



รายงานการวิจัยฉบับสมบูรณ์

การพัฒนาสมรรถนะเชิงความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้าน tube ด้วยพื้นผิวคลื่น
Thermal performance improvement in tube side of shell-and-tube heat exchanger with wavy surface

นางสาววิฑาดา เจษฎารัตนชัย

ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากงบประมาณเงินรายได้ ประจำปี 2560

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อโครงการ การพัฒนาสมรรถนะเชิงความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้าน tube ด้วยพื้นผิวคลื่น

แหล่งเงิน สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประจำปี 2560 จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน 700,000 บาท

ระยะเวลาทำการวิจัย 2 ปี ตั้งแต่ 1 ส.ค. 60 ถึง 31 ก.ค. 62

หัวหน้าโครงการ

นางสาววิฑิตา เจษฎารัตนชัย หน่วยงานต้นสังกัด ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของโครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในส่วนท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube ที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน มีการศึกษาค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ของตัวสร้างการไหลหมุนวน เช่น ความสูง, มุมปะทะการไหล, รูปร่าง เป็นต้น แบบจำลองเชิงตัวเลขของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลปั่นป่วนจะถูกหาคำตอบด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม (commercial program) ผลที่ได้จากการศึกษาเชิงตัวเลขจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้ศึกษามาก่อนหน้านี้ มีการนำเสนอผลที่ได้ในรูปของพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากนี้ยังมีการสรุปการประเมินค่าสมรรถนะของท่อแลกเปลี่ยน (ในรูปของค่าเลขนัสเซล (Nu), ค่าตัวประกอบเสียดทาน (f) และค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TEF)) อีกด้วย

คำสำคัญ : การถ่ายเทความร้อน, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, ตัวสร้างการไหลหมุนวน, สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

Research Title: Thermal performance improvement in tube side of shell-and-tube heat exchanger with wavy surface

Researcher: Withada Jedsadaratanachai

Faculty: Engineering **Department:** Mechanical Engineering

ABSTRACT

This research presents the numerical study for flow topology and heat transfer characteristic in tube side of shell-and-tube heat exchanger inserted with vortex generator. The parameters of the generators such as height, flow attack angle, shape, etc., are investigated. The numerical model of the tube heat exchanger inserted with vortex generators is solved with the finite volume method (commercial program). The numerical results are compared with the previous results. The flow and heat transfer configurations in the test section are reported. Moreover, the performance evaluation of the heat exchanger tube (in terms of Nusselt number (Nu), friction factor (f) and thermal enhancement factor (TEF)) of the present investigation is also concluded.

Keywords : heat transfer, heat exchanger, vortex generator, thermal performance

กิตติกรรมประกาศ

ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้คำแนะนำสำหรับงานวิจัย ทางด้านการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นอย่างดี ขอขอบคุณ รศ.ดร.อำนาจ บุญลอย อาจารย์ประจำภาควิชา เทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระ นครเหนือ สำหรับคำแนะนำทางด้านการเทียบกับผลการทดลองและอุปกรณ์การทดลองจริง ขอขอบคุณ นักศึกษาปริญญาโทและปริญญาตรี ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยี พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง สำหรับการเก็บผลและวิเคราะห์ผลงานวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณพิกุล ทอง นักทำนา เจ้าหน้าที่บริหารงานวิจัย สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ คำแนะนำสำหรับงานวิจัยให้ลุล่วงไปได้ด้วยดี

การวิจัยครั้งนี้ได้รับทุนสนับสนุนการวิจัยจากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง ประจำปี พ.ศ. 2560

น.ส.วิฑาดา เกษฏารัตนชัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญภาพ	VI
สารบัญตาราง	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	2
1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย	3
บทที่ 2 แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
2.1 แนวคิด ทฤษฎี	4
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	4
บทที่ 3 ทฤษฎีและการวิเคราะห์เชิงตัวเลข	13
3.1 บทนำ	13
3.2 สมการควบคุมและสมมติฐาน	13
บทที่ 4 ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน	16
4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน	16
4.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	16
4.3 พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน	17
4.4 การวิเคราะห์สมรรถนะเชิงความร้อน	21
บทที่ 5 ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน	25
5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส	25
5.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	27
5.3 พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน	28
5.4 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน	37
บทที่ 6 ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน	44
6.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นหยักกว้างเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน	44
6.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง	45
6.3 ผลการศึกษาในช่วงการไหลราบเรียบ	49
6.3.1 โครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	49
6.3.2 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน	58
6.4 ผลการศึกษาในช่วงการไหลปั่นป่วน	60

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

เรื่อง	หน้า
6.4.1 โครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน	60
6.4.2 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน	61
บทที่ 7 สรุปผลการศึกษา	63
7.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน	63
7.2 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน	63
7.3 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน	64
เอกสารอ้างอิง	65
ภาคผนวก ก. งานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์	67
เอกสารแนบหมายเลข 1	
เอกสารแนบหมายเลข 2	
เอกสารแนบหมายเลข 3	



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 การใช้ผิวคลื่นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube ร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ [1]	5
2.2 ลักษณะของ wavy fin จากชุดอุปกรณ์จริง	6
2.3 การใช้ลักษณะของผิวคลื่น สำหรับปีกส่เหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน [7]	6
2.4 การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับ wavy rectangular winglet	7
2.5 การพัฒนา microchannel heat sink ด้วยการใช้ผิวคลื่น	7
2.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยผิวคลื่น	8
2.7 การติดตัวแผ่นกัน double V สร้างการไหลหมุนวนที่บริเวณผิวท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน [13]	9
2.8 การติดตั้งผิวคลื่นรูปตัววีในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน [21]	11
2.9 โครงสร้างการไหลจากการศึกษาเบื้องต้น [21]	12
2.10 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของผิวคลื่นสามเหลี่ยม [21]	12
4.1 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีและแบบจำลองเชิงตัวเลข	16
4.2 กริดอิสระ สำหรับ (a) เลขนัสเซลและ (b) ตัวประกอบเสียดทาน กรณีแผ่นหยักตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° จัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล	17
4.3 การทดสอบการไหลและการถ่ายเทความร้อนของท่อเปล่าผิวเรียบ	18
4.4 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล	18
4.5 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลสำหรับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° และ $Re = 3000$	19
4.6 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล	20
4.7 เส้นกระแสการไหลกระแสหลักที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล	21
4.8 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ จัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล	21
4.9 การกระจายตัวของเลขนัสเซลที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล	22
4.10 Nu/Nu_0 vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่	22

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้ได้ทราบข้อควรระวังด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
4.11 f/f_0 vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียงที่สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล	23
4.12 TEF vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียงที่สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล	24
5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี	25
5.2 (a) แบบจำลองของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีและ (b) แบบจำลองเชิงตัวเลขและการสร้างกริดของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี	26
5.3 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองท่อเปล่า	27
5.4 การตรวจสอบจำนวนกริดอิสระสำหรับ (a) Nu_R และ (b) f_R ที่กรณี $B_R = 0.20$ และ $G_R = 0.15$	28
5.5 โครงสร้างการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในรูปของ (a) เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลและ (b) เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสในระนาบขวางการไหล ที่ $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$	29
5.6 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลที่ $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$	30
5.7 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.10$ และ $Re = 600$	31
5.8 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.20$ และ $Re = 600$	31
5.9 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.30$ และ $Re = 600$	32
5.10 รายละเอียดแสดงโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี	32
5.11 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.10$ และ $Re = 600$	33
5.12 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.20$ และ $Re = 600$	33
5.13 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.30$ และ $Re = 600$	34
5.14 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.10$ และ $Re = 600$	34
5.15 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.20$ และ $Re = 600$	35
5.16 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.30$ และ $Re = 600$	35
5.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu_R และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการทำ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
5.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง f_R และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ	37
5.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ	38
5.20 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.05$	39
5.21 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.10$	39
5.22 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.15$	41
5.23 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.20$	41
5.24 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.25$	42
5.25 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.30$	43
6.1 (a) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียงและ (b) แบบจำลองเชิงตัวเลข	44
6.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสำหรับท่อเปล่าผิวเรียบในช่วงการไหลราบเรียบ	45
6.3 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสำหรับท่อเปล่าผิวเรียบในช่วงการไหลปั่นป่วน	45
6.4 λ_2 iso-surface ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$	46
6.5 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$	47
6.6 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$	47
6.7 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$	48
6.8 การกระจายตัวของเลขนัสเซลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$	48
6.9 (a) Nu/Nu_0 vs Re , (b) f/f_0 vs Re และ (c) TEF vs Re	50
6.10 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α และ (c) TEF vs α	51
6.11 λ_2 iso-surface ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$	52
6.12 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re =$	53
6.13 การกระจายตัวของค่า TKE ตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$	54
6.14 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง ที่ $\alpha = 60^\circ$ และ $Re = 6000$	55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
6.15 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเฉียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$	56
6.16 การกระจายตัวของเลขนัสเซิลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเฉียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$	57
6.17 (a) Nu/Nu_0 vs Re , (b) f/f_0 vs Re และ (c) TEF vs Re	58
6.18 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α และ (c) TEF vs α	59



สารบัญตาราง

ตารางที่

หน้า

- 2.1 สรุปการวิเคราะห์รูปแบบของตัวสร้างการไหลหมุนวนในลักษณะต่าง ๆ ในท่อแลกเปลี่ยน
ความร้อน

10



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A_c	พื้นที่หน้าตัดของท่อ, m^2
A_s	พื้นที่ผิวท่อทั้งหมด, m^2
BR	อัตราส่วนการบล็อกการไหล
b	ความสูงแผ่นกั้น, m
C	ค่าความจุความร้อนจำเพาะ, $J/kg \cdot K$
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, $J/kg \cdot K$
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความปริมาตรคงที่, $J/kg \cdot K$
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, m
E	พลังงาน, W
f	ตัวประกอบเสียดทาน
f_o	ตัวประกอบเสียดทานของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s^2
H	ความสูงของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส, m
h	เอนทาลปี, J/kg ; สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
i	พลังงานความร้อนภายใน, J/kg
k	ค่าการนำความร้อน, $W/m \cdot K$
L	ความยาวของท่อ, m
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
Nu	เลขนัทเชิล
Nu_o	เลขนัทเชิลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสผิวเรียบ
P	เส้นรอบรูป, m
PR	อัตราส่วนระยะพิตต์
Pr	เลขพรานด์เทิล
p	ความดัน, N/m^2
q	อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ, W/m^2
R	ค่าคงที่ของแก๊ส, $J/kg \cdot K$
Re	เลขเรย์โนลด์
r	รัศมีท่อ, m

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

S เหมของการสร้างหรือสูญหาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสำนักงานคณะกรรมการอาหารและยา (อย.) กระทรวงสาธารณสุข ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

T	อุณหภูมิ, K
T_m	อุณหภูมิเฉลี่ย, K
T_s	อุณหภูมิผิว, K
t	เวลา, s
u	เวกเตอร์ความเร็ว, m/s
u	ความเร็วในแนวแกน x , m/s
u_m	ความเร็วเฉลี่ย, m/s
v	ความเร็วในแนวแกน y , m/s ; ปริมาตรจำเพาะ, m^3/kg
w	ความเร็วในแนวแกน z , m/s
$X_{fd,h}$	ความยาวช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวของการไหล, m
$X_{fd,t}$	ความยาวช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัวของความร้อน, m

สัญลักษณ์กรีก

Φ	ฟังก์ชันการสลายตัว
α	ค่าการฟุ้งกระจายของความร้อน, m^2/s ; มุมปะทะของแผ่นกั้นกับกระแสการไหล, degree
ϕ	ค่าคุณสมบัติใดๆ ต่อ หน่วยมวล
η	สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
λ	ความหนืดที่สอง
μ	ความหนืดสัมบูรณ์, $N \cdot s/m^2$
Γ	การแพร่ทางความร้อน
ρ	ความหนาแน่น, kg/m^3
τ	ความเค้นเฉือนเนื่องจากความหนืด, N/m^2

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดต่าง ๆ เช่น Shell and tube heat exchanger, Plate fin heat exchanger, Fin and tube heat exchanger, ฯลฯ ถูกใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรม ดังนั้นการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้เพิ่มขึ้นจึงมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง การพัฒนาสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะสามารถส่งผลให้สามารถลดต้นทุนด้านพลังงาน รวมทั้งองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาวิจัยยังเป็นแนวทางที่สำคัญในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีขนาดเล็กลงอีกด้วย

การศึกษาพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 2 แบบ ประกอบด้วย การศึกษาด้วยชุดทดลองและการศึกษาด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ การศึกษาด้วยชุดทดลองจะมีความน่าเชื่อถือของผลที่ได้จากการศึกษามากกว่าการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตาม การศึกษาด้วยชุดทดลองไม่สามารถอธิบายถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนั้นจึงใช้การศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขเข้ามาช่วยอธิบายถึงพฤติกรรมทั้งการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การใช้วิธีการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขต้องคำนึงถึงความถูกต้องของแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้น ถ้าแบบจำลองไม่ได้รับการตรวจสอบความถูกต้อง ผลที่ได้จากการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขย่อมมีความไม่น่าเชื่อถือและมีค่าที่เบี่ยงเบนจากพฤติกรรมจริงที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

การพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่จะใช้วิธี passive เนื่องจากไม่ต้องการพลังงานจากภายนอกเข้ามาช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน ตัวอย่างการใช้วิธี passive ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น การใช้ครีปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้าน tube ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube, การใช้แผ่นกั้นในเปลือกแลกเปลี่ยนความร้อนด้าน shell side ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube, การเจาะปีกที่ผิวของครีปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube เป็นต้น ครีป, ปีก, แผ่นกั้น เรียกว่าตัวสร้างการไหลหมุนวนหรือตัวสร้างการไหลปั่นป่วน ที่ติดตั้งเข้าไปในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน การเลือกใช้ประเภทตัวสร้างการไหลหมุนวนมีส่วนสำคัญในการพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากต้องมีการศึกษาความเหมาะสมกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบ ทั้งการขึ้นรูป, การติดตั้ง, การซ่อมบำรุง รวมทั้งชนิดของของไหลที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้น ตัวแปรต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องกับตัวสร้างการไหลหมุนวนและเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ชนิดของตัวสร้างการไหลหมุนวน, รูปร่างของตัวสร้างการไหลหมุนวน, ความสูง, มุมปะทะการไหล, ฯลฯ ย่อมเป็นส่วนสำคัญที่จำเป็นต้องมีการศึกษาวิจัยอย่างละเอียด

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1) เพื่อพัฒนาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้วยผิวคลื่น ลักษณะต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 2) เพื่อศึกษาโครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข
- 3) เพื่อสร้างสมการสหสัมพันธ์และสร้างตาราง/กราฟช่วยในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อพัฒนาสมการสหสัมพันธ์จากผลการศึกษา สำหรับการออกแบบเพื่อใช้ในงานประเภทต่าง ๆ

1.3 ขอบเขตของโครงการวิจัย

- 1) ศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลข ด้าน tube side ด้วยผิวคลื่นที่ติดตั้งที่กึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อพฤติกรรมการไหลการไหลค่าการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อน ประกอบด้วย รูปร่างของผิวคลื่น, มุมปะทะการไหล เป็นต้น

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

แนวทางในการศึกษาวิจัยหลังจากการรวบรวมและวิเคราะห์งานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่สามารถแบ่งออกเป็น 4 ส่วน ประกอบด้วย

ส่วนที่ 1 การพัฒนาแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์แบบท่อยาว (ท่อเดี่ยว) เพื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นตลอดทั้งความยาวของท่อ (ทางเข้า (entry region), ช่วงปรับตัว (developing), ช่วงปรับตัวเต็มที่ (fully develop)) ว่ามีพฤติกรรมเช่นเดียวกับการติดตั้งตัวสร้างการไหลชนิดอื่น ๆ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนหรือมีความแตกต่างกัน วิเคราะห์พฤติกรรมที่ได้จากการศึกษาในเบื้องต้นเพื่อใช้ในการพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขในส่วนที่ 2 ในส่วนนี้แบบจำลองจะถูกพัฒนาให้มีความยาวเท่ากับ 30 เท่าของค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ ($30D_h$) โดยมีจำนวนกริดประมาณ 500,000 – 800,000

ส่วนที่ 2 นำผลที่ได้จากส่วนที่ 1 มาทำการพัฒนาแบบจำลองเป็นโมดูล (ท่อเดี่ยว) เพื่อศึกษาตัวแปรต่าง ๆ ของผิวคลื่นที่เกี่ยวข้องกับโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบไปด้วย รูปร่างของผิว, มุมปะทะการไหล, ความสูง, การติดตั้งในท่อกลมและท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส, ทิศทางการไหล เป็นต้น เนื่องจากตัวแปรที่เกี่ยวข้องมีจำนวนมาก ดังนั้นจึงพัฒนาแบบจำลองที่สามารถเป็นตัวแทนของระบบขนาดใหญ่ได้ ทำให้สามารถลดระยะเวลาในการศึกษาในแต่ละกรณีศึกษาได้ ทำการพัฒนาแบบจำลองที่มีจำนวนกริดประมาณ 80,000 – 120,000

ส่วนที่ 3 ทำการวิเคราะห์ทั้งระบบของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube (ท่อกลุ่ม) เพื่อเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่มาก่อนหน้านี้ โดยทำการเปรียบเทียบทั้งกับการพัฒนาด้าน tube และการพัฒนาด้าน shell นอกจากนี้ยังนำผลที่ได้จากการศึกษามาพัฒนาเป็นสมการสัมพันธ์และสร้างกราฟ/ตาราง เพื่อช่วยในการออกแบบเครื่องถ่ายเทความร้อน รวมทั้งทำการพัฒนาพื้นผิวคลื่นร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดอื่น ๆ (combined vortex generators) เพื่อให้มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยนำแนวโน้มพฤติกรรมของตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ จากบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่พร้อมตั้งสมมติฐานของพฤติกรรมที่คาดว่าจะเกิดขึ้นเมื่อใช้ร่วมกันผิวคลื่น การวิเคราะห์ร่วมกับระบบจริงจะสามารถช่วยให้มั่นใจได้ว่าผลที่ได้จาก

การศึกษามีความน่าเชื่อถือและมีความสมจริง สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับอุตสาหกรรมจริงได้ โดยเกิดความผิดพลาดน้อยที่สุด

ส่วนที่ 4 เป็นการจัดทำเอกสารการรายงานผลของบทความเพื่อการตีพิมพ์ในระดับนานาชาติ, รายงานความก้าวหน้าและรายงานฉบับสมบูรณ์ของโครงการวิจัย

ทั้ง 3 ส่วน จะถูกวิเคราะห์ความถูกต้องของแบบจำลองก่อนการศึกษา โดยการทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองประกอบด้วย การทดสอบเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ, การทดสอบจำนวนกริดที่เหมาะสม, การทดสอบเทียบกับการทดลอง เพื่อให้ผลการศึกษาที่ได้มีความน่าเชื่อถือและแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นมีความสมจริงสามารถประยุกต์ใช้กับอุตสาหกรรมได้จริง

1.5 ประโยชน์ที่ได้จากการวิจัย

ผลที่ได้จากการศึกษาในงานวิจัยนี้

- 1) องค์ความรู้ใหม่เกี่ยวกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อด้วยการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนรูปแบบต่าง ๆ กลไกการไหลภายในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 2) ทำให้เกิดเทคโนโลยีใหม่และหลักการเพิ่มศักยภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนภายในท่อ
- 3) เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในอุตสาหกรรม
- 4) เป็นประโยชน์ต่อการศึกษาค้นคว้าวิจัยแก่ผู้ที่สนใจ นักศึกษาและบัณฑิตศึกษา เป็นต้น
- 5) นำไปสู่การประหยัดพลังงาน ลดขนาดและการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

แนวคิดทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้กล่าวถึงการแนวคิดทฤษฎีในการศึกษาตัวสร้างการไหลหมุนวนทั้งแบบแผ่นบิตและแบบปีกสร้างการไหลปั่นป่วน โดยเน้นการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขหรือแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พร้อมทั้งนำเสนองานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้ตีพิมพ์เผยแพร่มาก่อนหน้านี้

2.1 แนวคิดทฤษฎี

ระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube เป็นระบบที่มีขนาดใหญ่ การปรับปรุงพัฒนาหรือศึกษาโดยการทดลองจากระบบจริงค่อนข้างทำได้ยากเนื่องจากต้องใช้ทรัพยากรบุคคลจำนวนมากและค่าใช้จ่ายที่สูง ดังนั้น การศึกษาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวด้วยแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์สามารถช่วยลดต้นทุนในการศึกษาได้ นอกจากนี้การศึกษาดูด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขยังสามารถอธิบายถึงพฤติกรรมพื้นฐานที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การเข้าใจถึงพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นย่อมเป็นแนวทางที่สำคัญในการพัฒนาออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีค่าประสิทธิภาพหรือค่าสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น

ในงานวิจัยนี้มีการเลือกผิวคลื่นเข้ามาช่วยในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากผิวคลื่นจะให้ค่าความดันตกคร่อมในระบบที่น้อยกว่ารูปร่างอื่น ๆ เช่น แผ่นกั้นหรือครีป (จากการศึกษาในเบื้องต้น) รวมทั้งยังสามารถขึ้นรูปและติดตั้งในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ง่าย นอกจากนี้งานวิจัยนี้จะเน้นถึงการออกแบบเพื่อนำไปใช้งานได้จริงและมีความเหมาะสมในโรงงานอุตสาหกรรมประเภทต่าง ๆ อีกด้วย

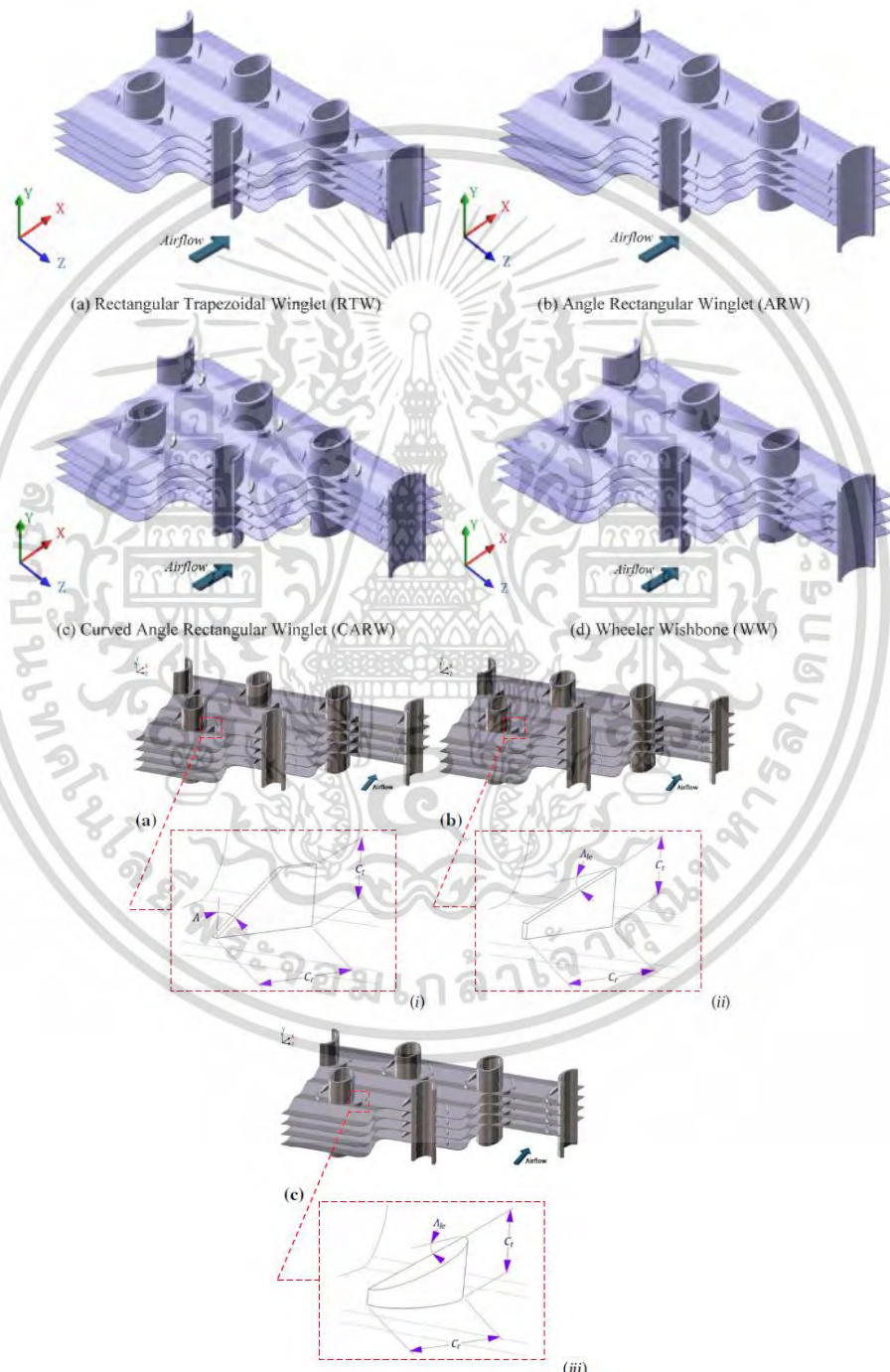
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

การใช้ผิวคลื่นหรือผิวหยักในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้รับความนิยมกันอย่างแพร่หลายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube โดยการปรับ fin ผิวเรียบให้เป็นผิวคลื่น เพื่อเพิ่มระดับความรุนแรงของการไหลหมุนวนและการไหลกระแทกที่บริเวณผิวท่อ รวมทั้งช่วยลดบริเวณ wake zone ด้านหลังของท่ออีกด้วย ตัวอย่างงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ เช่น

Lotfi et al. [1] ศึกษาพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ wavy fin and elliptical tube ที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนที่แตกต่างกัน ประกอบด้วย RTW (rectangular trapezoidal winglet), ARW (angle rectangular winglet), CARW (curved angle rectangular winglet) และ WW (Wheeler wishbone) Lotfi et al. [1] พบว่า CARW ให้สมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุดที่มุมปะทะการไหลที่มีค่าน้อย ส่วน RTW ให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดในช่วงที่มีมุมปะทะการไหลมาก Dong et al. [2, 3] ทำการศึกษาด้วยชุดทดลองสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ wavy fin flat tube Dong et al. [2, 3] พบว่าตัวแปรสำคัญที่ส่งผลต่อค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน คือ amplitude และความยาวของ wavy fin ส่วนรูปร่างของ wavy fin ซึ่งประกอบด้วย triangular, sinusoidal และ triangular round corner มีผลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่น้อยมาก Gong et al. [4] นำเสนอการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube โดยมีการประยุกต์ใช้ระหว่าง wavy fin ร่วมกับ rectangular winglet Gong et al. [4] พบว่า ความแข็งแรง

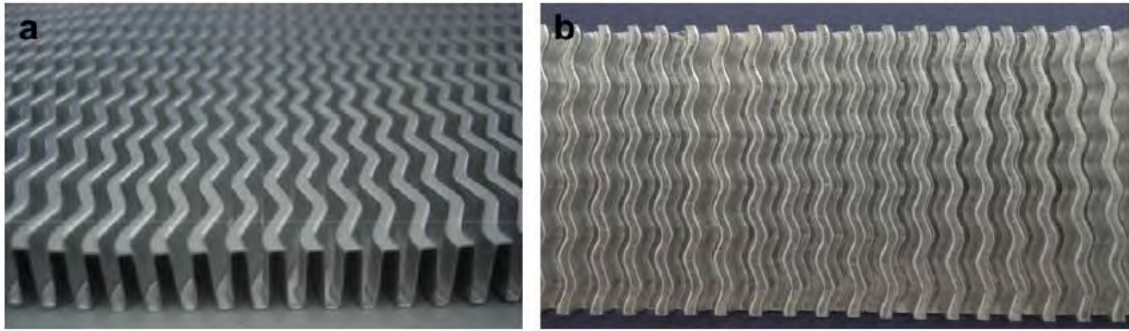
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของการหมุนวนตามแนวยาวมีค่ามากกว่าเมื่อใช้ wavy fin หรือ rectangular winglet เพียงอย่างเดียว Du et al. [5] นำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ wavy fin-and-flat-tube ร่วมกับการเจาะปีกจาก fin เพื่อเพิ่มการไหลหมุนวนตามแนวยาว Du et al. [5] สรุปว่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.23 Du et al. [6] พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเท่ากับ 21 – 60% และ 13 – 83% เมื่อเทียบกับกรณีศึกษาพื้นฐาน เมื่อมีการใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนตามแนวยาวร่วมกันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ wavy fin-and-flat-tube และมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเท่ากับ 1.31



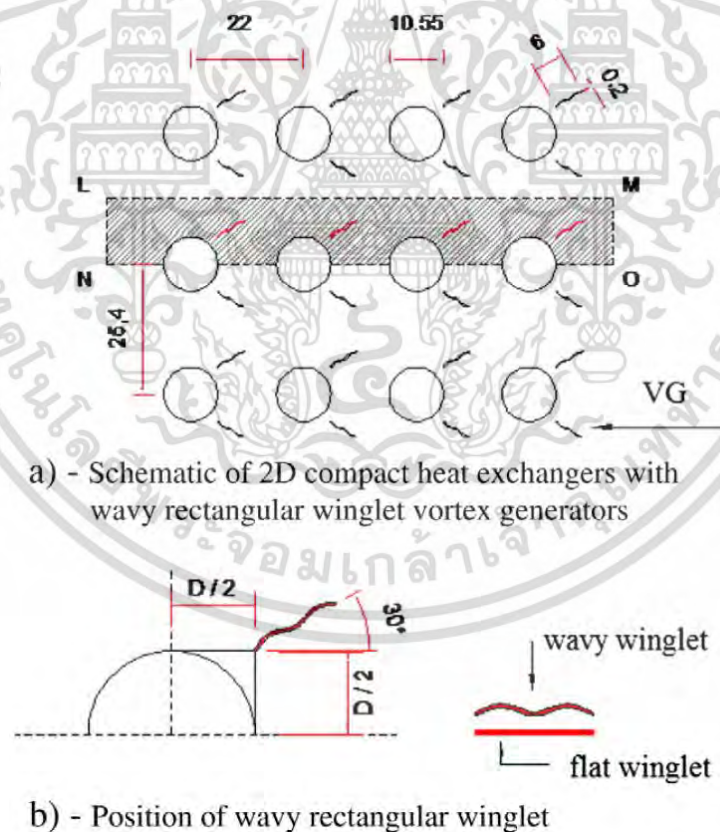
รูปที่ 2.1 การใช้ผิวคลื่นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube ร่วมกับตัวสร้างการไหลหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานชนิดต่าง ๆ [1] ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



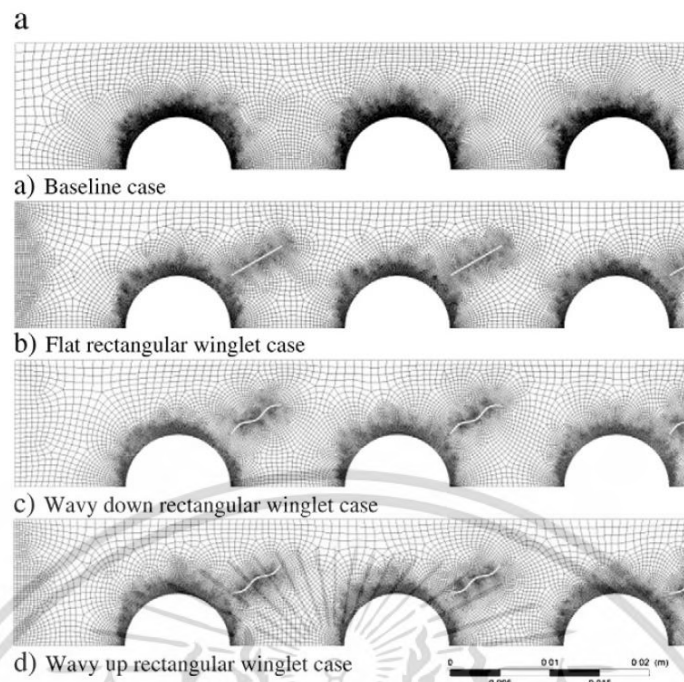
รูปที่ 2.2 ลักษณะของ wavy fin จากชุดอุปกรณ์จริง

นอกจากการใช้ผิวคลื่นเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin and tube แล้ว ยังได้มีการนำลักษณะของผิวคลื่นมาสร้างบนปีกสี่เหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน (wavy rectangular winglet type vortex generators) เพื่อเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนอีกด้วย ซึ่งงานวิจัยนี้ถูกนำเสนอโดย Gholami et al. [7] ส่วนการใช้ผิวคลื่นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำเสนอโดย Ahmed et al. [8], Sui et al. [9], Ramgadai and Saha [10], Abed et al. [11] และ Yang et al. [12]



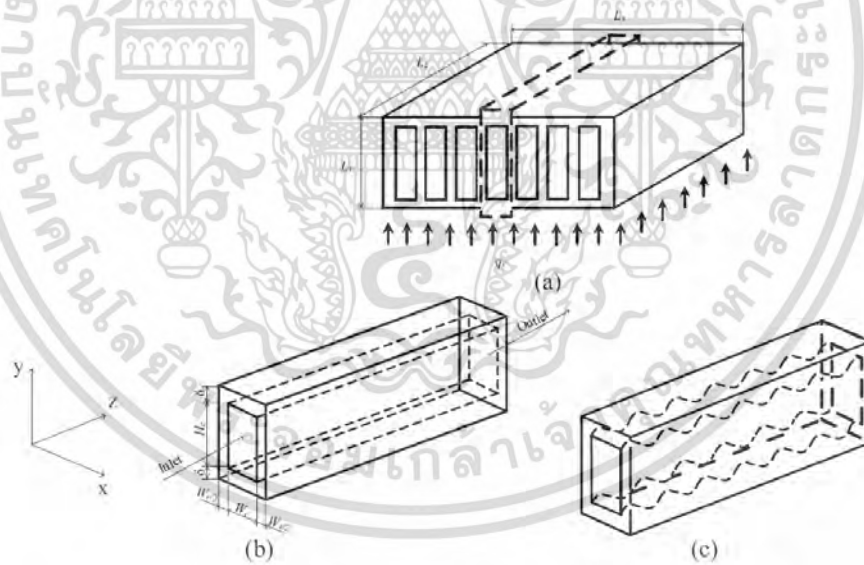
รูปที่ 2.3 การใช้ลักษณะของผิวคลื่น สำหรับปีกสี่เหลี่ยมสร้างการไหลหมุนวน [7]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



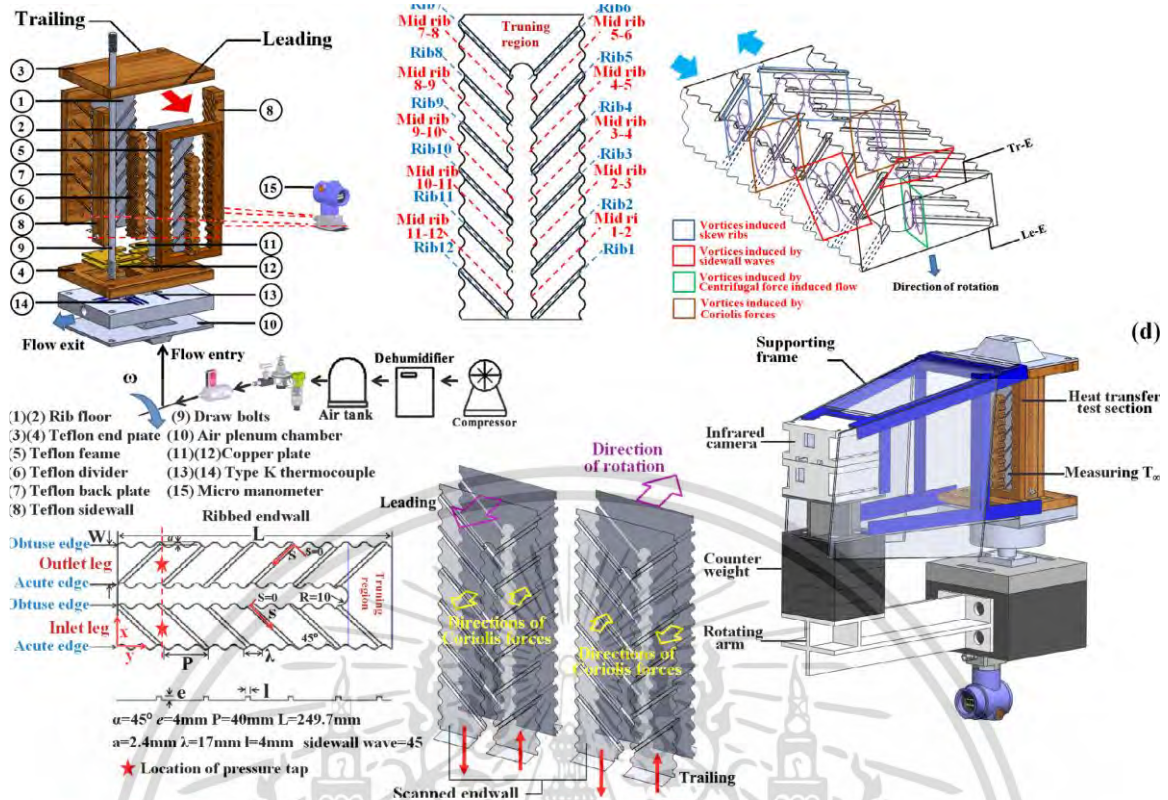
รูปที่ 2.4 การสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับ wavy rectangular winglet

[7]



รูปที่ 2.5 การพัฒนา microchannel heat sink ด้วยการใช้ผิวคลื่น

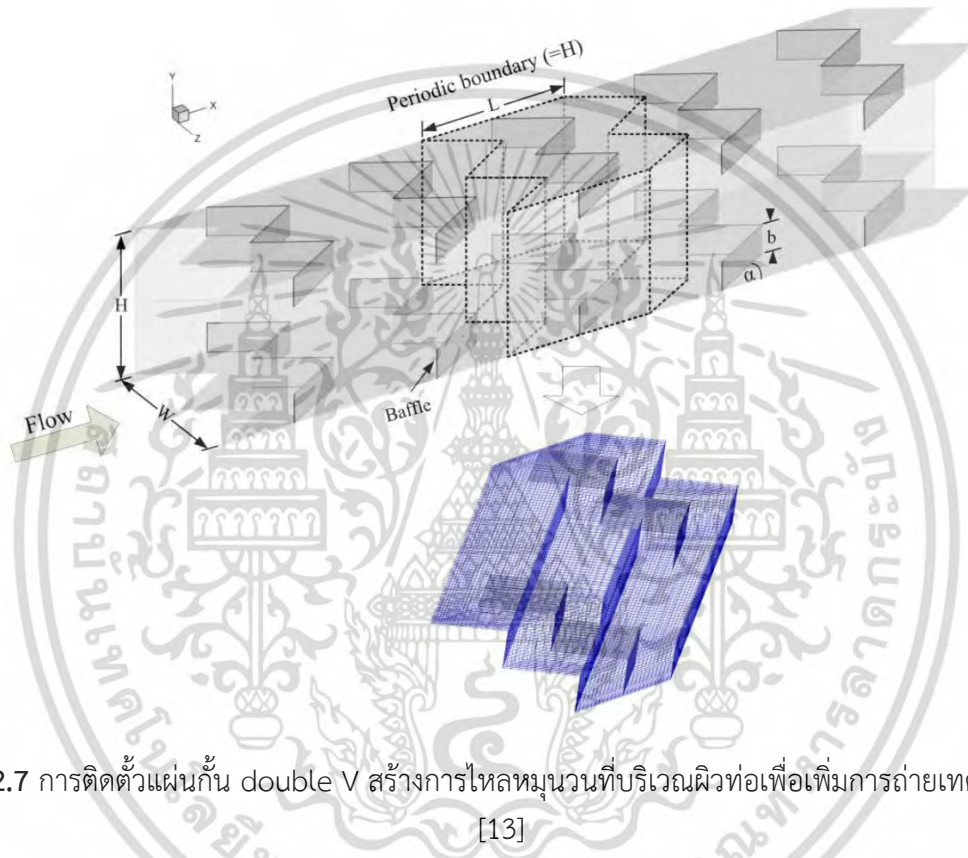
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยผิวคลื่น

การศึกษาและพัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้าน tube ได้มีการนำเสนอโดยใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดต่าง ๆ ติดตั้งในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น Jedsadaratanachai and Boonloi [13] ทำการศึกษาด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นกั้นตัว double V Jedsadaratanachai and Boonloi [13] สรุปว่า การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนการขวางการไหลส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้ยังสรุปว่าค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 3.2 Tamna et al. [14] ทำการศึกษสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่อง solar air heater ที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี ในช่วงการไหลปั่นป่วน Tamna et al. [14] สรุปให้เห็นว่าการลดลงของค่าอัตราส่วนระยะพิชชีมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น Singh et al. [15] นำเสนอการใช้ครีบทวีในท่อ solar air heater สำหรับการไหลปั่นป่วนและพบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 2.7 และ 2.86 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ส่วนค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 1.27 – 1.93 Karwa and Chiohiya [16] ใช้ครีบทวีแบบแยกตัวบน absorber plate ในเครื่อง solar air heater เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยสามารถเพิ่มได้เท่ากับ 12.5 – 20% Promvong et al. [17] ใช้ครีบทวีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลปั่นป่วน Promvong et al. [17] สรุปว่า การเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนเนื่องมาจากการไหลหมุนวนและการไหลกระแทกที่บริเวณผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าเท่ากับ 1.8 และค่าเลขนัสเซลมีค่าเท่ากับ 4 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ Singh et al. [18] ศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะของครีบทวีซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง $30^\circ - 75^\circ$ ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า สำหรับการไหลปั่นป่วน Singh et al. [18] พบว่ามุมเอกซานนี้เป็นเอกซานที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปะทะการไหลเท่ากับ 60° ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด Hans et al. [19] ศึกษา multiple V-ribs ในเครื่อง solar air heater โดยศึกษาค่าอัตราส่วนการขวางการไหล, อัตราส่วนระยะพิตช์, มุมปะทะการไหล ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 2,000 – 20,000 Singh et al. [20] นำเสนออิทธิพลของตัวแปรต่าง ๆ สำหรับแผ่นกั้นตัววีแบบแยกตัวต่อการถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อมและสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน Singh et al. [20] พบว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเท่ากับ 3.04 และ 3.1 เท่าเมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ตามลำดับ โดยสรุปแล้ว พบว่า รูปร่างแบบวางเอียงและรูปร่างตัววีของแผ่นกั้นและครีปเป็นที่นิยมใช้ในการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่มากกว่ารูปแบบอื่น ๆ



รูปที่ 2.7 การติดตั้งแผ่นกั้น double V สร้างการไหลหมุนวนที่บริเวณผิวท่อเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน [13]

จากศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนในด้าน tube โดยทั่วไปมีการใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนที่แตกต่างกัน 3 ลักษณะ ประกอบด้วย การพัฒนาให้เป็นผิวท่อเป็นผิวขรุขระแบบต่าง ๆ, การใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบติดตั้งที่กึ่งกลางท่อและการใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบติดตั้งที่ผิวท่อ สามารถสรุปพฤติกรรมที่เกิดขึ้นและข้อดีข้อเสียได้ดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 สรุปการวิเคราะห์รูปแบบของตัวสร้างการไหลหมุนวนในลักษณะต่าง ๆ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

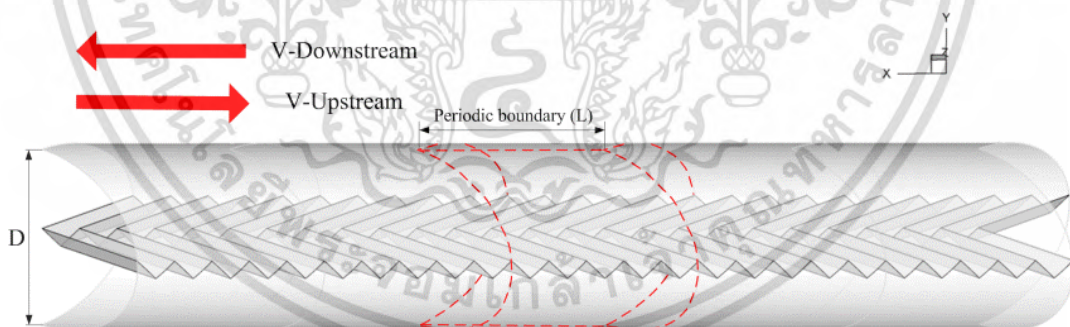
ตัวสร้างการไหลหมุนวน	ข้อดี	ข้อเสีย	พฤติกรรมการณ์ไหล
ผิวท่อเป็นผิวขรุขระ (ผิวท่อเกลียว, ผิวท่อลอน, ผิวท่อรูปคลื่น)	- สามารถขึ้นรูปได้ง่ายในอุตสาหกรรมจริง - มีความคงทนแข็งแรง - เกิดความดันตกคร่อมในระบบไม่มากนัก	- ถ้าต้องการเปลี่ยนรูปแบบของท่อน้ำข้างยากเมื่อมีการติดตั้งเรียบร้อยแล้ว - การซ่อมบำรุงทำได้ยาก เนื่องจากเกิดตะกอนที่ผิวท่อ - เพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้น้อย	เกิดการรบกวนการไหลบริเวณขอบของการไหลหมุนวน
ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบติดตั้งที่กึ่งกลางท่อ (ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนลงบนแบบเรียบหรือเจาะ/พับจากแผ่นเรียบ แล้วติดตั้งโดยการสอดใส่)	- มีความคงทนแข็งแรง - สามารถติดตั้งได้ง่าย - สามารถขึ้นรูปได้ง่าย - ง่ายต่อการซ่อมบำรุง - เปลี่ยนรูปแบบของตัวสร้างการไหลหมุนวนได้ง่าย	- เกิดความดันตกคร่อมในระบบสูง	เกิดการรบกวนบริเวณแกนการไหลอย่างรุนแรงและมีการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อน
ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบติดตั้งที่ผิวท่อ (สร้างโครงเพื่อจับยึดตัวสร้างการไหลหมุนวนแล้วติดตั้งโดยการสอดใส่)	- ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยกว่าการติดตั้งที่กึ่งกลางท่อ - มีค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงเมื่อเทียบกับการติดตั้งที่กึ่งกลางและแบบผิวท่อขรุขระ - ง่ายต่อการซ่อมบำรุง - สามารถติดตั้งได้ง่าย	- การขึ้นรูปตัวสร้างการไหลหมุนวนทำได้ยาก - เกิดความดันตกคร่อมในระบบสูงมากกว่าแบบผิวท่อขรุขระ	เกิดการรบกวนบริเวณแกนการไหลอย่างรุนแรงและมีการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อน

เมื่อวิเคราะห์ถึงรูปแบบและลักษณะการใช้ตัวสร้างการไหลหมุนวนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้าน tube การติดตั้งที่กึ่งกลางของท่อแบบสอดใส่เป็นวิธีที่ติดตั้งได้ง่ายที่สุดที่เมื่อเทียบกับการติดตั้งที่ผิวท่อ ซึ่งมักจะมีระยะห่างขนาดเล็กระหว่างตัวสร้างการไหลหมุนวนและผิวท่อหรือสามารถติดตั้งได้ยากถ้าท่อที่ใช้เป็นท่อที่มีหน้าตัดวงกลม (ผิวโค้ง) แต่ให้การรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนและการไหลกระแทกได้เช่นเดียวกับการติดตั้งที่ผิวท่อ ส่วนการพัฒนาผิวท่อให้เป็นลอนหรือ

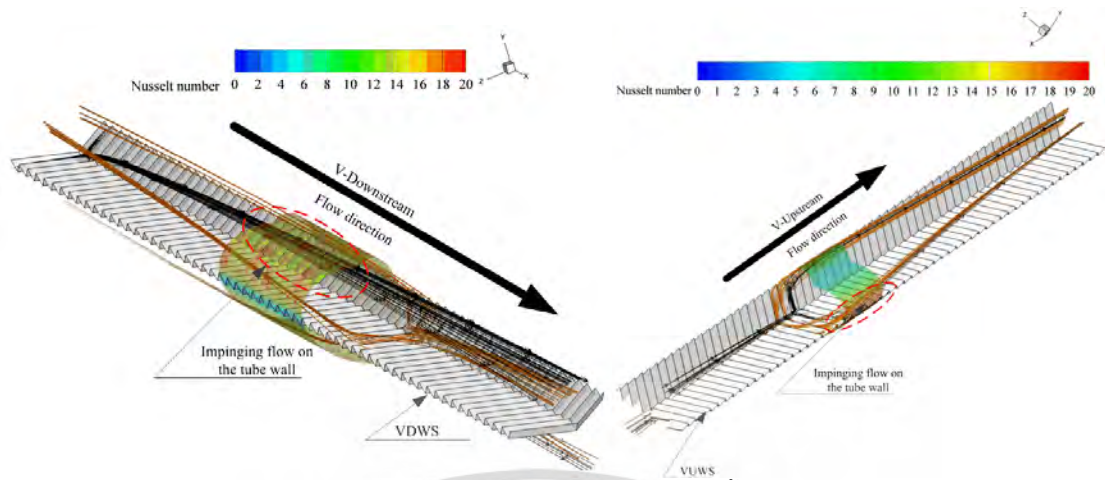
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกลียวให้ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่น้อยและมักเกิดปัญหาด้านการซ่อมบำรุงการล้างทำความสะอาด

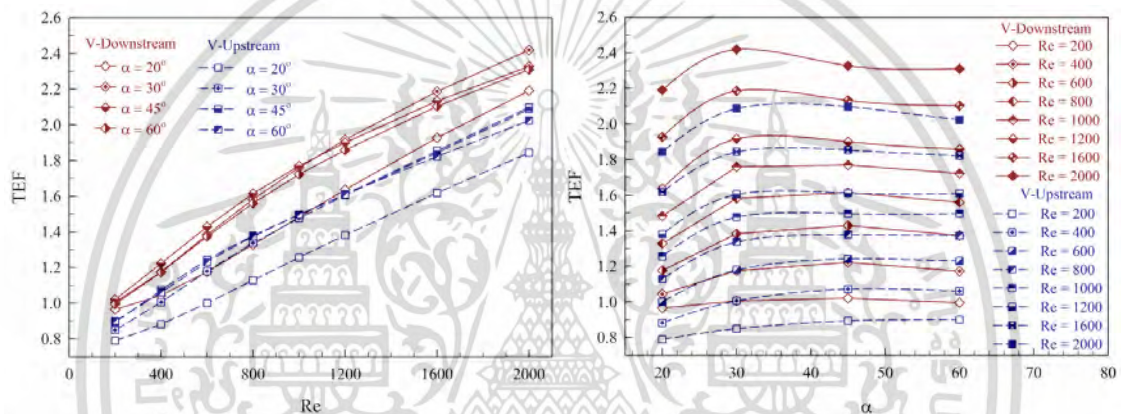
งานวิจัยนี้ได้้นำแนวคิดการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยผิวคลื่นซึ่งมักใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ fin-and-tube โดยปรับ smooth fin ให้เป็น wavy fin มาใช้กับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell and tube ด้าน tube โดยนำผิวคลื่นลักษณะต่าง ๆ ใส่ที่กึ่งกลางของท่อ ลักษณะของผิวคลื่นสอดใส่ที่กึ่งกลางท่อจะให้ค่าความดันตกคร่อมที่น้อยกว่า เมื่อเทียบกับการติดตั้งที่กึ่งกลางของท่อของตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นกั้นหรือคียบ ตัวอย่างของการติดตั้งผิวคลื่นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงดังรูปที่ 2.8 และแนวโน้มของการไหลที่ได้ศึกษาในเบื้องต้นแสดงดังรูปที่ 2.9 โดยผลจากการศึกษาพฤติกรรมเบื้องต้นในการติดตั้งผิวคลื่น [21] พบว่า ผิวคลื่นรูปสามเหลี่ยมสามารถสร้างความปั่นป่วนและการไหลหมุนวนให้กับอากาศในท่อได้เป็นอย่างดี ทำให้อุณหภูมิของของไหลที่บริเวณกึ่งกลางท่อและบริเวณใกล้กับผิวท่อมีการกระจายตัวได้ดี นอกจากนี้การไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นยังเกิดการกระแทกที่บริเวณผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งเป็นการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อน ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่าที่ไม่ได้มีการติดตั้งผิวคลื่น โดยค่าความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นในระบบมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดอื่น ๆ เมื่อพิจารณาถึงการสร้างชิ้นงานในทางอุตสาหกรรม (การขึ้นรูปผิวคลื่น), การติดตั้งในท่อ และการบำรุงรักษาท่อแลกเปลี่ยนความร้อน พบว่า ผิวคลื่นสามารถขึ้นรูปด้วยกระบวนการที่สะดวก รวดเร็วและใช้ต้นทุนที่น้อยกว่าตัวสร้างการไหลหมุนวนชนิดอื่น ๆ เช่น การขึ้นรูปด้วยการพับแผ่นโลหะ, การกดขึ้นรูป เป็นต้น ผิวคลื่นสามารถติดตั้งในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการสอดใส่ที่กึ่งกลางของท่อ ดังนั้นการบำรุงรักษาผิวท่อก็สามารถทำได้สะดวกโดยการดึงแผ่นโลหะออกจากท่อแล้วปรับปรุงผิวท่อตามกระบวนการที่เหมาะสม ผลที่ได้จากการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อกลมที่มีการติดตั้งผิวคลื่น แสดงดังรูปที่ 2.10



รูปที่ 2.8 การติดตั้งผิวคลื่นรูปตัววีในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน [21]



รูปที่ 2.9 โครงสร้างการไหลจากการศึกษาเบื้องต้น [21]



รูปที่ 2.10 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของผิวคลื่นสามเหลี่ยม [21]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีและการวิเคราะห์เชิงตัวเลข

3.1 บทนำ

สมการพื้นฐานทางคณิตศาสตร์สำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อน ซึ่งประกอบด้วย กฎการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน สมการนาเวียร์-สโตกส์ สำหรับของไหลแบบนิวโทเนียน การไหลของของไหล การก่อตัวของบาวนด์ลีย์เลเยอร์ทางความร้อนในท่อ การสมดุลพลังงาน และสหพันธ์การพาความร้อนสำหรับท่อ ซึ่งใช้ในเป็นแนวทางในการศึกษาวิจัยได้อ้างอิงตามตำรากลศาสตร์ของไหลส่วนการวิเคราะห์ CFD จะอ้างอิงตามตำราที่ใช้กันอยู่ทั่วไป ซึ่งในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีที่เพิ่มเติมสำหรับการวิจัยเชิงตัวเลขสำหรับการไหลในท่อ เพื่อวิเคราะห์สมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งประกอบด้วย

3.2 สมการควบคุมและสมมติฐาน

การพัฒนาแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อ โดยมีสมมติฐานดังต่อไปนี้

- การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบคงตัว 3 มิติ
- การไหลเป็นแบบและอัดตัวไม่ได้
- คุณสมบัติของของไหลคงที่
- ไม่คำนึงแรงวัตถุและการสูญเสียเนื่องจากความหนืด
- ไม่คำนึงการแผ่รังสีความร้อน

จากสมมติฐานข้างต้น สำหรับการไหลในท่อทรงกระบอกสมการควบคุมประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง สมการนาเวียร์-สโตกส์ และสมการพลังงาน สามารถเขียนในรูปเทนเซอร์ในระบบพิกัดคาร์ทีเซียนดังนี้

สมการความต่อเนื่อง:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3-1)$$

สมการโมเมนตัม:

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \right] \quad (3-2)$$

เมื่อ $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ คือ Reynolds stresses ซึ่งมีค่าดังสมการ (3-3)

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3-3)$$

โดยที่ p, ρ, μ และ u' คือ ความดัน, ค่าความหนาแน่น, ความหนืดจลน์ และ องค์ประกอบ

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการพลังงาน:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\Gamma + \Gamma_t) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] \quad (3-4)$$

เมื่อ Γ คือการแพร่ทางความร้อน กำหนดโดย

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \text{ และ } \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (3-5)$$

โดยที่ความสัมพันธ์ของ $k-\varepsilon$ จะพิจารณาในรูปของสมการแบบจำลองเชิงตัวเลขดังนี้

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3-6)$$

และ

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3-7)$$

โดยที่

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3-8)$$

ซึ่งค่าคงที่ของสมการแบบจำลองจะมีค่า

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9 \quad (3-9)$$

สมการควบคุมทั้งหมดจะถูก discretize โดยแบบแผนวิธีผลต่างครอตราติค (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) แล้วทำการคำนวณหาผลเฉลยตามระเบียบวิธีปริมาตรสลับเนื่อง โดยแผนผังวิธีแบบ SIMPLE (Semi-implicit method for pressure-linked equations) ในการลู่อเข้าหาคำตอบจะพิจารณาที่ความแตกต่างของค่าการแปรเปลี่ยนน้อยกว่า 10^{-5} ของทุกตัวแปร

ในงานวิจัยนี้มีตัวแปรที่ให้ความสนใจอยู่ 4 ตัวแปร คือ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ค่าตัวประกอบเสียดทาน ค่านัสเชิลนัมเบอร์และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนความร้อน ซึ่งค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์นิยามโดย

$$Re = \rho u_0 D_h / \mu \quad (3-10)$$

ตัวประกอบเสียดทาน, f คำนวณได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อ, L

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{(1/2) \rho u^2} \quad (3-11)$$

การถ่ายเทความร้อนคำนวณหาจากค่านัสเชิลนัมเบอร์เฉพาะที่สามารถเขียนได้เป็น เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3-12)$$

ค่านี้สเซลนัมเบอร์เฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (3-13)$$

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อน thermal enhancement factor, (*TEF*)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \quad (3-14)$$

เมื่อ Nu_0 และ f_0 คือ นั้สเซลนัมเบอร์และตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบตามลำดับ



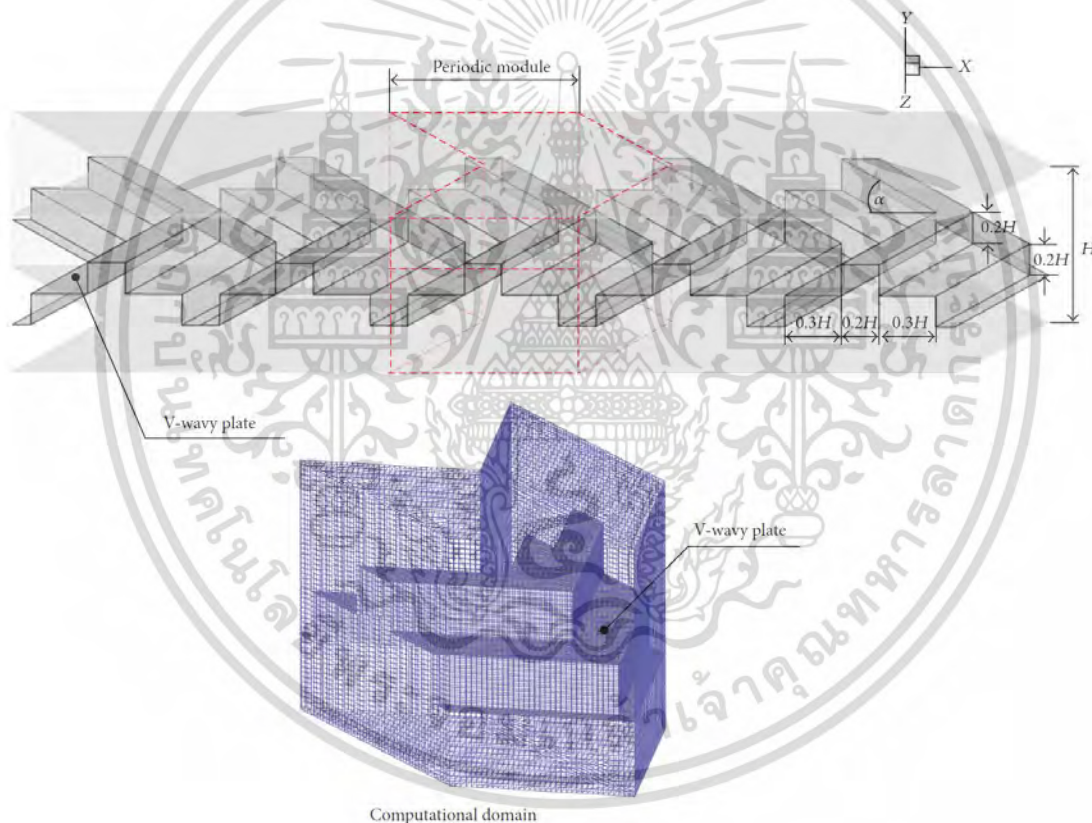
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

แผ่นหยักตัวที่มีหน้าตัดตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นโปรไฟล์รูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาด $0.2H \times 0.2H$ ถูกติดตั้งในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.1 โมดูลแบบเป็นคาบของแบบจำลองเชิงตัวเลขมีความยาวเท่ากับ ความสูงของท่อ (H) แบบจำลองถูกสร้างขึ้นสำหรับแผ่นหยักตัวที่มีมุมปะทะแตกต่างกัน ($\alpha = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$ และ 60°) ทำการศึกษาที่ช่วงการไหลปั่นป่วนในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ $3000 - 10,000$ นอกจากนี้ยังมีการศึกษาอิทธิพลของการจัดวางแผ่นหยักตัวซึ่งแบ่งออกเป็นแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหลและแบบปลายวีชีตามกระแสการไหล



รูปที่ 4.1 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีและแบบจำลองเชิงตัวเลข

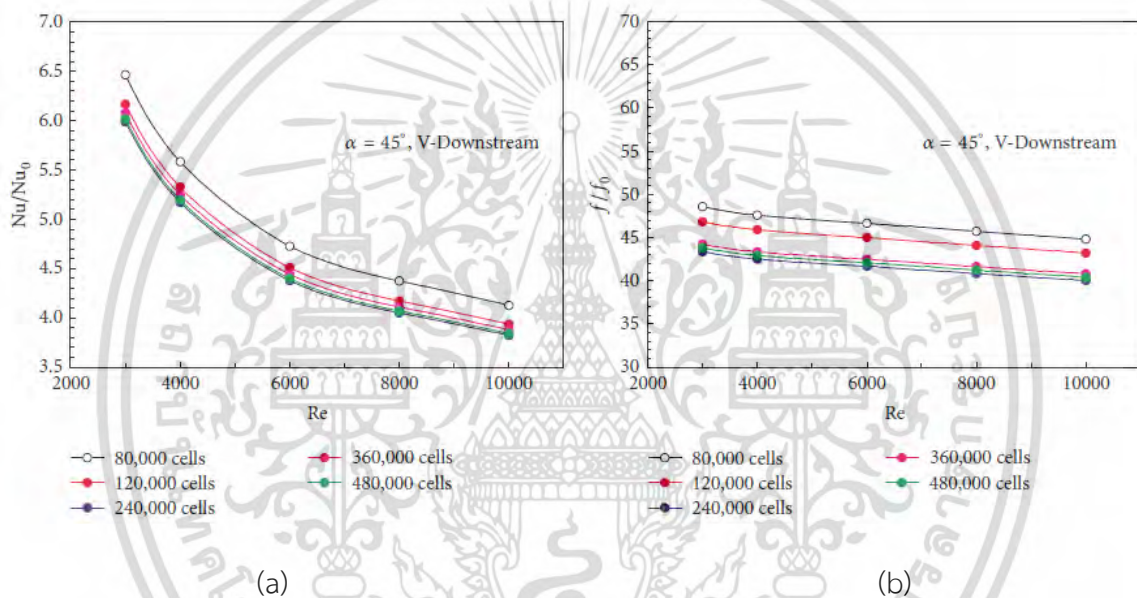
4.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

แบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นมีการสร้างด้วยเมชแบบเฮกซะฮีดรอล ในการทดสอบจำนวนกริดที่เหมาะสมมีการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขด้วยจำนวนกริดที่แตกต่างกัน 3 ชุด ประกอบด้วย 240000, 360000 และ 480000 สำหรับกรณี $\alpha = 45^\circ$ และมีการติดตั้งแบบปลายวิชีตามกระแสการไหล ผลการเปรียบเทียบจำนวนกริดแสดงดังรูปที่ 2a และ b สำหรับค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทาน ตามลำดับ จากผลการศึกษาพบว่า จำนวนกริดทั้ง 3 ชุด ให้ค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบ

เสียตทานไม่แตกต่างกัน ดังนั้น แบบจำลองจึงได้ถูกพัฒนาขึ้นด้วยจำนวนกริดเท่ากับ 240000 สำหรับทุก ๆ กรณีศึกษา เมื่อพิจารณาทั้งค่าความถูกต้องของผลการศึกษาและระยะเวลาที่ใช้ในการหาคำตอบของแบบจำลอง

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบของแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นได้ถูกนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.3 จากรูปพบว่า ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียตทานมีค่าความแตกต่างเท่ากับ $\pm 3\%$

จากผลการศึกษาในเบื้องต้น สามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นนี้มีความน่าเชื่อถือเพียงพอที่จะใช้ในการทำนายพฤติกรรมกรไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีที่มีมุมปะทะต่าง ๆ

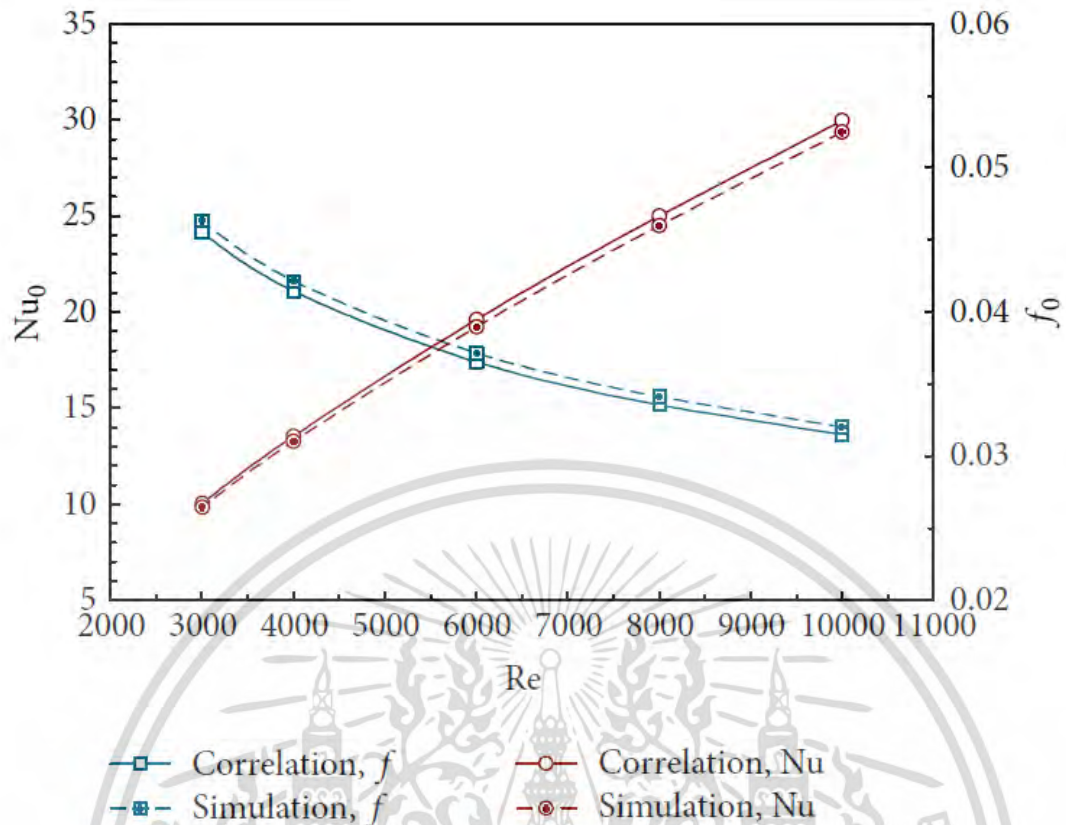


รูปที่ 4.2 กริดอิสระ สำหรับ (a) เลขนัสเซลและ (b) ตัวประกอบเสียตทาน กรณีแผ่นหยักตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° จัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล

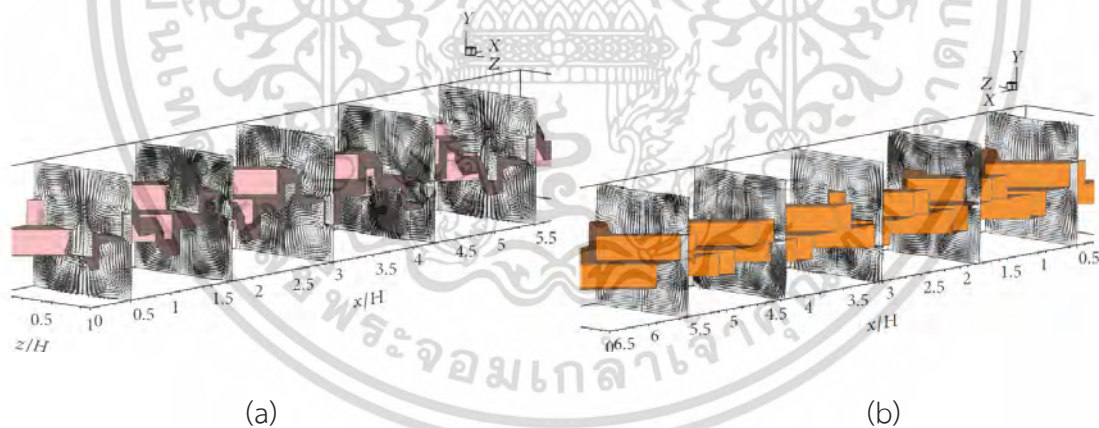
4.3 พฤติกรรมกรไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4a และ b แสดงเวกเตอร์ความเร็วในทิศทางการขวางกรไหลที่ค่า x/H ต่าง ๆ ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีที่มีมุมปะทะการไหล 45° สำหรับกรณีการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 จากผลการศึกษาพบว่า แผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสสามารถสร้างการไหลหมุนวนหรือการไหลหมุนควงในท่อที่ใช้ทดสอบในทุก ๆ กรณีศึกษา การไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นจะรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น โครงสร้างการไหลประกอบไปด้วยแกนการไหลหมุนวนหลักจำนวน 4 แกนและแกนการไหลหมุนวนย่อย ๆ ที่มีมุมของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสทั้ง 4 มุม เมื่อพิจารณาการไหลด้านล่างพบว่า การจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลให้การไหลแบบสวนทางกันตามทิศทาง common-flow-down ส่วนการจัดวางแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลให้การไหลแบบสวนทางกันตามทิศทาง common-flow-up (แสดงดังรูปที่ 4.5)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 การทดสอบการไหลและการถ่ายเทความร้อนของท่อเปล่าผิวเรียบ

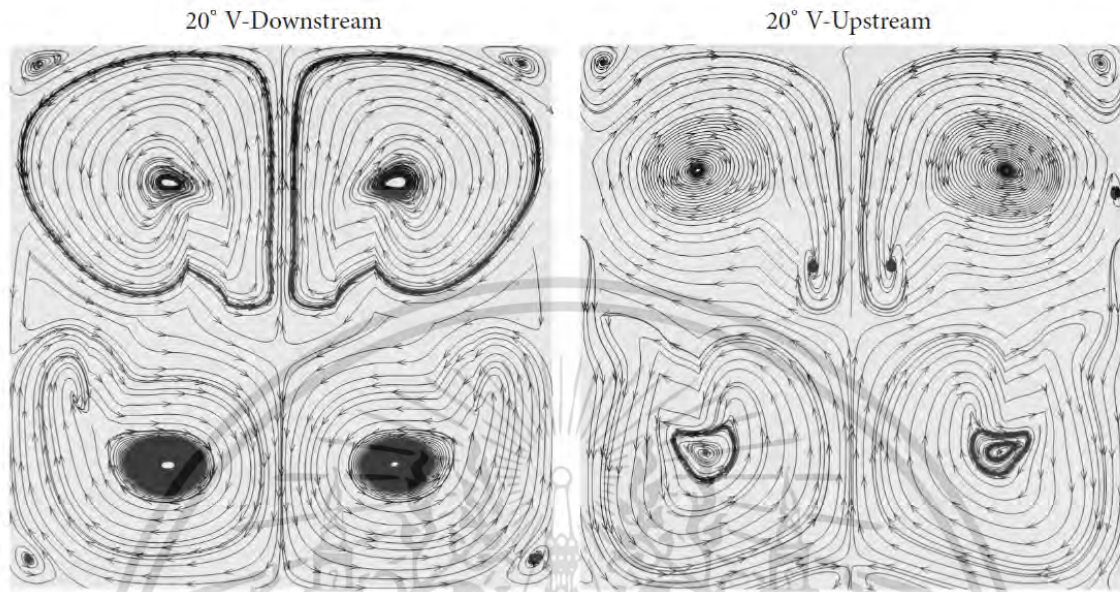


รูปที่ 4.4 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักกว้างเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีซี่ตามกระแสนการไหลและ (b) แบบปลายวีซี่ทวนกระแสนการไหล

รูปที่ 4.6a และ b แสดงการไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีที่มุม 45° แบบปลายวีซี่ตามกระแสนการไหลและแบบปลายวีซี่ทวนกระแสนการไหลตามลำดับ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 สำหรับกรณีปลายวีซี่ตามกระแสนการไหล อากาศจะไหลผ่านผนังด้านข้างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและไหลสู่บริเวณแผ่นหยักตัววีที่ปลายตัววี หลังจากนั้นก็จะไหลออกสู่ผนังด้านข้างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนสู่โมดูลต่อไป สำหรับกรณีปลายวีซี่ทวนกระแสนการไหล

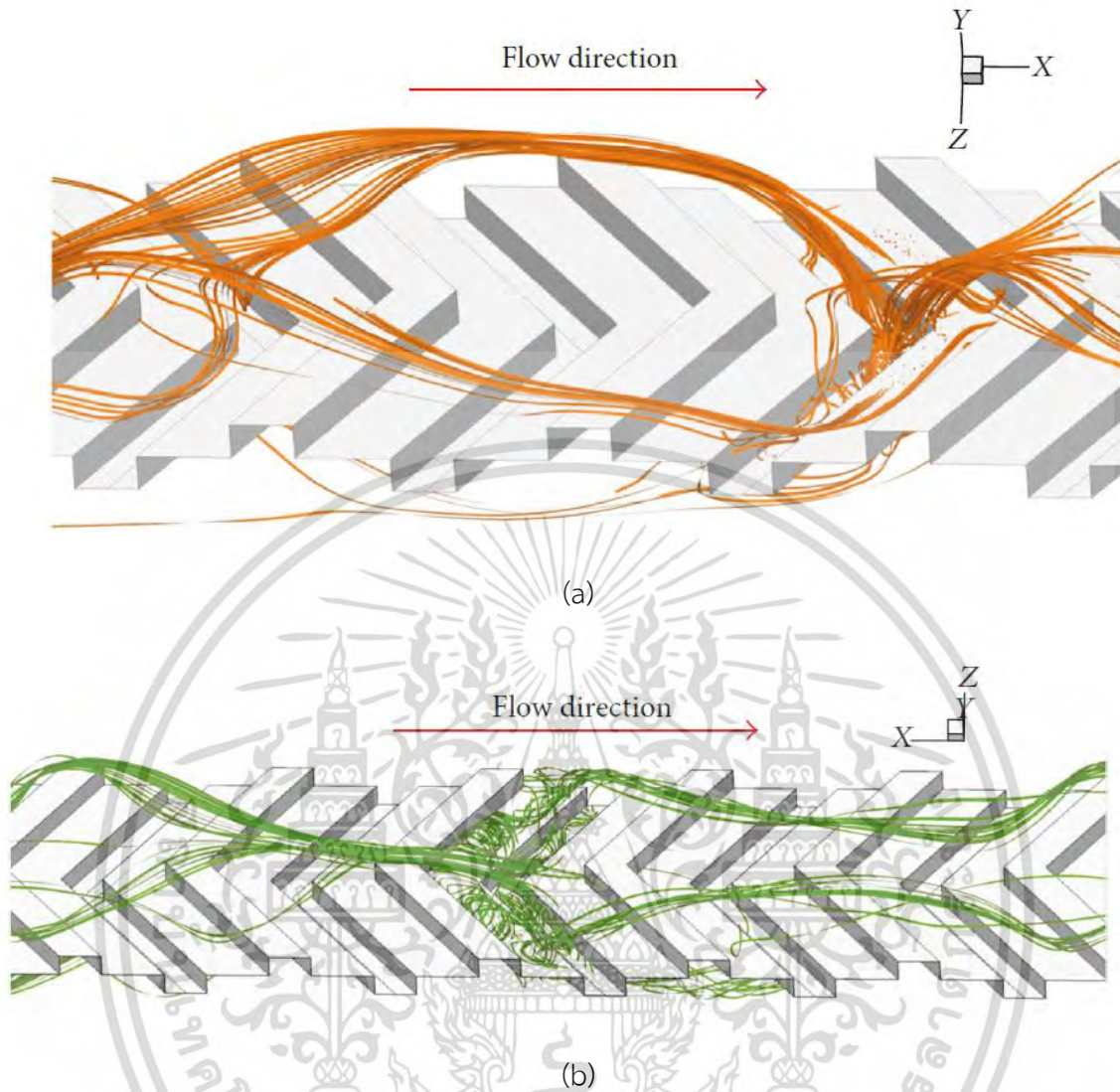
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อเผยแพร่ให้หน่วยงานราชการ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหล อากาศจากบริเวณปลายตัววีของแผ่นหยักจะไหลออกสู่ด้านข้างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โครงสร้างการไหลในทุก ๆ มุมปะทะการไหลมีลักษณะที่คล้ายกัน แต่ความรุนแรงหรือความแข็งแรงของการไหลหมุนวนมีค่าไม่เท่ากัน



รูปที่ 4.5 เส้นกระแสการไหลตามระนาบขวางการไหลสำหรับท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° และ $Re = 3000$

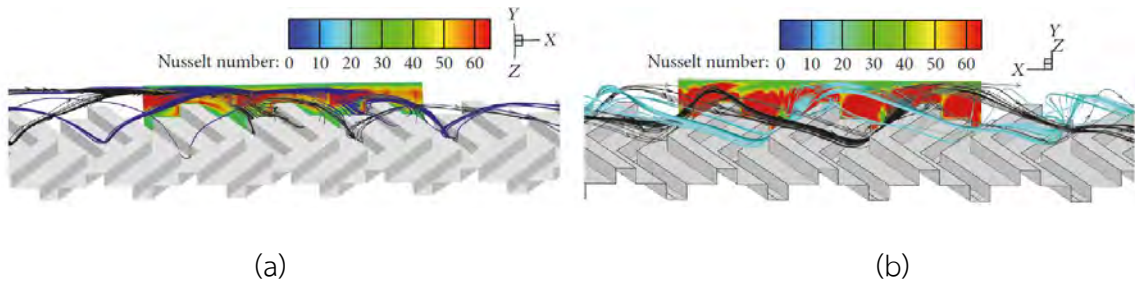
รูปที่ 4.7a และ b แสดงการไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนและการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่บริเวณผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีที่มุมปะทะ 45° สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลตามลำดับ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 จากรูปจะเห็นได้ว่าการไหลหมุนวนมีการกระแทกที่ผนังแลกเปลี่ยนความร้อน การกระแทกของของไหลจะเป็นการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนซึ่งเป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น การรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนเกิดขึ้นที่ผนังทั้ง 4 ด้านของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถพบพฤติกรรมการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนในทุก ๆ กรณีศึกษา แต่ความรุนแรงของการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนมีค่าแตกต่างกัน พฤติกรรมการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนสามารถสังเกตได้จากการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลซึ่งแสดงดังรูปที่ 4.8 โดยของไหลที่มีอุณหภูมิสูงแสดงด้วยคอนทัวร์สีแดงส่วนของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าแสดงด้วยคอนทัวร์สีฟ้า เมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยัก ชั้นคอนทัวร์สีแดงบริเวณใกล้กับผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีลักษณะบางลงส่วนชั้นคอนทัวร์สีฟ้าที่บริเวณกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีการกระจายออกมากจากกึ่งกลางของท่อ พฤติกรรมการกระจายตัวของอุณหภูมิของของไหลในทุก ๆ ค่ามุมปะทะการไหลและการจัดวางมีลักษณะคล้ายกัน



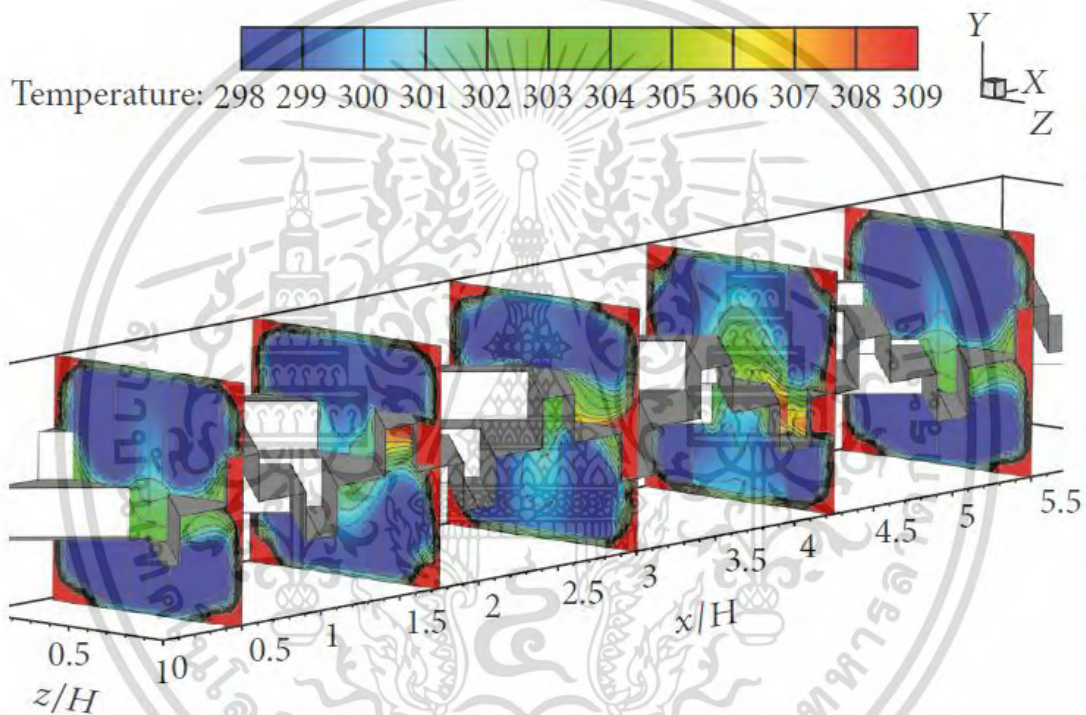
รูปที่ 4.6 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสการไหล และ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล

รูปที่ 4.9a และ b แสดงการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° สำหรับแบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและทวนกระแสการไหล ตามลำดับ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 จากรูปพบว่าการติดตั้งแผ่นหยักตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นหยัก จากระบบวนชั้นขีดผิวความร้อนสามารถพบได้ในทุก ๆ พื้นผิวการถ่ายเทความร้อน พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนสำหรับการจัดวางทั้ง 2 ลักษณะ มีพฤติกรรมที่ไม่เหมือนกัน การจัดวางแบบปลายวีชีตามกระแสการไหลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงบริเวณผนังท่อด้านบนและด้านล่าง ส่วนการจัดวางแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงบริเวณผนังท่อด้านข้าง พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนมีความคล้ายกันในทุก ๆ ค่าเลขเรย์โนลด์และมุมปะทะการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 เส้นกระแสการไหลกระแทกที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล



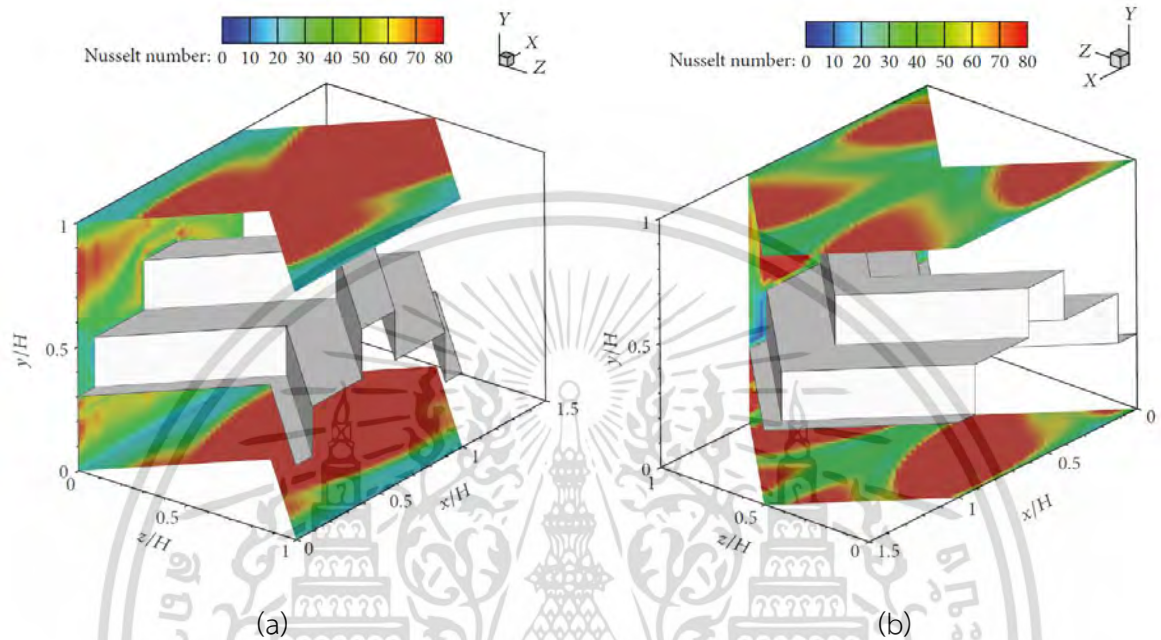
รูปที่ 4.8 การกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ จัดวางแบบปลายวีชีตามกระแสการไหล

4.4 การวิเคราะห์สมรรถนะเชิงความร้อน

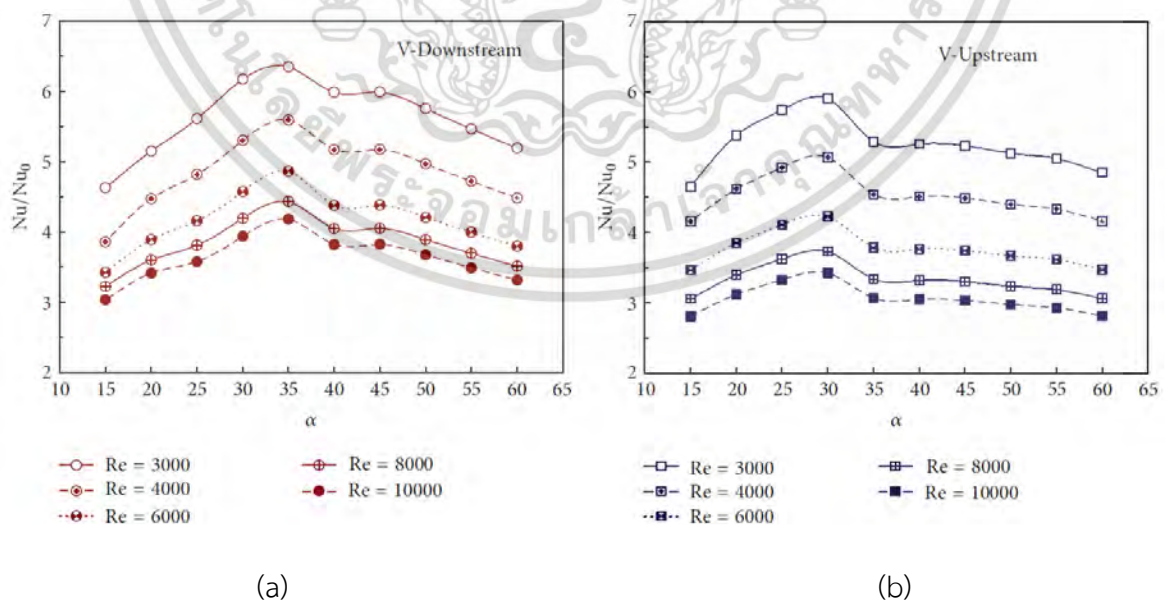
รูปที่ 4.10a และ b แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 และ α สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล ตามลำดับ การติดตั้งแผ่นหยักตัววีส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบในทุก ๆ กรณีศึกษา ($Nu/Nu_0 \geq 1$) ค่า Nu/Nu_0 มีค่ามากขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้น สำหรับกรณีปลายวีชีตามการสการไหลในช่วง $15^\circ \leq \alpha \leq 35^\circ$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อมุมปะทะการไหลมีค่าเพิ่มมากขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อ $\alpha > 35^\circ$ สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชีทวนกระแสการไหลในช่วง $15^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$ ค่าเลขนัสเซลมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่ามุมปะทะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สำหรับการใช้ในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้ได้เห็นใบปะหน้าของเอกสารนี้แล้ว
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การไหลมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อ $\alpha = 30^\circ$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 35° และ 30° ตามลำดับ สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชีตามกระแสนการไหลและแบบปลายวีชีทวนกระแสนการไหล ตามลำดับ ในช่วงที่ทำการศึกษา ค่าเลขนัสเซลมีค่าเท่ากับ 3.00 – 6.50 และ 2.80 – 6.00 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ สำหรับการจัดวางแผ่นหยักตัววีแบบปลายวีชีตามกระแสนการไหลและแบบปลายวีชีทวนกระแสนการไหล ตามลำดับ



รูปที่ 4.9 การกระจายตัวของเลขนัสเซลที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ $Re = 3000$ สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสนการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสนการไหล

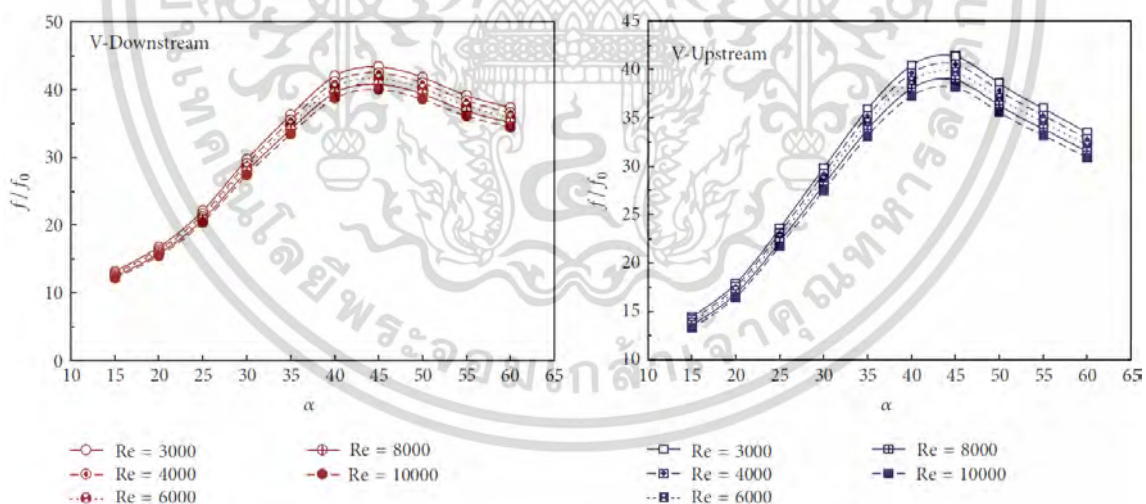


รูปที่ 4.10 Nu/Nu_0 vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่ สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสนการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสนการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสัมพันธ์ระหว่าง f/f_0 และมุมปะทะการไหลสำหรับท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววีแสดงดังรูปที่ 4.11a และ b สำหรับกรณีแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ การติดตั้งแผ่นหยักตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ ($f/f_0 > 1$) พฤติกรรมของค่าตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางเดียวกันสำหรับการจัดวางทั้ง 2 ลักษณะ ค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้น ในช่วง $15^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อมุมปะทะการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าตัวประกอบเสียดทานจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อ $\alpha > 45^\circ$ มุมปะทะการไหลของแผ่นหยักเท่ากับ 45° จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุด แผ่นหยักที่มีการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ 11 – 44 เท่า ส่วนแผ่นหยักที่มีการจัดวางแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 15 – 42 เท่า

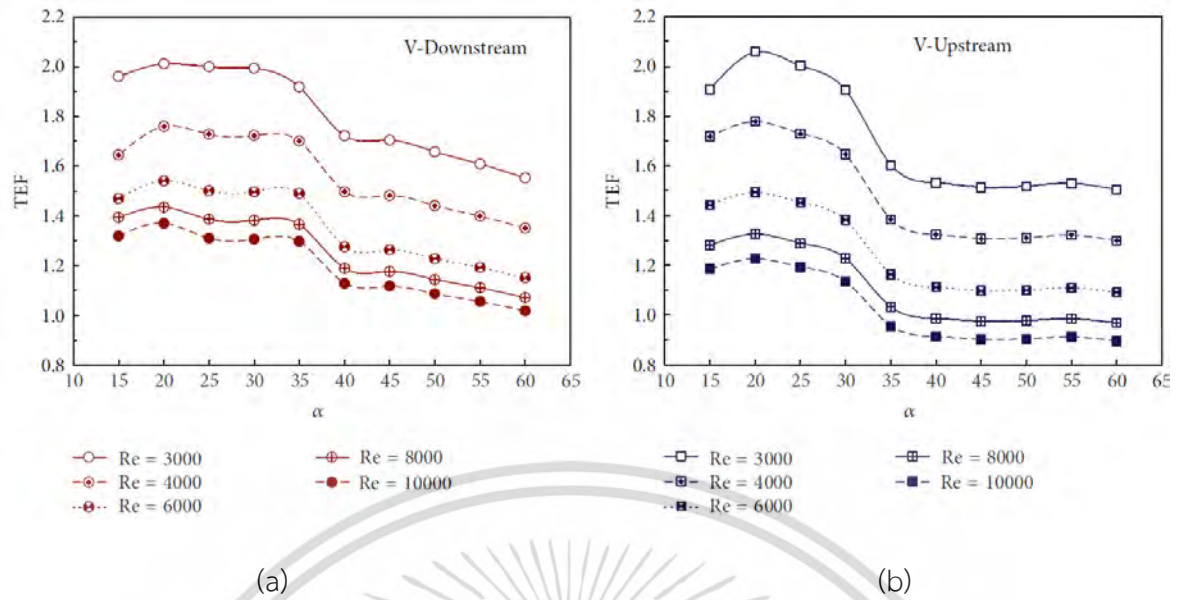
รูปที่ 4.12a และ b แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และมุมปะทะการไหลที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่าง ๆ สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลตามลำดับ ค่า TEF มีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่า TEF ที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° สำหรับการจัดวางทั้ง 2 ลักษณะ ค่า TEF มีค่าเท่ากับ 2.02 และ 2.09 สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ เมื่อพิจารณาที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000



(a)

(b)

รูปที่ 4.11 f/f_0 vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่ สำหรับ (a) แบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล



รูปที่ 4.12 TEF vs α ของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียงที่ สำหรับ (a) แบบปลายวีชีตามกระแสการไหลและ (b) แบบปลายวีชีทวนกระแสการไหล

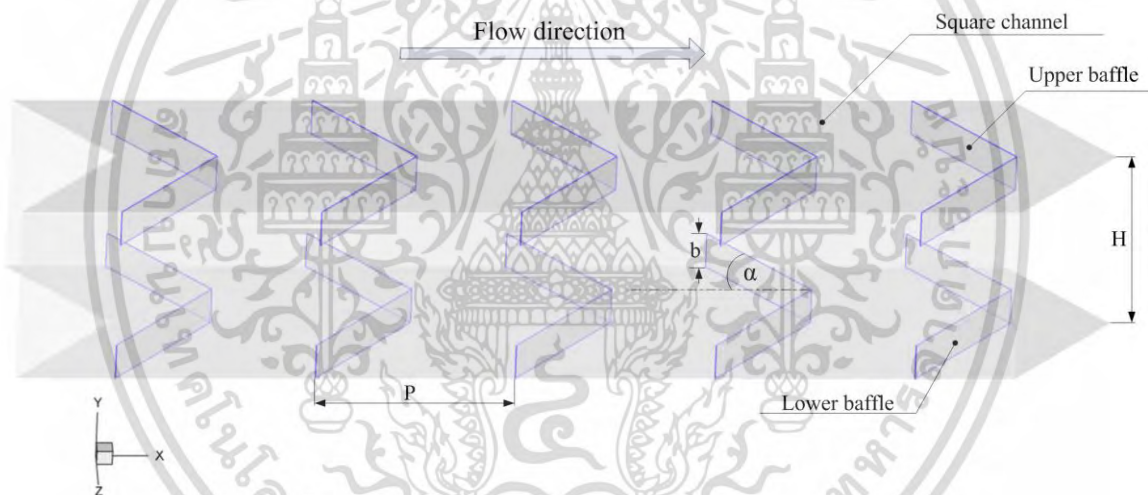
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

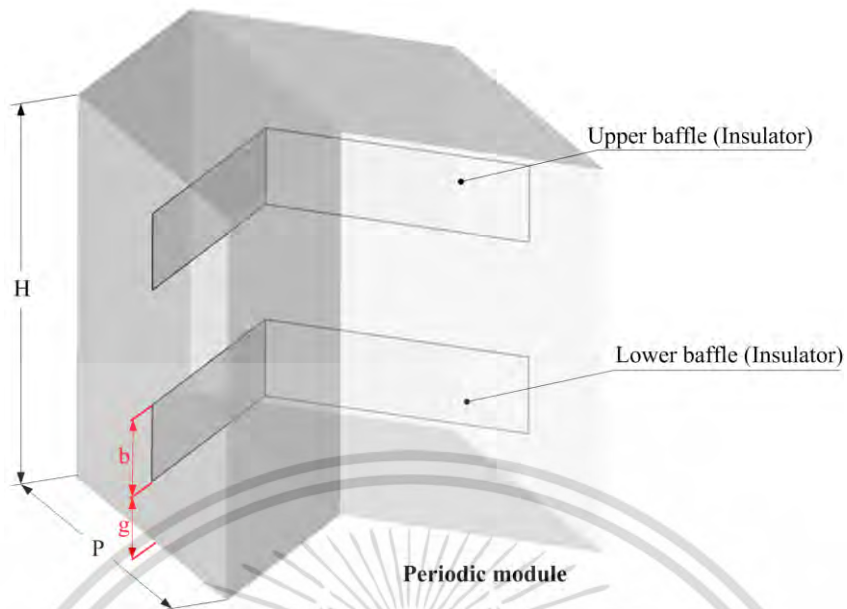
5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส

แผ่นกั้นตัววีถูกติดตั้งในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยการจัดวางแบบปลายวี ซึ่งตามกระแสการไหล ท่อสี่เหลี่ยมมีความสูงแทนด้วย H และมีความกว้างของท่อแทนด้วย W โดย $H=W$ แผ่นกั้นตัววีสามารถแยกออกเป็น 2 ส่วน ประกอบด้วยด้านบนและด้านล่างซึ่งมีการจัดวางแบบตรงกัน แผ่นกั้นที่ใช้มีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ในทุก ๆ กรณีศึกษา ระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นตัววีมีค่าคงที่เท่ากับ P อัตราส่วนระหว่างระยะห่างของแผ่นกั้นต่อความสูงของท่อ, P/H หรือ P_R มีค่าคงที่เท่ากับ 1 ในทุก ๆ กรณีศึกษา ความสูงของแผ่นกั้นแทนด้วย b อัตราส่วนระหว่างความสูงของแผ่นกั้นต่อความสูงของท่อ, b/H หรือ B_R ถูกเรียกว่า อัตราส่วนการขวางการไหล อัตราส่วนการขวางการไหลสำหรับงานวิจัยนี้มีค่าอยู่ในช่วง 0.05 – 0.30 รูปร่างของแบบจำลองของท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแสดงดังรูปที่ 5.1

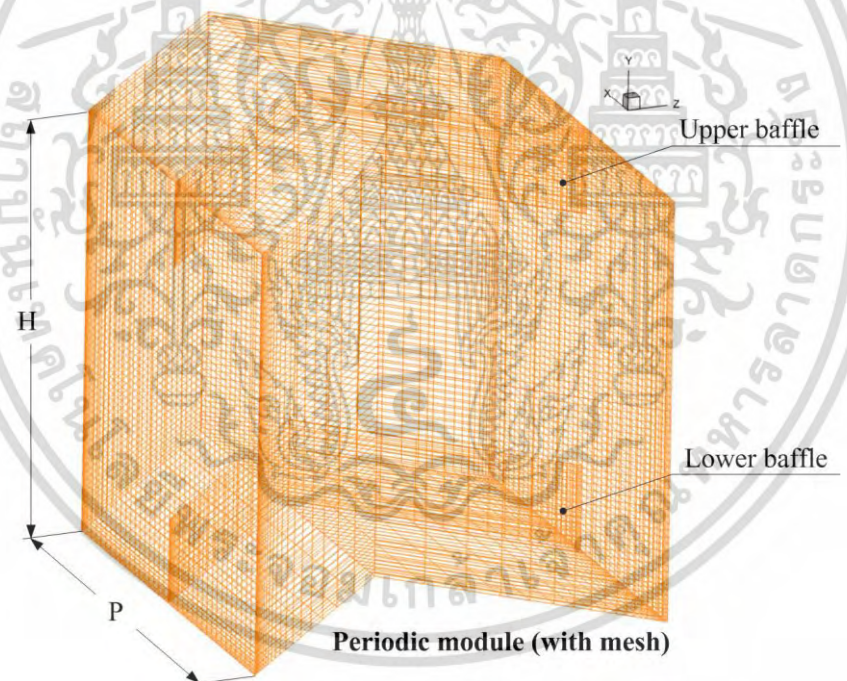


รูปที่ 5.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี

ระยะห่างระหว่างขอบของแผ่นกั้นทั้งด้านบนและด้านล่างกับผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแทนด้วย g อัตราส่วนระหว่างระยะห่างกับความสูงของท่อสี่เหลี่ยม, g/H หรือ G_R เรียกว่า อัตราส่วนระยะห่าง สำหรับงานวิจัยนี้จะมีการศึกษาอัตราส่วนระยะห่างเท่ากับ 0 – 0.45, 0 – 0.40, 0 – 0.35, 0 – 0.30, 0 – 0.25, 0 – 0.20 สำหรับอัตราส่วนการขวางการไหลเท่ากับ 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 และ 0.30 ตามลำดับ แบบจำลองแบบเป็นคาบของท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีแสดงดังรูปที่ 5.2



(a)



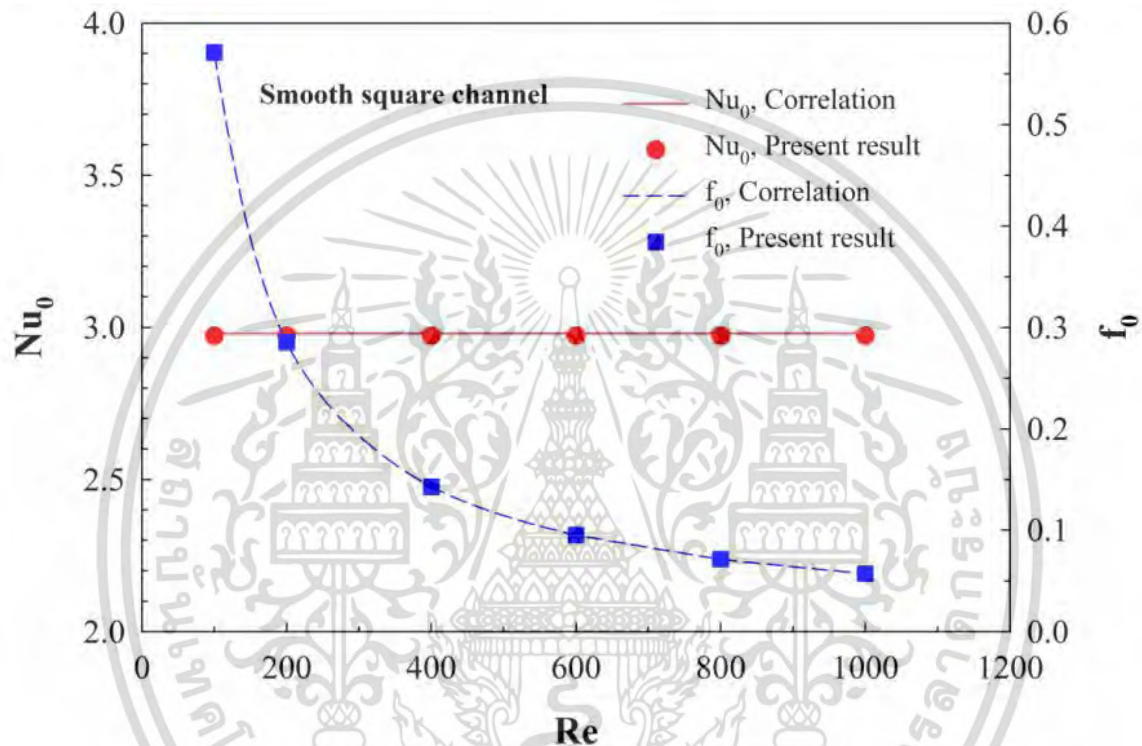
(b)

รูปที่ 5.2 (a) แบบจำลองของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีและ (b) แบบจำลองเชิงตัวเลขและการสร้างกริดของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

แบบจำลองเชิงตัวเลขของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้พัฒนาขึ้นจำเป็นต้องมีการตรวจสอบความถูกต้อง ซึ่งสามารถแบ่งการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองได้เป็น 2 ส่วน ประกอบด้วย การหาจำนวนกริตอิสระและการทดสอบท่อเปล่าผิวเรียบทั้งค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองเพื่อให้แน่ใจว่าแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นมีความน่าเชื่อถือเพียงพอที่จะใช้ในการทำนายพฤติกรรมการณ์การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



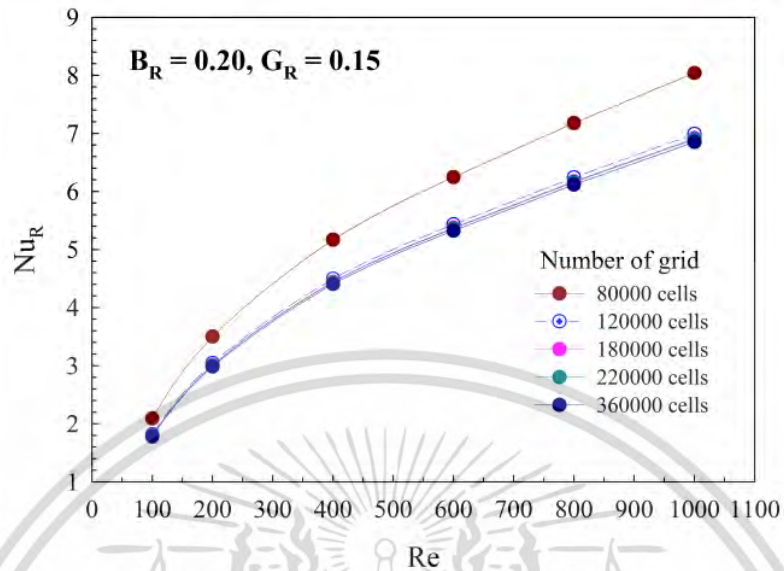
รูปที่ 5.3 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองท่อเปล่า

รูปที่ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu_0 และ f_0 กับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อเปล่าผิวเรียบ ค่าที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขจะถูกนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ จากรูปพบว่า ค่าการแปรเปลี่ยนของค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเท่ากับ 0.5% และ 0.7% ตามลำดับ ดังนั้นค่าการแปรเปลี่ยนมีค่าน้อยกว่า 5% จึงสามารถสรุปได้ว่าแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นมีความน่าเชื่อถือเพียงพอที่จะใช้ในการทำนายพฤติกรรมการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

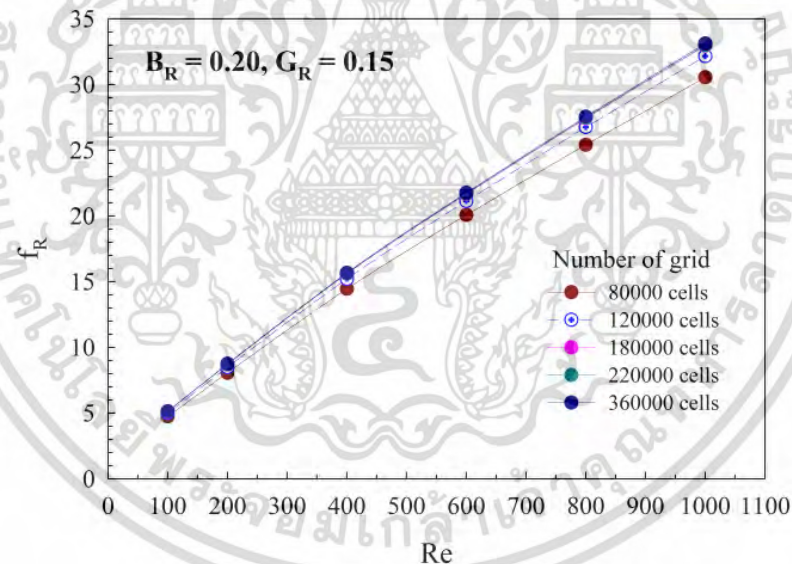
การทดสอบจำนวนกริตที่เหมาะสมของแบบจำลองเชิงตัวเลข สามารถทำได้โดยการสร้างแบบจำลองด้วยจำนวนกริตที่แตกต่างกันจำนวน 5 ชุด ประกอบด้วย 80000, 120000, 180000, 220000 และ 360000 สำหรับกรณีศึกษา $Br = 0.20$ และ $Gr = 0.15$ ทำการเปรียบเทียบทั้งค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม ผลการศึกษาแสดงดังรูปที่ 5.4 จากผลการศึกษาพบว่า เมื่อมีการเพิ่มจำนวนกริตจาก 120000 เป็น 180000 ไม่มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม ดังนั้น แบบจำลองเชิงตัวเลขที่ได้พัฒนาขึ้นในทุก ๆ กรณีศึกษาจึงเลือกใช้จำนวนกริต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 120000 เนื่องจากมีความเหมาะสมทั้งเวลาที่ใช้ในการหาคำตอบของแบบจำลองและความแม่นยำของผลที่ได้จากการศึกษา



(a)



(b)

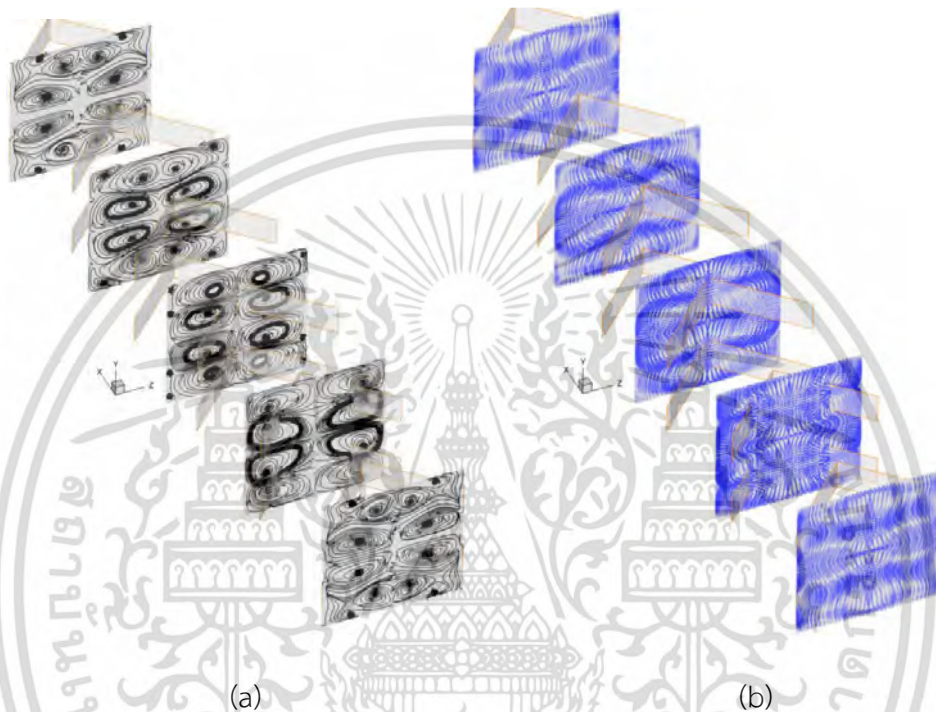
รูปที่ 5.4 การตรวจสอบจำนวนกริดอิสระสำหรับ (a) Nu_R และ (b) f_R ที่กรณี $B_R = 0.20$ และ $G_R = 0.15$

5.3 พฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน

พฤติกรรมการไหลในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี่ที่ $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$ แสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลและเวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัส ดังรูปที่ 5.5a และ b ตามลำดับ จากรูป การไหลหมุนวนเกิดขึ้นตลอดทั้งท่อที่ใช้ในการทดสอบในทุก ๆ กรณีศึกษา แผ่นกั้นตัววี่จะเป็นตัวขวางการไหลส่งผลให้เกิดการไหลหมุนวนจาก

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขอบนำของตัววีส์ปลายวี แกนการไหลหมุนวนที่เกิดขึ้นมีการเปลี่ยนแปลงขึ้นอยู่กับตำแหน่งในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อน การเกิดขึ้นของการไหลหมุนวนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นประโยชน์อย่างยิ่งสำหรับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อ การไหลหมุนวนจะประพติตัวเสมือนกับเครื่องมือที่ช่วยในการผสมระหว่างอุณหภูมิของของไหลที่แตกต่างกัน การผสมกันของอุณหภูมิของของไหลที่แตกต่างกันเป็นเหตุผลที่สำคัญที่ทำให้เกิดอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น การไหลหมุนวนยังเป็นตัวรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนซึ่งเป็นอีกปัจจัยหนึ่งที่ช่วยทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นอีกด้วย

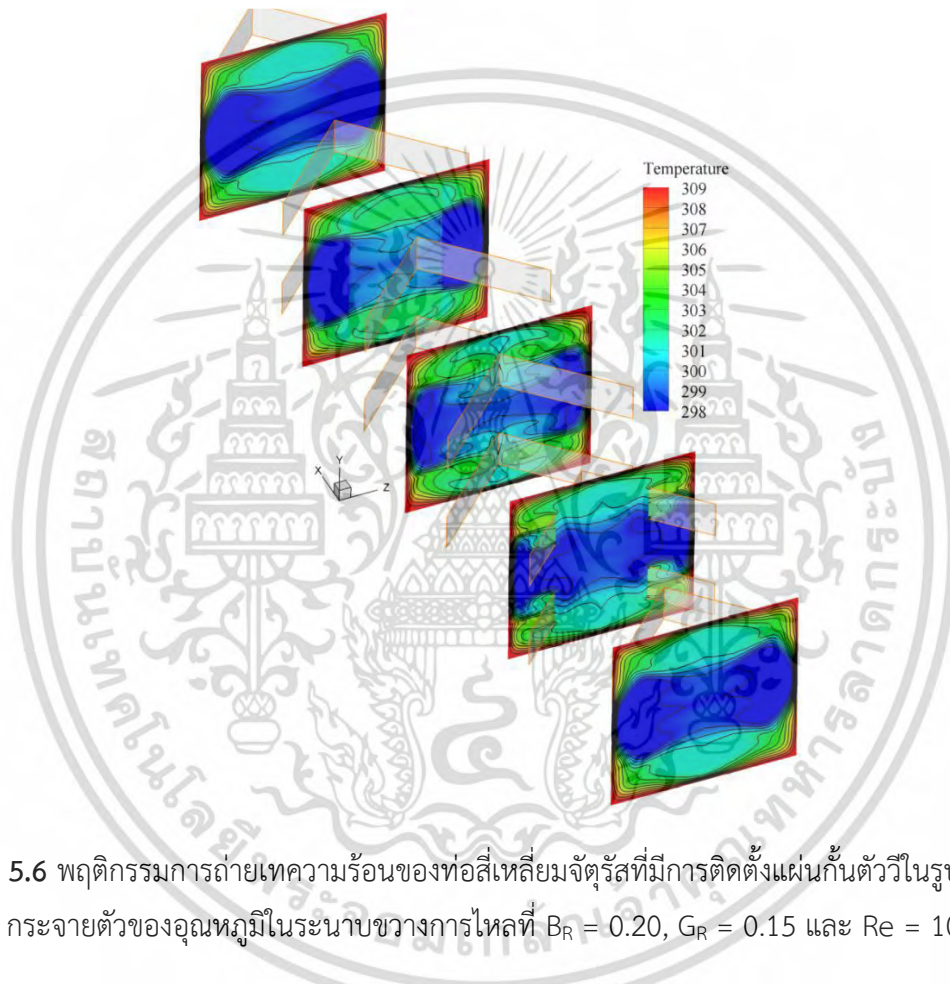


รูปที่ 5.5 โครงสร้างการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในรูปของ (a) เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลและ (b) เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสในระนาบขวางการไหล ที่ $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$

รูปที่ 5.6 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่กรณี $B_R = 0.2$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$ การกระจายตัวของอุณหภูมิเป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวิเคราะห์การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลที่แตกต่างกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยปกติ ชั้นของไหลสีแดงซึ่งแทนอุณหภูมิของของไหลร้อนจะพบที่บริเวณใกล้กับผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนชั้นของไหลสีฟ้าซึ่งแทนอุณหภูมิของของไหลเย็นจะพบที่บริเวณกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อมีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ ชั้นอุณหภูมิของของไหลร้อนที่บริเวณใกล้กับผนังท่อมีลักษณะบางลงส่วนชั้นของของไหลเย็นที่บริเวณกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีการกระจายออกจากกึ่งกลาง การเปลี่ยนแปลงของคอนทัวร์อุณหภูมิในลักษณะนี้เป็นสัญญาณที่ดีในการพัฒนาอัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนการขวางการไหล, อัตราส่วนระยะห่างและค่าเลขเรย์โนลด์ส่งผลให้พฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนมีการเปลี่ยนแปลง โดยปกติเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนการขวางการไหลและค่าเลขเรย์โนลด์นำไปสู่การเปลี่ยนแปลงของความรุนแรงของการไหลหมุนวน ความรุนแรงของการไหลหมุนวนจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อความสูงของแผ่นกั้นและค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นของทั้งความสูงของแผ่นกั้นและค่าเลขเรย์โนลด์ไม่มีผลต่อพฤติกรรมการไหลและโครงสร้างการถ่ายเทความร้อนในส่วนแลกเปลี่ยนความร้อน แต่การเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนระยะห่างจะส่งผลเป็นอย่างมากสำหรับการเปลี่ยนแปลงของพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อน



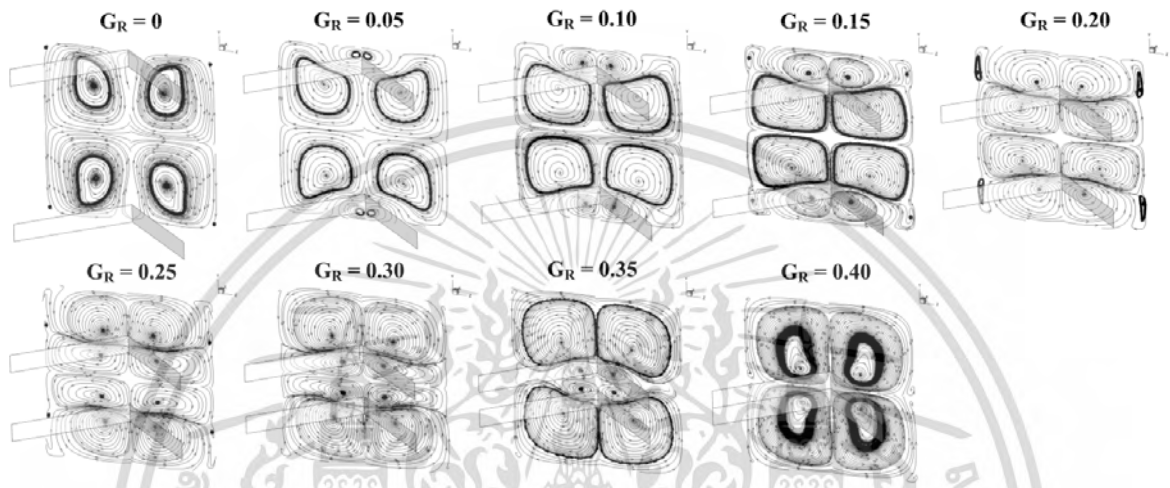
รูปที่ 5.6 พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในรูปของการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลที่ $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ และ $Re = 1000$

รูปที่ 5.7, 5.8 และ 5.9 แสดงเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับกรณี $B_R = 0.1$, 0.2 และ 0.3 สำหรับแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน ตามลำดับที่ $Re = 600$

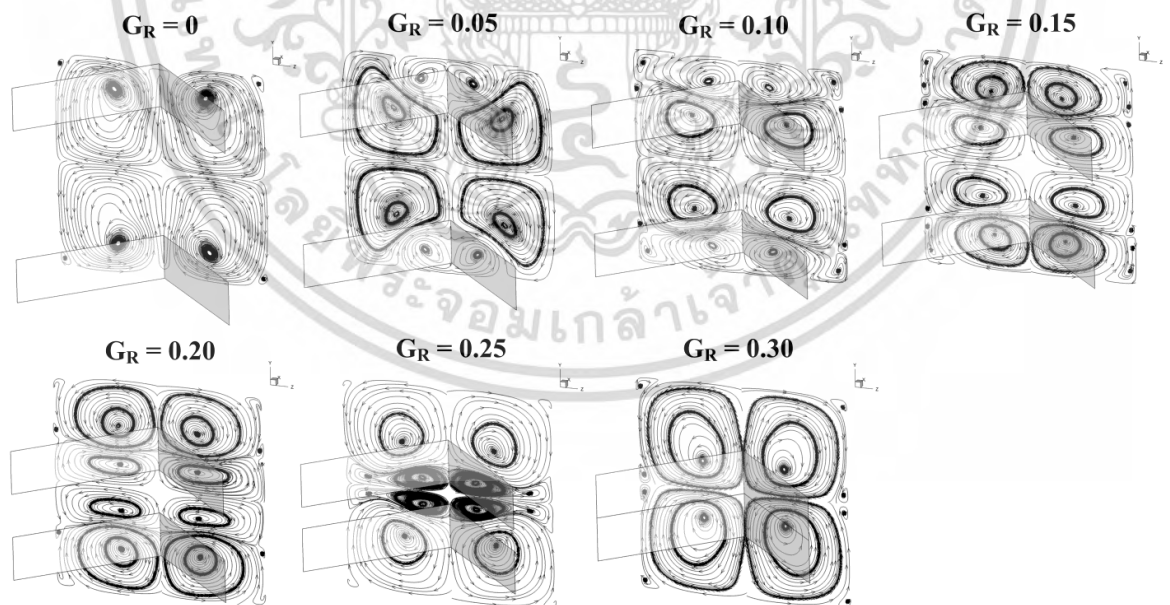
ที่ $B_R = 0.1$ พบว่าเกิดการไหลหมุนวนซึ่งมีแกนการหมุนวนหลัก 4 แกนที่ค่า $G_R = 0$ (ไม่มีระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นและผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน) พฤติกรรมการไหลมีความสมมาตรทั้งด้านซ้ายและด้านขวาเนื่องจากรูปร่างของแผ่นกั้นที่มีความสมมาตร แผ่นกั้นตัววีในกรณีที่มีการติดตั้งบนผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถสร้างการไหลหมุนวนแบบสวนทางกันด้วยทิศทางแบบ common-flow-up (เรียกว่า “การหมุนวนหลัก”) เมื่อพิจารณาที่คู่การหมุนวนคู่ล่าง ส่วนการหมุนวนย่อย ๆ (เรียกว่า “การหมุนวนรอง”) จะพบที่บริเวณส่วนบนและส่วนล่างของระนาบใกล้เคียงกับบริเวณของปลายตัววีเมื่อ $G_R = 0.05$ การหมุนวนรองเป็นการหมุนวนแบบสวนทางกันด้วยทิศทางแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

common-flow-down เมื่อพิจารณาที่คู่การไหลด้านล่าง จากโครงสร้างการไหลนี้แสดงให้เห็นว่า ช่องว่างระหว่างแผ่นกั้นตัววีและพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนเป็นส่วนที่ทำให้เกิดการหมุนวนรอง การหมุนวนรองนี้จะมีลักษณะใหญ่ขึ้นเรื่อย ๆ เมื่อค่า G_R มีค่าเพิ่มมากขึ้น ที่ค่า $G_R = 0.4$ (คล้ายกับการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่บริเวณกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน) ไม่พบแกนการหมุนวนรอง พฤติกรรม การถ่ายเทความร้อนที่คล้ายกันจะพบในทุก ๆ ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลเมื่อมีการเปลี่ยนแปลง อัตราส่วนระยะห่าง โครงสร้างการไหลของท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีและคำอธิบายแสดงดัง รูปที่ 5.10

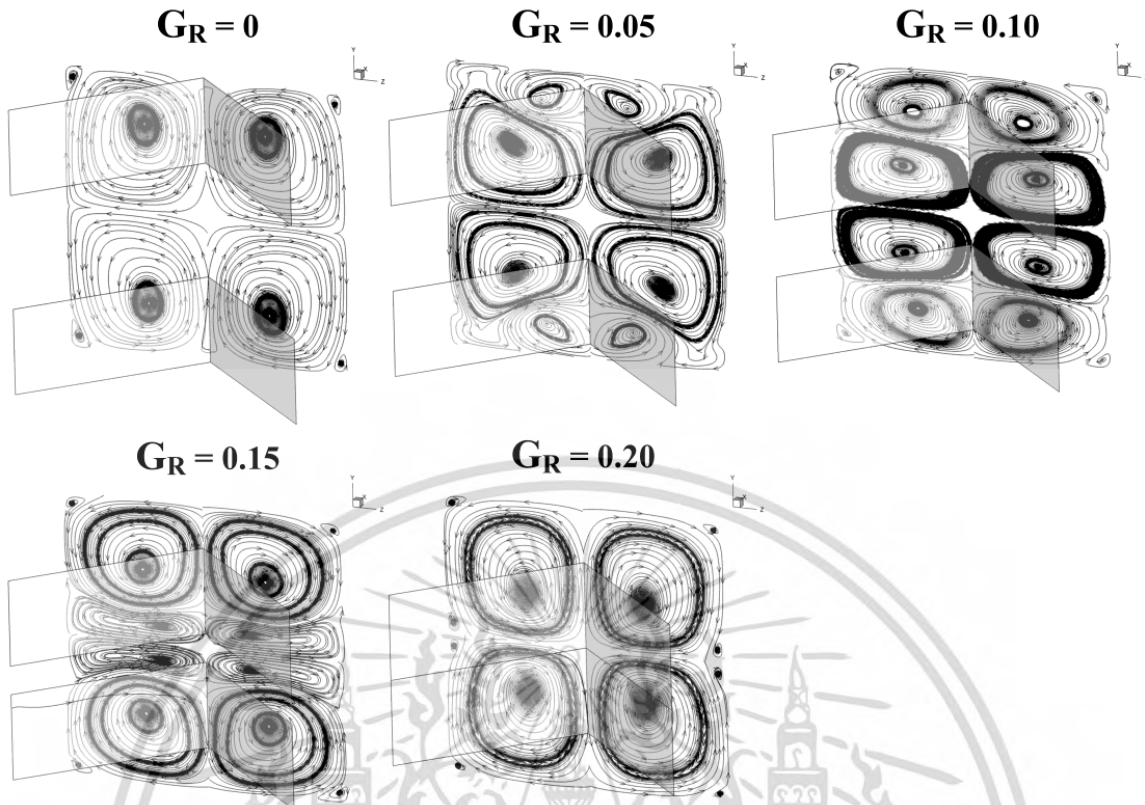


รูปที่ 5.7 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.10$ และ $Re = 600$

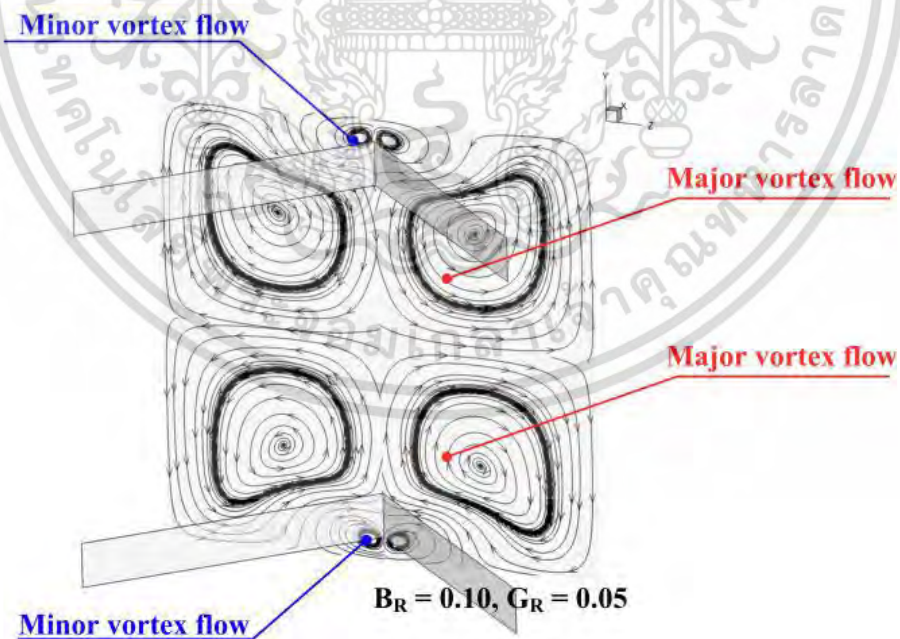


รูปที่ 5.8 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.20$ และ $Re = 600$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

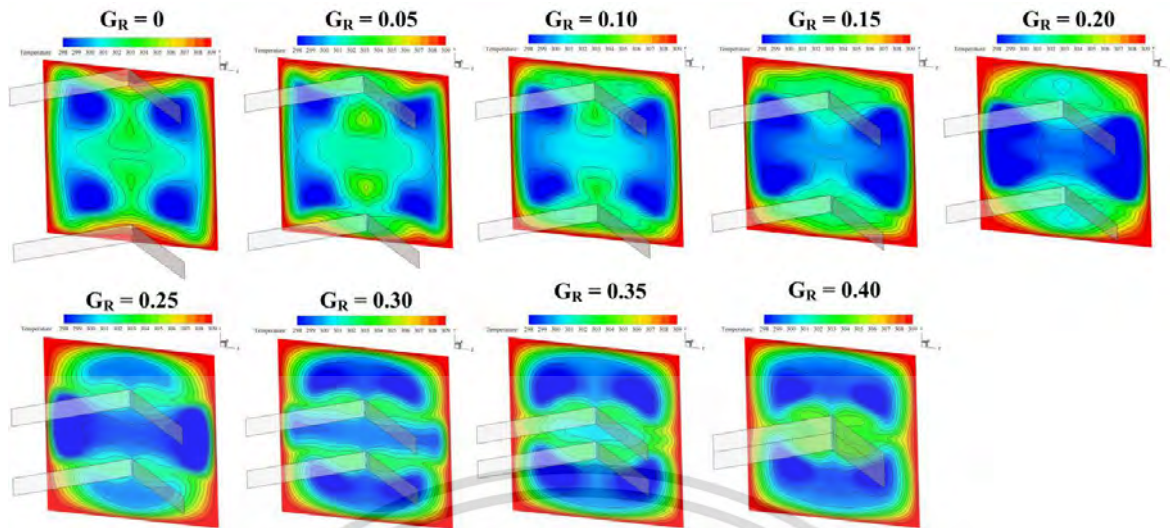


รูปที่ 5.9 เส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.30$ และ $Re = 600$

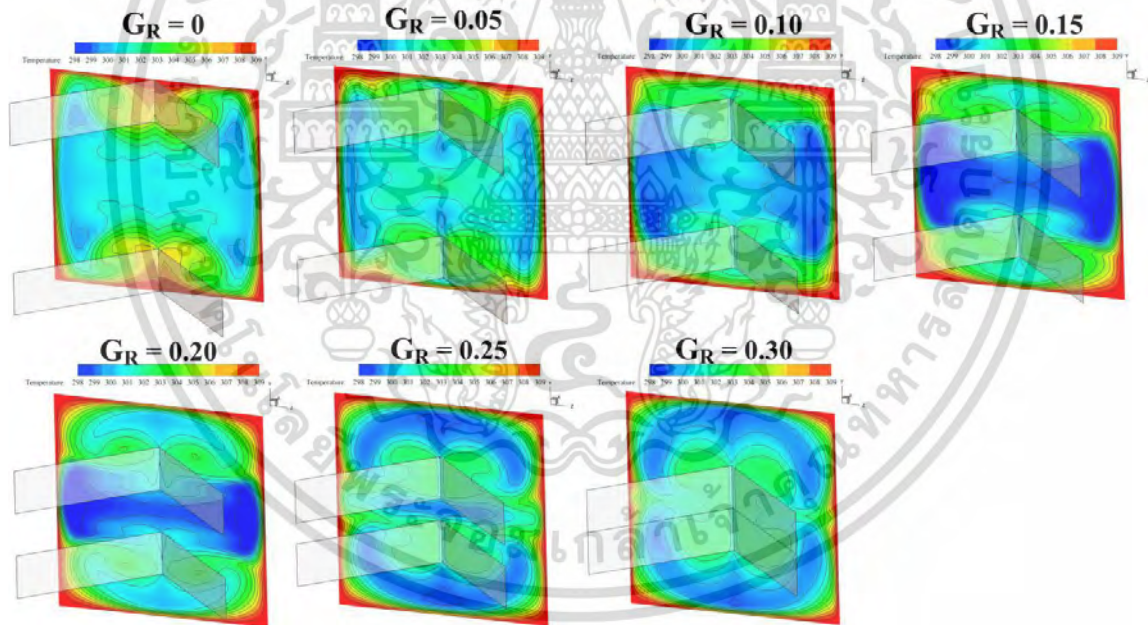


รูปที่ 5.10 รายละเอียดแสดงโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัวที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $Br = 0.10$ และ $Re = 600$

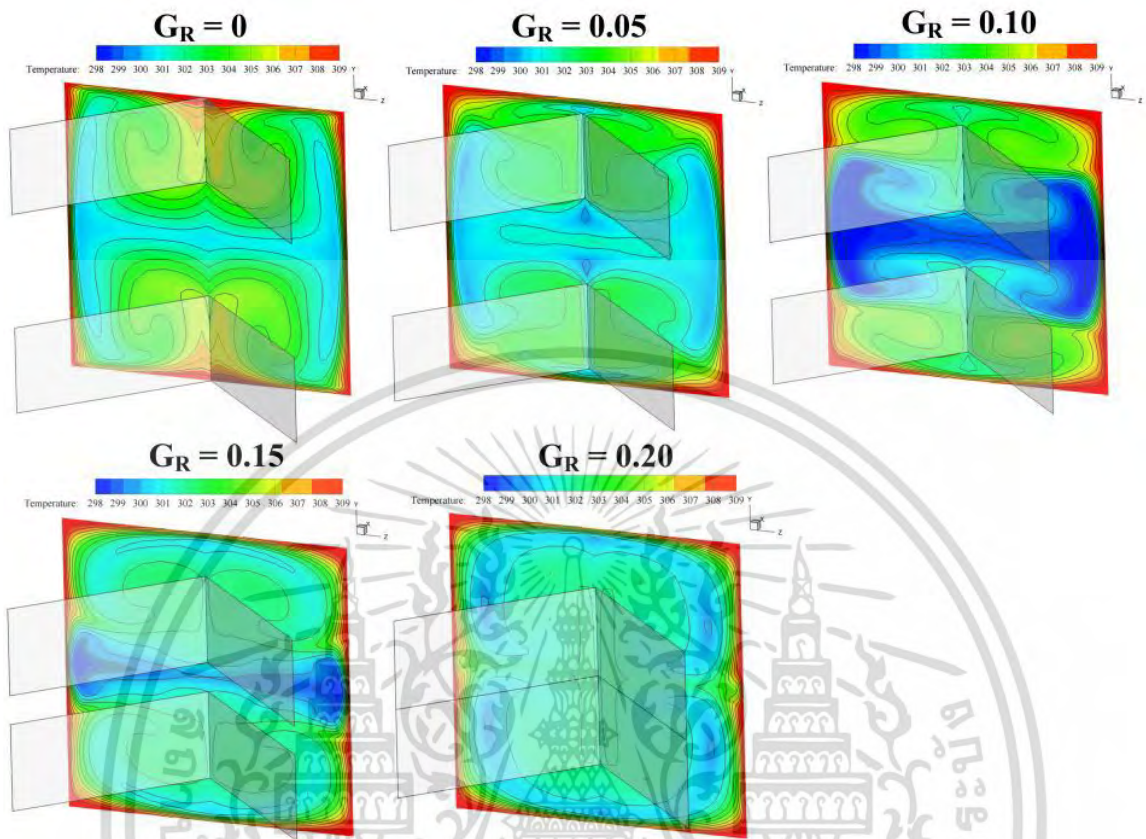


รูปที่ 5.12 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัวที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $Br = 0.20$ และ $Re = 600$

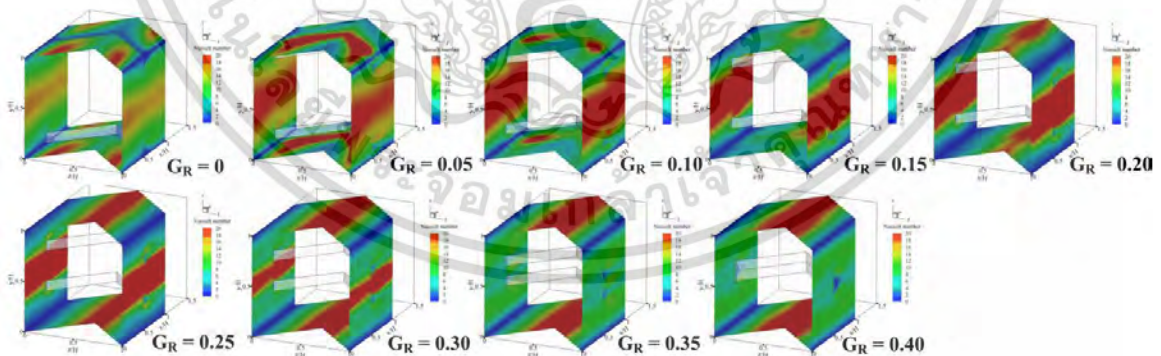
รูปที่ 5.11, 5.12, 5.13 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลที่กรณี $Br = 0.1, 0.2$ และ 0.3 สำหรับแผ่นกั้นตัวที่ติดตั้งในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ตามลำดับที่ค่า $Re = 600$ แผ่นกั้นตัวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเสมือนเป็นเครื่องมือในการบวกลบชั้นขีดผิวความร้อน การบวกลบของชั้นขีดผิวความร้อนเป็นปัจจัยหลักหรือเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้อัตราการไหลและการถ่ายเท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น การรบกวนของชั้นขีดผิวความร้อนสามารถสังเกตได้จากคอนทัวร์ของไหลร้อนที่บริเวณใกล้กับผนังแลกเปลี่ยนความร้อน

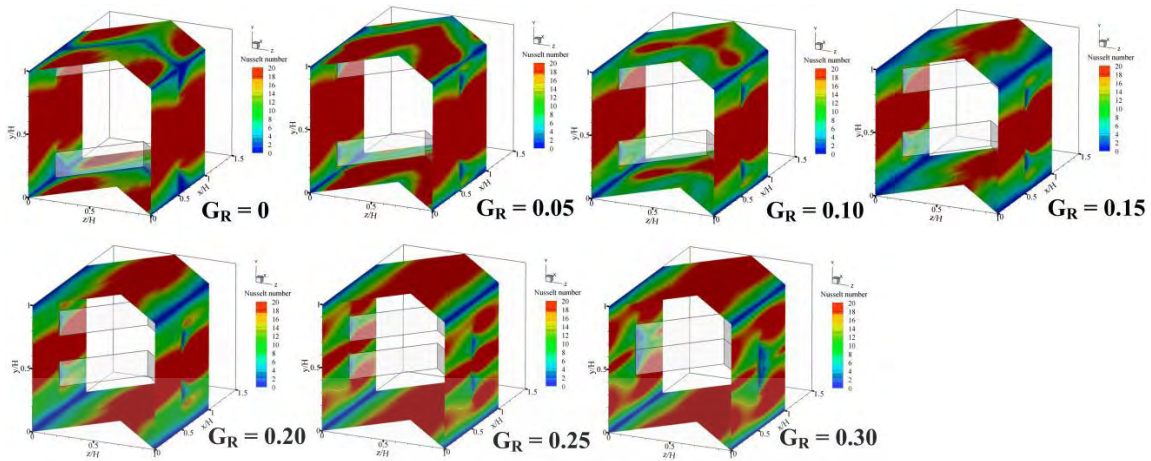


รูปที่ 5.13 การกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัวที่ค่า Gr ต่าง ๆ สำหรับ $Br = 0.30$ และ $Re = 600$

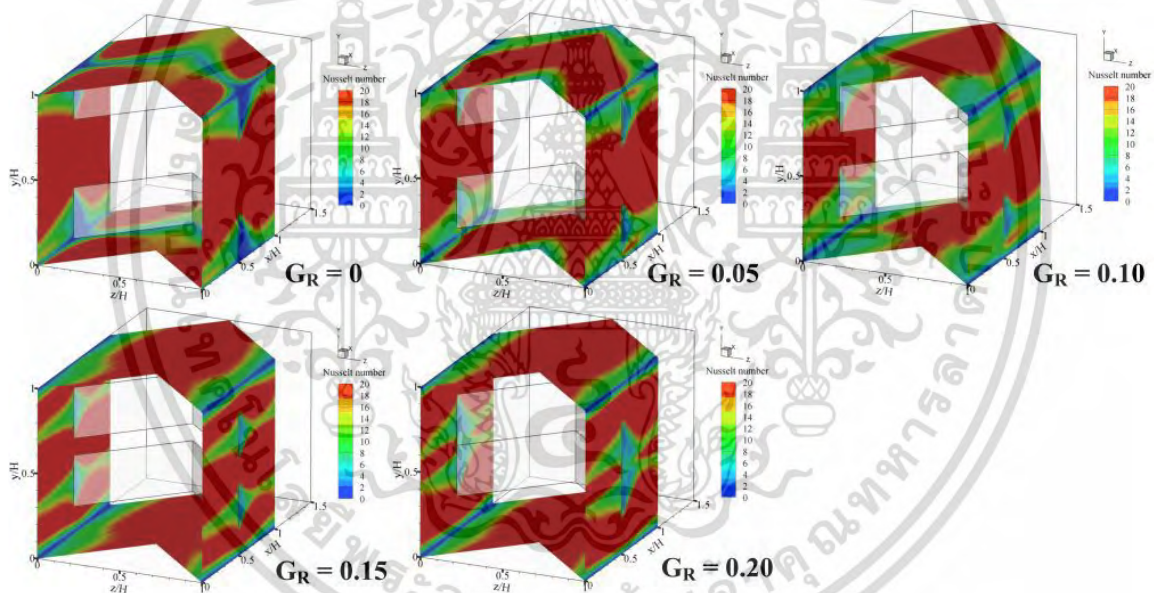


รูปที่ 5.14 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัวที่ค่า Gr ต่าง ๆ สำหรับ $Br = 0.10$ และ $Re = 600$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.20$ และ $Re = 600$

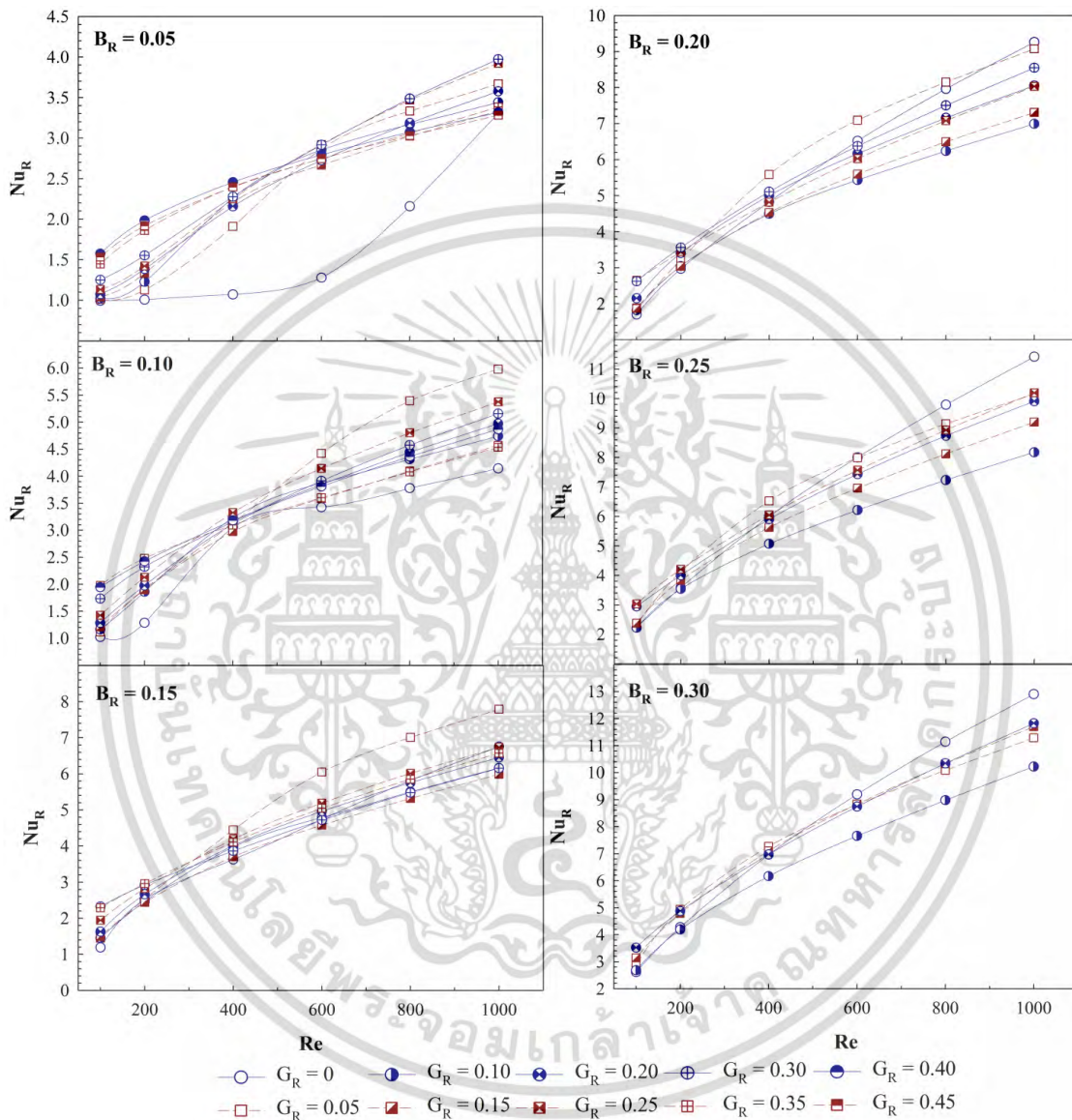


รูปที่ 5.16 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผิวท่อของท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่า G_R ต่าง ๆ สำหรับ $B_R = 0.30$ และ $Re = 600$

ที่ $B_R = 0.10$ ความหนาของชั้นสีแดงที่ค่า $G_R = 0 - 0.10$ มีลักษณะคล้ายกัน ชั้นของความร้อนมีลักษณะเพิ่มมากขึ้นในช่วง $0.15 \geq G_R \geq 0.30$ โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่มุมทั้ง 4 ด้านของท่อ แลกเปลี่ยนความร้อน ชั้นคอนทักต์สีแดงมีลักษณะบางลงเมื่อค่า $G_R > 0.3$ ชั้นขีดผิวสีแดงมีความหนามากที่สุดที่ $G_R = 0.15$ และ 0.10 สำหรับที่ $B_R = 0.2$ และ 0.3 ตามลำดับ หรือสามารถสรุปได้ว่า การเพิ่มขึ้นของของสูงของแผ่นกั้นสามารถช่วยให้ความรุนแรงของการไหลหมุนวนในท่อมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อพิจารณาจากพฤติกรรมของการผสมของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

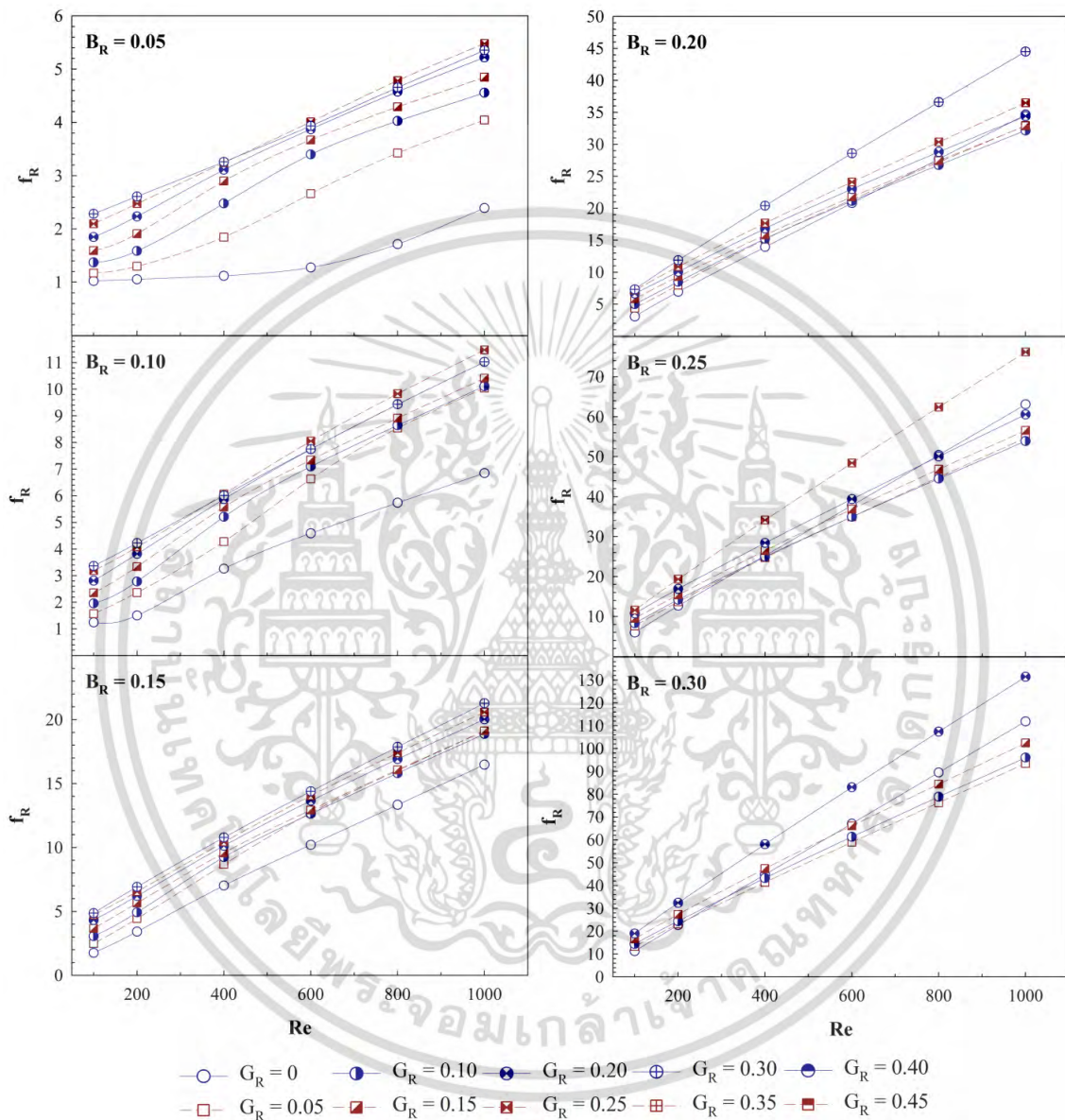
การกระจายตัวของเลขนัสเซลที่ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ค่าอัตราส่วนระยะห่างต่าง ๆ แสดงดังรูปที่ 5.14, 5.15 และ 5.16 สำหรับ $B_R = 0.10, 0.20$ และ 0.30 ตามลำดับที่ค่า $Re = 600$ โดยทั่วไปเมื่อค่าอัตราส่วนระยะห่างมีค่าแตกต่างกันจะส่งผลต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกันด้วย ระยะห่างระหว่างแผ่นกันและด้านบน-ล่างของผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนมีอิทธิพลต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu_R และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ

สำหรับ $B_R = 0.10$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุด (พื้นที่ที่แสดงด้วยคอนทัวร์สีแดง) จะพบที่ทุกด้านของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับที่ $G_R = 0$ พื้นที่สีแดงที่ผนังทุกด้านของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีพื้นที่เพิ่มมากขึ้นเมื่อ $G_R = 0.05$ พื้นที่สีแดงที่ผนังด้านข้างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น สำหรับ $G_R = 0.10$ และ 0.15 แต่มีแนวโน้มลดลงที่ผนังด้านบน-ล่างของผิวท่อ ในช่วง $0.20 \leq G_R \leq 0.30$ คอนทัวร์สีแดงของผนังด้านบน-ล่างมีพื้นที่เพิ่มมากขึ้นแต่มีลักษณะลดลงสำหรับผนังด้านซ้าย-ขวา ไม่พบพื้นผิวสีแดงของการกระจายตัวของเลขนัสเซลในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี $G_R = 0.35$ และ 0.40 ที่ผนังด้านซ้าย-ขวา แต่พบที่พื้นผิวด้านบน-ล่างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนที่มีการเปลี่ยนแปลงจะมีลักษณะที่คล้ายกันเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนการขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววี นอกจากนี้ยังพบว่าเมื่อมีการเพิ่มอัตราการขวางการไหลของแผ่นกั้นตัววีส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นด้วย

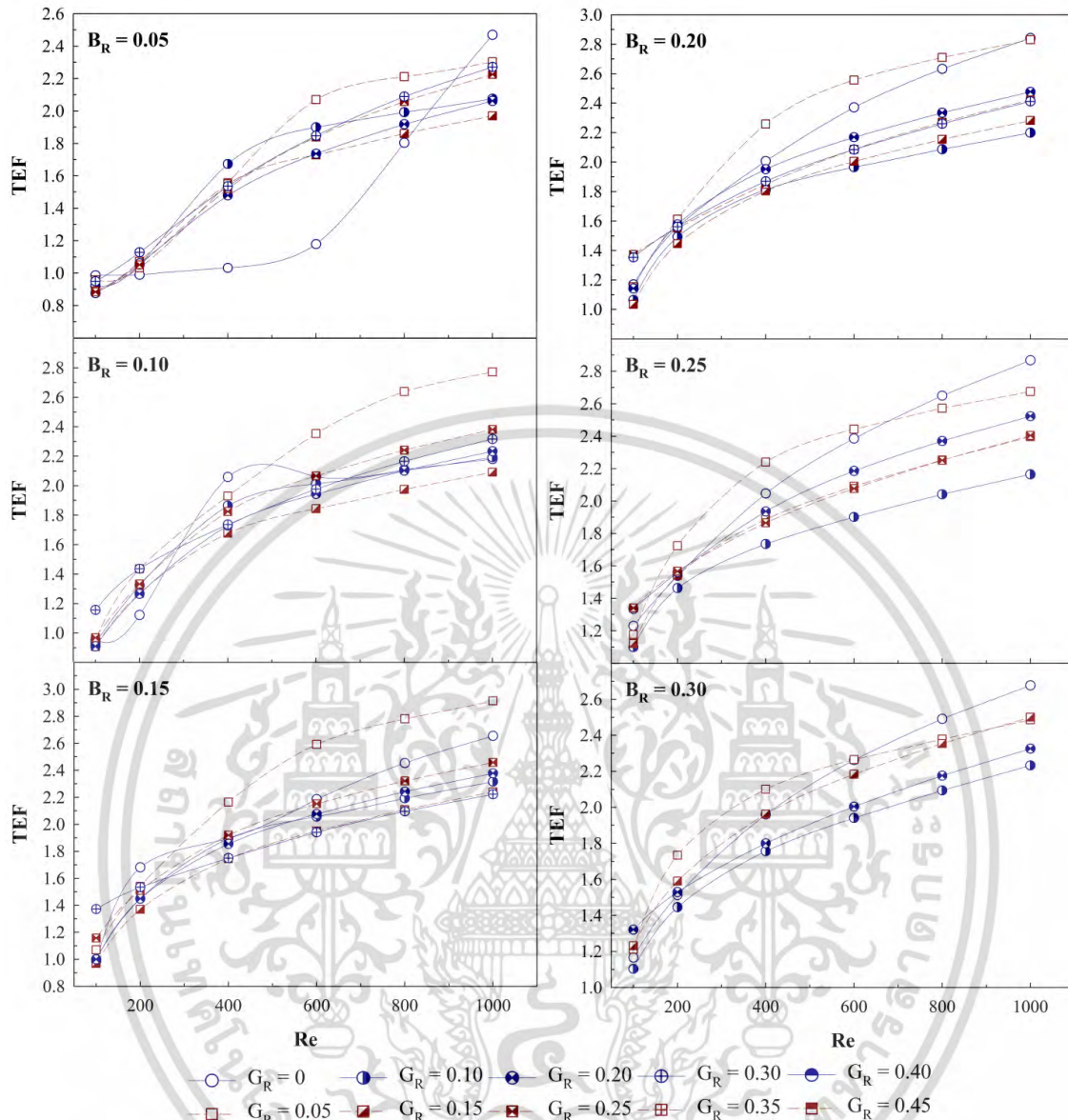


รูปที่ 5.18 ความสัมพันธ์ระหว่าง f_R และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ

5.4 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

ในส่วนนี้จะทำการนำเสนอความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 (Nu_R), f/f_0 (f_R) และ TEF กับค่า Re ที่ค่า B_R และ G_R ต่าง ๆ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 5.17, 5.18 และ 5.19 ตามลำดับ ส่วนความสัมพันธ์ระหว่าง Nu_R , f_R และ TEF แสดงดังรูปที่ 5.20, 5.21, 5.22, 5.23, 5.24 และ 5.25 สำหรับค่า $B_R = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ และ 0.30 ตามลำดับ

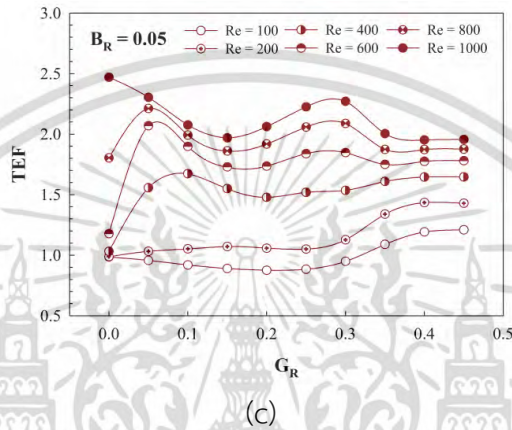
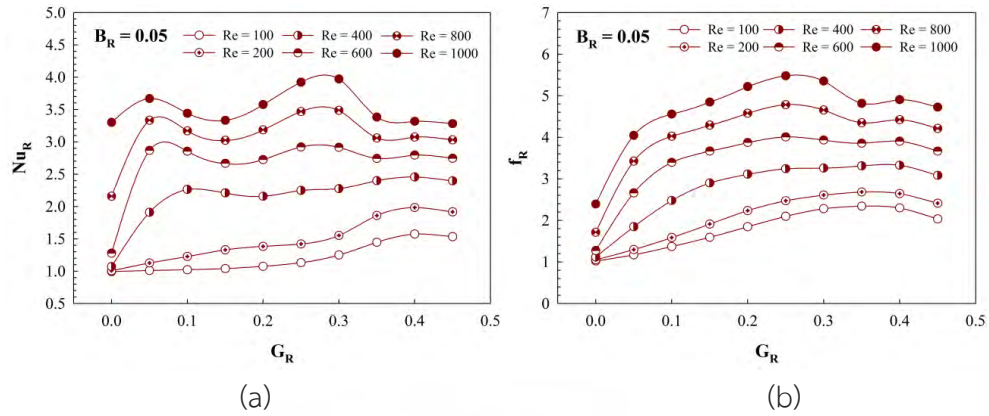
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



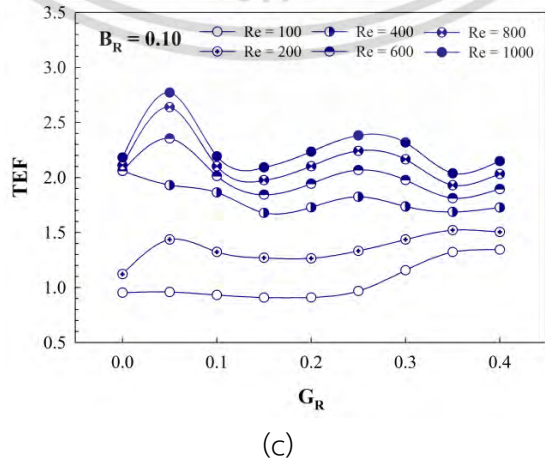
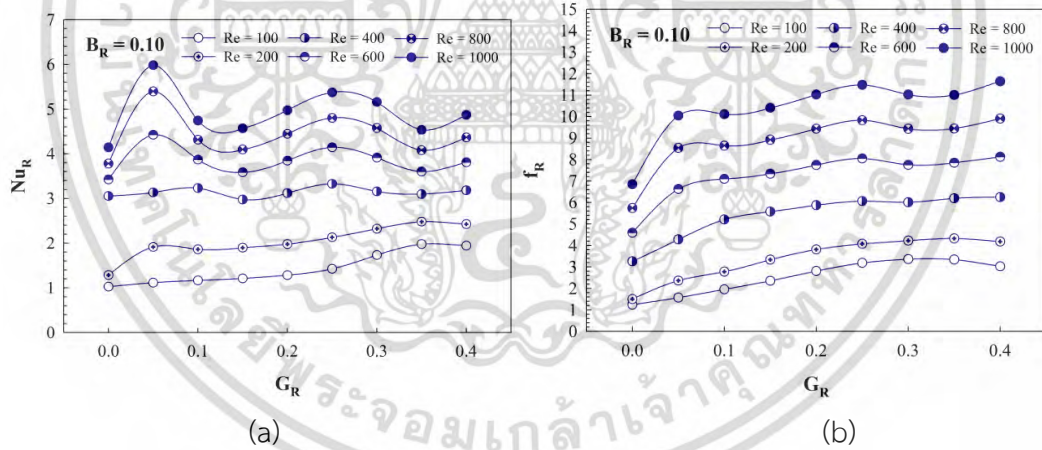
รูปที่ 5.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง TEF และ Re ที่ B_R และ G_R ต่าง ๆ

ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความรุนแรงของกระแสการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น จากรูปพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อมีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ

เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1000$, $B_R = 0.05$ ค่าเลขนัสเซลที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 3.97 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ค่า $G_R = 0.30$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนนี้มากที่สุดนี้เนื่องมาจากความรุนแรงของกระแสการไหลที่มากที่สุด ส่วนค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้อยที่สุดพบที่ $G_R = 0.45$ (การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่กึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน) เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1000$ ในช่วงที่ทำการศึกษาค่า Nu_R มีค่าอยู่ในช่วง 0.99 – 3.97 ที่ $BR = 0.05$



รูปที่ 5.20 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.05$



รูปที่ 5.21 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.10$

เอกสารนี้เป็นเอกสารต้นฉบับที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาวิจัยเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต

เมื่อพิจารณาที่ $B_R = 0.10$, $Re = 1000$ ค่า Nu_R ที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 5.98 ที่ $G_R = 0.05$ ส่วนที่ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้อยที่สุดพบที่ค่า $G_R = 0$ ในช่วงที่ทำการศึกษาพบว่า ค่า Nu_R มีค่าเท่ากับ 1.02 – 5.98

เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1000$ และ $B_R = 0.15$ การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะช่วยให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น 1.19- 7.79 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ค่ามากที่สุดและน้อยที่สุดของอัตราการถ่ายเทความร้อนพบที่ $G_R = 0.05$ และ 0.15 ตามลำดับ ในช่วงที่ทำการศึกษาพบว่า แผ่นกั้นตัววีที่มีค่า $B_R = 0.15$ จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 1.19 – 7.79 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

ที่ $B_R = 0.20$ แผ่นกั้นตัววีจะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 1.70 – 9.26 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดและต่ำที่สุดพบที่ค่า $G_R = 0$ และ $G_R = 0.10$ ตามลำดับ ในช่วงที่ทำการศึกษาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ เท่ากับ 1.70 – 9.26

พิจารณาที่ $B_R = 0.25$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 2.23 – 11.42 โดยค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดพบที่ค่า $G_R = 0$ ส่วนค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้อยที่สุดพบที่ค่า $G_R = 0.10$ เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1000$

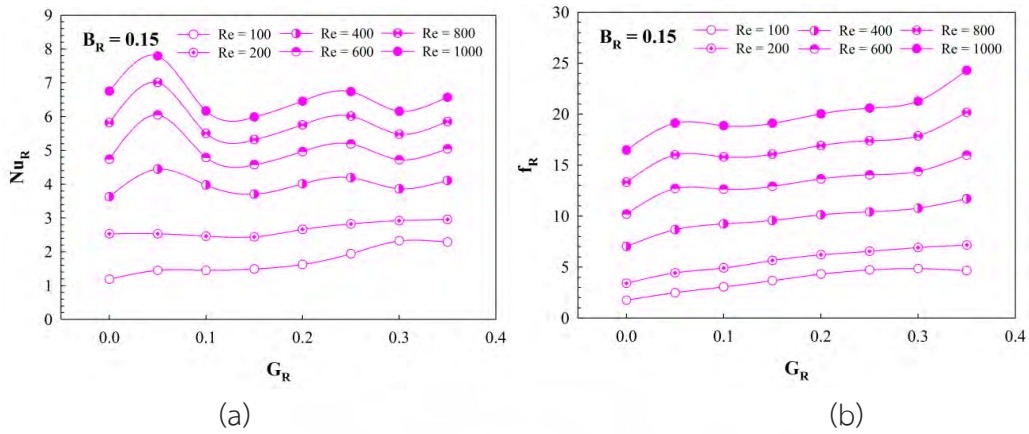
ที่ค่า $B_R = 0.30$ ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีจะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 2.61 – 12.90 โดยที่ $G_R = 0$ จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ส่วนที่ $G_R = 0.10$ จะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด

การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไม่เพียงแต่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น ยังส่งผลต่อค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มมากขึ้นอีกด้วย พบว่าเมื่อมีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีจะส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบในทุก ๆ กรณีศึกษา ส่วนค่าอัตราส่วนระยะห่างยังส่งผลต่อการเพิ่มขึ้นและการลดลงของความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอีกด้วย

ที่ค่า $B_R = 0.05$ การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่า f_R เท่ากับ 1.02 – 5.48 ขึ้นอยู่กับค่า G_R และ Re ค่า f_R ที่มากที่สุดพบที่ $G_R = 0$ ส่วนค่า f_R ที่น้อยที่สุดพบที่ $G_R = 0.40$ เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1000$

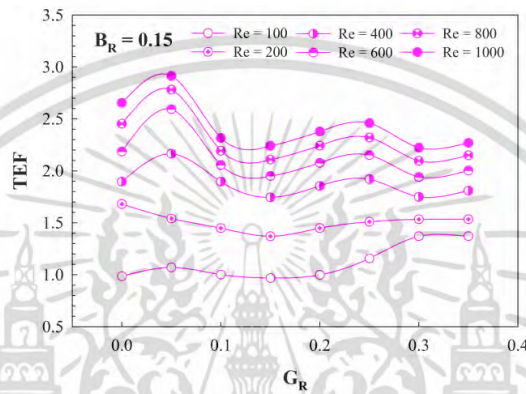
พิจารณาที่ $B_R = 0.10$ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดพบที่ $G_R = 0.40$ โดยมีค่าเท่ากับ 11.64 ส่วนที่ $G_R = 0$ จะให้ค่า f_R น้อยที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 6.85 ในช่วงที่ทำการศึกษาพบว่า แผ่นกั้นตัววีที่มีค่า $B_R = 0.10$ จะให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่าอยู่ในช่วง 1.24 – 11.64

ที่ค่า $B_R = 0.15$ การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีจะให้ค่า f_R มีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 1.76 – 24.30 โดยค่า f_R ที่มากที่สุดและน้อยที่สุดพบที่ $G_R = 0.35$ และ 0 ตามลำดับ

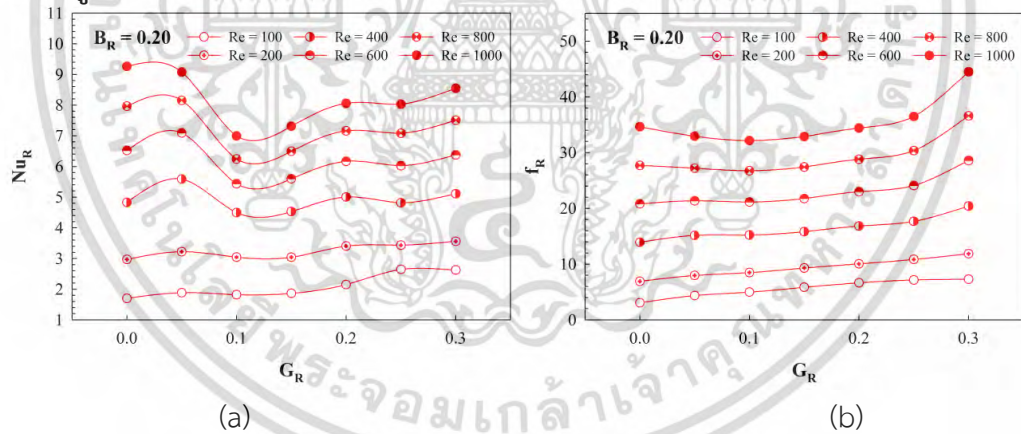


(a)

(b)

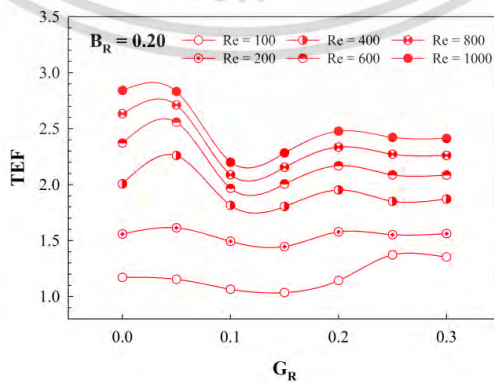


(c)

รูปที่ 5.22 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.15$ 

(a)

(b)



(c)

รูปที่ 5.23 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.20$

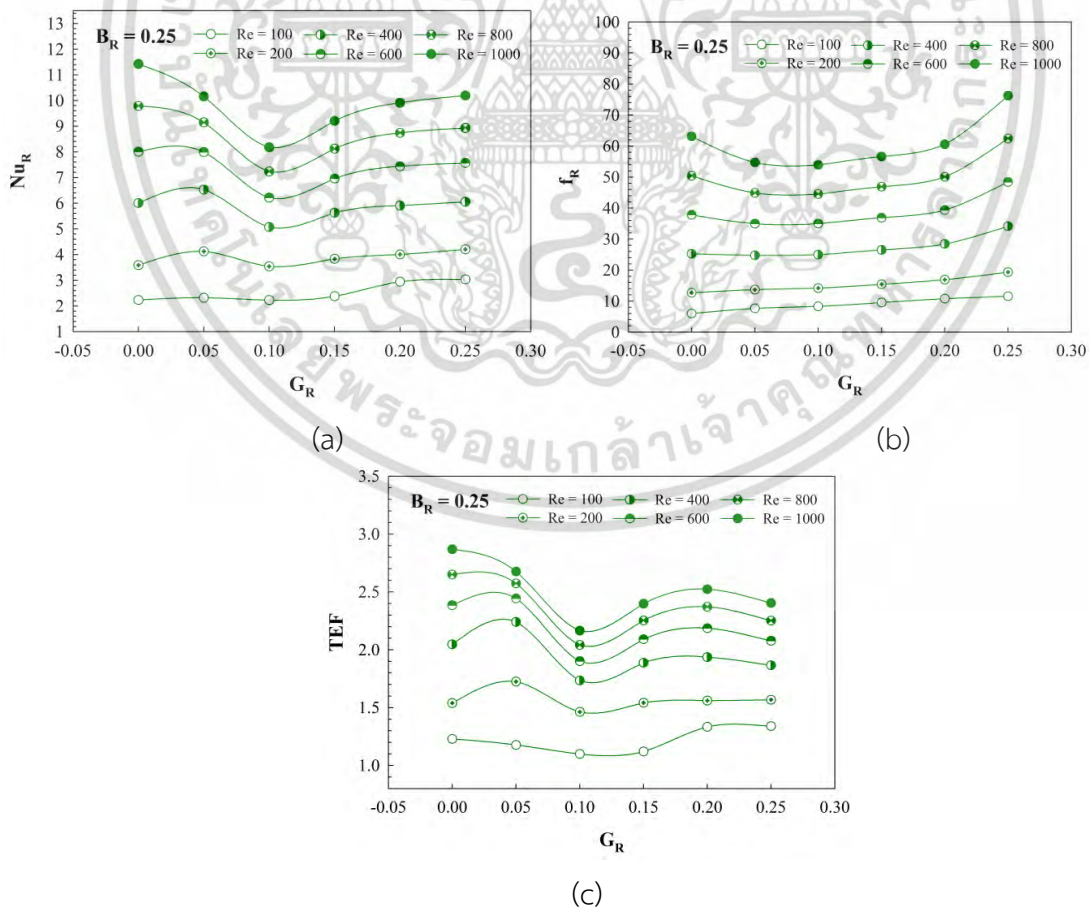
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับค่า $B_R = 0.20$ พบว่าอัตราส่วนระยะห่างเท่ากับ 5 – 15% สามารถช่วยลดค่าความดันตกคร่อมในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีได้เมื่อเทียบกับการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อน การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่กึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ($G_R = 0.30$) จะให้ค่าความดันตกคร่อมมีค่ามากที่สุด อยู่ในช่วงระหว่าง 7.29 – 44.50 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ในช่วงที่ทำการศึกษาคพบว่าค่า f_R มีค่าเท่ากับ 3.07 – 36.48

ที่ค่า $B_R = 0.25$ ค่าอัตราส่วนระยะห่างที่ 5 – 20% สามารถช่วยลดค่าความดันตกคร่อมในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้เมื่อเปรียบเทียบกับที่ค่า $G_R = 0$ ค่าความดันตกคร่อมที่มากที่สุดพบที่ $G_R = 0.25$ โดยมีค่าเท่ากับ 11.55 – 76.20 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ ในช่วงกรณีศึกษาที่ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลนี้ค่า f_R จะมีค่าเท่ากับ 5.98 – 63.09

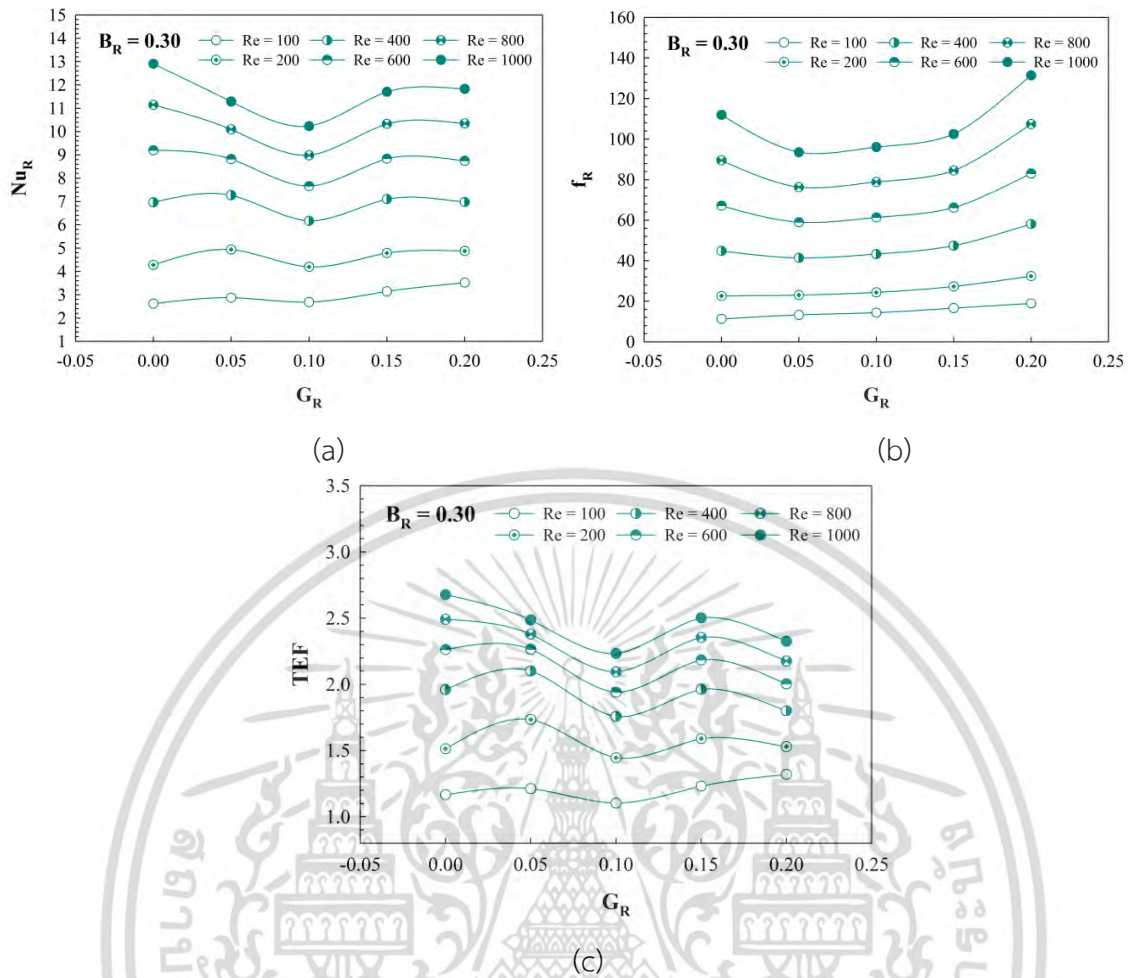
พิจารณาที่ $B_R = 0.30$, $Re = 1000$ ค่าตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 131.39 โดยพบที่ $G_R = 0.20$ ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทานที่น้อยที่สุดมีค่าเท่ากับ 93.47 โดยพบที่ $G_R = 0.05$ ในช่วงที่ทำการศึกษสำหรับอัตราส่วนการขวางการไหลนี้ พบว่าค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่าเท่ากับ 11.27 – 131.39

ค่าอัตราส่วนระยะห่างที่ให้ค่า TEF ที่มากที่สุดคือ $G_R = 0, 0.05, 0, 0.05, 0, 0$ สำหรับค่า $B_R = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ และ 0.30 ตามลำดับ โดยมีค่าเท่ากับ 2.47, 2.77, 2.65, 2.83, 2.87, 2.68 ตามลำดับ



รูปที่ 5.24 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.25$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ให้บุคคลภายนอก
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.25 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R และ (c) TEF vs G_R สำหรับ $B_R = 0.30$

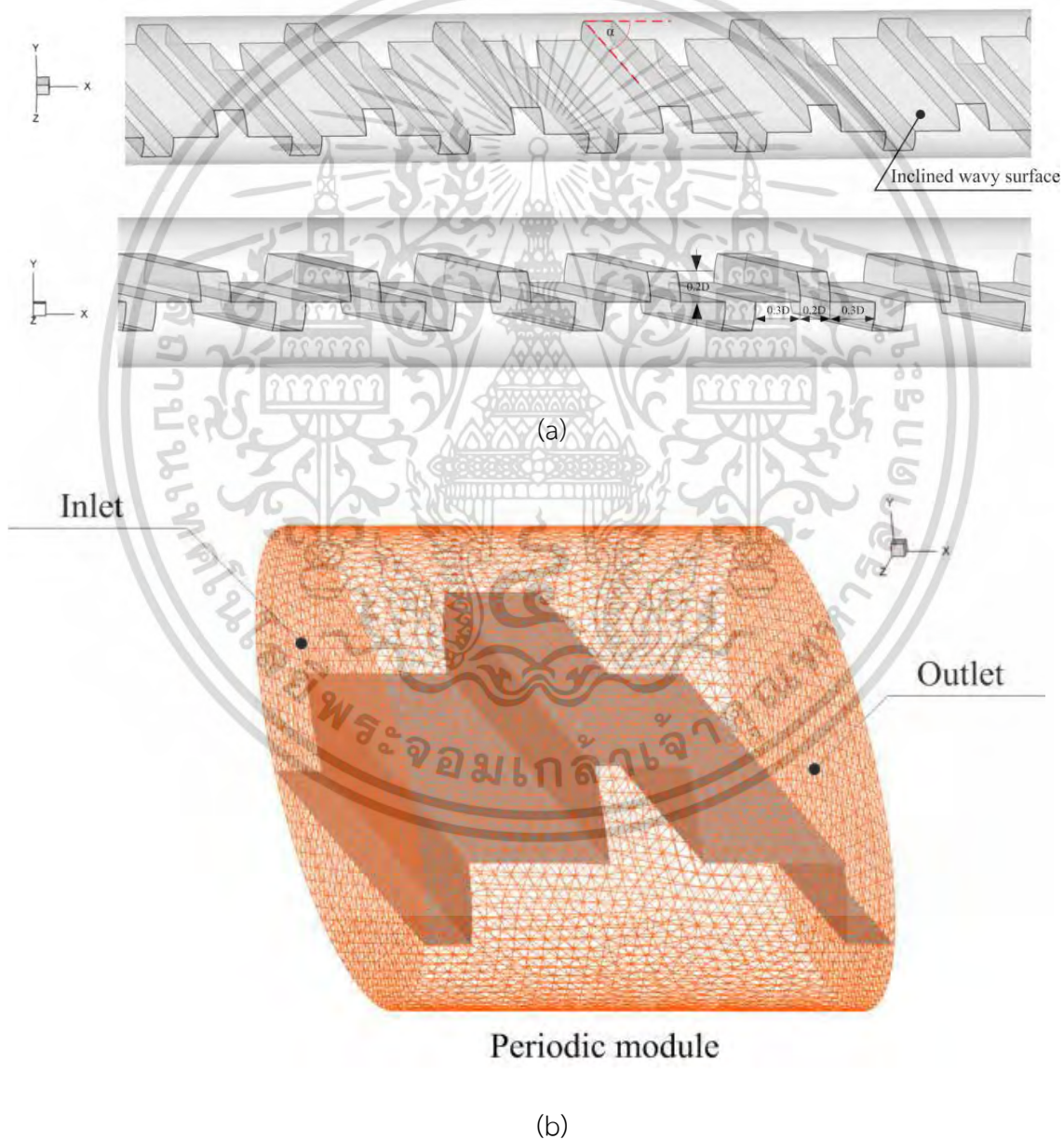
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน

6.1 แบบจำลองเชิงตัวเลขของแผ่นหักวางเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน

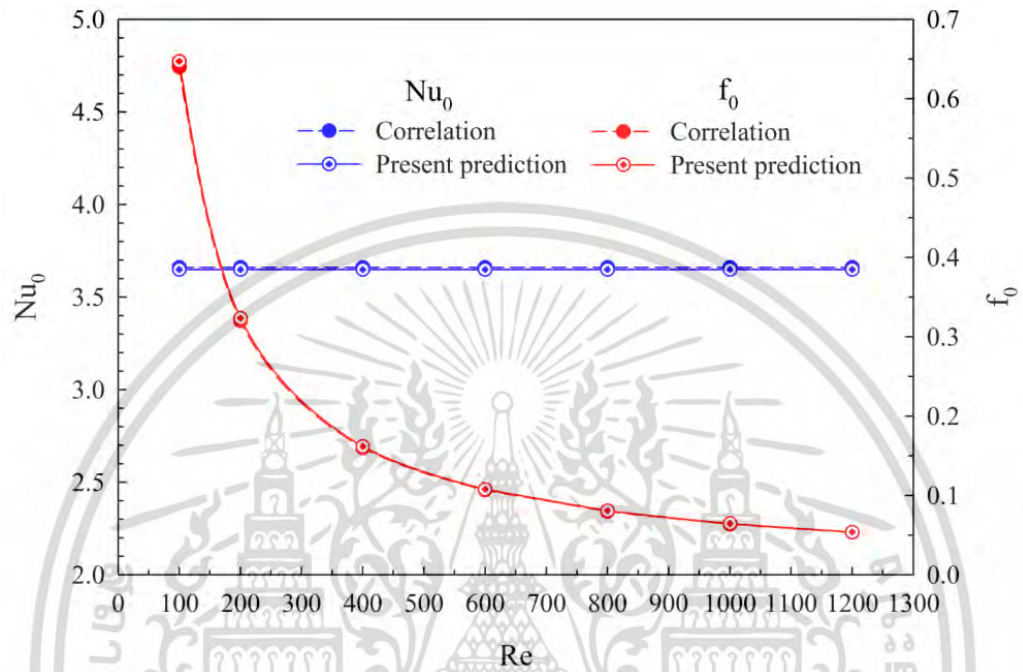
แผ่นหักเอียงถูกติดตั้งในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งแสดงดังรูปที่ 6.1a ส่วนแบบจำลองสำหรับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหักเอียงที่ได้พัฒนาขึ้นแสดงดังรูปที่ 6.1b รูปโปรไฟล์ของแผ่นหักเอียงเป็นสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีขนาดเท่ากับ $0.2D \times 0.2D$ งานวิจัยนี้ได้ทำการทดสอบทั้งช่วงการไหลราบเรียบที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ $100 - 1200$ และช่วงการไหลปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ $3000 - 10,000$



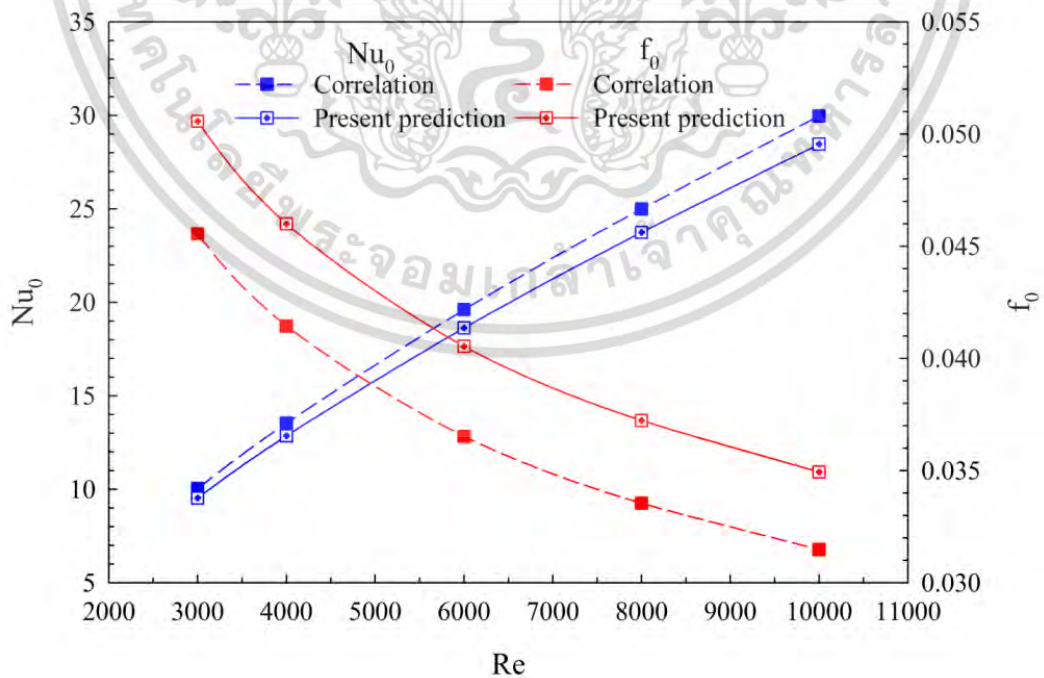
รูปที่ 6.1 (a) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหักวางเอียงและ (b) แบบจำลองเชิงตัวเลข เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่ได้พัฒนาขึ้นนี้เป็นส่วนที่สำคัญที่จะช่วยให้สามารถมั่นใจได้ว่าผลที่ได้จากแบบจำลองมีความน่าเชื่อถือและถูกต้องแม่นยำ การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ประกอบด้วย การทดสอบจำนวนกริตอิสระ (จำนวนกริตที่เหมาะสม) และการทดสอบการไหลและการถ่ายเทความร้อนของท่อเปล่าผิวเรียบ

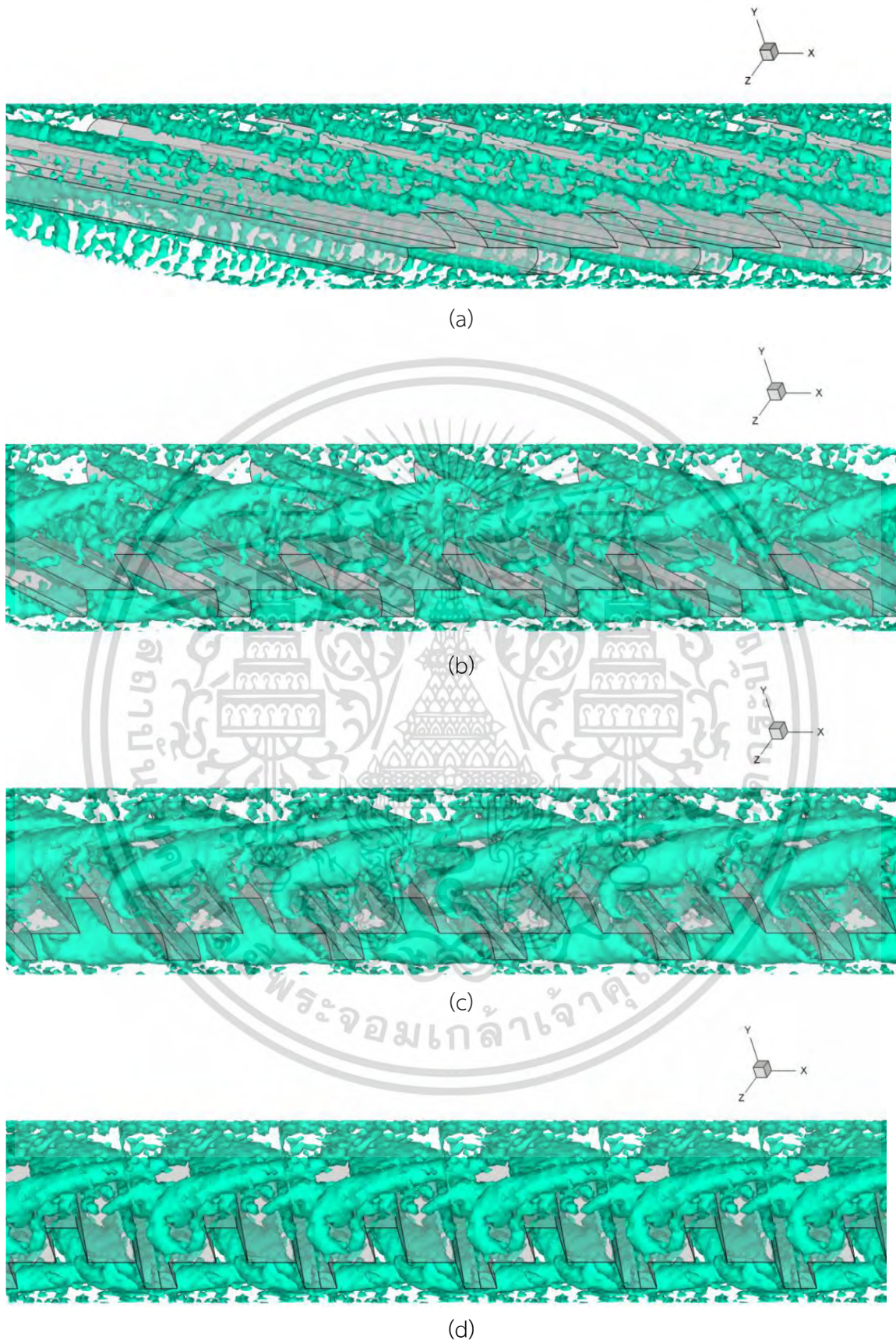


รูปที่ 6.2 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสำหรับท่อเปล่าผิวเรียบในช่วงการไหลราบเรียบ



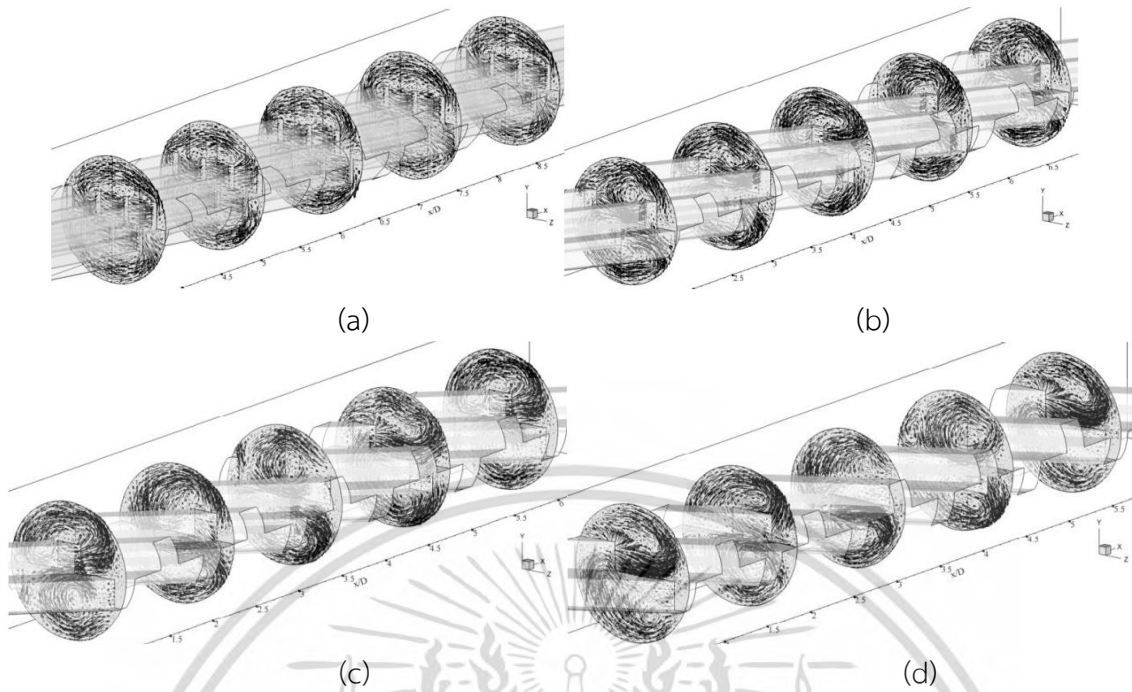
รูปที่ 6.3 การทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองสำหรับท่อเปล่าผิวเรียบในช่วงการไหลปั่นป่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

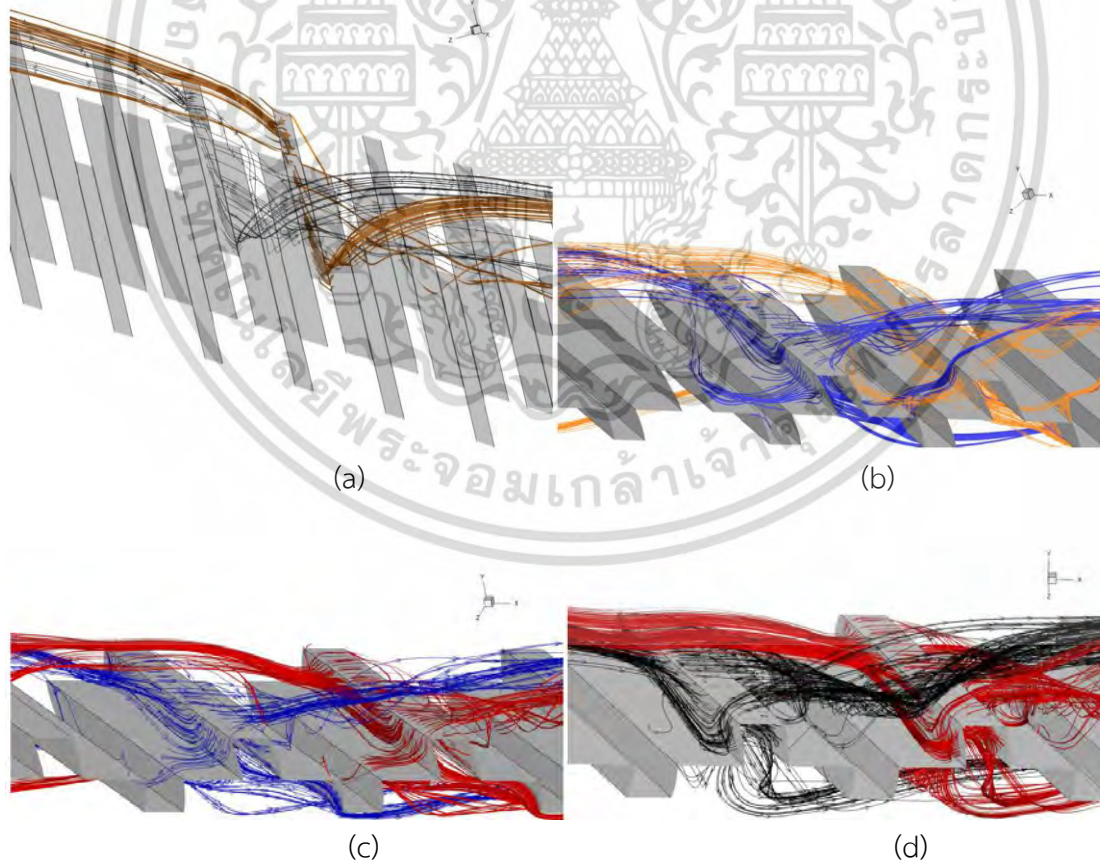


รูปที่ 6.4 λ_2 iso-surface ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

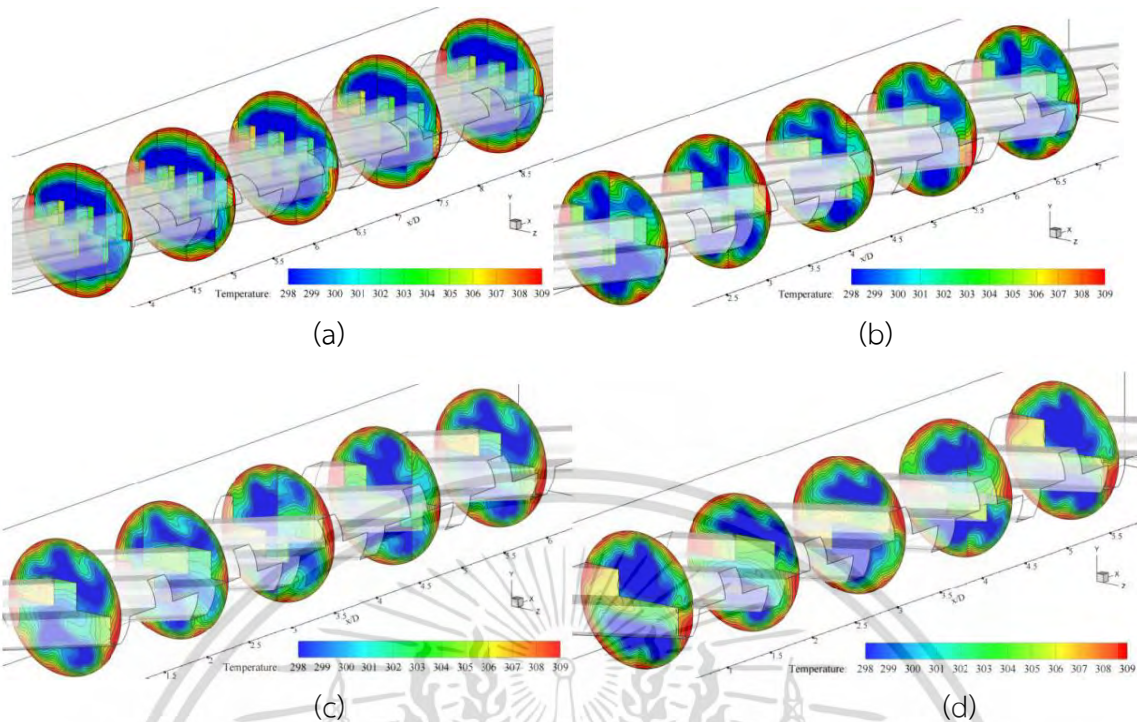


รูปที่ 6.5 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเฉียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$

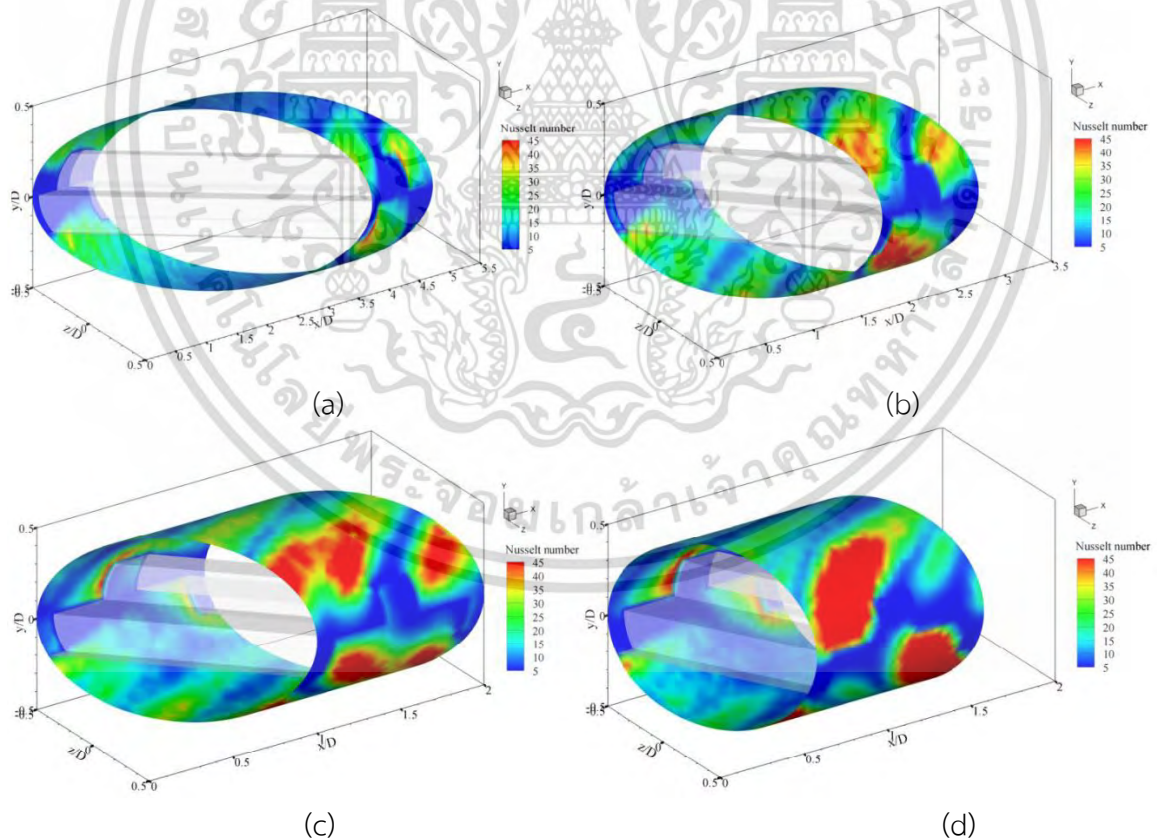


รูปที่ 6.6 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเฉียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.7 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหักงว้างเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$



รูปที่ 6.8 การกระจายตัวของเลขนัสเซลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหักงว้างเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 600$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดสอบจำนวนกริดที่เหมาะสมสามารถทำได้โดยสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขที่มีจำนวนกริดแตกต่างกัน 5 ชุด ประกอบด้วย 80000, 120000, 240000, 320000 และ 480000 สำหรับการศึกษาท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่ $\alpha = 30^\circ$ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 600 และ 6000 สำหรับการไหลราบเรียบและการไหลปั่นป่วน ตามลำดับ จากผลการศึกษาพบว่า จำนวนกริดในช่วง 120000 – 480000 ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเท่ากันสำหรับการไหลราบเรียบและปั่นป่วน ดังนั้น แบบจำลองที่ได้พัฒนาสำหรับงานวิจัยนี้จะมีจำนวนกริดเท่ากับ 120000 ในทุก ๆ กรณีศึกษา

รูปที่ 6.2 และ 6.3 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่าการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากแบบจำลองกับค่าที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ สำหรับการไหลราบเรียบและการไหลปั่นป่วนตามลำดับ จากผลการศึกษาชี้ให้เห็นว่า ค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าความแตกต่างเท่ากับ $\pm 0.03\%$ และ $\pm 0.05\%$ ตามลำดับ สำหรับช่วงการไหลราบเรียบ ส่วนค่าความแตกต่างที่ได้ในช่วงการไหลปั่นป่วนมีค่าเท่ากับ $\pm 5\%$ และ $\pm 11\%$ สำหรับค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานตามลำดับ

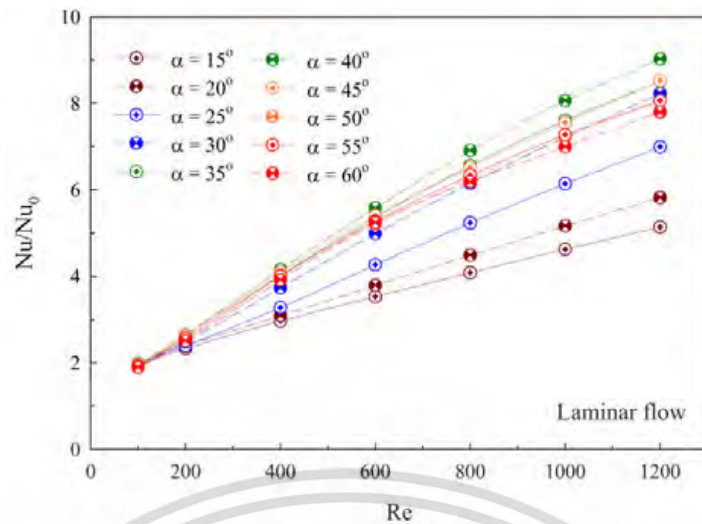
จากผลการศึกษาในส่วนนี้สามารถสรุปได้ว่า แบบจำลองที่ออกแบบแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักเอียงมีความน่าเชื่อถือเพียงพอที่จะใช้ในการทำนายพฤติกรรมของการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนได้ นอกจากนี้แบบจำลองยังสามารถใช้ระยะเวลาที่เหมาะสมในการหาคำตอบอีกด้วย

6.3 ผลการศึกษาในช่วงการไหลราบเรียบ

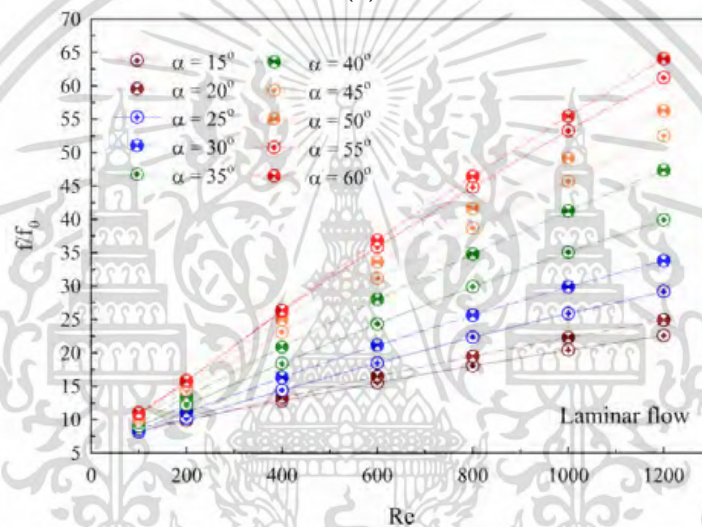
6.3.1 โครงสร้างการไหลและพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อน

โครงสร้างการไหลในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงแสดงในรูปของ iso-surface, เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลและการไหลหมุนวนตามแนวยาว รูปที่ 6.4a, b, c และ d แสดง λ_2 iso-surface สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ $Re = 600$ λ_2 iso-surface เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการวิเคราะห์แกนการไหลหมุนวน จากผลการศึกษาพบว่า ที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ $30^\circ - 60^\circ$ จะก่อให้เกิดการไหลหมุนวนส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ไม่พบแกนการไหลหมุนวนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

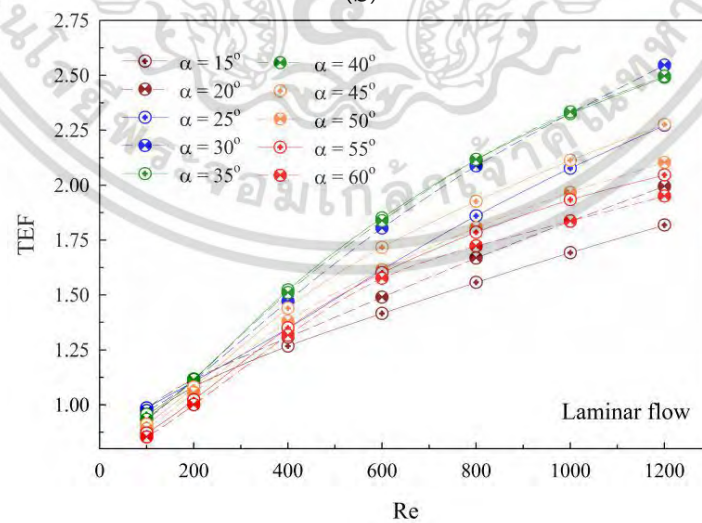
รูปที่ 6.5a, b, c และ d แสดงเวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสที่ระนาบขวางการไหลในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ $Re = 600$ จากรูปพบว่า ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงจะเกิดการไหลหมุนวน 2 ส่วนในทุก ๆ ระนาบขวางการไหล โครงสร้างการไหลในทุก ๆ กรณีศึกษามีลักษณะคล้ายกัน แต่ความรุนแรงของกระแสการไหลจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อมุมปะทะการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° จะให้ค่าความรุนแรงของกระแสการไหลมากที่สุด ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม



(a)



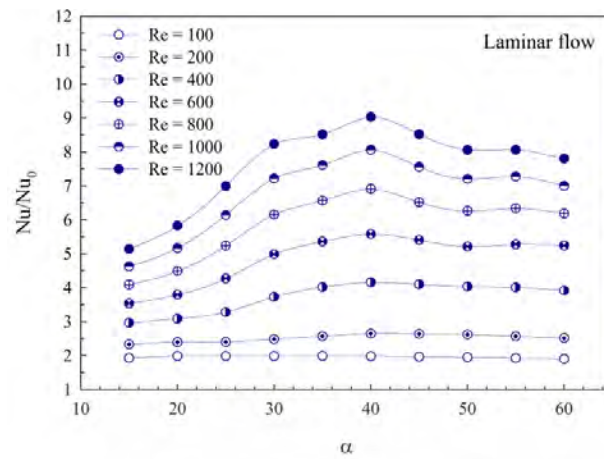
(b)



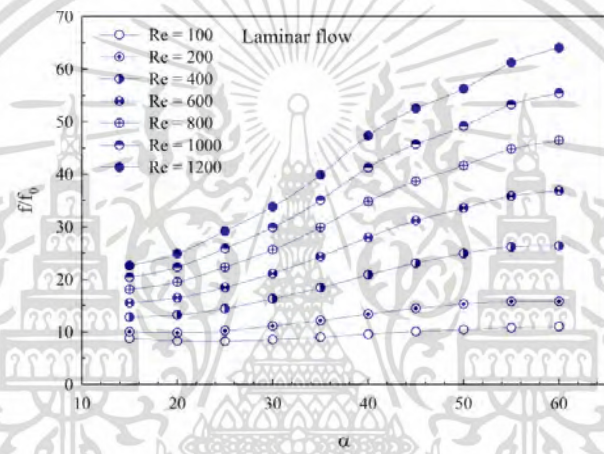
(c)

รูปที่ 6.9 (a) Nu/Nu_0 vs Re , (b) f/f_0 vs Re และ (c) TEF vs Re

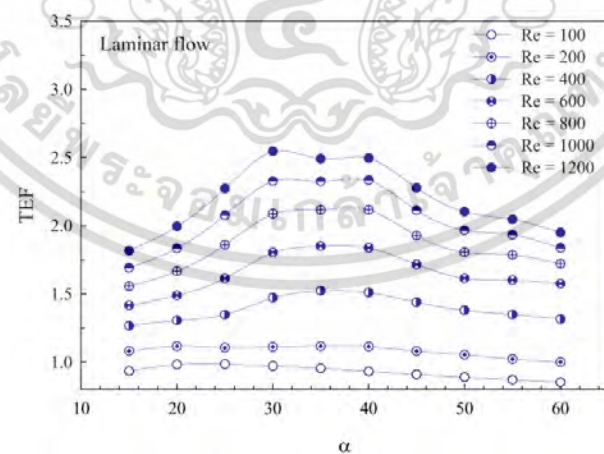
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a)



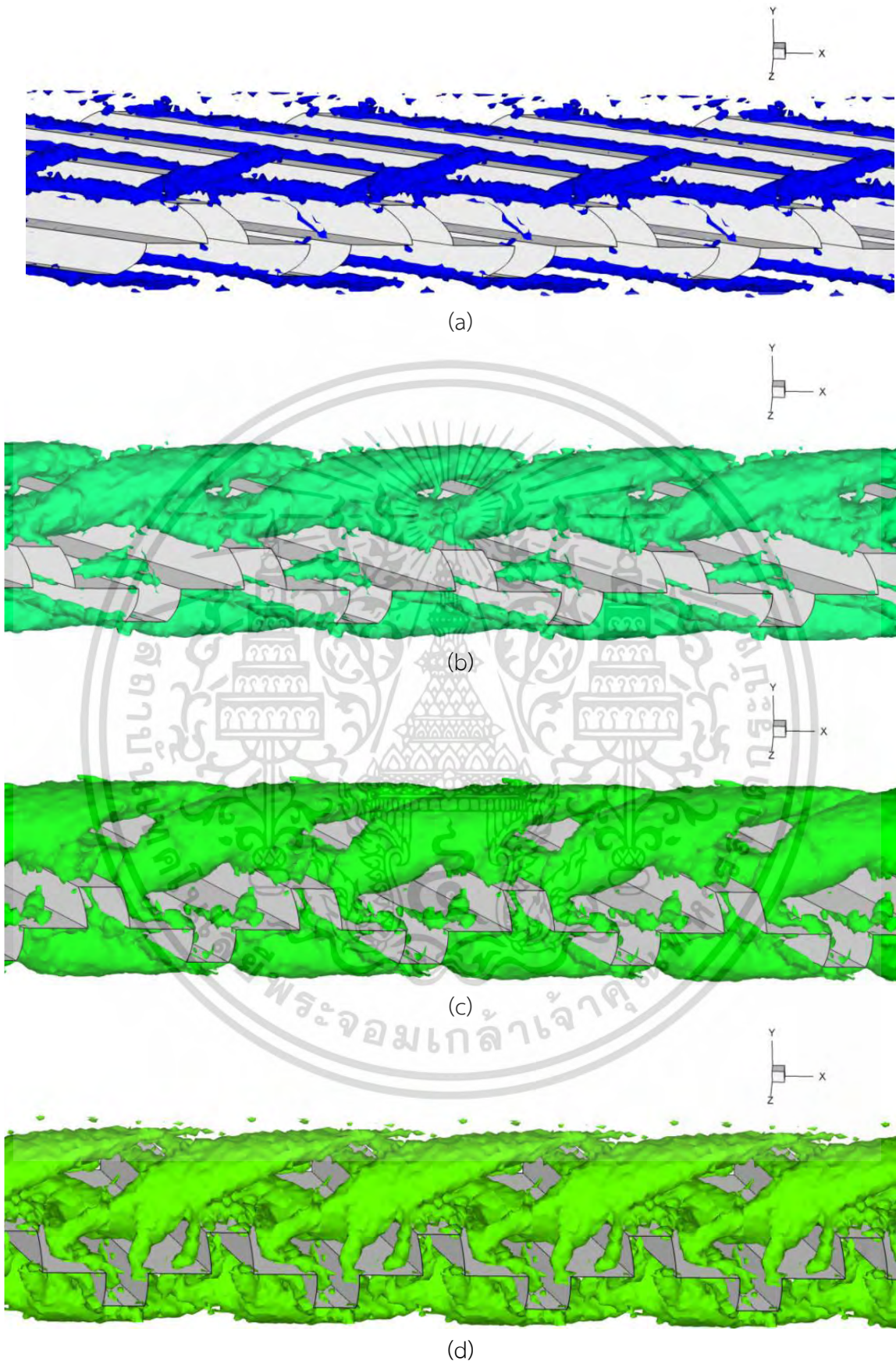
(b)



(c)

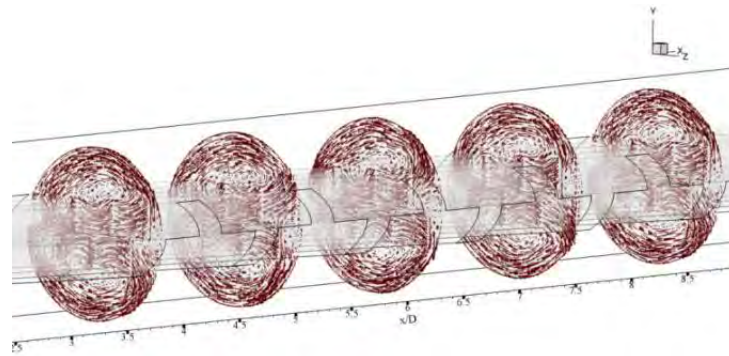
รูปที่ 6.10 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α และ (c) TEF vs α

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

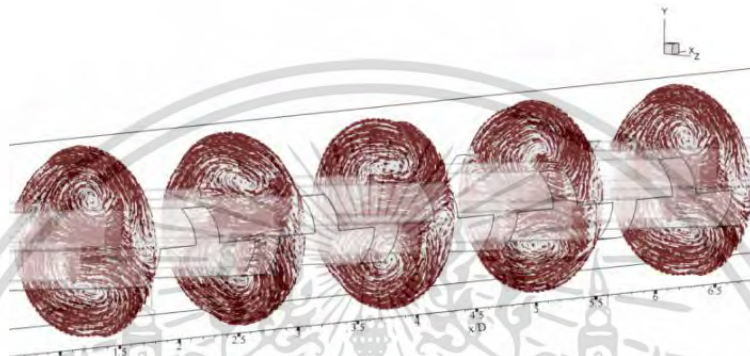


รูปที่ 6.11 λ_2 iso-surface ของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$

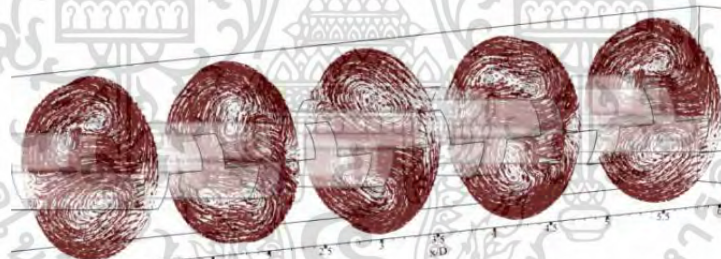
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



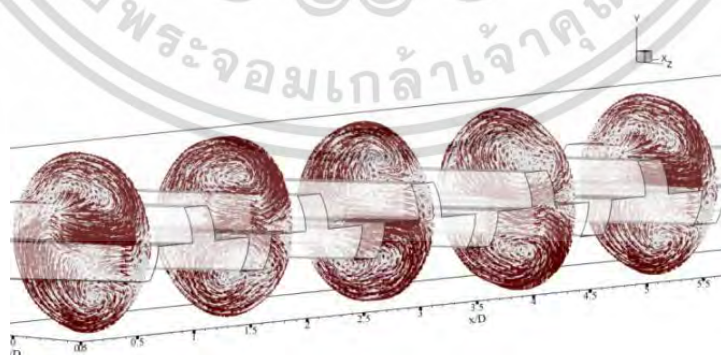
(a)



(b)



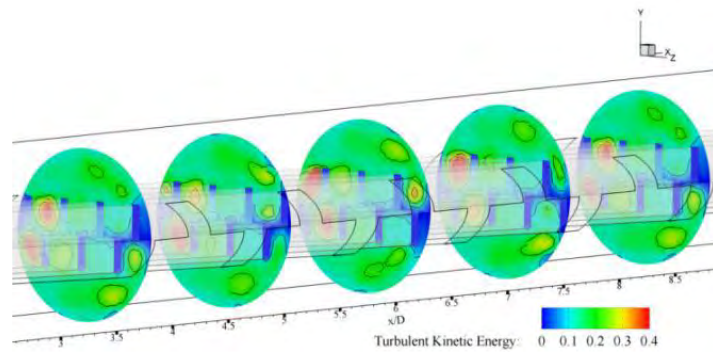
(c)



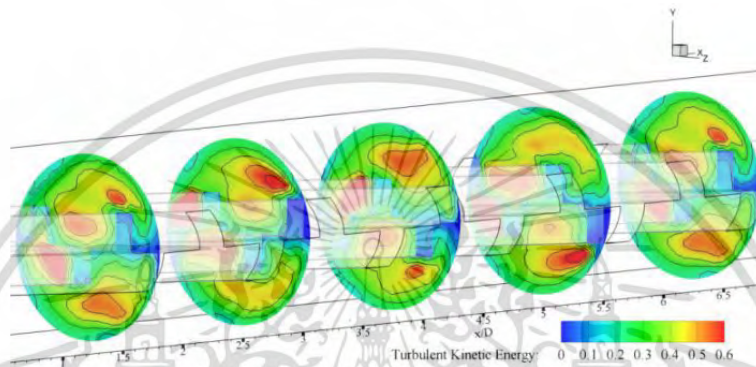
(d)

รูปที่ 6.12 เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$

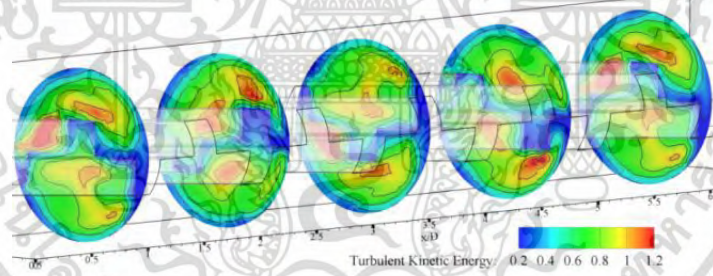
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



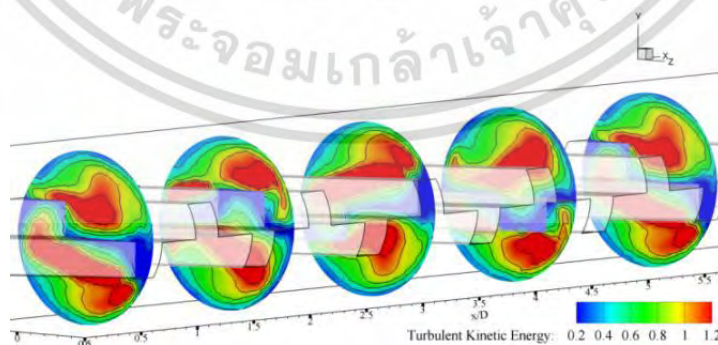
(a)



(b)



(c)

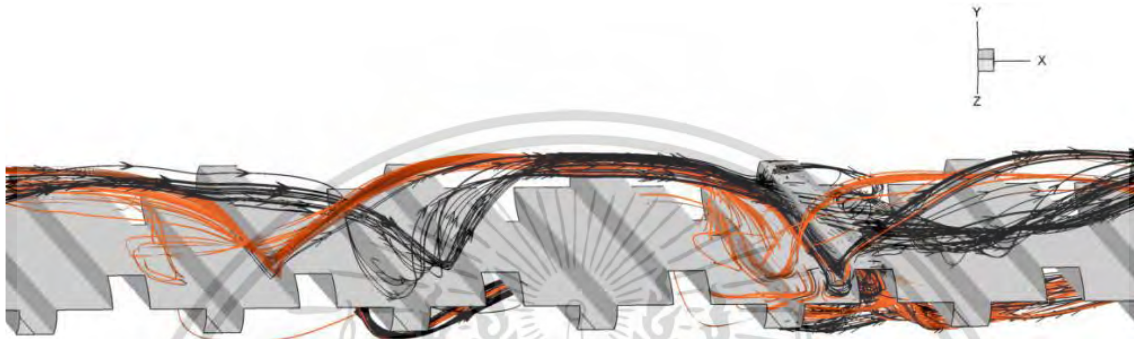


(d)

รูปที่ 6.13 การกระจายตัวของค่า TKE ตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

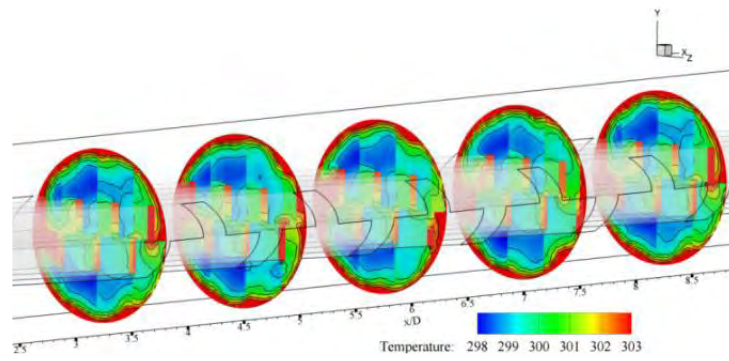
เส้นกระแสการไหลตามยาวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° แสดงดังรูปที่ 6.6a, b, c และ d ตามลำดับ ที่ $Re = 600$ จากรูปพบว่าเมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงส่งผลให้เกิดการไหลกระแทกที่บริเวณผิวท่อและแผ่นหยักในทุก ๆ กรณีศึกษา การกระแทกของกระแสการไหลจะมีความรุนแรงมากขึ้นเมื่อมุมปะทะการไหลรุนแรงขึ้น เนื่องมาจากความแรงของการไหลหมุนวนมีค่าเพิ่มมากขึ้น การกระแทกของกระแสการไหลและความรุนแรงของการไหลหมุนวนเป็นปัจจัยที่สำคัญสำหรับการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



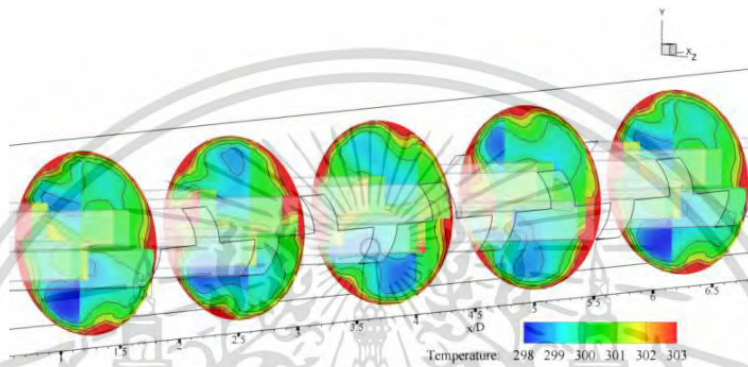
รูปที่ 6.14 การไหลหมุนวนตามแนวยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง ที่ $\alpha = 60^\circ$ และ $Re = 6000$

พฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนแสดงในรูปของการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลและการกระจายของเลขนัสเซลที่พื้นผิวถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รูปที่ 6.7a, b, c และ d แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ที่ $Re = 600$ ตามลำดับ เมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้พฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนมีลักษณะเปลี่ยนแปลงเมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นหยักในทุก ๆ กรณีศึกษา การรูปพบว่าอุณหภูมิของของไหลเย็นมีการกระจายตัวออกจากกึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนอุณหภูมิของของไหลร้อนที่บริเวณใกล้กับพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนมีลักษณะบางลง การติดตั้งแผ่นหยักในทุก ๆ มุมปะทะการไหลให้การผสมผสานของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็นมีลักษณะดีขึ้น การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงจากท่อเปล่าน้อยที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15°

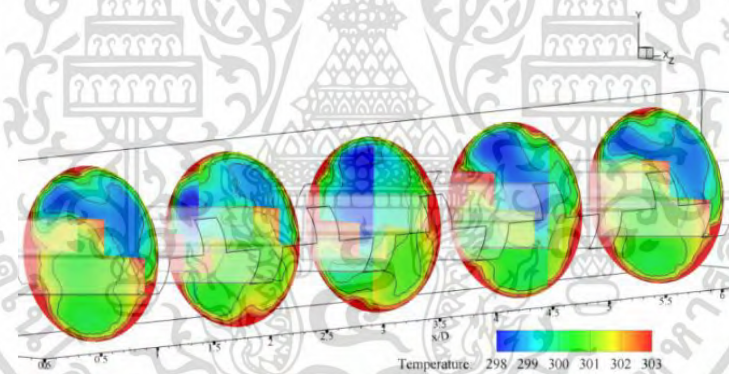
รูปที่ 6.8a, b, c และ d แสดงการกระจายตัวของเลขนัสเซลบนพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 600 มีการกำหนดช่วงของค่าเลขนัสเซลให้อยู่ระหว่าง 5 – 45 ในทุก ๆ กรณีศึกษา จากรูปพบว่า การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้น มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด ส่วนมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ 60° ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ใกล้เคียงกัน



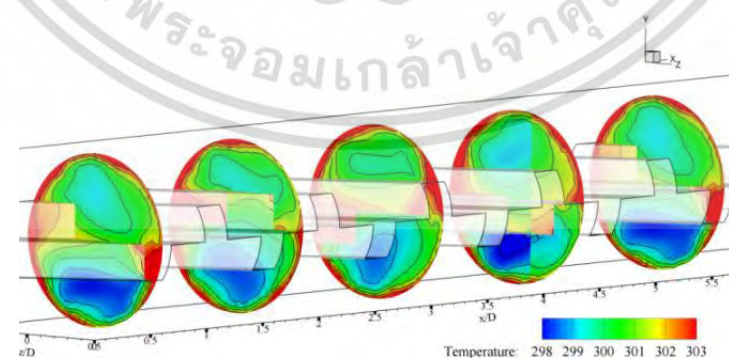
(a)



(b)



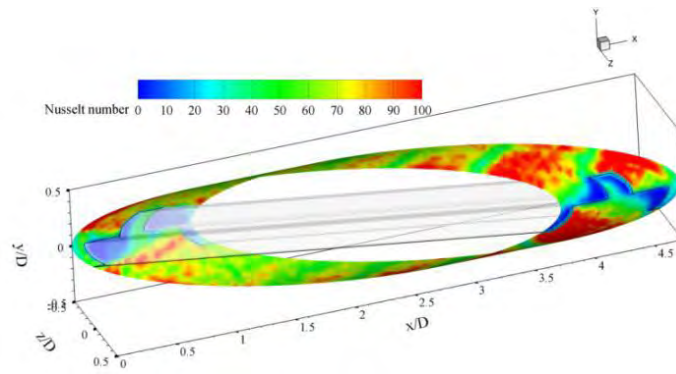
(c)



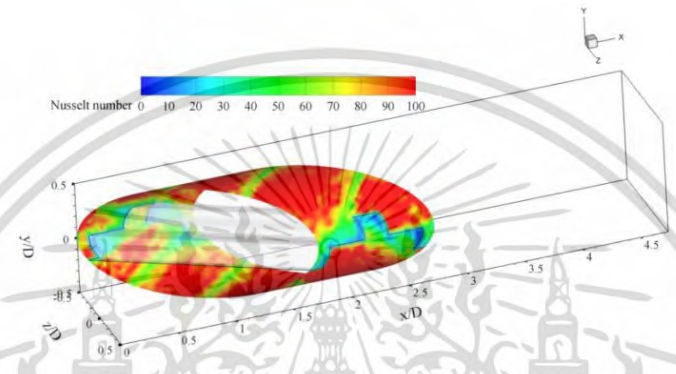
(d)

รูปที่ 6.15 การกระจายตัวของอุณหภูมิตามระนาบขวางการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียง สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$

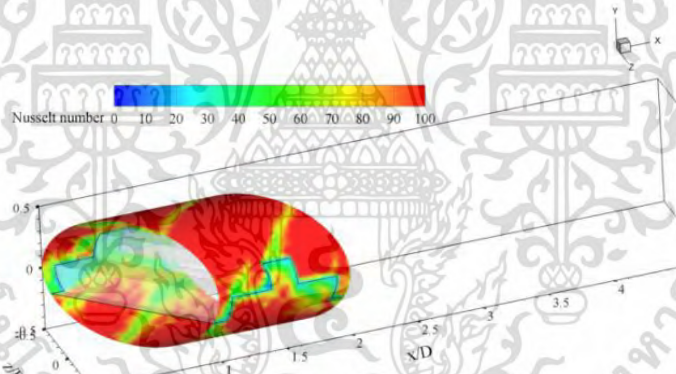
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



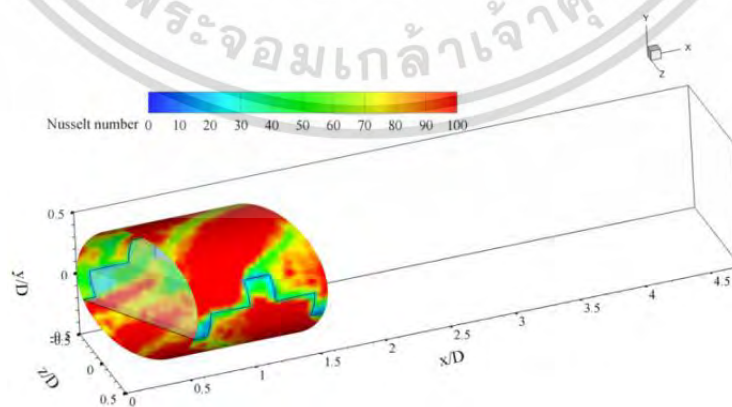
(a)



(b)



(c)



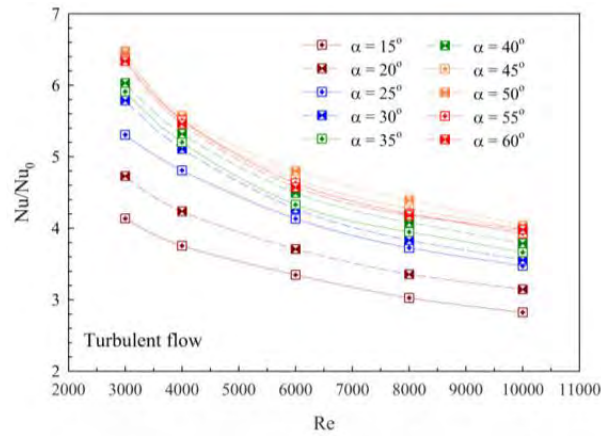
(d)

รูปที่ 6.16 การกระจายตัวของเลขนัสเซลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวงเอียง

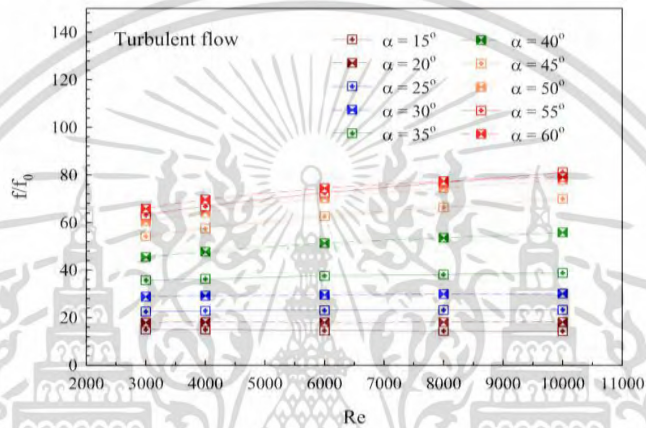
สำหรับ (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ และ (d) $\alpha = 60^\circ$ ที่ $Re = 6000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

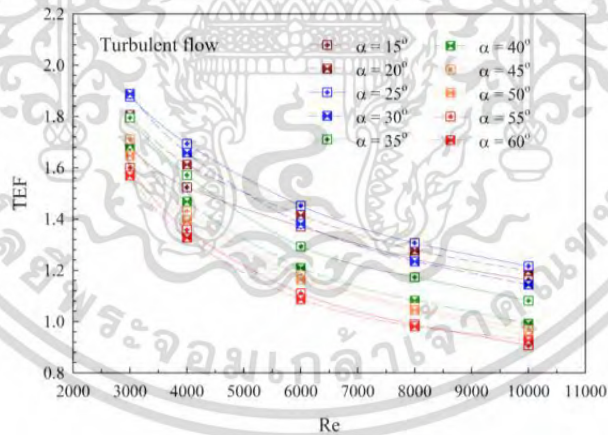
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(a)



(b)



(c)

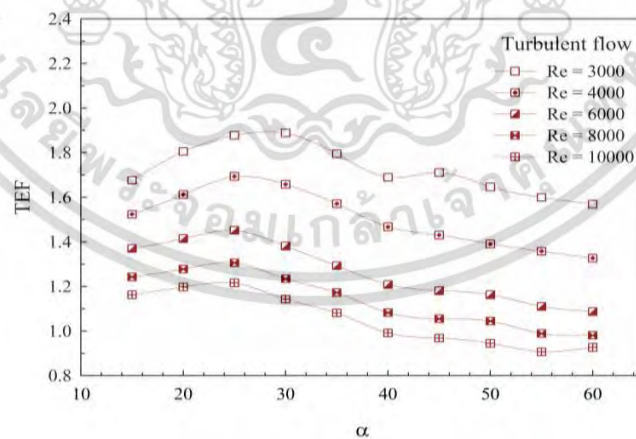
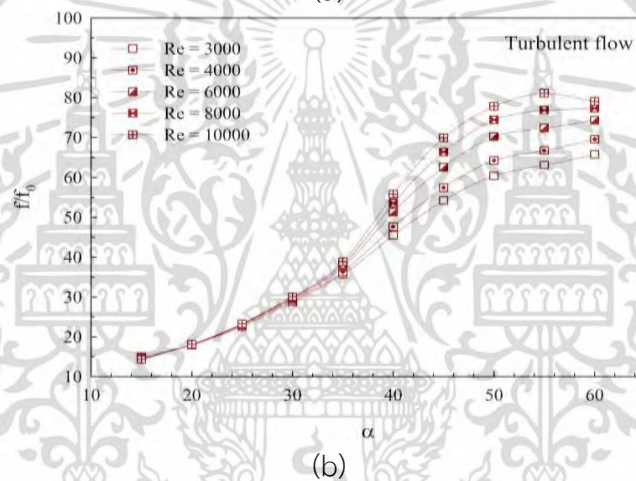
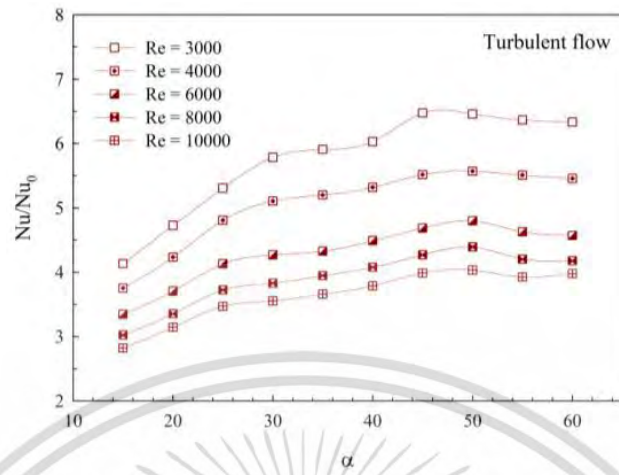
รูปที่ 6.17 (a) Nu/Nu_0 vs Re , (b) f/f_0 vs Re และ (c) TEF vs Re

6.3.2 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

รูปที่ 6.9a, b และ c แสดงการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในรูปของ Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF ตามลำดับ จากรูปพบว่า เมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้นในทุก ๆ กรณีศึกษา ($Nu/Nu_0 > 1$) ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 40° ส่วนค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้อยที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° เนื่องจากมุมปะทะการไหลเท่ากับ 40° สามารถสร้างการไหลหมุนวน

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วนที่มีความรุนแรงมากที่สุด เมื่อพิจารณาที่ $Re = 1200$ ค่า Nu/Nu_0 ที่มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 9.0 และค่าที่น้อยที่สุดมีค่าเท่ากับ 4.7 ในช่วงที่ทำการศึกษา ค่า Nu/Nu_0 มีค่าเท่ากับ 2.0 – 9.0



(c)

รูปที่ 6.18 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α และ (c) TEF vs α

การเพิ่มแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบในทุก ๆ กรณีศึกษาเช่นกัน ($f/f_0 > 1$) จากรูปจะเห็นว่าค่าตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดและน้อยที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° และ 15° ตามลำดับ ในช่วงที่เอกซารันเป็นเอกลีทลงสู่ทะเลหรือการไหลในท่อการไหลเข้าในนี้ เมื่อเข้าสู่ท่อเปล่าจะพบระยะหนึ่งในการไหลไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการศึกษา เมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนให้ค่า f/f_0 เท่ากับ 7.0 – 65.0 จากผลการศึกษาในส่วนนี้ยังสามารถสรุปได้ว่า มุมปะทะการไหลที่มีค่าน้อยจะช่วยลดค่าความดันตกคร่อมในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้

การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ค่า TEF มีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นหยักในกรณีศึกษาส่วนใหญ่ ($TEF > 1$) จากรูปพบว่า ค่า TEF มีค่าน้อยที่สุดที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ส่วนค่า TEF ที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ $30^\circ - 40^\circ$ โดยมีค่าเท่ากับ 2.5 ในช่วงที่ทำการศึกษาคพบว่า การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะให้ค่า TEF เท่ากับ 0.75 – 2.50

รูปที่ 6.10a, b และ c แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF กับมุมปะทะการไหล ตามลำดับ จากรูปสามารถสรุปได้ว่า มุมปะทะการไหลของแผ่นหยักวางเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อนที่แนะนำควรอยู่ในช่วง $30^\circ - 40^\circ$ เมื่อพิจารณาจากค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

6.4 ผลการศึกษาในช่วงการไหลปั่นป่วน

6.4.1 โครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน

โครงสร้างการไหลของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงแสดงในรูปของ λ_2 iso-surface, เวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสในระนาบขวางการไหลและการไหลหมุนวนตามแนวยาว รูปที่ 6.11 แสดง λ_2 iso-surface ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ค่า $Re = 6000$ จากรูปพบว่าแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ $30^\circ - 60^\circ$ สามารถสังเกตเห็นแกนการไหลหมุนวนอย่างชัดเจน ในขณะที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะไม่สามารถสังเกตเห็นแกนการไหลหมุนวนได้

รูปที่ 6.12a, b, c และ d แสดงเวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสในระนาบขวางการไหลในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ค่า $Re = 6000$ จากรูปพบว่า เมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงจะให้แกนการไหลหมุน 2 แกนหลักที่ส่วนด้านบนและด้านล่างในทุก ๆ มุมปะทะการไหล การไหลหมุนวนนี้เป็นส่วนที่สำคัญที่ทำให้เกิดการผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลให้มีลักษณะที่ดีมากยิ่งขึ้น ซึ่งส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มมากขึ้นอีกด้วย

รูปที่ 6.13 แสดงการกระจายตัวของ TKE ในระนาบขวางการไหลในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ค่า $Re = 6000$ ค่า TKE จะมีค่าสูงที่บริเวณแกนการไหลหมุนวน ค่า TKE ที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม ซึ่งหมายความว่ามุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° จะสามารถสร้างการไหลหมุนวนที่มีความรุนแรงมากที่สุด

รูปที่ 6.14 แสดงเวกเตอร์ความเร็วในแนวสัมผัสตามระนาบขวางการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° ที่ค่า $Re = 6000$ จากรูปพบว่า การติดตั้งแผ่นหยักในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้เกิดการไหลหมุนวนกระแทกที่เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บริเวณผนังของท่อซึ่งเป็นสาเหตุที่สำคัญที่ทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น พฤติกรรมการไหลในทุก ๆ มุมปะทะการไหลจะมีลักษณะที่คล้ายกัน แต่ความรุนแรงของการไหลหมุนวนมีค่าแตกต่างกัน

พบว่าการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในทุก ๆ มุมปะทะการไหลในพฤติกรรมการผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลมีลักษณะที่ตีมากยิ่งขึ้น (พิจารณาจากรูปที่ 6.15) การผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลที่มีลักษณะไม่แตกต่างจากท่อเปล่าผิวเรียบจะพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 30° , 45° และ 60° จะให้พฤติกรรมของการผสมผสานของอุณหภูมิของของไหลในลักษณะที่ใกล้เคียงกัน

รูปที่ 6.16a, b, c และ d แสดงค่าการกระจายตัวของเลขนัสเซลที่ผนังท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° , 30° , 45° และ 60° ตามลำดับ ที่ค่า $Re = 6000$ จากรูปพบว่าที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° และ 60° จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม

6.4.2 การประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อน

รูปที่ 6.17a, b, c แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF กับค่า Re ตามลำดับ จากรูปพบว่าเมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 มีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบ ค่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดอยู่ในช่วง $45^\circ - 60^\circ$ ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่น้อยที่สุด การเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับความรุนแรงของการไหลหมุนวนและความรุนแรงของการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณพื้นผิวการถ่ายเทความร้อน ในช่วงที่ทำการศึกษ การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 3.0 – 6.7 เท่า

การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในทุก ๆ กรณีศึกษา ($f/f_0 > 1$) จากรูปพบว่า ค่า f/f_0 มีค่าเพิ่มมากขึ้นเล็กน้อยเมื่อค่า Re มีค่าเพิ่มขึ้น ค่าตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดและน้อยที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 60° และ 15° ตามลำดับ ในช่วงที่ทำการศึกษา พบว่าการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 15 – 80 เท่า

เนื่องจากการติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะให้ทั้งการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทาน ดังนั้นจึงมีการพิจารณาค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนเมื่อมีการติดตั้งแผ่นหยักในรูปของ TEF หรือการพิจารณาที่ค่ากำลังขับเดียวกัน จากรูปพบว่าค่า TEF จะมีค่าลดลงเมื่อค่า Re มีค่าเพิ่มมากขึ้น ช่วงของมุมปะทะการไหลที่ให้ค่า TEF ที่สูงอยู่ในช่วง $20^\circ - 30^\circ$ ส่วนค่า TEF ที่มากที่สุดจะได้จากมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30° โดยมีค่าเท่ากับ 1.9 ในช่วงที่ทำการศึกษาพบว่า การติดตั้งแผ่นหยักวางเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อนจะให้ค่า TEF เท่ากับ 0.9 – 1.9

ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF กับค่ามุมปะทะการไหลแสดงดังรูปที่ 6.18a, b และ c ตามลำดับ สามารถสรุปได้ว่ามุมปะทะการไหลที่ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความดันตกคร่อมที่สูงมีค่าอยู่ในช่วง $45^\circ - 60^\circ$ ส่วนมุมปะทะการไหลที่ให้ค่า TEF ที่สูงอยู่ในช่วง $20^\circ - 30^\circ$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผลการศึกษา

7.1 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นหยักตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นหยักตัววี มีการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะการไหลและลักษณะการจัดวางสำหรับช่วงการไหลปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000 – 10,000 ผลที่ได้จากการศึกษาสามารถสรุปได้ว่า

- การติดตั้งแผ่นหยักในท่อทดสอบส่งผลให้เกิดการไหลหมุนวน โดยการไหลหมุนวนเป็นปัจจัยที่สำคัญที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น เนื่องจากการไหลหมุนวนจะไปรบกวนชั้นขีดผิวความร้อนที่พื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อน การติดตั้งแผ่นหยักในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนไม่เพียงแต่เป็นการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแต่ยังเป็นการเพิ่มค่าความดันตกคร่อมในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนอีกด้วย

- ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุดพบที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 35° และ 30° สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ ในช่วงที่ทำการศึกษา พบว่าแผ่นหยักที่ทำการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 3.0 – 6.5 เท่า ส่วนแผ่นหยักที่ทำการจัดวางแบบปลายวีชี้ทวนกระแสการไหลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 2.8 – 6.0 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

- ค่าตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดจะได้จากมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ส่วนที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 15° ให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม สำหรับในช่วงที่ทำการศึกษาพบว่า ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่ามากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบเท่ากับ 11 – 44 เท่า

- ค่ามุมปะทะการไหลของแผ่นหยักตัววีเท่ากับ 20° ให้ค่า TEF มากที่สุด โดยมีค่าเท่ากับ 2.02 และ 2.09 สำหรับการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและปลายวีชี้ทวนกระแสการไหล ตามลำดับ

- การสร้างและการติดตั้งแผ่นหยักตัววีในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีความสะดวกสบายมากกว่าตัวสร้างการไหลปั่นป่วนชนิดอื่น

- เมื่อพิจารณาจากค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน สามารถสรุปได้ว่าแผ่นหยักตัววีที่มุมปะทะการไหลเท่ากับ 20° เป็นมุมที่เหมาะสมที่สุดที่จะใช้ในการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

7.2 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นกั้นตัววีในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อน

งานวิจัยในส่วนนี้ได้นำเสนอการศึกษาเชิงตัวเลขของการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ค่าอัตราส่วนระยะห่างต่าง ๆ มีการศึกษาอิทธิพลของอัตราส่วนการขวางการไหลและอัตราส่วนระยะห่างสำหรับช่วงการไหลราบเรียบที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 100 – 1000 จากผลการศึกษาสามารถสรุปได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- โครงสร้างการไหลและพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนจะมีการเปลี่ยนแปลงเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนระยะห่าง ค่าอัตราส่วนระยะห่างอาจจะมีผลต่อการเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของค่าเลขนัสเซลและค่าตัวประกอบเสียดทานและยังส่งผลต่อพฤติกรรมการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลที่บริเวณผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนอีกด้วย ค่าอัตราส่วนระยะห่างที่เหมาะสมจะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้น

- เมื่อพิจารณาในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนจริงมักพบว่า จะเกิดระยะห่างระหว่างตัวสร้างการไหลหมุนวนและผนังท่อประมาณ 5% ส่วนการติดตั้งแบบสอดใส่ที่กึ่งกลางของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นวิธีที่ง่ายกว่าการติดตั้งที่บริเวณผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อน แต่การติดตั้งแบบสอดใส่ที่บริเวณกึ่งกลางของท่อจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าสูงเมื่อเทียบกับระยะอื่น ๆ โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลสูง ๆ

- ที่ค่าอัตราส่วนการขวางการไหลเท่ากับ 0.05 – 0.15 ค่าอัตราส่วนระยะห่างที่แนะนำควรอยู่ที่ 5 – 10% แต่เมื่อค่าอัตราส่วนการขวางการไหลมากกว่า 0.15 ค่าอัตราส่วนระยะห่างที่แนะนำอยู่ที่ 0% หรือควรมีการติดตั้งให้ชิดกับผนังแลกเปลี่ยนความร้อนให้มากที่สุด

7.3 สรุปผลการศึกษาอิทธิพลของแผ่นเอียงในท่อกลมแลกเปลี่ยนความร้อน

งานวิจัยในส่วนนี้ทำการศึกษาเชิงตัวเลขของโครงสร้างการไหล, การถ่ายเทความร้อนและการประเมินค่าสมรรถนะเชิงความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นวางเอียงที่มุมปะทะการไหลต่าง ๆ ในช่วงการไหลทั้งราบเรียบและปั่นป่วน ผลที่ได้จากการศึกษาสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

การติดตั้งแผ่นกั้นวางเอียงในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนส่งผลให้พฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนมีการเปลี่ยนแปลงทั้งช่วงการไหลราบเรียบและการไหลปั่นป่วน โดยพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย การไหลหมุนวน, การไหลกระแทกและการรบกวนชั้นขีดผิวความร้อน ซึ่งพฤติกรรมที่เกิดขึ้นเหล่านี้จะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น

พฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่วงการไหลราบเรียบและการไหลปั่นป่วนมีลักษณะคล้ายกันแต่ความรุนแรงของการไหลและอัตราการถ่ายเทความร้อนไม่เท่ากัน

มุมปะทะการไหลที่แนะนำสำหรับช่วงการไหลราบเรียบ คือ $30^\circ - 40^\circ$ ส่วนในช่วงการไหลปั่นป่วนเท่ากับ $20^\circ - 30^\circ$ เมื่อพิจารณาที่ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

เอกสารอ้างอิง

- [1] Ahmed HE, Mohammed HA, Yusoff MZ. An overview on heat transfer augmentation using B. Lotfi, M. Zeng, B. Sundén and Q. Wang, 3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators, *Energy*, 73 (2014) 233-257.
- [2] J. Dong, L. Su, Q. Chen and W. Xu, Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger, *Appl. Therm. Eng.*, 51(1-2) (2013) 32-39.
- [3] J. Dong, J. Chen, W. Zhang and J. Hu, Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers, *Appl. Therm. Eng.*, 30(11-12) (2010) 1377-1386.
- [4] J. Gong, C. Min, C. Qi, E. Wang and L. Tian, Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 43 (2013) 53-56.
- [5] X. Du, L. Feng, L. Li, L. Yang and Y. Yang, Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 75 (2014) 368-380.
- [6] X. Du, L. Feng, Y. Yang and L. Yang, Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators, *Appl. Therm. Eng.*, 50(1) (2013) 55-62.
- [7] A.A. Gholami, M.A. Wahid and H.A. Mohammed, Heat transfer enhancement and pressure drop for fin-and-tube compact heat exchangers with wavy rectangular winglet-type vortex generators, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 54 (2014) 132-140.
- [8] M.A. Ahmed, N.H. Shuaib and M.Z. Yusoff, Numerical investigations on the heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluid, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 55(21-22) (2012) 5891-5898.
- [9] Y. Sui, P.S. Lee and C.J. Teo, An experimental study of flow friction and heat transfer in wavy microchannels with rectangular cross section, *Int. J. Therm. Sci.*, 50(12) (2011) 2473-2482.
- [10] A.G. Ramgadia and A.K. Saha, Three-dimensional numerical study of turbulent flow and heat transfer in a wavy-walled duct, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 67 (2013) 98-117.
- [11] A.M. Abed, K. Sopian, H.A. Mohammed, M.A. Alghoul, M.H. Ruslan, S. Mat and A.N. Al-Shamani, Enhance heat transfer in the channel with V-shaped wavy lower plate using liquid nanofluids, *Case Studies Therm. Eng.*, 5 (2015) 13-23.
- [12] Y.T. Yang, Y.H. Wang and P.K. Tseng, Numerical optimization of heat transfer enhancement in a wavy channel using nanofluids, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 51

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(2014) 9-17.

[13] W. Jedsadaratanachai and A. Boonloi, Effects of blockage ratio and pitch ratio on thermal performance in a square channel with 30° double V-baffles, *Case Studies Therm. Eng.*, 4 (2014) 118-128.

[14] S. Tamna, S. Skullong, C. Thianpong and P. Promvonge, Heat transfer behaviors in a solar air heater channel with multiple V-baffle vortex generators, *Solar Energy*, 110 (2014) 720-735.

[15] S. Singh, S. Chander and J.S. Saini, Thermo-hydraulic performance due to relative roughness pitch in V-down rib with gap in solar air heater duct—Comparison with similar rib roughness geometries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 43 (2015) 1159-1166.

[16] R. Karwa and G. Chitoshiya, Performance study of solar air heater having v-down discrete ribs on absorber plate, *Energy*, 55 (2013) 939-955.

[17] P. Promvonge, W. Changcharoen, S. Kwankaomeng and C. Thianpong, Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 38(10) (2011) 1392-1399.

[18] S. Singh, S. Chander and J.S. Saini, Investigations on thermo-hydraulic performance due to flow-attack-angle in V-down rib with gap in a rectangular duct of solar air heater, *Applied Energy*, 97 (2012) 907-912.

[19] V.S. Hans, R.P. Saini and J.S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs, *Solar Energy*, 84(6) (2010) 898-911.

[20] S. Singh, S. Chander and J.S. Saini, Heat transfer and friction factor correlations of solar air heater ducts artificially roughened with discrete V-down ribs, *Energy*, 36(8) (2011) 5053-5064.

[21] W. Jedsadaratanachai and A. Boonloi, Influences of the wavy surface inserted in the middle of a circular tube heat exchanger on thermal performance, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(9) (2015) 4031-4046.

ภาคผนวก ก.
ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารแนบหมายเลข 1



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Research Article

Effect of Flow Attack Angle for V-Wavy Plate on Flow and Heat Transfer in a Square Channel Heat Exchanger

Amnart Boonloi ¹ and Withada Jedsadaratanachai ²

¹Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

Correspondence should be addressed to Withada Jedsadaratanachai; kjwithad@kmitl.ac.th

Received 8 May 2017; Accepted 24 October 2017; Published 30 January 2018

Academic Editor: Felix Sharipov

Copyright © 2018 Amnart Boonloi and Withada Jedsadaratanachai. This is an open access article distributed under the Creative Commons Attribution License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Effects of flow attack angles of the V-wavy plate on flow and heat transfer in a square channel heat exchanger are investigated numerically. The V-wavy plates with V-tips pointing downstream and upstream called V-Downstream and V-Upstream, respectively, are examined for the Reynolds number in the range of 3000–10,000. The finite volume method with SIMPLE algorithm is selected to solve the present problem. The numerical results are presented in terms of flow and heat transfer visualization. The thermal performance analysis is also concluded in the form of Nusselt number ratio (Nu/Nu_0), friction factor ratio (f/f_0), and thermal enhancement factor (TEF). The numerical result shows that the wavy plate can induce the swirling flow through the test section for all cases. The swirling flow disturbs the thermal boundary layer on the channel wall which is the reason for heat transfer enhancement. In range studies, the heat transfer rate increases around 3–6.5 and 2.8–6 times above the smooth channel for V-Downstream and V-Upstream, respectively. The optimum TEF is found at $\alpha = 20^\circ$ and $Re = 3000$ to be around 2.09 for V-Upstream case.

1. Introduction

Heat exchanger is important equipment for various industries. The thermal improvement of heat exchanger can help to save production cost and energy. The thermal improvement in the heat exchanger is separated into two methods: active and passive methods. The active method requires additional power to enhance heat transfer rate of the system. The passive method is done by installing turbulators or vortex generators in the heating/cooling system. The flow created by the vortex generators will disturb the thermal boundary layer on the heat transfer surface which is the reason for heat transfer augmentation. The passive method is worthy way to improve thermal performance in the heat exchanger when compared with active method.

The thermal performance improvement of the heat exchanger with passive method had been performed by many researchers. The V-shaped baffle/rib is a type of vortex

generator which gives high effectiveness. The investigations on flow and heat transfer in heat exchanger with V-shaped baffle/rib had been presented. For examples, Kumar et al. [1] experimentally investigated heat transfer and friction loss in a solar air channel with broken V-baffle. The effects of parameters, relative baffle gap, baffle height, baffle pitch, and flow attack angle, were studied. They reported that the broken V-baffle has better performance when compared with other shapes. They also concluded that the optimums of the relative baffle gap distance, relative baffle gap width, baffle height ratio, baffle pitch ratio, and flow attack angle are around 0.67, 1, 0.5, 1.5, and 60° , respectively. Jedsadaratanachai et al. [2] numerically studied laminar flow and heat transfer in a circular tube fitted with 45° V-baffle. They indicated that the 45° V-baffle can enhance heat transfer rate higher than the smooth tube. They also summarized that the maximum thermal performance is around 3.2 at the baffle height ratio of 0.2 and 0.25 for V-Upstream and V-Downstream,

respectively. Jedsadaratanachai and Boonloi [3] presented the numerical investigation on flow and heat transfer behaviors in a square channel placed with 30° double V-baffle. The influences of baffle height and baffle pitch were investigated for $Re = 100$ –1200. They found that the installation of the double V-baffle in the heating section performs upper heat transfer rate and thermal performance compared with the smooth square channel. Caliskan and Baskaya [4] studied the enhancement of heat transfer for the surfaces placed with V-rib. Jin et al. [5] numerically investigated flow pattern and heat transfer characteristic in a solar air heater added with staggered multiple V-shaped rib. The parameters, rib height, pitch, and attack angle, were varied. They pointed out that the maximum thermal performance is around 2.43. Deo et al. [6] reported performance analysis of a solar air heater duct roughened with multigap V-down ribs combined with staggered ribs. They showed that the maximum augmentations of the Nusselt number and thermal performance are around 3.34 and 2.45 times, respectively. Promthaisong et al. [7] selected the discrete broken V-rib to enhance heat transfer rate and thermal performance in a square channel heat exchanger. They concluded that the square channel with the discrete broken V-rib not only provides higher heat transfer rate, but also enhances pressure loss. Fang et al. [8] studied turbulent flow structure in a square channel with V-shaped rib on one wall. The flow attack angles for the V-shaped rib were compared. Maithani and Saini [9] reported the heat transfer and friction loss in a solar air heater duct with V-rib. The influences of the Reynolds number, number of gaps, relative gap width, relative roughness width, and flow attack angle were investigated experimentally. They detected that the enhancements of heat transfer rate and friction loss are around 3.6 and 3.67 times above the smooth duct. Jin et al. [10] numerically studied heat transfer and flow topology in a solar air heater duct with multi V-shaped ribs on absorber plate. They indicated that the rib in the duct provided better fluid mixing which is the cause for heat transfer enhancement.

Another interesting vortex generator is wavy surface. The wavy surface always selects improving heat transfer rate and thermal performance in fin-and-tube heat exchanger. The wavy surface can increase the strength of the flow in the heat exchanger. The combinations between wavy fin and the other types of the turbulators in the fin-and-tube heat exchanger had been reported by many researchers [11–16].

Boonloi and Jedsadaratanachai [17] numerically investigated laminar flow and heat transfer in a square channel fitted with V-wavy plate. The V-wavy plate is a combination of the vortex generators between V-shaped baffle and wavy surface. The researchers found that the V-wavy plate gives the heat transfer rate and efficiency close to the V-baffle. The production and maintenance of the V-wavy plate are more convenient than the V-shaped baffle. The optimum flow attack angle of the V-wavy plate in the heat exchanger channel for the laminar regime was concluded.

As [17], similar configuration of the heat exchanger channel inserted with V-wavy surface is tested for the turbulent regimes in the present work. The influences of the flow attack angle on heat transfer and flow structure are performed.

The numerical results are reported in terms of flow and heat transfer mechanisms in the test channel. The thermal performance in the heat exchanger channel is also analyzed.

2. Physical Model and Boundary Condition

The wavy plate with square profile ($0.2H \times 0.2H$) is inserted in the middle of the square channel heat exchanger as in Figure 1. The periodic module of the numerical model is equal to the channel height (H). The flow attack angles of the wavy plate ($\alpha = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$, and 60°) are varied for the Reynolds number in the range of 3000–10,000. The effects of arrangements for the wavy plate are studied: V-tip pointing downstream called “V-Downstream” and V-tip pointing upstream called “V-Upstream.” The created domain for the square channel inserted with wavy plate is also depicted in Figure 1.

The square channel walls are set with uniform heat flux around 600 W/m^2 , while the wavy plate is assumed as adiabatic wall (insulator). The inlet and outlet of the computational domain for the square channel inserted with wavy plate are set with periodic boundary. No slip wall condition is imposed for all surfaces of the numerical model.

3. Mathematical Foundation and Assumption

The tested fluid is air that keeps the thermal properties at the average bulk mean temperature. The flow and heat transfer are steady in three dimensions. The flow is turbulent and incompressible. The natural convection, radiation, viscous dissipation, and body force are not considered.

The turbulent model is realizable $k-\varepsilon$ with enhanced wall treatment as follows:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \\ &\quad + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon. \end{aligned} \quad (1)$$

where

$$\begin{aligned} C_1 &= \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \\ \eta &= S \frac{k}{\varepsilon}, \\ S &= \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}; \end{aligned} \quad (2)$$

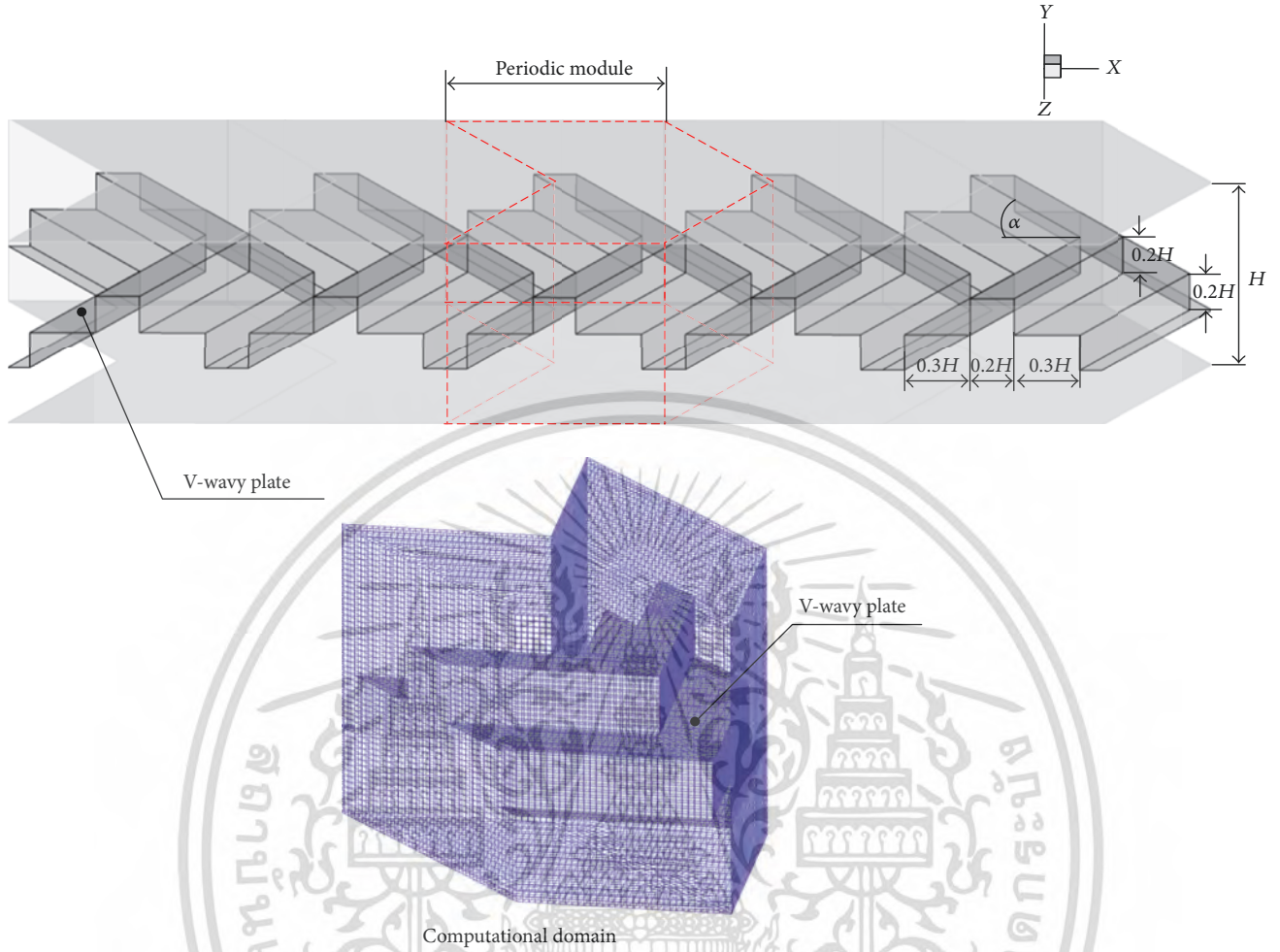


FIGURE 1: Square channel heat exchanger inserted with V-wavy plate and computational domain.

the constants in the model are given as follows:

$$\begin{aligned} C_{1\epsilon} &= 1.44, \\ C_2 &= 1.9, \\ \sigma_k &= 1.0, \\ \sigma_\epsilon &= 1.2. \end{aligned} \quad (3)$$

The SOU numerical scheme is selected for all governing equations, decoupling with the SIMPLE algorithm using a finite volume method (FLUENT commercial code). The solutions are considered to be converged when the normalized residual is less than 10^{-9} and 10^{-5} for the energy equation and the other variables, respectively.

The important parameters are Reynolds number (Re), friction factor (f), Nusselt number (Nu), and thermal enhancement factor (TEF).

The Reynolds number is computed from

$$Re = \frac{\rho u_0 H}{\mu}. \quad (4)$$

ρ , μ , and u_0 are density, viscosity, and inlet velocity of the fluid, respectively, while H is the hydraulic diameter/height of the square channel.

The pressure loss in the heating channel is presented as friction factor. The friction factor can be calculated

$$f = \frac{(\Delta P/L) D_h}{2\rho u^2}. \quad (5)$$

ΔP is the pressure drop across the periodic module, L , and u is mean flow velocity.

The heat transfer rate in the tested section is shown in terms of Nusselt number.

The local Nusselt number is computed by

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k}. \quad (6)$$

h_x is local heat transfer coefficient based on bulk temperature and k is thermal conductivity of the air.

The average Nusselt number can be printed by

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA, \quad (7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

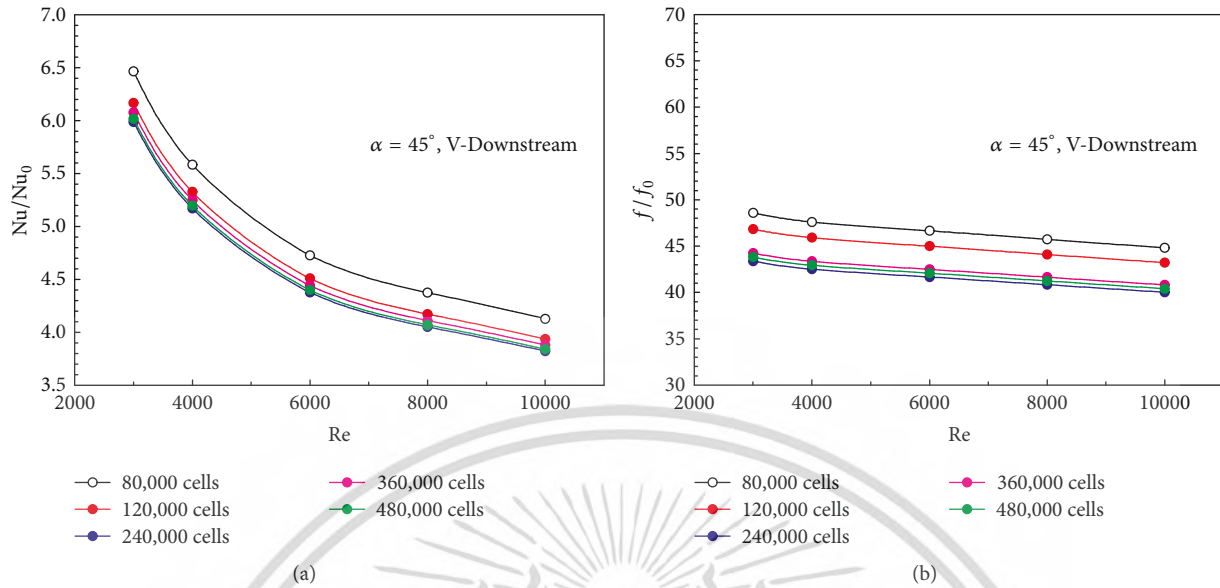


FIGURE 2: Grid independence for (a) Nusselt number and (b) friction factor of 45° V-wavy plate for V-Downstream.

where A is heat transfer area of the square channel heat exchanger.

Thermal performance is presented in the form of thermal enhancement factor (TEF).

The TEF is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface, h , to that of a smooth surface, h_0 , under the constant pumping power condition. The TEF can be stated as follows:

$$TEF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (8)$$

4. Numerical Result

Numerical results for the present problem are separated into three parts: verification of the computational domain, mechanisms in the test section, and thermal performance analysis.

4.1. Verification of the Computational Domain. Hexahedral mesh is selected for the numerical domain. The different numbers of grids for the computational domain ($\alpha = 45^\circ$, V-Downstream) are compared as Figures 2(a) and 2(b) for Nusselt number and friction factor, respectively. As the figures, the grid around 240000, 360000, and 480000 performs similar values on both heat transfer and friction loss. Therefore, the 240000-grid cell is applied for all cases of the present research when considering the time for investigation and accuracy of the solution.

The heat transfer rate and pressure loss in the smooth channel heat exchanger for the current problem are compared with the values from the correlations as in Figure 3. From the figure, the deviations of the heat transfer and friction loss are detected within $\pm 3\%$.

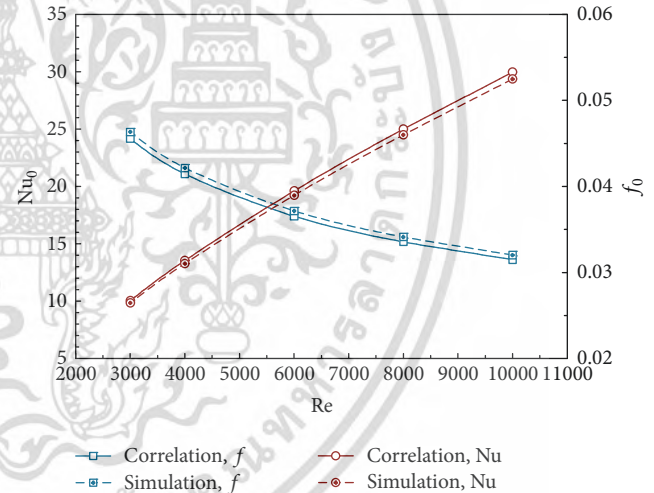


FIGURE 3: Verification of the smooth channel on Nusselt number and friction factor.

From the preliminary study, it can be concluded that the computational domain of the present study has reliability to predict flow and heat transfer in the square channel heat exchanger inserted with various flow attack angles of the V-wavy plate.

4.2. Flow and Heat Transfer Mechanisms. Figures 4(a) and 4(b) illustrate tangential velocity vector in transverse planes at various x/H positions in the square channel heat exchanger inserted with 45° wavy plate for V-Downstream and V-Upstream, respectively, at $Re = 3000$. In general, the wavy plate can induce the vortex flow or swirling flow through the test section on both cases. The vortex flow in the test section disturbs the thermal boundary layer on the heat transfer

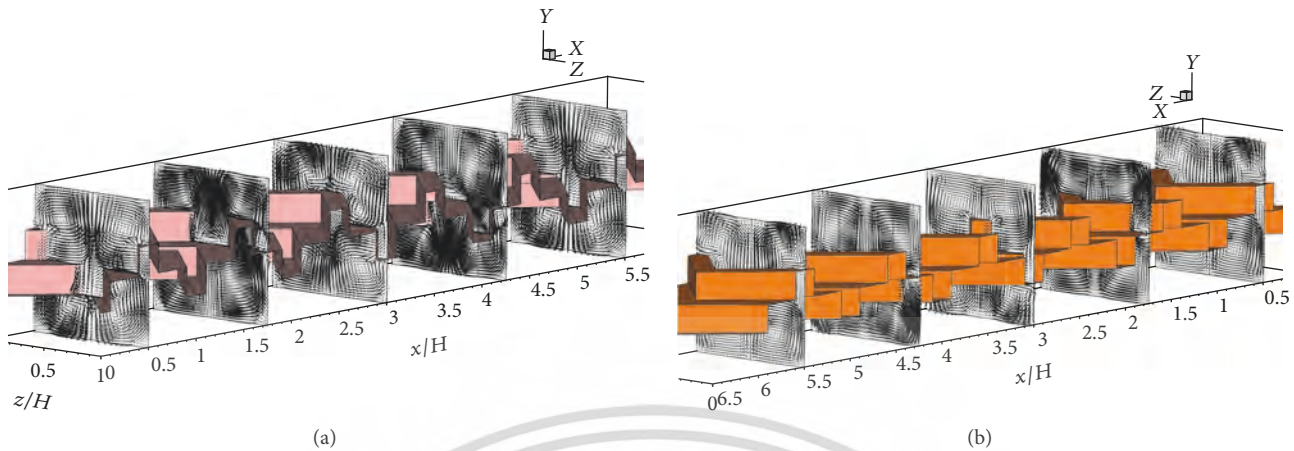


FIGURE 4: Tangential velocity vector in transverse planes of the square channel heat exchanger inserted with 45° V-wavy plate at $Re = 3000$ for (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

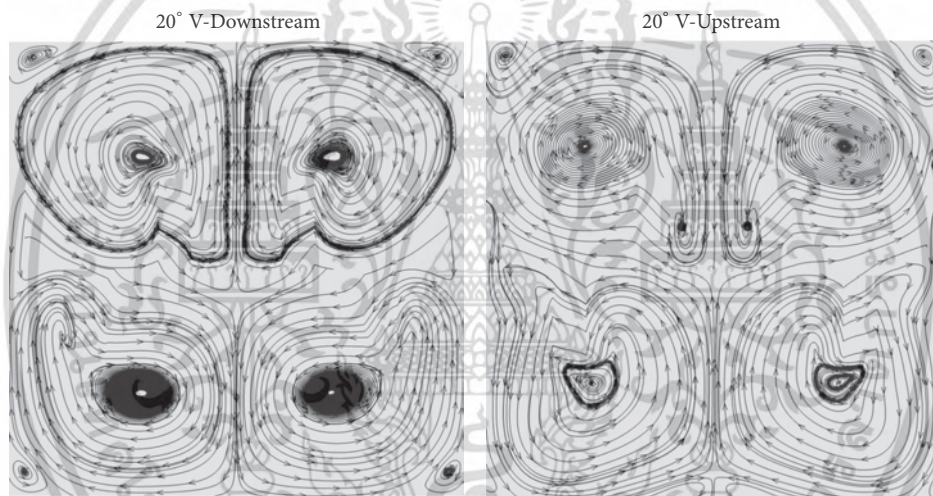


FIGURE 5: Streamline in transverse planes for the square channel heat exchanger inserted with 20° V-wavy plate at $Re = 3000$.

surface which is the cause of heat transfer augmentation. The flow includes four main vortex flows and small vortices at the four corners of the square channel. Considering the lower pair of the flow, the counterrotating flows with common-flow-down and common-flow-up are created from V-Downstream and V-Upstream, respectively (see Figure 5).

Figures 6(a) and 6(b) show longitudinal flow in the square channel inserted with 45° V-Downstream and V-Upstream, respectively, at $Re = 3000$. For V-Downstream, the air slides on the channel wall before it moves to the V-tip of the wavy surface. For V-Upstream, the air flows to the V-tip of the wavy plate and then slides to the side wall of the channel. The flow structure of the wavy plate is found in similar pattern for all flow attack angles, but the vortex strength is not equal.

Figures 7(a) and 7(b) present longitudinal swirling flow with local Nusselt number distribution on the channel wall for the square channel heat exchanger inserted with 45° wavy plate of V-Downstream and V-Upstream, respectively, at $Re = 3000$. The plots indicate that the swirling flow impinges on

the channel wall. The impingement of the flow is the thermal boundary layer disturbance which is an important reason for heat transfer enhancement. The thermal boundary layer disturbance is detected in all sides of the square channel. For all flow attack angles and arrangements, the thermal boundary layer disturbance is detected, but the potency of the disturbance is not equal. The thermal boundary layer disturbance is also seen by the plot of temperature distribution in cross-sectional planes as depicted in Figure 8. The high temperature is plotted with red layer, while the low temperature is written with blue layer. The red layer near the channel wall is lightly found, while the blue layer is distributed from the center of the channel when inserting the wavy plate in the square channel. The temperature behavior for all flow attack angles and arrangements of the wavy plate in the square channel is found in similar pattern.

Figures 9(a) and 9(b) show local Nusselt number distribution on the channel walls of the square channel inserted with 45° wavy plate for V-Downstream and V-Upstream,

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนงานวิชาการเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

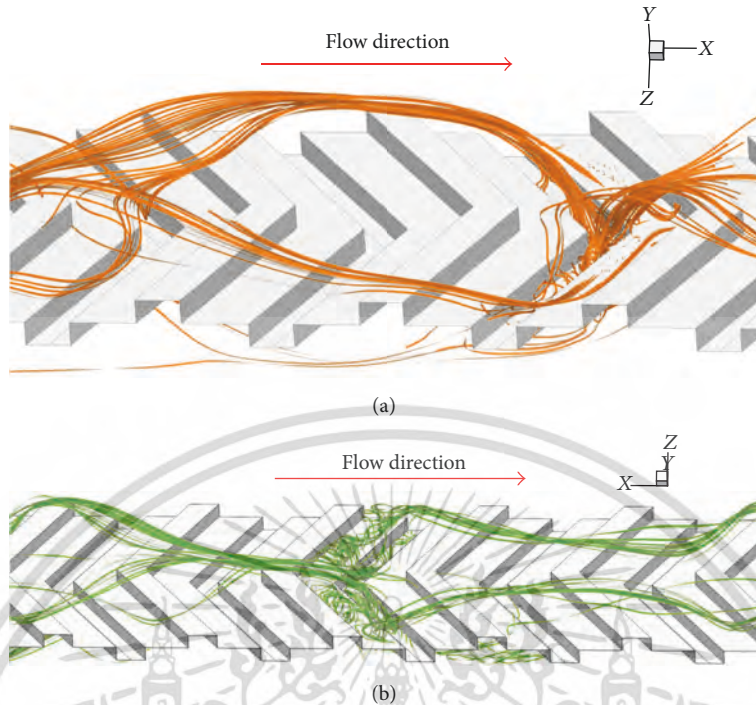


FIGURE 6: Longitudinal vortex flow of the square channel heat exchanger inserted with 45° V-wavy plate at $Re = 3000$ for (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

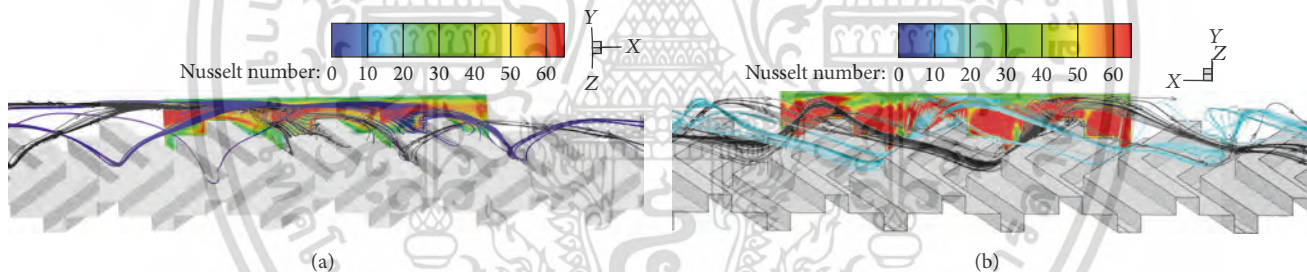


FIGURE 7: Impinging jet on the channel wall of the square channel heat exchanger inserted with 45° V-wavy plate at $Re = 3000$ for (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

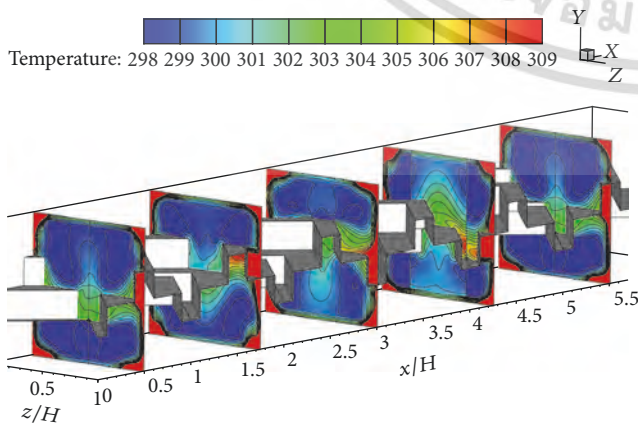


FIGURE 8: Temperature distribution in transverse planes for the square channel heat exchanger inserted with 45° wavy plate at $Re = 3000$ for V-Downstream.

respectively, at $Re = 3000$. In general, the insertion of the wavy plate improves the heat transfer rate higher than the smooth channel with no wavy plate. The figures indicate that the disturbance of the thermal boundary layer appears in all heat transfer surfaces. The heat transfer behavior of the V-Downstream and V-Upstream is not similar due to the different flow pattern. The peak of heat transfer rate is clearly found at the upper-lower walls of the square channel for V-Downstream. The disturbance of the thermal boundary layer is equally found in all sidewalls of the channel for the V-Upstream. The heat transfer characteristic is likely detected for all Re and α .

4.3. Thermal Performance Analysis. Figures 10(a) and 10(b) plot the relation of the Nu/Nu_0 and flow attack angle of the square channel inserted with wavy plate for V-Downstream and V-Upstream, respectively. In general, the addition of the

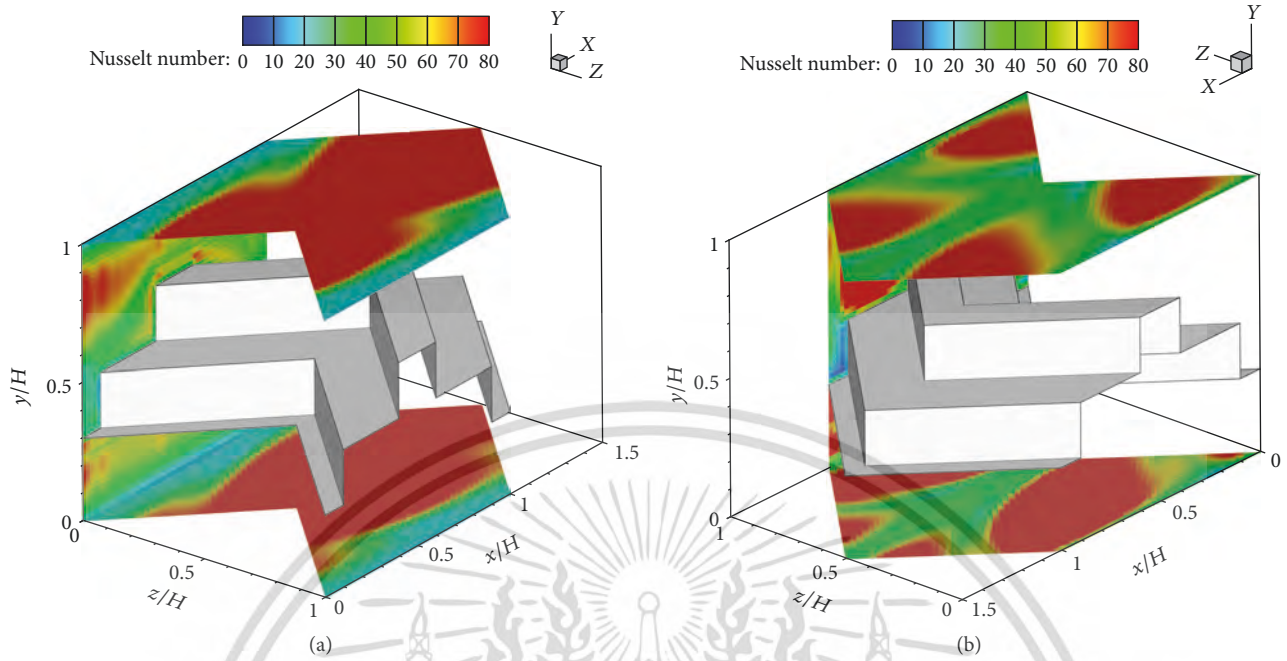


FIGURE 9: Local Nusselt number distribution on the wall surface of the square channel heat exchanger inserted with 45° V-wavy plate at $Re = 3000$ for (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

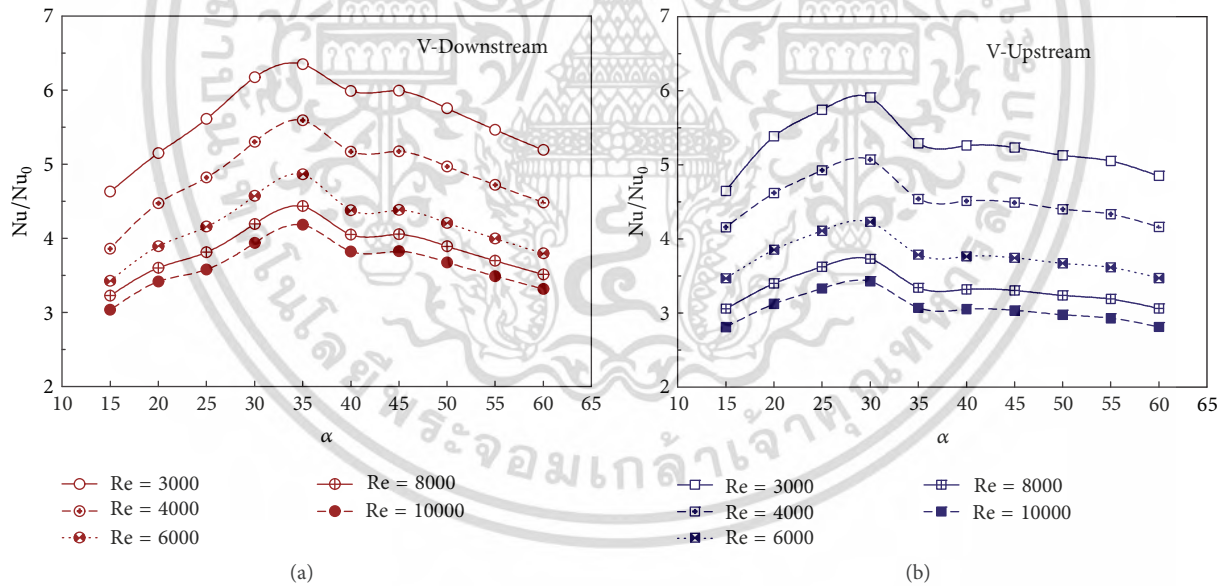


FIGURE 10: Nu/Nu_0 versus α for the square channel inserted with V-wavy plate at various Reynolds numbers of (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

wavy plate in the test section can improve the heat transfer rate higher than the smooth channel in all cases ($Nu/Nu_0 > 1$). Nu/Nu_0 increases when increasing the Reynolds number. For V-Downstream, $15^\circ \leq \alpha \leq 35^\circ$, the heat transfer rate tends to increase when augmenting the flow attack angle. The heat transfer rate slightly decreases when $\alpha > 35^\circ$. For V-Upstream, $15^\circ \leq \alpha \leq 30^\circ$, the Nusselt number tends to increase when enhancing the flow attack angle. The heat

transfer rate slightly reduces when $\alpha > 30^\circ$. The peak of Nu/Nu_0 is detected at the flow attack angle of 35° and 30° wavy plate for V-Downstream and V-Upstream, respectively. In range studies, the Nusselt number is around 3–6.5 and 2.8–6 times above the smooth channel with no wavy plate for V-Downstream and V-Upstream, respectively.

The variation of the f/f_0 with the flow attack angle for the square channel heat exchanger inserted with wavy plate

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

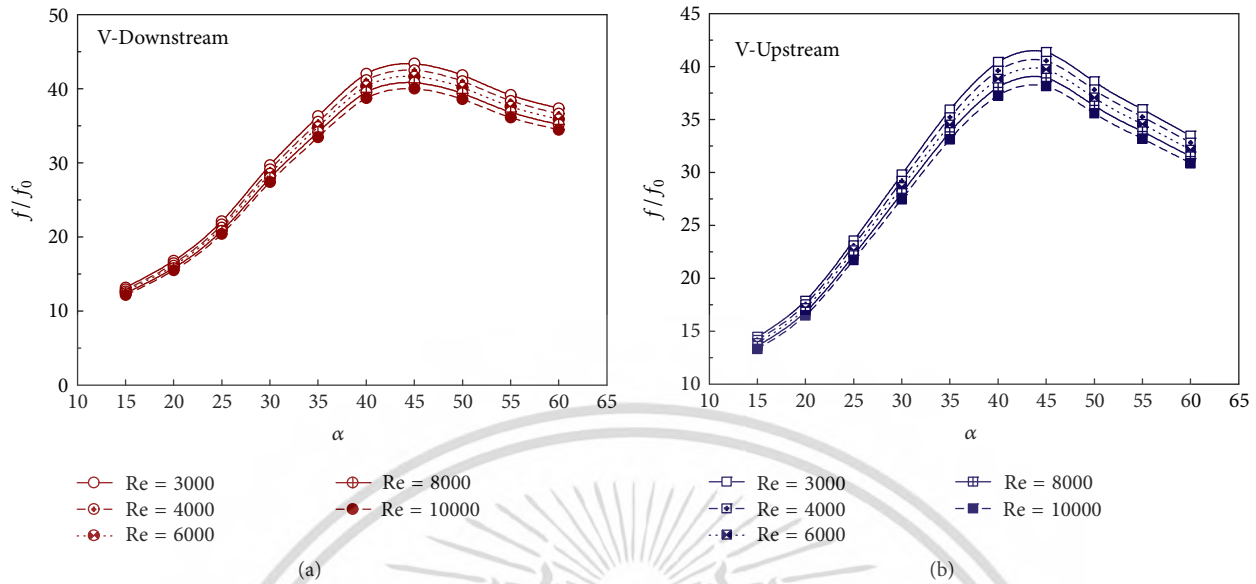


FIGURE 11: f/f_0 versus α for the square channel inserted with V-wavy plate at various Reynolds numbers of (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

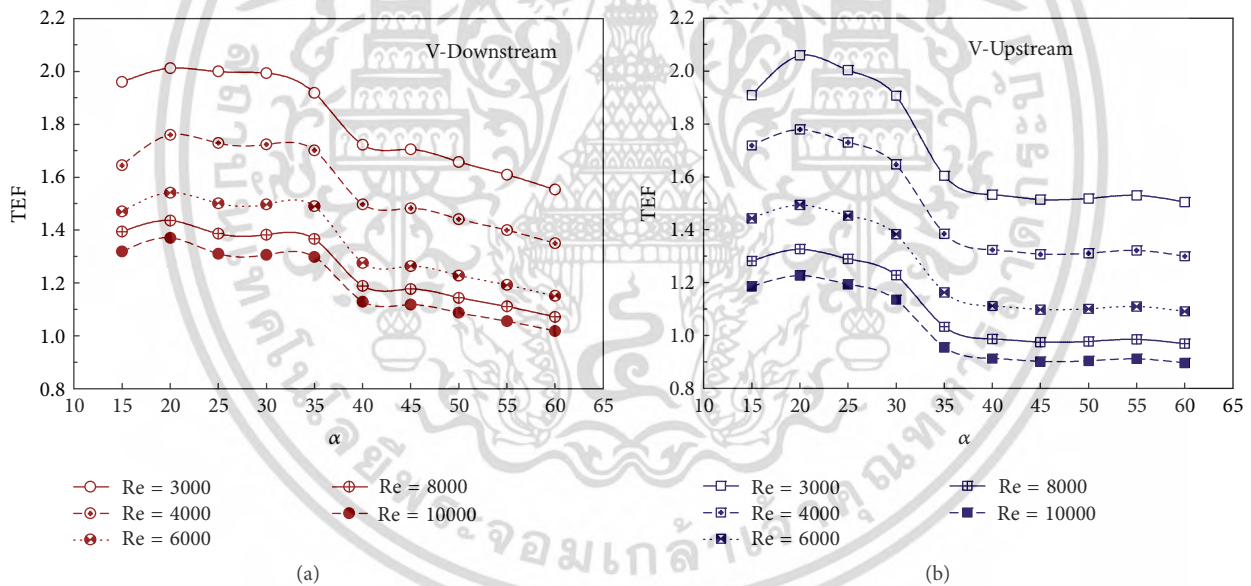


FIGURE 12: TEF versus α for the square channel inserted with V-wavy plate at various Reynolds numbers of (a) V-Downstream and (b) V-Upstream.

at various Reynolds numbers is depicted as Figures 11(a) and 11(b), respectively, for V-Downstream and V-Upstream. The insertion of the wavy plate in the square channel enhances the friction loss higher than the plain channel for all cases ($f/f_0 > 1$). Similar trend of the friction factor is found for both arrangements. The friction loss reduces when augmenting the Reynolds number. In range, $15^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$, the friction loss increases when increasing the flow attack angle. The friction factor tends to decrease when $\alpha > 45^\circ$. The wavy plate with 45° performs the highest friction loss, while the wavy plate with 15° gives the reverse result. The wavy plate

with V-Downstream provides the friction loss higher than the smooth channel around 11–44 times but around 15–42 times for V-Upstream.

Figures 12(a) and 12(b) show the relation of the TEF with the flow attack angle at various Reynolds numbers for the square channel heat exchanger inserted with wavy plates for V-Downstream and V-Upstream, respectively. The TEF decreases when increasing the Reynolds number. The optimum TEF is detected at the flow attack angle around 20° for both arrangements. The TEF is around 2.02 and 2.09 for V-Downstream and V-Upstream, respectively, at $Re = 3000$.

5. Conclusion

Numerical prediction on flow and heat transfer mechanisms in the square channel inserted with V-wavy plate is presented. The influences of the flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$, and 60°) and V-tip arrangements (V-Downstream and V-Upstream) are investigated for turbulent regime ($Re = 3000$ – $10,000$). The major findings for the present investigation are as follows:

- (i) The addition of the wavy plate in the test section leads to producing the vortex flow or swirling flow through the test section. The vortex flow is an important factor for heat transfer improvement in the heating section because the vortex flow disturbs the thermal boundary layer on the channel walls. The insertion of the wavy plate not only increases in heat transfer rate, but also enhances the pressure loss.
- (ii) The maximum heat transfer rate is detected at the flow attack angle around 35° and 30° of the wavy plate for V-Downstream and V-Upstream, respectively. The wavy plate with V-Downstream and V-Upstream performs the heat transfer rate higher than the smooth channel around 3–6.5 and 2.8–6 times, respectively, for $\alpha = 15^\circ$ – 60° and $Re = 3000$ – $10,000$.
- (iii) The friction loss of the square channel inserted with the wavy plate is found to be maximum at the flow attack angle around 45° , while the flow attack angle of 15° performs the opposite result for both cases. In range studies, the friction loss is higher than the smooth channel around 11–44 times.
- (iv) The optimum TEF is found at 20° wavy plate to be about 2.02 and 2.09, respectively, for V-Downstream and V-Upstream.
- (v) The manufacture and installation of the V-wavy plate is more convenient than other types of the turbulators such as V-baffle placed on the channel wall.
- (vi) The optimum flow attack angles of the wavy surface in the heat exchanger channel for laminar [17] and turbulent flow are 40° and 20° , respectively, when considered at the thermal enhancement factor.

Nomenclature

f :	Friction factor
H :	Channel height
h :	Convective heat transfer coefficient ($W/m^2 K$)
k :	Thermal conductivity ($W/m K$)
Nu :	Nusselt number
p :	Static pressure (Pa)
Pr :	Prandtl number
Re :	Reynolds number
T :	Temperature (K)
TEF:	Thermal enhancement factor
u_x :	Velocity in x -direction (m/s)
$\bar{u}$:	Mean velocity in channel (m/s)
x, y, z :	Cartesian coordinates.

Greek Symbols

α :	Flow attack angle, degree
μ :	Dynamic viscosity (Pa s)
ρ :	Density (kg/m^3)
Γ :	Thermal diffusivity.

Subscripts

in:	Inlet
w:	Wall
0:	Smooth tube.

Conflicts of Interest

The authors declare that there are no conflicts of interest regarding the publication of this article.

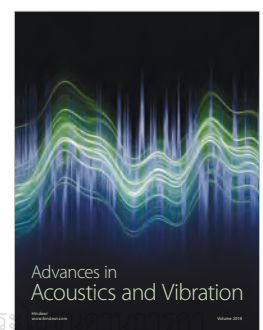
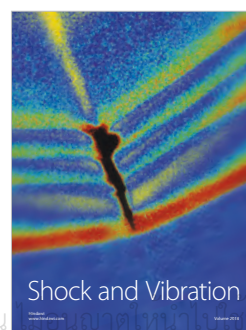
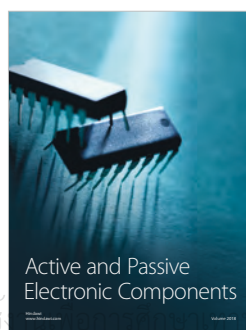
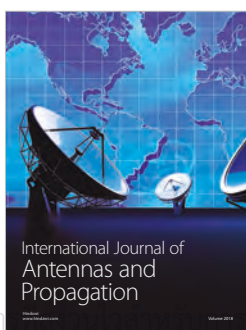
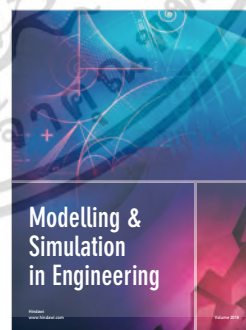
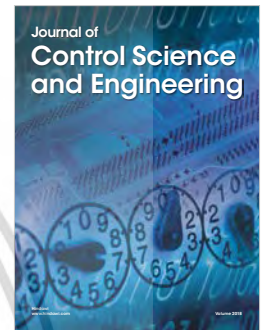
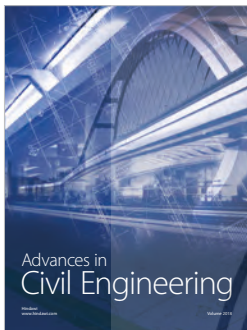
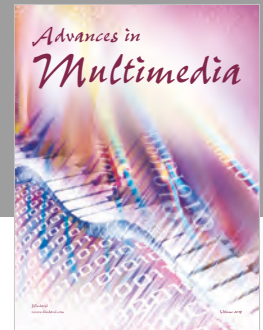
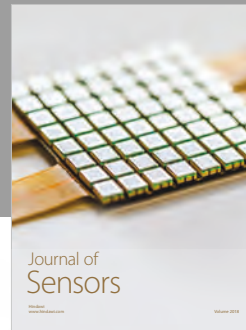
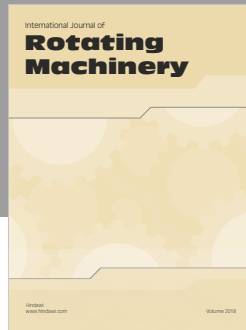
Acknowledgments

The funding of this work is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang research funds (Contract no. KREF046006). The authors would like to thank Associate Professor Dr. Pongjet Promvonge, KMITL, for suggestions.

References

- [1] R. Kumar, R. Chauhan, M. Sethi, and A. Kumar, "Experimental study and correlation development for Nusselt number and friction factor for discretized broken V-pattern baffle solar air channel," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 81, pp. 56–75, 2017.
- [2] W. Jedsadaratanachai, N. Jayranaiwachira, and P. Promvonge, "3D numerical study on flow structure and heat transfer in a circular tube with V-baffles," *Chinese Journal of Chemical Engineering*, vol. 23, no. 2, pp. 342–349, 2015.
- [3] W. Jedsadaratanachai and A. Boonloi, "Effects of blockage ratio and pitch ratio on thermal performance in a square channel with 30° double V-baffles," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 4, pp. 118–128, 2014.
- [4] S. Caliskan and S. Baskaya, "Velocity field and turbulence effects on heat transfer characteristics from surfaces with V-shaped ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 55, no. 21–22, pp. 6260–6277, 2012.
- [5] D. Jin, J. Zuo, S. Quan, S. Xu, and H. Gao, "Thermohydraulic performance of solar air heater with staggered multiple V-shaped ribs on the absorber plate," *Energy*, vol. 127, pp. 68–77, 2017.
- [6] N. S. Deo, S. Chander, and J. S. Saini, "Performance analysis of solar air heater duct roughened with multigap V-down ribs combined with staggered ribs," *Journal of Renewable Energy*, vol. 91, pp. 484–500, 2016.
- [7] P. Promthaisong, P. Eiamsa-ard, W. Jedsadaratanachai, and S. Eiamsa-ard, "Turbulent heat transfer and pressure loss in a square channel with discrete broken V-rib turbulators," *Journal of Hydrodynamics, Series B*, vol. 28, no. 2, pp. 275–283, 2016.
- [8] X. Fang, Z. Yang, B.-C. Wang, M. F. Tachie, and D. J. Bergstrom, "Highly-disturbed turbulent flow in a square channel with V-shaped ribs on one wall," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 56, pp. 182–197, 2015.

- 
- [9] R. Maithani and J. S. Saini, "Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with V-ribs with symmetrical gaps," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 70, pp. 220–227, 2016.
 - [10] D. Jin, M. Zhang, P. Wang, and S. Xu, "Numerical investigation of heat transfer and fluid flow in a solar air heater duct with multi V-shaped ribs on the absorber plate," *Energy*, vol. 89, pp. 178–190, 2015.
 - [11] B. Lotfi, M. Zeng, B. Sundén, and Q. Wang, "3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators," *Energy*, vol. 73, pp. 233–257, 2014.
 - [12] J. Dong, L. Su, Q. Chen, and W. Xu, "Experimental study on thermal-hydraulic performance of a wavy fin-and-flat tube aluminum heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1-2, pp. 32–39, 2013.
 - [13] J. Dong, J. Chen, W. Zhang, and J. Hu, "Experimental and numerical investigation of thermal -hydraulic performance in wavy fin-and-flat tube heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 11-12, pp. 1377–1386, 2010.
 - [14] J. Gong, C. Min, C. Qi, E. Wang, and L. Tian, "Numerical simulation of flow and heat transfer characteristics in wavy fin-and-tube heat exchanger with combined longitudinal vortex generators," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 43, pp. 53–56, 2013.
 - [15] X. Du, L. Feng, L. Li, L. Yang, and Y. Yang, "Heat transfer enhancement of wavy finned flat tube by punched longitudinal vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 75, pp. 368–380, 2014.
 - [16] X. Du, L. Feng, Y. Yang, and L. Yang, "Experimental study on heat transfer enhancement of wavy finned flat tube with longitudinal vortex generators," *Applied Thermal Engineering*, vol. 50, no. 1, pp. 55–62, 2013.
 - [17] A. Boonloi and W. Jedsadaratanachai, "Laminar forced convection and heat transfer characteristics in a square channel equipped with V-wavy surface," *Journal of Mathematics and Statistics*, vol. 13, no. 3, pp. 251–260, 2017.



ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารแนบหมายเลข 2



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

EFFECT OF LOCATION IN TRANSVERSE PLANE FOR 45° V-BAFFLE ON FLOW AND HEAT TRANSFER MECHANISMS IN A SQUARE CHANNEL

Amnart Boonloi^a and Withada Jedsadaratanachai^{b,*}

^a Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

ABSTRACT

Numerical predictions on flow and heat transfer in a square channel heat exchanger placed with V-baffle are examined. The gap spacing between the V-baffle and channel wall is varied for all baffle heights. The laminar regime with $Re = 100 - 1000$ is considered. The numerical model for the square channel heat exchanger placed with V-baffle is validated. The preliminary result reveals that the computational domain has reliability to predict flow and heat transfer in the channel. The mechanisms on flow and heat transfer in the heat exchanger channel are illustrated at the numerical result section. The thermal performance analysis of the heating section when inserted with the V-baffle is also reported in forms of the Nusselt number ratio (Nu/Nu_0 or Nu_R), friction factor ratio (f/f_0 or f_R) and thermal enhancement factor (TEF). As the results, it is found the gap spacing has extremely effect for flow structure and heat transfer behavior in the test section. The optimum gap spacing ratio may help to reduce the pressure loss or improves the heat transfer rate in the channel heat exchanger. The selection for the gap spacing ratio in the heating section at various baffle heights is also concluded. In addition, the gap spacing ratio around 5 – 10% is suggested for the range investigation.

Keywords: gap spacing; heat transfer; thermal performance; V-baffle; heat exchanger.

1. INTRODUCTION

From many researches about the augmentation on heat transfer rate of the heat exchanger system with vortex generators, it is found that the V-baffle gives high efficiency to enhance heat transfer rate and thermal performance when compared with the other types. The cause is the V-baffle can produce strong vortex flow and impinging flow in the test section. The vortex flow and impinging flow will disturb the thermal boundary layer on the heat transfer surface. The change of the thermal boundary layer is an important point for the increments of heat transfer rate and performance. Many researchers try to study about the mechanisms in the heating/cooling channel when varied the parameters of the vortex generators such as; flow attack angle, baffle height, baffle arrangements, pitch spacing, etc. The examples of the investigations on heat transfer rate and pressure loss of the heating system with vortex generators are briefed as follows;

Promvongse *et al.* (2012) numerically investigated a square channel placed with 45° V-baffle on flow topology and heat transfer characteristics. The V-baffle placed on the opposite walls of the square channel with in-line arrangement and pointing downstream. The influences of the baffle height and baffle pitch were considered for laminar regime around $Re = 200 - 2000$. They reported the mechanisms in the heating duct and also concluded the performance of the baffled channel. They found that the baffled channel can develop the heat transfer rate and thermal performance than the smooth channel with no baffle. They stated that the optimum thermal performance around 3.8 is

detected at blockage ratio and pitch spacing ratio of 0.2 and 1.5, respectively. Boonloi (2014) presented the numerical examine in a square duct that inserted with V-baffles. The influences of baffle height and baffle arrangement on heat transfer coefficient and pressure loss were considered for laminar flow with the Reynolds number around 100 – 2000. Boonloi (2014) reported that the optimum thermal performance is around 4.2, which is detected at blockage ratio of 0.20 and 0.15 for V-Downstream and V-Upstream, respectively. Boonloi and Jedsadaratanachai (2014) compared the different flow attack angles (20°, 30° and 45°) of the V-baffle in the square channel heat exchanger. The variations of the baffle height, baffle pitch, flow direction and arrangement were studied for laminar regime, $Re = 100 - 2000$. They concluded that the thermal performance is about 4.25 at pitch-to-channel height of 1, baffle height-to-channel height of 0.15, $Re = 2000$ with V-Downstream and in-line arrangement. Li *et al.* (2018) simulated the thermal performance of a channel fitted with multi V-baffle for turbulent regime. They stated that the augmentation on the thermal performance is around 12% when placed the multi V-baffle in the channel heat exchanger. Boonloi and Jedsadaratanachai (2016) numerically investigated a square duct installed with discrete combined V-baffle and V-orifice (called “discrete combined baffle” or DCB). The flow visualization and heat transfer behavior in the baffled channel were shown. The parameters; DCB height and DCB position were considered for turbulent regime with the Re around 5000 - 20000. They found that the vortex flow occurs through the test section when inserted with DCB in the channel. They also summarized that the heat transfer rate increases around 2.8 – 6 times above the smooth channel with the maximum thermal performance factor around 1.72.

* Corresponding author. Email: kjwithad@kmitl.ac.th

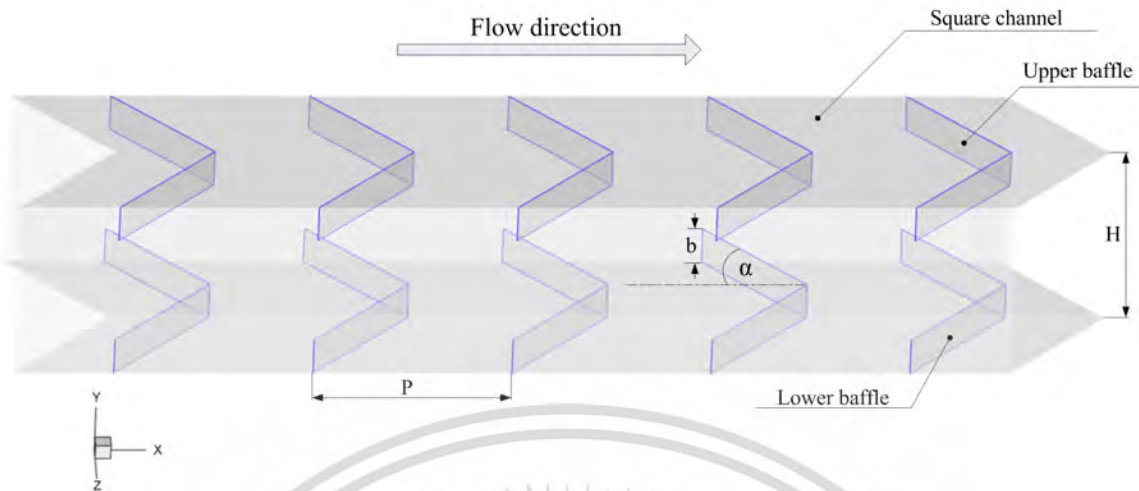


Fig. 1 Physical domain of the square channel placed with V-baffle.

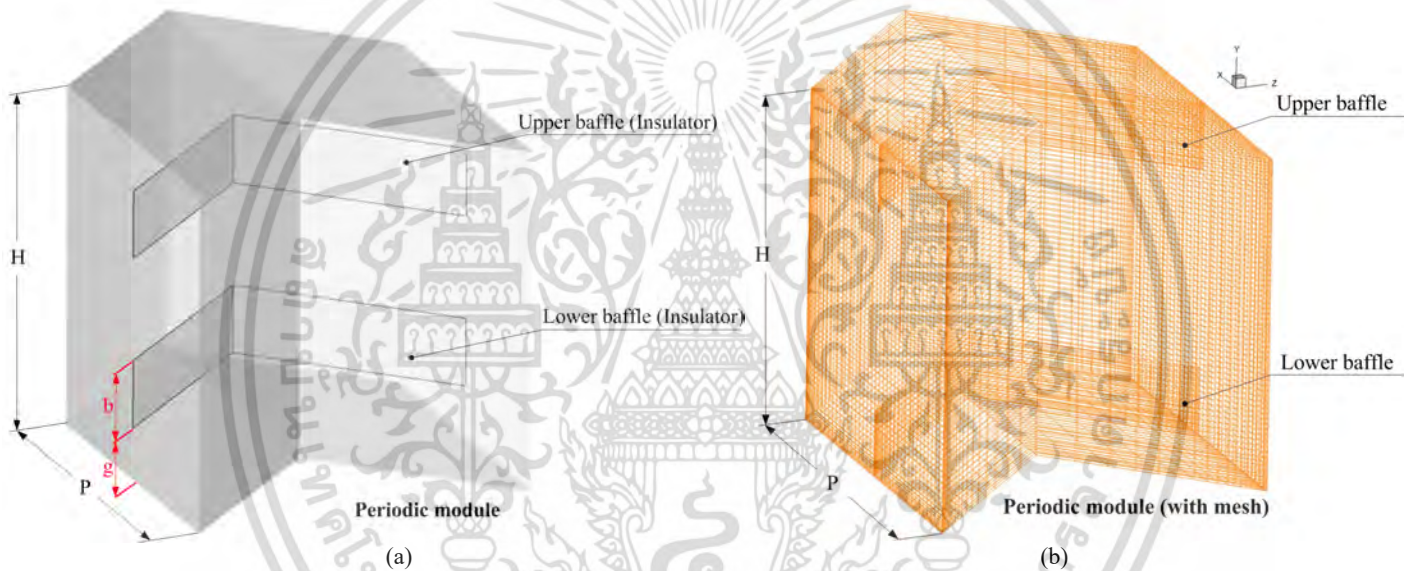


Fig. 2 (a) Computational module of the channel inserted with V-baffle and (b) computational module with mesh of the channel inserted with V-baffle.

Kumar *et al.* (2017a) and Kumar *et al.* (2017b) experimentally examined the heat transfer rate and flow friction in a solar air heater channel with discretized broken V-baffle. The parameters of the baffled channel such as the relative baffle gap distance, relative baffle gap width, relative baffle height, relative baffle pitch and flow attack angle were studied for the Reynolds number from 3000 – 21000. They claimed that the discretized broken V-baffle performs higher thermal performance than the other types of the vortex generators. Jedsadaratanachai and Boonloi (2014) reported the investigations of a square channel placed with 30° double V-baffles. They summarized that the optimal thermal performance is around 3.2, which is found at pitch spacing ratio, blockage ratio and Reynolds number of 1, 0.10 and 1200, respectively. Jedsadaratanachai *et al.* (2015) predicted the heat transfer rate and flow friction in a circular tube inserted with 45° V-baffle. The effects of baffle height and flow direction were presented for laminar flow with $Re = 100 - 2000$. They detected that the maximum thermal enhancement factor is about 3.2 at the baffle height-to-tube diameter of 0.2 and 0.25, respectively, for V-Upstream and V-Downstream. Promvong (2010) illustrated that the multiple 60° V-baffle in an $AR = 10$ channel, which gives the maximum thermal performance around 1.87 at $Re = 5000$ when considered at the baffle height-to-channel

hydraulic diameter of 0.1. Kumar *et al.* (2016) studied the enhancement on heat transfer rate in a solar air heater channel that installed with broken multiple V-type baffle. The relative gap width of the baffled channel were varied for $Re = 3000 - 8000$. They pointed out that the best relative gap width is around 5. Promvong and Kwankaomeng (2010) concluded that the optimum thermal performance is around 2.6 and 2.75 when inserted the 45° staggered V-baffle in a square channel heat exchanger with baffle height-to-channel height of 0.15 and 0.2 at V-Upstream and V-Downstream, respectively.

As the literature reviews above, it is found the V-baffle gives high thermal performance when compared with the other types of the vortex generator. The parameters of the baffled channel such as baffle height, baffle pitch, flow attack angle, flow direction, etc., were investigated on both numerical and experimental studies. However, it is found the position in transverse plane of the V-shaped baffle in the channel has not been reported. Therefore, the numerical investigation on mechanisms in the square channel inserted with various positions in transverse plane of the V-baffle is presented in the current work. The position of the V-baffle may be an important factor for the changes of flow friction and heat transfer distribution of the baffled channel.

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

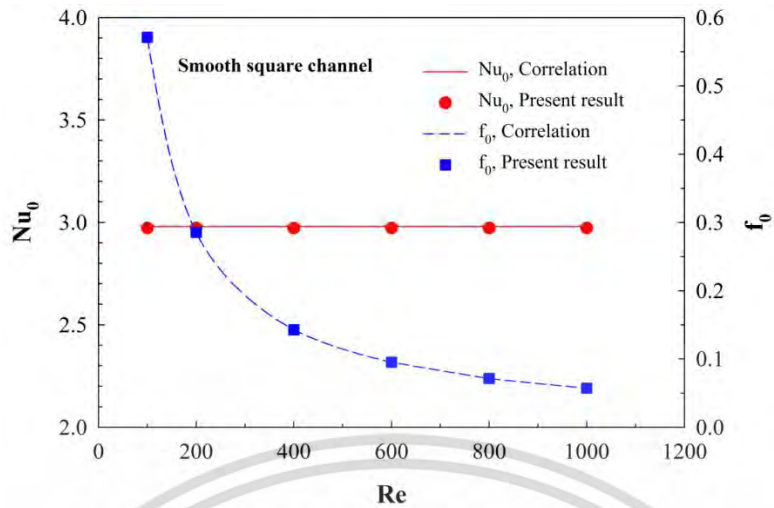


Fig. 3 Validation of the smooth square channel.

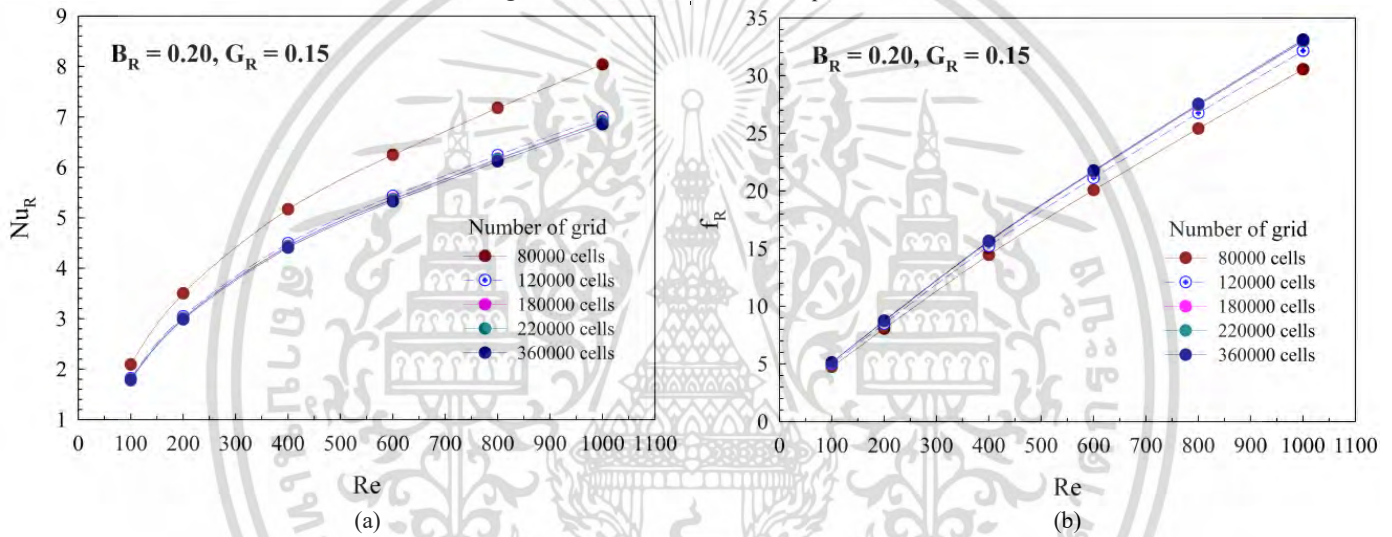


Fig. 4 Grid independence for (a) Nu_R and (b) f_R at $B_R = 0.20$ and $G_R = 0.15$.

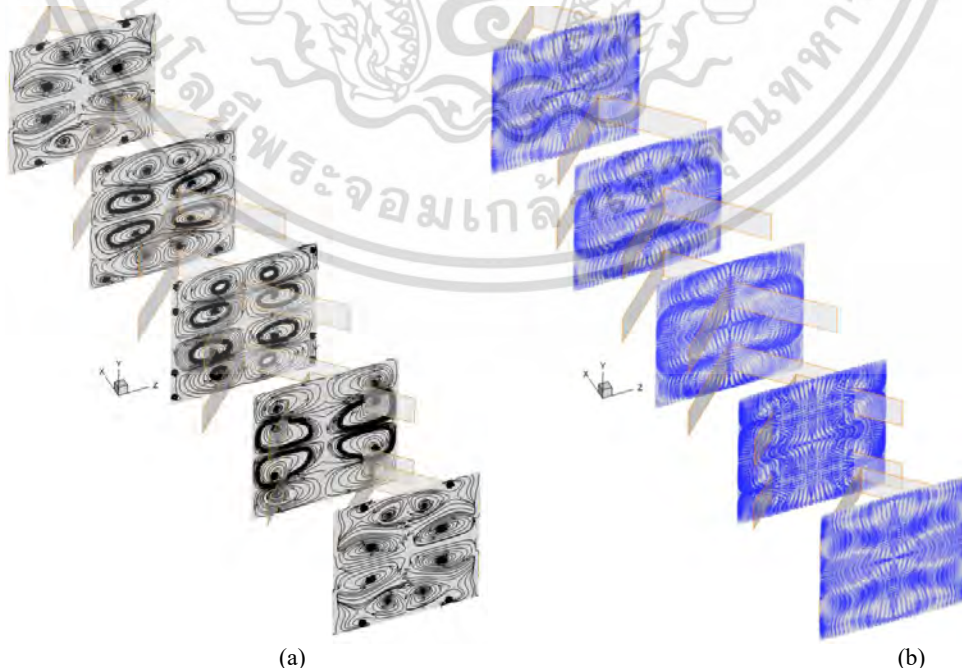


Fig. 5 Flow structure of the square channel inserted with V-baffle in term of (a) streamline in transverse planes and (b) tangential velocity vector in transverse planes at $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ and $Re = 1000$.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

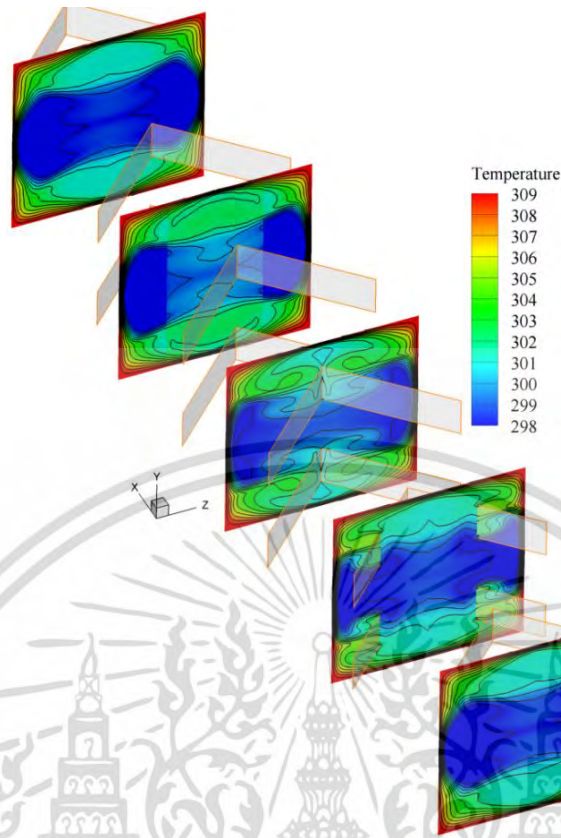


Fig. 6 Heat transfer characteristic of the square channel inserted with V-baffle in term of temperature distribution in transverse planes at $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ and $Re = 1000$.

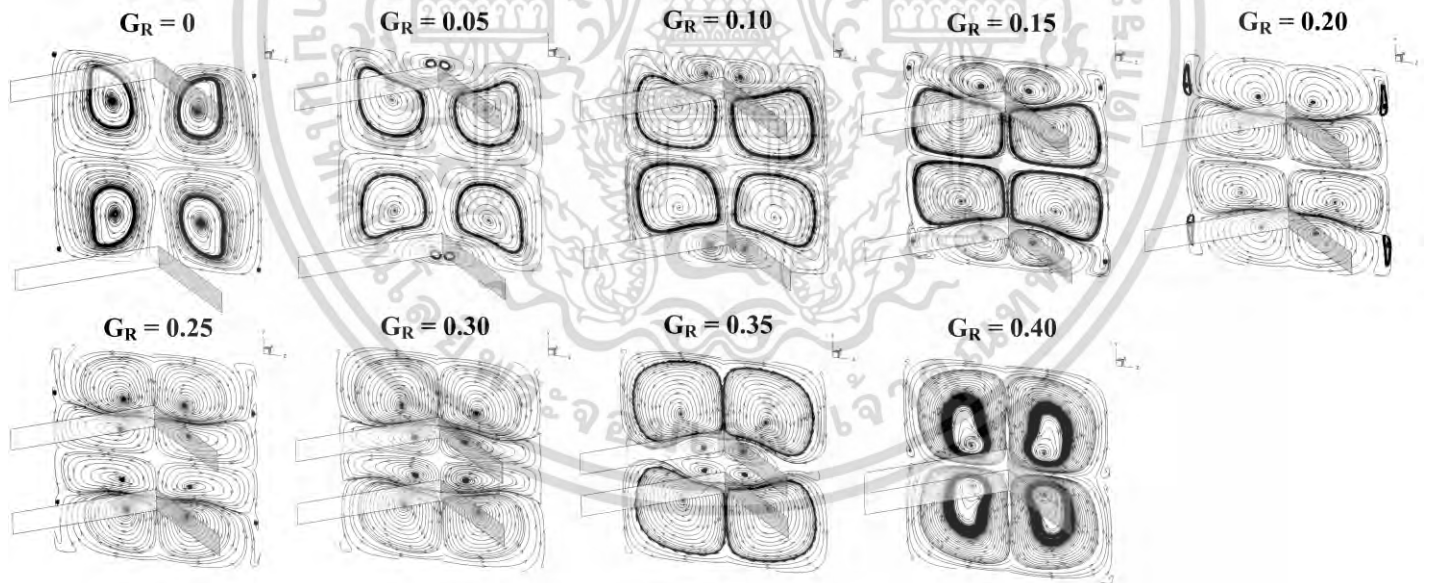


Fig. 7 Streamline in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.10$ and $Re = 600$.

2. PHYSICAL MODEL AND BOUNDARY CONDITION

The V-baffles are inserted in the square channel heat exchanger with V-apex pointing downstream. The square channel height, H , equals to the channel width, W . The V-baffle can separate into two parts; upper and lower parts. The flow attack angle, α , around 45° of the V-baffle is selected for all examples. The spacing between leading edge of the V-

baffle presents with P , while the ratio of the pitch spacing and height of the square channel, P/H or P_R is fixed at 1. The b is the baffle height, while the ratio of the V-baffle height and square channel height, b/H or B_R , is called blockage ratio. The blockage ratio of the present research is varied in the range around 0.05 to 0.30. The physical geometry and parameters of the square channel heat exchanger installed with V-baffles is illustrated as Fig. 1.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

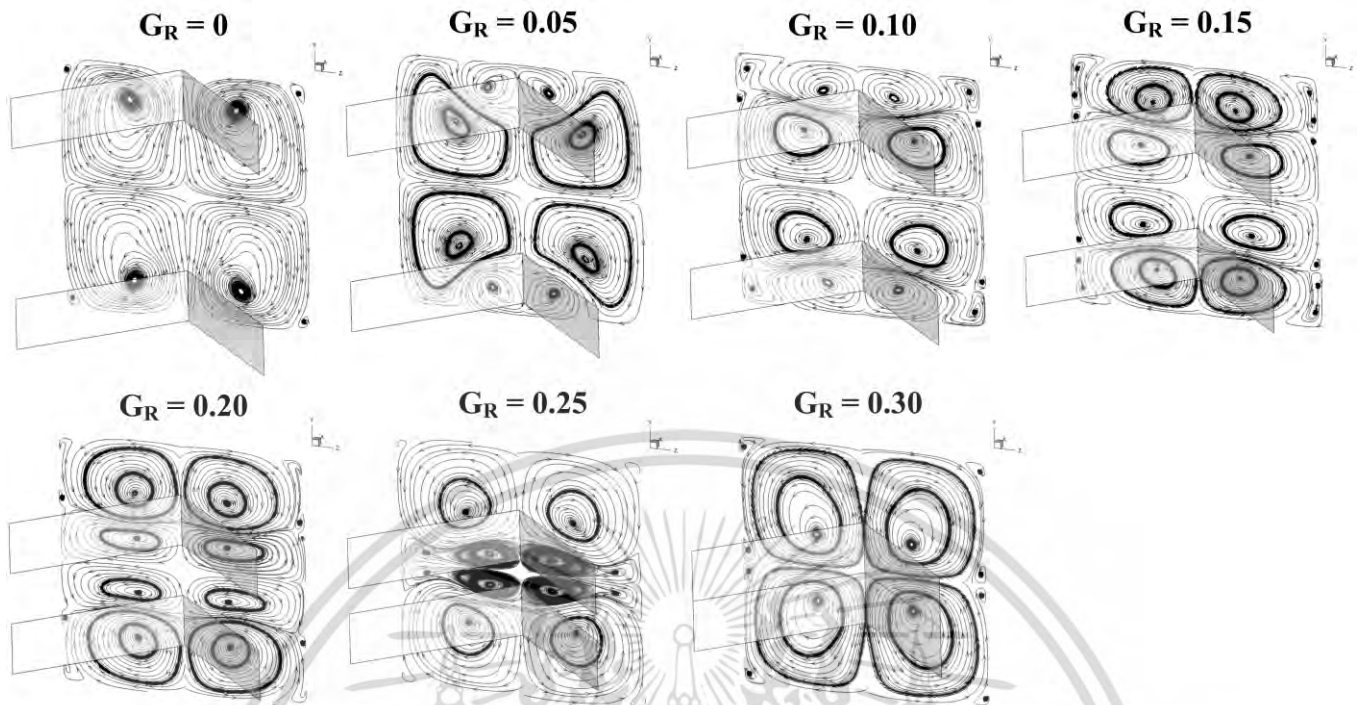


Fig. 8 Streamline in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.20$ and $Re = 600$.

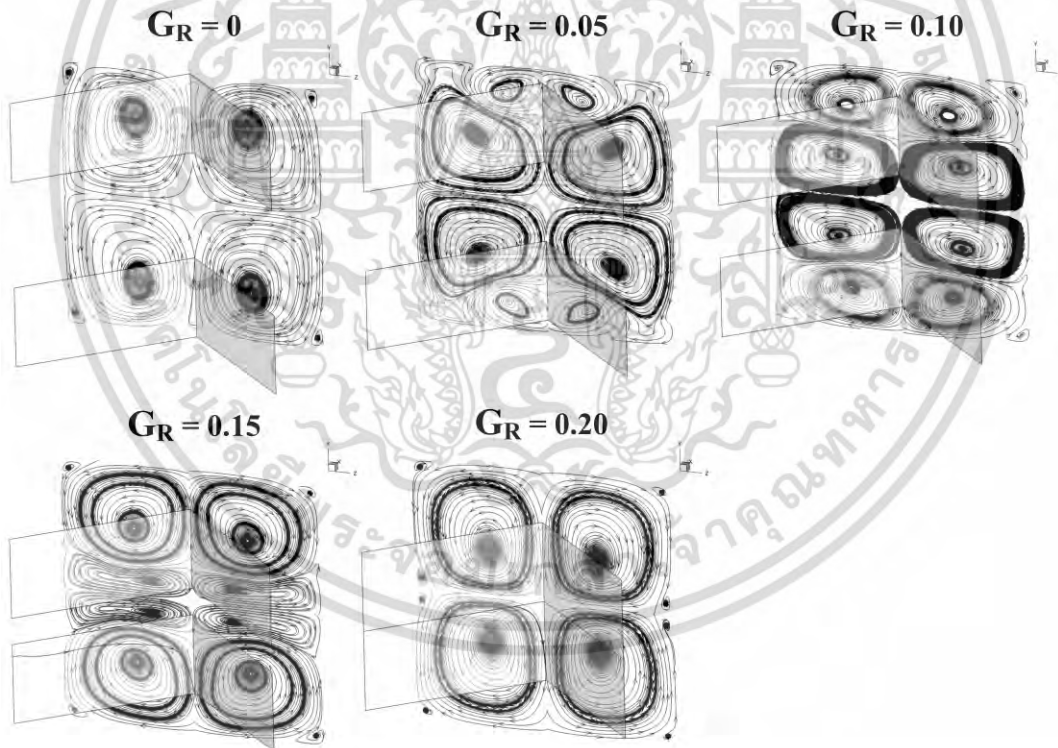


Fig. 9 Streamline in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.30$ and $Re = 600$.

g represents the gap spacing between the V-baffle and square channel wall. The ratio among the gap spacing and square channel height, g/H or G_R , is named gap spacing ratio. The gap spacing ratio is varied around $0 - 0.45$, $0 - 0.40$, $0 - 0.35$, $0 - 0.30$, $0 - 0.25$, $0 - 0.20$ for the blockage ratio of 0.05 , 0.10 , 0.15 , 0.20 , 0.25 and 0.30 , respectively. The periodic module of the square channel heat exchanger placed with V-baffles is plotted as Fig. 2.

The periodic condition is set for the inlet and outlet of the computational domain. The constant temperature around $310K$ is applied for all channel walls of the model. The V-baffle is assumed to

be insulator. No slip wall condition is applied for all surfaces of the computational domain.

3. ASSUMPTION AND MATHEMATICAL FOUNDATION

The assumption of the present investigation for the square channel placed with V-baffle at various G_R and B_R values is illustrated as follows;

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- The test fluid is air at laminar flow region with the Reynolds number from 100 to 1000. The incompressible condition is applied for the test fluid.

- The fluid flow and heat transfer are steady in three dimensions.

- The thermal properties of the test fluid (air with Prandtl number around 0.707) are approximated to be constant at the average bulk mean temperature around 300K.

- The convective heat transfer is measured, while the natural convection, body force, viscous dissipation and radiation heat transfer are disregarded.

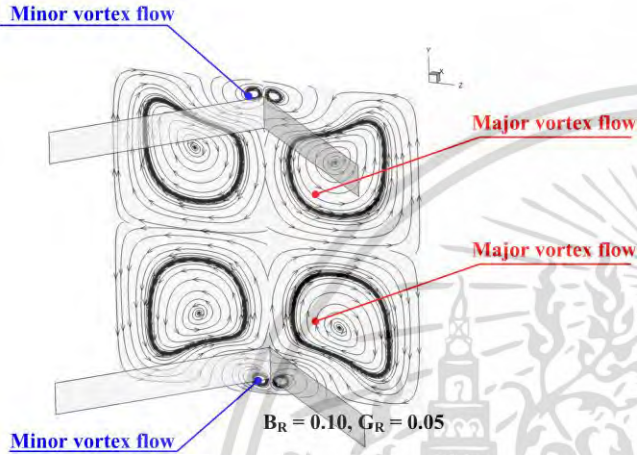


Fig. 10 Detail of flow structure in transverse planes for the square channel heat exchanger placed with V-baffle.

The heat exchanger channel equipped with the V-shaped baffle is governed by the continuity, the Navier–Stokes equations and the energy equation. The energy equation is discretized by the QUICK scheme, while the governing equations are discretized by power law scheme. The investigation on heat transfer and flow pattern in the heat exchanger duct equipped with the V-shaped baffle is resolved by finite volume method with SIMPLE algorithm. The solutions are considered to be converged when the normalized residual values are less than 10^{-5} for all variables, but less than 10^{-9} only for the energy equation. The commercial code (FLUENT) is selected for the present study.

In the Cartesian tensor form the continuity, the Navier–Stokes equations and the energy equation can be printed as follows:

Continuity equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum equation:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2)$$

Energy equation:

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

where, the thermal diffusivity, Γ , is written by

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad (4)$$

The important parameters for the present investigation are reported in term of dimensionless variables. The velocity of the test fluid at the inlet is reported in terms of the Reynolds number.

The Reynolds number is calculated as:

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (5)$$

The pressure loss across the test section inserted with the V-baffle is concluded in term of the friction factor. The friction factor, f , is calculated from the pressure drop, Δp , across the periodic module, L .

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

The heat transfer rate is displayed in terms of local Nusselt number and average Nusselt number. The local heat transfer is measured by:

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (7)$$

The average Nusselt number can be obtained by

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x \partial A \quad (8)$$

The thermal performance of the heating section when equipped with the V-baffle is presented in form of thermal enhancement factor. The thermal enhancement factor (TEF) is calculated by the augmentations on both heat transfer and friction factor at similar pumping power.

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3} \quad (9)$$

The Nu_0 and f_0 are the Nusselt number and friction factor for the smooth duct, respectively.

4. NUMERICAL VALIDATION

The computational model for the heat exchanger channel is verified. The grid independence and verification of the smooth square channel on heat transfer and friction loss are examined. The objective of the numerical validation is to increase the reliance of the numerical result.

Fig. 3 reports the relations of the Nu_0 and f_0 with the Reynolds number for the smooth square channel. The values from the present computational domain are compared with the values from the correlations for both Nusselt number and friction factor. As the figure, the variations of the Nusselt number and friction factor are around 0.5% and 0.7%, respectively. The variations on both values is not more than 5%, therefore the present computational domain has more reliability for predict flow and heat transfer mechanisms in the heat exchanger.

The numbers of grid around 80000, 120000, 180000, 220000 and 360000 for the computational domain at the case $B_R = 0.20$ and $G_R = 0.15$ are compared (see Fig. 4). It is found the augmentation of grid cell from 120000 to 180000 has no effect for heat transfer and pressure loss. Therefore, the present numerical model is created with the number of grid around 120000 for all examples. The optimum number of grid can help to reserve investigated time and computer resource.

5. NUMERICAL RESULT

5.1 Flow and heat transfer mechanisms

The general flow configuration in the channel that inserted with V-baffles is presented with streamline in transverse planes and tangential velocity vector in transverse planes as depicted in Figs. 5a and b, respectively. The V-baffle with $B_R = 0.20$, $G_R = 0.15$ and $Re = 1000$ is selected for these plots. As the figures, the vortex flow is found through the baffled channel in all cases. The V-baffle blocks the air flow and generates the vortex flow from the leading edges to the V-apex. The core of the vortex flow has change depended on the location in the baffled channel. The creation of the vortex flow in the channel is an advantage for the heat transfer rate in the heating channel. The vortex flow likes as equipment which helps a better air mixing in the channel. The better mixing is reason for heat transfer improvement. The vortex flow is also a disruptor of the thermal boundary layer on the channel walls that is another cause for heat transfer and performance enhancement.

Fig. 6 illustrates the temperature distribution in transverse plane for the baffled channel at $B_R = 0.2$, $G_R = 0.15$ and $Re = 1000$. The

temperature distribution is an indicator to check the fluid mixing in the channel heat exchanger. In general, the red layer of the hot fluid is found near the channel wall, while the blue layer of the cold fluid is detected at the center of the channel for the smooth square channel. The appearance of the V-baffle in the channel helps to reduce the hot layer near the channel wall and distributes the cold layer from the center of the square channel. The change of the temperature contour is a good sign for the improvement of the heat transfer rate in the channel.

The variations of the blockage ratio, gap spacing ratio and Reynolds number bring to the variances of the flow and heat transfer

profiles. Generally, the changes of blockage ratio and Reynolds number leads to the change of vortex strength. The vortex strength increases when augmenting the baffle height and Reynolds number. The augmentations on the baffle height and Reynolds number not change the flow structure and heat transfer profile in the heating section, but the variance of the gap spacing ratio has extremely effect for the differences of flow and heat transfer profiles.

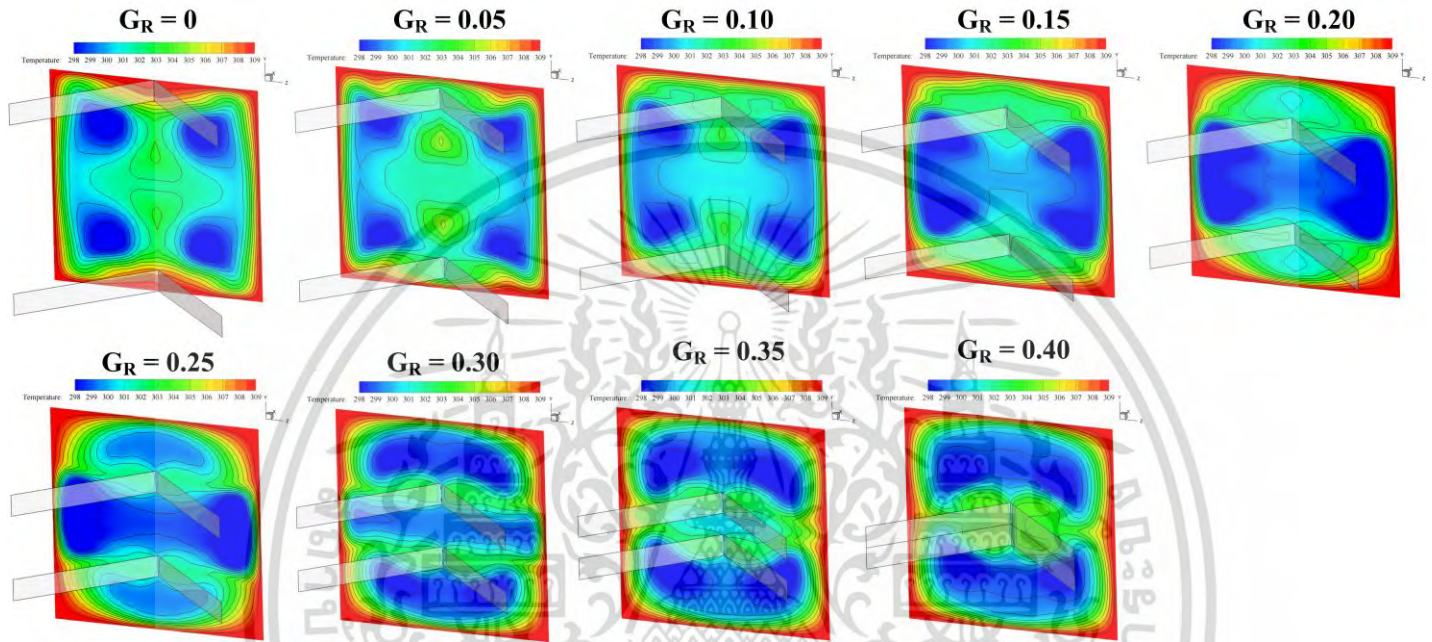


Fig. 11 Temperature contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.10$ and $Re = 600$.

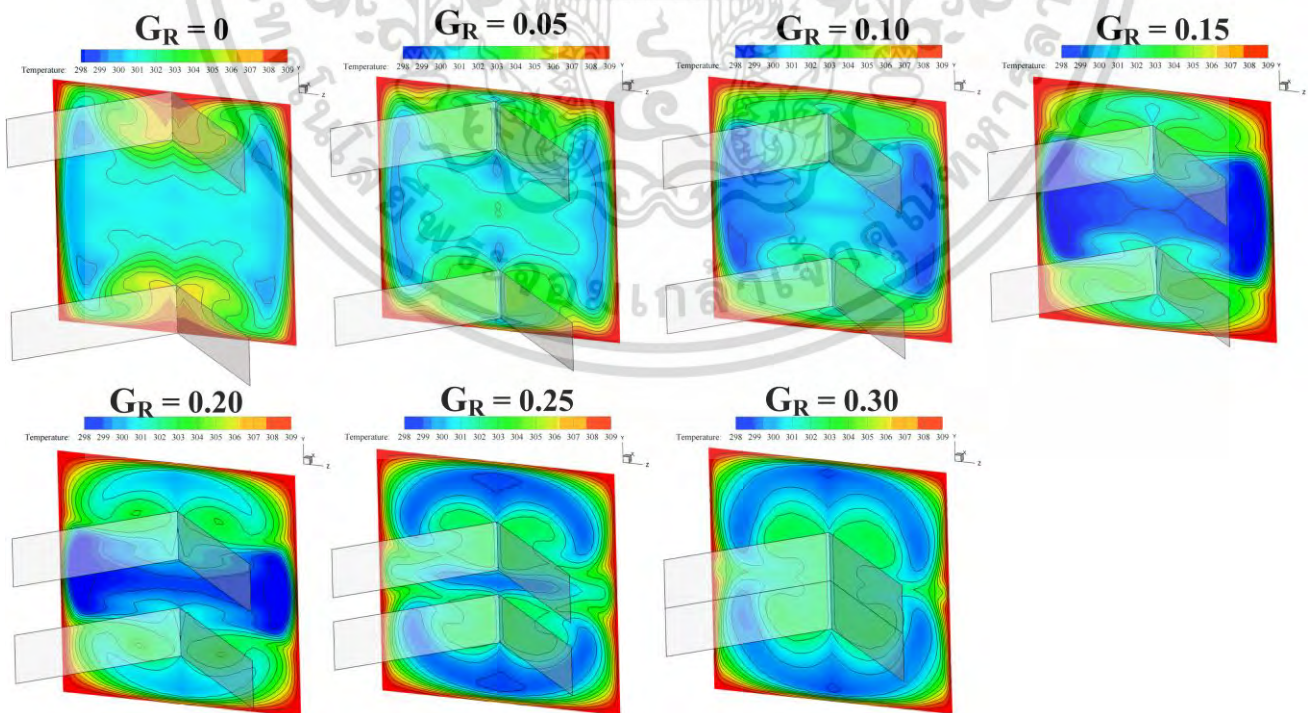


Fig. 12 Temperature contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.20$ and $Re = 600$.

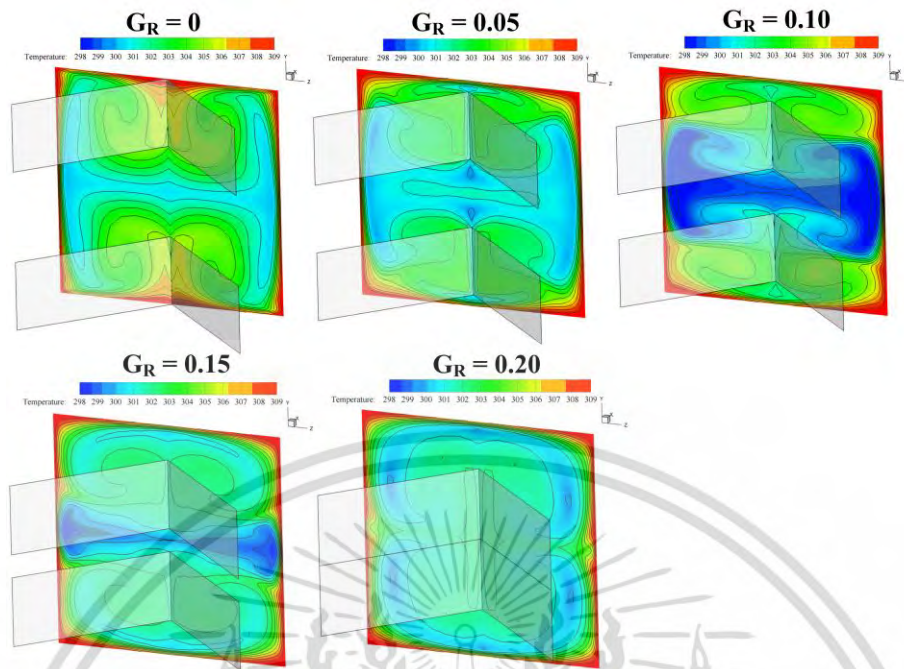


Fig. 13 Temperature contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various Gr for $B_r = 0.30$ and $Re = 600$.

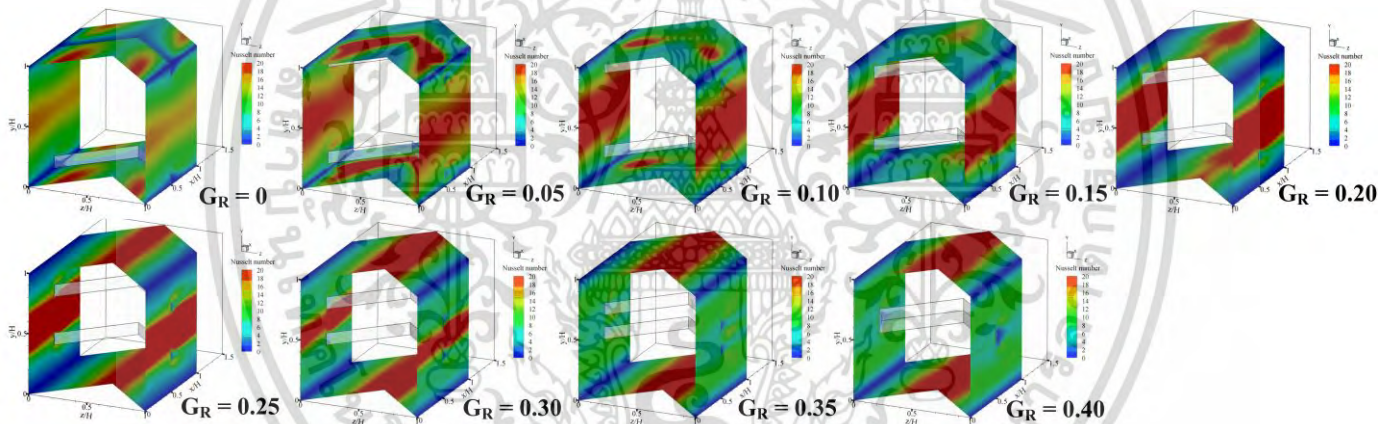


Fig. 14 Local Nusselt number contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various Gr for $B_r = 0.10$ and $Re = 600$.

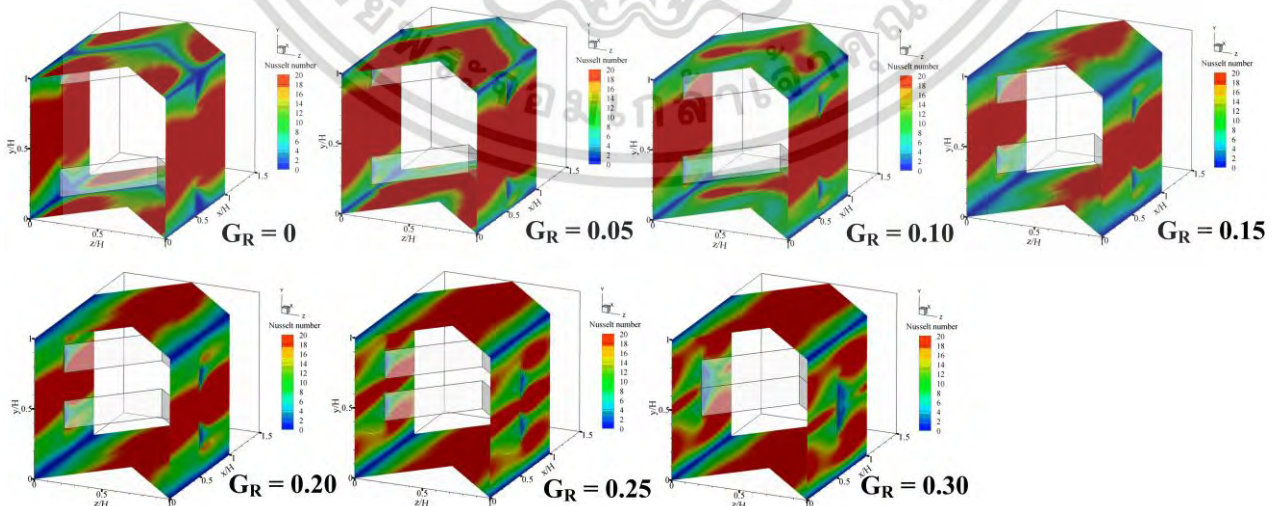


Fig. 15 Local Nusselt number contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various Gr for $B_r = 0.20$ and $Re = 600$.

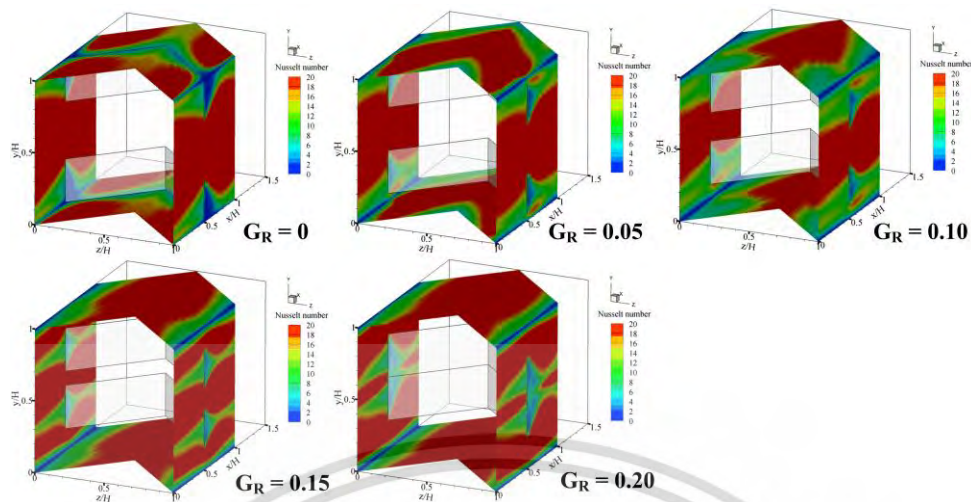


Fig. 16 Local Nusselt number contours in transverse planes for the square channel placed with V-baffle at various G_R for $B_R = 0.30$ and $Re = 600$.

Figs. 7, 8 and 9 show the streamlines in transverse planes for the $B_R = 0.10, 0.20$ and 0.30 of the V-baffles in the square channel, respectively, at $Re = 600$.

For $B_R = 0.10$, the four main vortex flow is detected at $G_R = 0$ (no gap). The symmetry flow at left and right parts is found due to the baffle symmetry. The V-baffle with zero gap spacing creates the counter rotating flow with common-flow-up (called “major vortex flow”) when considering at the lower pair of the flow. The pair of small vortices (called “minor vortex flow”) is found at the upper and lower parts of the plane where is near the V-apex when $G_R = 0.05$. The minor vortex flow is the counter vortex flow with common-flow-down when seeing at the lower pair. This means that the small gap at the upper and lower zones can produce the small vortices. The minor vortex flow performs larger when increasing G_R . The major vortex flow is not found in the case of $G_R = 0.40$ value (like V-baffle inserted in the middle of the square channel). The similarly trend is detected in all blockage ratios when varied gap spacing ratio of the V-baffle in the channel. The flow description for the channel fitted with V-baffle is plotted as Fig. 10.

Figs. 11, 12 and 13 report the temperature contour in crosswise planes for the $B_R = 0.10, 0.20$ and 0.30 of the V-baffles in the test section with $Re = 600$, respectively. The V-baffles in the channel are as the thermal boundary layer interrupter. The disturbance of the thermal boundary layer in the heating section is a main reason for heat transfer and thermal performance improvement. The disruption of the thermal boundary regime can consider from the hot contour near the heat transfer surface. In this part, the red layer of the hot fluid near the four sides of the channels walls is focused.

For $B_R = 0.10$, the thickness of the red layer is similarly found in the cases of $G_R = 0 - 0.10$. The hot layer grows up when $0.15 \leq G_R \leq 0.30$, especially, at the four corners of the channel. The red contour slightly decreases when $G_R > 0.30$. The maximum red layer thickness is detected for the $G_R = 0.15$ and 0.10 for $B_R = 0.20$ and 0.30 , respectively. In addition, the increment of the baffle height can help to increase the vortex strength in the channel when observing the behavior of fluid mixing.

The local Nusselt number distribution on the channel walls inserted with V-baffle at various gap spacing ratios is presented as Figs. 14, 15 and 16 for $B_R = 0.10, 0.20$ and 0.30 , respectively, at $Re = 600$. In general, the variation of the gap spacing ratio gives dissimilarly heat transfer configuration. The gap spacing between baffles and lower-upper walls of the channel has effect for heat transfer characteristic.

For $B_R = 0.10$, the peak of heat transfer rate (red region) is found in all channel walls for $G_R = 0$. The red region in all sides performs larger when $G_R = 0.05$. The red layer of two sidewalls provides larger for $G_R = 0.10$ and 0.15 , but tends to decrease for the upper and lower walls. In the range $0.20 \leq G_R \leq 0.30$, the red contour of the upper-lower

walls performs larger, but lower for the left and right sidewalls. The red layer of the local Nusselt number is not detected in the cases of $G_R = 0.35$ and 0.40 , while found only on the upper-lower zones of the channel. The similar trend of heat transfer profile with various gap spacing ratios is found when changes the blockage ratio of the V-baffle. Additionally, the enhancement of the blockage ratio for the V-baffle can augment the heat transfer rate.

5.2 Performance analysis

The Nusselt number ratio (Nu/Nu_0 , Nu_R), friction factor ratio (f/f_0 , f_R) and thermal enhancement factor (TEF) are plotted with the Reynolds number at various B_R and G_R values as depicted in Figs. 17, 18 and 19, respectively. The plots of Nu_R , f_R and TEF with G_R at various Re values are illustrated as the Figs. 20, 21, 22, 23, 24 and 25, for $B_R = 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ and 0.30 , respectively.

In general, the heat transfer rate enhances when increasing the Reynolds number due to the augmentation of the vortex strength in the test section. Almost cases, the placement of the V-baffle in the heating channel performs greater Nu_R than the smooth channel with no baffle ($Nu_R > 1$).

Considering at $Re = 1000$, $B_R = 0.05$, the peak of Nusselt number is about 3.97 times over the smooth channel which is detected at $G_R = 0.30$. The reason is the $G_R = 0.30$ can produce the strongest vortex strength and also gives the best local Nusselt number distribution on the channel wall. The lowest value of heat transfer rate is found at $G_R = 0.45$ (the insertion in the middle of the square channel) when considering at $Re = 1000$. The Nu_R for the heat exchanger channel fitted with V-baffle is around $0.99 - 3.30, 1.01 - 3.67, 1.02 - 3.44, 1.04 - 3.33, 1.07 - 3.58, 1.13 - 3.92, 1.25 - 3.97, 1.45 - 3.38, 1.57 - 3.32$ and $1.53 - 3.28$ for the $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40$ and 0.45 , respectively, at $BR = 0.05$.

For $B_R = 0.10$ and $Re = 1000$, the maximum Nu_R is around 5.98, which found at $G_R = 0.05$, while $G_R = 0$ gives the lowest heat transfer rate. The Nu_R is around $1.02 - 4.14, 1.11 - 5.98, 1.16 - 4.74, 1.21 - 4.57, 1.28 - 4.97, 1.42 - 5.37, 1.73 - 5.16, 1.98 - 4.53$ and $1.97 - 4.87$, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35$ and 0.40 .

Considering at $Re = 1000$ and $B_R = 0.15$, the insertion of the V-baffle in the test section can improve around 1.19 – 7.79 times higher than the smooth channel. The maximum and minimum values of heat transfer rate are detected at gap spacing ratio around 0.05 and 0.15, respectively, when regarding at $Re = 1000$. The $B_R = 0.15$ of the V-baffle with $G_R = 0, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30$ and 0.35 provides the Nu_R around $1.19 - 6.75, 1.45 - 7.79, 1.45 - 6.17, 1.49 - 5.99, 1.63 - 6.45, 1.94 - 6.74, 2.32 - 6.16$ and $2.29 - 6.57$, respectively, for the Reynolds number in the range $100 - 1000$.

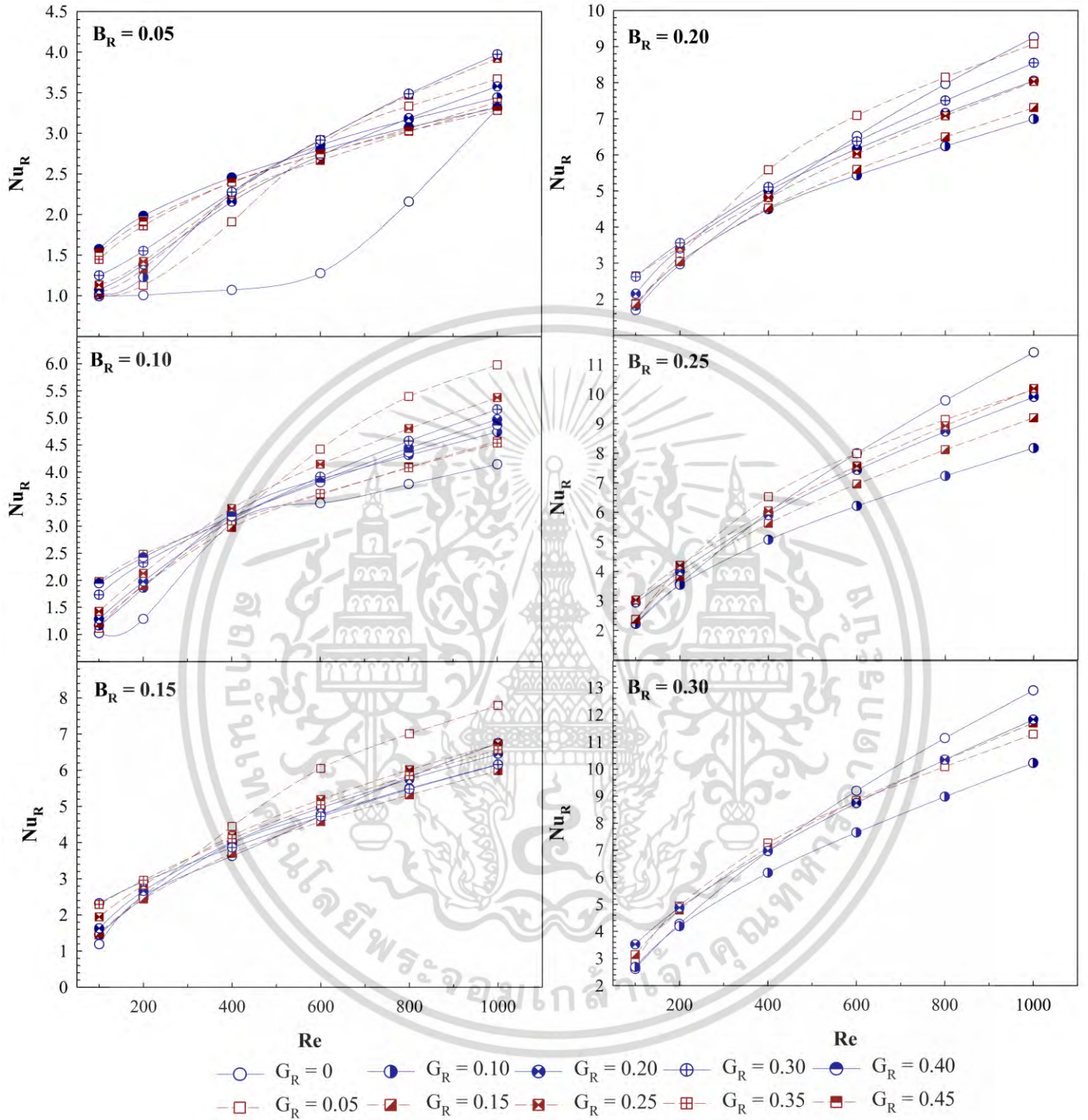


Fig. 17 The relation of the Nu_R with Re at various B_R s and G_R s (data at $G_R = 0$ is referred from Promvong et al. (2012) and Boonloi (2014)).

The $B_R = 0.20$ V-baffle can enhance heat transfer rate around 1.70 – 9.26 times over the general channel with smooth surface. When considering at $Re = 1000$, the $G_R = 0$ and 0.10 gives the highest and lowest values of heat transfer rate, respectively. The $B_R = 0.20$ V-baffle with $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ and 0.30 operates the heat transfer rate greater than the smooth channel of about 1.70 – 9.26, 1.89 – 9.08, 1.82 – 6.99, 1.86 – 7.31, 2.15 – 8.05, 2.65 – 8.03 and 2.62 – 8.55, respectively.

The improvement of heat transfer rate in the square channel fitted with the $B_R = 0.25$ V-baffle over the smooth channel at $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ and 0.25 is around 2.23 – 11.42, 2.32 – 10.16, 2.23 –

8.18, 2.38 – 9.20, 2.98 – 9.91 and 3.03 – 10.19, respectively. The $G_R = 0$ produce the best heat transfer rate, while the reverse result is detected at $G_R = 0.10$ when considering at the highest Reynolds number, $Re = 1000$.

The $B_R = 0.30$ V-baffle with the gap spacing ratio of 0, 0.05, 0.10, 0.15 and 0.20 produces the heat transfer rate much more than the smooth channel around 2.61 – 12.90, 2.87 – 11.29, 2.68 – 10.22, 3.14 – 11.7 and 3.52 – 11.82, respectively. At $Re = 1000$, the optimum Nusselt number ratio is met at $G_R = 0$, while the reverse trend is found at $G_R = 0.10$.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

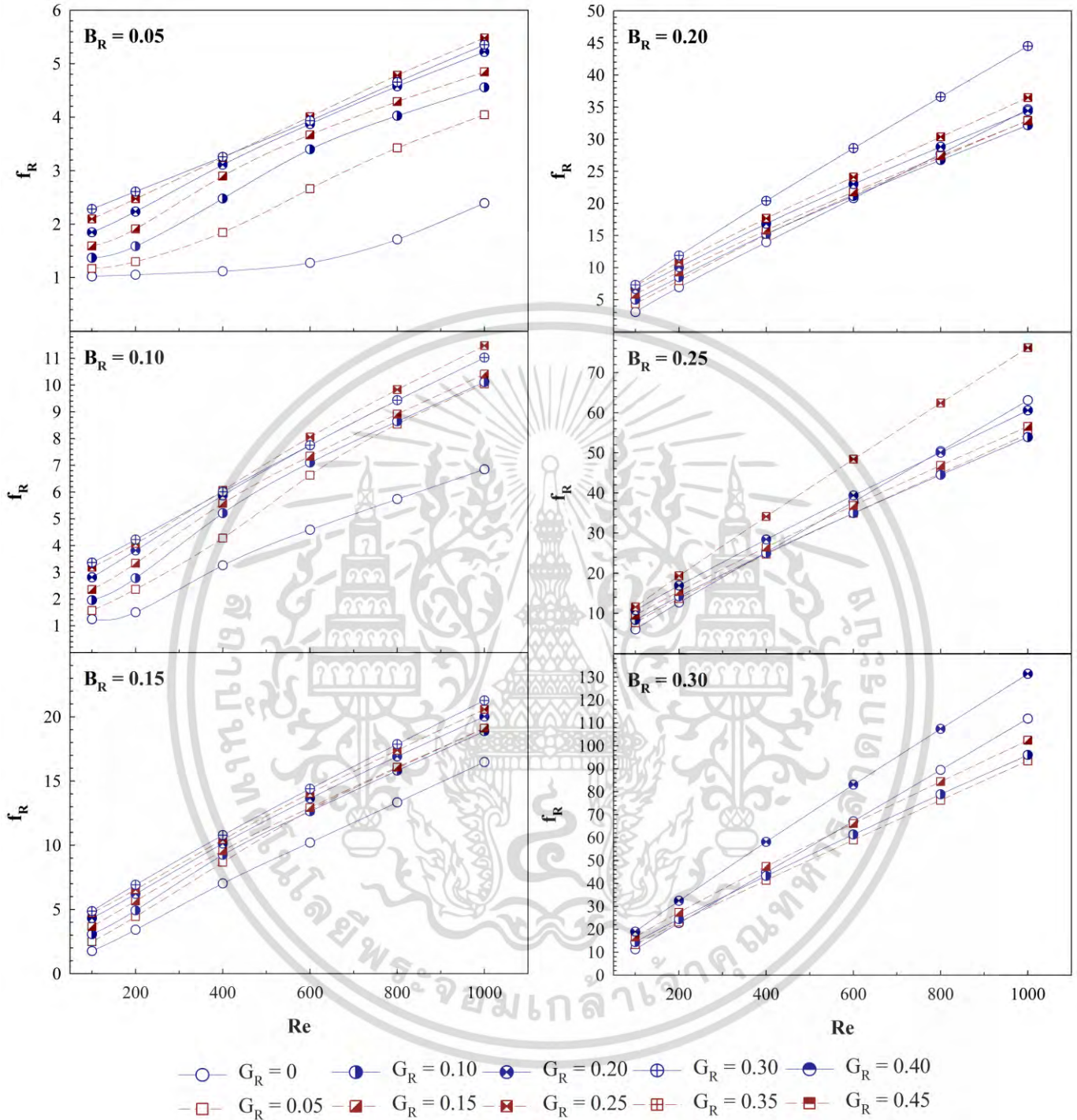


Fig. 18 The relation of the f_R with Re at various B_R s and G_R s (data at $G_R = 0$ is referred from Promvong et al. (2012) and Boonloi (2014)).

The placement of the V-baffle in the square channel heat exchanger leads to enhance pressure loss higher than the smooth channel in all examples ($f_R > 1$). The gap spacing has effect for the increment or reduction of the pressure loss in the heating channel.

The $B_R = 0.05$ of the V-baffle in the test section gives the f_R around 1.02 – 2.39, 1.17 – 4.04, 1.37 – 4.56, 1.59 – 4.85, 1.85 – 5.22, 2.10 – 5.48, 2.28 – 5.35, 2.34 – 4.82, 2.30 – 4.90 and 2.03 – 4.72 for the $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40$ and 0.45 , respectively, depended on the Reynolds number. The highest and

lowest values of f_R are found at $G_R = 0$ and 0.40 , respectively, when considering at $Re = 1000$.

The G_R of 0.40 performs the highest f_R around 11.64, while $G_R = 0$ provides the lowest value around 6.85 when considering at $B_R = 0.10$ and $Re = 1000$. At $100 \leq Re \leq 1000$, the friction loss in the square channel heat exchanger with V-baffle at $B_R = 0.10$ is greater than the smooth channel around 1.24 – 6.85, 1.57 – 10.04, 1.96 – 10.11, 2.36 – 10.41, 2.81 – 11.02, 3.19 – 11.47, 3.36 – 11.02, 3.34 – 11.00 and 3.03 – 11.64, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35$ and 0.40 .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

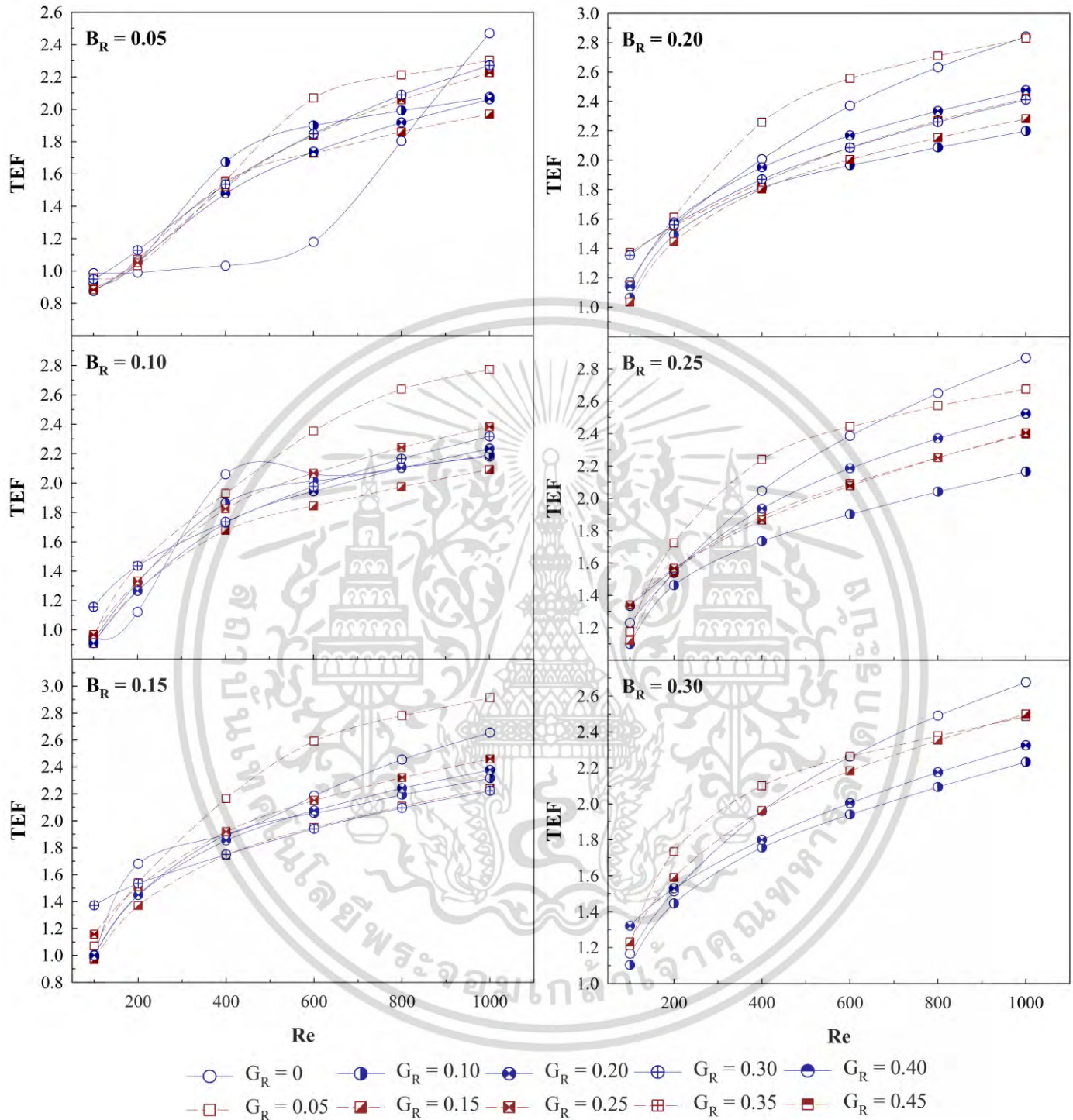


Fig. 19 The relation of the TEF with Re at various B_R s and G_R s (data at $G_R = 0$ is referred from Promvong et al. (2012) and Boonloi (2014)).

The addition of the V-baffle in the square duct with the $B_R = 0.15$ produces the friction loss much more than the smooth channel around 1.76 – 16.48, 2.49 – 19.12, 3.06 – 18.87, 3.67 – 19.11, 4.32 – 20.02, 4.72 – 20.58, 4.86 – 21.27 and 4.65 – 24.30, respectively, when varying the G_R of 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30 and 0.35. At $Re = 1000$, the peak of f_R is detected at $G_R = 0.35$, while the opposite value is found at $G_R = 0$.

Considering at $B_R = 0.20$ and $Re = 1000$, it is found that the gap spacing ratio around 5 – 15% can help to decrease the pressure loss in the testing duct in comparison with the placement of the V-baffle on the

channel wall ($G_R = 0$). The insertion of the V-baffle in the middle of the square channel heat exchanger ($G_R = 0.30$) gives very large pressure loss around 7.29 – 44.50 times above the smooth channel. The $B_R = 0.20$ of the V-baffle performs the friction factor ratio around 3.07 – 34.64, 4.36 – 32.94, 4.99 – 32.15, 5.85 – 32.87, 6.66 – 34.41 and 7.16 – 36.48 for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ and 0.25, respectively.

At $Re = 1000$ and $B_R = 0.25$, the gap spacing ratio around 5 – 20% can reduce the pressure loss in the channel when compared with $G_R = 0$. The high pressure loss is extremely detected at $G_R = 0.25$ around 11.55 – 76.20 times higher than the smooth duct. The $B_R = 0.25$ of the V-

baffle offers the f_R around 5.98 – 63.09, 7.63 – 54.70, 8.31 – 53.91, 9.54 – 56.57 and 10.75 – 60.56, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15$ and 0.20 .

The f_R in the range $0.05 \leq G_R \leq 0.15$ appears to be lower than the $G_R = 0$ and 0.20 when considering at $B_R = 0.30$ and $Re = 1000$. The maximum friction factor is found at $G_R = 0.20$ around 131.39, while the opposite result is found at $G_R = 0.05$ around 93.47 when considering at the highest Reynolds number. The f_R is around 11.27 – 111.88, 13.29 – 93.47, 14.39 – 93.01, 16.62 – 102.44 and 18.93 – 131.39, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15$ and 0.20 at $B_R = 0.30$.

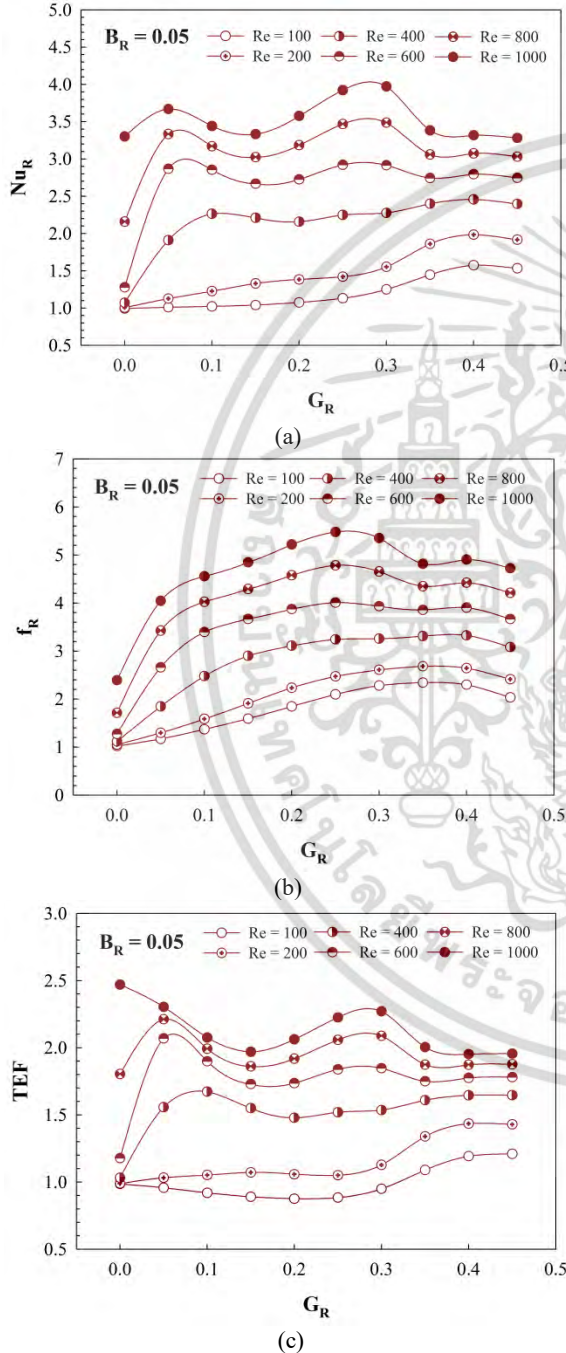


Fig. 20 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.05$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvong et al. (2012) and Boonloi (2014)).

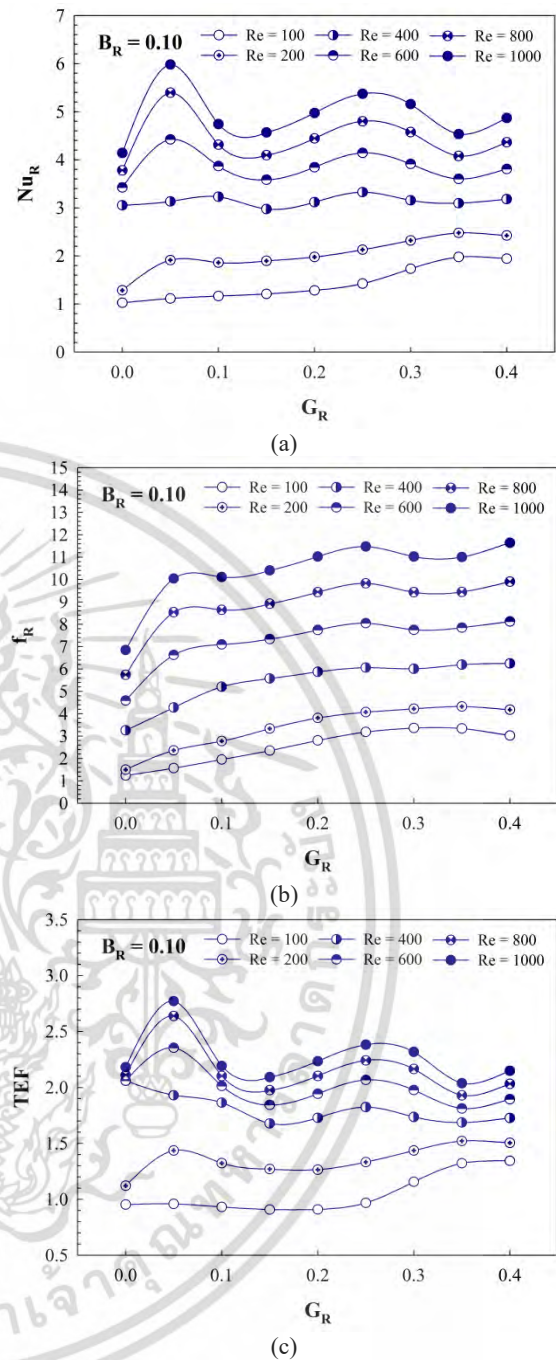


Fig. 21 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.10$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvong et al. (2012) and Boonloi (2014)).

The installation of the V-baffle in the square channel heat exchanger leads to upper both heat transfer rate and pressure loss. The augmentation of the heat transfer is an advantage for the heating system, while the enhancement of the pressure loss is not a benefit for the system. Therefore, the thermal efficiency of the heat exchanger placed with the V-baffle is concluded with the thermal performance at similar pumping power, which is called thermal enhancement factor or TEF.

The $B_R = 0.05$ provides the optimum TEF at $G_R = 0$ around 2.47. The TEF in the range 89 – 247% is detected when inserted V-baffle in the channel with $B_R = 0.05$ depended on the Reynolds number and gap spacing ratio. The TEF is around 0.99 – 2.47, 0.96 – 2.30, 0.92 – 2.08, 0.89 – 1.97, 0.88 – 2.06, 0.88 – 2.23, 0.95 – 2.27, 1.09 – 2.00, 1.19 –

1.95 and 1.21 – 1.96, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35, 0.40$ and 0.45 .

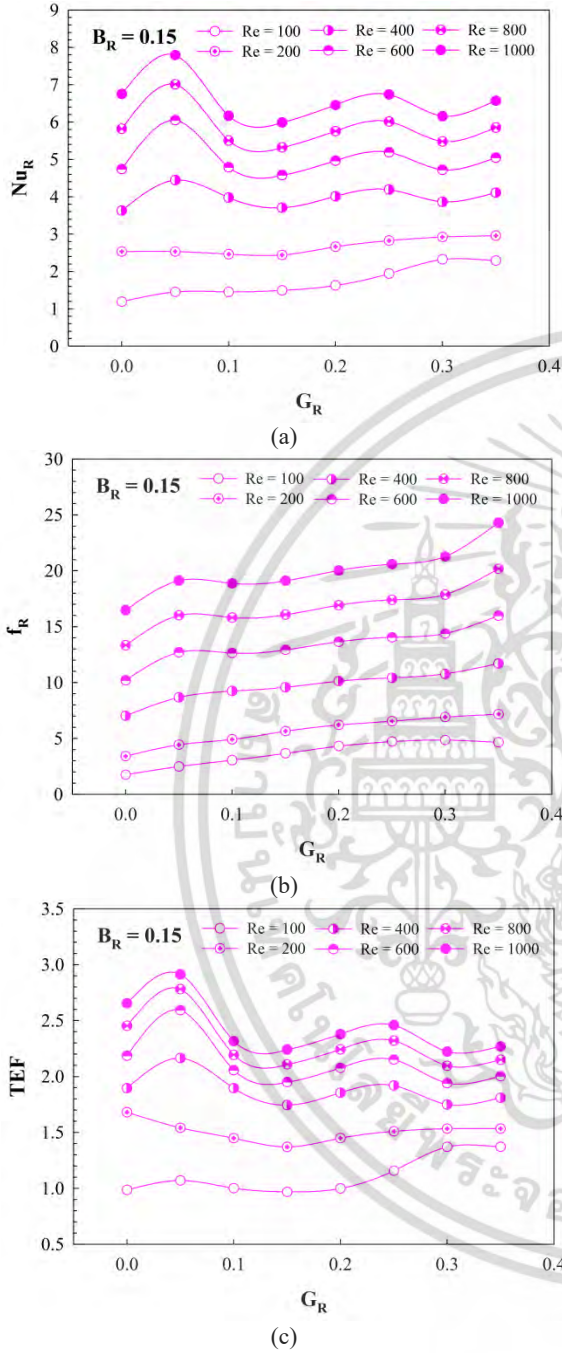


Fig. 22 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.15$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvonge et al. (2012) and Boonloi (2014)).

The highest TEF is around 2.77 which found at $G_R = 0.05$ for $B_R = 0.10$ and $Re = 1000$. The deposition of the V-baffle with $B_R = 0.10$ in the square channel performs the TEF about 0.95 – 2.18, 0.96 – 2.77, 0.93 – 2.19, 0.91 – 2.09, 0.91 – 2.23, 0.97 – 2.38, 1.16 – 2.32, 1.32 – 2.04 and 1.34 – 2.15 for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30, 0.35$ and 0.40 , respectively.

The $B_R = 0.15$ of the V-baffle offers the TEF in the range 0.99 – 2.65, 1.07 – 2.91, 1.00 – 2.32, 0.97 – 2.24, 1.00 – 2.38, 1.16 – 2.46, 1.37 – 2.22 and 1.37 – 2.27, respectively, for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25, 0.30$ and 0.35 . The optimum thermal enhancement factor is

around 2.65 when inserting the V-baffle with $B_R = 0.15$, $G_R = 0$ at the highest Reynolds number.

At $Re = 1000$ and $B_R = 0.20$, the maximum TEF is detected at $G_R = 0$ and 0.05 around 2.83. The $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25$ and 0.30 of the V-baffle with $B_R = 0.20$ performs the TEF around 1.17 – 2.83, 1.15 – 2.83, 1.06 – 2.20, 1.03 – 2.28, 1.14 – 2.48, 1.37 – 2.42 and 1.35 – 2.41, respectively.

For $B_R = 0.25$, the TEF is around 1.23 – 2.87, 1.18 – 2.68, 1.10 – 2.16, 1.12 – 2.40, 1.33 – 2.52 and 1.34 – 2.40, respectively for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ and 0.25 . The peak of thermal performance for the $B_R = 0.25$ V-baffle is found at $G_R = 0$ at the highest Reynolds number.

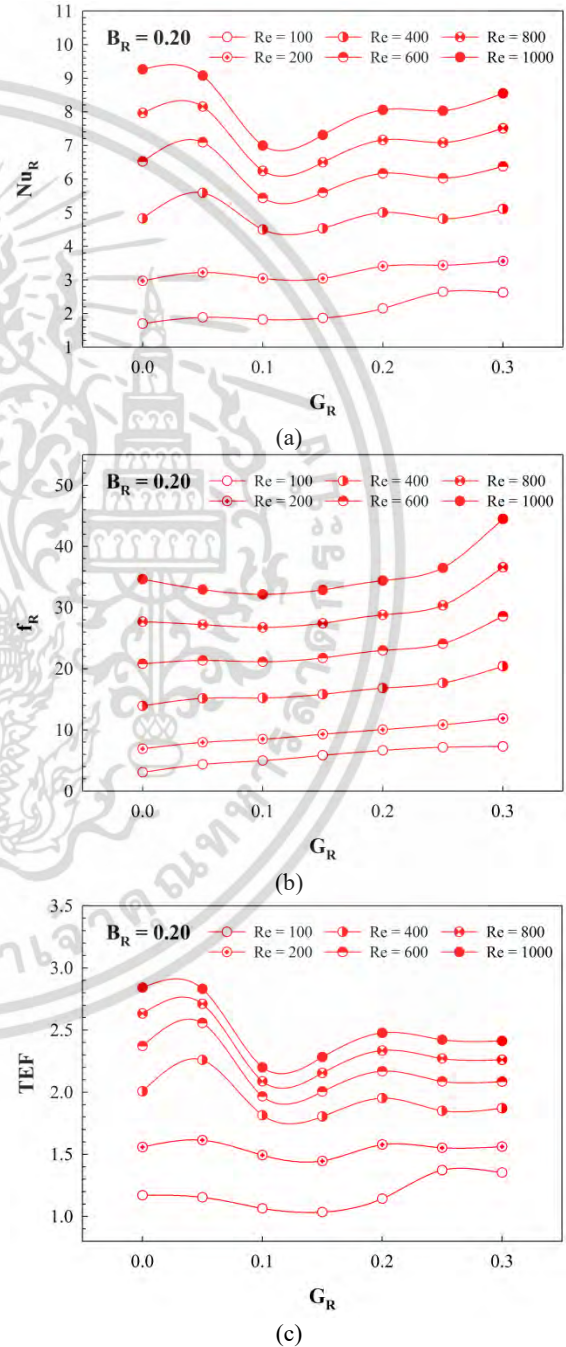


Fig. 23 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.20$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvonge et al. (2012) and Boonloi (2014)).

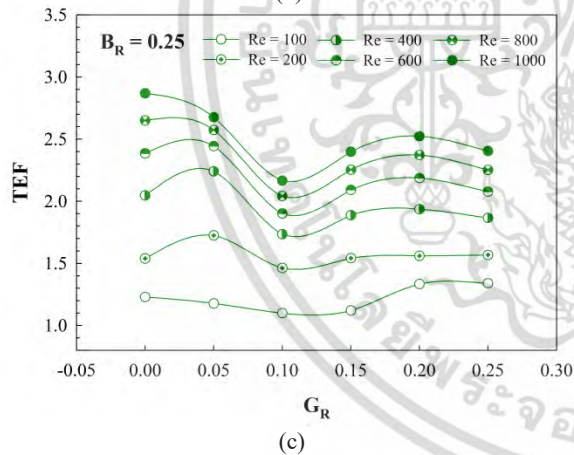
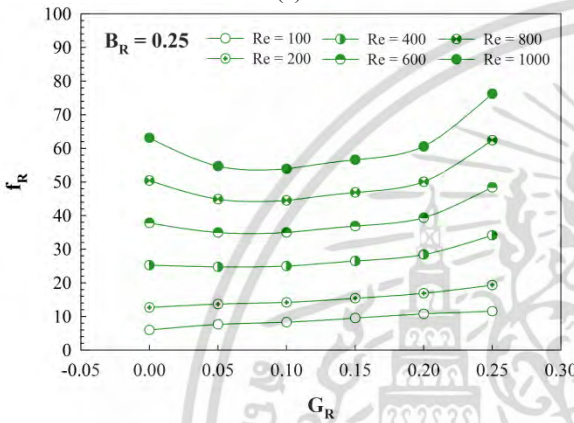
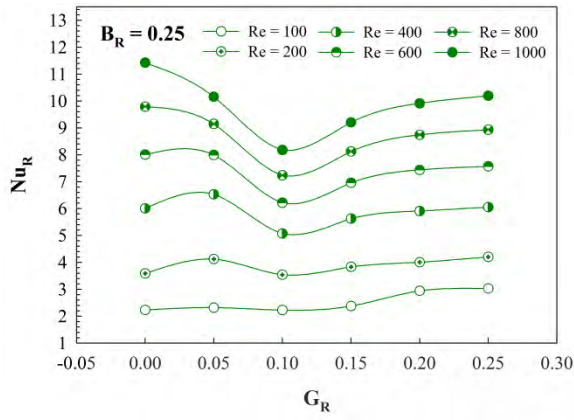


Fig. 24 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.25$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvonge *et al.* (2012) and Boonloi (2014)).

The greatest TEF is about 2.68 which is detected at $G_R = 0$ for the $B_R = 0.30$ of the V-baffle. The TEF is found to be in range 1.17 – 2.68, 1.21 – 2.49, 1.10 – 2.23, 1.23 – 2.50 and 1.32 – 2.33 for $G_R = 0, 0.05, 0.10, 0.15$ and 0.20 , respectively, at $B_R = 0.30$.

6. CONCLUSION

Numerical predictions on heat transfer behavior and flow topology in the square channel placed with V-baffle at various gap spacing ratios are examined. The influences of B_R and G_R for the V-baffle are investigated for the laminar regime, $Re = 100 - 1000$. The mechanisms in the heating section inserted with V-baffle are reported in form of flow and heat transfer characteristics. The thermal performance analysis in the test section is also concluded with the plots of Nu_R , f_R and TEF.

The main outcomes of the present investigation can conclude as follows;

The addition of the V-baffle in the square duct can change the flow and heat transfer structure. The vortex flow is found in all examples. The vortex flow disturbs the thermal boundary layer near the channel walls. The thermal boundary layer disturbance is an important factor for heat transfer rate and thermal performance augmentations.

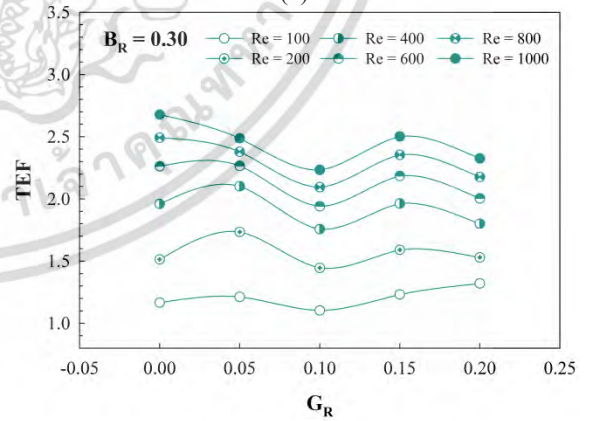
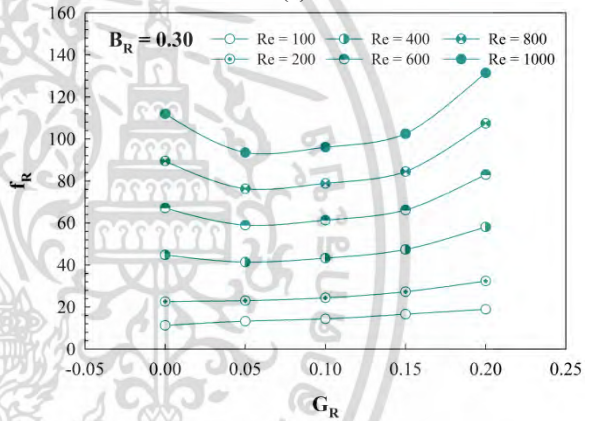
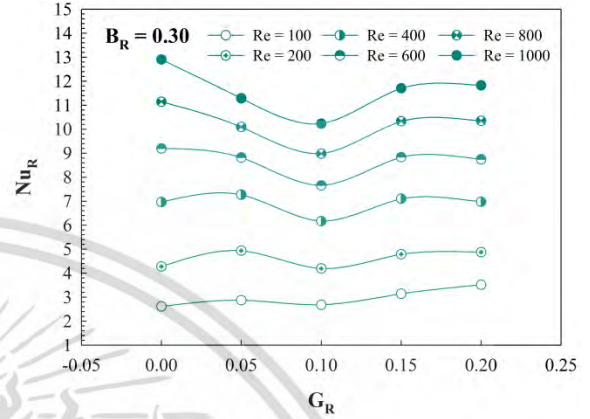


Fig. 25 (a) Nu_R vs G_R , (b) f_R vs G_R and (c) TEF vs G_R for $B_R = 0.30$ (data at $G_R = 0$ is referred from Promvonge *et al.* (2012) and Boonloi (2014)).

The different flow and heat transfer configurations is clearly found when changed the gap spacing ratio. The gap spacing ratio has effect for the increment or reduction of the heat transfer rate and friction loss, and also influences for the distribution of the local Nusselt number ratio of the channel wall. Some values of the G_R can help to be a better heat transfer distribution.

In the real system, the gap spacing around 5% is frequency found when inserted the V-baffle in the heat exchanger. The insertion of the baffle in the middle of the square channel is an uncomplicated method for the installation, but for some case, especially, at high B_R may lead to very large pressure loss.

For suggestion, at low B_R ($B_R = 0.05 - 0.15$) the gap spacing ratio around 5 – 10% is an optimal condition for the heating system placed with V-baffle. At high B_R (> 0.15), the installation of the V-baffle on the channel wall ($G_R = 0$) is the best choice for the heat exchanger system.

ACKNOWLEDGEMENTS

The funding of this work is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang research funds (contract no. KREF046006). The authors would like to thank Assoc. Prof. Dr. Pongjet Promvonge, KMITL for suggestions.

NOMENCLATURE

B_R	flow blockage ratio
b	baffle height, m
D_h	hydraulic diameter of the channel, m
f	friction factor
f_R	friction factor ratio
g	gap spacing, m
G_R	gap spacing ratio
H	channel height, m
h	convective heat transfer coefficient, $W m^{-2} K^{-1}$
k	thermal conductivity, $W m^{-1} K^{-1}$
P	periodic length or pitch spacing, m
Nu	Nusselt number
Nu_R	Nusselt number ratio
p	static pressure, Pa
Pr	Prandtl number ($Pr = 0.707$)
Re	Reynolds number
T	temperature, K
u_i	velocity in x_i -direction, $m s^{-1}$
$\bar{u}$	mean velocity in channel, $m s^{-1}$
<i>Greek letter</i>	
α	angle of attack, degree
TEF	thermal enhancement factor
ρ	density, $kg m^{-3}$
<i>Subscript</i>	
in	inlet
0	smooth tube
pp	pumping power

REFERENCE

- Boonloi, A., 2014, "Effect of Flow Attack Angle of V-Ribs Vortex Generators in a Square Duct on Flow Structure, Heat Transfer, and Performance Improvement," *Modelling and Simulation in Engineering*, 1, Article ID 985612, 11 pages.
<http://dx.doi.org/10.1155/2014/985612>
- Boonloi, A., and Jedsadaratanachai, W., 2014, "Thermal Performance Analysis and Empirical Correlations for Laminar Forced Convection over 30° V-Baffled Square Channel," *Advances in Mechanical Engineering*, Article ID 930272, 16 pages.
<http://dx.doi.org/10.1155/2014/930272>
- Boonloi, A., and Jedsadaratanachai, W., 2016, "Numerical Investigation on Turbulent Forced Convection and Heat Transfer Characteristic in a Square Channel with Discrete Combined V-baffle and V-orifice," *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 226-235.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.07.003>
- Jedsadaratanachai, W., and Boonloi, A., 2014, "Effects of Blockage Ratio and Pitch Ratio on Thermal Performance in a Square Channel with 30° Double V-baffles," *Case Studies in Thermal Engineering*, 4, 118-128.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2014.08.002>
- Jedsadaratanachai, W., Jayranaiwachira, N., and Promvonge, P., 2015, "3D Numerical Study on Flow Structure and Heat Transfer in a Circular Tube with V-baffles," *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 23, 342-349.
<https://doi.org/10.1016/j.cjche.2014.11.006>
- Kumar, R., Chauhan, R., Sethi R., and Kumar, A., 2017, "Experimental Study and Correlation Development for Nusselt number and Friction Factor for Discretized Broken V-pattern Baffle Solar Air Channel," *Experimental Thermal and Fluid Science*, 81, 56-75.
<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2016.10.002>
- Kumar, R., Sethi, M., Chauhan, R., and Kumar, A., 2017, "Experimental Study of Enhancement of Heat Transfer and Pressure Drop in a Solar Air Channel with Discretized Broken V-pattern Baffle," *Renewable Energy*, 101, 856-872.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.09.033>
- Kumar, R., Kumar, A., Chauhan, R., and Sethi, M., 2016, "Heat Transfer Enhancement in Solar Air Channel with Broken Multiple V-type Baffle," *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 187-197.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.07.001>
- Li, J.L., Tang, H.W., and Yang, Y.T., 2018, "Numerical Simulation and Thermal Performance Optimization of Turbulent Flow in a Channel with Multi V-shaped Baffles," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 92, 39-50.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.02.004>
- Promvonge, P., 2010, "Heat Transfer and Pressure Drop in a Channel with Multiple 60° V-baffles," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 835-840.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.04.003>
- Promvonge, P., and Kwankaomeng, S., 2010, "Periodic Laminar Flow and Heat Transfer in a Channel with 45° Staggered V-baffles," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 841-849.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.04.002>
- Promvonge, P., Jedsadaratanachai, W., Kwankaomeng, S., and Thianpong, C., 2012, "3D Simulation of Laminar Flow and Heat Transfer in V-baffled Square Channel," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39, 85-93.
<https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.09.004>

เอกสารแนบหมายเลข 3



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

NUMERICAL PREDICTIONS ON FLOW AND HEAT TRANSFER IN HEAT EXCHANGER TUBE EQUIPPED WITH VARIOUS FLOW ATTACK ANGLES OF INCLINED-WAVY SURFACE

Amnart Boonloi^a and Withada Jedsadaratanachai^{b,*}

^a Department of Mechanical Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangkok 10800, Thailand

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

ABSTRACT

Numerical analysis on flow configuration, heat transfer behavior and thermal performance in the heat exchanger tube equipped with various flow attack angles of the inclined wavy surface are presented. The laminar flow ($Re = 100 - 1200$) and turbulent flow ($Re = 3000 - 10000$) are considered for the present investigation. The flow attack angles of the inclined wavy surface are varied as $15^\circ - 60^\circ$. The finite volume method with SIMPLE algorithm is selected to evaluate the current problem. The numerical results are reported in terms of flow and heat transfer mechanisms. The performance evaluations in forms of the Nusselt number ratio (Nu/Nu_0), friction factor ratio (f/f_0) and thermal enhancement factor (TEF) are also concluded. As the results, the vortex flow, impinging flow and thermal boundary layer disturbance are detected when inserted the inclined wavy surface in the heat exchanger tube. These behaviors effect for the augmentation of the heat transfer rate, pressure loss and thermal performance. The optimum flow attack angle of the inclined wavy surface for the laminar and turbulent flows are also concluded.

Keywords: flow attack angle, heat transfer, wavy surface, thermal performance, heat exchanger.

1. INTRODUCTION

The development of the heat exchanger in various industries is very important for the energy saving process. The thermal performance improvement in the heat exchanger can do by various methods. The insertion of the vortex generator or turbulator in the heat exchanger or tube/channel heat exchanger is one of the methods to enhance heat transfer rate and thermal performance. The generator can produce the vortex flow and impinging flow, which disturbs the thermal boundary layer on the heat transfer surface. The type, shape, dimension, arrangement, etc., of the vortex generators effect for the flow structure and heat transfer behavior. The examples for the investigations on heat transfer enhancement in the heat exchangers with various types of the vortex generators are performed as follows.

Menasria *et al.* (2017) investigated the turbulent flow and heat transfer in a solar heater channel with rectangular baffle. The Reynolds number, blockage ratio and pitch ratio were varied. They reported that the blockage ratio of 0.7 with the pitch spacing ratio of 2 gives the highest thermo-hydraulic performance factor around 0.875. The augmentations on heat transfer and friction factor are around 2.16 and 15.95 times above the smooth channel, respectively. Alam and Kim (2016) numerically studied thermal performance in a solar air heater duct with semi ellipse shaped obstacles. The influences of the flow attack angle ($30^\circ - 90^\circ$), arrangement (inline and staggered) and Reynolds number (6000 – 18,000) on heat transfer and friction loss were presented. They concluded that the flow attack angle of 75° performs the greatest heat transfer rate. They also stated that the maximum heat transfer rate and friction factor are around 2.05 and

6.93, respectively for staggered arrangement, while around 1.73 and 6.12, respectively, for inline arrangement. Chai *et al.* (2016a) presented laminar flow and thermo-hydraulic performance in a microchannel heat sink with fan shaped ribs. They reported that the average Nusselt number increases around 6 – 101% and the total thermal resistance decreases around 3 – 40% for the aligned fan-shaped ribs, while the average Nusselt number enhances around 4 – 103% and total thermal resistance reduces around 2 – 42% for the offset fan-shaped ribs when compared with the smooth channel. Rajaseenivasan *et al.* (2015) compared between circular and V-shaped tabulators on heat transfer and pressure loss in a solar air heater channel. Chai *et al.* (2016b) numerically investigated on convective heat transfer in a microchannel heat sink with offset ribs for laminar flow regime ($190 \leq Re \leq 838$). They summarized that the Nusselt number and friction factor are around 1.42 – 1.95 and 1.93 – 4.57 times above the smooth channel, respectively, while the performance evaluation criteria is around 1.02 – 1.48. Zhan and Park (2016) presented the effects of plate angle on flow bifurcations and heat transfer characteristics in a channel with inclined plates. The flow configuration and heat transfer characteristic with different angle of the inclined plate were concluded. Sabzpooshani *et al.* (2014) reported the exergetic performance evaluation of a single pass baffled solar air heater. They found that the addition of the fin and baffle can lead to noticeable enhancement of the exergy efficiency. Hong *et al.* (2017) studied the heat transfer and flow structure in a wavy corrugated tube for $Re = 7500 - 20,000$. They showed that the wavy configuration can help to improve heat transfer rate and thermal performance when compared with the smooth tube. They also reported that the greatest performance evaluation criterion for the wavy corrugated tube is around 1.56.

* Corresponding author. Email: kjwithad@kmitl.ac.th

Sawhney *et al.* (2017) experimentally investigated the pressure loss, heat transfer configuration and thermal performance in a solar air heater with wavy delta winglet. The number of wave (3, 5 and 7), Reynolds number (4000 – 17,300), arrangement (inline and staggered) and relative longitudinal pitch (3, 4, 5 and 6) were varied. They reported that the maximum Nusselt number is around 223% over the flat plate with the friction loss around 10.3 times above the base case. They also stated that the optimum thermo-hydraulic performance is found to be around 2.09. Li *et al.* (2016) numerically reported the laminar flow and heat transfer in a microchannel heat sink with triangular cavities and rectangular ribs for $Re = 173 - 635$. The influences of relative rib width and relative cavity width on the flow structure and performance were investigated. Shirvan *et al.* (2017) summarized the effects of wavy surface on natural convection heat transfer in a cosine corrugated square cavity filled with nanofluid. Xu *et al.* (2015) experimentally investigated on thermal performance enhancement in a wavy finned flat tube heat exchanger for the Reynolds number in the range 1340 – 13,476. They stated that the Nusselt numbers of discontinuous type, staggered type and vortex-generator type are increased by 11.29%, 28.61% and 56.46% on average, and the friction factors are increased by 3.23%, 66.26% and 48.58% on average, respectively. Xiao *et al.* (2017) studied the augmentations on heat transfer and performance in a wavy finned flat tube by water spray cooling for $Re = 210 - 680$. They claimed that the Nusselt numbers of three water flow rates are increased by 48 - 68% on average when compared to the case without spray. Du *et al.* (2014) performed the investigations on heat transfer augmentation in a wavy finned flat tube with punched longitudinal vortex generators. The flow attack angle of the delta winglet vortex generators was considered. They claimed that the optimum performance evaluation

criterion is detected at the flow attack angle of 25° around 1.23. Khan *et al.* (2015) studied thermal performance of 3D wavy channel based printed circuit heat exchanger. They stated that the wavy surface of the channel can improve the heat transfer rate and thermal performance higher than the plain channel.

In the present work, the combinations of the inclined baffle and wavy surface called “inclined wavy surface” are presented. The inclined wavy surface is equipped in the heat exchanger tube to change the flow structure. The presumption for the present research, the inclined wavy surface can create the flow, which disturbs the thermal boundary layer on the heat transfer surface. The disturbance of the thermal boundary layer is the reason for heat transfer and thermal performance augmentations. The influences of the flow attack angle for the inclined wavy surface on heat transfer, pressure loss and thermal performance are considered. The investigations are done on both laminar and turbulent flows with the Reynolds number in range 100 – 1200 and 3000 – 10,000, respectively.

2. PHYSICAL MODEL

The inclined wavy surface with various flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$ and 60°) is inserted in the heat exchanger tube as Fig. 1a, while the computational domain for the present investigation is depicted as Fig. 1b. The profile of the inclined wavy surface is square with $0.2D \times 0.2D$. The laminar flow with the Reynolds number around 100 – 1200 and the turbulent flow with the Reynolds number around 3000 – 10,000 are considered.

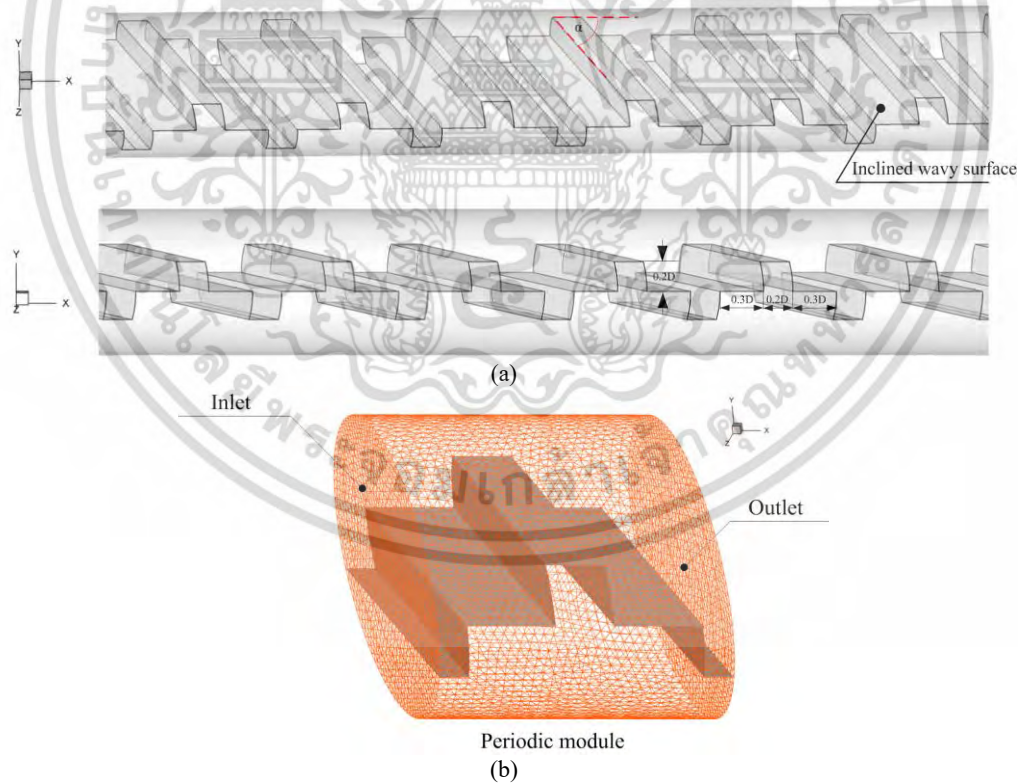


Fig. 1 (a) heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface and (b) computational domain.

3. BOUNDARY CONDITION AND ASSUMPTION

The assumptions for the present investigation are as follows;

1. The flow and heat transfer are steady in three dimensions.
2. The test fluid is air at 300K with the Prandtl number around 0.707.

3. The air is set as incompressible fluid on both laminar and turbulent flows.
4. The thermal properties of the air assume to be constant at the average bulk mean temperature.
5. The forced convective heat transfer is considered, while the natural convection and radiation are ignored.
6. The body force and viscous dissipation are uncouncted.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไป

The boundary conditions for the computational domain on both laminar and turbulent flow are concluded as Table. 1

Table 1 Boundary condition for the computational domain of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface

Zone	Boundary condition
Inlet	Periodic
Outlet	Periodic
Tube wall	Constant temperature at 310K, no slip wall condition
Inclined wavy surface	Insulator, no slip wall condition

4. MATHEMATICAL FOUNDATION

The heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface is governed by the continuity, the Navier–Stokes equations and the energy equation.

For laminar flow, the energy equation is discretized by the SOU scheme, while the governing equations are discretized by power law scheme. All governing equations are discretized with the SOU numerical scheme for the turbulent flow. The current investigation is resolved by finite volume method with SIMPLE algorithm. The solutions are measured to be converged when the normalized residual values are less than 10^{-5} for all variables, but less than 10^{-9} only for the energy equation.

The realizable k-ε turbulent model is selected for the turbulent part:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + Y_M + S_k \quad (1)$$

and:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon + \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2)$$

where:

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3)$$

the constant values are as follows:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (4)$$

The main parameters are Reynolds number, friction factor, local Nusselt number, average Nusselt number and thermal enhancement factor.

The Reynolds number is calculated as:

$$Re = \rho \bar{u} D / \mu \quad (5)$$

The friction factor, f , is measured by pressure drop, Δp , across the periodic module, L :

$$f = \frac{(\Delta p / L) D}{\frac{1}{2} \rho \bar{u}^2} \quad (6)$$

The local heat transfer is written as:

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (7)$$

The average Nusselt number can be obtained by:

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (8)$$

The Thermal enhancement factor (TEF) is calculated by the augmentations on both heat transfer and friction factor at similar pumping power:

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = (Nu / Nu_0) / (f / f_0)^{1/3} \quad (9)$$

The Nu_0 and f_0 are the Nusselt number and friction factor for the smooth circular tube (Cengel and Ghajar (2015)), respectively.

$$Nu_0 = 3.66, \text{ laminar flow} \quad (10)$$

$$f_0 = 64 / Re, \text{ laminar flow} \quad (11)$$

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}, \text{ turbulent flow} \quad (12)$$

$$f_0 = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, \text{ turbulent flow} \quad (13)$$

5. NUMERICAL VALIDATION

The validations of the numerical model on flow and heat transfer are an important part for the numerical investigation. The numerical validations include grid independence and verification of the smooth tube (on both flow and heat transfer). The five sets of the numerical model ($\alpha = 30^\circ$ with $Re = 600$ and 6000 for laminar and turbulent flows, respectively) with different cells, 80000, 120000, 240000, 320000 and 480000 are compared. The numerical results reveal that the Nusselt number and friction factor values for the numerical models with grid around 120000 – 480000 are not different on both laminar and turbulent regions. The grid around 120000 is selected for all cases of the present investigation.

Figs. 2 and 3 report the verifications of the smooth tube for laminar and turbulent flows, respectively. The differences of the Nusselt number and friction factor between the correlation values and present values are around $\pm 0.03\%$ and $\pm 0.05\%$, respectively, for laminar flow and around $\pm 5\%$ and $\pm 11\%$, respectively, for turbulent flow. As the results above, it can be concluded that the numerical model of the heat exchanger tube with wavy surface has reliability to predict flow and heat transfer mechanisms.

6. NUMERICAL RESULT

The numerical results are separated into two parts; laminar and turbulent flows. The flow configuration, heat transfer behavior and thermal performance evaluation are stated in each part. The content for the numerical result is illustrated as follows;

- Laminar flow
 - Flow and heat transfer behavior
 - Performance analysis
- Turbulent flow
 - Flow and heat transfer behavior
 - Performance analysis

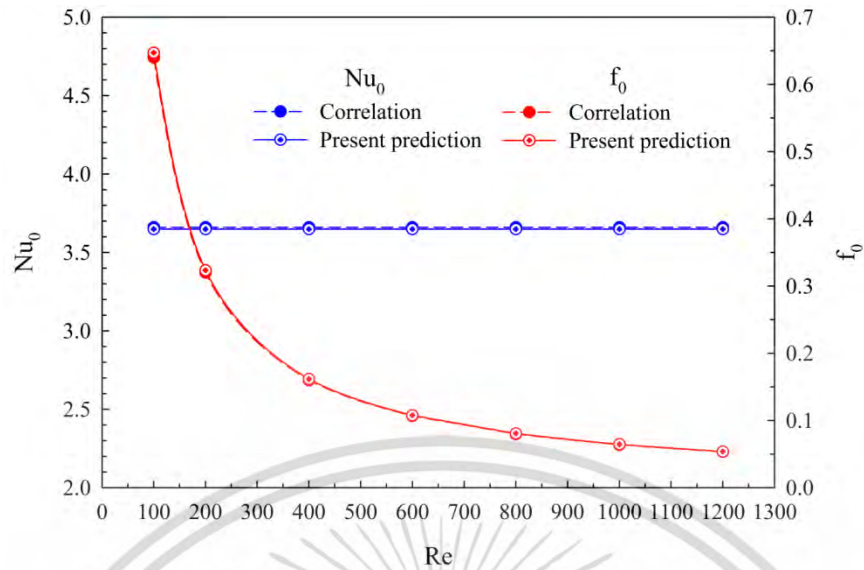


Fig. 2 Verifications on heat transfer and friction loss of the smooth circular tube for laminar regime.

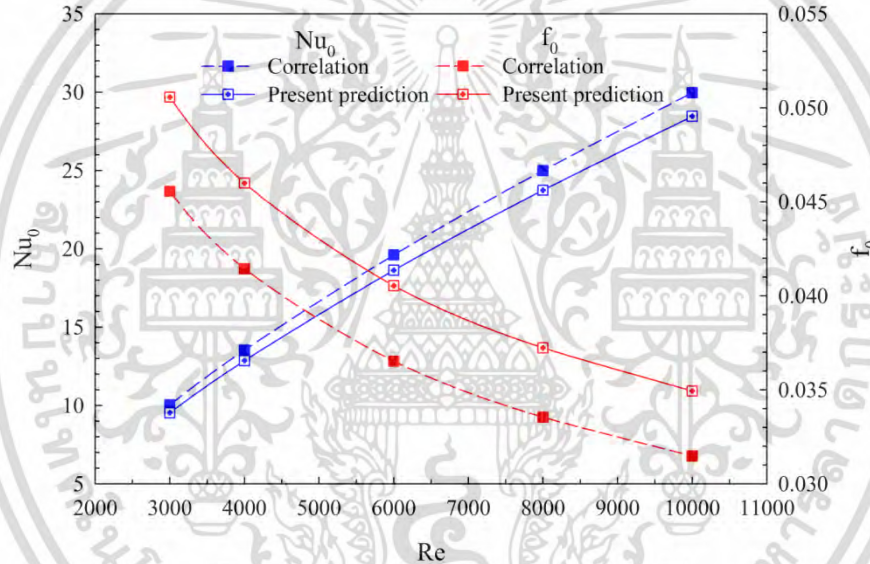


Fig. 3 Verifications on heat transfer and friction loss of the smooth circular tube for turbulent regime.

6.1 Laminar flow

6.1.1 Flow and heat transfer behavior

The flow configuration in the heat exchanger tube equipped with inclined wavy surface is presented in terms of iso-surface, tangential velocity vector in transverse plane and longitudinal vortex flow. Figs. 4a, b, c and d plot the λ_2 iso-surface for the heat exchanger tube equipped with inclined wavy surface of the flow attack angle of 15°, 30°, 45° and 60°, respectively, at Re = 600. The λ_2 iso-surface is an indicator to consider the core of the vortex flow. As seen in the figures, the inclined wavy surface changes the flow structure in the heat exchanger tube. The vortex flow is clearly detected for the inclined wavy surface with the flow attack angles of 30°, 45° and 60°, while the flow attack angle of 15° performs the reverse result.

Figs. 5a, b, c and d present the tangential velocity vector in transverse plane for the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface with the flow attack angle of 15°, 30°, 45° and 60°, respectively, at Re = 600. The two vortex flows are detected at the upper-lower parts of the plane in all cases. The flow configuration for all cases is found similarly. The strength of the vortex flow increases when increasing the flow attack angle. The flow attack angle of 60°

provides the highest vortex strength, while the flow attack angle of 15° gives the opposite result.

The longitudinal vortex flow in the heat exchanger tube equipped with inclined wavy surface for the flow attack angles of 15°, 30°, 45° and 60° is depicted in the Figs. 6a, b, c and d respectively, at Re = 600. The impinging of the flow on the tube wall and wavy surface is detected in all cases. The impingement of the flow on the heat transfer surface and the vortex strength are important factors for heat transfer enhancement in the heat exchanger.

The heat transfer behaviors in the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface are presented in terms of temperature distributions in transverse planes and local Nusselt number distributions on the tube wall. The temperature distributions in cross sectional planes for the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface are depicted as Figs. 7a, b, c and d for the flow attack angle of 15°, 30°, 45° and 60°, respectively. In general, the inclined wavy surface changes the heat transfer behavior in the tube heat exchanger when compared with the smooth circular tube with no generators. For all cases, the blue layer (cold fluid) distributes from the center of the test section, while the red layer (hot fluid) near the tube wall performs thinner. The mixing of the fluid in the test tube is found to be better. This leads to the enhancements of the heat transfer rate and thermal performance. The

worst mixing of the air in the test section is detected in the case of the flow attack angle of 15° .

The local Nusselt number distributions on the heat transfer surface for the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface of the flow attack angle of 15° , 30° , 45° and 60° are reported as Figs. 8a, b, c and d, respectively, for the Reynolds number of 600. The level of the local Nusselt number ($Nu = 5 - 45$) for all flow attack angles is similarly shown. The insertion of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube can increase the heat transfer rate in all flow attack

angles. The lowest values of the Nusselt number are detected at the inclined wavy surface with the flow attack angle of 15° . The inclined wavy surfaces with the flow attack angles of 45° and 60° give the nearly values of the Nusselt number. The peak of the high Nusselt number value on the tube wall (red contour) is due to the impingement of the vortex flow which created by the inclined wavy surface.

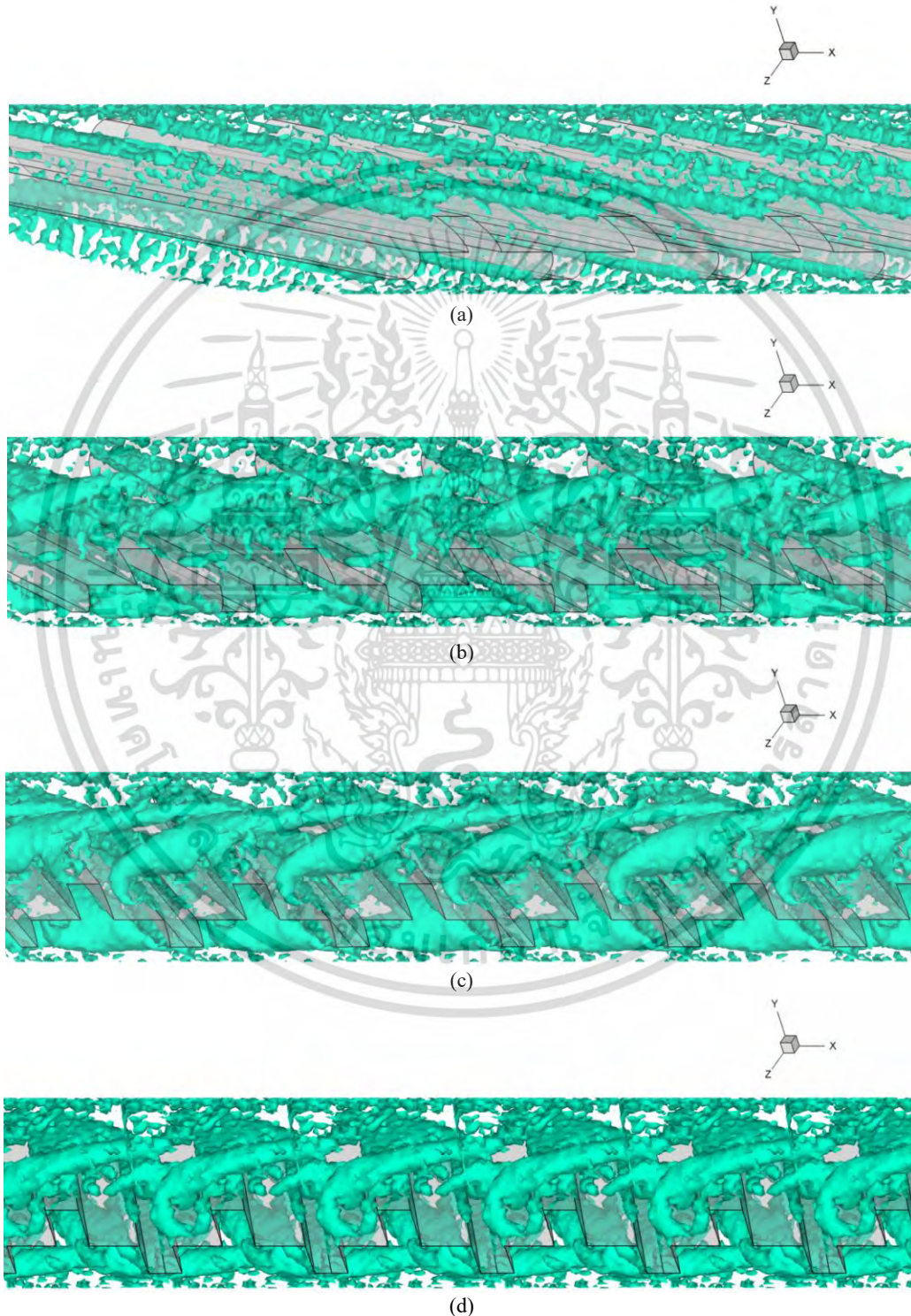


Fig. 4 λ_2 iso-surface of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 600$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

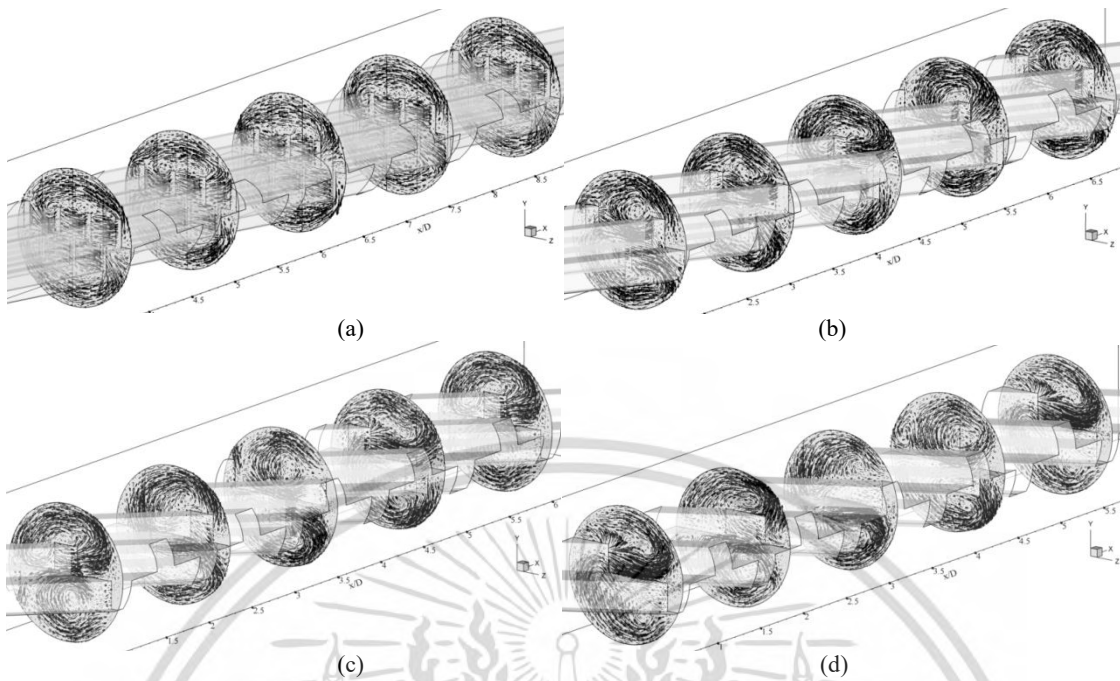


Fig. 5 Tangential velocity vector in transverse planes of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 600$.

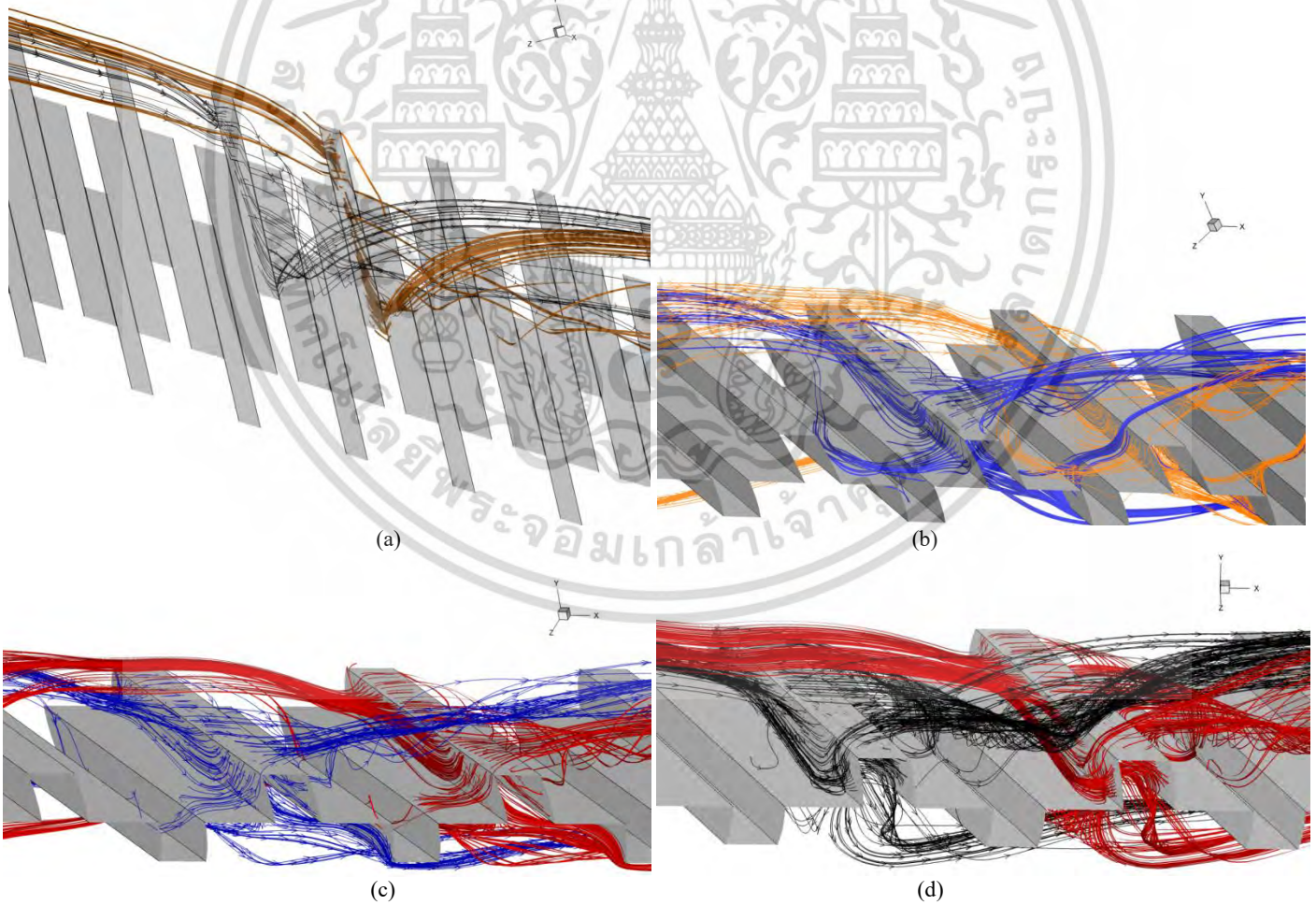


Fig. 6 Longitudinal vortex flow of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 600$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

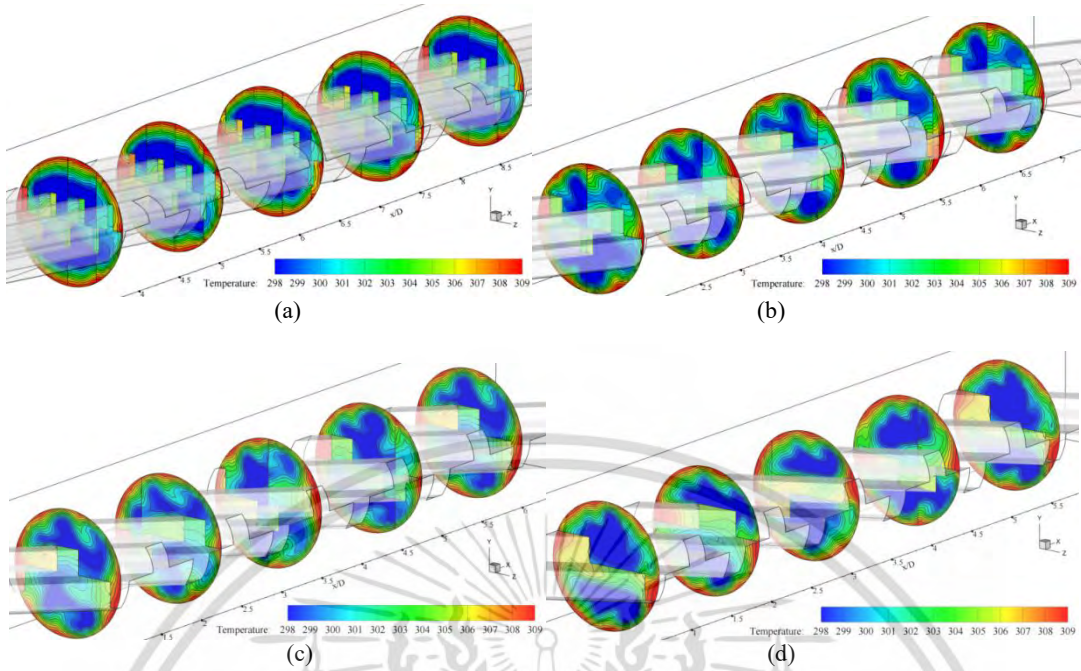


Fig. 7 Temperature distributions in transverse planes of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 600$.

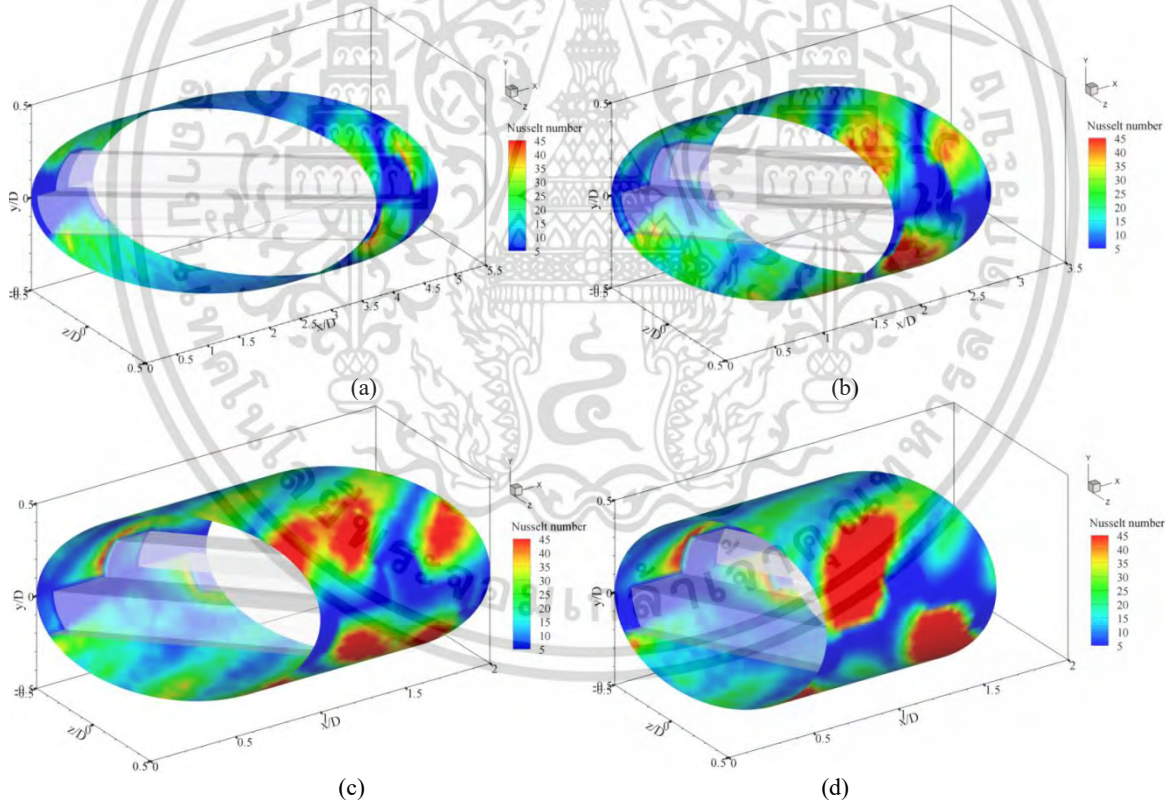


Fig. 8 Local Nusselt number distributions on the tube wall of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 600$.

6.1.2 Performance analysis

The performance evaluations in the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface at various flow attack angles are reported in terms of Nusselt number ratio (Nu/Nu_0), friction factor ratio (f/f_0) and thermal enhancement factor (TEF). The relations of the Nu/Nu_0 , f/f_0 and TEF with the Reynolds number for the heat exchanger tube inserted with the inclined wavy surface are presented as Figs. 9a, b and c, respectively. Generally, the Nusselt number ratio increases when

enhancing the Reynolds numbers for all flow attack angles. In comparison with the smooth tube, the insertion of the inclined wavy surface in the test section performs greater heat transfer rate in all cases ($Nu/Nu_0 > 1$). The maximum Nusselt number ratio is found at the flow attack angle of 40° , while the lowest value is found at the flow attack angle of 15° . The reason is the flow attack angle of 40° can produce the strongest vortex flow. Considering at $Re = 1200$, the maximum and minimum values of the Nusselt number ratio are around 9.0 and 4.7, respectively. In the range studies, the insertion of the inclined wavy

surface in the heat exchanger tube gives the Nusselt number around 2 – 9 times above the smooth tube with no generators.

The addition of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube not only increases in heat transfer rate, but also augments pressure loss. The present of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube provides higher friction loss than the smooth circular tube in all cases ($f/f_0 > 1$). As the figure, the pressure loss increases when enhancing the Reynolds number. The maximum and minimum values of the f/f_0 are found at the flow attack angles of 60° and 15° , respectively. In the range studies, the present of the inclined wavy surface in the test section is around 7 – 65 times higher than the smooth tube with no generator. In addition, the low flow attack angle can help to reduce the friction loss in the heat exchanger.

Almost cases, the installation of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube enhances the thermal performance higher than the smooth tube ($TEF > 1$). Considering at $Re = 1200$, the lowest TEF is detected at the inclined wavy surface with the flow attack angle of 15° , while the highest TEF is found at the flow attack angles of 30° , 35° and 40° . This means that the flow attack angles of 30° , 35° and 40° give the optimum values of the heat transfer rate and friction loss in the test tube. The insertion of the inclined wavy surface with the flow attack angles of 30° , 35° and 40° performs the optimum TEF is around 2.50. Additionally, the TEF is around 0.75 – 2.50 depended on the Reynolds number and flow attack angle.

The relations of the Nu/Nu_0 , f/f_0 and TEF with the flow attack angle for the heat exchanger tube inserted with the inclined wavy surface are depicted as Figs. 10a, b and c, respectively. As seen in the figures, it can be concluded that the suggested flow attack angle for the inclined wavy surface of the circular tube heat exchanger is around 30° – 40° due to these flow attack angles give high heat transfer rate and thermal performance.

6.2 Turbulent flow

6.2.1 Flow and heat transfer behavior

The λ_2 iso-surface, tangential velocity vector and longitudinal vortex flow are plotted for the heat exchanger tube inserted with the inclined wavy surface at turbulent regime to describe the flow mechanism in the test tube. Figs. 11a, b, c and d present the λ_2 iso-surface for the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for the flow attack angles of 15° , 30° , 45° and 60° , respectively, at $Re = 6000$. The core of the vortex flow is clearly detected in cases of the flow attack angles of 30° , 45° and 60° , while the flow attack angle of 15° performs the reverse result.

The tangential velocity in transverse planes for the heat exchanger tube equipped with the 15° , 30° , 45° and 60° inclined wavy surfaces are presented as Figs. 12a, b, c and d, respectively, at $Re = 6000$. The inclined wavy surface generates the similarity vortex flow at the upper-lower parts of the planes for all cases. The vortex flow, which created by the inclined wavy surface, can help to improve the quantity of the fluid mixing.

Figs. 13a, b, c and d show the turbulent kinetic energy (TKE) in transverse planes for the heat exchanger tube inserted with the inclined wavy surface for the flow attack angle of 15° , 30° , 45° and 60° , respectively, at $Re = 6000$. The high TKE is detected at the core flow for all angles. The peak of the TKE is found in case of the 60° inclined wavy surface, while the 15° inclined wavy surface performs the reverse trend. This means that the flow attack angle of 60° for the inclined wavy surface can create the greatest strength of the vortex flow.

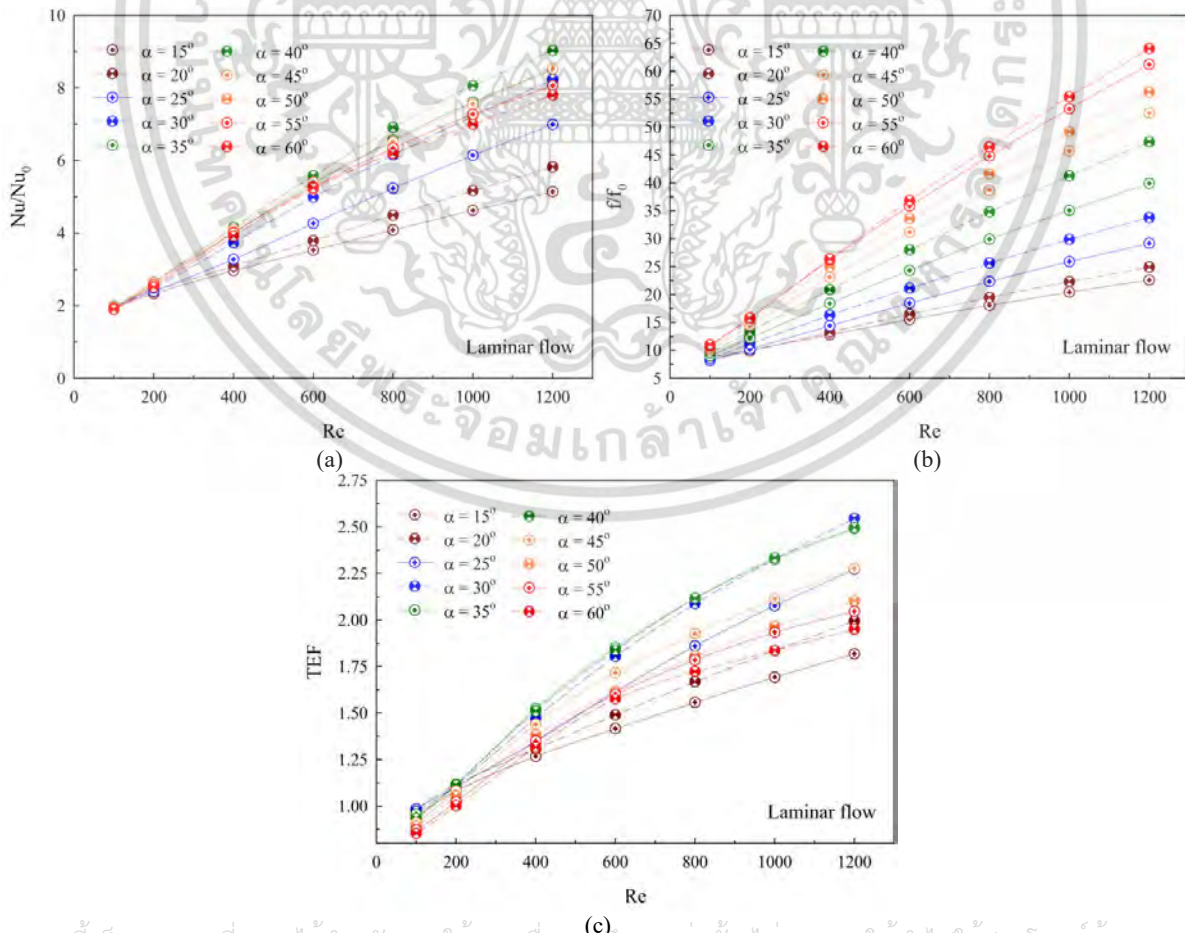


Fig. 9 (a) Nu/Nu_0 vs Re , (b) f/f_0 vs Re and (c) TEF vs Re .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่สู่สาธารณะโดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

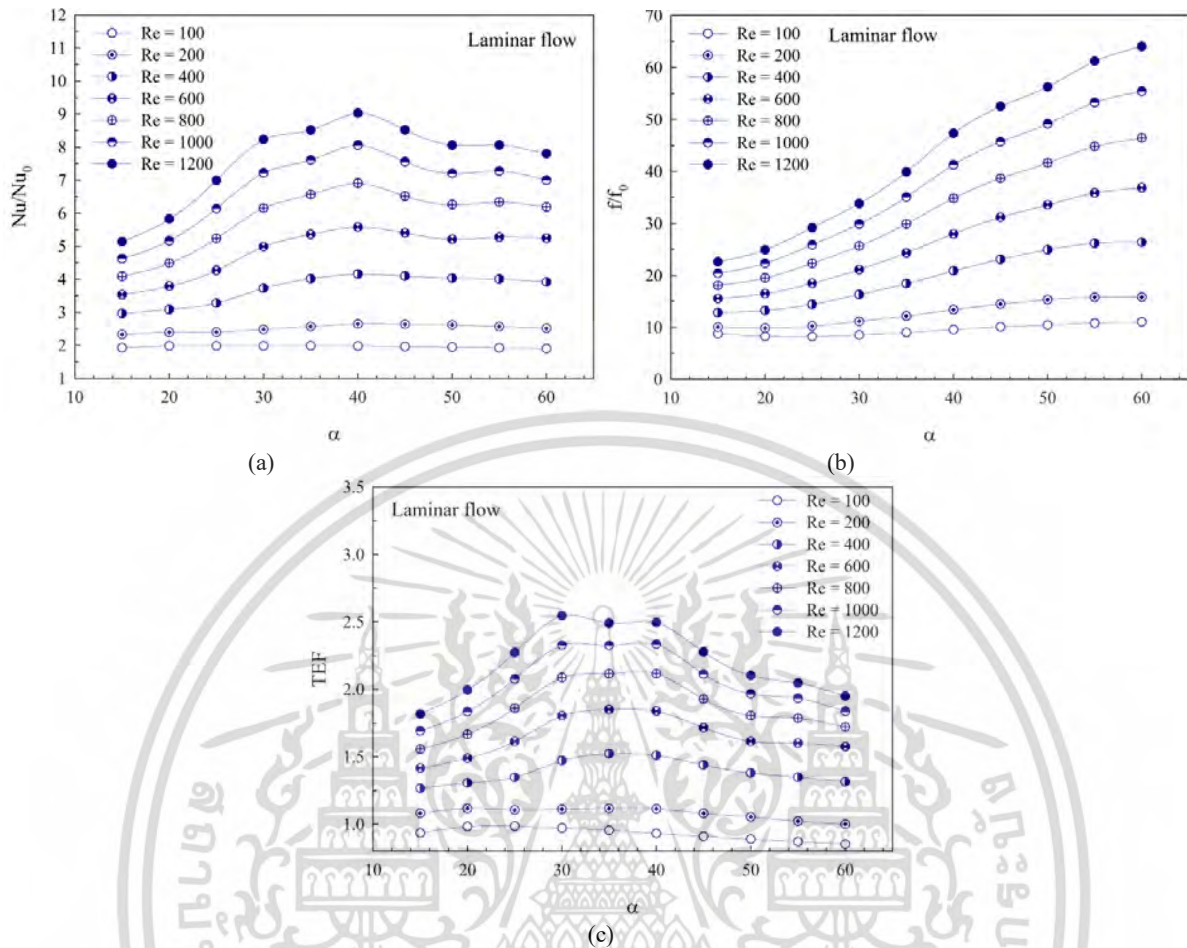


Fig. 10 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α and (c) TEF vs α .

Fig. 14 reports the longitudinal vortex flow in the test section inserted with the 60° inclined wavy surface at $Re = 6000$. The impingement of the flow on the heat transfer surface and on the wavy surface is detected. This phenomenon is the main factor for heat transfer and thermal performance augmentation. The flow pattern for all attack angles is found in similar, but the strength of the flow is not equal.

The addition of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube provides a better fluid mixing similarly as the laminar regime for all flow attack angles (see Fig. 15). The worse fluid mixing is detected at the 15° inclined wavy surface. The temperature distribution in transverse planes for the 30° , 45° and 60° inclined wavy surfaces performs nearly pattern.

Figs. 16a, b, c and d report the local Nusselt number distributions on the heat transfer surface of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for the flow attack angles of 15° , 30° , 45° and 60° , respectively, at $Re = 6000$. The 45° and 60° inclined wavy surfaces give the highest heat transfer rate, while the 15° inclined wavy surface provides the opposite result. This is because the 45° and 60° inclined wavy surfaces can produce the strongest both vortex flow and impinging flow.

6.2.2 Performance analysis

The performance evaluations in the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface at various flow attack angles are reported in terms of the Nusselt number ratio (Nu/Nu_0), friction factor ratio (f/f_0) and thermal enhancement factor (TEF) similarly as the laminar regime.

The relations of the Nu/Nu_0 , f/f_0 and TEF with the Reynolds number at various flow attack angles of the inclined wavy surface are depicted as Figs. 17a, b and c, respectively. In general, the Nu/Nu_0

decreases when increasing the Reynolds number for all flow attack angles. The insertion of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube performs higher heat transfer rate than the smooth circular tube for all cases ($Nu/Nu_0 > 1$). The peak of heat transfer rate is detected for the flow attack angles in the range $45^\circ - 60^\circ$, while the reverse trend is found at the inclined wavy surface with the flow attack angle of 15° . The augmentation on heat transfer rate depends on the strength of the vortex flow and impinging flow. The high flow attack angle can perform the strong vortex flow and impinging flow in the test section. In the range studies, the Nusselt number is around 3.0 – 6.7 times above the smooth tube when inserts the inclined wavy surface in the heat exchanger tube.

The insertion of the inclined wavy surface in the tube leads to augment pressure loss across the test section. The present of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube gives higher friction loss than the smooth tube in all cases ($f/f_0 > 1$). As seen, the f/f_0 slightly increases when enhancing the Reynolds number for all flow attack angles. The maximum and minimum friction factor values are found at the flow attack angle of 60° and 15° , respectively. For the present-study condition, the friction factor is around 15 – 80 times over the smooth tube. In addition, the low flow attack angle of the inclined wavy surface can help to reduce the pressure loss in the test tube.

Due to the insertion of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube leads to the augmentations on both heat transfer rate and friction loss, therefore the thermal enhancement factor is selected to decide the performance in the test section. Generally, the TEF decrease when augmenting the Reynolds number for all flow attack angles. The optimum TEF is detected for the flow attack angle in the range $20^\circ - 30^\circ$. The TEF is found to be maximum at the flow attack angle of 30°

and $Re = 3000$ around 1.9. In the range studies, the TEF is around 0.9 – 1.9 depends on the flow attack angle and Reynolds number. The relations of the Nu/Nu_0 , f/f_0 and TEF with the flow attack angle for the heat exchanger tube inserted with the inclined wavy surface at various Reynolds numbers are plotted as Figs. 18a, b and c,

respectively. It can conclude that the high heat transfer rate and friction loss are detected at the flow attack angles around $45^\circ - 60^\circ$, while the optimum TEF is found at the flow attack angles around $20^\circ - 30^\circ$.

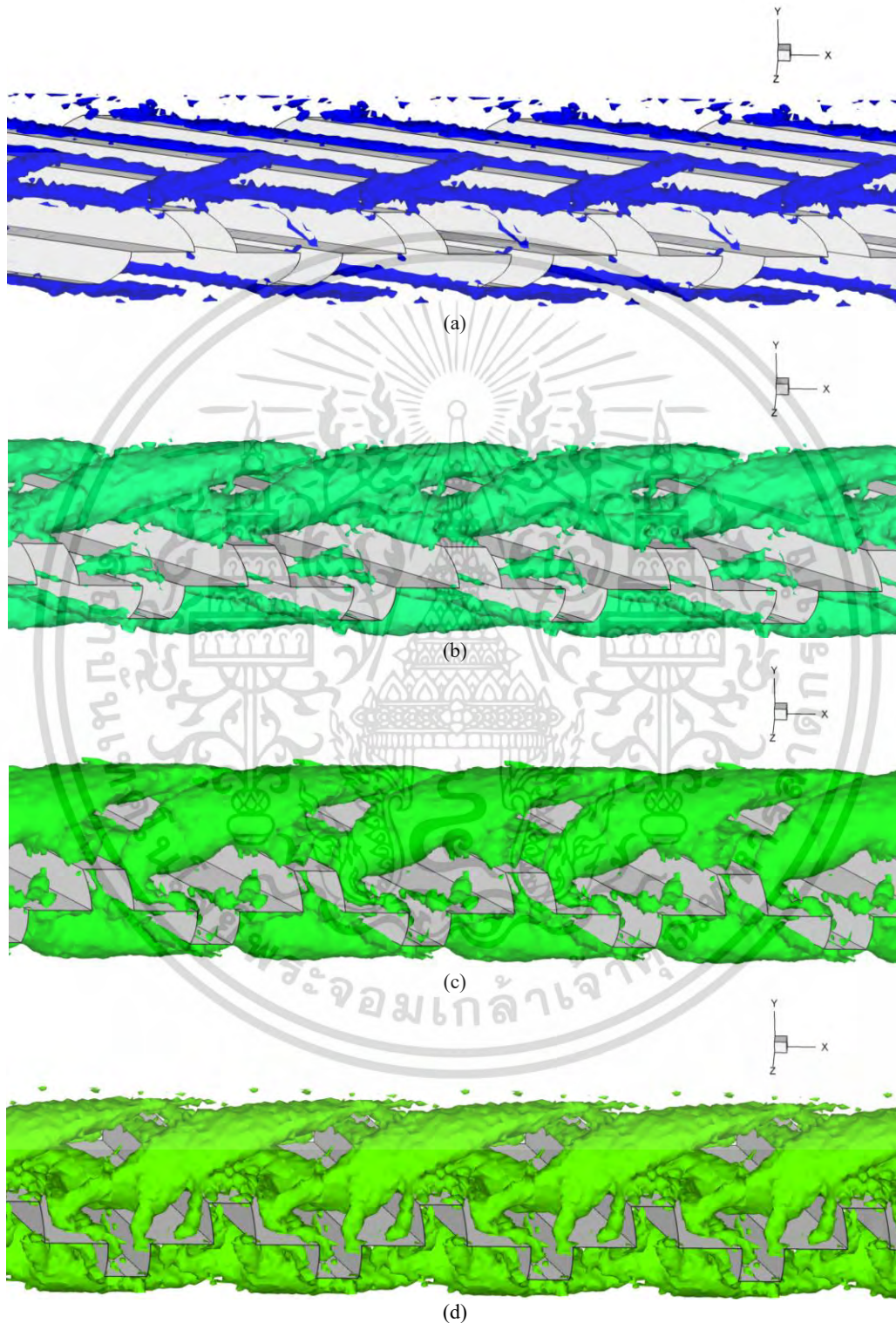


Fig. 11 λ_2 iso-surface of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.

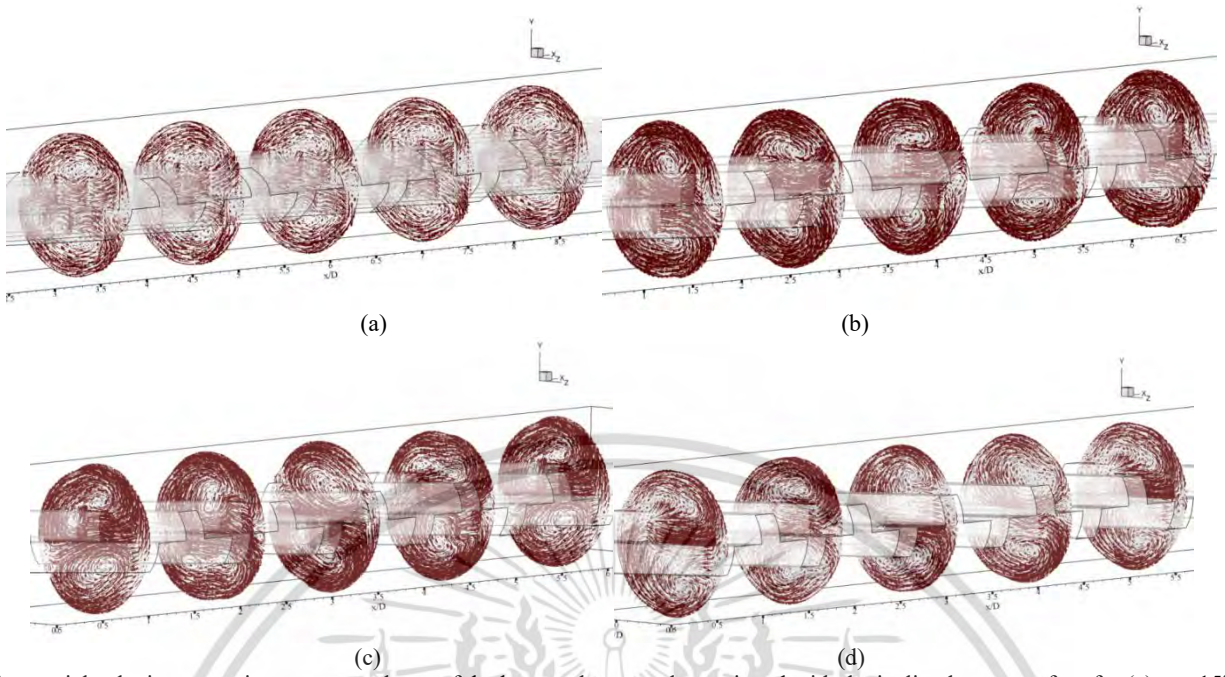


Fig. 12 Tangential velocity vector in transverse planes of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.

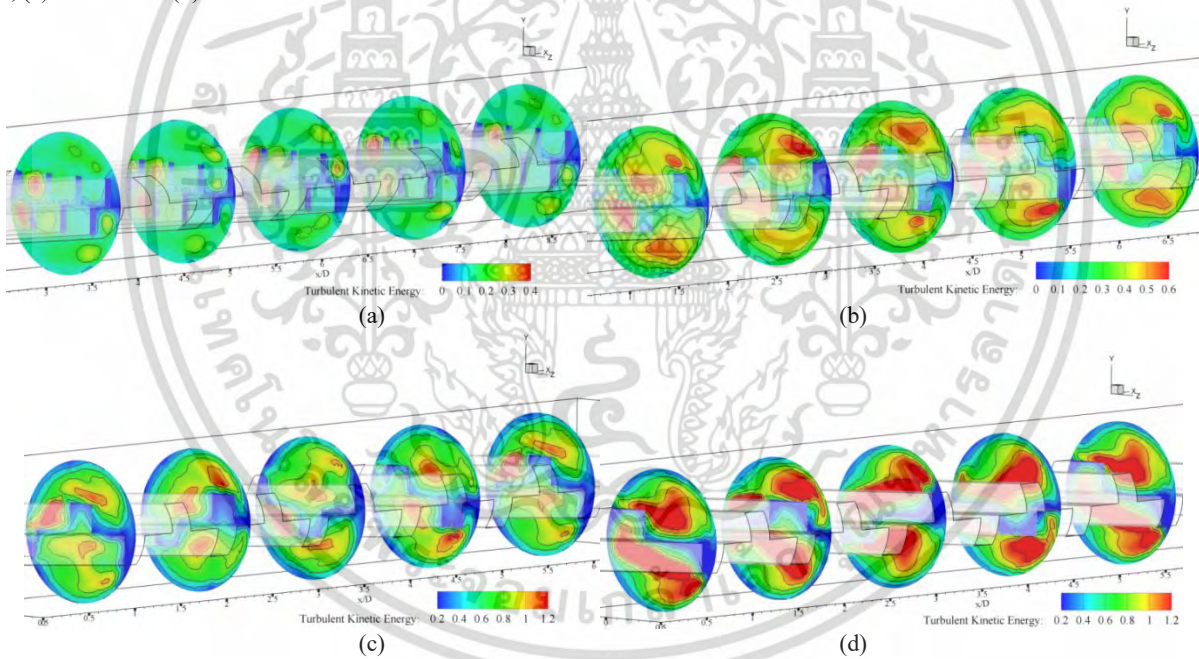


Fig. 13 Turbulent kinetic energy in transverse planes of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.



Fig. 14 Longitudinal vortex flow of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

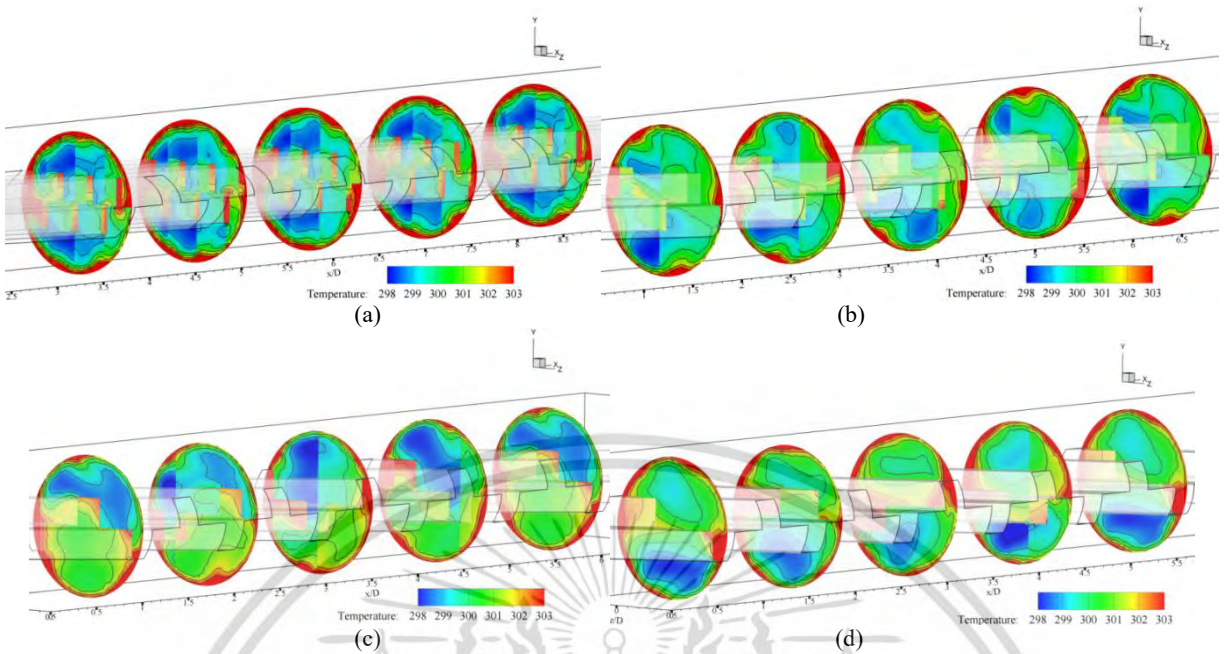


Fig. 15 Temperature distributions in transverse planes of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.

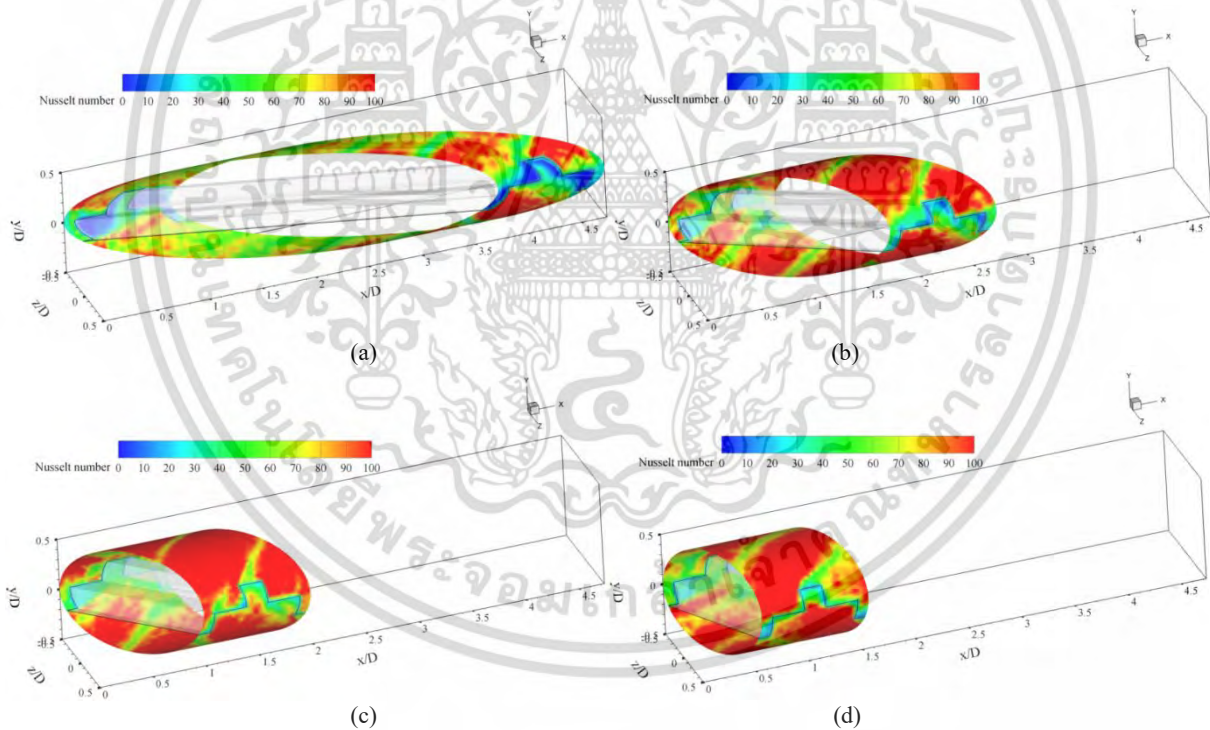


Fig. 16 Local Nusselt number distributions on the tube wall of the heat exchanger tube equipped with the inclined wavy surface for (a) $\alpha = 15^\circ$, (b) $\alpha = 30^\circ$, (c) $\alpha = 45^\circ$ and (d) $\alpha = 60^\circ$ at $Re = 6000$.

7. CONCLUSION

The numerical investigations on heat transfer, flow structure and performance assessment in the heat exchanger tube inserted with various flow attack angles ($\alpha = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ, 45^\circ, 50^\circ, 55^\circ$ and 60°) of the inclined wavy surface are presented. The laminar flow ($Re = 100 - 1200$) and turbulent flow ($Re = 3000 - 10000$) are considered for the present study. The major findings are concluded as follows:

The insertion of the inclined wavy surface in the heat exchanger tube changes the flow structure and heat transfer behavior for both laminar and turbulent flows. The vortex flow, impinging flow and thermal boundary layer disturbance are detected when inserting the inclined wavy surface in the heat exchanger tube. These behaviors lead to higher heat transfer rate and thermal performance.

The flow and heat transfer patterns for the laminar and turbulent flows are found closely, but the strength of the flow is not equal.

The suggested attack angle for the laminar region is around $30^\circ - 40^\circ$, while around $20^\circ - 30^\circ$ for the turbulent flow when considered at the thermal enhancement factor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการวิจัย

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

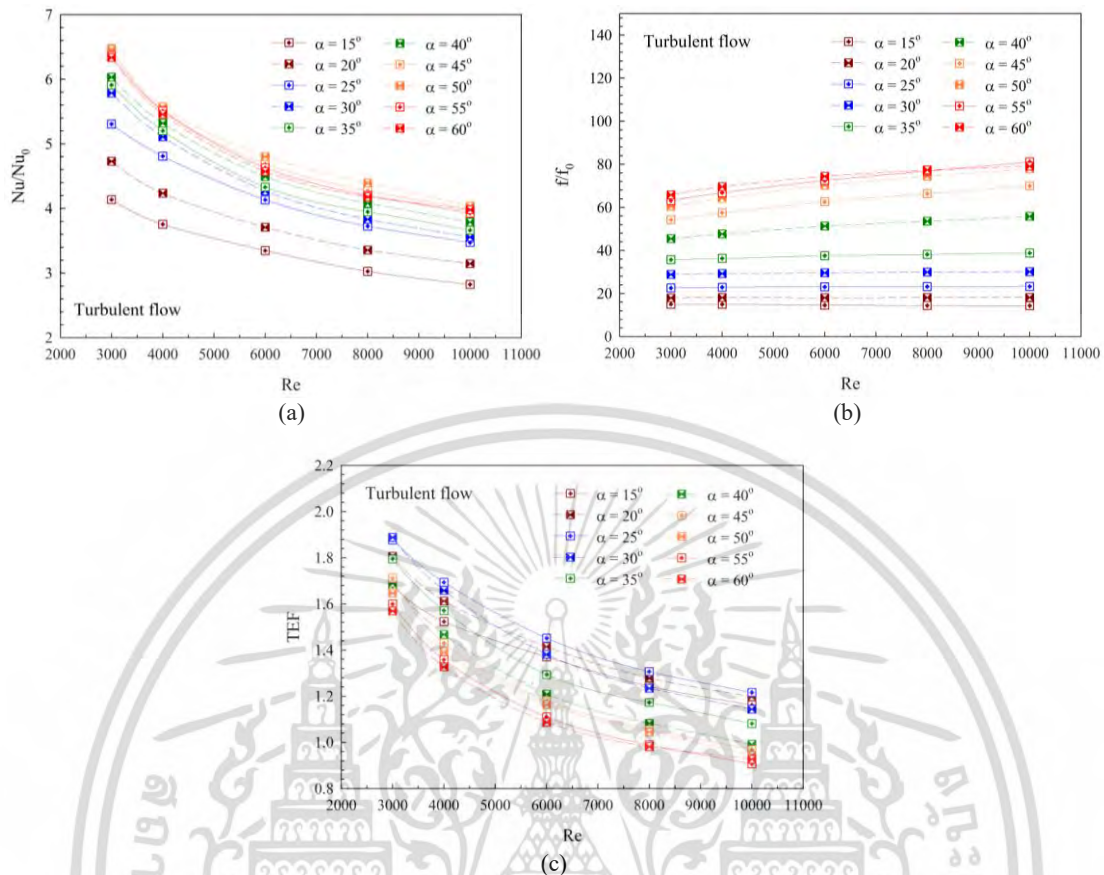


Fig. 17 (a) Nu/Nu_0 vs Re, (b) f/f_0 vs Re and (c) TEF vs Re.

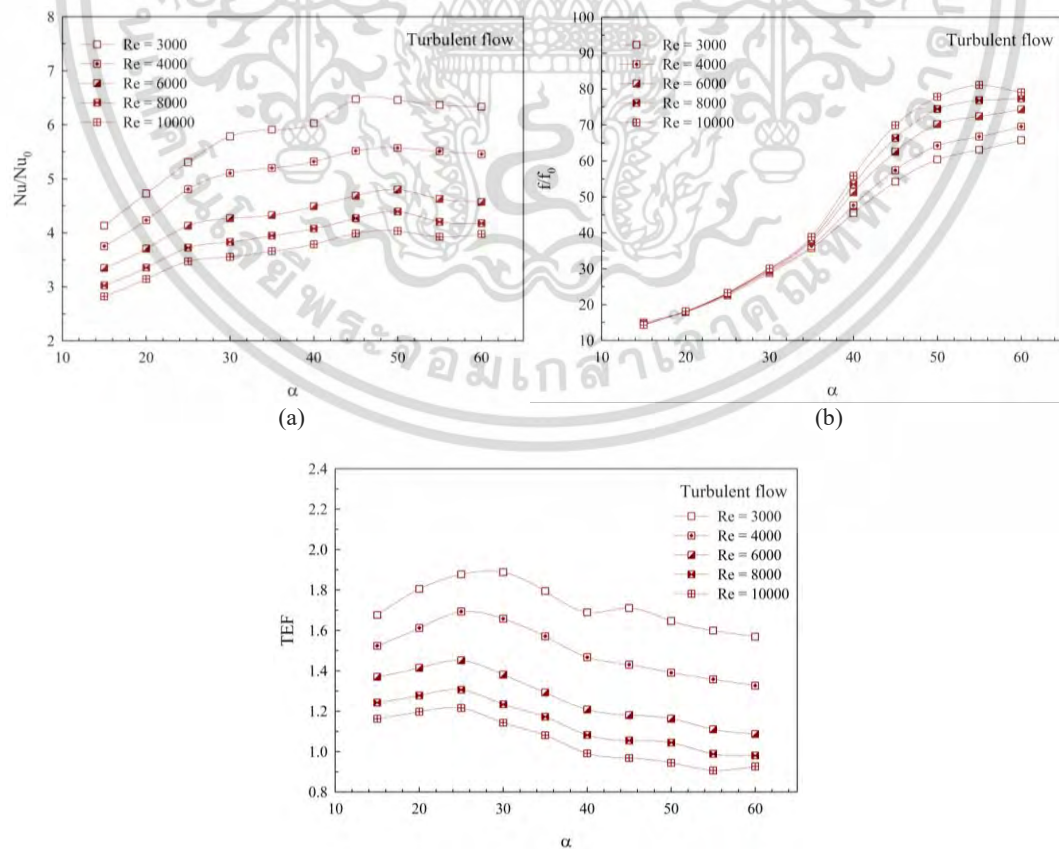


Fig. 18 (a) Nu/Nu_0 vs α , (b) f/f_0 vs α and (c) TEF vs α .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge Assoc. Prof. Dr. Pongjet Promvong for suggestions. The funding of this work is supported by King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang research funds (contract no. KREF046006).

NOMENCLATURE

D	diameter of tube
f	friction factor
h	convective heat transfer coefficient, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
k	thermal conductivity, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
Nu	Nusselt number ($=hD/k$)
p	static pressure, Pa
Pr	Prandtl number ($Pr = 0.707$)
Re	Reynolds number
T	temperature, K
u_i	velocity in x_i -direction, m s^{-1}
$\bar{u}$	mean velocity in channel, m s^{-1}
Greek letter	
α	angle of attack, degree
TEF	thermal enhancement factor ($=(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$)
ρ	density, kg m^{-3}
Subscript	
in	inlet
0	smooth tube
pp	pumping power

REFERENCES

- Alam, T., and Kim, M.H., 2016, "Numerical Study on Thermal Hydraulic Performance Improvement in Solar Air Heater Duct with Semi Ellipse Shaped Obstacles," *Energy*, **112**, 588-598.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.105>
- Cengel, Y.A., and Ghajar, A.J., 2015, "Heat and Mass Transfer: Fundamental and Applications, 5th Edition," McGraw-Hill Education.
- Chai, L., Xia, G.D., and Wang, H.S., 2016, "Numerical Study of Laminar Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink with Offset Ribs on Sidewalls," *Applied Thermal Engineering*, **92**, 32-41.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.071>
- Chai, L., Xia, G.D., and Wang, H.S., 2016, "Parametric Study on Thermal and Hydraulic Characteristics of Laminar Flow in Microchannel Heat Sink with Fan-shaped Ribs on Sidewalls – Part 1: Heat Transfer," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **97**, 1069-1080.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.077>
- Du, X., Feng, L., Li, L., Yang, L., and Yang, Y., 2014, "Heat Transfer Enhancement of Wavy Finned Flat Tube by Punched Longitudinal Vortex Generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **75**, 368-380.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.03.081>
- Hong, Y., Du, J., Wang, S., and Huang, S.M., 2017, "Heat Transfer and Flow Behaviors of a Wavy Corrugated Tube," *Applied Thermal Engineering*, **126**, 151-166.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.135>
- Khan, H.H., Aneesh, A.M., Sharma, A., Srivastava, A., and Chaudhuri, P., 2015, "Thermal-hydraulic Characteristics and Performance of 3D Wavy Channel Based Printed Circuit Heat Exchanger," *Applied Thermal Engineering*, **87**, 519-528.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.077>
- Li, Y.F., Xia, G.D., Ma, D.D., Jia, Y.T., and Wang, J., 2016, "Characteristics of Laminar Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sink with Triangular Cavities and Rectangular Ribs," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **98**, 17-28.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.022>
- Menasria, F., Zedairia, M., and Moumami, A., 2017, "Numerical Study of Thermohydraulic Performance of Solar Air Heater Duct Equipped with Novel Continuous Rectangular Baffles with High Aspect Ratio," *Energy*, **133**, 593-608.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.002>
- Rajaseenivasan, T., Srinivasan, S., and Srithar, K., 2015, "Comprehensive Study on Solar Air Heater with Circular and V-type Turbulators Attached on Absorber Plate," *Energy*, **88**, 863-873.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.020>
- Sabzpooshani, M., Mohammadi, K., and Khorasanizadeh, H., 2014, "Exergetic Performance Evaluation of a Single Pass Baffled Solar Air Heater," *Energy*, **64**, 697-706.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.11.046>
- Sawhney, J.S., Maithani, R., and Chamoli, S., 2017, "Experimental Investigation of Heat Transfer and Friction Factor Characteristics of Solar Air Heater Using Wavy Delta Winglets," *Applied Thermal Engineering*, **117**, 740-751.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.113>
- Shirvan, K.M., Ellahi, R., Mamourian, M., and Moghiman, M., 2017, "Effects of Wavy Surface Characteristics on Natural Convection Heat Transfer in a Cosine Corrugated Square Cavity Filled with Nanofluid," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **107**, 1110-1118.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.11.022>
- Xiao, L., Wu, T., Feng, S., Du, X., and Yang, L., 2017, "Experimental Study on Heat Transfer Enhancement of Wavy Finned Flat Tubes by Water Spray Cooling," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **110**, 383-392.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.03.054>
- Xu, C., Yang, L., Li, L., and Du, X., 2015, "Experimental Study on Heat Transfer Performance Improvement of Wavy Finned Flat Tube," *Applied Thermal Engineering*, **85**, 80-88.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.024>
- Zhan, Y., and Park, T.S., 2016, "Effects of Plate Angle on Flow Bifurcations and Heat Transfer Characteristics in a Channel with Inclined Plates," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **97**, 662-674.
<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.02.046>