพ	หน้า
2.1 แสดงลักษณะ และส่วนประกอบของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin.....	6
2.2 แสดงภาพลักษณะพื้นผิวของตัวครีบนชนิดต่าง ๆ ที่มีใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	7
2.3 ภาพตัดขวางแสดงท่อทางเดินน้ำ และครีบที่มีอยู่ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-tube heat exchanger.....	8
2.4 เครื่องระเหยไอน้ำในระบบทำความเย็นของรถยนต์.....	9
2.5 ภาพตัดขวางแสดงลักษณะของหม้อน้ำรถยนต์.....	9
2.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดชนิดต่าง ๆ.....	10
2.7 แสดงรูปท่อที่ใช้วิธีลดความหนาชั้นขอบ.....	11
2.8 แสดงรูปแบบของครีบที่มีใช้กันในปัจจุบัน.....	12
2.9 แสดงรูปแบบในการไหลของอากาศเมื่อผ่านสิ่งกีดขวางรูปทรงกลม.....	16
3.1 ลักษณะการกระจายตัวของความเร็ว ของของไหลในระบบการไหลแบบปั่นป่วน ณ บริเวณใกล้ผนัง.....	31
4.1 ลำดับขั้นตอนของวิธีการแก้ปัญหาโดยใช้เทคนิค CFD.....	36
4.2 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในการคำนวณ.....	37
4.3 ลักษณะการแบ่งกริดและลักษณะของปริมาตรควบคุมที่แสดงในแบบ 2 มิติ.....	38
4.4 ลักษณะของปริมาตรควบคุมที่บริเวณสภาวะขอบเขต.....	38
4.5 ลักษณะของกริดที่ใช้ในสมการ (4.2).....	40
4.6 ลักษณะโพรไฟล์ของ $\phi$ ระหว่างโนดที่เป็นเส้นตรง.....	41
4.71 การกำหนดค่า $\phi_c$ เมื่อ $F_c$ มีค่าเป็นบวก ด้วยวิธีอพินดิฟเฟอร์เรนท์.....	43
4.72 การกำหนดค่า $\phi_c$ เมื่อ $F_c$ มีค่าเป็นลบ ด้วยวิธีอพินดิฟเฟอร์เรนท์.....	43
4.8 ตำแหน่งที่เก็บค่าองค์ประกอบของความเร็ว.....	46
4.9 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการ โมเมนตัม x-component.....	47
4.10 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการ โมเมนตัม y-component.....	47
4.11 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการความต่อเนื่อง.....	50
4.12 ลักษณะการแก้สมการด้วยวิธีทีละแถว.....	55
5.1 แสดงลักษณะ และชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen.....	59
5.2 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Plate Fin ที่ใช้ในชุดการทดลองของ Mullisen.....	62

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพ	หน้า
5.3 แสดงตำแหน่งของอุปกรณ์การวัดที่ใช้ในการทดลองของ Ronald S. Mullisen.....	64
5.4 แสดงลักษณะการจัดเรียงของตัวคีบในการทดลองของ Ronald S. Mullisen.....	65
5.5 รูปภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า $K_c$ และค่า $K_c$ กับค่า $\sigma$ .....	69
5.6 รูปภาพแสดงผลที่ได้จากการทดลองของ Mullisenเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองของ Shah และ Stephan.....	72
6.1 ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้ สำหรับกรณีระยะห่างของแถว = 0 ซม.....	76
6.2 ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้ สำหรับกรณีระยะห่างของแถว = 0.381 ซม.....	77
6.3 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $f$ ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในกรณีศึกษาที่ 1.....	81
6.4 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $j$ ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในกรณีศึกษาที่ 1.....	82
6.5 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $f$ ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในกรณีศึกษาที่ 2.....	85
6.6 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $j$ ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในกรณีศึกษาที่ 2.....	86
7.1.1 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Continuous Plate Fin โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง.....	91
7.1.2 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Plate Fin โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง.....	91
7.1.3 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Louver Plate Fin โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง.....	92
7.1 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Continuous Plate Fin.....	93
7.2 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Plate Fin.....	93
7.3 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Louver Plate Fin.....	93
7.4 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $f$ ที่ได้จากแบบจำลองของทั้ง 3 กรณี.....	103
7.5 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า $j$ ที่ได้จากแบบจำลองของทั้ง 3 กรณี.....	104
7.6 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	106

## สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพ	หน้า
7.7 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	106
7.8 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	107
7.9 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	107
7.10 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	108
7.11 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	109
7.12 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	109
7.13 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	110
7.14 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	110
7.15 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Inline Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	111
7.16 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Louver Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	112
7.17 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Louver Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	112
7.18 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Louver Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	113
7.19 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Louver Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	113
7.20 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณ Louver Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	114
7.21 แสดงการเคลื่อนที่ของของไหลผ่านแผ่นกระดานเรียบที่ได้จากการทดลองของ Prandtl.....	116
7.22 ภาพร่างแสดง boundary layer บนแผ่นกระดานเรียบ ในทิศทางกับการไหลของของไหล.....	116
7.23 รูปภาพแสดงการเกิด boundary layer separation และการเกิด vortex เมื่อมีการไหลผ่านท่อทรงกระบอกโดยจุด S เป็นจุดที่เริ่มเกิด separation.....	117
7.24 แสดงภาพการเกิด boundary layer separation และการเกิด vortex เมื่อเวลาผ่านไป ภาพจากการทดลองของ Prandtl-Tietjens.....	118
7.25 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบของกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	120
7.26 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบของกรณ Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	120

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพ	หน้า
7.27 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	120
7.28 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	121
7.29 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	122
7.30 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	123
7.31 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	123
7.32 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	124
7.33 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	124
7.34 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	125
7.35 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	126
7.36 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	127
7.37 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	127
7.38 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	128
7.39 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ ของกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	128



## สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพ	หน้า
7.40 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ .....	130
7.41 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number ของกรณี Inline Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ .....	131
7.42 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number ของกรณี Louver Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ .....	132
7.43 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	134
7.44 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	134
7.45 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	135
7.46 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	135
7.47 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	136
7.48 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	137
7.49 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	137
7.50 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	138
7.51 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	138

## สารบัญญภาพ (ต่อ)

ภาพ	หน้า
7.52 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	139
7.53 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	139
7.54 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	140
7.55 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	140
7.56 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	141
7.57 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ ในกรณี Inline Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	141
7.58 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 225$ .....	142
7.59 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 606$ .....	143
7.60 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 1343$ .....	143
7.61 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 3157$ .....	144
7.62 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง $x = 0.375$ m. ของตัวครีบ ในกรณี Louver Plate Fin ที่ $Re = 6239$ .....	144

## คำอธิบายสัญลักษณ์

A	พื้นที่ที่ตั้งฉากกับแรงดันที่กระทำ พื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของตัวครีป โดยไม่รวมพื้นที่ใน ส่วนของความหนา
$A_c$	Core Minimum Free Flow Area
$a$	สัมประสิทธิ์ของสมการพีชคณิต
$\hat{c}_p$	ความจุความร้อนจำเพาะเชิงความดันต่อมวล
d	Hydraulic Diameter
E	ค่าบงบอกความขรุขระของผนัง
f	Fanning Friction Factor
$f_x, f_y, f_z$	แรงที่กระทำบนทุกๆ จุดในระบบต่อหน่วยมวล
G	Core Mass Velocity
g	ความเร่งจากแรงโน้มถ่วงของโลก
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล
j	Colburn Factor
$K_c$	Core Entrance Pressure Loss Coefficient
$K_e$	Core Exit Pressure Loss Coefficient
k	ค่าพลังงานจลน์ที่ทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนต่อมวล
$L^*$	ความยาวของตัวครีปที่มีการถ่ายเทความร้อน
m	อัตราการไหลของอากาศ
Nu	Nusselt Number
P	ความดัน
$\bar{P}$	ความดันเฉลี่ย
$P'$	ความดันปรับปรุง
$P^*$	ความดันเดาเริ่มต้น (Initial guess pressure)
Pr	ตัวเลขพแลงเดิล (Prandtl number)
Q	อัตราการถ่ายเทความร้อน
$q_x, q_y, q_z$	ฟลักซ์ของความร้อน
$\bar{q}_t$	Turbulent energy flux
$Re_d$	Reynolds Number

## คำอธิบายสัญลักษณ์ (ต่อ)

$r_h$	Hydraulic Radius
$t$	เวลา
$T$	อุณหภูมิ
$\bar{T}$	อุณหภูมิเฉลี่ย
$u^*$	Friction velocity
$u, v, w$	องค์ประกอบของความเร็วในทิศทางตามแกน x, y, z
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	ความเร็วเฉลี่ยตามแกน x, y, z
$u', v', w'$	ความเร็วที่เบี่ยงเบนไปจากความเร็วเฉลี่ยตามแกน x, y, z
$W$	ความยาวของตัวครีป
$X$	ทิศทางตามความยาวของ Plate Fin
$Z$	ทิศทางตามความสูงของ Plate Fin
%Error	เปอร์เซ็นต์ค่าความคลาดเคลื่อน

## สัญลักษณ์กรีก

$\varepsilon$	อัตราการกระจายของพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้น เนื่องจากความปั่นป่วน
$\rho$	ความหนาแน่น
$\mu$	ความหนืด
$\mu_t$	ความหนืดของการหมุนวน (Eddy viscosity)
$\alpha$	รีเล็คเซชัน
$\lambda$	สัมประสิทธิ์อันดับที่สองของความหนืด
$\tau$	ความเค้นเฉือน
$\phi$	ตัวแปรที่ต้องการศึกษา
$\sigma$	ค่าอัตราส่วนระหว่าง $A_c / A$
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	ค่าความปั่นป่วนพลิงเดลตาของค่า k, $\varepsilon$ ตามลำดับ
$\Gamma$	สัมประสิทธิ์การแพร่ของ $\phi$
$\delta_x$	ระยะห่างระหว่างโนดสองโนด
$K$	ค่าคงที่ของ Von Karman

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 มุลเหตุจูงใจ

ปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีส่วนสำคัญเป็นอย่างมากในอุตสาหกรรมทุกประเภท และเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่สามารถพบเห็นได้ทั่วไปในชีวิตประจำวัน เช่น ในเครื่องปรับอากาศ, ตู้เย็น, หม้อน้ำรถยนต์, เครื่อง inter-cooler ในอุตสาหกรรมด้านวิศวกรรมเคมี อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจัดว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากที่สุดอย่างหนึ่งในวงการอุตสาหกรรมในปัจจุบัน เพื่อใช้ในการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้กับกระบวนการผลิตต่าง ๆ ในแต่ละขั้นตอนการผลิต อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เลือกใช้ในอุตสาหกรรม แต่ละประเภท และในแต่ละขั้นตอนการผลิตจะมีความแตกต่างกันตามเงื่อนไขต่างๆ เช่น ขนาดของพื้นที่ที่จะติดตั้งเครื่อง ประสิทธิภาพของอุปกรณ์ที่ต้องการ ลักษณะของสิ่งแวดล้อมที่โรงงานตั้งอยู่ เป็นต้น

ในปัจจุบัน มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมากมายหลายประเภทโดยแบ่งตามโครงสร้าง เช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell & Tube Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Double-Pipe Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact Exchanger) ฯลฯ โดยเฉพาะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่มีการนำมาใช้มากในงานอุตสาหกรรมที่มีพื้นที่สำหรับติดตั้งอุปกรณ์ที่จำกัด ได้มีการพัฒนารูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ ให้เหมาะกับการใช้งานที่มากขึ้น โดยเริ่มตั้งแต่การใช้ครีบบนครีบบนแผ่นเรียบ (Plate Fin) ที่พับเป็นช่องให้ของไหลไหลผ่านเพียงอย่างเดียว หรือการใช้ครีบบนครีบบนแผ่นเรียบ (Plate Fin) ร่วมกับท่อแบบทรงกลม (Round Tube) หรือ ท่อแบน (Flat Tube) จนได้มีการพัฒนารูปแบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่คำนึงถึงพื้นที่และระยะเวลาที่ใช้ในการสัมผัสเพื่อประโยชน์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 2 ชนิด อย่างเช่น ครีบบนลอนคลื่น (Wavy Fin) ครีบบนช่องหน้าต่าง (Louver Fin) แทนครีบบนแผ่นเรียบ เป็นต้น อย่างไรก็ตามในการใช้ครีบบนแผ่นแบบนี้ทำให้มีค่าใช้จ่ายในการผลิตและการบำรุงรักษาอุปกรณ์ที่สูงขึ้นตามไปด้วย แต่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จะมีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น รวมไปถึงได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับสภาพของการทำงานมากขึ้นด้วย ในการศึกษาในงานวิจัยนี้จะเป็นการศึกษาหลักการในการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภท compact heat exchanger ชนิด inline parallel plate fin

ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นขึ้นกับปัจจัยต่าง ๆ มากมาย เช่น ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่าน ลักษณะและคุณสมบัติของของไหล ลักษณะพื้นผิวที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน คุณสมบัติของวัสดุที่ใช้เป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน การจัดเรียงตัวของชิ้นส่วนที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น fin และ tube จุดประสงค์ของการใช้งาน สภาพแวดล้อมที่จะนำไปใช้งาน และปัจจัยอื่น ๆ อีกมากมาย จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ได้มีผู้ที่ทำการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนชนิดต่าง ๆ มากมายหลายปัจจัย แต่ที่นิยมมากคือการศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนรูปร่าง ลักษณะของครีป และท่อ ต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ยังมีการศึกษาเพิ่มเติมในเรื่องของผลกระทบต่อความดันตกที่เกิดขึ้นด้วย เนื่องจากว่าในการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนอกจากจะต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ยังต้องคำนึงถึงขนาดของปั๊มที่จะใช้ในการขับเคลื่อนของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย

ในงานวิจัยชิ้นนี้จะศึกษาถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในขณะที่เกิดการไหลของของไหลผ่านพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด inline parallel plate fin heat exchanger ในช่วง Re number ต่าง ๆ กัน ตั้งแต่การไหลมีลักษณะเป็นแบบ laminar flow หรือการไหลแบบราบเรียบ ไปจนถึงช่วง Re number สูง ๆ หรือการไหลมีลักษณะเป็นแบบ turbulent flow หรือการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับงานวิจัยนี้จะทำการโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยใช้เทคนิค Computational Fluid Dynamics (CFD) เพื่อศึกษาถึงผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากปรากฏการณ์ทั้งสองปรากฏการณ์ดังกล่าว เพื่อใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมต่อไป

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

ศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากรูปร่างของตัวครีบต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และกลไกทางกลศาสตร์ของของไหลที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยอาศัยเทคนิค CFD มาช่วยในการอธิบาย และทำนายผล

## 1.3 ขอบเขตของการศึกษา

1. สร้างแบบจำลองของตัวครีบชนิด plate fin และ louver fin และจำลองสถานการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้เทคนิค CFD
2. ทำการทดสอบแบบจำลองที่ได้กับผลการทดลองของ R.S. Mullisen และ R.I. Loehrke
3. เปรียบเทียบผลจากการจำลองโดยใช้เทคนิค CFD ระหว่างตัวครีบชนิด plate fin และ louver fin เพื่อศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากรูปร่างลักษณะของตัวครีบ ต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน
4. ศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิ และพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เปลี่ยนไปอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงลักษณะการจัดเรียงตัวของแผ่นครีบ

## 1.4 ขั้นตอนการวิจัย

1. ศึกษาข้อมูลและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ plate fin และ louver fin
2. ศึกษาเทคนิค CFD (Computational Fluid Dynamic) และโปรแกรม PHOENICS ซึ่งใช้เทคนิค CFD ในการคำนวณ
3. เลือกแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสมกับการงานวิจัยนี้ และทำการจำลองแบบจำลองของตัวแผ่นครีบชนิด plate fin ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
4. ทำการเปรียบเทียบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ กับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเพื่อให้ได้แบบจำลองที่เหมาะสมกับงานวิจัยชิ้นนี้
5. ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้มาใช้ในการคำนวณหาค่า Coburn j factor และค่า friction f factor

6. ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้มาใช้ในการทำนายการกระจายตัวของอุณหภูมิบนพื้นผิวของ plate fin ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ louver fin และอธิบายพฤติกรรมการไหลของไหลที่เกิดขึ้นอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนรูปแบบการจัดเรียงตัวของแผ่นครีบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
7. ทำการเปรียบเทียบ วิเคราะห์ และสรุปผลการวิจัย
8. จัดทำวิทยานิพนธ์เป็นรูปเล่มฉบับสมบูรณ์

### 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ผลจากการศึกษางานวิจัยชิ้นนี้จะทำให้สามารถทราบถึงผลกระทบเนื่องจากรูปร่าง และลักษณะที่เปลี่ยนไปของตัวครีบ ต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ยังทราบถึงพฤติกรรมของของไหลที่เกิดขึ้นในขณะที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนได้
2. สามารถนำผลที่ได้จากการศึกษามาใช้ในการพัฒนาตัวครีบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้
3. สามารถนำเทคนิค CFD มาประยุกต์เพื่อใช้ในการออกแบบตัวครีบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## บทที่ 2

### ความรู้พื้นฐาน ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะเริ่มจากกล่าวถึงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด จากนั้นจะกล่าวถึงหลักการ ทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งประกอบด้วย กลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกี่ยวข้องในการ คำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และกลศาสตร์ของ ไหล่เมื่อมีสิ่งกีดขวาง และในตอนท้ายจะกล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger)

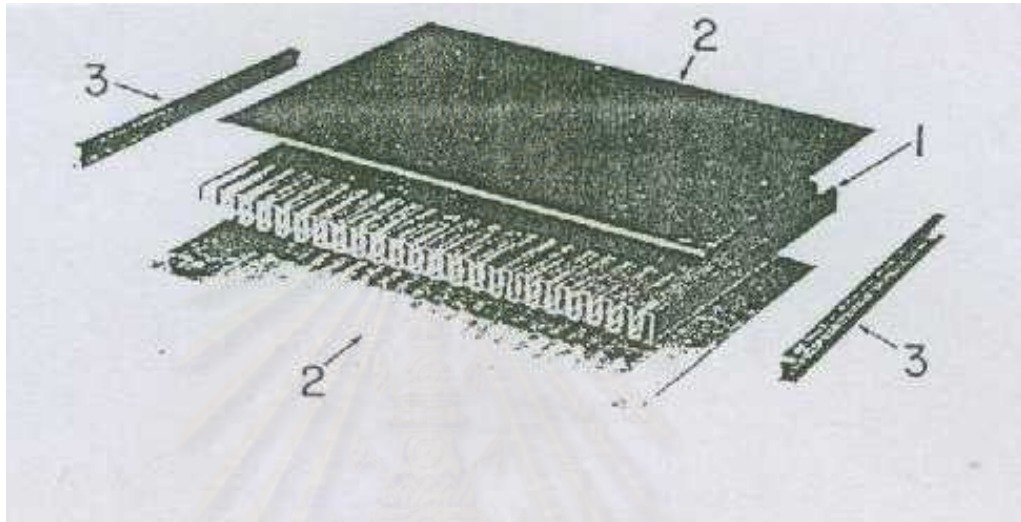
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้ ได้แนวคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง ซึ่งหลักการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลอุณหภูมิสูง (Hot Fluid) กับ ของไหลอุณหภูมิต่ำ (Cold Fluid) ในลักษณะการไหลแบบ Cross Flow ซึ่งของไหลทั้งสองชนิดต้อง สะอาดเพื่อป้องกันการอุดตันภายในเครื่อง เนื่องจากการซ่อมแซมและทำความสะอาดเครื่องทำได้ยาก ส่วนอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ได้ก็มีจำกัด แต่ก็มีการพัฒนาในรูปแบบต่างๆ มากมายตั้งแต่ แบบ Plate and Fin, Plate Fin and Tube, Wavy Fin and Tube, Louvered Fin and Tube, Louvered Plate fin and tube ฯลฯ โดยรูปแบบที่กล่าวข้างต้นมีการนำมาใช้กับงานที่แตกต่างกัน เช่น หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องปรับอากาศ เครื่องให้ความร้อนก๊าซ และเครื่องให้ความเย็นก๊าซ เป็นต้น

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger) สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิดใหญ่ ๆ คือ

1. ชนิด plate fin-plate fin heat exchanger
2. ชนิด plate fin-tube heat exchanger

โดยการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-plate fin จะใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศ กับอากาศ ในขณะที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-tube heat exchanger จะใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว กับอากาศ หรือ ของเหลวที่มีการเปลี่ยนสถานะ กับอากาศ หรือของเหลวที่มี 2 สถานะผสมกัน กับอากาศ

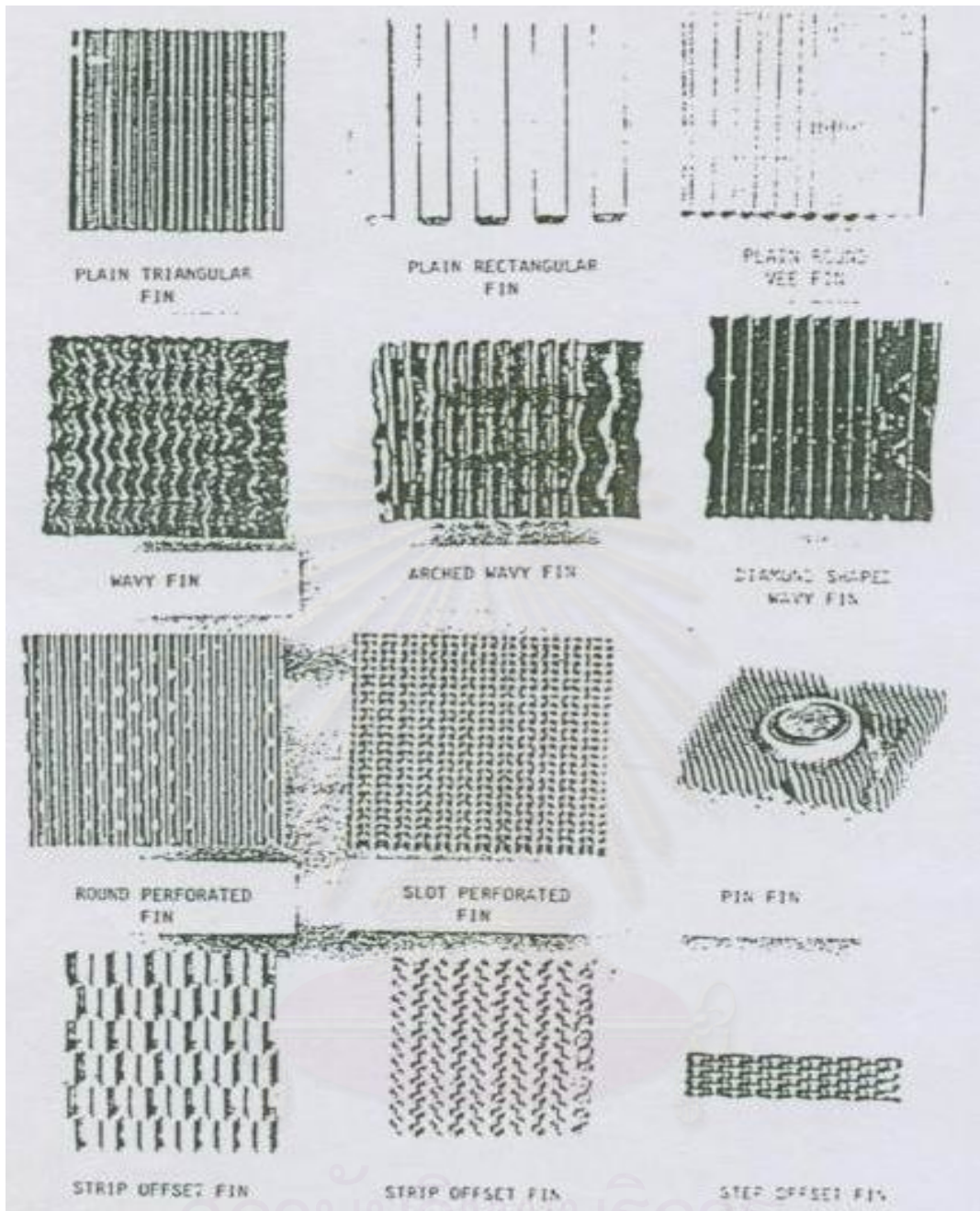
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-plate fin heat exchanger โดยปกติจะสร้างขึ้นมาจาก อะลูมิเนียม หรือเหล็ก โดย **รูปภาพที่ 2.1** แสดงลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว โดย ที่หมายเลข 1 ในภาพแสดงลักษณะของตัวครีบ ซึ่งถูกเชื่อมติดกับแผ่นโลหะ (หมายเลข 2) และถูกประกบ ด้วยแผ่นโลหะอีกครั้ง (หมายเลข 3)



**รูปภาพที่ 2.1** แสดงลักษณะ และส่วนประกอบของเครื่อง  
แลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin

**รูปภาพที่ 2.2** แสดงลักษณะของตัวครีบชนิดต่าง ๆ ที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จะเห็น ได้ว่าชนิดของตัวครีบที่ใช้จะมีหลายชนิด โดยทั้งนี้ครีบแต่ละชนิดจะมีสภาวะที่เหมาะสมในการใช้งานที่ แตกต่างกัน และแต่ละชนิดจะให้ผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่แตกต่างกัน ออกไปด้วย

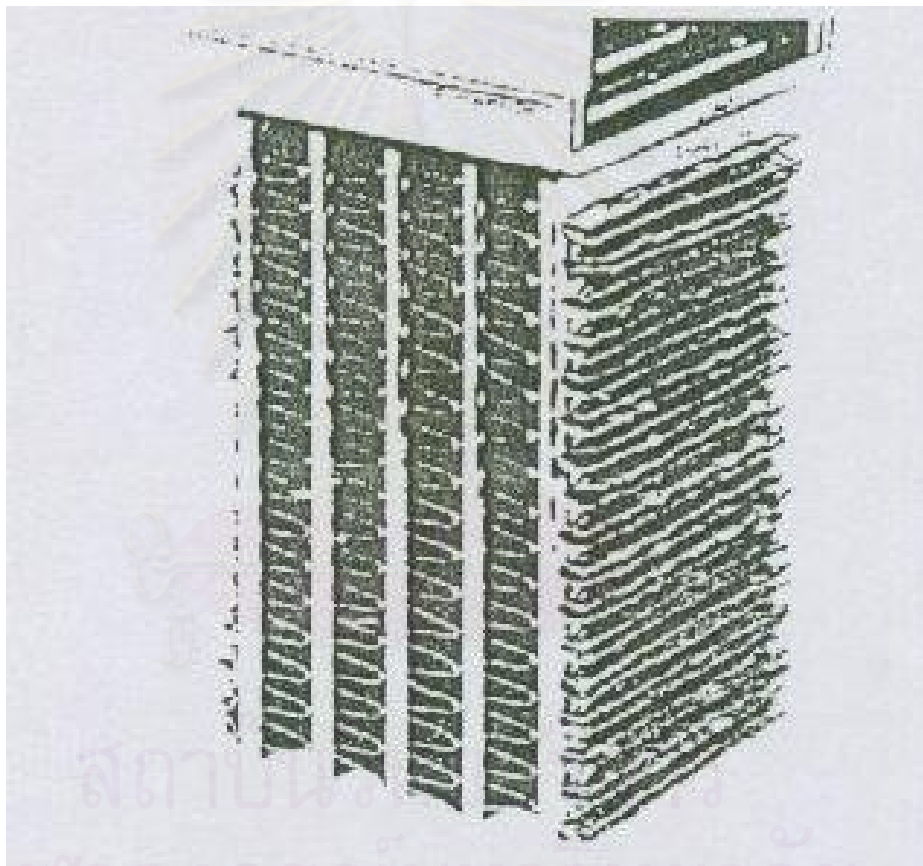
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย  
รูปภาพที่ 2.2 แสดงภาพลักษณะพื้นผิวของตัวครีบนิตต่าง ๆ

ที่มีใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

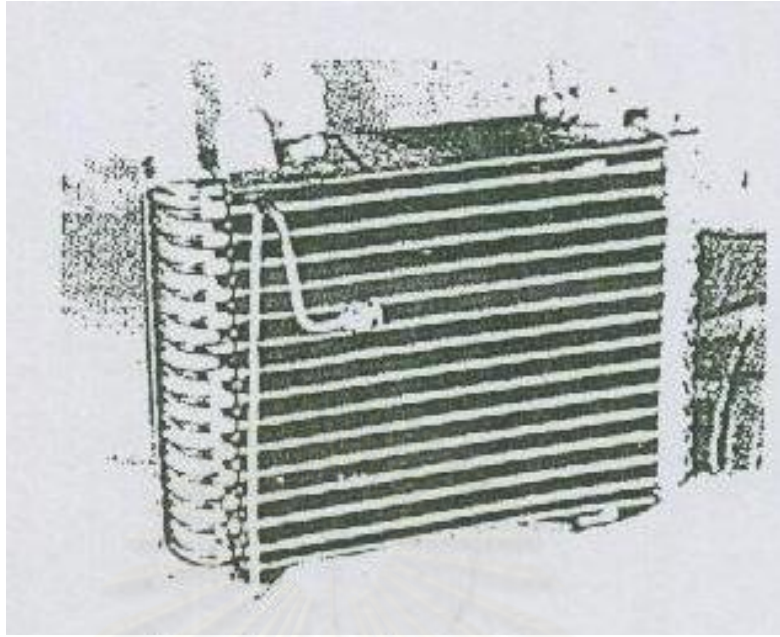
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-tube heat exchanger โดยปกติใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว กับอากาศ โดยอุปกรณ์ที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้และใช้กันมากได้แก่ หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องระเหยไอน้ำ และเครื่องควบแน่น เป็นต้น ข้อแตกต่างระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-tube กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-plate fin คือ มีทางให้ของเหลวไหลผ่านแยกจากทางให้อากาศไหลผ่าน โดยปกติวัสดุที่ใช้สร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้คือ อะลูมิเนียม **รูปภาพที่ 2.3** แสดงลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin-tube heat exchanger **รูปภาพที่ 2.4** และ **รูปภาพที่ 2.5** แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นชนิด plate fin-tube heat exchanger



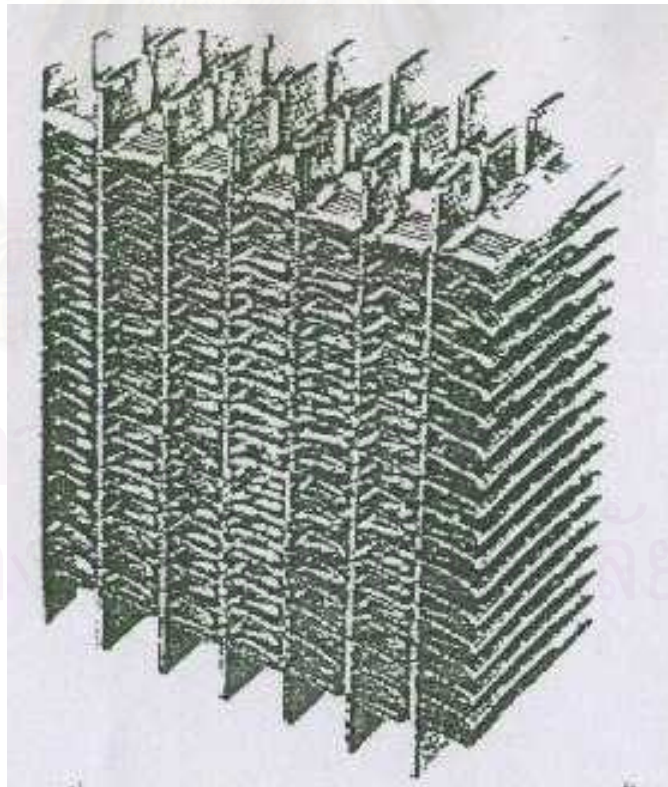
**รูปภาพที่ 2.3** ภาพตัดขวางแสดงท่อทางเดินน้ำ และครีป

ที่มีอยู่ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

plate fin-tube heat exchanger



รูปภาพที่ 2.4 เครื่องระเหยไอน้ำในระบบทำความเย็นของรถยนต์



รูปภาพที่ 2.5 ภาพตัดขวางแสดงลักษณะของหม้อน้ำรถยนต์

วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยปกติจะเป็นอะลูมิเนียม แต่ในบางกรณีอาจจะใช้คาร์บอนสตีล หรือสแตนเลสสตีลก็ได้ ขึ้นอยู่กับสภาวะที่จะนำไปใช้งาน โดยสภาวะที่จะต้องคำนึงถึงในเบื้องต้นที่ต้องพิจารณาได้แก่ ความดันของระบบ อุณหภูมิ สภาวะการกัดกร่อนของระบบ ชนิดของของไหลที่ใช้, ความบริสุทธิ์ของของไหลที่ใช้ รวมไปถึงการขึ้นรูป และปัญหาทางวิศวกรรมอื่น ๆ

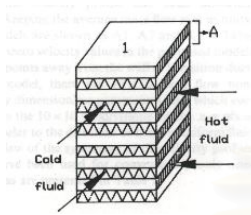


Plate and Fin

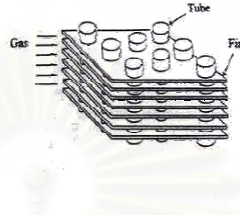
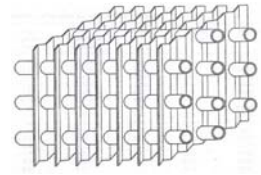
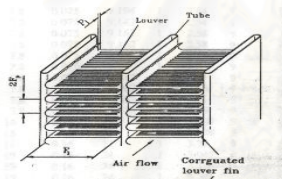


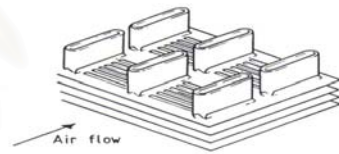
Plate Fin and Tube



Wavy Fin and Tube



Louvered Fin and Tube



Louvered Plate and tube

### รูปที่ 2.6 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดชนิดต่าง ๆ

จาก รูปภาพที่ 2.6 จะเห็นว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้แบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิสูงไหลผ่าน และ ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิต่ำไหลผ่าน โดยรายละเอียดของแต่ละส่วนมีดังนี้

### 2.1.1 ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิสูง

อุปกรณ์ส่วนใหญ่ที่ใช้จะเป็นท่อในรูปแบบต่าง ๆ เช่น ท่อที่สร้างครีบนที่พับให้เป็นช่อง ท่อรูปทรงกลม ท่อรูปทรงแบน เป็นต้น นอกจากนี้ ในปัจจุบันมีการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยการลดความหนาของชั้นขอบ (Boundary Layer Thickness) ที่เกิดขึ้นเมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของท่อ เพื่อเป็นการเพิ่มอัตราถ่ายเทความร้อนจากของไหลอุณหภูมิสูงสู่ผนังของท่อให้มากขึ้น โดยรูปแบบที่ใช้ในการลดความหนาของชั้นขอบที่ใช้คือการทำให้พื้นผิวของท่อมีรอย เช่น รอยแบบ Dimple และ รอยแบบ Rim ดัง **รูปภาพที่ 2.7** แต่มีข้อจำกัดด้านความดันลดของระบบ และ ปัญหาการอุดตันภายในท่อ เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดของท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดนั้นมีขนาดเล็ก ดังนั้นในการลดความหนาชั้นขอบ จะต้องคำนึงถึงปัญหาเหล่านี้ด้วย



ท่อแบบ Dimple

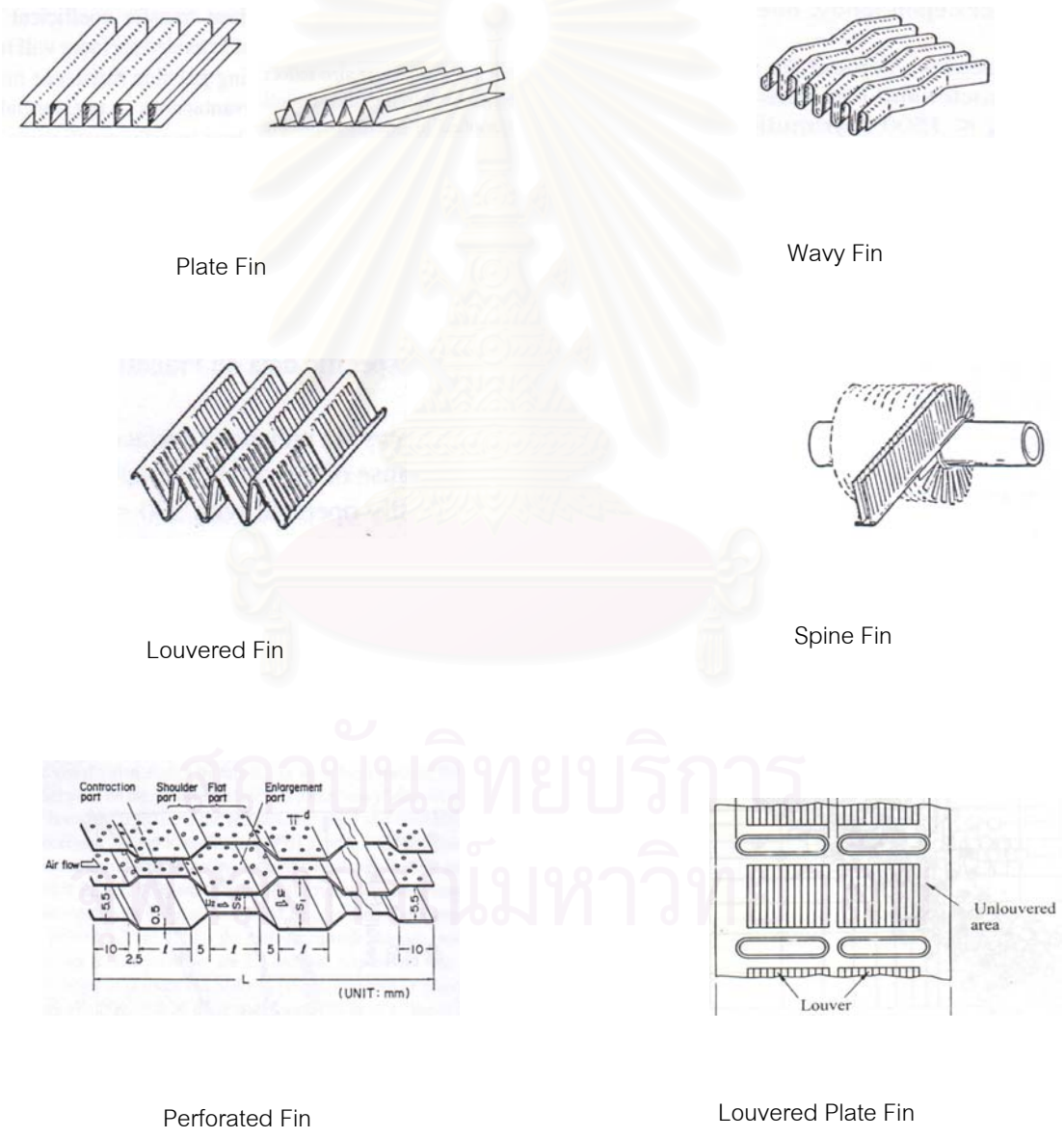


ท่อแบบ Rim

**รูปภาพที่ 2.7** แสดงรูปท่อที่ใช้วิธีลดความหนาชั้นขอบ

### 2.1.2 ส่วนที่ใช้สำหรับของไหลอุณหภูมิต่ำ

ส่วนประกอบนี้เป็นจุดเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด ซึ่งเป็นส่วนที่ช่วยเพิ่มพื้นที่สัมผัสในการการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น โดยอุปกรณ์ที่ใช้จะเรียกว่า ครีบ (Fin) ซึ่งในปัจจุบันมีการพัฒนาไว้หลายรูปแบบต่างๆ เช่น แบบครีบแผ่น (Plate Fin), แบบลอนคลื่น (Wavy Fin), แบบช่องหน้าต่าง (Louvered Fin), Spine Fin, Perforated Fin เป็นต้น และรูปแบบที่มีการผสมผสานกันระหว่าง Plate Fin กับ Louvered Fin หรือที่เรียกสั้นๆว่า Louvered Plate Fin ดัง **รูปภาพที่ 2.8** โดยแต่ละแบบจะให้ประสิทธิภาพที่มากขึ้นแตกต่างกัน



รูปภาพที่ 2.8 แสดงรูปแบบของครีบที่มีใช้กันในปัจจุบัน



## 2.2 หลักการของการแลกเปลี่ยนความร้อน

หัวข้อนี้จะกล่าวถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด และสมการเบื้องต้นที่ใช้ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อน

### 2.2.1 กลไกการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer) โดยทั่วไปจะมีรูปแบบของการถ่ายเทความร้อนอยู่ 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน (Conduction) การพาความร้อน (Convection) และการแผ่รังสีความร้อน (Radiation) แต่กลไกการถ่ายเทความร้อนหรือกลไกของการเคลื่อนที่ของความร้อนที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นประกอบด้วย การนำความร้อน และการพาความร้อน สำหรับการนำความร้อนนั้นจะเกิดภายในผนังท่อและแผ่นครีบริบ ส่วนการพาความร้อนจะเกิดระหว่างน้ำกับพื้นผิวภายในท่อ และเกิดระหว่างผิวภายนอกท่อและพื้นผิวของครีบริบกับอากาศ โดยน้ำที่ไหลภายในท่อจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้กับผิวท่อด้านในและมีอากาศที่ไหลผ่านทางด้านนอกของท่อและแผ่นครีบริบจะเป็นตัวพาความร้อนออกจากท่อและครีบริบ

#### 1. การนำความร้อน

เป็นปรากฏการณ์ที่จะเกิดขึ้นเมื่ออุณหภูมิภายในวัตถุชิ้นหนึ่งมีค่าไม่เท่ากันทุกๆจุด หรือ เมื่อนำวัตถุสองชิ้นที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันมาสัมผัสกัน ปัจจัยที่สำคัญในการกำหนดอัตราการนำความร้อนคือ ผลต่างของอุณหภูมิ มิติ และรูปแบบของวัตถุ และคุณสมบัติของวัตถุ

การนำความร้อนจะมีอยู่ 2 ลักษณะดังนี้ คือ การนำความร้อนในสภาวะคงที่ (Steady-state Heat Conduction) คือปริมาณความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่หนึ่งหน่วยของวัตถุในหนึ่งหน่วยเวลาจะมีค่าที่คงที่ และการนำความร้อนในสภาวะไม่คงที่ (Unsteady-state Heat Conduction) คือ อัตราของการนำความร้อนจะแปรผันตามเวลา ซึ่งการถ่ายเทความร้อนแบบการนำความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นแบบสภาวะไม่คงที่ เมื่อแหล่งความร้อนมีค่าของอุณหภูมิไม่คงที่ และเป็นแบบสภาวะคงที่ เมื่อแหล่งความร้อนมีค่าของอุณหภูมิคงที่

## 2. การพาความร้อน

เป็นปรากฏการณ์เฉพาะของของไหล เพราะจะเกิดขึ้นกับก๊าซและของเหลวเท่านั้น ในการพาความร้อน โมเลกุลของก๊าซหรือของเหลวจะเคลื่อนที่ไปยังผิวถ่ายเทความร้อนอย่างไม่ขาดสาย และทำการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวนั้น ด้วยเหตุนี้ ยิ่งการเคลื่อนที่ของโมเลกุลมีความกระฉับกระเฉงมากขึ้นเท่าใด อัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะสูงขึ้นเท่านั้น เพราะจำนวนของโมเลกุลที่เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวถ่ายเทความร้อนมีมากขึ้น

การพาความร้อนมีอยู่ 2 แบบ คือ แบบที่อาศัยแรงภายนอกกระทำ เรียกว่า การพาโดยบังคับ (Forced Convection) และ แบบที่ไม่มีแรงใด ๆ จากภายนอกกระทำแต่เคลื่อนที่ด้วยแรงลอยตัว เรียกว่า การพาอย่างอิสระ (Free Convection) ดังนั้น ลักษณะการไหลของของไหลจึงมีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน

### 2.2.2 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน

ในส่วนนี้จะแสดงสมการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการนำความร้อน และ การพาความร้อน

#### อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ

ในปี พ.ศ. 2365 โจเซฟ ฟูรีเยร์ (Joseph Fourier) ได้เสนอความสัมพันธ์ของอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ ดัง สมการที่ 2.1 ด้วยเหตุผลที่อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ จะแปรผันตามค่าเกรเดียนต์ของอุณหภูมิตามแนวแกน และสัดส่วนของค่าทั้งสองเป็นค่าคงที่ค่าหนึ่ง ซึ่งค่าคงที่ดังกล่าวคือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity)

$$\frac{Q}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{สมการที่ 2.1}$$

โดยที่

$Q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity) ขึ้นอยู่กับชนิดของตัวกลาง และอุณหภูมิ

$A$  คือ พื้นที่ที่ที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน

$\frac{dT}{dx}$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับระยะทาง

### อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา

นิวตัน (Newton) ได้เสนอความสัมพันธ์ของค่าการถ่ายเทความร้อนโดยการพา ดัง สมการที่ 2.2 ด้วยเหตุผลที่อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่จะแปรผันตามค่าผลต่างของอุณหภูมิสูงกับอุณหภูมิต่ำ ( $\Delta T$ ) และสัดส่วนของค่าทั้งสองจะเท่ากับค่าคงที่ค่าหนึ่ง ซึ่งค่าคงที่ดังกล่าวคือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$\frac{Q}{A} = h (T_h - T_c) \quad \text{สมการที่ 2.2}$$

โดยที่

$Q$  คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน

$h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล คำนวณได้จากความสัมพันธ์ ซึ่งได้จากการทดลอง

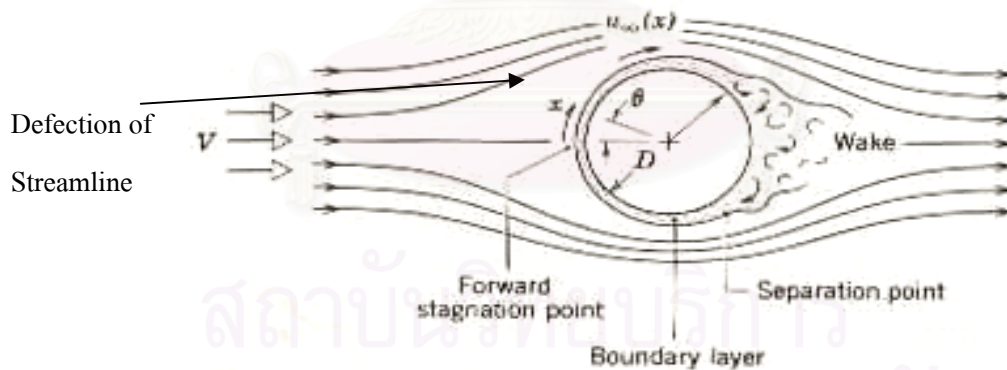
$A$  คือ พื้นที่ที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน

$T_h, T_c$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่มีอุณหภูมิสูงและต่ำตามลำดับ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 2.3 ลักษณะการไหลผ่านสิ่งกีดขวางของของไหล

จากหลักการกลศาสตร์ของไหล เมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านสิ่งกีดขวาง ของไหลจะเปลี่ยนทิศทางและความเร็วของการไหล ดังนั้นอากาศเมื่อไหลผ่านพื้นที่ผิวภายนอกของสิ่งกีดขวาง รูปแบบการเคลื่อนที่ของอากาศจะเปลี่ยนไปตามลักษณะของสิ่งกีดขวางด้วย นอกจากนี้จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าลักษณะพื้นผิวของครีบกี้ส่งผลต่อลักษณะการไหลของของไหลเป็นอย่างมาก ซึ่งส่งผลไปถึงประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วย โดยพบว่าในตัวครีบกี้ที่มีผิวเรียบจะเกิดชั้นขอบเขต (boundary layer) ที่มีความหนามากกว่าในตัวครีบกี้ที่มีผิวขรุขระกว่า เช่นในตัวครีบกี้ชนิด louver fin และชนิด offset strip fin เนื่องจากว่าความขรุขระของตัวครีบกี้จะไปขัดขวางการเกิดชั้นขอบเขต ทำให้ความหนาของชั้นขอบเขตบางลงกว่าปกติ นอกจากนี้ในการไหลที่เป็นการไหลแบบปั่นป่วน และการไหลแบบราบเรียบในบางบริเวณ จะเกิดการไหลหมุนวนเกิดขึ้น (vortex shedding) ซึ่งของไหลในบริเวณจะมีการไหลวน ทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหลในบริเวณนั้น ๆ คล้ายกับเกิดการกวนในเครื่องกวน ซึ่งลักษณะพฤติกรรมของของไหลดังกล่าวส่งผลโดยตรงต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีผลทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเปลี่ยนไป รวมทั้งมีผลต่อค่าความดันตกของระบบด้วย



รูปภาพที่ 2.9 แสดงรูปแบบในการไหลของอากาศเมื่อผ่านสิ่งกีดขวางรูปทรงกลม

จากรูป แสดงถึงการเคลื่อนที่ของอากาศผ่านสิ่งกีดขวางรูปทรงกลม จะเกิดปรากฏการณ์ต่างๆ ดังนี้

1. **การเบี่ยงเบนของกระแสการไหล (Deflection of Streamline)** อากาศเคลื่อนที่ในบริเวณที่เรียกว่า Region of Displacement ความเร็วปกติเปลี่ยนแปลงขนาดและทิศทาง แต่ไม่เปลี่ยนแปลงความดัน ความเร็วที่ผ่านด้านบนของสิ่งกีดขวางจะสูง ซึ่งเป็นผลให้ความดันที่ช่วง Upstream มีค่าที่สูงขึ้น

2. **Wake** เป็นบริเวณที่มีความปั่นป่วน โดยเริ่มเกิดที่บริเวณขอบของผิวด้านบนของสิ่งกีดขวาง หรือที่เรียกว่า Separation Point และเพิ่มขึ้นที่หลังจากผ่านด้านหลังของสิ่งกีดขวาง ไปแล้ว ซึ่งเป็นบริเวณที่อากาศมีทิศทางการไหลที่ไม่แน่นอน โดยที่อากาศมีไหลหมุนเข้าไปในบริเวณด้านหลังของสิ่งกีดขวาง จนเป็น Eddies Form ซึ่งผลกระทบในช่วงนี้จะทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมีทั้งที่เพิ่มขึ้นหรือลดน้อยลง นั้นจะขึ้นกับว่า ณ บริเวณที่มีการเกิด Wake ขึ้นนั้น ไปขัดขวางหรือเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน แต่ค่าของความดันจะมีค่าที่ต่ำกว่าเมื่อเทียบกับค่าความดันในช่วง Upstream

3. **Boundary Layer** จะเกิดขึ้นบริเวณพื้นผิวของวัตถุที่มีของไหลไหลผ่าน โดยจะมีความหนา มากหรือน้อยนั้น จะขึ้นกับคุณสมบัติทางกายภาพของของไหลและลักษณะพื้นผิวของวัตถุ โดยที่ภายใน ชั้นขอบเขตนั้นจะมีความเร็วของของไหลเพิ่มขึ้นจากศูนย์ที่ผิวของวัตถุที่ไม่มีการเคลื่อนที่จนมีความเร็วเต็มที่ที่ระดับความหนาสูงสุดของชั้นขอบเขต ซึ่งเป็นบริเวณที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจาก ชั้นขอบเขตจะเป็นเสมือนตัวต้านการแลกเปลี่ยนความร้อน (Thermal Resistance)

นอกจากนี้ยังมีสาเหตุอีกหลายประการที่ส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมของไหลของของไหลใน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ระยะห่างระหว่างตัวครีป ทั้งในแนวระดับ และแนวตั้ง (แนวแกน x และแนวแกน z), ระยะห่างระหว่างช่องลมขาเข้า (wind tunnel) กับครีป ความหนาของตัวครีป ความยาว และความกว้างของตัวครีป เป็นต้น ซึ่งสาเหตุดังกล่าวล้วนมีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสิ้น

ดังนั้นในการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการไหลของของไหลผ่านสิ่งกีดขวางที่เป็นแหล่งความร้อนจะต้องคำนึงถึงรูปทรง และขนาดของสิ่งกีดขวาง เพราะจะมีผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนแบบ การนำความร้อน และ ความดันลดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ ยังต้องคำนึงถึงความเร็วในการไหลของของไหลด้วย เพราะถ้าของไหลไหลช้าจะทำให้การพาความร้อนออกจากแหล่งความร้อน เป็นไปได้ช้า แม้ว่ามีการถ่ายเทแบบนำความร้อนดีแค่ไหนก็ตาม

## 2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

**Sparrow, E.M. and Liu, C.H. (1979)** ได้ทำการศึกษากการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด inline, staggered และ continuous parallel plate fin compact heat exchanger โดยใช้สมการการไหลของของไหล และสมการอนุรักษ์พลังงานในการวิเคราะห์ โดยการศึกษากำหนดให้ของไหลที่ใช้เป็นอากาศที่มีการไหลแบบราบเรียบ (laminar flow) โดยผลจากการศึกษาพบว่า การแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้นมีผลมาจากรูปร่างที่เปลี่ยนไปของครีบ

**Patankar, S.V. and Prakash C. (1981)** ศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด offset strip fin heat exchanger โดยศึกษาถึงผลของความหนาของตัวครีบต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยทำศึกษาโดยวิเคราะห์สมการอนุรักษ์ ผลจากการวิจัยพบว่าผลจากความหนาของตัวครีบจะมีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศ และทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้นมีความซับซ้อนมากขึ้น นอกจากนี้จากการทำการศึกษา ยังพบว่า การแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เปลี่ยนไปมีผลกระทบโดยตรงมาจากพฤติกรรมของการไหลวนของของไหล และลักษณะการไหลของของไหลที่เบี่ยงเบนไปจากแนวการไหลปกติ

**Suzuki, K., Hirai, E. and Miyake, T. (1985)** ได้ทำการศึกษาลักษณะการไหล และการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในแผ่นครีบบนแบบเรียบในแนวตั้ง ซึ่งมีการเรียงตัวแบบสลับกัน โดยได้ทำการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical method) เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง โดยทำการศึกษาในช่วง Re number ต่ำ และในสภาวะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ free – forced convection เท่านั้น โดยงานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากรูปร่างของตัวครีบ ผลกระทบเนื่องจากความหนาของตัวครีบ และผลกระทบเนื่องจากการปั่นป่วนของการไหล โดยพบว่าความหนาของตัวครีบทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้นในระดับหนึ่งเท่านั้น นอกจากนี้ยังพบว่าตัวครีบที่สั้นกว่าจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้น

**Mullisen, R.S. and Loehrke, R.I. (1986)** ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาถึงตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด inline parallel plate fin compact heat exchanger และทำการถ่ายภาพพฤติกรรมการไหลของอากาศที่เกิดขึ้นเพื่อทำการเปรียบเทียบผลด้วย โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพชนิด Schlieren visualization technique

**Himanshu M. Joshi and Ralph L. Webb (1987)** ศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ offset strip fin heat exchanger โดยได้ทำการวิเคราะห์สมการอนุพันธ์เพื่อทำการศึกษาทั้งในช่วงการไหลแบบราบเรียบ และการไหลแบบปั่นป่วน โดยในงานวิจัยชิ้นนี้ศึกษาถึงอิทธิพลของ wake ต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และได้พัฒนาสมการคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายพฤติกรรมของของไหลในช่วง transient flow นอกจากนี้ได้เปรียบเทียบผลการศึกษากับผลที่ได้จากการถ่ายภาพ (flow visualization) ด้วย

**Valencia, A., Fiebig, M., and Mitra, N.K. (1996)** ศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด fin-flat tube heat exchanger โดยศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากการการไหลแบบหมุนวน (vortices) ที่เกิดขึ้นต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้น นอกจากนี้ได้ทำการศึกษาถึงผลของขนาดของ wake ต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกในระบบ เมื่อทำการเปลี่ยนชนิดของท่อเป็น round tube โดยในการศึกษาได้ทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลอง กับผลที่ได้จากการทดลอง จากการศึกษาพบว่า การไหลของของไหลในลักษณะการหมุนวนรูปแบบ เกือกม้า (horseshoe vortices) ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพดีขึ้นอย่างเห็นได้ชัด นอกจากนี้ยังพบว่าในบริเวณที่เกิด wake จะมีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต่ำกว่า และมีค่าความดันตกเกิดขึ้นในบริเวณนี้มากกว่าด้วย

**Zhang, L.W., Tafti, D.K., Najjar, F.M. and Balachandar, S. (1997)** ได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จำลองการไหล และการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด inline parallel plate fin compact heat exchanger โดยใช้เครื่อง CM-5 ในการศึกษา โดยงานวิจัยนี้ได้ศึกษาถึงผลกระทบเนื่องจากสภาพสภาวะไม่คงตัว (unsteady state) ที่เกิดขึ้นในขณะที่การไหลเป็นแบบปั่นป่วน (turbulent flow) ต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และพฤติกรรมของการไหลของของไหล ซึ่งกำหนดให้เป็นอากาศ

**Kazunori Namai, Hironori Muramoto and Sadanari Mochizuki (1998)** ได้ศึกษาลักษณะของครีบบที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้เทคนิคการถ่ายภาพทำการถ่ายภาพลักษณะการไหลของอากาศที่ไหลผ่านตัวครีบบชนิด louver fin เพื่อศึกษาพฤติกรรมของการไหลของอากาศที่ไหลผ่านตัวครีบบ

จากงานวิจัยศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด plate fin heat exchanger ที่ผ่านมา ได้ทำการศึกษาผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงรูปแบบการจัดเรียงตัวครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น และรวมไปถึงผลที่เกิดขึ้นต่อค่าความดันลดในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย ในงานวิจัยชิ้นนี้จะทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้เทคนิค CFD (Computational Fluid Dynamic) มาประยุกต์ เพื่อศึกษาถึงผลกระทบต่อค่าการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันลดที่เกิดขึ้นอันเนื่องมาจากพฤติกรรมการไหลของของไหลที่เปลี่ยนไป



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



## บทที่ 3

### แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบาย กรณีการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate-Fin Heat Exchanger

ในการอธิบายปรากฏการณ์ของการกระจายตัวของอุณหภูมิ และการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate – Fin Heat Exchanger สามารถอธิบายได้โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของชุดสมการอนุรักษ์ (Conservation Equations) ซึ่งประกอบด้วย สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equations) สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equations) สมการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Equations) นอกจากนี้ยังต้องใช้แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Model) อธิบายสถานะการไหลของของไหลในระบบเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งรายละเอียดของส่วนต่างๆ มีดังต่อไปนี้

#### 3.1 รูปแบบทั่วไปของสมการอนุรักษ์

สมการอนุรักษ์ในระบบพิกัดฉาก (Rectangular Coordinate) ในรูปแบบ 3 มิติ

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equations)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0$$

สมการที่ 3.1

เมื่อ  $x, y, z$  แทนแกนต่างๆในพิกัดฉาก

$u, v, w$  แทนความเร็วตามแนวแกนพิกัดฉาก  $x, y, z$  ตามลำดับ

$\rho$  แทนความหนาแน่นของระบบ

### สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equation)

X-component

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \left( \frac{\partial \rho u^2}{\partial x} + \frac{\partial \rho v u}{\partial y} + \frac{\partial \rho w u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad \text{สมการที่ 3.2}$$

Y-component

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \left( \frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{\partial \rho v^2}{\partial y} + \frac{\partial \rho w v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad \text{สมการที่ 3.3}$$

Z-component

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \left( \frac{\partial \rho u w}{\partial x} + \frac{\partial \rho v w}{\partial y} + \frac{\partial \rho w^2}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad \text{สมการที่ 3.4}$$

เมื่อ

$P$  คือ ความดัน

$\tau$  คือ ความเค้นเฉือน (Shear Stress)

$f_x, f_y, f_z$  คือ แรงภายนอกที่กระทำบนทุกๆ จุดในระบบต่อหน่วยมวล (Body force)

ในทิศทางตามแนวพิกัดฉาก

### สมการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Equations)

$$\frac{\partial(\rho \hat{C}_p T)}{\partial t} + \left( \frac{\partial \rho \hat{C}_p u T}{\partial x} + \frac{\partial \rho \hat{C}_p v T}{\partial y} + \frac{\partial \rho \hat{C}_p w T}{\partial z} \right) = -\left( \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) \quad \text{สมการที่ 3.5}$$

เมื่อ

$T$  คือ อุณหภูมิ

$\hat{C}_p$  คือ ค่าความจุความร้อนเชิงความดันต่อหน่วยมวล

$q_x, q_y, q_z$  คือ อัตราการนำความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ตั้งฉากในทิศทางตามแนวพิกัดฉาก

### 3.2 สมมติฐานที่ใช้ในงานวิจัย

การศึกษาพฤติกรรมของไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate Fin Heat Exchanger นี้จะพิจารณาการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งในกรณีที่มีแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการพาความร้อน และการนำความร้อนควบเกิดขึ้นควบคู่กัน และพิจารณาระบบเป็นแบบ 2 มิติ (x, z) โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการคำนวณจะตั้งอยู่บนสมมติฐานดังต่อไปนี้

1. กำหนดให้ระบบที่ใช้ในการพิจารณาเป็นระบบ 2 มิติ คือพิจารณาในแนวแกน x และพิจารณาในแนวแกน z เท่านั้น
2. ระบบที่ทำการศึกษาอยู่ในสภาวะคงตัว (steady State)
3. ของไหลในระบบเป็นแบบนิวโทเนียน (Newtonian Fluid) ที่ซึ่งแรงเฉือน (Shear Force) ต่อพื้นที่หรือความเค้นเฉือนเป็นสัดส่วนกับเกรเดียนต์ (gradient) ของความเร็ว ดังนั้นจึงสามารถอธิบายค่าของความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในทิศทางต่างๆ ได้ในรูปแบบของความแตกต่างของความเร็วและคุณสมบัติของของไหล ดังสมการนี้

$$\tau_{xx} = \lambda (\nabla \cdot v) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{สมการที่ 3.6.1}$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \text{สมการที่ 3.6.2}$$

เมื่อ  $\mu$  คือ ความหนืดของของไหลในระบบ

$\lambda$  คือ สัมประสิทธิ์อันดับที่สองของความหนืด (Second Viscosity Coefficient) โดยกำหนดให้

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad \text{สมการที่ 3.7}$$

4. ไม่มีแรงใดๆที่กระทำในระบบต่อหน่วยมวล (body forces)

$$f_x = 0 \quad \text{สมการที่ 3.8.1}$$

$$f_z = 0 \quad \text{สมการที่ 3.8.2}$$

5. การนำความร้อนของของไหลในระบบเป็นไปตามกฎของฟูเรียร์ (Fourier's law) ที่ซึ่งการนำความร้อนจะเป็นสัดส่วนกับเกรเดียนต์ของอุณหภูมิ ดังนั้นจะได้ว่า

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \text{สมการที่ 3.9.1}$$

$$q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad \text{สมการที่ 3.9.2}$$

เมื่อ  $k$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล

6. ค่าความร้อนที่ผนังครีบบนได้ถ่ายเทออกมากับค่าความร้อนที่ของไหลซึ่งไหลอยู่รอบ ๆ ตัวครีบบนได้รับนั้นมีค่าเท่ากัน

7. กำหนดให้ค่าความหนาแน่น ( $\rho$ ) ค่าความหนืด ( $\mu$ ) ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $k$ ) และค่าความจุความร้อน ( $\hat{C}_p$ ) ของของไหลในระบบ มีค่าคงที่ โดยค่าที่ใช้จะพิจารณาที่อุณหภูมิเท่ากับ  $28^\circ\text{C}$  ซึ่งเป็นค่าเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิของของไหลกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อน

8. ไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากผนังครีบบนให้กับสิ่งแวดล้อมด้านนอกระบบ (No Heat Loss) โดยกำหนดให้ของไหลที่ไหลอยู่รอบ ๆ ตัวครีบบนเพียงบริเวณเดียวเท่านั้นที่ได้รับความร้อนจากผนังครีบบน

9. กำหนดให้ของไหลที่พิจารณาเป็นอากาศ และมีอุณหภูมิตั้งที่  $24^\circ\text{C}$

10. กำหนดให้วัสดุที่ใช้ทำตัวครีบบนเป็นอลูมิเนียม และเป็นแหล่งให้ความร้อน (Heat Source) ที่มีอุณหภูมิตั้งที่  $32^\circ\text{C}$

ด้วยสมมติฐานข้างต้น รูปแบบของสมการอนุรักษ์ในหัวข้อ 3.1 จะสามารถแสดงในรูปแบบใหม่ได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equations)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{สมการที่ 3.10}$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equation)

X-component

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{สมการที่ 3.11.1}$$

Z-component

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{สมการที่ 3.11.2}$$

สมการอนุรักษ์พลังงาน (Energy Equations)

$$\rho \hat{C}_p \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \text{สมการที่ 3.12}$$

### 3.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์การไหลแบบปั่นป่วน

ลักษณะการไหลของของไหลในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนนั้น การเคลื่อนที่ของอนุภาคจะมีความแตกต่างกับการเคลื่อนที่ของอนุภาคในระบบการไหลแบบราบเรียบ ดังนั้นเราไม่สามารถใช้สมการข้างต้นมาอธิบายการไหลของของไหลในลักษณะนี้ได้ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีแบบจำลองที่เหมาะสมเพื่อใช้อธิบายระบบการไหลแบบปั่นป่วน โดยวิธีแก้ไขก็คือเปลี่ยนรูปแบบของสมการเบื้องต้นให้อยู่ในรูปของเวลาเฉลี่ย (time-average) โดยกำหนดให้ค่าคุณสมบัติที่เวลาใด ๆ (instantaneous properties) มีค่าเท่ากับค่าคุณสมบัติเฉลี่ย (time-smoothed properties) รวมกับค่าคุณสมบัติที่เบี่ยงเบนไปจากค่าคุณสมบัติเฉลี่ย (fluctuation properties) โดยค่าคุณสมบัติในที่นี้หมายถึงค่าความเร็วของของไหล, ค่าความดัน และค่าอุณหภูมิของของไหล โดยหัวข้อนี้จะกล่าวถึงรายละเอียดของแบบจำลองที่ใช้ในการอธิบายระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

#### 3.3.1 สภาวะการไหลแบบปั่นป่วน

สภาวะการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) จะทำให้เกิดการผสมกันหรือการเคลื่อนที่คล้ายวงน้ำวน (Eddy motion) ในสายหลักของการไหล การเคลื่อนที่ของโมเลกุลภายในระบบจะมีการเคลื่อนที่ไปมาเมื่อเทียบกับเวลา สมการอนุรักษ์ที่ใช้จึงจะต้องขึ้นอยู่กับเวลา (time-dependent form) ดังนั้นเมื่อจะทำการพิจารณาการไหลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลแบบปั่นป่วน จึงต้องทำการเปลี่ยน สมการที่ 3.10 - 3.12 ให้อยู่ในรูปของความเร็วเฉลี่ย (time-average) โดยทำการกำหนดให้ค่าความเร็วที่ตำแหน่งหนึ่ง ๆ (instantaneous-velocity),  $(u, w)$  มีค่าเท่ากับผลรวมของความเร็วเฉลี่ย (time-smoothed velocity),  $(\bar{u}, \bar{w})$  กับค่าของความเร็วที่แปรผันไปจากความเร็วเฉลี่ย (fluctuation velocity),  $(u', w')$  ดังนี้

$$u = \bar{u} + u' \quad \text{สมการที่ 3.13.1}$$

$$w = \bar{w} + w' \quad \text{สมการที่ 3.13.2}$$

เช่นเดียวกับกับค่าความดัน และอุณหภูมิ

$$P = \bar{P} + P' \quad \text{สมการที่ 3.13.3}$$

$$T = \bar{T} + T' \quad \text{สมการที่ 3.13.4}$$

โดยที่ค่าคุณสมบัติเฉลี่ยของของไหลสามารถหาได้จาก

$$\bar{f} = \frac{1}{t_0} \int_t^{t+t_0} f \cdot dt \quad \text{สมการที่ 3.14}$$

โดย  $f$  แทนคุณสมบัติของของไหล

ยกตัวอย่างเช่นค่า  $\bar{u}$  สามารถคำนวณได้จาก

$$\bar{u} = \frac{1}{t_0} \int_t^{t+t_0} u \cdot dt \quad \text{สมการที่ 3.14.1}$$

โดยที่ค่า  $\bar{w}$ ,  $\bar{P}$  และ  $\bar{T}$  ก็สามารถคำนวณได้จากสมการในรูปแบบเดียวกับ สมการที่ 3.14 เช่นเดียวกัน

เมื่อแทนค่าต่างๆเหล่านี้ลงใน สมการที่ 3.10 - 3.12 ประกอบกับความสัมพันธ์เนื่องจากค่าความเร็วที่แปรผันไปจากความเร็วเฉลี่ยมีได้ทั้งค่าที่เป็นบวกและค่าที่เป็นลบจึงทำให้ค่าเฉลี่ยของความเร็วที่แปรผันไปจากความเร็วเฉลี่ยมีค่าเท่ากับศูนย์ดังสมการ

$$\bar{u}' = \frac{1}{t_0} \int_t^{t+t_0} u' \cdot dt = 0 \quad \text{สมการที่ 3.15}$$

เช่นเดียวกับกับค่า  $\bar{w}'$ ,  $\bar{P}'$  และ  $\bar{T}'$

เมื่อทำการแทนค่าคุณสมบัติต่าง ๆ ลงในสมการอนุรักษ์สำหรับการไหลแบบราบเรียบ จะได้สมการอนุรักษ์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ดังต่อไปนี้

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equations)

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0$$

สมการที่ 3.16

สมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equation)

X-component

$$\left( \frac{\partial \rho \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{w} \bar{u}}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial \rho \bar{u}' u'}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{w}' u'}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u}$$

สมการที่ 3.17.1

Z-component

$$\left( \frac{\partial \rho \bar{u} \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{w}^2}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial \rho \bar{u}' w'}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{w}' w'}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w}$$

สมการที่ 3.17.2

พบว่า สมการที่ 3.16 – 3.17 จะมีรูปแบบเหมือนกับสมการอนุรักษ์โมเมนตัม ในคัง สมการที่ 3.10 – 3.11 ตามลำดับ เพียงแต่มีเทอม  $\rho \bar{u}' u'$ ,  $\rho \bar{u}' v'$ , ... .. ฯลฯ เพิ่มขึ้นมา โดยปกติจะเรียกเทอมเหล่านี้ว่า ความเค้นเรย์โนลด์ (Reynolds stress) (Bird, Stewart and Lightfoot, 1960) ซึ่งเมื่อพิจารณาจากหน่วยของเทอมดังกล่าวจะสามารถให้นิยามได้ใหม่ดังนี้



$$\bar{\tau}_{xx}^{(t)} = \rho \overline{u'u'} \quad \text{สมการที่ 3.18.1}$$

$$\bar{\tau}_{xy}^{(t)} = \rho \overline{u'v'} \quad \text{สมการที่ 3.18.2}$$

:

ฯลฯ

เพื่อที่จะทำให้ สมการที่ 3.16 – 3.17 สามารถที่จะใช้ในการคำนวณหาค่าในรูปแบบของความเร็วจำเป็นต้องทราบค่า  $\bar{\tau}_{xx}^{(t)}$ ,  $\bar{\tau}_{yx}^{(t)}$ , .. .. . ดังนั้นงานวิจัยนี้จะใช้สมการ Boussinesq's Eddy Viscosity (1977) ในการประมาณค่าแรงเฉือนเรย์โนลด์ (Reynolds stress),  $\bar{\tau}^{(t)}$  ให้อยู่ในรูปแบบของความเร็วดังนี้

$$\bar{\tau}_{xy}^{(t)} = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad \text{สมการที่ 3.19}$$

เมื่อ  $\mu_t$  คือ ความหนืดในสถานะที่ของไหลมีการไหลแบบปั่นป่วน (eddy viscosity) ซึ่งไม่ใช่สมบัติทางกายภาพของของไหลแต่เป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับตำแหน่งทิศทางและลักษณะของการไหลแบบปั่นป่วน

ดังนั้นเมื่อแทนค่า  $\bar{\tau}^{(t)}$  ต่างๆ ในลักษณะเดียวกับ สมการที่ 3.18 จะได้ สมการอนุพันธ์ โมเมนตัมของระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วนอยู่ในรูปแบบดังนี้

X-component

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u}^2}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w} \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} + \mu_t \nabla^2 \bar{u} \quad \text{สมการที่ 3.20.1}$$

Z-component

$$\rho \left( \frac{\partial \bar{u} \bar{w}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{w}^2}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} + \mu_t \nabla^2 \bar{w} \quad \text{สมการที่ 3.20.2}$$

ในการแก้สมการโมเมนต์ของระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วนจำเป็นที่จะต้องอาศัยแบบจำลองของการไหลแบบปั่นป่วนเพื่อใช้ประมาณค่าความหนืดในสถานะที่ของไหลมีการไหลแบบปั่นป่วนหรือค่า  $\mu_t$  ที่เพิ่มขึ้นมา โดยรายละเอียดของแบบจำลองที่ใช้ในการคำนวณได้กล่าวในหัวข้อถัดไป

### 3.4 ประเภทของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้อธิบายการไหลแบบปั่นป่วน

จากที่ได้กล่าวถึงในหัวข้อที่ผ่านมา การแก้สมการการไหลแบบปั่นป่วนจำเป็นที่จะต้องใส่สมการเพิ่มเติมเพื่อคำนวณหา  $\mu_t$  ที่เพิ่มขึ้นมาในสมการ โดยสมการที่ใช้หาค่าการกระจายตัวของความหนืดในสถานะการไหลแบบปั่นป่วนเรียกว่า แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน โดยแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนที่เลือกมาใช้ในการศึกษานี้คือ แบบจำลอง LEVEL Turbulence Model

แบบจำลอง LEVEL Turbulence Model ถูกพัฒนาขึ้นโดย Dereje Agonafer, Liao Gan – Li และ Brian Spalding ในปี 1993 โดยแบบจำลองนี้สามารถอธิบายการไหลของของไหลที่ไหลผ่านทางเดินที่มีลักษณะเป็นช่องที่ซับซ้อน หรือมีลักษณะเป็นสิ่งกีดขวาง และมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นได้เป็นอย่างดี (เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองของ Lam – Bremhorst – Yap และแบบจำลอง 2 – Layer – k – Epsilon ที่ได้ถูกพัฒนามาก่อนหน้านี้)

การคำนวณค่าความหนืดในสถานะการไหลแบบปั่นป่วนสามารถทำได้โดยใช้สมการต่อไปนี้

$$\mu_t = \mu^+ \mu \quad \text{สมการที่ 3.21}$$

โดยที่ค่า  $\mu^+$  คือค่าความหนืดไร้มิติ (Dimensionless Effective Viscosity) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้คือ

$$\mu^+ = 1 + \frac{K}{E} \left( \exp(Ku^+) - 1 - (Ku^+)^{\frac{3}{6}} \right) \quad \text{สมการที่ 3.22}$$

โดยที่ค่า  $K$  คือค่า Lam – Bremhorst Von Karman constant มีค่าเท่ากับ 0.417

$E$  คือค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 8.6

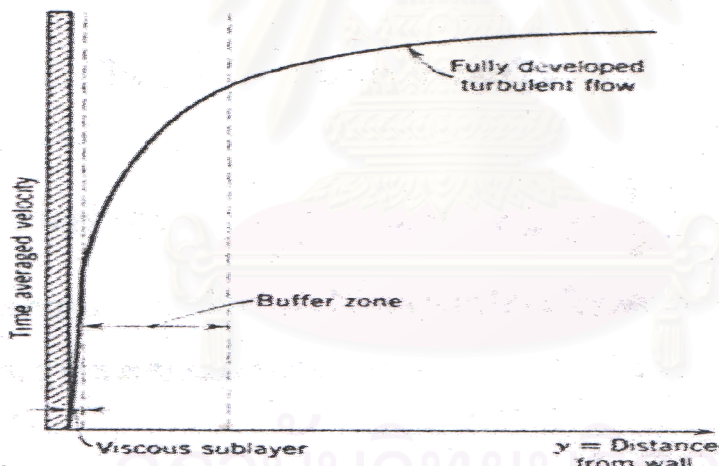
และค่า  $u^+$  คือค่าความเร็วไร้มิติ (Dimensionless Velocity) สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้  
คือ

$$u^+ = \frac{u}{\sqrt{\tau / \rho}}$$

สมการที่ 3.23

### 3.5 Wall Function

จากรูปแบบการกระจายตัวของความเร็ว (Velocity distribution) ของการไหลของของไหลที่สัมผัสผนังไม่ว่าจะอยู่ในท่อหรืออยู่นอกท่อ ของระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน ดังแสดงใน รูปภาพที่ 3.1



รูปภาพที่ 3.1 ลักษณะการกระจายตัวของความเร็วของของไหลในระบบการไหลแบบปั่นป่วน ณ บริเวณใกล้ผนัง

พบว่ารูปการไหลของของไหลจะมีอยู่ด้วยกัน 3 บริเวณ คือ ณ บริเวณที่ของไหลไหลติดอยู่กับผนัง เรียกว่า “Viscous Sublayer” ที่บริเวณนี้การไหลจะมีลักษณะเป็นการไหลเป็นชั้น ๆ (Laminar Flow) บริเวณถัดไปจะเป็นบริเวณที่มีการไหลกึ่งเป็นชั้นและกึ่งปั่นป่วน เรียกบริเวณนี้ว่า “Buffer Zone” และจากบริเวณบัฟเฟอร์ห่างออกไปจากผนังเป็นบริเวณที่มีการไหลอย่างปั่นป่วน (Turbulence Zone) และเกิดอย่างสมบูรณ์ เรียกว่า “Fully Developed Turbulent Zone” ณ บริเวณนี้จะสามารถตัดอิทธิพลของการไหลเป็นชั้นออกได้ เนื่องจากบริเวณดังกล่าวอิทธิพลของการไหลแบบปั่นป่วนมีมากกว่ามาก

เนื่องจากแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน LVEL Model เป็นแบบจำลองที่สามารถอธิบายการไหลในบริเวณ Fully Developed Turbulent Zone ได้เป็นอย่างดีแต่สำหรับบริเวณ Viscous Sublayer และบริเวณ Buffer Zone หรือที่เรียกว่า บริเวณใกล้ผนัง (near-wall Region) พบว่าแบบจำลอง LVEL Model ไม่สามารถอธิบายได้ดีนัก ด้วยเหตุนี้จึงจำเป็นต้องมีชุดสมการเพื่อใช้ในการอธิบายรูปแบบการไหลของของไหล ณ บริเวณดังกล่าว โดยจะเรียกชุดสมการนี้ว่า “ฟังก์ชันผนัง” ซึ่งมีรูปแบบสมการในการคำนวณหาค่าความเร็วไร้มิติจะมีความสัมพันธ์กับค่าระยะทางจากผนังในแบบไร้มิติ (dimensionless distance from the wall),  $y^+$ , ดังต่อไปนี้

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left( \exp(Ku^+) - 1 - (Ku^+)^{\frac{3}{6}} - (Ku^+)^{\frac{4}{24}} \right)$$

สมการที่ 3.24

โดยค่า  $y^+$  สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$y^+ = \frac{y \sqrt{\tau / \rho}}{\mu}$$

สมการที่ 3.25

โดยที่ค่า  $y$  คือค่าระยะห่างจากผนัง

**สมการที่ 3.25** เป็นสมการที่รู้จักในนาม “Spalding’s Law of the Wall” ซึ่งจะใช้ได้ภายใต้เงื่อนไขเช่นเดียวกันกับสมการฟังก์ชันผนังทั่ว ๆ ไป หรือที่รู้จักกันในนาม “Logarithmic Law of Wall” ดังต่อไปนี้คือ

$$30 < Y^+ < 130$$

$K$  คือค่า Lam – Brehorst Von Karman constant มีค่าเท่ากับ 0.417

$E$  คือค่าคงที่มีค่าเท่ากับ 8.6

### 3.6 สมการอนุรักษ์พลังงานในระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน

เมื่อสภาวะการไหลเป็นแบบปั่นป่วน ทำให้ระบบการถ่ายเทความร้อนไม่สามารถใช้สมการอนุรักษ์พลังงานของกรณีสภาวะการไหลแบบเป็นชั้น ๆ มาอธิบายได้ ดังนั้นหัวข้อนี้ได้อธิบายถึงสมการอนุรักษ์พลังงานที่ใช้อธิบายระบบการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน จากสมการที่ 3.21 เมื่อแทนค่า  $u, w, T$  ด้วย สมการที่ 3.13 ตามลำดับ จะได้สมการแสดงความสัมพันธ์ดังรูป สมการที่ 3.26

$$\left( \frac{\partial \rho \hat{C}_p \bar{u} T}{\partial x} + \frac{\partial \rho \hat{C}_p \bar{w} T}{\partial z} \right) + \left( \frac{\partial \rho \hat{C}_p u' T'}{\partial x} + \frac{\partial \rho \hat{C}_p w' T'}{\partial z} \right) = k (\nabla^2 T)$$

สมการที่ 3.26

พบว่ารูปแบบของ สมการที่ 3.26 จะมีรูปแบบสมการเหมือนกับกรณีของสมการอนุรักษ์พลังงานในระบบการไหลแบบชั้น ดัง สมการที่ 3.21 แต่มีเทอม  $\overline{\rho u' T'}$ ,  $\overline{\rho v' T'}$ ,  $\overline{\rho w' T'}$  เพิ่มขึ้นมา โดยปกติจะเรียกเทอมเหล่านี้ว่า “Turbulent energy flux” (Bird, Stewart, Lightfoot ; 1960) ซึ่งมีนิยามดังนี้

$$\rho u \overline{T'} = -\frac{\mu_t}{\text{Pr}} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x} \quad \text{สมการที่ 3.27.1}$$

$$\rho v \overline{T'} = -\frac{\mu_t}{\text{Pr}} \frac{\partial \overline{T}}{\partial y} \quad \text{สมการที่ 3.27.2}$$

$$\rho w \overline{T'} = -\frac{\mu_t}{\text{Pr}} \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} \quad \text{สมการที่ 3.27.3}$$

ดังนั้นสมการอนุรักษ์พลังงานในกรณีการไหลแบบปั่นป่วนจะมีรูปแบบดังนี้

$$\rho \hat{C}_p \left( \frac{\partial \overline{uT}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{wT}}{\partial z} \right) = \left( k + \frac{\mu_t \hat{c}_p}{\text{Pr}} \right) \left( \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial z^2} \right)$$

สมการที่ 3.28

จากสมการที่กล่าวมาทั้งหมดข้างต้นสามารถสรุปได้ว่า ในการจำลองปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate Fin Compact Heat Exchanger นั้นแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้คือ สมการความต่อเนื่องดัง สมการที่ 3.16, สมการอนุรักษ์โมเมนตัมดังชุด สมการที่ 3.20, แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนที่นำมาพิจารณาเพื่อเลือกแบบจำลองที่แม่นยำและน่าเชื่อถือที่สุด ดังชุด สมการที่ 3.21- 3.23, ชุดสมการที่แสดงความสัมพันธ์ของค่า Wall Function ดังที่แสดงในชุด สมการที่ 3.24 -3.25 และส่วนของสมการอนุรักษ์พลังงานดังที่แสดงใน สมการที่ 3.28 ซึ่งสมการทั้งหมดจะอยู่ในรูปแบบสมการเชิงอนุพันธ์ในการแก้ชุดสมการในลักษณะดังกล่าวจะใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical) ซึ่งจะมีรายละเอียดของวิธีการคำนวณและเทคนิคที่ใช้ในบทถัดไป

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 4

### เทคนิค Computational Fluid Dynamics

เนื่องจากการวิจัยฉบับนี้เป็นการจำลองปรากฏการณ์การไหลและการกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศที่เกิดขึ้นภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดชนิด Plate Fin Compact Heat Exchanger โดยในบทที่ 3 ได้กล่าวถึงชุดของสมการต่าง ๆ ที่ใช้อธิบายปรากฏการณ์ต่าง ๆ ที่ต้องการศึกษาข้างต้น ซึ่งสมการที่ใช้ส่วนใหญ่เป็นสมการอนุพันธ์ ดังนั้น การแก้สมการอนุพันธ์สามารถทำได้หลายวิธี สำหรับงานวิจัยฉบับนี้ได้ใช้โปรแกรม PHOENICS ซึ่งเป็นโปรแกรมที่ใช้วิธีการแก้สมการอนุพันธ์ที่เรียกว่า Computational Fluid Dynamics เพื่อหาคำตอบของสมการ ซึ่งรายละเอียดในการแก้สมการ โดยวิธี CFD ได้อธิบายไว้ในบทนี้

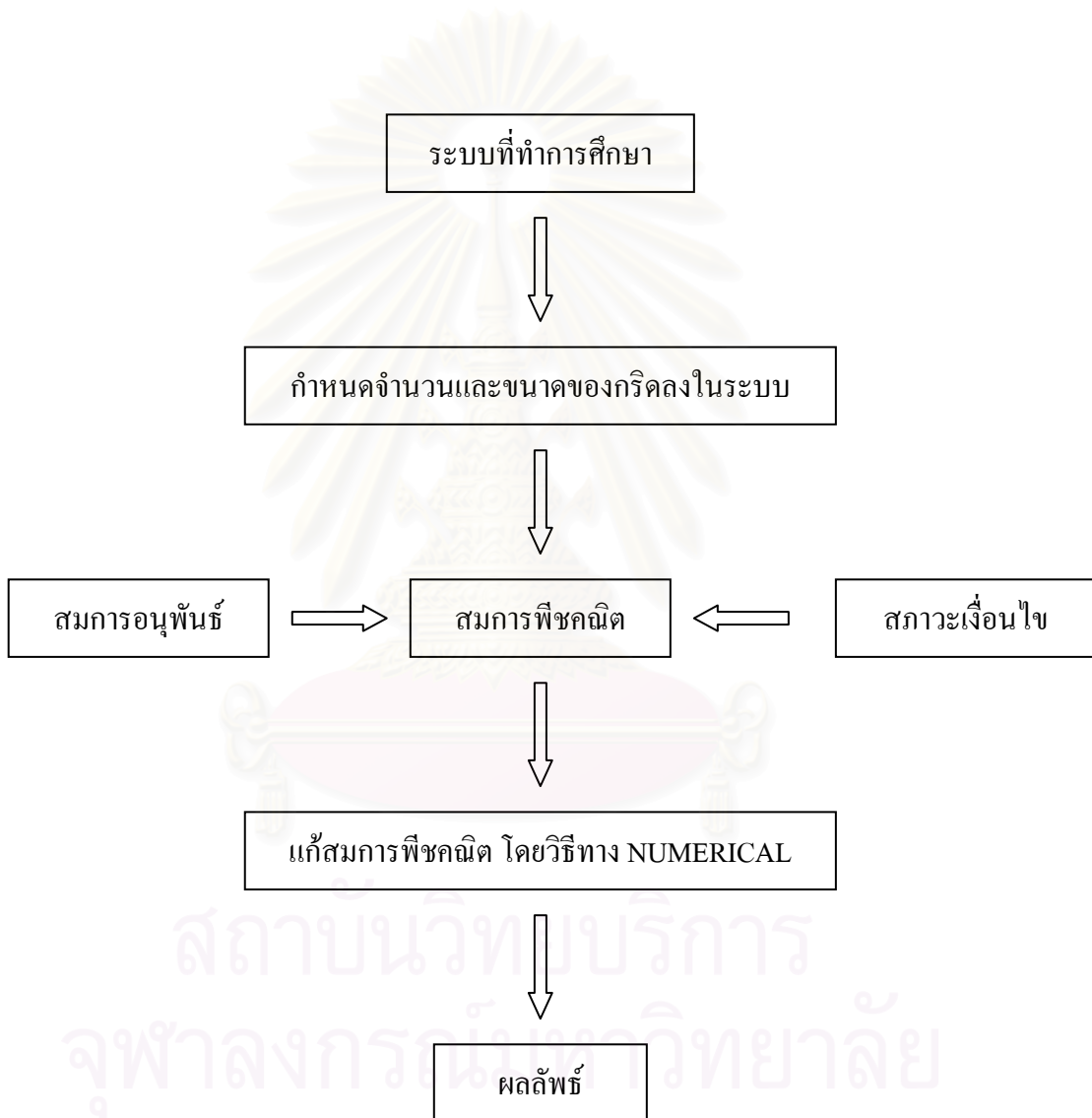
#### 4.1 ความหมายของเทคนิค Computational Fluid Dynamics

เทคนิค Computational Fluid Dynamics (CFD) เป็นเทคนิคที่ถูกนำมาใช้ในการอธิบายปรากฏการณ์การไหลของของไหลในระบบที่ต้องการศึกษา โดยมีชุดสมการที่เป็นตัวแทนของระบบที่ทำการศึกษา เช่น สมการความต่อเนื่อง สมการอนุรักษ์โมเมนตัม สมการอนุรักษ์พลังงาน สมการที่อธิบายการไหลแบบปั่นป่วน ฯลฯ โดยในการแก้สมการนั้น จะต้องมีการกำหนดสภาวะเงื่อนไข (Condition) ให้กับชุดของสมการอย่างถูกต้อง และเหมาะสม ผลลัพธ์ที่ได้จากการแก้สมการจะสามารถแสดงให้เห็นถึงรายละเอียดของการกระจายตัวของค่าความดัน การกระจายตัวของค่าความเร็ว และการกระจายตัวของอุณหภูมิ เป็นต้น ภายในระบบที่ทำการศึกษานั้นๆ

#### 4.2 ลำดับขั้นตอนของเทคนิค CFD

สำหรับขั้นตอนของการจำลองปรากฏการณ์ต่าง ๆ นั้นจะต้องเริ่มจากการสร้างลักษณะทางกายภาพของระบบที่สนใจศึกษา และ กำหนดสภาวะเงื่อนไขต่างๆ ที่จำเป็นและเหมาะสมของแต่ละการจำลองเพื่อนำไปใช้ในขั้นตอนแก้สมการ ขั้นตอนต่อไป คือ การเลือกชุดสมการที่เหมาะสมสำหรับอธิบายปรากฏการณ์ต่างๆของระบบ และ สุดท้าย คือ การแก้ชุดสมการต่างๆ ซึ่งการแก้สมการเป็นลำดับขั้นตอนของเทคนิค CFD ที่สามารถแสดงได้ดัง **รูปภาพที่ 4.1** โดยสรุปได้เป็นลำดับดังนี้

1. กำหนดกริด (Grid) ลงในระบบที่ต้องการทำการศึกษา
2. ทำการแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ (Differential Equation) ให้อยู่ในรูปของสมการพีชคณิต (Algebraic equation) ด้วยหลักการของไฟไนต์โวลุ่ม (Finite Volume)
3. กำหนดสถานะเงื่อนไขที่เหมาะสม
4. แก้สมการพีชคณิตโดยใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลข (Numerical)
5. ผลลัพธ์

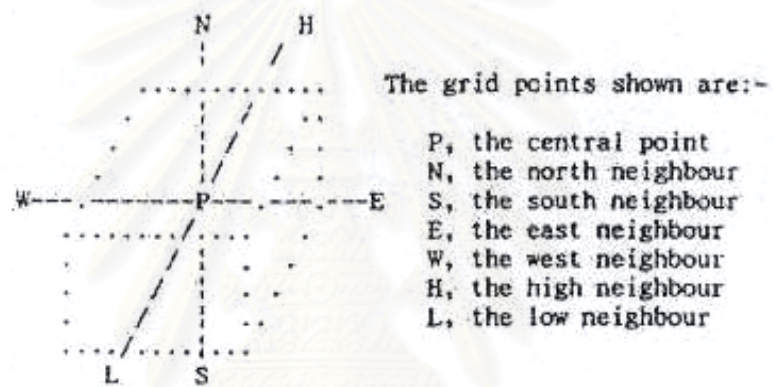


รูปภาพที่ 4.1 ลำดับขั้นตอนของวิธีการแก้ปัญหาโดยใช้เทคนิค CFD

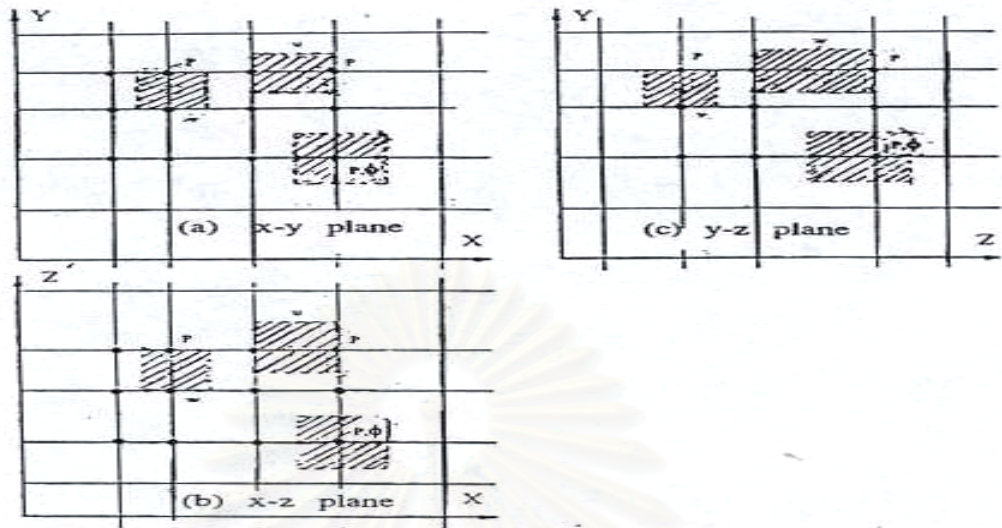


#### 4.2.1 กริด (Grid)

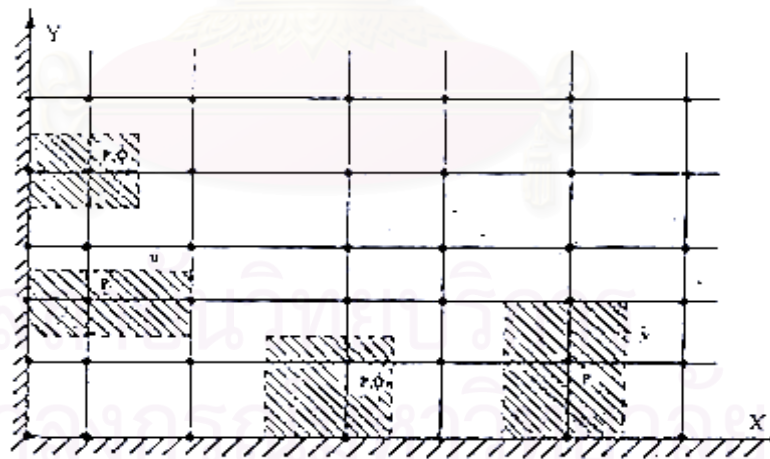
ขั้นตอนแรกของเทคนิค CFD คือการแบ่งโดเมน (domain) ออกเป็นส่วนย่อยๆ ซึ่งสามารถดำเนินการได้โดยการกำหนดจำนวนและระยะห่างระหว่างเส้นกริดลงในระบบที่เราต้องการศึกษา ตำแหน่งที่ตัดกันของเส้นกริดจะเรียกว่าโนด (Node) ซึ่งเป็นตำแหน่งที่เก็บค่าที่ได้จากการคำนวณของตัวแปรที่เราต้องการศึกษาของปริมาตรควบคุม (Control Volume) ที่กำหนดขึ้น ดัง **รูปภาพที่ 4.2** แสดงถึงปริมาตรควบคุมที่ใช้ในการคำนวณ โดยเส้นประจะแสดงถึงขอบเขตของปริมาตรควบคุมที่กำหนดขึ้น



**รูปภาพที่ 4.2** ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในการคำนวณ



รูปภาพที่ 4.3 ลักษณะการแบ่งกริดและลักษณะของปริมาตรควบคุมที่แสดงในแบบ 2 มิติ



รูปภาพที่ 4.4 ลักษณะของปริมาตรควบคุมที่บริเวณสภาวะขอบเขต

อักษร P แทนตำแหน่งของโนดที่ใช้ในการเก็บค่าตัวแปรหรือคือตัวแทนของปริมาตรควบคุมนี้ โดยอักษร N, S, E, W, H, L จะแทนตำแหน่งของโนดที่อยู่ในบริเวณรอบข้างของโนด P สำหรับ **รูปภาพที่ 4.3** และ **รูปภาพที่ 4.4** จะแสดงลักษณะของการแบ่งกริด ซึ่งจะทำให้เกิดเป็นโนดขึ้นรวมทั้งแสดงลักษณะของปริมาตรควบคุมที่แสดงในแบบ 2 มิติ และ ปริมาตรควบคุมที่บริเวณสภาวะขอบเขต ซึ่ง โนด ณ บริเวณสภาวะขอบเขตจะทราบค่าที่แน่นอนและไม่เปลี่ยนแปลงในแต่ละการคำนวณ

#### 4.2.2 การแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ให้เป็นสมการพีชคณิต

โดยทั่วไปสมการอนุพันธ์ซึ่งอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์จะประกอบด้วยเทอม 4 เทอม คือ เทอมที่เปลี่ยนไปตามเวลา (Transient term) เทอมการพา (Convection term) เทอมการแพร่ (Diffusion term) และ เทอมแหล่งกำเนิด (Source term) ตามลำดับ ดังแสดงได้ดัง **สมการที่ 4.1**

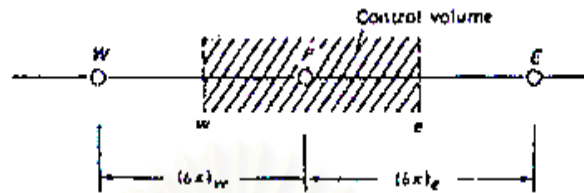
$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \phi)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right] + S \quad \text{สมการที่ 4.1}$$

- เมื่อ  $\phi$  แทนตัวแปรที่ต้องการศึกษาเช่น ความเร็ว อุณหภูมิ  
 $\Gamma$  แทนค่าสัมประสิทธิ์การแพร่ของ เช่นความหนืด ค่าการนำความร้อน  
 $u_i$  แทนความเร็วในทิศทางต่างๆ  
 $x_i$  แทนทิศทางในแนวแกนต่างๆ  
 $i$  แทนแกน x, y และ z  
 $S$  แทนแหล่งกำเนิด

เพื่อให้ง่ายในการนำเสนอถึงวิธีการแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ให้เป็นสมการพีชคณิตซึ่งจะยังคงความหมายเช่นเดียวกับสมการเชิงอนุพันธ์เดิม จะทำการพิจารณาจากสมการในรูปแบบ 1 มิติ (แกน x) ที่ไม่ขึ้นอยู่กับเวลาและพิจารณาเฉพาะเทอมการพาและการนำเท่านั้น ดังนี้

$$\frac{d(\rho u \phi)}{dx_i} = \frac{d}{dx_i} \left[ \Gamma \frac{d\phi}{dx_i} \right] \quad \text{สมการที่ 4.2}$$

ลักษณะของกริดที่ใช้ในการแปลงสมการจะแสดงได้ใน รูปภาพที่ 4.5



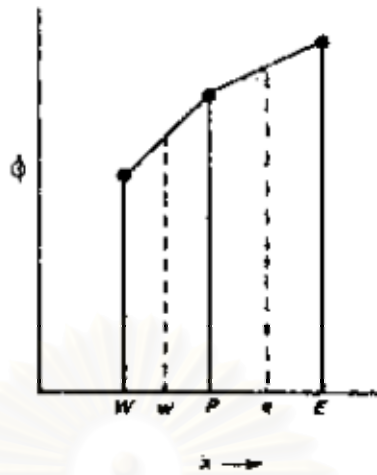
รูปภาพที่ 4.5 ลักษณะของกริดที่ใช้ใน สมการที่ 4.2

กำหนดให้จุด e อยู่กึ่งกลางระหว่าง P และ E และจุด w อยู่กึ่งกลางระหว่าง P และ W

ทำการอินทิเกรต สมการที่ 4.2 รอบปริมาตรควบคุมใน รูปภาพที่ 4.5 จะได้

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left[ \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_e - \left[ \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]_w \quad \text{สมการที่ 4.3}$$

จากสมการจะพบว่าในเทอมของการแพร่จะมีพจน์  $\left[ \Gamma \frac{d\phi}{dx} \right]$  ที่ยังไม่ทราบค่า เช่นเดียวกับพจน์  $(\rho u \phi)$  ในเทอมของการพา การประมาณค่าของพจน์ทั้งสองทำได้โดยสมมติให้โพรไฟล์  $\phi$  ระหว่างโนด มีลักษณะเป็นเส้นตรงดังแสดงใน รูปภาพที่ 4.6



รูปภาพที่ 4.6 ลักษณะโพรไฟล์ของ  $\phi$  ระหว่างโนดที่เป็นเส้นตรง

จาก รูปภาพที่ 4.6 จะได้

$$\frac{d\phi_e}{dx} = \frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} \quad ; \quad \frac{d\phi_w}{dx} = \frac{\phi_P - \phi_W}{(\delta x)_w} \quad \text{สมการที่ 4.4}$$

และ

$$\phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P) \quad ; \quad \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_P + \phi_W) \quad \text{สมการที่ 4.5}$$

เมื่อแทน สมการที่ 4.4 - 4.5 ลงใน สมการที่ 4.3 จะได้สมการออกมาในรูป

$$\frac{1}{2}(\rho u)_e(\phi_E + \phi_P) - \frac{1}{2}(\rho u)_w(\phi_P + \phi_W) = \frac{\Gamma_e(\phi_E - \phi_P)}{(\delta x)_e} - \frac{\Gamma_w(\phi_P - \phi_W)}{(\delta x)_w} \quad \text{สมการที่ 4.6}$$

เพื่อให้ สมการที่ 4.6 อยู่ในรูปแบบที่กะทัดรัดขึ้น จึงได้นิยามตัวแปรขึ้นมาสองตัว นั่นคือ  $F$  และ  $D$

$$\text{โดยที่} \quad F = \rho u \quad ; \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad \text{สมการที่ 4.7}$$

ซึ่ง  $D$  จะมีค่าเป็นบวกเสมอ ในขณะที่  $F$  จะมีได้ทั้งค่าบวกและค่าลบ ขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหล ดังนั้น สมการที่ 4.6 สามารถเขียนอยู่ในรูปแบบใหม่ได้ดังนี้

$$a_p \phi_p = a_e \phi_e + a_w \phi_w \quad \text{สมการที่ 4.8}$$

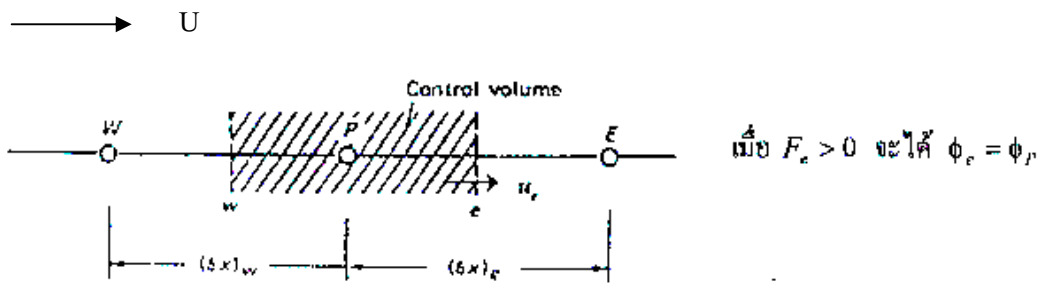
$$\text{โดยที่} \quad a_e = D_e - \frac{F_e}{2} \quad \text{สมการที่ 4.9.1}$$

$$a_w = D_w + \frac{F_w}{2} \quad \text{สมการที่ 4.9.2}$$

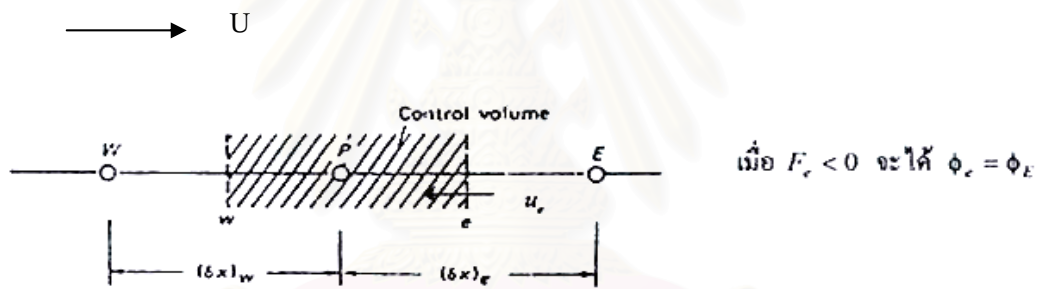
$$a_p = a_e + a_w + (F_e - F_w) \quad \text{สมการที่ 4.9.3}$$

สมการที่ 4.8 เป็นสมการพีชคณิตที่ทำการแปลงมาจาก สมการเชิงอนุพันธ์ที่ 4.2 ซึ่งได้มาจากการตั้งสมมติฐานว่า โพรไฟล์ของ  $\phi$  ระหว่างโนดที่มีลักษณะเป็นเส้นตรง หรือที่รู้จักกันในชื่อของ เซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ (Central-Difference Scheme) ซึ่งพบว่าวิธีนี้ข้อจำกัดอยู่เฉพาะในกรณีของระบบที่มีค่าเรย์โนลด์ส์ต่ำๆ เท่านั้น ทั้งนี้เพราะเมื่อใดที่ระบบมีค่า  $|F|$  มากกว่า  $2D$  จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ของสมการมีค่าเป็นลบซึ่งจะทำให้การแก้สมการไม่สามารถทำได้

ด้วยเหตุนี้เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดปัญหาเช่นนี้เกิดขึ้นจึงมีการคิดวิธีขึ้นมาใหม่เรียกว่า อัปวินดิฟเฟอเรนซ์ (Upwind-Difference Scheme) ซึ่งจะทำการเปลี่ยนวิธีการประมาณค่าของ  $\phi_e$  จากเดิมที่มีค่าเท่ากับค่าเฉลี่ยของ  $\phi_e$  และ  $\phi_p$  ในวิธีเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ มาเป็นการกำหนดให้มีค่าเท่ากับค่า  $\phi$  ของโนดที่อยู่ด้านหลังตามทิศทางไหล ดัง รูปภาพที่ 4.7.1 และ รูปภาพที่ 4.7.2 ซึ่งในกรณีที่  $F_e$  มีค่าเป็นบวก  $\phi_e$  จะมีค่าเท่ากับ  $\phi_p$  และในกรณีที่  $F_e$  มีค่าเป็นลบ  $\phi_e$  จะถูกกำหนดให้มีค่าเท่ากับ  $\phi_e$  ตามลำดับ



รูปภาพที่ 4.7.1 การกำหนดค่า  $\phi_e$  เมื่อ  $F_e$  มีค่าเป็นบวก ด้วยวิธีอวัณดิฟเฟอเรนซ์



รูปภาพที่ 4.7.2 การกำหนดค่า  $\phi_e$  เมื่อ  $F_e$  มีค่าเป็นลบ ด้วยวิธีอวัณดิฟเฟอเรนซ์

ค่า  $\phi_w$  ก็สามารถหาได้จากหลักการเดียวกันข้างต้น

สำหรับเทอม  $\frac{d\phi}{dx}$  ก็ยังคงใช้วิธีการคำนวณเหมือนกับวิธีเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ (สมการที่ 4.4) ซึ่งตรงจุดนี้ก็จะทำให้เกิดปัญหาขึ้นในการใช้วิธีอัปวินดิฟเฟอเรนซ์ เนื่องจากในกรณีของระบบที่มีค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สูงๆ ตามปกติแล้วเทอมของการแพร่จะมีค่าน้อยหรือกล่าวอีกนัยหนึ่งคือเทอม  $\frac{d\phi}{dx}$  จะมีค่าประมาณศูนย์ แต่ด้วยวิธีอัปวินดิฟเฟอเรนซ์ จะยังมีการคำนวณเทอม  $\frac{d\phi}{dx}$  ด้วยสมมติฐานของวิธีการเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ ทำให้ผลลัพธ์ของเทอมการแพร่มีค่าสูงไปจากความเป็นจริง (Overestimates) ด้วยเหตุนี้จึงได้มีการรวมคุณสมบัติของวิธีเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ และอัปวินดิฟเฟอเรนซ์ เข้าด้วยกัน โดยมีชื่อเรียกว่า ไฮบริดดิฟเฟอเรนซ์ (Hybrid-Difference Scheme) (ซึ่งเป็นวิธีที่ใช้ในงานวิจัยนี้) เกิดเป็นเงื่อนไขใหม่ดังนี้

$$F_e < -2D_e \quad \text{จะได้} \quad \phi_e = \phi_E \quad \text{สมการที่ 4.10.1}$$

$$-2D_e \leq F_e \leq 2D_e \quad \text{จะได้} \quad \phi_e = \frac{\phi_E - \phi_P}{(\delta x)_e} \quad \text{สมการที่ 4.10.2}$$

$$F_e > 2D_e \quad \text{จะได้} \quad \phi_e = \phi_P \quad \text{สมการที่ 4.10.3}$$

หรืออีกนัยหนึ่งคือในการคำนวณจะใช้เงื่อนไขของวิธีเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ เมื่อ  $|F_e| \leq 2D_e$  และเมื่อค่า  $F_e$  ไม่อยู่ในช่วงดังกล่าวจะเปลี่ยนไปใช้เงื่อนไขของวิธีอัปวินดิฟเฟอเรนซ์ โดยกำหนดให้เทอมการแพร่มีค่าเป็นศูนย์

ดังนั้นในการแปลงสมการเชิงอนุพันธ์ใน สมการที่ 4.2 จึงสามารถกระทำได้ 3 วิธีคือ วิธีเซ็นทรัลดิฟเฟอเรนซ์ วิธีอัปวินดิฟเฟอเรนซ์ และวิธีไฮบริดดิฟเฟอเรนซ์ ขึ้นอยู่กับลักษณะของปัญหา สำหรับในกรณีของสมการเชิงอนุพันธ์ 2 มิติ และ 3 มิติ ก็ใช้หลักการเดียวกับที่กล่าวมาข้างต้นในการแปลงเป็นสมการพีชคณิต



### 4.3 การพิจารณาความเร็วของระบบ

จากที่กล่าวมาในหัวข้อ 4.2.2 ถึงวิธีการเปลี่ยนสมการอนุพันธ์เป็นสมการพีชคณิต สำหรับกรณีพิจารณาอิทธิพลด้านความเร็วของอากาศด้วยนั้น จำเป็นที่จะต้องทราบถึงขนาดและทิศทางของความเร็วในตำแหน่งต่างๆ ซึ่งขนาดและทิศทางของความเร็วนั้นสามารถคำนวณได้จากสมการอนุพันธ์โมเมนตัมดังที่จะกล่าวต่อไป

#### 4.3.1 สมการอนุพันธ์โมเมนตัม

สมการอนุพันธ์โมเมนตัมเป็นสมการที่แสดงผลรวมของโมเมนตัมที่ผ่านเข้าออกในทุกทิศทางของปริมาตรควบคุม ซึ่ง สมการที่ 4.1 สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์โมเมนตัมได้ เมื่อ  $\phi = u$  หรือ  $\bar{u}$ ,  $\Gamma = \mu$  หรือ  $\bar{\mu}$  เป็นต้น

ในการแปลงสมการอนุพันธ์โมเมนตัม ซึ่งเป็นสมการเชิงอนุพันธ์ให้เป็นสมการพีชคณิต ปริมาตรควบคุมที่ใช้จะมีรูปแบบที่แตกต่างจากกรณีของสมการทั่วไป ดังนี้

- ตำแหน่งที่เก็บค่าองค์ประกอบของความเร็วในแต่ละทิศทาง จะอยู่บริเวณเส้นกริดที่เชื่อมกันระหว่างโนดสองโนด ดัง **รูปภาพที่ 4.8** ซึ่งแสดงได้ด้วยลูกศรเล็กๆ
- ตำแหน่งที่เก็บค่าองค์ประกอบของความเร็วในแต่ละทิศทาง จะอยู่คนละตำแหน่งกับตำแหน่งที่เก็บค่าความดัน

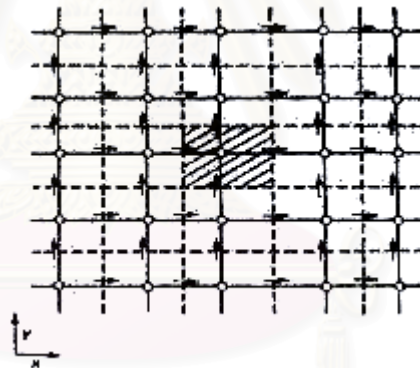
ดังนั้นรูปแบบของกริดที่ใช้ในการแปลงสมการ จึงมีลักษณะดัง **รูปภาพที่ 4.9** ซึ่งเป็นลักษณะของกริดที่ใช้ในการแปลงสมการอนุพันธ์โมเมนตัมของ x-component จากรูปจะเห็นว่าลักษณะของปริมาตรควบคุมจะมีความแตกต่างจากปริมาตรควบคุมที่ใช้ในหัวข้อ 4.2.2 คือ ผิวหน้าของปริมาตรควบคุมในแนวแกน x จะอยู่ที่บริเวณโนดทั้งสองข้างพอดี ซึ่งเป็นเช่นนี้เฉพาะในแนวแกน x เท่านั้น เช่นเดียวกัน ลักษณะของกริดที่ใช้ในการแปลงสมการอนุพันธ์โมเมนตัมของ y-component ซึ่งแสดงได้ดัง **รูปภาพที่ 4.10** ผิวหน้าของปริมาตรควบคุมในแนวแกน y ก็ จะอยู่ที่บริเวณ โหนดทั้งสองข้างพอดีและจะเป็นเฉพาะในแนวแกน y เท่านั้น

ด้วยรูปแบบของปริมาตรควบคุมที่กล่าวมาข้างต้น Patankar ได้ทำการแปลงสมการอนุพันธ์ โมเมนต์  $x, y, z$  ให้อยู่ในรูปแบบสมการพีชคณิต ได้ดัง สมการที่ 4.11.1 – 4.11.2 ตามลำดับ

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (P_P - P_E) A_e \quad \text{สมการที่ 4.11.1}$$

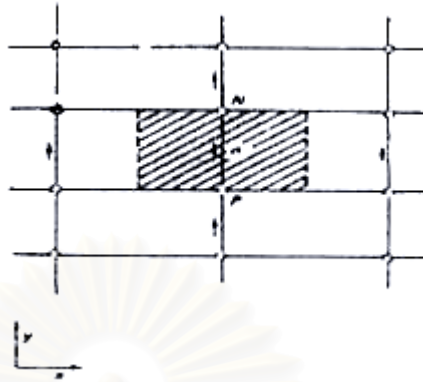
$$a_l w_l = \sum a_{nb} w_{nb} + b + (P_P - P_L) A_l \quad \text{สมการที่ 4.11.2}$$

- เมื่อ
- $nb$  แทนค่า ณ ตำแหน่งในบริเวณใกล้เคียง (neighbor)
  - $A$  แทนค่าพื้นที่ที่ตั้งฉากกับแรงดันที่กระทำ
  - $P$  แทนค่า ความดันที่เก็บไว้ในโนดต่างๆ
  - $a$  แทนค่า สัมประสิทธิ์
  - $b$  แทนพจน์ที่ไม่สามารถจัดกลุ่มได้

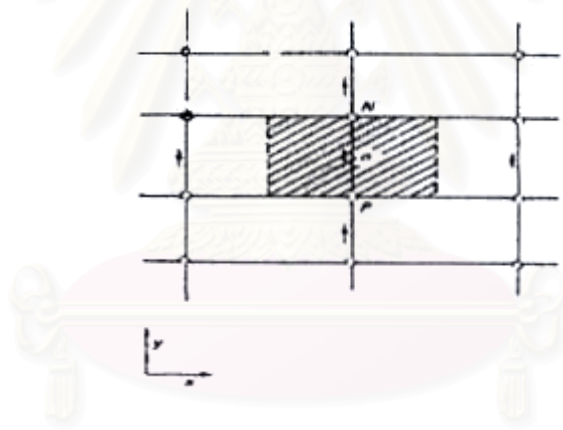


รูปภาพที่ 4.8 ตำแหน่งที่เก็บค่าองค์ประกอบของความเร็ว

สถาบันวิจัยปฏิบัติการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปภาพที่ 4.9 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการ โมเมนต์  $x$ -component



รูปภาพที่ 4.10 ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการ โมเมนต์  $y$ -component

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 4.3.2 วิธีการ SIMPLE

ในการแก้สมการโมเมนตัม เพื่อที่จะหาคำตอบขององค์ประกอบของความเร็วในแต่ละทิศทางจะทำได้ก็ต่อเมื่อทราบค่าการกระจายตัวของความดัน ในขณะที่เดียวกันค่าของความเร็วที่ได้จากการคำนวณก็จะต้องทำให้สมการความต่อเนื่องเป็นจริงด้วย ซึ่งถ้าไม่ทำให้สมการความต่อเนื่องเป็นจริง ก็แสดงว่าค่าความดันที่ใช้นั้นไม่ถูกต้องต้องทำการหาค่ามาใหม่หรือทำการปรับปรุงค่านั้นให้ถูกต้องยิ่งขึ้น ด้วยเหตุผลนี้ Patanka and Spalding จึงได้คิดค้นลำดับขั้นตอนการแก้ปัญหาขึ้นมาโดยมีชื่อว่า **SIMPLE (Semi-Implicit Pressure Linked Algorithm)** ลักษณะของขั้นตอนการแก้ปัญหาจะเริ่มจากการเดาค่าความดันเริ่มต้น ซึ่งจะใช้สัญลักษณ์  $P^*$  แทนลงในสมการโมเมนตัม ดังที่แสดงใน สมการที่ 4.11.1 - 4.11.2 เพื่อทำการหาค่าความเร็ว  $u^*, w^*$  ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ ดังนี้

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + b + (P_P^* - P_E^*) A_e \quad \text{สมการที่ 4.12.1}$$

$$a_l w_l^* = \sum a_{nb} w_{nb}^* + b + (P_P^* - P_L^*) A_l \quad \text{สมการที่ 4.12.2}$$

ขั้นตอนต่อไปคือทำการปรับปรุงค่าความดัน  $P^*$  ที่สมมติขึ้น เพื่อให้ได้ค่าความดันที่ใกล้เคียงกับค่าจริงยิ่งขึ้น ด้วยค่าปรับปรุงความดัน  $P'$  ดังสมการ

$$P = P^* + P' \quad \text{สมการที่ 4.13}$$

เช่นเดียวกันกับค่าความเร็ว  $u^*, w^*$  ที่ทำการปรับปรุงดังสมการ

$$u = u^* + u' \quad \text{สมการที่ 4.15}$$

$$w = w^* + w' \quad \text{สมการที่ 4.16}$$

เมื่อนำ สมการที่ 4.11.1 ลบด้วย สมการที่ 4.12.1 จะได้

$$a_e u'_e = \sum a_{nb} u'_{nb} + b + (P'_P - P'_E) A_e \quad \text{สมการที่ 4.17}$$

จาก สมการที่ 4.17 จะกำหนดให้เทอม  $\sum a_{nb} u'_{nb}$  มีค่าเท่ากับศูนย์ (Patankar, 1980) ดังนั้นจะได้

$$a_e u'_e = (P'_P - P'_E) A_e \quad \text{สมการที่ 4.18.1}$$

หรือ

$$u'_e = d_e (P'_P - P'_E) \quad \text{สมการที่ 4.18.2}$$

เมื่อ

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad \text{สมการที่ 4.19}$$

จาก สมการที่ 4.18.2 ทำให้สามารถเขียนสมการที่แสดงความเร็ว ณ ตำแหน่ง  $e$  ได้ดังนี้

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E) \quad \text{สมการที่ 4.20}$$

ซึ่งเป็นสมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $u_e^*$  กับค่าปรับปรุงความดัน  $P'$

เช่นเดียวกันกับความเร็วในตำแหน่งอื่นๆ

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_P - P'_N) \quad \text{สมการที่ 4.21}$$

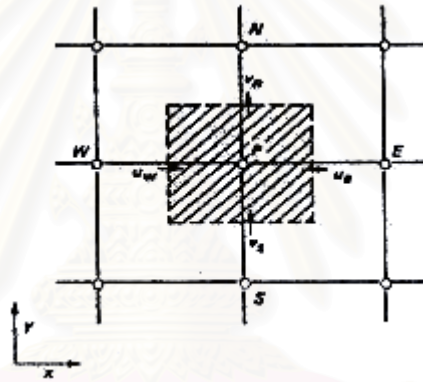
$$w_l = w_l^* + d_l (P'_P - P'_L) \quad \text{สมการที่ 4.22}$$

พิจารณาสมการความต่อเนื่องที่ไม่ขึ้นกับเวลาในรูปแบบเดียวกับสมการที่ได้แสดงไว้ในบทที่ 3

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0$$

เมื่อทำการแปลงสมการให้อยู่เป็นสมการพีชคณิตด้วยวิธีที่กล่าวไว้ในหัวข้อ 4.2.2 โดยอาศัย ปริมาตรควบคุมใน **รูปภาพที่ 4.11** (แสดงไว้ในลักษณะ 2 มิติ เพื่อความสะดวก) จะได้สมการความ ต่อเนื่องในรูปแบบสมการพีชคณิตดังนี้

$$[u_e - u_w] \Delta y \Delta z + [w_t - w_b] \Delta x \Delta y = 0 \quad \text{สมการที่ 4.23}$$



**รูปภาพที่ 4.11** ปริมาตรควบคุมที่ใช้ในสมการความต่อเนื่อง

จากนั้นแทนค่าความเร็วต่างๆ ด้วยสมการที่อยู่ในรูปแบบเดียวกับ สมการที่ 4.20 - 4.22 แล้วทำการจัดรูปสมการใหม่ จะได้สมการพีชคณิตของ  $P'$  ดังนี้

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_T P'_T + a_B P'_B + b \quad \text{สมการที่ 4.24}$$

เมื่อ  $a_E = d_e \Delta y \Delta z \quad \text{สมการที่ 4.25.1}$

$$a_W = d_w \Delta y \Delta z \quad \text{สมการที่ 4.25.2}$$

$$a_T = d_t \Delta x \Delta y \quad \text{สมการที่ 4.25.3}$$

$$a_B = d_b \Delta x \Delta y \quad \text{สมการที่ 4.25.4}$$

$$a_P = a_E + a_W + a_T + a_B \quad \text{สมการที่ 4.25.5}$$

$$b = [u_w^* - u_e^*] \Delta y \Delta z + [w_b^* - w_t^*] \Delta x \Delta y \quad \text{สมการที่ 4.25.6}$$

จากสมการข้างต้นพบว่า สมการที่ 4.25.6 มีรูปแบบเหมือนกับ สมการที่ 4.23 ซึ่งเป็นสมการพีชคณิตของสมการความต่อเนื่อง เพียงแต่เปลี่ยนจากความเร็ว  $u, w$  เป็น  $u^*, w^*$  ตามลำดับ ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่า เมื่อใดที่ สมการที่ 4.25.6 มีค่าเท่ากับศูนย์แสดงว่า ความดัน  $P^*$  ที่ใช้เป็นค่าความดันที่เมื่อใช้ในการคำนวณค่าความเร็วจากสมการ โมเมนตัมแล้ว ความเร็วที่คำนวณได้จะทำให้สมการความต่อเนื่องเป็นจริง

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จากสมการที่กล่าวมาข้างต้น สามารถสรุปเป็นลำดับขั้นตอนในการคำนวณหาค่าตอบของวิธี SIMPLE ซึ่งเป็นลำดับขั้นตอนที่ใช้ในการคำนวณของงานวิจัยนี้ ได้ดังนี้

- 1) เค้าค่าความดันเริ่มต้น  $P^*$
- 2) แก้ สมการ โมเมนตัม 4.12.1 - 4.12.2 เพื่อให้ได้ค่าความเร็ว  $u^*, w^*$
- 3) แก้ สมการที่ 4.24 เพื่อหาค่า  $P'$
- 4) คำนวณ  $P$  จาก สมการที่ 4.13
- 5) คำนวณค่าความเร็ว  $u, w$  จากค่า  $u^*, w^*$  ที่ได้จากข้อ 2 ด้วย สมการที่ 4.20 - 4.22 ตามลำดับ
- 6) นำค่าความเร็ว  $u, w$  ที่ได้ไปทำการคำนวณสมการพีชคณิตอื่นๆ เช่น สมการอนุรักษ์พลังงาน
- 7) นำค่า  $P$  ที่ได้จากขั้นตอนที่ 4 ไปเป็นค่าความดันเริ่มต้น  $P^*$  ในขั้นตอนที่ 1 จากนั้นทำการคำนวณตามขั้นตอนที่ 2 อีกครั้ง
- 8) ทำตามขั้นตอนเหล่านี้ไปเรื่อยๆ จนกระทั่งค่าที่คำนวณได้จากการคำนวณในรอบการคำนวณ ถัดกันมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย

#### 4.4 การพิจารณาอุณหภูมิของระบบสถานะไม่คงตัว

จากที่กล่าวข้างต้นเป็นการอธิบายการแปรสมการอนุพันธ์ของระบบที่มีสถานะคงตัว สำหรับหัวข้อนี้จะอธิบายถึงการแปรสมการอนุพันธ์ของระบบที่มีสถานะไม่คงตัวของสมการอนุรักษ์ที่ใช้อธิบายปรากฏการณ์กระจายตัวของอุณหภูมิสำหรับกรณี que ที่พิจารณาการนำความร้อนเพียงอย่างเดียว และสมมติฐานต่างๆ ที่ได้อธิบายไว้ในบทที่ 3 จะได้ตั้งสมการที่ 3.12

$$0 = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad \text{สมการที่ 3.12}$$

ทำการอินทิเกรต สมการที่ 3.12 รอบปริมาตรควบคุมทั้งแนวแกน  $x, z$  และ รอบช่วงของเวลา แล้วทำการจัดรูปใหม่ โดยกำหนดให้  $E, W, T, B$  เป็นโนดของแนวแกน  $x, z$  ตามลำดับ และ  $e, w, t, b$  เป็นจุดกึ่งกลางระหว่างโนด  $E, W, T, B$  กับ โหนด  $P$  ตามลำดับ ส่วนกรณีของเวลา จะให้ค่า อุณหภูมิ ที่เวลา  $t$  เพื่อคำนวณหาค่า อุณหภูมิ ที่เวลา  $t + \Delta t$  และ  $T_P^0, T_E^0, T_W^0, T_T^0, T_B^0$  เป็นค่าอุณหภูมิที่เวลา  $t$  และ  $T_P, T_E, T_W, T_T, T_B$  เป็นค่าอุณหภูมิที่เวลา  $t + \Delta t$  ดังจะได้สมการดังนี้



$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_T T_T + a_B T_B + b \quad \text{สมการที่ 4.26}$$

เมื่อ

$$a_E = \frac{k_e}{(\delta x)_e} \quad \text{สมการที่ 4.27.1}$$

$$a_W = \frac{k_w}{(\delta x)_w} \quad \text{สมการที่ 4.27.2}$$

$$a_T = \frac{k_t}{(\delta x)_t} \quad \text{สมการที่ 4.27.3}$$

$$a_B = \frac{k_b}{(\delta x)_b} \quad \text{สมการที่ 4.27.4}$$

$$a_p^0 = \frac{\rho \hat{C}_p \Delta X}{\Delta t} \quad \text{สมการที่ 4.27.5}$$

$$b = a_p^0 T_p^0 \quad \text{สมการที่ 4.27.6}$$

$$a_p = a_E + a_W + a_T + a_B + a_p^0 \quad \text{สมการที่ 4.27.7}$$

สำหรับวิธีการที่ใช้ในการแก้สมการพีชคณิตจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

#### 4.5 วิธีการแก้สมการพีชคณิต

สมการอนุกรมต่างๆ เมื่อทำการแปลงให้เป็นสมการพีชคณิตแล้ว จะมีรูปแบบต่างๆ ไปดังต่อไปนี้

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad \text{สมการที่ 4.28}$$

เมื่อ

$P$  คือ โหนดที่ทำการคำนวณ

$nb$  คือ โหนดในบริเวณใกล้เคียงกับ โหนด  $P$

ด้วยเหตุนี้จึงสามารถใช้วิธีเดียวกันในการแก้สมการเหล่านี้ได้ ซึ่งโดยทั่วไปในการแก้สมการพีชคณิตที่มีความซับซ้อนและอยู่ในรูปแบบหลายมิติ การแก้สมการจะนิยมใช้วิธีการคำนวณซ้ำ (Iterative method) ซึ่งจะเริ่มต้นจากการเดาค่าเริ่มต้นของ  $\phi$  บนทุกๆ โหนดของระบบ แล้วทำการคำนวณเพื่อปรับปรุงค่า  $\phi$  ในลักษณะเป็นรอบของการคำนวณ เมื่อใดที่ค่า  $\phi$  ที่ได้จากการคำนวณในรอบการคำนวณถัดกันมีค่าเปลี่ยนแปลงน้อย แสดงว่าค่า  $\phi$  ที่ได้จากการคำนวณในรอบนั้นคือ คำตอบของสมการพีชคณิต

วิธีการคำนวณซ้ำที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือ วิธีเกาส์-ไซเดล แบบทีละจุด (Gauss-Seidel Point-by-Point Method) ซึ่งจะเริ่มต้นจากการเดาค่าเริ่มต้นของ  $\phi$  บนทุกๆ โหนดของระบบ จากนั้นจึงเริ่มทำการคำนวณจากโหนดใดโหนดหนึ่ง โดยที่อาศัยความสัมพันธ์ในลักษณะเดียวกับ สมการที่ 4.28 ทำให้สามารถคำนวณค่า  $\phi$  ณ โหนดนั้นๆ ได้จาก

$$\phi_p = \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb}^* + b}{a_p} \quad \text{สมการที่ 4.29}$$

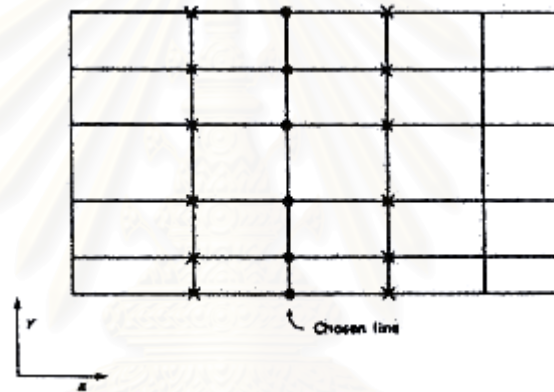
เมื่อ  $\phi_p$  แทนค่า  $\phi$  ของโหนดที่ทำการคำนวณ

$\phi_{nb}^*$  แทนค่าที่มีอยู่ในปัจจุบันของโหนดบริเวณรอบๆ โหนด  $P$

เมื่อทุกๆ โหนดในระบบได้รับการคำนวณตามสมการข้างต้น จะถือว่าเสร็จสิ้นรอบของการคำนวณหนึ่งรอบ

เนื่องจากการคำนวณด้วยวิธีที่ละจุดนี้ พบว่าใช้เวลาในการหาคำตอบของสมการมาก โดยเฉพาะในกรณีของระบบที่มีจำนวนของกริดมากๆ ดังนั้นจึงได้มีการคิดค้นวิธีการเกาส์-ไซเดลแบบทีละแถว (Gauss-Seidel Line-by-Line Method) ซึ่งเป็นวิธีเดียวกับที่ใช้ในงานวิจัยนี้ขึ้นมา วิธีนี้เป็น การผสมกันระหว่างวิธีที่ละจุดที่กล่าวมาข้างต้น กับ วิธี TDMA (TriDiagonal-Matrix Algorithm) ซึ่งเป็นวิธีการแก้สมการพีชคณิตวิธีหนึ่ง (รายละเอียดของวิธีการ TDMA จะอยู่ในภาคผนวก ก)

การคำนวณด้วยวิธีทีละแถว จะเริ่มต้นจากการเดาค่าเริ่มต้นของ  $\phi$  บนทุกๆ โหนดของระบบ เช่นเดียวกันกับวิธีที่ละจุด แต่เปลี่ยนจากการคำนวณทีละจุดไปเป็นการคำนวณทีละแถว ดังแสดงได้จาก รูปภาพที่ 4.12



รูปภาพที่ 4.12 ลักษณะการแก้สมการด้วยวิธีทีละแถว

จากรูป ถ้าทำการเลือกแถวขึ้นมาหนึ่งแถวตามแนวแกน  $y$  (แถวที่มีเครื่องหมายจุดสีดำ) โดยสมมติว่าทราบค่า  $\phi$  ของโหนดที่อยู่บริเวณแถวข้างเคียง (แถวที่มีเครื่องหมายกากบาท) ดังนั้นเมื่อทำการพิจารณาสมการพีชคณิตของโหนดตามแนวของแถวที่เลือก (โหนดที่มีเครื่องหมายจุดสีดำ) จะพบว่าสมการจะประกอบขึ้นจากความสัมพันธ์ของค่า  $\phi$  ในโหนดของแถวข้างเคียงซึ่งทราบค่าในปัจจุบัน (โหนดที่มีเครื่องหมายกากบาท) ทำให้เมื่อได้สมการพีชคณิตของโหนดตามแนวแกนของแถวที่เลือกครบทุกโหนด จะกลายเป็นกลุ่มของสมการที่มีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าเฉพาะค่า  $\phi$  ในตำแหน่งของโหนดตามแนวของแถวเท่านั้น ดังนั้นจึงสามารถแก้กลุ่มของสมการดังกล่าวได้ด้วยวิธี TDMA

เมื่อทำการคำนวณครบทุกแถวในระบบด้วยวิธีการข้างต้น จะถือว่าเสร็จสิ้นรอบของการคำนวณหนึ่งรอบ ซึ่งจะพบว่าด้วยวิธีที่ละแถวนี้ จะใช้เวลาในการหาคำตอบน้อยกว่าวิธีที่ละจุด และไม่จำเป็นต้องกังวลกับจำนวนของกริดที่มาก

#### 4.6 รีแลกซ์ชัน (Relaxation)

ในการแก้สมการพีชคณิตด้วยวิธีการคำนวณซ้ำนั้น บางครั้งมีความจำเป็นที่จะต้องทำการเพิ่มหรือลดการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรที่คำนวณได้ระหว่างรอบของการคำนวณที่อยู่ติดกัน ซึ่งจะเรียกวินวิธีการดังกล่าวว่า โอเวอร์รีแลกซ์ชัน (Overrelaxation) สำหรับในกรณีที่ต้องการเพิ่ม และอันเดอร์รีแลกซ์ชัน (Underrelaxation) ในกรณีที่ต้องการลดการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรที่คำนวณระหว่างรอบของการคำนวณที่อยู่ติดกัน ดังมีวิธีการดังนี้

พิจารณา สมการที่ 4.28 จะสามารถจัดรูปสมการได้ใหม่คือ

$$\phi_p = \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_p} \quad \text{สมการที่ 4.30}$$

ทำการบวกและลบทางด้านขวามือของ สมการที่ 4.30 ด้วย  $\phi_p^*$  จะได้

$$\phi_p = \phi_p^* + \left( \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_p} - \phi_p^* \right) \quad \text{สมการที่ 4.31}$$

จาก สมการที่ 4.31 จะพบว่าค่าที่อยู่ภายในวงเล็บก็คือค่าที่แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงระหว่างค่าที่คำนวณได้ในรอบที่อยู่ติดกัน โดยสามารถทำการปรับปรุงค่าดังกล่าวได้จากค่า รีแลกซ์ชันแฟคเตอร์ (Relaxation Factor)  $\alpha$  ดังสมการ

$$\phi_p = \phi_p^* + \alpha \left( \frac{\sum a_{nb} \phi_{nb} + b}{a_p} - \phi_p^* \right) \quad \text{สมการที่ 4.32}$$

นั่นคือ ถ้าค่าของ  $\alpha$  อยู่ในช่วง 0-1 ก็จะเรียกวินวิธีการนี้ว่า อันเดอร์รีแลกซ์ชัน และถ้า  $\alpha$  มีค่ามากกว่า 1 ก็จะเรียกว่า โอเวอร์รีแลกซ์ชัน

สำหรับในงานวิจัยนี้จะใช้วิธีการอินเตอร์รีแกล็คเซชัน ร่วมกันกับวิธีการเกาส์-ไซเดลแบบทีละแถว ในการแก้สมการพีชคณิตทั้งสองกรณี



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 5

### ชุดการทดลอง

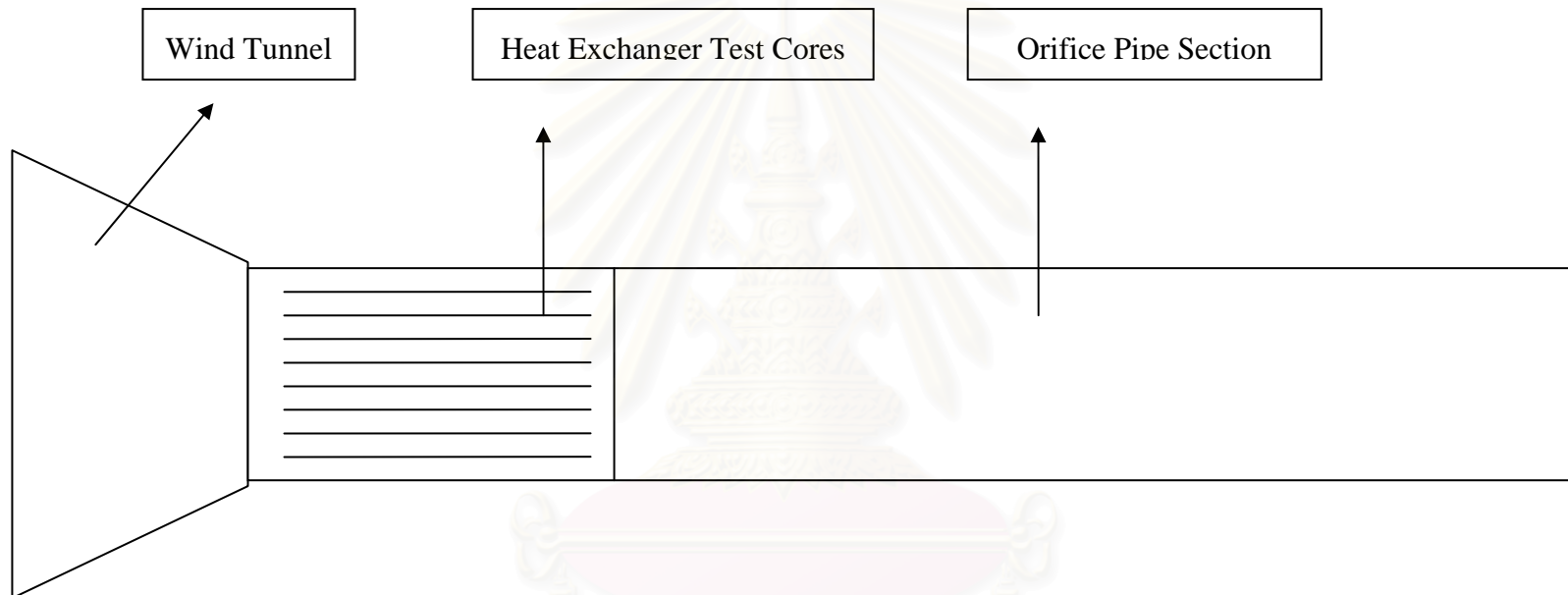
เพื่อทำการตรวจสอบความถูกต้อง (Verification) และ ความสามารถในการทำนายของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในงานวิจัยชิ้นนี้ ชุดการทดลองที่ใช้ในการศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Plate Fin Heat Exchanger เพื่อนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองไปเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากงานวิจัย โดยชุดการทดลองที่นำมาพิจารณาเพื่อทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้น ได้จากงานวิจัยของ Ronald S. Mullisen โดยรายละเอียดของชุดการทดลองมีดังต่อไปนี้

#### 5.1 ลักษณะและส่วนประกอบของชุดการทดลอง

ลักษณะและส่วนประกอบของชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen นั้นมีรายละเอียดดังแสดงใน **รูปภาพที่ 5.1** โดยมีสัญลักษณ์แสดงส่วนประกอบต่าง ๆ ของชุดการทดลองดังต่อไปนี้

1. ช่องอากาศเข้า (Wind tunnel)
2. ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Test Cores)
3. ส่วนวัดความเร็วกระแสอากาศ (Orifice Pipe Section)

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปภาพที่ 5.1 แสดงลักษณะ และชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen

### 5.1.1 ลักษณะของ ช่องอากาศขาเข้า (Wind tunnel)

ลักษณะของช่องอากาศขาเข้าจะประกอบด้วย Contraction ขนาด 9:1 ตามด้วย Contraction ขนาด 4:1 โดยที่ส่วนของ Contraction นี้จะมีลวดเส้นเล็กที่ถักเป็นตาข่ายซึ่งทำหน้าที่เป็น Screen ในการลดขนาดของความปั่นป่วนของอากาศขาเข้าที่มีขนาดเล็ก (Small Scale Turbulence) ก่อนที่จะผ่านเข้าสู่ ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Test Cores) ต่อไป ในส่วนของกระแสอากาศที่มีความปั่นป่วนมาก ๆ (Large Scale Turbulence) นั้นจะมีอุปกรณ์ที่เรียกว่า Honeycomb ที่สร้างจากอะลูมิเนียมทำหน้าที่ลดขนาดของความปั่นป่วนเหล่านี้ โดยอุปกรณ์ Honeycomb จะถูกติดตั้งอยู่ตรงตำแหน่งเดียวกับตาข่ายเส้นลวดที่ทำหน้าที่กำจัด Small Scale Turbulence

ช่องอากาศขาเข้าถูกประกอบขึ้นมาจากไม้ Balsa และประกอบติดกันโดยใช้กาว ช่องอากาศขาเข้าจะถูกประกอบเข้ากับส่วนประกอบหลักส่วนที่สองของชุดการทดลอง คือ ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Test Cores) ซึ่งมีลักษณะเป็นสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด 15.24 x 15.24 ตารางเซนติเมตร ดังรายละเอียดที่จะถูกอธิบายดังต่อไปนี้

### 5.1.2 ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Test Cores)

ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นถูกประกอบขึ้นมาจากไม้อัด มีขนาดของพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ 15.24 x 15.24 ตารางเซนติเมตร, หนา 1.9 เซนติเมตร และยาว 71 เซนติเมตร โดยด้านบน และด้านล่างของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนถูกหุ้มด้วยโฟมเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกจากระบบ โดยโฟมที่ใช้ห่อหุ้มมีความหนาเท่ากับ 2.54 เซนติเมตร

ในส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ได้มีการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับวัดค่าความดัน โดยมีการติดตั้งที่ตำแหน่งทางเข้า และทางออกของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์สำหรับวัดค่าความดันที่ใช้นั้นทำขึ้นมาจาก Plexiglass โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 2.54 เซนติเมตร อุปกรณ์วัดค่าความดันนี้ถูกติดตั้งที่ตำแหน่งทางด้านขาเข้าจำนวน 3 ชิ้น ที่ตำแหน่งกึ่งกลางของผนังด้านข้างของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน ด้านละหนึ่งตัว แลที่ตำแหน่งกึ่งกลางทางผนังด้านล่างอีกหนึ่งตัว โดยที่ตำแหน่งทางด้านขาออกก็มีการติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าความดันในลักษณะเดียวกับทางด้านขาเข้า



นอกจากนี้ ในส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ยังมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ที่ตำแหน่งของทางเข้า และทางออกเช่นเดียวกัน โดยการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลนั้น ได้ทำการติดตั้งไว้ ณ ตำแหน่งกึ่งกลางพื้นที่หน้าตัดของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยทำการติดตั้งที่ตำแหน่งของทางเข้า และทางออกตำแหน่งละ 6 จุด โดยเว้นระยะห่างของเทอร์โมคัปเปิลแต่ละตัวเท่า ๆ กัน

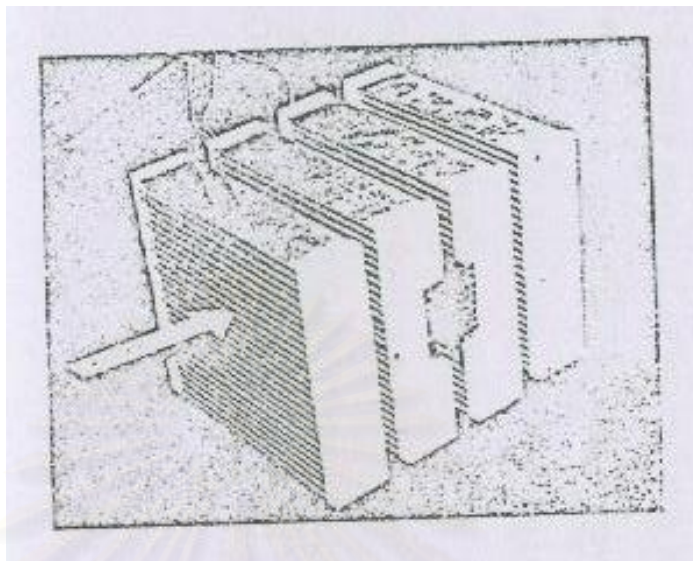
### 5.1.3 ส่วนวัดความเร็วกระแสอากาศ (Orifice Pipe Section)

ถัดจากส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน จะเป็นส่วนที่ใช้สำหรับวัดค่าความเร็วของกระแสอากาศ โดยอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับวัดค่าความเร็วของอากาศในชุดการทดลองนี้คือ ท่อ orifice ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร และมีความยาวเท่ากับ 2.36 เมตร

ท่อ orifice ที่ใช้ในการทดลองนี้จะปฏิบัติตามข้อกำหนดของ ISO 5167 ซึ่งเหมาะสำหรับการวัดค่าความเร็วของของไหลที่มีค่าต่ำ ๆ นอกจากนี้ในส่วนของท่อ orifice นี้ยังสามารถช่วยลดความสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นขณะที่ทำการทดลองด้วย

## 5.2 ส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน

ในการทดลองของ Mulisen นั้น ได้แบ่งชุดการทดลองออกเป็น 3 ประเภท ตามชนิดของการจัดเรียงรูปแบบของตัวครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ ชนิด Inline Plate Fin, Staggered Plate Fin และชนิด Inline Array 90 degree Plate Fin โดยชนิดที่นำมาใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ใช้ในงานวิจัยชิ้นนี้จะเป็นแบบ Inline Plate Fin เท่านั้น โดยลักษณะของ Inline Plate Fin แสดงไว้ดัง **รูปภาพที่ 5.2**



**รูปภาพที่ 5.2** รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Inline Plate Fin  
ที่ใช้ในชุดการทดลองของ Mullisen

นอกจากนี้ ในการทำการทดลอง ตัวครีปที่ใช้ได้ถูกออกแบบมาให้มีความแข็งแรงมากพอ โดยจะมีขนาดบางมาก แต่ไม่เกิดการโค้งงอ หรือเสียรูปในขณะที่ทำการทดลอง เพื่อให้ค่าที่ได้จากการทดลองมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น ตัวครีปแต่ละตัวจะมีความหนาเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร และมีความกว้างเท่ากับ ความกว้างของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน คือ 15.24 เซนติเมตร โดยมีจำนวนครีปทั้งหมดเท่ากับ 26 ชั้น โดยตัวครีปหนึ่งชั้นจะทำจากอะลูมิเนียมหนึ่งชั้น โดยไม่มีการเชื่อมต่อเพื่อให้ตัวครีปมีคุณสมบัติเหมือนกัน โดยตลอดทั้งแผ่น

การประกอบตัวครีปเข้ากับส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำได้โดยการเจาะผนังทางด้านข้างของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เป็นช่อง เพื่อให้สามารถใส่แผ่นครีปเข้าไปได้ โดยที่แผ่นครีปจะยื่นออกมาจากผนังทางด้านนอกด้วยเพื่อให้สามารถต่อตัวครีปแต่ละชั้นเข้ากับตัวให้ความร้อนได้ หลังจากนั้นตัวครีปจะถูกยึดกับผนังของส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนให้แน่นมากขึ้นโดยใช้กาว epoxy และทำการลบเหลี่ยม และเศษไม้ที่ผนังด้านในอีกครั้งหนึ่งเพื่อให้มั่นใจว่าขอบที่เกิดขึ้นจากการประกอบตัวครีปที่ผนังด้านในของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่รบกวนการไหลในขณะทำการทดลอง

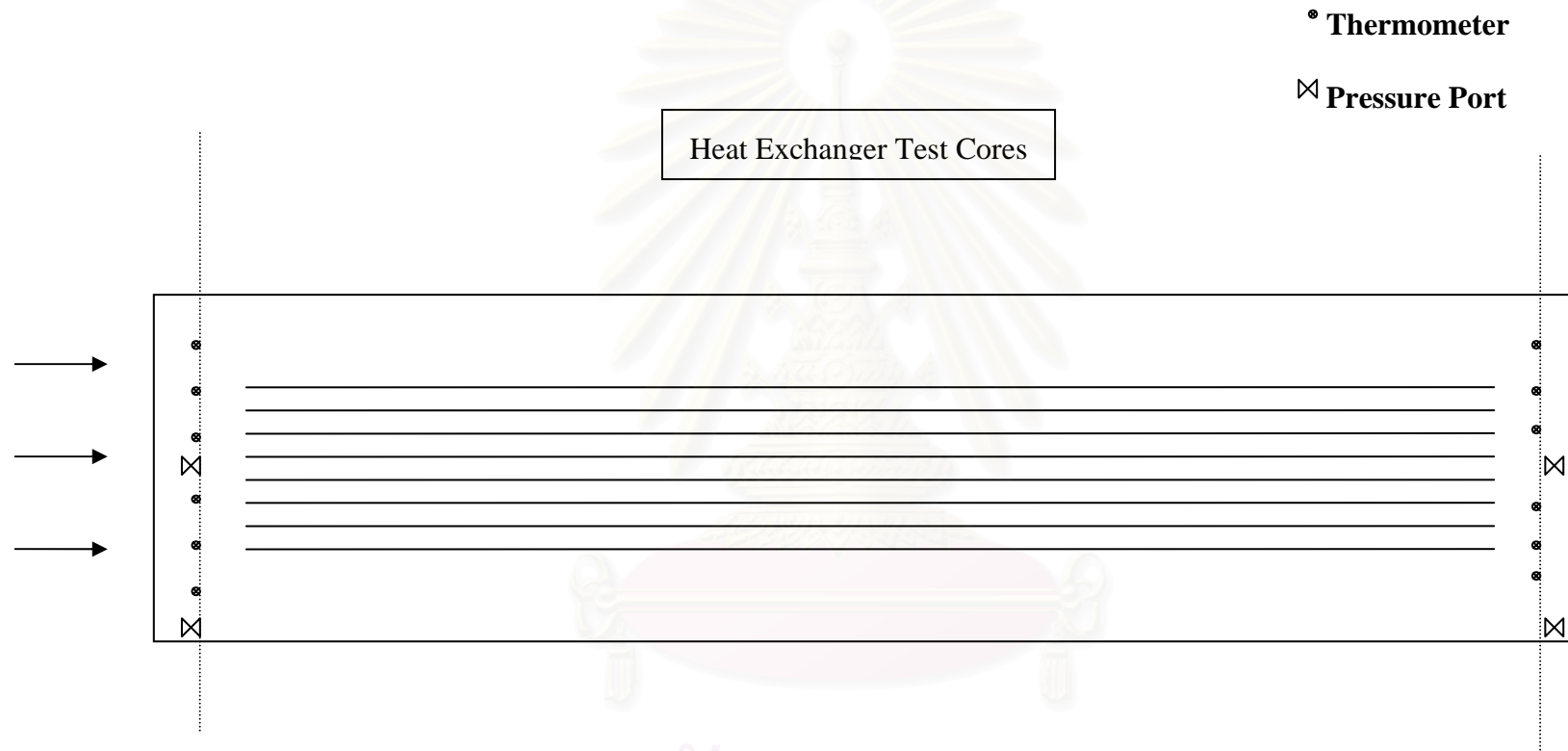
สำหรับระบบการให้ความร้อนในชุดการทดลองนี้ ถูกออกแบบมาโดยถูกติดเข้ากับตัวครีบแต่ละตัว โดยจะมีการควบคุมค่าความร้อนที่ให้กับตัวครีบเพื่อให้ตัวครีบมีอุณหภูมิคงที่ตลอดที่ทำการทดลอง โดยกำหนดให้อุณหภูมิของตัวครีบมีค่าเท่ากับ  $32^{\circ}\text{C}$  เท่ากัน โดยตลอดทั่วทั้งแผ่นครีบ ตัวให้ความร้อนแก่ตัวครีบเป็นแบบใช้พลังงานไฟฟ้า โดยประกอบด้วยลวดนิโครมที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 0.66 มิลลิเมตร ต่อเข้ากับด้านข้างของตัวครีบแต่ละตัว และถูกประกบด้วยไม้อัดอีกครึ่งหนึ่งเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อน

### 5.3 ตำแหน่งของอุปกรณ์การวัดที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์การวัดที่ใช้ในการทดลองนี้คือ อุปกรณ์สำหรับวัดค่าความดัน และเทอร์โมคัปเปิล โดยทั้งสองอุปกรณ์ถูกติดตั้งไว้ที่ตำแหน่งทางเข้า และทางออกของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยดังที่ได้กล่าวมาแล้ว เทอร์โมคัปเปิลได้มีการติดตั้งไว้ที่กึ่งกลางพื้นที่หน้าตัดทั้งทางด้านขาเข้า และขาออกของส่วนทดสอบด้านละ 6 ตัว โดยการติดตั้งได้ทำการติดตั้งให้ห่างจากทางด้านขาเข้า และทางด้านขาออก เข้ามาทางด้านในของส่วนทดสอบด้านละ 1 เซนติเมตร สาเหตุที่ต้องติดตั้งเทอร์โมมิเตอร์ให้ขยับเข้ามาทางด้านในของส่วนทดสอบเนื่องจากว่าต้องการลดผลกระทบอันเนื่องมาจาก Entrance Effect และ End Effect ที่อาจเกิดขึ้นได้ เพื่อให้ค่าที่ได้จากการวัดมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น โดยระยะ 1 เซนติเมตร ได้มาจากการคำนวณหาค่า Entrance Length ที่ค่า Re Number ค่า ๆ โดยอุปกรณ์สำหรับวัดค่าความดันก็ถูกติดตั้งในลักษณะเดียวกัน

ในงานวิจัยชิ้นนี้จะทำการจำลองเฉพาะส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อนเท่านั้น โดยตำแหน่งของอุปกรณ์สำหรับวัดค่าความดัน และเทอร์โมคัปเปิล แสดงไว้ดัง **รูปภาพที่ 5.3**

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



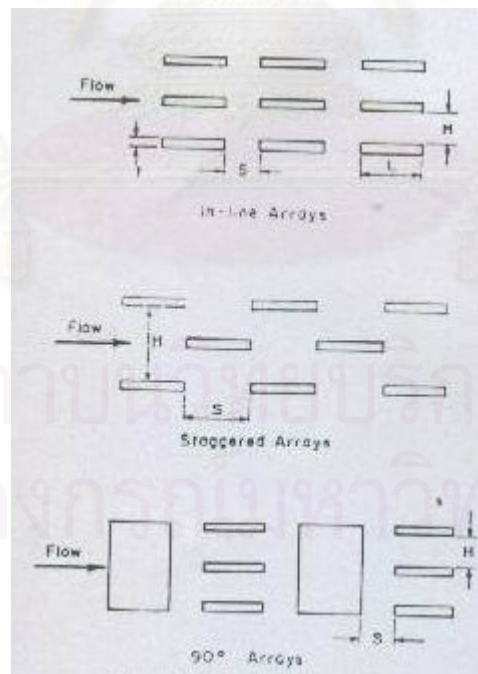
รูปภาพที่ 5.3 แสดงตำแหน่งของอุปกรณ์การวัดที่ใช้ในการทดลองของ Ronald S. Mullisen

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จาก **รูปภาพที่ 5.3** ค่าที่วัดได้จากการทดลองจะถูกแปลงเป็นสัญญาณไฟฟ้า โดยที่ค่าอุณหภูมิจะถูกแปลงเป็นสัญญาณไฟฟ้าโดยใช้อุปกรณ์ Dona Model 3500 D.C. Amplifiers ส่วนค่าความดันถูกแปลงสัญญาณโดยใช้อุปกรณ์ Validyne Model DP 15 TL Pressure Transducer โดยค่าความดัน และอุณหภูมิที่วัดได้ จะอยู่ในรูปสัญญาณ Analog และจะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูป Digital โดยใช้เครื่อง Preston Model GMAD – 4 Analog – to – Digital Converter อีกทีหนึ่ง

#### 5.4 การทดลอง

Ronald S. Mullisen ได้เสนอผลงานวิจัยที่ทำการศึกษเกี่ยวกับผลกระทบต่อค่าการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เปลี่ยนไปอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนรูปแบบการจัดเรียงตัวของตัวครีบในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในงานวิจัยของ Mullisen ได้ทำการสร้างชุดการทดลองเพื่อจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยแบ่งการศึกษาออกเป็น 3 กรณีหลักตามประเภทของการจัดเรียงตัวของตัวครีบ คือ ชนิด Inline Plate Fin, Staggered Plate Fin และชนิด Inline Array 90 degree Plate Fin โดยลักษณะของการจัดเรียงของตัวครีบแสดงดัง **รูปภาพที่ 5.4**



**รูปภาพที่ 5.4** แสดงลักษณะการจัดเรียงของตัวครีบในการทดลองของ Ronald S. Mullisen

นอกจากนี้ Mullisen ยังได้ทำการปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรต่าง ๆ และศึกษาถึงผลกระทบที่เกิดขึ้นต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกภายในระบบ โดยค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ Mullisen ได้ทำการศึกษามีดังต่อไปนี้คือ

1. ความหนาของตัวครีป
2. ระยะห่างระหว่างแถวของตัวครีป
3. ความยาวของตัวครีป
4. จำนวนแถวของตัวครีป

โดยที่ Mullisen ได้ทำการปรับเปลี่ยนค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ต้องการศึกษาตามข้อที่ 1 – 4 และทำการศึกษาถึงผลกระทบที่มีต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้น และทำการเปรียบเทียบผลต่าง ๆ เหล่านี้ในแง่ของชนิดของการจัดเรียงตัวของตัวครีปด้วย โดยกรณีศึกษาต่าง ๆ ในงานวิจัยของ Mullisen ได้แสดงไว้ใน ตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 ตารางแสดงค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่ Ronald S. Mullisen ใช้ในการศึกษา

#### กรณี Inline Plate Fin

ความยาวของตัวครีป (เซนติเมตร)	ความหนาของตัวครีป (เซนติเมตร)	จำนวนแถวของตัวครีป	ระยะห่างระหว่างแถว (เซนติเมตร)
3.81	0.127	4	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81
3.81	0.224	4	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81
3.81	0.318	4	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81
2.54	0.222	6	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81
5.08	0.224	3	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81

### กรณี Staggered Plate Fin

ความยาวของตัวครีบ (เซนติเมตร)	ความหนาของตัวครีบ (เซนติเมตร)	จำนวนแถวของตัวครีบ	ระยะห่างระหว่างแถว (เซนติเมตร)
2.54	0.222	12	2.54, 3.81
5.08	0.227	6	5.08, 7.62

### กรณี Inline Array 90 degree Plate Fin

ความยาวของตัวครีบ (เซนติเมตร)	ความหนาของตัวครีบ (เซนติเมตร)	จำนวนแถวของตัวครีบ	ระยะห่างระหว่างแถว (เซนติเมตร)
3.81	0.222	4	0, 0.318, 0.635, 1.27, 2.54, 3.81

Mullisen ได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของชุดการทดลองของตนเอง โดยได้ทำการเปรียบเทียบชุดการทดลองของตนเอง กับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Shah และ Stephan โดยแบบจำลองของ Shah และ Stephan เป็นแบบจำลองคณิตศาสตร์ ที่ได้ใช้สมการพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหลมาสร้างเป็นแบบจำลองเพื่อใช้อธิบายการไหลของของไหลในท่อรูปทรงกระบอก และท่อรูปแบบอื่นที่ไม่ใช่ทรงกระบอก โดยชุดการทดลองที่ Mullisen นำไปใช้ในการตรวจสอบมีค่าตัวแปรต่างๆ คือ กรณี Inline Plate Fin ที่มีความยาวของตัวครีบเท่ากับ 3.81 เซนติเมตร ความหนาของตัวครีบเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร และระยะห่างระหว่างตัวครีบเป็นศูนย์

การตรวจสอบความถูกต้องของชุดการทดลองทำโดยการอาศัยผลของอุณหภูมิ และค่าความดันลดที่ได้จากการทดลองมาทำการคำนวณหาค่า Fanning Friction  $f$  Factor และค่า Colburn  $j$  Factor และนำค่า  $f$  และค่า  $j$  ที่ได้มาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากแบบจำลองคณิตศาสตร์ของ Shah และ Stephan

การคำนวณหาค่า Fanning Friction  $f$  Factor และค่า Colburn  $j$  Factor สามารถคำนวณได้จากชุดของสมการต่อไปนี้

$$f = \left( \frac{r_h}{L^*} \right) \left[ \frac{\Delta P_t}{G^2 / 2\rho} - K_c - K_e \right] \quad \text{สมการที่ 5.1}$$

และ

$$j = \left( \frac{h}{Gc_p} \right) \text{Pr}^{2/3} \quad \text{สมการที่ 5.2}$$

โดยที่  $r_h = \frac{A_c L^*}{A} \quad \text{สมการที่ 5.3}$

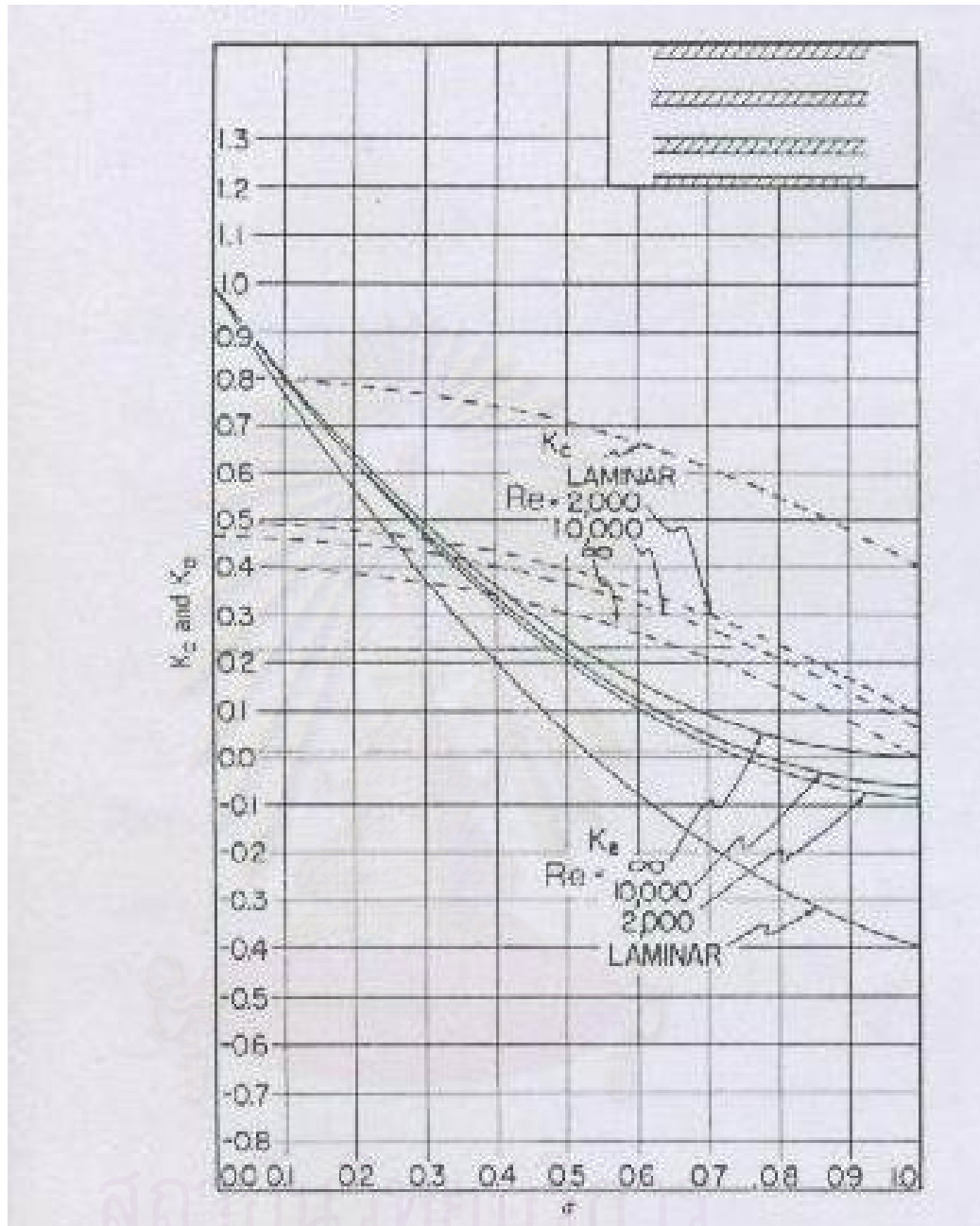
$$G = \frac{m}{A_c} \quad \text{สมการที่ 5.4}$$

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} \quad \text{สมการที่ 5.5}$$

$$A = \text{Number of Plates} \cdot x \cdot 2LW \quad \text{สมการที่ 5.6}$$

โดยที่ ค่า  $h$  ได้จากการคำนวณทาง Numerical Method โดยเลือกใช้วิธีของ Crank – Nicholson  
ค่า  $K_c$  และค่า  $K_e$  ได้จาก รูปถ่ายที่ 5.5





จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปถ่ายที่ 5.5 รูปถ่ายแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า  $K_c$  และค่า  $K_e$  กับค่า  $\sigma$

โดยที่ $A$	คือ ค่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของตัวครีบ โดยไม่รวมพื้นที่ในส่วนของความหนา, ตารางเมตร
$A_c$	คือ ค่า Core Minimum Free Flow Area, ตารางเมตร
$C_p$	คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอากาศ, J / kg °C anni
$G$	คือ ค่า Core Mass Velocity, kg / m <sup>2</sup> s
$h$	คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, W / m <sup>2</sup> °C
$K_c$	คือ Core Entrance Pressure Loss Coefficient
$K_e$	คือ Core Exit Pressure Loss Coefficient
$L^*$	คือ ค่าความยาวของตัวครีบที่เกิดการถ่ายเทความร้อน, เมตร
$m$	คือ ค่าอัตราการไหลของอากาศ, kg / s
$Pr$	คือ ค่า Prandtl Number
$r_h$	คือ ค่า Hydraulic Radius, เมตร
$W$	คือ ความกว้างของตัวครีบ, เมตร
$\Delta P_t$	คือ ค่าความดันลรวมที่เกิดขึ้นในระบบ, Pa
$\mu$	คือ ค่า Dynamic Viscosity ของอากาศ, Pa s
$\rho$	คือ ค่าความหนาแน่นของอากาศ, kg / m <sup>3</sup>
$\sigma$	คือ ค่าอัตราส่วนระหว่างค่า $\frac{A_c}{A}$

### 5.5 การตรวจสอบความถูกต้อง (Validation) ของชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen

ผลการทดลองของ Mullisen ในกรณีที่ชุดการทดลองเป็นกรณี Inline Plate Fin ที่มีความยาวของตัวครีบเท่ากับ 3.81 เซนติเมตร, ความหนาของตัวครีบเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร และระยะห่างระหว่างตัวครีบเป็นศูนย์นั้น มีค่าดังแสดงใน ตารางที่ 5.2

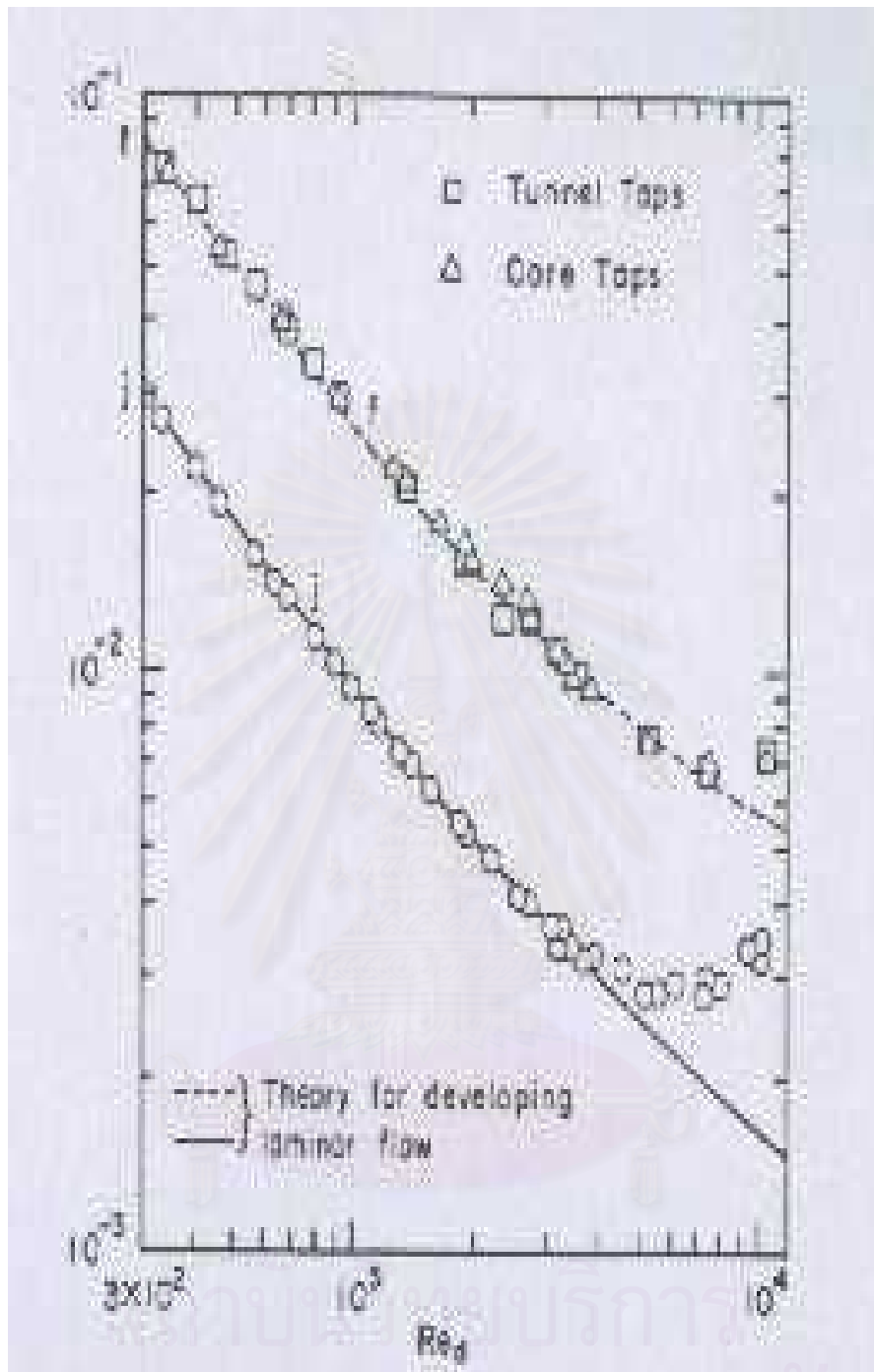
ตารางที่ 5.2 ตารางแสดงผลการทดลองที่ใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของชุดการทดลอง  
ของ Ronald S. Mullisen

Performance of Inline Arrays;  $t = 0.127$  cm,  $L = 3.81$  cm,  $s = 0$

Run	Red	f	j	j / f
1282	241	0.10049	0.03574	0.356
1283	346	0.06825	0.02511	0.368
1284	536	0.04764	0.01624	0.341
1285	723	0.03610	0.01236	0.342
1286	1138	0.02543	0.00834	0.328
1287	1803	0.01734	0.00597	0.344
1288	2643	0.01331	0.00478	0.359
1289	3985	0.00948	0.00384	0.405
1290	5173	0.00870	0.00360	0.414
1291	7212	0.00959	0.00393	0.410
1292	9300	0.00972	0.00432	0.444

โดยเมื่อทำการเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Shah และ Stephan จะ  
เพื่อทำการตรวจสอบความน่าเชื่อถือของชุดการทดลองจะได้ผลดังที่แสดงใน รูปภาพที่ 5.6

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

รูปภาพที่ 5.6 รูปภาพแสดงผลที่ได้จากการทดลองของ Mullisen  
เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองของ Shah และ  
Stephan

จาก **รูปภาพที่ 5.6** จะเห็นได้ว่าค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กรณีที่ชุดการทดลองเป็นกรณี Inline Plate Fin ที่มีความยาวของตัวครีบเท่ากับ 3.81 เซนติเมตร ความหนาของตัวครีบเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร และระยะห่างระหว่างตัวครีบเป็นศูนย์นั้น สอดคล้องกับค่า  $f$  และ ค่า  $j$  ที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Shah และ Stephan โดยเกือบจะตลอดของค่า Re Number ที่ได้ทำการทดลอง โดยค่า  $f$  และ ค่า  $j$  ของทั้งสองกรณีจะเริ่มมีความแตกต่างกันเมื่อค่า Re Number มีค่าประมาณ 3,500 – 4,000 สาเหตุเป็นเพราะว่า ที่ค่า Re Number มากกว่า 3,500 พฤติกรรมการไหลของอากาศเริ่มที่จะเปลี่ยนเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Shah และ Stephan เริ่มที่จะไม่สามารถใช้อธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นได้

จะเห็นได้จากการเปรียบเทียบว่าชุดการทดลองของ Mullisen มีความถูกต้อง และน่าเชื่อถือค่อนข้างมาก โดยสามารถใช้อธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในช่วง Re Number ต่ำ ๆ ได้เป็นอย่างดี นอกจากนี้ผลลัพธ์ในช่วง Re Number สูง ๆ ก็สอดคล้องกับลักษณะการไหลของอากาศที่เริ่มมีความปั่นป่วนเพิ่มมากขึ้น โดยเห็นได้จากการที่ค่า  $f$  และ ค่า  $j$  ที่ได้เริ่มเบี่ยงเบนออกจากแนวโน้มปกติ ดังนั้นจากผลการเปรียบเทียบดังที่ได้อธิบายมา จึงได้เลือกชุดการทดลองของ Mullisen มาใช้ในการเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่จะสร้างขึ้น เพื่อใช้ในการศึกษาในงานวิจัยชิ้นนี้ ดังที่จะกล่าวในรายละเอียดในบทต่อไป

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 6

### การเปรียบเทียบผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ กับผลที่ได้จากการทดลอง Ronald S. Mullisen

ในการจำลองเพื่อนำผลที่ได้มาเปรียบเทียบกับผลการทดลองในบทที่ 5 จะอาศัยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ชื่อว่า PHOENICS เวอร์ชัน 3.31 ซึ่งเป็นโปรแกรมคอมพิวเตอร์ซึ่งใช้หลักการของเทคนิค CFD (Computational Fluid Dynamics) ในการคำนวณผล โดยในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะใช้ข้อมูลที่สภาวะเดียวกันกับที่ใช้ในชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen โดยแบ่งออกได้เป็น 2 กรณี คือ กรณี Inline Plate Fin ที่ระยะห่างของแถวของตัวครีบบมีค่าเท่ากับศูนย์ และกรณีที่ระยะห่างของแถวของตัวครีบบมีค่าเท่ากับ 0.318 เซนติเมตรดังมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

#### 6.1 รายละเอียดของข้อกำหนดที่ใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ชุดการทดลองที่นำมาใช้ในการเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จะสร้างขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาในงานวิจัยชิ้นนี้สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กรณี ดังแสดงไว้ใน ตารางที่ 6.1 โดยทั้ง 2 กรณีเป็นชุดการทดลองชนิด Inline Plate Fin และเป็นการจำลองแบบ 2 มิติ

ตารางที่ 6.1 ตารางแสดงข้อกำหนดของสภาวะที่ถูกใช้ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

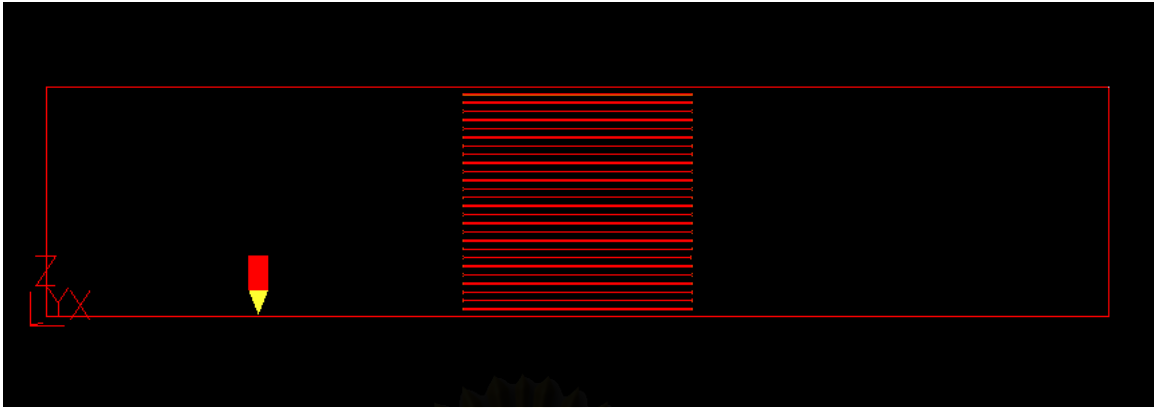
กรณีศึกษาที่	ความยาวของตัวครีบบ (เซนติเมตร)	จำนวนแถว	ความหนาของตัวครีบบ (เซนติเมตร)	ระยะห่างระหว่างแถว (เซนติเมตร)
1	3.81	4	0.127	0
2	3.81	4	0.127	0.381

### 6.1.1 กรณีสึกษาที่ 1 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0 เซนติเมตร)

การจำลองแบบจำลองของกรณีสึกษาที่ 1 นี้ กำหนดให้โดเมนที่ใช้ในการจำลองมีขนาด ยาว 71 เซนติเมตร และ สูง 15.24 เซนติเมตร ดังแสดงไว้ใน **รูปภาพที่ 6.1** โดยการกำหนดกริดที่ใช้ในการคำนวณจะแบ่งการกำหนดให้จำนวน และระยะห่างของเส้นกริดเป็นสามส่วน คือ ส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สองคือส่วนของโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 250 และ 738 ตามลำดับ และ ส่วนสุดท้าย คือ ส่วนของโดเมนที่อยู่เลยตัวครีบไปแล้ว จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ เช่นเดียวกับส่วนแรก

ในการกำหนดระยะห่างของเส้นกริดของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ จะถูกกำหนดให้มีความห่างกันมากในช่วงแรก และจะมีขนาดเล็กลงเมื่อเข้าใกล้ตัวครีบมากขึ้น โดยการกำหนดระยะห่างของกริดให้มีลักษณะเช่นนี้จะมีประโยชน์คือ สามารถลดจำนวนของกริดที่จะต้องใช้ในการคำนวณให้น้อยลง อีกทั้งยังสามารถเพิ่มรายละเอียดของการคำนวณในส่วนที่สนใจให้มากขึ้นได้ด้วย

ในการกำหนดระยะห่างของตัวกริดในช่วงโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ด้วย จะกำหนดระยะห่างของตัวกริดให้มีความละเอียดเท่ากัน โดยตลอดทั้งโดเมน และในโดเมนที่ระยะเลยตัวครีบมาแล้ว การกำหนดระยะห่างของกริดจะเหมือนกันกับในส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ



รูปภาพที่ 6.1 ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้ สำหรับกรณีระยะห่างของแถว = 0 ซม.

#### 6.1.2 กรณีศึกษาที่ 2 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0.381 เซนติเมตร)

การจำลองแบบจำลองของกรณีศึกษาที่ 2 นี้ โดเมนที่ใช้ในการจำลองจะมีขนาดเช่นเดียวกันกับกรณีศึกษาที่ 1 คือ ยาว 71 เซนติเมตร และ สูง 15.24 เซนติเมตร โดยลักษณะการจัดวางตัวครีบจะมีลักษณะดังแสดงไว้ใน รูปภาพที่ 6.2 โดยการกำหนดกริดที่ใช้ในการคำนวณในกรณีนี้นั้น จะแบ่งการกำหนดให้จำนวน และระยะห่างของเส้นกริดเป็นส่วน ๆ คือ ส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สองคือส่วนของโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 57 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สาม คือ ส่วนของโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 8 และ 738 ตามลำดับ และ ส่วนสุดท้าย คือ ส่วนของโดเมนที่อยู่เลยตัวครีบไปแล้ว จะกำหนดให้จำนวนกริด ตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ เช่นเดียวกับส่วนแรก



ในการกำหนดระยะห่างของเส้นกริดของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ และของโดเมนที่ระยะเลยตัวครีบไปแล้วจะมีลักษณะเช่นเดียวกันกับ กรณีสึกษาที่ 1 ก็จะถูกกำหนดให้มีความห่างกันมากในช่วงแรก และจะมีขนาดเล็กลงเมื่อเข้าใกล้ตัวครีบมากขึ้น ส่วนการกำหนดระยะห่างของตัวกริดในช่วงโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ด้วย และในช่วงโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบจะกำหนดระยะห่างของตัวกริดให้มีความละเอียดเท่ากันโดยตลอดทั้งโดเมน



รูปภาพที่ 6.2 ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้ สำหรับกรณีระยะห่างของแถว = 0.381 ซม.

### 6.1.3 สภาวะขอบเขต (Boundary Condition) ที่ใช้ในการศึกษา

#### 6.1.3.1 บริเวณทางเข้าของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Test Cores)

ความเร็วของอากาศที่ไหลเข้ามาใน Heat Exchanger Test Cores จะมีลักษณะเป็นแบบ Uniform Flow โดยที่ความเร็วจะมีเฉพาะในแนวแกน X เท่านั้น ( $\bar{U}$ ) ซึ่งมีค่าเปลี่ยนไปตามค่า Re Number โดยค่าความเร็วของอากาศเข้าที่ค่า Re Number ต่าง ๆ สามารถหาได้จาก สมการที่ 6.1

$$Re_d = \frac{dG}{\mu} \quad \text{สมการที่ 6.1}$$

โดยที่  $Re_d$  คือ ค่า Re Number  
 $d$  คือ ค่า Hydraulic Diameter, ( $4r_h$ )

นอกจากนี้ กำหนดให้ค่า Intensity ( $I$ ) เท่ากับ 5 เปอร์เซ็นต์ ส่วนของค่าพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้น เนื่องจากความปั่นป่วน ( $k$ ) และ ค่าอัตราการกระจายตัวของพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความปั่นป่วน ( $\mathcal{E}$ ) สามารถประมาณค่าได้จากค่า Intensity ด้วยสมการต่อไปนี้ ตามลำดับ

$$k = (I * \bar{U})^2 \quad \text{สมการที่ 6.2}$$

และ

$$\mathcal{E} = \frac{0.09^{0.75} k^{1.5}}{L} \quad \text{สมการที่ 6.3}$$

โดยที่

$$L = \frac{0.1 D_{eq}}{2} \quad \text{สมการที่ 6.4}$$

เมื่อ  $D_{eq}$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของช่องทางด้านขาเข้า มีค่าเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร

นอกจากนี้ กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศขาเข้ามีค่าเท่ากับ  $24^\circ\text{C}$

### 6.1.3.2 บริเวณผนัง

ที่บริเวณผนังทุกด้านของ Heat Exchanger Test Cores จะกำหนดให้หึ่งค์ประกอบของความเร็วในทิศทางมีค่าเท่ากับศูนย์ (no slip condition) และกำหนดให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างระบบ และสิ่งแวดล้อมเกิดขึ้นที่ผนังของ Heat Exchanger Test Cores โดยจะกำหนดให้ค่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในทิศทางตั้งฉากกับผนัง ที่บริเวณใกล้กับผนังมีค่าเป็นศูนย์ หรือ กำหนดให้ผนังมีสภาพการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ Adiabatic Wall Condition รวมทั้งกำหนดให้บริเวณใกล้ ๆ ผนังเป็นไปตามฟังก์ชันผนังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

### 6.1.3.3 บริเวณตัวครีป

กำหนดให้ครีปทำจากอลูมิเนียม โดยมีลักษณะเป็นแหล่งกำเนิดความร้อน (Heat Source) ที่มีค่าอุณหภูมิที่ผิวของตัวครีปคงที่เท่ากับ  $32^\circ\text{C}$

## 6.2 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลของการจำลองโดยใช้เทคนิค CFD

### 6.2.1 ผลที่ได้จากการทดลองกรณีศึกษาที่ 1 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0 เซนติเมตร)

จากผลการทดลองของ Ronald S. Mullisen เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากแบบจำลองในกรณีศึกษาที่ 1 โดยใช้เทคนิค CFD นั้น จุดประสงค์เพื่อที่จะตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ได้สร้างขึ้นเปรียบเทียบกับชุดการทดลองของ Mullisen ซึ่งได้มีการตรวจสอบมาแล้ว โดยจากแบบจำลองคณิตศาสตร์ที่ได้สร้างขึ้นนั้นได้ผลการทดลองดังแสดงใน ตารางที่ 6.2 และ ตารางที่ 6.3

ตารางที่ 6.2 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 1

$Re_d$	G	$U_x$	$K_c$	$K_c$	$P_1$	$P_2$	$f_{(cal)}$
225	28.92857	0.00497	0.220	-0.260	0.0124	0.0000172	0.12556
606	77.91429	0.01338	0.290	-0.204	0.0198	0.0000152	0.04996
1343	172.67143	0.02964	0.360	-0.148	0.0370	0.0000046	0.02075
3157	405.90000	0.06968	0.430	-0.092	0.0737	0.0000297	0.00920
6239	802.15714	0.13771	0.500	-0.036	0.2160	0.0001900	0.00626
8083	1039.24286	0.17841	0.535	-0.008	0.2750	0.0002340	0.00538

**ตารางที่ 6.3** ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 1

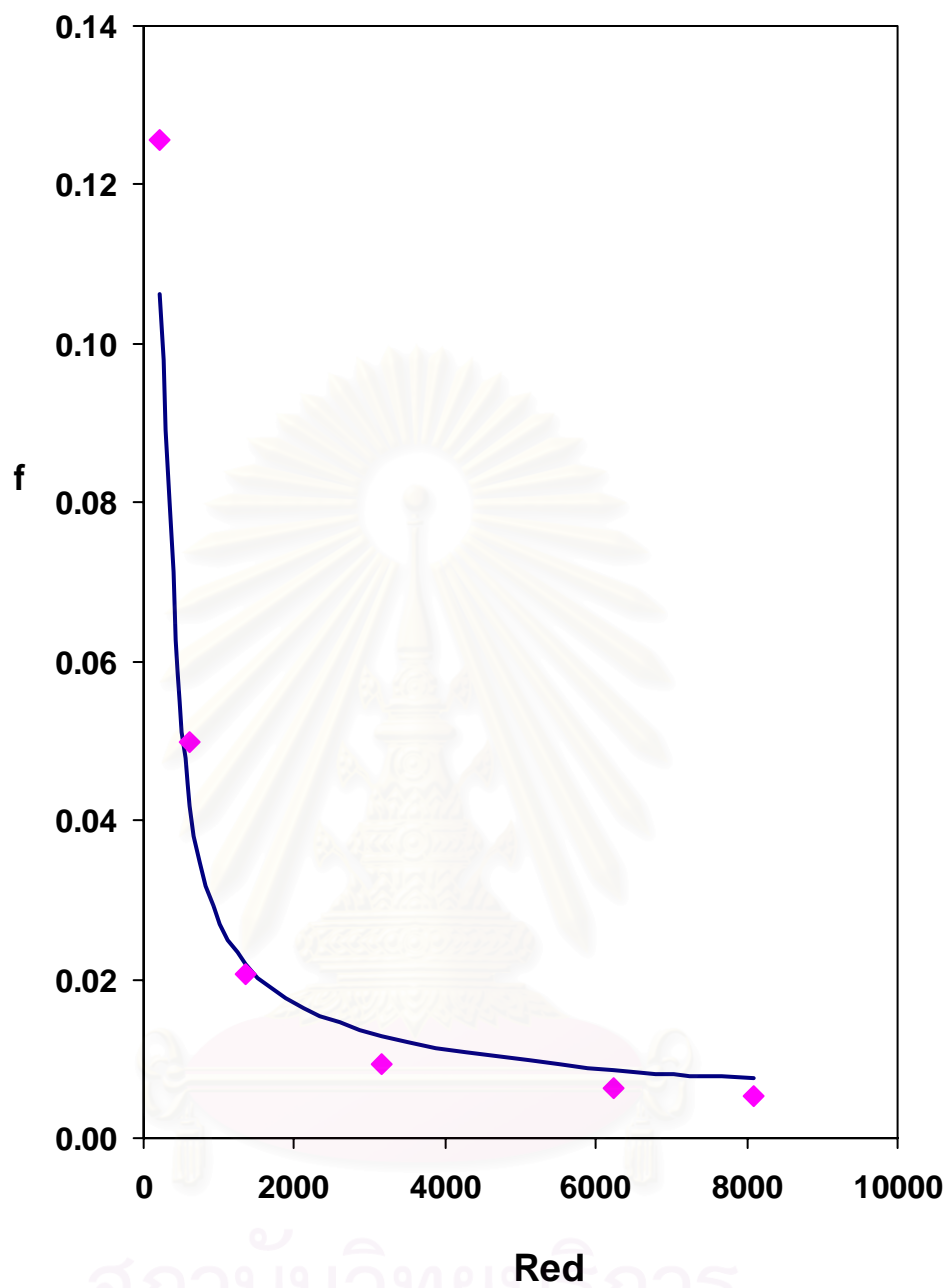
$Re_d$	$T_1$	$T_2$	$h$	$j_{(cal)}$
225	24.00	24.70	43.30	0.0626
606	24.00	24.90	36.80	0.0197
1343	24.00	25.20	39.60	0.0096
3157	24.00	26.00	24.70	0.0025
6239	24.00	27.70	37.78	0.0020
8083	24.00	29.30	50.11	0.0020

เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor ระหว่างของชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะได้ผลดัง ตารางที่ 6.4 ดังต่อไปนี้

**ตารางที่ 6.4** ตารางเปรียบเทียบค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

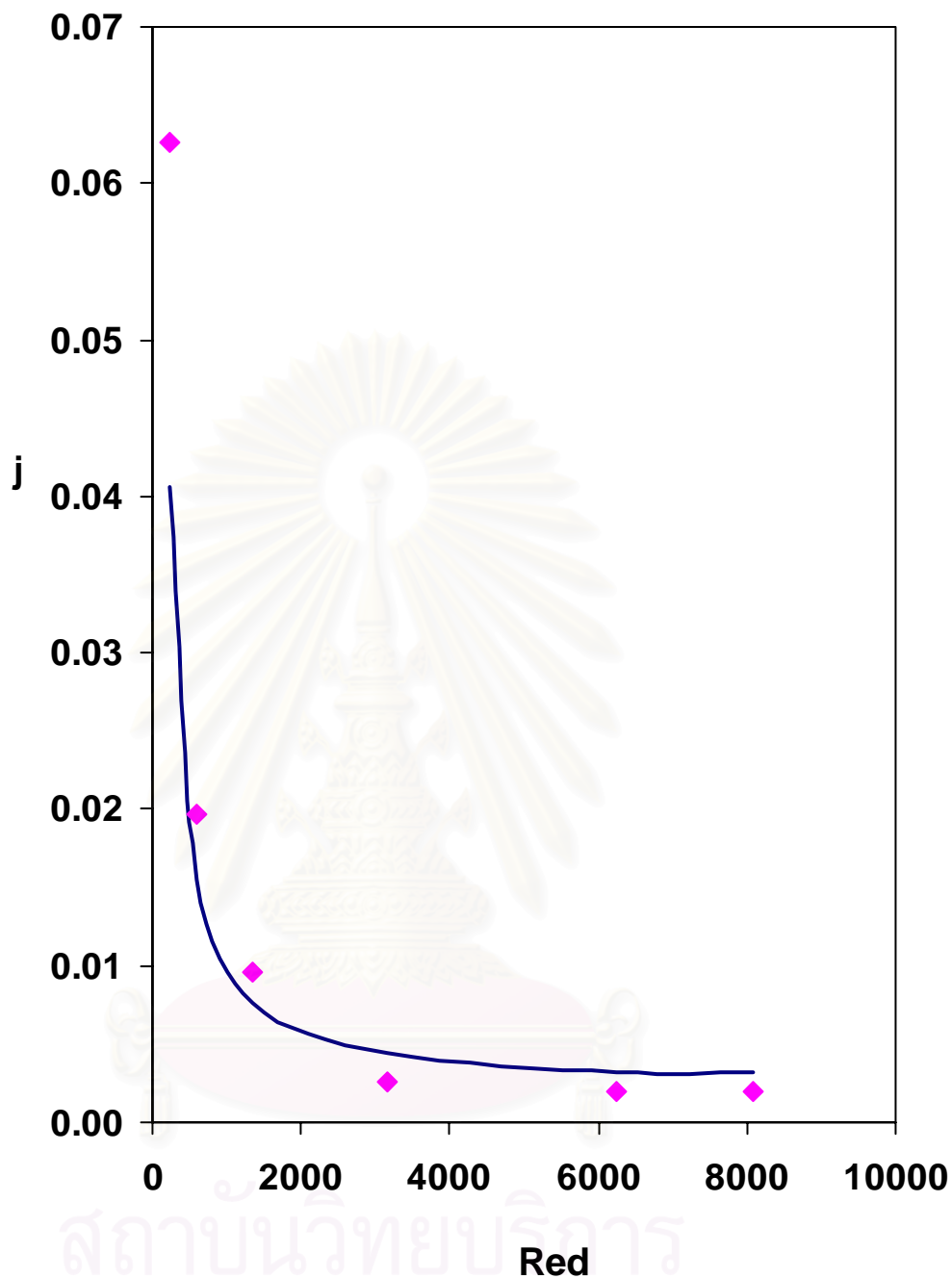
$Re_d$	$f$	$f_{(cal)}$	$j$	$j_{(cal)}$
225	0.10616	0.12556	0.04054	0.0626
606	0.04174	0.04996	0.01553	0.0197
1343	0.02200	0.02075	0.00759	0.0096
3157	0.01278	0.00920	0.00442	0.0025
6239	0.00865	0.00626	0.00324	0.0020
8083	0.00756	0.00538	0.00321	0.0020

โดยค่าจาก ตารางที่ 6.4 สามารถนำมาแสดงได้ดัง รูปภาพที่ 6.3 และ รูปภาพที่ 6.4 เพื่อให้เห็นความแตกต่างได้ชัดเจนมากขึ้นดังต่อไปนี้



รูปภาพที่ 6.3 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $f$  ที่ได้จากชุดการทดลอง  
ของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์  
ในกรณีศึกษาที่ 1

โดยที่  $\blacklozenge$  สำหรับผลจากชุดการทดลอง — สำหรับผลจากแบบจำลอง



รูปภาพที่ 6.4 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $j$  ที่ได้จากชุดการทดลอง  
ของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์  
ในกรณีศึกษาที่ 1

โดยที่  $\blacklozenge$  สำหรับผลจากชุดการทดลอง — สำหรับผลจากแบบจำลอง

**6.2.2 ผลที่ได้จากการทดลองกรณีศึกษาที่ 2 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0.381 เซนติเมตร)**

ในการเปรียบเทียบผลการทดลองของ Ronald S. Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองในกรณีศึกษาที่ 2 โดยใช้เทคนิค CFD นั้น ได้ผลการทดลองดังแสดงใน ตารางที่ 6.5 และ ตารางที่ 6.6

**ตารางที่ 6.5** ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 2

$Re_d$	G	$U_x$	$K_c$	$K_e$	$P_1$	$P_2$	$f_{(cal)}$
225	28.92857	0.00497	0.220	-0.260	0.011	-0.00066	0.14025
606	77.91429	0.01338	0.290	-0.204	0.025	-0.00014	0.06503
1343	172.67143	0.02964	0.360	-0.148	0.060	0.00030	0.03446
3157	405.90000	0.06968	0.430	-0.092	0.469	0.00114	0.02270
6239	802.15714	0.13771	0.500	-0.036	0.681	0.00465	0.02405
8083	1039.24286	0.17841	0.535	-0.008	0.710	0.00749	0.02727

**ตารางที่ 6.6** ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn j Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณีศึกษาที่ 2

$Re_d$	$T_1$	$T_2$	$h$	$j$ (cal)
225	24.00	25.30	45.61	0.066
606	24.00	26.11	48.50	0.026
1343	24.00	26.90	42.91	0.010
3157	24.00	27.70	76.40	0.008
6239	24.00	28.71	16.12	0.008
8083	24.00	29.74	24.16	0.010

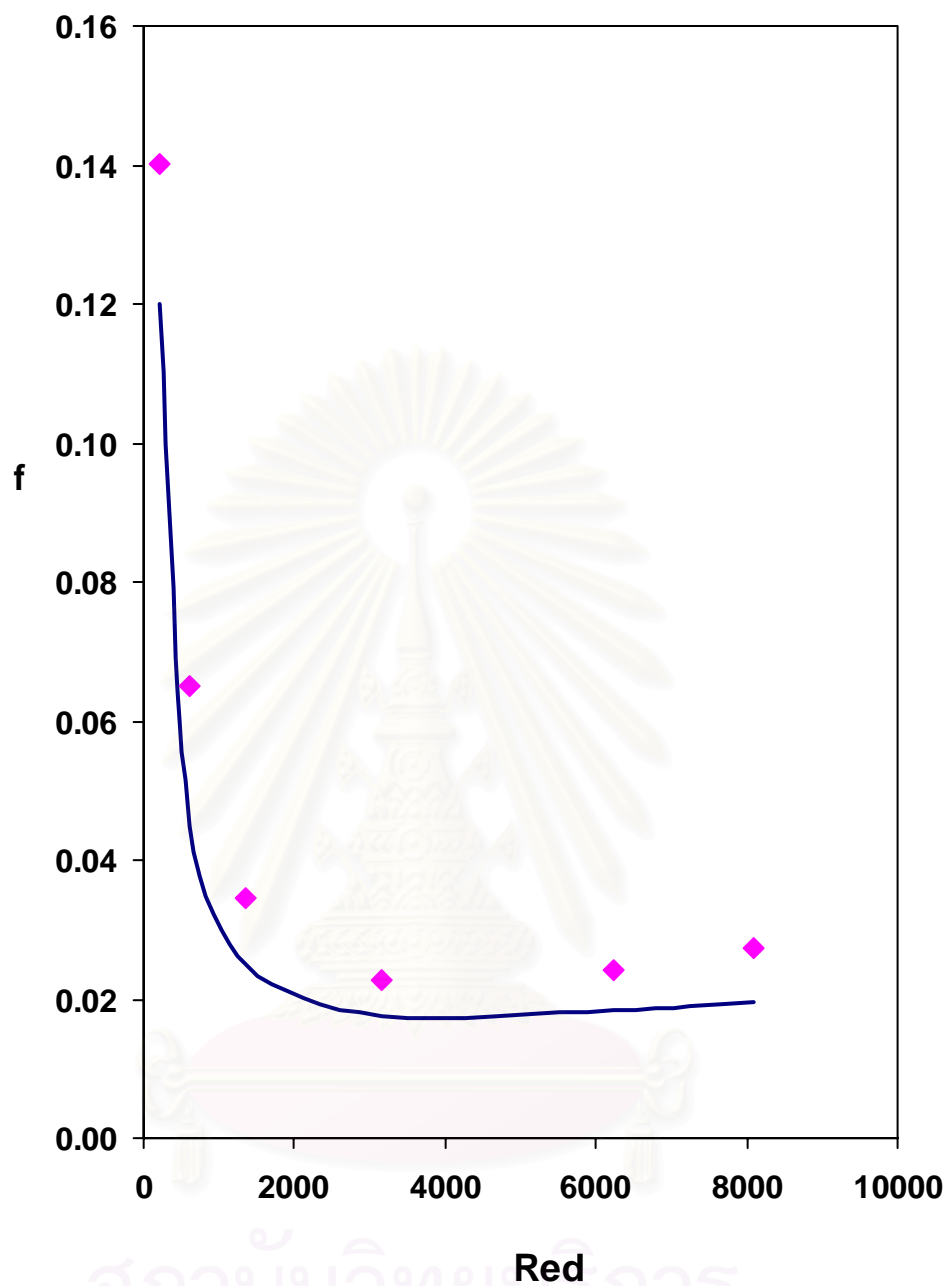
เมื่อทำการเปรียบเทียบค่า Fanning Friction f Factor และ ค่า Colburn j Factor ระหว่างของชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะได้ผลดัง ตารางที่ 6.7 ดังต่อไปนี้

**ตารางที่ 6.7** ตารางเปรียบเทียบค่า Fanning Friction f Factor และ ค่า Colburn j Factor ที่ได้จากชุดการทดลองของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

Red	f	f (cal)	j	j (cal)
225	0.12000	0.14025	0.04500	0.066
606	0.04500	0.06503	0.01800	0.026
1343	0.02500	0.03446	0.00700	0.010
3157	0.01750	0.02270	0.00450	0.008
6239	0.01850	0.02405	0.00600	0.008
8083	0.01950	0.02727	0.00700	0.010

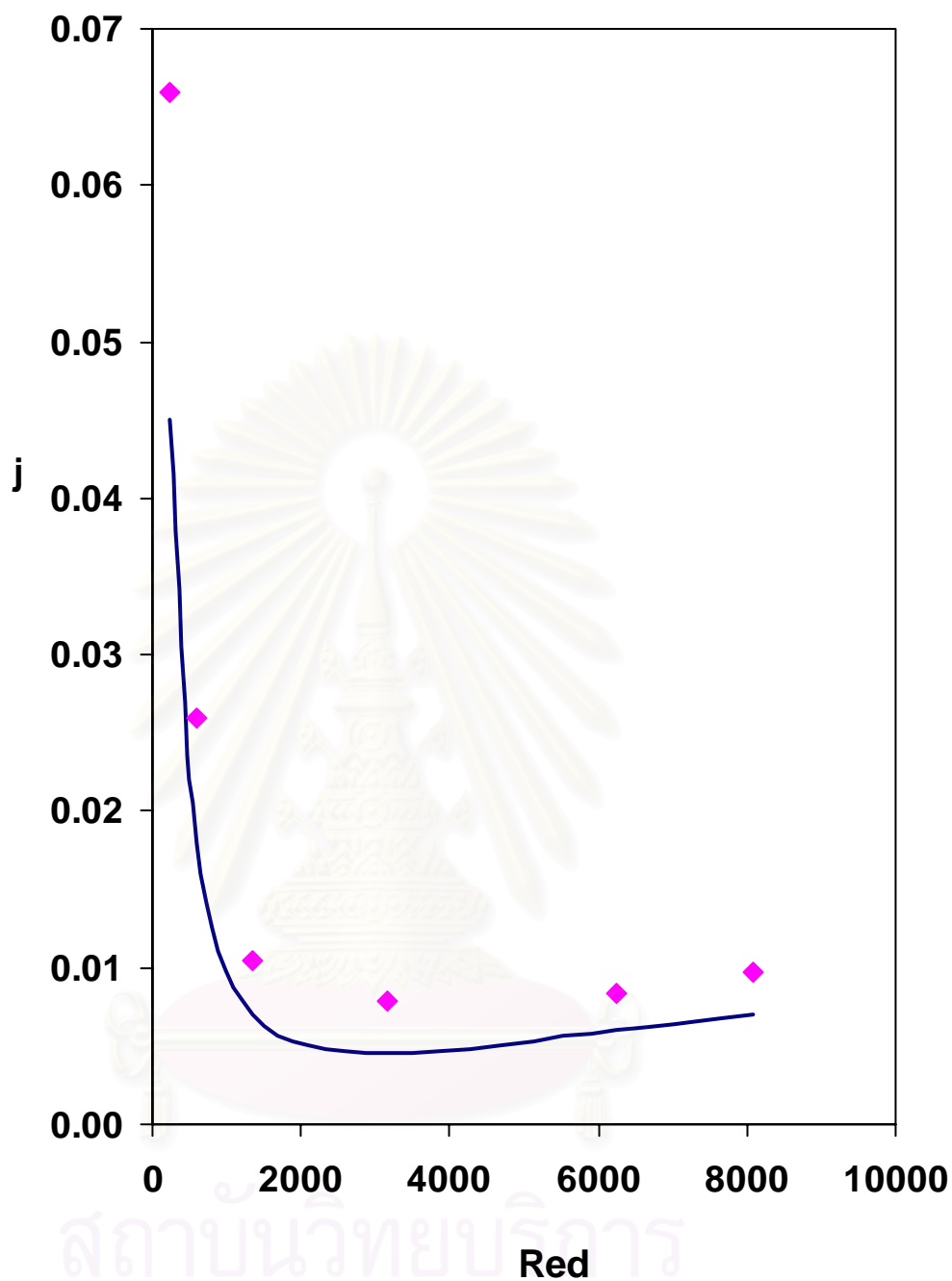
โดยค่าจาก ตารางที่ 6.7 สามารถนำมาแสดงได้ดัง รูปภาพที่ 6.5 และ รูปภาพที่ 6.6 เพื่อให้เห็นความแตกต่างได้ชัดเจนมากขึ้นดังต่อไปนี้





รูปถ่ายที่ 6.5 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $f$  ที่ได้จากชุดการทดลอง  
ของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์  
ในกรณีศึกษาที่ 2

โดยที่  $\blacklozenge$  สำหรับผลจากชุดการทดลอง — สำหรับผลจากแบบจำลอง



รูปภาพที่ 6.6 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $j$  ที่ได้จากชุดการทดลอง  
ของ Mullisen กับผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์  
ในกรณีศึกษาที่ 2

โดยที่  $\blacklozenge$  สำหรับผลจากชุดการทดลอง — สำหรับผลจากแบบจำลอง

### 6.3 สรุปผลการเปรียบเทียบผลการทดลอง กับผลของการจำลองโดยใช้เทคนิค CFD

จาก รูปภาพที่ 6.3 – 6.6 ซึ่งการเปรียบเทียบค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor ของผลที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่าผลที่ได้มีความแตกต่างกัน โดยค่าความคลาดเคลื่อนของค่า Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor ของผลที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ สามารถแสดงได้ดัง ตารางที่ 6.8 ดังต่อไปนี้

**ตารางที่ 6.8** ตารางแสดงความแตกต่างของค่า Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor และค่าความคลาดเคลื่อนระหว่างค่าที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

กรณีศึกษาที่ 1 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0 เซนติเมตร)

$Re_d$	$f$	$f_{(cal)}$	% Error (f)	$j$	$j_{(cal)}$	% Error (j)
225	0.10616	0.12556	18.274	0.04054	0.0626	54.49
606	0.04174	0.04996	19.687	0.01553	0.0197	27.14
1343	0.02200	0.02075	-5.693	0.00759	0.0096	26.28
3157	0.01278	0.00920	-27.976	0.00442	0.0025	-42.46
6239	0.00865	0.00626	-27.627	0.00324	0.0020	-39.11
8083	0.00756	0.00538	-28.828	0.00321	0.0020	-37.16

กรณีศึกษาที่ 2 (ระยะห่างระหว่างแถว = 0.381 เซนติเมตร)

$Re_d$	f	f <sub>(cal)</sub>	% Error (f)	j	j <sub>(cal)</sub>	% Error (j)
225	0.12000	0.14025	16.873	0.04500	0.0659	46.44
606	0.04500	0.06503	44.503	0.01800	0.0260	44.65
1343	0.02500	0.03446	37.830	0.00700	0.0104	48.55
3157	0.01750	0.02270	29.715	0.00450	0.0079	74.84
6239	0.01850	0.02405	30.005	0.00600	0.0084	39.53
8083	0.01950	0.02727	39.835	0.00700	0.0097	38.74

โดยการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนสามารถทำการคำนวณได้จาก สมการที่ 6.5 ดังต่อไปนี้

$$\% Error = \left[ \frac{X_{(Sim)} - X_{(Exp)}}{X_{(Sim)}} \right] * 100 \quad \text{สมการที่ 6.5}$$

หมายเหตุ เครื่องหมาย (-) หมายถึง ค่าที่ได้มีค่าต่ำกว่าผลการทดลอง

จาก ตารางที่ 6.8 พบว่าค่าความคลาดเคลื่อนค่าที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ มีค่าความแตกต่างอยู่ในช่วงค่อนข้างกว้าง แต่เมื่อพิจารณาถึงแนวโน้มของค่าที่ได้ จะเห็นได้ว่าค่า f และ ค่า j ของค่าที่ได้จากการทดลองของ Mullisen และผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์นั้นมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน

เมื่อพิจารณาในรายละเอียดจะเห็นได้ว่าในกรณีศึกษาที่ 1 นั้นค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะให้ค่าที่มากกว่าที่ได้จากชุดการทดลอง ในช่วงที่มีค่า Re Number ต่ำ ๆ และเมื่อค่า Re Number มีค่าเพิ่มมากขึ้น จะเห็นว่าค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะให้ค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากชุดการทดลอง แต่เมื่อทำการพิจารณาในกรณีศึกษาที่ 2 จะเห็นได้ว่าในกรณีศึกษาที่ 2 นั้นค่าที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะให้ค่าที่มากกว่าที่ได้จากชุดการทดลอง ตลอดช่วงของค่า Re Number ที่ทำการศึกษา ทั้งนี้เนื่องมาจากว่า ในช่วงที่มีค่า Re Number สูง ๆ นั้น แบบจำลองที่ได้จากสมการคณิตศาสตร์นั้น ได้ใช้สมการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนเข้ามาช่วยในการอธิบายการไหลของอากาศด้วย โดยสมการจำลองการไหลแบบปั่นป่วนที่เลือกใช้ได้แก่สมการ LVEL Model ซึ่งสมการ LVEL Model นี้เหมาะสำหรับการอธิบายการไหลแบบปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในระบบที่มีการไหลของของไหลไหลผ่านสิ่งกีดขวางที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อน เมื่อพิจารณาลักษณะของแบบจำลองของกรณีศึกษาที่ 1 เปรียบเทียบกับลักษณะของแบบจำลองของกรณีศึกษาที่ 2 จะเห็นได้ว่า ช่องว่างระหว่างตัว crib แต่ละ

แผ่นของกรณีศึกษาที่ 1 นั้นจะมีลักษณะคล้ายท่อ หรือช่องทางเดินเล็ก ๆ มากกว่าที่จะเป็นสิ่งที่ขวางการไหล ทำให้ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองในช่วงค่า Re Number สูง ๆ ของกรณีที่ 1 นี้ มีลักษณะของแนวโน้มแตกต่างไปจากกรณีที่ 2

ในการทำวิจัยในงานวิจัยชิ้นนี้ได้ทำการศึกษาเพิ่มเติมในกรณีที่มีการจัดเรียงตัวของตัวครีบเป็นแบบ Louver Fin เพิ่ม ซึ่งเมื่อพิจารณาถึงลักษณะของการจัดเรียงตัวของตัวครีบแบบ Louver จะพบว่า มีลักษณะที่มีส่วนที่ไปขวางการไหลของอากาศใกล้เคียงกับลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีบในกรณีศึกษาแบบที่ 2 ดังนั้นค่าที่ได้จากแบบจำลองจึงควรจะมีลักษณะไปในทางเดียวกันกับกรณีศึกษาแบบที่ 2 ด้วย โดยกรณีของ Louver Fin นั้นจะกล่าวถึงในบทต่อไป



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 7

### ผลงานวิจัยที่ทำการศึกษา

จากบทที่ผ่าน ๆ มา เป็นการพิจารณาลักษณะของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จะใช้ในการทำวิจัย รวมไปถึงการพิจารณาความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วย ในบทนี้จะเป็นการประยุกต์ใช้เทคนิค CFD ในการทำนายผลของการกระจายตัวของอุณหภูมิ ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน และพฤติกรรมของไหลที่เปลี่ยนไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อมีการเปลี่ยนรูปแบบการจัดเรียงตัวของตัวครีป โดยรายละเอียดของงานวิจัยมีดังต่อไปนี้

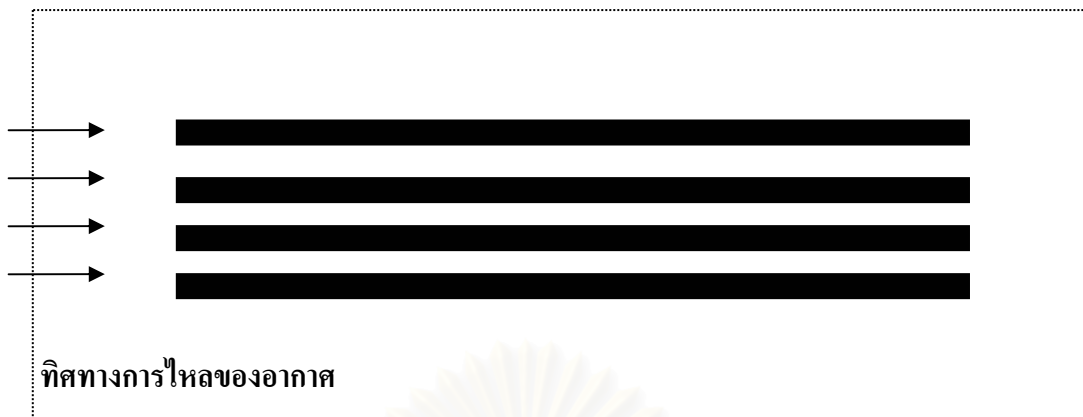
#### 7.1 รายละเอียดของข้อมูลที่ใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

##### 7.1.1 รูปแบบของตัวครีปที่ใช้ในงานวิจัย

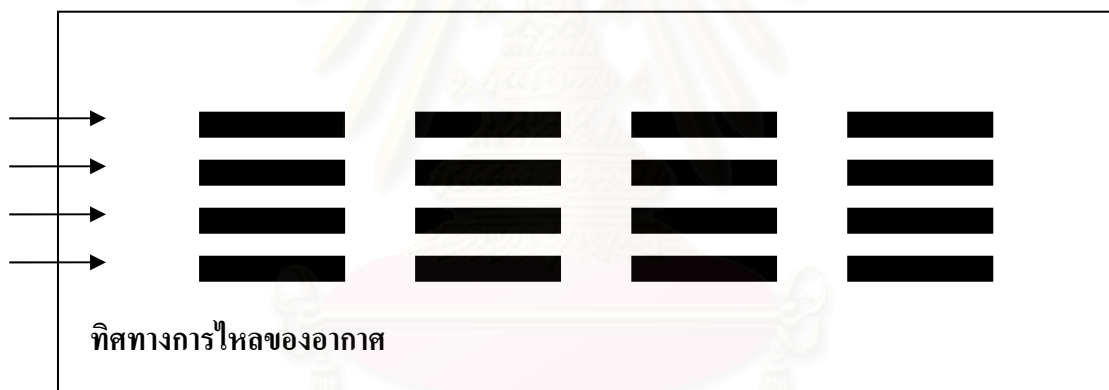
รูปแบบของตัวครีปที่นำมาศึกษาหาผลกระทบที่มีต่อรูปแบบการไหลและการกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศ จะสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ลักษณะดังต่อไปนี้ คือ

1. Inline Continuous Plate Fin
2. Inline Plate Fin
3. Louver Plate Fin

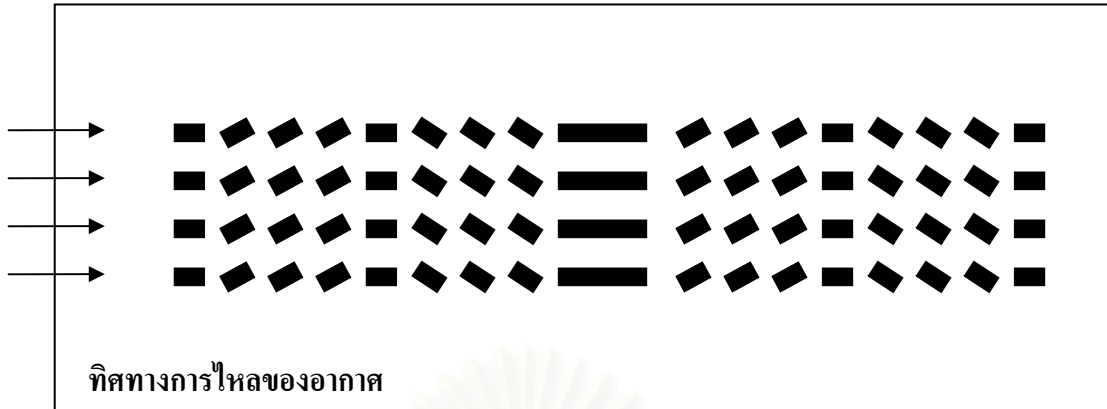
โดยขนาดของพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่นำมาศึกษา จะกำหนดให้มีขนาดของพื้นที่ผิวสัมผัส และขนาดตามความยาวของตัวครีปที่เท่ากัน โดยลักษณะของตัวครีปทั้ง 3 ประเภทแสดงไว้ดังรูปภาพที่ 7.1 – 7.3



รูปภาพที่ 7.1 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบชนิด Inline Continuous Plate Fin  
โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง



รูปภาพที่ 7.2 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบชนิด Inline Plate Fin  
โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง



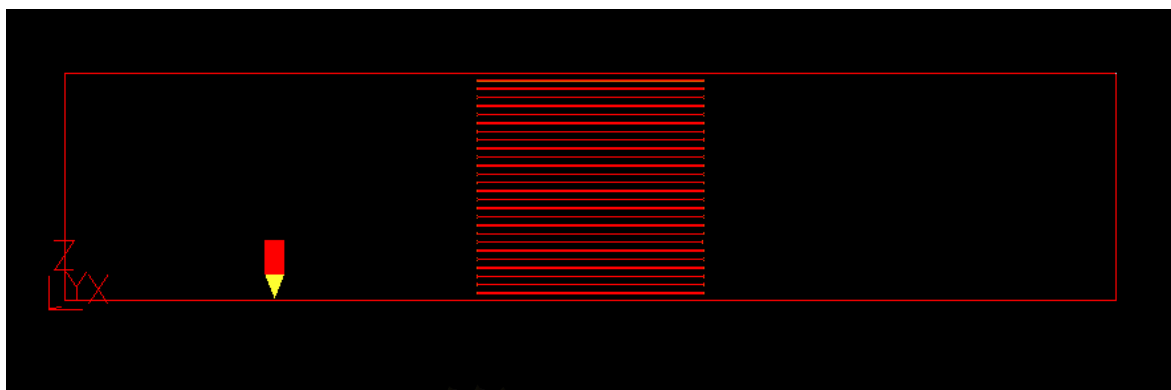
รูปภาพที่ 7.3 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบนชนิด Louver Plate Fin  
โดยจากภาพเป็นภาพจากด้าน side view ของแบบจำลอง

จากลักษณะเบื้องต้นของตัวครีบบนที่จะใช้ในการทำวิจัยดัง รูปภาพที่ 7.1 - 7.3 ได้นำมาสร้างเป็นแบบจำลองจริงที่ใช้ในการทำวิจัยดังแสดงใน รูปภาพที่ 7.4 – 7.6 โดยในการทำการศึกษาค้นคว้าได้กำหนดให้โดเมนที่จะสร้างประกอบด้วยตัวครีบบนตามแนวแกนตั้งจำนวน 26 แถว ทั้งกรณี Inline Continuous Plate Fin, Inline Plate Fin และในกรณี Louver Plate Fin และกำหนดให้ในกรณี Inline Plate Fin และในกรณี Louver Plate Fin จำนวนแถวตามแนวแกนนอนของตัวครีบบนมีจำนวน 4 แถว

นอกจากนี้ กำหนดให้ตัวครีบบนทำมาจากอะลูมิเนียมผิวเรียบ โดยมีค่าอุณหภูมิคงที่เท่ากับ  $32\text{ }^{\circ}\text{C}$  มีความหนาของตัวครีบบนเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร, ความยาวของตัวครีบบนที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนต่อหนึ่งด้าน มีค่าเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร โดยไม่รวมระยะเนื่องจากความหนาของตัวครีบบน

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





รูปภาพที่ 7.1 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบชนิด Inline Continuous Plate Fin



รูปภาพที่ 7.2 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบชนิด Inline Plate Fin



รูปภาพที่ 7.3 รูปภาพแสดงลักษณะของตัวครีบชนิด Louver Plate Fin

## 7.1.2 การกำหนดกริด

จากที่กล่าวไว้ในหัวข้อที่แล้วที่ว่าลักษณะของโดเมนที่สร้างขึ้นเพื่อใช้ศึกษา จะประกอบด้วยครีบบที่มีลักษณะแตกต่างกัน ในการศึกษาโดยใช้การคำนวณทางคณิตศาสตร์นั้น จำเป็นที่จะต้องมีการแบ่งโดเมนที่ต้องการศึกษาออกเป็นช่วง ๆ เพื่อให้ทำการคำนวณได้ถูกต้องมากยิ่งขึ้น โดยในหัวข้อนี้จะอธิบายถึงลักษณะทั้งหมด ของกริดที่ใช้สำหรับแบ่งโดเมนที่ต้องการศึกษา รวมทั้งจำนวนและขนาดของกริดที่ใช้กับโดเมน ซึ่งสามารถอธิบายแยกตามกรณีได้ดังนี้

### 7.1.2.1 กรณีที่ Inline Continuous Plate Fin

สำหรับกรณี Inline Continuous Plate Fin นี้ โดเมนที่สร้างจะมีความยาวเท่ากับ 71 เซนติเมตร และมีความสูงเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร โดยจะประกอบไปด้วยครีบบแผ่นจำนวน 26 แผ่น ซึ่งมีขนาดตามความกว้างเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร ขนาดตามความยาวเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร และส่วนขนาดความหนาของครีบบแผ่นเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร โดยมีระยะห่างระหว่างแถวของตัวครีบบตามแนวแกนตั้งเท่ากับ 0.447 เซนติเมตร โดยตำแหน่งของตัวครีบบทั้ง 26 แผ่นจะอยู่ห่างจากตำแหน่งทางเข้าของอากาศเท่ากับ 27.9 เซนติเมตร

ในการศึกษากรณี Inline Continuous Plate Fin นี้ กำหนดให้ส่วนจำนวน และขนาดของกริดของแต่ละโดเมนที่สร้างไม่เหมือนกันทั้งหมด โดยจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ที่โดเมนระยะก่อนถึงตัวครีบบ ที่โดเมนที่มีตัวครีบบ และที่โดเมนที่ระยะหลังตัวครีบบ โดยกำหนดให้จำนวนกริดทั้งหมดตามความกว้างของโดเมน (NX) และจำนวนกริด ตามความสูงของโดเมน (NZ) ของโดเมนระยะก่อนถึงตัวครีบบ มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ ที่โดเมนที่มีตัวครีบบ มีค่าเท่ากับ 250 และ 738 ตามลำดับ และที่โดเมนที่ระยะหลังตัวครีบบ มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ เช่นเดียวกันกับของช่วงแรก

ในการกำหนดระยะห่างของเส้นกริดของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบบ จะถูกกำหนดให้มีความห่างกันมากในช่วงแรก และจะมีขนาดเล็กลงเมื่อเข้าใกล้ตัวครีบบมากขึ้น โดยการกำหนดระยะห่างของกริดให้มีลักษณะเช่นนี้จะมีประโยชน์คือ สามารถลดจำนวนของกริดที่จะต้องใช้ในการคำนวณให้น้อยลง อีกทั้งยังสามารถเพิ่มรายละเอียดของการคำนวณในส่วนที่สนใจให้มากขึ้นได้ด้วย

ในการกำหนดระยะห่างของตัวกริดในช่วง โดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบบอยู่ด้วย จะกำหนดระยะห่างของตัวกริดให้มีความละเอียดเท่ากันโดยตลอดทั้งโดเมน และในโดเมนที่ระยะเลยตัวครีบบมาแล้ว การกำหนดระยะห่างของกริดจะเหมือนกันกับในส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบบ

### 7.1.2.2 กรณีที่ Inline Plate Fin

การจำลองแบบจำลองของกรณี Inline Plate Fin นี้ โดเมนที่ใช้ในการจำลองจะมีขนาดเช่นเดียวกับกับกรณี Inline Continuous Plate Fin คือ ยาว 71 เซนติเมตร และ สูง 15.24 เซนติเมตร โดยการกำหนดกริดที่ใช้ในการคำนวณในกรณีนี้นั้น จะแบ่งการกำหนดให้จำนวน และระยะห่างของเส้นกริดเป็นส่วนคือ ส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สองคือส่วนของโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 57 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สาม คือ ส่วนของโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 8 และ 738 ตามลำดับ และ ส่วนสุดท้าย คือ ส่วนของโดเมนที่อยู่เลยตัวครีบไปแล้ว จะกำหนดให้จำนวน กริด ตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 150 และ 738 ตามลำดับ เช่นเดียวกับส่วนแรก

ในการกำหนดระยะห่างของเส้นกริดของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ และของโดเมนที่ระยะเลยตัวครีบไปแล้วจะมีลักษณะเช่นเดียวกันกับ กรณี Inline Continuous Plate Fin คือจะถูกกำหนดให้มีความห่างกันมากในช่วงแรก และจะมีขนาดเล็กลงเมื่อเข้าใกล้ตัวครีบมากขึ้น ส่วนการกำหนดระยะห่างของตัวกริดในช่วงโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ด้วย และในช่วงโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบ จะกำหนดระยะห่างของตัวกริดให้มีความละเอียดเท่ากัน โดยตลอดทั้งโดเมน

### 7.1.2.3 กรณี Louver Plate Fin

การจำลองแบบจำลองของกรณี Louver Plate Fin นี้ โดเมนที่ใช้ในการจำลองจะมีขนาดเช่นเดียวกับกับกรณี Inline Continuous Plate Fin และ Inline Plate Fin คือ ยาว 71 เซนติเมตร และ สูง 15.24 เซนติเมตร โดยการกำหนดกริดที่ใช้ในการคำนวณในกรณีนี้นั้น จะแบ่งการกำหนดให้จำนวน และระยะห่างของเส้นกริดเป็นส่วนคือ ส่วนของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบจะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 100 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สองคือส่วนของโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 30 และ 738 ตามลำดับ ส่วนที่สาม คือ ส่วนของโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบ จะกำหนดให้จำนวนกริดตามความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 8 และ 738 ตามลำดับ และ ส่วนสุดท้าย คือ ส่วนของโดเมนที่อยู่เลยตัวครีบไปแล้ว จะกำหนดให้จำนวน กริด ตาม

ความยาวของโดเมน (NX) และจำนวนกริดตามความสูงของโดเมน (NZ) มีค่าเท่ากับ 100 และ 738 ตามลำดับ เช่นเดียวกับส่วนแรก

ในการกำหนดระยะห่างของเส้นกริดของโดเมนที่ระยะก่อนถึงตัวครีบ และของโดเมนที่ระยะเลยตัวครีบไปแล้วจะมีลักษณะเช่นเดียวกันกับ กรณี Inline Continuous Plate Fin ก็จะถูกกำหนดให้มีความห่างกันมากในช่วงแรก และจะมีขนาดเล็กลงเมื่อเข้าใกล้ตัวครีบมากขึ้น ส่วนการกำหนดระยะห่างของตัวกริดในช่วงโดเมนที่มีแบบจำลองของตัวครีบอยู่ด้วย และในช่วงโดเมนที่ระยะระหว่างแถวของตัวครีบ จะกำหนดระยะห่างของตัวกริดให้มีความละเอียดเท่ากัน โดยตลอดทั้งโดเมน

### 7.1.3 การกำหนดสภาวะขอบเขต (Boundary Condition)

#### 7.1.3.1 บริเวณทางเข้าของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน (Test Cores)

ความเร็วของอากาศที่ไหลเข้ามาใน Heat Exchanger Test Cores จะมีลักษณะเป็นแบบ Uniform Flow โดยที่ความเร็วจะมีเฉพาะในแนวแกน x เท่านั้น ( $\bar{U}$ ) ซึ่งมีค่าเปลี่ยนไปตามค่า Reynolds Number โดยค่าความเร็วของอากาศเข้าที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ สามารถหาได้จาก สมการที่ 7.1

$$Re_d = \frac{dG}{\mu} \quad \text{สมการที่ 7.1}$$

โดยที่  $Re_d$  คือ ค่า Re Number  
 $d$  คือ ค่า Hydraulic Diameter, ( $4r_h$ )

นอกจากนี้ กำหนดให้ค่า Intensity ( $I$ ) เท่ากับ 5 เปอร์เซ็นต์ ส่วนของค่าพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความปั่นป่วน ( $k$ ) และ ค่าอัตราการกระจายตัวของพลังงานจลน์ที่เกิดขึ้นเนื่องจากความปั่นป่วน ( $\mathcal{E}$ ) สามารถประมาณค่าได้จากค่า Intensity ด้วยสมการต่อไปนี้ ตามลำดับ

$$k = (I * \bar{U})^2 \quad \text{สมการที่ 7.2}$$

และ

$$\varepsilon = \frac{0.09^{0.75} k^{1.5}}{L} \quad \text{สมการที่ 7.3}$$

โดยที่  $L = \frac{0.1D_{eq}}{2} \quad \text{สมการที่ 7.4}$

เมื่อ  $D_{eq}$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของช่องทางด้านขาเข้า มีค่าเท่ากับ 15.24 เซนติเมตร

นอกจากนี้ กำหนดให้อุณหภูมิของอากาศขาเข้ามีค่าเท่ากับ 24°C โดยกำหนดให้คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศที่ใช้ในการจำลองมีค่าดังแสดงไว้ใน ตารางที่ 7.1

ตารางที่ 7.1 คุณสมบัติทางกายภาพของอากาศที่ใช้ในการจำลอง

อุณหภูมิ (°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\mu$ (kg /m s)	$k$ (W/m K)	$C_p$ (kJ/kg K)
24	1.1678	1.8661E-05	0.0264	1.0048

### 7.1.3.2 บริเวณผนัง

ที่บริเวณผนังทุกด้านของ Heat Exchanger Test Cores จะกำหนดให้องค์ประกอบของความเร็วในทุกทิศทางมีค่าเท่ากับศูนย์ (no slip condition) และกำหนดให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อมเกิดขึ้นที่ผนังของ Heat Exchanger Test Cores โดยจะกำหนดให้ค่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในทิศทางตั้งฉากกับผนัง ที่บริเวณใกล้กับผนังมีค่าเป็นศูนย์ หรือ กำหนดให้ผนังมีสภาพการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบ Adiabatic Wall Condition รวมทั้งกำหนดให้บริเวณใกล้ ๆ ผนังเป็นไปตามฟังก์ชันผนังดังที่ได้กล่าวมาแล้ว

### 7.1.3.3 บริเวณตัวครีบ

กำหนดให้ครีบทำจากอะลูมิเนียม โดยมีลักษณะเป็นแหล่งกำเนิดความร้อน (Heat Source) ที่มีค่าอุณหภูมิที่ผิวของตัวครีบคงที่เท่ากับ  $32^{\circ}\text{C}$  สำหรับกรณีนี้ จะมีแผ่นทั้งหมด 26 แผ่นอยู่ในโดเมน โดยแผ่น Plate ที่กำหนดมีความหนาเท่ากับ 0.127 เซนติเมตร และชนิดของวัสดุที่ใช้เป็นอะลูมิเนียม ซึ่งมีคุณสมบัติทางกายภาพ ดัง ตารางที่ 7.2 โดยคิดค่าที่อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างอุณหภูมิของอากาศ กับอุณหภูมิของแผ่นครีบ

ตารางที่ 7.2 คุณสมบัติทางกายภาพของครีบแผ่น

อุณหภูมิ $T_{\text{avg}}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	ความหนาแน่น ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	ค่าการนำความร้อน $k$ ( $\text{W}/\text{m K}$ )	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ $C_p$ ( $\text{kJ}/\text{kg K}$ )
32	2700	237.8952	0.8963

## 7.2 ผลจากการจำลองปรากฏการณ์ที่ต้องการศึกษา

ผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในทั้ง 3 กรณีนั้น จะได้เป็นค่าความดันลด และค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบ โดยในการทำวิจัย จะนำค่าความดันลด และค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ได้มาทำการคำนวณหา ค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor โดยการคำนวณหาค่า  $f$  และค่า  $j$  นั้นสามารถทำการคำนวณหาได้จาก สมการที่ 5.1 – 5.6 ดังที่ได้กล่าวมาแล้วในบทที่ 5 โดยในบทนี้จะใช้วิธีการเปรียบเทียบเช่นเดียวกันนี้ในการพิจารณาผลที่ได้จากการจำลอง

### 7.2.1 กรณี Inline Continuous Plate Fin

จากผลการจำลองปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณี Inline Continuous Plate Fin นี้ ค่าความดันลด และค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบ ซึ่งได้แสดงไว้ดัง ตารางที่ 7.3 และ ตารางที่ 7.4 ดังต่อไปนี้

ตารางที่ 7.3 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction f Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Continuous Plate Fin

$Re_d$	G	$U_x$	$K_c$	$K_c$	$P_1$	$P_2$	$f_{(cal)}$
225	28.92857	0.00497	0.220	-0.260	0.0124	-0.0000172	0.12556
606	77.91429	0.01338	0.290	-0.204	0.0198	-0.0000152	0.04996
1343	172.67143	0.02964	0.360	-0.148	0.0370	-0.0000046	0.02075
3157	405.90000	0.06968	0.430	-0.092	0.0737	0.0000297	0.00920
6239	802.15714	0.13771	0.500	-0.036	0.2160	0.0001900	0.00626
8083	1039.24286	0.17841	0.535	-0.008	0.2750	0.0002340	0.00538

ตารางที่ 7.4 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากแบบจำลอง  
กรณี Inline Continuous Plate Fin

$Re_d$	$T_1$	$T_2$	$h$	$j_{(cal)}$
225	24.00	24.70	43.33	0.0626
606	24.00	24.90	36.80	0.0197
1343	24.00	25.20	39.60	0.0096
3157	24.00	26.00	24.70	0.0054
6239	24.00	27.77	37.80	0.0020
8083	24.00	29.30	50.10	0.0020

### 7.2.2 กรณี Inline Plate Fin

ผลการจำลองปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณี Inline Plate Fin สามารถ  
แสดงผลได้ดัง ตารางที่ 7.5 และ ตารางที่ 7.6 ดังต่อไปนี้

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ตารางที่ 7.5 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction  $f$  Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Plate Fin

$Re_d$	$G$	$U_x$	$K_c$	$K_e$	$P_1$	$P_2$	$f_{(cal)}$
225	28.92857	0.00497	0.220	-0.260	1.24E-02	-1.72E-05	0.12556
606	77.91429	0.01338	0.290	-0.204	1.98E-02	-1.52E-05	0.04996
1343	172.67143	0.02964	0.360	-0.148	3.70E-02	-4.57E-06	0.02075
3157	405.90000	0.06968	0.430	-0.092	7.37E-02	2.97E-05	0.00920
6239	802.15714	0.13771	0.500	-0.036	2.16E-01	1.90E-04	0.00626
8083	1039.24286	0.17841	0.535	-0.008	2.75E-01	2.34E-04	0.00538

ตารางที่ 7.6 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Inline Plate Fin

$Re_d$	$T_1$	$T_2$	$h$	$j_{(cal)}$
225	24.00	24.70	43.30	0.0626
606	24.00	24.90	36.80	0.0197
1343	24.00	25.20	39.60	0.0096
3157	24.00	26.00	24.70	0.0025
6239	24.00	27.70	37.80	0.0020
8083	24.00	29.30	50.10	0.0020

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 7.2.3 กรณี Louver Plate Fin

ผลการจำลองปรากฏการณ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณี Louver Plate Fin นี้ สามารถแสดงผลได้ดัง ตารางที่ 7.7 และ ตารางที่ 7.8 ดังต่อไปนี้

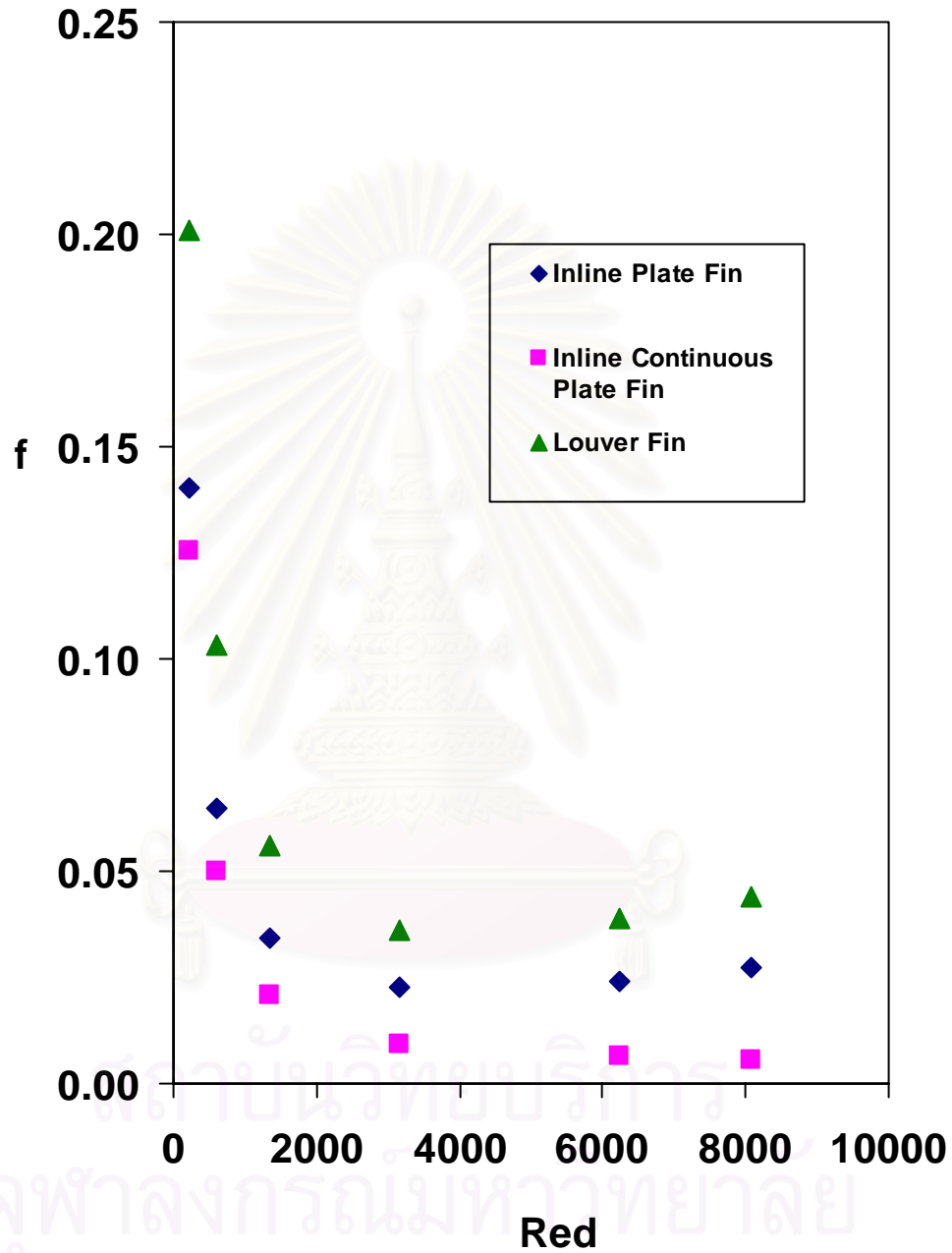
ตารางที่ 7.7 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Fanning Friction  $f$  Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Louver Plate Fin

$Re_d$	G	$U_x$	$K_c$	$K_c$	$P_1$	$P_2$	$f_{(cal)}$
225	28.92857	0.00497	0.220	-0.260	0.0565	0.0000362	0.20071
606	77.91429	0.01338	0.290	-0.204	0.0535	0.0001640	0.10337
1343	172.67143	0.02964	0.360	-0.148	0.0449	0.0017200	0.05589
3157	405.90000	0.06968	0.430	-0.092	0.0197	0.0011300	0.03594
6239	802.15714	0.13771	0.500	-0.036	0.0194	0.0042800	0.03912
8083	1039.24286	0.17841	0.535	-0.008	0.0408	0.0069400	0.04376

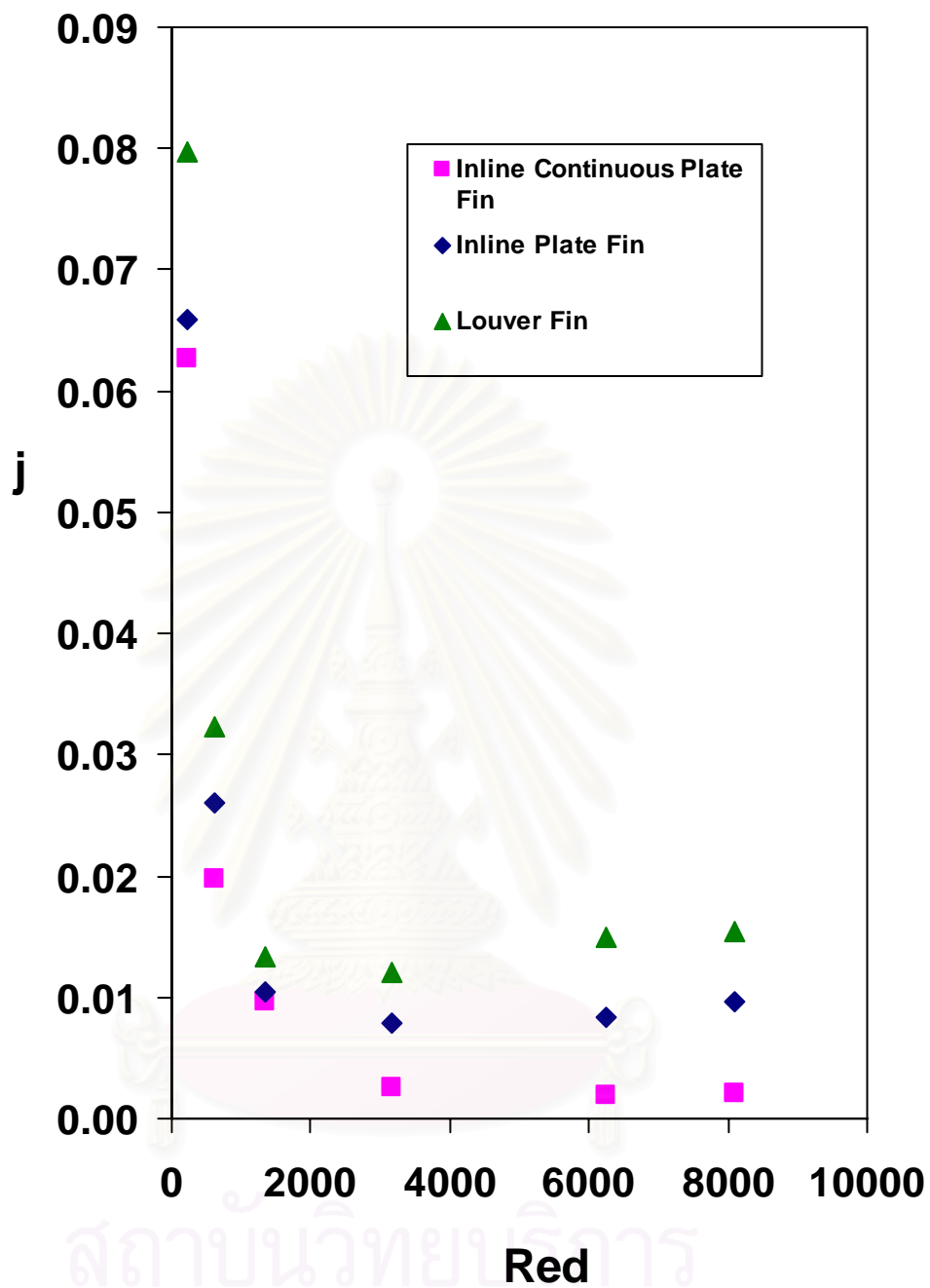
ตารางที่ 7.8 ตารางแสดงผลการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า Colburn  $j$  Factor ที่ได้จากแบบจำลองกรณี Louver Plate Fin

$Re_d$	$T_1$	$T_2$	h	$j_{(cal)}$
225	2.40E+01	2.59E+01	5.51E+01	7.97E-02
606	2.40E+01	2.70E+01	6.02E+01	3.23E-02
1343	2.40E+01	2.79E+01	5.50E+01	1.33E-02
3157	2.40E+01	2.89E+01	1.17E+02	1.21E-02
6239	2.40E+01	2.98E+01	2.85E+02	1.49E-02
8083	2.40E+01	3.08E+01	3.86E+02	1.55E-02

จากผลการคำนวณหาค่า Fanning Friction  $f$  Factor และ ค่า Colburn  $j$  Factor สำหรับทั้ง 3 กรณี เมื่อนำค่าที่ได้มาทำการเปรียบเทียบกันจะได้ผลดัง **รูปภาพที่ 7.4** และ **รูปภาพที่ 7.5** ดังต่อไปนี้



**รูปภาพที่ 7.4** ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $f$  ที่ได้จากแบบจำลองของทั้ง 3 กรณี



รูปภาพที่ 7.5 ภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า  $j$  ที่ได้จากแบบจำลองของทั้ง 3 กรณี

จาก **รูปภาพที่ 7.4** และ **รูปภาพที่ 7.5** นี้ จะเห็นได้ว่าค่า Colburn  $j$  Factor ซึ่งแสดงปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายเทได้ในกรณี Louver Plate Fin จะมีค่ามากกว่า กรณี Inline Plate Fin และกรณี Inline Continuous Plate Fin ตามลำดับ แต่จะเห็นได้ว่า ค่า Fanning Friction  $f$  Factor ซึ่งแสดงถึงค่าความดันตกที่เกิดขึ้นภายในระบบก็มีค่ามากขึ้นตามไปด้วยเช่นเดียวกัน จากผลการเปรียบเทียบในเบื้องต้นแสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของการจัดเรียงตัวของตัวครีบจะส่งผลถึงความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบ โดยรูปแบบที่มีความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุดจะเกิด ความดันตกขึ้นภายในระบบมากที่สุดด้วย ซึ่งส่งผลให้ต้องใช้พลังงานในการขับเคลื่อนของไหลให้ไหลผ่านระบบไปได้มากขึ้นด้วย

ต่อไปจะพิจารณาในรายละเอียดถึงพฤติกรรมการไหลของของไหล ซึ่งในงานวิจัยชิ้นนี้ได้แก่ อากาศ ที่ไหลผ่านระบบ ในทั้ง 3 กรณีเพื่อหาสาเหตุที่ทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน และค่าความดันตกที่เกิดขึ้นภายในระบบมีค่าเปลี่ยนไป โดยจะพิจารณาในแง่ของการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้น และลักษณะการไหลของอากาศที่เกิดขึ้นภายในระบบ

พิจารณาการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในระบบในกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ตลอดช่วงของค่า Re Number ที่ทำการศึกษา โดยจากผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ จะได้ผลดัง **รูปภาพที่ 7.6 – 7.10** ดังต่อไปนี้

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปภาพที่ 7.6 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 225$



รูปภาพที่ 7.7 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.8 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.9 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 3157$



รูปภาพที่ 7.10 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.6 – 7.10 ข้างต้นได้แสดงลักษณะของการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบ ในกรณีครีบบแผ่นมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Inline Continuous Plate Fin ที่ค่า Re Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า การกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบจะเริ่มต้นจากค่าต่ำสุดที่ทางเข้าของส่วนทดสอบ การแลกเปลี่ยนความร้อน คือมีค่าเท่ากับ  $24^{\circ}\text{C}$  และเมื่ออากาศไหลผ่านตัวครีบบ อุณหภูมิของอากาศจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดที่  $32^{\circ}\text{C}$  โดยจะเห็นได้ว่าที่ทางออกของระบบ อุณหภูมิของอากาศจะเริ่มมีค่าเท่ากับ  $32^{\circ}\text{C}$  เท่ากันหมดทั้งระนาบที่ ค่า Reynolds Number เท่ากับ 3157 นอกจากนี้จะเห็นได้ว่าที่ส่วนหน้าของตัวครีบบ ลักษณะของโปรไฟล์ของอุณหภูมิจะเริ่มขยับไปทางขวามากขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อค่า Reynolds Number มีค่าเพิ่มมากขึ้น โดยในรายละเอียดจะถูกรายบายในหัวข้อต่อ ๆ ไป

ต่อไปจะพิจารณาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณี Inline Plate Fin ที่ค่า Re Number ต่าง ๆ ในลักษณะเดียวกันกับที่พิจารณาในกรณี Inline Continuous Plate Fin โดยผลที่ได้จากแบบจำลอง Inline Plate Fin แสดงไว้ดัง รูปภาพที่ 7.11 – 7.15 ดังต่อไปนี้





รูปภาพที่ 7.11 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 225$



รูปภาพที่ 7.12 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.13 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.14 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 3157$



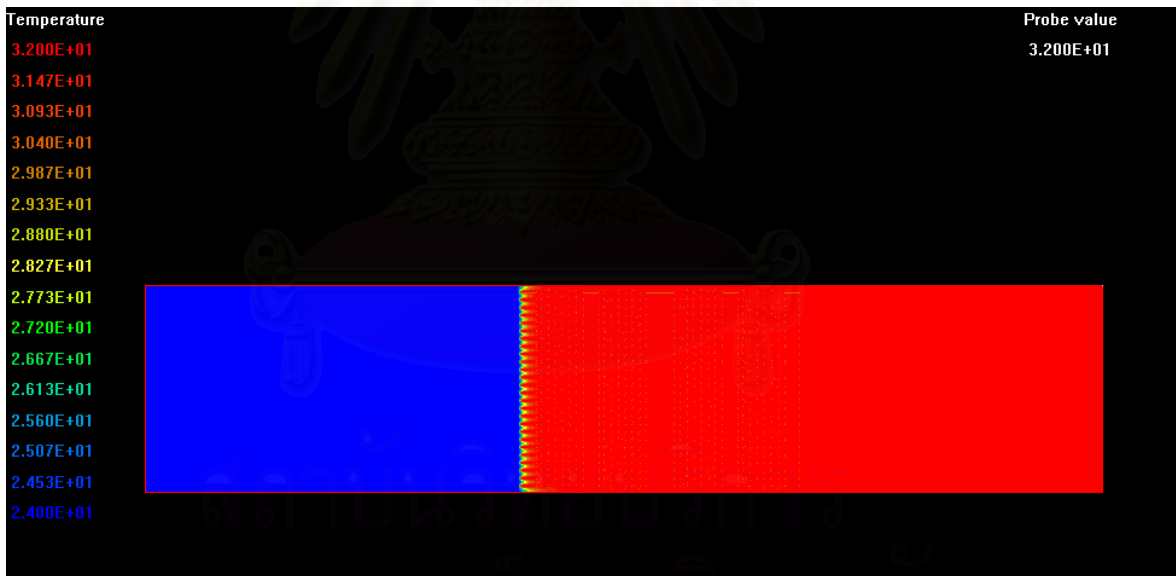
รูปภาพที่ 7.15 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.11 – 7.15 ข้างต้นได้แสดงลักษณะของการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบในกรณีครีบบนมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Inline Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า การกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบจะมีลักษณะเป็นไปในทางเดียวกันกับกรณี Inline Continuous Plate Fin โดยอุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านระบบเริ่มต้นจากค่าต่ำสุดที่ทางเข้าของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน คือมีค่าเท่ากับ  $24^{\circ}\text{C}$  และเมื่ออากาศไหลผ่านตัวครีบบ อุณหภูมิของอากาศจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดที่  $32^{\circ}\text{C}$  โดยจะเห็นได้ในกรณี Inline Plate Fin นี้ที่ทางออกของระบบ อุณหภูมิของอากาศที่เริ่มมีค่าเท่ากับ  $32^{\circ}\text{C}$  เท่ากันหมดทั้งระบบจะเริ่มที่ ค่า Re Number เท่ากับ 1343 โดยเกิดขึ้นที่ค่า Reynolds Number ต่ำกว่ากรณี Inline Continuous Plate Fin และนอกจากนี้จะเห็นได้ว่าที่ส่วนหน้าของตัวครีบบ ลักษณะของโปรไฟล์ของอุณหภูมิจะเริ่มขยับไปทางขวามากขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อค่า Reynolds Number มีค่าเพิ่มมากขึ้นเช่นเดียวกันกับของกรณี Inline Continuous Plate Fin แต่ลักษณะของโปรไฟล์จะมีความปั่นป่วนมากกว่าโดยจะเห็นได้ชัดเจนที่ ค่า Reynolds Number = 6239 ดังแสดงในรูปภาพที่ 7.15

ต่อไปจะพิจารณาลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณี Louver Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ ในลักษณะเดียวกันกับที่พิจารณาในกรณี Inline Continuous Plate Fin และ Inline Plate Fin โดยผลที่ได้จากแบบจำลองกรณี Louver Plate Fin แสดงไว้ดัง รูปภาพที่ 7.16 – 7.20 ดังต่อไปนี้



รูปภาพที่ 7.16 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 225$



รูปภาพที่ 7.17 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.18 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.19 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 3157$



รูปภาพที่ 7.20 แสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.16 – 7.20 ข้างต้นได้แสดงลักษณะของการกระจายอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบในกรณีครีบบแผ่นมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Louver Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า การกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในระบบจะมีลักษณะเป็นไปในทางเดียวกันกับกรณี Inline Continuous Plate Fin และ กรณี Inline Plate Fin โดยอุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านระบบเริ่มต้นจากค่าต่ำสุดที่ทางเข้าของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน คือมีค่าเท่ากับ  $24^{\circ}\text{C}$  และเมื่ออากาศไหลผ่านตัวครีบบ อุณหภูมิของอากาศจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนถึงค่าสูงสุดที่  $32^{\circ}\text{C}$  และนอกจากนี้จะเห็นได้ว่า ที่ส่วนหน้าของตัวครีบบ ลักษณะของโพรไฟล์ของอุณหภูมิจะเริ่มขยับไปทางขวามากขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อค่า Reynolds Number มีค่าเพิ่มมากขึ้นเช่นเดียวกันกับของกรณี Inline Continuous Plate Fin และ กรณี Inline Plate Fin แต่ลักษณะของโพรไฟล์จะมีความปั่นป่วนมากกว่าโดยในกรณี Louver Plate Fin นี้ จะเห็นได้อย่างชัดเจนที่ ค่า Reynolds Number = 6239 ดังแสดงใน รูปภาพที่ 7.20

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จากผลของการกระจายตัวของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในทั้ง 3 กรณี ดังแสดงใน รูปภาพที่ 7.6 – 7.20 พบว่า การเปลี่ยนแปลงลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีป มีผลทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดได้ดีขึ้น โดยสาเหตุที่ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพดีขึ้นนี้ เนื่องมาจากพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ไหลผ่านตัวครีปมีลักษณะดังต่อไปนี้ คือ

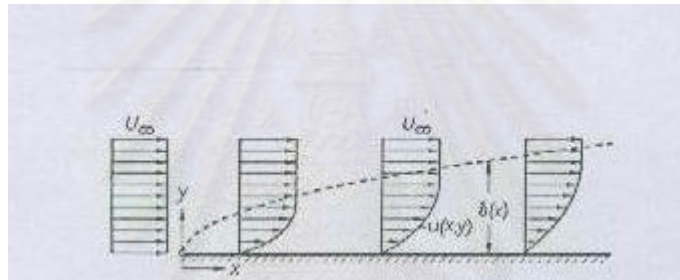
ลักษณะการไหลของของไหลในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่อากาศไหลผ่านตัวครีปที่มีลักษณะเป็นแหล่งกำเนิดความร้อนนั้น จะมีการสร้างฟิล์มบาง ๆ หรือที่เรียกว่า ชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือ Thermal Boundary Layer เกิดขึ้น โดยผลของชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพต่ำกว่ากรณีไม่มีชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวนี้

กลไกการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้จะมีลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบ การนำความร้อนเป็นหลัก เนื่องจากว่า การเคลื่อนตัวของอากาศที่อยู่ภายในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ค่อนข้างจะเคลื่อนตัวได้ช้า เนื่องจากว่า การไหลภายใต้ชั้นขอบเขตนี้จะตกอยู่ภายใต้อิทธิพลของแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสที่ของไหลไหลผ่าน โดยในการเคลื่อนที่ไหลผ่านของของไหลผ่านสิ่งกีดขวาง ซึ่งในงานวิจัยชิ้นนี้คือ อากาศ และ ตัวครีป ตามลำดับ จะมีแรงกระทำใน 2 ทิศทาง คือ แรงกระทำอันเนื่องมาจากความดัน ซึ่งเป็นแรงกระทำในแนวตั้งฉากกับผิวสัมผัส (Normal Force) และ แรงกระทำที่เกิดขึ้นในแนวสัมผัสกับผิว (Tangible Force) ซึ่งได้แก่ แรงเฉือน โดยการไหลที่มีลักษณะดังที่ได้กล่าวมาแล้วนี้ จะทำให้ของไหลมีคุณสมบัติซึ่งเรียกว่า ความหนืด (Viscosity) และทำให้เกิดสภาวะอย่างหนึ่งเกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสการไหล คือ สภาวะ No Slip Condition เกิดขึ้น

จากการทดลองของ L. Prandtl (1904) พบว่า ผลของความหนืดจะมีผลกระทบต่อการไหลในช่วงแคบ ๆ ซึ่งเป็นชั้นที่อยู่ถัดจากผิวของวัตถุที่มีการไหลผ่าน โดย Prandtl พบว่าถ้าไม่คำนึงถึงผลเนื่องจาก no slip condition แล้ว ลักษณะของของไหลสมบูรณ์ และของไหลจริงจะไม่แตกต่างกันเลย แต่เมื่อคำนึงถึงผลเนื่องจาก no slip condition แล้ว ผลกระทบเนื่องจากสภาวะดังกล่าวจะไปจำกัดการเคลื่อนที่ไหลของของไหลที่อยู่ในชั้นแคบ ๆ ที่อยู่ถัดออกมาจากผิวของวัตถุ โดยที่ความเร็วของของไหลที่อยู่ในชั้นดังกล่าว จะเริ่มต้นจากความเร็วมีค่าเป็นศูนย์ที่ผิวสัมผัส (no slip condition) และเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ จนมีค่าเท่ากับความเร็วที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงกระทำภายนอก โดยชั้นแคบ ๆ ดังกล่าว เรียกว่า boundary layer โดยผลการทดลองของ Prandtl แสดงดัง รูปภาพที่ 7.21 และรูปภาพที่ 7.22



รูปภาพที่ 7.21 แสดงการเคลื่อนที่ของของไหลผ่านแผ่นกระดานเรียบ  
ที่ได้จากการทดลองของ Prandtl



รูปภาพที่ 7.22 ภาพร่างแสดง boundary layer บน  
แผ่นกระดานเรียบ ในทิศทางกับการ  
ไหลของของไหล

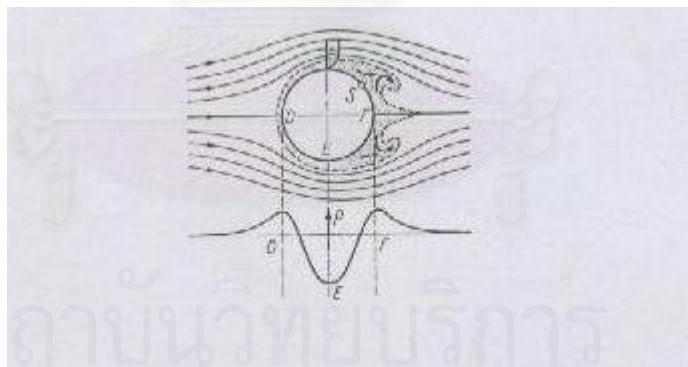
พิจารณา รูปภาพที่ 7.6 – 7.10 ซึ่งแสดงผลการกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณี Inline Continuous Plate Fin จะเห็นลักษณะของชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปตามค่าความเร็วของการไหลของอากาศได้อย่างชัดเจน โดยในช่วงแรก ชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือ Thermal Boundary ที่เกิดขึ้นจะมีความหนามากกว่าชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในช่วงหลัง สาเหตุเนื่องมาจากว่า เมื่อความเร็วของอากาศมีค่าเพิ่มมากขึ้น จะทำให้ของไหลสามารถเอาชนะแรงต้านทานการไหลที่ผิวสัมผัสได้มากขึ้นด้วย ซึ่งมีผลทำให้ความเร็วของอากาศภายในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น และส่งผลให้ชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนมีความหนาลดน้อยลงตามไปด้วย โดยจะเห็นปรากฏการณ์ดังกล่าวได้อย่างชัดเจนจาก รูปภาพที่ 7.6 – 7.10



นอกจากพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนดังที่ได้กล่าวมาแล้วนี้ ยังมีลักษณะการไหลของของไหลอีกกรณีที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบ คือ ลักษณะการไหลแบบหมุนวน

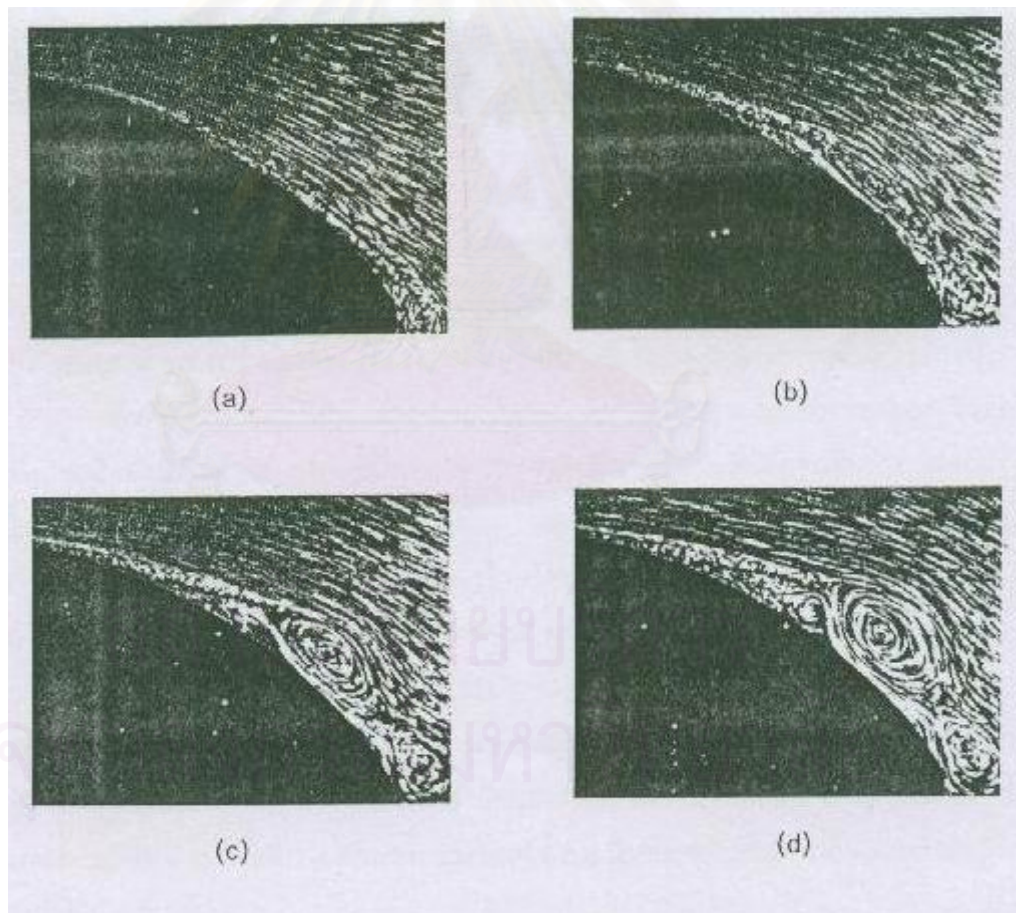
ลักษณะการไหลแบบหมุนวน จากลักษณะการไหลของของไหลในชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าหากทำการเพิ่มความเร็วของของไหลให้เพิ่มมากขึ้น จะส่งผลให้แรงต้านทานการไหลที่เกิดขึ้นมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย หลังจากนั้นถ้าหากว่าของไหลมีความเร็วเพิ่มมากขึ้น ที่ค่าความยาวค่าหนึ่งของไหลจะเกิดการไหลย้อนกลับ ทำให้ชั้น boundary layer เกิดการแยกตัวออกมาจากชั้นเดิม เรียกว่า การเกิด separation และเรียกบริเวณดังกล่าวว่า boundary layer separation

หลังจากการเกิด separation ขึ้นมักจะเกิดปรากฏการณ์อีกอย่างหนึ่งควบคู่กันไปด้วยคือ การเกิดปรากฏการณ์ vortex shedding ซึ่งจะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานเป็นจำนวนมาก โดยบริเวณที่เกิดการสูญเสียพลังงานเรียกว่า wake สาเหตุที่ทำให้เกิด vortex shedding และ wake มีสาเหตุเดียวกับที่ได้กล่าวมาแล้วคือ มีสาเหตุเนื่องมาจากแรงเสียดทานที่ผิวสัมผัสที่กระทำต่อของไหล โดยการเกิด separation และ vortex shedding สามารถพิจารณาได้จากรูปภาพที่ 7.23 ดังต่อไปนี้



รูปภาพที่ 7.23 รูปภาพแสดงการเกิด boundary layer separation และการเกิด vortex เมื่อมีการไหลผ่านท่อทรงกระบอกโดยจุด S เป็นจุดที่เริ่มเกิด separation

จาก **รูปภาพที่ 7.23** แสดงการไหลของของไหลผ่านท่อทรงกระบอก โดยความเร็วของของไหลจะเพิ่มมากขึ้นจากจุด D ไปยังจุด E และลดความเร็วลงจากจุด D ไปยังจุด F เนื่องจากว่าความดันที่จุด D ไปยังจุด E ลดลง และเพิ่มขึ้นจากจุด E ไปยังจุด F โดยความดันที่เปลี่ยนไปจะถูกเปลี่ยนให้อยู่ในรูปของพลังงานจลน์ ในกรณีที่ของไหลเป็นของไหลจริง หรือ real fluid จะทำให้การเคลื่อนที่จากจุด E ไปยังจุด F จะเกิดขึ้นได้ยากกว่าการเคลื่อนที่จากจุด D ไปยังจุด E เนื่องจากพลังงานจลน์ในช่วง E ไปยัง F มีค่าน้อยลง เนื่องจากความดันมีค่ามากขึ้น ทำให้บางกรณีของไหลไม่สามารถไหลผ่านจุดนี้ไปได้ และทำให้เกิดการไหลย้อนกลับขึ้น **รูปภาพที่ 7.24 (a) - (d)** แสดงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นตามลำดับ โดย (a) ของไหลไหลผ่านวัตถุทรงกลมที่ความดันต่ำ, (b) ความดันเพิ่มมากขึ้น ทำให้เริ่มสามารถมองเห็นการเกิด separation และลักษณะการไหลย้อนกลับเกิดขึ้น, (c) แสดงลักษณะการไหลแบบหมุนวน (vortex shedding) เนื่องจากการไหลย้อนกลับของของไหล และขนาดของ vortex มีขนาดใหญ่ขึ้นดังแสดงใน **รูปภาพ (d)**



**รูปภาพที่ 7.24 (a) - (d)** แสดงภาพการเกิด boundary layer separation และการเกิด vortex เมื่อเวลาผ่านไป ภาพจากการทดลองของ Prandtl-Tietjens

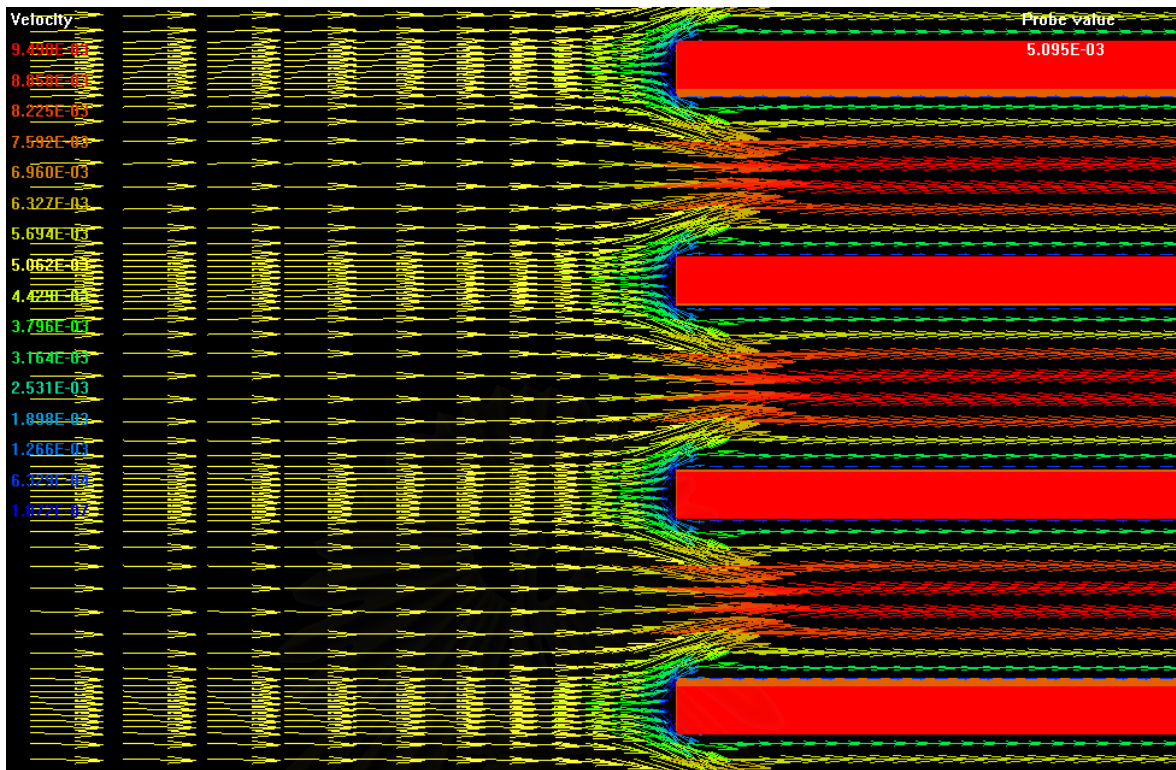
จากผลของการกระจายตัวของอุณหภูมิในกรณี Inline Continuous Plate Fin, Inline Plate Fin และ Louver Plate Fin จะเห็นลักษณะการไหลที่มีความปั่นป่วนเกิดขึ้นได้ โดยเปรียบเทียบ **รูปภาพที่ 7.6 – รูปภาพที่ 7.10** ในกรณี Inline Continuous Plate Fin จะเห็นได้ว่า จะเริ่มเห็นลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า Reynolds Number = 3157 ดังแสดงใน **รูปภาพที่ 7.8** และความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นจะเห็นได้ชัดเจนขึ้นเมื่อ ค่า Reynolds Number มีค่าเพิ่มมากขึ้น

ในกรณี Inline Plate Fin จะเห็นได้ว่า จะเริ่มเห็นลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า Reynolds Number = 3157 เช่นเดียวกับกรณี Inline Continuous Plate Fin ดังแสดงใน **รูปภาพที่ 7.14** และในกรณี Louver Plate Fin จะเริ่มเห็นลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่า Re Number = 3157 เช่นเดียวกัน แต่ในกรณีของ Inline Plate Fin และ Louver Plate Fin ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นในช่วงของค่า Reynolds Number สูง ๆ จะมีความปั่นป่วนเกิดขึ้นมากกว่า ดังสามารถเห็นได้อย่างชัดเจนใน **รูปภาพที่ 7.15** และ **รูปภาพที่ 7.20**

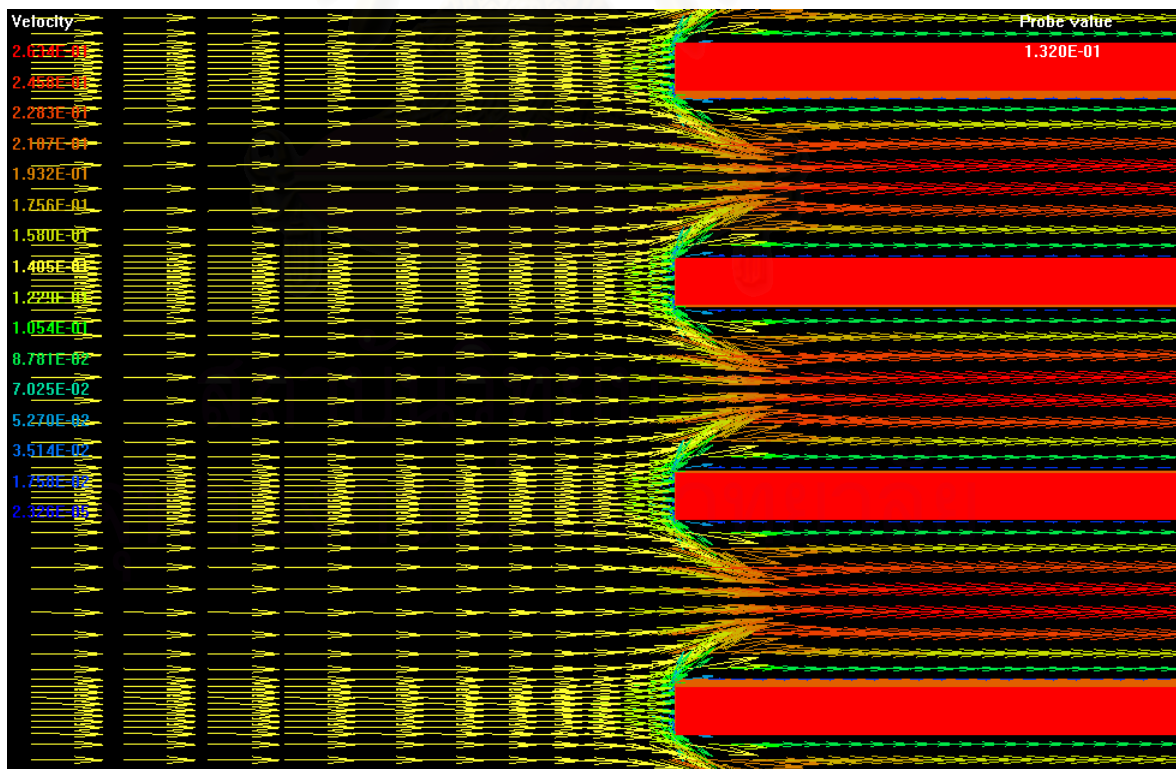
การไหลแบบหมุนวนที่เกิดขึ้นจะส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพที่ดีขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากว่าการหมุนวนของของไหลที่เกิดขึ้นจะมีผลทำให้ของไหลที่อยู่ห่างออกไปถูกดูดเข้ามา และผลักดันให้ของไหลที่บริเวณเดิมออกไปแทน ส่งผลให้เกิดการผสมดีขึ้น มีผลทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นดีขึ้น แต่จะพบว่าค่าความดันตกที่เกิดขึ้นจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย เนื่องจากว่า การเกิดการไหลแบบหมุนวน หรือ Vortex จะส่งผลให้เกิดบริเวณที่เรียกว่า Wake เกิดขึ้นด้วย ซึ่งบริเวณที่เรียกว่า Wake นี้เองที่เป็นบริเวณที่ทำให้เกิดค่าความดันตกที่มากกว่าปกติต่อระบบ

ต่อไปจะพิจารณาลักษณะการไหลของอากาศแบบหมุนวนที่เกิดขึ้น และผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นต่อระบบ โดยสามารถพิจารณาได้จากลักษณะการไหลของอากาศในทั้ง 3 กรณี ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ โดยในกรณี Inline Continuous Plate Fin สามารถพิจารณาได้จาก **รูปภาพที่ 7.25 – 7.29** ดังต่อไปนี้

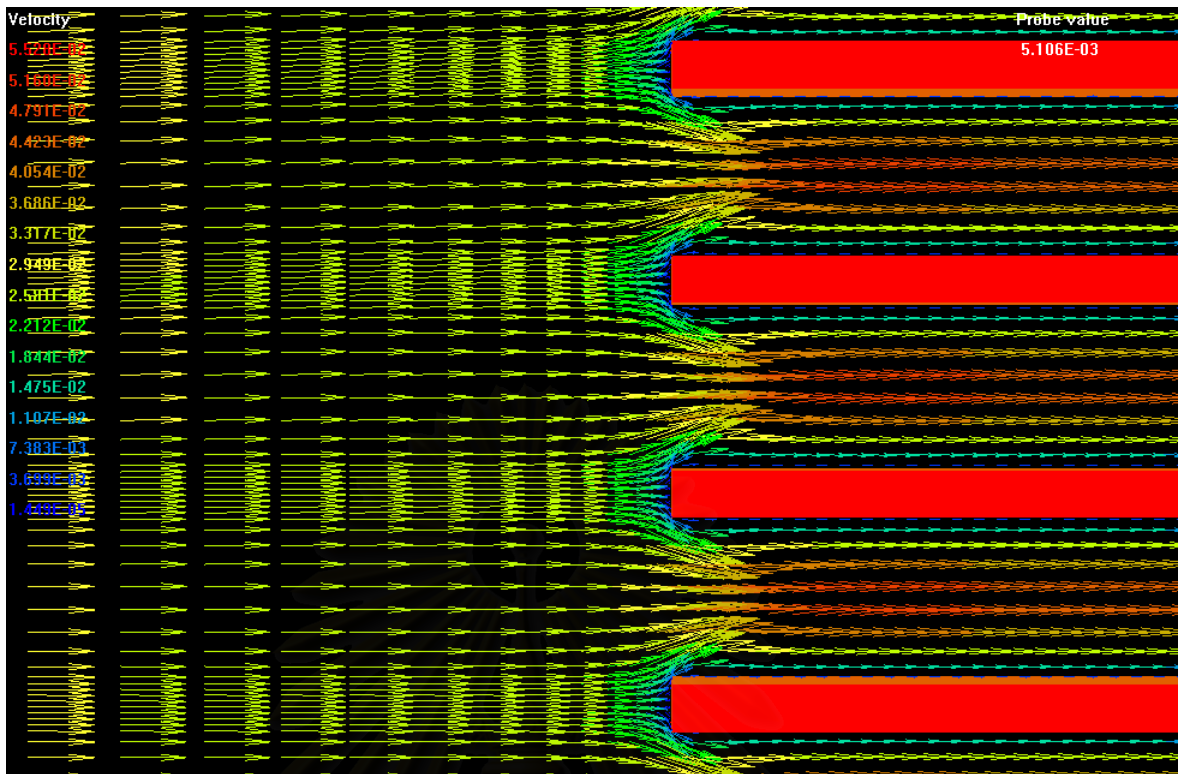
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



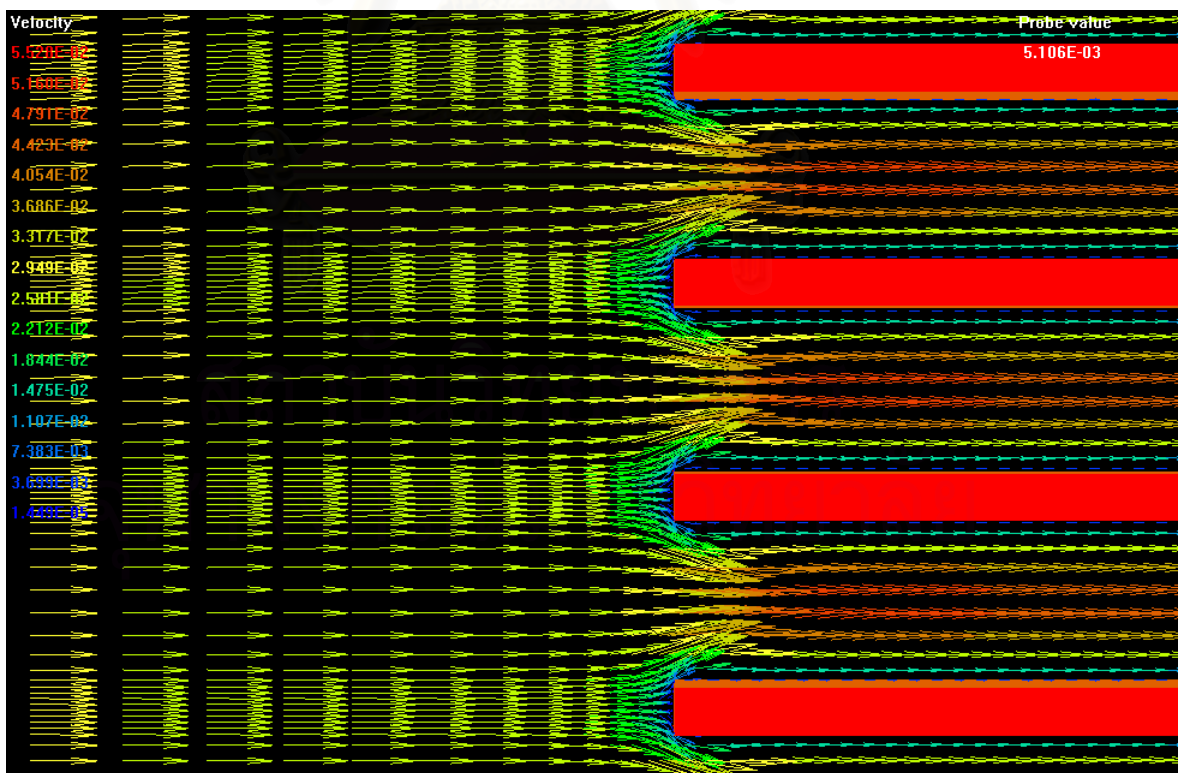
รูปภาพที่ 7.25 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 225$



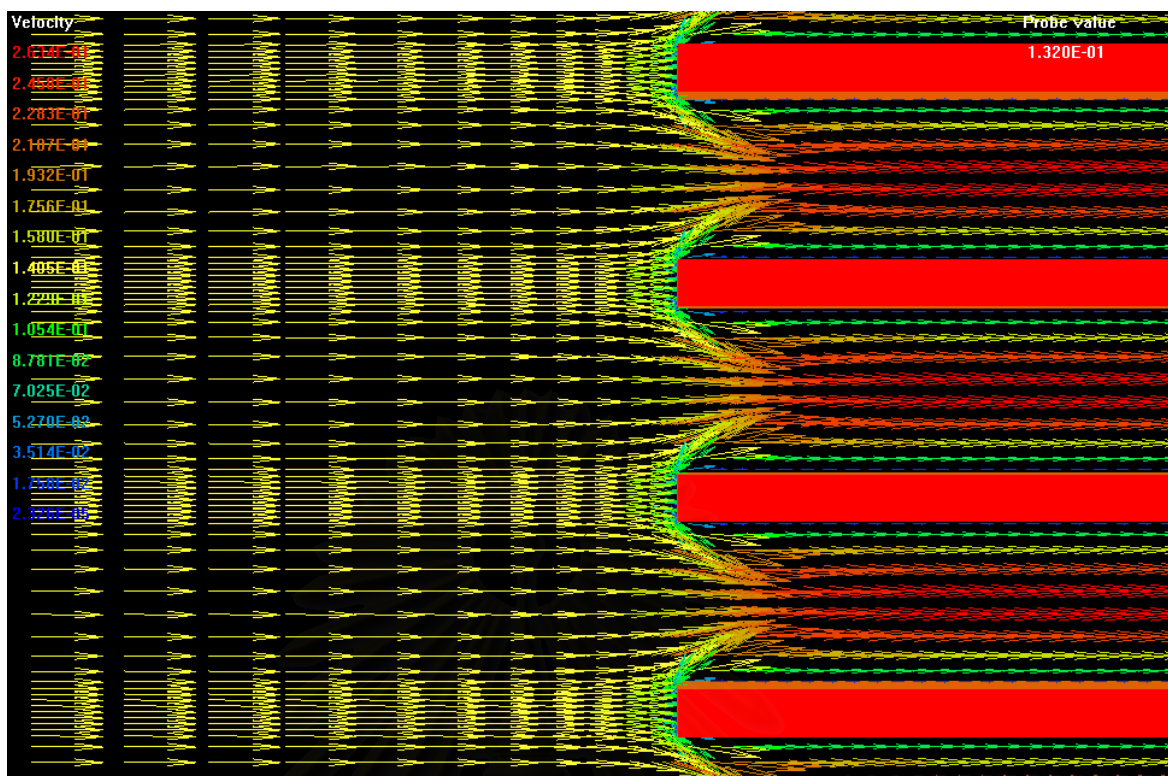
รูปภาพที่ 7.26 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.27 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 1343$



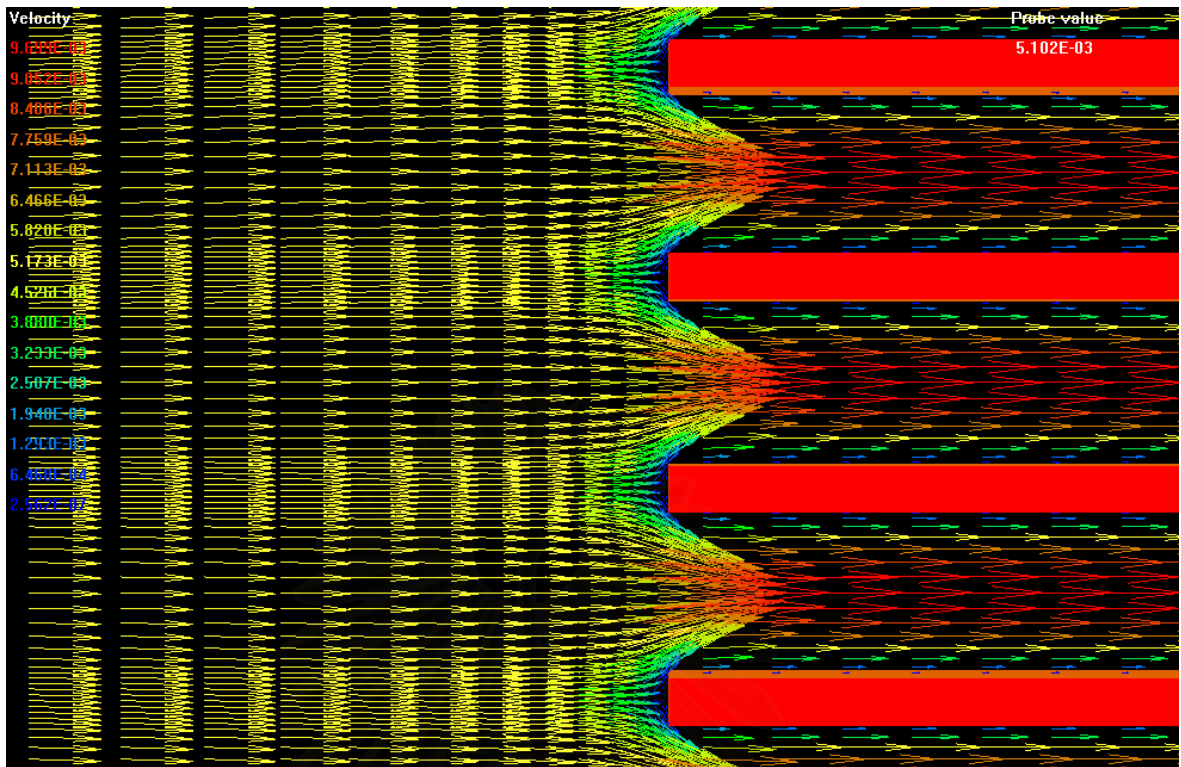
รูปภาพที่ 7.28 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 3157$



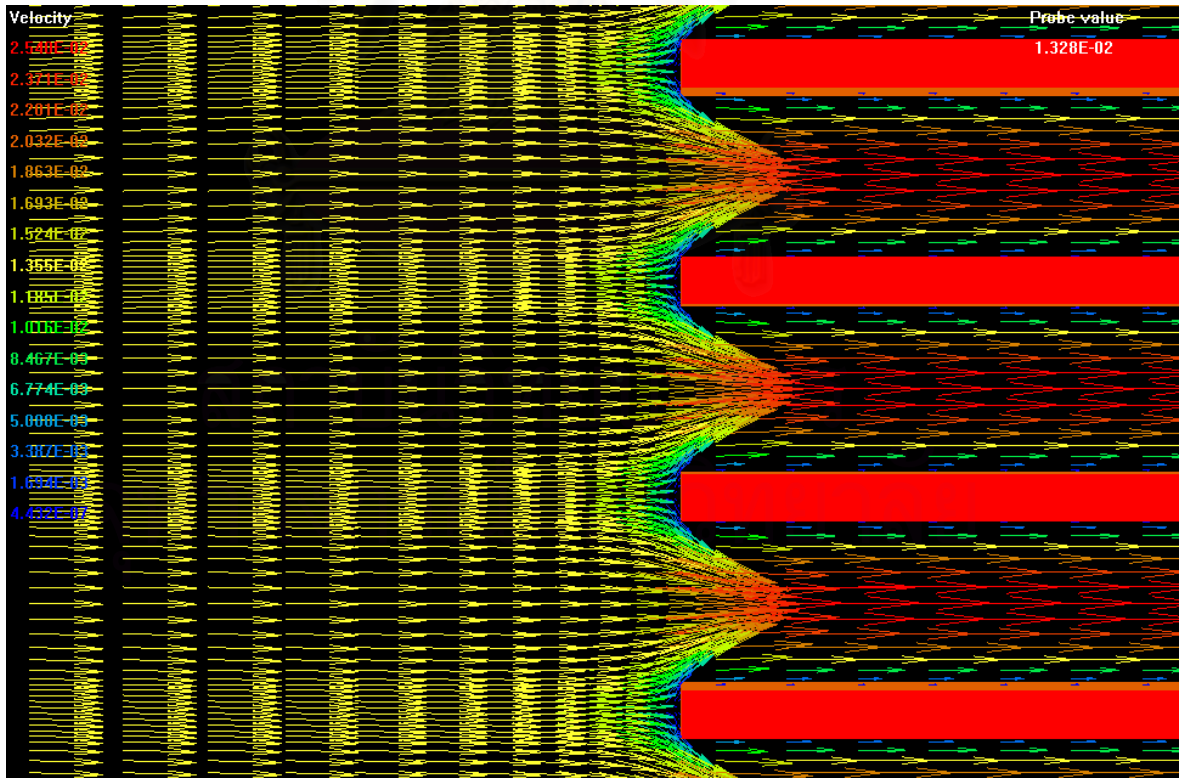
รูปภาพที่ 7.29 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.25 – 7.29 ข้างต้นได้แสดงลักษณะ โพรไฟล์ของความเร็วของกระแสอากาศที่เกิดขึ้นภายในระบบในกรณีครีบแผ่นมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Inline Continuous Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า โพรไฟล์ความเร็วที่บริเวณผิวสัมผัสของตัวครีบจะมีค่าความเร็วที่ต่ำกว่าความเร็วในบริเวณอื่น โดยจากภาพ สีฟ้าแสดงค่าความเร็วต่ำ ในขณะที่สีส้มจะแสดงค่าความเร็วที่สูงกว่า ทั้งนี้เนื่องมาจากว่าที่ผิวสัมผัสจะมีแรงต้านทานการไหล ซึ่งมีผลทำให้ความเร็วที่บริเวณนี้มีค่าน้อยกว่าในบริเวณอื่น ๆ นอกจากนี้จะเห็นได้ว่า ความหนาของชั้นความเร็วที่มีค่าต่ำ จะมีความหนาลดลงเรื่อย ๆ เมื่อ ค่า Reynolds Number เพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ โดยดังที่ได้กล่าวมาแล้ว ความเร็วที่เพิ่มมากขึ้นจะทำให้แรงเสียดทานที่ผิวครีบบมีค่าลดลง ซึ่งส่งผลให้ชั้นขอบเขตมีความหนาลดลงตามไปด้วย

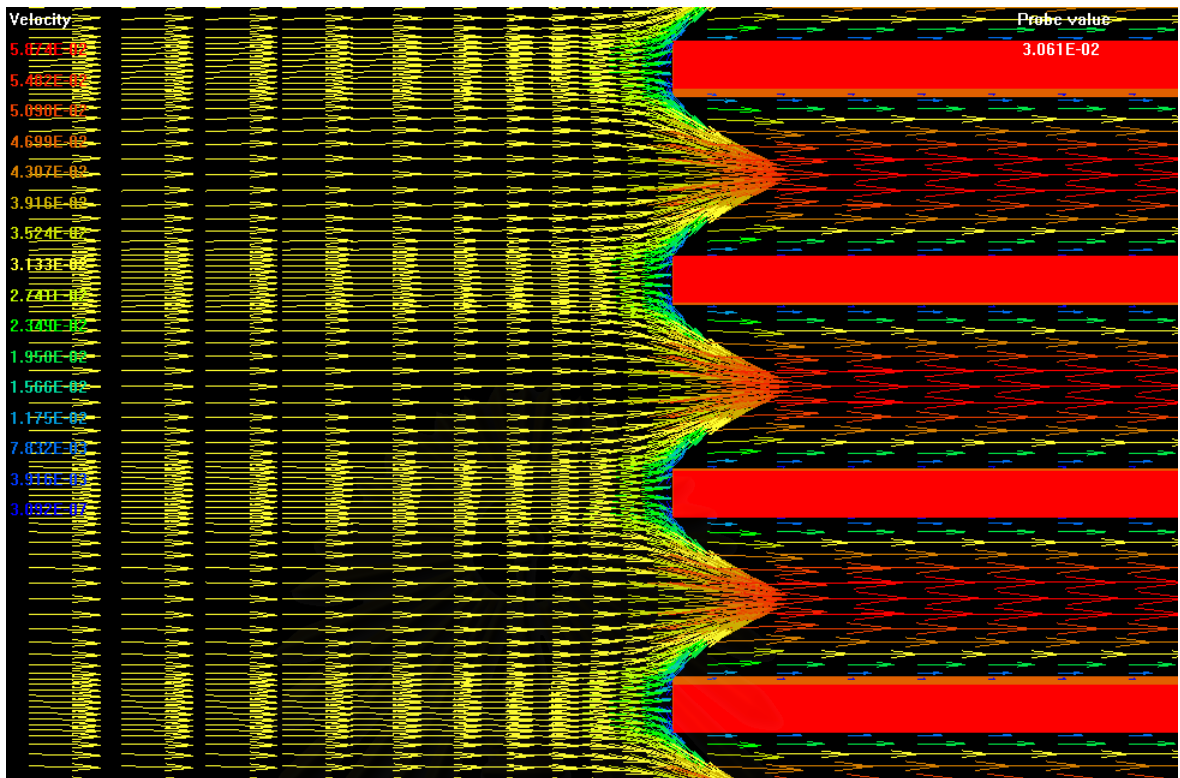
จากผลการทดลองที่ได้พิจารณามาแล้ว จะพบว่าชั้นขอบเขตจะส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวครีบบมีค่าลดลง โดยยังมีความหนาของชั้นขอบเขตที่ยังบาง ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีความสามารถดีขึ้น ต่อไปจะเป็นการเปรียบเทียบลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีบบต่อลักษณะของชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้น โดยสามารถพิจารณาได้ดังรูปภาพที่ 7.30 – 7.34 ดังต่อไปนี้



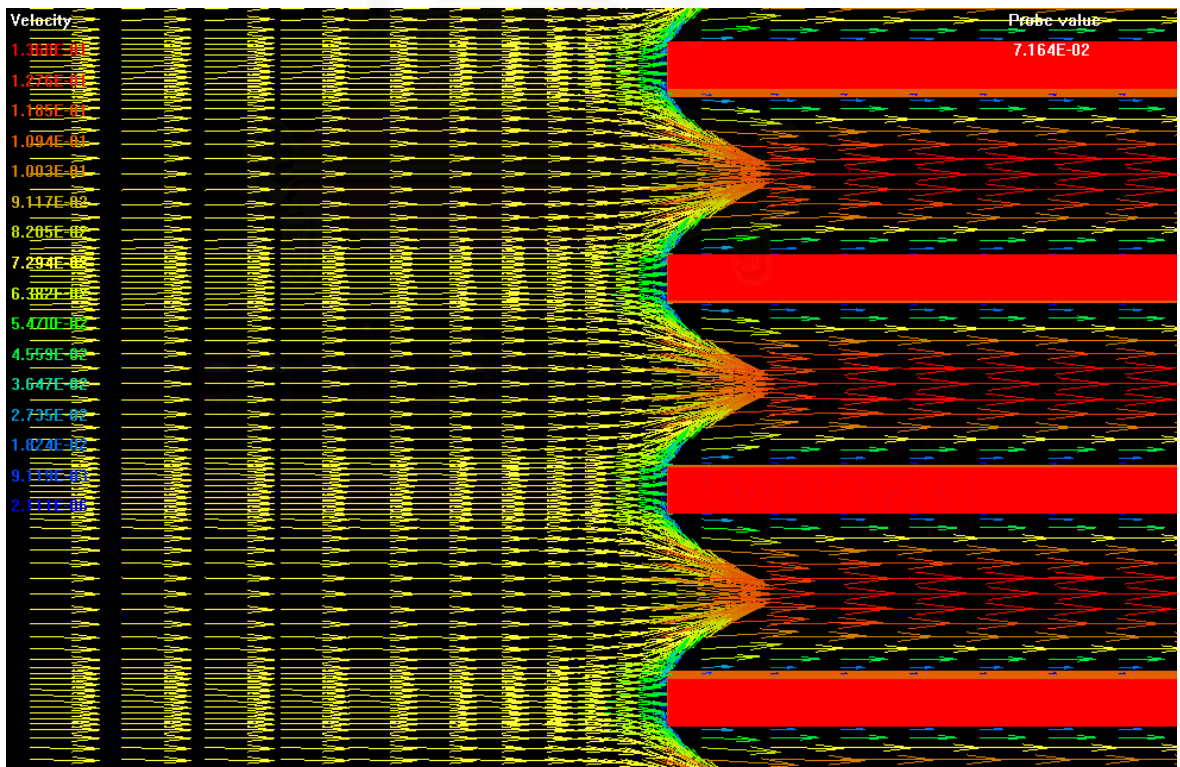
รูปภาพที่ 7.30 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 225$



รูปภาพที่ 7.31 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 606$

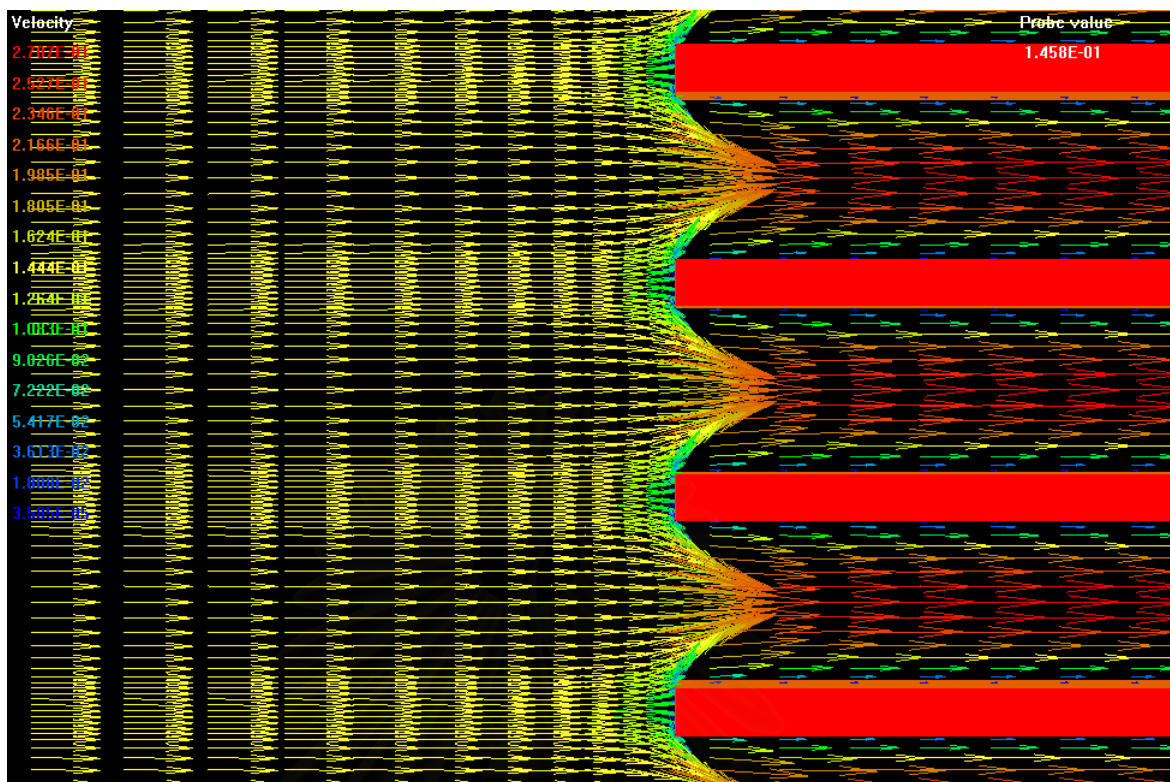


รูปภาพที่ 7.32 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.33 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 3157$



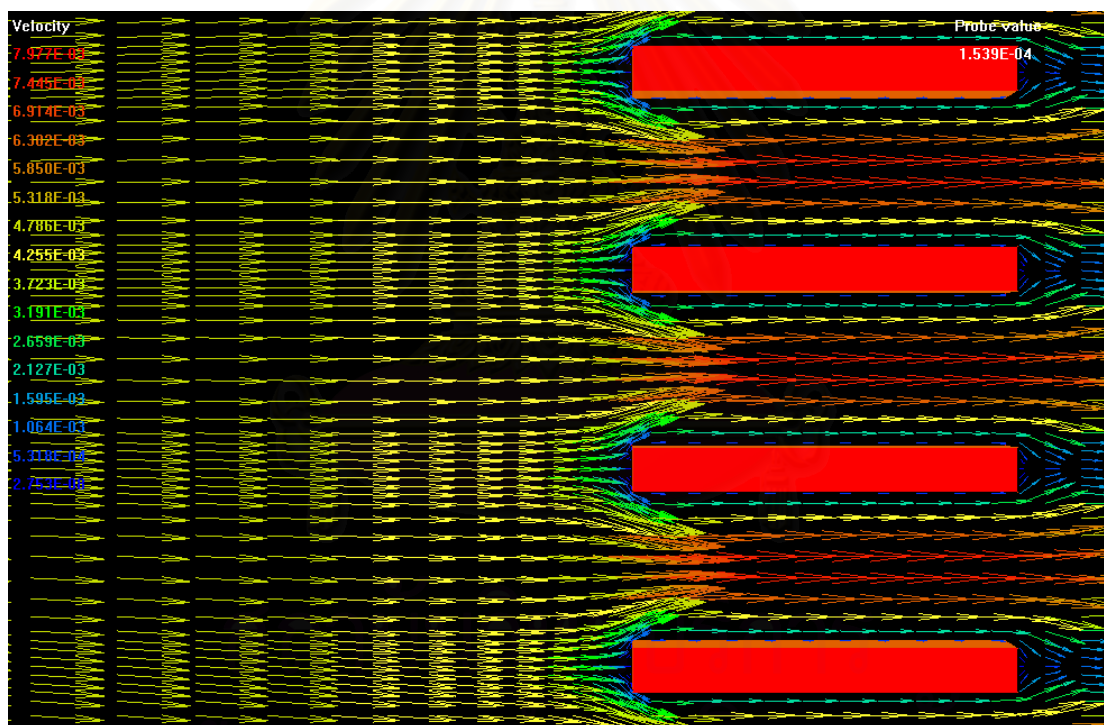


รูปภาพที่ 7.34 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 6239$

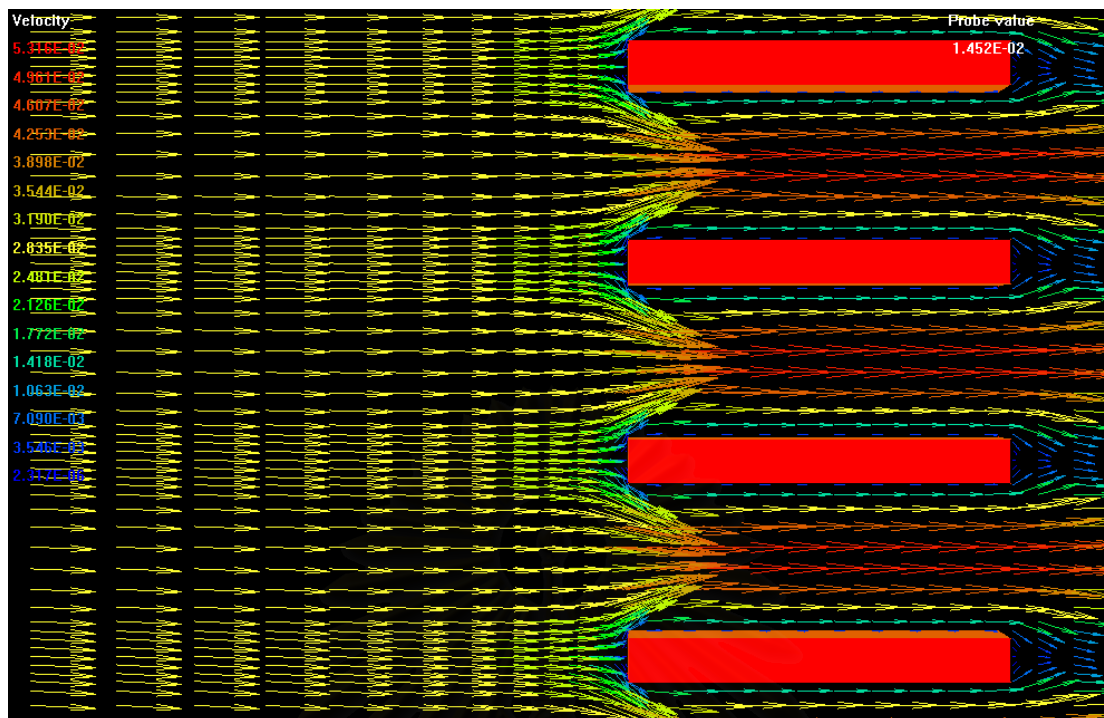
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

จาก รูปถ่ายที่ 7.30 – 7.34 ข้างต้นได้แสดงลักษณะโพรไฟล์ของความเร็วของกระแสอากาศที่เกิดขึ้นภายในระบบในกรณีครีปแผ่นมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Inline Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า โพรไฟล์ความเร็วจะเป็นไปในลักษณะเดียวกันกับกรณี Inline Continuous Plate Fin โดยที่บริเวณผิวสัมผัสของตัวครีปจะมีค่าความเร็วที่ต่ำกว่าความเร็วในบริเวณอื่น และความหนาของชั้นความเร็วที่มีค่าต่ำ จะมีความหนาลดลงเรื่อย ๆ เมื่อ ค่า Reynolds Number เพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ เช่นเดียวกัน

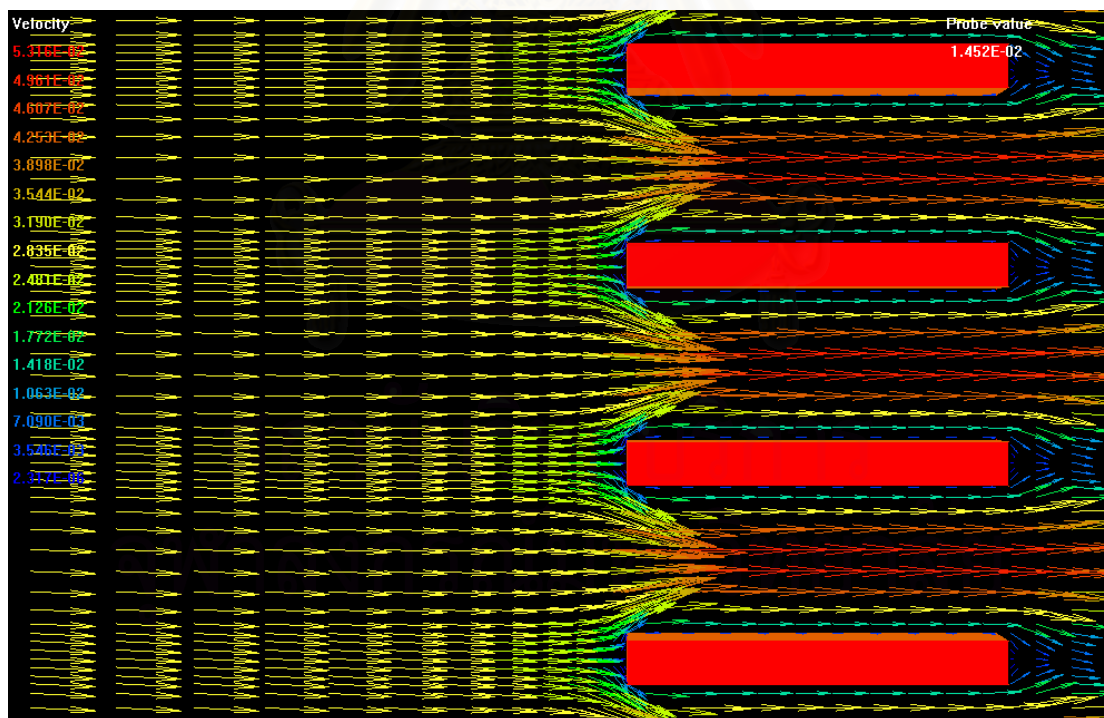
ต่อไปจะเป็นการเปรียบเทียบลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีปในกรณี Louver Plate Fin ต่อลักษณะของชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้น โดยสามารถพิจารณาได้ดังรูปถ่ายที่ 7.35 – 7.39 ดังต่อไปนี้



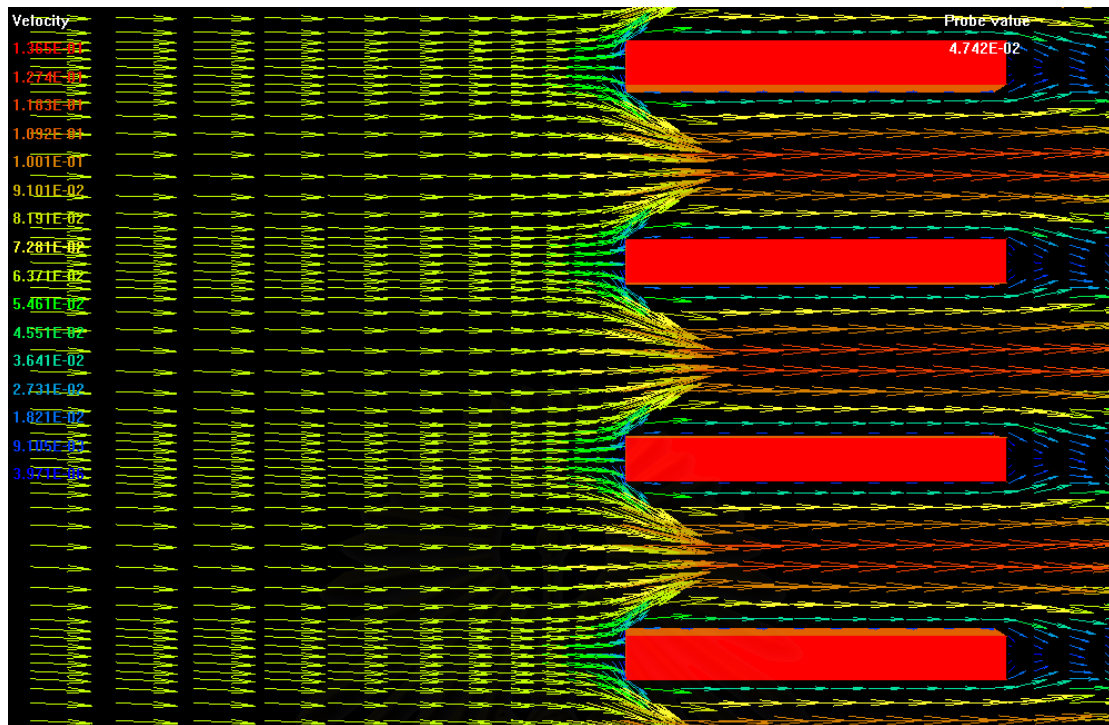
รูปถ่ายที่ 7.35 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีปของกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 225$



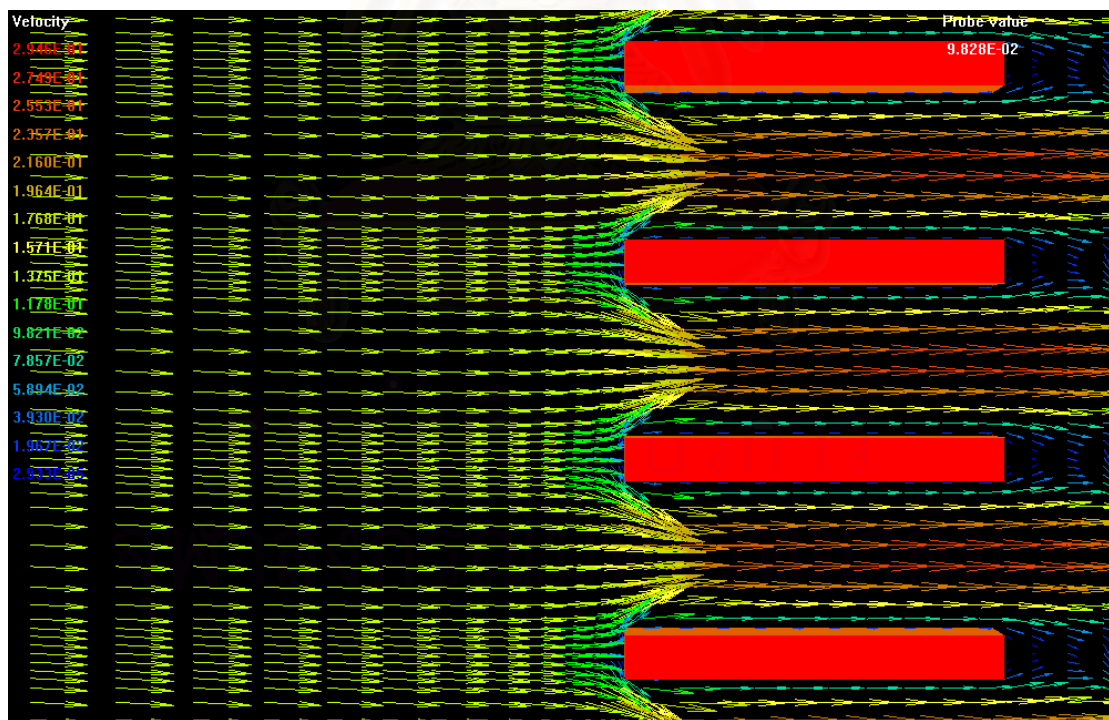
รูปภาพที่ 7.36 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.37 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวครีบ  
ของกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.38 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวกรีบ  
ของกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 3157$



รูปภาพที่ 7.39 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหน้าของตัวกรีบ  
ของกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปถ่ายที่ 7.35 – 7.39 ข้างต้นได้แสดงลักษณะโพรไฟล์ของความเร็วยของกระแสอากาศที่เกิดขึ้นภายในระบบในกรณีครีบบแผ่นมีการจัดเรียงตัวเป็นแบบ Louver Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ กัน ซึ่งพบว่า โพรไฟล์ความเร็วจะเป็นไปในลักษณะเดียวกันกับกรณี Inline Continuous Plate Fin และ Inline Plate Fin โดยที่บริเวณผิวสัมผัสของตัวครีบบจะมีค่าความเร็วที่ต่ำกว่าความเร็วในบริเวณอื่น และความหนาของชั้นความเร็วที่มีค่าต่ำ จะมีความหนาลดลงเรื่อย ๆ เมื่อ ค่า Reynolds Number เพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ เช่นเดียวกัน

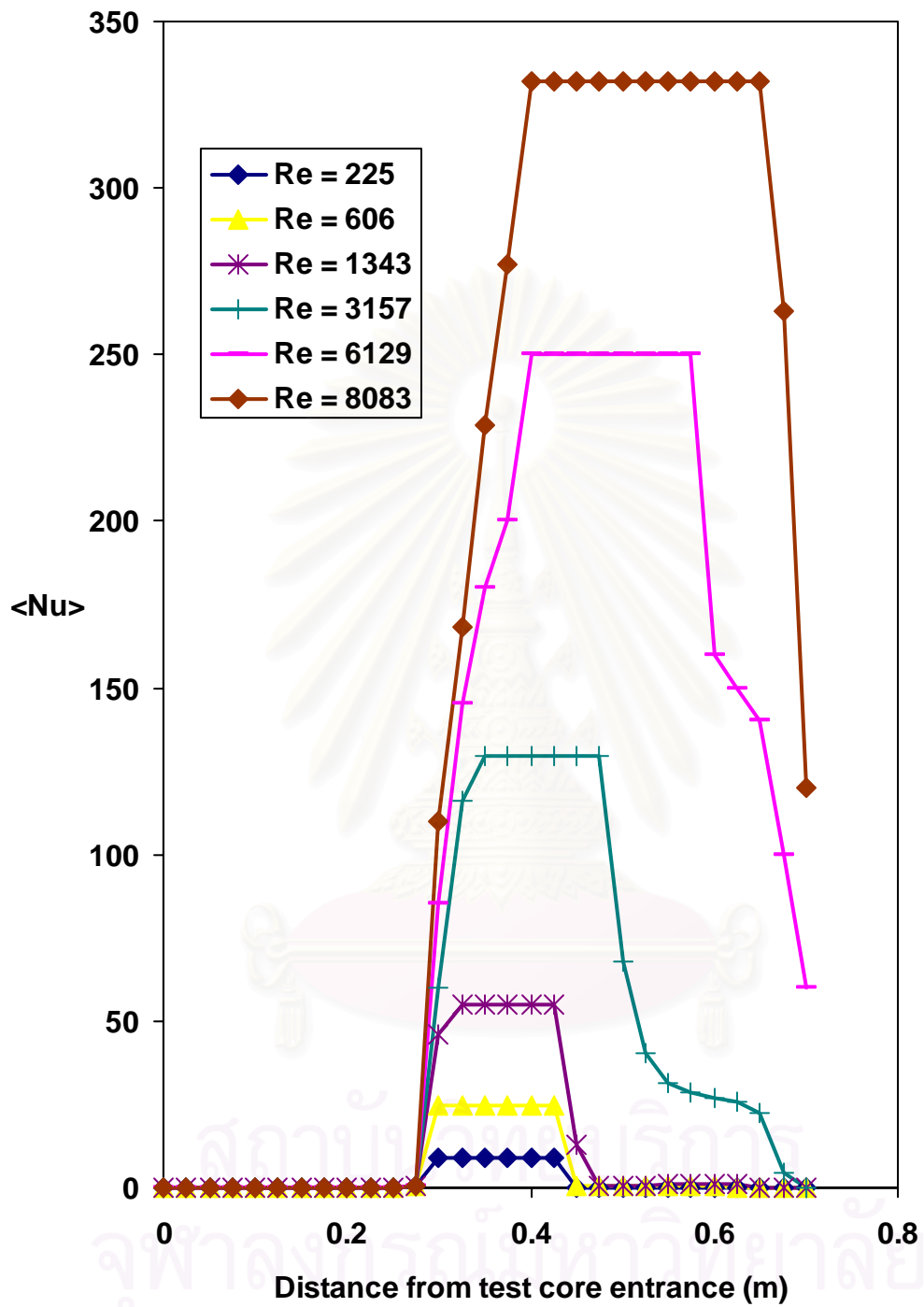
ต่อไปจะเป็นศึกษาลักษณะการไหลแบบหมุนวน เปรียบเทียบลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีบบ ถึงผลต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้น โดยสามารถพิจารณาได้ดังที่จะอธิบายดังต่อไปนี้

ในการศึกษาถึงอิทธิพลของการไหลแบบหมุนวนต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถศึกษาได้โดยใช้ค่า การกระจายตัวของค่า Local Nusselt Number มาใช้ในการอธิบายถึงผลของพฤติกรรมการไหลดังกล่าว โดย นิยามของค่า Nusselt Number คือ ค่าการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ต่อพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน โดยสามารถหาได้จาก สมการที่ 7.5 ดังต่อไปนี้คือ

$$Nu = \frac{h_i D}{k} \quad \text{สมการที่ 7.5}$$

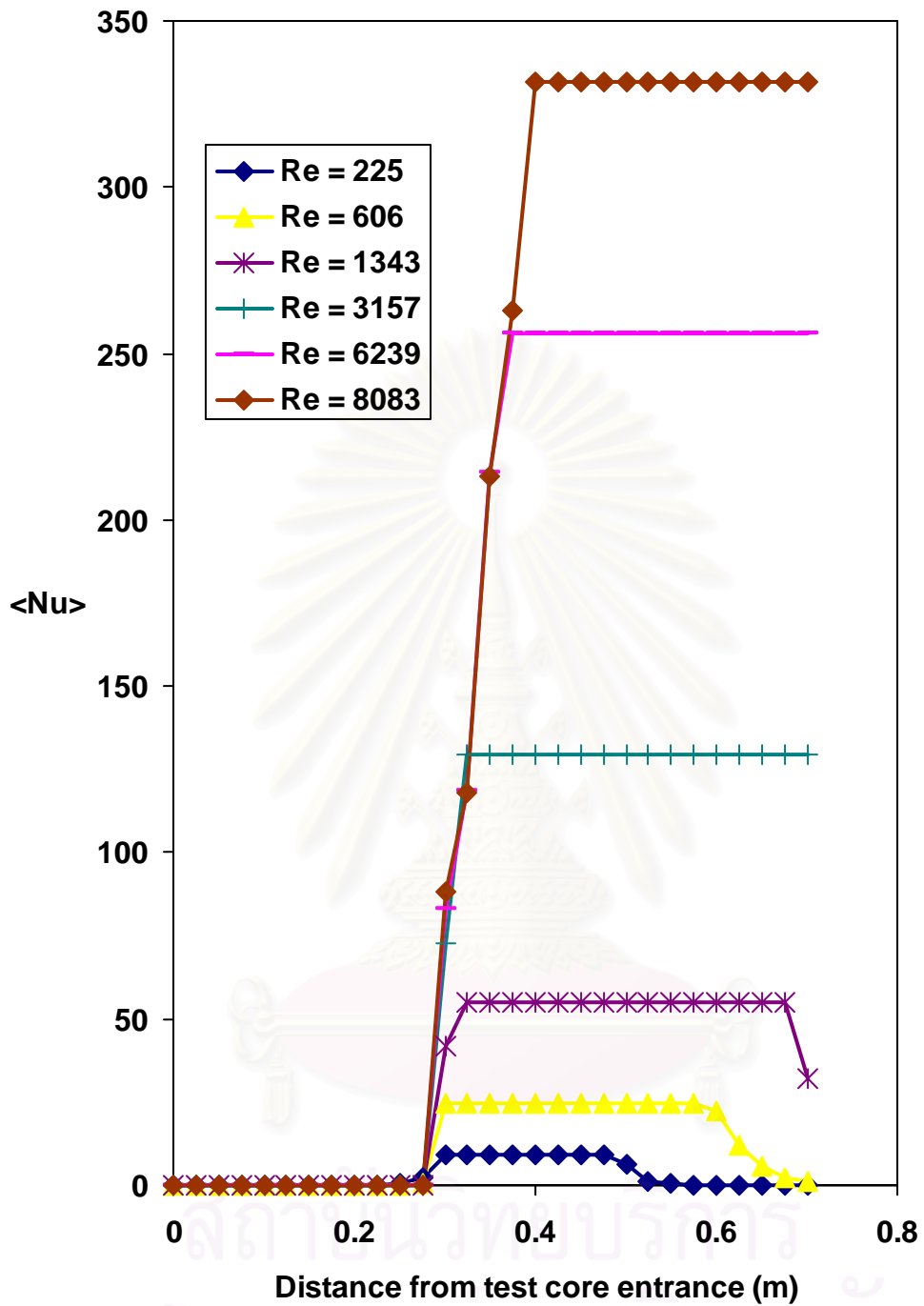
โดยที่  $h_i$  คือค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ตำแหน่งใด ๆ

ในการคำนวณหาค่า  $h_i$  จะทำได้โดยใช้วิธีการเดียวกับการคำนวณหาค่า  $h$  ที่ใช้ในการคำนวณหาค่า Colburn j Factor โดยการใช้การคำนวณทาง Numerical Method โดยเลือกใช้วิธีของ Crank – Nicholson ประกอบกับสมการอนุพันธ์พลังงาน แต่จะใช้ค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งที่ผิวของตัวครีบบแทนอุณหภูมิที่ตำแหน่งขาเข้า และขาออกของส่วนทดสอบการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยผลการคำนวณได้ผลการทดลองดังต่อไปนี้



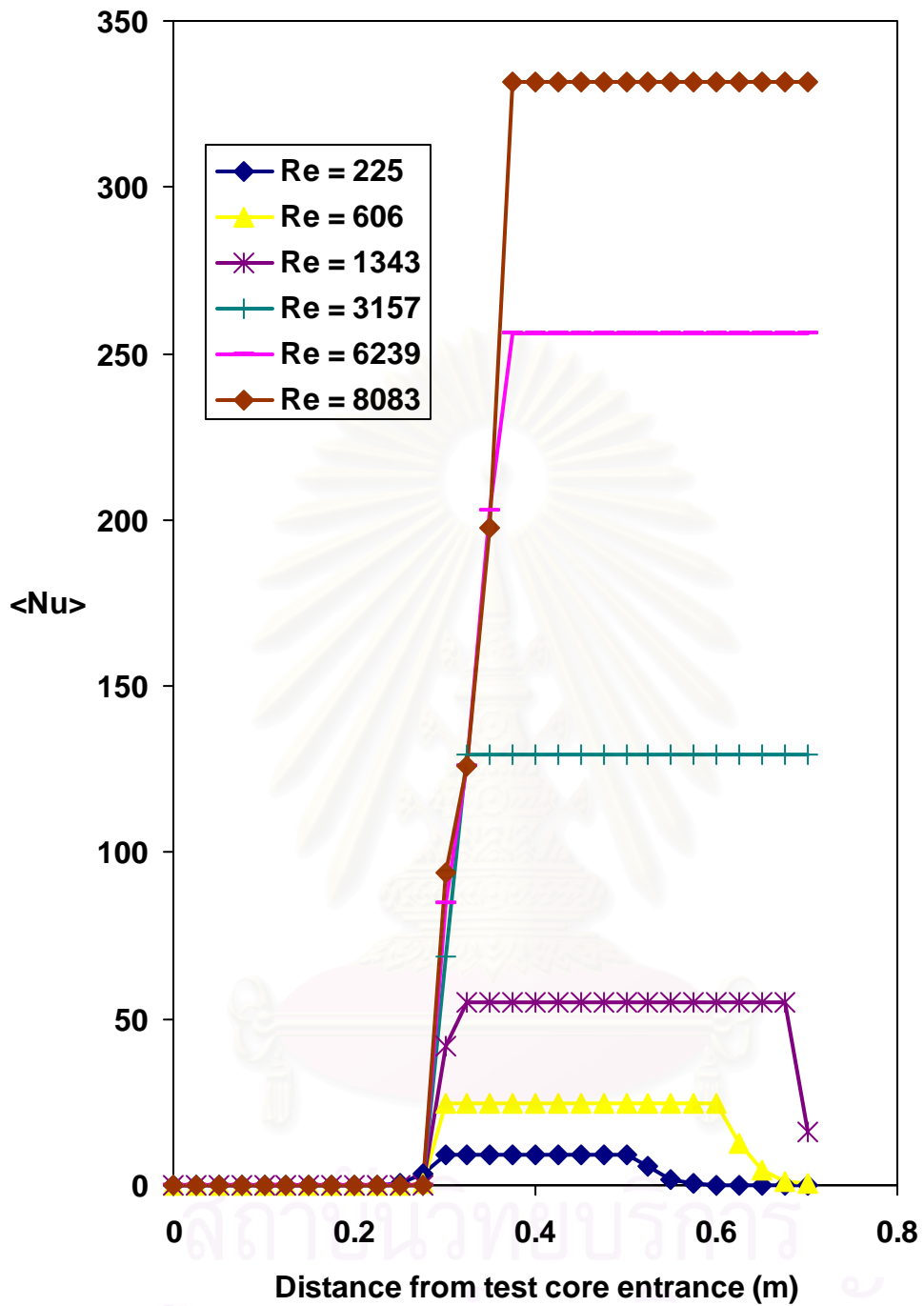
รูปภาพที่ 7.40 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number

ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ



รูปภาพที่ 7.41 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number

ของกรณี Inline Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ



รูปภาพที่ 7.42 รูปภาพแสดงการเปรียบเทียบค่า Local Nusselt Number

ของกรณี Louver Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ

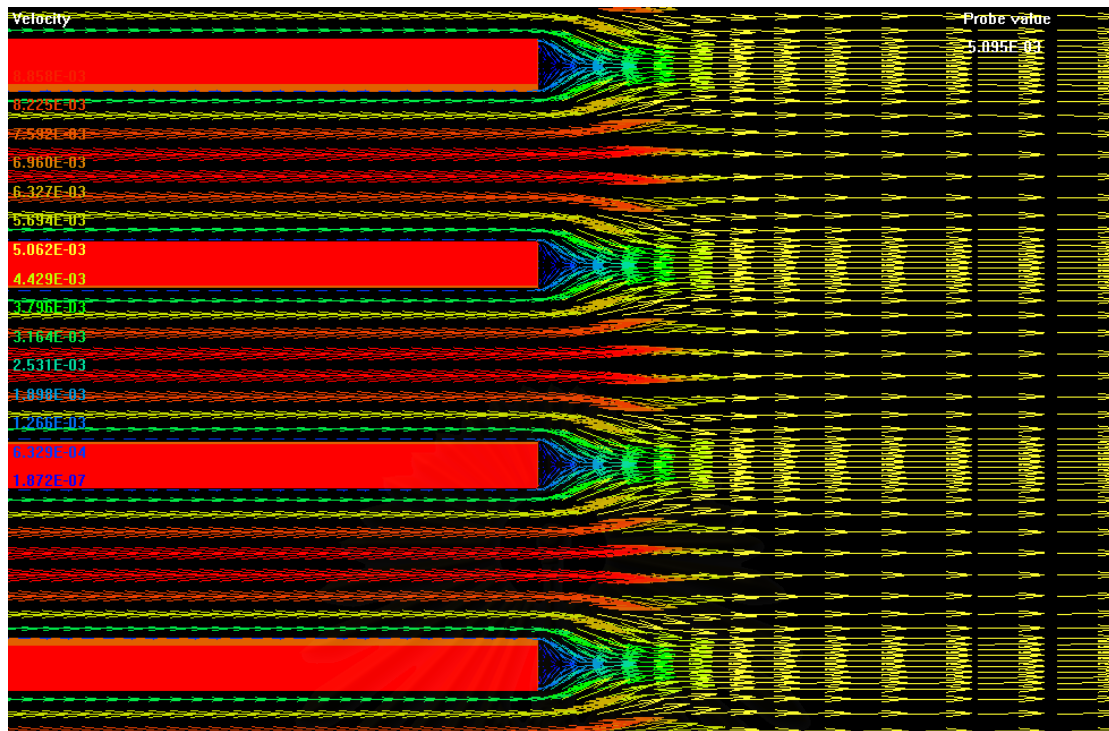


จาก **รูปภาพที่ 7.40 – 7.42** ข้างต้นจะเห็นได้ว่า Local Nusselt Number จะมีค่าต่ำมาก ในบริเวณก่อนถึงตัวครีบ และจะมีค่าสูงขึ้น ณ บริเวณตั้งแต่ขอบหน้าของตัวครีบเป็นต้นไป โดยค่า Local Nusselt Number ที่เพิ่มมากขึ้นแสดงถึงส่วนที่กำลังพิจารณานั้นเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มมากขึ้นด้วย

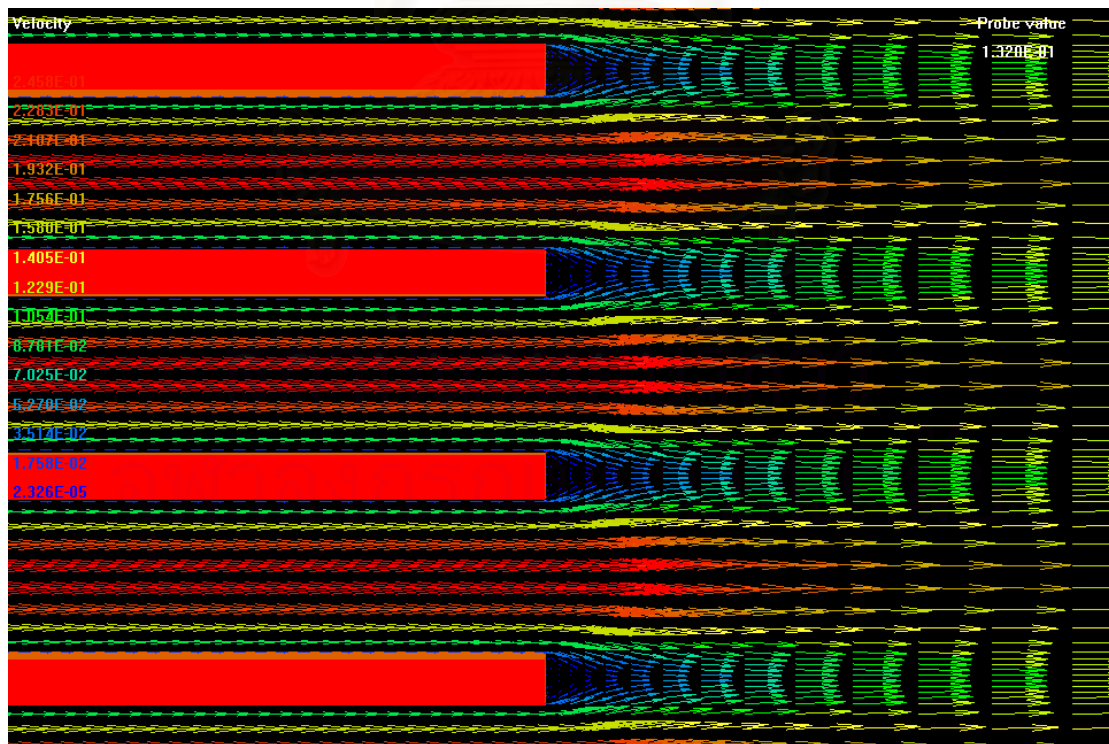
พิจารณากรณี Inline Continuous Plate Fin พบว่าที่ตำแหน่งที่เป็นตัวครีบนั้นค่า Local Nusselt Number จะมีค่าสูงขึ้นตามค่า Reynolds Number ที่เพิ่มมากขึ้น โดยเมื่อพิจารณา **รูปภาพที่ 7.6 – 7.10** และ ประกอบ ซึ่งเป็นภาพที่แสดงถึงการกระจายตัวของอุณหภูมิของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่ค่า Reynolds Number ต่าง ๆ จะเห็นว่า อุณหภูมิที่บริเวณที่เป็นตัวครีบจะมีสีแดงโดยตลอด ซึ่งแสดงว่าอุณหภูมิที่บริเวณดังกล่าวมีค่าเท่ากับ  $32^{\circ}\text{C}$  เท่ากัน โดยตลอดของบริเวณที่เป็นตัวครีบ ในกรณีนี้สามารถสรุปได้ไปในทางเดียวกันกับที่ได้กล่าวมาแล้วคือ ค่าความเร็วของกระแสอากาศที่เพิ่มมากขึ้น จะมีผลทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้นไปด้วย (ซึ่งแสดงได้จากกราฟที่ค่า Local Nusselt Number เพิ่มสูงขึ้น) เนื่องจากว่าขอบเขตชั้นการไหลของไหลที่เป็นตัวต้านทานการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น มีความหนาลดน้อยลง ดังสามารถพิจารณาได้จาก **รูปภาพที่ 7.25 – 7.29**

พิจารณากรณี Inline Plate Fin และ Louver Plate Fin พบว่าค่า Local Nusselt Number ที่เพิ่มขึ้นในช่วงบริเวณที่เป็นตัวครีบนั้นสามารถอธิบายได้ในลักษณะเดียวกันกับที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น

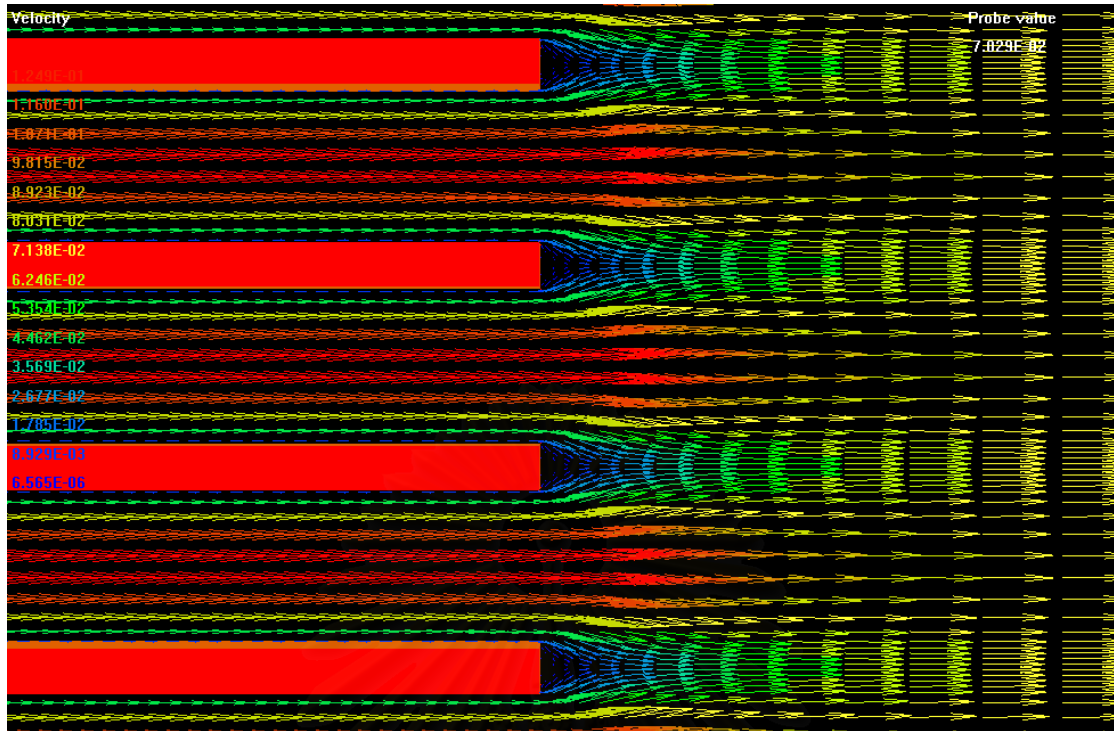
ต่อมาเมื่อพิจารณากรณี Inline Continuous Plate Fin ที่บริเวณตำแหน่งด้านหลังตัวครีบ จะเห็นว่าค่า Local Nusselt Number จะมีลักษณะเช่นเดียวกันกับบริเวณที่เป็นตัวครีบ คือจะมีค่าเพิ่มตามค่าของ Reynolds Number โดยกรณีดังกล่าวสามารถอธิบายได้โดยพิจารณา **รูปภาพที่ 7.43 – 7.47** ดังต่อไปนี้



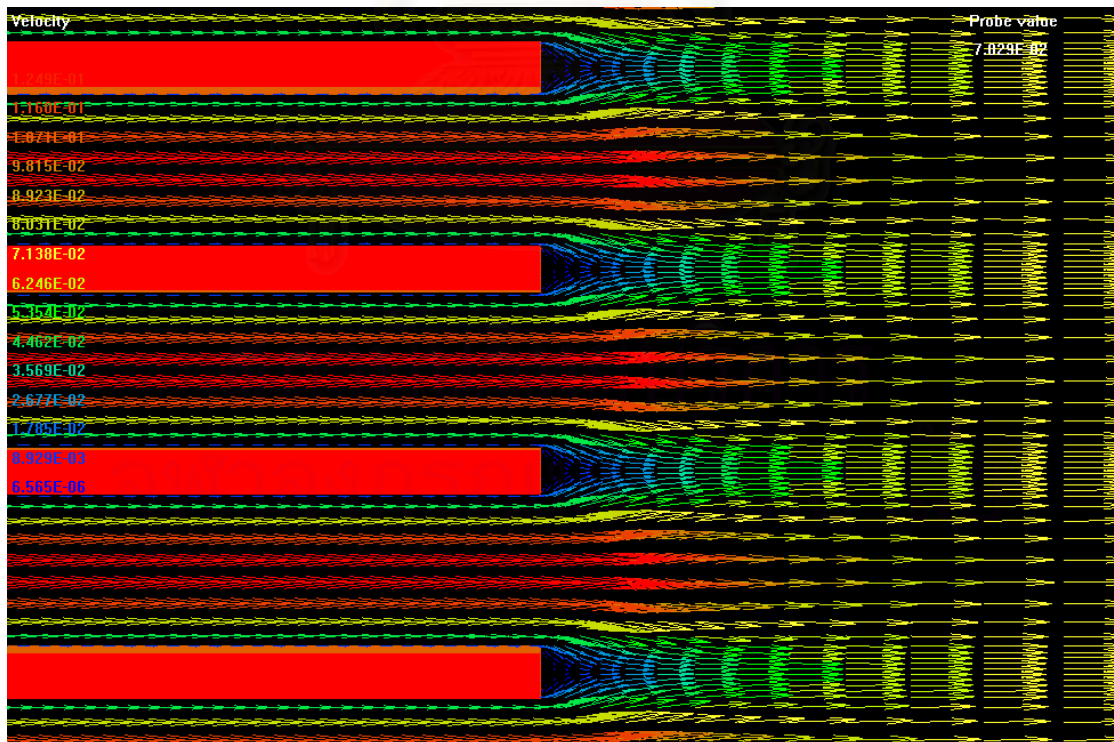
รูปภาพที่ 7.43 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 225$



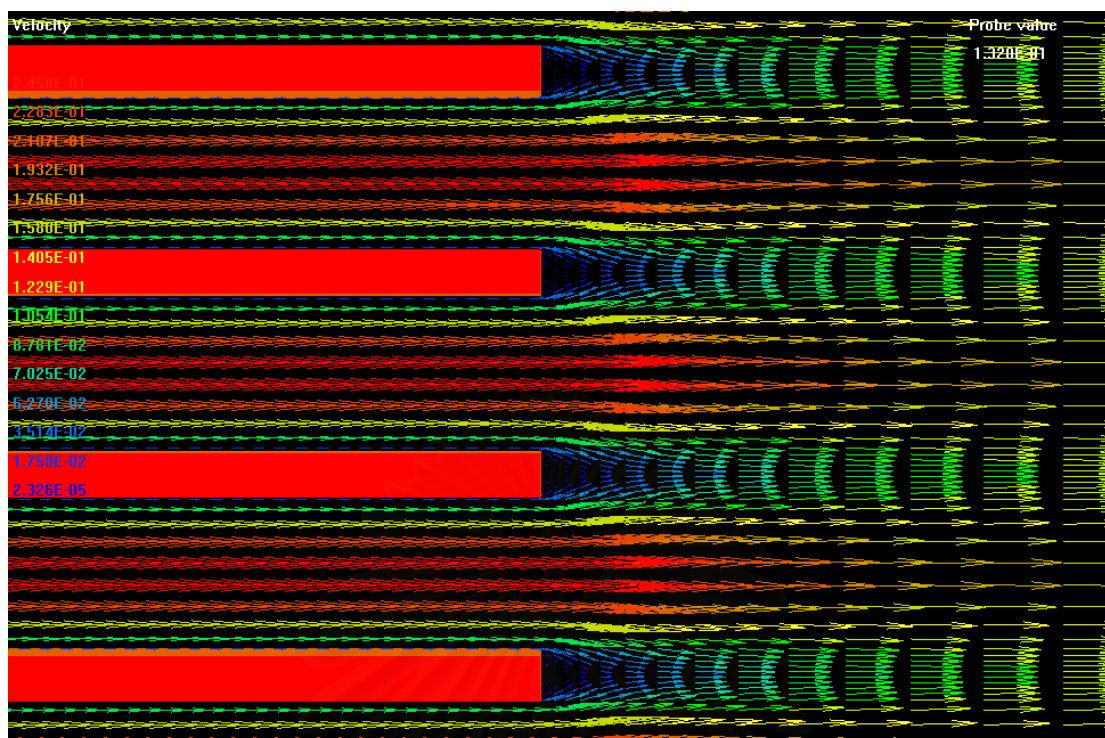
รูปภาพที่ 7.44 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.45 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 1343$



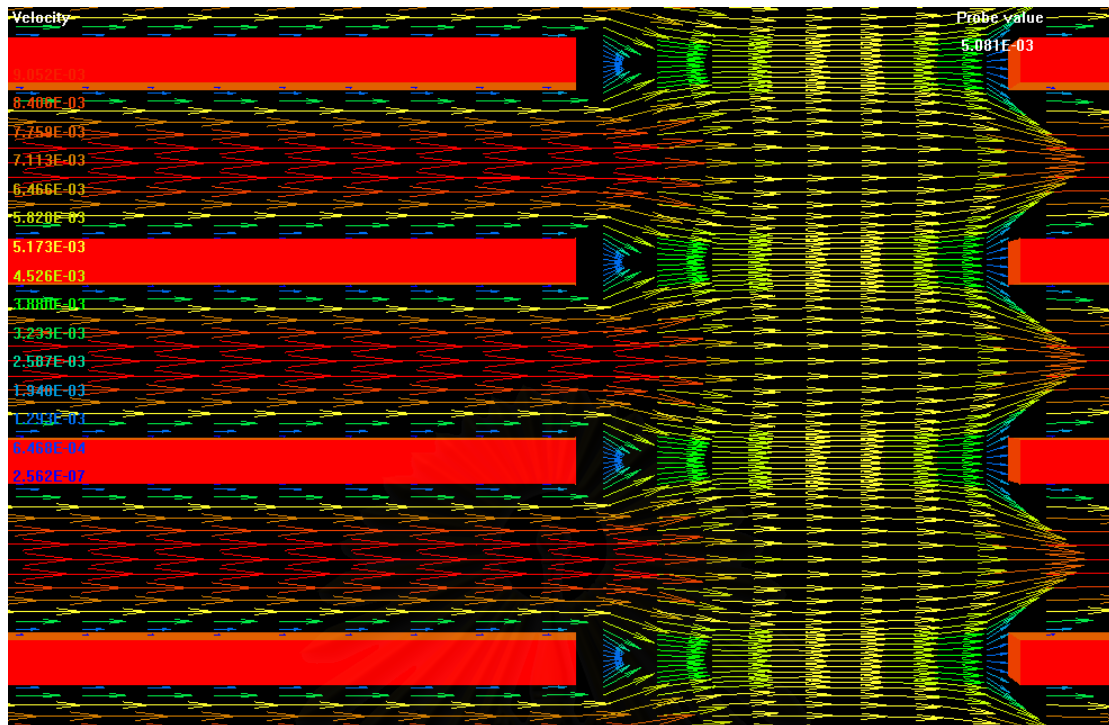
รูปภาพที่ 7.46 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 3157$



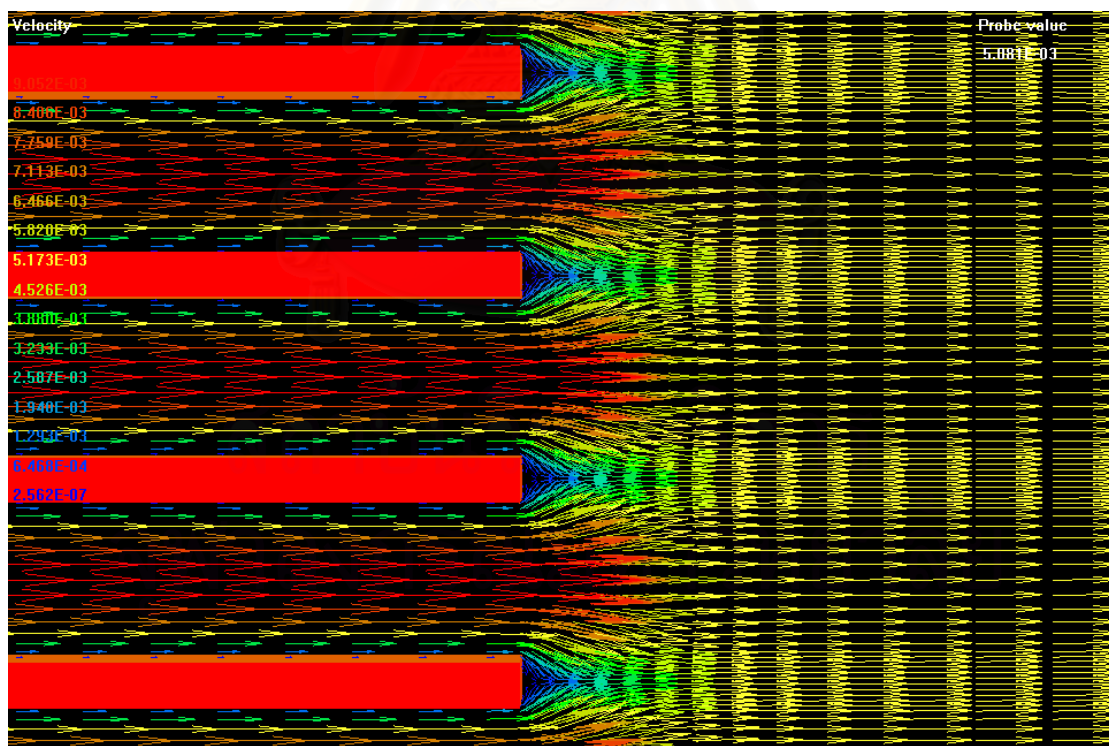
รูปภาพที่ 7.47 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งขอบด้านหลังของตัวครีบ  
ของกรณี Inline Continuous Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.43 – 7.47 ข้างต้น จะเห็นว่า ที่บริเวณด้านหลังของตัวครีบ ลักษณะการไหลของอากาศจะมีความปั่นป่วนมากขึ้นตามค่า Reynolds Number ที่เพิ่มมากขึ้น โดยกลไกของลักษณะการไหลดังกล่าวจะทำให้ของไหลที่มีค่าอุณหภูมิต่ำกว่ามีการเคลื่อนตัวเข้าไปแทนที่ของไหลที่มีค่าอุณหภูมิสูงกว่า ซึ่งอยู่ที่บริเวณใกล้กับผิวของตัวครีบ พฤติกรรมการไหลดังกล่าวทำให้ของไหลเกิดการผสมกันขึ้นและเป็นการช่วยลดอุณหภูมิให้กับอากาศ ทำให้อากาศสามารถรับความร้อนจากตัวครีบได้ดียิ่งขึ้น ทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่บริเวณดังกล่าวดีขึ้น

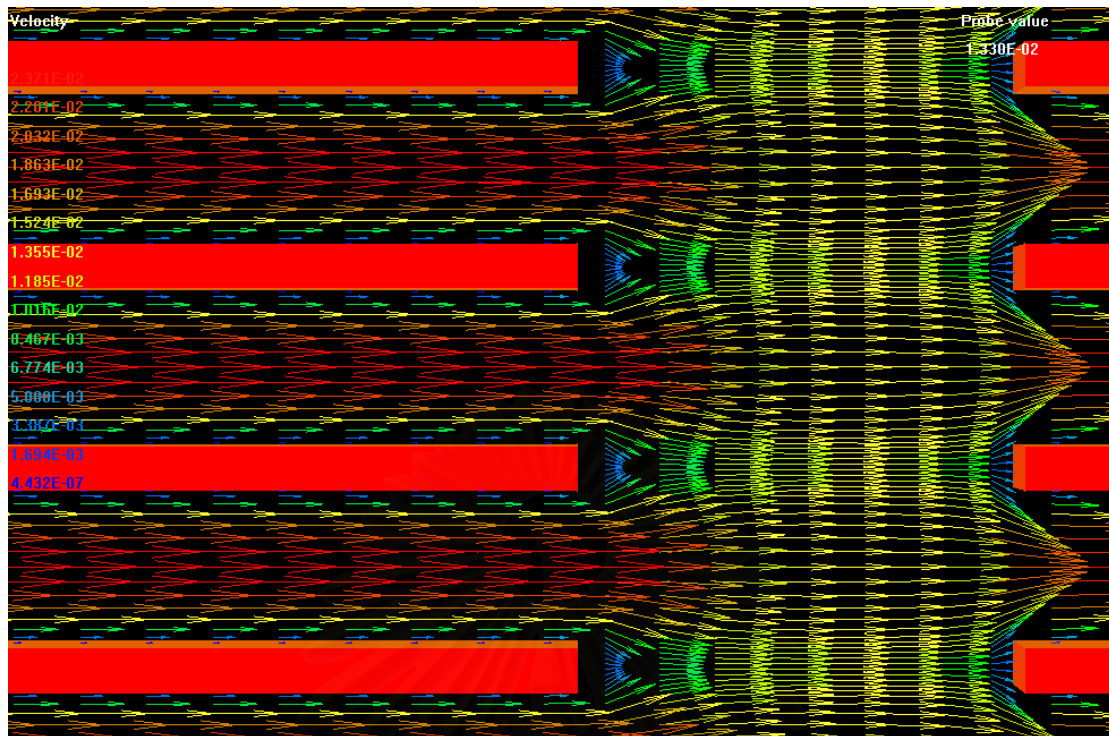
พิจารณา รูปภาพที่ 7.41 และ รูปภาพที่ 7.42 ซึ่งแสดงค่า Local Nusselt Number ของกรณี Inline Plate Fin และในกรณี Louver Plate Fin พบว่าในทั้ง 2 กรณีนี้ ค่า Local Nusselt Number จะเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ตำแหน่งที่ใกล้กับทางเข้าของส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า และเพิ่มขึ้นมากกว่าที่ค่า Reynolds Number ที่ต่ำกว่า โดยการอธิบายของทั้ง 2 กรณีนี้สามารถอธิบายได้ โดยการพิจารณา รูปภาพที่ 7.48 – 7.57 ดังต่อไปนี้



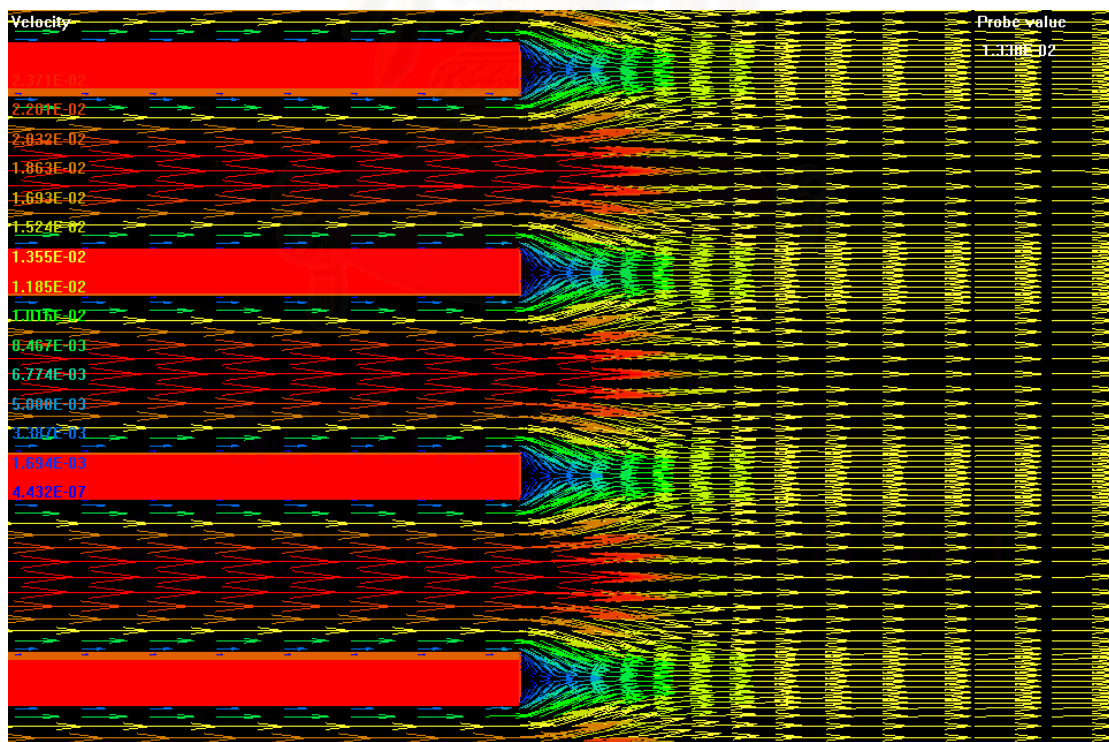
รูปภาพที่ 7.48 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 225$



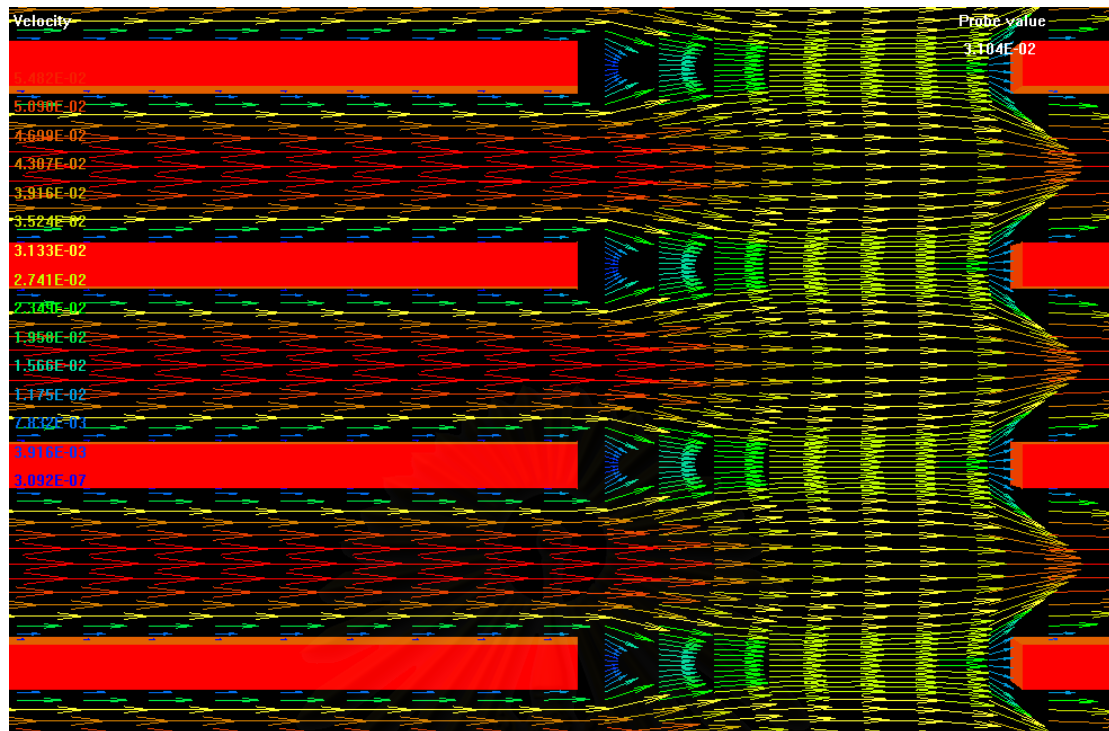
รูปภาพที่ 7.49 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 225$



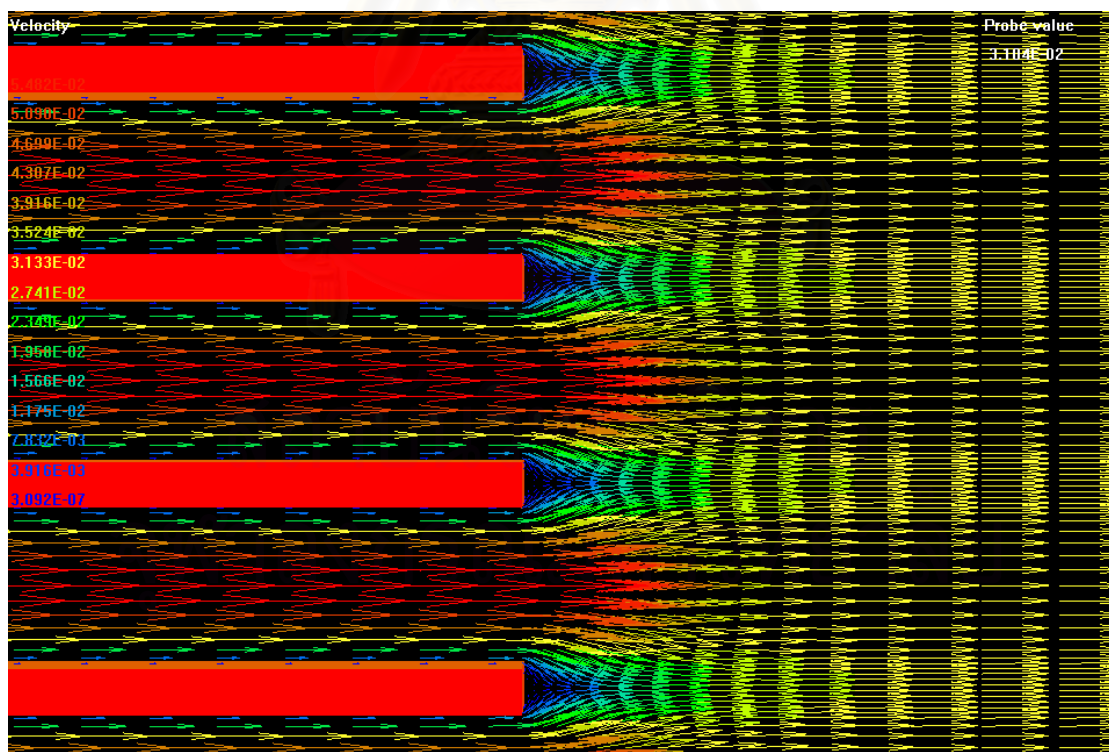
รูปภาพที่ 7.50 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีป  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 606$



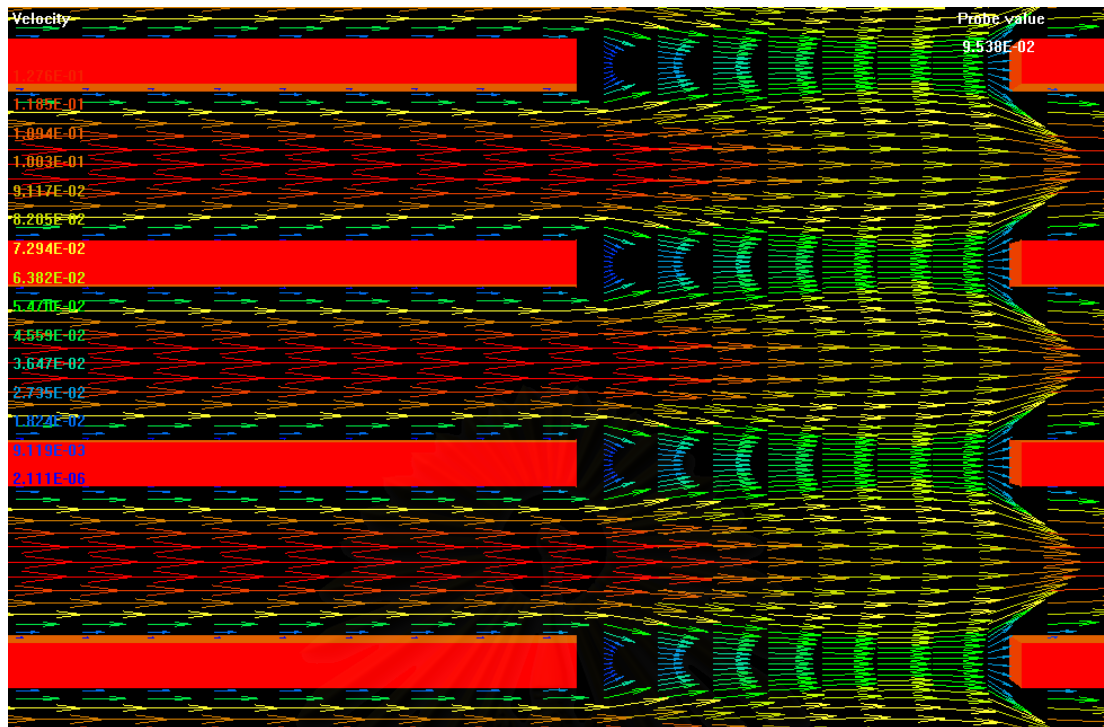
รูปภาพที่ 7.51 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีป  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 606$



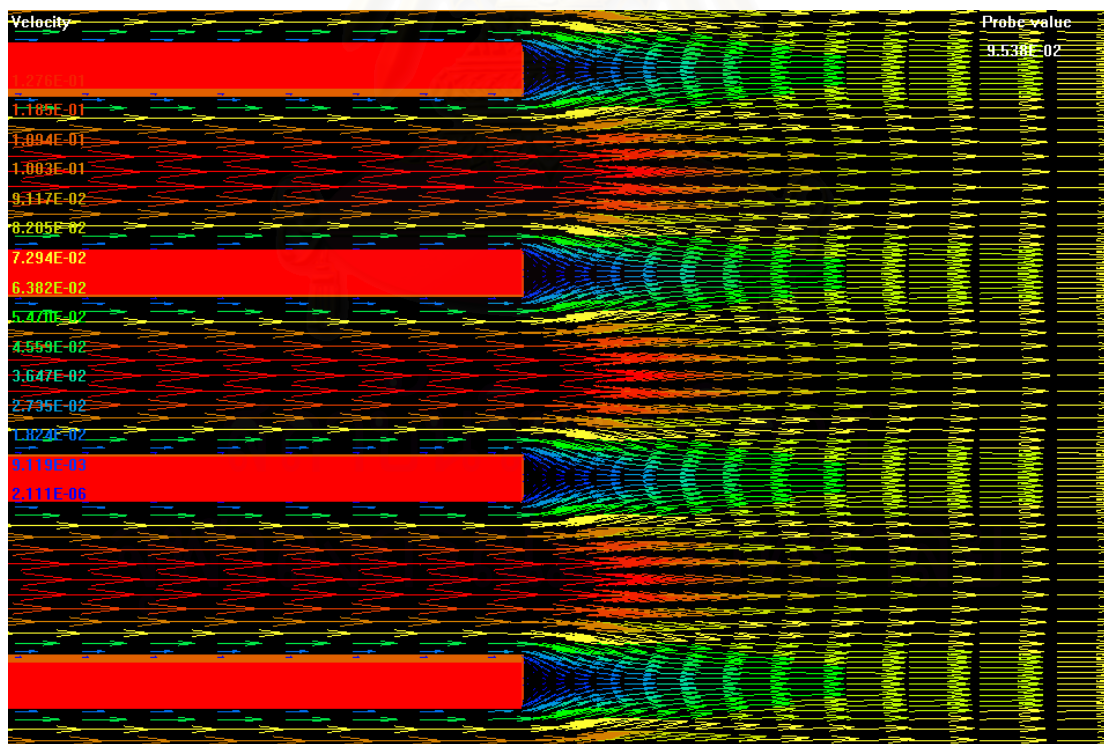
รูปภาพที่ 7.52 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.53 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 1343$

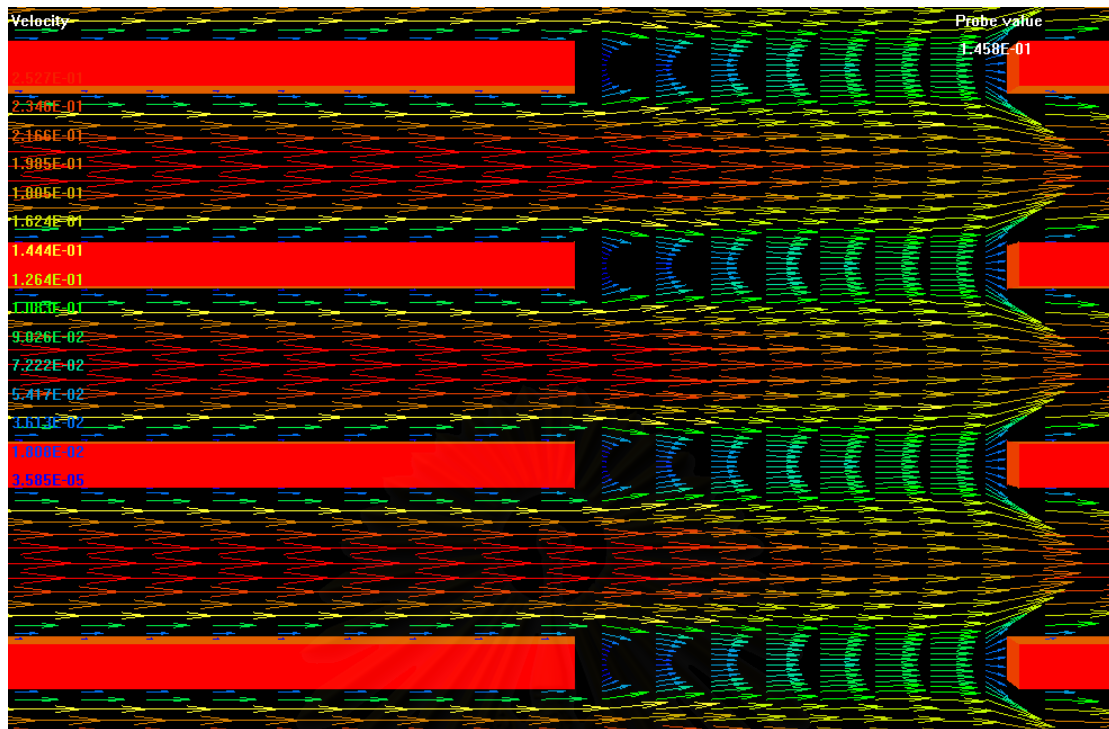


รูปภาพที่ 7.54 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 3157$

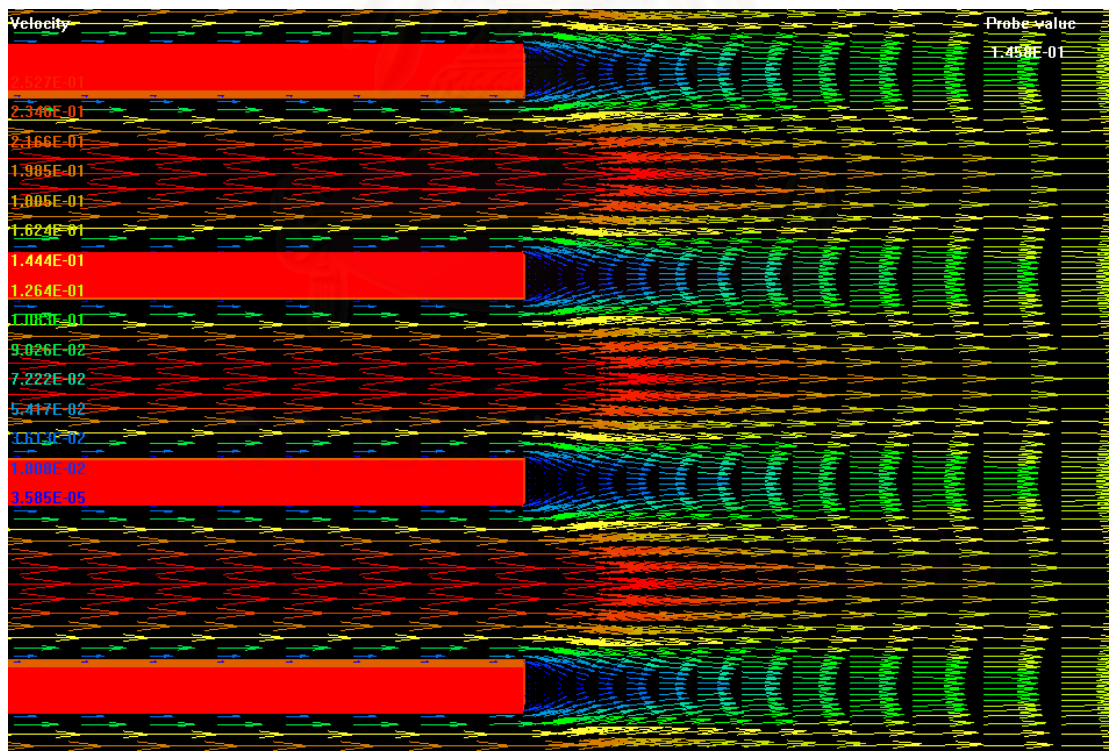


รูปภาพที่ 7.55 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีบ  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 3157$





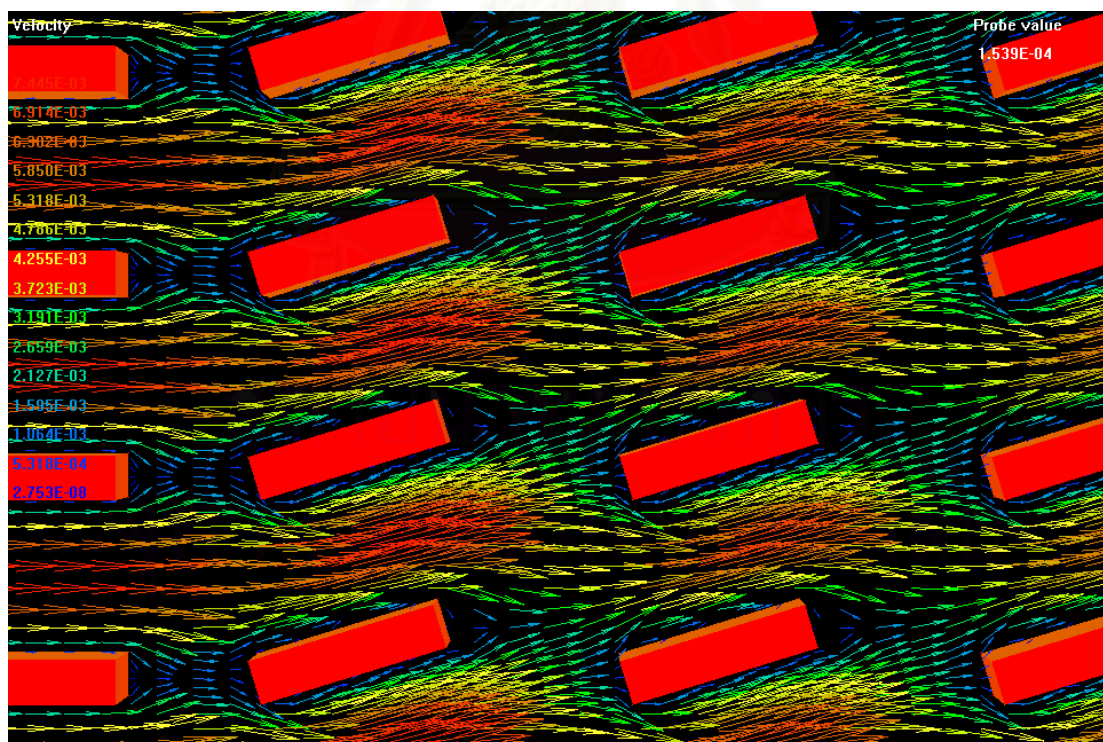
รูปภาพที่ 7.56 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีป  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 6239$



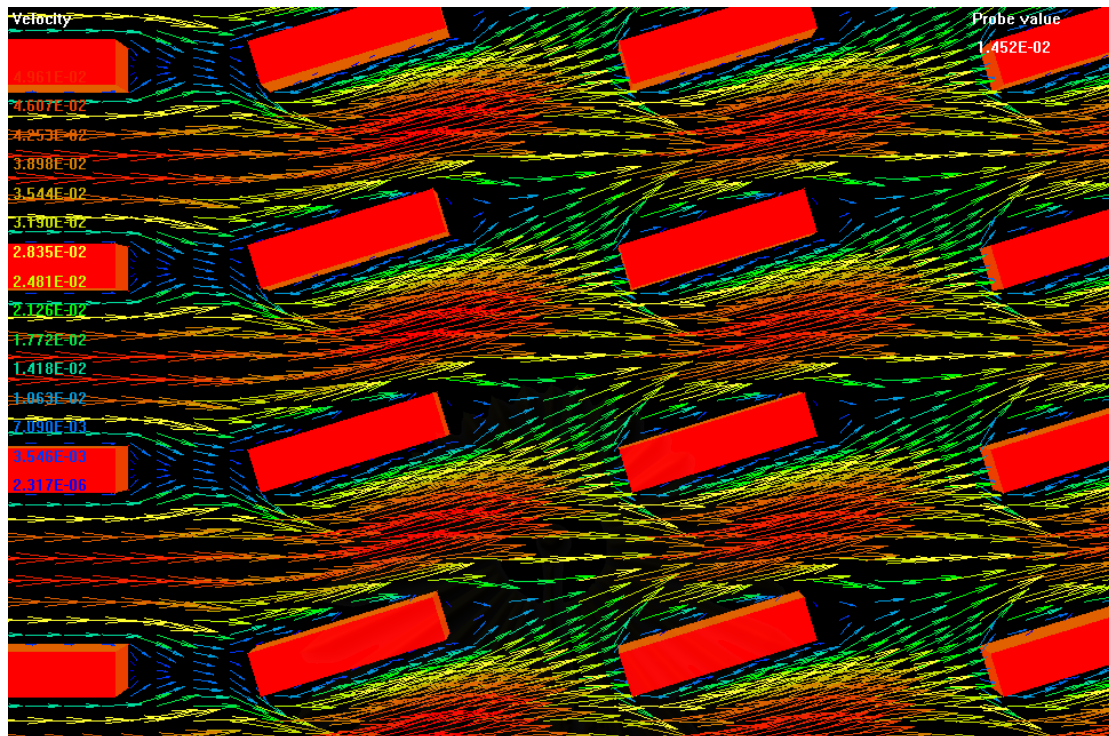
รูปภาพที่ 7.57 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่งด้านหลังของตัวครีป  
ในกรณี Inline Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จาก รูปภาพที่ 7.48 – 7.57 ข้างต้น จะเห็นว่า กรณีที่เป็น Inline Plate Fin ลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดที่บริเวณด้านหลังของตัวครีบในแต่ละแถว และจะเกิดมากขึ้นเมื่อค่า Reynolds Number เพิ่มมากขึ้น จากผลการวิจัยสามารถสรุปได้ว่า การแบ่งตัวครีบออกเป็นแถว ๆ สามารถทำให้การเป็นแบบปั่นป่วนได้ดีกว่ากรณีที่ตัวครีบต่อกันโดยตลอด หรือแบบ Inline Continuous Plate Fin สาเหตุเนื่องมาจากว่า ลักษณะของตัวครีบที่สั้นกว่าจะทำให้การเกิด Separation ด้านหลังตัวครีบได้ดีขึ้น ซึ่งมีผลทำให้เกิดการไหลในลักษณะการไหลวน หรือ Vortex Shedding ได้ดีขึ้นที่ด้านหลังของตัวครีบ โดยกลไกของลักษณะการไหลดังกล่าวจะทำให้ของไหลที่มีค่าอุณหภูมิต่ำกว่ามีการเคลื่อนตัวเข้าไปแทนที่ของไหลที่มีค่าอุณหภูมิสูงกว่า และส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นได้ดีขึ้น และทำให้ค่า Local Nusselt Number สูงขึ้นตามไปด้วย

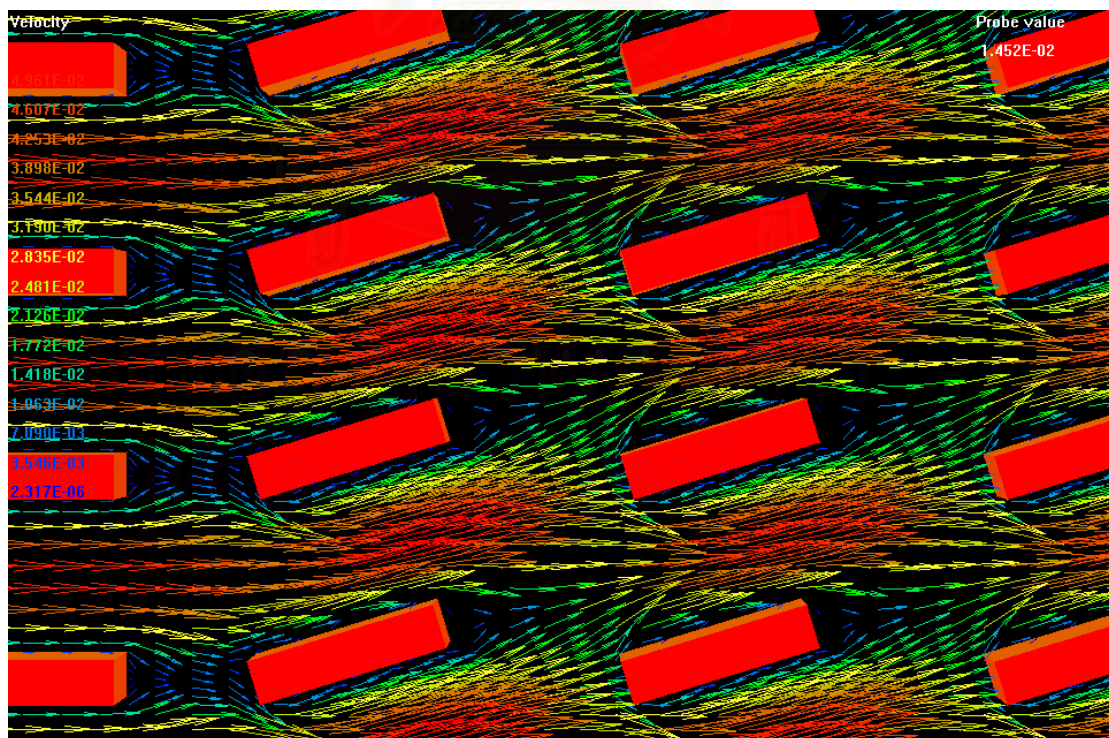
พิจารณา รูปภาพที่ 7.58 – 7.62 ซึ่งแสดงกรณีของ Louver Plate Fin พบว่าในกรณีนี้การเกิดการไหลแบบปั่นป่วน และการไหลแบบหมุนวนจะเกิดขึ้นได้ดีกว่าทั้งกรณีของ Inline Continuous Plate Fin และกรณีของ Inline Plate Fin ซึ่งส่งผลทำให้ค่า Local Nusselt Number ในกรณีนี้ให้ค่าที่ดีกว่าของทั้ง 2 กรณี



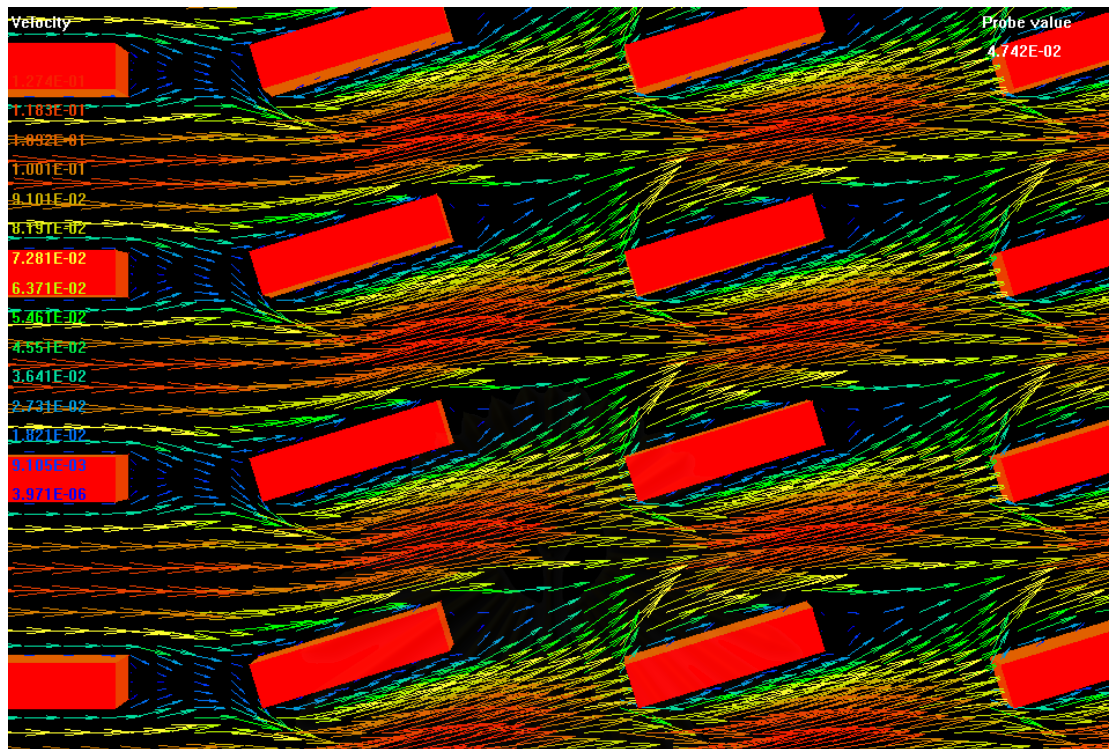
รูปภาพที่ 7.58 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีบ  
ในกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 225$



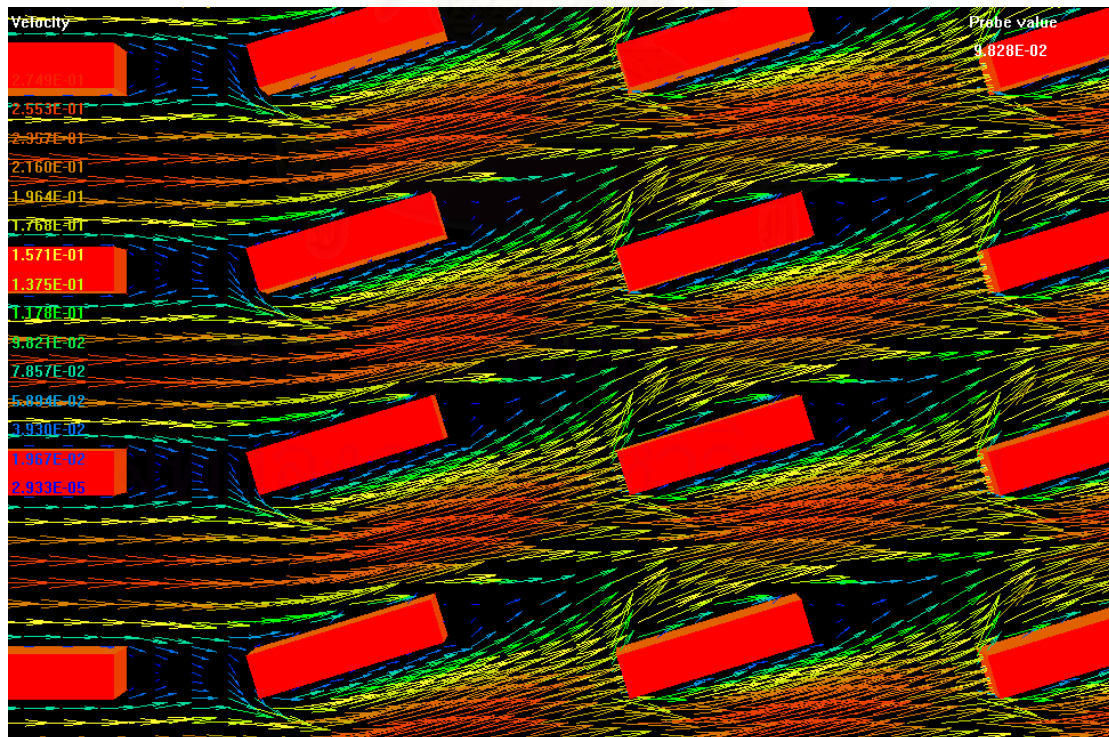
รูปภาพที่ 7.59 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวกริบ  
ในกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 606$



รูปภาพที่ 7.60 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวกริบ  
ในกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 1343$



รูปภาพที่ 7.61 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีป  
ในกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 3157$



รูปภาพที่ 7.62 แสดงลักษณะการไหลของอากาศที่ตำแหน่ง  $x = 0.375$  m. ของตัวครีป  
ในกรณี Louver Plate Fin ที่  $Re = 6239$

จากผลการทดลองที่ได้เสนอในข้างต้น สามารถสรุปได้ว่ากลไกการไหล หรือพฤติกรรม การไหลของอากาศในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพในการ แลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กรณีคือ พฤติกรรมการไหลของอากาศที่เกิด ในช่วงขอบเขตความร้อน และพฤติกรรมการไหลที่เกิดในบริเวณการไหลแบบหมุนวนของอากาศ โดยที่ลักษณะการเคลื่อนตัวของอากาศในชั้นขอบเขตความร้อนจะเคลื่อนตัวได้ช้าเนื่องจากว่าใน บริเวณนี้จะมีอิทธิพลของแรงเสียดทานที่พื้นผิวสัมผัส ส่งผลให้ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ เกิดขึ้นในกรณีนี้จะเป็นแบบการนำความร้อนเป็นหลัก ในขณะที่การไหลในลักษณะการไหลแบบ หมุนวน การเคลื่อนตัวของอากาศจะมีความปั่นป่วนมากกว่า ซึ่งทำให้เกิดการหมุนเวียน และการ ผสมกันระหว่างอากาศร้อน และอากาศเย็น ดังนั้นการนำความร้อนเนื่องจากพฤติกรรมการไหลของ อากาศในลักษณะนี้จะเป็นแบบการพาความร้อนเป็นหลัก

นอกจากนี้หากกลับไปพิจารณา รูปภาพที่ 7.4 และ รูปภาพที่ 7.5 จะเห็นได้ว่า ในช่วง Re Number ต่ำ ๆ หรือ ที่ลักษณะการไหลเป็นแบบราบเรียบ ค่า Fanning Friction f Factor ของกรณี Inline Continuous Plate Fin จะมีค่าน้อยกว่าของกรณี Inline Plate Fin และของกรณี Louver Plate Fin ตามลำดับ เนื่องมาจากว่า กรณี Louver Plate Fin จะมีความดันลดของระบบมากกว่ากรณี Inline Plate Fin และกรณี Inline Continuous Plate Fin ตามลำดับ และความแตกต่างของค่า f จะเห็น ได้ชัดเจนขึ้นเมื่อการไหลเป็นแบบปั่นป่วน หรือเมื่อค่า Re Number มีค่าสูงขึ้น

เช่นเดียวกันกับค่า Colburn j Factor ในช่วงที่ค่า Re Number ต่ำ ๆ j ของกรณี Inline Continuous Plate Fin จะมีค่าน้อยกว่าของกรณี Inline Plate Fin และของกรณี Louver Plate Fin ตามลำดับ เนื่องมาจากว่า กรณี Louver Plate Fin จะมีการไหลแบบหมุนวนขึ้นมากกว่ากรณี Inline Plate Fin และกรณี Inline Continuous Plate Fin ตามลำดับ และความแตกต่างของค่า j นี้จะ เห็นได้ชัดเจนมากยิ่งขึ้นเมื่อลักษณะการไหลเป็นแบบปั่นป่วน

จากผลการทดลองที่ได้จากแบบจำลองทั้ง 3 กรณี สามารถสรุปได้ว่า รูปร่างการจัดเรียง ตัวของตัวครีบจะส่งผลต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความ ร้อน โดยการจัดเรียงตัวในกรณี Inline Continuous Plate Fin จะมีความสามารถในการแลกเปลี่ยน ความร้อนที่น้อยที่สุดเมื่อเทียบกับกรณี Inline Plate Fin และกรณี Louver Plate Fin ตามลำดับ แต่ จะให้ค่าความดันลดน้อยที่สุดด้วย เนื่องมาจากว่าการจัดเรียงตัวของตัวครีบในกรณี Louver Plate Fin จะทำให้เกิดการ Separation ขึ้นได้เร็วกว่า กรณี Inline Plate Fin และกรณี Inline Continuous Plate Fin ตามลำดับ และมีผลทำให้เกิดการไหลแบบหมุนวน หรือที่เรียกว่า Vortex Shedding เกิดขึ้นได้มากกว่ากรณี Inline Plate Fin และกรณี Louver Plate Fin ซึ่งพฤติกรรมการไหลของ

อากาศในลักษณะดังกล่าวจะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้น แต่ก็ส่งผลให้ความดันลดที่เกิดขึ้นในระบบมากขึ้นตามไปด้วย

จากการพิจารณาค่า Local Nusselt Number ประกอบกับผลการทดลองที่ได้จากการจำลองในทั้ง 3 กรณี จะทำให้สามารถทราบความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน กับความหนาของชั้นขอบเขตการแลกเปลี่ยนความร้อน และระหว่างประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน กับลักษณะการไหลแบบหมุนวนของอากาศได้ โดยจากค่า Local Nusselt Number สามารถสรุปได้ว่าความหนาของชั้นขอบเขตจะทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ในขณะที่การไหลแบบหมุนวนจะทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิดขึ้นได้ดีขึ้น



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

### 8.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยฉบับนี้มีวัตถุประสงค์ในการศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลของอากาศที่ส่งผลต่อกลไกในการแลกเปลี่ยนความร้อน ลักษณะการไหลของอากาศ และลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศที่ไหลผ่านครีปที่มีลักษณะการจัดเรียงตัวแตกต่างกัน ด้วยการ Simulation โดยใช้วิธีการทางด้าน CFD โดยมีปัจจัยทางด้านลักษณะในการจัดเรียงตัวของตัวครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นปัจจัยหลักในการศึกษา ซึ่งงานวิจัยนี้สามารถแบ่งงานออกสองส่วนดังนี้

ส่วนแรกของงานวิจัยนี้ เป็นตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการเปรียบเทียบกับผลการทดลองของ Ronald S. Mullisen (1983) ซึ่งได้ทำการสร้างชุดการทดลอง โดยให้อากาศที่ความเร็วต่าง ๆ กัน ไหลผ่านตัวครีปแบบต่าง ๆ ที่ได้ทำการจำลองขึ้น ซึ่งผลที่ได้จากการพิจารณาตรวจสอบความถูกต้องพบว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ได้ทำการจำลองขึ้นให้ผลการทดลองที่ใกล้เคียงกับผลที่ได้จากชุดการทดลองของ Ronald S. Mullisen (1983) โดยที่ผลที่ได้จากการจำลองในกรณี Inline Continuous Plate Fin เมื่อเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากชุดการทดลอง จะมีค่าความถูกต้องอยู่ในช่วง  $\pm 0 - 10\%$  เท่ากับ  $8.33\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 10 - 20\%$  เท่ากับ  $33.33\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 20 - 30\%$  เท่ากับ  $33.33\%$  และอยู่ในช่วง  $\pm 30\%$  ขึ้นไป เท่ากับ  $16.67\%$  สำหรับค่า Friction f Factor และผลที่ได้จากการจำลองเมื่อเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากชุดการทดลอง จะมีค่าความถูกต้องอยู่ในช่วง  $\pm 20 - 30\%$  เท่ากับ  $41.67\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 30 - 40\%$  เท่ากับ  $25\%$  และอยู่ในช่วง  $\pm 40\%$  ขึ้นไป เท่ากับ  $33.33\%$  สำหรับค่า Colburn j Factor สำหรับผลที่ได้จากการจำลองในกรณี Inline Plate Fin เมื่อเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากชุดการทดลอง จะมีค่าความถูกต้องอยู่ในช่วง  $\pm 10 - 20\%$  เท่ากับ  $8.33\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 20 - 30\%$  เท่ากับ  $16.67\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 30 - 40\%$  เท่ากับ  $50\%$  และอยู่ในช่วง  $\pm 40\%$  ขึ้นไป เท่ากับ  $16.67\%$  สำหรับค่า Friction f Factor และผลที่ได้จากการจำลองเมื่อเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากชุดการทดลอง จะมีค่าความถูกต้องอยู่ในช่วง  $\pm 30 - 40\%$  เท่ากับ  $25\%$  อยู่ในช่วง  $\pm 40 - 50\%$  เท่ากับ  $50\%$  และอยู่ในช่วง  $\pm 50\%$  ขึ้นไป เท่ากับ  $16.67\%$  สำหรับค่า Colburn j Factor โดยที่แนวโน้มของผลการทดลองที่ได้มีค่าเป็นไปในแนวทาง

เดียวกัน ดังนั้นจึงสามารถนำแบบจำลองที่ได้มาประยุกต์ใช้ในการอธิบายปรากฏการณ์ต่าง ๆ ตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัยได้

ส่วนที่สองของงานวิจัยนี้ เป็นการจำลองปรากฏการณ์ของการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างตัวครีปแผ่น และกระแสน้ำอากาศที่ไหลผ่าน โดยได้มีการแบ่งลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีปออกเป็นแบบต่าง ๆ ด้วยกัน 3 แบบคือ กรณี Inline Continuous Plate Fin, กรณี Inline Plate Fin และกรณี Louver Plate Fin โดยกำหนดให้ตัวครีปเป็นแหล่งกำเนิดความร้อน จากผลการจำลองพบว่า กลไกลักษณะการไหล หรือพฤติกรรมการไหลของอากาศในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กรณีดังต่อไปนี้คือ

1. พฤติกรรมการไหลของอากาศที่เกิดในช่วงขอบเขตความร้อน
2. พฤติกรรมการไหลที่เกิดในบริเวณการไหลแบบหมุนวนของอากาศ

โดยที่ลักษณะการไหลของอากาศที่เกิดในช่วงขอบเขตความร้อน จะสามารถพบได้ในบริเวณที่เป็นผิวสัมผัสของตัวครีป โดยในบริเวณดังกล่าวอากาศจะเคลื่อนตัวได้ช้า เนื่องจากว่าในบริเวณนี้จะได้รับอิทธิพลของแรงเสียดทานที่เกิดขึ้น ณ บริเวณพื้นผิวสัมผัสระหว่างอากาศ และตัวครีป ส่งผลให้ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณีนี้จะเป็นแบบการนำความร้อนเป็นหลัก โดยต่อมาเมื่อความเร็วของกระแสอากาศเพิ่มสูงขึ้น ความหนาของชั้นขอบเขตความร้อนนี้จะมีความหนาลดลงตามลำดับ ซึ่งส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในบริเวณนี้เกิดขึ้นได้ดีมากยิ่งขึ้นตามไปด้วย

ลักษณะการไหลที่สำคัญที่เกิดขึ้นประการต่อมาคือ ลักษณะการไหลแบบหมุนวน ลักษณะการไหลลักษณะนี้จะเกิดขึ้นเนื่องจากว่าเมื่ออากาศมีความเร็วเพิ่มมากขึ้นถึงจุดหนึ่ง อากาศจะเกิดการเคลื่อนที่แยกตัวจากผิวสัมผัส ซึ่งในที่นี้คือผิวของตัวครีปแผ่น ลักษณะที่เกิดขึ้นนี้เรียกว่าการเกิด Separation และจากลักษณะการไหลดังกล่าว จะทำให้เกิดกลไกต่อเนื่องให้เกิดการไหลแบบหมุนวนเกิดขึ้น หรือที่เรียกว่า Vortex Shedding โดย ณ บริเวณที่เกิดการไหลในลักษณะดังกล่าว ได้แก่ บริเวณด้านหลังของตัวครีปแผ่น โดยลักษณะของการหมุนวนดังกล่าวจะทำให้อากาศมีการหมุนเวียน เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสน้ำอากาศด้วยกันเอง และเกิดการผสมกัน ซึ่งส่งผลทำให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนเกิด ณ บริเวณดังกล่าว เกิดขึ้นได้ดีมากยิ่งขึ้น โดยลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณนี้จะเป็นลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการพาความร้อนเป็นหลัก



จากการเปรียบเทียบรูปแบบการจัดเรียงตัวในทั้ง 3 กรณี พบว่า กรณี Louver Plate Fin จะทำให้การเกิดชั้นขอบเขตความร้อนเกิดขึ้นได้ยากที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับ กรณี Inline Plate Fin และกรณี Inline Continuous Plate Fin ตามลำดับ เนื่องจากว่ากรณีที่ตัวครีบบมีการถูกแบ่งออกเป็นชั้นเล็ก ๆ หรือ เป็นส่วนย่อย ๆ จะทำให้ไปขัดขวางการสร้างชั้นขอบเขตความร้อนที่ผิวสัมผัสของตัวครีบ ในขณะที่เดียวกันพบว่า กรณี Louver Plate Fin จะทำให้การเกิดการไหลแบบหมุนวนเกิดขึ้นได้ดีที่สุดด้วย เนื่องจากว่า การที่ตัวครีบบมีการแบ่งออกเป็นส่วนย่อย ๆ นั้น จะไปเร่งให้เกิดการไหลแบบ Separation ให้เกิดขึ้นได้ดีขึ้น ที่บริเวณด้านหลังของตัวครีบ โดยกลไกการไหลทั้ง 2 ลักษณะดังกล่าวส่งผลให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นในกรณี Louver Plate Fin เกิดขึ้น ได้ดีที่สุด

## 8.2 ข้อเสนอแนะ

ในการจำลองปรากฏการณ์การไหล และการกระจายตัวของอุณหภูมิของอากาศในงานวิจัยชิ้นนี้นั้นมุ่งเน้นไปที่การศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลของของไหล และลักษณะของกลไกในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เกิดขึ้นเนื่องจากพฤติกรรมดังกล่าว โดยแบบจำลองที่ใช้จะเป็นแบบจำลองของตัวครีบบแผ่น ในลักษณะ 2 มิติเท่านั้น ดังนั้นผู้เขียนจึงมีข้อเสนอแนะ คือ ให้ทดลองจำลองในกรณี 3 มิติ เพิ่มขึ้น และทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองในกรณี 2 มิติ นอกจากนี้ผู้เขียนยังมีข้อเสนอแนะให้ทดลองจำลองลักษณะของตัวครีบบให้มีความซับซ้อนมากยิ่งขึ้น ซึ่งผลที่ได้ในกรณีนี้จะทำให้สามารถหาลักษณะการจัดเรียงตัวของตัวครีบบที่ให้ค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีที่สุด และให้ค่าความดันตกต่ำที่สุด เพื่อนำไปประยุกต์ใช้ในอุตสาหกรรมจริงได้

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## รายการอ้างอิง

1. วิวัฒน์ ตันตะพานิชกุล. อุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม. พิมพ์ครั้งที่ 1. กรุงเทพมหานคร. 2536.
2. Almeida, G. P., Durão D. F. G. and Heitor, M. V., Wake Flow Behind Two-Dimensional Model Hills. Experimental Thermal and Fluid Science. Vol. 7. 1993 : pp.87-101.
3. Bird, R.B. and Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N. Transport Phenomena. New York. John Wiley & Son. 1960.
4. CHAM/TR100. Shareware PHOENICS 1.4 Beginner's Guide. 2<sup>nd</sup> Edition. 1993.
5. CHAM/TR140. Shareware PHOENICS 1.4 PHOTON User Guide. 1993.
6. John D. Anderson, Jr. Computation Fluid Dynamics. McGraw-Hill. 1995.
7. Joshi, H.M. and Webb, R.L., Heat Transfer and Friction in The Offset Strip Fin Heat Exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 30. 1987: pp. 69 – 84.
8. Kays, W.M. and London, A.L., Compact Heat Exchangers, Second Edition, McGraw – Hill, New York, 1964.
9. Mullisen, R.S., Heat Transfer, Pressure Drop and Fluid Flow in Interrupted Wall Passages, Doctor of Philosophy Degree Thesis, Mechanical Engineering Department, Colorado State University, Ft. Collins, 1983.
10. Mullisen, R.S. and Loehrke, R.I., A Study of The Flow Mechanics Responsible For Heat Transfer Enhancement in Interrupted Plate Heat Exchangers. Journal of Heat Transfer. Vol. 108. 1986 pp. 377 – 385.

11. Patankar, Suhas V. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. New York. McGraw-Hill. 1980.
12. Patankar, S.V. and Prakash, C., An Analysis of The Effect of Plate Thickness on Laminar Flow and Heat Transfer in Interrupted – Plate Passages. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 24. 1981: pp. 51 – 58
13. PHOENICS Encyclopedia. Turbulence Models. CHAM Limited. 1998.
14. PHOENICS Version 3.3. Manual Guide. CHAM Limited. 2000.
15. Shah, R.K., A Correlation For Laminar Hydrodynamic Entry Length Solutions For Circular And Non – Circular Ducts. Journal of Fluids Engineering. Vol. 100. 1978: pp. 177 - 179
16. Sparrow, E.M. and Liu, C.H., Heat Transfer, Pressure Drop and Performance Relationships for Inline, Staggered and Continuous Plate Heat Exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 22. 1979: pp. 613 –1624.
17. Suzuki, K. Hirai, E., Miyaki, T. and Sato, T., Numerical and Experimental Studies on A Two Dimensional Model of An Offset Strip Fin Type Compact Heat Exchanger Used at Low Reynolds Number, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 28. 1985: pp. 823 – 836.
18. Valencia, A., Fiebig, M. and Mitra, N.K., Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortices in A Fin Tube Heat Exchanger Element with Flat Tubes. Journal of Heat Transfer. Vol. 118. 1996: pp. 209 – 211.
19. Webb, R.L., Principles of Enhanced Heat Transfer. John Wiley & Sons. 1994.
20. Wilkes, J.O., Fluid Mechanic For Chemical Engineers. Prentice-Hall. 1999.

21. White, F.M., Viscous Fluid Flow. McGraw – Hill, New York. 1974, Chap. 4.
22. Zhang, L.W., Tafti, D.K., Najjar F.M. and Balachandar S., Computational of Flow and Heat Transfer in Parallel Plate Fin Heat Exchangers on The CM – 5: Effect of Flow Unsteadiness and Three Dimensionality. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 40. 1997: pp. 1325 – 1341



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## การแก้สมการพีชคณิตด้วยวิธี TDMA (TriDiagonal-Matrix Algorithm)

วิธี TDMA เป็นวิธีที่ใช้แก้สมการพีชคณิตในรูปแบบ 1 มิติ เมื่อพิจารณาระบบสมการที่มีตัวแปรไม่ทราบค่าจำนวน  $N$  ตัว คือ  $X_1, X_2, X_3, \dots, X_N$  จัดเรียงกันในรูปแบบดังนี้

$$M_1x_1 + U_1x_2 = c_1 \quad (\text{ก1})$$

$$L_1x_1 + M_2x_2 + U_2x_3 = c_2 \quad (\text{ก2})$$

$$L_2x_2 + M_3x_3 + U_3x_4 = c_3 \quad (\text{ก3})$$

$$L_{N-1}x_{N-2} + M_{N-1}x_{N-1} + U_{N-1}x_N = c_{N-1} \quad (\text{ก4})$$

$$L_Nx_{N-1} + M_Nx_N = c_N \quad (\text{ก5})$$

ตัวแปรที่มีค่าสัมประสิทธิ์ไม่เท่ากับศูนย์จะเรียงตัวกันเป็นแนวเฉียง โดยที่สัมประสิทธิ์หน้าตัวแปรจะมีค่าเฉพาะแนวกลาง ( $M_i$ ) แถวบน ( $U_i$ ) และ แถวล่าง ( $L_i$ ) เมื่อ  $i = 1, 2, 3, \dots, N$

ในการแก้ระบบสมการข้างต้นจะเริ่มต้นจากการตัดพจน์ที่สัมประสิทธิ์หน้าตัวแปรในแถวล่าง ( $L_i$ ) ออกในทุกสมการ จากนั้นจึงทำการแทนที่สัมประสิทธิ์หน้าตัวแปรในแถวกลางด้วยสมการ

$$M'_i = M_i - \frac{L_i U_{i-1}}{M'_{i-1}} \quad (\text{ก6})$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, N$$

และแทนที่พจน์ทางขวามือด้วยสมการ

$$c'_i = c_i - \frac{c'_{i-1} L_i}{M'_{i-1}} \quad (\text{ก7})$$

$i = 1, 2, 3, \dots, N$

ดังนั้นเราจะได้ระบบสมการอยู่ในรูปแบบใหม่ดังนี้

$$M_1 x_1 + U_1 x_2 = c_1 \quad (\text{ก8})$$

$$M'_2 x_2 + U_2 x_3 = c'_2 \quad (\text{ก9})$$

$$M'_3 x_3 + U_3 x_4 = c'_3 \quad (\text{ก10})$$

$$M'_{N-1} x_{N-1} + U_{N-1} x_N = c'_{n-1} \quad (\text{ก11})$$

$$M'_N x_N = c'_N \quad (\text{ก12})$$

จากสมการที่ (ก12) พบว่าสามารถคำนวณหาค่าตัวแปรตัวสุดท้ายได้ทันทีคือ

$$X_N = \frac{c'_N}{M'_N} \quad (\text{ก13})$$

ดังนั้นถ้าทำการคำนวณสมการย้อนกลับขึ้นไปเมื่อทราบค่า  $x_n$  ก็จะสามารถหาค่าของตัวแปรที่เหลือได้ตั้งสมการ

$$X_i = \frac{c'_i - U_i X_{i-1}}{M'_i} \quad (\text{ก14})$$

โดยเริ่มต้นการคำนวณที่  $X_i = X_{N-1}$  ไปสิ้นสุดที่  $X_i = X_1$

## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายณรงค์ ทิพย์มงคลศิลป์ เกิดวันที่ 14 พฤศจิกายน พ.ศ. 2520 ที่กรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมโยธาปีโตรเลียม คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2541 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ที่จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เมื่อปี พ.ศ. 2542



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย