

การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว

THERMAL PERFORMANCE EVALUATION OF SPIRALLY CORRUGATED TUBE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2560

KMITL-2017-EN-D-058-112

การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว

THERMAL PERFORMANCE EVALUATION OF SPIRALLY CORRUGATED TUBE



เลขหมู่ 148701
เลขทะเบียน 148701
วันเดือนปี 14 พ.ย. 2560

b. 00265045
i.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ. 2560
KMITL-2017-EN-D-058-112

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

THERMAL PERFORMANCE EVALUATION OF SPIRALLY CORRUGATED TUBE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KMITL-2017-EN-D-058-112



COPYRIGHT 2017

FACULTY OF ENGINEERING

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินทางปัญญาของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว
Thesis Title Thermal Performance Evaluation of Spirally Corrugated Tube
นักศึกษา นายพิทักษ์ พร้อมไธสง
รหัสประจำตัว 57601053
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ (ร่วม) รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-D-058-112

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
ผศ.ดร.สมชาย	ศรีพัฒนะพิพัฒน์	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ดร.มธุรส	สุชาติวัฒน์	
รศ.ดร.ชินรักษ์	เอี่ยมพงษ์	
ผศ.ดร.วิฑาดา	เจษฎารัตนชัย	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 21 กรกฎาคม พ.ศ. 2560 เวลา 15.00-17.00 น.
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างถึงที่มาของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
วันที่ 21 กรกฎาคม พ.ศ. 2560

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว
นักศึกษา	นายพิทักษ์ พร้อมไธสง
รหัสนักศึกษา	57601053
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	ผศ.ดร.วิฑาตา เจษภูวรัตน์ชัย
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม	รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอการประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว (ท่อร่อง-ครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก) ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบที่มีอัตราการไหลในเทอมของเลขเรย์โนลด์บนพื้นฐานเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ที่อยู่ในช่วง 5,000 ถึง 20,000 มีการตรวจสอบอย่างละเอียดจากอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงค่าอัตราส่วนความลึกต่อเส้นผ่านศูนย์กลางอ้างอิงของท่อ (e/D , DR) ค่าอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางอ้างอิงของท่อ (p/D , PR) ที่ส่งผลต่อลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน โดยศึกษาเปรียบเทียบระหว่างท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.02-0.1$ และ $PR=0.6-2.0$ ท่อวงรีบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.03-0.2$ และ $PR=0.6-4.0$ และท่อลูกฟูกมีจำนวนเริ่มต้นของร่องเท่ากับ 2, 3, 4, 5 ที่ค่า $DR=0.02-0.2$ และ $PR=0.5-3.5$ ภายใต้การตรวจสอบความถูกต้องโดยใช้การเปรียบเทียบกับข้อมูลจากสมการสหสัมพันธ์ของท่อกลมตรงผิวเรียบและข้อมูลเชิงทดลองสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก ผลการคำนวณการไหลในท่อยาวแสดงให้เห็นถึงลักษณะการไหลที่พัฒนาอย่างสมบูรณ์และเข้าเป็นช่วงของรูปร่างความเร็วและเลขนัสเซลล์ต์ โดยเริ่มเกิดขึ้นที่ตำแหน่ง $x/D=6-9$ และ $x/D=5-9$ ตามลำดับ เมื่อวัดจากทางเข้าท่อทดสอบ พบว่าโดยทั่วไปท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก ก่อให้เกิดการไหลหมุนควง 2 รูปแบบ คือ กระแสการไหลหมุนควงหลักที่บริเวณกลางท่อและกระแสการไหลหมุนควงรองที่บริเวณใกล้ผนังท่อ การเกิดกระแสการไหลหมุนควงนี้ส่งผลให้อุณหภูมิของไหลบริเวณกลางท่อและบริเวณใกล้ผนังท่อผสมผสานกันได้ดีขึ้น และทำให้ชั้นความร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลง นำไปสู่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนตลอดช่วงท่อทดสอบ ในช่วงที่ทำการศึกษสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก มีค่าอัตราส่วนของเลขนัสเซลล์ต์ (Nu/Nu_0) อยู่ในช่วง 1.0-2.0, 0.84-2.46 และ 0.72-2.34 ตามลำดับ ค่าอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_0) อยู่ในช่วง 1.0-10.8, 1.0-16.4 และ 1.0-24.22 ตามลำดับ และมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) อยู่ในช่วง 0.83-1.1, 0.54-1.3 และ 0.26-1.32 ตามลำดับ โดยกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ให้ค่า TEF สูงที่สุดที่ 1.32 ที่ค่า $DR=0.14$, $PR=3.0$ และ $Re=5,000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	Thermal performance evaluation of spirally corrugated tube
Student	Mr. Pitak Promthaisong
Student ID.	57601053
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2017
Thesis Advisor	Asst. Prof. Dr. Withada Jedsadaratanachai
Thesis Co-Advisor	Assoc. Prof. Dr. Smith Eaimsa-ard

ABSTRACT

The thesis presents an evaluation of thermal performance of spirally corrugated tube (spirally semicircle-grooved tubes, spirally oval tubes and spirally corrugated tubes) in a turbulent flow region at Reynolds numbers based on the hydraulic diameter ranging from 5000 to 20,000 by using air as the working. Effects of the depth ratio (e/D , DR) and pitch ratio (p/D , PR) on heat transfer and flow characteristics are also extensively investigated. The spirally semicircle-grooved tubes with $DR=0.02-0.1$ and $PR=0.6-2.0$, the spirally oval tubes with $DR=0.03-0.2$ and $PR=0.6-4.0$, the spirally corrugated tubes with number of start of 2, 3, 4, 5, $DR=0.02-0.2$ and $PR=0.5-3.5$ are comparatively studied. The numerical results are validated by comparison with the correlated data of smooth straight circular tube and also the experimental results of the spirally semicircle-grooved tube, spirally oval tube and spirally corrugated tube in the previously published work. The results indicated that the profiles of flow and heat transfer in corrugated tube become periodically fully developed at $x/D=6-9$ and $x/D=5-9$ downstream of the test section entrance. Two forms of swirl flows including the main swirl flow around the tube core and the secondary helical-swirl flow near the tube wall, are detected in the spirally semicircle-grooved tubes, spirally oval tubes and spirally corrugated tube. Those swirl flows provide the better fluid mixing between the tube core and tube wall regions, promoting velocity/thermal layer thickness interruption and enhancing the heat transfer rate in the tubes. For the studied range, the spirally semicircle-grooved tubes, the spirally oval tube and the spirally corrugated tube respectively, give the heat transfer (Nu/Nu_0) in the ranges of 1.0-2.0, 0.84-2.46 and 0.72-2.34, the friction factor ratio (f/f_0) in the ranges of 1.0-10.8, 1.0-16.4 and 1.0-24.22, and the thermal enhancement factor (TEF) in the ranges of 0.83-1.1, 0.54-1.3 and 0.26-1.32. In addition, the 4 start spirally corrugated tube offers the highest TEF of 1.32 at $DR=0.14$, $PR=3.0$ and $Re=5000$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการประเมินสมรรถนะทางความร้อนของท่อร่องบิดเกลียว สำเร็จลุล่วงไปได้ ด้วยดีเนื่องจากความกรุณาและการให้คำปรึกษาที่มีคุณค่าจากอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.วิฑาดา เจษฏารัตนชัย และอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด ซึ่งผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ สำหรับคำแนะนำเพิ่มเติมทำให้วิทยานิพนธ์นี้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณ มารดา บิดา และครอบครัวของข้าพเจ้าที่เป็นกำลังใจ และให้การสนับสนุนในทุกๆ เรื่อง ขอขอบคุณ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์, ผศ.ดร.สมชาย ศรีพัฒนะพิพัฒน์, อาจารย์จิตกร กนกนัยการ, ผศ.ดร.สมพล สกุลหลง และ ดร.สมบัติ ทำนา ที่กรุณาให้คำแนะนำที่ดีแก่ผู้วิจัย ขอขอบคุณสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง และสถาบันเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น ที่ให้ความช่วยเหลือทางด้าน software และสถานที่สำหรับการวิจัย ทำให้ข้าพเจ้าสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

สุดท้ายนี้สำหรับคุณงามความดีอันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน ที่ได้มอบวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

พิทักษ์ พร้อมไธสง

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VIII
สารบัญรูป	IX
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	XVII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญของปัญหา	1
1.2 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม	2
1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	6
1.4 ขอบเขตของงานวิจัย	6
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	7
1.6 ประโยชน์ที่ได้จากงานวิจัย	7
1.7 คำโครงวิทยานิพนธ์	8
1.8 บทความที่ตีพิมพ์เผยแพร่	8
บทที่ 2 งานวิจัยที่ผ่านมา	10
2.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีผิวขรุขระ	10
2.2 ท่อที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ	11
2.3 ท่อที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอก	27
2.3.1 ท่อลูกฟูก	27
2.3.2 ท่อที่มีผิวเป็นหลุม	35
2.4 ท่อบิดเกลียว	42
บทที่ 3 สมการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	45
3.1 สมมุติฐานของการไหลและสมการควบคุม	45
3.2 การไหลแบบภายในและการถ่ายเทความร้อน	46
3.2.1 สภาวะการไหล	46
3.2.2 ตัวประกอบความเสียดทาน	47
3.2.3 สภาวะการถ่ายเทความร้อน	47
3.2.4 สภาวะการพัฒนารูปแบบอย่างสมบูรณ์เชิงความร้อน	48
3.2.5 ค่าตัวประกอบของการเพิ่มทางความร้อน	48
3.3 การวิเคราะห์บริเวณใกล้ผนังสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีผนังเป็นขอบเขต	49
3.4 การจำลองการไหลใกล้ผนังด้วยวิธี enhanced wall treatment	50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่อาคารศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.5 แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable $k-\epsilon$	52
3.6 พลังงานจลน์ปั่นป่วน	53
3.7 วิธีปริมาตรสี่เนื่องกับการพาและแพร่แบบคงตัว	53
3.7.1 วิธีการประมาณค่าแบบ QUICK	53
3.8 ลำดับขั้นการคำนวณหาคำตอบแบบ SIMPLE	54
3.9 ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ปัญหา	56
บทที่ 4 ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว.....	57
4.1 ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว.....	57
4.1.1 แบบจำลองทางกายภาพ	57
4.2 เงื่อนไขขอบเขตในการคำนวณการไหลสามมิติ.....	58
4.3 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล.....	58
4.3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของท่อตรงผิวเรียบ.....	58
4.3.2 กริดอิสระ.....	59
4.3.3 เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง.....	59
4.3.4 การเข้าสู่การพัฒนาแบบเต็มทีของการไหลและการถ่ายเทความร้อน.....	60
4.3.5 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์.....	62
4.3.6 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก.....	67
4.3.7 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์.....	73
4.4 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข.....	79
บทที่ 5 ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับท่อวงรีบิดเกลียว.....	84
5.1 แบบจำลองทางกายภาพสำหรับท่อวงรีบิด.....	84
5.2 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล.....	85
5.2.1 กริดอิสระ.....	85
5.2.2 เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง.....	85
5.2.3 การเข้าสู่การพัฒนาแบบเต็มทีของการไหลและการถ่ายเทความร้อน.....	86
5.2.4 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์.....	89
5.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก.....	93
5.2.6 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์.....	97
5.3 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข.....	100
บทที่ 6 ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับท่อลูกฟูก	105
6.1 แบบจำลองทางกายภาพสำหรับท่อลูกฟูก.....	105
6.2 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล.....	107

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ผลิตขึ้นเพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านอื่นๆ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

6.2.1	กริดอิสระ.....	107
6.2.2	เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง.....	108
6.2.3	การเข้าสู่การพัฒนาแบบเต็มทีของการไหลและการถ่ายเทความร้อน.....	108
6.2.4	อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์.....	115
6.2.5	อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก.....	119
6.2.6	อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์.....	125
6.2.7	อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท.....	130
6.3	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข.....	133
6.3.1	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท.....	133
6.3.2	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท.....	141
6.3.3	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท.....	148
6.3.4	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท.....	155
6.3.5	วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับอิทธิพลของจำนวนสตาร์ท.....	162
6.4	เปรียบเทียบผล.....	166
บทที่ 7	สรุปผลและข้อเสนอแนะ.....	169
7.1	สรุปผล.....	169
7.1.1	อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์.....	169
7.1.2	อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก.....	169
7.1.3	อิทธิพลของระยะพิตช์.....	170
7.1.4	อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท.....	171
7.2	ข้อเสนอแนะการพัฒนางานวิจัย.....	171

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บรรณานุกรม	172
ภาคผนวก ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่.....	181
ประวัติผู้เขียน	237



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1	ตัวแปรที่ทำการศึกษสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว 6
1.2	ตัวแปรที่ทำการศึกษสำหรับท่อวงรีบิดเกลียว 6
1.3	ตัวแปรที่ทำการศึกษสำหรับท่อลูกฟูก..... 7
2.1	สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อผิวครึ่งร่องที่ผนังด้านใน 15
2.2	ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง 20
2.3	รูปร่างของท่อที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อในงานวิจัยที่ผ่านมา 26
2.4	ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อลูกฟูก..... 29
2.5	รูปร่างของท่อลูกฟูกในงานวิจัยที่ผ่านมา..... 34
2.6	ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อผิวขรุขระอื่นๆ..... 37
2.7	รูปร่างของท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยที่ผ่านมา 41
2.8	รูปร่างของท่อวงรีบิดเกลียวในงานวิจัยที่ผ่านมา..... 42
2.9	ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อบิดเกลียว 43
6.1	ผลจากการจำลองเชิงตัวเลข..... 166



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
1.1	(ก) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการหล่อเย็นแก๊สไอเสียรุ่น G (ข) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ corrugated tube ของบริษัท HRS Heat Exchangers ประเทศมาเลเซีย	2
1.2	อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกที่มีการใช้ท่อลูกฟูก สำหรับ (ก) บริษัท Australian Twisted Steel PTY. LTD. ประเทศออสเตรเลีย (ข) บริษัท Thermaline Inc. ประเทศสหรัฐอเมริกา (ค) บริษัท Krones ประเทศเยอรมนี	3
1.3	ท่อลูกฟูกผลิตโดย (ก) บริษัท Tube tech copper & allows PVT. LTD. ประเทศอินเดีย (ข) บริษัท Foshan nantai metal co. LTD. ประเทศจีน (ค) บริษัท Taapex equipment private limited ประเทศอินเดีย	3
1.4	ท่อครีป (finned tube) สำหรับ (ก) บริษัท Tube tech copper & allows PVT. LTD. ประเทศอินเดีย (ข) บริษัท A&Z Heat exchanger limited (ANZ) ประเทศจีน (ค) บริษัท Taapex equipment private limited ประเทศอินเดีย	4
1.5	ท่อลูกฟูกในงานวิจัยของ Rabienataj-Darzi และคณะ (2012)	4
1.6	ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 , f/f_0 , TEF กับ Re ในงานวิจัยของ Rabienataj-Darzi และคณะ (2012)	5
2.1	รูปแบบของท่อ internal integrally-fined tubes ในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)	12
2.2	ลักษณะทางกายภาพของท่อ internal integrally-fined tubes ในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)	12
2.3	การเปรียบเทียบของรูปแบบของสมการการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนจากผลที่ได้จากการทดลองของ Webb และคณะ (2000) กับงานวิจัยอื่นๆ	14
2.4	ความสัมพันธ์ของ Nu/Pr^n กับ Re สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง	23
2.5	ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานนิ่งกับ Re สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง	24
2.6	ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง	25
2.7	ท่อลูกฟูกที่มีร่องแบบไม่ต่อเนื่อง และตั้งฉากกับทิศทางการไหล ในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)	28
2.8	ท่อลูกฟูกในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)	28
2.9	ความสัมพันธ์ของ Nu/Pr^n ที่ค่า Re ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกและท่อปิดเกลียว	31
2.10	ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานนิ่งที่ค่า Re ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกและท่อปิดเกลียว	32
2.11	ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อลูกฟูกและท่อปิดเกลียว	33
2.12	ท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Pr^n กับ Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุม และท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ	39
2.14 ความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานิ่งกับค่า Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ.....	40
2.15 ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุม และท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ	40
3.1 การไหลภายในท่อ	46
3.2 การแบ่งของชั้นขีดผิว	49
3.3 ลักษณะของกริดบริเวณใกล้ผนังใน ANSYS FLUENT	50
3.4 ปริมาตรควบคุมแบบ 1 มิติ	54
3.5 ลำดับขั้นตอนการคำนวณวิธี SIMPLE.....	55
4.1 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของ ท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียวแบบท่อยาว.....	58
4.2 รูปแบบทางกายภาพและเมนที่ใช้ในการคำนวณของ ท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียวแบบ periodic.....	53
4.3 การตรวจสอบความถูกต้องของท่อตรงผิวเรียบสำหรับ (ก) การถ่ายเทความร้อน และ (ข) สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน.....	59
4.4 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว.....	60
4.5 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับ ท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว	60
4.6 รูปร่างของความเร็วมตามแนวแกนการไหล สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$	61
4.7 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$	61
4.8 การกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ค่า $Re=5,000$	62
4.9 รูปร่างการกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$	62
4.10 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ.....	63
4.11 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ.....	64
4.12 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ	65

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
4.13 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ	65
4.14 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ	66
4.15 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ	67
4.16 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	68
4.17 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	69
4.18 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	70
4.19 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	71
4.20 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	71
4.21 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ	72
4.22 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	74
4.23 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	75
4.24 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	76
4.25 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	76
4.26 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	77
4.27 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ	78
4.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ	80
4.29 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ	81
4.30 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ	82
4.31 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$	83

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
5.1 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อวงรีบิดแบบท่อยาว	85
5.2 รูปแบบทางกายภาพและเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อวงรีบิดแบบ periodic	85
5.3 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อวงรีบิด	86
5.4 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับท่อวงรีบิด	86
5.5 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหล สำหรับ PR=1.0 และ 2.0 ที่ค่า DR=0.10 และ Re=5,000	87
5.6 โครงสร้างการไหลบนระนาบขวางการไหล สำหรับ PR=1.0 ที่ค่า DR=0.10 และ Re=5,000	88
5.7 โครงสร้างการไหลบนระนาบขวางการไหล สำหรับ PR=2.0 ที่ค่า DR=0.10 และ Re=5,000	88
5.8 การกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อสำหรับ DR=0.1 ที่ค่า Re=5,000	89
5.9 รูปร่างการกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับ DR=0.1 ที่ค่า PR=1.0, 2.0 และ Re=5,000	89
5.10 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหล สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	90
5.11 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	91
5.12 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	91
5.13 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	92
5.14 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	92
5.15 การกระจายของเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อ สำหรับ DR=0.05 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ	93
5.16 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหล สำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	94
5.17 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	94
5.18 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	95
5.19 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	96
5.20 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ สำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	96

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรณีการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
5.21 การกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อ สำหรับ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ.....	96
5.22 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหล สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	97
5.23 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	98
5.24 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	98
5.25 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	99
5.26 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อ สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	99
5.27 การกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อ สำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ.....	100
5.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ.....	101
5.29 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ.....	102
5.30 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ.....	103
5.31 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$	104
6.1 รูปแบบทางกายภาพของท่อลูกฟูกสำหรับ (ก) ท่อยาว และ (ข) ท่อแบบ periodic.....	106
6.2 โดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อลูกฟูกสำหรับ (ก) ท่อยาว และ (ข) ท่อแบบ periodic.....	106
6.3 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อลูกฟูก.....	107
6.4 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับท่อลูกฟูก.....	107
6.5 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$	109
6.6 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหล ของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$	109
6.7 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$	110
6.8 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหล ของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$	110
6.9 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$	111

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
6.10	โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 111
6.11	รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 112
6.12	โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 112
6.13	การกระจายเลขนีสเชิลท์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 113
6.14	การกระจายเลขนีสเชิลท์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 114
6.15	การกระจายเลขนีสเชิลท์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 114
6.16	การกระจายเลขนีสเชิลท์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ 115
6.17	โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 116
6.18	โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 116
6.19	การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 117
6.20	การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 118
6.21	การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 118
6.22	การกระจายของเลขนีสเชิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ 119
6.23	โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ 120
6.24	โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.5$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ 121
6.25	การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ 121
6.26	การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ 123

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ **XIV** อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
6.27 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	123
6.28 การกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ	124
6.29 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	126
6.30 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	126
6.31 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	124
6.32 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	128
6.33 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	129
6.34 การกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ	129
6.35 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5,000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	130
6.36 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5,000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	130
6.37 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	131
6.38 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	132
6.39 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	132
6.40 การกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับ ท่อลูกฟูกที่ค่า DR=0.08, PR=1.5 ที่ Re=5000 ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ.....	133
6.41 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท.....	135
6.42 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท.....	136
6.43 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับ ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท.....	137

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และ **XV** ข้างอ้างอิงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
6.44 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท	140
6.45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท	142
6.46 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท	143
6.47 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท	144
6.48 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท	147
6.49 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท	149
6.50 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท	150
6.51 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท	151
6.52 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท	154
6.53 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท	156
6.54 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท	157
6.55 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท	158
6.56 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท	161
6.57 อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ DR และ PR ต่างๆ ที่ค่า $Re=5000, 8000, 14000$ และ 20000	165
6.58 การเปรียบเทียบเฉพาะกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF	168

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการพา, m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัดของท่อ, m^2
A_s	พื้นที่ผิวท่อทั้งหมด, m^2
C_f	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน, ตัวแปรไร้มิติ
C_1	สัมประสิทธิ์ของแบบจำลองความปั่นป่วน, ตัวแปรไร้มิติ
$C_2, C_{1\epsilon}$	ค่าคงที่ของแบบจำลองความปั่นป่วน, ตัวแปรไร้มิติ
$C_{3\epsilon}$	ระดับของ ϵ จากแรงลอยตัว, ตัวแปรไร้มิติ
C_μ	ฟังก์ชันของความเครียดเฉลี่ยและอัตราการหมุน, ตัวแปรไร้มิติ
c_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, $J/kg \cdot K$
D	เส้นผ่านศูนย์กลางอ้างอิง, m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m
DR	อัตราส่วนความลึก, (e/D)
d_i	เส้นผ่านศูนย์กลางด้านในของท่อ, m
E	พลังงานรวม, J
e	ความลึกของร่อง, m
f	ตัวประกอบเสียดทาน, ตัวแปรไร้มิติ
f_0	ตัวประกอบเสียดทานของท่อผิวเรียบ, ตัวแปรไร้มิติ
G_b	การก่อกำเนิดพลังงานจลน์ปั่นป่วนเนื่องจากแรงลอยตัว, $kg \cdot s^{-3}$
G_k	การก่อกำเนิดพลังงานจลน์ปั่นป่วนเนื่องจากการไถลความเร็วเฉลี่ย, $kg \cdot s^{-3} \cdot m^{-1}$
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
h_x	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่, $W/m^2 \cdot K$
i	พลังงานภายใน, J/kg
J	ฟลักซ์ของมวล, $kg/m^2 \cdot s$
K	พลังงานจลน์ของกระแสการไหลเฉลี่ยต่อหน่วยมวล, J/kg
k	พลังงานจลน์ของความปั่นป่วนต่อหน่วยมวล, J/kg
k_a	ค่าการนำความร้อนของอากาศ, $W/m \cdot K$
L	ความยาวของท่อ, m
ℓ	ค่าบ่งชี้ลักษณะเชิงขนาด, m
L_e	ความยาวช่วงขาเข้า, m
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
Nu	เลขนิตเซลท์เฉลี่ย, ตัวแปรไร้มิติ
Nu_x	เลขนิตเซลท์เฉพาะที่, ตัวแปรไร้มิติ

$Nu_{D, \text{smooth}}$ เลขนิตเซลท์ของท่อกลมตรงผิวเรียบ, ตัวแปรไร้มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพียงการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และส่งต่ออ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

P	เส้นรอบรูป, m
p	ความดันสถิต, Pa; ระยะพิตช์ของร่อง, m
PR	อัตราส่วนระยะพิตช์, (p/D)
Pr	เลขพรานด์, ตัวแปรไร้มิติ
q_s''	ฟลักซ์ความร้อนระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ, W/m^2
Re	เลขเรย์โนลด์, ตัวแปรไร้มิติ
S	แมกนิจูดของอัตราความเครียดเฉื่อย, s^{-1}
S_{ij}	เทนเซอร์ค่าเฉื่อยของอัตราความเครียด, s^{-1}
S_k	user-defined source term สำหรับ k , $kg\ m^{-1}\ s^{-3}$
S_ϵ	user-defined source term สำหรับ ϵ , $kg\ m^{-1}\ s^{-4}$
T	อุณหภูมิ, K
T_0	อุณหภูมิเฉลี่ย, K
T_s	อุณหภูมิผิว, K
TEF	สมรรถนะเชิงความร้อน, ตัวแปรไร้มิติ
t	เวลา, s
U_i	ความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน x_i , m/s
u_i	ความเร็วย่อยในแนวแกน x_i , m/s
u_i'	ความเร็วย่อยผันแปรในแนวแกน x_i , m/s
u_0	ความเร็วเฉลี่ย, m/s
V	ปริมาตรของเซลล์, m^3
X	ระยะในหนึ่งช่วงครีป, m
x	พิกัดบอกทิศทางการไหล
y^+	ระยะไร้หน่วยที่วัดจากผนัง

สัญลักษณ์กรีก

Φ	ค่าเฉลี่ยของคุณสมบัติใดๆ ของของไหล
Ω	เทนเซอร์ค่าเฉื่อยของอัตราการหมุน, s^{-1}
Γ	การแพร่ทางความร้อน
α	มุมปะทะของครีปกับกระแสการไหล, degree
α	เลขพรานด์ยังผลผกผัน
ϕ	ค่าคุณสมบัติใดๆ ต่อหน่วยมวล
λ	ความหนืดที่สอง
μ	ความหนืดสัมบูรณ์, $N \cdot s/m^2$
ϵ	อัตราการสูญเสียของความปั่นป่วน, m^2/s^3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และขอร้องให้อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ω	อัตราการสูญเสียเฉพาะ, s^{-1}
ρ	ความหนาแน่น, kg/m^3
τ	ความเค้นเฉือน, N/m^2
σ_k	เลขพหุนามความปั่นป่วนสำหรับ k , ตัวแปรไร้มิติ
σ_ε	เลขพหุนามความปั่นป่วนสำหรับ ε , ตัวแปรไร้มิติ
δ_{ij}	Kronecker delta, m

ตัวห้อย

0	ท่อผิวเรียบ
a	อากาศ
m	เฉลี่ย
pp	กำลังของปั๊ม
s	พื้นผิว
t	เทอร์บูเลนซ์
w	ผนัง



บทที่ 1

บทนำ

ในอดีตที่ผ่านมามนุษย์เริ่มรู้จักการนำเอาพลังงานและทรัพยากรธรรมชาติมาใช้เพื่อดำเนินกิจกรรมต่างๆ ทั้งการอุปโภคและบริโภคเพื่อการดำรงชีวิต ตลอดจนเพื่อการพัฒนาประเทศทั้งทางด้านเศรษฐกิจและสังคม โดยในยุคแรกๆ มนุษย์ใช้พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติส่วนใหญ่เพียงเพื่อการดำรงชีพเท่านั้น แต่ในปัจจุบัน โลกมีความต้องการพลังงานและทรัพยากรธรรมชาติมากขึ้นเนื่องจากการเพิ่มขึ้นของประชากรเป็นปัจจัยหลัก จึงเป็นจุดเริ่มต้นของการใช้พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติอย่างสิ้นเปลืองจนทำพลังงานและทรัพยากรธรรมชาติลดน้อยลงอย่างมาก พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติจึงเป็นปัจจัยหลักที่สำคัญในการตอบสนองความต้องการขั้นพื้นฐานของมนุษย์ โดยเฉพาะสินค้าและผลิตภัณฑ์ต่างๆ ซึ่งส่วนใหญ่ผลิตมาจากโรงงานอุตสาหกรรม ด้วยเหตุนี้จึงทำให้มีโรงงานอุตสาหกรรมเกิดขึ้นเป็นจำนวนมาก ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้พลังงานและทรัพยากรธรรมชาติให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุด

1.1 ความสำคัญของปัญหา

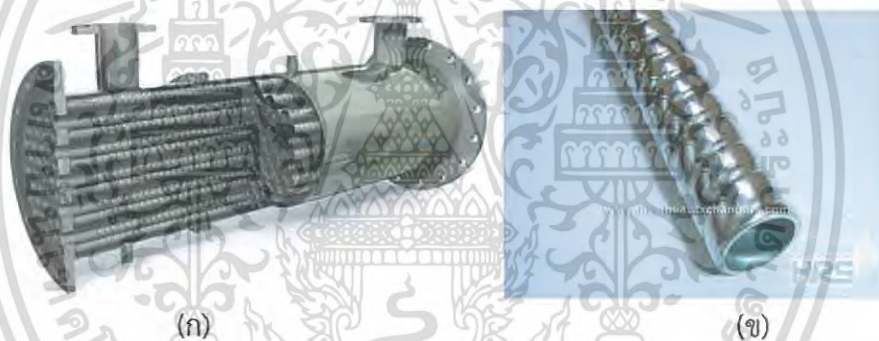
ระบบแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นระบบหนึ่งที่มีความจำเป็นอย่างยิ่งทั้งในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น อุตสาหกรรมปิโตรเลียม อุตสาหกรรมเคมี อุตสาหกรรมอาหาร โรงไฟฟ้า เป็นต้น และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทต่างๆ ที่สามารถพบเห็นได้ในงานเชิงวิศวกรรมโดยทั่วไป เช่น เครื่องปรับอากาศ หม้อน้ำรถยนต์ เครื่องอุ่นอากาศด้วยแสงอาทิตย์ เป็นต้น โดยระบบแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นมีตั้งแต่ขนาดเล็กไปจนถึงขนาดใหญ่ ซึ่งหากพิจารณาเฉพาะการใช้ทรัพยากรธรรมชาติเพื่อสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและใช้พลังงานเพื่อให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถทำงานได้ ก็ทำให้สิ้นเปลืองไปอย่างมาก ดังนั้นการพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้สามารถใช้ทรัพยากรธรรมชาติและพลังงานให้เต็มประสิทธิภาพจึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง เพราะสามารถทำให้ให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง ใช้ทรัพยากรธรรมชาติและพลังงานน้อยลง ลดต้นทุนการผลิต ลดค่าขนส่ง รวมถึงลดพื้นที่ในการติดตั้งได้อีกด้วย

วิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยทั่วไปแบ่งออกเป็น 2 วิธี คือ วิธีที่ต้องใช้พลังงานจากภายนอกเพื่อช่วยให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น (active technique) เช่น การทำให้เกิดการสั่นสะเทือน การฉีดเข้าที่ผนังโดยตรงเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น อีกวิธีหนึ่งเป็นการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยไม่อาศัยพลังงานจากภายนอก (passive technique) แต่มุ่งเน้นไปที่การสร้างความปั่นป่วนให้กับของไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน หรือทำให้ผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นผิวขรุขระ เพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนให้สูงขึ้น ตัวอย่างของตัวสร้างความปั่นป่วน เช่น ครีบริบ (rib) แผ่นกั้น (baffle) ไบบิด (twisted tape) เป็นต้น และตัวอย่างของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระ เช่น ท่อที่มีผิวเป็นหลุม (dimple tube) ท่อที่มีผิวเป็นครีบริบรูปทรงต่างๆ ในทิศทางขวางการไหล (ครึ่งวงกลม สามเหลี่ยม สี่เหลี่ยม เป็นต้น) ท่อที่มีพินขนาดเล็กบิดเป็นเกลียวภายในส่วนภายนอกเป็นผิวเรียบ (micro-fined tube) ท่อที่มีผิวเป็นร่องทั้งภายในและภายนอกบิดเป็นเกลียว (spirally corrugated tube) ท่อที่มีหน้าตัดรูปไข่บิดเป็นเกลียว (spirally oval tube) เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2 ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม

ตัวอย่างที่น่าสนใจของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวขรุขระแสดงไว้ในรูปที่ 1.1-1.2 โดยปัจจุบันมีบริษัทผู้ผลิตท่อแลกเปลี่ยนความหลายบริษัท ได้ผลิตท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวขรุขระหลายรูปร่างเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ตัวอย่างเช่น บริษัท HRS Heat Exchangers ประเทศมาเลเซีย ซึ่งเป็นบริษัทที่เชี่ยวชาญในด้านการถ่ายเทความร้อน มีประสบการณ์ในการออกแบบและผลิตเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาหลายสิบปี ได้ผลิตและจำหน่ายอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการหล่อเย็นแก๊สไอเสียรุ่น G ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.1 (ก) โดยมีลักษณะพิเศษคือท่อด้านในเป็นท่อลูกฟูก (corrugated tube) ส่งผลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับการออกแบบโดยใช้ท่อกลมผิวเรียบ ทำให้สามารถออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความยาวลดลง นอกจากนี้ยังผลิตและจำหน่ายท่อแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทท่อลูกฟูกดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.1 (ข) โดยข้อดีของท่อลูกฟูกคือการทำให้ชั้นขีดผิวของของไหลถูกทำลายและทำให้เพิ่มระดับความรุนแรงของการปั่นป่วนของของไหลภายในท่อ ส่งผลให้การอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อแลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบ ทำให้สามารถออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนให้มีขนาดลดลงได้ อีกทั้งยังสามารถผลิตท่อลูกฟูกให้เป็นรูปร่างและพารามิเตอร์ต่างๆ ให้เหมาะสมกับการใช้งานและการสั่งซื้อของลูกค้าอีกด้วย



รูปที่ 1.1 (ก) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการหล่อเย็นแก๊สไอเสียรุ่น G (ข) ท่อลูกฟูก ของบริษัท HRS Heat Exchangers ประเทศมาเลเซีย

ตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือก (shell and tube) ที่มีการใช้ท่อลูกฟูก ซึ่งได้มีการผลิตและจำหน่ายจากบริษัท Australian Twisted Steel PTY. LTD. ประเทศออสเตรเลีย บริษัท Thermaline Inc. ประเทศสหรัฐอเมริกา และบริษัท Kronos ประเทศเยอรมนี แสดงไว้ในรูปที่ 1.2 (ก) (ข) และ (ค) ตามลำดับ ซึ่งทั้ง 3 บริษัทนี้ ได้กล่าวเป็นเสียงเดียวกันว่า การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกที่มีการใช้ท่อลูกฟูก สามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ทำให้การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ เนื่องจากของไหลมีระดับความปั่นป่วนสูงขึ้น ถึงแม้ว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจะค่อนข้างสูง แต่ประสิทธิภาพโดยรวมยังมีค่าสูงกว่าท่อผิวเรียบ จึงทำให้การผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการใช้ท่อลูกฟูกมีขนาดที่ลดลงเมื่อเทียบกับการใช้ท่อผิวเรียบ ส่งผลให้การใช้วัสดุในการผลิตลดลง การใช้พลังงานลดลง และใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อยลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 1.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือกที่มีการใช้ท่อลูกฟูก สำหรับ (ก) บริษัท Australian Twisted Steel PTY. LTD. ประเทศออสเตรเลีย (ข) บริษัท Thermaline Inc. ประเทศสหรัฐอเมริกา (ค) บริษัท Kronos ประเทศเยอรมนี

สำหรับท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวขรุขระ หรือมีผิวเป็นร่องบิดเป็นเกลียวได้มีการผลิตและจำหน่ายจากบริษัทต่างๆ อีกมากมาย ซึ่งสามารถประยุกต์ใช้กับปั๊มความร้อนต่างๆ ระบบระบายความร้อนต่างๆ เครื่องทำน้ำแข็ง หม้อต้ม และ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (economizer) เป็นต้น ยกตัวอย่างเช่น ท่อลูกฟูกของบริษัท Tube tech copper & allows PVT. LTD. ประเทศอินเดีย, บริษัท Foshan nantai metal co. LTD. ประเทศจีน และ บริษัท Taapex equipment private limited ประเทศอินเดีย ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.3 (ก) (ข) และ (ค) ตามลำดับ โดยทั้ง 3 บริษัทกล่าวถึงข้อดีของท่อลูกฟูกว่าสามารถเพิ่มระดับความปั่นป่วนของของไหล และเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนให้สูงกว่าท่อผิวเรียบได้ ส่งผลให้สามารถออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดลดลงได้เมื่อใช้ท่อลูกฟูก และมีความสะดวกในการทำความสะอาดหรือปรับเปลี่ยนท่อ นอกจากนี้ยังสามารถสั่งซื้อท่อลูกฟูกที่มีพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น ความลึก และ ระยะพิตช์ ที่นอกเหนือจากที่ระบุไว้ในบริษัทเพื่อความเหมาะสมกับการใช้งานในลักษณะต่างๆ ตามที่ต้องการได้อีกด้วย



(ก)



(ข)

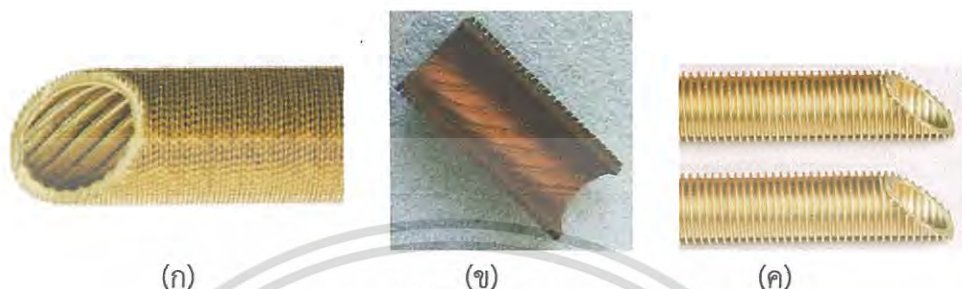


(ค)

รูปที่ 1.3 ท่อลูกฟูกผลิตโดย (ก) บริษัท Tube tech copper & allows PVT. LTD. ประเทศอินเดีย (ข) บริษัท Foshan nantai metal co. LTD. ประเทศจีน (ค) บริษัท Taapex equipment private limited ประเทศอินเดีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ยังมีท่อที่มีพื้นผิวขรุขระที่นิยมนำมาประยุกต์ใช้กับระบบความเย็น (Refrigerant system) เช่น ท่อ finned tube เป็นต้น ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.4 โดยผนังท่อด้านในจะมีลักษณะเป็นร่องบิดเกลียว ส่วนผนังด้านนอกจะมีลักษณะเป็นฟินเล็กๆ จำนวนมาก ทำให้สัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อน (condensing heat transfer coefficient) เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ รูปร่างของท่อขนาดต่างๆ และวัสดุที่ใช้ในการผลิต ยังสามารถสั่งซื้อได้ตามความต้องการของลูกค้าอีกด้วย



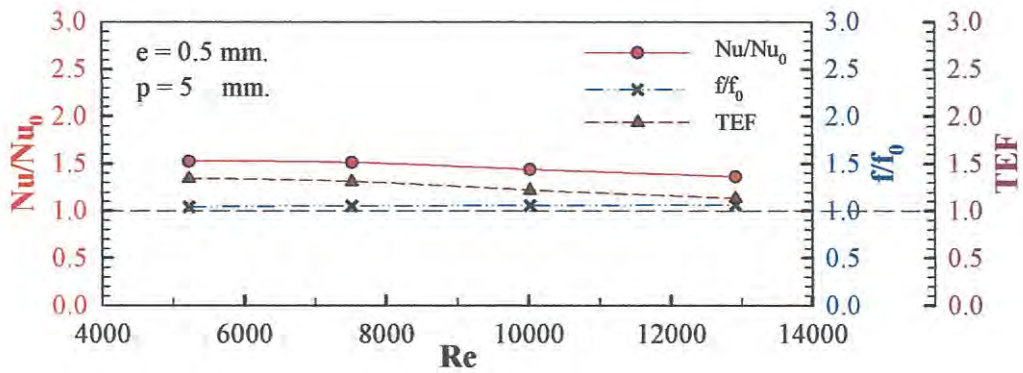
รูปที่ 1.4 ท่อครีป (finned tube) สำหรับ (ก) บริษัท Tube tech copper & allows PVT. LTD. ประเทศอินเดีย (ข) บริษัท A&Z Heat exchanger limited (ANZ) ประเทศจีน (ค) บริษัท Taapex equipment private limited ประเทศอินเดีย

รูปที่ 1.5 และ 1.6 แสดงตัวอย่างของการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อลูกฟูกในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งนำเสนอโดย Rabienataj-Darzi และคณะ (2012) โดยใช้วิธีการทดลอง พบว่าเมื่อใช้ท่อ corrugated tube ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียบทาน และค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ ($Nu/Nu_0 > 1$, $f/f_0 > 1$ และ $TEF > 1$) ดังแสดงในรูปที่ 1.6 โดย Rabienataj-Darzi และคณะ (2012) ได้อธิบายว่าการใช้ท่อลูกฟูกทำให้การผสมกันของของไหลดีขึ้น และความหนาของชั้นขีดผิวลดลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ และได้อธิบายเพิ่มเติมว่าการใช้ท่อลูกฟูกทำให้เกิดการบดบังการไหลของของไหลภายในท่อ ส่งผลให้ความดันตกคร่อมสูงกว่าท่อผิวเรียบเช่นเดียวกัน



รูปที่ 1.5 ท่อลูกฟูกในงานวิจัยของ Rabienataj-Darzi และคณะ (2012)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Nu_0 , f/f_0 , TEF กับ Re ในงานวิจัยของ Rabienataj-Darzi และคณะ (2012)

ในอดีตที่ผ่านมา มีนักวิจัยจำนวนมากได้พยายามศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้เทคนิค passive technique ซึ่งมีการศึกษาทั้งวิธีการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน เช่น ครีบ แผ่นกั้น และใบพัด ที่มีรูปร่างและพารามิเตอร์ต่างๆ เป็นต้น โดยต้องสอดใส่เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และอีกวิธีหนึ่งคือการทำให้อผิวท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นผิวขรุขระดังตัวอย่างข้างต้น จุดเด่นของวิธีการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนคือสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวขรุขระ แต่ในขณะเดียวกันก็ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อผิวขรุขระเช่นเดียวกัน ซึ่งหากสามารถศึกษาเพื่อหารูปร่างและพารามิเตอร์ของท่อผิวขรุขระที่เหมาะสม ก็สามารถทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนมีค่าสูงขึ้นได้ เช่นเดียวกับการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วน เมื่อพิจารณาถึงการนำไปใช้งานจริง วิธีการติดตั้งตัวสร้างความปั่นป่วนจะทำให้เกิดคราบสกปรกเกาะติดได้ง่าย และยากต่อการทำความสะอาด อีกทั้งถ้าหากติดตั้งไม่ดี อาจจะทำให้หลุด หรือเกิดการสั่นของตัวสร้างความปั่นป่วน และเกิดผลเสียต่อระบบแลกเปลี่ยนความร้อนได้ แต่วิธีการใช้ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระนั้นสามารถทำความสะอาดได้ง่ายกว่า และยังมีความมั่นคงแข็งแรงมากกว่าอีกด้วย ด้วยเหตุนี้จึงทำให้การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นผิวขรุขระเป็นเรื่องที่น่าสนใจ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการศึกษาท่อผิวขรุขระที่มีรูปร่างและพารามิเตอร์ต่างๆ เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สามารถให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุด

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ได้มีการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีพื้นผิวขรุขระจำนวนมาก แต่โดยส่วนใหญ่เป็นการศึกษาเชิงการทดลอง ทำให้ไม่สามารถเห็นถึงพฤติกรรมการไหลภายในท่อและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อได้ อีกทั้งพารามิเตอร์ของท่อที่ทำการศึกษายังมีไม่มากพอที่จะค้นพบพารามิเตอร์ที่ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนสูงสุดสำหรับท่อผิวขรุขระในแต่ละรูปร่าง นอกจากนี้การใช้วิธีการทดลองจำเป็นต้องใช้เครื่องมือวัดที่มีความละเอียดสูง ซึ่งมีราคาแพง รวมถึงความสิ้นเปลืองสำหรับวัสดุและอุปกรณ์ต่างๆ อีกด้วย ดังนั้นการใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์การไหลมาแก้ปัญหาการไหลดังกล่าว จะสามารถแก้ปัญหาในจุดด้อยของวิธีการทดลองได้ดี

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1.3.1 เพื่อศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ได้มีการเผยแพร่มาแล้วตั้งแต่อดีตทั้งในกรณีการทดลองและการจำลองเชิงตัวเลข
- 1.3.2 เพื่อศึกษาพฤติกรรมการไหล และลักษณะการถ่ายเทความร้อน รวมถึงค่าเลขนัสเซิลท์ สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนภายในท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก เช่น อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์ (Re) อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ (p/D, PR) อิทธิพลของอัตราส่วนความลึกของร่อง (e/D, DR) และอิทธิพลของจำนวนเริ่มต้นสตาร์ทของท่อลูกฟูก
- 1.3.3 เพื่อพัฒนาและปรับปรุงท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียว และนำไปสู่ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงขึ้น

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.4.1 ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขแบบ 3 มิติ ของการไหลและการถ่ายเทความร้อนบนพื้นฐานของวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (finite volume method)
- 1.4.2 ใช้อากาศเป็นของไหลทดสอบ เป็นการไหลแบบคงตัวและอัดตัวไม่ได้ เป็นการไหลแบบปั่นป่วนในช่วงเลขเรย์โนลด์ ตั้งแต่ 5,000 ถึง 20,000
- 1.4.3 พิจารณาเฉพาะการพาความร้อนแบบบังคับ (forced convection) โดยการคู่ควบของความดันและความเร็วใช้วิธีแบบ SIMPLE และเทอมของการพาใช้แบบวิธีการคำนวณแบบ QUICK
- 1.4.4 ผนังท่อมีการให้ความร้อนแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ที่ 600 W/m^2
- 1.4.5 ท่อทดสอบมีผิวเป็นร่องบิดเกลียว 3 รูปร่าง ดังนี้
 - 1.4.5.1 ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว
 - 1.4.5.2 ท่อวงรีบิดเกลียว
 - 1.4.5.3 ท่อลูกฟูก
 โดยตัวแปรที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงไว้ในตารางที่ 1.1-1.3 ดังนี้

ตารางที่ 1.1 ตัวแปรที่ทำการศึกษาค้นคว้าสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว

ท่อ	PR (p/D)	DR (e/D)
ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว (spirally semicircle-grooved tubes)	0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0	0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10

ตารางที่ 1.2 ตัวแปรที่ทำการศึกษาค้นคว้าสำหรับท่อวงรีบิดเกลียว

ท่อ	PR (p/D)	DR (e/D)
ท่อวงรีบิดเกลียว (spirally oval tubes)	0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0	0.03, 0.04, 0.05, 0.06, 0.07, 0.10, 0.15, 0.20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1.3 ตัวแปรที่ทำการศึกษสำหรับท่อลูกฟูก

ท่อ	PR (p/D)	DR (e/D)
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท (2 start spirally corrugated tubes)	0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50, 2.00	0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 3 สตาร์ท (3 start spirally corrugated tubes)	0.50, 0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.80, 0.85, 1.00, 1.25, 1.50, 2.00	0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท (4 start spirally corrugated tubes)	0.50, 1.00, 1.50, 2.00, 2.50, 3.00, 3.50	0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16, 0.18, 0.20
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 5 สตาร์ท (5 start spirally corrugated tubes)	1.00, 1.50, 2.00, 2.50, 3.00, 3.50	0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16

1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

- 1.5.1 ศึกษาทฤษฎีและรวบรวมข้อมูลสำหรับงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับลักษณะการไหล การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และสมรรถนะเชิงความร้อน ของการไหลในท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวรูปร่างต่างๆ
- 1.5.2 กำหนดลักษณะของปัญหาและกำหนดลักษณะรูปร่างของท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียว
- 1.5.3 ตรวจสอบแบบจำลองความปั่นป่วนเพื่อเลือกจำนวนของกริดเซลล์ที่เหมาะสม พร้อมทั้งเปรียบเทียบผลจากการคำนวณเชิงตัวเลขของท่อผิวเรียบกับสมการสหสัมพันธ์ และผลของท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวจากการทดลองของนักวิจัยที่ผ่านมา
- 1.5.4 ดำเนินการคำนวณเชิงตัวเลขจากกรณีศึกษาตามที่ระบุไว้ในขอบเขตของการวิจัยโดยใช้โปรแกรมจำลองการไหลแบบ 3 มิติ
- 1.5.5 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการคำนวณเชิงตัวเลข โดยแสดงในรูปของเส้นกระแสการไหลของของไหลภายในท่อ การกระจายอุณหภูมิและเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อ และแสดงค่าการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อนในรูปพารามิเตอร์ไร้หน่วย
- 1.5.6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยต่อไปในอนาคต

1.6 ประโยชน์ที่ได้จากงานวิจัย

- 1.6.1 ทำให้ทราบถึงกลไกการไหลของของไหล และพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวที่มีรูปร่างและพารามิเตอร์ต่างๆ
- 1.6.2 ทำให้ทราบถึงค่าการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน ภายในท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวที่มีรูปร่างและตัวแปรต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 1.6.3 เพื่อพัฒนาและออกแบบรูปร่างและพารามิเตอร์ของท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความเหมาะสม
- 1.6.4 เพื่อลดขนาดและพื้นที่ในการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
- 1.6.5 เพื่อเป็นองค์ความรู้และแนวทางเพื่อการวิจัยด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีผิวเป็นร่องบิดเกลียวต่อไปในอนาคต

1.7 คำโครงวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ประกอบด้วย 7 บท โดยที่ในบทที่ 1 ได้กล่าวถึงที่มาและความสำคัญของปัญหาของงานวิจัย รวมถึงวัตถุประสงค์ ขอบเขตของงานวิจัย ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย และประโยชน์ที่ได้รับจากงานวิจัย บทที่ 2 กล่าวถึงงานวิจัยในอดีตที่ผ่านมา โดยนำเสนอผลงานวิจัยเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวขรุขระที่มีรูปร่างและพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ได้มีการศึกษาและเผยแพร่มาแล้ว บทที่ 3 นำเสนอสมการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับพลศาสตร์การไหลและการคำนวณเชิงตัวเลข และการตรวจสอบความเหมาะสมของแบบจำลองความปั่นป่วน

ผลจากการศึกษาเชิงตัวเลขได้แสดงในรูปของลักษณะของกระแสการไหล พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน รวมถึงกราฟที่แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF กับค่าเลข Re, DR และ PR สำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว และท่อวงรีบิดเกลียว ได้แสดงไว้ในบทที่ 4 และบทที่ 5 ตามลำดับ ส่วนบทที่ 6 ได้นำเสนอผลจากการศึกษาสำหรับท่อลูกฟูก และการเปรียบเทียบผลจากการศึกษา และบทที่ 7 นำเสนอการสรุปผลที่ได้จากการศึกษา และข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาต่อในอนาคต

1.8 บทความที่ตีพิมพ์เผยแพร่

1.8.1 วารสารวิชาการระดับนานาชาติ (ISI Journal)

Promthaisong P., Jedsadaratanachai W. and Eiamsa-ard S. 2016. “3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in spirally corrugated tube”, Numerical Heat Transfer, Part A, 69(6): 607-629.

Promthaisong P., Jedsadaratanachai W. and Eiamsa-ard S. “Numerical simulation and optimization of enhanced heat transfer in helical oval tubes: Effect of helical oval tube modification, pitch ratio and depth ratio”, Heat Transfer Engineering, (Accepted to publication).

1.8.2 งานประชุมวิชาการระดับนานาชาติ (Indexed by Scopus)

Promthaisong P., Jedsadaratanachai W. Chuwattanakul V. and Eiamsa-ard S. “Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube”, 2017 6th International Conference on Chemical and Process Engineering (ICPE 2017), May 25-27, Beijing, China.

Promthaisong P., Jedsadaratanachai W. Chuwattanakul V. and Eiamsa-ard S.

“Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตให้เผยแพร่หรือทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Tube with Five-Channel Twisted Tape Inserts”, 2017 6th International Conference on Chemical and Process Engineering (ICCP 2017), May 25-27, Beijing, China.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2 งานวิจัยที่ผ่านมา

จากเนื้อหาในบทนำข้างต้น ได้นำมาสู่เนื้อหาในบทนี้ซึ่งกล่าวถึงงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการไหล การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และสมรรถนะเชิงความร้อน ในท่อที่มีพื้นผิวขรุขระในลักษณะต่างๆ จากผลงานของนักวิจัยในอดีตที่ผ่านมา โดยส่วนใหญ่เป็นการศึกษาเชิงการทดลอง และส่วนน้อยเป็นการจำลองเชิงตัวเลข หรือใช้ทั้งสองวิธีวิเคราะห์ร่วมกัน ซึ่งเนื้อหาในบทนี้ได้เน้นเฉพาะงานวิจัยที่ได้ศึกษาการไหลในท่อที่มีพื้นผิวขรุขระในลักษณะต่างๆ เช่น ท่อผิวขรุขระที่ผนังด้านใน (internally roughness tubes), ท่อผิวครีบริ่องที่ผนังด้านใน (internally grooved tubes), ท่อไมโครฟิน (micro-fined tubes), ท่อผิวเป็นหลุม (dimples tubes), ท่อลูกฟูก (corrugations tubes) และ ท่อวงรีบิดเกลียว (helical oval tubes) เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาถึงพฤติกรรมของการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อผิวขรุขระต่อไป

2.1 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีผิวขรุขระ

ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระ เป็นอีกทางเลือกหนึ่งของการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยได้มีนักวิจัยได้พยายามศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระที่มีรูปร่างๆ จำนวนมาก เพื่อหาค่าพารามิเตอร์ที่ให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงขึ้น ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมา สามารถแบ่งท่อที่มีผิวขรุขระออกเป็น 3 ประเภทคือ 1) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ 2) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอก และ 3) ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบิดเป็นเกลียว โดยมีรายละเอียดดังนี้

1. ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ ซึ่งลักษณะของท่อประเภทนี้มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ ส่วนผนังด้านนอกของท่อยังเป็นผิวเรียบ โดยลักษณะของผิวขรุขระจะมีรูปร่างที่แตกต่างกันตามแนวคิดของนักวิจัยเช่น มีร่องหรือคريبเป็นรูปครึ่งวงกลม/สี่เหลี่ยม/สามเหลี่ยม หรือมีลักษณะเป็นเกร็ดขนาดเล็กจำนวนมาก เป็นต้น โดยลักษณะของร่องหรือคريبจะมีทั้งการทำให้บิดเป็นเกลียว หรืออยู่ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล แม้กระทั่งอยู่ในทิศทางการตามแกนการไหล ซึ่งโดยทั่วไปท่อประเภทนี้จะมีขนาดของความขรุขระที่ต่ำ ความขรุขระที่ผิวของท่อจะรบกวนชั้นขีดผิวของของไหล ส่วนกรณีร่องหรือคريبที่บิดเป็นเกลียวสามารถทำให้ของไหลเกิดการไหลหมุนควงขึ้นได้ และทำให้ชั้นขีดผิวของของไหลบางลง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ ท่อประเภทนี้เหมาะกับการใช้งานในระบบการทำความเย็น เนื่องจากพื้นผิวของผนังท่อด้านนอกมีผิวเรียบ เหมาะแก่การติดคريبหรือฟินเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน เช่น ท่อผิวขรุขระที่ผนังด้านใน, ท่อผิวครีบริ่องที่ผนังด้านใน และท่อไมโครฟิน เป็นต้น

2. ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอก โดยท่อประเภทนี้มีลักษณะของผิวขรุขระคล้ายกับท่อประเภทที่ 1 แต่ผนังด้านนอกของท่อจะมีผิวขรุขระไปตามผนังด้านในของท่อ ท่อประเภทนี้สามารถแบ่งได้เป็น 2 กรณี คือ 1) กรณีที่ผนังมีลักษณะเป็นร่องหรือคريبเป็นรูปครึ่งวงกลม/สี่เหลี่ยม/สามเหลี่ยม หรือมีลักษณะเป็นลอน โดยลักษณะของร่อง/คريب/ลอนจะมีการทำให้บิดเป็นเกลียว หรืออยู่ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล ท่อประเภทนี้มีค่าที่ใช้กำหนดเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แตกต่างกันเช่น transversely/spirally/helicallly- corrugated/grooved/fluted-tubes (ตัวอย่าง การอ่านเช่น spirally corrugated tubes) ท่อประเภทนี้มีจุดเด่นคือการก่อให้เกิดการไหลหมุนควง รอง (secondary swirl flow) ทำให้ระดับความปั่นป่วนของของไหลเพิ่มขึ้นมากกว่าท่อประเภทที่ 1 ส่งผลให้ของไหลเกิดการผสมผสานกันได้ดีขึ้น นำไปสู่การเพิ่มขึ้นของถ่ายเทความร้อน อีกทั้งยังสามารถลดการเกาะติดของคราบสกปรก ทำความสะอาดได้ง่าย นอกจากนี้ยังทำให้ของไหลบริเวณ ด้านนอกของท่อเกิดการไหลหมุนควงและมีระดับความปั่นป่วนเพิ่มขึ้นเช่นกัน และกรณีที่ 2) คือผนัง ที่มีลักษณะเป็นหลุม ซึ่งถูกเรียกว่า dimples tube ท่อประเภทนี้จะมีลักษณะเป็นหลุม โดยมีรูปร่าง ต่างๆ เช่น ครึ่งทรงกลมหรือส่วนของทรงกลม ครึ่งทรงรีหรือส่วนของทรงรี เป็นต้น ซึ่งมีทั้งรูปร่างแบบ เป็นหลุมบนผนังด้านนอก (ผนังด้านในมีลักษณะนูน) และเป็นหลุมบนผนังด้านใน (ผนังด้านนอกมี ลักษณะนูน) จุดเด่นของท่อประเภทนี้คือเมื่อของไหลไหลมากระทบผนังในกรณีที่มีลักษณะผิวนูน ด้านใน จะทำให้ของไหลเกิดการแยกตัวบริเวณด้านหน้าของผิวนูน ซึ่งถ้าหากผิวนูนมีขนาดใหญ่พอ จะทำให้เกิดการไหลหมุนวนบริเวณด้านหลังของผิวนูนได้ ส่วนกรณีผิวเป็นหลุมด้านในจะทำให้ ของไหลเกิดการหมุนวนในหลุม ซึ่งทั้ง 2 กรณีนี้สามารถทำให้ชั้นขีดผิวของของไหลบางลง และเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้ ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ทั้งท่อลูกฟูกและท่อที่มีผิวเป็นหลุม เหมาะสำหรับการประยุกต์ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือก (shell and tube)

3. ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบิดเป็นเกลียว ท่อประเภทนี้โดยส่วนใหญ่จะมีหน้าตัดของท่อเป็นรูปวงรีแล้วบิดเป็นเกลียวที่มีตัวแปรต่างๆ หรือเป็นท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัสแล้วบิดเป็นเกลียว (twisted square duct) ที่ระยะการบิดต่างๆ ในทำนองเดียวกันท่อประเภทนี้จะก่อให้เกิดการไหล หมุนควงรอง และมีคุณสมบัติในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เช่นเดียวกับท่อลูกฟูก ซึ่งค่า การถ่ายเทความร้อนและสมรรถนะเชิงความร้อนของท่อประเภทนี้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของตัวแปรของท่อ ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบิดเป็นเกลียวเป็นอีกทางเลือกหนึ่งสำหรับการประยุกต์ใช้ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือก

จากข้อมูลข้างต้นจะเห็นว่าการใช้ท่อผิวขรุขระแต่ละรูปร่าง จะทำให้ของไหลมีลักษณะการ ไหลที่ต่างกันออกไป แต่ก็มีข้อดีเหมือนกันคือสามารถทำให้ความหนาของชั้นขีดผิวของของไหลบางลง การผสมกันของของไหลดีขึ้น ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น สำหรับรายละเอียดของงานวิจัยที่ ผ่านมาได้แสดงไว้เป็นหัวข้อตามประเภทของท่อผิวขรุขระดังนี้

2.2 ท่อที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ

สำหรับกรณีท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง (internal integrally-fined tubes) โดย Wen-Tao Ji และคณะ (2015) กล่าวว่า สามารถเพิ่มระดับความรุนแรงของการปั่นป่วนและเพิ่มการ ถ่ายเทความร้อนได้โดยให้ค่าความดันตกคร่อมต่ำ อีกทั้งการผลิตก็ยังสามารถทำได้และมีต้นทุนต่ำ แต่ จุดอ่อนของท่อประเภทนี้คือทำให้เกิดการเกาะตัวของคราบสกปรกและให้อัตราส่วนการถ่ายเทความร้อนต่ำสำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบและช่วงการไหลที่กำลังเปลี่ยนแปลง ซึ่งโดยทั่วไปท่อ ลักษณะนี้จะใช้กับของไหลที่มีความสะอาดและมักใช้กับระบบปรับอากาศหรืออุตสาหกรรมการทำ ความเย็น นอกจากนี้ Wen-Tao Ji และคณะได้กล่าวเพิ่มเติมว่า เมื่อของไหลได้ไหลข้ามฟินบิดเป็น เกลียว จะทำให้ความเร็วของชั้นขีดผิวแยกตัวออกจากผิวของฟิน ทำให้การไหลเกิดการแยกตัว และ เกิดการไหลแบบหมุนควงขึ้นบริเวณใกล้กับผนัง อันเป็นผลมาจากความแตกต่างของความดันบริเวณ **ด้านหน้าและด้านหลังของฟิน ส่งผลให้การพาความร้อนเพิ่มขึ้น**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

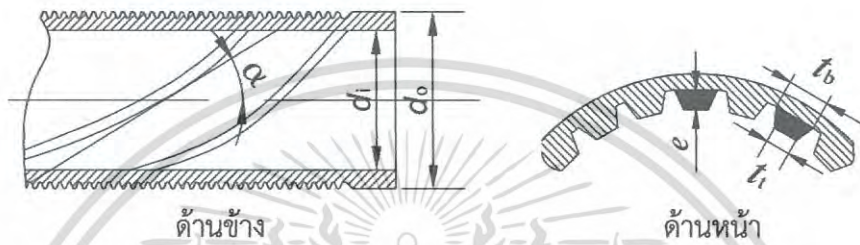


ด้านข้าง



ด้านหน้า

รูปที่ 2.1 รูปร่างของท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง สำหรับงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)



ด้านข้าง

ด้านหน้า

รูปที่ 2.2 ลักษณะทางกายภาพของท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง สำหรับงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)

รูปที่ 2.1 และ 2.2 แสดงถึงรูปแบบและตัวแปรต่างๆ ของท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง โดย d_i คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ, e คือความสูงของฟินด้านในท่อ, N_s คือจำนวนเริ่มต้นของฟิน, α คือมุมเกลียวของฟินที่บิดไปตามความยาวของท่อ, t_b คือความหนาของฐานฟิน และ p คือระยะพิตช์ของฟิน กำหนดเป็น $\pi d_i / N_s$ โดยทั่วไปตัวแปรของท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องมีค่าอยู่ในช่วง $0.01 \leq e/d_i \leq 0.4$, $1 \leq N_s \leq 82$, $1.5p/e \leq 46.7$, $1.5 \leq t_b/e \leq 2.5$, และ $0 \leq \alpha \leq 90$ ซึ่งเป็นตัวแปรในงานวิจัยของ Li และคณะ (2007), Webb และคณะ (1971), Ravigurajan และคณะ (1996) และ Webb และคณะ (2005) โดยฟินที่มีค่า e สูง สวนใหญ่จะใช้สำหรับของไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนต่ำหรือของไหลที่ค่าความหนืดสูงๆ ในการประยุกต์ใช้ท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องสำหรับงานทางด้านวิศวกรรมส่วนใหญ่ จะเป็นการใช้งานสำหรับการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์ส์สูงๆ ซึ่งตัวแปรข้างต้นนั้นจะมีอิทธิพลมากต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน Jensen และคณะ (1999), Zdaniuk และคณะ (2008), Tanda และคณะ (2011) พบว่าเมื่อค่า e/d_i , N_s หรือ α เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานและค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น และการเพิ่มขึ้นนั้นมีลักษณะไม่เชิงเส้น (nonlinear)

ตารางที่ 2.1 แสดงถึงสมการสหสัมพันธ์สำหรับผลที่ได้จากการศึกษาทดลองของการไหลภายในท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องต่อการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน โดยสมการสหสัมพันธ์สำหรับค่าตัวประกอบเสียดทานของการไหลภายในท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง ถูกนำเสนอเป็นสมการแรกโดย Nikuradse (1950) ซึ่งถูกเรียกว่า กฎความคล้ายของตัวประกอบเสียดทานของ Nikuradse และมีสมการเป็น

$$\overline{B}(e^+) = \sqrt{2/f + 2.5 \ln(2e/d_i)} + 3.75 \quad (2.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาด้านวิศวกรรม เมื่อผู้จัดทำเห็นว่าไม่เหมาะสมที่จะเผยแพร่ให้สาธารณชนได้ ทั้งนี้หากมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ e^+ คือค่าความขรุขระของเรย์โนลด์ส ซึ่งมีสมการเป็น $e^+ = eu^*/\nu = e\tau_w/\rho\nu = (e/d_i)\text{Re}\sqrt{f/2}$ และ $\bar{B}(e^+)$ คือฟังก์ชันความคล้ายของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานซึ่งถูกกำหนดโดยสมการสหสัมพันธ์ และจะมีค่าคงที่เท่ากับ 8.48 เมื่อ $e^+ > 70$

ความสัมพันธ์ของความคล้ายของการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อผิวเรียบและท่อผิวขรุขระถูกพัฒนาขึ้นโดย Dippery และ Sabersky (1963) และได้รับการยอมรับจากกฎความคล้ายของตัวประกอบเสียดทานของ Nikuradse ซึ่งมีสมการเป็น

$$Nu = \frac{(f/2)\text{RePr}}{1 + \sqrt{f/2} [g(e^+)\text{Pr}^n - \bar{B}(e^+)]} \quad (2.2)$$

เมื่อ $\bar{g}(e^+)$ คือฟังก์ชันความคล้ายของการถ่ายเทความร้อนไร้มิติ โดยการศึกษาทดลองต้องการท่อที่มีความขรุขระหลายรูปแบบเพื่อกำหนดค่า $\bar{g}(e^+)$ ขึ้นมา ทั้งนี้ Webb และคณะ (1971) ได้แนะนำว่าการถ่ายเทความร้อน-โมเมนต์ ควรใช้ท่อที่มีรูปร่างขรุขระแบบพื้นฐาน นอกจากนี้สมการข้างต้นยังถูกใช้เพื่อเป็นการตรวจสอบข้อมูลทั้งท่อที่มีความขรุขระแบบตั้งฉากและแบบที่มีการบิดเป็นเกลียว สมการสหสัมพันธ์ของ Webb และคณะ (1971), Han (1978), Gee และ Webb (1980), Wang และคณะ (1996), ได้แสดงไว้ในตารางที่ 2.1 โดยส่วนใหญ่เกิดขึ้นมาจากสมการที่ 2.1 และ 2.2

สมการสหสัมพันธ์ถูกกำหนดโดยการสร้างการถดถอยของข้อมูลจากตัวแปรไร้มิติบางค่าจากผลการทดลอง โดย Carnavos (1980) ได้ศึกษาทดลองลักษณะการถ่ายเทความร้อนของน้ำ, อากาศ และ สารละลายของ 50% เอทีลีน ไกลคอล-น้ำ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อที่มีฟินและร่องตามแกนการไหล (longitudinal integral fins) และท่อที่มีฟินและร่องบิดเป็นเกลียว (helical integral fins) จำนวน 11 ท่อ จากผลการทดลองสามารถสร้างสมการสหสัมพันธ์โดยมีค่าความคลื่อนไม่เกิน $\pm 10\%$ ซึ่งได้แสดงไว้ในตารางที่ 2.1

ค่าเลขนัสเซิลท์และสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสามารถสร้างเป็นสมการสหสัมพันธ์ที่มีความสัมพันธ์กับตัวแปรอื่นๆ ของรูปร่างของท่อ เช่น N_s , e/d_i , p/e และ α เป็นต้น โดยสมการของ Ravigururajan และ Bergles (1996), Webb และคณะ (2000) เป็นสมการที่อยู่ในรูปแบบดังกล่าว ซึ่งสมการของ Webb และคณะ (2000) มีค่าความคลาดเคลื่อนสำหรับค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานและเลขนัสเซิลท์อยู่ในช่วง 2.9% และ 3.8% ตามลำดับ สำหรับการศึกษาดทดลองที่มีท่อทั้งหมด 7 ท่อ

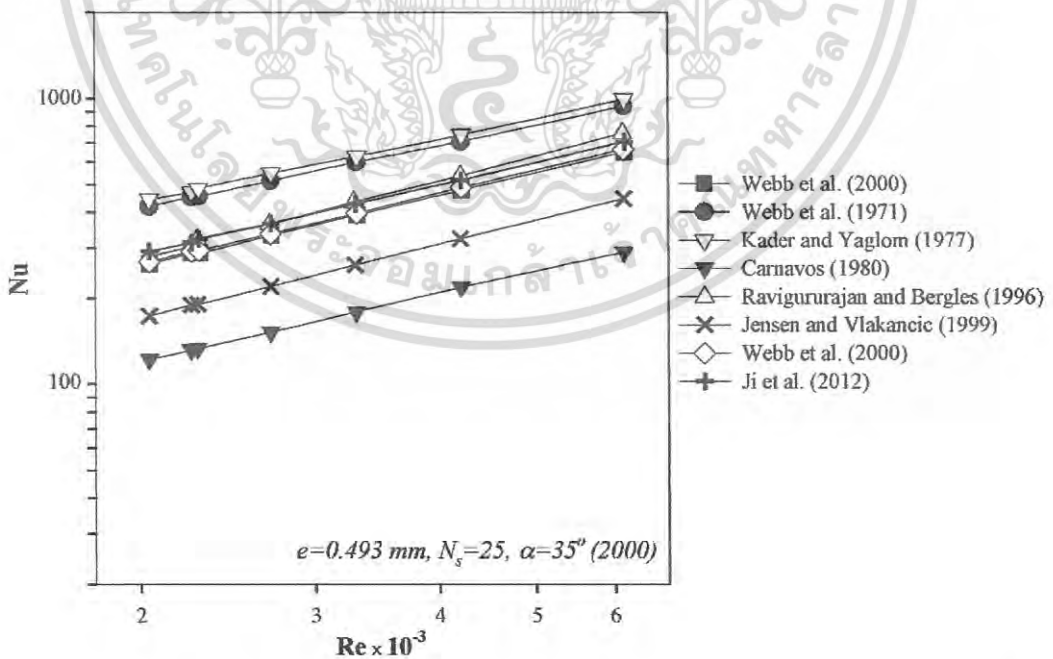
ฐานข้อมูลเพื่อใช้ในการสร้างสมการสหสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อที่มีไมโครฟินที่ผนังด้านใน (internal micro fin tubes) ถูกรวบรวมและสร้างสมการขึ้นโดย Wang และ Rose (2004) โดยได้เก็บค่าข้อมูลโดยตรงจากกราฟของงานวิจัยที่ผ่านมาสำหรับของไหลเช่น น้ำ, R11 และ เอทีลีน ไกลคอล ซึ่งมีจำนวนท่อทดสอบทั้งหมด 21 ท่อ และมีเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (วัดจากฐานของฟินภายในท่อ) ระหว่าง 6.46-24.13 มม. ฟินมีความสูง 0.13-0.47 มม. ระยะพิตช์ของฟินมีค่า 0.31-1.15 มม. และมุมบิดเกลียวของฟินมีค่า 17-45 องศา ข้อมูลดังกล่าวมาจากงานวิจัยของ Carnavos (1980), Ravigururajan และ Bergles (1996), Wang และคณะ (1996), Jensen และ Vlakancic (1999), Webb และคณะ (2000) พบว่าการใช้ข้อมูลของ Jensen และ Vlakancic (1999) เป็นข้อมูลที่ดีที่สุดเนื่องจากสามารถให้ค่าความคลาดเคลื่อนเพียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$\pm 21\%$ ในทำนองเดียวกันข้อมูลที่ได้จากงานวิจัยอื่นๆ ก็ยังให้ค่าที่สามารถยอมรับได้ แต่เป็นข้อมูลเพียงบางค่าเท่านั้น

Webb และ Kim (2005), Webb และคณะ (2000) กล่าวว่าโดยทั่วไปการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการใช้ท่อครีปร่องที่ผนังด้านใน (internally grooved tubes) จะนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน โดยอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนจะพอกับอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน ซึ่งสมการของ Ji และคณะ (2011) สอดคล้องกับข้อความข้างต้น นอกจากนี้ Ji และคณะ (2011) ยังพบว่าสมการสำหรับการทำนายค่าเฉลี่ยของการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อที่มีไมโครฟินที่ผนังด้านในบิดเป็นเกลียว (helically micro-finned tubes) ซึ่งมีข้อมูลจำนวน 152 ข้อมูล สำหรับการทดลองโดยใช้ท่อทั้งหมด 16 ท่อนั้น ส่วนใหญ่มีค่าความคลาดเคลื่อน $\pm 10\%$

รูปที่ 2.3 แสดงถึงการเปรียบเทียบของรูปแบบของสมการการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองของ Webb และคณะ (2000) ที่มีค่าความสูงของฟินด้านในท่อ, จำนวนของฟิน และมุมบิดเกลียวของฟินเท่ากับ 0.493 มม., 25 และ 35° ตามลำดับ พบว่ารูปแบบของสมการการทำนายจาก Ravigururajan และ Bergles (1996), Webb และคณะ (2000), Ji และคณะ (2012) สำหรับท่อที่มีรูปร่างของฟินเหมือนกัน ให้ค่ามากกว่าสมการการทำนายที่ได้จากผลการทดลองอยู่ในช่วง 7.0%-16.6%, 1.5%-2.8% และ 12% ตามลำดับ ส่วนรูปแบบของสมการการทำนายที่ได้จาก Jensen และ Vlakancic (1999) ให้ค่าน้อยกว่าสมการการทำนายที่ได้จากผลการทดลองอยู่ในช่วง 30.9%-34.0% นอกจากนี้รูปแบบของสมการการทำนายที่ได้จาก Webb และคณะ (1971), Kader และ Yaglom (1977) และ Carnavos (1980) มีค่าที่ต่างกับสมการการทำนายที่ได้จากผลการทดลองอยู่ในช่วง $\pm 60\%$



รูปที่ 2.3 การเปรียบเทียบของรูปแบบของสมการการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนจากการทดลองของ Webb และคณะ (2000) กับงานวิจัยอื่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อผิวครีบร่องที่ผนังด้านใน

ผู้เขียน	รูปร่างของท่อ/ของไหล	ช่วงที่ทำการศึกษา	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	ค่าการถ่ายเทความร้อน
Dipprey และ Sabersky (1963)	Granular roughed $0.0024 \leq e/d_i \leq 0.049$ /น้ำ	$1.20 \leq Pr \leq 5.94$ Pr=1.2 : $6 \times 10^4 \leq Re \leq 5 \times 10^5$ Pr = 5.94 : $1.4 \times 10^4 \leq Re \leq 1.2 \times 10^5$ ความคลาดเคลื่อน: $\pm 10\%$	$f = 2[2.5 \ln(d_i/2e) - 3.75 + \bar{B}(e^+)]^{-2}$ $e^+ = (e/d_i) Re \sqrt{f/2}$ $\bar{B}(e^+)$: ฟังก์ชันความคล้อยของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	$Nu = \frac{(f/2) Re Pr}{1 + \sqrt{f/2} [\bar{g}(e^+) Pr^n - \bar{B}(e^+)]}$ $\bar{g}(e^+)$: ฟังก์ชันความคล้อยของการถ่ายเทความร้อน
Webb และคณะ (1971)	Repeated transverse ribs: $0.01 \leq e/d_i \leq 0.04$ $10 \leq p/e \leq 40$ /อากาศ, น้ำ, เอ็น-บิวทิล แอลกอฮอล์	$e^+ > 35$ $6000 \leq Re \leq 100000$ $0.71 \leq Pr \leq 37.6$ ความคลาดเคลื่อน: $\pm 11\%$	$f = 2[2.5 \ln(d_i/2e) + 0.95(p/e)^{0.53} - 3.75]^{-2}$ $e^+ = (e/d_i) Re \sqrt{f/2}$	$Nu = \frac{(f/2) Re Pr}{1 + \sqrt{f/2} [4.5(e^+)^{0.28} Pr^{0.57} - 0.95(p/e)^{0.53}]}$
Han และคณะ (1978)	Repeated transverse ribs: $5 \leq p/e \leq 20$ $0.032 \leq e/d_h \leq 0.102$ $\beta = 20^\circ - 90^\circ$ $e/w = 0.67 - 1.00$ /อากาศ	$7.5 \times 10^4 \leq Re \leq 2 \times 10^5$ ความคลาดเคลื่อน: $\pm 40\%$	$f = 2[Re^+ - 2.5 \ln(2e/d_h) - 3.75]^{-2}$ $Re^+ = 4.9(e^+/35)^m / [(\alpha/90^\circ)^{0.35} (10/(p/e))^n \times (\beta/45^\circ)^{0.57}]$ If $e^+ < 35$, $m = -0.4$; If $e^+ \geq 35$, $m = 0$; If $P/e < 10$, $n = -0.13$; If $P/e \geq 10$, $n = 0.53(\beta/90^\circ)^{0.71}$	$Nu = \frac{f Re Pr}{[He^+ - Re^+](2f)^{1/2} + 2}$ $He^+ = 10(e^+/35)^j / (\alpha/45^\circ)^i$ $i = 0$, when $e^+ < 35$; $i = 0.28$, when $e^+ \geq 35$; $j = 0.5$, when $\beta < 45^\circ$; $j = -0.45$, when $\beta \geq 45^\circ$

ตารางที่ 2.1(ต่อ) สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อครีบร่องที่ผนังด้านใน

ผู้เขียน	รูปร่างของท่อ/ของไหล	ช่วงที่ทำการศึกษา	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	ค่าการถ่ายเทความร้อน
Carnavos (1980)	Helical และ longitudinal ribs: $d_i = 8 - 22.2 \text{ mm}$, $N_s = 6 - 38$, $e = 0.6 - 2 \text{ mm}$, $\alpha = 0 - 30^\circ$, $\delta_i = 0.26 - 0.8 \text{ mm}$ /อากาศ, น้ำ, และ เอทิลีนไกลคอล-น้ำ	$1 \times 10^4 \leq Re \leq 10^5$ $0.7 \leq Pr \leq 30$ ความคลาดเคลื่อน: $\pm 10\%$	$f = 0.046 Re^{-0.2} (F^*)^{-1}$ $F = (A_{fa}/A_{fn})^{0.5} (\sec \alpha)^{0.75}$	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} (F)$ $F = (A_{fa}/A_{fc})^{0.1} (A_n/A_a)^{0.5} (\sec \alpha)^3$
Kader และ Yaglom (1977)	Repeated transverse ribs: $e^+ = 10 - 4000$ $10 \leq p/e \leq 40$	$0.7 \leq Pr \leq 4585$ $3 \times 10^4 \leq Re \leq 2 \times 10^5$ มีการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง	$f = \frac{\Delta P d_i}{2L\rho v^2}$	$Nu = \frac{1.42(f/2)^{0.5} Re Pr}{5(e^+)^{0.25} - 3 \ln(e/d_i) + 5.6 - 4.5/(1 - e/d_i)^2 + 9.5(f/2)^{0.5}}$
Gee และ Webb (1980)	Transverse และ helical ribs: $\alpha = 30^\circ, 49^\circ, 70^\circ$ $p/e = 15$ /อากาศ	$6 \times 10^3 \leq Re \leq 6.5 \times 10^4$ $Pr = 0.707$ มีการเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา	$F = 2[\bar{B}(e^+, \alpha)/(\alpha/50)^{0.16} - 2.5 \ln(2e/d_i) - 3.75]^2$ $\bar{B}(e^+, \alpha)$: ฟังก์ชันความคล้ายของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	$Nu = \frac{(f/2)^{0.5} Re Pr}{1 + \sqrt{f/2} [g(e^+, Pr, \alpha)/(\alpha/50)^j - \bar{B}(e^+, \alpha)]}$ $j = 0.37 \text{ for } \alpha < 50^\circ$; $j = -0.16 \text{ for } \alpha > 50^\circ$ $\bar{g}(e^+, Pr, \alpha)$: ฟังก์ชันความคล้ายของการถ่ายเทความร้อน

ตารางที่ 2.1(ต่อ) สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อครีบร่องที่ผนังด้านใน

ผู้เขียน	รูปร่างของท่อ/ของไหล	ช่วงที่ทำการศึกษา	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	ค่าการถ่ายเทความร้อน
Wang และคณะ (1996)	Helical fin: $d_o = 7.00 - 9.52 \text{ mm}$, $d_i = 6.46 - 8.96 \text{ mm}$, $e = 0.15 - 0.2 \text{ mm}$, $\alpha = 17 - 25^\circ$, $\delta_i = 0.26 - 0.8 \text{ mm}$ /น้ำ	$2.5 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$ Pr = 5.38, 7.33 ความคลาดเคลื่อน: f : 95.8% within $\pm 10\%$ Nu : 85.2% within $\pm 10\%$	$f = 2 \left(\frac{d_i e^+}{e} \right)^2 Re^{-2}$ $e^+ = 0.1407 + 0.093675 X_f + 0.58464 / \ln(X_f)$ For $e^+ \leq 23$ $e^+ = 0.07313 + 0.09571 X_f$ For $e^+ \geq 23$ $X_f = Re \left(\frac{e}{d_i + 0.005} \right) \frac{Ns^{0.25}}{(\cos \alpha)^{0.5}}$	$Nu = \frac{f Re Pr}{2(1 + \sqrt{f/2} [g(e^+) Pr^n - B(e^+)])}$ $B(e^+) = \exp(y_b) X_b$, $y_b = 2.45805 - 0.987261 ne^+$ $X_b = Re(e/d_i) \frac{\cos \alpha}{n_f^{0.7}}$, $B(e^+) = y_g X_g$, $X_b = \frac{n_f (tg \alpha)^{0.1}}{(e/d_i)^{0.4}}$ $y_g = 0.007705 + 0.32 \ln(e^+) / e^+$ For $e^+ \leq 23$ $y_g = 0.06501 - 0.51903 / e^+ + 5.5956 / (e^+)^2$ For $e^+ \geq 23$
Raviguru rajan และ Bergles (1996)	$e/d_i = 0.01 - 0.1$, $p/d_i = 0.01 - 1.0$, $\alpha/90 = 0 - 1.0$	$10,000 \leq Re \leq 100,000$ $0.7 \leq Pr \leq 35$ ความคลาดเคลื่อน: f: 77% ของข้อมูล (1658 จุด) พบว่า $\pm 20\%$. Nu: 69% ของข้อมูล (18070 จุด) พบว่า $\pm 20\%$.	$f/f_p = 0.25 \times \left\{ 1 + \left[\begin{array}{l} 29.1 Re^{(0.67-0.06p/d-0.49\alpha/90)} \\ \times (e/d)^{(1.37-0.157p/d)} \\ \times (p/d)^{(-1.66Re \times 10^{-6} - 0.15p/d)} \\ \times (1 + 2.94 \sin(45/Ns))^{15-16} \end{array} \right]^{16/15} \right\}$	$Nu/Nu_p = \left\{ 1 + \left[\begin{array}{l} 2.64 Re^{0.036} (e/d)^{0.212} \\ \times (p/d)^{-0.21} \\ \times (\alpha/90)^{0.29} (Pr)^{0.024} \end{array} \right]^7 \right\}^{1/7}$

ตารางที่ 2.1(ต่อ) สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อครีบร่องที่ผนังด้านใน

ผู้เขียน	รูปร่างของท่อ/ของไหล	ช่วงที่ทำการศึกษา	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	ค่าการถ่ายเทความร้อน
Jensen และ Vlakancic (1999)	Helical fins: $d_o = 24.30 - 26.57 \text{ mm}$, $d_i = 21.18 - 24.41 \text{ mm}$, $Ns = 8 - 54$, $e = 0.18 - 2.06 \text{ mm}$, $\alpha = 0 - 45^\circ$, $s = 0.4 - 1.84 \text{ mm}$, /น้ำ, เอทิลีนไกลคอล	$2,500 \leq Re \leq 70,000$ ความคลาดเคลื่อน: โดยทั่วไปพบว่า $\pm 15\%$ โดยเปรียบเทียบกับ งานวิจัยที่ผ่านมา	$f / f_p = \left(\frac{l_{mc}}{d_i} \right)^{-1.25} \left(\frac{A_n}{A_a} \right)^{1.75}$ High finned tubes ($Re \geq 5000$): $\frac{l_{mc}}{D_i} = \frac{l_c}{d_i} \left[1 - 0.2036(SW)^{0.65} (H)^{0.20} \right]$ High finned tubes ($Re \geq 20000$): $\frac{l_{mc}}{D_i} = \left[1 - A(SW)^b (H)^c (W)^d \right]$ For $H \leq 0.04$: $A = 1.577, b = 0.89, c = 0.53, d = 0.28$ For $0.04 \leq H \leq 0.06$: $A = 0.994, b = 0.89, c = 0.44, d = 0.41$ Micro finned tubes ($2500 \leq Re \leq 20000$): $\frac{l_c}{d_i} = \frac{A_{fc}}{A_{fa}} (1 - H) + \frac{A_{fm}}{A_{fa}} \left[\frac{\pi}{N} \left(1 - \frac{H}{2} \right) - \frac{s}{d_i} \right]$	$Nu / Nu_p = \left(\frac{l_c}{d_i} \right)^{-1/2} \left(\frac{A_n}{A_a} \right) f(\text{geometry}) (Re \geq 4,000)$ High finned tubes $f(\text{geometry})$ $= (A_n / A_a)^{0.29} \left[1 - 1.792(SW)^{0.64} (H)^{2.76} (Re)^{0.27} \right]$ Micro finned tubes $f(\text{geometry})$ $= (A_n / A_a)^{1.0} \left[1 - 0.059(SW)^{-0.31} (W)^{-0.66} \right]$
Webb และคณะ (2000)	Helical ribs: $e / d_i = 0.024 - 0.041$, $p / e = 2.39 - 12.84$, $\alpha = 25 - 45^\circ, \theta = 41^\circ$, $t_i / d_i = 0.015$ /น้ำ	$5.08 \leq Pr \leq 6.29$ $20,000 < Re < 80,000$ ความคลาดเคลื่อน: f: $\pm 30\%$ Nu: $\pm 10\%$ โดยเปรียบเทียบกับ งานวิจัยที่ผ่านมา	$f = 0.108 Re^{-0.283} Ns^{0.221} (e / D_i)^{0.785} \alpha^{0.78}$	$Nu = [0.00933 Re^{0.819} Ns^{0.285} (e / D_i)^{0.323} \times \alpha^{0.505} Pr^{1/3}]$

ตารางที่ 2.1(ต่อ) สมการสหสัมพันธ์สำหรับท่อครีปรองที่ผนังด้านใน

ผู้เขียน	รูปร่างของท่อ/ของไหล	ช่วงที่ทำการศึกษา	ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน	ค่าการถ่ายเทความร้อน
Ji และ คณะ (2012)	$1 \leq Ns \leq 45,$ $0.016 \leq e/d_i \leq 0.04,$ $13 \leq \alpha \leq 45,$	$10,000 < Re < 100,000$ $4.98 \leq Pr \leq 8.22$ Nu: 89% ของข้อมูล (288 จุด) พบว่า $\pm 20\%$	$f = \frac{\Delta P d_i}{2L \rho v^2}$ พิจารณาโดยการทดลอง	$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f_p/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \times \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0.11}$



โดยปกติชุดการทดลองจะเป็นการไหลที่เป็นระบบปิด ซึ่งประกอบด้วยปั๊ม, ถังเก็บของไหล, อุปกรณ์วัดอัตราการไหล, อุปกรณ์วัดอุณหภูมิและความดันตกคร่อม โดยอุณหภูมิของของไหลและความเสถียรของอุณหภูมิของของไหลนั้นสามารถควบคุมได้ก่อนทางเข้าช่วงทดสอบ นอกจากนี้ระบบยังรวมถึงการทำให้ร้อนหรือการหล่อเย็นของช่วงทดสอบด้วย

การศึกษาทดลองสำหรับการไหลภายในท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง ที่มีตัวแปรของรูปร่างฟินต่างๆ ได้นำเสนอโดยการรวบรวมผลจากงานวิจัยที่ผ่านมาและสรุปดังแสดงในตารางที่ 2.2 โดยการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบปั่นป่วนในช่วงเลขเรย์โนลด์ส 2,500-100,000 และมีของไหลทำงานคือน้ำ, อากาศ, น้ำมัน, สารทำความเย็น และ nanofluids แต่ข้อมูลส่วนใหญ่เป็นการใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน จากตารางที่ 2.2 พบว่าค่าอัตราส่วนการถ่ายเทความร้อน และค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่มากที่สุดสำหรับท่อที่มีไมโครฟินที่ผนังด้านใน มีค่าเท่ากับ 2.9 และ 3.2 เท่าตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

ตารางที่ 2.2 ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

นักวิจัย	เลขเรย์โนลด์	ของไหล	ท่อ/จำนวน	ตัวแปรของท่อที่ดีที่สุด	f/f_0	Nu/Nu_0
Wang และคณะ (1996)	2.5-4.0 x 10^3	น้ำ	Micro-fin/7	$e/d_i=0.022$, $N_s=60$, $\alpha=18^\circ$, $p/e=7.22$, $d_i=8.96$ มม.	1.5-2.2	0.8-2.1
Brognaux และคณะ (1977)	2.5-50 x 10^3	น้ำ	Micro-fin/6	$e/d_i=0.036$, $N_s=78$, $\alpha=20^\circ$, $p/e=1.66$, $d_i=14.57$ มม.	1.1-1.7	1.6-1.8
Jensen และ Vlakancic (1999)	13-70 x 10^3	น้ำ	Micro-fin/8 High-fin/7	$e/d_i=0.014$, $N_s=54$, $\alpha=45^\circ$, $s=0.9$ มม., $d_i=24.14$ มม.	2.1-2.4	3.0-3.7
Al-Fahed และคณะ (1999)	0.25-2.5 x 10^3	น้ำมัน	Micro-fin with inserts/7	$y=3.6$, $w=13.2$, $e/d_i=0.014$, $N_s=60$, $\alpha=15^\circ$, $d_i=14.0$ มม.	2.7-8.9	1.8-3.2
Webb และคณะ (2000)	20-60 x 10^3	น้ำ	Micro-fin/7	$e/d_i=0.021$, $N_s=45$, $\alpha=45^\circ$, $p/e=2.81$, $d_i=15.54$ มม.	2.1-2.4	2.2-2.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.2(ต่อ) ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของ ไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f ₀	Nu/Nu ₀
Copetti และคณะ (2004)	0-20 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin/1	e/d _i =0.022, N _s =60, α =18°, p/e=2.34, s=0.29 มม., d _i =8.95 มม.	0.3-1.9	0.8-2.8
Han และ Lee (2005)	3-40 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin/4	e/d _i =0.013, N _s =60, α =25°, p/e=8.33, d _i =8.92 มม.	up to 2.4	1.0-1.6
Naphon และ Sriromruln (2006)	8-16 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin/1	e/d _i =0.022, N _s =60, d _i =8.92 มม.	1.6-2.0	1.0-1.3
Li และคณะ (2007)	2.5-90 x 10 ³	น้ำ, น้ำมัน	Micro-fin/1	e/d _i =0.017, N _s =82, α =25.5°, θ =66.5°, d _i =17.5 มม.	1-1.5	1-2.0
Siddique และ Alhazmy (2008)	3.3.-22.5 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin/1	e/d _i =0.027, N _s =50, α =18°, d _i =7.38 มม.	1.6-2.0	1.0-2.1
Zdaniuk และคณะ (2008)	12-60 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin/8	e/d _i =0.024, N _s =45, α =48°, d _i =15.58 มม.	2.8-3.2	2.0-2.4
Nagarajan และคณะ (2010)	6-12 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin with inserts/6	L-R/y=7.44, N _s =75, α =18°, d _i =12.09 มม.	5.2-6.8	2.5-3.3
Ji และคณะ (2012)	10-100 x 10 ³	น้ำ	Micro- fin/16	e/d _i =0.021, N _s =45, α =40°, d _i =16.61 มม.	2.9-3.2	2.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.2(ต่อ) ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

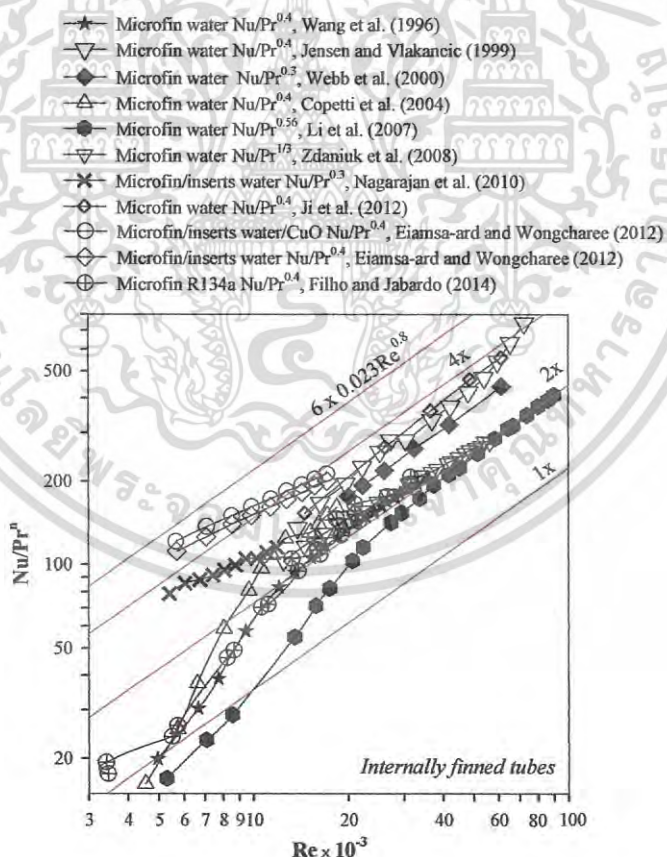
นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของ ไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f ₀	Nu/Nu ₀
Eiamsa-ard และ Wongcha- ree (2012)	5.65-17 x 10 ³	น้ำ/ ของ ไหลนา โน (CuO)	Micro-fin with inserts/3	MF-DT y=3, e/d _i =0.020, α =25°, p/e=2.82, d _i =8.64 มม.	12.7- 13.5	3.6-5.1
Eiamsa-ard และ Wongcha- ree (2013)	5.65-17 x 10 ³	น้ำ	Micro-fin with inserts/6	MF-CDT y=3, e/d _i =0.019, N _s =60, α =25°, d _i =8.64 มม.	12.0- 12.2	3.5-4.7
Filho และ Jabardo (2014)	5-50 x 10 ³	R134a , R22	Micro-fin/3	Herringbone, N _s =70, α =18°, e/d _i =0.022, θ =33°, d _i =8.92 มม.	2.5-2.9	1.2-2.3

รูปที่ 2.4 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์สำหรับผลการศึกษากาโรและกาโรในท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง ที่ได้ตีพิมพ์เผยแพร่ตั้งแต่ปี 1996 โดยค่า n มีค่าเท่ากับ 0.4 สำหรับการทำให้ร้อน และมีค่าเท่ากับ 0.3 สำหรับการทำให้เย็น มีค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 3,000-100,000 โดยสมการของ Dittus-Boelter สำหรับท่อผิวเรียบได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับรูปแบบของเส้น 1x, 2x, 4x และ 6x ซึ่งแสดงถึงจำนวนเท่าของการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter จากรูปพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนส่วนใหญ่มีค่าอยู่ในช่วง 2-4 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ บางท่อพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงในช่วงเลขเรย์โนลด์ต่ำๆ

รูปที่ 2.5 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์โดยเส้น 1x, 2x, 4x และ 13x แสดงถึงจำนวนเท่าของการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเมื่อเทียบกับสมการค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานของฟานนิง จากรูปพบว่าอัตราส่วนของตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องมีค่าอยู่ในช่วง 1-4 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ซึ่งโดยทั่วไปสอดคล้องกับอัตราส่วนของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องที่มีการใส่แผ่นบิด มีค่าที่สูงที่สุด โดยมีค่าประมาณ 13 เท่า เมื่อเทียบกับท่อเปล่าผิวเรียบ

รูปที่ 2.6 แสดงถึงความสัมพันธ์อัตราส่วนเลขนัสเชิลท์กับอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานโดยพื้นที่บริเวณหมายเลข 1 แสดงถึงพื้นที่ที่มีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่มีการสูญเสียพลังงานมากที่สุด ซึ่งการถ่ายเทความร้อนจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบที่ค่ากำลังขับของปั๊มเดียวกัน ในส่วนของพื้นที่บริเวณหมายเลข 2 แสดงถึงพื้นที่ที่การถ่ายเทความร้อนสามารถเพิ่มขึ้นได้เมื่อค่ากำลังขับของปั๊มเพิ่มขึ้น พื้นที่บริเวณหมายเลข 3 แสดงถึงพื้นที่ที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นต่อค่าเอกสารนัสเชิลท์เป็นเอกสารนัสเชิลท์สูงวนวนสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญตาไหนาเปไซประโยชน์ด้านการศึกษาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

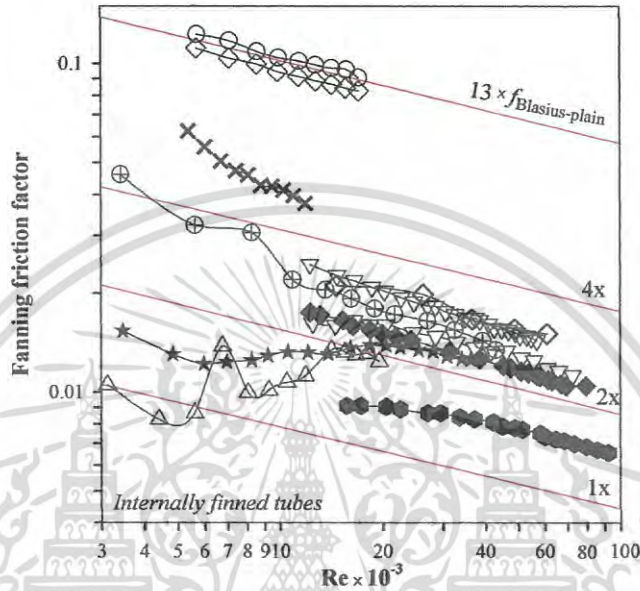
ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และพื้นที่บริเวณหมายเลข 4 เป็นพื้นที่ที่ดีที่สุดที่จะได้รับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายใต้อัตราการไหลที่เพิ่มขึ้น จากรูปพบว่าที่ค่าอัตราส่วน f/f_0 เดียวกัน อัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะสูงขึ้น แต่สำหรับการใช้ท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องสามารถทำได้ยาก และพบว่าข้อมูลสำหรับการใช้ท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องที่ไม่มีการใส่ตัวสร้างความปั่นป่วนภายในท่อจะปรากฏในพื้นที่บริเวณหมายเลข 4 ยกเว้นการผลจากการศึกษาของ Li และคณะ (2007), Zdaniuk และคณะ (2008), Wang และคณะ (1996), Bandarra Filho และ Saiz Jabardo (2014) สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องที่มีการใส่แผ่นปิด ส่งผลให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด ดังนั้นข้อมูลเหล่านี้จะปรากฏในพื้นที่บริเวณหมายเลข 3 นอกจากนี้ยังมีจุดที่น่าสนใจคือสัญลักษณ์หกเหลี่ยมสีดำ 3 จุด ปรากฏในควอแดรนต์ที่ 4 ซึ่งเป็นพื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 1 แต่ความดันตกคร่อมจะสูงขึ้น ซึ่งเงื่อนไขนี้ควรหลีกเลี่ยงในการประยุกต์ใช้งานในทางปฏิบัติ ในทางตรงกันข้ามจะสังเกตเห็นสามเหลี่ยมสีขาว 1 จุด ปรากฏในควอแดรนต์ที่ 3 ซึ่งเป็นพื้นที่ที่ค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมลดลงต่ำกว่าท่อที่ใช้ในการเปรียบเทียบ สำหรับกรณีนี้ถ้าการลดลงของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานมากกว่าการลดลงของค่าการถ่ายเทความร้อน ก็อาจจะยังคงเป็นประโยชน์สำหรับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ในแง่ของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนต่อค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้น และอาจจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น



รูปที่ 2.4 ความสัมพันธ์ของ Nu/Pr^n กับ Re สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ★ Microfin water, Wang et al. (1996)
- ▽ Microfin water, Jensen and Vlakancic (1999)
- ◆ Microfin water, Webb et al. (2000)
- △ Microfin water, Copetti et al. (2004)
- Microfin water, Li et al. (2007)
- ▽ Microfin water, Zdaniuk et al. (2008)
- ✕ Microfin/inserts water, Nagarajan et al. (2010)
- ◇ Microfin water, Ji et al. (2012)
- Microfin/inserts water/CuO, Eiamsa-ard and Wongcharee (2012)
- ◇ Microfin/inserts water, Eiamsa-ard and Wongcharee (2012)
- ⊕ Microfin R134a Nu/Pr^{0.4}, Filho and Jabardo (2014)



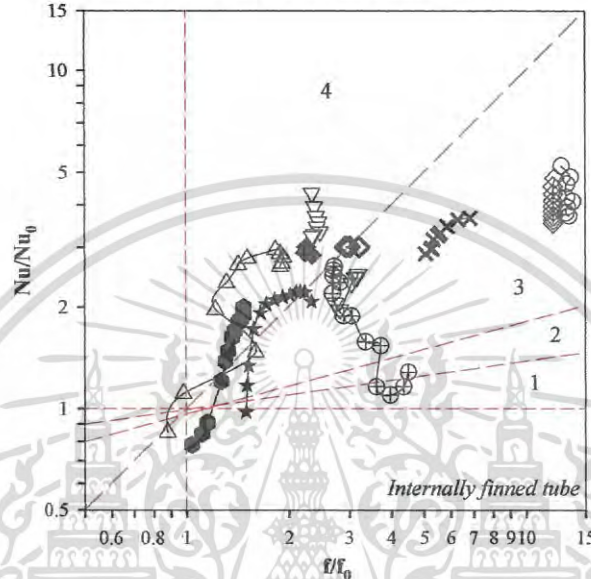
รูปที่ 2.5 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานหนึ่งกับ Re สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

จากการพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่องดังแสดงในรูปที่ 2.6 พบว่าการศึกษาของ Jensen และ Vlakancic (1999) และ Copetti และคณะ (2004) เป็นท่อที่ดีที่สุด และรูปแบบทางกายภาพของท่อ micro-fin tubes มีตัวแปรคือ $e/d_i=0.014$, $N_s=54$, $\alpha=45^\circ$, $s=0.9$ มม. และ $d_i=24.41$ มม. สำหรับงานวิจัยของ Jensen และ Vlakancic (1999) และ $e/d_i=0.022$, $N_s=60$, $p/e=2.34$, $\alpha=18^\circ$ และ $d_i=8.95$ มม. สำหรับงานวิจัยของ Copetti และคณะ (2004) ส่วนท่อที่ใช้ในการศึกษาของ Filho และ Jabardo (2014) ให้สมรรถนะต่ำ

ในกระบวนการผลิตท่อที่มีพื้นผิวด้านในเป็นครีบนขนาดเล็ก (micro-groove fin-inside tubes) โดย Tang และคณะ (2007) กล่าวว่าชั้นความหนาน้ำมันหล่อลื่นที่น้อยที่สุดที่จะใช้ในการผลิตจะขึ้นอยู่กับรอบการหมุนและความหนืดของน้ำมันโดยตรง และพบว่าการควบคุมสถานะหรือสมบัติของน้ำมันหล่อลื่นเป็นปัจจัยที่สำคัญที่สุดในกระบวนการผลิตเพื่อให้ได้ผิวของฟินที่มีคุณภาพ นอกจากนี้ Graham และคณะ (1999) ได้นำเสนอการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคล่อมในระหว่างการควบแน่นของสารทำความเย็นชนิด 123a ในท่อแบบ micro-fined แบบตรงตามแนวแกนการไหลและท่อแบบ micro-fined แบบบิดเป็นเกลียว จากผลการทดลองพบว่าการใช้ท่อแบบ micro-fined ทั้ง 2 แบบให้ค่าสมรรถนะสูงกว่าท่อผิวเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ★ Microfin water $Nu/Pr^{0.4}$, Wang et al. (1996)
- ▽ Microfin water $Nu/Pr^{0.4}$, Jensen and Vlakancic (1999)
- ◆ Microfin water $Nu/Pr^{0.3}$, Webb et al. (2000)
- △ Microfin water $Nu/Pr^{0.4}$, Copetti et al. (2004)
- Microfin water $Nu/Pr^{0.56}$, Li et al. (2007)
- ▽ Microfin water $Nu/Pr^{1/3}$, Zdaniuk et al. (2008)
- × Microfin/inserts water $Nu/Pr^{0.3}$, Nagarajan et al. (2010)
- ◇ Microfin water $Nu/Pr^{0.4}$, Ji et al. (2012)
- Microfin/inserts water/ CuO $Nu/Pr^{0.4}$, Eiamsa-ard and Wongcharee (2012)
- ⊕ Microfin/inserts $Nu/Pr^{0.4}$, Eiamsa-ard and Wongcharee (2012)
- ⊖ Microfin R134a $Nu/Pr^{0.4}$, Filho and Jabardo (2014)



รูปที่ 2.6 ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง

การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อที่มีพื้นผิวด้านในเป็นฟินและมีผิวด้านนอกเป็นผิวเรียบยังได้มีผู้ศึกษาเพิ่มเติมอีกจำนวนมาก ยกตัวอย่างเช่น Lixin และ Tingkuan (2007), Webb (2009), Aroonrat และคณะ (2013), Mohammed และคณะ (2013), Zhang และคณะ (2015) และ Zhang และคณะ (2015) เป็นต้น ซึ่งสามารถสรุปได้เหมือนกันว่าการใช้ท่อที่มีพื้นผิวด้านในเป็นฟินและมีผิวด้านนอกเป็นผิวเรียบให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบ โดย Lixin และ Tingkuan (2007) กล่าวว่า การใช้ท่อที่มีพื้นผิวภายในเป็นครีบริบรูปร่างเกลียว (spirally internally ribbed tube) ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน 1.6-2.7 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ในขณะที่ Zhang และคณะ (2015) พบว่า การใช้ท่อที่มีพื้นผิวด้านในเป็นร่องบิดเป็นเกลียวให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น 2.6 เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ส่วน Webb (2009), Zhang และคณะ (2015) และ Zhang และคณะ (2015) พบว่าท่อที่ใช้การในการศึกษาให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบประมาณ 3.74, 1.41 และ 2.8 เท่า ตามลำดับ


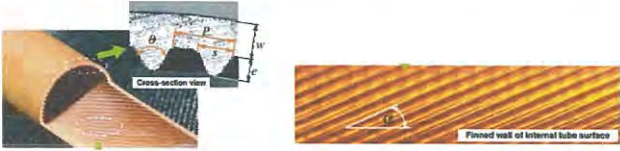
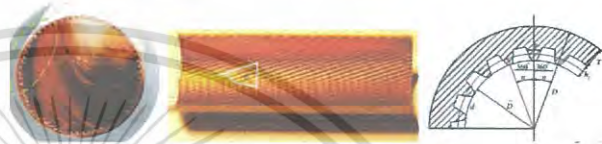
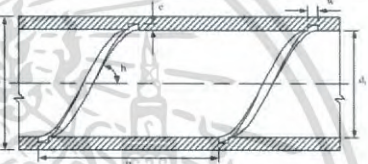

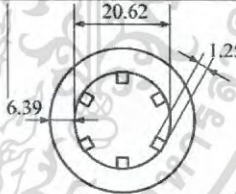

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.3 รูปร่างของท่อที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Brognaux และคณะ (1977)	Micro-fin tube	
Graham และคณะ (1999)	Micro-fin tube	
Al-Fahed และคณะ (1999)	Micro-fin tube	
Copetti และคณะ (2004)	Micro-fin tube	
Han และ Lee (2005)	Micro-fin tube	
Li และคณะ (2007)	Micro-fin tube	
Tang และคณะ (2007)	micro-groove fins	
Cheng และ Chen (2007)	spirally internally ribbed tube	
Zdaniuk และคณะ (2008)	helically-finned tube	
Webb (2009)	cone roughness in tube	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.3(ต่อ) รูปร่างของท่อที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Nagarajan และคณะ (2010)	Micro-fin tube	
Eiamsa-ard และ Wongcharree (2012)	Micro-fin tube	
Eiamsa-ard และ Wongcharree (2013)	Micro-fin tube	
Aroonrat และคณะ (2013)	internally grooved tubes	
Filho และ Jabardo (2014)	Micro-fin tube	
Zhang และคณะ (2015)	Internal helical ribs tube	
Zhang และคณะ (2015)	internally grooved tubes	

2.3 ท่อที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอก

2.3.1 ท่อลูกฟูก

ท่อลูกฟูกในงานวิจัยของ Kathait และ Patil (2014), wavy ในงานวิจัยของ Bilen และคณะ (2009), spiral indented ในงานวิจัยของ Yang และคณะ (2014), torsion ในงานวิจัยของ Germano (1982), fluted ในงานวิจัยของ Cui และคณะ (2003) สามารถผลิตได้จากท่อกลมผิวเรียบ ซึ่งสามารถก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนควงรอกภายในท่อได้ โดยกลไกที่ก่อให้เกิดการเพิ่มสมรรถนะเชิงความร้อนจะมีค่ามากหรือน้อยนั้นขึ้นอยู่กับรูปร่างของท่อ โดยหัวข้อนี้จะอธิบายโดยใช้ท่อลูกฟูกดังแสดงในรูปที่ 2.7 เป็นท่อลูกฟูกที่มีร่องแบบไม่ต่อเนื่อง และตั้งฉากกับทิศทางการไหล

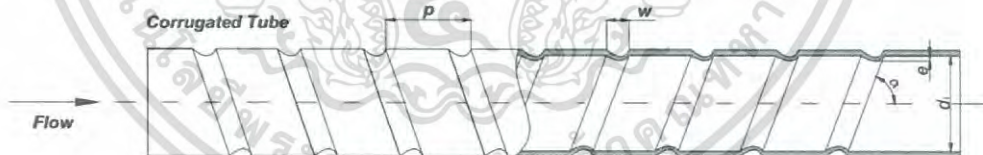
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปมุมของร่องสำหรับท่อลูกฟูกที่มีการบิดเป็นเกลียวจะมีค่าอยู่ในช่วง $0-90^{\circ}$ นอกจากนี้ยังสามารถปรับเปลี่ยนจำนวนเริ่มต้นของร่อง หรือมีการสอดใส่อุปกรณ์สร้างความปั่นป่วนอื่นๆ เพื่อศึกษาได้ สำหรับการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน มักจะได้รับอิทธิพลมาจากความลึกของร่องและการเกิดการไหลหมุนควงร่องเป็นหลัก

Fernández-Seara และ Uhía (2012) กล่าวว่าข้อดีของการใช้ท่อลูกฟูก คือสามารถทำความสะอาดได้ง่ายเมื่อเทียบกับท่อที่มีผิวด้านในเป็นพื้นและร่องและท่อที่มีการสอดใส่ตัวสร้างความปั่นป่วน ผนังด้านนอกของท่อลูกฟูกยังสามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนให้กับของไหลที่ไหลผ่านได้ นอกจากนี้ Sethumadhavan และ Rao (1986) ยังกล่าวว่าท่อลูกฟูกผลิตได้ง่าย มีความแข็งแรงและมั่นคงเมื่อได้รับผลกระทบจากการเสีรูปร่างของท่อ ส่วน Rabas และ Taborek (1996) กล่าวว่าสำหรับท่อลูกฟูกนี้ถือว่าเป็นตัวเลือกที่ดีในแง่ของการทำความสะอาดคราบสกปรกและนิยมใช้ในอุปกรณ์ระบายความร้อนในโรงไฟฟ้า



รูปที่ 2.7 ท่อลูกฟูกที่มีร่องแบบไม่ต่อเนื่อง และตั้งฉากกับทิศทางการไหล ในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)



รูปที่ 2.8 ท่อลูกฟูกในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)

ตัวแปรต่างๆ สำหรับการศึกษาท่อลูกฟูกเช่น ความลึกของร่อง (e), ความกว้างของร่อง (w), ระยะพิทช์ (p) และจำนวนเริ่มต้นของร่อง (start number, N_s) เป็นตัวแปรที่สำคัญต่อการศึกษาดังแสดงในรูปที่ 2.8

ข้อมูลที่ได้จากการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อลูกฟูกได้รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.4 โดยข้อมูลที่นำมาแสดงเป็นข้อมูลสำหรับท่อที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดในแต่ละงานวิจัย และมีตัวแปรพื้นฐานของท่อคือค่า p/d , อยู่ในช่วง $0.2-2.0$ และ e/d , อยู่ในช่วง $0.017-0.154$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.4 ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อลูกฟูก

นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f_0	Nu/Nu_0
Mimura และ Isozaki (1977)	$8-40 \times 10^3$	น้ำ	Corrugated /9	$p/d_i=0.64$, $e/d_i=0.022$, $N_s=1$, $d_i=8.96$ มม.	2.8-3.5	2.0-2.3
Ganeshan และ Raja Rao (1982)	$50-90 \times 10^3$	น้ำ, สารละลาย लयพอลิเมอร์	Corrugated /7	$p/d_i=1.169$, $e/d_i=0.0261$, $\alpha=65^\circ$, $N_s=1$, $d_i=25.66$ มม.	1.9-2.4	1.8-2.6
Sethumad havan และ Raja Rao (1986)	$10-80 \times 10^3$	น้ำ	Multi starts corrugated /5	$p/d_i=0.297$, $e/d_i=0.023$, $\alpha=65^\circ$, $N_s=4$, $d_i=25.26$ มม.	2.6-3.3	1.6-1.8
Zimparov และคณะ (1991)	$10-70 \times 10^3$	น้ำ	Corrugated /25	$p/d_i=0.256$, $e/d_i=0.017$, $\alpha=84.7^\circ$, $N_s=1$, $d_i=24.97$ มม.	4.5-5.6	3.0-3.2
Chen และ คณะ (2001)	$10-25 \times 10^3$	น้ำ	Four starts spiral/9	$p/d_i=0.48$, $e/d_i=0.12$, $\alpha=61.4^\circ$, $d_i=18.86$ มม.	3.7-4.5	2.5-3.8
Yang และ คณะ (2001)	$6-93 \times 10^3$	น้ำ, น้ำมัน	Corrugated /4	$p/d_i=0.598$, $e/d_i=0.0398$, $\alpha=79.2^\circ$, $d_i=20.08$ มม.	1.4-1.5	1.6-1.7
Cui และ คณะ (2003)	$8-30 \times 10^3$	น้ำ	Corrugated /6	$p/d_i=0.3129$, $e/d_i=0.0409$, $\alpha=84.32^\circ$, $N_s=1$, $d_i=10.26$ มม.	3.3-3.9	1.9-2.8
Naphon และคณะ (2006)	$5-25 \times 10^3$	น้ำ	Corrugated /9	$p/d_i=0.784$, $e/d_i=0.185$, $\alpha=45^\circ$, $d_i=8.1$ มม.	2.4-2.6	2.0-2.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.4(ต่อ) ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อลูกฟูก

นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f ₀	Nu/Nu ₀
Pethkool และคณะ (2011)	5.5-60 x 10 ³	น้ำ	Corrugated /9	p/d _i =0.27, e/d _i =0.06, α=15°, d _i =25 มม.	1.9-2.1	1.9-3.1
Fernandez -Seara และ Uhia (2012)	10-100 x 10 ³	น้ำ	Corrugated /9	p/d _i =0.556, e/d _i =0.044, α=91°, N _s =1, d _i =18 มม.	4.3-4.9	2.1-2.4
García และ คณะ (2012)	0.1- 100 x 10 ³	น้ำ	Corrugated /3	p/d _i =0.886, e/d _i =0.057, d _i =18 มม.	1.8-3.8	1.4-2.3
Darzi และ คณะ (2014)	5-20 x 10 ³	น้ำ/ Al ₂ O ₃	Corrugated /9	p/d _i =0.617, e/d _i =0.154, d _i =8.1 มม.	2.5-3.1	2.7-3.2
Kathait และ Patil (2014)	7.5-50 x 10 ³	น้ำ	Corrugated /4	p/d _i =0.444, e/d _i =0.044, d _i =45 มม.	2.5-2.7	1.5-2.6

สำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้นของร่อง (N_s) หลายร่อง ดังแสดงในตารางที่ 2.4 ให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นอย่างมากเมื่อเทียบกับการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน การเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น 380% ถูกพบสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้นของร่องเท่ากับ 4 (four starts corrugated tube) ในงานวิจัยของ Yang และคณะ (2001) แต่อย่างไรก็ตามค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานก็ได้เพิ่มสูงขึ้น 4 เท่า

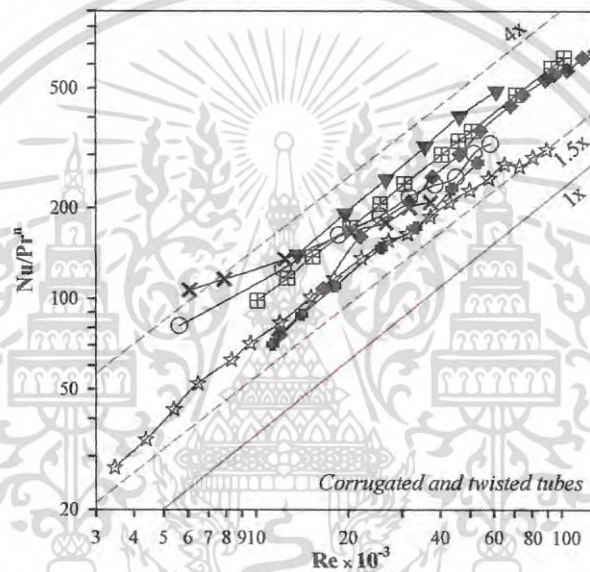
Nu/Prⁿ และสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน ถูกนำมาเปรียบเทียบกับสมการของ Dittus-Boelter และ Fanning ดังแสดงในรูปที่ 2.9 และ 2.10 ตามลำดับ จากรูปพบว่าอัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสำหรับการใช้ท่อลูกฟูกส่วนใหญ่อยู่ในช่วง 1.5-4.0 เท่า และอัตราส่วนของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานโดยปกติจะมีค่าอยู่ในช่วง 2-6 เท่า จากรูปที่ 2.9 พบว่าข้อมูลที่ได้จากการทดลองสำหรับค่า Nu/Prⁿ มีแนวโน้มเกือบจะเป็นเส้นตรงที่ค่า Re ต่างๆ และขนานไปกับเส้น Re^{0.8} ในพิกัด lg-lg เมื่อเป็นการไหลแบบปั่นป่วน สำหรับความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ในรูปที่ 2.10 พบว่ากราฟมีแนวโน้มคล้ายกับท่อที่มีผิวด้านในเป็นฟินและร่อง โดยเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานลดลง แต่มีความชันน้อยกว่าท่อผิวเรียบเล็กน้อย

โดยทั่วไปท่อลูกฟูกที่มีค่า p/d_i ต่ำๆ และ e/d_i สูงๆ จะให้ค่าความดันตกคร่อมที่สูง สำหรับการศึกษาดทดลองของ Zimparov และคณะ (1991), Sethumadhavan และ Raja Rao (1986) และ Cui และคณะ (2003) พบว่าที่ค่า p/d_i ต่ำกว่า 0.3 ให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นเมื่อเทียบกับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อนำไปใช้โดยไม่ได้รับอนุญาตให้เผยแพร่หรือใช้ซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่ออื่นๆ โดย Chen และคณะ (2001) พบว่าท่อลูกฟูกที่ค่า e/d_i มากกว่า 0.12 จะให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้น 3.7-4.5 เท่า สำหรับ Pethkool และคณะ (2011) พบว่าการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนจะมาพร้อมกับการเพิ่มขึ้นของค่าความดันตกคร่อม และพบว่ากรณีที่มีการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อม จะเป็นกรณีที่ดีที่สุดสำหรับท่อท่อลูกฟูกส่วนใหญ่ นั้น จะพบว่ามีความอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนอยู่ที่ 1.5-4.0 เท่า และมีค่าอัตราการเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานอยู่ที่ 1.8-6.0 เท่า

- ◆ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Ganeshan and Raja Rao (1982)
- Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Sethumadhavan and Raja Rao (1986)
- ▼ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Zimparov et al. (1991)
- ✕ Spirally fluted water $Nu/Pr^{0.4}$, Cui et al. (2003)
- Corrugated water $Nu/Pr^{1/3}$, Pethkool et al. (2011)
- ▣ Corrugated water $Nu/Pr^{1/3}$, Fernandez-Seara and Uhiia (2012)
- ☆ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Garcia et al. (2012)

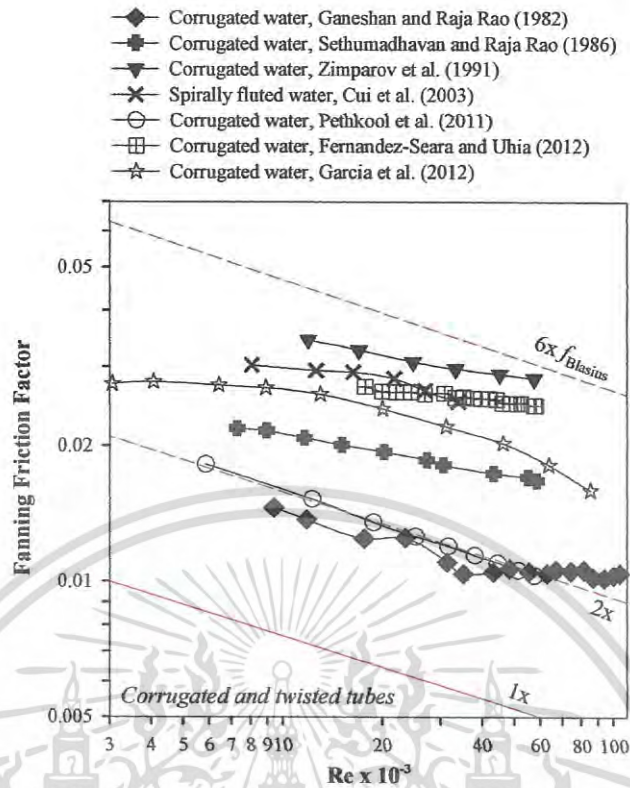


รูปที่ 2.9 ความสัมพันธ์ของ Nu/Pr^n ที่ค่า Re ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกและท่อบิดเกลียว

รูปที่ 2.11 แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อลูกฟูกและท่อบิดเกลียว (twisted tubes) จากรูปพบว่ามีเฉพาะข้อมูลของ Ganeshan และ Raja Rao (1982) และ Pethkool และคณะ (2011) ปรากฏในพื้นที่หมายเลข 4 ซึ่งเป็นพื้นที่ที่การถ่ายเทความร้อนสามารถเพิ่มขึ้นได้ที่ค่าอัตราการไหลเพิ่มขึ้น ส่วนข้อมูลที่ได้จากผลการทดลองส่วนใหญ่จะปรากฏในพื้นที่หมายเลข 3 ซึ่งเป็นพื้นที่ที่การถ่ายเทความร้อนถูกเพิ่มขึ้นต่อค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าข้อมูลส่วนใหญ่ในพื้นที่หมายเลข 3 จะปรากฏที่ตำแหน่งใกล้กับเส้นขอบเขตของพื้นที่หมายเลข 3 และ 4 ซึ่งผลการศึกษาดทดลองสำหรับกรณีที่มีการสอดใส่แผ่นบิดจะให้ข้อมูลส่วนใหญ่ปรากฏในพื้นที่หมายเลข 3 และมีตำแหน่งใกล้กับเส้นขอบเขตของพื้นที่หมายเลข 2 และ 3 แสดงให้เห็นว่า สมรรถนะของท่อลูกฟูกดีกว่าท่อที่มีการสอดใส่แผ่นบิด และพบว่าสมรรถนะของท่อลูกฟูกที่ได้จากการศึกษาดทดลองของ Pethkool และคณะ (2011) มีค่าสูงกว่าผลที่ได้จากการศึกษาของงานวิจัยอื่นๆ ที่นำมาเปรียบเทียบ โดยกรณี $p/d_i=0.27$, $\alpha=15^\circ$, $e/d_i=0.06$, $d_i=25$ มม. ให้ค่าสมรรถนะ

สูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

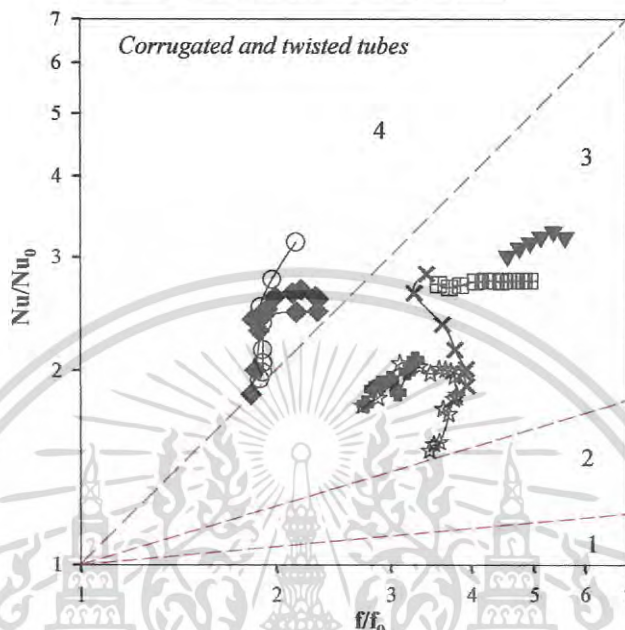


รูปที่ 2.10 ความสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานฟานนิงที่ค่า Re ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูก และท่อบิดเกลียว

นอกจากนี้ยังมีการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอกของท่ออีกมากมาย โดยลักษณะของร่องที่ทำการศึกษา มีทั้งแบบขวางการไหล (transverse corrugated tubes) และแบบบิดเกลียว (spirally corrugated tubes) ยกตัวอย่างเช่น Rainieri และ Pagliarini (2002), Hwang และคณะ (2003), Li และคณะ (2011), Jianfeng และคณะ (2013, 2013), Chen และคณะ (2013) และ Dizaji และคณะ (2015) เป็นต้น ได้ศึกษาท่อลูกฟูกที่มีร่องขวางการไหล และพบว่าสามารถให้ค่าการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ ในขณะที่เดียวกันก็ส่งผลให้ความดันตกคร่อมสูงกว่าท่อผิวเรียบ แต่อย่างไรก็ตามยังมีนักวิจัยที่ได้นำเสนอผลจากการศึกษาท่อลูกฟูกแบบบิดเกลียว ยกตัวอย่างเช่น Wang และคณะ (2000), Dong และคณะ (2001), Rainieri และ Pagliarini (2002), Barba และคณะ (2002), Vicente และคณะ (2004), Naphon และคณะ (2006), Laohalerdacha และ Wongwises (2010), Pethkool และคณะ (2011), Aroonrat และ Wongwises (2011), Fernandez-Seara and Uhia (2012), Rabienataj-Darzi และคณะ (2012, 2013), Wongcharee และ Eiamsa-ard (2012), Khoeini และคณะ (2012), Jianfeng และคณะ (2013, 2013), Liu และคณะ (2013) และ Akhavan-Behabadi และ Esmailpour (2014) ซึ่งสามารถสรุปได้ว่าท่อลูกฟูกบิดเกลียวสามารถให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแบบขวางการไหล และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ และให้ความดันตกคร่อมสูงกว่าท่อผิวเรียบเช่นเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ◆ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Ganesanand Raja Rao (1982)
- Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Sethumadhavan and Raja Rao (1986)
- ▼ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Zimparov et al. (1991)
- ✕ Spirally fluted water $Nu/Pr^{0.4}$, Cui et al. (2003)
- Corrugated water $Nu/Pr^{1/3}$, Pethkool et al. (2011)
- ▣ Corrugated water $Nu/Pr^{1/3}$, Fernandez-Seara and Uhia (2012)
- ☆ Corrugated water $Nu/Pr^{0.4}$, Garcia et al. (2012)



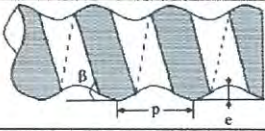
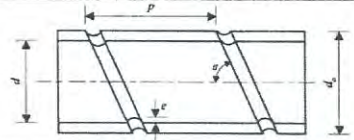
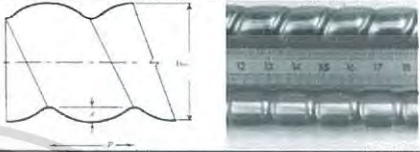

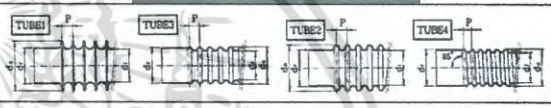
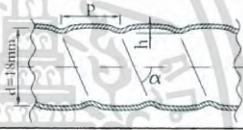

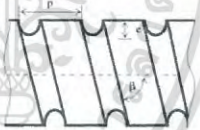
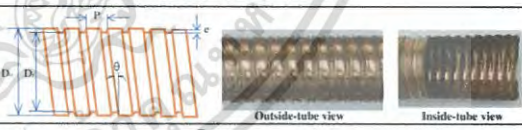
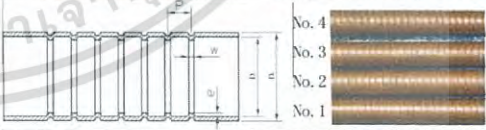
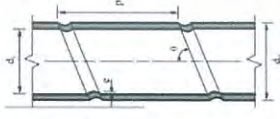
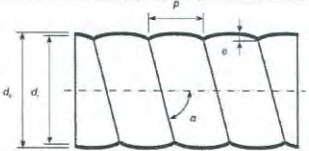
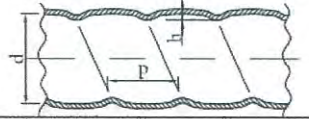
รูปที่ 2.11 ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อลูกฟูกและท่อบิดเกลียว

การศึกษาเกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อลูกฟูกบิดเกลียวโดยใช้สารทำความเย็น R-134a ได้ถูกนำเสนอโดย Laohalertdacha และ Wongwises (2010), Aroonrat และ Wongwises (2011), Khoeini และคณะ (2012) และ Akhavan-Behabadi และ Esmailpour (2014) เป็นต้น โดย Khoeini และคณะ (2012) พบว่าการใช้ท่อลูกฟูกบิดเกลียวมีอิทธิพลที่สำคัญต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนการควบแน่น และให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและการควบแน่นสูงกว่าท่อผิวเรียบ แต่ก็ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าท่อผิวเรียบเช่นเดียวกัน และพบว่าท่อที่ใช้ในการศึกษาของ Laohalertdacha และ Wongwises (2010) ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดที่ 50% เมื่อเทียบกับ ท่อผิวเรียบ

การใช้ของไหลนาโน เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อลูกฟูกบิดเกลียวถูกนำเสนอโดย Rabienataj-Darzi และคณะ (2012, 2013) ซึ่งได้ใช้น้ำผสมสารนาโน SiO_2/Al_2O_3 และ Wongcharee และ Eiamsa-ard (2012) ซึ่งได้ใช้น้ำผสมสารนาโน CuO เป็นต้น โดย Rabienataj-Darzi และคณะ (2012, 2013) กล่าวว่า การใช้ของไหลเป็นน้ำผสมสารนาโนในท่อให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่ค่าอัตราส่วนความลึกสูงๆ และค่าอัตราส่วนระยะพิทซ์ต่ำๆ ส่วน Wongcharee และ Eiamsa-ard (2012) พบว่าการใช้ nano-fluid ให้ค่าการถ่ายเทความร้อน สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะเชิงความร้อน สูงขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ และสูงกว่าการใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน


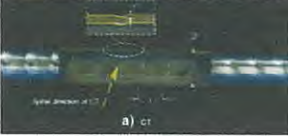
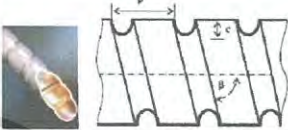

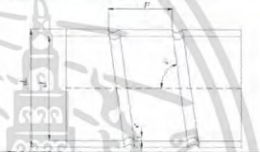
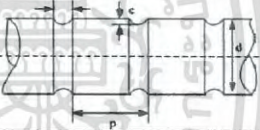


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.5 รูปร่างของท่อลูกฟูกในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Wang และคณะ (2000)	spirally fluted tube	
Dong และคณะ (2001)	spirally corrugated surface	
Rainieri และ Pagliarini (2002)	helical และ transverse corrugated tubes	
Barba และคณะ (2002)	corrugated tubes	
Hwang และคณะ (2003)	roughness tube	
Vicente และคณะ (2004)	spirally corrugated tubes	
Naphon และคณะ (2006)	helical rib tubes	
Laohalertdacha และ Wongwises (2010)	helically grooved tube	
Pethkool และคณะ (2011)	helically-corrugated tube	
Li และคณะ (2011)	roughness tube	
Aroonrat และ Wongwises (2011)	corrugated tube	
Fernandez-Searaand และ Uhlir (2012)	spirally corrugated tube	
García และคณะ (2012)	corrugated tube	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.5(ต่อ) รูปร่างของท่อลูกฟูก ในงานวิจัยที่ผ่านมา

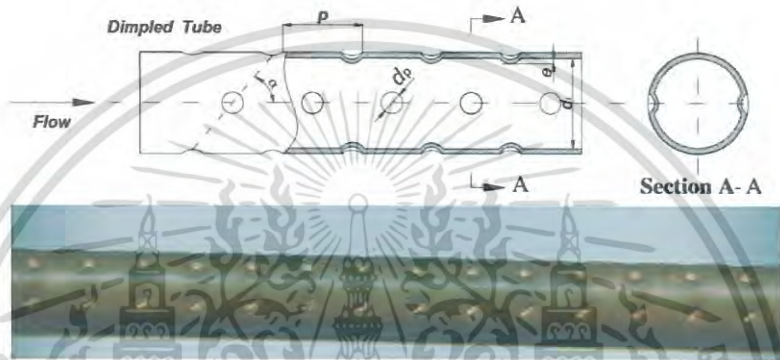
นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Rabienataj-Darzi และคณะ (2012, 2013)	helically corrugated tubes	
Wongcharee และ Eiamsa-ard (2012)	corrugated tubes	
Khoeini และคณะ (2012)	corrugated tubes	
Jianfeng และคณะ (2013, 2013)	spirally และ transversely grooved tube	
Liu และคณะ (2013)	spirally corrugated tube	
Chen และคณะ (2013)	transversally corrugated tube	
Akhavan-Behabadi และ Esmailpour (2014)	corrugated tube	
Dizaji และคณะ (2015)	corrugated tube	

2.3.2 ท่อที่มีผิวเป็นหลุม

สำหรับกรณีท่อที่มีผิวเป็นหลุมโดย Wen-Tao Ji และคณะ (2015) กล่าวว่า การใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุม เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ โดยท่อที่มีผิวเป็นหลุมนั้นมีลักษณะรูปร่างหลายแบบ เช่น วงกลม, สามเหลี่ยม, สี่เหลี่ยม และวงรี เป็นต้น นอกจากนี้ยังกล่าวต่อว่าสาเหตุหลักที่ทำให้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ นั่นคือเมื่อของไหลกระแทกเข้ากับส่วนที่เป็นหลุม หรือ ร่อง จะทำให้ความรุนแรงของการปั่นป่วนบริเวณใกล้ผนังนั้นเพิ่มขึ้น ค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมจะแปรผันตามขนาดของหลุม/ร่อง รวมถึงระยะพิทช์ การประยุกต์ใช้สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมเช่น plate-fin heat exchanger และ ช่องหล่อเย็นของใบพัดกังหัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปร่างของท่อที่มีผิวเป็นหลุมแสดงไว้ในรูปที่ 2.12 โดยส่วนที่ยื่นเข้าไปด้านในท่อสามารถทำได้โดยการกัดพื้นผิวจากด้านนอกของท่อ ซึ่งค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมจะแปรผันตามค่าอัตราส่วนความลึกของร่อง (e/d_i), การจัดวางตำแหน่งของร่อง รวมถึงระยะพิตช์ของร่อง (p) ในส่วนของการจัดวางตำแหน่งของร่องอาจจะจัดวางแบบตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล หรืออาจจะจัดวางในลักษณะเป็นเกลียวก็ได้ สำหรับการจัดวางในลักษณะเป็นเกลียวจะกำหนดให้มุม α เป็นมุมระหว่างเส้นแนวเอียงของเกลียวกับเส้นอ้างอิงที่ตำแหน่งกลางท่อ ส่วนระยะห่างระหว่างหลุมในแกนเดียวกันจะกำหนดให้เป็นระยะพิตช์ (p) และจำนวนเริ่มต้นของหลุมกำหนดให้เป็น N_s ซึ่งการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานจะขึ้นอยู่กับตัวแปรที่กล่าวมารวมถึงค่าเลขเรย์โนลด์ส



รูปที่ 2.12 ท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยของ Wen-Tao Ji และคณะ (2015)

รูปร่างของท่อที่มีผิวเป็นหลุมนั้นมีความไม่ซับซ้อน สามารถผลิตได้ง่ายและมีต้นทุนต่ำ คราบสกปรกที่เกิดขึ้นภายในท่อที่มีผิวเป็นหลุมสามารถทำความสะอาดได้ง่ายเมื่อเทียบกับท่อที่มีผนังด้านในเป็นพื้นและร่อง และท่อที่มีการสอดใส่ตัวสร้างความปั่นป่วน เหมาะสำหรับการใช้งานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ ในขณะที่เดียวกันก็มีข้อเสียคือความลึกของหลุมจะถูกจำกัดเนื่องจากความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ในการผลิตท่อ

ข้อมูลที่ได้จากผลการศึกษาดทดลองสำหรับท่อหน้าตัดกลมที่มีการทำให้เป็นหลุมแบบ 3 มิติ ได้รวบรวมไว้ในตารางที่ 2.6 โดยมีจำนวนท่อทั้งหมด 78 ท่อ ซึ่งได้เลือกเฉพาะท่อที่ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดจากงานวิจัยต่างๆ มาแนะนำ โดยการศึกษาทดลองส่วนใหญ่เป็นการไหลในช่องปั่นป่วน และใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน และมีค่าอัตราส่วนของ p/d_i และ e/d_i อยู่ในช่วง 0.2-4.0 และ 0.01-0.20 ตามลำดับ ท่อที่ใช้ในการศึกษาทดลองของ Webb (2009), Liao และ Xin (1995) ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 4.5 เท่า และท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีการสอดใส่แผ่นบิดสำหรับงานวิจัยของ Thianpong และคณะ (2009) ให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.6 ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อผิวขรุขระอื่นๆ

นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f_0	Nu/Nu_0
Gowen และ Smith (1968)	6-100 $\times 10^3$	อากาศ, น้ำ, เอ ทิลีนไกล คอล	Sand roughness /8	$e/d_i=0.026$, $d_i=15.88$ มม.	3.5-5.8	2.3-3.3
Rabas และ คณะ (1993)	10-60 $\times 10^3$	น้ำ	Dimpled/2	$p_a/d_i=1.448$, $e/d_i=0.0173$, $N_s=12$, $d_i=14.71$ มม.	1.5-1.9	1.5-1.6
Liao และ Xin (1995)	0.25-7 $\times 10^3$	เอทิลีน ไกลคอล	Extended protrusions /7	$p_a/d_i=0.32$, $p_c/d_i=0.179$, $e/d_i=0.004$, $d_i=13.5$ มม.	1.7-4.4	2.6-3.4
Liao และ คณะ (2000)	5-80 \times 10^3	น้ำ, เอ ทิลีนไกล คอล	Extended protrusions /14	$p_a/d_i=3.98$, $p_c/d_i=0.244$, $e/d_i=0.098$, staggered	3.8-4.4	2.9-3.6
Chen และ คณะ (2001)	7.5-52 $\times 10^3$	น้ำ	Dimpled/6	$p/d_i=0.602$, $e/d_i=0.078$, $N_s=6$, $d_i=16.6$ มม.	3.3-4.8	2.1-2.8
Vicente และคณะ (2002)	10-100 $\times 10^3$	น้ำ, เอ ทิลีนไกล คอล	Dimpled /10	$p/d_i=0.819$, $e/d_i=0.0988$, $d_i=16$ มม.	3.1-3.5	1.3-2.0
Vicente และคณะ (2002)	2-100 $\times 10^3$	น้ำ, เอ ทิลีนไกล คอล	Dimpled /10	$p/d_i=0.906$, $e/d_i=0.114$, $d_i=16$ มม.	3.2-4.2	1.5-2.5
Li และคณะ (2009)	15-60 $\times 10^3$	น้ำ	Discrete ribs/1	$p/d_i=0.32$, $e/d_i=0.02$, $\alpha=45^\circ$, $N_s=12$, $d_i=25$ มม.	2.8-3.5	2.0-2.1
Webb (2009)	4-24 \times 10^3	น้ำ	Coned/3	$p_a/d_i=3.95$, $p_c/d_i=7.21$, $e/d_i=0.025$, $d_i=17.32$ มม.	3.6-4.6	2.6-4.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.6(ต่อ) ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อผิวขรุขระอื่นๆ

นักวิจัย	เลขเรย์ โนลด์	ของไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ดีที่สุด	f/f_0	Nu/Nu_0
Kukulka และคณะ (2011)	2.5×10^3	น้ำ	Viper tube/6	-	-	1.2-4
Suresh และคณะ (2011)	$2.5-6 \times 10^3$	น้ำ/CuO	Dimpled/1	$p/d_i=0.556,$ $e/d_i=0.124,$ $d_i=4.85$ มม.	1.0-1.1	1.5-1.7

รูปที่ 2.13 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Pr^n กับ Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติจากรูปพบว่าท่อที่ใช้ในงานวิจัยของ Webb (2009) ให้ค่าอัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดที่ค่า Re สูงๆ และพบว่าอัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่วนค่าอัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่รองลงมาคือการใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีการสอดใส่แผ่นบิตสำหรับงานวิจัยของ Liao และคณะ (2000) ส่วนท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยอื่นๆ ให้ค่าอัตราการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนอยู่ในช่วง 1.5-3.0 เท่า ทั้งนี้ข้อมูลที่น่ามาเสนอในรูปที่ 2.13 เป็นข้อมูลจากการศึกษาทดลองในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน

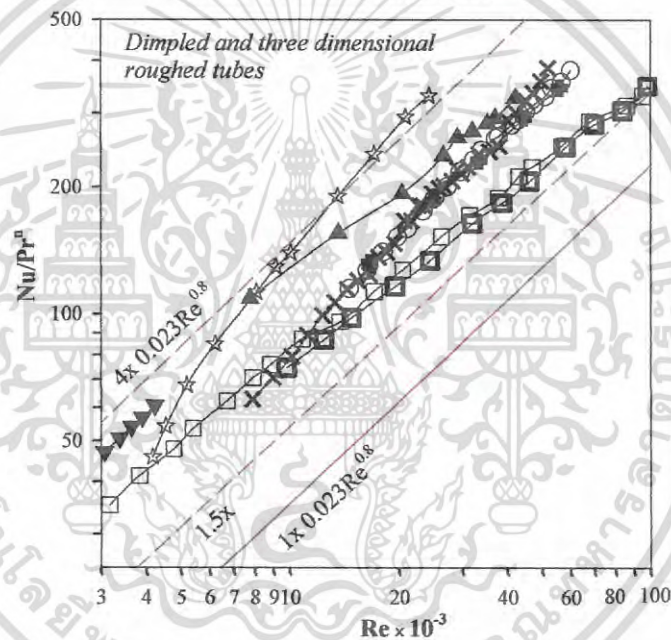
รูปที่ 2.14 แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานิ่งกับค่า Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ จากรูปพบว่าการใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีการสอดใส่แผ่นบิตส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญ ผลที่ได้จากการศึกษาทดลองของท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่นำมาเสนอพบว่าให้ค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น 3-5 เท่าเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

โดยทั่วไปท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีลักษณะพื้นผิวของหลุมไม่มีความโค้ง (เช่น หลุมรูปสี่เหลี่ยม เป็นต้น) จะมีแนวโน้มที่จะทำให้ความเข้มข้นของความปั่นป่วนเพิ่มขึ้น และนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อม ดังนั้นการใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีลักษณะพื้นผิวของหลุมแบบมีความโค้ง (เช่น หลุมรูปครึ่งทรงกลม เป็นต้น) จะส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมลดลง แต่อย่างไรก็ตามค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานสำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมไม่ได้มีค่าลดลงไปมากเมื่อเทียบกับการใช้ท่อที่มีผิวด้านในเป็นไมโครพิน และท่อลูกฟูก และยังอาจจะให้ค่าเพิ่มขึ้นมากกว่าท่อทั้ง 2 แบบอีกด้วย อีกเหตุผลหนึ่งที่น่าจะเป็นไปได้ในรูปที่ 2.14 ซึ่งเป็นการนำข้อมูลของท่อที่ให้สมรรถนะสูงที่สุดในแต่ละงานวิจัยมานำเสนอนั้น ผู้เขียนอาจจะพยายามเพิ่มการศึกษาลักษณะหรือโครงสร้างของหลุมเพื่อให้ได้ค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้น แต่ในขณะที่เดียวกันก็ส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้นตามไปด้วย Promvongse และคณะ (2012) กล่าวว่าสำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมที่มีความลึก (e) ของหลุมเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น นอกจากนี้แผนผังที่แสดงไว้ในงานวิจัยของ Chen และคณะ (2001) แสดงให้เห็นว่าเมื่อจำนวนเริ่มต้นของหลุม (N_s) เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าความดันตกคร่อมสูงขึ้น

รูปที่ 2.15 แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ จากรูปพบว่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานส่วนใหญ่มีค่าอยู่ในช่วง 3-5 และอัตราส่วนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนมีค่าอยู่ในช่วง 1.5-4 ซึ่งโดยทั่วไปการเพิ่มขึ้นเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานจะสูงกว่าการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน และพบว่า มีเฉพาะข้อมูลที่ได้จากการศึกษาทดลองในงานวิจัยของ Rabas และคณะ (1993) ปรากฏในพื้นที่ หมายเลข 4 ส่วนข้อมูลที่ได้จากการศึกษาทดลองในงานวิจัยของ Webb (2009) จะปรากฏในพื้นที่ บริเวณเส้นขอบเขตของหมายเลข 3 และ 4 นอกจากนี้ข้อมูลที่ได้จากการศึกษาทดลองในงานวิจัย อื่นๆ ส่วนใหญ่จะปรากฏในพื้นที่หมายเลข 3 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมสามารถเพิ่ม การถ่ายเทความร้อนต่อค่าความดันตกคร่อมที่เพิ่มขึ้น

- Dimpled water $Nu/Pr^{0.3}$, Rabas et al. (1993)
- ▼— 3D protrusions EG $Nu/Pr^{0.4}$, Liao and Xin (1995)
- ▲— 3D protrusions water $Nu/Pr^{0.4}$, Liao et al. (2000)
- ×— Dimpled water $Nu/Pr^{0.4}$, Chen et al. (2001)
- Dimpled water $Nu/Pr^{0.4}$, Vicente et al. (2002)
- Dimpled water $Nu/Pr^{0.4}$, Vicente et al. (2002)
- Discrete ribs water $Nu/Pr^{1/3}$, Li et al. (2009)
- ☆— Coned water $Nu/Pr^{0.3}$, Webb (2009)

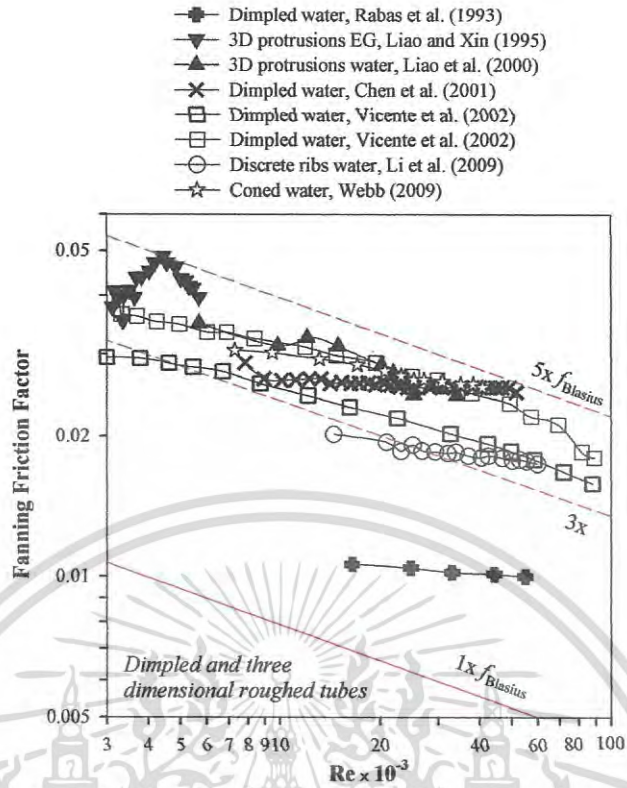


รูปที่ 2.13 ความสัมพันธ์ระหว่าง Nu/Pr^n กับ Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ

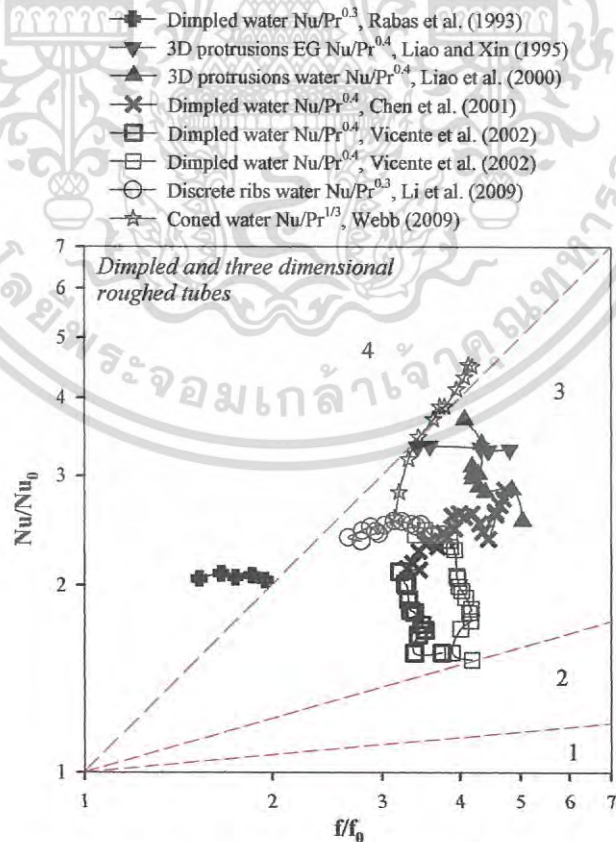
หนึ่งในลักษณะที่โดดเด่นที่ปรากฏในรูปที่ 2.15 คือในกรณีของท่อที่ใช้ในการศึกษาทดลอง โดย Vicente และคณะ (2002), Liao และคณะ (2000) และ Thianpong และคณะ (2009) พบว่า การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานจะทำให้ค่าอัตราส่วนการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนลดลง ดังนั้นการปรับเปลี่ยนลักษณะของหลุมควรจะได้รับพิจารณาในการออกแบบ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย

การศึกษาทดลองของท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยของ Webb (2009) ให้ค่าสมรรถนะดี ที่สุดเมื่อเทียบกับงานวิจัยอื่นๆ ที่นำมาเปรียบเทียบ โดยที่ค่า $p_a/d_i=3.95$, $p_c/d_i=7.21$, $e/d_i=0.025$, $d_i=17.32$ มม. ให้ค่าสมรรถนะดีที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.14 ความสัมพันธ์ของค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานพานิ่งกับค่า Re สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ

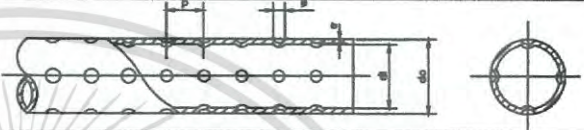
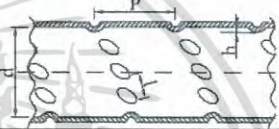




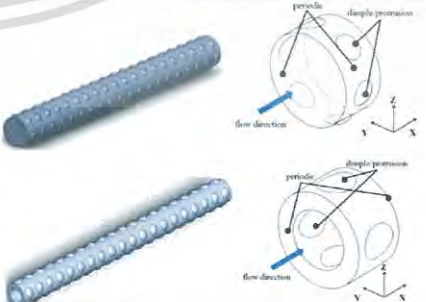


รูปที่ 2.15 ความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า f/f_0 สำหรับท่อที่มีผิวเป็นหลุมและท่อที่มีผิวขรุขระ 3 มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นอกจากนี้ยังมีการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีผิวเป็นหลุมอีกมากมาย ยกตัวอย่างเช่น Chen และคณะ (2001), Thianpong และคณะ (2009), Suresh และคณะ (2011) และ Zheng และคณะ (2015) เป็นต้น โดย Zheng และคณะ (2015) กล่าวว่าอิทธิพลของหลุมทำให้เกิดการแยกตัวของการไหลและกระแทกเข้ากับพื้นผิวของหลุม ส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน และสมรรถนะความร้อน มีค่าเท่ากับ 3.4, 1.55 และ 2.85 เท่า ตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ ส่วน Chen และคณะ (2001) พบว่าการใช้ท่อที่มีผิวเป็นหลุมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น 84-137%

ตารางที่ 2.7 รูปร่างของท่อที่มีผิวเป็นหลุมในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Chen และคณะ (2001)	dimpled tube	
Vicente และคณะ (2002)	helically dimpled tubes	
Thianpong และคณะ (2009)	dimpled tube	
Li และคณะ (2009)	discrete double inclined ribs tube	
Suresh และคณะ (2011)	helically dimpled tube	
Kukulka และคณะ (2011)	enhanced heat transfer tubes	
Zheng และคณะ (2015)	dimpled circular tube และ dimpled annular tube	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

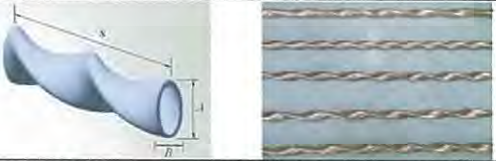
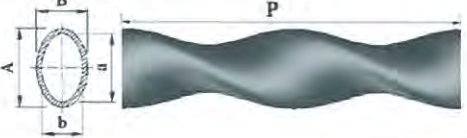
2.4 ท่อบิดเกลียว

ลักษณะทางกายภาพของท่อบิดเกลียวจะมีลักษณะเป็นท่อที่มีหน้าตัดไม่เป็นวงกลม เช่น มีหน้าตัดเป็นรูปวงรี รูปสี่เหลี่ยมจัตุรัส หรืออาจจะหลายเหลี่ยม แล้วบิดเป็นเกลียวไปตามแกนการไหลของของไหล โดยมีตัวแปรต่างๆ คือ ความยาวของหน้าตัด (A) ความกว้างของหน้าตัด (B) และระยะพิทช์ (p) โดยอัตราส่วนความยาวต่อความกว้างของหน้าตัด (A/B) สามารถปรับเปลี่ยนได้หลายค่าเพื่อหาค่าที่ให้สมรรถนะเชิงความร้อนที่สูงที่สุด ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบบิดเป็นเกลียวเป็นอีกทางเลือกหนึ่งสำหรับการประยุกต์ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อและเปลือก นอกจากนี้ยังมีนักวิจัยหลายท่านได้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อบิดเกลียว เช่น Yang และคณะ (2011), Tan และคณะ (2012, 2013) และ Zhang และคณะ (2012) เป็นต้น โดย Yang และคณะ (2011) พบว่าท่อวงรีบิดเกลียว (twisted elliptical tubes) ให้สมรรถนะสูงกว่า 1.0 ส่วน Zhang และคณะ (2012) กล่าวว่า การใช้ท่อวงรีบิดเกลียวทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการควบแน่นสูงขึ้นเมื่อเพิ่มการบิดท่อ และพบว่า การใช้ท่อวงรีบิดเกลียวทำให้ค่าสมรรถนะการควบแน่นสูงขึ้น 34% เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

นอกจากนี้ Tan และคณะ (2012, 2013) ได้เสนอว่า การใช้แบบจำลองความปั่นป่วน realized $k-\epsilon$ สำหรับการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนในท่อวงรีบิดเกลียวให้คำตอบที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองมากกว่าแบบจำลองความปั่นป่วนอื่นๆ นอกจากนี้ยังได้กล่าวว่าการใช้ท่อวงรีบิดเกลียวก่อให้เกิดการไหลร่อง ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของสนามความเร็วและอุณหภูมิภายในท่อ และพบว่า การใช้ท่อวงรีบิดเกลียวทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นเมื่อค่า a/b เพิ่มขึ้น ในขณะที่ค่าการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานลดลงเมื่อค่า P เพิ่มขึ้น และพบว่าให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมสูงกว่าท่อผิวเรียบ

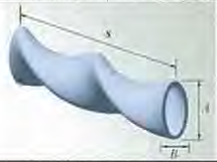


นอกจากการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานในท่อวงรีบิดแล้ว Bhadouriya และคณะ (2015) ยังได้นำเสนอท่อสี่เหลี่ยมบิดเป็นเกลียว และพบว่าที่ตำแหน่งมุมของท่อมีการเกิดการไหลร่องที่รุนแรง และความรุนแรงของการไหลร่องสูงขึ้นเมื่อค่าอัตราส่วนการบิดลดลง และพบว่าที่ค่าอัตราส่วนการบิด 2.5 ให้ค่าสมรรถนะสูงสุดที่ 10.5 ที่เลขพรานด์เท่ากับ 20 และเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 3000

ตารางที่ 2.8 รูปร่างของท่อวงรีบิดเกลียวในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Yang และคณะ (2011)	twisted elliptical tubes	
Tan และคณะ (2012, 2013, 2013)	twisted oval tube	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.8(ต่อ) รูปร่างของท่อวงรีบิดเกลียวในงานวิจัยที่ผ่านมา

นักวิจัย	ชื่อท่อ	ลักษณะของท่อ
Zhang และคณะ (2012)	twisted elliptical tubes	 
Bhadouriya และคณะ (2015)	twisted square duct	

จากการศึกษาในงานวิจัยที่ผ่านมาสำหรับการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระเฉพาะผนังด้านในของท่อ, ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผิวขรุขระทั้งผนังด้านในและผนังด้านนอก รวมถึงท่อบิดเกลียว พบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ แต่ในขณะเดียวกันก็ส่งผลให้มีความดันตกคร่อมสูงกว่าท่อผิวเรียบด้วย การใช้ท่อที่มีรูปร่างของร่องต่างกันจะส่งผลให้มีค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมต่างกัน เนื่องจากกระแสการไหลภายในท่อที่เกิดขึ้นเนื่องจากรูปร่างของร่องในลักษณะต่างๆ มีลักษณะการไหลแตกต่างกัน ดังนั้นตัวแปรต่างๆ ของร่อง จึงมีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมเช่น ความลึกของร่อง (e), ระยะพิทช์ของร่อง (p), จำนวนเริ่มต้นของร่อง (N_s), มุมของเกลียวร่องในกรณีร่องที่มีการบิดเป็นเกลียว (α) รวมถึงรูปร่างของร่อง

แต่อย่างไรก็ตามการศึกษาท่อที่มีพื้นผิวขรุขระนั้นมีจุดประสงค์เดียวกันคือ การก่อให้เกิดความปั่นป่วนของของไหลภายในท่อ หรือการเพิ่มระดับความรุนแรงของการปั่นป่วนของของไหล โดยเมื่อของไหลกระแทกเข้ากับร่องของท่อจะทำให้ของไหลเกิดการแยกตัว ทั้งนี้ลักษณะการแยกตัวของไหลจะขึ้นอยู่กับรูปร่างของร่อง ส่งผลให้ของไหลบางส่วนไหลไปกระแทกเข้ากับผนังท่อ ทำให้ชั้นขีดยึด (boundary layer) บางลง และนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

ตารางที่ 2.9 ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อบิดเกลียว

นักวิจัย	เลขเรย์โนลด์	ของไหล	ท่อ/จำนวน	ตัวแปรของท่อที่ทำการศึกษา	ผลจากการทดลอง
Yang และคณะ (2011)	0.6-55 $\times 10^3$	น้ำ	Twisted elliptical tube /5	A/B=1.49, 1.60, 1.76, 1.90, 2.15 S=104, 152, 190 มม.	Nu/Nu ₀ =1.0-2.75 f/f ₀ =1.3-3.5
Tan และคณะ (2012)	6-55 $\times 10^3$	น้ำ	Twisted oval tube /8	a=24, 26, 27, 28 มม. b=9, 11, 12.5, 14 มม. S=100, 150, 200, 250 มม.	h=1500-15,000 W/m ² K f=0.02-0.06

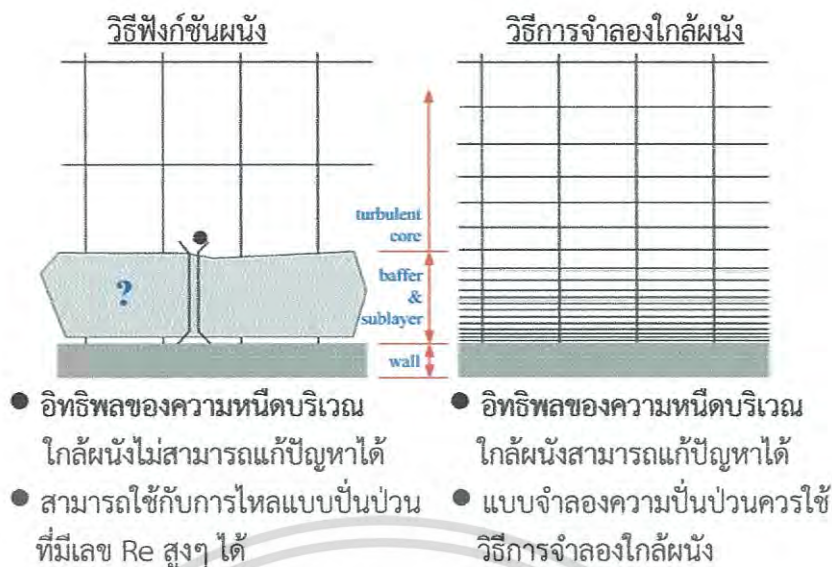
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.9(ต่อ) ข้อมูลผลการทดลองสำหรับท่อบิดเกลียว

นักวิจัย	เลขเรย์โนลด์	ของไหล	ท่อ/ จำนวน	ตัวแปรของท่อ ที่ทำการศึกษา	ผลจากการทดลอง
Zhang และ คณะ (2012)	$0.6-55 \times 10^3$	น้ำ	Twisted elliptical tube /5	$e=0.71, 0.76,$ $0.80, 0.82, 0.84,$ 0.86 $S=104, 152,$ 192 มม.	$h=1500-36,000$ W/m^2K $q=50-210 W/m^2$
Tan และ คณะ (2013)	$5-25 \times 10^3$	น้ำ	Twisted oval tube /8	$A=12.3, 13,$ $13.5, 14$ มม. $B=5, 5.5, 6.5,$ 8.15 มม. $S=50, 80, 110,$ $169, 140$ มม.	$Nu=25-390$ $f=0.02-0.025$
Bhadouriy a และคณะ (2015)	$0.6-70 \times 10^3$	อากาศ	twisted square duct/2	$S/d_i=11.5, 16.5$	$Nu/Nu_0=1.0-2.62$ $f/f_0=1.0-2.1$

จากผลงานวิจัยที่ได้กล่าวมาจะเห็นได้ว่าการใช้ท่อที่มีพื้นผิวขรุขระสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าการใช้ท่อตรงผิวเรียบ และการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการศึกษาด้วยวิธีการทดลอง แต่มีบางงานวิจัยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตามตัวแปรของท่อที่ใช้ศึกษายังมีจำนวนน้อย เช่นค่าอัตราส่วนความลึกและค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์ อีกทั้งการอธิบายถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อยังมีความชัดเจนไม่เพียงพอ ดังนั้นการศึกษาเชิงตัวเลขจะสามารถบ่งบอกถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนได้อย่างชัดเจน การศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับงานวิจัยนี้จะใช้ท่อทดสอบทั้งหมด 3 รูปร่าง คือท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อวงรีบิดเกลียว และท่อลูกฟูก เนื่องจากสามารถสร้างการไหลหมุนควงรอบบริเวณใกล้เคียงผนังได้ ซึ่งเป็นสาเหตุหลักที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 ลักษณะของกริดบริเวณใกล้ผนังใน ANSYS FLUENT

ข้อดีของวิธีของฟังก์ชันผนังนั้นสามารถประหยัดทรัพยากรทางคอมพิวเตอร์ได้ และเป็นทางเลือกที่เหมาะสมสำหรับการคำนวณการไหลในบริเวณที่ใกล้กับผนังในเชิงอุตสาหกรรม แต่อย่างไรก็ตามวิธีการนี้ไม่เหมาะสำหรับการไหลที่อยู่ในสภาวะการไหลบางกรณีดังนี้

1. การไหลอยู่ภายใต้อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์ต่ำที่กระจายไปทั่วทั้งโดเมนในสนามการไหล
2. การไหลที่เกิดเกรเดียนต์ของความดันอย่างรุนแรงซึ่งนำไปสู่การแยกไหลของชั้นขีดผิว
3. มีการไหลแบบ 3 มิติในบริเวณใกล้กับผนังนั้นคือเกิดการไหลแบบบิดตัวอย่างรุนแรงของชั้นขีดผิวแบบ 3 มิติ

จากสภาวะการไหลดังกล่าว สมมุติฐานของการใช้ฟังก์ชันผนังนั้นจะไม่ถูกต้อง (ซึ่งพบว่าการไหลในท่อที่มีพื้นผิวขรุขระ มีลักษณะสอดคล้องกับการไหลในกรณีดังกล่าวข้างต้น) การแก้ปัญหาการไหลดังกล่าวนี้จะใช้วิธีการจำลองใกล้ผนัง ร่วมกับการใช้จำนวนกริดเซลล์ที่เหมาะสมในบริเวณใกล้กับผนัง โดยวิธีการนี้เรียกว่า enhanced wall treatment

ถึงแม้ว่า enhanced wall treatment ถูกออกแบบให้มีความแม่นยำสำหรับการจำลองการไหลในบริเวณที่ใกล้กับผนัง แต่ยังคงต้องมีการสร้างกริดเซลล์ที่ใช้สำหรับการคำนวณอย่างสมบูรณ์ในบริเวณการไหลใกล้กับผนังที่ได้รับอิทธิพลของความหนืด ซึ่งเมื่อมีการใช้ enhanced wall treatment เพื่อคำนวณการไหลในชั้นย่อยหนืด ค่า y^+ ที่ติดกับผนังควรมีค่าเท่ากับ 1 แต่อย่างไรก็ตามค่า y^+ ที่มีค่าสูงกว่านี้และสามารถยอมรับได้คือ $y^+ < 4$ ถึง 5

3.4 การจำลองการไหลใกล้ผนังด้วยวิธี enhanced wall treatment

วิธี enhanced wall treatment เป็นวิธีการจำลองการไหลใกล้ผนังซึ่งถูกใช้ในแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k-\epsilon$ โดยมีพื้นฐานมาจากแบบจำลองการไหล 2 ชั้น (two-layer model) ซึ่งวิธีนี้โดเมนการไหลทั้งหมดได้ถูกแบ่งออกเป็นสองส่วนคือ บริเวณที่ได้รับอิทธิพลของความหนืดกับบริเวณการไหลแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์ และขอบเขตของทั้งสองบริเวณนั้นสามารถหาได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยการใช้ระยะทางจากผนัง ซึ่งเรียกว่าเลขเรย์โนลด์ปั่นป่วน, Re_y (turbulent Reynolds number) ซึ่งมีนิยามเป็น

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.13)$$

ค่า y คือระยะทางที่วัดตั้งฉากจากผนังไปยังจุดศูนย์กลางเซลล์

ในบริเวณการไหลแบบปั่นป่วนอย่างสมบูรณ์นั้น ($Re_y \geq 200$ ซึ่ง $Re_y^* = 200$) แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ $k-\epsilon$ มาตรฐานจะถูกนำมาใช้ในการคำนวณ

ในบริเวณการไหลที่ใกล้กับผนังซึ่งได้รับอิทธิพลของความหนืด ($Re_y < 200$) แบบจำลอง 1 สมการ (one-equation model) จะถูกนำมาใช้ ซึ่งมีเพียงสมการ k เท่านั้นที่ถูกใช้ในบริเวณนี้ โดยที่ค่าความหนืดปั่นป่วน, μ_t สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu \ell_\mu \sqrt{k} \quad (3.14)$$

เมื่อ ℓ_μ คือค่าบ่งชี้ลักษณะเชิงขนาด (length scale) คำนวณได้จากสมการ

$$\ell_\mu = y C_\ell^* \left(1 - e^{-Re_y/A_\mu}\right) \quad (3.15)$$

นิยามของการไหล 2 ชั้น ผสมผสานกันอย่างราบรื่นกับการไหลที่เลขเรย์โนลด์สูง และค่าของ μ_t สำหรับการไหลด้านนอกมีสมการคือ

$$\mu_{t,enh} = \lambda_\epsilon \mu_t + (1 - \lambda_\epsilon) \mu_{t,2layer} \quad (3.16)$$

เมื่อค่า μ_t สำหรับการไหลที่เลขเรย์โนลด์สูงถูกกำหนดไว้ในแบบจำลอง $k-\epsilon$ และนอกจากนี้ฟังก์ชันการผสมผสาน (blending function), λ_ϵ ถูกกำหนดให้เท่ากับหนึ่งสำหรับบริเวณที่ไกลจากผนัง และมีค่าเท่ากับศูนย์สำหรับบริเวณที่อยู่ใกล้กับผนังมาก ซึ่งฟังก์ชันการผสมผสานมีสมการคือ

$$\lambda_\epsilon = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{Re_y - Re_y^*}{A} \right) \right] \quad (3.17)$$

ค่าคงที่ A สามารถคำนวณจากสมการดังนี้

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{\tanh(0.98)} \quad (3.18)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปค่า ΔRe_y ถูกกำหนดให้มีค่าอยู่ระหว่าง 5% ถึง 25% ของค่า Re_y^* ซึ่งวัตถุประสงค์ของการมีฟังก์ชันการผสมผสานคือป้องกันการขัดขวางการลู่เข้า เมื่อผลเฉลยจากการคำนวณจากแบบจำลอง $k-\varepsilon$ ที่ขึ้นด้านบนไม่สอดคล้องกับสมการของวิธีจำลองการไหล 2 ชั้น ค่าของ ε ในสนามการไหลคำนวณจากสมการ

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (3.19)$$

ค่า l_ε คำนวณจากสมการ

$$l_\varepsilon = yC_l^*(1 - e^{-Re_y/A_\varepsilon}) \quad (3.20)$$

ถ้าโดเมนการไหลทั้งหมดอยู่ในบริเวณที่ได้รับอิทธิพลของความหนืด ($Re_y < 200$) ค่า ε จะไม่ได้คำนวณมาจากการแก้สมการการเคลื่อนย้าย แต่จะใช้ค่าในสมการที่ (3.19)

ค่าคงที่ซึ่งอยู่ในสมการค่าบ่งชี้ลักษณะเชิงขนาด มีดังนี้

$$C_l^* = \kappa C_\mu^{-3/4}, \quad A_\mu = 70, \quad A_\varepsilon = 2C_l^*$$

3.5 แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable $k-\varepsilon$

แบบจำลอง Realizable $k-\varepsilon$ มีจุดมุ่งหมายเพื่อแก้ไขข้อบกพร่องของแบบจำลอง $k-\varepsilon$ ดั้งเดิม โดยการนำเสนอรูปแบบต่อไปนี้

1. สูตรความหนืดหมุนวนแบบใหม่ที่เกี่ยวข้องกับตัวแปร C_μ ถูกนำเสนอโดยเรย์โนลด์ส์
2. สมการรูปแบบใหม่สำหรับการกระจาย (ε) ตามสมการไดนามิกของการผันผวนความเร็วเฉลี่ย

สมการการเคลื่อนย้ายของแบบจำลอง Realizable $k-\varepsilon$ สำหรับ k และ ε คือ

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b + \rho\varepsilon - Y_m + S_k \quad (3.21)$$

และ

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.22)$$

เมื่อ

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในสมการเหล่านี้ G_k แสดงให้เห็นถึงการสร้างพลังงานจลน์ปั่นป่วนเนื่องจากการเฉยความเร็วเฉลี่ยที่คำนวณตามที่ได้อธิบายไว้ในการสร้างแบบจำลองการสร้างความปั่นป่วนในแบบจำลอง $k-\epsilon$ ซึ่ง G_b คือพลังงานจลน์ปั่นป่วนเนื่องจากการลอยตัวซึ่งคำนวณตามที่ได้อธิบายไว้ในผลกระทบของการลอยตัวบนความปั่นป่วนในแบบจำลอง $k-\epsilon$ ส่วน Y_m คือการเกี่ยวข้องของการขยายตัวผันผวนในการปั่นป่วนอัดตัวกับอัตราการกระจายซึ่งสามารถคำนวณได้ตามที่ได้อธิบายไว้ในผลกระทบของการอัดปั่นป่วนในแบบจำลอง $k-\epsilon$ เมื่อ C_2 และ $C_{1\epsilon}$ คือค่าคงที่ σ_k และ σ_ϵ คือเลขพรานด์ปั่นป่วนสำหรับ k และ ϵ ตามลำดับ S_k และ S_ϵ คือซอคเทอม

ค่าคงที่ C_2 , σ_k และ σ_ϵ ได้ถูกกำหนดขึ้นเพื่อนำมาให้แน่ใจว่ารูปแบบของการไหลนั้นมีประสิทธิภาพ โดยมีค่าคงที่สำหรับแบบจำลองคือ $\sigma_k=1.0, \sigma_\epsilon=1.2, C_{1\epsilon}=1.44, C_2=1.9$

3.6 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

สำหรับการนำเสนอแบบจำลองความปั่นป่วนนั้น ในเบื้องต้นจะทำความเข้าใจเกี่ยวกับความหมายของพลังงานจลน์ต่อหน่วยมวล k ณ เวลาหนึ่งๆ หรือหมายถึงความเข้มข้นของความปั่นป่วน โดยมีสัญลักษณ์ $k(t)$ ซึ่งคือผลบวกของพลังงานจลน์อันเนื่องมาจากกระแสการไหลเฉลี่ย

$$K = \frac{1}{2}(U^2 + V^2 + W^2) \text{ และพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน } k \text{ นั้นคือ}$$

$$k(t) = K + k \quad (3.23)$$

นอกจากนี้ค่าความเข้มข้นของความปั่นป่วน T_i นั้นเป็นค่าที่เชื่อมโยงกับค่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนกับพลังงานจลน์ของการไหลเฉลี่ย แสดงไว้ดังสมการ

$$T_i = \frac{\left(\frac{2}{3}k\right)^{1/2}}{U_{ref}} \quad (3.24)$$

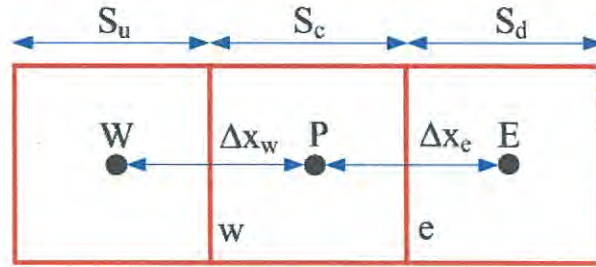
3.7 วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมกับการพาและแพร่แบบคงตัว

3.7.1 วิธีการประมาณค่าแบบ QUICK

วิธีการประมาณค่าแบบ QUICK (Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK) ใช้สำหรับการคำนวณค่าที่ผิวเซลล์ ϕ_f ที่มีอันดับความแม่นยำที่สูงขึ้น โดยใช้พื้นฐานของการเฉลี่ยแบบถ่วงน้ำหนักของวิธีการประมาณค่าต้นลมอันดับสองร่วมกับวิธีการประมาณค่าของตัวแปรที่ศูนย์กลาง สำหรับผิวเซลล์ e ดังรูปที่ 3.5 ซึ่งถ้ามีการไหลจากด้านซ้ายไปด้านขวา ค่าที่ผิวเซลล์ e สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\phi_e = \theta \left[\frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_p + \frac{S_d}{S_c + S_d} \phi_E \right] + (1 - \theta) \left[\frac{S_u + 2S_c}{S_u + S_c} \phi_p - \frac{S_c}{S_u + S_c} \phi_W \right] \quad (3.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 ปริมาตรควบคุมแบบ 1 มิติ

เมื่อค่า $\theta = 1$ สมการที่ (3.24) จะกลายเป็นสมการของการประมาณค่าในช่วงที่ศูนย์กลางอันดับสอง (central second-order interpolation) ในขณะที่ $\theta = 0$ จะได้สมการของการประมาณค่าต้นลมอันดับสอง ซึ่งโดยทั่วไปสำหรับวิธีการประมาณค่าแบบ QUICK นั้นจะกำหนดให้ $\theta = 1/8$

3.8 ลำดับขั้นการคำนวณหาคำตอบแบบ SIMPLE

กระบวนการวิธี SIMPLE นั้นมีชื่อเต็มว่า Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation โดย Patankar และ Spalding (1972) เป็นผู้นำเสนอวิธีนี้เป็นคนแรก วิธีนี้เป็นการใช้ขั้นตอนการเดาและการแก้ไขค่าในการคำนวณหาความดันในระบบพิกัดแบบ Staggered grid (กริดเยื้อง) จะมีการแสดงตัวอย่างให้เห็นโดยการพิจารณาสมการของการไหลแบบคงตัว และราบเรียบ 2 มิติ ในพิกัดคาร์ทีเซียน

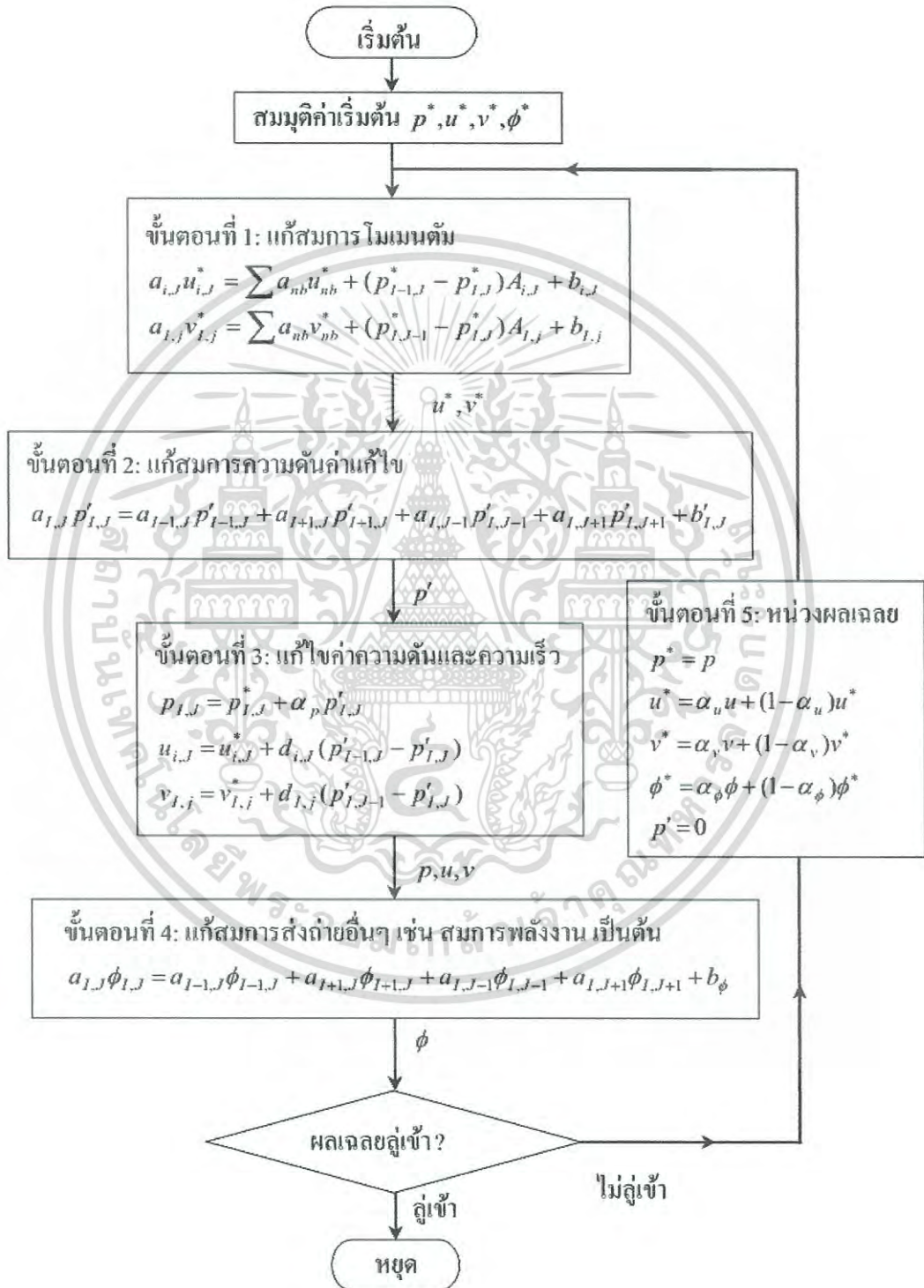
กระบวนการวิธีแบบ SIMPLE นั้น เริ่มต้นจากการเดาค่าสนามความดัน p^* ตลอดทั้งโดเมนการไหล จากนั้นเราจะทำการหาคำตอบของสมการแปลงรูปโมเมนตัมโดยใช้ความดันที่เดาขึ้น เพื่อให้ได้ค่าของความเร็ว u^* และ v^* โดยกระบวนการวิธีทำซ้ำ ดังนั้นหากมีประมาณสเกลลาร์อื่นใดที่ผูกติดอยู่กับสมการโมเมนตัม ก็จำเป็นต้องทำการคำนวณเป็นลำดับ และวนกลับมาทำการคำนวณซ้ำอีกจนกระทั่งคำตอบทั้งหมดคลู่เข้า ซึ่งได้ให้ Flow chart ไว้ในรูปที่ 3.5

รูปที่ 3.5 แสดงขั้นตอนวิธี SIMPLE ที่ใช้สำหรับแก้หาค่าความดันและความเร็วในระบบการไหล ซึ่งมีขั้นตอนการคำนวณดังนี้

1. สมมุติค่าความเร็ว ความดัน และตัวแปรอื่นๆ เช่น อุณหภูมิ ให้กับสนามการไหล ค่าความเร็วดังกล่าว จะถูกใช้เป็นค่าเริ่มต้นและใช้คำนวณหาค่าฟลักซ์การพา F ในพจน์สัมประสิทธิ์ของสมการโมเมนตัม
2. แก้สมการโมเมนตัมเพื่อให้ได้ค่าความเร็วในสนามการไหล
3. แก้สมการความดันค่าแก้ไขเพื่อให้ได้ค่าสำหรับนำไปแก้ไขความดันและความเร็ว โดยความเร็วที่ได้ จากขั้นตอนที่ 2 จะถูกนำไปคำนวณหาความไม่สมดุลมวลซึ่งจะถูกใช้เป็นพจน์ซอสในสมการ
4. แก้สมการส่งถ่ายสำหรับตัวแปรอื่น (ถ้ามี) เช่น สมการพลังงานในรูปตัวแปรอุณหภูมิ สมการสำหรับแบบจำลองความปั่นป่วน เป็นต้น
5. ตรวจสอบการลู่เข้าสู่คำตอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. หากคำตอบยังไม่ลู่เข้าให้ทำการห้วงผลเฉลยเพื่อสร้างเสถียรภาพให้กับการคำนวณ จากนั้นนำค่า แทนเป็นค่าเริ่มต้นสำหรับคำนวณซ้ำในรอบถัดไป
7. การคำนวณจะดำเนินตามขั้นตอนที่ 1-6 จนกระทั่งได้ผลเฉลยที่ลู่เข้าสู่คำตอบตามเงื่อนไขที่ต้องการ



รูปที่ 3.5 ลำดับขั้นตอนการคำนวณวิธี SIMPLE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.9 ตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ปัญหา

ตัวแปรที่สำคัญที่ใช้ในงานวิจัยนี้ประกอบไปด้วย เลขเรย์โนลด์ ตัวประกอบเสียดทาน เลขนัสเซลและสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งค่าเลขเรย์โนลด์นิยามดังแสดงไว้ในสมการที่ (3.5)

ตัวประกอบเสียดทาน, f คำนวณได้จากความดันตกคร่อม, Δp ตลอดช่วงความยาว periodic ของท่อวงรีบิด, L

$$f = \frac{(\Delta p / L) D_h}{\frac{1}{2} \rho u_0^2} \quad (3.26)$$

การถ่ายเทความร้อนในรูปของค่าการกระจายเลขนัสเซล ซึ่งสามารถเขียนได้เป็น

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (3.27)$$

ค่าเลขนัสเซลเฉลี่ยสามารถคำนวณได้จาก

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (3.28)$$

สมรรถนะเชิงความร้อน, TEF

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (3.29)$$

เมื่อ Nu_0 และ f_0 คือ เลขนัสเซลและตัวประกอบเสียดทานของท่อเปล่าผิวเรียบ ตามลำดับ

และ $TEF > 1.0$ คือ สมรรถนะเชิงความร้อนมากกว่าท่อเปล่าผิวเรียบที่กำลังขับของปั๊มเดียวกัน

$TEF = 1.0$ คือ สมรรถนะเชิงความร้อนเท่ากับท่อเปล่าผิวเรียบที่กำลังขับของปั๊มเดียวกัน

$TEF < 1.0$ คือ สมรรถนะเชิงความร้อนน้อยกว่าท่อเปล่าผิวเรียบที่กำลังขับของปั๊มเดียวกัน

บทที่ 4

ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับ ท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว

จากผลงานวิจัยที่ได้กล่าวมาในบทที่ 2 จะเห็นได้ว่าการใช้ท่อร่องรูปร่างต่างๆ ปิดเป็นเกลียว สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าการใช้ท่อตรงผิวเรียบ โดยการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและมีบางงานวิจัยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตามตัวแปรของท่อที่ใช้ศึกษายังมีจำนวนน้อยเช่นค่าอัตราส่วนความลึกและค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ อีกทั้งการอธิบายถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อยังมีความชัดเจนไม่เพียงพอ ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงผลจากการศึกษาด้วยการวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว ซึ่งจะพิจารณาในส่วนของอิทธิพลของเลขเรย์โนลด์, อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก และอัตราส่วนระยะพิตช์ โดยแสดงผลจากการศึกษาด้วยรูปภาพซึ่งแสดงพฤติกรรมการไหลที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนเช่น การแสดงเส้นกระแสการไหลในตามแนวแกนการไหล, การแสดงเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล, คอนทัวร์หรือการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน, คอนทัวร์หรือการกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล(อุณหภูมิของของไหล) และผนังท่อ, และคอนทัวร์การกระจายเลขนัสเซลที่ผนังท่อ อีกทั้งยังแสดงผลจากการศึกษาด้วยกราฟ เช่น ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลกับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ และความสัมพันธ์ของค่าอัตราส่วนความลึกและอัตราส่วนระยะพิตช์ต่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน, ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซล และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งการแสดงผลในลักษณะดังกล่าวจะช่วยให้สามารถอธิบายถึงผลที่เกิดจากการไหลภายในท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว

4.1 ท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียว

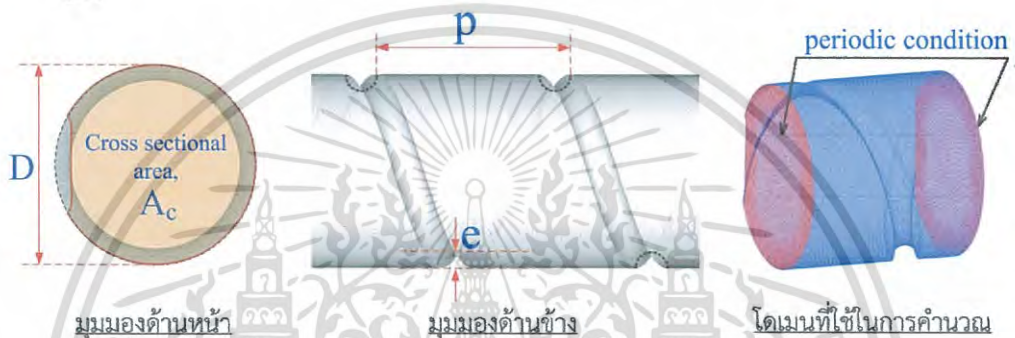
4.1.1 แบบจำลองทางกายภาพ

แบบจำลองทางกายภาพสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียวแบบท่อยาวและแบบ periodic แสดงไว้ในรูปที่ 4.1 และ 4.2 ตามลำดับ โดยท่อร่องครึ่งวงกลมปิดเกลียวที่ทำการศึกษามีค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ (PR หรือ p/D) เท่ากับ 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0 มีค่าอัตราส่วนความลึก (DR หรือ e/D) เท่ากับ 0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, มีค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกลม (D) มีค่าเท่ากับ 0.05 เมตร และมีเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,000-20,000

สำหรับชั้นขีดผิวของของไหลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมีอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและอุณหภูมิค่อนข้างมาก และเพื่อแก้ปัญหาการไหลในชั้นขีดผิวจำเป็นต้องกำหนดให้อิเล็กเมนต์มีความหนาแน่นมากกว่าบริเวณอื่น ดังนั้นลักษณะของกริดที่ใช้สำหรับแบบจำลองจะใช้กริดสามเหลี่ยม โดยกริดจะมีความหนาแน่นที่บริเวณใกล้ผนังมากกว่าบริเวณกลางท่อและมีค่า $y^+ \approx 1$



รูปที่ 4.1 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวแบบท่อยาว



รูปที่ 4.2 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวแบบ periodic

4.2 เงื่อนไขขอบเขตในการคำนวณการไหลสามมิติ

- กำหนดให้ที่ผนังมีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ 600 W/m^2
- ไม่มีการลื่นไถลที่ผนัง (no-slip conditions)
- คุณสมบัติของของไหล (อากาศ) มีค่าคงที่ที่ 300 K และมีค่าเลขพรานด์ 0.7
- สำหรับท่อยาว กำหนดให้ทางเข้ามีของไหลไหลเข้าแบบ uniform mass flow rate ส่วนทางออกกำหนดเป็น pressure outlet
- สำหรับท่อ periodic พิจารณาทางเข้าและทางออกเป็นแบบ periodic condition

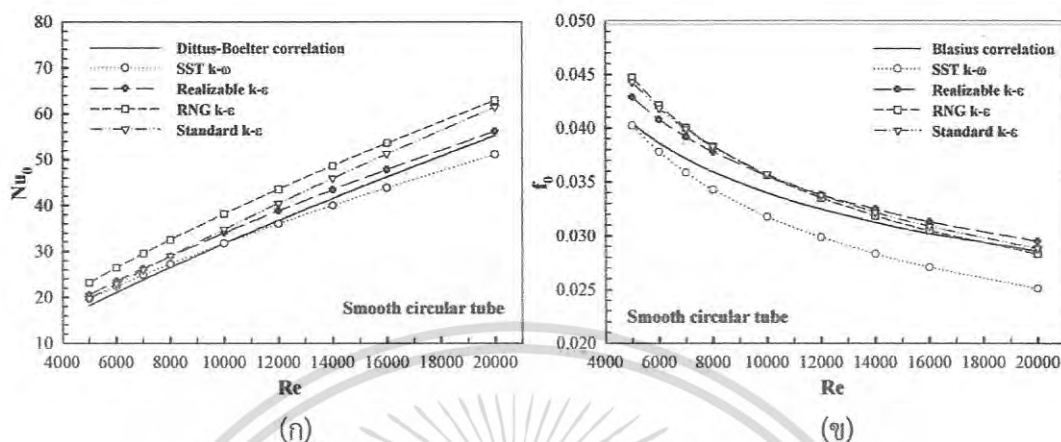
4.3 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล

4.3.1 การตรวจสอบความถูกต้องของท่อตรงผิวเรียบ

รูปที่ 4.3 แสดงถึงการตรวจสอบความถูกต้องของท่อตรงเปล่าผิวเรียบได้ใช้แบบจำลองความปั่นป่วนคือ Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$, Realizable $k-\epsilon$, Renormalized Group (RNG) $k-\epsilon$ และ Standard $k-\epsilon$ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์ 5000 ถึง 20,000 เพื่อเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อน (เลขนัสเซลท์) และสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานกับผลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์ของ Dittus-Boelter และ Blasius ตามลำดับ ซึ่งมีแสดงไว้ใน Incropera and Dewitt (1996) จากผลการจำลองพบว่าการใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable $k-\epsilon$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานใกล้กับสมการสหสัมพันธ์มากกว่าแบบความลองความปั่นป่วนอื่นๆ โดยมีค่าความแตกต่างอยู่ที่ $\pm 7.36\%$ และ $\pm 4.62\%$ ตามลำดับ ดังนั้นการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับแบบจำลองในงานวิจัยนี้ จึงเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable $k-\epsilon$



รูปที่ 4.3 การตรวจสอบความถูกต้องของท่อตรงผิวเรียบสำหรับ (ก) การถ่ายเทความร้อน และ (ข) สัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทาน

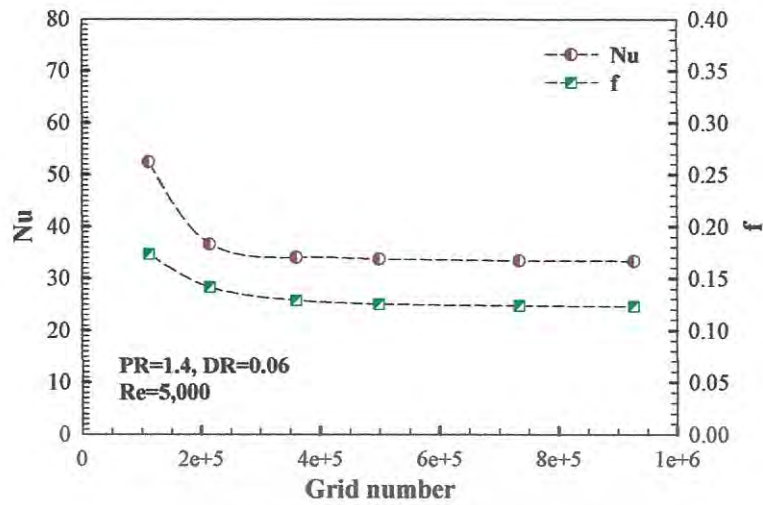
4.3.2 กริดอิสระ

การหาผลกระทบของจำนวนกริดที่มีผลต่อคำตอบและเวลาในการลู่เข้าได้ทำการศึกษาโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกันที่จำนวน 113803, 216084, 361257, 500146, 735175 และ 927547 โดยกรณีที่ใช้สำหรับตรวจสอบคือ $DR=0.06$, $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ดังแสดงในรูปที่ 4.4 ซึ่งใช้ลำดับวิธีการคำนวณผลเฉลยแบบ SIMPLE และใช้แบบแผนการคำนวณแบบ QUICK โดยมีเงื่อนไขการลู่เข้าหาคำตอบของทุกค่าอยู่ที่ 10^{-5} ยกเว้นสมการพลังงานซึ่งอยู่ที่ 10^{-9} พบว่าเมื่อจำนวนกริดเพิ่มขึ้นจาก 500146 เป็น 927547 ค่าเลขนัยสิทธิ์และค่าตัวประกอบเสียดทานมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 0.45% ดังนั้นจึงเลือกปริมาณของกริดที่ 500146 ซึ่งปริมาณกริดนี้จะถูกนำไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อไป

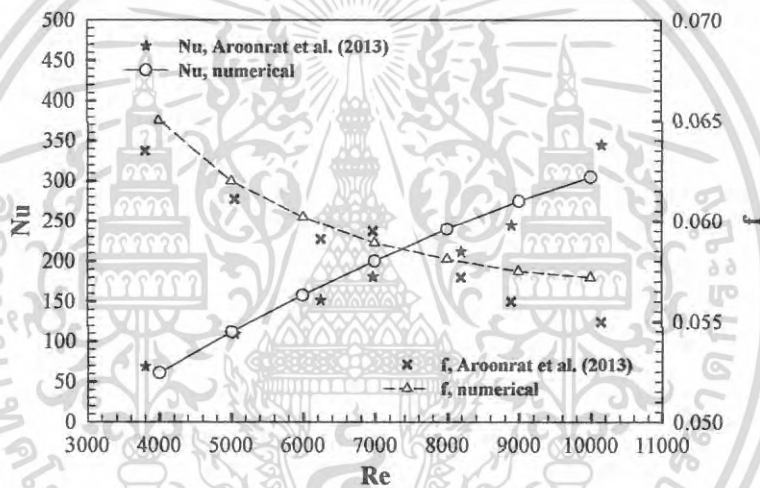
4.3.3 เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง

รูปที่ 4.5 แสดงถึงการเปรียบเทียบผลจากการจำลองเชิงตัวเลขกับผลจากการทดลองโดย Aroonrat และคณะ (2013) โดยทำการเปรียบเทียบที่เงื่อนไขเดียวกัน พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานมีค่าความแตกต่างอยู่ที่ 5.15% และ 2.03% ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียว



รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียว

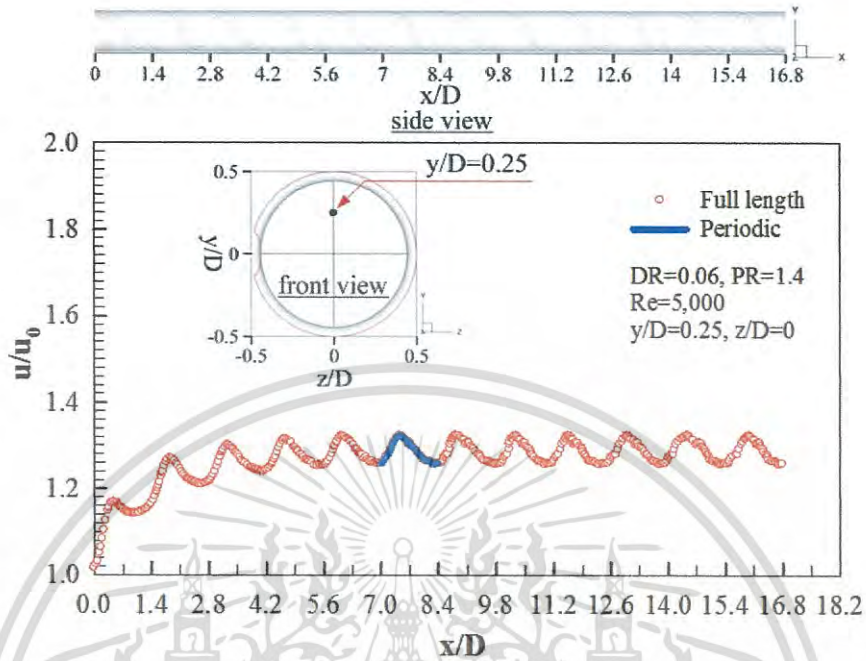
4.3.4 การเข้าสู่การพัฒนาแบบเต็มทีของการไหลและการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.6 แสดงถึงรูปร่างของการกระจายความเร็ว u/u_0 ที่ค่า $y/D=0.25$ และ $z/D=0$ สำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวแบบท่อยาวที่ค่า $DR=0.06$, $PR=1.4$ ที่ $Re=5000$ พบว่าโดยทั่วไปรูปร่างของการไหลถูกแบ่งออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงการไหลที่กำลังพัฒนาโดยจะเกิดขึ้นที่ช่วงทางเข้า และจะเข้าสู่ช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งจะมีรูปร่างและค่าของความเร็วซ้ำกัน และพบว่าค่าอัตราส่วนความเร็วเข้าสู่ช่วงการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ที่ระยะ $x/D \approx 7$

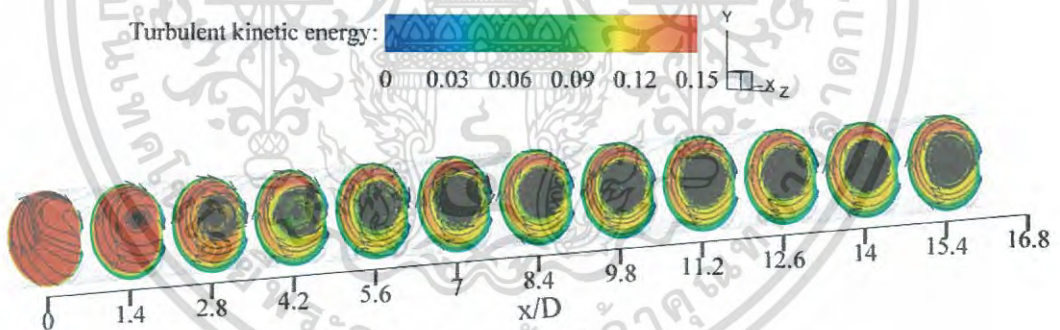
เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล ดังแสดงในรูปที่ 4.7 พบว่าการใช้ท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลซึ่งเกิดจากการเหนี่ยวนำของผนังท่อที่มีพื้นผิวบิดเกลียว และพบว่าในช่วงการไหลที่กำลังพัฒนา โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนจะมีรูปร่างแตกต่างกัน ส่วนช่วงการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลที่พัฒนาเต็มที่จะมีโครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่เหมือนกัน ซึ่งสัมพันธ์กับรูปร่างของการกระจายความเร็วดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลสำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$



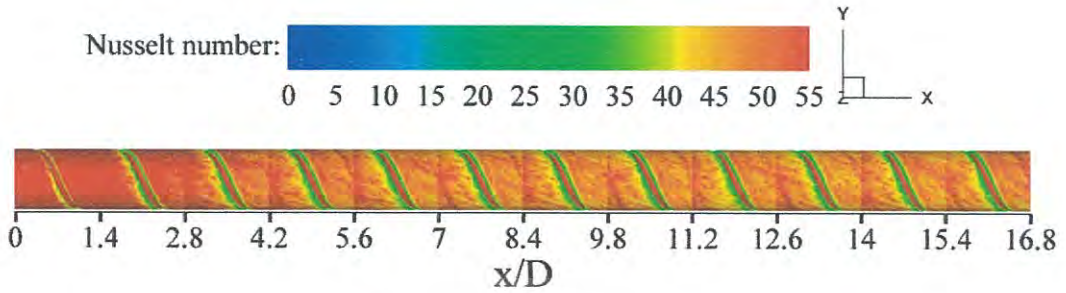
รูปที่ 4.7 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$

รูปที่ 4.8 แสดงการกระจายของเลขนัสเซิลที่ผนังของท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$, $PR=1.4$ ที่ $Re=5000$ พบว่าการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ช่วงคือช่วงที่กำลังพัฒนา ซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณทางเข้า ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูง และช่วงที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งสังเกตได้จากการซ้ำกันของการกระจายของเลขนัสเซิลที่ผนัง

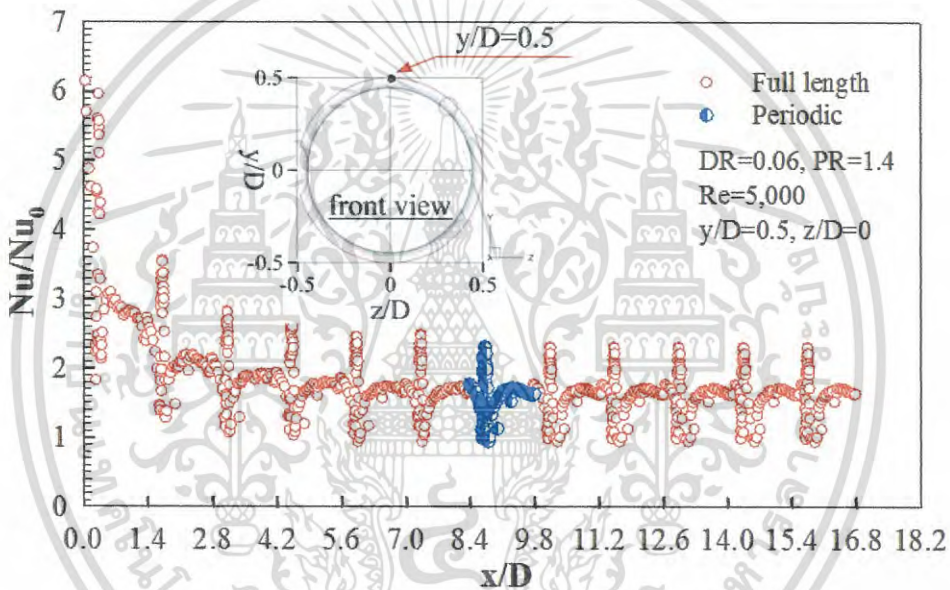
เมื่อพิจารณารูปร่างของการซ้ำกันของการถ่ายเทความร้อน ซึ่งได้นำเสนอในเทอมของค่า Nu ตามแนวแกนการไหลดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.9 พบว่าในช่วงที่กำลังพัฒนาค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อความยาวท่อเพิ่มขึ้น จนเข้าสู่ช่วงที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งจะมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การถ่ายเทความร้อนข้างกัน และพบว่าในกรณี $DR=0.06$, $PR=1.4$ ที่ $Re=5000$ จะเข้าสู่รูปแบบการข้างกันในช่วงพัฒนาเต็มที่ของการถ่ายเทความร้อนที่โมดูลที่ 7 ($x/D \approx 8.4-9.8$)



รูปที่ 4.8 การกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ค่า $Re=5,000$



รูปที่ 4.9 รูปร่างการกระจายเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับ สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5,000$

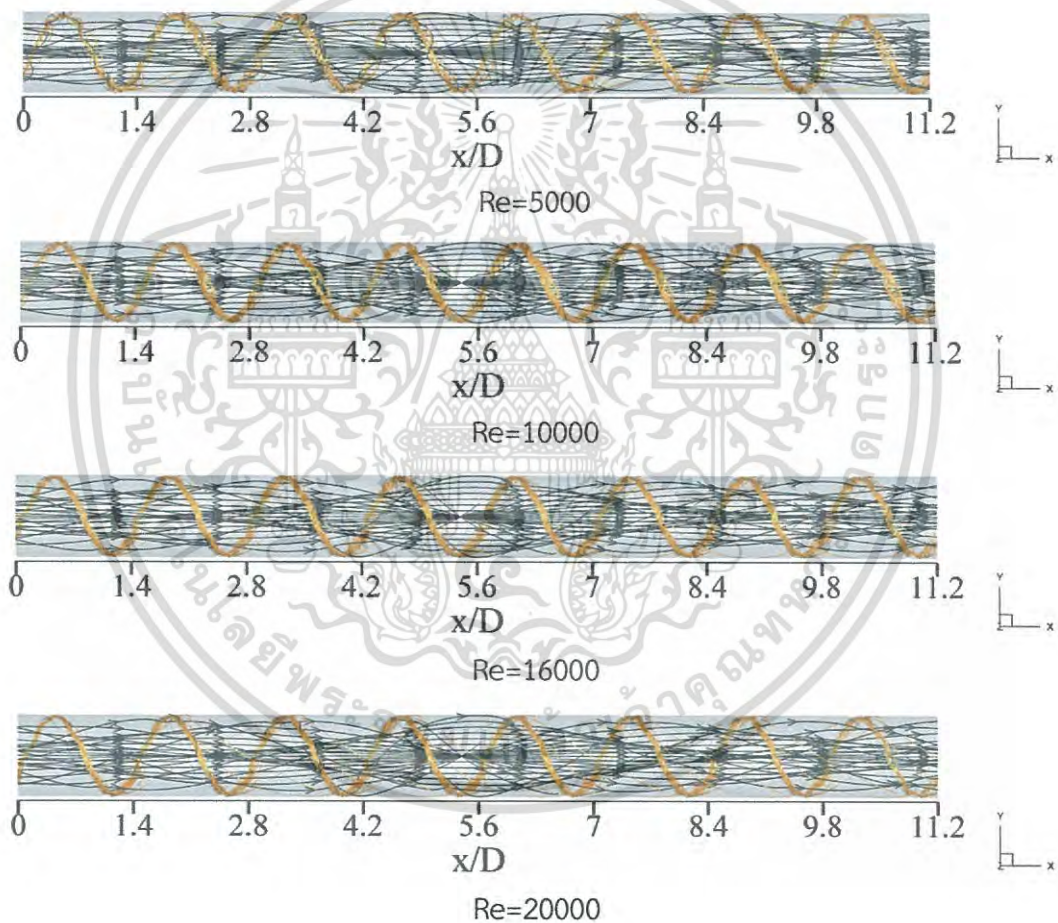
4.3.5 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์

ในส่วนของอิทธิพลของ Re ได้นำเสนอกรณีท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ ที่ $PR=1.4$ โดยนำเสนอที่ค่า $Re=5000$, 10000 , 16000 และ 20000 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.10-4.15 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของ Re จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อทรงครึ่งวงกลมบิดเกลียว ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่า Re ต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.5.1 เส้นกระแสการไหล

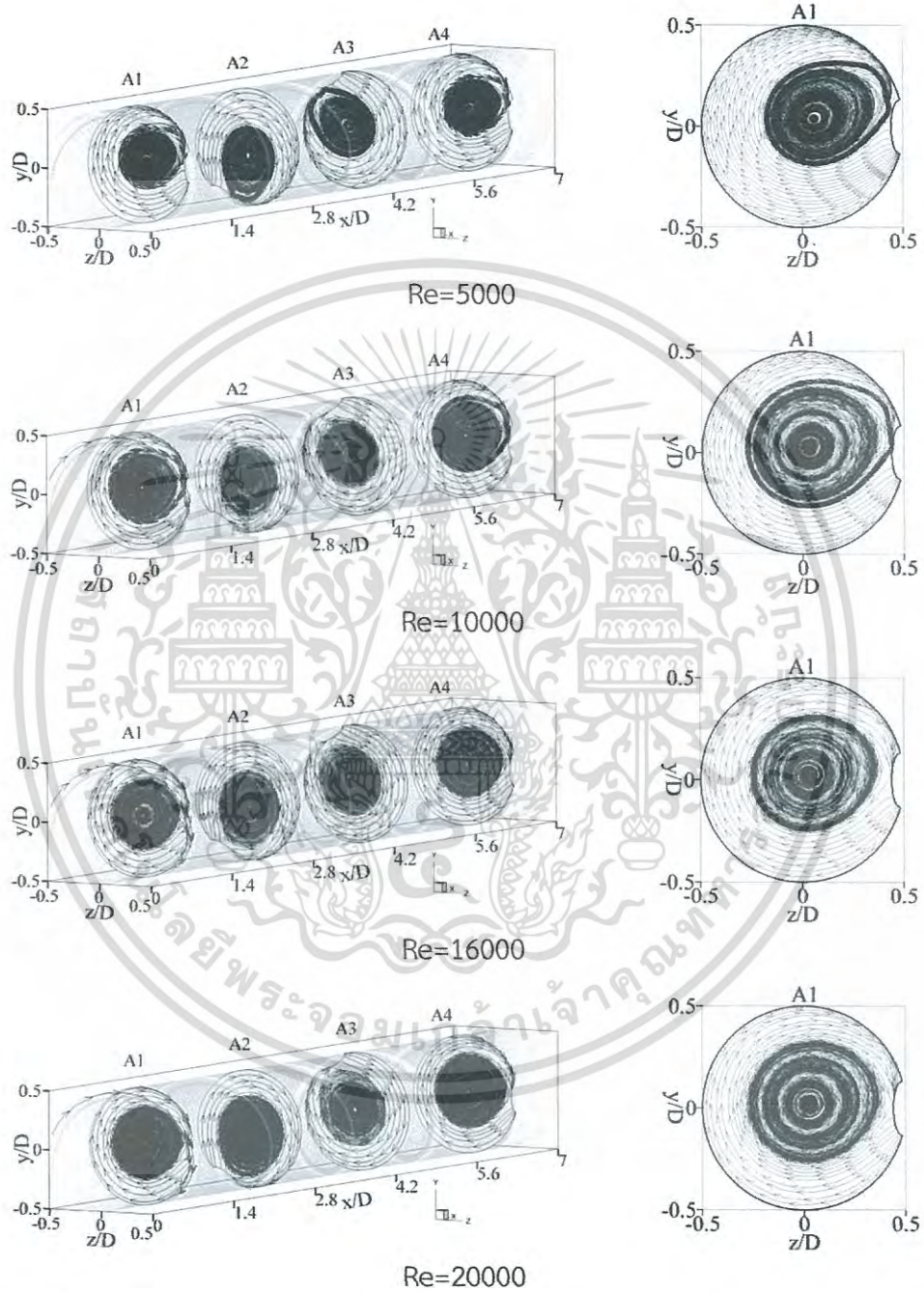
รูปที่ 4.10 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ จากรูปพบว่าโดยทั่วไปการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวก่อให้เกิดการไหล 2 แบบ คือกระแสการไหลหมุนควงรอง (secondary swirl flow) จำนวน 1 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีส้ม) ซึ่งพบบริเวณใกล้ผนังท่อ/บริเวณด้านหลังร่อง และกระแสการไหลหมุนควงหลัก (main swirl flow) จำนวน 1 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีดำ) ซึ่งปรากฏบริเวณกลางท่อ โดยกระแสการไหลหมุนควงรองจะไหลไปตามบริเวณด้านหลังของร่องครึ่งวงกลม การเกิดกระแสการไหลหมุนควงรองในท่อวงรีบิดส่งผลให้เกิดการรบกวนของชั้นขอบเขต อีกทั้งยังส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำอุณหภูมิบริเวณกลางท่อไปสู่บริเวณใกล้ผนังท่อ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น และพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นทำให้ระยะพิชิตการบิดของกระแสการไหลหมุนควงหลักลดลง แต่กระแสการไหลหมุนควงรองพบว่ามีขนาดใกล้เคียงกัน



รูปที่ 4.10 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลดังแสดงในรูปที่ 4.11 สำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ พบว่าการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวส่งผลให้กระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขบวนการไหล และมีทิศทางการหมุนไปตามทิศทางการบิดของร่อง โดยโครงสร้างการไหลจะมีลักษณะที่ต่างกันขึ้นอยู่กับค่า Re แต่อย่างไรก็ตาม การเกิดกระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขบวนการไหลที่ค่า Re ต่างๆ ไม่สามารถบ่งบอกได้ถึงการนำไปสู่การเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของการถ่ายเทความร้อน เพียงแต่บ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลเท่านั้น

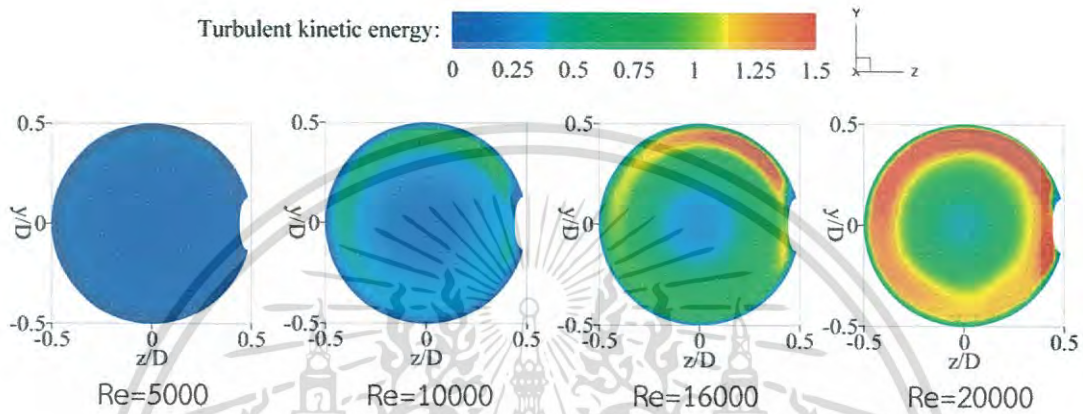


รูปที่ 4.11 โครงสร้างการไหลในระนาบขบวนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ

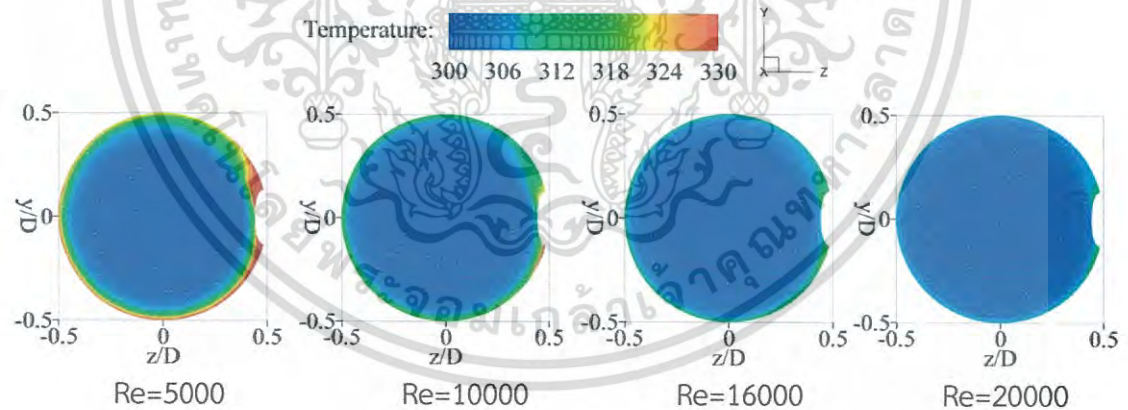
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.5.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 4.12 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อทรงเครื่องวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ พบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากขึ้น (คอนทัวร์สีแดงมากขึ้น) และพบว่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนจะมีค่ามากที่สุดที่บริเวณใกล้ผนัง/บริเวณที่มีกระแสการไหลแบบหมุนควงรอบ ในกรณี $Re=20,000$ พบว่ามีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด เนื่องจากเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ของไหลมีความเร็วเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 4.12 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อทรงเครื่องวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ



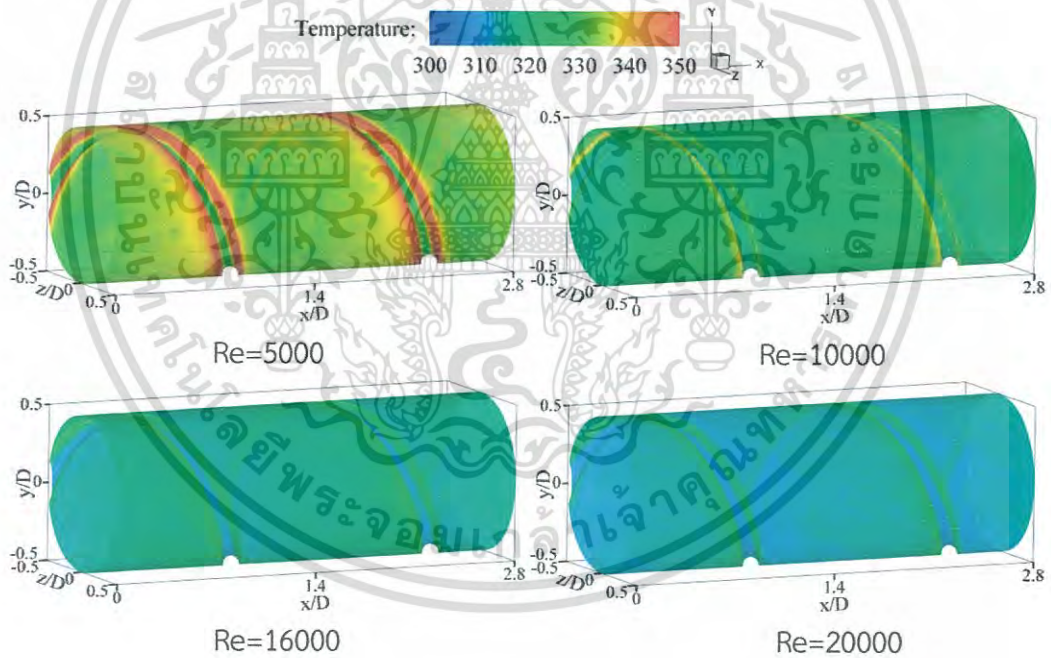
รูปที่ 4.13 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อทรงเครื่องวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ

4.3.5.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.13 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อทรงเครื่องวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงของไหลอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงของไหลอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อ Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ชั้นของไหลร้อนมีความหนาลดลงที่บริเวณใกล้กับผนังท่อ โดยเฉพาะในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี $Re=20,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนที่มีความบางที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนที่มีความหนาหนาที่สุด และพบว่าพื้นที่ที่ปรากฏของไหลที่มีอุณหภูมิสูงส่วนใหญ่จะพบที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่องเท่านั้น ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้ โดยชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบดล้อมการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหล ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อบริเวณนั้นแย่ง

เมื่อพิจารณาการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ดังแสดงในรูปที่ 4.14 โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงผนังอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงผนังอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผนังท่อลดลง เนื่องมาจากชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลงจึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อเพิ่มขึ้น ในกรณี $Re=5,000$ พบว่าอุณหภูมิของผนังท่อสูงกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณี $Re=20,000$ ปรากฏอุณหภูมิของผนังท่อต่ำที่สุด แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิสูงมากกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้

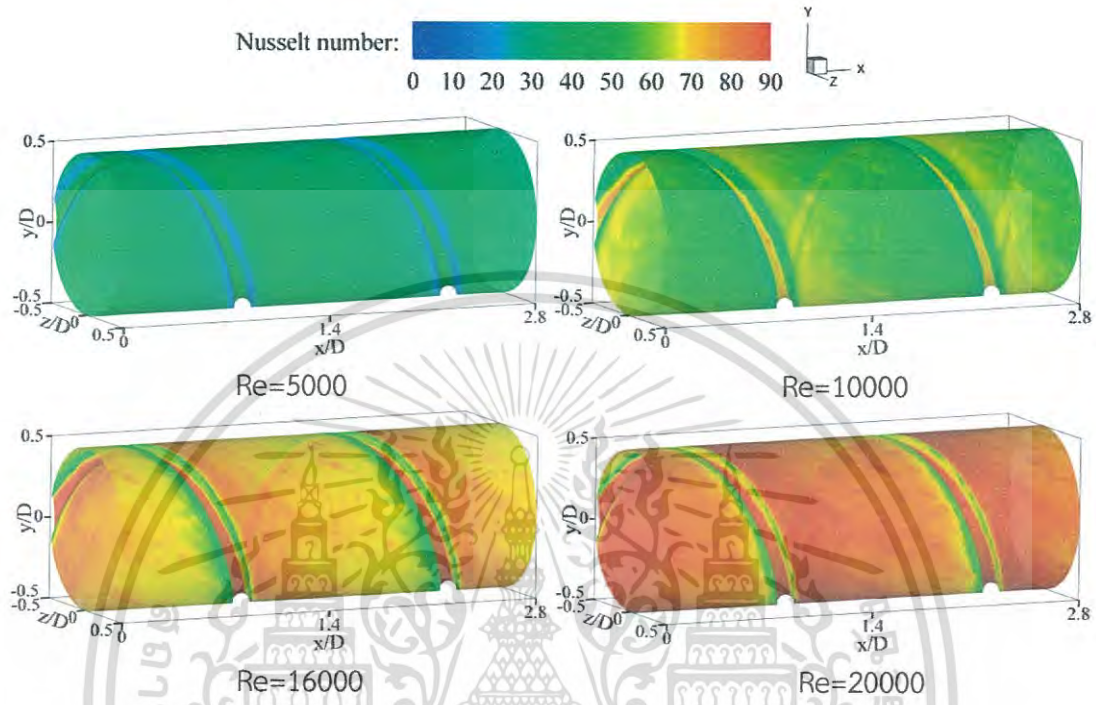


รูปที่ 4.14 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ

รูปที่ 4.15 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซิลท์หรือการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่ำ ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูง จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในกรณี $Re=20,000$ พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้



รูปที่ 4.15 การกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.06$ และ $PR=1.4$ ที่ Re ต่างๆ

4.3.6 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก

ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกได้นำเสนอกรณีท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.16-4.21 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนความลึก จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมกรการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมกรการไหลในท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมกรการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่าอัตราส่วนความลึกต่าง ๆ

4.3.6.1 เส้นกระแสการไหล

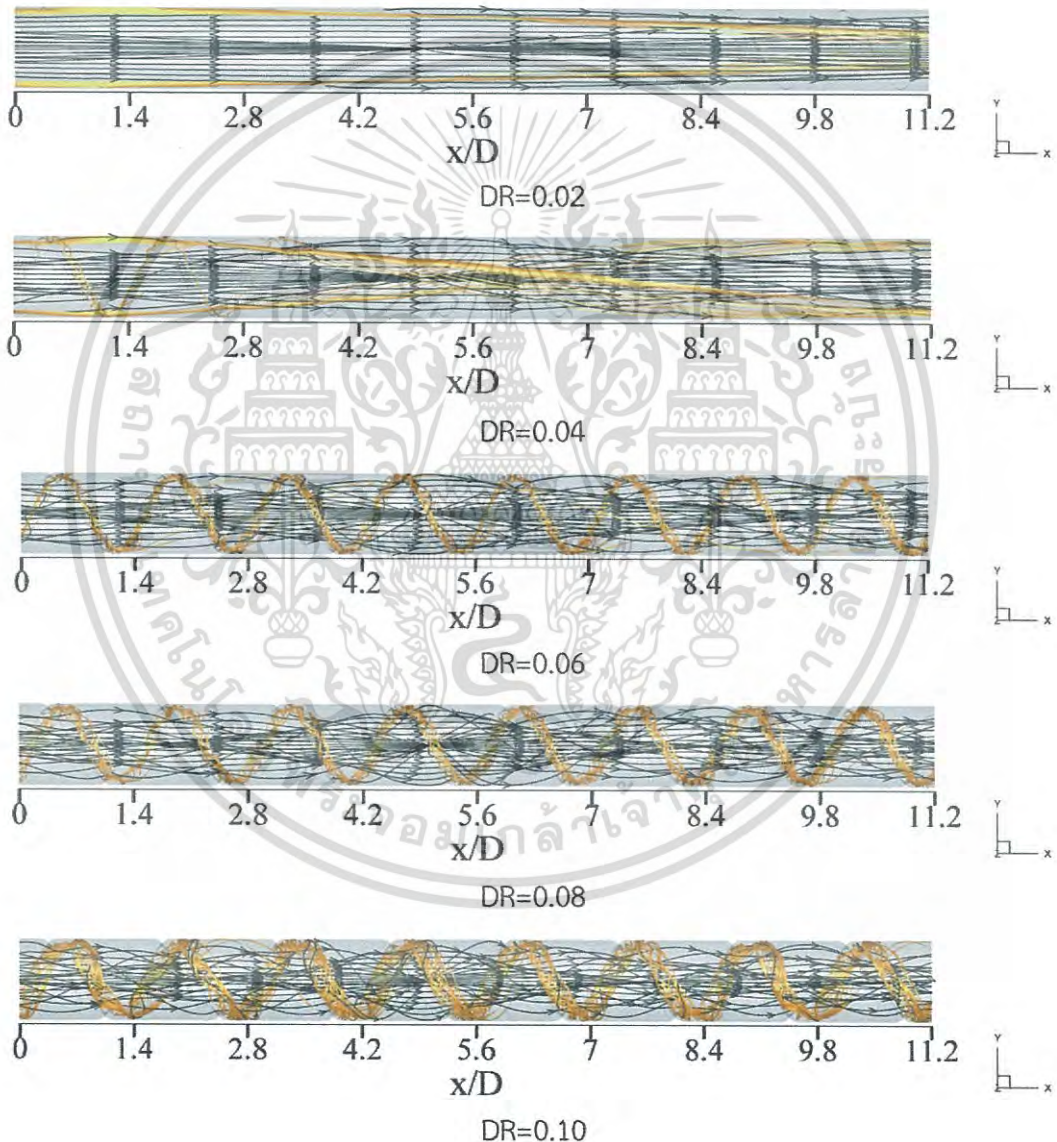
รูปที่ 4.16 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ที่ $PR=1.4$ และ $Re=5,000$ พบว่าที่ค่า $DR=0.02$ ไม่ปรากฏกระแสการไหลหมุนควงรอบ แต่จะเริ่มปรากฏตั้งแต่ $DR=0.04$ ขึ้นไป โดยที่กรณี $DR=0.04$ พบว่ามีกระแสการไหลหมุนควงรอบปรากฏเพียงบางส่วนเท่านั้น เมื่อค่า $DR>0.04$

เอกสารนี้เป็นเอกสารทสวชนวสสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เข้าเว็บไซต์ระบบงานด้านการศึกษา

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

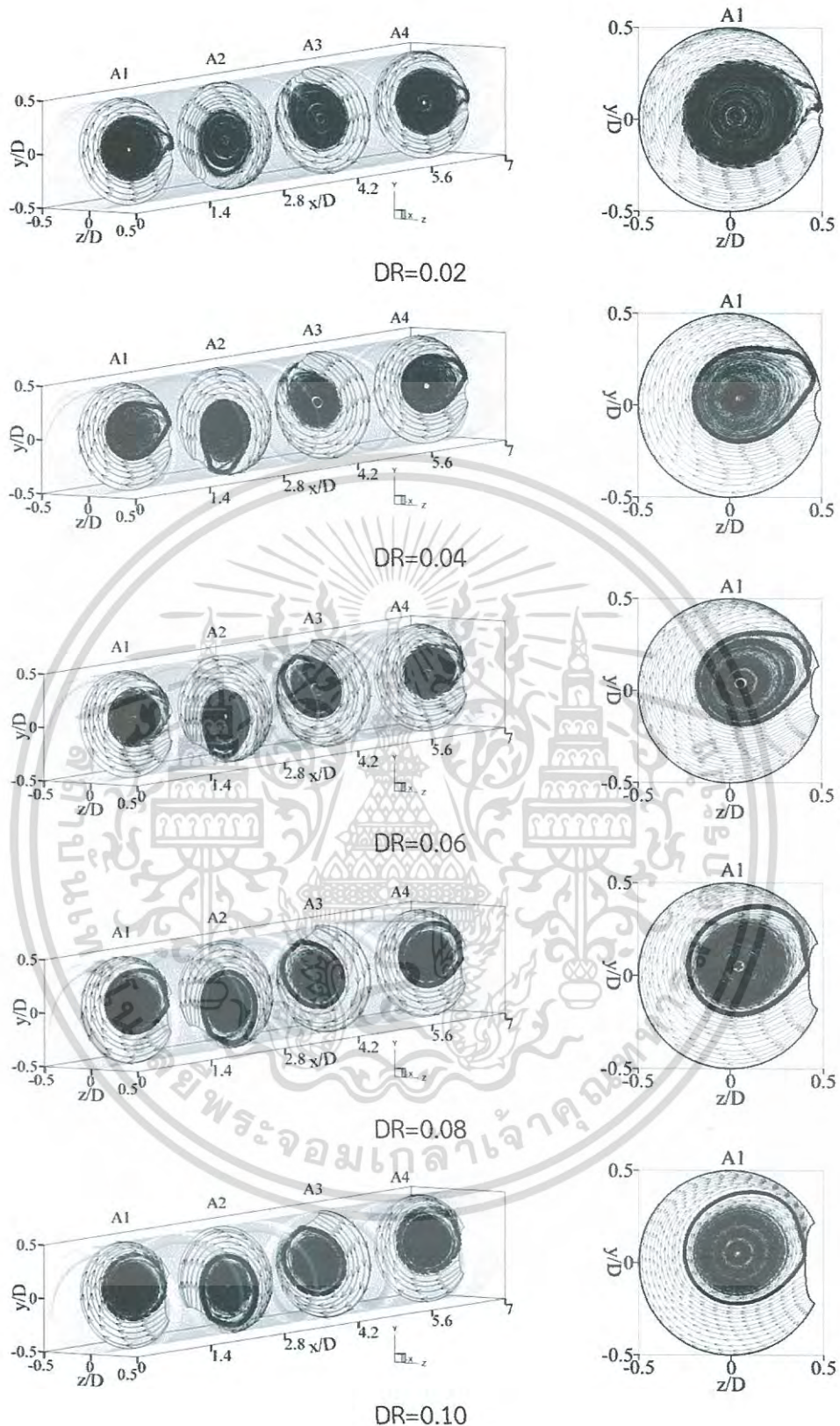
พบว่ากระแสการไหลหมุนควงรอกถูกเหนี่ยวนำได้ดีขึ้น และมีขนาดใหญ่ขึ้น และพบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงหลักมีระยะพิชต์ของการบิดลดลง

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08 และ 0.10 ที่ PR=1.4 และ Re=5,000 ดังแสดงในรูปที่ 4.17 พบว่าการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวส่งผลให้กระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหล และมีทิศทางการหมุนไปตามทิศทางการบิดของร่อง โดยโครงสร้างการไหลจะมีลักษณะที่ต่างกันขึ้นอยู่กับค่า DR แต่อย่างไรก็ตาม การเกิดกระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลที่ค่า DR ต่างๆ ไม่สามารถบ่งบอกได้ถึงการนำไปสู่การเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของการถ่ายเทความร้อน เพียงแต่บ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลเท่านั้น



รูปที่ 4.16 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า PR=1.4 และ Re=5000 ที่ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.17 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ

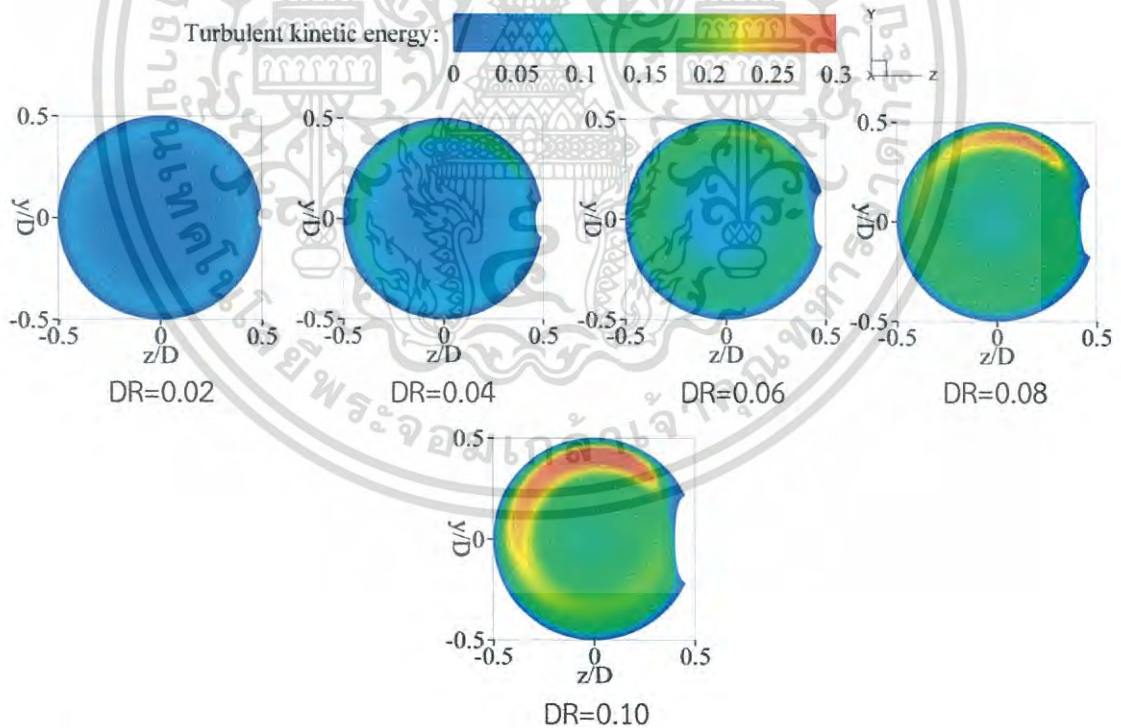
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.6.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 4.18 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ที่ $PR=1.4$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้พลังงานจลน์ปั่นป่วนเพิ่มขึ้นโดยเฉพาะบริเวณใกล้กับผนัง และปรากฏพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่มากที่สุด 1 ตำแหน่ง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่กระแสการไหลหมุนควงรอบไหลผ่าน และพบว่าที่กรณี $DR=0.10$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $DR=0.02$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด

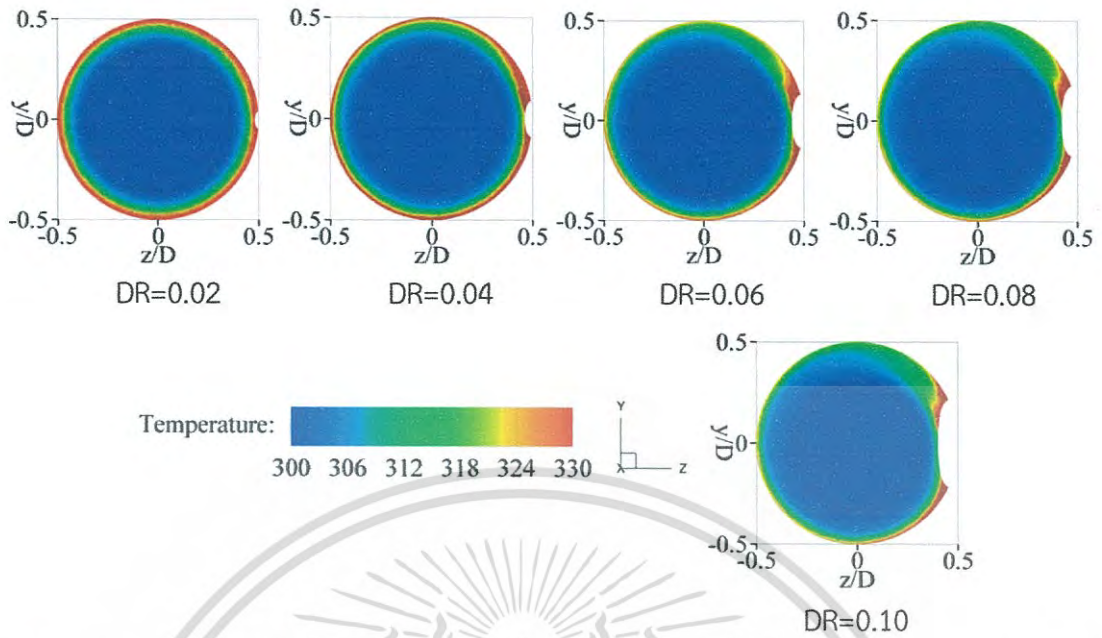
4.3.6.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.19 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ที่ $PR=1.4$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ชั้นของไหลร้อน (คอนทัวร์สีแดง) จะมีความหนาลดลง แต่เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.08 ถึง 0.10 พบว่า ชั้นของไหลร้อน (คอนทัวร์สีแดง) จะมีความหนาใกล้เคียงกัน และพบว่าชั้นของไหลร้อน (คอนทัวร์สีแดง) ส่วนใหญ่จะปรากฏที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่องเท่านั้น ซึ่งเป็นบริเวณที่กระแสการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้ โดยชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหล ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อบริเวณนั้นลดลง

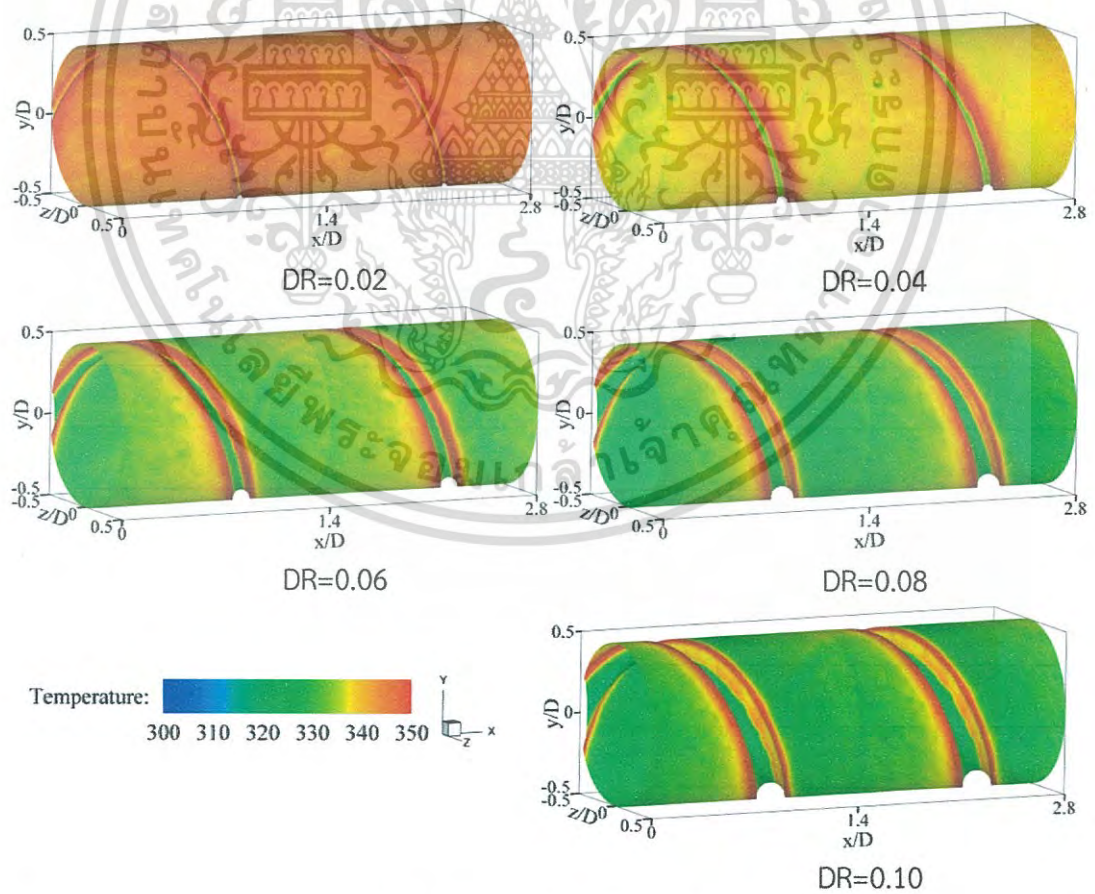


รูปที่ 4.18 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



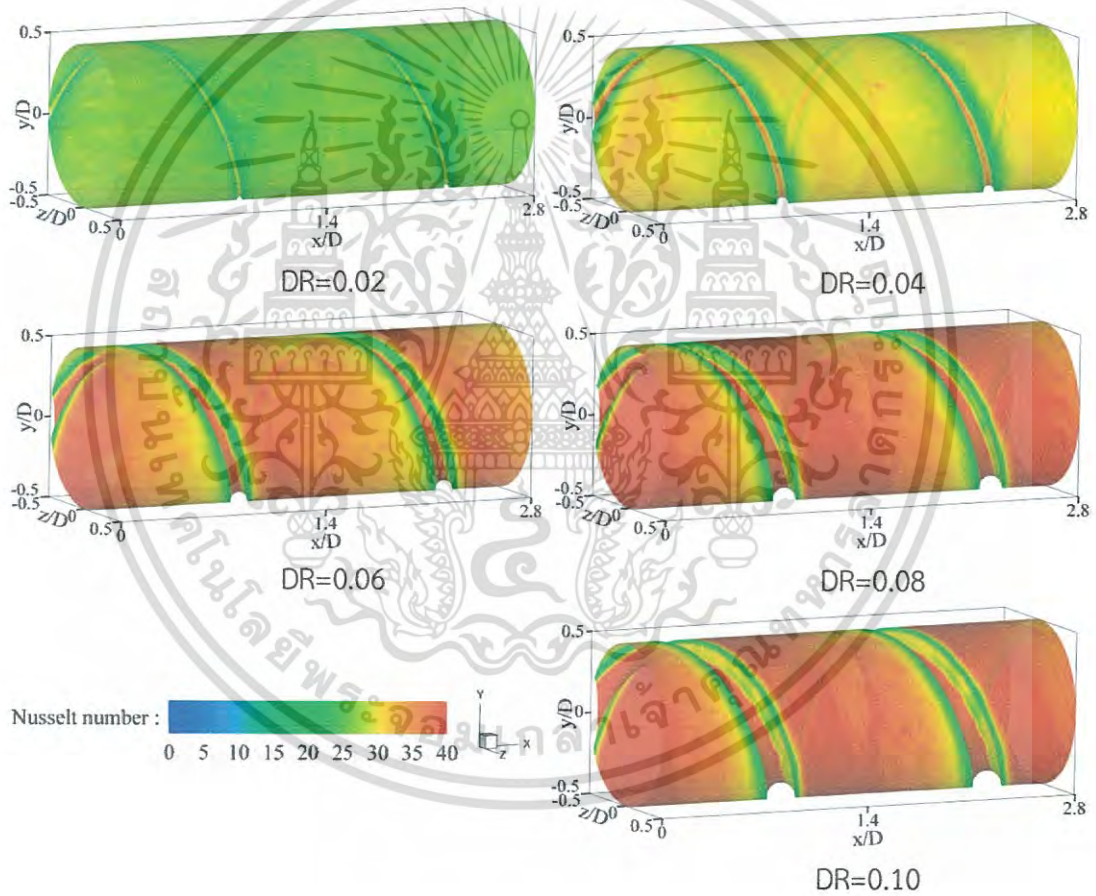
รูปที่ 4.19 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ



รูปที่ 4.20 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.20 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมปิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ที่ $PR=1.4$ และ $Re=5,000$ พบว่าในกรณี $DR=0.02$ ผนังท่อยังคงมีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อน (คอนทัวร์สีแดง) มากกว่ากรณีอื่นๆ แสดงถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อเกิดขึ้นได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เมื่อค่า $DR>0.02$ พบว่าพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนได้ลดลง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีเขียวเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของไหลถูกเหนี่ยวมาได้มากขึ้น พื้นที่การกระแทกกระหว่างของไหลและผนังจึงมีมากขึ้น และพบว่าที่กรณี $DR=0.08$ และ 0.10 ปรากฏการกระจายอุณหภูมิที่ผนังท่อที่มีลักษณะที่ใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อทรงครึ่งวงกลมปิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิสูงมากกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้



รูปที่ 4.21 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมปิดเกลียวที่ค่า $PR=1.4$ และ $Re=5000$ ที่ DR ต่างๆ

รูปที่ 4.21 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อทรงครึ่งวงกลมปิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08$ และ 0.10 ที่ $PR=1.4$ และ $Re=5,000$ จากรูปพบว่าในกรณี เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อเพิ่มขึ้น (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีแดงเพิ่มขึ้น) ในกรณี $DR=0.02$ พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังต่ำที่สุด (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีน้ำเงินเพิ่มขึ้น) อย่างไรก็ตาม การเพิ่มค่า DR จะส่งผลให้พื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิสูงเพิ่มขึ้น ซึ่งอาจทำให้เกิดการสะสมของคราบสกปรกหรือตะกอนที่บริเวณดังกล่าวได้ นอกจากนี้ การเพิ่มค่า DR ยังส่งผลให้ต้นทุนการดำเนินงานเพิ่มขึ้น เนื่องจากต้องใช้วัสดุในการผลิตท่อมากขึ้น และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวรีซีซีเยวมากกว่ากรณีอื่นๆ) และพบว่าและพบว่าที่กรณี $DR=0.08$ และ 0.10 ปรากฏการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อที่มีลักษณะที่ใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนตัวรีซีซีเยวมากกว่าบริเวณอื่นๆ) ซึ่งเป็นบริเวณที่กระแสการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้

4.3.7 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์

ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ได้นำเสนอกรณีท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $DR=0.08$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.22-4.27 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนตัวรีซีซีเยวหรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่าง ๆ

4.3.7.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 4.22 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ขนาดของกระแสการไหลหมุนควงยังคงมีขนาดที่ใกล้เคียงกัน และพบว่าระยะพิตช์ของกระแสการไหลหมุนควงจะขึ้นอยู่กับระยะพิตช์ของร่อง โดยเมื่อระยะพิตช์ของร่องเพิ่มขึ้นทำให้ระยะพิตช์การบิดของกระแสการไหลหมุนควงมีความยาวเพิ่มขึ้น เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงจะปรากฏที่บริเวณด้านหลังของร่อง

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5,000$ ดังแสดงในรูปที่ 4.23 พบว่าการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวส่งผลให้กระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหล และมีทิศทางการหมุนไปตามทิศทางการบิดของร่อง โดยโครงสร้างการไหลจะมีลักษณะที่ต่างกันขึ้นอยู่กับค่า PR แต่อย่างไรก็ตาม การเกิดกระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลที่ค่า PR ต่างๆ ไม่สามารถบ่งบอกได้ถึงกรณีนำไปสู่การเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของการถ่ายเทความร้อนเพียงแต่บ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลเท่านั้น

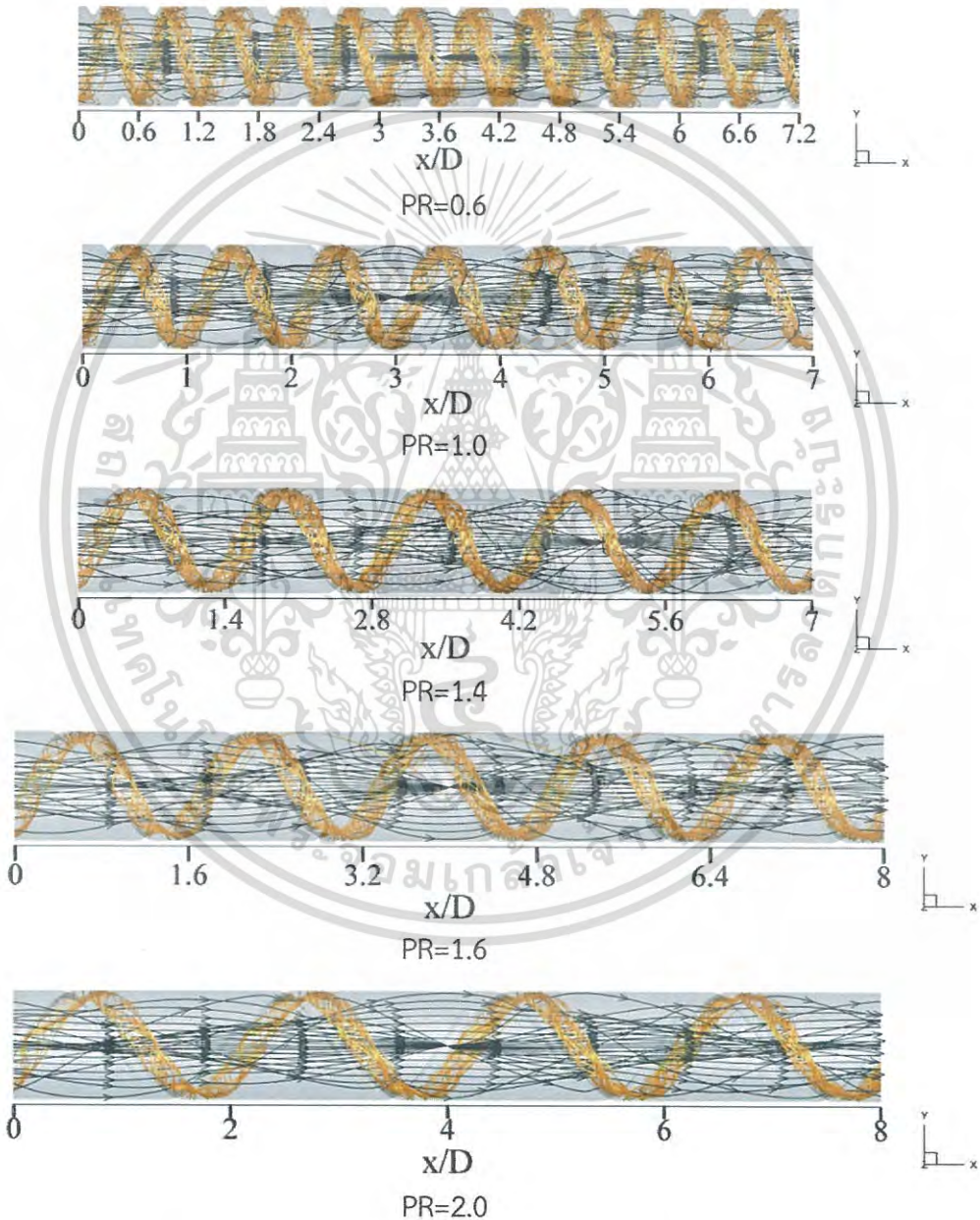
4.3.7.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 4.24 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้พลังงานจลน์ปั่นป่วนลดลง และพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนสูงจะปรากฏเฉพาะบริเวณใกล้กับผนัง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่กระแสการไหลหมุนควงไหลผ่าน และพบว่าที่กรณี $PR=0.6$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $PR=2.0$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

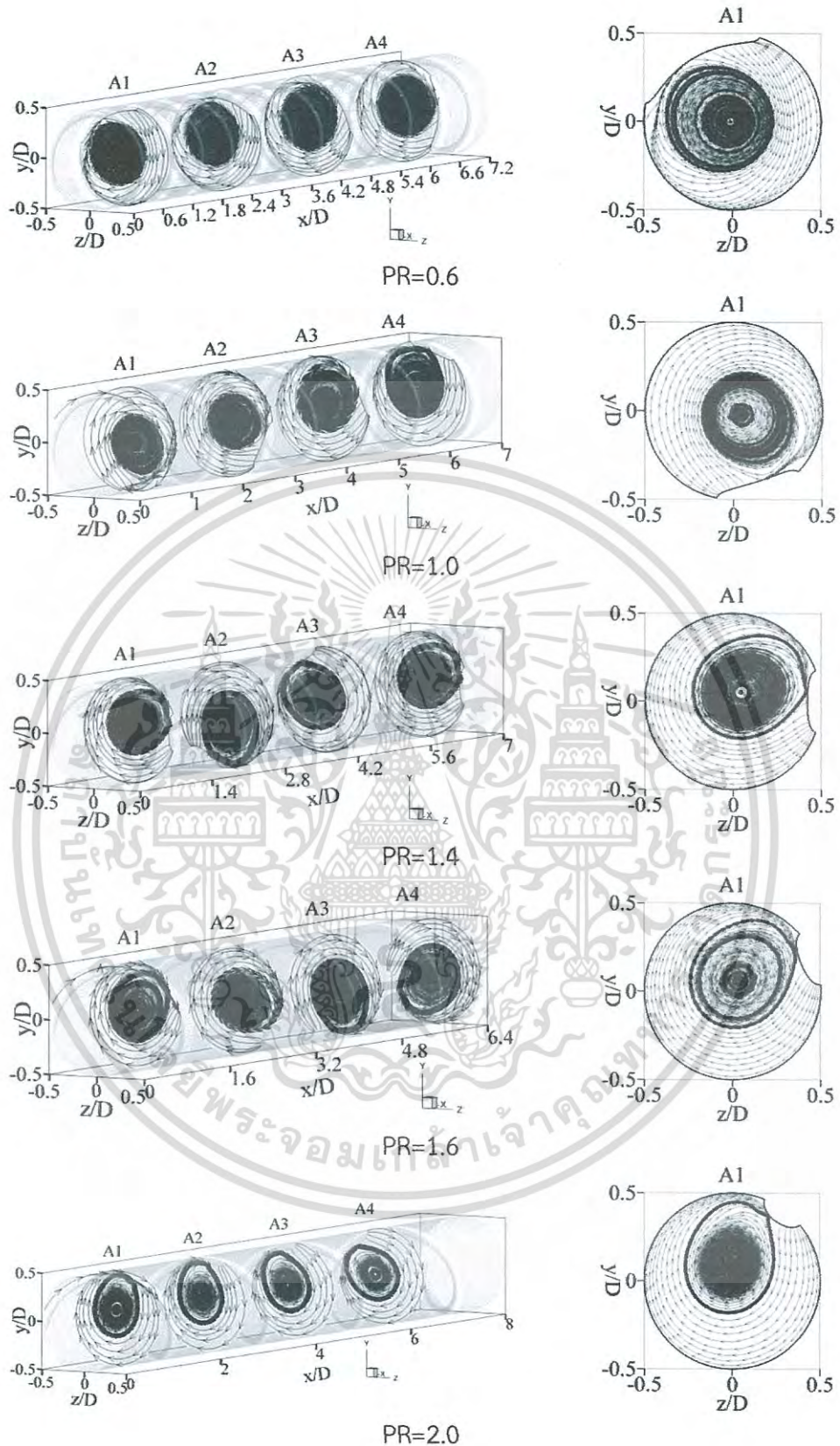
4.3.7.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 4.25 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ชั้นของไหลร้อน (คอนทิวร์สีแดง) ที่บริเวณใกล้ผนังมีความหนามากขึ้น และพบว่าชั้นของไหลร้อน (คอนทิวร์สีแดง) ส่วนใหญ่จะปรากฏที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่องเท่านั้น ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้ โดยชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะบล็อกการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหล ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อบริเวณนั้นแย่งลง



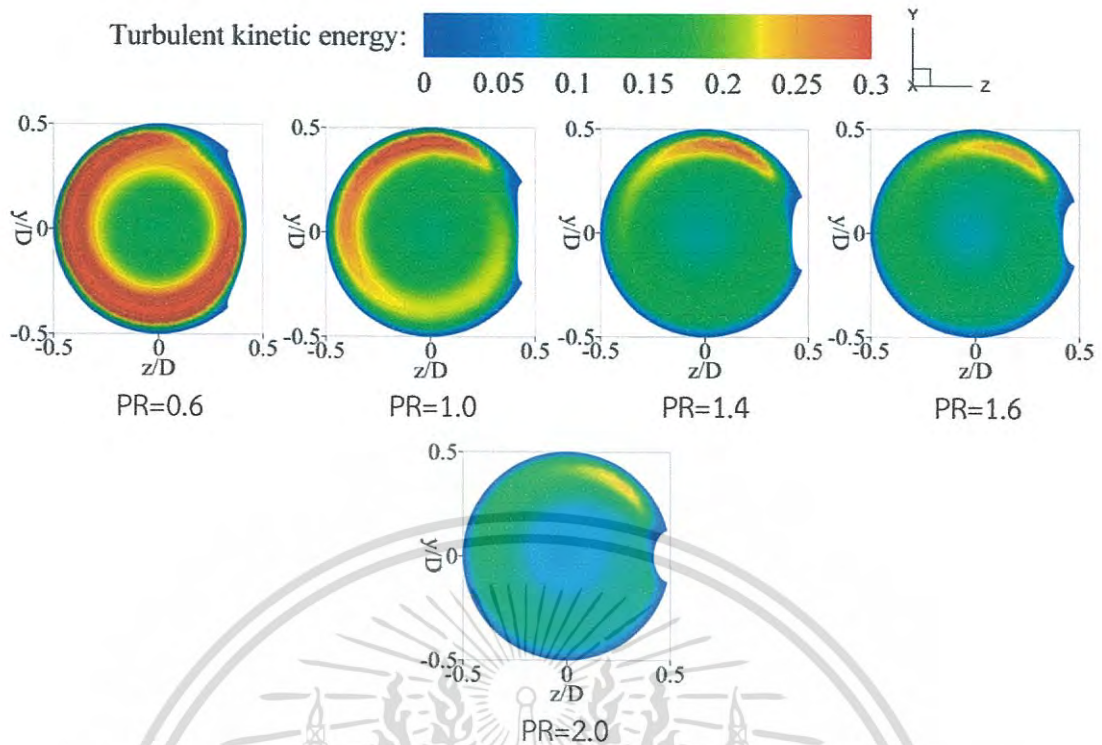
รูปที่ 4.22 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

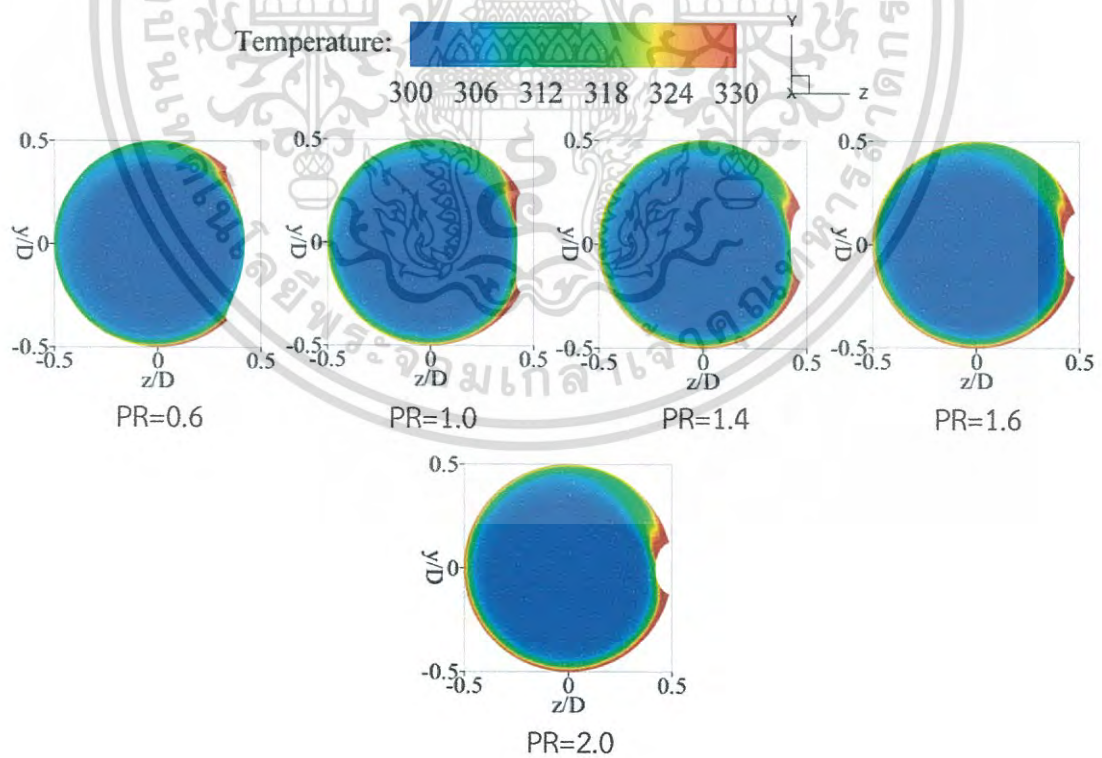


รูปที่ 4.23 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

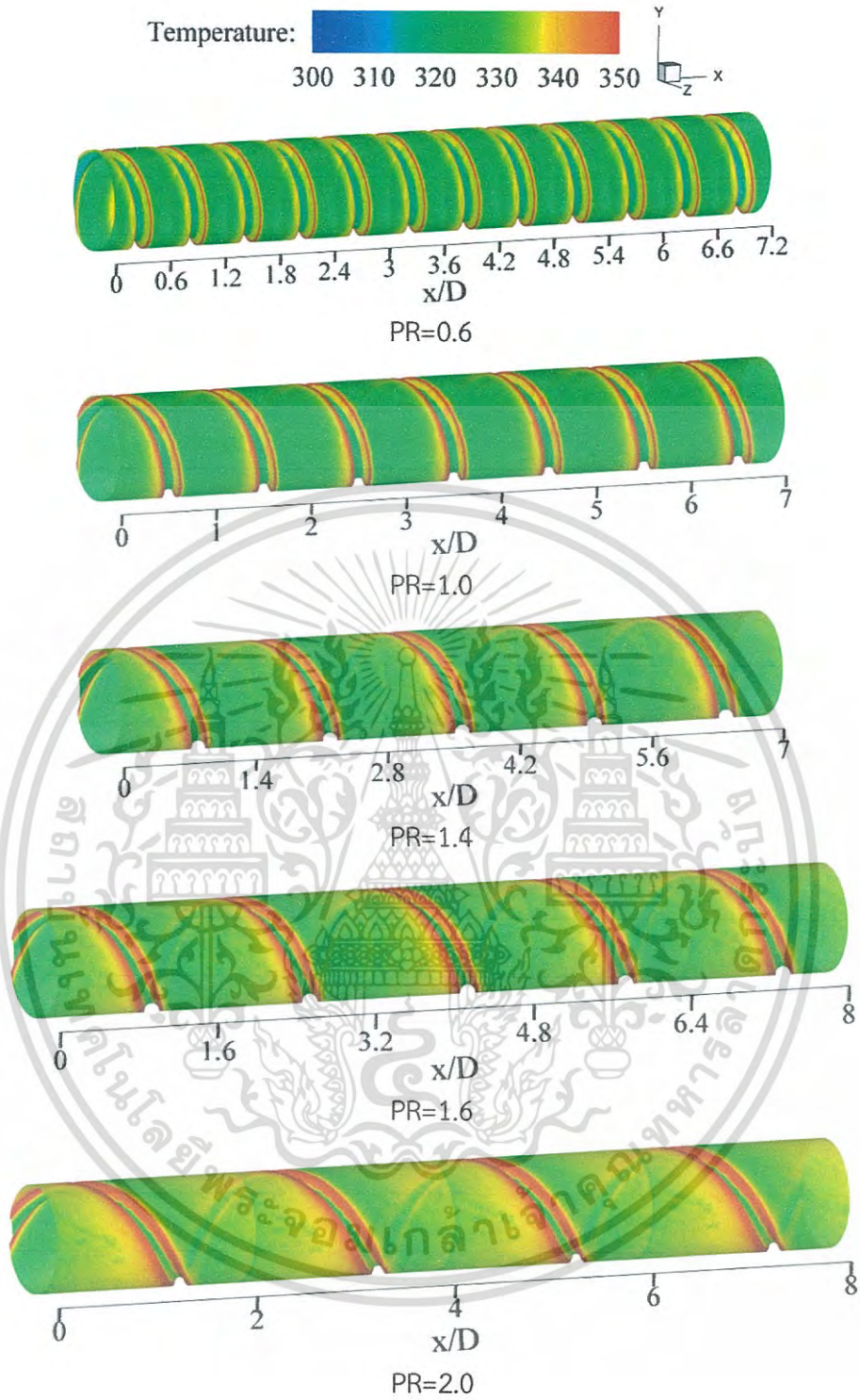


รูปที่ 4.24 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ



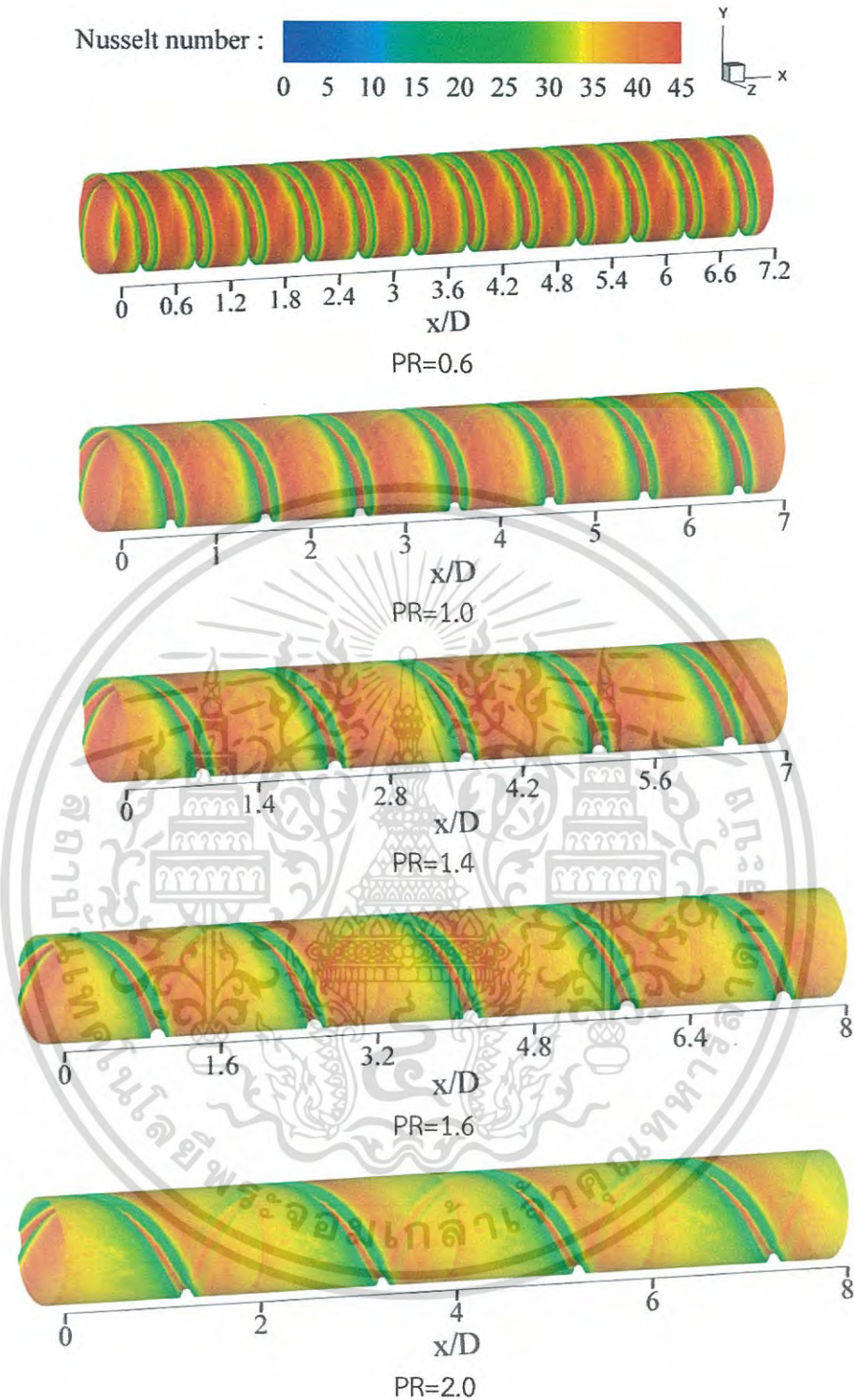
รูปที่ 4.25 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.26 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อทรงรีวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.27 การกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ PR ต่างๆ

รูปที่ 4.26 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ผนังท่อบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงมากขึ้น (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีแดงและสีเหลืองเพิ่มขึ้น) ในกรณีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

PR=2.0 ปรากฏอุณหภูมิที่ผนังท่อสูงกว่ากรณีอื่นๆ (พื้นที่คอนทิวรัลสีแดงและสีเหลืองมากกว่ากรณีอื่นๆ) แสดงถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อเกิดขึ้นได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ในกรณี PR=0.6 ปรากฏอุณหภูมิที่ผนังท่อดำกว่ากรณีอื่นๆ (พื้นที่คอนทิวรัลสีฟ้าและสีเขียวมากกว่ากรณีอื่นๆ) แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิสูงมากกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้

รูปที่ 4.27 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ที่ค่า PR=0.6, 1.0, 1.4, 1.6 และ 2.0 ที่ DR=0.08 และ Re=5,000 จากรูปพบว่าในกรณีเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อลดลง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลสีแดงเพิ่มขึ้น) ในกรณี PR=0.6 พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังสูงที่สุด (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลสีแดงมากกว่ากรณีอื่นๆ) ส่วนกรณี PR=2.0 พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังต่ำที่สุด (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลสีเหลืองมากกว่ากรณีอื่นๆ) แต่อย่างไรก็ตามการใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวยังพบพื้นที่ของผนังท่อที่มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าบริเวณอื่นๆ นั่นคือบริเวณด้านหน้าและด้านหลังของร่อง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลสีเขียวมากกว่าบริเวณอื่นๆ) ซึ่งเป็นบริเวณที่กระการไหลของของไหลไม่สามารถไหลไปปะทะกับผนังได้

4.4 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวในช่วงที่ทำการศึกษได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน f/f_0 อัตราส่วนเลขนัสเซลท์ Nu/Nu_0 และสมรรถนะเชิงความร้อน TEF กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.28-4.31 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF ที่ Re=5000 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.31

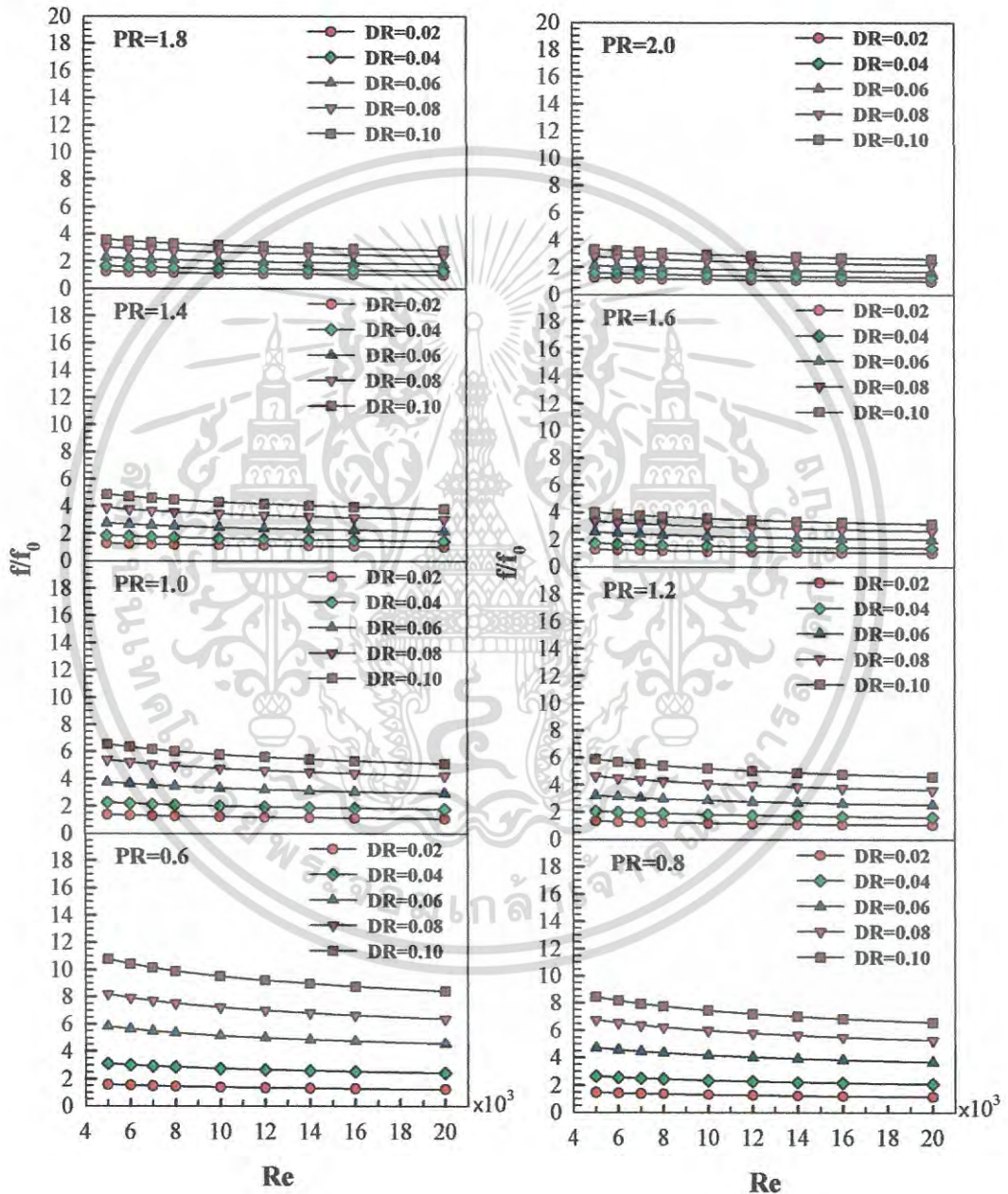
เมื่อพิจารณารูปที่ 4.28 และ 4.31(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น และค่า PR ลดลง การใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวในกรณีศึกษาให้ค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.01 ถึง 10.8 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.10 และ PR=0.6 ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 10.8 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=2.0 ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.01 ที่ Re=20,000

เมื่อพิจารณารูปที่ 4.29 และ 4.31(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้น เมื่อค่า DR และ PR เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาที่ค่า PR ต่างๆ พบว่า เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.02 ถึง 0.06 ค่า Nu/Nu_0 เพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด แต่ในกรณี DR=0.10 พบว่ามีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณี DR=0.06 และ 0.08 เล็กน้อย การใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวในกรณีศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 1.00 ถึง 2.00 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.10 และ PR=0.6 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.00 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=2.0 ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.00 ที่ Re=20,000

เมื่อพิจารณารูปที่ 4.30 และ 4.31(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.10 ที่ค่า DR=0.06 และ PR=1.4 ที่ Re=5,000 (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรของท่อวงรีบิดซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับปานกลางในขณะที่

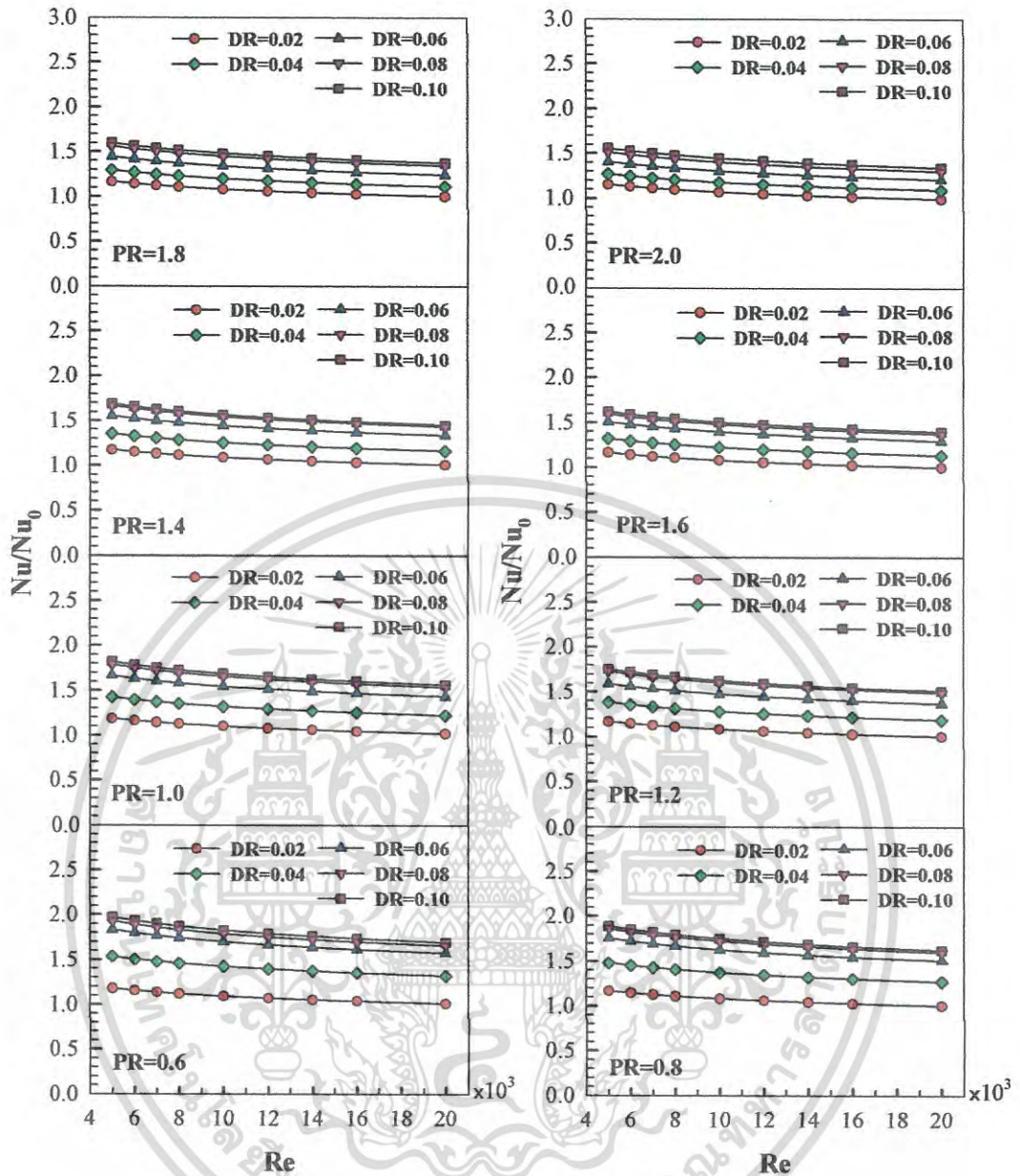
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามสำหรับกรณี DR=0.10 และ PR=0.6 (กรณีที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) ไม่สามารถให้ค่า TEF ที่สูงสุด เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง นอกจากนี้ยังพบว่าสำหรับกรณี DR=0.08 และ 0.10 ทุกๆ ค่า PR จะให้ค่า TEF ลดลง เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของค่า f/f_0 ที่สูง เมื่อเทียบกับการเพิ่มขึ้นของค่า Nu/Nu_0 การใช้ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวในกรณีที่ศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.83 ถึง 1.10 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.10 และ PR=0.6 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.83 ที่ $Re=20,000$



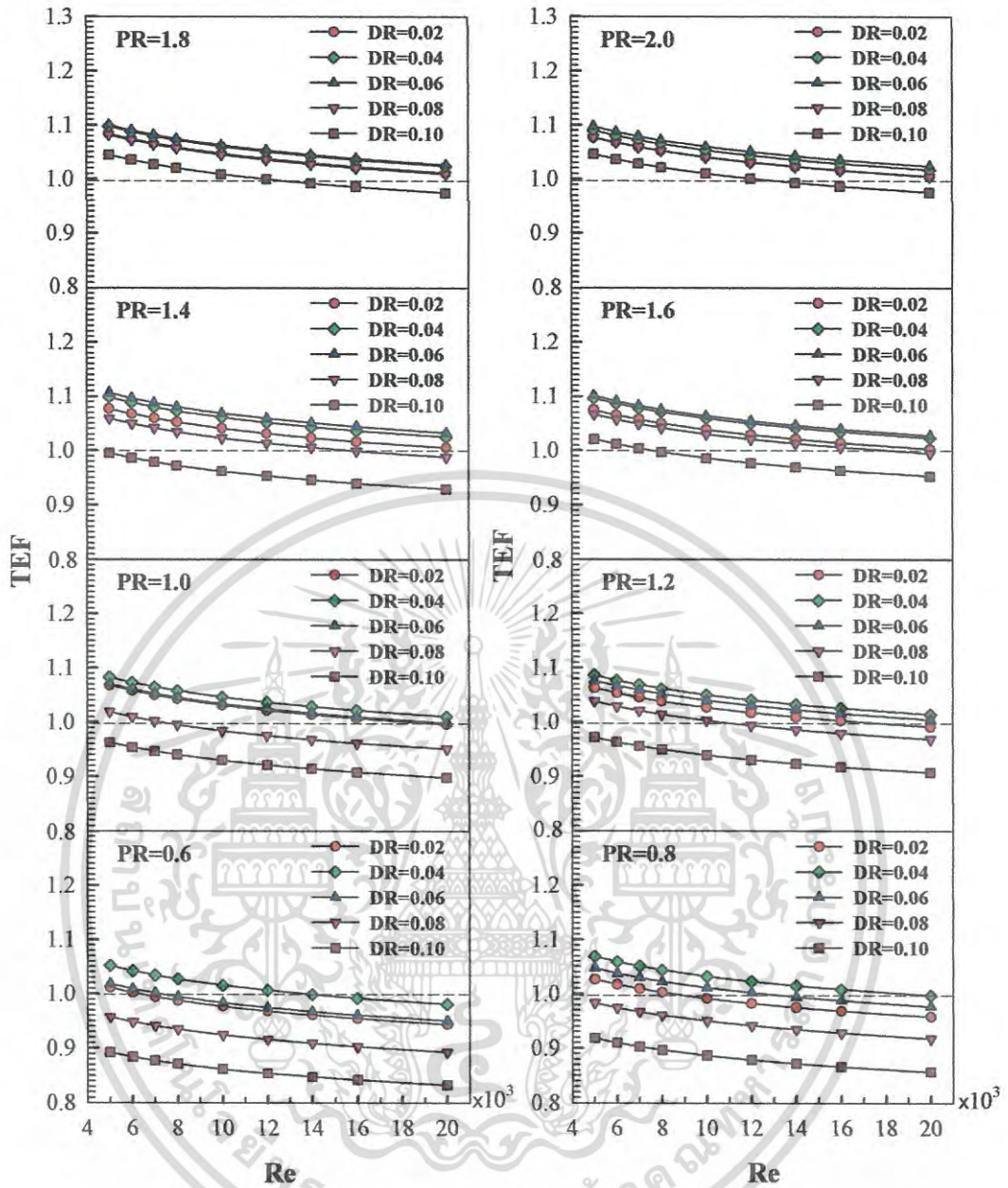
รูปที่ 4.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



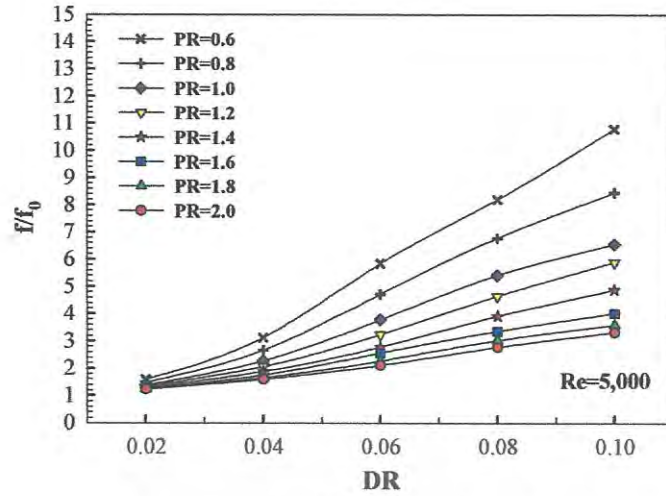
รูปที่ 4.29 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

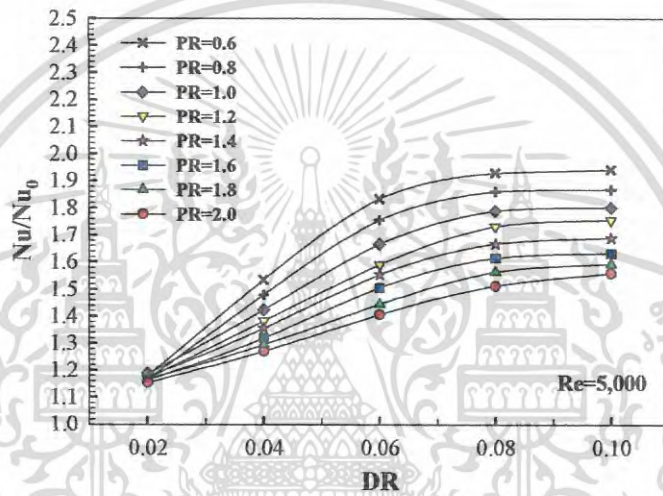


รูปที่ 4.30 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

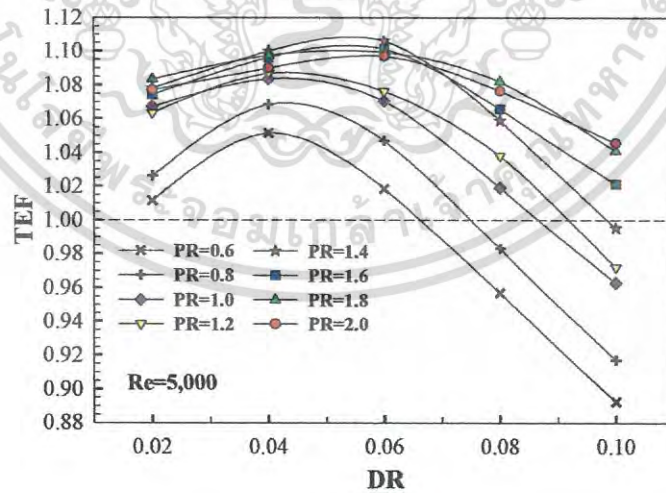
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 4.31 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับ ทอวงรีบิดเกลียว

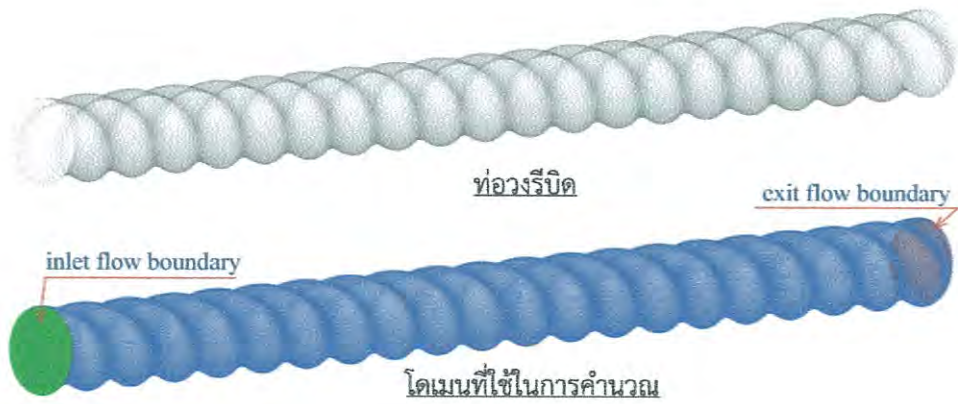
จากผลงานวิจัยที่ได้กล่าวมาในบทที่ 2 จะเห็นได้ว่าการใช้ทอหน้าตัดรูปวงรีบิดเป็นเกลียวสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าการใช้ทอตรงผิวเรียบเช่นเดียวกัน โดยการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและมีบางงานวิจัยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตามตัวแปรของทอที่ใช้ศึกษายังมีจำนวนน้อยเช่นค่าอัตราส่วนความลึกและค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์ อีกทั้งการอธิบายถึงพฤติกรรมการไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในทอยังมีความชัดเจนไม่เพียงพอ ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงผลจากการศึกษาด้วยการวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมสำหรับทอวงรีบิด ซึ่งจะพิจารณาในส่วนของอิทธิพลของเลขเรย์โนลด์, อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก และอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์ โดยแสดงผลจากการศึกษาด้วยรูปภาพซึ่งแสดงพฤติกรรมการไหลที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนเช่น การแสดงเส้นกระแสการไหลในตามแนวแกนการไหล, การแสดงเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล, คอนทัวร์หรือการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน, คอนทัวร์หรือการกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล (อุณหภูมิของของไหล) และผนังทอ, และคอนทัวร์การกระจายเลขนัสเซลล์ที่ผนังทอ อีกทั้งยังแสดงผลจากการศึกษาด้วยกราฟ เช่น ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์กับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ และความสัมพันธ์ของค่าอัตราส่วนความลึกและอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน, ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซลล์ และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งการแสดงผลในลักษณะดังกล่าวจะช่วยให้สามารถอธิบายถึงผลที่เกิดจากการไหลภายในทอวงรีบิด

5.1 แบบจำลองทางกายภาพสำหรับทอวงรีบิด

แบบจำลองทางกายภาพสำหรับทอวงรีบิดแบบท่อยาวและแบบ periodic แสดงไว้ในรูปที่ 5.1 และ 5.2 ตามลำดับ โดยทอวงรีบิดที่ทำการศึกษามีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์ (PR หรือ p/D) เท่ากับ 0.6, 0.8, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.0 มีค่าอัตราส่วนความลึก (DR หรือ e/D) เท่ากับ 0.03, 0.04, 0.05, 0.06, 0.07, 0.10, 0.15, 0.20 มีค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของทอกลม (D) มีค่าเท่ากับ 0.05 เมตร และมีเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,000-20,000

สำหรับชั้นขีดผิวของของไหลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมีอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและอุณหภูมิค่อนข้างมาก และเพื่อแก้ปัญหาการไหลในชั้นขีดผิวจำเป็นต้องกำหนดให้อิทธิพลมีความหนาแน่นมากกว่าบริเวณอื่น ดังนั้นลักษณะของกริดที่ใช้สำหรับแบบจำลองจะประกอบไปด้วยกริดสี่เหลี่ยมและกริดสามเหลี่ยม โดยกริดสี่เหลี่ยมมีความหนาแน่นที่บริเวณใกล้ผนังส่วนกริดสามเหลี่ยมจะอยู่บริเวณกลางทอ และมีค่า $y^+ \approx 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อวงรีบิดแบบท่อยาว



รูปที่ 5.2 รูปแบบทางกายภาพและโดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อวงรีบิดแบบ periodic

5.2 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล

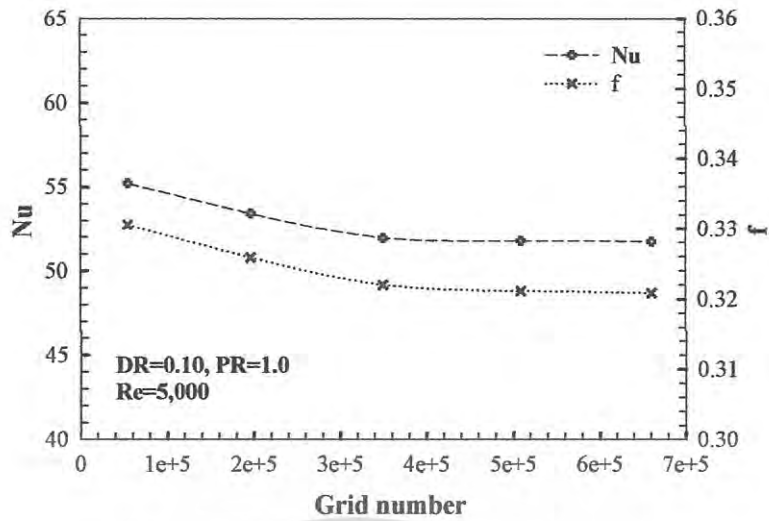
5.2.1 กริดอิสระ

การหาผลกระทบของจำนวนกริดที่มีผลต่อคำตอบและเวลาในการลู่อู่เข้าได้ทำการศึกษาโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกันที่จำนวน 54057, 196925, 350634, 509581 และ 660893 โดยกรณีที่ใช้สำหรับตรวจสอบคือ $DR=0.10$, $PR=1.00$ และ $Re=5000$ ดังแสดงในรูปที่ 5.3 ซึ่งใช้ลำดับวิธีการคำนวณหาผลเฉลยแบบ SIMPLE และใช้แบบแผนการคำนวณแบบ QUICK โดยมีเงื่อนไขการลู่อู่เข้าหาคำตอบของทุกค่าอยู่ที่ 10^{-5} ยกเว้นสมการพลังงานซึ่งอยู่ที่ 10^{-9} พบว่าเมื่อจำนวนกริดเพิ่มขึ้นจาก 509581 เป็น 660893 ค่าเลขนัยเซิลท์และค่าตัวประกอบเสียดทานมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 0.1 % ดังนั้นจึงเลือกปริมาณของกริดที่ 509581 ซึ่งปริมาณกริดนี้จะถูกนำไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อไป

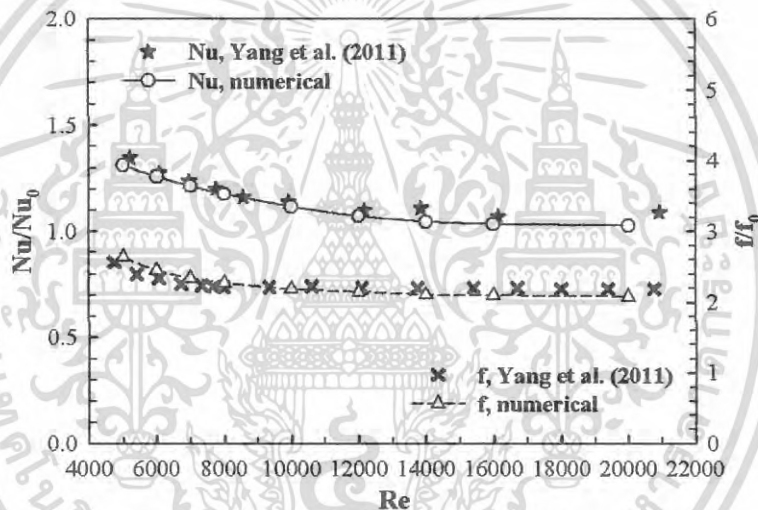
5.2.2 เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง

รูปที่ 5.4 แสดงถึงการเปรียบเทียบผลจากการจำลองเชิงตัวเลขกับผลจากการทดลองโดย S. Yang และคณะ (2011) โดยทำการเปรียบเทียบที่เงื่อนไขเดียวกัน พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานมีค่าความแตกต่างอยู่ที่ 2.92% และ 1.59% ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อวงรีบิด



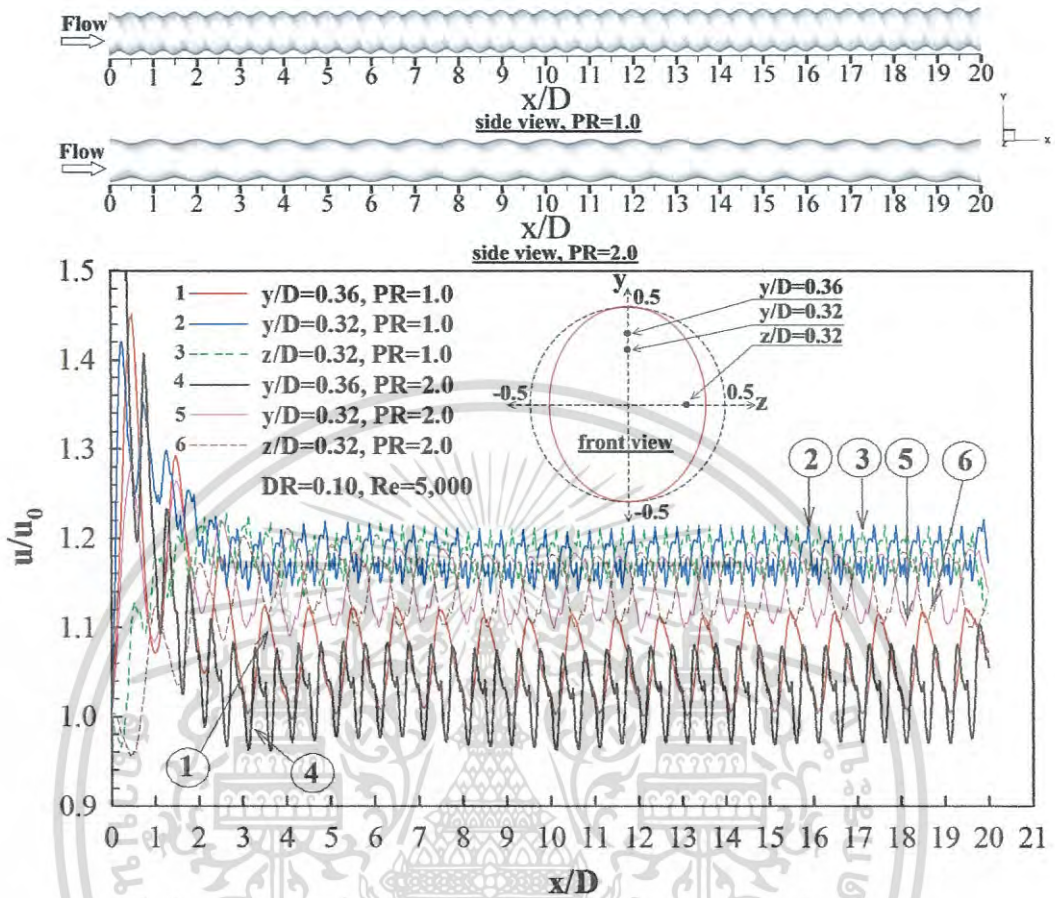
รูปที่ 5.4 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับท่อวงรีบิด

5.2.3 การเข้าสู่การพัฒนาระบบเต็มของการไหลและการถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.5 แสดงถึงรูปร่างของการกระจายความเร็ว u/u_0 ที่ค่า $y/D=0.32$, 0.36 และ $z/D=0.32$ สำหรับท่อวงรีบิดแบบท่อยาวที่ค่า $DR=0.10$, $PR=1.0$ และ 2.0 ที่ $Re=5000$ พบว่าโดยทั่วไปรูปร่างของการไหลถูกแบ่งออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงการไหลที่กำลังพัฒนาโดยจะเกิดขึ้นที่ช่วงทางเข้า และจะเข้าสู่ช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งจะมีรูปร่างและค่าของความเร็วซ้ำกัน และพบว่าค่าอัตราส่วนความเร็วเข้าสู่ช่วงการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ที่ระยะ $x/D \approx 8.5$ และ 9.0 สำหรับ $PR=1.0$ และ 2.0 ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=1.0$ ดังแสดงในรูปที่ 5.6 และ $PR=2.0$ ดังแสดงในรูปที่ 5.7 โดยทั่วไปพบว่าการใช้ท่อวงรีบิดก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลซึ่งเกิดจากการเหนี่ยวนำของผนังท่อที่มีการบิด โดยเฉพาะบริเวณใกล้ผนังท่อ จะพบการไหลแบบหมุนวนที่เด่นชัดกว่าบริเวณกลางท่อ และพบว่าในช่วงการไหลที่กำลังพัฒนา เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตไทน้าไปเซประยชนดานการคาไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

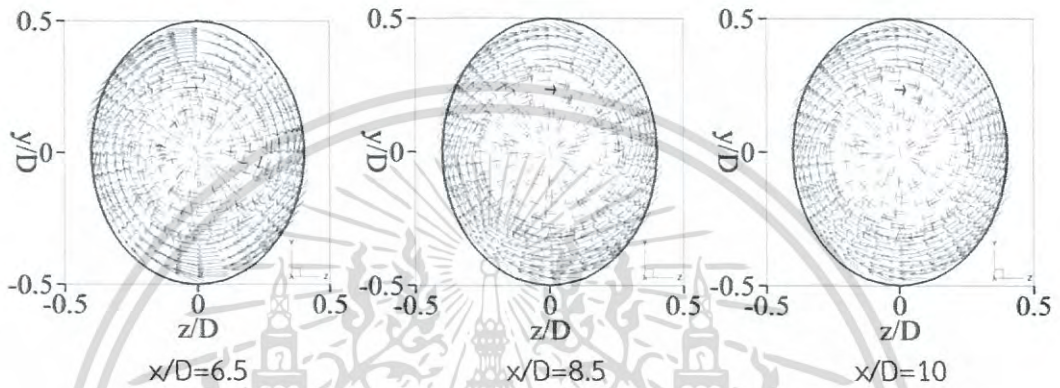
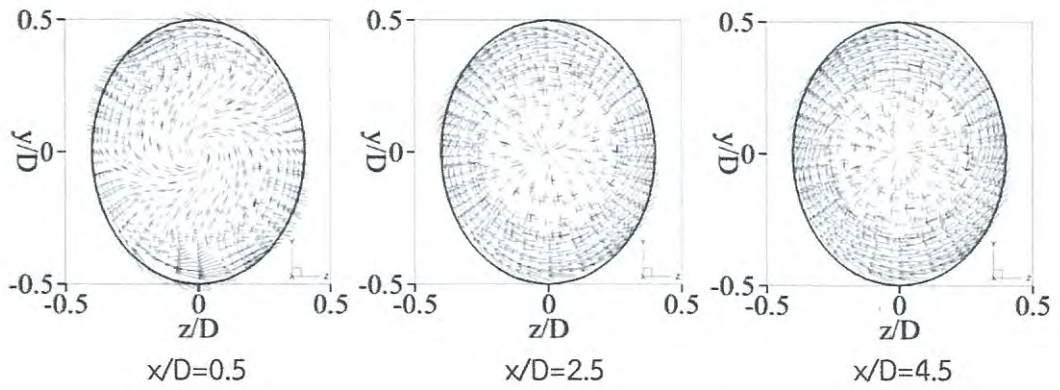
โครงสร้างการไหลจะมีรูปร่างแตกต่างกัน ส่วนช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มที่จะมีโครงสร้างการไหลที่เหมือนกัน ซึ่งสัมพันธ์กับรูปร่างของการกระจายความเร็วดังแสดงในรูปที่ 5.5



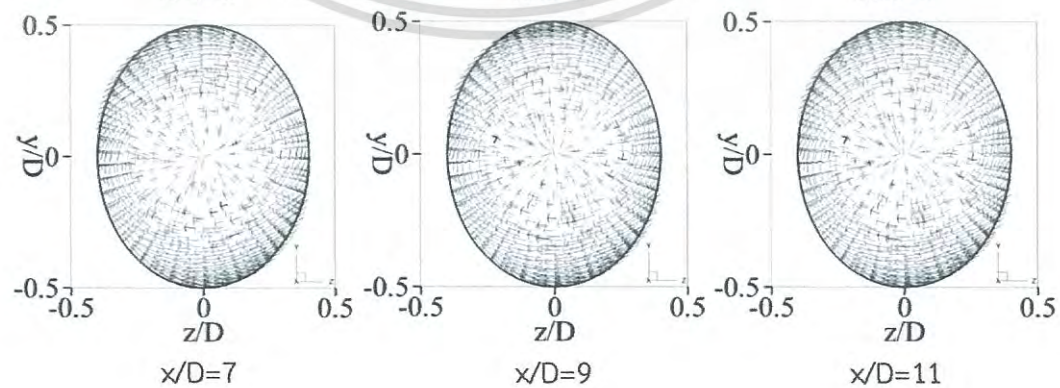
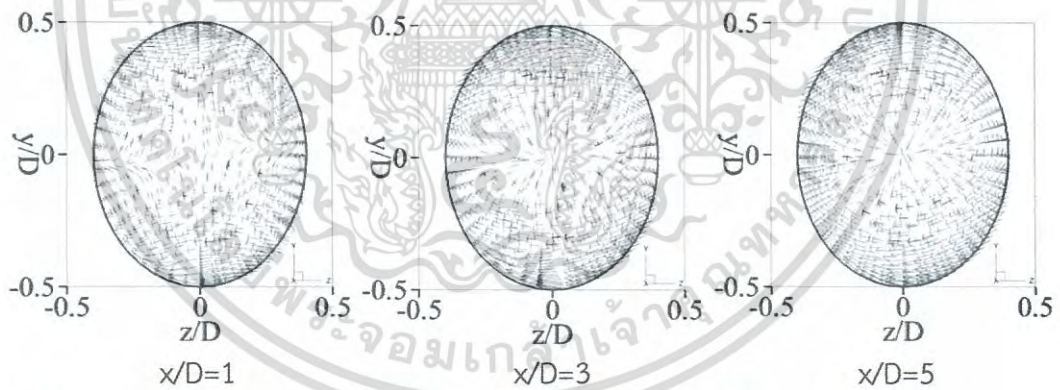
รูปที่ 5.5 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลสำหรับ $PR=1.0$ และ 2.0 ที่ค่า $DR=0.10$ และ $Re=5,000$

รูปที่ 5.8 แสดงการกระจายของเลขนัสเซลที่ผนังของท่อวงรีบิดที่ค่า $DR=0.10$, $PR=1.0$ และ 2.0 ที่ $Re=5000$ พบว่าการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ช่วงคือช่วงที่กำลังพัฒนา ซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณทางเข้า ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูง และช่วงที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งสังเกตได้จากการซ้ำกันของการกระจายของเลขนัสเซลที่ผนัง

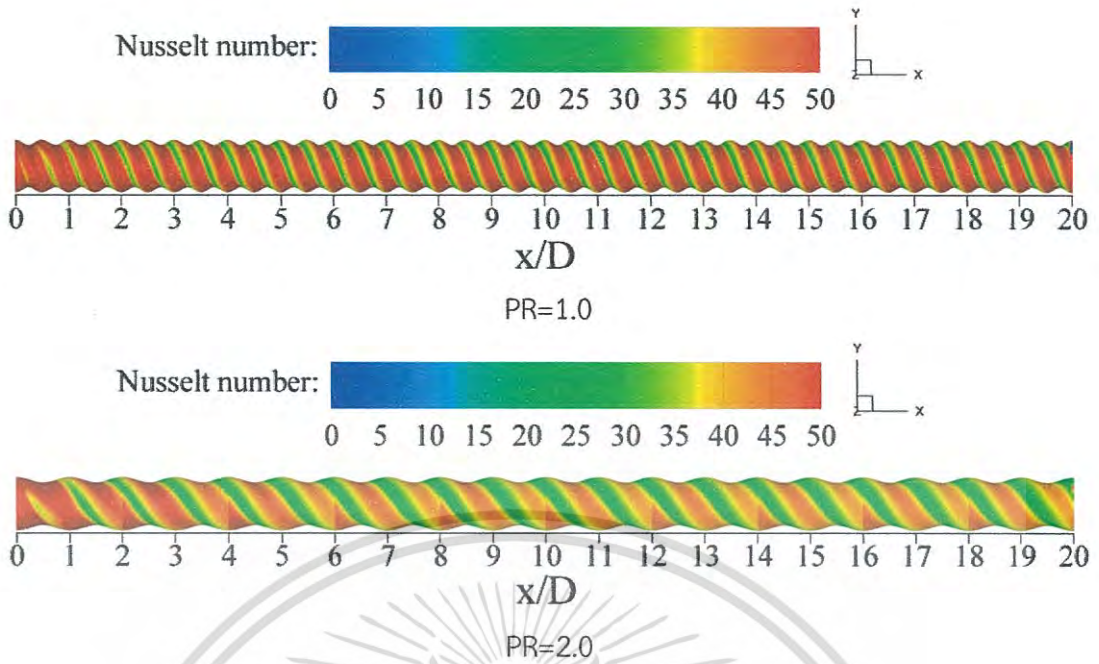
เมื่อพิจารณารูปร่างของการซ้ำกันของการถ่ายเทความร้อน ซึ่งได้นำเสนอในเทอมของค่า Nu ตามแนวแกนการไหลดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.9 พบว่าในช่วงที่กำลังพัฒนาค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อความยาวท่อเพิ่มขึ้น จนเข้าสู่ช่วงที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งจะมีลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าการถ่ายเทความร้อนซ้ำกัน และพบว่าในกรณี $DR=0.10$, $PR=1.0$ และ 2.0 ที่ $Re=5000$ จะเข้าสู่รูปแบบการซ้ำกันในช่วงพัฒนาเต็มที่ของการถ่ายเทความร้อนที่โมดูลที่ 8 ($x/D \approx 8-9$)



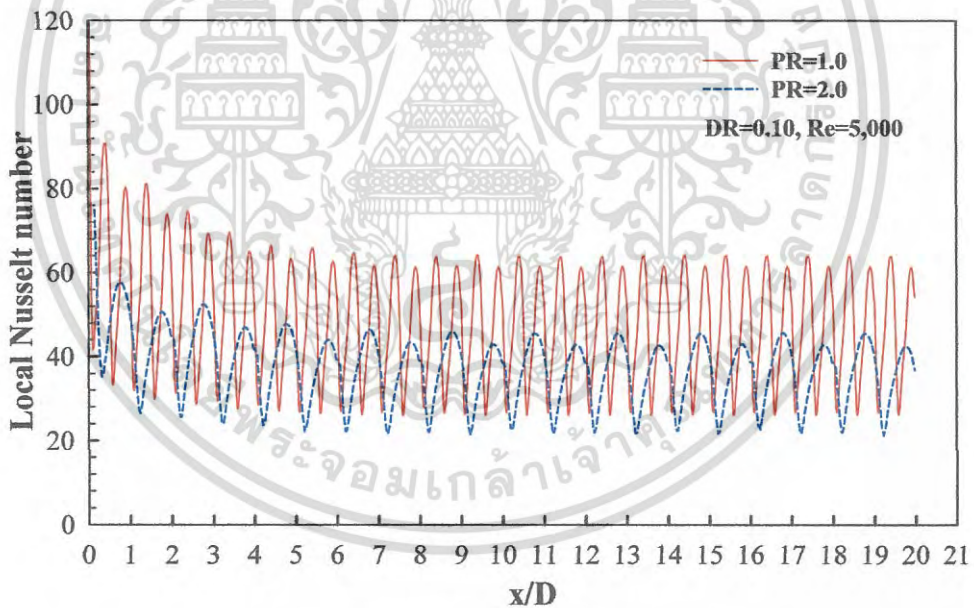
รูปที่ 5.6 โครงสร้างการไหลบนระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=1.0$ ที่ค่า $DR=0.10$ และ $Re=5,000$



รูปที่ 5.7 โครงสร้างการไหลบนระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=2.0$ ที่ค่า $DR=0.10$ และ $Re=5,000$
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.8 การกระจายเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.1$ ที่ค่า $Re=5,000$



รูปที่ 5.9 รูปร่างการกระจายเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.1$ ที่ค่า $PR=1.0, 2.0$ และ $Re=5,000$

5.2.4 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์

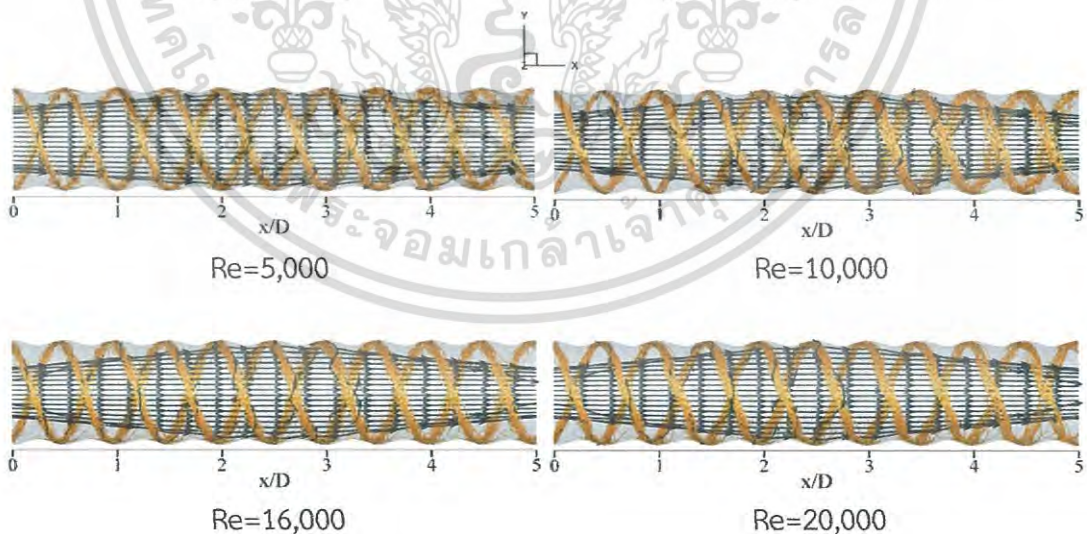
ในส่วนของอิทธิพลของ Re ได้นำเสนอกรณีท่อวงรีบิดที่ค่า $DR=0.05$ ที่ $PR=1.0$ โดยนำเสนอที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.10-5.15 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของ Re จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหล เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อวงรีบิด ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่า Re ต่าง ๆ

5.2.4.1 เส้นกระแสการไหล

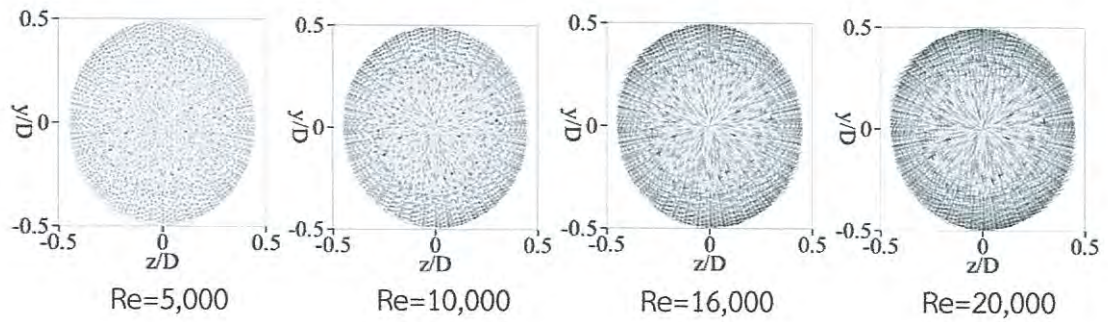
รูปที่ 5.10 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $Re=5000$, 10000 , 16000 และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ จากรูปพบว่าโดยทั่วไปการใช้ท่อวงรีบิดก่อให้เกิดการไหล 2 แบบ คือกระแสการไหลหมุนควงรอง (secondary swirl flow) จำนวน 2 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีส้ม) ซึ่งพบบริเวณใกล้ผนังท่อ และกระแสการไหลหมุนควงหลัก (main swirl flow) จำนวน 1 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีดำ) ซึ่งปรากฏบริเวณกลางท่อ โดยกระแสการไหลหมุนควงรองจะไหลไปตามร่องบิดเกลียวของท่อ (ส่วนกระแสการไหลหมุนควงหลักจะมีระยะพิทช์การบิดของเกลียว (helical pitch length) ขึ้นอยู่กับค่าอัตราส่วนความลึกและค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อต่อไป) การเกิดกระแสการไหลหมุนควงรองในท่อวงรีบิดส่งผลให้เกิดการรบกวนของชั้นขอบเขต อีกทั้งยังส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำอุณหภูมิบริเวณกลางท่อไปสู่บริเวณใกล้ผนังท่อ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลดังแสดงในรูปที่ 5.11 สำหรับ $Re=5000$, 10000 , 16000 และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ พบว่าการใช้ท่อวงรีบิดส่งผลให้กระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหล และพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ความเด่นชัดของการไหลแบบหมุนวนจะปรากฏมากขึ้น และการไหลแบบหมุนวนจะปรากฏชัดเจนเฉพาะบริเวณใกล้กับผนังท่อเท่านั้น ส่วนบริเวณกลางท่อจะไม่ปรากฏการไหลแบบหมุนวน



รูปที่ 5.10 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

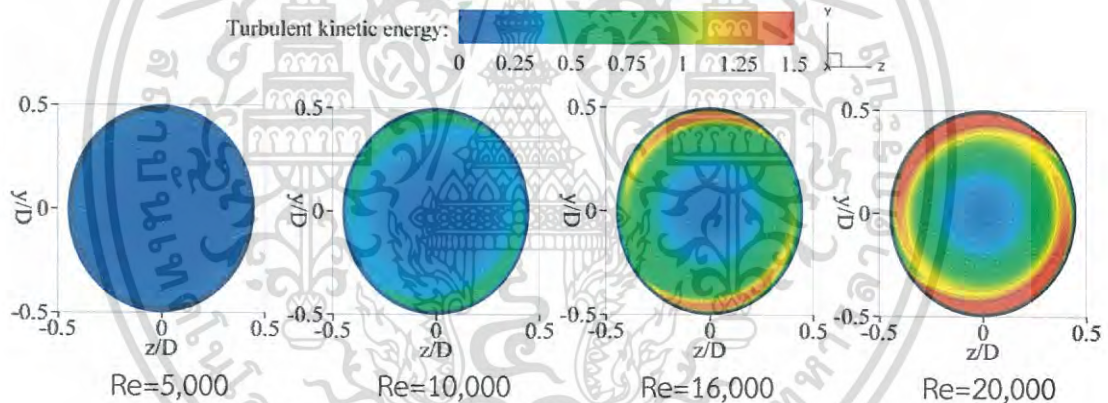
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

5.2.4.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 5.12 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ พบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากขึ้น และพบว่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนจะมีค่ามากที่สุดที่บริเวณใกล้ผนัง/บริเวณที่มีกระแสการไหลแบบหมุนควงรอก ในกรณี $Re=20,000$ พบว่ามีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด



รูปที่ 5.12 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

5.2.4.3 การถ่ายเทความร้อน

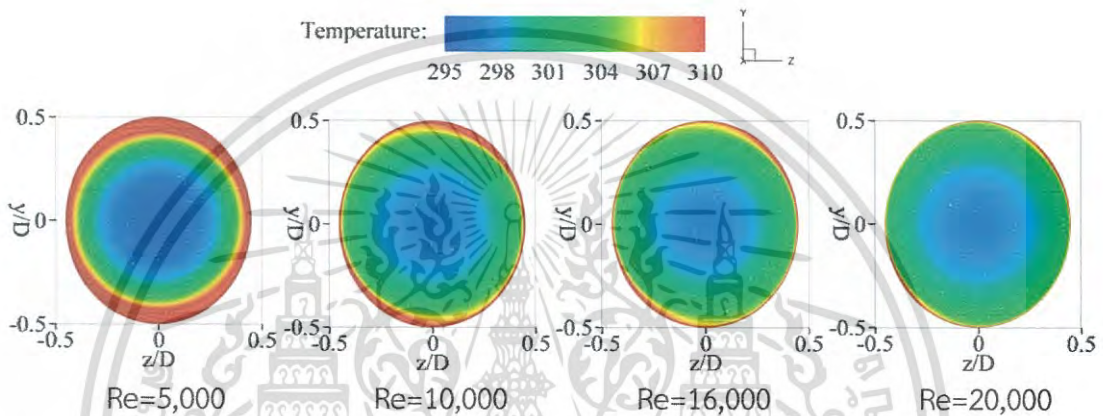
รูปที่ 5.13 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงของไหลอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงของไหลอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อ Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ชั้นของไหลร้อนมีความหนาลดลงที่บริเวณใกล้กับผนังท่อ โดยเฉพาะในกรณี $Re=20,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนบางที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนหนาที่สุด ซึ่งชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบดต่อการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหล

เมื่อพิจารณาการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ดังแสดงในรูปที่ 5.14 โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงผนัง

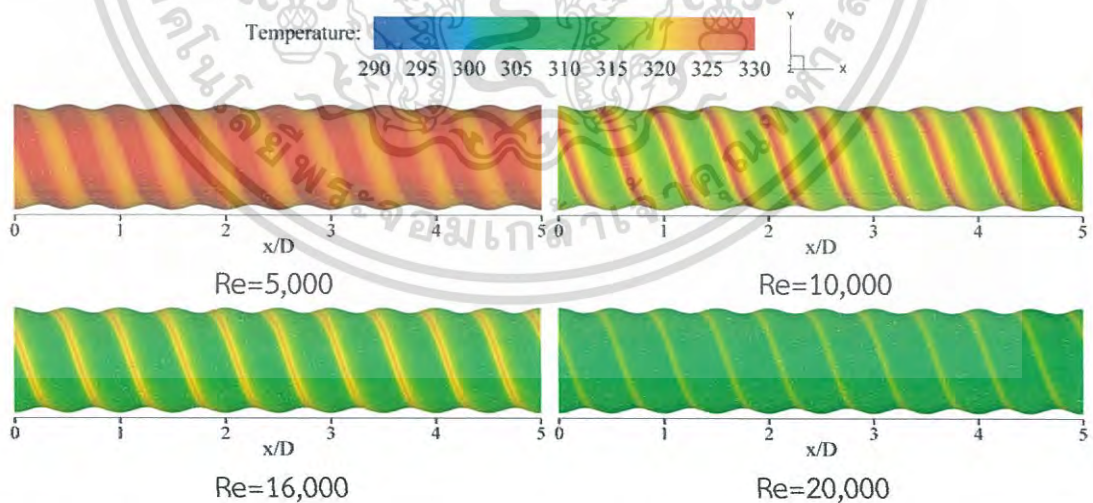
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทอร์สสีแดงแสดงถึงผนังอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผนังท่อลดลง เนื่องมาจากชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลงจึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อเพิ่มขึ้น ในกรณี $Re=5,000$ พบว่าอุณหภูมิของผนังท่อสูงกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณี $Re=20,000$ ปรากฏอุณหภูมิของผนังท่อต่ำที่สุด

รูปที่ 5.15 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซิลท์หรือการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสำหรับ $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ โดยคอนทอร์สสีน้ำเงินแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่ำ ส่วนคอนทอร์สสีแดงแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูง จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในกรณี $Re=20,000$ พบว่ามีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ

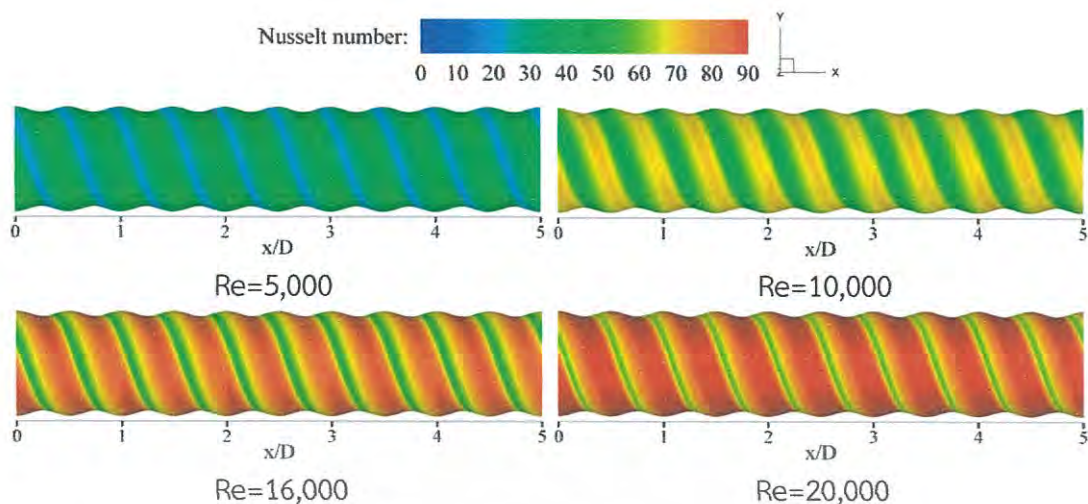


รูปที่ 5.13 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ



รูปที่ 5.14 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.15 การกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

5.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก

ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกได้นำเสนอกรณีท่อวงรีบิดที่ค่า $PR=1.0$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.16-5.21 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนความลึก จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อวงรีบิด ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรม การถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่า อัตราส่วนความลึกต่าง ๆ

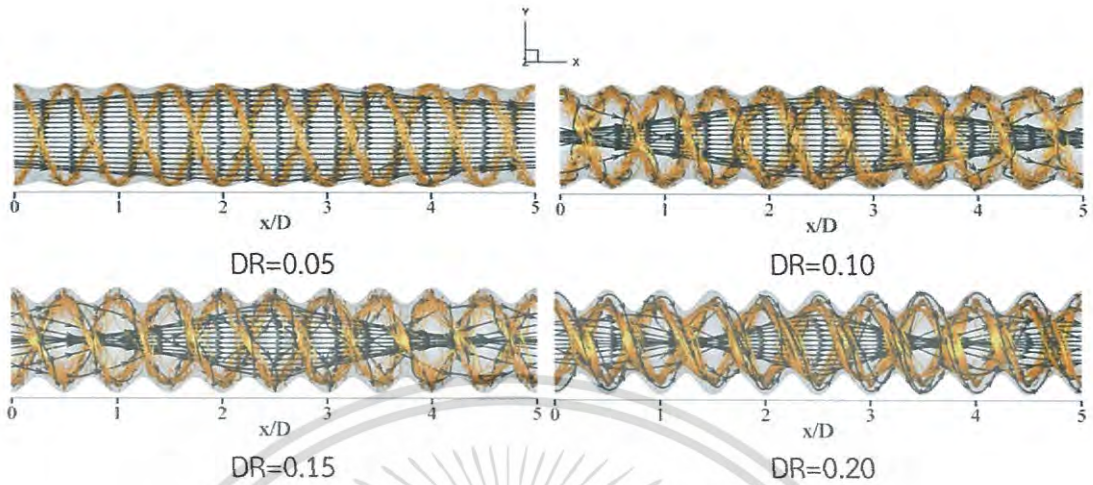
5.2.5.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 5.16 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ พบว่าโดยทั่วไปการใช้ท่อวงรีบิดก่อให้เกิดกระแสการไหล หมุนควงรอง (secondary swirl flow) จำนวน 2 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสี่สีม) ซึ่งพบบริเวณใกล้ผนังท่อ และกระแสการไหลหมุนควงหลัก (main swirl flow) จำนวน 1 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีดำ) ซึ่งปรากฏบริเวณกลางท่อ จากรูปพบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงหลัก มีระยะพิตซ์การบิดของเกลียว (helical pitch length) สั้นลง ส่วนกระแสการไหลหมุนควงรองจะไหลข้ามร่องมากขึ้น ที่ค่า $DR=0.10$ พบว่ากระแสการไหลหมุนควงรองของไหลถูกเหนี่ยวนำให้ หมุนไปตามร่องได้ดีที่สุดเนื่องจากอัตราส่วนระยะพิตซ์และอัตราส่วนความลึกมีความเหมาะสมที่สุด

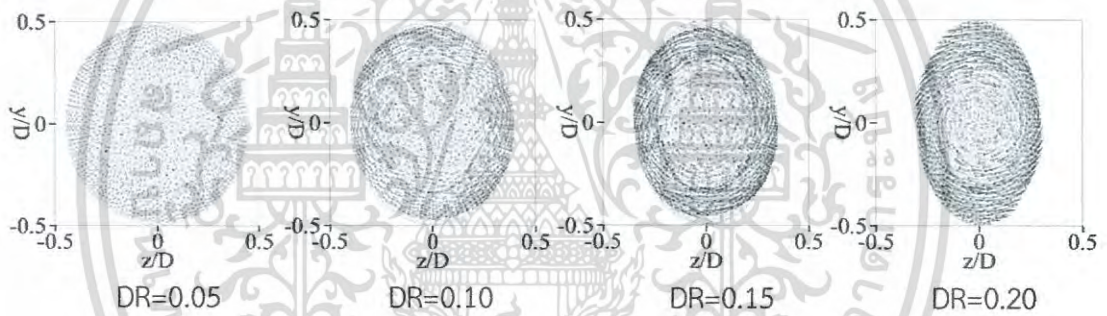
เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ดังแสดงในรูปที่ 5.17 พบว่ากระแสการไหลในระนาบ ขวางการไหลมีลักษณะการไหลแบบหมุนวนโดยมีทิศทางไปตามทิศทางการบิดของท่อ และเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น การไหลแบบหมุนวนจะปรากฏเด่นชัดมากขึ้นที่บริเวณใกล้ผนังท่อ แต่อย่างไรก็ตามบริเวณ กลางท่อจะปรากฏการไหลแบบหมุนวนน้อยที่สุด และพบว่าที่กรณี $DR=0.20$ ปรากฏการไหลแบบ หมุนวนเด่นชัดที่สุด แต่อย่างไรก็ตามการเกิดกระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า Re ต่างๆ ไม่สามารถบ่งบอกได้ถึงการนำไปสู่การเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของการถ่ายเทความร้อน เพียงแต่บ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลเท่านั้น



รูปที่ 5.16 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ



รูปที่ 5.17 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

5.2.5.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

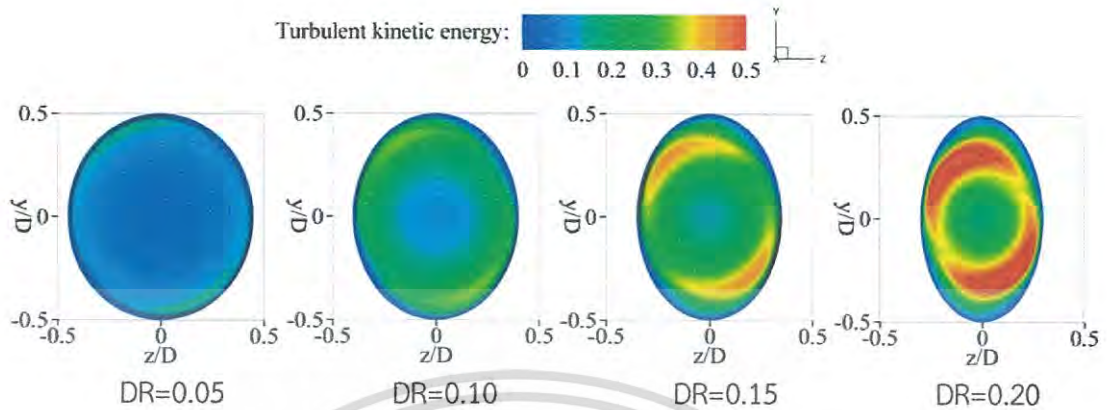
รูปที่ 5.18 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหล สำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้พลังงานจลน์ปั่นป่วนเพิ่มขึ้นโดยเฉพาะบริเวณใกล้กับผนัง และปรากฏพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่มากที่สุด 2 ตำแหน่ง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่กระแสการไหลหมุนควงรอบท่อผ่าน และพบว่าที่กรณี $DR=0.20$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $DR=0.05$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด

5.2.5.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.19 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.05 ถึง 0.10 ชั้นของไหลร้อน (คอนทิวร์สีแดง) จะมีความหนาลดลง แต่เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.20 พบว่า ชั้นของไหลร้อน (คอนทิวร์สีแดง) จะมีความหนาเพิ่มขึ้น เนื่องจากที่ค่า $DR=0.10$ มีกระแสการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลของของไหลที่สามารถถูกเหนี่ยวนำให้ลงไปในเรื่องได้ดีที่สุด นอกจากนี้ยังสามารถกระจายของไหลเย็น (คอนทิวร์สีเขียวหรือสีฟ้า) ไปสู่บริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด



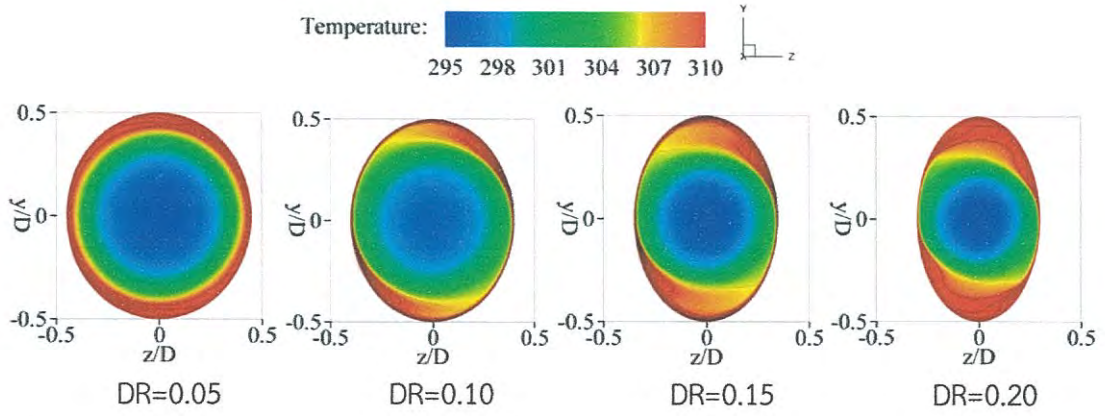
รูปที่ 5.18 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

รูปที่ 5.20 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ พบว่าในกรณี $DR=0.05$ ผนังท่อยังคงมีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อน (คอนทิวร์สีแดง) มากกว่ากรณีอื่นๆ แสดงถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อเกิดขึ้นได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นเป็น 0.10 พบว่าพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนได้ลดลง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวร์สีเขียวเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลถูกเหนี่ยวนำให้ลงไปตามร่องได้ดีขึ้น เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.20 พบว่ามีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนเพิ่มขึ้น (คอนทิวร์สีเหลืองเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น

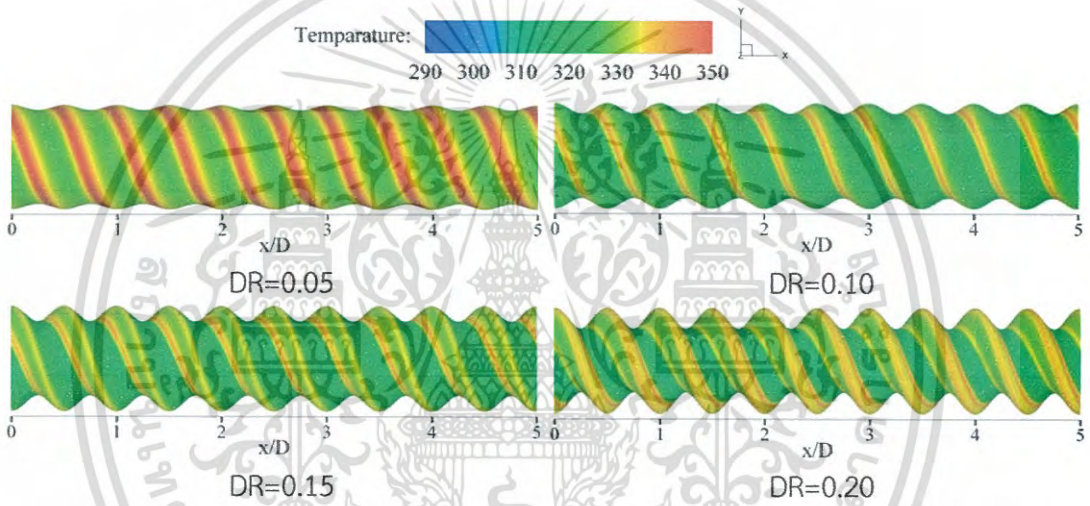
รูปที่ 5.21 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ จากรูปพบว่าในกรณี $DR=0.10$ มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวร์สีแดงที่มากที่สุด เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.20 พบว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงลดลง โดยเฉพาะบริเวณร่องของท่อ เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น ส่วนกรณี $DR=0.05$ มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่ากรณีอื่นๆ

สำหรับอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกดังแสดงไว้ข้างต้น ซึ่งได้ยกตัวอย่างกรณี $DR=0.05, 0.10, 0.15$ และ 0.20 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5000$ มานำเสนอ จะเห็นได้ว่าความเหมาะสมของค่า DR สำหรับ $PR=1.0$ คือ $DR=0.10$ เนื่องจากสามารถเหนี่ยวนำให้กระแสการไหลหมุนควงรองไปตามร่องได้ดีที่สุด ทำให้ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังมีความบางมากกว่ากรณีอื่นๆ ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อมีค่ามากที่สุดเมื่อเทียบกับค่า DR อื่นๆ ที่ค่า PR เดียวกัน

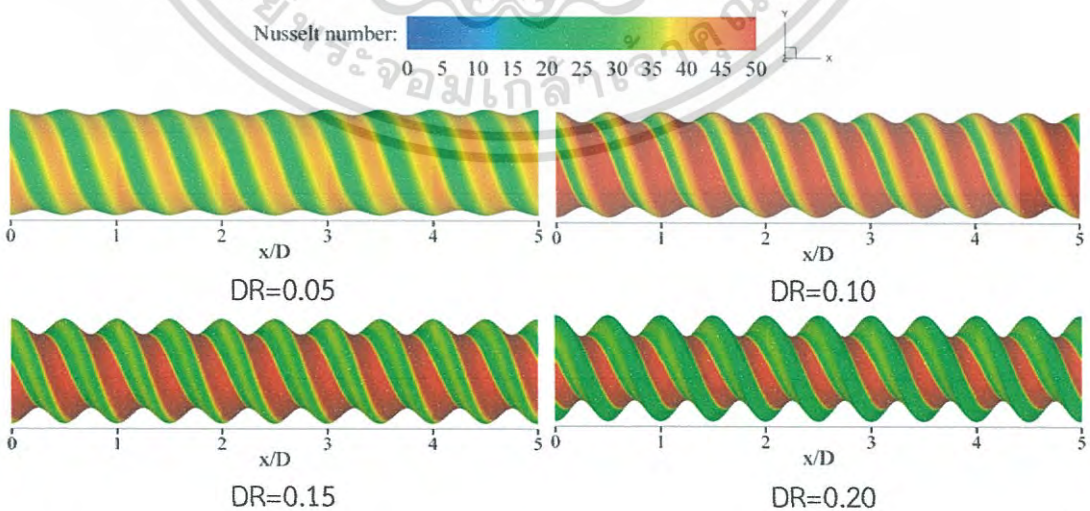
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.19 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่าง



รูปที่ 5.20 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ



รูปที่ 5.21 การกระจายของเลขนัสเซลที่ผนังท่อสำหรับ PR=1.0 และ Re=5000 ที่ค่า DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการทำงานเดียวกัน เมื่อพิจารณาที่ค่า PR อื่นๆ การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อที่ให้ค่าสูงที่สุดจะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า DR โดยความเหมาะสมของค่า DR นั้น จะส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำให้กระแสการไหลหมุนควงรอบให้หมุนไปตามร่องได้ดีที่สุด ทำให้ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังมีความบางมากกว่าค่า DR อื่นๆ ที่มีความไม่เหมาะสม ทำให้ของไหลและผนังท่อสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุดเมื่อเทียบกับค่า DR อื่นๆ ที่ค่า PR เดียวกัน โดยค่า DR ที่เหมาะสมที่สุดในแต่ละ PR คือค่า DR ที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.31

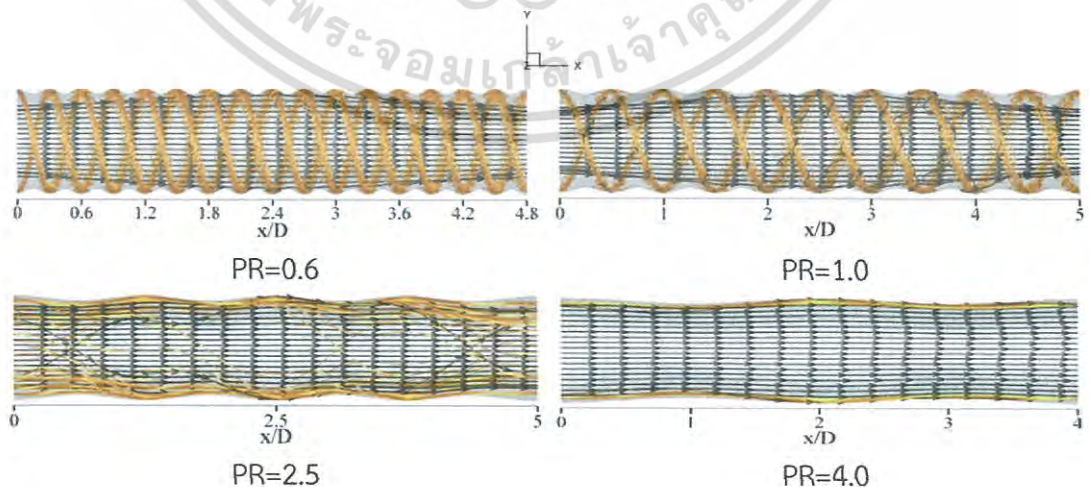
5.2.6 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์

ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์ได้นำเสนอกรณีท่อวงรีบิดที่ค่า $DR=0.05$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.22-5.27 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตซ์ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อวงรีบิด ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่าง ๆ

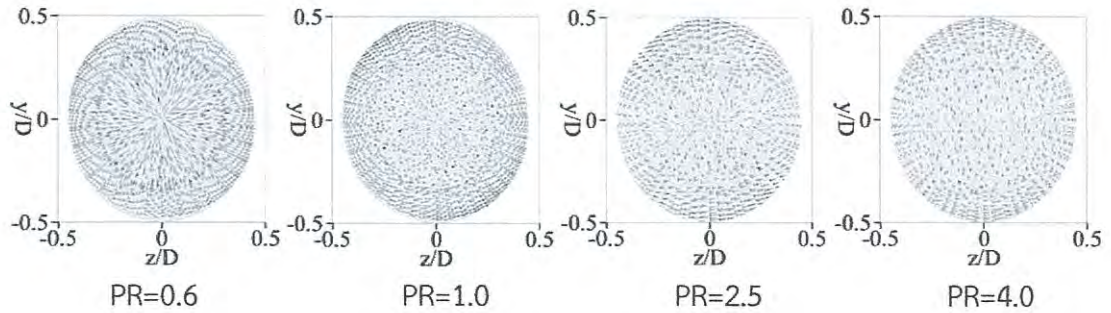
5.2.6.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 5.22 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ พบว่าการไหลหมุนควงรอบปรากฏเฉพาะในกรณี $PR=0.6$ และ $PR=1.0$ ส่วนกรณี $PR=2.5$ และ $PR=4.0$ เนื่องจากมีค่าอัตราส่วนความลึกที่ต่ำแต่มีค่าอัตราส่วนระยะพิตซ์สูง จึงไม่สามารถเหนี่ยวนำให้เกิดการไหลแบบหมุนควงรอบ

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลที่ค่า $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ในรูปที่ 5.23 พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นความเด่นชัดของกระแสการไหลหมุนวนจะค่อยๆ ลดลง โดยกรณี $PR=0.6$ จะมีความเด่นชัดของกระแสการไหลหมุนวนมากที่สุด



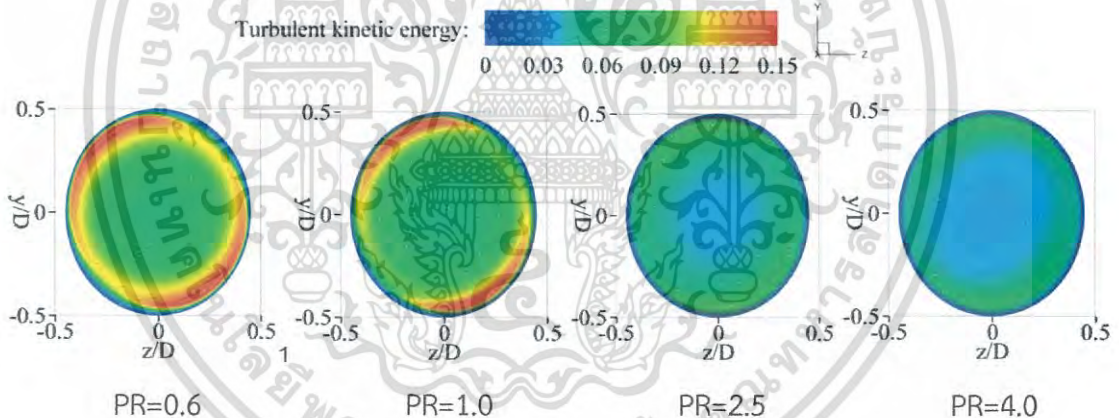
รูปที่ 5.22 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.23 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

5.2.6.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 5.24 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้พลังงานจลน์ปั่นป่วนลดลง และพบว่าพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่มากที่สุดเป็นตำแหน่งที่กระแสการไหลหมุนควงรอบไหลผ่าน กรณี $PR=0.6$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $PR=4.0$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด



รูปที่ 5.24 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

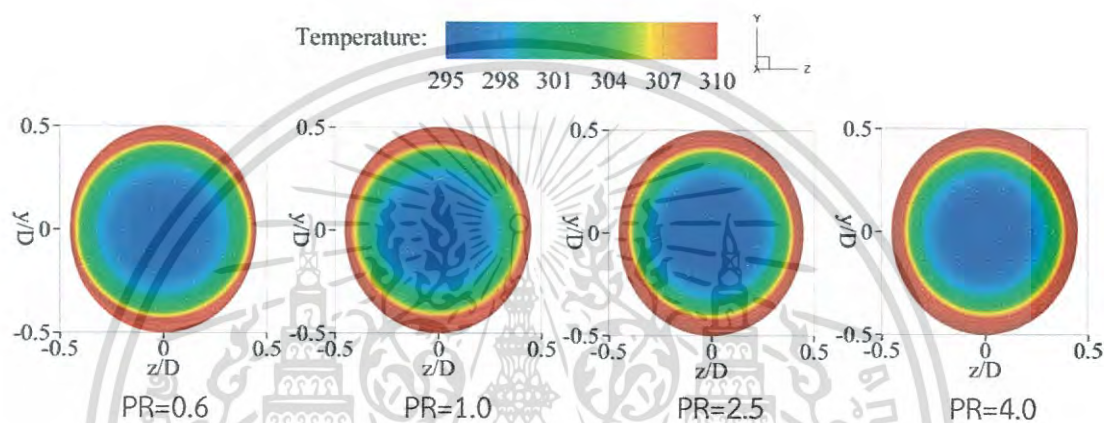
5.2.6.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 5.25 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ชั้นของไหลร้อน (คอนทาร์สตีแดง) บริเวณใกล้ผนังมีความหนาเพิ่มขึ้น ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหลแย่ง ในกรณี $PR=0.6$ พบว่ามีชั้นความหนาของของไหลร้อนน้อยที่สุด เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรอบของของไหลสามารถถูกเหนี่ยวนำไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด ส่วนกรณี $PR=4.0$ พบว่ามีชั้นความหนาของของไหลร้อนมากที่สุด เนื่องจากกระแสการไหลรอบมีความรุนแรงลดลง

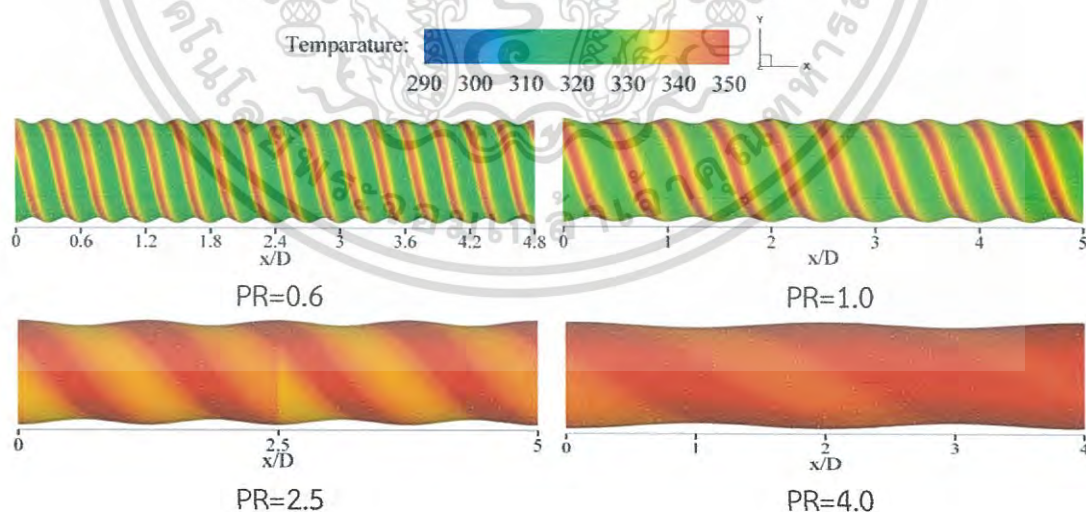
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อพิจารณาการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ดังแสดงในรูปที่ 5.26 พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผนังท่อร้อนขึ้น เนื่องจากชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังมีความหนาเพิ่มขึ้น จึงเพิ่มการบดเคี้ยวและการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับผนังท่อมากขึ้น และพบว่าที่กรณี $PR=0.6$ ปรากฏอุณหภูมิที่ผนังท่อต่ำที่สุด เมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ส่วนกรณี $PR=4.0$ ปรากฏอุณหภูมิที่ผนังท่อสูงที่สุด

รูปที่ 5.27 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับ $PR=0.6, 1.0, 2.5$ และ 4.0 ที่ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ จากรูปพบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อลดลง สำหรับกรณี $PR=0.6$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ผนังมากที่สุด ส่วนกรณี $PR=4.0$ ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ผนังน้อยที่สุด

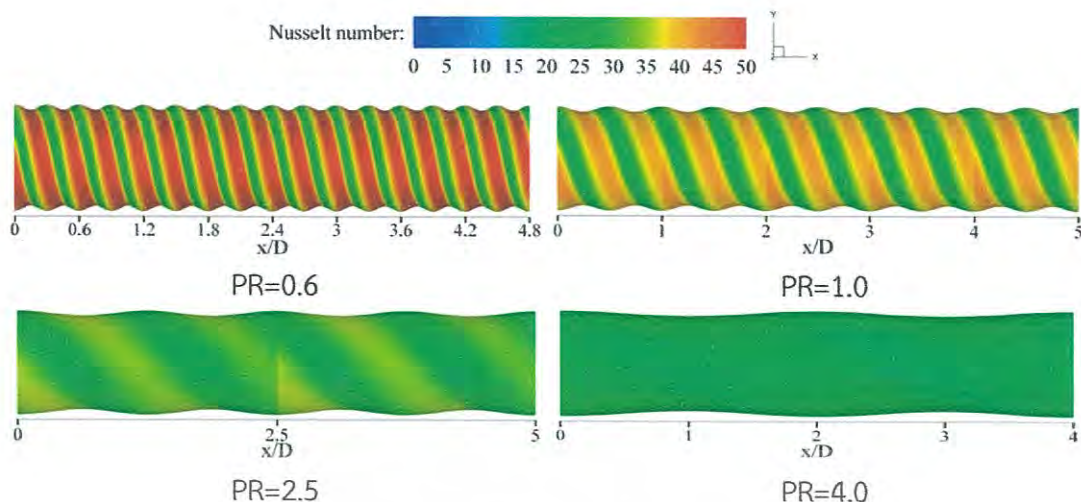


รูปที่ 5.25 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ



รูปที่ 5.26 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.27 การกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับ $DR=0.05$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

5.3 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

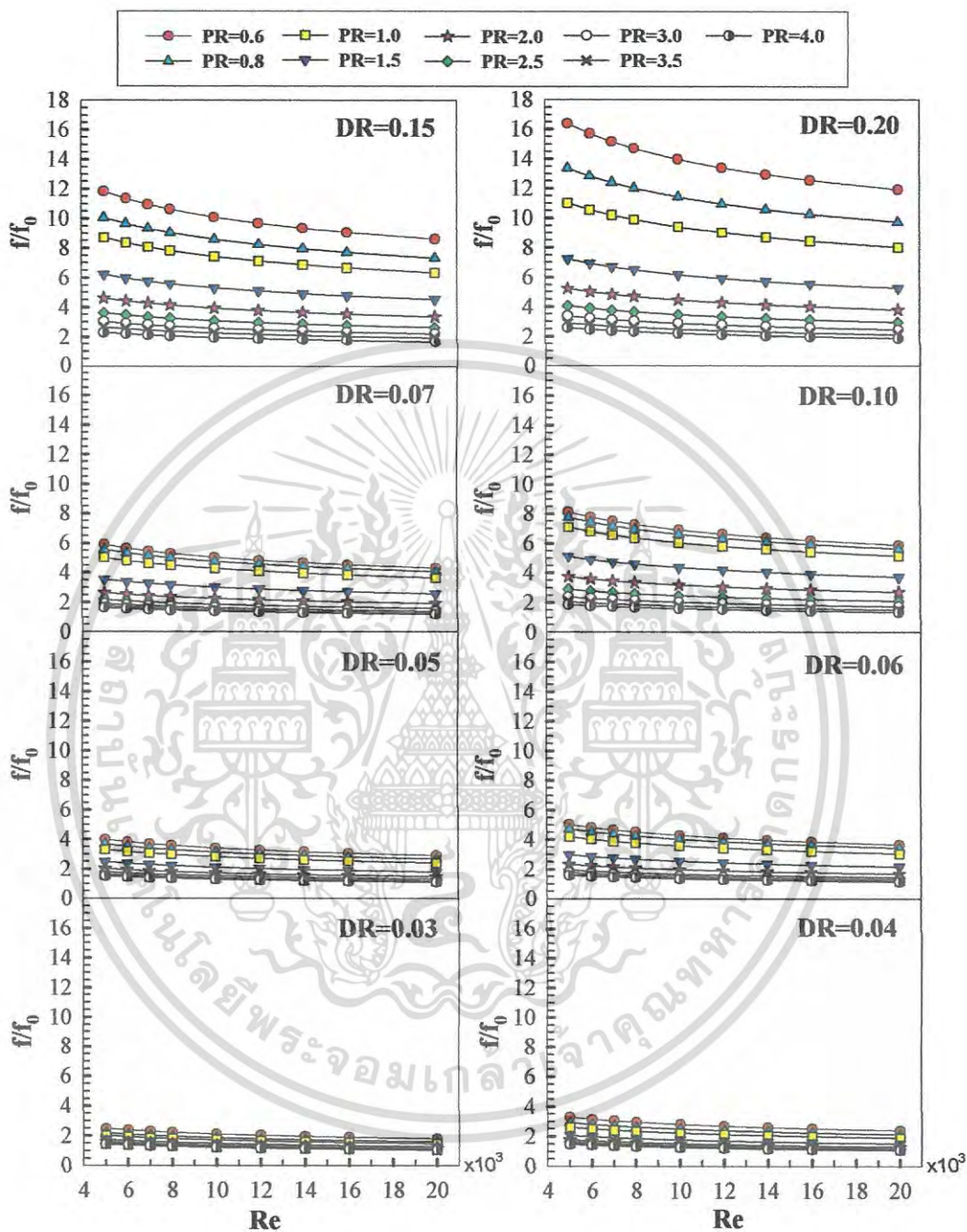
การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อวงรีบิดในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน f/f_0 อัตราส่วนเลขนัสเซลท์ Nu/Nu_0 และสมรรถนะเชิงความร้อน TEF กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.28-5.30 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF ที่ $Re=5000$ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.31

เมื่อพิจารณารูปที่ 5.28 และ 5.31(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น และค่า PR ลดลง การใช้ท่อวงรีบิดในกรณีนี้ศึกษาให้ค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.05 ถึง 16.4 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี $DR=0.20$ และ $PR=0.6$ ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 16.4 ที่ $Re=5,000$ ส่วนกรณี $DR=0.03$ และ $PR=4.0$ ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.05 ที่ $Re=20,000$

เมื่อพิจารณารูปที่ 5.29 และ 5.31(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าความสัมพันธ์ของค่า PR และ DR ที่มีความเหมาะสม จะส่งผลให้มีค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด การใช้ท่อวงรีบิดในกรณีนี้ศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 0.84 ถึง 2.46 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี $DR=0.10$ และ $PR=0.8$ ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.46 ที่ $Re=5,000$ ส่วนกรณี $DR=0.03$ และ $PR=4.0$ ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 0.84 ที่ $Re=20,000$

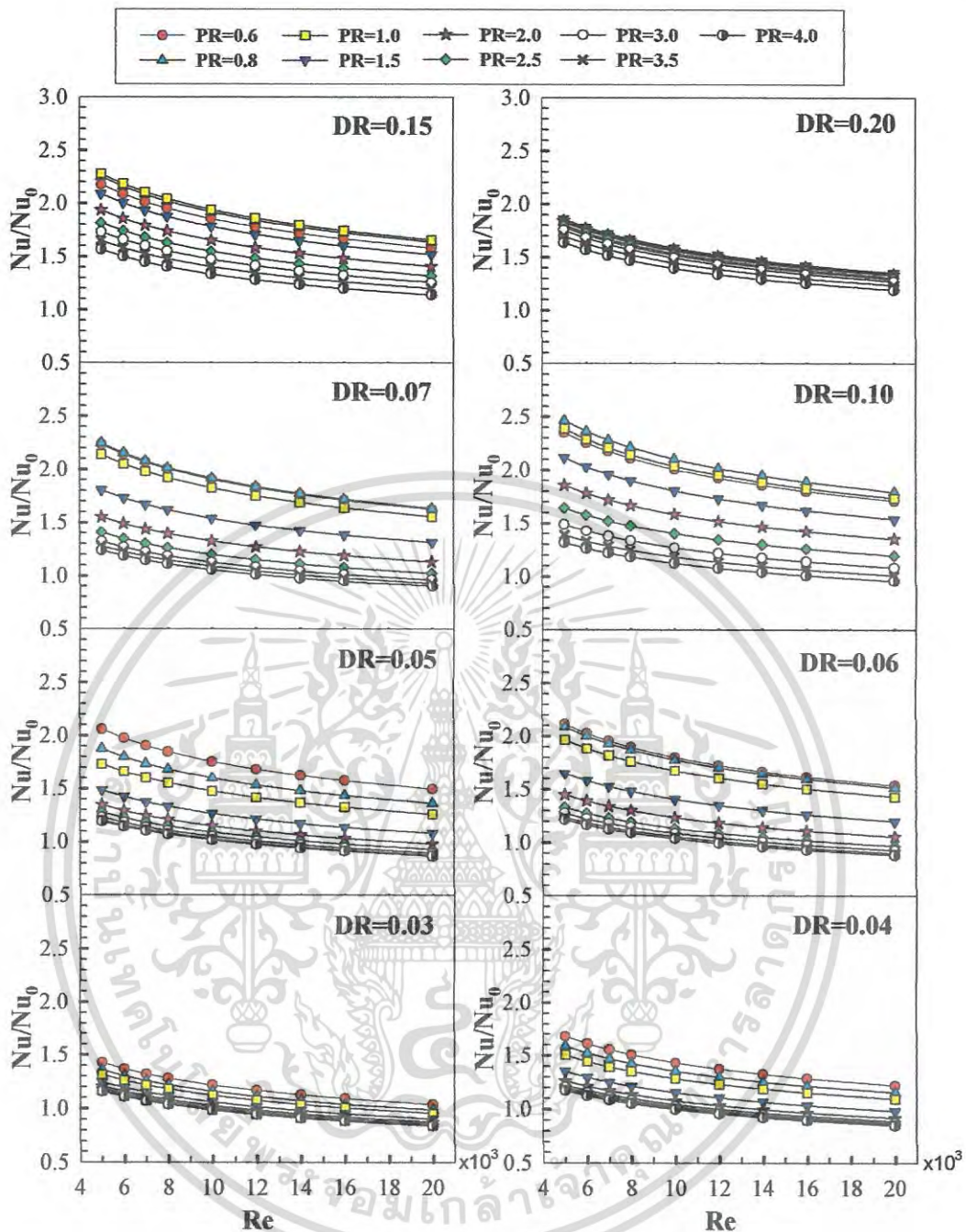
เมื่อพิจารณารูปที่ 5.30 และ 5.31(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.3 ที่ค่า $DR=0.05$ และ $PR=0.6$ ที่ $Re=5,000$ (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อวงรีบิด) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรของท่อวงรีบิดซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับปานกลางในขณะที่จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามค่า TEF สำหรับกรณี $DR=0.10$ และ $PR=0.8$ (กรณีนี้ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) มีค่าน้อยกว่า 1.3 เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง นอกจากนี้ยังพบว่าค่า TEF สำหรับกรณี $DR=0.2$ มีค่าต่ำมากที่สุดที่ค่า PR ต่ำๆ เนื่องจากมีค่า f/f_0 ที่สูงมาก การใช้ท่อวงรีบิด

ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.54 ถึง 1.30 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.20 และ PR=0.6 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.54 ที่ Re=20,000



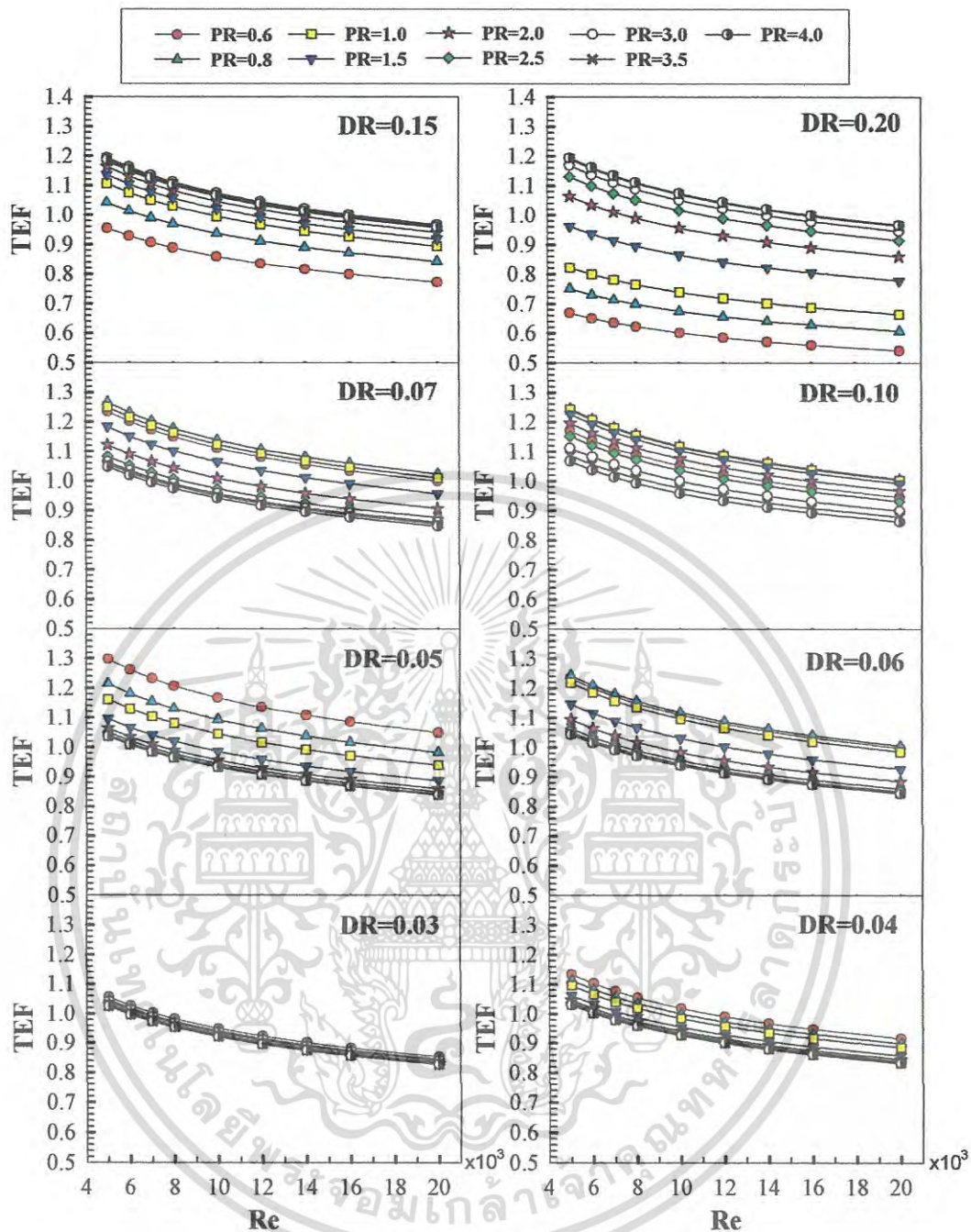
รูปที่ 5.28 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



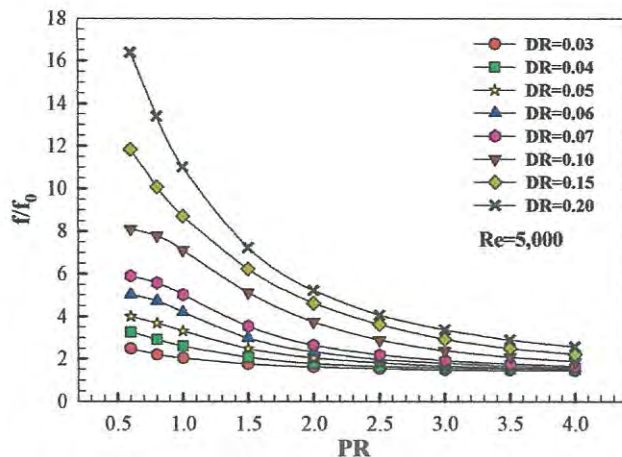
รูปที่ 5.29 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

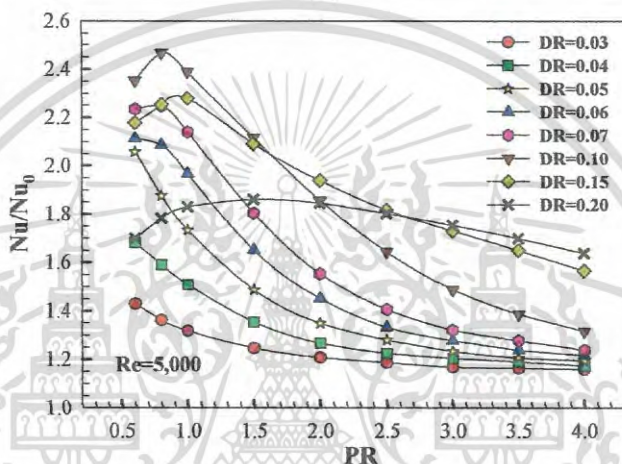


รูปที่ 5.30 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ

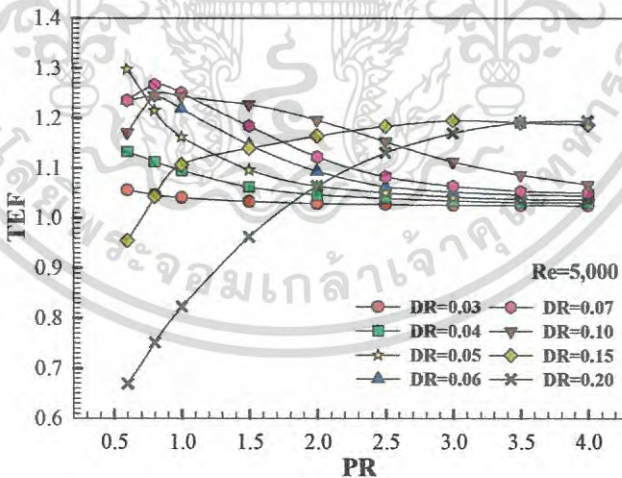
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 5.31 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและการอภิปรายสำหรับ ท่อลูกฟูก

จากผลงานวิจัยที่ได้กล่าวมาในบทที่ 2 จะเห็นได้ว่าการใช้ท่อลูกฟูก (spirally corrugated tube) สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้สูงกว่าการใช้ท่อตรงผิวเรียบ โดยการศึกษาส่วนใหญ่เป็นการศึกษาด้วยวิธีการทดลองและมีบางงานวิจัยใช้วิธีการจำลองเชิงตัวเลข แต่อย่างไรก็ตามตัวแปรของท่อที่ใช้ศึกษายังมีจำนวนน้อยเช่นค่าอัตราส่วนความลึก, ค่าอัตราส่วนระยะพิทช์ และจำนวนเริ่มต้นของร่อง อีกทั้งการอธิบายถึงพฤติกรรมกลไกและลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายในท่อยังมีความชัดเจนไม่เพียงพอ ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงผลจากการศึกษาด้วยการวิเคราะห์เชิงตัวเลขสำหรับพฤติกรรมกลไก, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมสำหรับท่อลูกฟูก ซึ่งจะพิจารณาในส่วนของอิทธิพลของเลขเรย์โนลด์, อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก, อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิทช์ และอิทธิพลของจำนวนเริ่มต้นของร่อง โดยแสดงผลจากการศึกษาด้วยรูปภาพซึ่งแสดงพฤติกรรมกลไกที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนเช่น การแสดงเส้นกระแสการไหลในตามแนวแกนการไหล, การแสดงเส้นกระแสการไหลในระนาบขวางการไหล, คอนทัวร์หรือการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน, คอนทัวร์หรือการกระจายอุณหภูมิในระนาบขวางการไหล (อุณหภูมิของของไหล) และผนังท่อ, และคอนทัวร์การกระจายเลขนี้สเซลที่ผนังท่อ อีกทั้งยังแสดงผลจากการศึกษาด้วยกราฟเช่น ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนเลขนี้สเซลกับเลขเรย์โนลด์, ความสัมพันธ์ระหว่างค่าสมรรถนะเชิงความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ และความสัมพันธ์ของค่าอัตราส่วนความลึกและอัตราส่วนระยะพิทช์ต่อค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน, ค่าอัตราส่วนเลขนี้สเซล และค่าสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งการแสดงผลในลักษณะดังกล่าวจะช่วยให้สามารถอธิบายถึงผลที่เกิดจากการไหลภายในท่อลูกฟูก

6.1 แบบจำลองทางกายภาพสำหรับท่อลูกฟูก

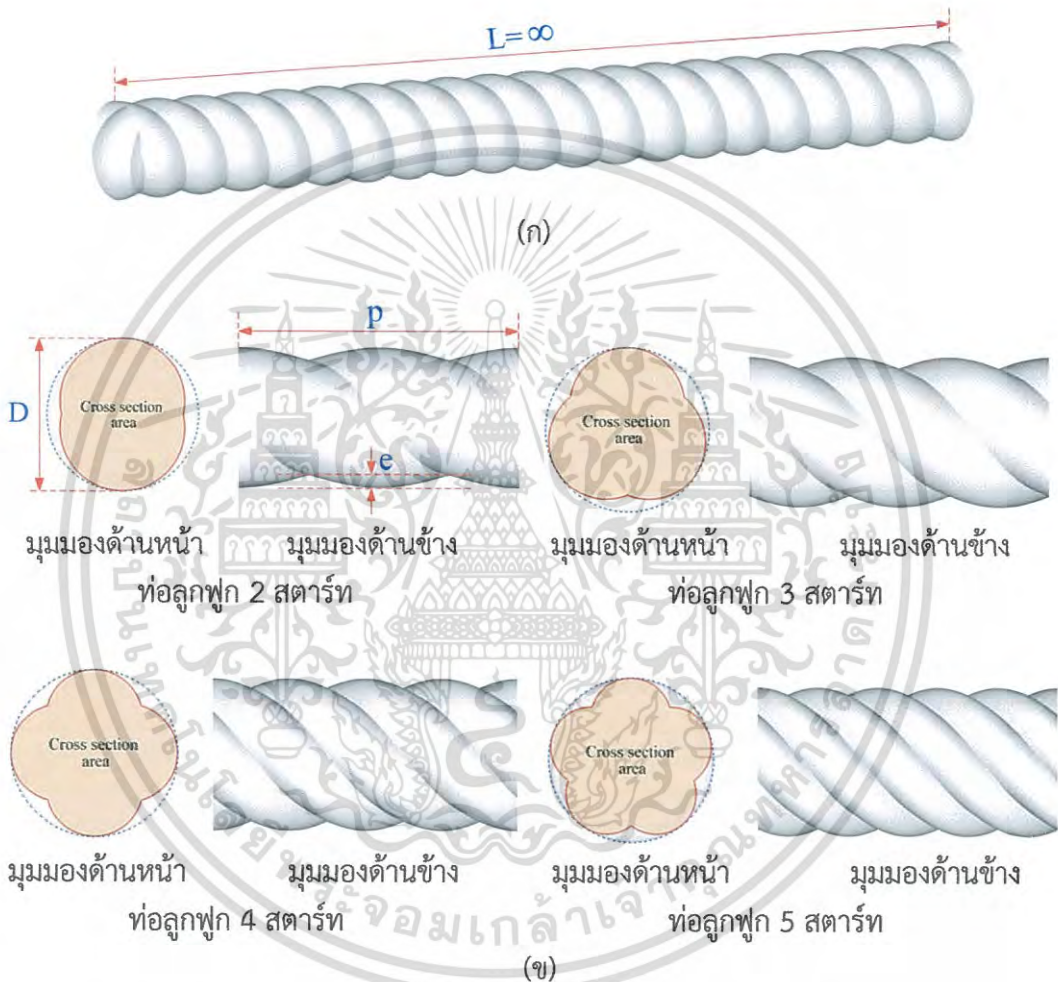
แบบจำลองทางกายภาพสำหรับท่อลูกฟูกแบบท่อยาวและแบบ periodic รวมถึงโดเมนที่ใช้ในการคำนวณ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.1 และ 6.2 ตามลำดับ โดยท่อลูกฟูกที่ทำการศึกษามีจำนวนเริ่มต้นของร่อง (number of start), อัตราส่วนความลึก (e/D , DR) และอัตราส่วนระยะพิทช์ (p/D , PR) ดังนี้

- ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท มีค่า DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16 และ มีค่า PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50 และ 2.00
- ท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท มีค่า DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16 และ มีค่า PR=0.50, 0.60, 0.65, 0.70, 0.75, 0.80, 0.85, 1.00, 1.25, 1.50 และ 2.00
- ท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท มีค่า DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16 และ มีค่า PR=0.50, 1.00, 1.50, 2.00, 2.50, 3.00 และ 3.50 (สำหรับกรณี PR= 2.50, 3.00, 3.50 จะมี DR=0.18, 0.20 ด้วย)
- ท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท มีค่า DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16 และ มีค่า PR=1.00, 1.50, 2.00, 2.50, 3.00 และ 3.50

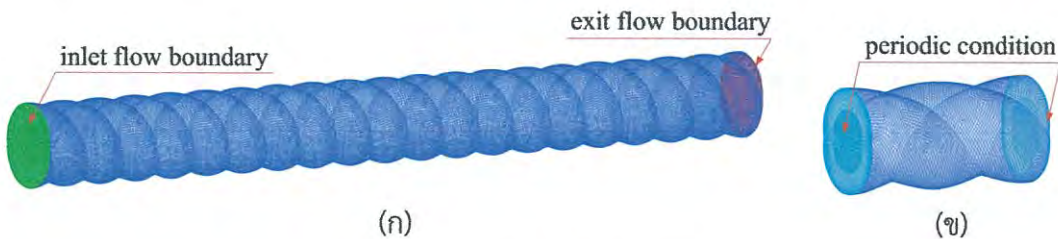
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- มีค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกลม (D) มีค่าเท่ากับ 0.05 เมตร และมีเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 5,000-20,000

สำหรับชั้นขีดผิวของของไหลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมีอิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงของความเร็วและอุณหภูมิค่อนข้างมาก และเพื่อแก้ปัญหาการไหลในชั้นขีดผิวจำเป็นต้องกำหนดให้อิเล็กเมนต์มีความหนาแน่นมากกว่าบริเวณอื่น ดังนั้นลักษณะของกริดที่ใช้สำหรับแบบจำลองจะประกอบไปด้วยกริดสี่เหลี่ยมและกริดสามเหลี่ยม โดยกริดสี่เหลี่ยมมีความหนาแน่นที่บริเวณใกล้ผนังส่วนกริดสามเหลี่ยมจะอยู่บริเวณกลางท่อ และมีค่า $y^+ \approx 1$



รูปที่ 6.1 รูปแบบทางกายภาพของท่อลูกฟูกสำหรับ (ก) ท่อยาว และ (ข) ท่อแบบ periodic



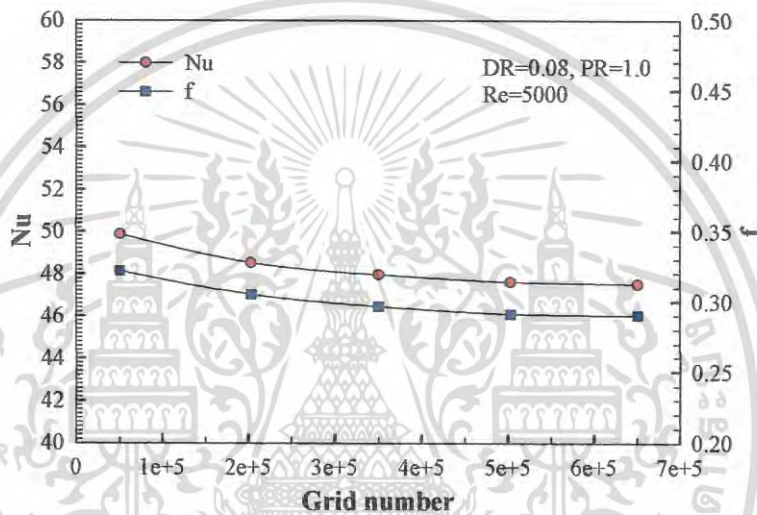
รูปที่ 6.2 โดเมนที่ใช้ในการคำนวณของท่อลูกฟูกสำหรับ (ก) ท่อยาว และ (ข) ท่อแบบ periodic

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

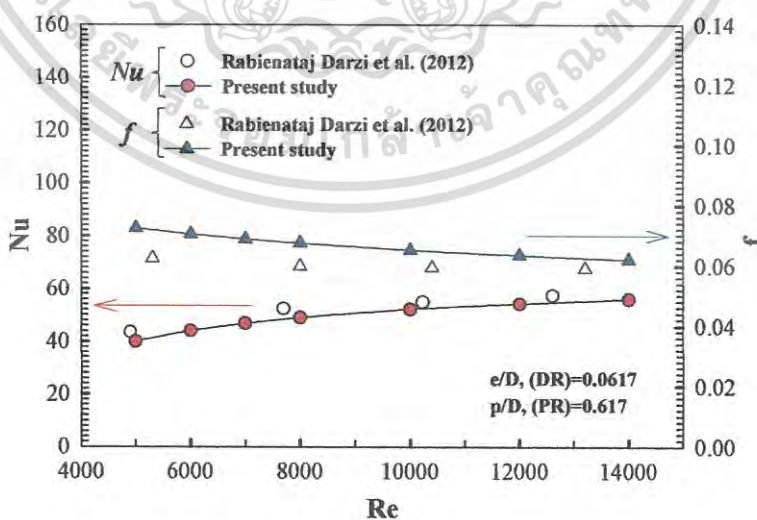
6.2 ผลการจำลองและวิเคราะห์ผล

6.2.1 กริดอิสระ

การหาผลกระทบของจำนวนกริดที่มีผลต่อคำตอบและเวลาในการลู่เข้าได้ทำการศึกษาโดยใช้จำนวนของกริดที่แตกต่างกันที่จำนวน 50520, 202866, 350280, 502962 และ 650756 โดยกรณีที่ใช้สำหรับตรวจสอบคือท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.00$ และ $Re=5000$ ดังแสดงในรูปที่ 6.3 ซึ่งใช้ลำดับวิธีการคำนวณผลเฉลยแบบ SIMPLE และใช้แบบแผนการคำนวณแบบ QUICK โดยมีเงื่อนไขการลู่เข้าหาคำตอบของทุกค่าอยู่ที่ 10^{-5} ยกเว้นสมการพลังงานซึ่งอยู่ที่ 10^{-9} พบว่าเมื่อจำนวนกริดเพิ่มขึ้นจาก 502962 เป็น 650756 ค่าเลขนัสเซิลท์และค่าตัวประกอบเสียดทานมีความคาดเคลื่อนไม่เกิน 0.3% ดังนั้นจึงเลือกปริมาณของกริดที่ 502962 ซึ่งปริมาณกริดนี้จะถูกนำไปใช้ในการศึกษาอิทธิพลของค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ต่อไป



รูปที่ 6.3 การเปรียบเทียบจำนวนกริดสำหรับท่อลูกฟูก



รูปที่ 6.4 การเปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลองสำหรับท่อลูกฟูก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

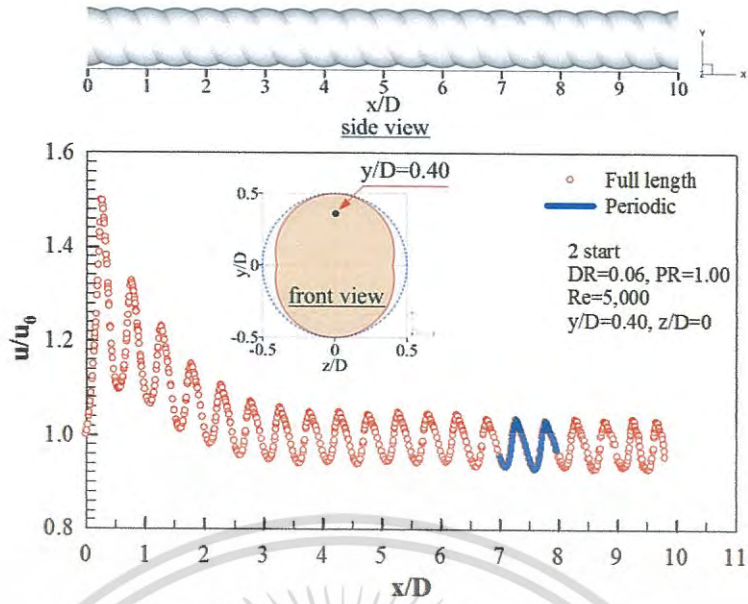
6.2.2 เปรียบเทียบผลการจำลองเชิงตัวเลขกับผลการทดลอง

รูปที่ 6.4 แสดงถึงการพิสูจน์ความถูกต้องของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานในท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.0617$ และ $PR=0.617$ โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน Realizable $k-\epsilon$ และเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ A.A. Rabienataj-Darzi และคณะ (2012) ภายใต้เงื่อนไขเดียวกัน พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานมีความแตกต่างกันอยู่ในช่วง $\pm 10.6\%$ และ $\pm 11.2\%$ ตามลำดับ

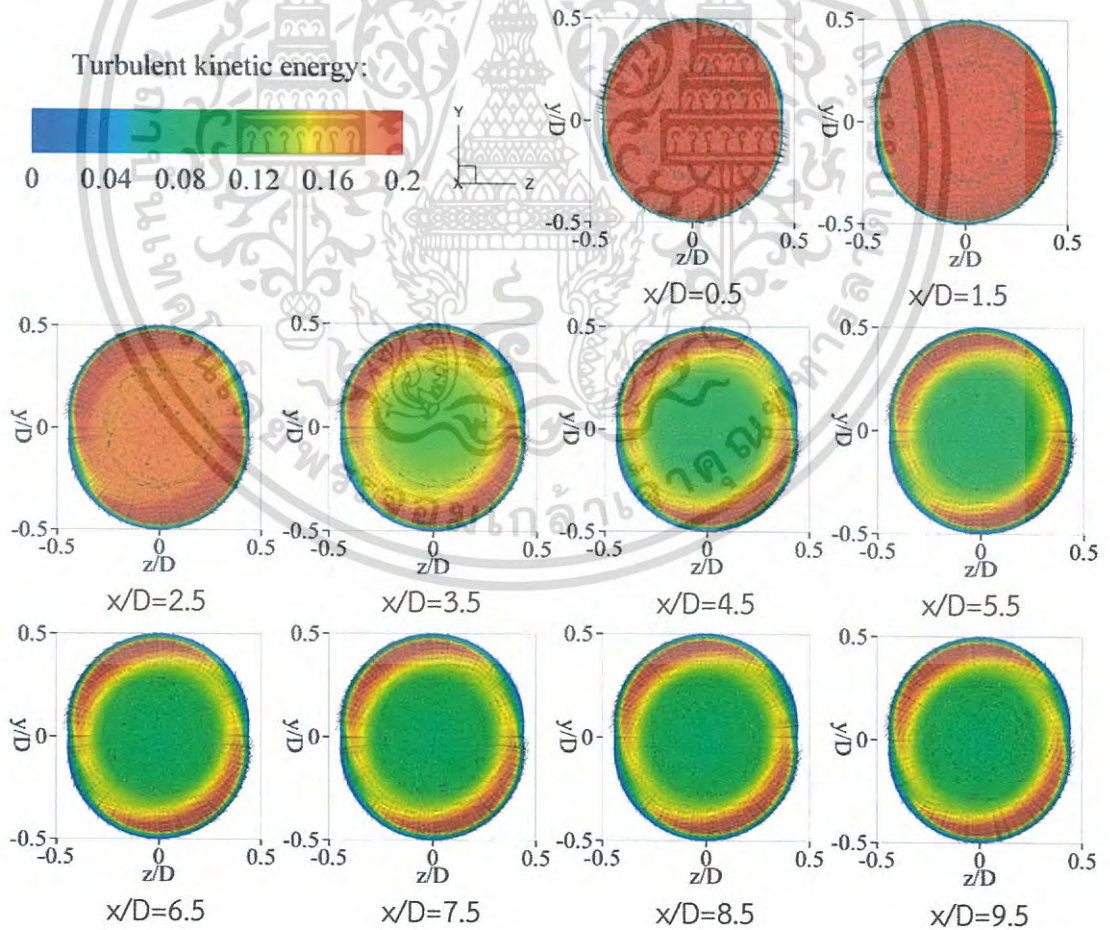
6.2.3 การเข้าสู่การพัฒนาแบบเต็มทีของการไหลและการถ่ายเทความร้อน

การเข้าสู่การพัฒนาเต็มทีของการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.5-6.6, 6.7-6.8, 6.9-6.10, และ 6.11-6.12 ตามลำดับ โดยใช้กรณี $DR=0.06$ ที่ $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ โดยนำเสนอในรูปแบบของรูปร่างอัตราส่วนความเร็ว (u/u_0) ตามแนวแกนการไหล ที่ระยะ $y/D=0.40$ และ $z/D=0$, การกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหล โดยทั่วไปพบว่ารูปร่างของการไหลถูกแบ่งออกเป็น 2 ช่วง คือ ช่วงการไหลที่กำลังพัฒนาโดยจะเกิดขึ้นที่ช่วงทางเข้า โดยในช่วงนี้ค่าอัตราส่วนความเร็วจะมีค่าสูง หลังจากนั้นค่าอัตราส่วนความเร็วจะค่อยๆ ลดลง และจะเข้าสู่ช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มที่ซึ่งจะมีรูปร่างและค่าของความเร็วช้ากัน และพบว่าค่าอัตราส่วนความเร็วสำหรับกรณี ท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ได้เข้าสู่ช่วงการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ที่โมดูลที่ 8 ($x/D \approx 7-8$), 7 ($x/D \approx 6-7$), 7 ($x/D \approx 6-7$), และ 7 ($x/D \approx 6-7$) ตามลำดับ

เมื่อพิจารณาการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับทุกกรณี พบว่าโดยทั่วไปสำหรับช่วงการไหลที่กำลังพัฒนาจะปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่มีค่าสูง (สังเกตได้จากคอนทัวร์สีแดง) และโครงสร้างการไหลจะมีรูปร่างต่างกัน หลังจากนั้นพลังงานจลน์ปั่นป่วนจะค่อยๆ ลดลง และมีรูปร่างที่เหมือนกันในการไหลที่พัฒนาเต็มที่ โดยโครงสร้างการไหลจะมีรูปร่างที่เหมือนกันด้วย ซึ่งสอดคล้องกับรูปร่างของอัตราส่วนความเร็ว (u/u_0) สำหรับกรณีอื่นๆ

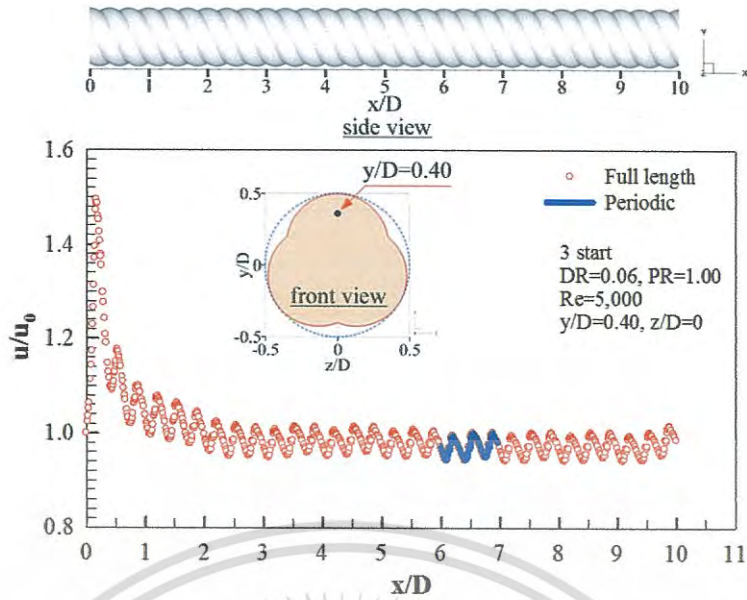


รูปที่ 6.5 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

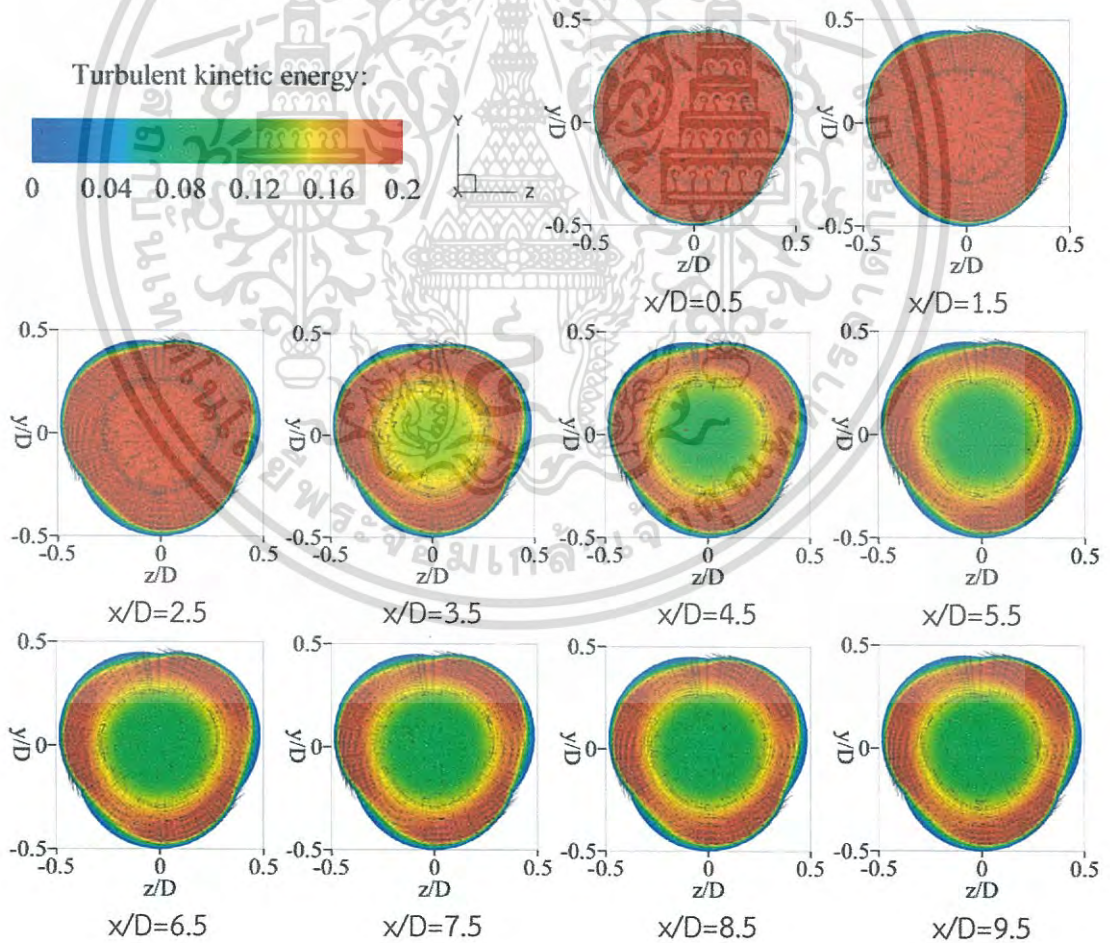


รูปที่ 6.6 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติเห็นาไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

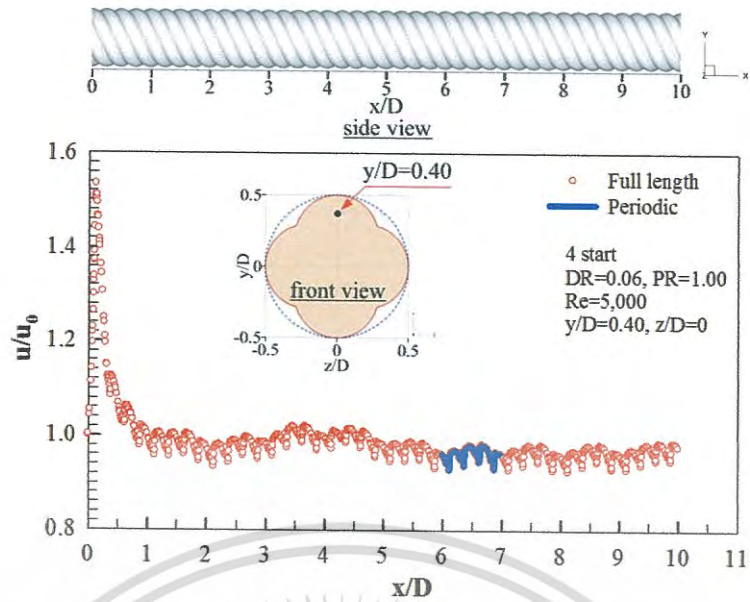


รูปที่ 6.7 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

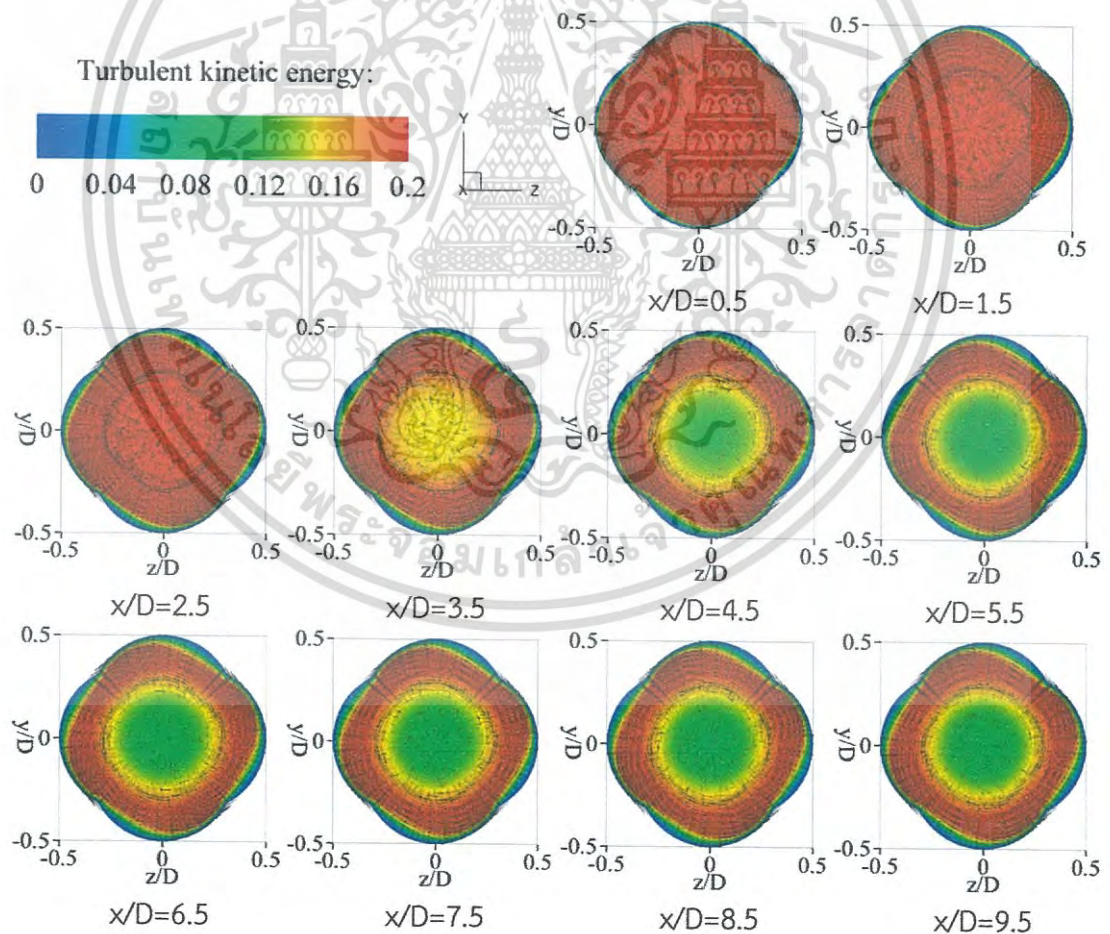


รูปที่ 6.8 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

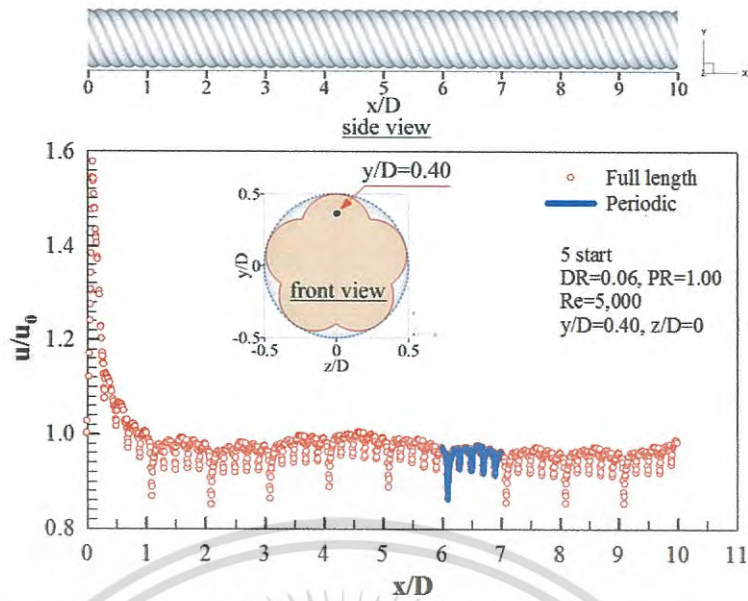


รูปที่ 6.9 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

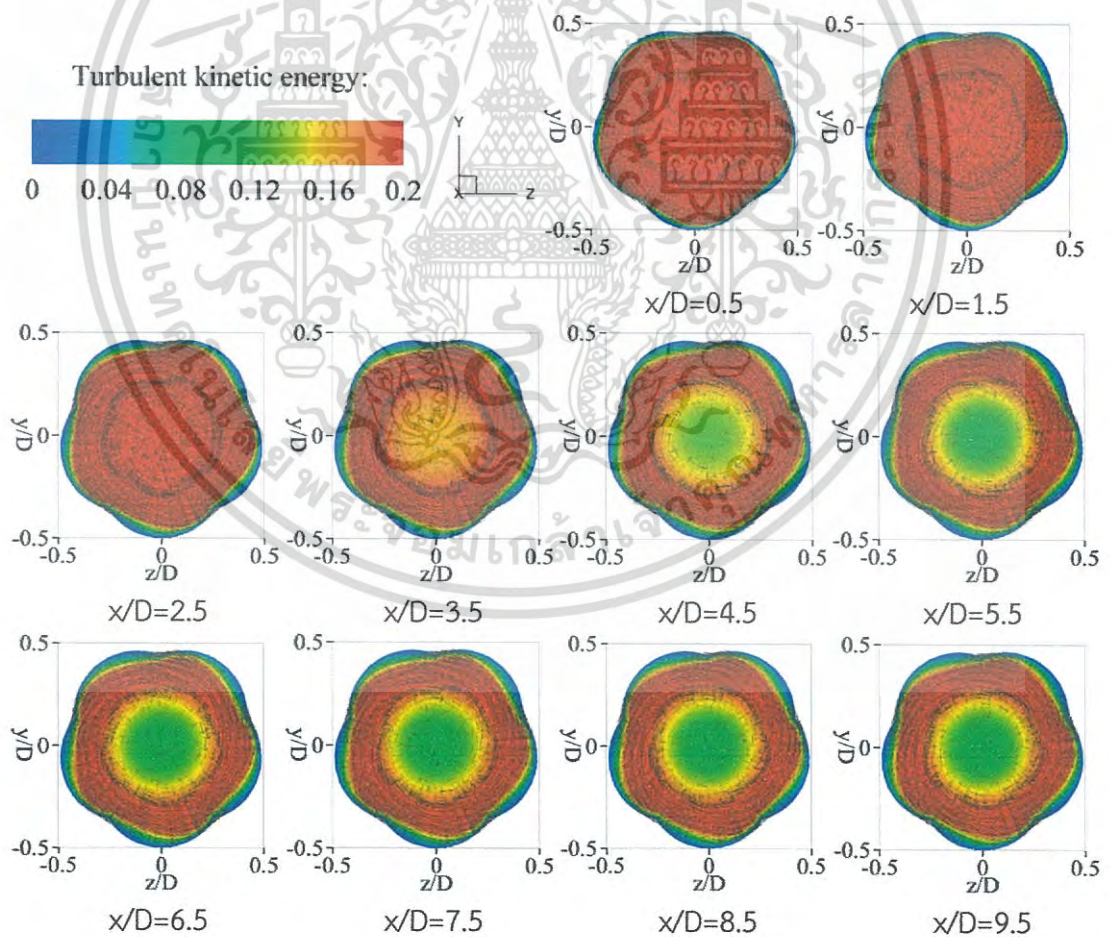


รูปที่ 6.10 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



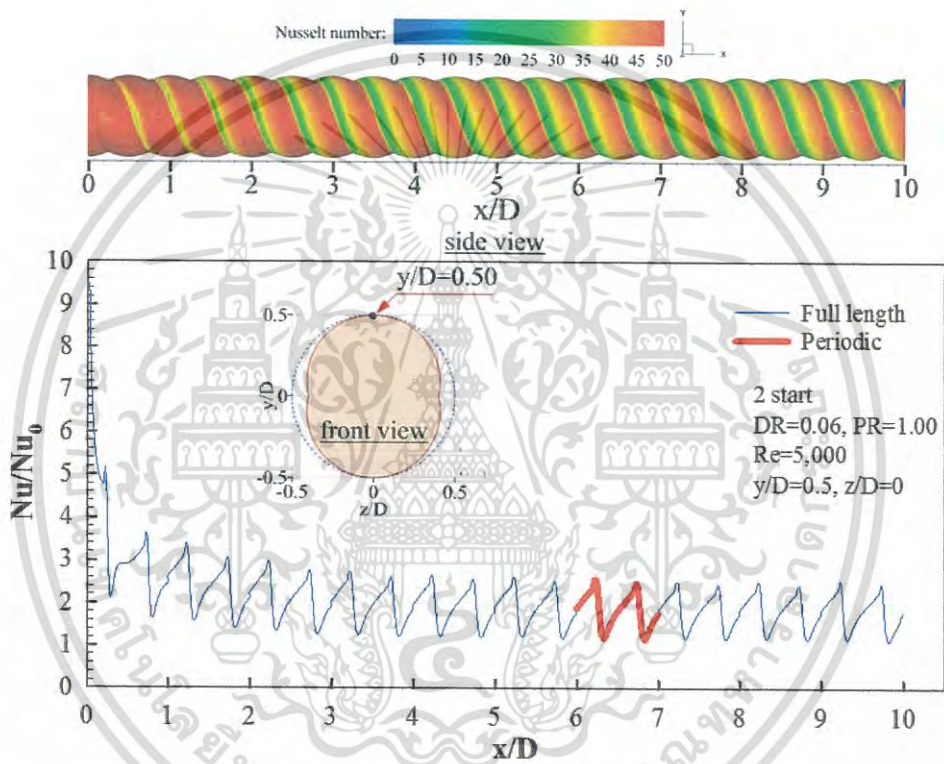
รูปที่ 6.11 รูปร่างของความเร็วตามแนวแกนการไหลของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$



รูปที่ 6.12 โครงสร้างการไหลและการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วนบนระนาบขวางการไหลของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$

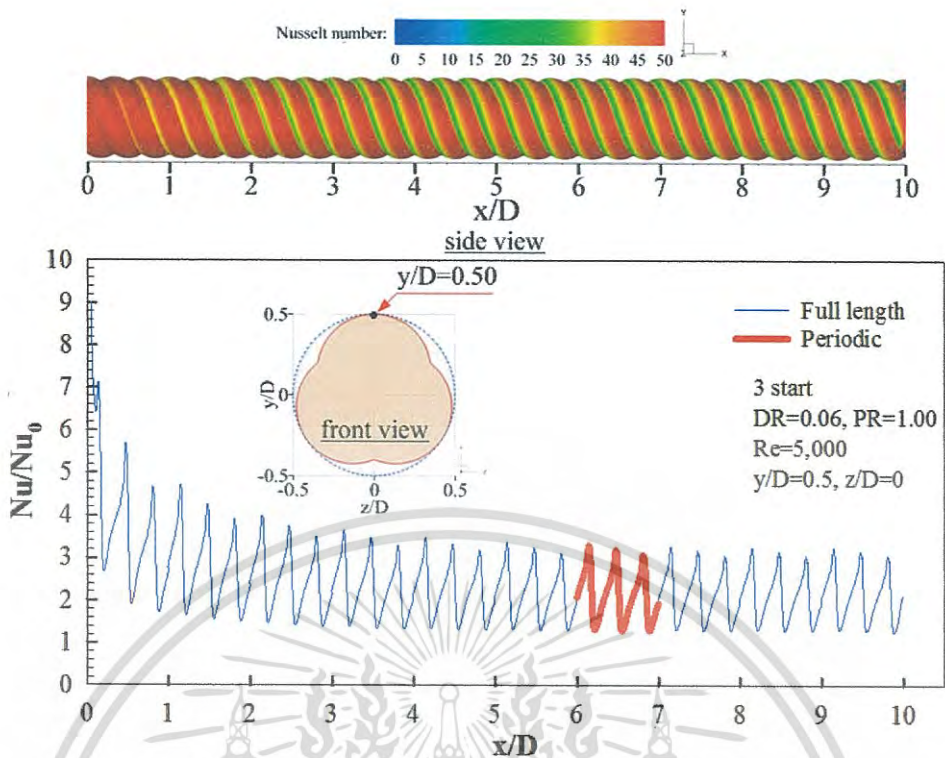
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเข้าสู่การพัฒนาเต็มที่ของการถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.13, 6.14, 6.15 และ 6.16 ตามลำดับ โดยใช้กรณี $DR=0.06$ ที่ $PR=1.00$ และ $Re=5,000$ โดยนำเสนอในรูปแบบของโปรไฟล์ของอัตราส่วนเลขนีสเซลท์ (Nu/Nu_0) ตามแนวแกนการไหล ที่ระยะ $y/D=0.50$ และ $z/D=0$ และคอนทัวร์การกระจายเลขนีสเซลท์ที่ผนังท่อ โดยทั่วไปสำหรับทุกกรณี พบว่าการถ่ายเทความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ช่วงคือช่วงที่กำลังพัฒนา ซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณทางเข้า ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูง หลังจากนั้นการถ่ายเทความร้อนจะค่อยๆ ลดลงและเข้าสู่ช่วงพัฒนาเต็มที่ ซึ่งสังเกตได้จากการซ้ำกันของการกระจายของเลขนีสเซลท์ที่ผนังทั้ง 2 แบบ และพบว่าท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท มีการเข้าสู่การพัฒนาเต็มที่ของการถ่ายเทความร้อนที่โมดูลที่ 7 ($x/D \approx 6-7$), 7 ($x/D \approx 6-7$), 6 ($x/D \approx 5-6$), และ 6 ($x/D \approx 5-6$) ตามลำดับ

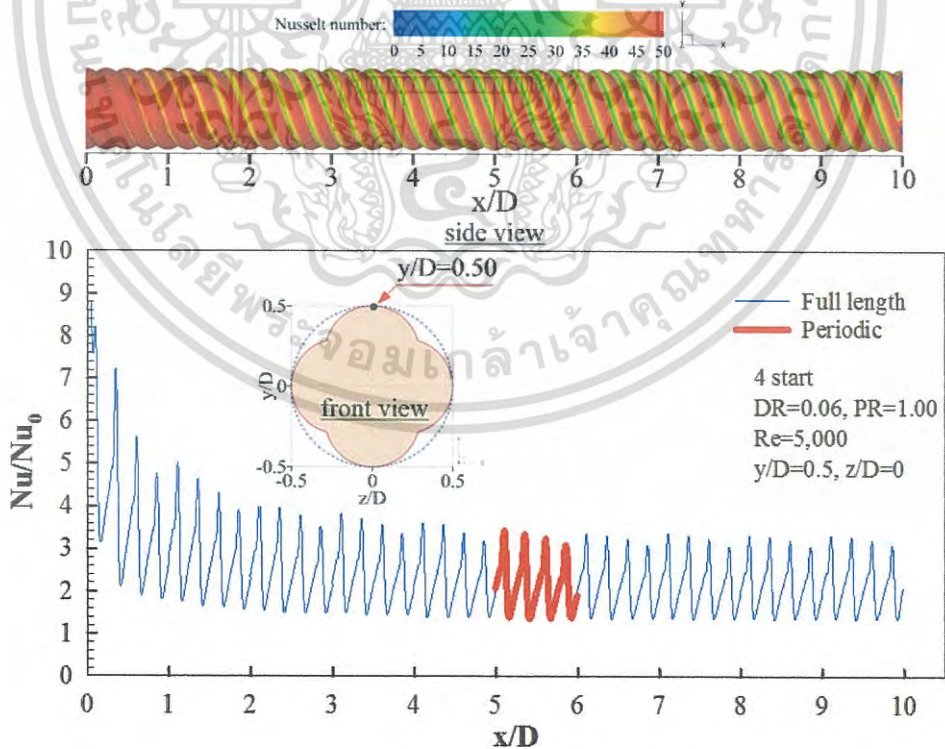


รูปที่ 6.13 การกระจายเลขนีสเซลท์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเซลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

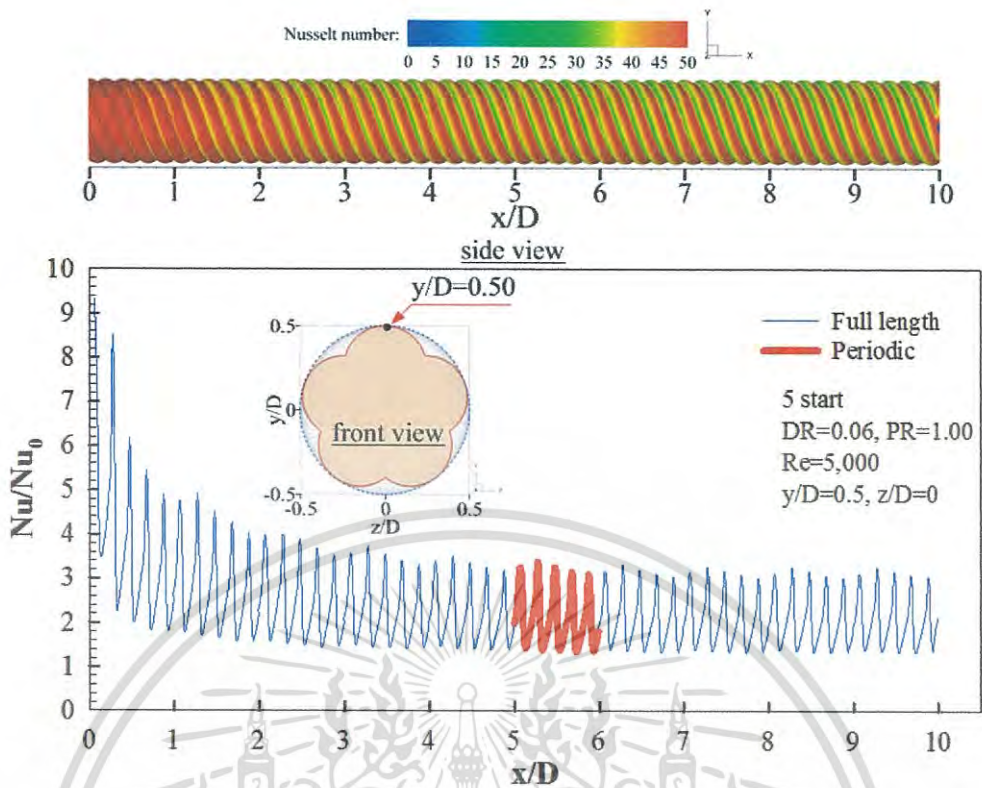


รูปที่ 6.14 การกระจายเลขนีสเซลล์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเซลล์ที่ผนังท่อของท่อลวกฟูก 3 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000



รูปที่ 6.15 การกระจายเลขนีสเซลล์และรูปร่างการกระจายเลขนีสเซลล์ที่ผนังท่อของท่อลวกฟูก 4 สตาร์ท สำหรับ DR=0.06 ที่ค่า PR=1.00 และ Re=5,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.16 การกระจายเลขนัสเซลท์และรูปร่างการกระจายเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท สำหรับ $DR=0.06$ ที่ค่า $PR=1.00$ และ $Re=5,000$

6.2.4 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์

ในส่วนของอิทธิพลของ Re ได้นำเสนอกรณีท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.05$ ที่ $PR=1.0$ โดยนำเสนอที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.17-6.22 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของ Re จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อลูกฟูก ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่า Re ต่าง ๆ

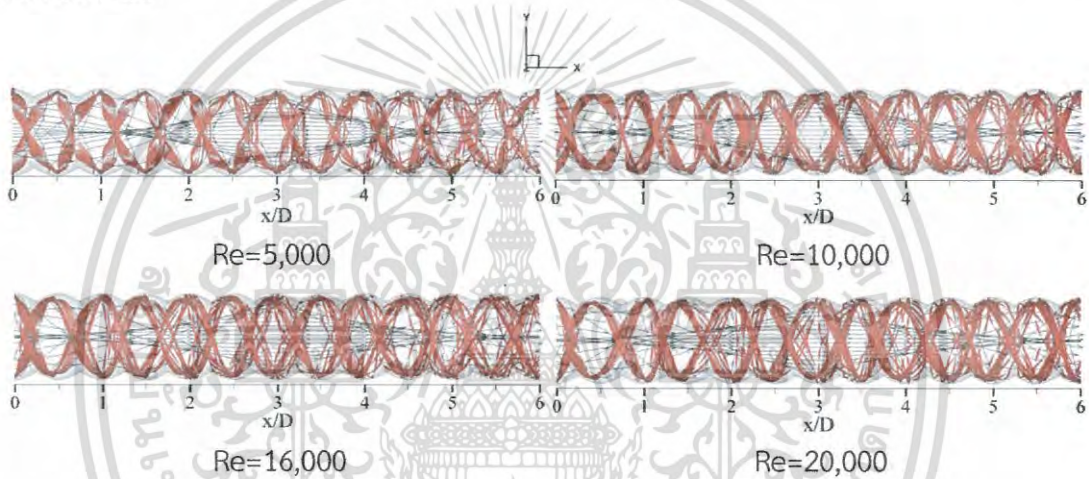
6.2.4.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 6.17 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ จากรูปพบว่าโดยทั่วไปการใช้ท่อลูกฟูกก่อให้เกิดการไหล 2 แบบ คือกระแสการไหลหมุนควงรอง (secondary swirl flow) จำนวน 2 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีแดง) ซึ่งพบบริเวณใกล้ผนังท่อ และกระแสการไหลหมุนควงหลัก (main swirl flow) จำนวน 1 กลุ่ม (เส้นกระแสการไหลสีดำ) ซึ่งปรากฏบริเวณกลางท่อ โดยกระแสการไหลหมุนควงรองจะไหลไปตามร่องบิดเกลียวของท่อ (ส่วนกระแสการไหลหมุนควงหลักจะมีระยะพิทช์การบิดเกลียว (helical pitch length) ขึ้นอยู่กับค่าอัตราส่วนความลึกและค่า

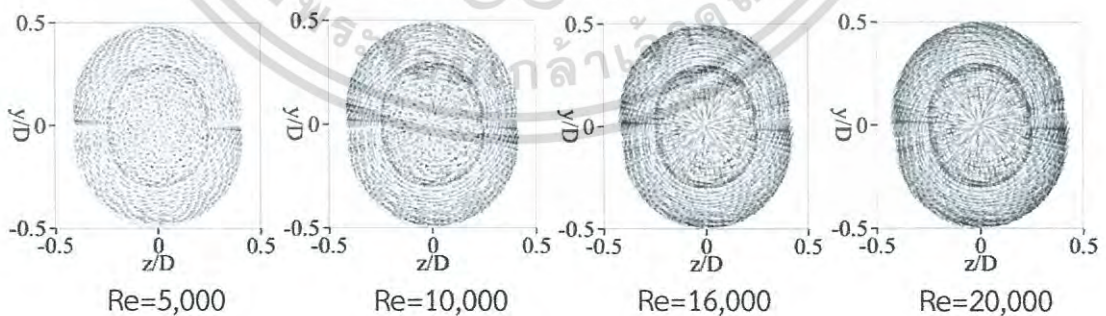
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราส่วนระยะพิทช์ ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อต่อไป) การเกิดกระแสการไหลหมุนควงรอบในท่อวงรีบิดส่งผลให้เกิดการรบกวนของชั้นขอบเขต อีกทั้งยังส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำอุณหภูมิบริเวณกลางท่อไปสู่บริเวณใกล้ผนังท่อ ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลดังแสดงในรูปที่ 6.18 สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ พบว่าการใช้ท่อลูกฟูกส่งผลให้กระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหล และมีทิศทางการหมุนไปตามทิศทางการบิดของท่อ และพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ความเด่นชัดของการไหลแบบหมุนวนจะปรากฏมากขึ้น และการไหลหมุนวนจะปรากฏชัดเจนเฉพาะบริเวณใกล้กับผนังท่อเท่านั้น ส่วนบริเวณกลางท่อจะไม่ปรากฏการไหลแบบหมุนวน แต่อย่างไรก็ตามการเกิดกระแสการไหลเกิดแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลที่ค่า Re ต่างๆ ไม่สามารถบ่งบอกได้ถึงการนำไปสู่การเพิ่มขึ้นหรือการลดลงของการถ่ายเทความร้อน เพียงแต่บ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลเท่านั้น



รูปที่ 6.17 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

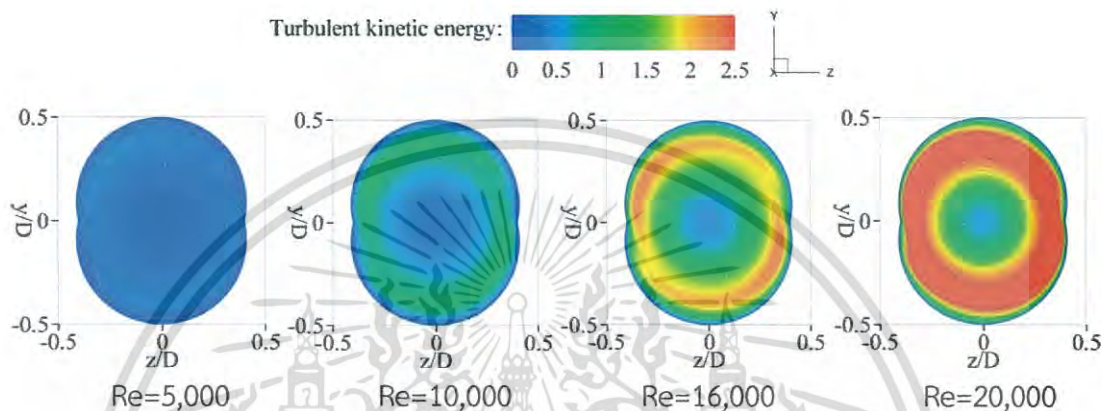


รูปที่ 6.18 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.4.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 6.19 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ พบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากขึ้น (คอนทัวร์สีแดงมากขึ้น) และพบว่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนจะมีค่ามากที่สุดที่บริเวณใกล้ผนัง/บริเวณที่มีกระแสการไหลแบบหมุนควงรอง ในกรณี $Re=20,000$ พบว่ามีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด



รูปที่ 6.19 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

6.2.4.3 การถ่ายเทความร้อน

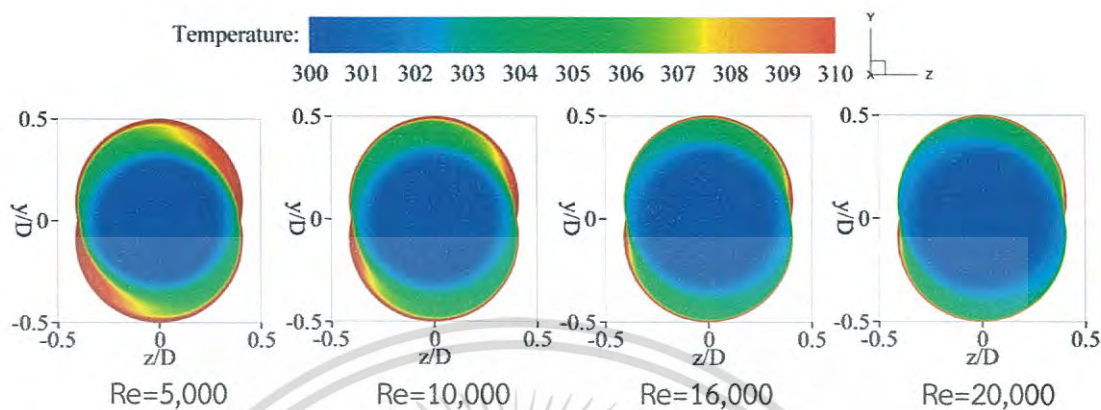
รูปที่ 6.20 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงของไหลอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงของไหลอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อ Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ชั้นของไหลร้อนมีความหนาลดลงที่บริเวณใกล้กับผนังท่อ โดยเฉพาะในกรณี $Re=20,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนบางที่สุด ส่วนกรณี $Re=5,000$ ปรากฏชั้นความหนาของของไหลร้อนหนาที่สุด ซึ่งชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบดบังการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างผนังท่อและของไหล

เมื่อพิจารณาการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ ดังแสดงในรูปที่ 7.21 โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงผนังอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงผนังอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้อุณหภูมิที่ผนังท่อลดลง เนื่องจากชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังบางลงจึงทำให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อเพิ่มขึ้น ในกรณี $Re=5,000$ พบว่าอุณหภูมิของผนังท่อสูงกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณี $Re=20,000$ ปรากฏอุณหภูมิของผนังท่อต่ำที่สุด

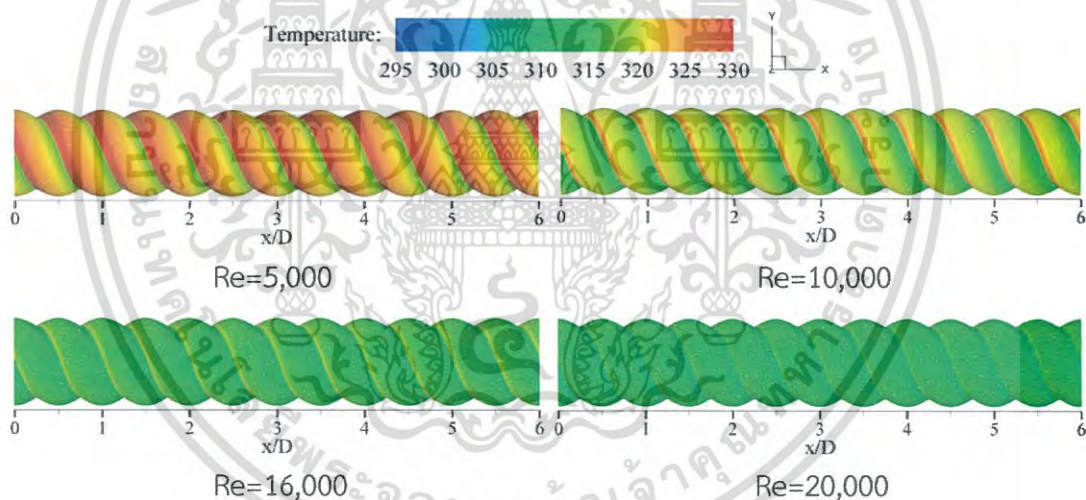
รูปที่ 6.22 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซิลท์หรือการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5000, 10000, 16000$ และ 20000 ที่ $DR=0.05$ และ $PR=1.0$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่ำ ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงพื้นที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การถ่ายเทความร้อนสูง จากรูปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้น ส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อเพิ่มขึ้น โดยเฉพาะในกรณี Re=20,000 พบว่าการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ

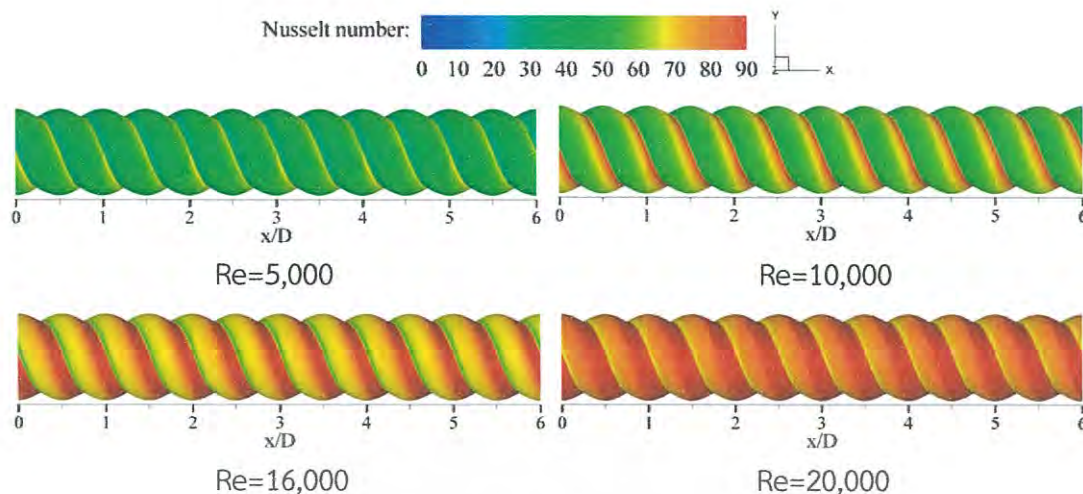


รูปที่ 6.20 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า DR=0.10 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ



รูปที่ 6.21 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.10 และ PR=1.0 ที่ค่า Re ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.22 การกระจายของเลขนัสเซลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.10$ และ $PR=1.0$ ที่ค่า Re ต่างๆ

6.2.5 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก

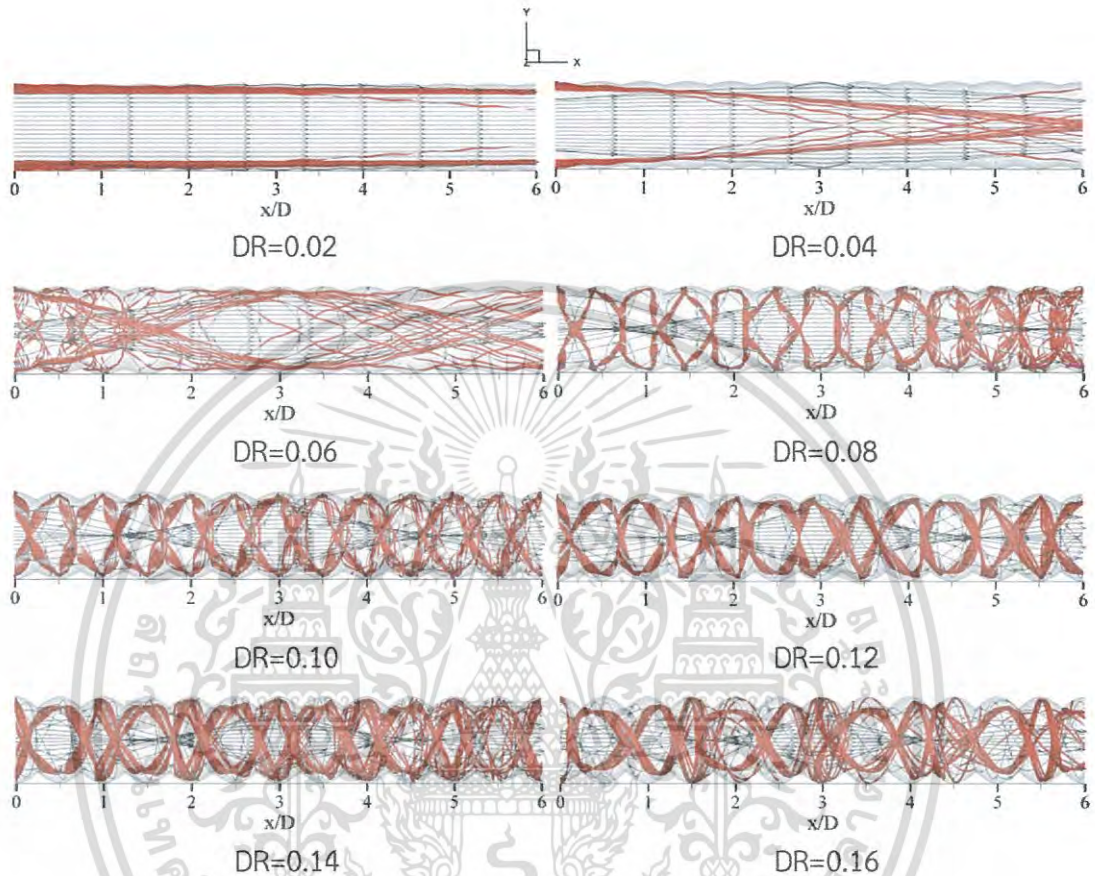
ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกได้นำเสนอกรณีท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.23-6.28 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนความลึก จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อลูกฟูก ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทัวร์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่าอัตราส่วนความลึกต่าง ๆ

6.2.5.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 6.23 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ พบว่าที่ค่า $DR=0.02$ และ 0.04 ไม่ปรากฏกระแสการไหลหมุนควงรอง แต่จะเริ่มปรากฏตั้งแต่ $DR=0.06$ ขึ้นไป โดยที่กรณี $DR=0.06$ พบว่ามีกระแสการไหลหมุนควงรองปรากฏเพียงบางส่วนเท่านั้น เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น พบว่ากระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำได้ดีขึ้น โดยเฉพาะที่กรณี $DR=0.10$ ปรากฏกระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำให้หมุนไปตามร่องได้ดีที่สุด เมื่อพิจารณาที่ค่า $DR=0.12-0.16$ พบว่ากระแสการไหลหมุนควงรองจะไหลข้ามร่องมากขึ้น และพบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงหลักมีระยะพิดช์ของการบิดลดลง

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ ดังแสดงในรูปที่ 6.24 พบว่ากระแสการไหลในระนาบขวางการไหลมีลักษณะการไหลแบบหมุนวนโดยมีทิศทางไปตามทิศทางการบิดของท่อ และเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น การไหลแบบหมุนวนจะปรากฏเด่นชัดมากขึ้นที่บริเวณใกล้ผนังท่อ แต่อย่างไรก็ตามบริเวณกลางท่อจะปรากฏการไหลแบบหมุนวนน้อยที่สุด เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อสาธารณะไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกนั้น การปรากฏการไหลแบบหมุนวนในระนาบขวางการไหลเป็นเพียงการบ่งบอกถึงโครงสร้างการไหลเท่านั้น ซึ่งไม่สามารถบ่งบอกได้ว่าในกรณีใดสามารถให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อได้สูงสุด

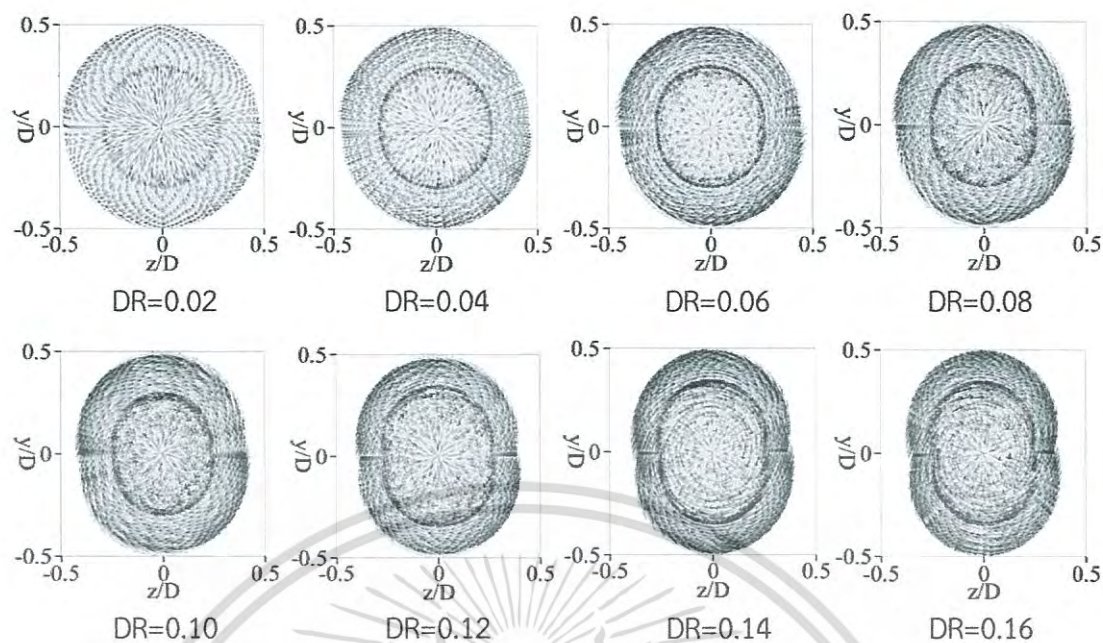


รูปที่ 6.23 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

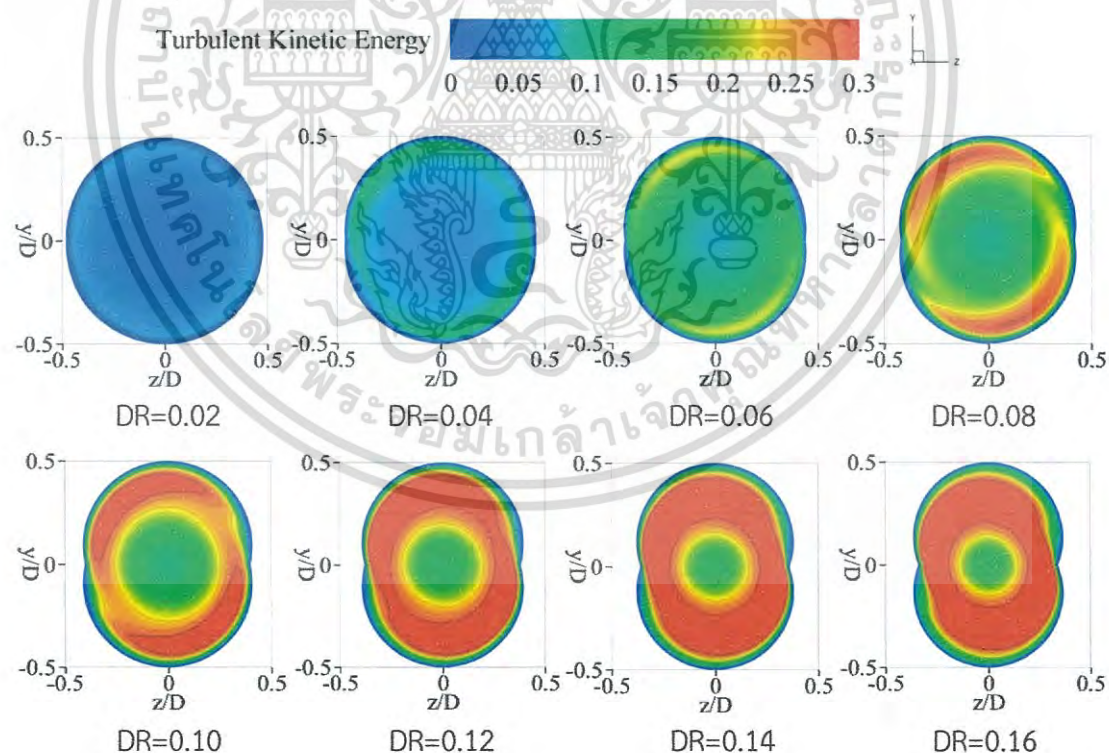
6.2.5.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 6.25 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้พลังงานจลน์ปั่นป่วนเพิ่มขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากพื้นที่คอนทัวร์สีแดงที่เพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณากรณี $DR=0.06, 0.08$ และ 0.10 พบว่าพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนถูกแบ่งเป็น 2 ส่วนอย่างชัดเจนคือบริเวณใกล้ผนัง ซึ่งเป็นตำแหน่งที่กระแสการไหลหมุนควงรองไหลผ่าน ส่วนกรณี $DR=0.12, 0.14$ และ 0.16 พบว่าพื้นที่ของพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่สูงจะมีความต่อเนื่องกัน เนื่องจากเมื่อความลึกของร่องเพิ่มมากขึ้นทำให้กระแสการไหลหมุนควงรองไม่สามารถถูกเหนี่ยวนำไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ จึงทำให้กระแสการไหลหมุนควงรองจะหมุนอยู่บริเวณรอบๆ กระแสการไหลหมุนควงหลัก สำหรับอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกนั้น การเพิ่มขึ้นของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลเป็นเพียงการบ่งบอกถึงความแข็งแรงของการไหล ซึ่งไม่สามารถบ่งบอกได้ว่าในกรณีใดสามารถให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อได้สูงสุด

เอกสารนี้
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.24 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $PR=0.5$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ



รูปที่ 6.25 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

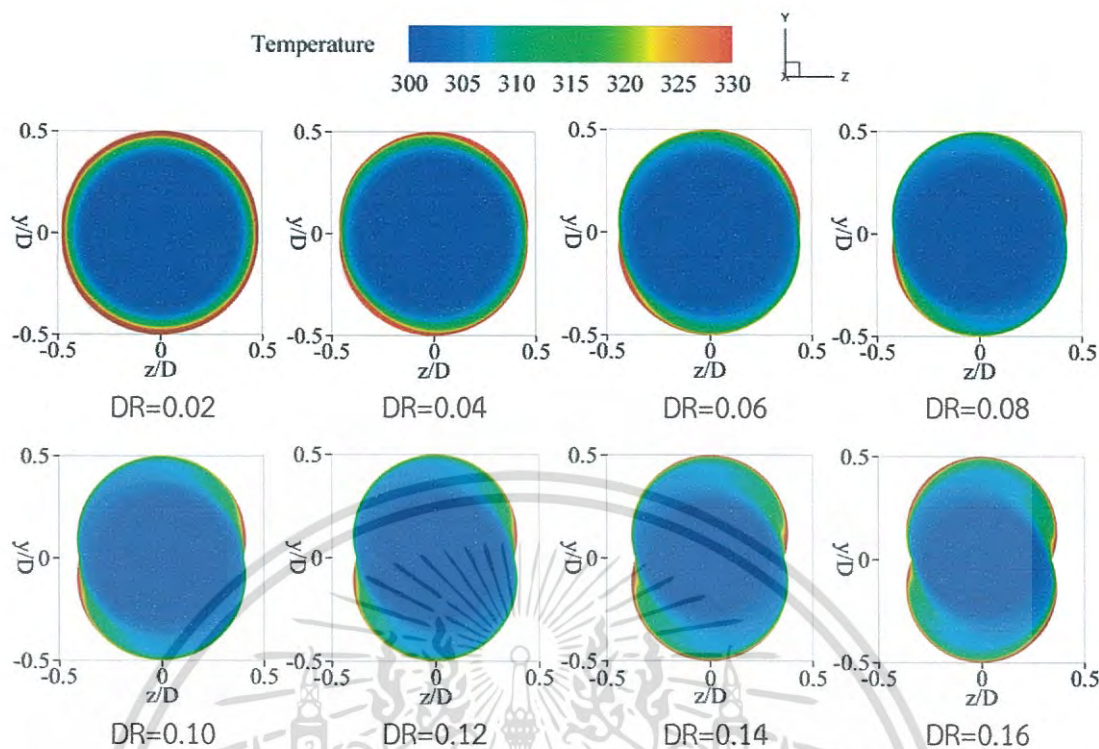
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.5.3 การถ่ายเทความร้อน

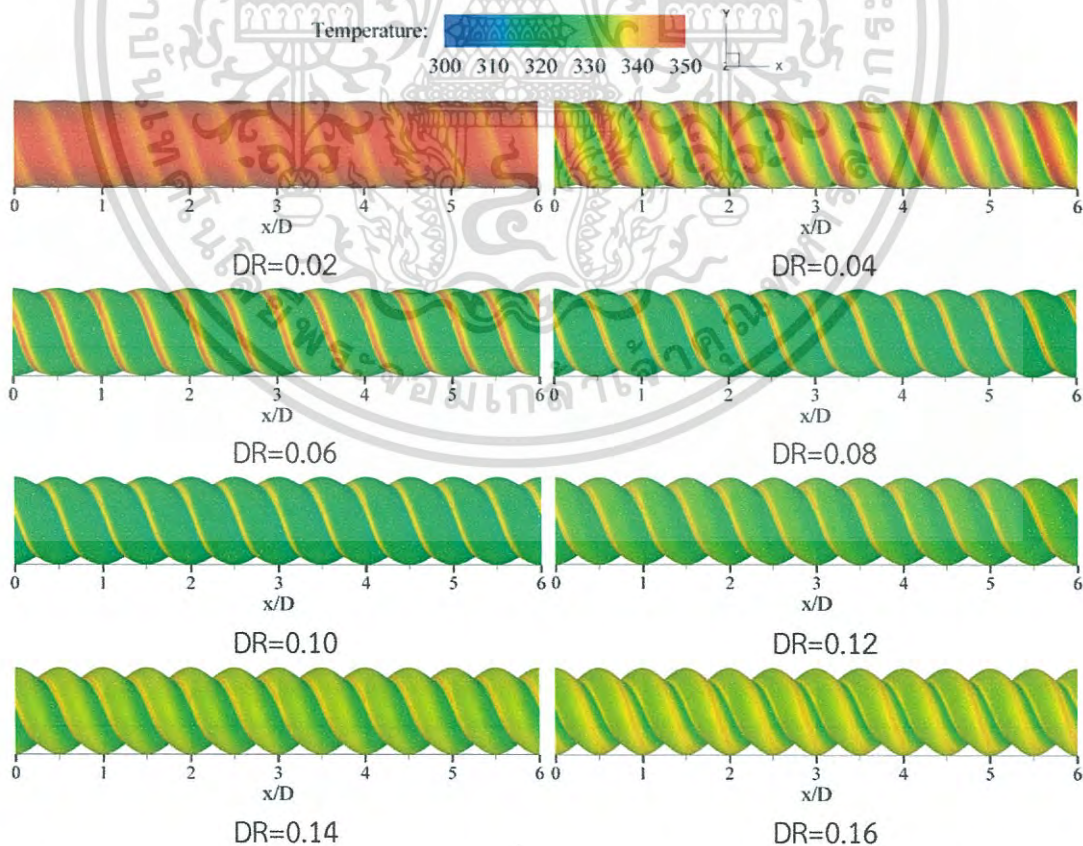
รูปที่ 6.26 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อถูกพูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.02 ถึง 0.10 ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนัง (คอนทิวรัลส์แดง) จะมีความหนาลดลง เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ดีขึ้น แต่เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.16 พบว่า ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนัง (คอนทิวรัลส์แดง) จะมีความหนาเพิ่มขึ้น เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองจะค่อยๆ ไหลข้ามร่องมากขึ้น จากรูปพบว่าในกรณี $DR=0.10$ ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะมีความบางมากกว่ากรณีอื่นๆ เพราะสามารถเหนี่ยวนำกระแสการไหลหมุนควงรองไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด ส่วนกรณี $DR=0.02$ พบว่าชั้นของไหลของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะมีความหนามากกว่ากรณีอื่นๆ

รูปที่ 6.27 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อถูกพูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ พบว่าในกรณี $DR=0.02$ ผนังท่อยังคงมีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อน (คอนทิวรัลส์แดง) มากกว่ากรณีอื่นๆ แสดงถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อเกิดขึ้นได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นเป็น 0.10 พบว่าพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนได้ลดลง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลส์เขียวเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลถูกเหนี่ยวนำให้ลงไปตามร่องได้ดีขึ้น เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.16 พบว่ามีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนเพิ่มขึ้น (คอนทิวรัลส์เหลืองเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น

รูปที่ 6.28 แสดงถึงการกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อถูกพูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ จากรูปพบว่าในกรณี $DR=0.10$ มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทิวรัลส์แดงที่มากที่สุด เมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.10 ถึง 0.16 พบว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงลดลง โดยเฉพาะบริเวณร่องของท่อ เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น ส่วนกรณี $DR=0.02$ มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่ากรณีอื่นๆ

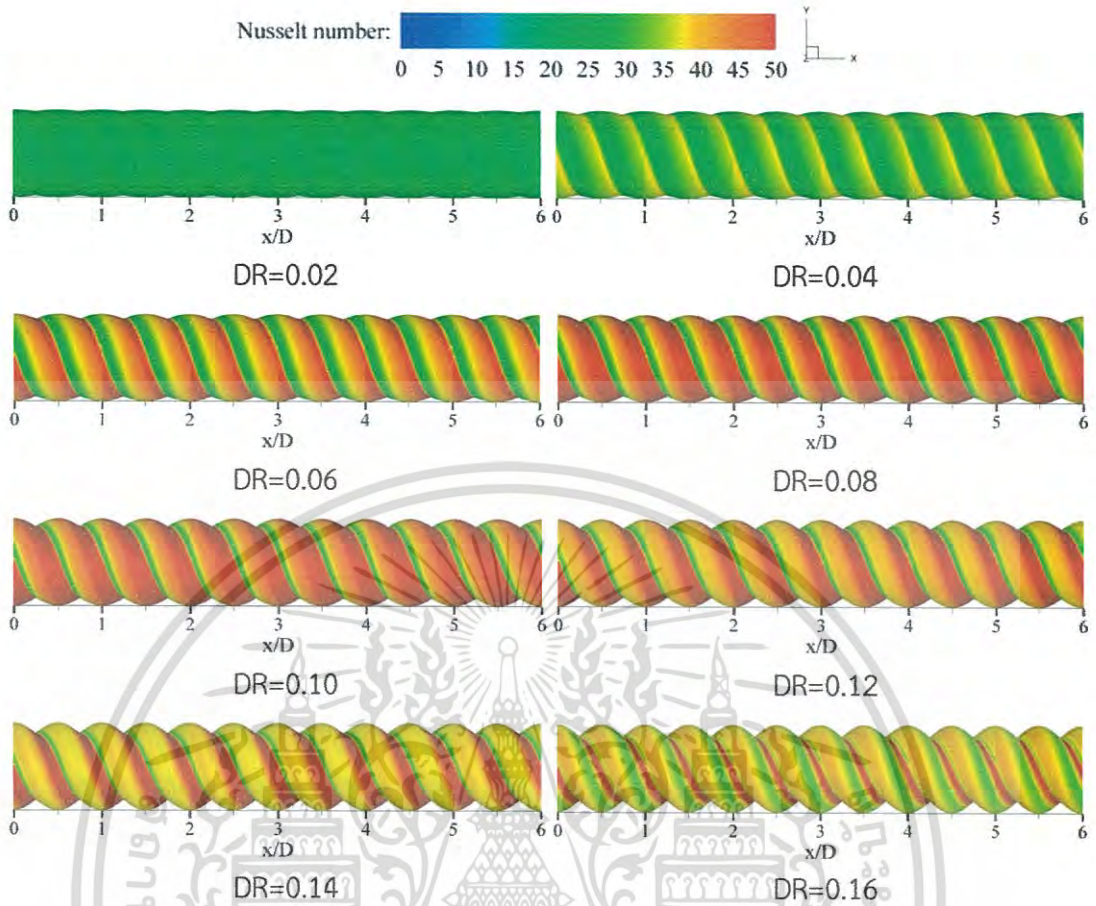


รูปที่ 6.26 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ



รูปที่ 6.27 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.28 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=1.0$ และ $Re=5000$ ที่ค่า DR ต่างๆ

สำหรับอิทธิพลของอัตราส่วนความลึกดังแสดงไว้ข้างต้น ซึ่งได้ยกตัวอย่างกรณีท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14$ และ 0.16 ที่ $PR=1.0$ และ $Re=5,000$ มาแนะนำ จะเห็นได้ว่าความเหมาะสมของค่า DR สำหรับ $PR=1.0$ ที่ให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อที่ดีที่สุดคือ $DR=0.10$ เนื่องจากสามารถเหนี่ยวนำให้กระแสน้ำไหลหมุนควงรอบหมุนไปตามร่องได้ดีที่สุด ทำให้ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังมีความบางมากกว่ากรณีอื่นๆ ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด ทำให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อที่มีค่ามากที่สุดเมื่อเทียบกับค่า DR อื่นๆ ที่ค่า PR เดียวกัน

ในทำนองเดียวกัน เมื่อพิจารณาที่ค่า PR และที่จำนวนสตาร์ทอื่นๆ การถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อที่ให้ค่าสูงที่สุดจะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า DR โดยความเหมาะสมของค่า DR นั้น จะส่งผลให้เกิดการเหนี่ยวนำให้กระแสน้ำไหลหมุนควงรอบให้หมุนไปตามร่องได้ดีที่สุด ทำให้ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังมีความบางมากกว่าค่า DR อื่นๆ ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุดเมื่อเทียบกับค่า DR อื่นๆ ที่ค่า PR เดียวกัน โดยค่า DR ที่เหมาะสมที่สุดที่ให้การถ่ายเทความร้อนที่ผนังได้สูงที่สุดในแต่ละ PR คือค่า DR ที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.44(ข), 6.48(ข), 6.52(ข) และ 6.56(ข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.6 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์

ในส่วนของอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ได้นำเสนอกรณีที่ท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$ ที่ $Re=5,000$ โดยนำเสนอที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.29-6.34 ซึ่งการนำเสนอผลจากอิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ประกอบด้วย ส่วนที่ 1 นำเสนอเส้นกระแสการไหลหรือพฤติกรรมการไหลทั้งแบบ 3 มิติและ 2 มิติ เพื่อให้สามารถทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลในท่อลูกฟูก ส่วนที่ 2 นำเสนอความแข็งแรงของการปั่นป่วนในเทอมของการกระจายพลังงานจลน์ปั่นป่วน และส่วนที่ 3 นำเสนอการถ่ายเทความร้อนหรือพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งแสดงในรูปของคอนทราสต์หรือการกระจายตัวของอุณหภูมิและค่า Nu ที่ค่าอัตราส่วนระยะพิตช์ต่าง ๆ

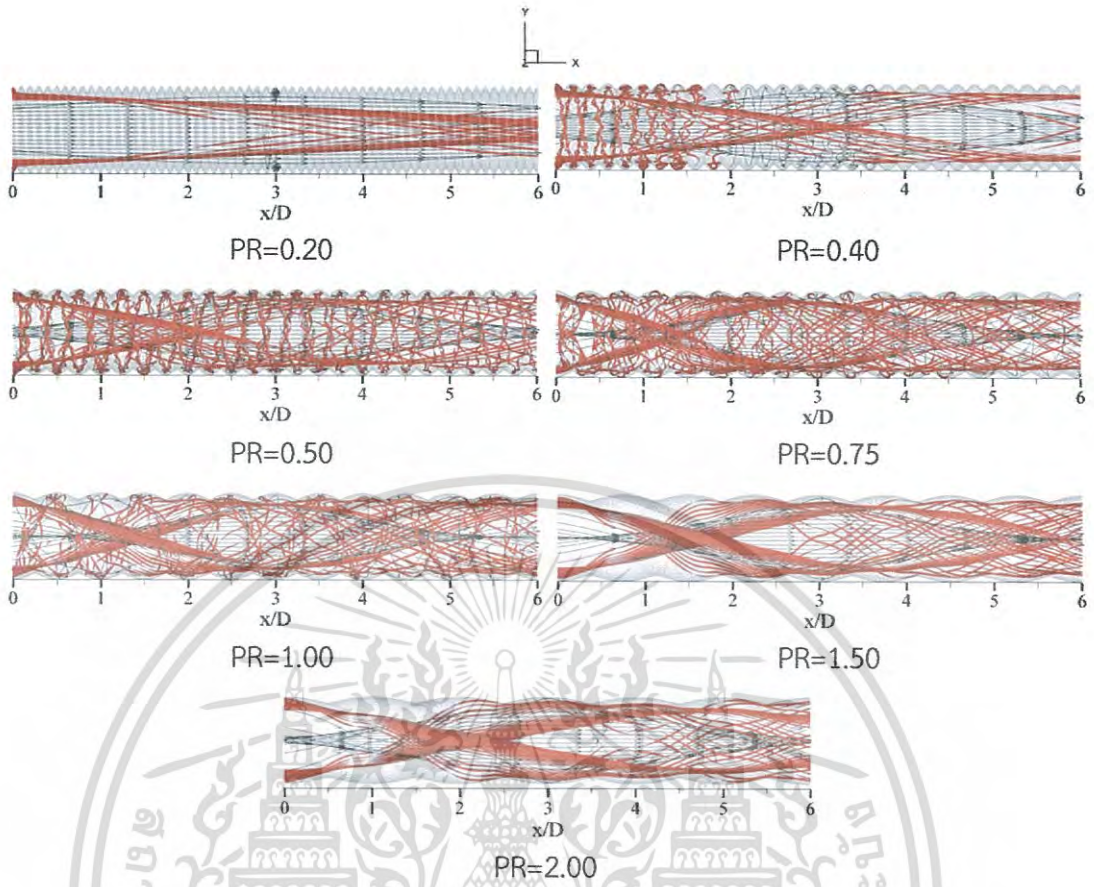
6.2.6.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 6.29 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5000$ พบว่าที่ค่า $PR=0.20$ ไม่ปรากฏการไหลหมุนควงรอง แต่จะเริ่มปรากฏตั้งแต่ $PR=0.40$ ขึ้นไป โดยที่กรณี $PR=0.40$ พบว่ามีกระแสการไหลหมุนควงรองปรากฏเพียงบางส่วนเท่านั้น เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นพบว่ากระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำได้ดีขึ้น โดยเฉพาะที่กรณี $PR=0.50$ ปรากฏกระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำให้หมุนไปตามร่องได้ดีที่สุด เมื่อพิจารณาที่ค่า $PR=0.75-2.00$ พบว่ากระแสการไหลหมุนควงรองจะเริ่มลดลง และจะไหลข้ามร่องมากขึ้น และพบว่าที่ค่า PR เพิ่มขึ้นจาก $0.20-1.00$ กระแสการไหลหมุนควงหลักจะระยะพิตช์ของการบิดลดลง แต่ที่กรณี $PR=0.15$ และ 0.20 ระยะพิตช์ของการบิดของกระแสการไหลหมุนควงหลักจะเพิ่มขึ้น

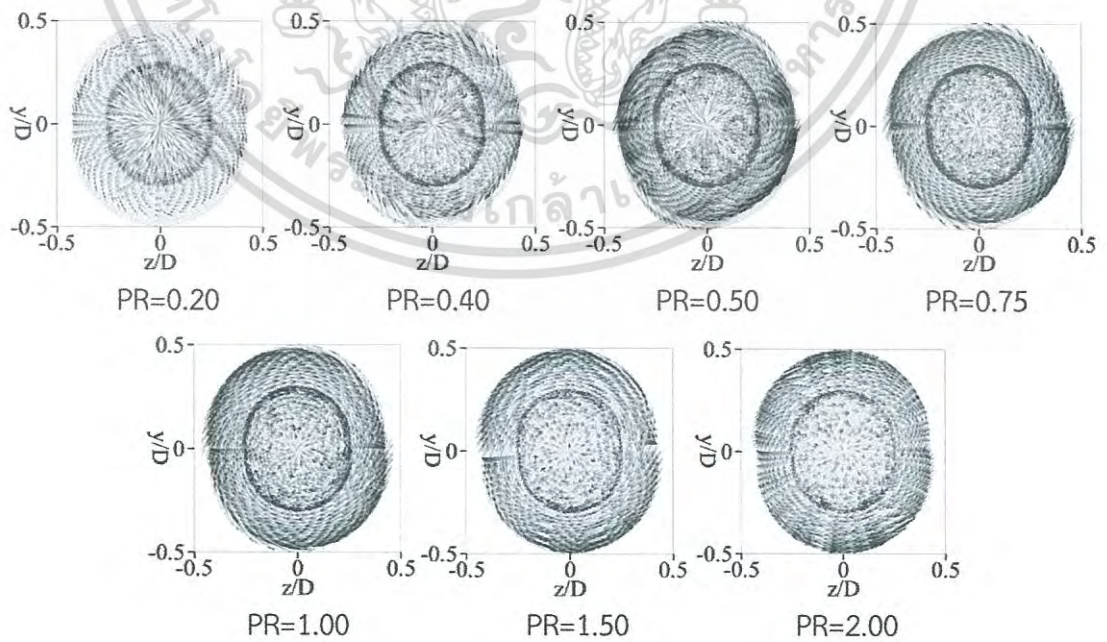
เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ในรูปที่ 6.30 พบว่ากระแสการไหลในระนาบขวางการไหลมีลักษณะการไหลแบบหมุนวนโดยมีทิศทางไปตามทิศทางการบิดของท่อ และเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก $0.20-0.50$ พบว่าการไหลแบบหมุนวนจะปรากฏเด่นชัดมากขึ้นที่บริเวณใกล้ผนังท่อ แต่เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก $0.50-2.00$ พบว่าความเด่นชัดของการไหลแบบหมุนวนลดลง แต่อย่างไรก็ตามบริเวณกลางท่อจะปรากฏการไหลแบบหมุนวนน้อยที่สุด

6.2.6.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

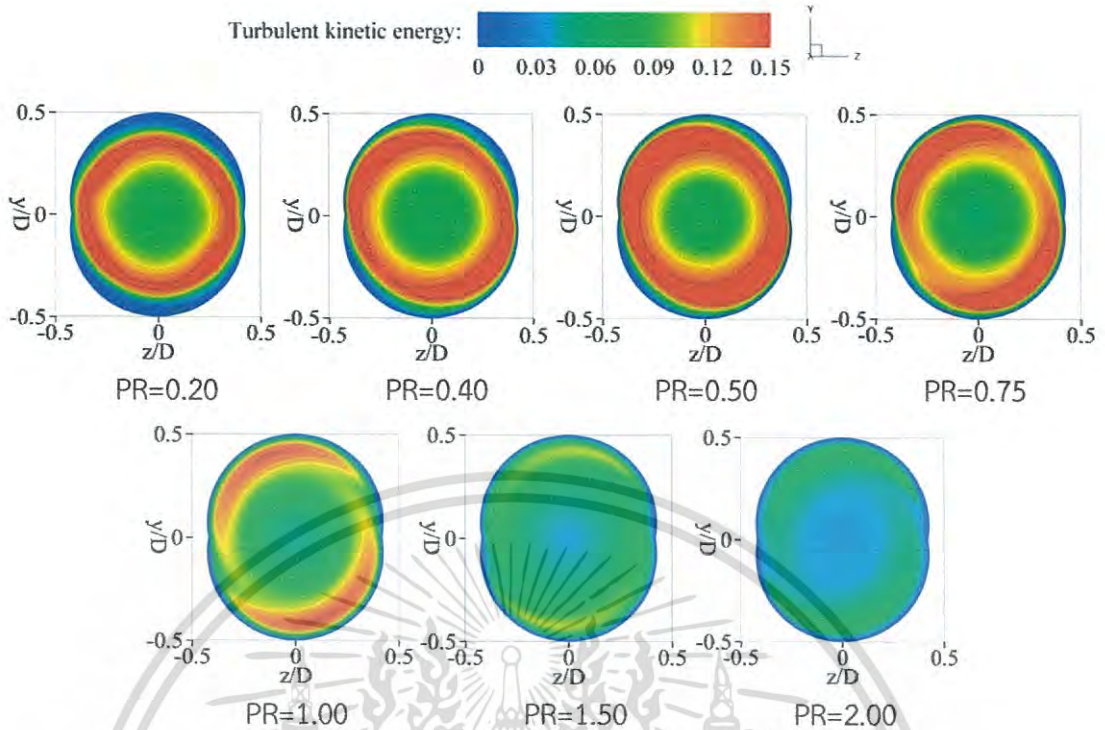
รูปที่ 6.31 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น จาก $PR=0.20-0.50$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนสูงขึ้น แต่เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก $PR=0.50-2.00$ ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนลดลง และพบว่าในกรณี $PR=0.50$ มีพลังงานจลน์ปั่นป่วนมากที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เนื่องจากเป็นค่าที่เหมาะสมที่สามารถทำให้กระแสการไหลหมุนควงของท่อมีความแข็งแรงมากที่สุด ส่วนกรณี $PR=2.00$ พบว่ามีพลังงานจลน์ปั่นป่วนน้อยที่สุด เนื่องจากค่าอัตราส่วนความลึกและอัตราส่วนระยะพิตช์มีความไม่เหมาะสมกันที่จะก่อให้เกิดการไหลหมุนควงรองที่แข็งแรง



รูปที่ 6.29 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ



รูปที่ 6.30 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานที่สถานศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้拿去เผยแพร่ภายนอกการคา
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.31 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

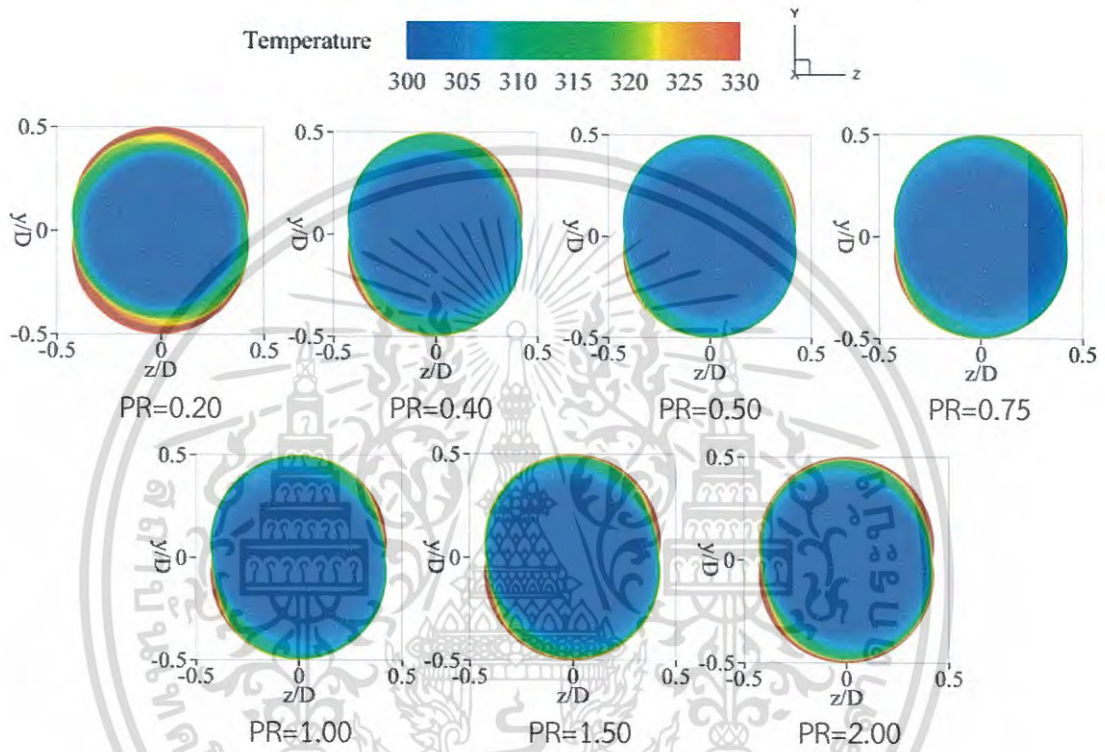
6.2.6.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.32 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5000$ พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก 0.20 ถึง 0.50 ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนัง (คอนทัวร์สีแดง) จะมีความหนาลดลง เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองถูกเหนี่ยวนำไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ดีขึ้น แต่เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก 0.50 ถึง 2.00 พบว่า ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนัง (คอนทัวร์สีแดง) จะมีความหนาเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเหมาะสมของอัตราส่วนระยะพิทช์และอัตราส่วนความลึกแฉ่ง ทำให้กระแสการไหลหมุนควงรองจะค่อยๆ ไหลข้ามร่องมากขึ้น จากรูปพบว่าในกรณี $PR=0.50$ ชั้นของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะมีความบางมากกว่ากรณีอื่นๆ เพราะสามารถเหนี่ยวนำกระแสการไหลหมุนควงรองไปยังบริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด ส่วนกรณี $PR=0.20$ พบว่าชั้นของไหลของไหลร้อนบริเวณใกล้ผนังจะมีความหนามากกว่ากรณีอื่นๆ

รูปที่ 6.33 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50$ และ 2.0 ที่ $DR=0.08$ และ $Re=5000$ พบว่า ในกรณี $PR=0.20$ ผนังท่อยังคงมีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อน (คอนทัวร์สีแดง) มากกว่ากรณีอื่นๆ แสดงถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผิวท่อเกิดขึ้นได้ไม่ดีเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นเป็น 0.50 พบว่าพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนได้ลดลง (ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีเขียวและสีฟ้าเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลถูกเหนี่ยวนำให้ลงไปตามร่องได้ดีขึ้น เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก 0.50 ถึง 2.00 พบว่ามีพื้นที่ของอุณหภูมิร้อนเพิ่มขึ้น (คอนทัวร์สีเหลืองและสีแดงเพิ่มขึ้น) เนื่องจากกระแสการไหลหมุนควงรองของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น

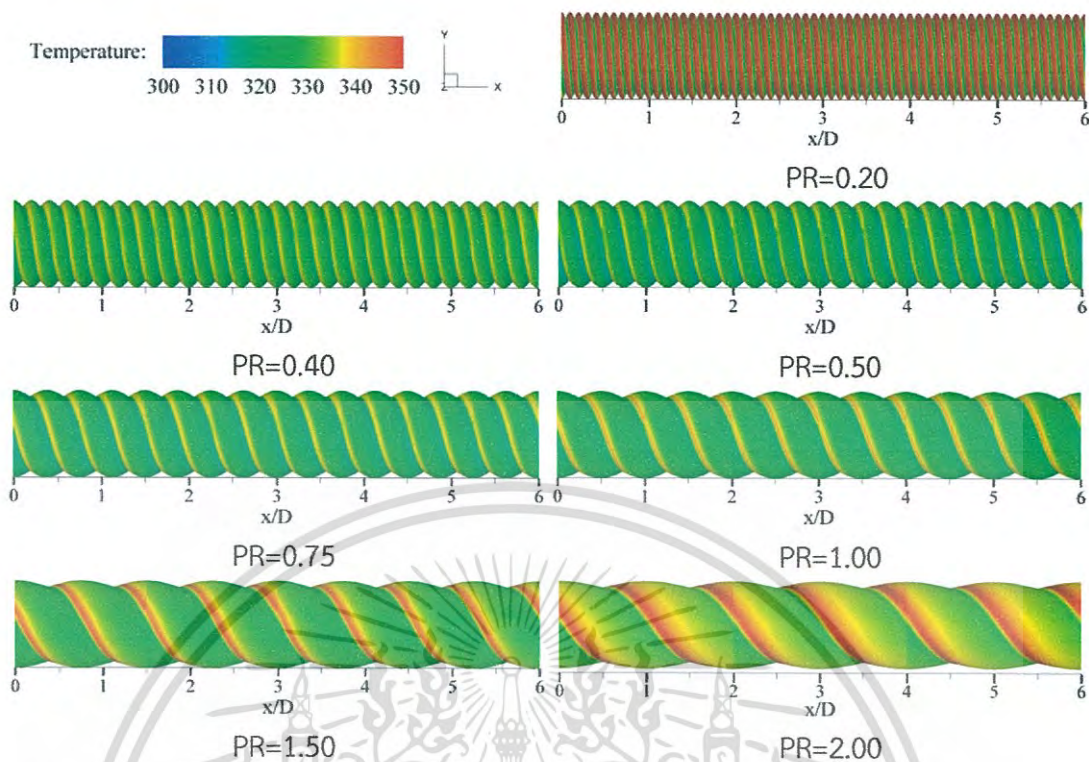
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.34 แสดงถึงการกระจายของเลขนีสเซลล์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า PR=0.20, 0.40, 0.50, 0.75, 1.00, 1.50 และ 2.0 ที่ DR=0.08 และ Re=5000 จากรูปพบว่าในกรณี PR=0.50 มีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ ดังปรากฏพื้นที่ของคอนทัวร์สีแดงที่มากที่สุด เมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นจาก 0.50 ถึง 2.00 พบว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงลดลง เนื่องจากกระแสการไหลหมุนวนตรงของของไหลไหลข้ามร่องมากขึ้น ส่วนกรณี PR=0.20 มีการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่ากรณีอื่นๆ

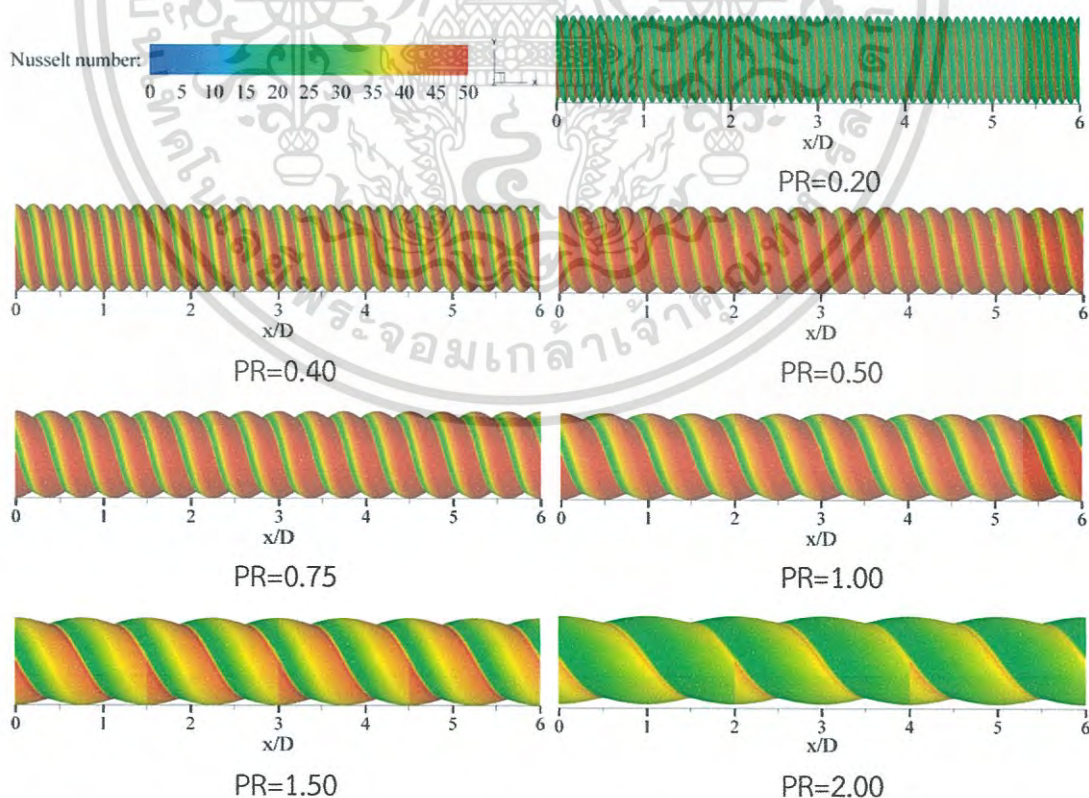


รูปที่ 6.32 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า DR=0.08 และ Re=5000 ที่ค่า PR ต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.33 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ



รูปที่ 6.34 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ทที่ค่า $DR=0.08$ และ $Re=5000$ ที่ค่า PR ต่างๆ

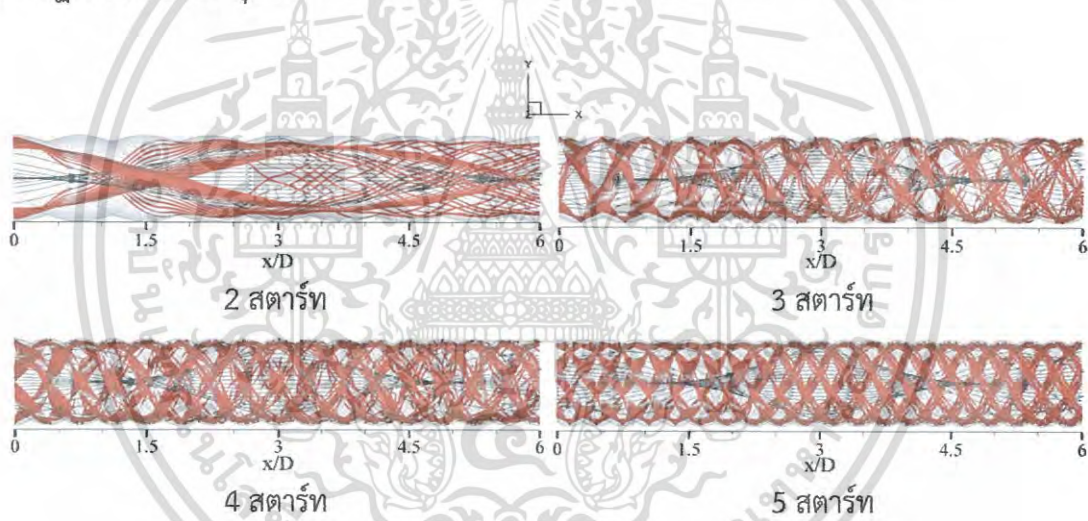
เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง การศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.7 อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท

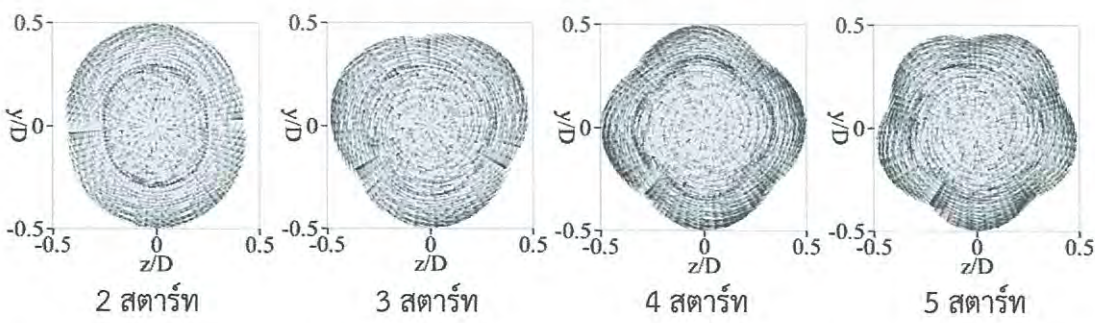
6.2.7.1 เส้นกระแสการไหล

รูปที่ 6.35 แสดงถึงโครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ และ $Re=5,000$ จากรูปพบว่ากรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ไม่สามารถเหนี่ยวนำให้ของไหลสามารถไหลเกิดการไหลแบบหมุนควงรอบได้เมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ เนื่องจากในกรณีนี้ ลักษณะรูปร่างของท่อมีค่าอัตราส่วนความลึกไม่มาก แต่มีอัตราส่วนระยะพิชช์ค่อนข้างสูง เมื่อพิจารณากรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 3, 4 และ 5 สตาร์ท พบว่า สามารถทำให้เกิดการไหลหมุนควงรอบได้ดีกว่ากรณี 2 สตาร์ท แต่อย่างไรก็ตามเมื่อพิจารณาจากรูปจะพบว่ากรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท สามารถเหนี่ยวนำของไหลได้ดีที่สุด

เมื่อพิจารณาโครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลดังแสดงในรูปที่ 6.38 สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ และ $Re=5,000$ พบว่าทุกกรณีจะมีการไหลหมุนวนที่ปรากฏชัดเจนเฉพาะบริเวณใกล้กับผนังท่อเท่านั้น ส่วนบริเวณกลางท่อจะไม่ปรากฏการไหลแบบหมุนวน



รูปที่ 6.35 โครงสร้างการไหลตามแนวแกนการไหลสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ ที่ $Re=5,000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ

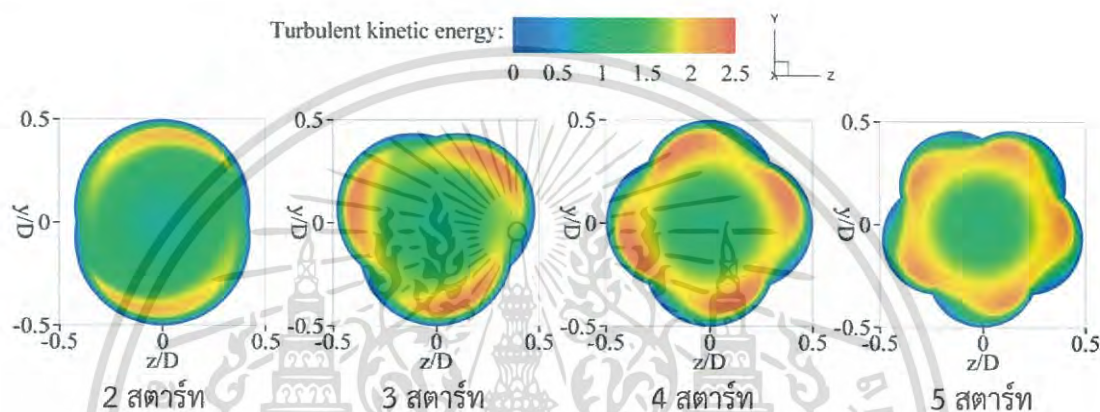


รูปที่ 6.36 โครงสร้างการไหลในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$

ที่ $Re=5,000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับงานวิจัยเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.4.2 พลังงานจลน์ปั่นป่วน

รูปที่ 6.37 แสดงถึงการกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5,000$ ที่ $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ จากรูปพบว่าพื้นที่ที่พลังงานจลน์ปั่นป่วนมีค่าสูงกระจายออกเป็น 2-5 พื้นที่ ตามจำนวนสตาร์ท และพบว่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนที่มีค่าสูงปรากฏอยู่บริเวณใกล้ผนังในทุกกรณี ซึ่งเป็นพื้นที่ที่มีการไหลหมุนควงรอบไหลผ่าน เมื่อพิจารณาสำหรับกรณี $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ ดังรูป พบว่าในกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนสูงที่สุด ส่วนกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ปรากฏพลังงานจลน์ปั่นป่วนต่ำที่สุด



รูปที่ 6.37 การกระจายของพลังงานจลน์ปั่นป่วนในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ ที่ $Re=5000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ

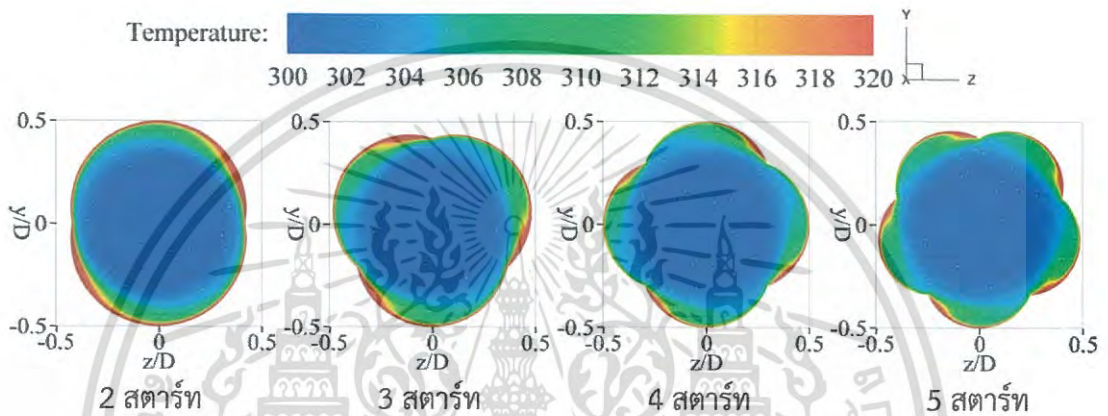
6.2.4.3 การถ่ายเทความร้อน

รูปที่ 6.38 แสดงถึงการกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5,000$ ที่ $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ โดยคอนทัวร์สีน้ำเงินแสดงถึงของไหลอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงของไหลอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าในกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ปรากฏชั้นความหนาของอุณหภูมิร้อนบริเวณใกล้ผนังน้อยที่สุด ส่วนกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ปรากฏชั้นความหนาของอุณหภูมิร้อนบริเวณใกล้ผนังมากที่สุด เนื่องจาก ในกรณี $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ เป็นกรณีที่ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ให้การเหนี่ยวนำของของไหลไปสู่บริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด

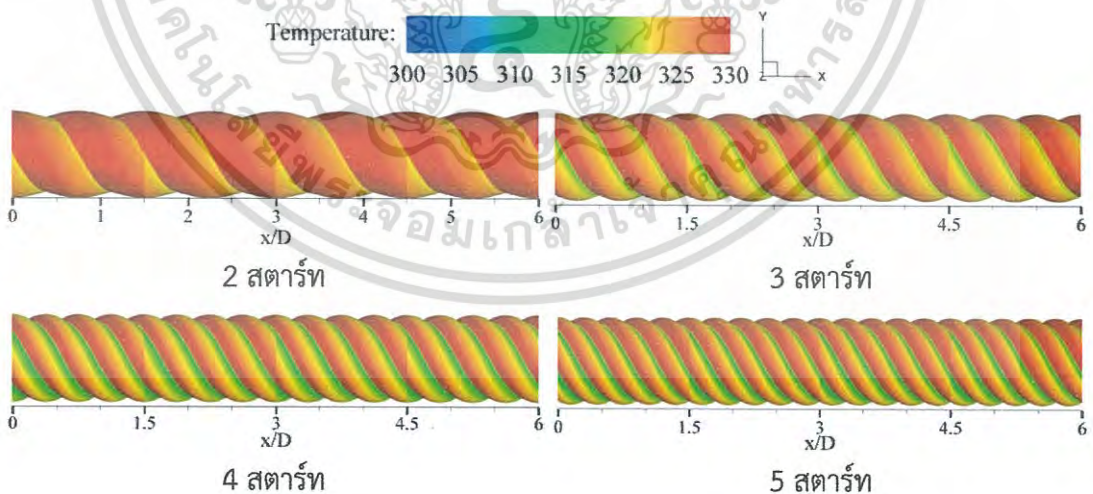
เมื่อพิจารณารการกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5,000$ ที่ $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ ดังแสดงในรูปที่ 6.39 โดยคอนทัวร์สีเขียวแสดงถึงผนังอุณหภูมิเย็น ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงผนังอุณหภูมิร้อน จากรูปพบว่าในกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ปรากฏพื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิเย็นมากกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ปรากฏพื้นที่ของผนังท่อที่มีอุณหภูมิเย็นน้อยกว่ากรณีอื่นๆ เนื่องจาก ในกรณี $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ เป็นกรณีที่ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ให้การเหนี่ยวนำของของไหลไปสู่บริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด จึงทำให้ของไหลเย็นที่บริเวณกลางท่อสามารถแลกเปลี่ยนกับอุณหภูมิร้อนที่ผนังท่อได้ดีมากกว่ากรณีอื่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 6.40 แสดงถึงการกระจายของเลขนัยสเกลาร์หรือการถ่ายเทความร้อนที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ที่ค่า $Re=5,000$ ที่ $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ โดยคอนทัวร์สีเดียวแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่ำ ส่วนคอนทัวร์สีแดงแสดงถึงพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูง จากรูปพบว่าในกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ปรากฏพื้นที่ของผนังท่อที่มีการถ่ายเทความร้อนสูงมากกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณีท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ปรากฏพื้นที่ของผนังท่อที่มีการถ่ายเทความร้อนน้อยกว่ากรณีอื่นๆ เนื่องจาก ในกรณี $DR=0.08$ และ $PR=1.5$ เป็นกรณีที่ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ให้การเหนี่ยวนำของของไหลไปสู่บริเวณใกล้ผนังได้ดีที่สุด จึงทำให้ของไหลและผนังท่อสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีสูงที่สุดนั่นเอง

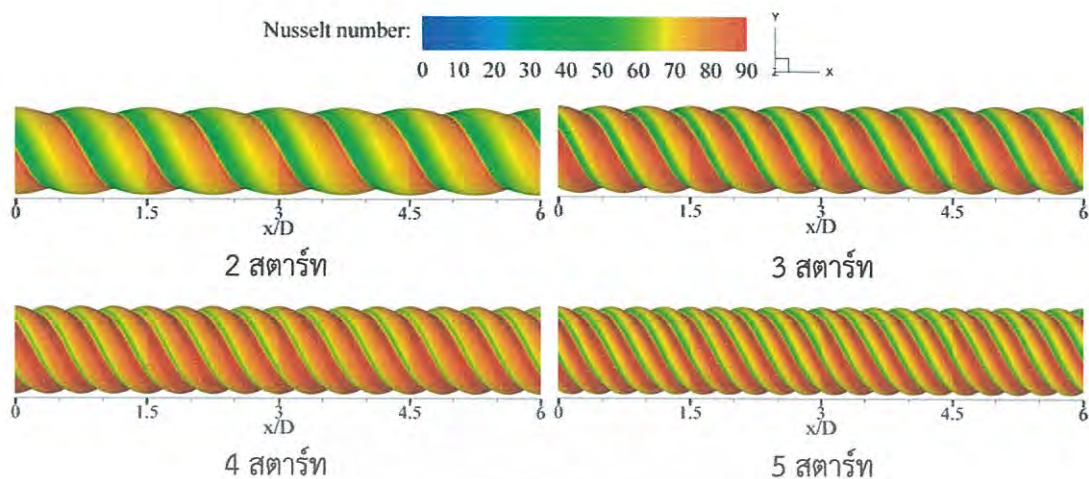


รูปที่ 6.38 การกระจายของอุณหภูมิในระนาบขวางการไหลสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ ที่ $Re=5000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ



รูปที่ 6.39 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ ที่ $Re=5000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.40 การกระจายของเลขนัสเซิลท์ที่ผนังท่อสำหรับท่อลูกฟูกที่ค่า $DR=0.08$, $PR=1.5$ ที่ $Re=5000$ ที่จำนวนเริ่มต้นสตาร์ทต่างๆ

6.3 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลข

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.41-6.57 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF กับค่า DR ที่ค่า PR ต่างๆ ได้แสดงไว้เพื่อเพิ่มความเข้าใจเช่นเดียวกัน การอธิบายถึงการวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกจะแบ่งหัวข้อออกเป็น 4 ส่วน คือ หัวข้อที่ 6.3.1-6.3.4 จะเป็นการวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2, 3, 4 และ 5 สตาร์ท ตามลำดับ ส่วนหัวข้อที่ 6.3.5 จะเป็นการวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับอิทธิพลของจำนวนสตาร์ทของท่อลูกฟูก

6.3.1 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท ในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.41-6.43 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF กับค่า DR ที่ค่า PR ต่างๆ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 7.44

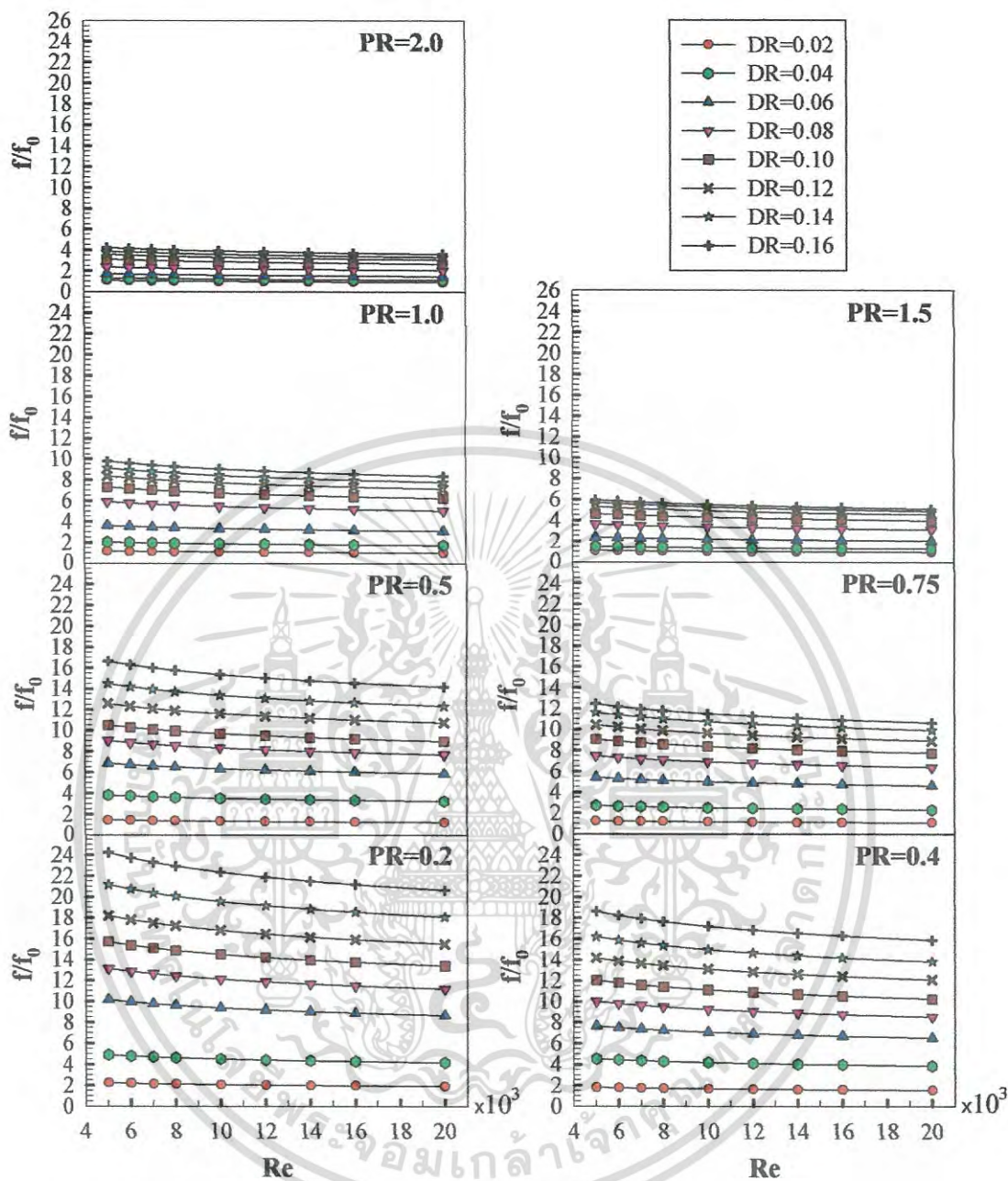
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.41 และ 6.44(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในกรณีที่ค่า DR เพิ่มขึ้น และกรณีที่ค่า PR ลดลง ส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เนื่องจากของไหลจะถูกบดเคี้ยวมากขึ้น การใช้ท่อลูกฟูก 2 สตาร์ทในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้ามีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.00 ถึง 24.22 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี $DR=0.16$ และ $PR=0.2$ ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 24.22 ที่ $Re=5,000$ ส่วนกรณี $DR=0.02$ และ $PR=2.0$ ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.00 ที่ $Re=20,000$

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.42 และ 6.44(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในแต่ละค่า PR ของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท จะให้ค่าสูงสุดของ Nu/Nu_0 ที่ค่า DR ไม่เท่ากันใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่างกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกันของค่า PR และ DR โดยถ้าค่า PR และ DR มีความเหมาะสมกันแล้วจะทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ นั้นเอง การใช้ท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท ในกรณีการศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 0.73 ถึง 2.34 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.10 และ PR=0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.34 ที่ $Re=5,000$ ส่วนกรณี DR=0.16 และ PR=0.2 ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 0.73 ที่ $Re=20,000$

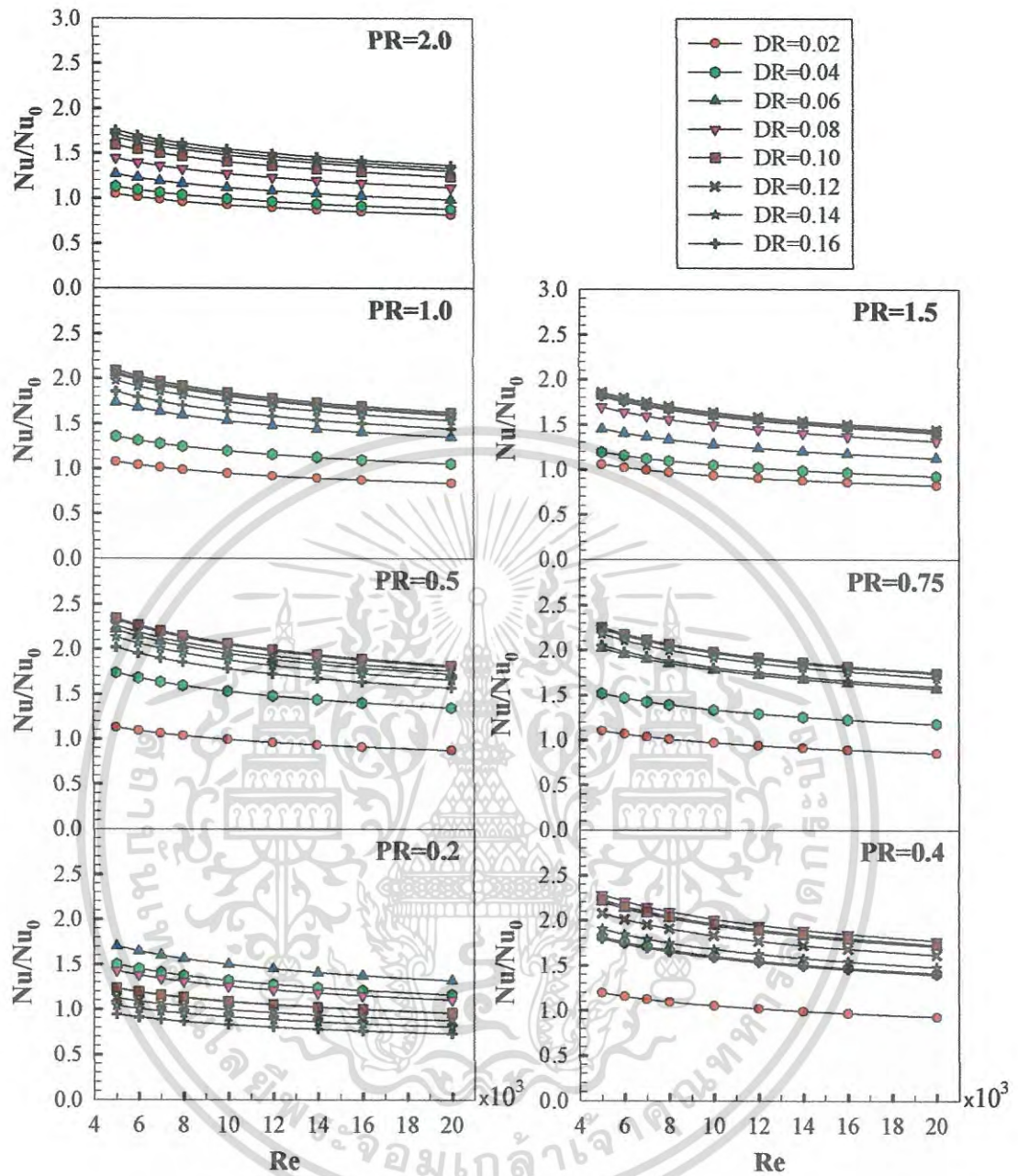
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.43 และ 6.44(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.16 ที่ค่า DR=0.06 และ PR=0.5 ที่ $Re=5,000$ (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรของท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับที่ค่อนข้างสูง ในขณะที่จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามสำหรับกรณี DR=0.10 และ PR=0.5 (กรณีที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) ไม่สามารถให้ค่า TEF ที่สูงที่สุด เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง การใช้ท่อลูกฟูก 2 สตาร์ท ในกรณีการศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.26 ถึง 1.16 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.16 และ PR=0.2 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.26 ที่ $Re=20,000$





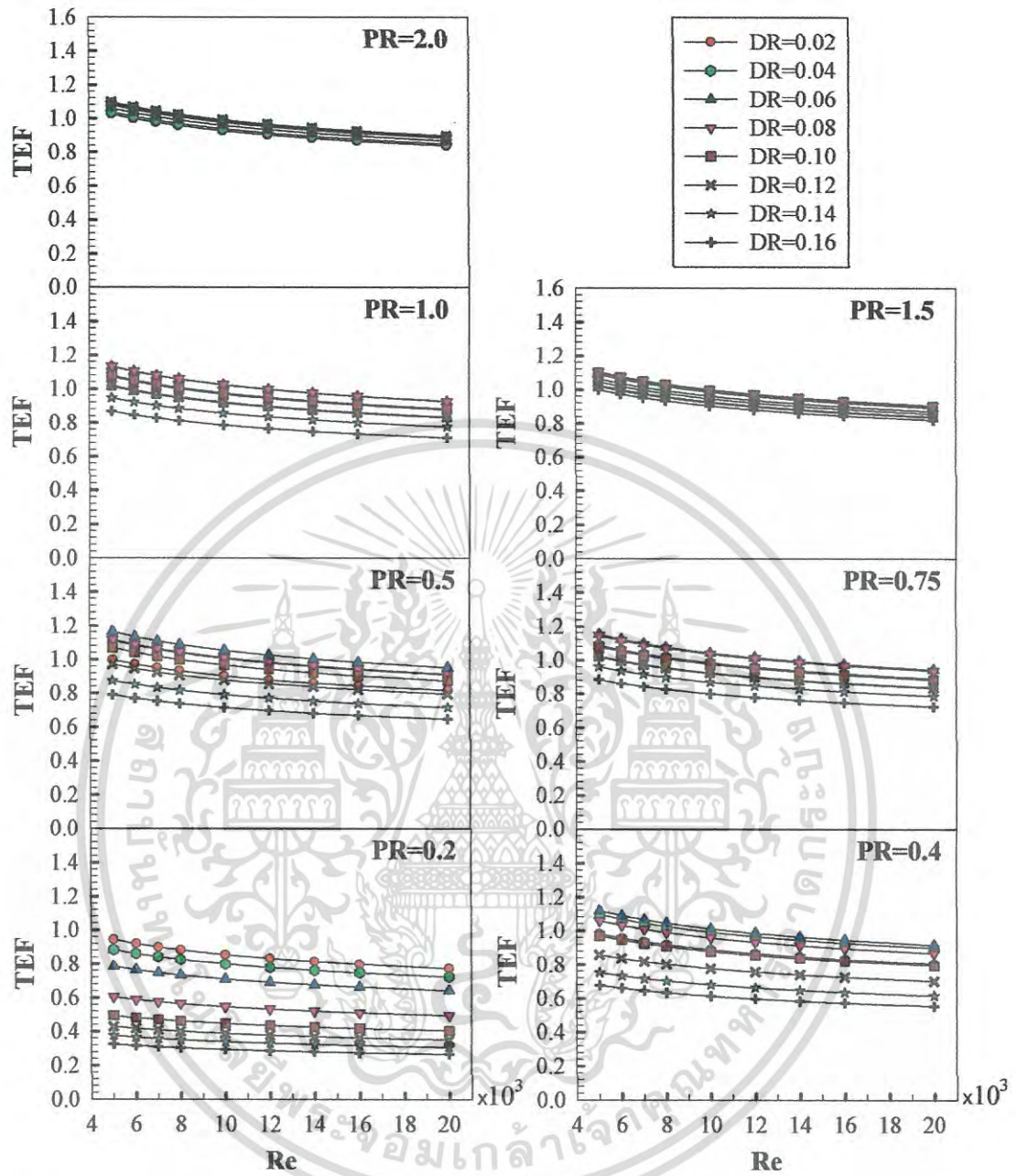
รูปที่ 6.41 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



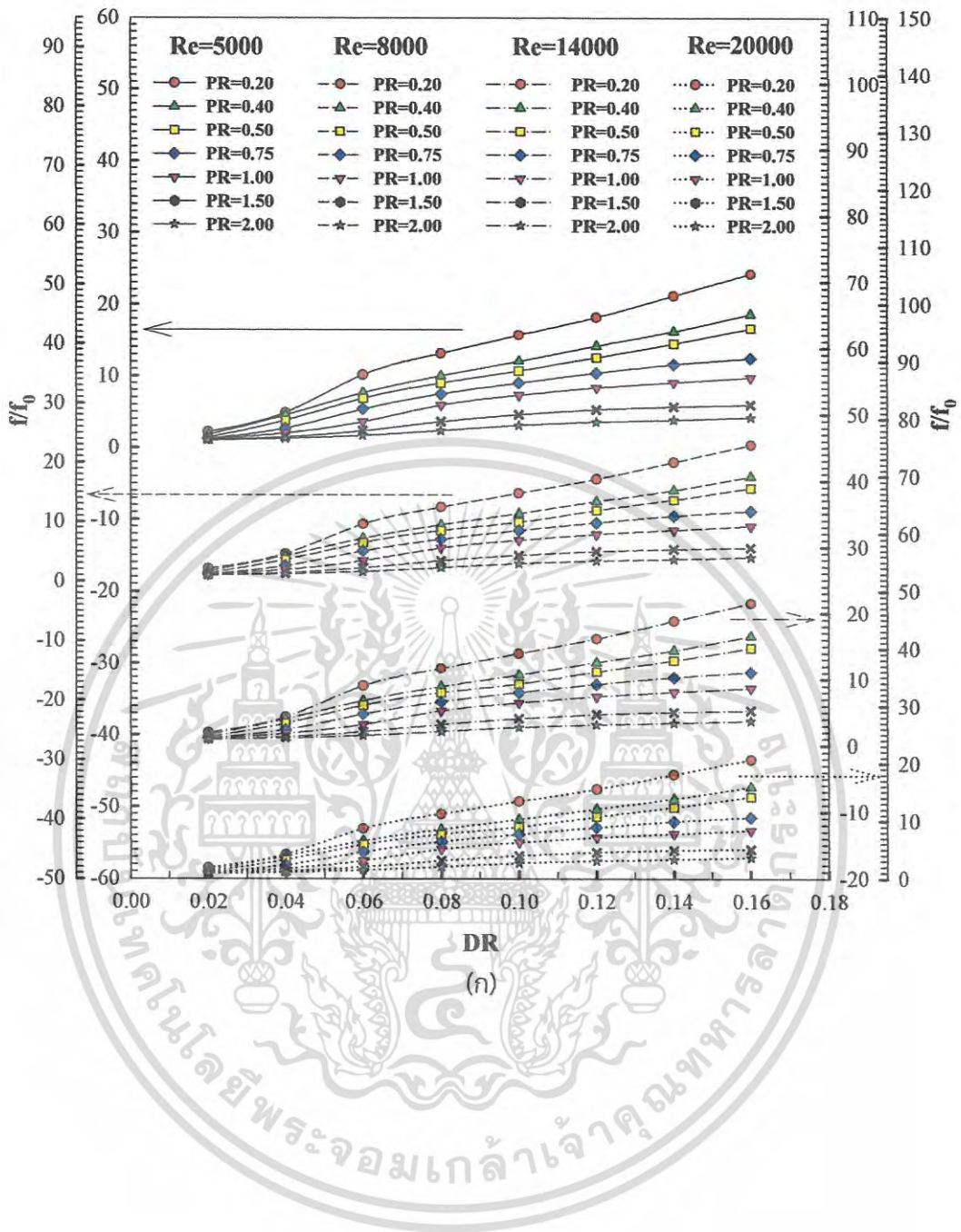
รูปที่ 6.42 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

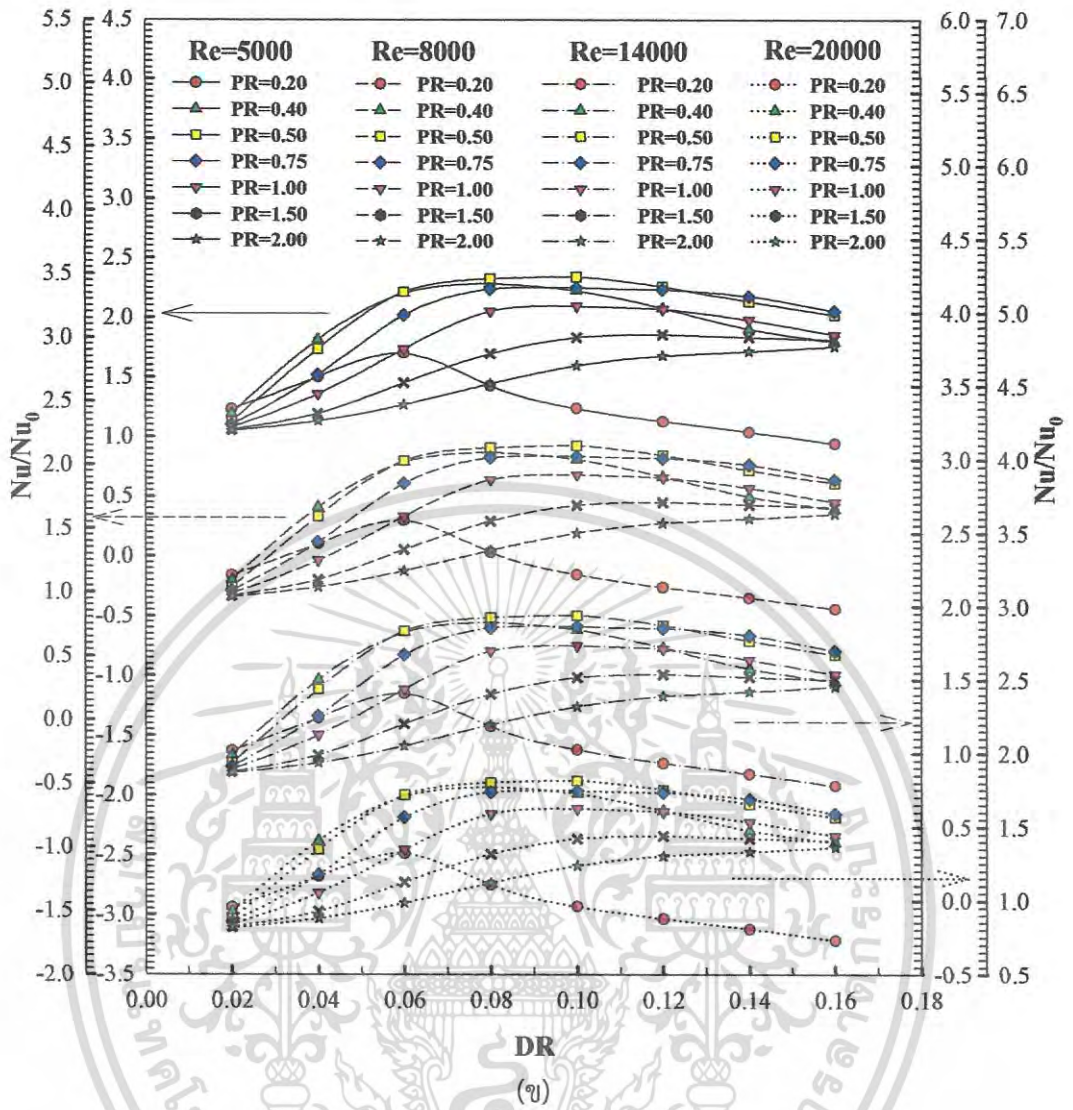


รูปที่ 6.43 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท

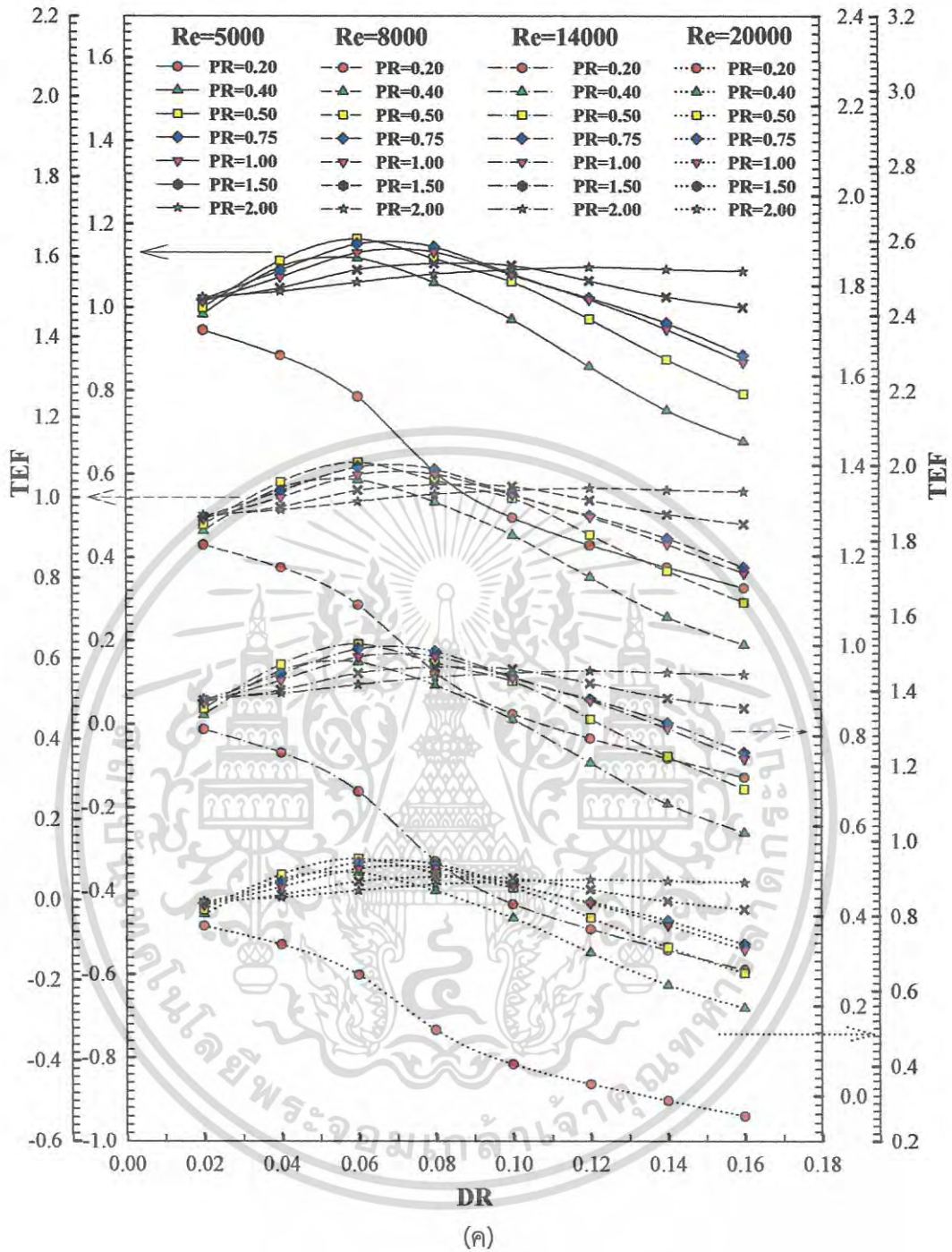
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.44 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 2 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

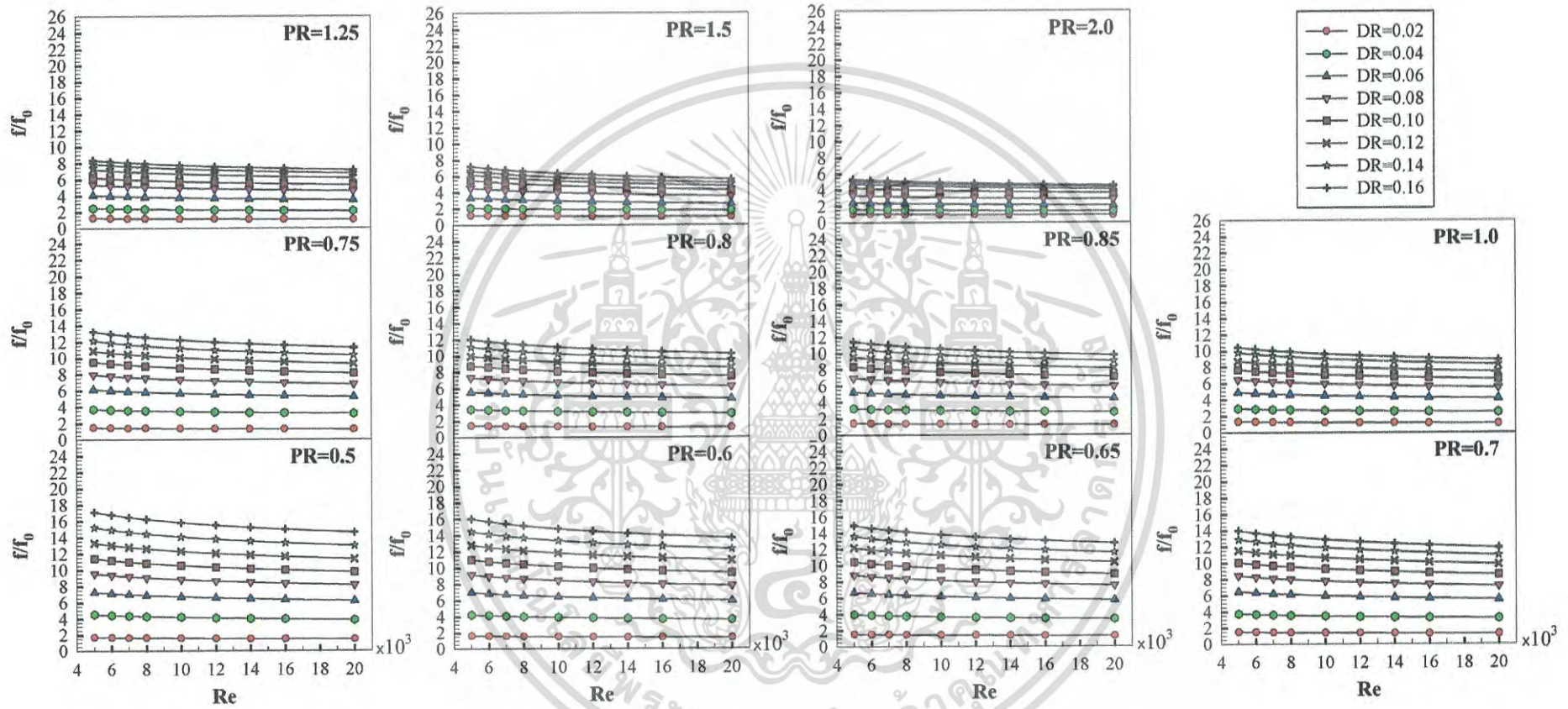
6.3.2 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 3 สตาร์ท ในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.45-6.47 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF กับค่า DR ที่ค่า PR ต่างๆ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.48

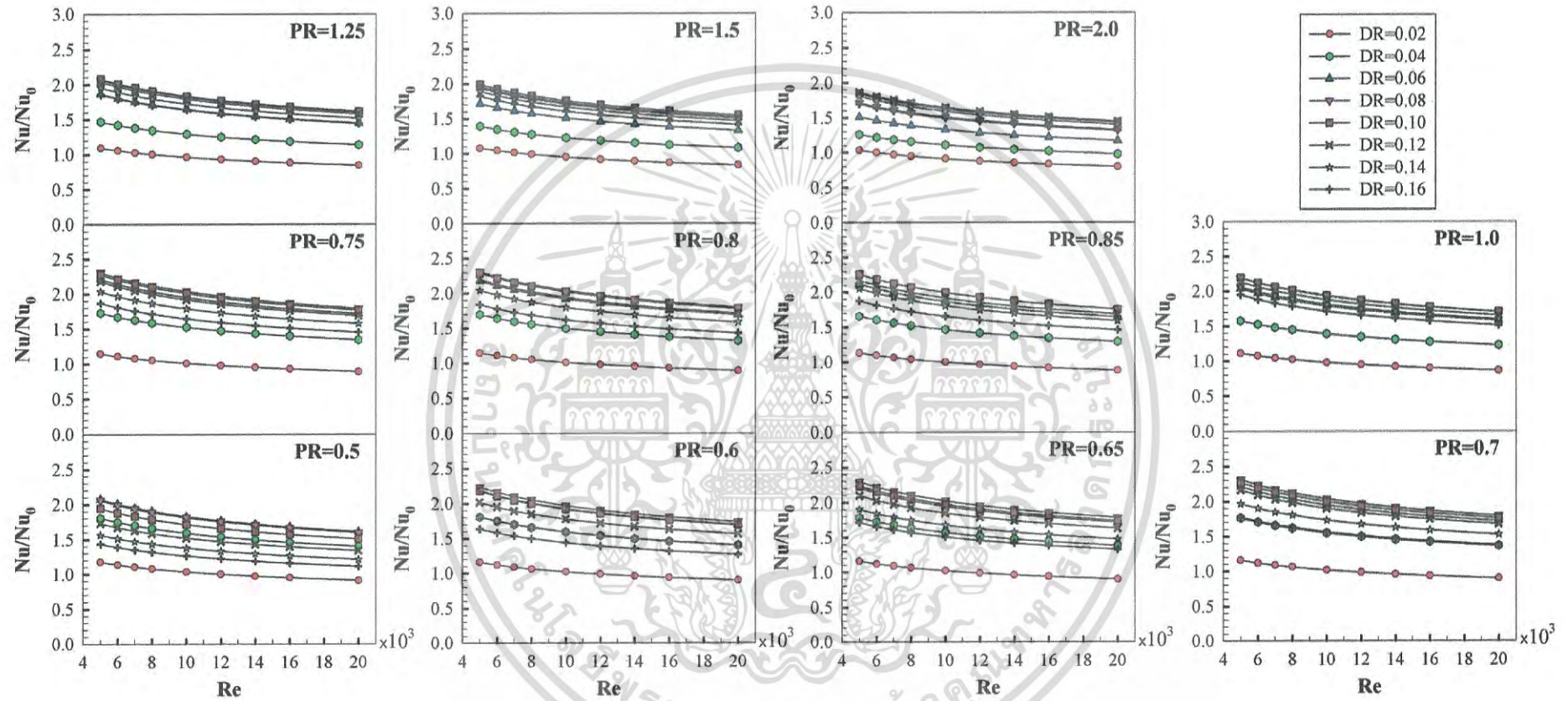
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.45 และ 6.48(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในกรณีที่ค่า DR เพิ่มขึ้น และกรณีที่ค่า PR ลดลง ส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เนื่องจากของไหลจะถูกบดบังมากขึ้น การใช้ท่อลูกฟูก 3 สตาร์ทในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้ามีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.01 ถึง 17.14 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.16 และ PR=0.5 ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 17.14 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=2.0 ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.01 ที่ Re=20,000

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.46 และ 6.48(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในแต่ละค่า PR ของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท จะให้ค่าสูงสุดของ Nu/Nu_0 ที่ค่า DR ต่างกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกันของค่า PR และ DR โดยถ้าค่า PR และ DR มีความเหมาะสมกันแล้วจะทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ นั้นเอง การใช้ท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 0.80 ถึง 2.31 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.08 และ PR=0.8 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.31 ที่ Re=5,000 (กรณี DR=0.08 ที่ค่า PR=0.8 ให้ค่า Nu/Nu_0 มากกว่า PR=0.75 เล็กน้อย) ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=2.0 ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 0.80 ที่ Re=20,000

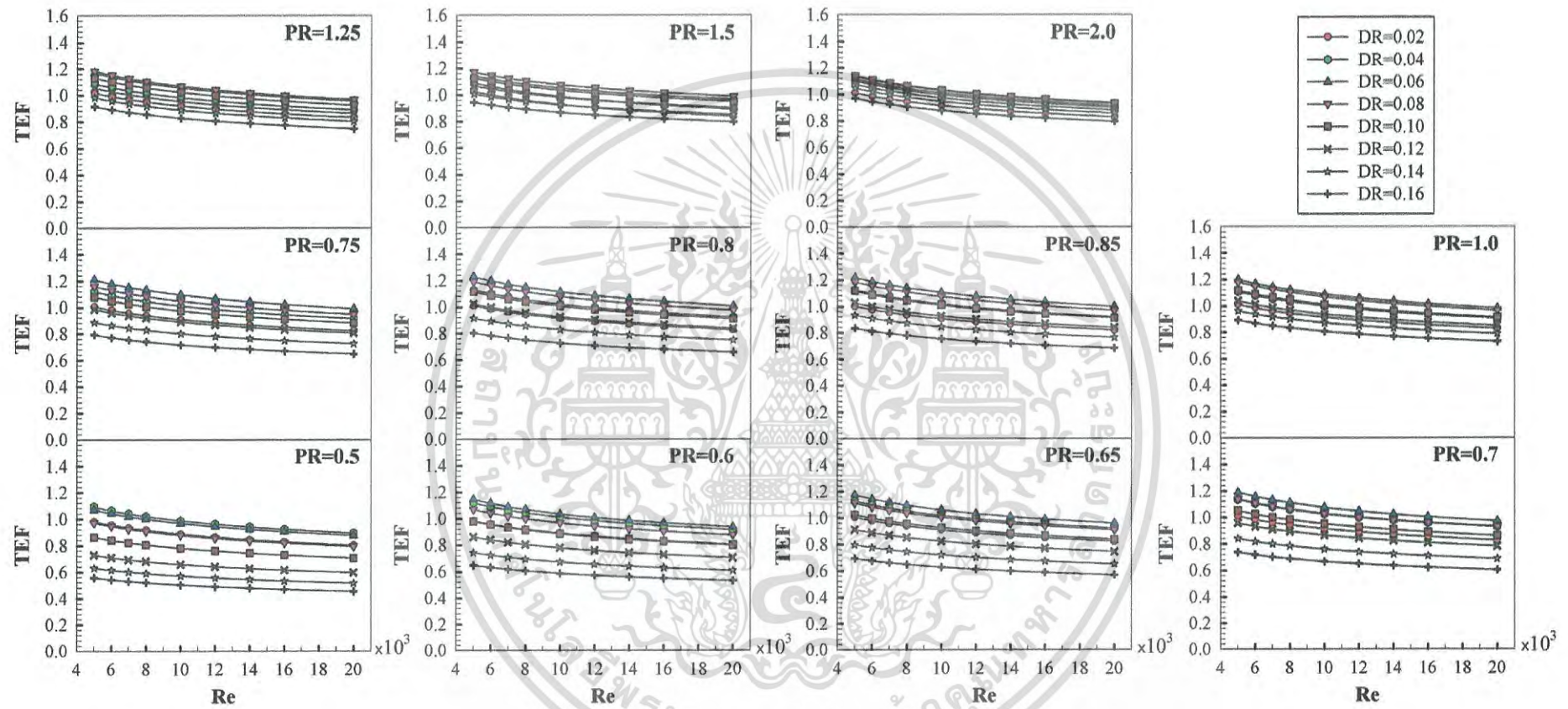
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.47 และ 6.48(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.23 ที่ค่า DR=0.06 และ PR=0.8 ที่ Re=5,000 (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรของท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับที่ค่อนข้างสูง ในขณะที่จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามสำหรับกรณี DR=0.08 และ PR=0.8 (กรณีที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) ไม่สามารถให้ค่า TEF ที่สูงสุด เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง การใช้ท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.45 ถึง 1.23 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.16 และ PR=0.5 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.45 ที่ Re=20,000



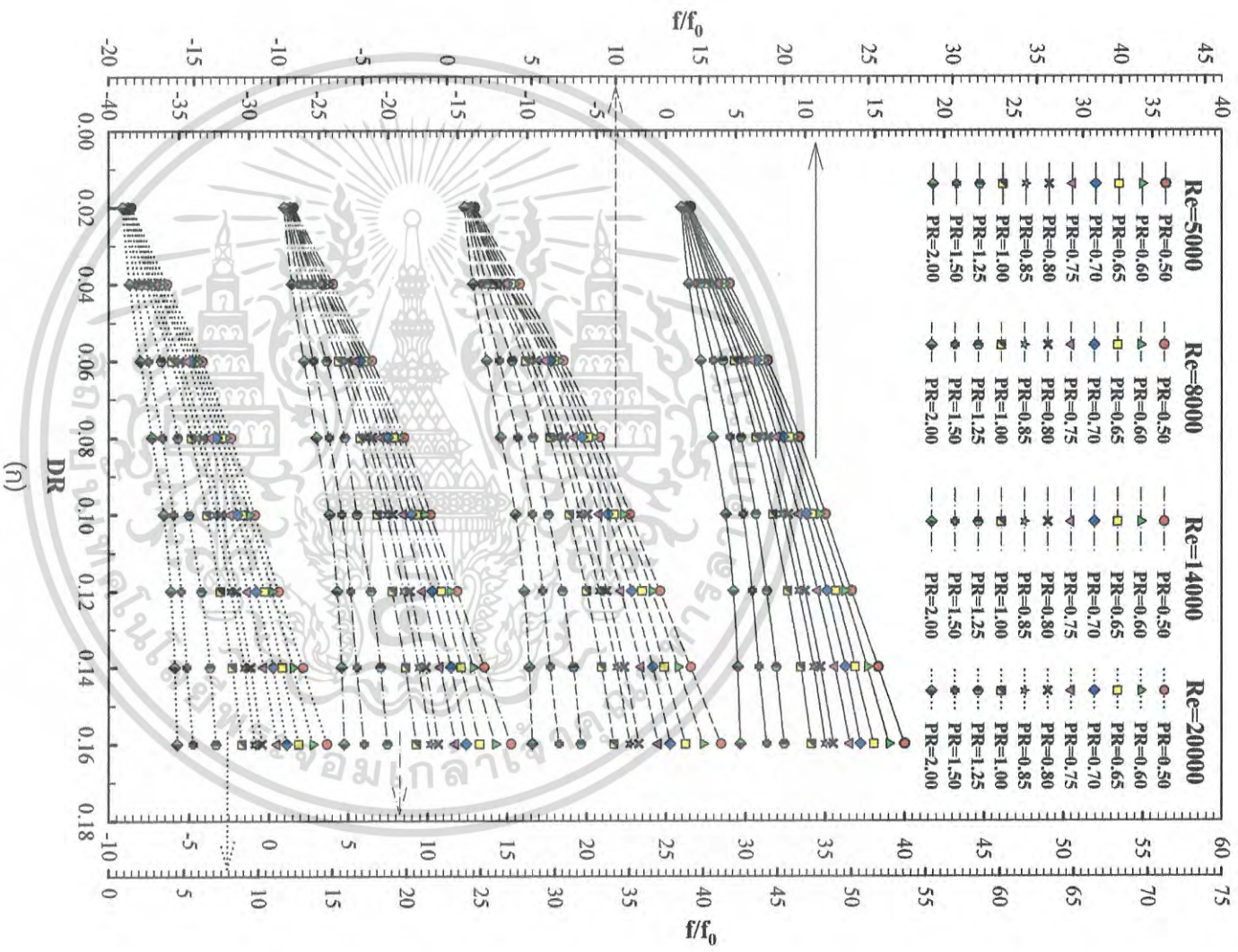
รูปที่ 6.45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท

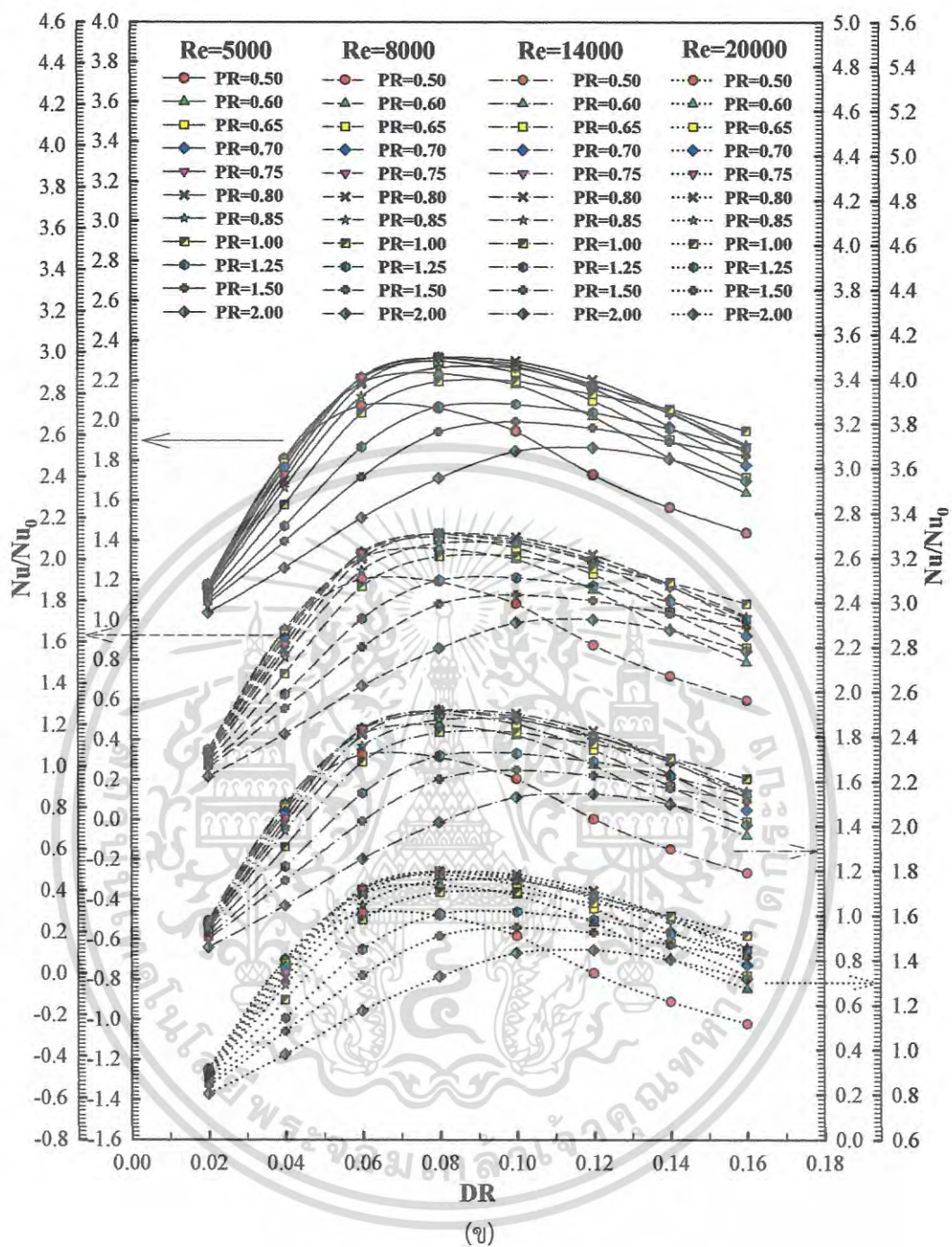


รูปที่ 6.46 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท

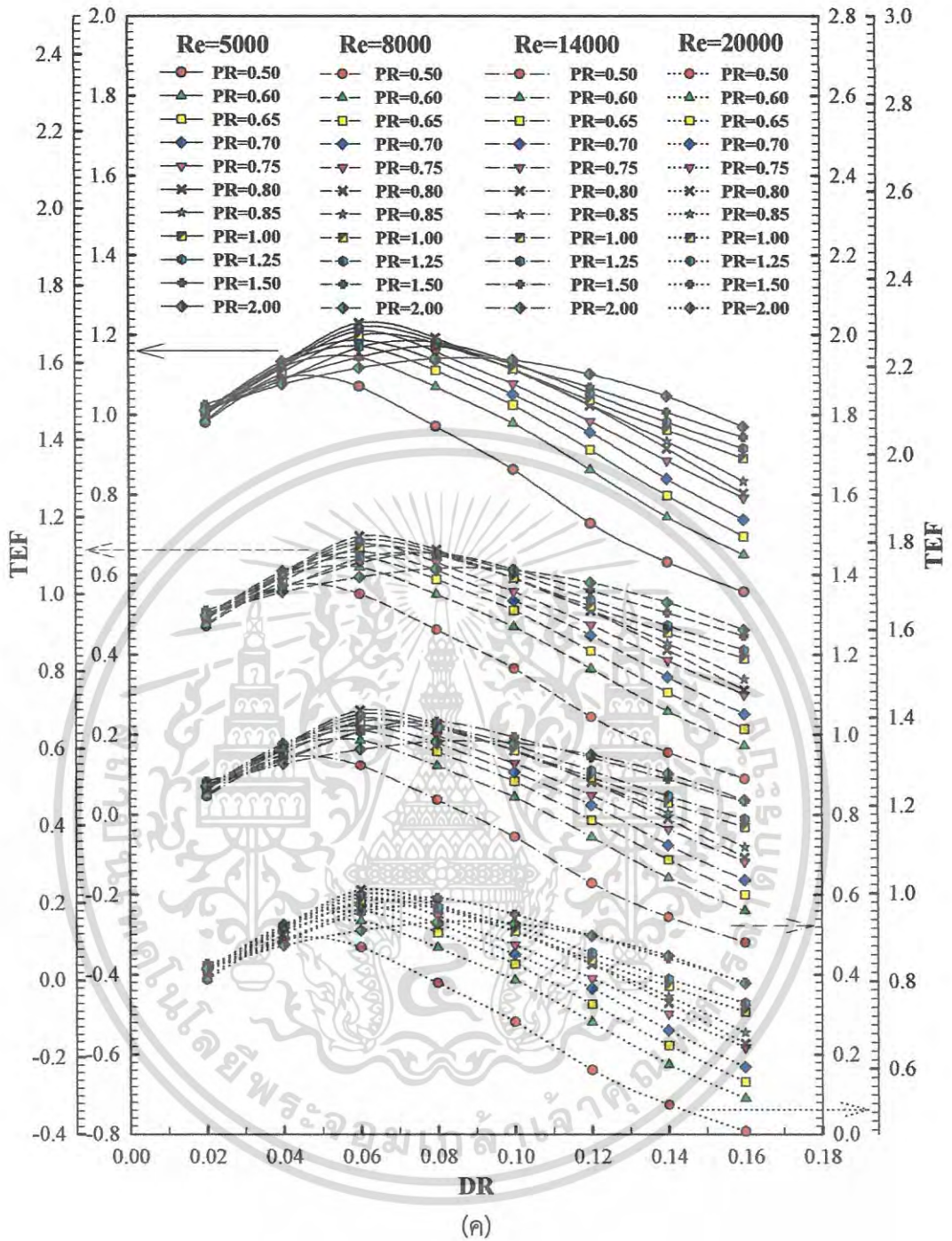


รูปที่ 6.47 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.48 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 3 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

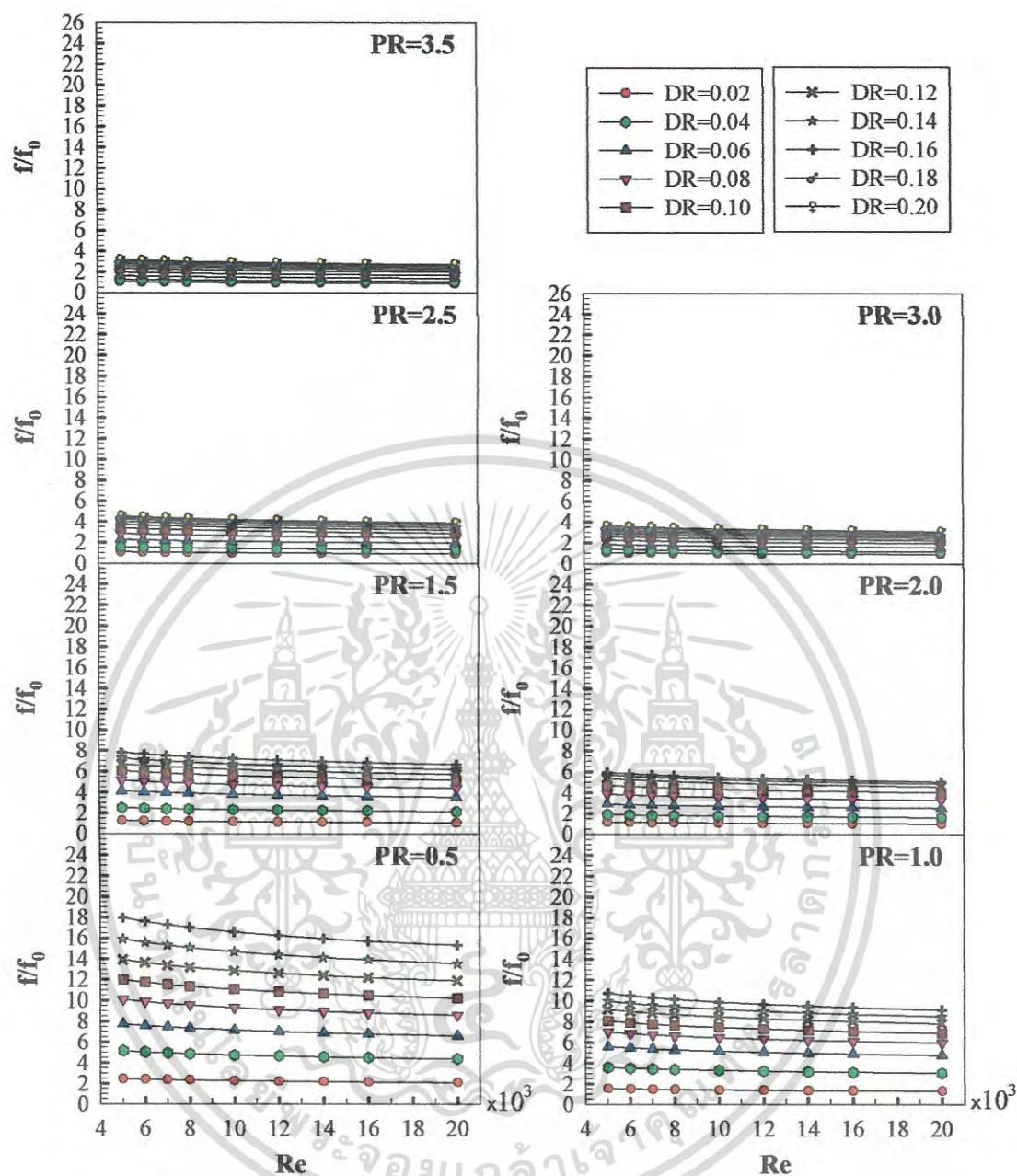
6.3.3 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.49-6.51 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF กับค่า DR ที่ค่า PR ต่างๆ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.52

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.49 และ 6.52(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในกรณีที่ค่า DR เพิ่มขึ้น และกรณีที่ค่า PR ลดลง ส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เนื่องจากของไหลจะถูกบดอัดมากขึ้น การใช้ท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้ามีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.00 ถึง 17.96 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.16 และ PR=0.5 ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 17.96 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=3.5 ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.00 ที่ Re=20,000

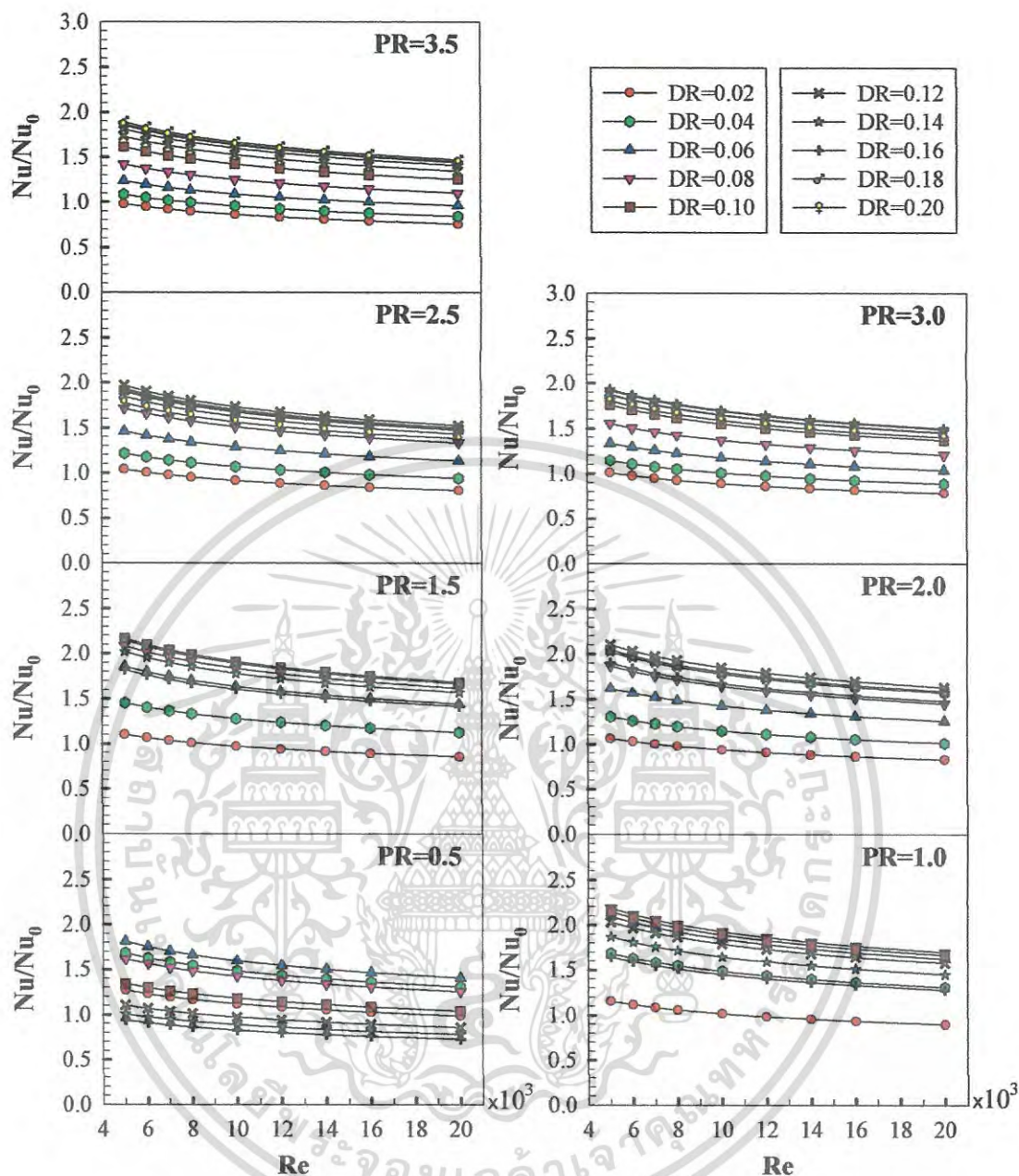
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.50 และ 6.52(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในแต่ละค่า PR ของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท จะให้ค่าสูงสุดของ Nu/Nu_0 ที่ค่า DR ต่างกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกันของค่า PR และ DR โดยถ้าค่า PR และ DR มีความเหมาะสมกันแล้วจะทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ นั้นเอง การใช้ท่อลูกฟูก 3 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 0.72 ถึง 2.18 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.08 และ PR=1.0 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.18 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.16 และ PR=0.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 0.72 ที่ Re=20,000

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.51 และ 6.52(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.32 ที่ค่า DR=0.14 และ PR=3.0 ที่ Re=5,000 (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ดีที่สุดระหว่างค่า PR และ DR ของท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับปานกลาง ในขณะที่จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามสำหรับกรณี DR=0.08 และ PR=1.0 (กรณีที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) ไม่สามารถให้ค่า TEF ที่สูงที่สุด เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง การใช้ท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.29 ถึง 1.32 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.16 และ PR=0.5 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.29 ที่ Re=20,000



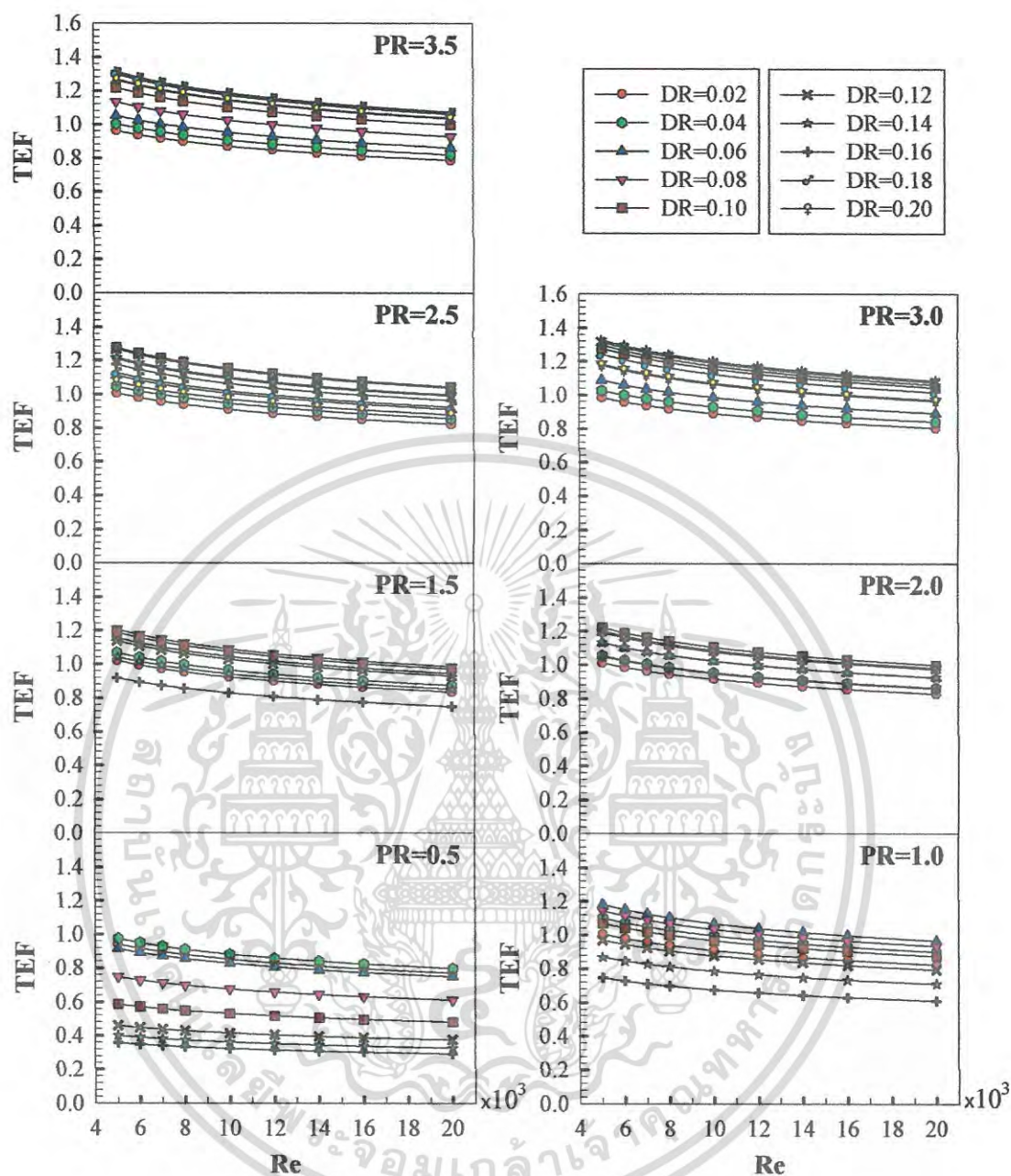
รูปที่ 6.49 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



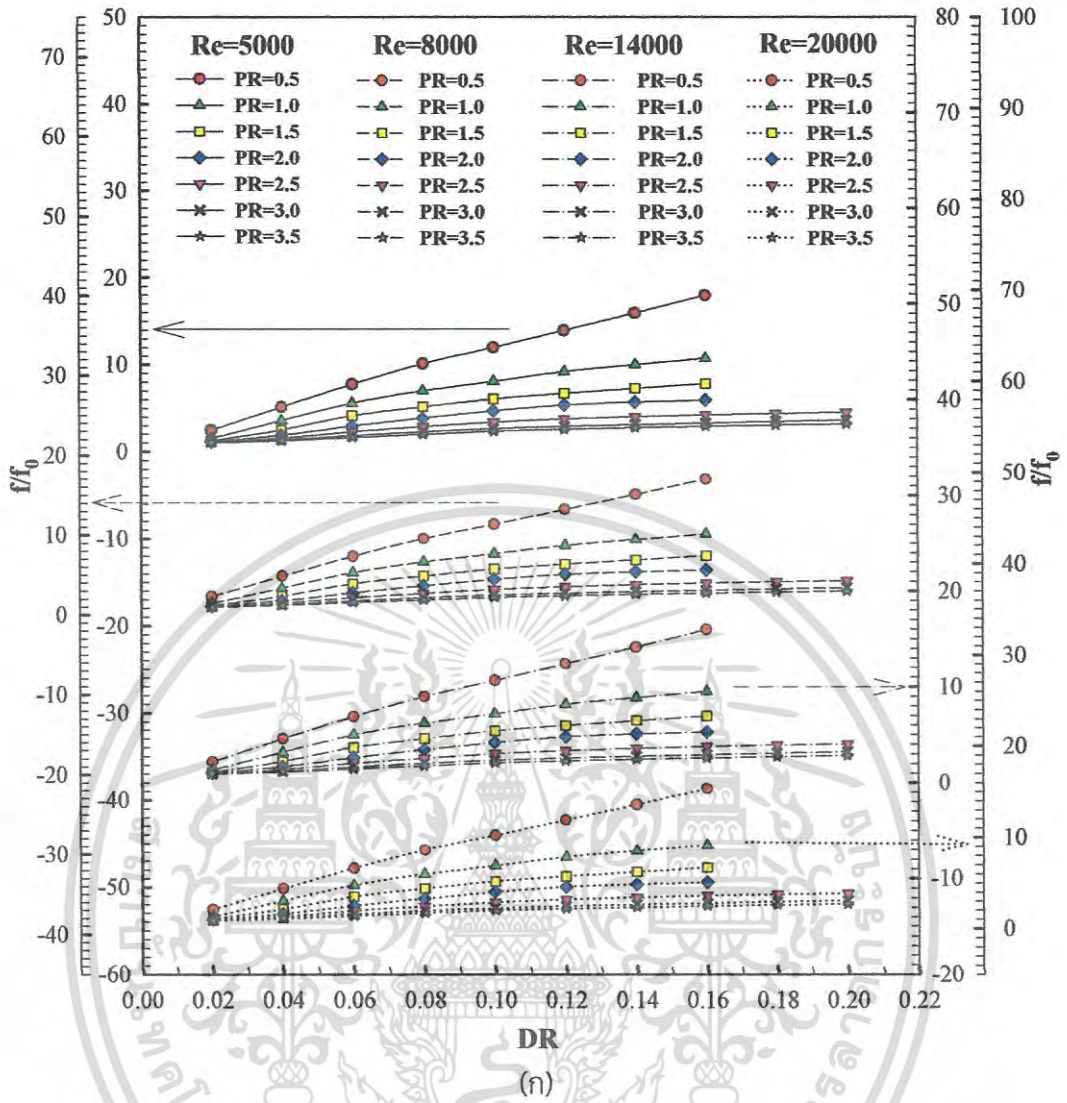
รูปที่ 6.50 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูก จำนวน 4 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

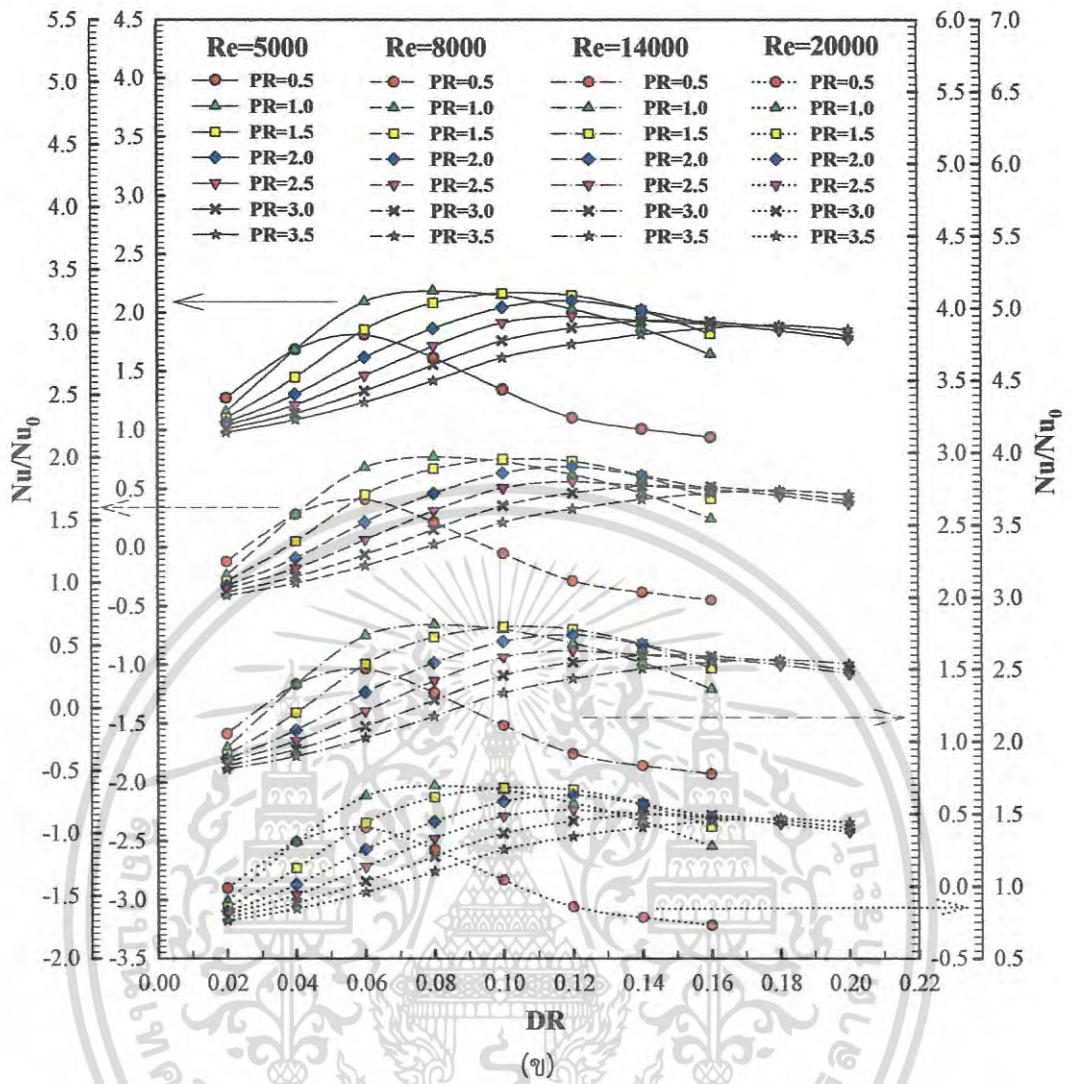


รูปที่ 6.51 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท

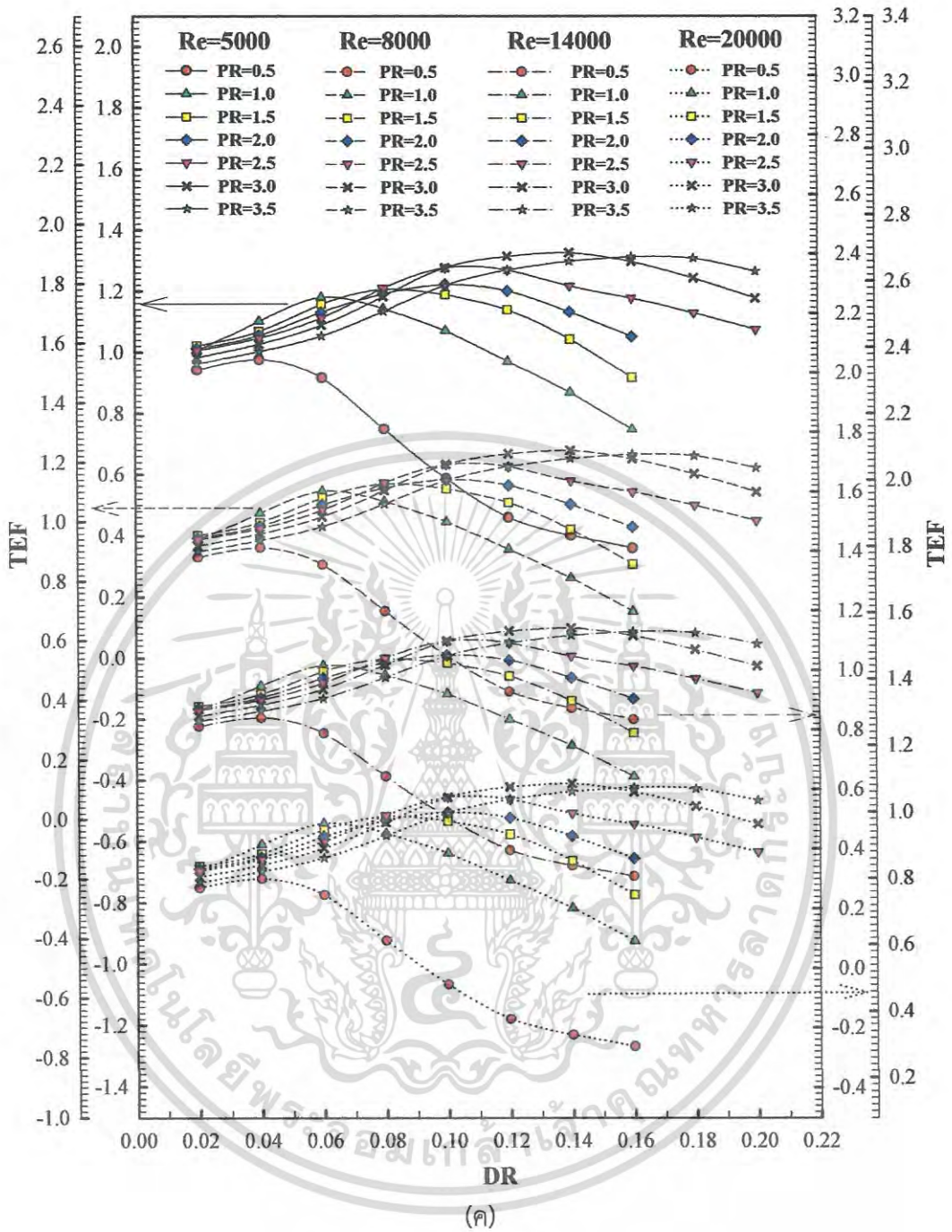
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.52 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 4 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

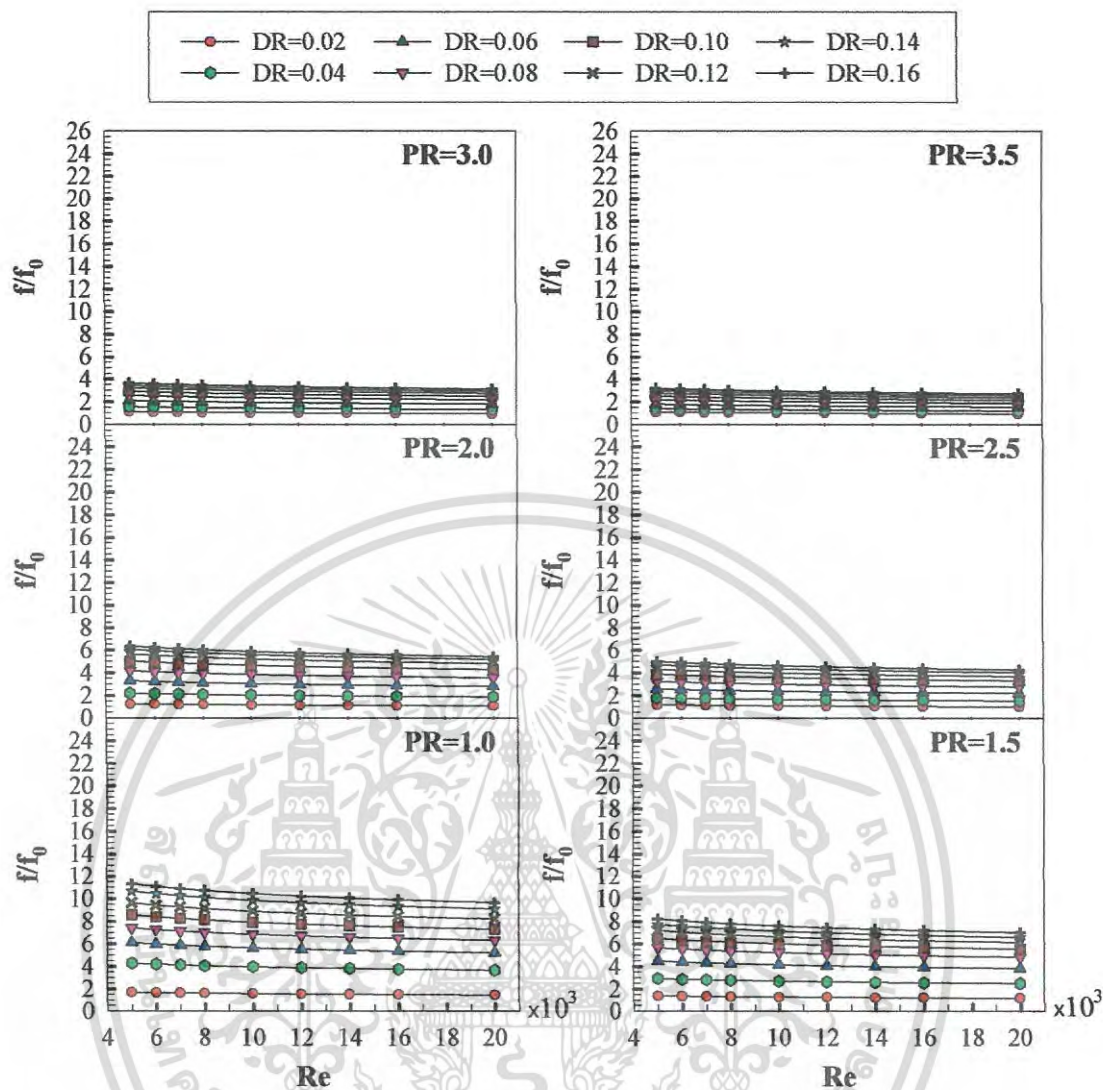
6.3.4 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท

การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 5 สตาร์ท ในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้าได้แสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับเลข Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.53-6.55 ตามลำดับ และความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF กับค่า DR ที่ค่า PR ต่างๆ ได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.56

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.53 และ 6.56(ก) พบว่าโดยทั่วไปค่า f/f_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในกรณีที่ค่า DR เพิ่มขึ้น และกรณีที่ค่า PR ลดลง ส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น เนื่องจากของไหลจะถูกบดบังมากขึ้น การใช้ท่อลูกฟูก 5 สตาร์ทในช่วงที่ทำการศึกษาค้นคว้ามีค่า f/f_0 อยู่ในช่วง 1.00 ถึง 11.33 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.16 และ PR=1.0 ให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดที่ค่า 11.33 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=3.5 ให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 1.00 ที่ Re=20,000

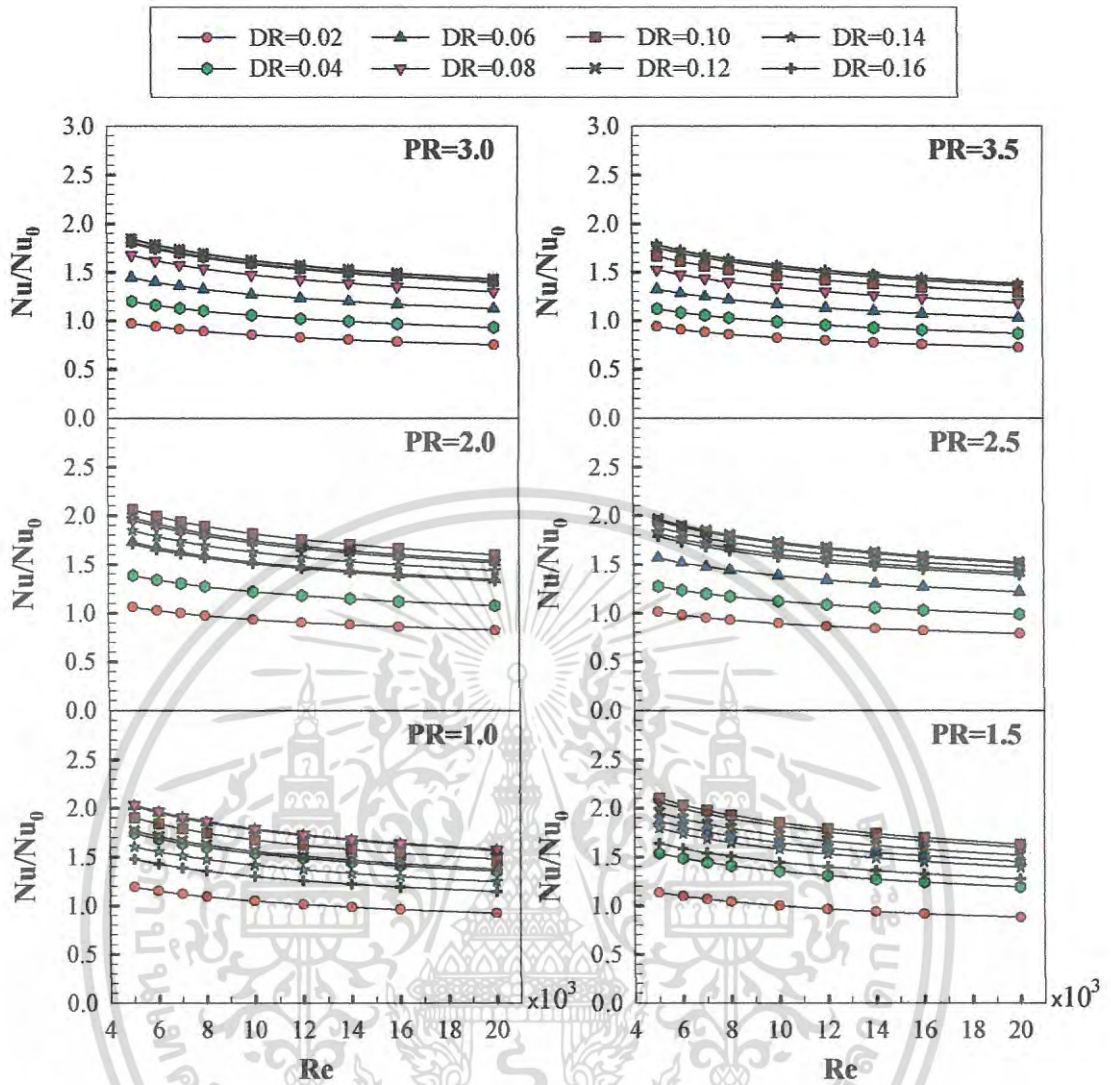
เมื่อพิจารณารูปที่ 6.54 และ 6.56(ข) พบว่าโดยทั่วไปค่า Nu/Nu_0 ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่าในแต่ละค่า PR ของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท จะให้ค่าสูงสุดของ Nu/Nu_0 ที่ค่า DR ต่างกัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมกันของค่า PR และ DR โดยถ้าค่า PR และ DR มีความเหมาะสมกันแล้วจะทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับกรณีอื่นๆ นั่นเอง การใช้ท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า Nu/Nu_0 อยู่ในช่วง 0.72 ถึง 2.10 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ ในกรณี DR=0.10 และ PR=1.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุดที่ค่า 2.10 ที่ Re=5,000 ส่วนกรณี DR=0.02 และ PR=3.5 ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำที่สุดที่ค่า 0.72 ที่ Re=20,000

เมื่อพิจารณารูปที่ 6.55 และ 6.56(ค) พบว่าโดยทั่วไปค่า TEF ลดลง เมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นในทุกกรณี และพบว่า TEF ที่สูงที่สุดมีค่าเท่ากับ 1.26 ที่ค่า DR=0.10 และ PR=3.0 ที่ Re=5,000 (เป็นตัวแปรที่เหมาะสมกันที่สามารถให้ค่า TEF ได้สูงที่สุดสำหรับท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท) ในกรณีนี้เป็นความสัมพันธ์ของตัวแปรที่ดีที่สุดระหว่างค่า PR และ DR ของท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท ซึ่งให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในระดับปานกลาง ในขณะที่จุดเด่นคือค่าสัมประสิทธิ์ตัวประกอบเสียดทานต่ำ ในทางตรงกันข้ามสำหรับกรณี DR=0.10 และ PR=1.5 (กรณีที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงที่สุด) ไม่สามารถให้ค่า TEF ที่สูงที่สุด เนื่องจากกรณีนี้มีค่า f/f_0 ที่สูง การใช้ท่อลูกฟูก 5 สตาร์ท ในกรณีที่ศึกษาให้ค่า TEF อยู่ในช่วง 0.53 ถึง 1.26 เท่า เมื่อเทียบกับท่อกลมตรงผิวเรียบ โดยกรณี DR=0.16 และ PR=1.0 ให้ค่า TEF ต่ำที่สุดที่ค่า 0.53 ที่ Re=20,000



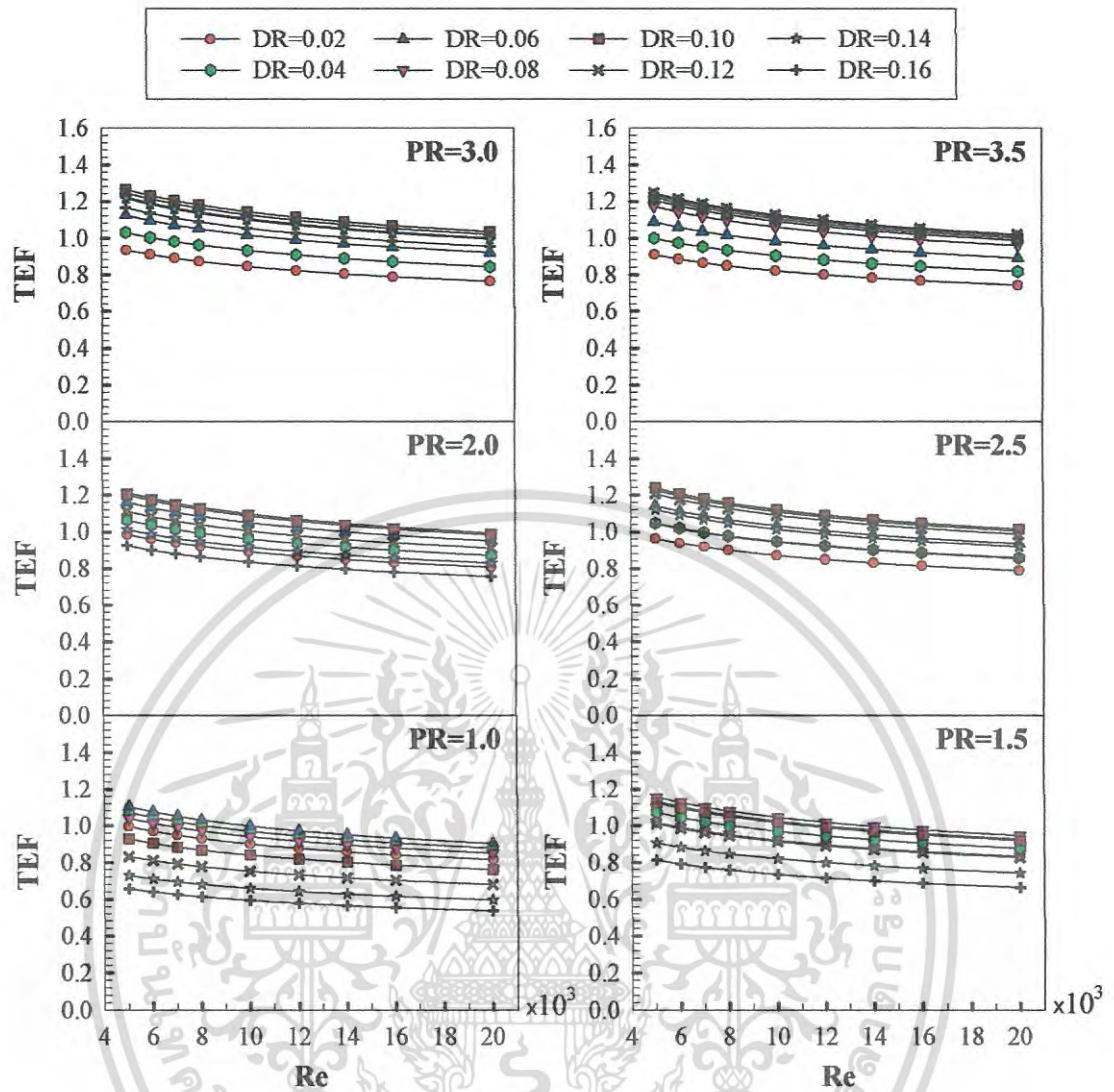
รูปที่ 6.53 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า f/f_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



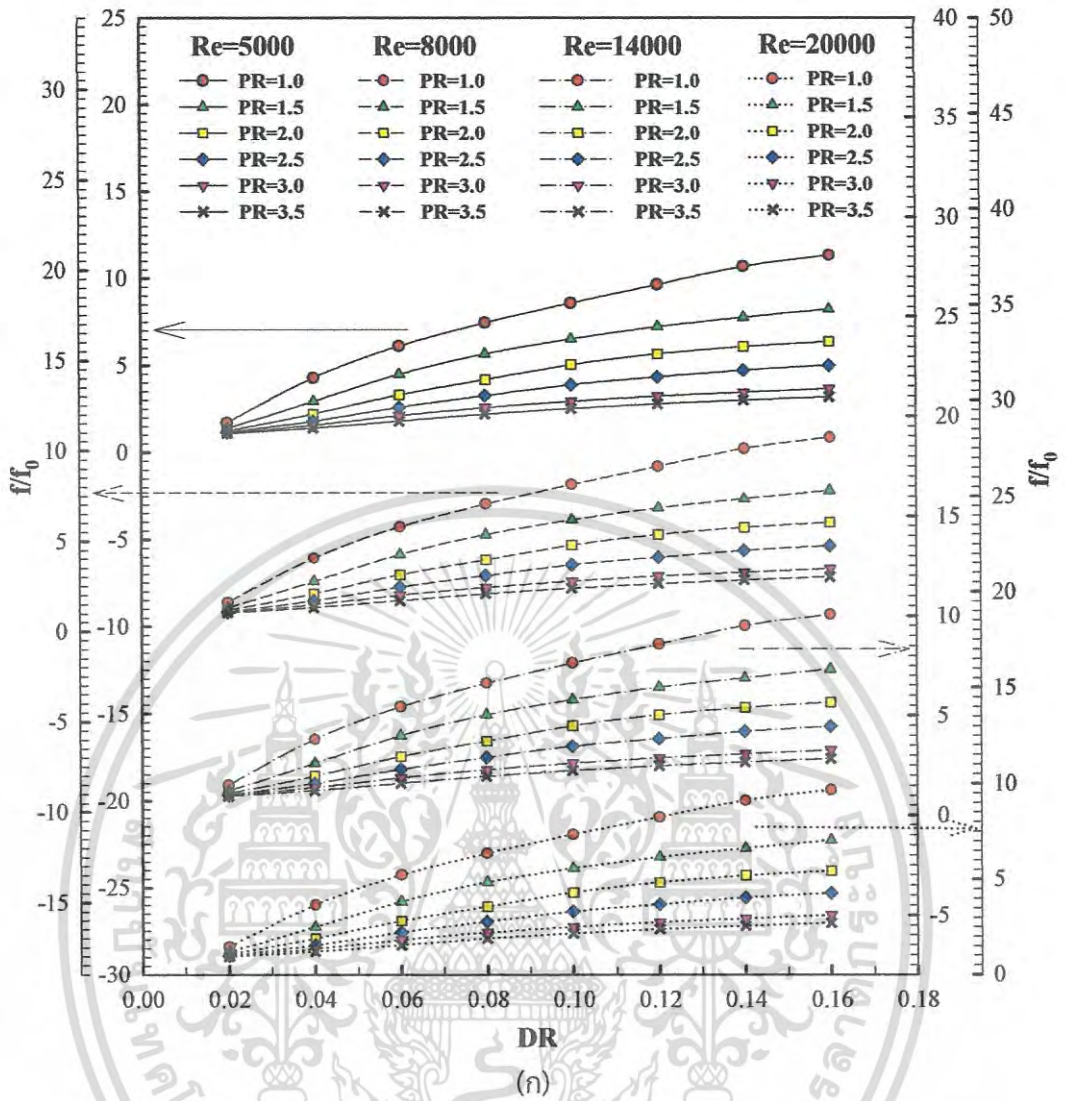
รูปที่ 6.54 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nu/Nu_0 และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

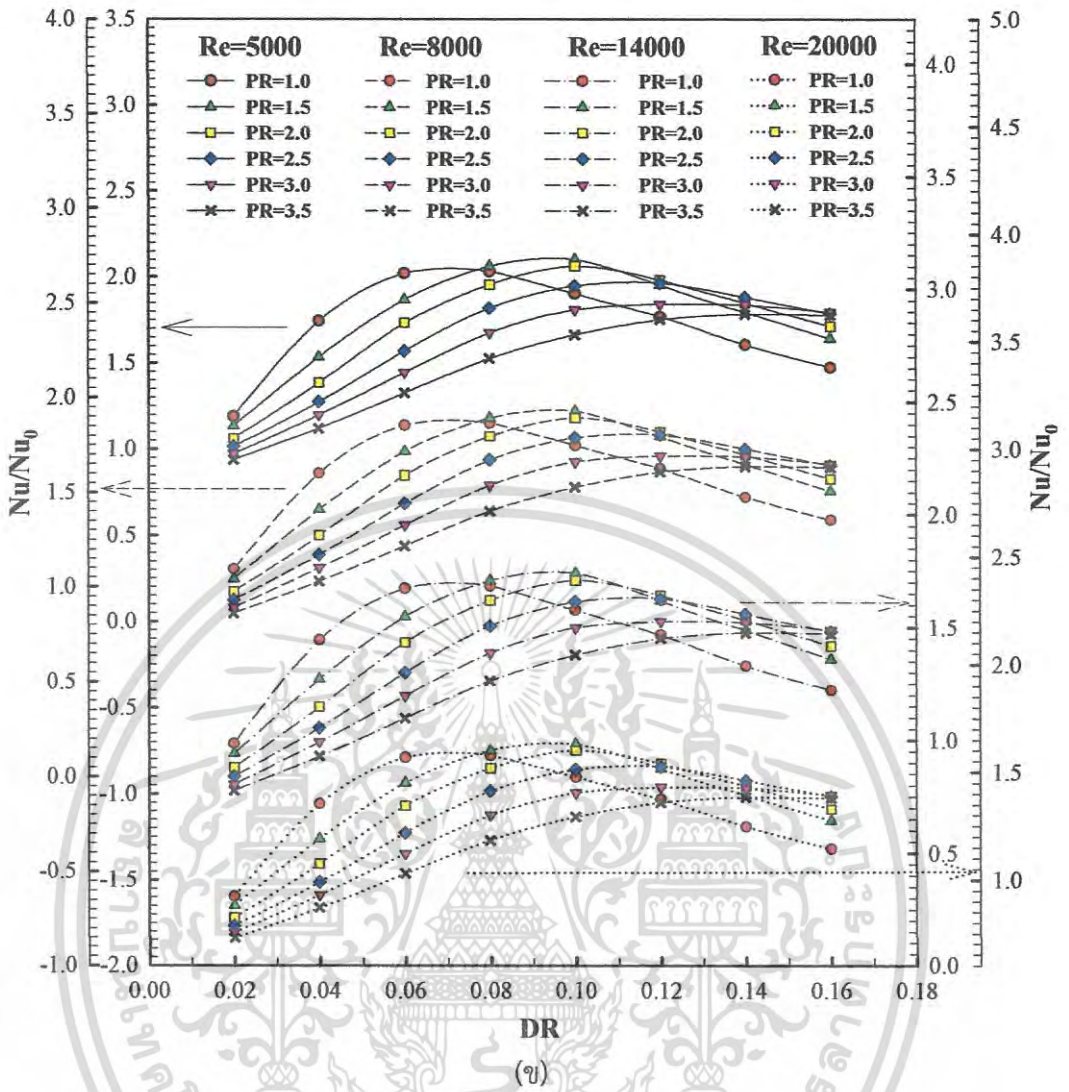


รูปที่ 6.55 ความสัมพันธ์ระหว่างค่า TEF และ Re ที่ค่า PR และ DR ต่างๆ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท

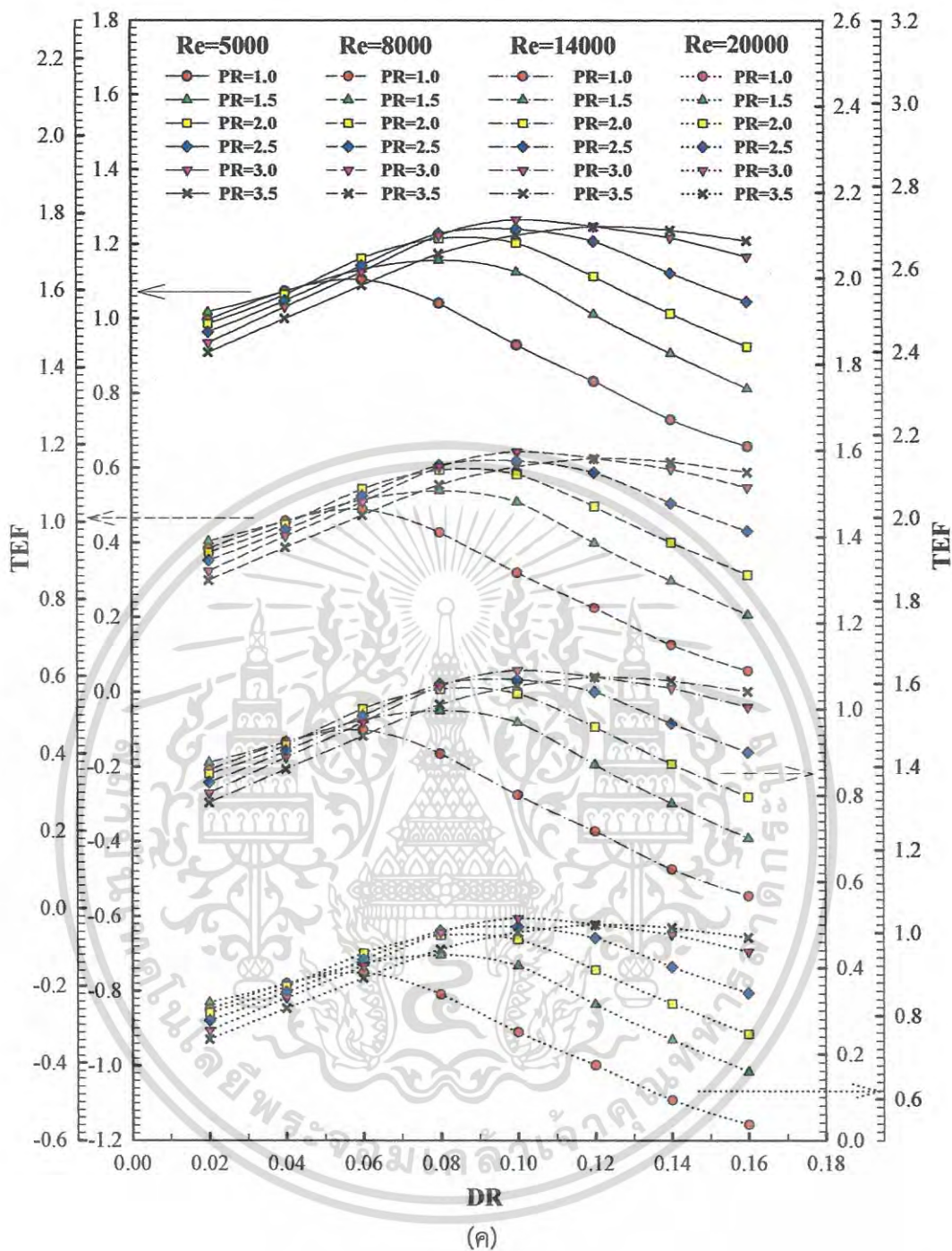
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.56 ความสัมพันธ์ของค่า DR กับค่า PR สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ $Re=5000$ สำหรับท่อลูกฟูกจำนวน 5 สตาร์ท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

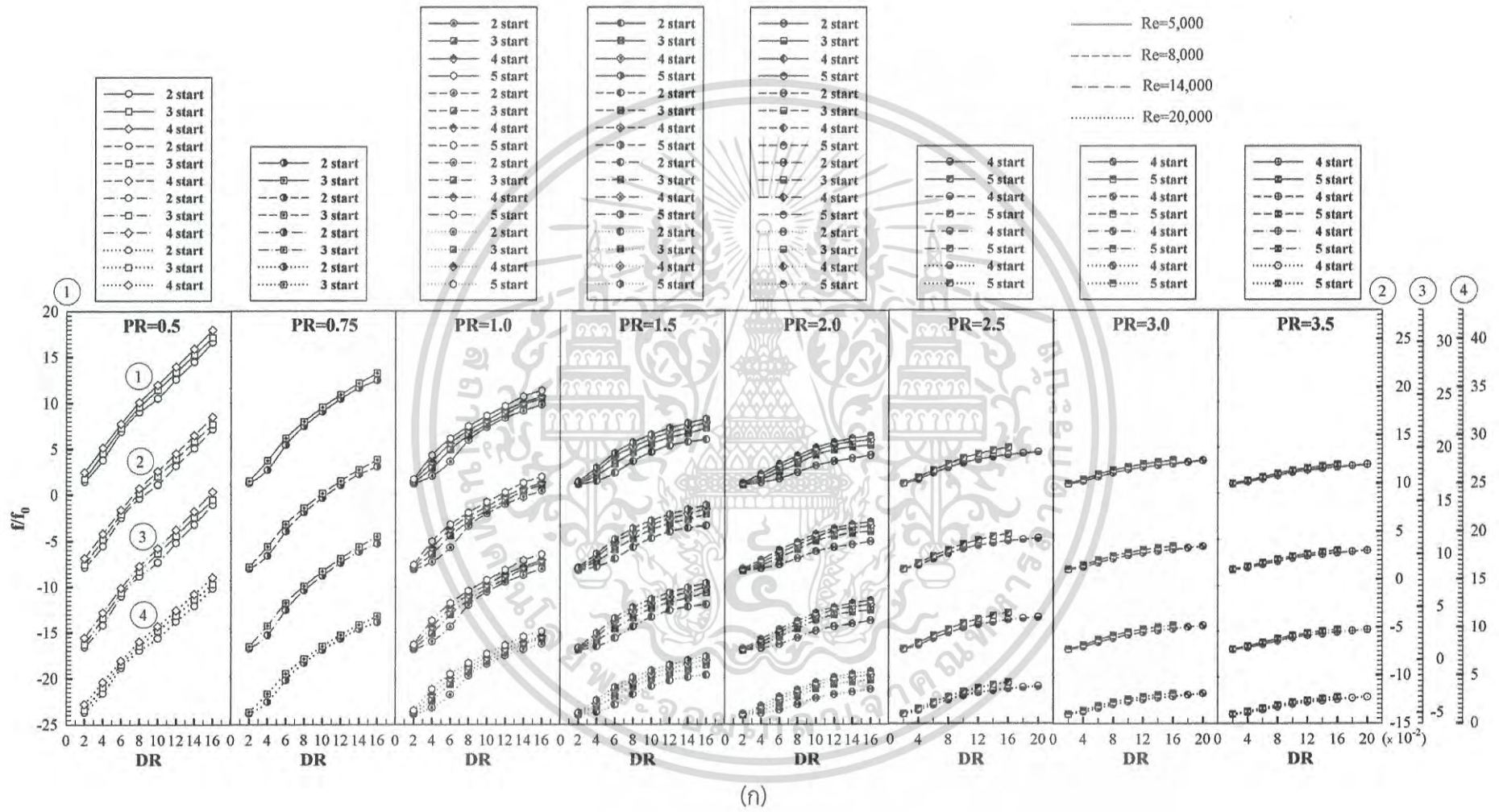
6.3.5 วิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับอิทธิพลของจำนวนสตาร์ท

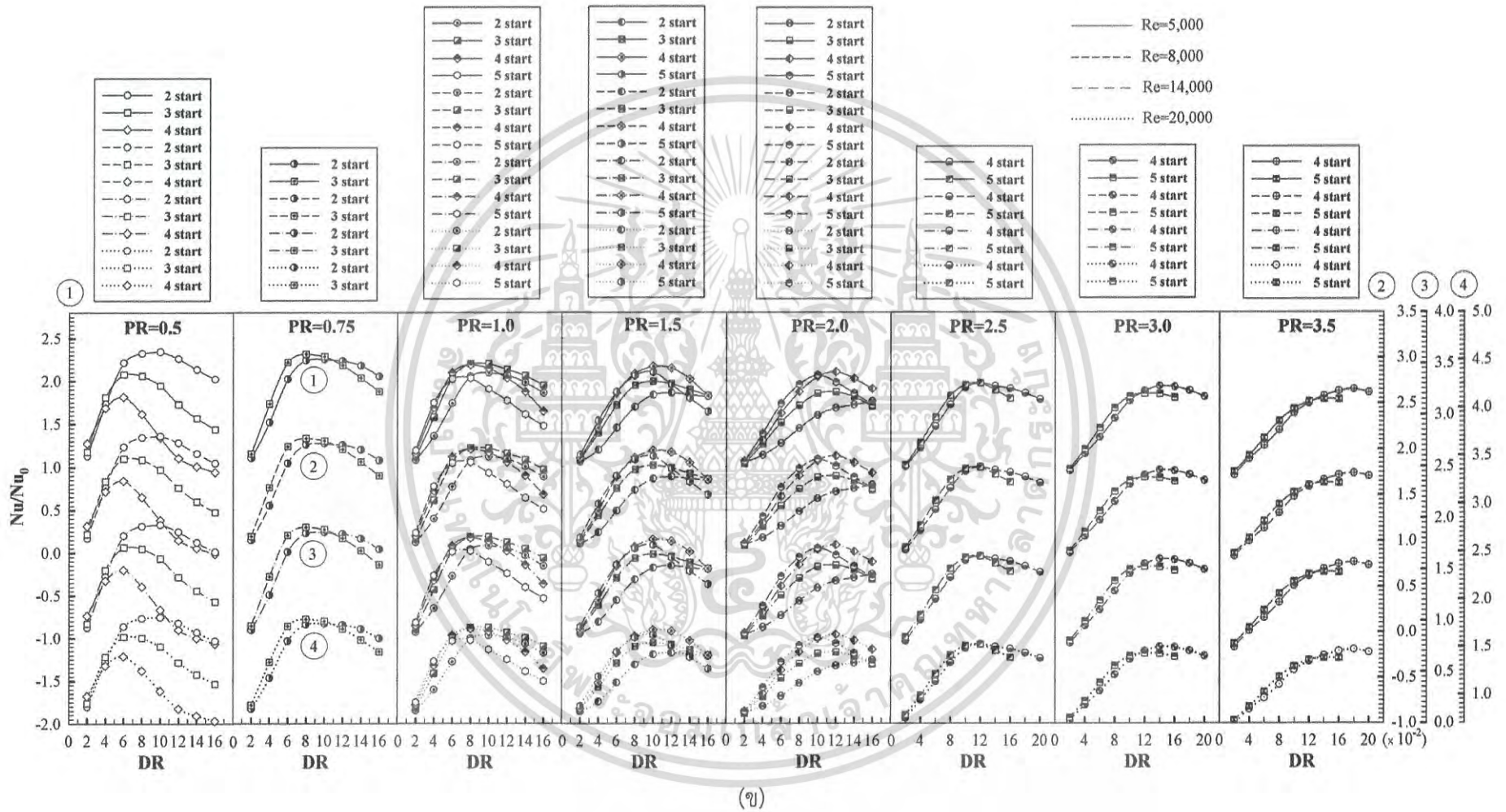
การวิเคราะห์ผลการจำลองเชิงตัวเลขสำหรับอิทธิพลของจำนวนสตาร์ท ในช่วงที่ทำการศึกษา ซึ่งแสดงเป็นความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน (f/f_0) อัตราส่วนเลขนัสเซลล์ท์ (Nu/Nu_0) และสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) กับค่า DR ที่จำนวนสตาร์ทต่างๆ โดยทำการเปรียบเทียบเฉพาะกรณีที่มีข้อมูลของค่า PR เดียวกัน ที่ค่า $Re=5000, 8000, 14000$ และ 20000 ดังแสดงไว้ในรูปที่ 6.57 ดังนี้

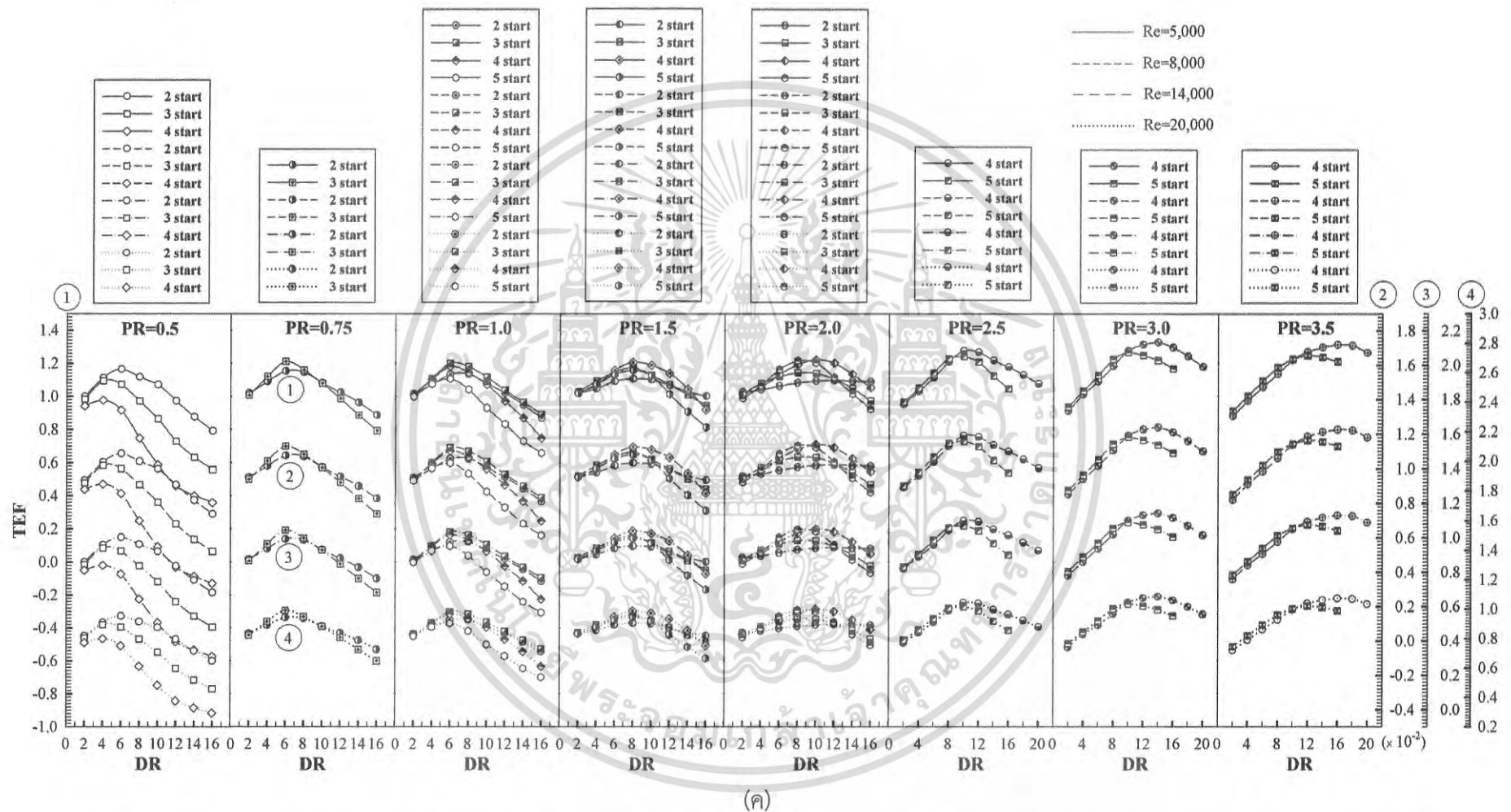
รูปที่ 6.57(ก) แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่า f/f_0 กับค่า DR ที่ค่า PR และ จำนวนสตาร์ทต่างๆ จากรูปพบว่า ที่ค่า PR และ DR เดียวกัน เมื่อจำนวนสตาร์ทเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้น สำหรับทุกกรณี เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของจำนวนสตาร์ทที่ค่า PR และ DR เดียวกัน ส่งผลให้เกิดการไหลของของไหลเพิ่มขึ้น

รูปที่ 6.57(ข) แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่า Nu/Nu_0 กับค่า DR ที่ค่า PR และ จำนวนสตาร์ทต่างๆ จากรูปพบว่า เมื่อพิจารณาที่ค่า PR ต่างๆ ค่าสูงสุดของ Nu/Nu_0 จะพบที่จำนวนสตาร์ทต่างกัน จำนวนสตาร์ทที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงสุดที่ค่า PR และ DR เดียวกัน เป็นจำนวนสตาร์ทที่สามารถเหนี่ยวนำของไหลให้ไหลลงไปตามร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับจำนวนสตาร์ทอื่นๆ

รูปที่ 6.57(ค) แสดงถึงความสัมพันธ์ของค่า TEF กับค่า DR ที่ค่า PR และ จำนวนสตาร์ทต่างๆ จากรูปพบว่า เมื่อพิจารณาที่ค่า PR ต่างๆ ค่าสูงสุดของ TEF จะพบที่จำนวนสตาร์ทต่างกัน เช่นเดียวกับกรณีของค่า Nu/Nu_0 โดยทั่วไปจำนวนสตาร์ทที่ให้ค่า Nu/Nu_0 สูงสุด จะให้ค่า TEF สูงสุดด้วย เนื่องจากการเพิ่มจำนวนสตาร์ทไม่ได้ส่งผลให้ค่า f/f_0 เปลี่ยนแปลงไปมากเท่าไร เมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของค่า Nu/Nu_0







รูปที่ 6.57 อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF ที่ DR และ PR ต่างๆ ที่ค่า $Re=5000, 8000, 14000$ และ 20000

6.4 เปรียบเทียบผล

จากผลการศึกษาอิทธิพลของท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อลูกฟูก และท่อวงรีบิด พบว่ามีค่าอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน (f/f_0) อยู่ในช่วง 1.00-10.8, 1.00-24.22 และ 1.00-16.4 ตามลำดับ มีค่าอัตราส่วนของเลขนัสเซลท์ (Nu/Nu_0) อยู่ในช่วง 1.00-2.00, 0.72-2.34 และ 0.84-2.46 ตามลำดับ และมีค่าสมรรถนะเชิงความร้อน (TEF) อยู่ในช่วง 0.83-1.10, 0.26-1.32 และ 0.54-1.30 ตามลำดับ ดังแสดงไว้ในตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 ผลจากการจำลองเชิงตัวเลข

ท่อ	f/f_0	Nu/Nu_0	TEF
ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว (spirally semicircle-grooved tubes)	1.00-10.80	1.00-2.00	0.83-1.10
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 2 สตาร์ท (2 start spirally corrugated tubes)	1.00-24.22	0.73-2.34	0.26-1.16
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 3 สตาร์ท (3 start spirally corrugated tubes)	1.00-17.14	0.80-2.31	0.45-1.23
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท (4 start spirally corrugated tubes)	1.00-17.96	0.72-2.18	0.29-1.32
ท่อลูกฟูกที่มีจำนวนเริ่มต้น 5 สตาร์ท (5 start spirally corrugated tubes)	1.00-11.33	0.72-2.10	0.53-1.26
ท่อวงรีบิดเกลียว (spirally oval tubes)	1.00-16.40	0.84-2.46	0.54-1.30

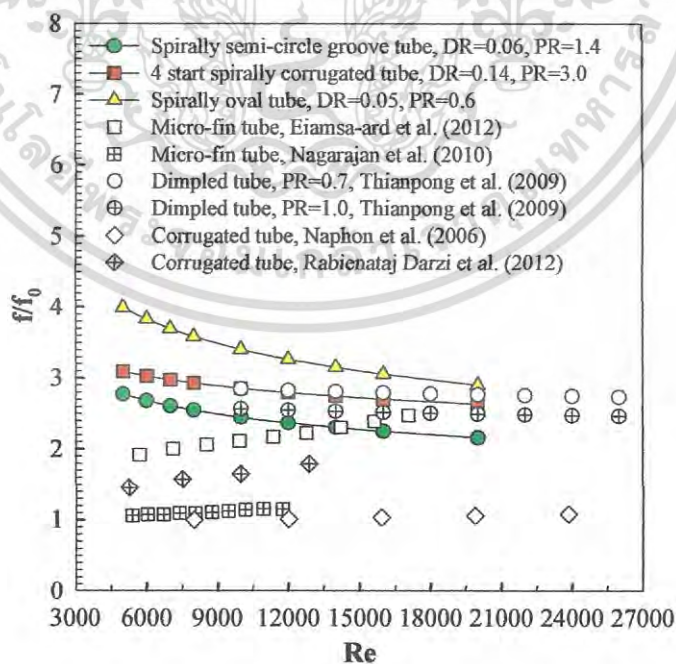
การเปรียบเทียบระหว่างท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อลูกฟูก และท่อวงรีบิด เฉพาะกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุดได้แสดงไว้ในรูปที่ 6.58 โดยท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวให้ค่า TEF สูงที่สุดที่กรณี DR=0.06 ที่ PR=1.4 ท่อลูกฟูกให้ค่า TEF สูงที่สุดที่กรณีที่มีจำนวนเริ่มต้น 4 สตาร์ท ที่ค่า DR=0.14 ที่ PR=3.0 และ ท่อวงรีบิดให้ค่า TEF สูงที่สุดที่กรณี DR=0.05 ที่ PR=0.6 เมื่อเปรียบเทียบทั้ง 3 กรณีพบว่าท่อวงรีบิดให้ค่า f/f_0 สูงที่สุดเนื่องจากมีค่า PR ที่ต่ำมาก ถึงแม้ว่าจะมีค่า DR ที่ต่ำก็ตาม ส่วนกรณีท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวให้ค่า f/f_0 ต่ำที่สุด อันเป็นผลมาจากกรณีนี้มีค่า PR ค่อนข้างสูง และมีค่า DR ค่อนข้างต่ำ และกรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทให้ค่า f/f_0 อยู่ระหว่างท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวและท่อวงรีบิด เนื่องจากท่อกรณีนี้มีค่า PR ที่สูง แต่ก็มีค่า DR ที่สูงเช่นกัน สำหรับท่อวงรีบิดพบว่ามีค่า f/f_0 สูงกว่าท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท และท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 19.54% และ 39.17% ตามลำดับ ส่วนกรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท มีค่า f/f_0 สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 16.58%

เมื่อพิจารณาค่า Nu/Nu_0 พบว่ากรณีท่อวงรีบิดให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณีอื่นๆ อันเป็นผลมาจากท่อวงรีบิดสามารถสร้างกระแสการไหลหมุนควงรองได้ 2 กลุ่ม ซึ่งสามารถทำให้ของไหลเกิดการผสมผสานกันระหว่างตรงกลางท่อและบริเวณใกล้ผนังได้ดีพอสมควร ในขณะที่กรณีนี้มีค่า PR ที่ต่ำกว่ากรณีอื่นๆ จึงทำให้มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณีอื่นๆ ส่วนกรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ถึงแม้ว่ากรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทจะมีค่า PR ที่สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว แต่กรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทมีค่า PR ที่สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 16.58% ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วงกลมบิดเกลียวก็ตาม แต่เนื่องจากท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงรองจำนวน 4 กลุ่ม ซึ่งมากกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวซึ่งก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงรองเพียง 1 กลุ่ม เท่านั้น สำหรับท่อวงรีบิดพบว่ามีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าท่อลูกฟูก 4 สตาร์ท และท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 3.62% และ 22.18% ตามลำดับ ส่วนกรณีลูกฟูก 4 สตาร์ท มีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 17.84%

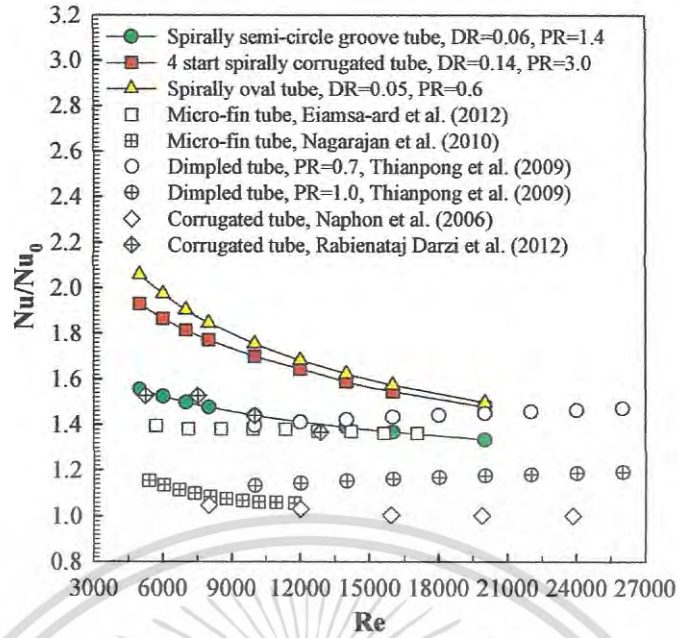
เมื่อพิจารณาค่า TEF พบว่ากรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณีอื่นๆ เนื่องจากกรณีนี้ให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำกว่าท่อวงรีบิดเพียงเล็กน้อย แต่ให้ค่า f/f_0 ต่ำกว่าท่อวงรีบิดค่อนข้างมาก เมื่อพิจารณาถึงอัตราส่วนของ $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ จึงส่งผลให้ท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทมีค่า TEF ที่สูงกว่าท่อวงรีบิด ในทำนองเดียวกันกรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทจะให้ค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณีท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวค่อนข้างมาก แต่ก็ให้ค่า f/f_0 สูงกว่าเช่นเดียวกัน ซึ่งเมื่อพิจารณาถึงอัตราส่วนของ $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ จึงส่งผลให้ท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทมีค่า TEF ที่สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว โดยกรณีท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทมีค่า TEF สูงกว่าท่อวงรีบิดและท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 2.7% และ 12.36% ตามลำดับ และกรณีท่อวงรีบิดให้ค่า TEF สูงกว่าท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียวเฉลี่ยที่ 9.4%

เมื่อเปรียบเทียบกรณีท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อลูกฟูก และท่อวงรีบิด เฉพาะกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุดในงานวิจัยนี้กับงานวิจัยที่ผ่านมาสำหรับท่อ micro-fin tube ซึ่งนำเสนอโดย Eiamsa-ard และคณะ (2012) และ Nagarajan และคณะ (2010), ท่อ dimpled tube ซึ่งนำเสนอโดย Thianpong และคณะ (2019), ท่อ corrugated tube ซึ่งนำเสนอโดย Naphon และคณะ (2006) และ Rabienataj Darzi และคณะ (2012) พบว่ากรณีท่อวงรีบิดและท่อลูกฟูก 4 สตาร์ทให้ค่า f/f_0 , Nu/Nu_0 และ TEF สูงกว่ากรณีอื่นๆ ยกเว้นกรณีท่อของ Rabienataj Darzi และคณะ (2012) ให้ค่า TEF สูงกว่ากรณีอื่นๆ เนื่องจากมีค่า f/f_0 ที่ค่อนข้างต่ำ

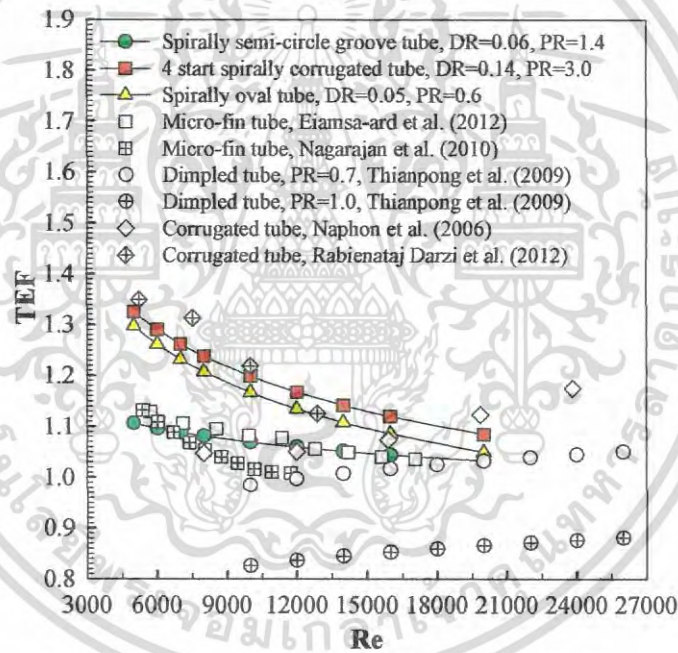


(ก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(ข)



(ค)

รูปที่ 6.58 การเปรียบเทียบเฉพาะกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด สำหรับ (ก) f/f_0 (ข) Nu/Nu_0 และ (ค) TEF

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผล

จากผลการศึกษาอิทธิพลของท่อรองครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อลูกฟูก และท่อวงรีบิด ที่มีต่อพฤติกรรมการไหล, ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม โดยศึกษาถึงอิทธิพลของ Re , DR และ PR ซึ่งทำการศึกษาในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ในช่วง $Re=5000-20000$ พบว่าโครงสร้างการไหลโดยทั่วไปของท่อที่ทำการศึกษาทำให้เกิดกระแสการหมุนควงหลักซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณกลางท่อ และกระแสการไหลหมุนควงรองซึ่งเกิดขึ้นที่บริเวณใกล้กับผนังท่อ โดยจำนวนของกระแสการไหลหมุนควงรองจะขึ้นอยู่กับรูปร่างของท่อที่ทำการศึกษา

7.1.1 อิทธิพลของเลขเรย์โนลด์

เมื่อพิจารณาถึงอิทธิพลของค่า Re โดยทั่วไปพบว่าเมื่อค่า Re เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF มีแนวโน้มลดลงสำหรับทุกกรณีการศึกษา สำหรับกรณีที่น่าสนใจ พบว่าที่ $Re=5,000$ จะให้ค่า Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF สูงที่สุด ส่วน $Re=20,000$ จะให้ค่า Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF ต่ำที่สุด นอกจากค่า Re จะมีผลต่อ Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF แล้ว ค่า Re ยังมีผลต่อความรุนแรงในการปั่นป่วนของของไหลอีกด้วย โดยเมื่อค่า Re เพิ่มมากขึ้น ความรุนแรงในการปั่นป่วนของของไหลก็จะเพิ่มมากขึ้น (โดยสามารถสังเกตได้จากพลังงานจลน์ปั่นป่วนของของไหลที่เพิ่มขึ้น) ส่งผลให้ชั้นความร้อนของของไหลบริเวณใกล้ผนังบางลง อีกทั้งยังสามารถเหนี่ยวนำเอาของไหลเย็นบริเวณกลางท่อมาสู่บริเวณใกล้ผนังท่อได้ดีขึ้น ทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลและผนังท่อดีขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่มขึ้นของค่า Re แทบจะไม่ส่งผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของกระแสการไหลตามแนวแกนการไหล

7.1.2 อิทธิพลของอัตราส่วนความลึก

สำหรับอิทธิพลของ DR ของท่อที่ทำการศึกษาทั้ง 3 ลักษณะ สามารถสรุปได้ดังนี้

- สำหรับท่อรองครึ่งวงกลมบิดเกลียว พบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 เพิ่มขึ้นทุกๆ กรณีศึกษา แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่า DR เพิ่มมากขึ้นค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมก็จะเพิ่มมากขึ้นด้วยสำหรับทุกกรณีที่ทำการศึกษา การเพิ่มขึ้นของ f/f_0 มีแนวโน้มการเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากการเพิ่มค่า DR ส่งผลให้การบดเคี้ยวการไหลเพิ่มขึ้น แต่การเพิ่มขึ้นของค่า Nu/Nu_0 จะเห็นว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นจาก 0.02 ถึง 0.06 ค่า Nu/Nu_0 จะเพิ่มขึ้นอย่างเห็นได้ชัด แต่เมื่อ DR เพิ่มขึ้นจาก 0.06 ถึง 0.10 พบว่าค่า Nu/Nu_0 จะค่อยๆ เพิ่มขึ้น ซึ่งในกรณี $DR=0.10$ พบว่ามีค่า Nu/Nu_0 สูงกว่ากรณี $DR=0.06$ และ 0.08 เล็กน้อย ด้วยเหตุนี้จึงส่งผลให้ค่า TEF ที่ค่า $DR=0.06-0.10$ มีค่าลดลง นอกจากค่า DR จะมีผลต่อ Nu/Nu_0 , f/f_0 และ TEF แล้ว ค่า DR ยังมีผลเส้นกระแสการไหลของของไหลอย่างชัดเจน โดยเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงหลักมีระยะการบิดของเกลียวสั้นลง และขนาดของกระแสการไหลหมุนควงรองใหญ่ขึ้น นั่นหมายความว่าพลังงานจลน์ปั่นป่วนของของไหลเพิ่มขึ้น ทำให้ชั้นความร้อนที่บริเวณใกล้ผนังบางลงและการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- สำหรับท่อลูกฟูกและท่อวงรีบิดนั้นพบว่าเมื่อค่า DR เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นทุกๆ กรณีศึกษา แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่า DR เพิ่มมากขึ้นค่าความดันตกคร่อมก็จะเพิ่มมากขึ้นด้วยสำหรับทุกกรณีที่ทำการศึกษา แต่สำหรับค่า Nu/Nu_0 นั้น พบว่าโดยส่วนใหญ่จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และค่อยๆ ลดลง โดยทำจุดสูงสุด $(Nu/Nu_0)_{max}$ ที่ค่า DR ค่าใดค่าหนึ่ง (เมื่อพิจารณาที่ค่า PR เดียวกัน) ทั้งนี้ค่า DR ที่ทำให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ จะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า PR โดยความเหมาะสมกันนั้นสามารถชี้ให้เห็นได้ว่าเป็นกรณีที่ทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่อง และกระแทกเข้ากับผนังท่อได้ดีที่สุด ส่งผลให้ชั้นความร้อนของของไหลบริเวณใกล้ผนังบางลงที่สุด ทำให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด $(Nu/Nu_0)_{max}$ เมื่อเทียบกับค่า DR ต่างๆ ที่ค่า PR เดียวกันนั่นเอง ซึ่งถ้าหากว่าค่า DR มีค่าต่ำเกินไป จะส่งผลให้ของไหลไม่สามารถเกิดกระแสการไหลหมุนควงร่องได้ แต่ถ้าหากว่าค่า DR มีค่าสูงเกินไป จะส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงร่องไหลข้ามร่องได้ (เมื่อพิจารณาที่ค่า PR เดียวกัน) โดยทั้ง 2 กรณีจะส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำ แต่อย่างไรก็ตามสำหรับกรณีของค่า DR ใดๆ ที่ให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ (เมื่อพิจารณาที่ค่า PR เดียวกัน) ไม่ได้ส่งผลให้กรณีนั้นมีค่า TEF สูงที่สุดเสมอไป ทั้งนี้ทั้งนั้นกรณีที่ให้ค่า TEF ที่สูงที่สุดที่ค่า DR ต่างๆ จะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า f/f_0 และ Nu/Nu_0 โดยส่วนใหญ่แล้วกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด จะเป็นกรณีที่ค่า DR นั้น ให้ค่า Nu/Nu_0 ปานกลาง แต่จะมีค่า f/f_0 ที่ต่ำ

7.1.3 อิทธิพลของระยะพิตช์

สำหรับอิทธิพลของ PR ของท่อที่ทำการศึกษาทั้ง 3 ลักษณะ สามารถสรุปได้ดังนี้

- สำหรับท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว พบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 และ f/f_0 ลดลงทุกๆ กรณีศึกษา แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่า PR เพิ่มมากขึ้นค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมก็จะลดลงด้วยสำหรับทุกกรณีที่ทำการศึกษา เนื่องจากการเพิ่มค่า PR ส่งผลให้การบล็อกร่องไหลภายในท่อลดลง อีกทั้งยังทำให้ระยะการบิดเกลียวของกระแสการไหลหมุนควงหลัก และกระแสการไหลหมุนควงรองเพิ่มขึ้นอีกด้วย โดยขนาดของกระแสการไหลหมุนควงรองแทบจะไม่เปลี่ยนแปลง นอกจากนี้ความแข็งแรงในการปั่นป่วนก็ลดลงด้วย ส่งผลให้ชั้นความร้อนที่บริเวณใกล้ผนังเพิ่มขึ้น ทำให้ค่า Nu/Nu_0 ลดลง

- สำหรับท่อลูกฟูกและท่อวงรีบิดนั้นพบว่าเมื่อค่า PR เพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า f/f_0 ลดลงทุกๆ กรณีศึกษา แสดงให้เห็นว่าเมื่อค่า PR เพิ่มมากขึ้นค่าความดันตกคร่อมก็จะลดลงด้วยสำหรับทุกกรณีที่ทำการศึกษา แต่สำหรับค่า Nu/Nu_0 นั้น พบว่าบางกรณีจะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น และค่อยๆ ลดลง โดยทำจุดสูงสุด $(Nu/Nu_0)_{max}$ ที่ค่า PR ค่าใดค่าหนึ่ง (เมื่อพิจารณาที่ค่า DR เดียวกัน) ส่วนบางกรณีค่า Nu/Nu_0 มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นอย่างเดียว โดยจะพบในกรณีที่ค่า DR ต่ำๆ เท่านั้น ($0.02 \leq DR \leq 0.06$) ทั้งนี้ค่า PR ที่ทำให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ จะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า DR โดยความเหมาะสมกันนั้นสามารถชี้ให้เห็นได้ว่าเป็นกรณีที่ทำให้ของไหลถูกเหนี่ยวนำเข้าไปในร่อง และกระแทกเข้ากับผนังท่อได้ดีที่สุด ส่งผลให้ชั้นความร้อนของของไหลบริเวณใกล้ผนังบางลงที่สุด ทำให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด $(Nu/Nu_0)_{max}$ เมื่อเทียบกับค่า PR ต่างๆ ที่ค่า DR เดียวกันนั่นเอง ซึ่งถ้าหากว่าค่า PR มีค่าต่ำเกินไป จะส่งผลให้กระแสการไหลหมุนควงร่องไหลข้ามร่องได้ แต่ถ้าหากว่าค่า PR มีค่าสูงเกินไป จะส่งผลให้ของไหลไม่สามารถเกิดกระแสการไหลหมุนควงร่องได้ (เมื่อพิจารณาที่ค่า DR เดียวกัน) โดยทั้ง 2 กรณีจะส่งผลให้ค่า Nu/Nu_0 ต่ำ แต่อย่างไรก็ตามสำหรับกรณีของค่า PR ใดๆ ที่ให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ (เมื่อพิจารณา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ที่ค่า DR เดียวกัน) ไม่ได้ส่งผลให้กรณีนั้นมีค่า TEF สูงที่สุดเสมอไป ทั้งนี้ทั้งนั้นกรณีที่ให้ค่า TEF ที่สูงที่สุดที่ค่า PR ต่างๆ จะขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของค่า f/f_0 และ Nu/Nu_0 โดยส่วนใหญ่แล้วกรณีที่ให้ค่า TEF สูงที่สุด จะเป็นกรณีที่ค่า PR นั้น ให้ค่า Nu/Nu_0 ปานกลาง แต่จะมีค่า f/f_0 ที่ต่ำ เช่นเดียวกับอิทธิพลของค่า DR

7.1.4 อิทธิพลของจำนวนสตาร์ท

สำหรับอิทธิพลของจำนวนสตาร์ท (มีเฉพาะกรณีท่อลูกฟูกเท่านั้น) พบว่าเมื่อจำนวนสตาร์ทเพิ่มขึ้นส่งผลให้ค่า f/f_0 เพิ่มขึ้นทุกๆ กรณีศึกษา แสดงให้เห็นว่าเมื่อจำนวนสตาร์ทเพิ่มมากขึ้น ค่าความดันตกคร่อมก็จะเพิ่มมากขึ้นด้วยสำหรับทุกกรณีที่ทำการศึกษา เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของจำนวนสตาร์ทที่ค่า PR และ DR เดียวกัน ส่งผลให้เกิดการบดบังการไหลของของไหลเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาถึงค่า Nu/Nu_0 พบว่าค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ จะพบที่จำนวนสตาร์ทต่างกัน จำนวนสตาร์ทที่ให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ ที่ค่า PR และ DR เดียวกัน เป็นจำนวนสตาร์ทที่สามารถเหนี่ยวนำของไหลให้ไหลลงไปตามร่องได้ดีที่สุด ส่งผลให้ของไหลและผนังท่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันได้ดีที่สุด และให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับจำนวนสตาร์ทอื่นๆ ในทำนองเดียวกันค่า TEF_{max} จะพบที่จำนวนสตาร์ทต่างกัน เช่นเดียวกับกรณีของค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ โดยทั่วไปจำนวนสตาร์ทที่ให้ค่า $(Nu/Nu_0)_{max}$ จะให้ค่า TEF_{max} เนื่องจากการเพิ่มจำนวนสตาร์ทไม่ได้ส่งผลให้ค่า f/f_0 เปลี่ยนแปลงไปมากเท่าไร เมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงของค่า Nu/Nu_0

7.2 ข้อเสนอแนะการพัฒนางานวิจัย

จากผลงานวิจัยที่ได้นำเสนอทำให้ทราบถึงข้อดีของการใช้การศึกษาเชิงตัวเลขสำหรับพฤติกรรมการไหล ลักษณะการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม เนื่องจากสามารถประหยัดเวลาที่ใช้ในการจำลองการไหล นอกจากนี้ยังสามารถลดต้นทุนสำหรับอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองได้อีกด้วย อย่างไรก็ตามการวิเคราะห์เชิงตัวเลขเป็นเพียงการทำนายถึงผลการจำลองที่มีความเป็นไปได้ สำหรับการนำผลการวิเคราะห์ที่ได้ศึกษาไปใช้งานจริงนั้นค่าสมรรถนะทางความร้อนที่ได้อยู่ขึ้นอยู่กับความถูกต้องและแม่นยำของเครื่องมือวัดอีกด้วย นอกจากนี้จะเห็นได้ว่างานวิจัยนี้ได้นำเสนอในส่วนของการไหลแบบเป็นซ้ำเป็นช่วง เนื่องจากช่องทางไหลในเชิงอุตสาหกรรมมีความยาวเพียงพอที่จะเกิดการไหลซ้ำเป็นช่วงได้

สำหรับแนวทางการพัฒนางานวิจัยต่อไปนั้น เมื่อพิจารณาท่อที่มีพื้นผิวขรุขระบิดเป็นเกลียว คือ ท่อร่องครึ่งวงกลมบิดเกลียว ท่อลูกฟูก แลท่อวงรีบิด พบว่าสามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้เมื่อเทียบกับท่อเปล่า โดยการก่อให้เกิดกระแสการไหลหมุนควงต่อเนื่องกันตามแนวแกนการไหลภายในท่อ แต่อย่างไรก็ตามค่าการถ่ายเทความร้อนก็ไม่ได้มีค่าสูงมากนัก เพียงแต่มีจุดเด่นคือให้ค่าตัวประกอบเสียดทานที่ต่ำ ดังนั้นการติดตั้งแผ่นบิด (twisted tape) เข้าไปในท่อที่มีพื้นผิวขรุขระบิดเป็นเกลียว รวมถึงการก่อให้เกิด pair-vortex ของกระแสการไหลของของไหลภายในท่อผิวขรุขระก็เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่จะสามารถเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อนได้ ยกตัวอย่างเช่น ท่อ cross-corrugated tube และ v-corrugated tube เป็นต้น จึงเป็นแนวทางที่น่าสนใจต่อการนำไปศึกษาในอนาคต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- Akhavan-Behabadi M.A. and Esmailpour M. 2014. "Experimental study of evaporation heat transfer of R-134a inside a corrugated tube with different tube inclinations", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 55: 8-14.
- Al-Fahed S., Chamra L. and Chakroun W. 1999. "Pressure drop and heat transfer comparison for both microfin tube and twisted-tape inserts in laminar flow", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 18(4): 323-333.
- Al-Shamani A.N., Sopian K., Mohammed H.A., Mat S., Ruslan M.H. and Abed A.M. 2015. "Enhancement heat transfer characteristics in the channel with Trapezoidal rib-groove using nanofluids", **Case Studies in Thermal Engineering**, 5: 48-58.
- Aroonrat K., Jumholkul C., Leelaprachakul R., Dalkilic A.S., Mahian O. and Wongwises S. 2013. "Heat transfer and single-phase flow in internally grooved tubes", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 42: 62-68.
- Aroonrat K., and Wongwises S. 2011. "Evaporation heat transfer and friction characteristics of R-134a flowing downward in a vertical corrugated tube", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 35(1): 20-28.
- Bandarra Filho E.P., and Saiz Jabardo J.M. 2014. "Experimental study of the thermal hydraulic performance of sub-cooled refrigerants flowing in smooth, micro-fin and herringbone tubes", **Applied Thermal Engineering**, 62(2): 461-469.
- Barba A., Rainieri S. and Spiga M. 2002. "Heat transfer enhancement in a corrugated tube", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 29(3): 313-322.
- Bilen K., Cetin M., Gul H. and Balta T. 2009. "The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes", **Applied Thermal Engineering**, 29(4): 753-761.
- Brognaux L.J., Webb R.L., Chamra L.M. and Chung B.Y. 1977. "Single-phase heat transfer in micro-fin tubes", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 40(18): 4345-4357.
- Carnavos T. 1980. "Heat transfer performance of internally finned tubes in turbulent flow", **Heat Transfer Engineering**, 1(4): 32-37.
- Chen C., Wu Y.T., Wang S.T. and Ma C.F. 2013. "Experimental investigation on enhanced heat transfer in transversally corrugated tube with molten salt", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 47: 108-116.
- Chen J., Müller-Steinhagen H. and Duffy G.G. 2001. "Heat transfer enhancement in dimpled tubes", **Applied Thermal Engineering**, 21(5): 535-547.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Chen X., Xu X., Nguang S. and Bergles A.E. 2001. "Characterization of the effect of corrugation angles on hydrodynamic and heat transfer performance of four-start spiral tubes", **Journal of Heat Transfer**, 123(6): 1149–1158.
- Copetti J.B., Macagnan M.H., Souza D. de and Oliveski R.D.C. 2004. "Experiments with micro-fin tube in single phase", **International Journal of Refrigeration**, 27(8): 876–883.
- Cui H., Yuan X. and Yao Z. 2003. "Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of w-type spirally fluted tubes", **Experimental Heat Transfer**, 16(3): 159–169.
- Dipprey D.F., and Sabersky R.H. 1963. "Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 6(5): 329–353.
- Dizaji H.S., Jafarmadar S. and Mobadersani F. 2015. "Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger", **International Journal of Thermal Sciences**, 96: 211–220.
- Dong Y., Huixiong L. and Tingkuan C. 2001. "Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 24(3–4): 131–138.
- Eiamsa-Ard S., and Wongcharee K. 2013. "Heat transfer characteristics in micro-fin tube equipped with double twisted tapes: Effect of twisted tape and micro-fin tube arrangements", **Journal of Hydrodynamics, Ser. B**, 25(2): 205–214.
- Eiamsa-ard S., and Wongcharee K. 2012. "Single-phase heat transfer of CuO/water nanofluids in micro-fin tube equipped with dual twisted-tapes", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 39(9): 1453–1459.
- Fernández-Seara J., and Uhía F.J. 2012. "Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for outer ammonia condensation", **International Journal of Refrigeration**, 35(7): 2022–2032.
- Bandarra Filho E.P., and Saiz Jabardo J.M. 2014. "Experimental study of the thermal hydraulic performance of sub-cooled refrigerants flowing in smooth, microfin and herringbone tubes", **Applied Thermal Engineering**, 62(2): 461–469.
- Ganeshan S., and Rao M.R. 1982. "Studies on thermohydraulics of single- and multi-start spirally corrugated tubes for water and time-independent power law fluids", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 25(7): 1013–1022.
- Garcia A., Solano J., Vicente P. and Viedma A. 2012. "The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils", **Applied Thermal Engineering**, 35: 196–201.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Gee D.L., and Webb R. 1980. "Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 23(8): 1127–1136.
- Germano M. 1982. "On the effect of torsion on a helical pipe flow", **Journal of Fluid Mechanics**, 125: 1–8.
- Gowen R., and Smith J. 1968. "Turbulent heat transfer from smooth and rough surfaces", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 11(11): 1657–1674.
- Graham D., Chato J.C. and Newell T.A. 1999. "Heat transfer and pressure drop during condensation of refrigerant 134a in an axially grooved tube", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 42(11): 1935–1944.
- Han D.H., and Lee K.-J. 2005. "Single-phase heat transfer and flow characteristics of micro-fin tubes", **Applied Thermal Engineering**, 25(11–12): 1657–1669.
- Han J., Glicksman L. and Rohsenow W. 1978. "An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 21(8): 1143–1156.
- Hwang K., Jeong J., Hyun S., Saito K., Kawai S., Inagaki K. and Ozawa R. 2003. "Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes", **Desalination**, 159(1): 33–41.
- Incropera, Frank P. and Dewitt, David P. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. John Wiley & Sons, New York: 419–461.
- Jensen M.K., and Vlakancic A. 1999. "Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 42(7): 1343–1351.
- Ji W.T., Zhang D.C., He Y.L. and Tao W.Q. 2012. "Prediction of fully developed turbulent heat transfer of internal helically ribbed tubes-An extension of Gnielinski equation", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 55(4): 1375–1384.
- Kader B., and Yaglom A. 1977. "Turbulent heat and mass transfer from a wall with parallel roughness ridges", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 20(4): 345–357.
- Kathait P.S., and Patil A.K. 2014. "Thermo-hydraulic performance of a heat exchanger tube with discrete corrugations", **Applied Thermal Engineering**, 66(1–2): 162–170.
- Khoeini D., Akhavan-Behabadi M.A. and Saboonchi A. 2012. "Experimental study of condensation heat transfer of R-134a flow in corrugated tubes with different inclinations", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 39(1): 138–143.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Kukulka D.J., Smith R. and Fuller K.G. 2011. "Development and evaluation of enhanced heat transfer tubes", **Applied Thermal Engineering**, 31(13): 2141-2145.
- Laohalertdecha S., and Wongwiset S. 2010. "The effects of corrugation pitch on the condensation heat transfer coefficient and pressure drop of R-134a inside horizontal corrugated tube", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 53(13-14): 2924-2931 .
- Li X.-W., Meng J.-A. and Guo Z.-Y. 2009. "Turbulent flow and heat transfer in discrete double inclined ribs tube", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52(3-4): 962-970.
- Li X.W., Meng J.A. and Li Z.X. 2007. "Experimental study of single-phase pressure drop and heat transfer in a micro-fin tube", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 32: 641-648.
- Li X.W., Meng J.A. and Li Z.X. 2011. "Roughness enhanced mechanism for turbulent convective heat transfer", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 54(9-10): 1775-1781.
- Liao Q., and Xin M. 2000. "Augmentation of convective heat transfer inside tubes with three-dimensional internal extended surfaces and twisted-tape inserts", **Chemical Engineering Journal**, 78(2-3): 95-105.
- Liao Q., and Xin M. 1995. "Experimental investigation on forced convective heat transfer and pressure drop of ethylene glycol in tubes with three-dimensional internally extended surface", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 11(4): 343-347.
- Liu J., Xie G. and Simon T.W. 2015. "Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 81: 563-577.
- Liu L., Ling X. and Peng H. 2013. "Analysis on flow and heat transfer characteristics of EGR helical baffled cooler with spiral corrugated tubes", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 44: 275-284.
- Lixin C., Tingkuan C. 2007. "Study of vapor liquid two-phase frictional pressure drop in a vertical heated spirally internally ribbed tube", **Chemical Engineering Science**, 62(3): 783-792.
- Lu J., Shen X., Ding J., Peng Q. and Wen Y. 2013. "Convective heat transfer of high temperature molten salt in transversely grooved tube", **Applied Thermal Engineering**, 61(2): 157-162.
- Lu J., Sheng X., Ding J. and Yang J. 2013. "Transition and turbulent convective heat transfer of molten salt in spirally grooved tube", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 47: 180-185.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Mimura K., and Isozaki A. 1977 “Heat transfer and pressure drop of corrugated tubes”, **Desalination**, 22(1-3): 131-139.
- Mohammed H.A., Abbas A. K. and Sheriff J.M. 2013. “Influence of geometrical parameters and forced convective heat transfer in transversely corrugated circular tubes”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 44: 116-126.
- Nagarajan P., Mukkamala Y. and Sivashanmugam P. 2010. “Studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a micro-finned tube fitted with left-right inserts”, **Applied Thermal Engineering**, 30(13): 1666-1672.
- Naphon P., Nuchjapo M. and Kurujareon J. 2006. “Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib”, **Energy Conversion and Management**, 47(18-19): 3031-3044.
- Naphon P., and Sriromrulin P. 2006. “Single-phase heat transfer and pressure drop in the micro-fin tubes with coiled wire insert”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 33(2): 176-183.
- Nikuradse J. 1950. **Laws of Flow in Rough Pipes**. Washington, DC. USA. National Advisory Commission for Aeronautics.
- Pethkool S., Eiamsa-Ard S., Kwankaomeng S. and Promvong P. 2011. “Turbulent heat transfer enhancement in a heat exchanger using helically corrugated tube”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 38(3): 340-347.
- Promvong P., Pethkool S., Pimsarn M. and Thianpong C. 2012. “Heat transfer augmentation in a helical-ribbed tube with double twisted tape inserts”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 39(7): 953-959.
- Rabas T.J., and Taborek J. 1996. “Heat-rate improvements obtained by retubing condensers with new, enhanced tube types”, **Journal of Enhanced Heat Transfer**, 3(2): 83-94.
- Rabas T.J., Webb R.L., Thors P. and Kim N.-K. 1993. “Influence of roughness shape and spacing on the performance of three-dimensional helically dimpled tubes”, **Journal of Enhanced Heat Transfer**, 1(1).
- Rabienataj Darzi A.A., Farhadi M. and Sedighi K. 2014. “Experimental investigation of convective heat transfer and friction factor of Al₂O₃ / water nanofluid in helically corrugated tube”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 57: 188-199.
- Rabienataj Darzi A.A., Farhadi M., Sedighi K., Aallahyari S. and Delavar M.A. 2013. “Turbulent heat transfer of Al₂O₃-water nanofluid inside helically corrugated

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- tubes: Numerical study”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 41: 68-75.
- Rabienataj Darzi A.A., Farhadi M., Sedighi K., Shafaghat R. and Zabihi K. 2012. “Experimental investigation of turbulent heat transfer and flow characteristics of SiO₂ / water nanofluid within helically corrugated tubes”, **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 39(9): 1425-1434.
- Rainieri S., and Pagliarini G. 2002. “Convective heat transfer to temperature dependent property fluids in the entry region of corrugated tubes”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 45(22): 4525-4536.
- Ravigururajan T.S., and Bergles A.E. 1996. “Development and verification of general correlations for pressure drop and heat transfer in single-phase turbulent flow in enhanced tubes”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 31(1): 55-70.
- Sethumadhavan R., and Rao M.R. 1986. “Turbulent flow friction and heat transfer characteristics of single-and multistart spirally enhanced tubes”, **Journal of Heat Transfer**, 108(1): 55-61.
- Siddique M., and Alhazmy M. 2008. “Experimental study of turbulent single-phase flow and heat transfer inside a micro-finned tube”, **International Journal of Refrigeration**, 31(2): 234-241.
- Sripattanapipat, S., and P. Promvong. 2009. “Numerical Analysis of Laminar Heat Transfer in a Channel with Diamond-shaped Baffles.” **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 36: 32-38.
- Suresh S., Chandrasekar M. and Chandra Sekhar S. 2011. “Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 35(3): 542-549.
- Suresh S., Chandrasekar M. and Chandra Sekhar S. 2011. “Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of CuO/water nanofluid under turbulent flow in a helically dimpled tube”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 35(3): 542-549.
- Tan X.h., Zhu D.s., Zhou G.y., Zeng L.d. 2012 “Experimental and numerical study of convective heat transfer and fluid flow in twisted oval tubes”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 55: 4701-4710.
- Tan X.h., Zhu D.s., Zhou G.y., Zeng L.d. 2013 “3D numerical simulation on the shell side heat transfer and pressure drop performances of twisted oval tube heat exchanger”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 65: 244-253.
- Tan X.h., Zhu D.s., Zhou G.y., Zeng L.d. 2013 “Heat transfer and pressure drop performance of twisted oval tube heat exchanger”, **Applied Thermal Engineering**, 50: 374-383.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Tanda G. 2011. "Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45 angled rib turbulators on one/two walls", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 54(5): 1081–1090.
- Tang Y., Chi Y., Chen J.Ch., Deng X.X., Liu L., Liu X.K. and Wan Zh.P. 2007. "Experimental study of oil-filled high-speed spin forming micro-groove fin-inside tubes Original Research Article", **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, 47(7–8): 1059-1068.
- Thianpong C., Eiamsa-Ard P., Wongcharee K. and Eiamsa-Ard S. 2009. "Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator", **International Communications in Heat and Mass Transfer**, 36(7): 698-704.
- Vicente P.G., García A. and Viedma A. 2004. "Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different Prandtl numbers", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 47(4): 671-681.
- Vicente P.G., García A. and Viedma A. 2002. "Experimental study of mixed convection and pressure drop in helically dimpled tubes for laminar and transition flow", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 45(26): 5091-5105.
- Vicente P.G., García A. and Viedma A. 2002. "Heat transfer and pressure drop for low Reynolds turbulent flow in helically dimpled tubes", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 45(3): 543-553.
- Wang C.C., Chiou C. and Lu D.C. 1996. "Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 17(5): 500–508.
- Wang H., and Rose J. 2004. "Prediction of effective friction factors for single-phase flow in horizontal microfin tubes", **International Journal of Refrigeration**, 27(8): 904–913.
- Wang L., Sun D.-W., Liang P., Zhuang L. and Tan Y. 2000. "Heat transfer characteristics of carbon steel spirally fluted tube for high pressure preheaters", **Energy Conversion and Management**, 41(10): 993-1005.
- Webb R.L. 2009. "Single-phase heat transfer, friction, and fouling characteristics of three-dimensional cone roughness in tube flow", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52(11–12): 2624-2631.
- Webb R.L., Eckert E.R.G. and Goldstein R.J. 1971. "Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 14(4): 601–617.
- Webb R.L., and Kim N.H. 2005. **Principle of Enhanced Heat Transfer**. 2nd ED. Boca Raton. Taylor & Francis.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Webb R.L., Narayanamurthy R. and Thors P. 2000. "Heat transfer and friction characteristics of internal helical-rib roughness", *Journal of Heat Transfer*, 122(1): 134-142.
- Wen-Tao J., Anthony M. J., Ya-Ling H. and Wen-Quan T. 2015. "Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88: 735-754.
- Wongcharee K., and Eiamsa-ard S. 2012. "Heat transfer enhancement by using CuO/water nanofluid in corrugated tube equipped with twisted tape", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(2): 251-257.
- Yang D., Li H.X. and Chen T. 2001. "Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24(3-4): 131-138.
- Yang J., Ma L., Liu J. and Liu W. 2014. "Thermal-hydraulic performance of a novel shell-and-tube oil cooler with multi-fields synergy analysis", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 77: 928-939.
- Yang S., Zhang L. and Xu H. 2011. "Experimental study on convective heat transfer and flow resistance characteristics of water flow in twisted elliptical tubes", *Applied Thermal Engineering*, 31: 2981-2991.
- Zdaniuk G.J., Chamra L.M. and Mago P.J. 2008. "Experimental determination of heat transfer and friction in helically-finned tubes", *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(3): 761-775.
- Zhang Q., Li H., Zhang W., Li L. and Lei X. 2015. "Experimental study on heat transfer to the supercritical water upward flow in a vertical tube with internal helical ribs", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89: 1044-1053.
- Zhang X., Zhang J., Ji H. and Zhao D. 2015. "Heat transfer enhancement and pressure drop performance for R417A flow boiling in internally grooved tubes", *Energy*, 86(15): 446-454.
- Zheng L., Zhang D., Xie Y. and Xie G. 2015. "Thermal performance of dimpled/protruded circular and annular microchannel tube heat sink", *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 1-10.
- Zimparov V.D., Vulchanov N.L. and Delov L.B. 1991. "Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for power plant condensers-1. Experimental investigation and performance evaluation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34(9): 2187-2197.
- จารุวัตร เจริญสุข. พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

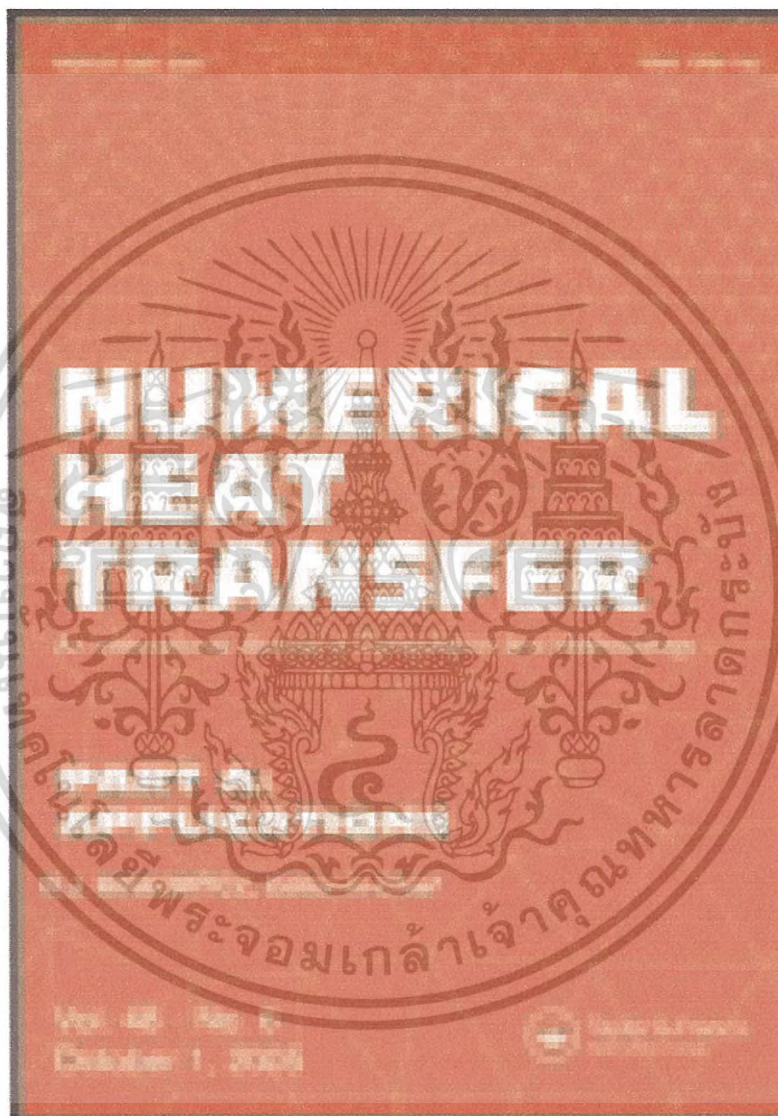
พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะ
วิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



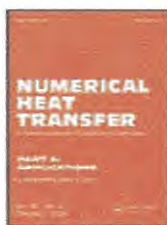
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Numerical Heat Transfer, Part A: Applications
An International Journal of Computation and Methodology



ISSN: 1040-7782 (Print) 1521-0634 (Online) journal homepage: <http://www.tandfonline.com/loi/unht20>

3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in spirally corrugated tube

P. Promthaisong, W. Jedsadaratanachai & S. Eiamsa-ard

To cite this article: P. Promthaisong, W. Jedsadaratanachai & S. Eiamsa-ard (2016) 3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in spirally corrugated tube, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 69:6, 607-629, DOI: [10.1080/10407782.2015.1069670](https://doi.org/10.1080/10407782.2015.1069670)

To link to this article: <http://dx.doi.org/10.1080/10407782.2015.1069670>

 Published online: 05 Jan 2016.

 Submit your article to this journal [↗](#)

 Article views: 16

 View related articles [↗](#)

 View Crossmark data [↗](#)

Full Terms & Conditions of access and use can be found at
<http://www.tandfonline.com/action/journalInformation?journalCode=unht20>

Download by: [Smith Eiamsa-ard]

Date: 14 February 2016, At: 06:47

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3D Numerical study on the flow topology and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in a spirally corrugated tube

P. Promthaisong^a, W. Jedsadaratanachai^a and S. Eiamsa-ard^b

^aDepartment of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand; ^bDepartment of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok, Thailand

ABSTRACT

This paper presents a numerical analysis on flow configurations and heat transfer characteristics of turbulent forced convection in spirally corrugated tubes. The influences of corrugation depth ($DR = 0.02\text{--}0.16$), pitch ratio ($PR = 0.10\text{--}1.00$), and Reynolds number ($Re = 5,000\text{--}20,000$) on flow structure and heat transfer characteristics are described. Comparisons between the full length and periodic domains are also reported. The results show that spirally corrugated tubes induced vortex flows which helped to increase heat transfer due to enhanced fluid mixing. The maximum thermal enhancement factor of 1.16 was obtained by using the spirally corrugated tube with $DR = 0.06$, $PR = 0.25$ at $Re = 5,000$.

ARTICLE HISTORY

Received 7 January 2015
Accepted 28 April 2015

1. Introduction

Rough surfaces with numerous configurations are widely used for enhancing the heat transfer rate and thermal performance in heat exchanger tubes or channels. Rough surfaces can help to create secondary flow in heat exchangers, leading to superior heat transfer. In common, rough surfaces provide heat transfer enhancement with low pressure loss penalty but their heat transfer rate enhancement and thermal performance are usually less than those offered by vortex generators. However, heat transfer rate and thermal performance can be improved by optimal geometrical parameters such as roughness, size of grooves or ribs, and roughness configuration. Several researchers have attempted to find the optimal parameters of rough surfaces for heat transfer enhancement. Pethkool et al. [1] studied heat transfer enhancement in a heat exchanger with helically corrugated tubes in regard to the turbulent regime pitch-to-diameter ratio, $P/D_H = 0.18, 0.22, \text{ and } 0.27$, and rib-height-to-diameter ratio, $e/D_H = 0.02, 0.04, \text{ and } 0.06$. It was reported that Nusselt number, friction factor, and thermal performance factor increased with increased rib-height ratio (e/D_H) and pitch ratio (P/D_H). Heat transfer rates and friction losses of helically corrugated tubes were higher than those of a smooth tube by around 1.23–2.32 and 1.46–1.93 times, respectively. The maximum thermal performance of 2.3 was obtained using a helically corrugated tube with $P/D_H = 0.27$ and $e/D_H = 0.06$. Naphon et al. [2] presented the heat transfer coefficient and friction factor characteristics for turbulent flow in horizontal tubes with helical ribs at height-to-diameter ratios, $x/d_i = 0.12, 0.15, \text{ and } 0.19$, and pitch-to-diameter ratios, $PR_i = 1.05, 0.78, \text{ and } 0.63$. They found that the highest Nusselt number and friction factor in the tube with helical ribs were respectively 2.3 and 2.8 times those of the smooth tube. Akhavan-Behabadi and Esmailpour [3] experimentally investigated the evaporation heat transfer of R-134a inside a corrugated tube with different tube inclinations at a fixed depth of corrugation, $e = 1.5 \text{ mm}$ and a pitch of corrugation, $p = 8 \text{ mm}$.

CONTACT S. Eiamsa-ard smith@mut.ac.th Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand.

Color versions of one or more of the figures in the article can be found online at www.tandfonline.com/unh.

© 2016 Taylor & Francis

Nomenclature

A	cross-sectional area, m^2	T	temperature, K
D	characteristic diameter of spirally corrugated tube	TEF	thermal performance enhancement factor, $(Nu/Nu_0)/(\beta f_0)^{1/3}$
DR	corrugation depth ratio, (e/D)	u_i	velocity component in x_i -direction, $m s^{-1}$
PR	corrugation pitch ratio, (p/D)	u_r	fluctuation velocity in x_r -direction, $m s^{-1}$
e	corrugation depth, m	u_0	mean or uniform velocity in smooth tube, $m s^{-1}$
f	friction factor	x	coordinate direction
h	convective heat transfer coefficient, $W m^{-2} K^{-1}$	μ	dynamic viscosity, $kg s^{-1} m^{-1}$
k	turbulent kinetic energy, $(k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'})$	Γ	thermal diffusivity
k_a	thermal conductivity of air, $W m^{-1} K^{-1}$	ϵ	dissipation rate
Nu	Nusselt number	ρ	density, $kg m^{-3}$
p	corrugation pitch, m		
P	static pressure, Pa	Subscripts	
Pr	Prandtl number	0	smooth tube
PR	pitch spacing ratio, p/D	pp	pumping power
Re	Reynolds number, $(\rho u_0 D/\mu)$		

Vicente et al. [4] investigated heat transfer and friction characteristics of turbulent flow in spirally corrugated tubes with $h/d = 0.0239, 0.0267, 0.0372, 0.0483, 0.0506, 0.0511, \text{ and } 0.0572$ and $p/d = 0.608, 0.717, 0.721, 0.881, 0.886, 1.015, 1.158, 1.174, \text{ and } 1.229$. An experimental study on the heat transfer and friction characteristics of a spirally corrugated tube for outer ammonia condensation with corrugation depth, $e = 0.8$ mm and corrugation pitch, $p = 10$ mm was reported by Fernández-Seara and Uhiá Uhiá [5]. They found that the use of a spirally corrugated tube resulted in levels of heat transfer rate and friction factor higher than those of the smooth tube by around 2.11–2.53 and 4–5 times, respectively. The overall heat transfer performance of the corrugated tube was increased by up to 1.27-fold. Dong et al. [6] experimentally studied the pressure drop, heat transfer, and performance of turbulent flow in spirally corrugated tubes. Their study encompassed roughness height-to-tube inner diameter ratios, $e/d = 0.0199, 0.0243, 0.0302, \text{ and } 0.0398$, with pitch of corrugation-to-tube inner diameter ratios, $p/d = 0.438, 0.598, 0.62, \text{ and } 0.623$. The spirally corrugated tubes yielded heat transfer coefficients and friction factors higher than the smooth tube by 30–120 and 60–160%, respectively. Transition and turbulent convective heat transfer in a spirally grooved tube were investigated by Jianfeng et al. [7], using spirally grooved tubes with groove height-to-inner pipe diameter ratios, $e/d = 0.0238, 0.0306, 0.0381, \text{ and } 0.0475$, groove width, $P_1 = 3.2$ m, and groove interval, $P = 10.2$ m. They found that increase in e/d led to an increase in the heat transfer coefficient. Rainieri and Pagliarini [8] presented the thermal performances of helical and transverse corrugated tubes with varying corrugation pitch, $p = 16, 32, 48, \text{ and } 64$ mm and a single corrugation depth, $e = 1.5$ mm. Under similar conditions, the helical corrugated tubes yielded higher heat transfer rates than the transverse corrugated tubes. Barba et al. [9] investigated heat transfer enhancement and pressure loss for single-phase flow in a corrugated tube with corrugation pitch, $p = 11.5$ mm and depth, $e = 1.5$ mm. Heat transfer rates of the corrugated tube were found to be around 4.27–16.79 times those of the smooth tube. Li et al. [10] examined turbulent convective heat transfer in tubes with varying roughness height, $e = 0.11, 0.21, 0.37, \text{ and } 0.68$ mm, roughness width, $w = 1.6, 1.7, \text{ and } 1.8$ mm, and a single roughness pitch, $p = 5$ mm. Mohamed et al. [11] numerically studied the influence of the geometrical parameters of transversely corrugated circular tubes (relative roughness height (e/d) in the range 0.025–0.1, relative roughness pitch (p/d) in the range 0.5–1.5, and relative roughness width (w/d) in the range 0.05–0.2 on thermal performance and flow fields characteristics. They reported that the highest heat transfer rate was obtained at $e/d = 0.1, p/d = 0.5, \text{ and } w/d = 0.2$, while the highest thermal performance (PEC) was achieved at $e/d = 0.025$, at the same p/d and w/d as found for the highest heat transfer rate. Wu and Zhou [12] numerically investigated heat transfer, flow, and friction factor in corrugated tubes for varying ripple height and spacing. Their results showed that enhancement of heat transfer in corrugated tubes became more significant as Reynolds number increased.

Rabienataj-Darzi et al. [13, 14] studied the influence of SiO_2/Al_2O_3 /water nanofluid on heat transfer enhancement and friction factor in helically corrugated tubes for varying corrugating pitch

and height ratio. They found that nanofluid in tubes with higher corrugation height and lower pitch augmented heat transfer significantly, with a negligible pressure drop penalty. Wongcharee and Eiamsa-ard [15] studied heat transfer enhancement using CuO/water nanofluid in a corrugated tube equipped with twisted tape. Evidently, convective heat transfer, friction factor, and thermal performance factor associated with the simultaneous application of CuO/water nanofluid and twisted tape were higher than those associated with the individual techniques. With utilization of the base fluid (water) together with twisted tape and nanofluid fluid together with twisted tape (all in the corrugated tube), friction factors increased from 227 to 376%, and 236 to 477%, respectively compared with those obtained using base fluid in the corrugated tube. Multi-objective optimal designs of high-efficiency corrugated tube heat exchangers applied in nuclear plants were investigated by Han et al. [16]. Response surface methodology (RSM) with central composite design (CCD) was used to identify the relationships among the objective functions (Nu_c , f_c , Nu_c/Nu_s , f_c/f_s , and η) and the design variables (dimensionless corrugation pitch (p/D), dimensionless corrugation height (H/D), dimensionless corrugation radius (r/D), and Reynolds number (Re)). Their results showed that the optimum values of $f_c/f_s = 1.22$ and $\eta = 1.42$ were obtained when $Nu_c/Nu_s \leq 1.2$. Zimparov et al. [17] studied the effect of corrugated tubes equipped with twisted-tape inserts on heat transfer coefficient and friction factor characteristics in single-phase turbulent flow. In their experiments, eight single-start, spirally corrugated tubes (with geometrical parameters $0.053 < e/D < 0.089$ and ridge pitch-to height ratios $6.8 < p/e < 11.0$) combined with twisted tapes ($H/D = 4.7, 5.7, \text{ and } 7.6$) were examined. Wongcharee and Eiamsa-ard [15] reported that twisted tape coupled with corrugated tube in a counter (CA) pattern offered higher heat transfer performance than those in a parallel (PA) pattern. The compound devices in the CA pattern yielded thermal performance factors higher than those in the PA pattern by 1.5–5.8%.

Most published works on heat transfer enhancement by rough surfaces are experimental studies lacking the evidence to explain fluid flow and heat transfer mechanism. Knowledge of the mechanisms of fluid flow and heat transfer characteristics is a powerful tool for further improvement of the thermal performance of heat exchangers. For a better understanding of these mechanisms, numerical investigation is required. Thus, a three-dimensional numerical investigation on thermal performance enhancement in spirally corrugated tubes is reported in the present work. The influence of depth ratio ($DR = e/D$) and pitch ratio ($PR = p/D$) are also described. The main aim of using a spirally corrugated tube is to generate vortex flows in the heat exchanger unit in order to improve fluid mixing between the core and wall regions, for better heat transfer.

2. Mathematical foundation and numerical method

The computational domain on both heat transfer and flow configuration is developed under the following assumptions;

- The fluid flow and heat transfer are steady in three-dimensional.
- The flow is turbulent and incompressible.
- Radiation heat transfer, natural convection, viscous dissipation, and body forces are ignored.
- The properties of the fluid are defined as constant.

Spirally corrugated tube flow is governed by the continuity equation, Navier–Stokes equations, and the energy equation. These equations can be written in the Cartesian tensor system as follows:

Continuity equation:

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

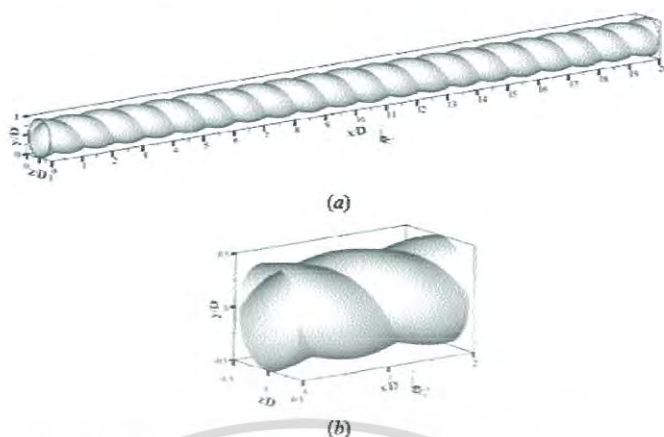


Figure 1. Spirally corrugated tube model for (a) full-length and (b) periodic module.

Momentum equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho u'_i u'_j \right) \right] \quad (2)$$

where

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

where ρ is the density of fluid, u_i is a mean component of velocity in direction x_i , p is the pressure, μ is the dynamic viscosity, and u' is a fluctuating component of velocity. Repeat indices indicate summation from 1 to 3 for three-dimensional problems. The parameter k is the turbulent kinetic energy, defined as $k = \frac{1}{2} u'_i u'_i$, and δ_{ij} is a Kronecker delta. An advantage of the Boussinesq approach with the computation of the relatively low computational cost associated with the given computation of the turbulent viscosity, μ_t is $\mu_t = \rho c \mu k^2 / \epsilon$.

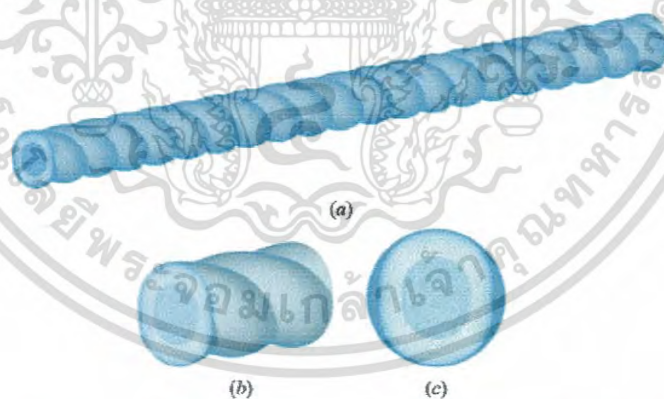


Figure 2. Computational domain of the spirally corrugated tube for (a) full-length, (b) periodic module, and (c) front view.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

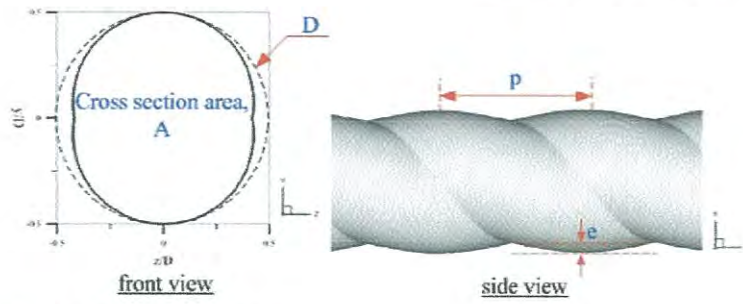


Figure 3. Detail of the spirally corrugated tube.

Energy equation:

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

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

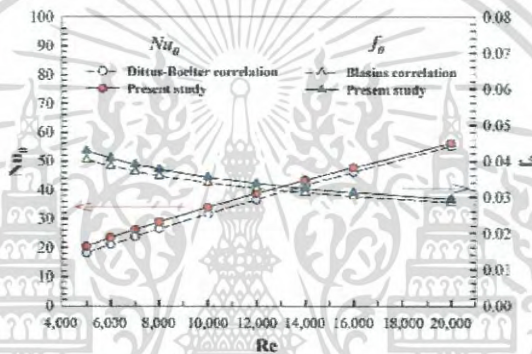


Figure 4. Verification test for the smooth tube.

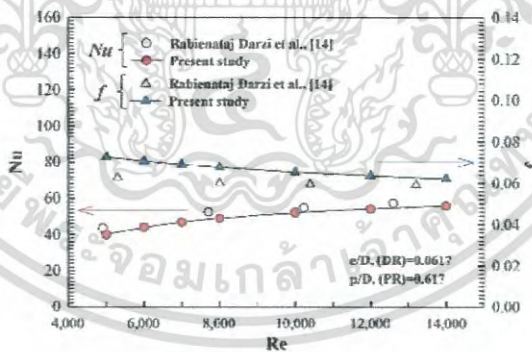


Figure 5. Comparison between the experimental results [14] and the present results for spirally corrugated tube at $DR = 0.0617$ and $PR = 0.617$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

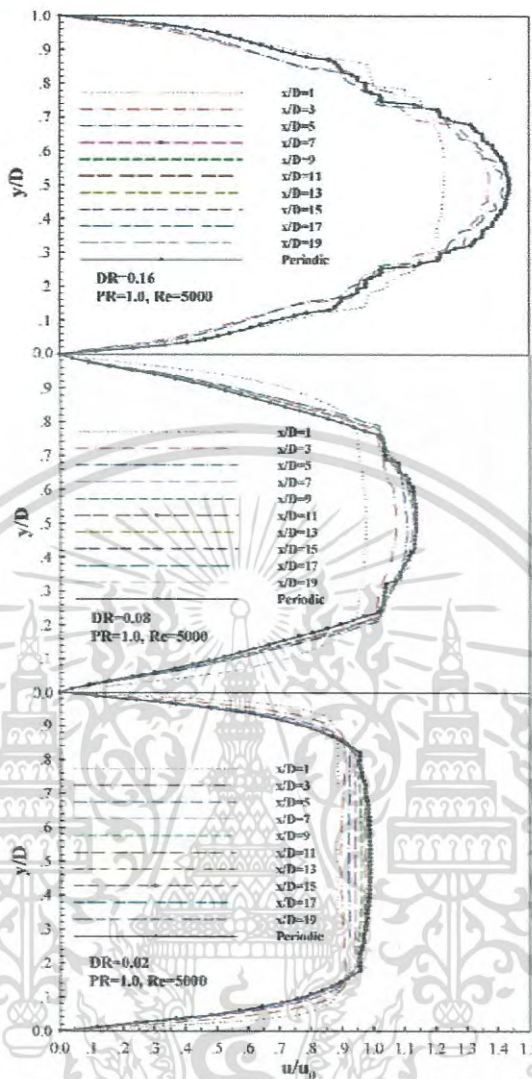


Figure 6. Velocity profiles at $z/D = 0.5$ with various x/D values for $DR = 0.02, 0.08,$ and 0.16 at $PR = 1.0$ and $Re = 5,000$.

where Γ and Γ_t are molecular thermal diffusivity and turbulent thermal diffusivity, respectively. Diffusivity can be expressed as

$$\Gamma = \mu/Pr \text{ and } \Gamma_t = \mu_t/Pr_t \tag{5}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

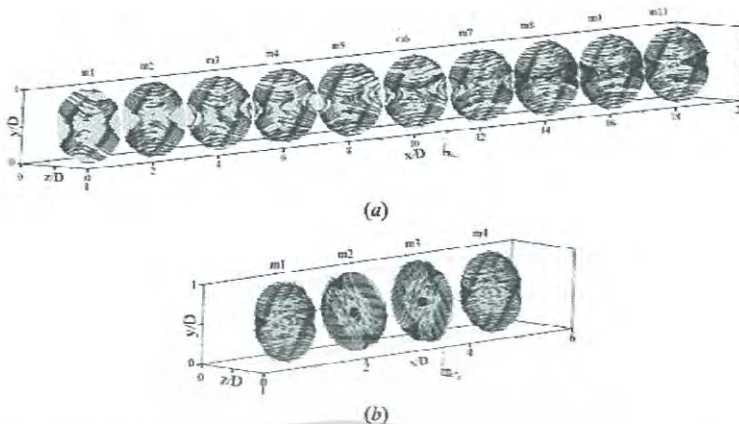


Figure 7. Streamlines in transverse plane for $DR = 0.02$, $PR = 1.0$, $Re = 5,000$ for (a) full-length and (b) periodic modules.

The realizable $k-\epsilon$ model proposed by Launder and Spalding [18] is used for the present numerical simulation:

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

and

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

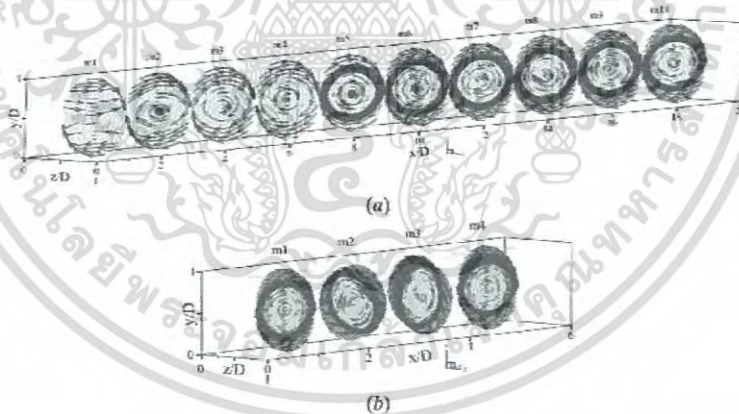


Figure 8. Streamlines in transverse plane at $DR = 0.08$, $PR = 1.0$, $Re = 5,000$ for (a) full-length and (b) periodic modules.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

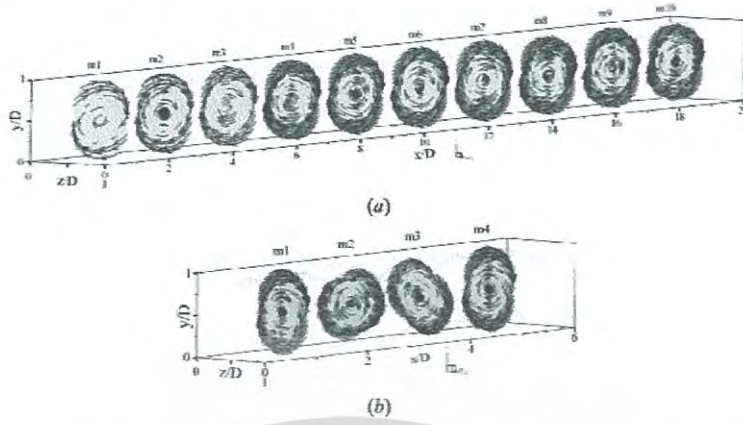


Figure 9. Streamlines in transverse plane at $DR=0.16$, $PR=1.0$, $Re=5,000$ for (a) full-length and (b) periodic modules.

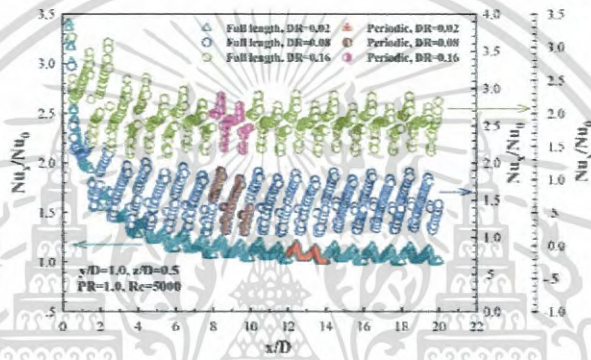


Figure 10. Axial distributions of Nu_x/Nu_0 at various DR for $PR=1.0$ and $Re=5,000$.

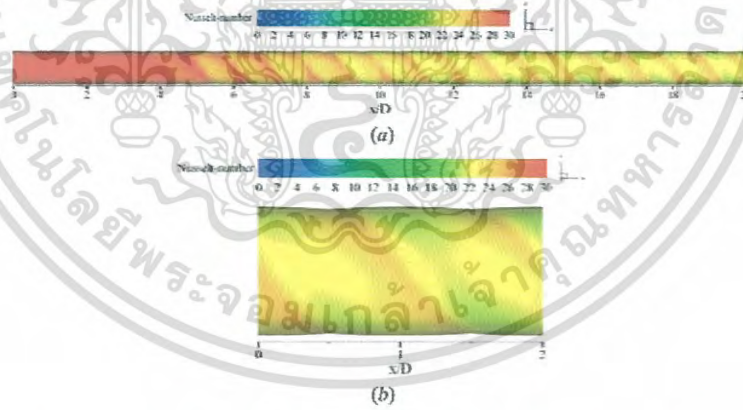


Figure 11. Nu_x contours for (a) full-length and (b) periodic modules for $DR=0.02$, $PR=1.0$, and $Re=5,000$.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

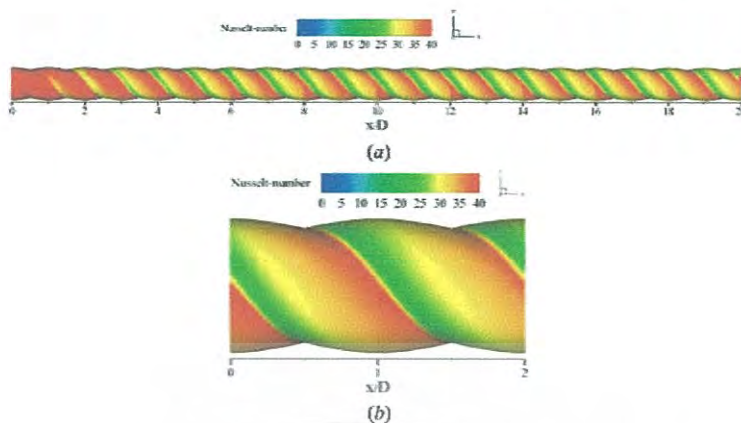


Figure 12. Nu_x contours for (a) full-length and (b) periodic modules for $DR = 0.08$, $PR = 1.0$, and $Re = 5,000$.

where

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (8)$$

the constants in the model are given as follows:

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

The QUICK numerical scheme is discretized for all governing equations, decoupling with the SIMPLE algorithm and solved using a finite volume approach [19]. The solutions are considered to be converged when the normalized residual values are less than 10^{-9} for the energy equation and less than 10^{-5} for other variables.

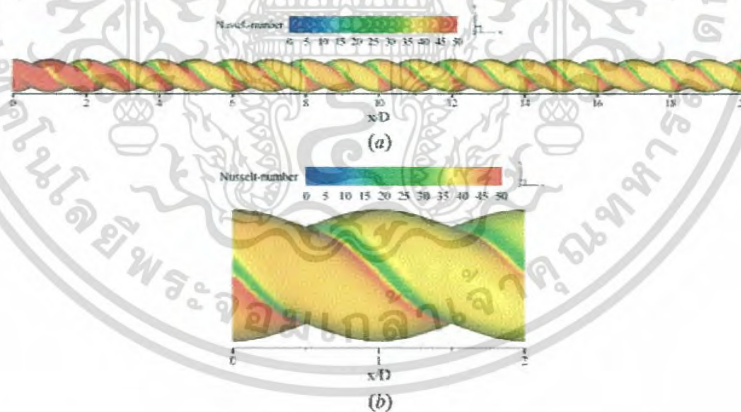


Figure 13. Nu_x contours for (a) full-length and (b) periodic modules for $DR = 0.16$, $PR = 1.0$, and $Re = 5,000$.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

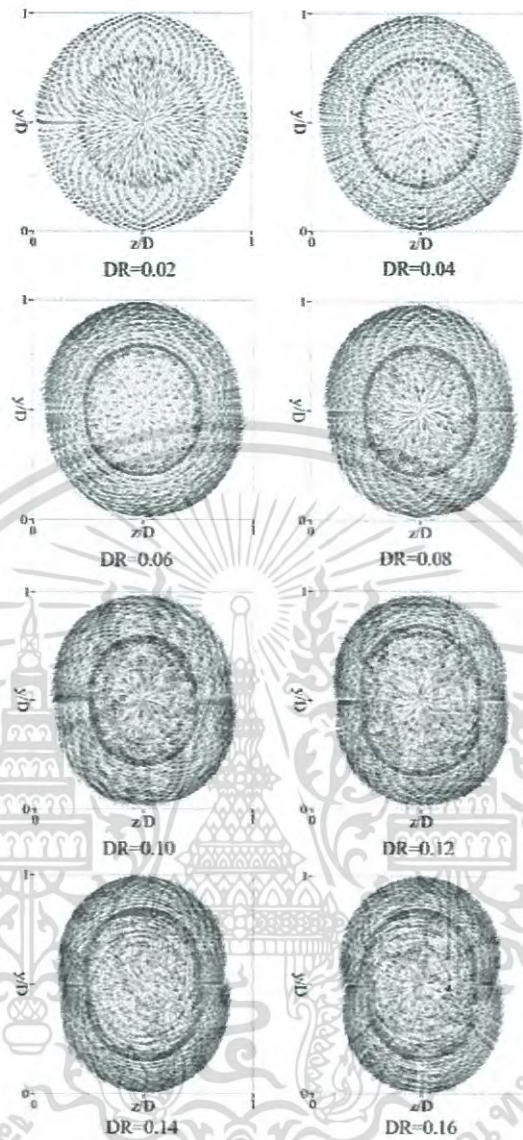


Figure 14. Tangential velocity vectors in transverse planes for $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$.

3. Physical model of a spirally corrugated tube

The physical model of a spirally corrugate tube is divided into two parts: the full length and the periodic modules. The geometries for the full length and the periodic module of the spirally corrugated tube are shown in Figures 1a-1b. The computational domains are displayed in Figure 2, while the details for the spirally corrugated tube are presented in Figure 3. The numerical experiments

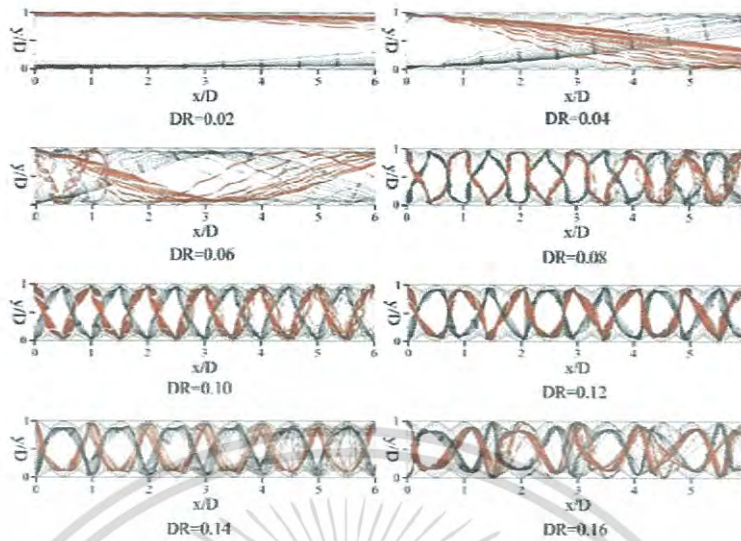


Figure 15. Longitudinal vortex flows with various DR s for $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$.

were carried out using spirally corrugated tubes of varying corrugation depth ratio, e/D , $DR = 0.02, 0.04, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, \text{ and } 0.16$, corrugation pitch ratio, p/D , $PR = 0.1, 0.2, 0.25, 0.375, 0.5, 0.75, \text{ and } 1.0$, and Reynolds numbers, $Re = 5,000\text{--}20,000$, while the characteristic tube diameter, D was fixed at 0.05 m .

Tetrahedral and hexahedron grids were used to generate mesh in the middle and near-wall regions of spirally corrugated tubes, respectively. Because velocity and temperature gradients are the most important in the vicinity of the near-wall region, a high element density is applied in this region. The first near-wall cell next to the wall is determined by Reynolds number and satisfies $y^+ \approx 1$.

4. Boundary conditions

The following boundary conditions were applied for the spirally corrugated tubes:

- For full-length spirally corrugated tubes, uniform air mass flow and a pressure outlet condition were applied at the inlet and exit, respectively.
- For spirally corrugated tubes with periodic module, the periodic boundaries were used for the inlet and outlet of the flow domain, which indicates that the velocity, pressure, and temperature gradients were in repetitive patterns.
- The physical properties of air were assumed to be constant based on mean bulk temperature.
- Uniform heat flux and no-slip conditions were applied to the tube wall.

5. Parameters

In this investigation, the parameters of interest include Reynolds number, friction factor, Nusselt number, and thermal enhancement factor.

The Reynolds number can be expressed as

$$Re = \rho u_0 D / \mu \quad (10)$$

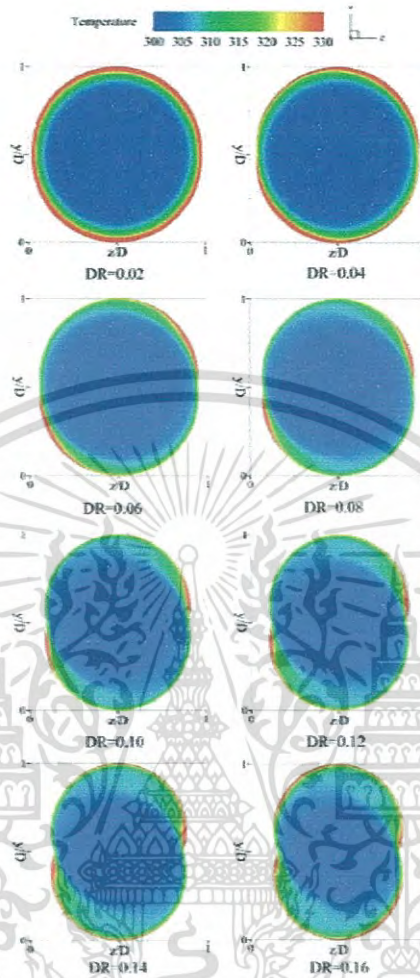


Figure 16. Temperature contours in cross-section planes for $PR=0.5$ and $Re=5,000$.

The friction factor is calculated from

$$f = \frac{(\Delta P/L)D}{1/2\rho\bar{u}^2} \tag{11}$$

Local heat transfer is calculated from the data of the local Nusselt number, which can be written as

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \tag{12}$$

The average Nusselt number is calculated from

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \tag{13}$$

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

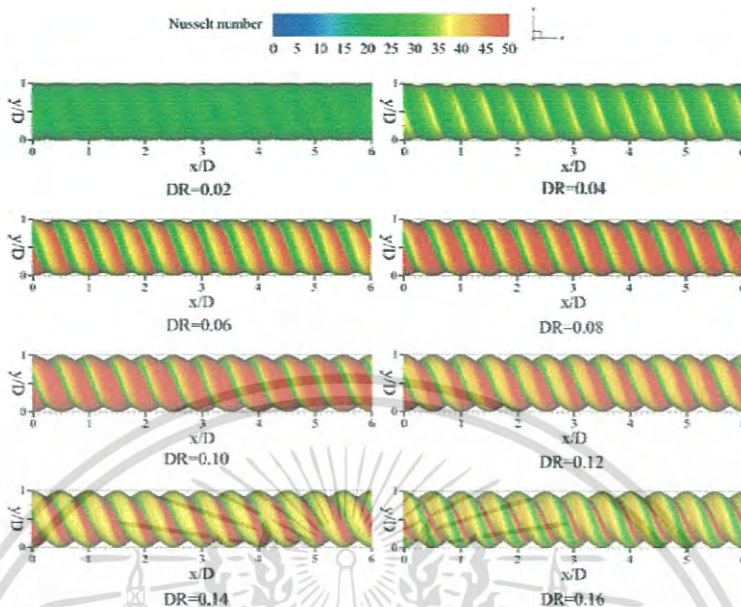


Figure 17. Nu_x contours for $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$.

The thermal performance enhancement factor (TEF) is defined as the ratio of the heat transfer coefficient of an augmented surface, h to that of a smooth surface, h_0 at an equal pumping power. TEF can be written as

$$TEF = \frac{h}{h_0} \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) = \frac{(Nu)}{(Nu_0)} \left(\frac{f_0}{f} \right)^{1/3} \tag{14}$$

where f_0 and Nu_0 are the friction factor and Nusselt number of the smooth tube, respectively.

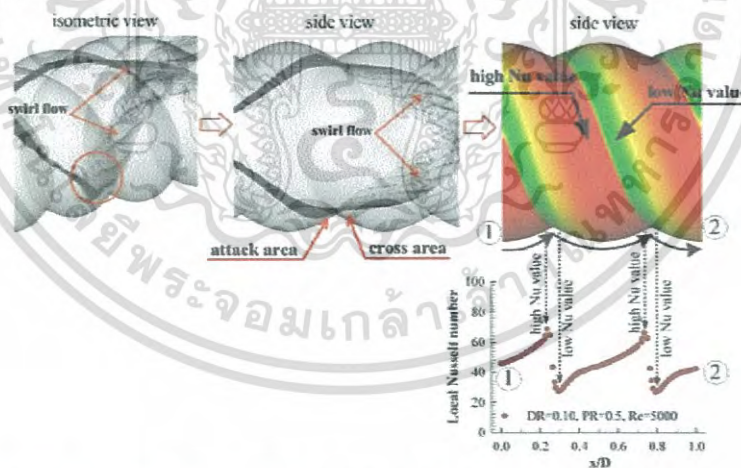


Figure 18. Details of streamlines and local Nu_x for $DR = 0.10$, $PR = 0.5$, and $Re = 5,000$.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

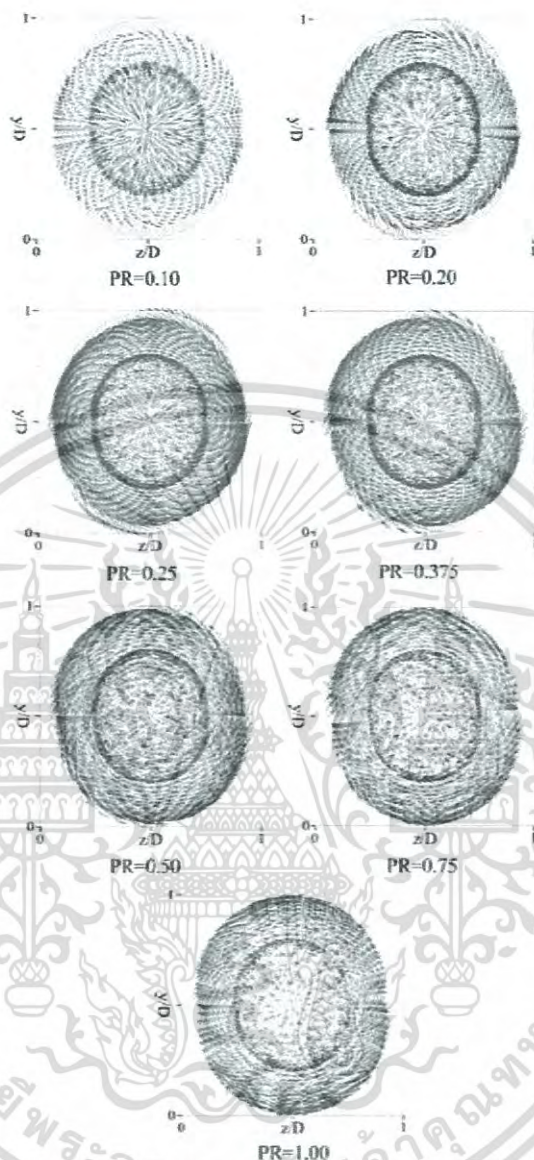


Figure 19. Tangential velocity vectors in transverse planes for $DR=0.08$ and $Re=5,000$.

6. Results and discussion

The numerical results are divided into five parts: (1) grid independence, (2) validation, (3) the fully developed periodic concept, (4) the effect of depth ratio, and (5) the effect of pitch ratio.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

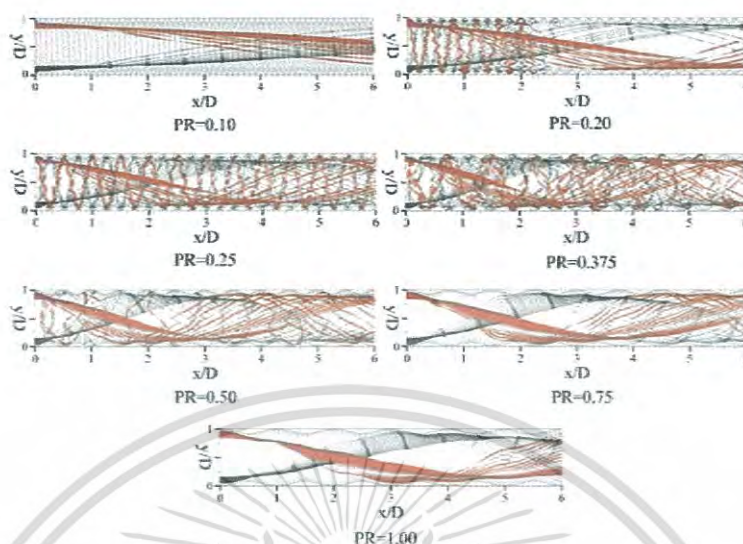


Figure 20. Longitudinal vortex flows with various PRs for $DR = 0.5$ and $Re = 5,000$.

6.1. Grid independence

The number of grid cells is an important factor for numerical simulation. The optimum number of grid cells gives accurate results with reasonable calculation time. Inadequate grid cell numbers give inaccurate results while an excessive number results in unnecessary time-consuming simulation. In the present work, the grid independence test was performed using different numbers of elements: 72,894, 243,662, 479,481, and 738,982 for $DR = 0.04$, $PR = 1.00$, and $Re = 5,000$. It was found that an increase in the number of grid cells from 479,481 to 738,982 resulted in insignificant change of both Nusselt number and friction factor values (around ± 0.15 deviation). Therefore, 479,481 elements was adopted as the optimum and then applied for all cases of the current computational domain.

6.2. Validation test

Verification for both heat transfer and friction loss are used to prove the reliability of the chosen numerical model and method. Verification for a smooth tube was made by comparing the standard solutions [20] with the present results under similar conditions. The comparisons are displayed in Figure 4. Apparently, standard solutions were in good agreement, and the deviations of Nusselt number and friction factor from the standard solutions were within ± 10.1 and $\pm 6.3\%$, respectively. Verification for a spirally corrugated tube was made by comparing the results of Rabienataj-Darzi et al. [14] with the present results under similar conditions ($DR = 0.0617$ and $PR = 0.61$), as shown in Figure 5. Deviation of Nusselt number and friction factor from those in the published work was ± 10.6 and $\pm 15.2\%$, respectively.

6.3. Fully developed periodic concept

The fully developed periodic flow and heat transfer profiles in spirally corrugated tubes with $DR = 0.02, 0.08, \text{ and } 0.16$, $PR = 1.0$, and at $Re = 5,000$, are depicted in Figures 6–13.

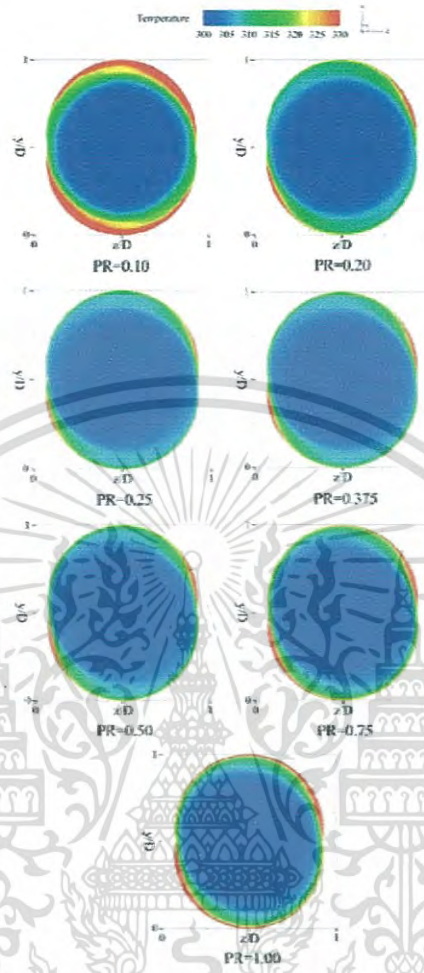


Figure 21. Temperature contours in cross-sectional planes for $DR = 0.08$ and $Re = 5,000$.

6.3.1. Fully developed periodic flow profile

Figure 6 displays the velocity profiles with various x/D and DR values at $z/D = 0.5$, $PR = 1.0$, and $Re = 5,000$. Evidently, the flow profiles are divided into two forms – a developing flow and a fully developed periodic flow. At entry regime, the flow was in a developing flow profile before becoming a fully developed periodic profile. The fully developed periodic flow profile was found at around the 8th ($x/D \approx 15$), 6th ($x/D \approx 11$), and 4th ($x/D \approx 7$) modules for $DR = 0.02$, 0.08 , and 0.16 , respectively. These results indicate that the higher DR , the sooner fluid flow becomes a fully developed periodic flow.

The flow structures (streamlines in the transverse plane) in spirally corrugated tubes for the full length and periodic module at constant $PR = 1.0$ and $Re = 5,000$ for different $DR = 0.02$, 0.08 , and 0.16 are shown in Figures 7–9, respectively. According to the results, the streamlines in the transverse

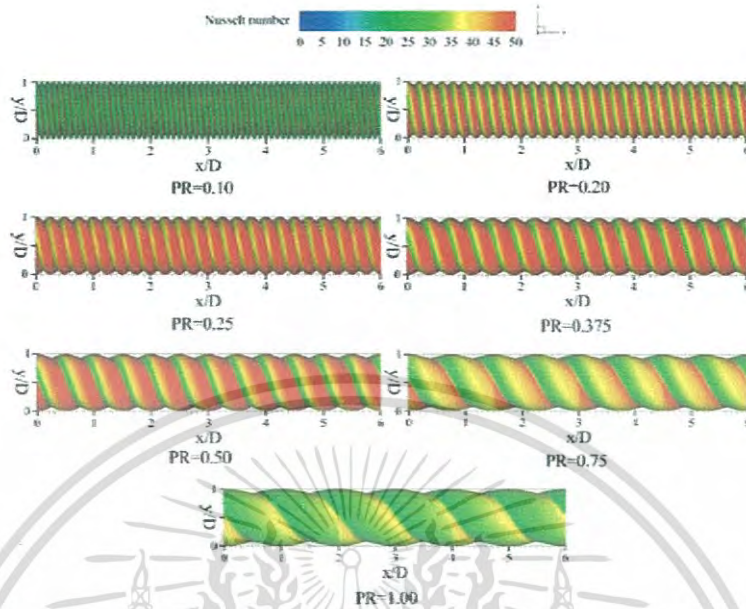


Figure 22. Nu_x contours for $DR = 0.08$ and $Re = 5,000$.

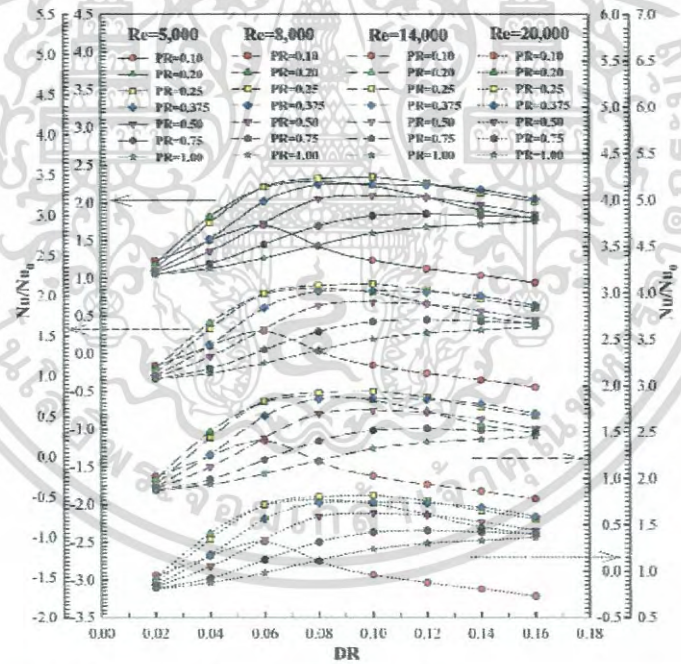


Figure 23. Variation in Nu/Nu_0 with DR values for the spirally corrugated tube.

Downloaded by [Smith Eiamsa-ard] at 06:47 14 February 2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

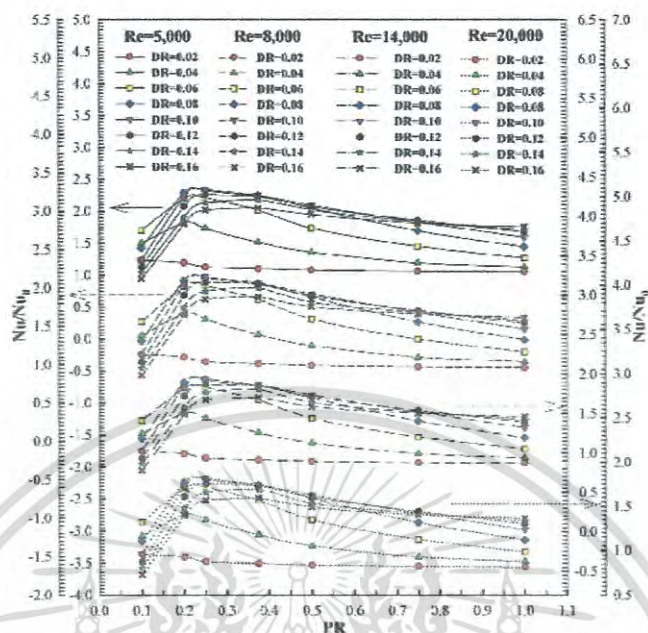


Figure 24. Variation in Nu/Nu_0 with PR values for the spirally corrugated tube.

plane in all cases are of similar pattern. This indicates that the effects of the module and DR of spirally corrugated tubes on streamline in the transverse plane are insignificant.

6.3.2. Fully developed periodic heat transfer profile

The fully developed periodic heat transfer profiles are demonstrated in terms of the Nu_x/Nu_0 and surface Nusselt number (Figures 10–13). Figure 10 shows the axial Nu_x/Nu_0 distribution at $y/D = 1.0$ and $z/D = 0.5$ for the spirally corrugated tube at various DRs and constant $PR = 1.0$ and $Re = 5,000$. Periodic profiles commenced at the 2nd module ($x/D \approx 2-4$) in all cases, while fully developed periodic profiles commenced at the 7th module ($x/D \approx 12-14$) for $DR = 0.02$ and at the 5th module ($x/D \approx 8-10$) for $DR = 0.08$ and 0.16 . The influence of DR on the development of the heat transfer profile was similarly found for the flow profile, as described in Section 6.3.1. Figures 11–13 also show the local Nu_x contours of the spirally corrugated tube for the full length and periodic module at $DR = 0.02, 0.08, \text{ and } 0.16$, respectively (for constant $PR = 1.0$ and $Re = 5,000$). Apparently, the Nusselt number contours of all cases are of similar pattern.

The periodic heat transfer profiles began in the form of a fully developed profile sooner than the periodic flow examples. Therefore, the concept of fully developed flow and heat transfer profiles can be applied to turbulent flow for the spirally corrugated tube, if the test tube is assumed to be sufficiently long. In the present work, the periodic module is chosen based on both reasonable convergent time and solution precision.

6.4. Effect of depth ratio

The effects of depth ratio on heat transfer enhancement are reported in terms of flow configurations and heat transfer characteristics for an understanding of the relationship between flow and

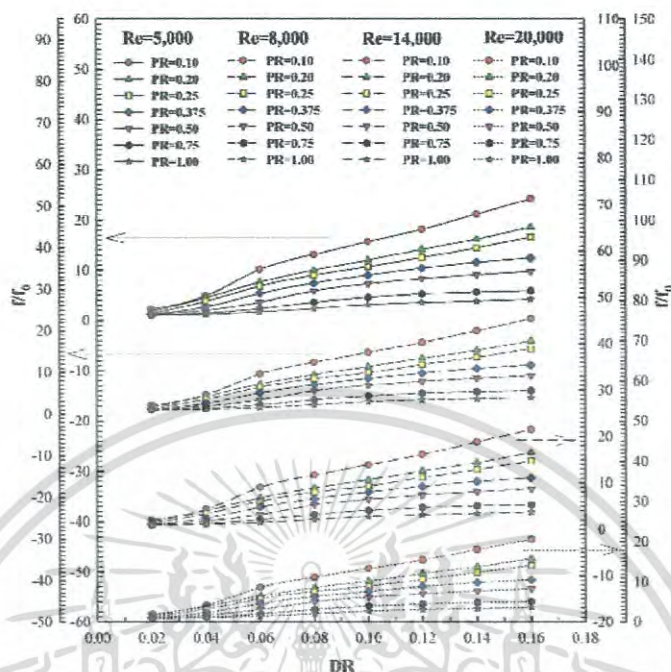


Figure 25. Variations in f/f_0 with DR values for the spirally corrugated tube.

heat transfer behaviors (Figures 14–17). Figure 14 shows the effect of DR on the velocity vectors in the transverse plane at constant $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$. For all cases, no vortex was found in tube core region as indicated by the tangential velocity vector. In general, vortex flows were induced only around wall regions. Vortex intensity around wall regions tended to increase as DR increased. In general, increase in vortex intensity is directly related to heat transfer enhancement.

Figure 15 shows the effect of DR on longitudinal vortex flow at constant $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$. The result revealed that longitudinal vortex flows were induced only at high DR ($DR \geq 0.06$) and longitudinal vortex intensity tended to increase with increasing DR . In addition, high turbulence intensity was detected around the tube walls. This is attributed to high flow blockage and pressure difference.

Figures 16 and 17 display the effect of DR on the temperature contours in the transverse plane and Nu_x contours, respectively (at $PR = 0.5$ and $Re = 5,000$). The details of flow structure and local Nusselt number are illustrated in Figure 18. It is found that the use of a spirally corrugated tube led to good mixing of the fluid flow, resulting in heat transfer augmentation. For the studied range, the tube with $DR = 0.02$ yielded the lowest heat transfer rate while that with $DR = 0.10$ yielded the highest. It is interesting to note that although the tube with $DR = 0.16$ gave stronger vortices than that with $DR = 0.10$, heat transfer by the tube with $DR = 0.16$ was poorer than that by the tube with $DR = 0.10$. This can be explained by the fact that the lengths of the vortex flows induced in the tube with $DR = 0.16$ were not of proper size, some of the vortex having moved over the tube surface. On the other hand, the vortex flows induced in the tube with $DR = 0.10$ were of proper size. Thus, most of these impinged on the tube surface leading to efficient heat transfer.

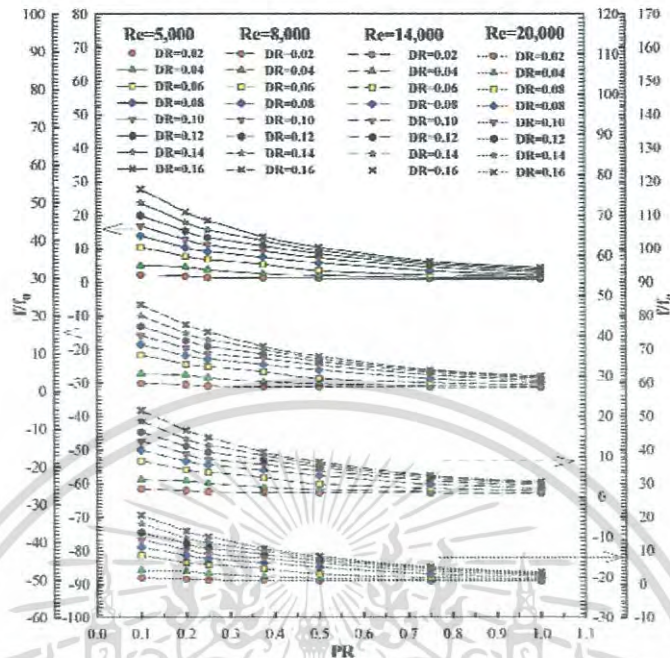


Figure 26. Variation in f/f_0 with PR values for the spirally corrugated tube.

6.5. Effect of pitch ratio

The effect of pitch ratio on velocity vectors in the transverse plane and longitudinal vortex flows are presented in Figures 19 and 20, respectively (at constant $DR = 0.08$ and $Re = 5,000$). In general, the flow structures in all cases were of similar pattern for both streamlines in transverse planes and longitudinal flows. The effect of pitch ratio on spirally corrugated tubes on temperature contours in the transverse plane and Nu_x contours over the tube wall are shown in Figures 21 and 22, respectively (at constant $DR = 0.08$ and $Re = 5,000$). For the investigated range ($PR = 0.1-1.0$), the tube with $PR = 1$ yielded the lowest heat transfer rate while that with $PR = 0.25$ yielded the highest. The maximum heat transfer at $PR = 0.25$ can be attributed to optimally efficient fluid mixing between the core and near-tube wall regions. Thus, it can be concluded that $PR = 0.25$ is the optimal pitch ratio for the present study.

7. Performance evaluation

The factors relating to the overall performance evaluation of spirally corrugated tubes are heat transfer, pressure loss, and thermal enhancement factor, denoted by Nu/Nu_0 , f/f_0 , and TEF , respectively. Figures 23 and 24 present the variation in Nu/Nu_0 with various DR and PR values, respectively. As shown, most spirally corrugated tubes gave higher heat transfer than the smooth tube ($Nu/Nu_0 > 1$). As Reynolds number increased, Nu/Nu_0 tended to decrease in all cases. At $PR = 0.1$, the peaks of heat transfer rate were found at $DR = 0.06$ for $PR = 0.2-0.75$ and maximum heat transfer augmentation was found with $DR = 0.08-0.10$ for all Reynolds number values. At $PR = 1.00$, heat transfer rate

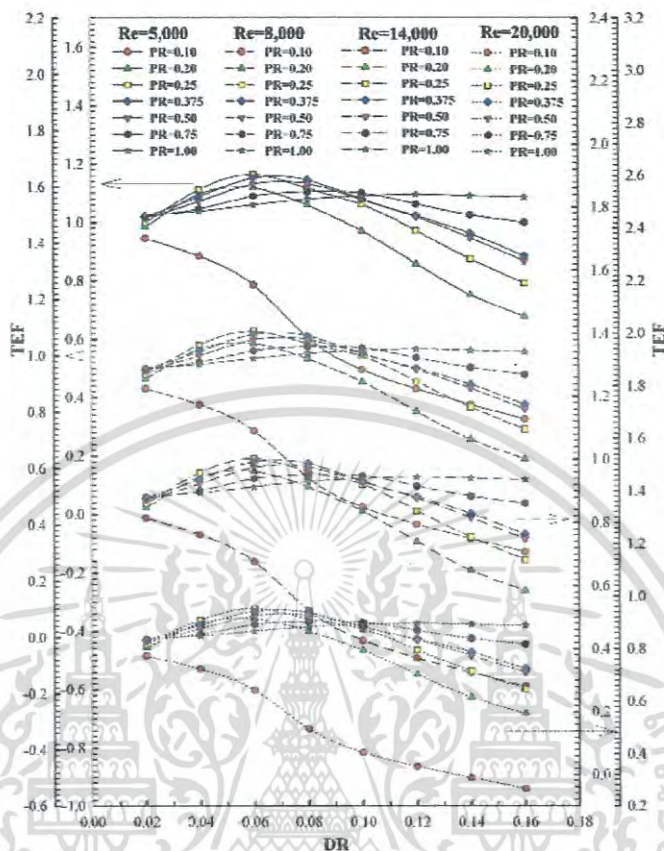


Figure 27. Variations in TEF with DR values for the spirally corrugated tube.

tended to increase with increasing DR . In the range studied, heat transfer in spirally corrugated tubes was found to be around 0.9–2.35, 0.9–2.15, 0.8–1.95, and 0.75–1.85 times higher than that in the smooth tube for $Re=5,000$, 8,000, 14,000, and 20,000, respectively. The peaks of heat transfer rate were found with $PR=0.2-0.275$ for all cases, except for $DR=0.02$.

Heat transfer augmentation in spirally corrugated tubes is always accompanied by an increase in pressure loss. Figures 25 and 26 display the variation in the f/f_0 with various DR and PR values, respectively. Generally, f/f_0 tended to increase with increasing DR and decreasing PR . In the range investigated, the friction losses in spirally corrugated tubes were found to be around 1.0–24, 1.0–23, 1.0–22, and 1.0–21 times higher than those in the smooth tube for $Re=5,000$, 8,000, 14,000, and 20,000, respectively.

The thermal enhancement factor, TEF , defined in Eq. (14), is used to indicate the overall performance of heat transfer enhancement devices. The variation in TEF with DR and PR values for spirally corrugated tubes is shown in Figures 27 and 28, respectively. For the present work, the maximum TEF of 1.16 was obtained using the spirally corrugated tube with $DR=0.06$ and $PR=0.25$ at $Re=5,000$.

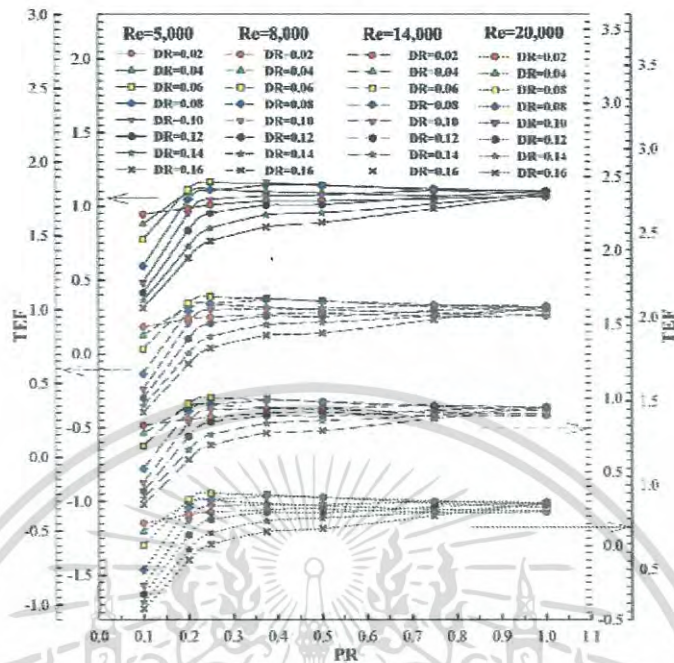


Figure 28. Variations in TEF with PR values for the spirally corrugated tube.

8. Conclusions

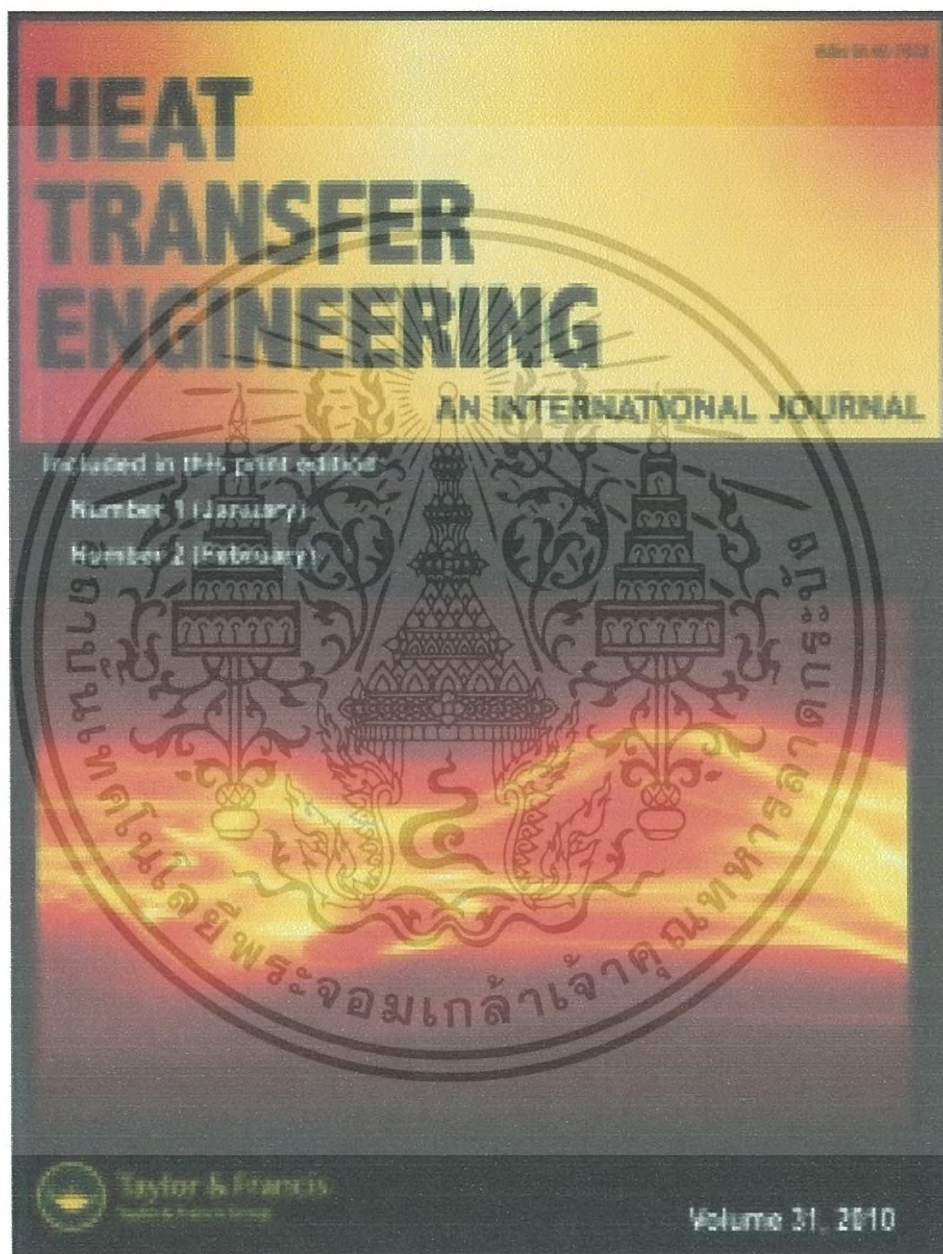
A 3D numerical study of turbulent flow and heat transfer characteristics in spirally corrugated tubes was performed. The influence of depth ratio (e/D), $DR = 0.02$ – 0.16 , pitch ratio (p/D) $PR = 0.1$ – 1.0 , and Reynolds number, $Re = 5,000$ – $20,000$ on heat transfer enhancement are described. Comparisons of the full-length and periodic domains are also reported in terms of flow configuration and heat transfer characteristics. The main findings are as follows:

- Spirally corrugated tubes induced vortex flows which helped to increase heat transfer due to improved fluid mixing between core and wall regions.
- As DR increased, fluid flow was developed more rapidly in fully developed form.
- The optimum geometries of spirally corrugated tubes for heat transfer enhancement were found to be around $DR = 0.08$ – 0.10 and $PR = 0.2$ – 0.25 .
- In the range studied, the use of spirally corrugated tubes resulted in heat transfer and pressure loss of about 0.75–2.35 and 1.0–24 times higher than those of the smooth tube, respectively.
- For the present work, the maximum TEF of 1.16 was obtained using a spirally corrugated tube with $DR = 0.06$ and $PR = 0.25$ at $Re = 5,000$.

References

- [1] S. Pethkool, S. Eiamsa-ard, S. Kwankaomeng, and P. Promvongse, Turbulent Heat Transfer Enhancement in a Heat Exchanger Using Helically Corrugated Tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 38, pp. 340–347, 2011.
- [2] P. Naphon, M. Nuchjapo, and J. Kurujareon, Tube Side Heat Transfer Coefficient and Friction Factor Characteristics of Horizontal Tube with Helical Rib, *Energy Convers. Manage.*, vol. 47, pp. 3031–3044, 2006.
- [3] M. A. Akhavan-Behabadi and M. Esmailpour, Experimental Study of Evaporation Heat Transfer of R-134a Inside a Corrugated Tube with Different Tube Inclination, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 55, pp. 8–14, 2014.

- [4] P. G. Vicente, A. García, and A. Viedma, Experimental Investigation on Heat Transfer and Frictional Characteristics of Spirally Corrugated Tubes in Turbulent Flow at Different Prandtl Numbers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 47, pp. 671–681, 2004.
- [5] J. Fernández-Seara and F. J. Ubia, Heat Transfer and Friction Characteristics of Spirally Corrugated Tube for Outer Ammonia Condensation, *Int. J. Refrig.*, vol. 35, pp. 2022–2032, 2012.
- [6] Y. Dong, L. Huixiong, and C. Tingkuan, Pressure Drop Heat Transfer and Performance of Single-phase Turbulent Flow in Spirally Corrugated Tubes, *Exp. Therm Fluid Sci.*, vol. 24, pp. 131–138, 2001.
- [7] L. Jianfeng, S. Xiangyang, D. Jing, and Y. Jianping, Transition and Turbulent Convective Heat Transfer of Molten Salt in Spirally Grooved Tube, *Exp. Therm Fluid Sci.*, vol. 47, pp. 180–185, 2013.
- [8] S. Rainieri and G. Pagliarini, Convective Heat Transfer to Temperature Dependent Property Fluids in the Entry Region of Corrugated Tubes, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 45, pp. 4525–4536, 2002.
- [9] A. Barba, S. Rainieri, and M. Spiga, Heat Transfer Enhancement in a Corrugated Tube, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 29, pp. 313–322, 2002.
- [10] X. W. Li, J. A. Meng, and Z. X. Li, Roughness Enhanced Mechanism for Turbulent Convective Heat Transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 54, pp. 1775–1781, 2011.
- [11] H. A. Mohammed, A. K. Abbas, and J. M. Sherif, Influence of Geometrical Parameters and Forced Convective Heat Transfer in Transversely Corrugated Circular Tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 44, pp. 116–126, 2013.
- [12] F. Wu and W. Zhou, Numerical Simulation and Optimization of Convective Heat Transfer and Pressure Drop in Corrugated Tubes, *Heat Transfer Res.*, vol. 43, pp. 527–544, 2012.
- [13] A. A. Rabienataj-Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, R. Shafaghath, and K. Zabih, Experimental Investigation of Turbulent Heat Transfer and Flow Characteristics of SiO₂/water Nanofluid within Helically Corrugated Tubes, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 1425–1434, 2012.
- [14] A. A. Rabienataj-Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari, and M. A. Delavar, Turbulent Heat Transfer of Al₂O₃-Water Nanofluid Inside Helically Corrugated Tubes: Numerical Study, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 41, pp. 68–75, 2013.
- [15] K. Wongcharee and S. Eiamsa-ard, Heat Transfer Enhancement by using CuO/water Nanofluid in Corrugated Tube Equipped with Twisted Tape, *Int. Commun. Heat Mass Transfer*, vol. 39, pp. 251–257, 2012.
- [16] H. Han, B. Li, and W. Shao, Multi-objective Optimization of Outward Convex Corrugated Tubes using Response Surface Methodology, *Appl. Therm. Eng.*, vol. 70, pp. 250–262, 2014.
- [17] V. D. Zimparov, V. M. Petkov, and A. E. Bergles, Performance Characteristics of Deep Corrugated Tubes with Twisted-Tape Inserts, *J. Enhanced Heat Transfer*, vol. 19, pp. 1–11, 2012.
- [18] B. E. Launder and D. B. Spalding, The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Comput. Meth. Appl. Mech. Eng.*, vol. 3, pp. 269–289, 1974.
- [19] S. V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D.C., 1980.
- [20] F. Incropera and P. D. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th ed., Wiley, New York, 2002.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



heat transfer engineering

AN INTERNATIONAL JOURNAL

Dr. Afshin J. Ghajar, Editor-in-Chief

School of Mechanical and Aerospace Engineering
Oklahoma State University
Stillwater, OK 74078
Phone: (405) 744-5900
Fax: (405) 744-7873
E-mail: afshin.ghajar@okstate.edu

June 2, 2017

Associate Professor Smith Eiamsa-ard
Department of Mechanical Engineering
Mahanakorn University of Technology
Bangkok 10530, Thailand

Ref: Paper No. HTE-9616; Promthaison, Jedsadatanachai & Eiamsa-ard, "Numerical simulation and optimization of enhanced heat transfer in helical oval tubes: Effect of helical oval tube modification, pitch ratio and depth ratio"

Dear Assoc. Prof. Eiamsa-ard,

The re-revised version of the above-referenced paper has been accepted for publication in *Heat Transfer Engineering*. Your paper is *tentatively* scheduled for publication in Volume 39, Issue 18, 2018.

We have implemented a new system for expedited online posting of accepted articles. All authors whose papers enter production for the HTE journal will receive at a later date from the publisher a link to an online portal that will help them create an author publishing agreement specific to their article. Once the "Author Publishing Agreement" has been completed, your accepted article will be posted online on the Taylor & Francis Online web page under "Latest articles" around December 2017/ January 2018. You can access Taylor & Francis Online through the journal web page. The posted papers under this tab are uncorrected accepted articles and are clearly labeled as the "Accepted Author Version" and each paper will have a unique DOI number for citation purposes. We have also expedited the online publication of final corrected accepted articles under the tab "View all volumes and issues" and they are typically posted online about six months before the "hard copy" is published. In your case, the electronic final copy will be published to the internet (Taylor & Francis Online website) around August/September 2018.

About a month before the online posting date of final corrected accepted articles, the system will send the corresponding authors emails which will link them to the proofs of their articles. The authors can review their proofs either online or offline, and then return corrections to Taylor & Francis via a webform, fax, or express mail. Please make sure in case your email changes; I am immediately notified of the change.

As soon as the issue publishes electronically (about one month after the submission of the corrected proofs), the corresponding author will receive in the form of a PDF file, the final version of the article electronically.

Thank you very much for considering *Heat Transfer Engineering* as a suitable place to publish your work and congratulations. Please contact me at the above address if I can be of any assistance to you in connection with this manuscript.

Sincerely,

Afshin J. Ghajar, Ph.D., P.E., ASME Fellow
Editor-in-Chief
Regents Professor and John Brammer Professor



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2017 BEIJING CONFERENCE ABSTRACT



May 25-27, 2017
Tsinghua University
Beijing, China

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table of Contents

2017 Beijing Conference Introductions	5
Presentation Instructions	6
Keynote Speaker Introductions	7
Brief Schedule for Conference	21
Detailed Schedule for Conference	22
Session 1 (Part. 1)	
P0002: Synthesis and Aggregation Structure of Perylene Bisimides with Different Alkyl Chains Length <i>Hai-Jie Ben</i>	24
P0004: Electrocatalytic Reduction of Carbon Dioxide on Electrodeposited Tin-based Surface <i>Bianca Christina S. Alba, John Carl A. Camayang, Marlon L. Mopon Jr. and Julie Anne D. del Rosario</i>	25
P0005: Effect of Electric Field Intensity on the Performance of Charged Nanofiltration Membranes <i>Runtin Han</i>	26
P0007: A Research on Polyether Glycol Replaced Apcp Rocket Propellant <i>Tianyou Lou, Chunjia Bao and Yiyang Wang</i>	27
Session 1 (Part. 2)	
P0008: Effect of Growth-Vessel Design on the Properties of P-Terphenyl Single Crystals Grown by Vertical Bridgman Technique <i>Qing Ai, Peifang Chen, Yuxiang Feng and Yebin Xu</i>	28
P0012: Synthesis and Characterization of Activated Carbon from White Lotus via Single Step Chemical Activation <i>Jeyashelly Andas and Muhammad Dzulfiqar Midon</i>	29
P0013: Inorganic-solid-state Electrolyte Layer Deposited by Cathodic Arc Plasma for Rapidly Switching Electrochromic Device <i>Po-Wen Chen, Chen-Te Chang, Jin-Yu Wu, Der-Jim Jan, Yu-Chen Li, Cheng-Chang Hsieh and Wen-Fa Tsai</i>	30
P0021: Nanostructure Tailoring of Graphitic Film for Achieving Ultra-High Thermal Conductivity Along its Perpendicular Direction <i>Yaodong Liu</i>	31
P2001: Characterization of the Roman Curse Tablet <i>Wen Liu, Boyang Zhang and Lin Fu</i>	32
P3003: Purification of Heavy Metal Ion-Polluted Water by a Magnetized Coal Fly Ash <i>Ya-Na Zhang, Yi-Bai He and Yang-Xin Yu</i>	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2017 BEIJING CONFERENCE

B0011: Fabrication of Flexible, Transparent and Thermally Stable Superhydrophobic 34
Organically Modified Silica Aerogel Thin Films

Min Geng, Binghai Dong, Shimin Wang, Li Zhao, Li wan and Erjing Wang

Session 2 (Part. 1)

P0009: Polychlorinated Biphenyls Degradation in Subcritical Water 35
Ninad Doctor, Larry Yang and Yu Yang

B0003: EKF Composition Estimation and GMG Control of a Reactive Distillation 36
Column

Srivimon Tintavon and Paisan Kittisupakorn

B0005: Mathematical Modeling for Temperature and Concentration Study Inside a 37
Thermal Drying Oven

Surasit Tanthadiloke and Paisan Kittisupakorn

B0006: Heat Transfer Enhancement in Turbular Heat Exchanger Fitted with Twin 38
Twisted Tape Swirl Generators

Anucha Sroysroy, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

Session 2 (Part. 2)

B0007: Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube 39
Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaranachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

B0008: Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with 40
Five-Channel Twisted Tape Inserts

Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaranachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

B0009: Devise of an Exhaust Gas Heat Exchanger for a Thermal Oil Heater in a Palm 41
Oil Refinery Plant

Panoms Chucherd and Paisan Kittisupakorn

B0010: Critical Parameters for Sterilization of Oil Palm Fruit by Microwave Irradiation 42
Maya Surah and M.R Taib

B0012: The Utilization of Oil Palm Fronds in Producing Oxalic Acid through Oxidation 43
Seri Maulina and Irwan Rahmadi

P3001: Supercritical Solvent Extraction of Oil Sand Bitumen 44
Imanbayev Ye.L., Ongorbayev Ye.K., Tileuberdi Ye., Mansurov Z.A., Golovko A.K. and Rudyk S.

P3004: Experimental and Quantum Chemical Studies of CO₂ Solubility in Carbonates, 45
Ionic Liquids and their Mixtures

Zhijun Zhao, Xiao Xing, Jie Hu, Zhigang Tang, Weiyang Fei, Xiangfeng Liang and Dong Guo

P3005: Extraction of Nickel from Ramu Laterite by Sulphation Roasting-Water Leaching 46
Weiwei Wang, Shangchao Du, Jianwen Tang, Guo Liu, Yeda Lu and Dong Lv

P3006: Performance Evaluation of CO₂ Capture with Diethyl Succinate 47
Hongwei Li, Zhigang Tang, Zhimin He, Dong Guo, Zhijun Zhao and Xian-zhong Mao

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Afternoon, May 26, 2017 (Friday)

Time: 15:50–18:05

Venue: Jia Suo Conference (2)

Session 2 (Part. 2): 9 presentations- Topic: “Environmental and Chemical Engineering”

Session Chair: Prof. Jian Chen

B0007 Presentation 5 (15:50–16:05)

Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube

Pitak Promthaisong, Withada Jedsadatanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand

Abstract— This paper presented a numerical investigation on turbulent periodic flow, heat transfer, pressure loss and thermal enhancement factor in a 3D five-start spiral corrugated tube. Air was used as the working fluids through the tube for Reynolds numbers of about 5000-20,000. In the current studied, the five-start spiral corrugated tube with six relative pitch ratios (p/D , $PR=1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0$ and 3.5) with constant depth ratio (e/D , $DR=0.06$). The numerical results reveal that the five-start spiral corrugated tube can generated a swirl flow, main swirl flow and five-secondary swirl flow. This behavior lead to the major change of temperature in transverse plane, reduced thermal layer thickness and enhanced heat transfer on the tube wall. The five-start spiral corrugated tube in range investigated provided the heat transfer rate and friction factor up to 2.02 and 6.12 times, respectively, over the straight circular tube. The thermal enhancement factor of the five-start spiral corrugated tube in the range of 0.89-1.16 where its maximum found as the optimum point is at $PR=2.0$.

Table of Contents

EKF Composition Estimation and GMG Control of a Reactive Distillation Column <i>Sirivimon Tintavon and Paisan Kittisupakorn</i>	1
Mathematical Modeling for Temperature and Concentration Study Inside a Thermal Drying Oven <i>Surasit Tanthadiloke and Paisan Kittisupakorn</i>	9
Heat Transfer Enhancement in Tubular Heat Exchanger Fitted with Twin Twisted Tape Swirl Generators <i>Anucha Sroysroy, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	15
Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube <i>Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	23
Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with Five-Channel Twisted Tape Inserts <i>Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	31
Devise of an Exhaust Gas Heat Exchanger for a Thermal Oil Heater in a Palm Oil Refinery Plant <i>Panom Chucherd and Paisan Kittisupakorn</i>	39
Critical Parameters for Sterilization of Oil Palm Fruit by Microwave Irradiation <i>Maya Sarah and M.R Taib</i>	47
The Utilization of Oil Palm Fronds in Producing Oxalic Acid through Oxidation <i>Seri Maulina and Ihwan Rahmadi</i>	54
Synthesis of Bio-Diesel from <i>Gutzovia Abyssinica</i> and <i>Cucumis Sativus</i> Seed Oil Through Crystalline Manganese Carbonate –A Sustainable Green Catalyst <i>M. Usha Rani, K.S.K. Rao Patnaik and. Y. Rajeshwer Rao</i>	60
Schiff Base Dinuclear Zn(II) Complexes as Assisting Fluorescent Probe for Cd19 Antibody Protein <i>Sae Yasuda, Masahiro Takase, Atsuko Sano and Takashiro Akitsu</i>	67
Synthesis and Aggregation Structure of Perylene Bisimides with Different Alkyl Chains Length <i>Hui-Jie Ben</i>	73
Electrocatalytic Reduction of Carbon Dioxide on Electrodeposited Tin-based Surface <i>Bianca Christina S. Alba, John Carl A. Canayang, Marlon L. Mopon Jr. and Julie Anne D. del Rosario</i>	78
A Research on Polyether Glycol Replaced Apcp Rocket Propellant <i>Tianyou Lou, Chunjia Bao and Yiyang Wang</i>	84
Effect of Growth-Vessel Design on the Properties of P-Terphenyl Single Crystals Grown by Vertical Bridgman Technique <i>Qing Ai, Peifeng Chen, Yuxiang Feng and Yebin Xu</i>	90
Polychlorinated Biphenyls Degradation in Subcritical Water <i>Ninad Doctor, Larry Yang and Yu Yang</i>	97
Synthesis and Characterization of Activated Carbon from White Lotus via Single Step Chemical Activation <i>Jeyashelly Andas and Muhammad Dzulfiqar Midon</i>	104
Inorganic-solid-state Electrolyte Layer Deposited by Cathodic Arc Plasma for Rapidly Switching Electrochromic Device <i>Po-Wen Chen, Chen-Te Chang, Jin-Yu Wu, Der-Jun Jan, Yu-Chen Li, Cheng-Chang Hsieh and Wen-Fa Tsai</i>	111
Characterization of the Roman Curse Tablet <i>Wen Liu, Boyang Zhang and Lin Fu</i>	117
Supercritical Solvent Extraction of Oil Sand Bitumen <i>Imanbayev Ye.L., Ongarbayev Ye.K., Tileuberdi Ye., Mansurov Z.A., Golovko A.K. and Rudyk S.</i>	127
Extraction of Nickel from Ramu Laterite by Sulphation Roasting-Water Leaching <i>Weimei Wang, Shangchao Du, Jianwen Tang, Guo Liu, Yeda Lu and Dong Lv</i>	133

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube

Pitak Promthaisong¹, Withada Jedsadaratanachai¹, Varesa Chuwattanakul² and Smith Eiamsa-ard^{3,a)}

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

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

³Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
Mahanakorn University of Technology, Bangkok, Thailand

^{a)}Corresponding author: smith@mut.ac.th

Abstract. This paper presented a numerical investigation on turbulent periodic flow, heat transfer, pressure loss and thermal enhancement factor in a 3D five-start spiral corrugated tube. Air was used as the working fluids through the tube for Reynolds numbers of about 5000-20,000. In the current studied, the five-start spiral corrugated tube with six relative pitch ratios (p/D , PR=1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 and 3.5) with constant depth ratio (e/D , DR=0.06). The numerical results reveal that the five-start spiral corrugated tube can generated a swirl flow, main swirl flow and five-secondary swirl flow. This behavior lead to the major change of temperature in transverse plane, reduced thermal layer thickness and enhanced heat transfer on the tube wall. The five-start spiral corrugated tube in range investigated provided the heat transfer rate and friction factor up to 2.02 and 6.12 times, respectively, over the straight circular tube. The thermal enhancement factor of the five-start spiral corrugated tube in the range of 0.89-1.16 where its maximum found as the optimum point is at PR=2.0.

INTRODUCTION

Heat transfer enhancement is one of the most important topics help in designing compact heat exchangers for various applications such as refrigeration, automotive, food process and chemical process industries, etc. To improve the heat transfer in the heat exchanger, many techniques are needed to increase the heat transfer coefficient leading to enhance the thermal performance, to reduce size and saving cost [1-8]. These techniques can be divided into two groups, active techniques (require outsource energy) and passive techniques (no require energy). For decades, many researchers have been enhanced the heat transfer by using vortex/swirl-generator such as V-ribs/incline baffles/twisted taped/coiled wires that insert in the tube to increase the turbulence level of the fluid [9-20]. One of the passive techniques is using the roughness tube such as micro-fin tube/corrugated tube to generate swirl flow lead to disturb the boundary layer. The benefit of the roughness tube is strength and easy to clean more than insert devices.

The periodically fully developed flow concept was first introduced by Patankar *et al.* [21] to numerically investigate the fluid flow behavior and heat transfer characteristic in a long tube. Since then, the numerical studied on flow and heat transfer characteristics in a corrugated tube [22] were applied to be periodically fully developed. The experimental investigation on enhance heat transfer in the corrugated tubes with different parameter (depth, e and pitch, p) have been reported by many researchers. Rabięnataj Darzi *et al.* [23] presented the helically corrugated tubes with $p/d=0.618, 0.862, 0.988$ and $e/d=0.0617, 0.0926, 0.157$ to investigated the heat transfer and friction factor. The heat transfer up to 260% above the smooth tube was the results they found. The transverse corrugated

tubes were reported by Li *et al.* [24]. The corrugated tube with $e=0.11, 0.21, 0.37, 0.68$ mm., $w=1.6, 1.7, 1.8$ mm. and $p=5$ mm. were the parameter to study the heat transfer and pressure drop. They found that the transverse corrugated tube provided the heat transfer and pressure drop higher than the smooth tube. The helical corrugated tube with $p=16, 32, 48, 64$ mm at constant $e=1.5$ mm was used to study the convection heat transfer by Rainieri and Pagliarini [25]. They found that the swirl flow creates by the helical corrugated tube lead to increase the heat transfer over the smooth tube. Naphon *et al.* [26] reported the experimental investigation on heat transfer coefficient and friction factor in the helical corrugated tube with $x/d=0.12, 0.15, 0.19$ and $p/d=0.63, 0.78$ and 1.05 . The predicted equations of heat transfer and friction factor were reported. Akhavan-Behabadi and Esmailpour [27] also used the corrugated tube with $p=8$ mm and $e=1.5$ mm to studied evaporation heat transfer. In addition, the other geometries of the roughness tubes were also reported by Chen *et al.* [28], Thianpong *et al.* [29], Zheng *et al.* [30], Han and Lee [31], Li *et al.* [32], and Webb [33] *etc.* Their results found that the heat transfer and friction factor higher than the smooth tube due to the turbulence level of the fluid flow increased and disturbed the boundary layer.

Most of above works, the roughness tube was widely used to investigate on heat transfer and pressure loss by experimental method, especially, the corrugated tube. However, the parameter of them were a little studied, especially, the number of start. In addition, the mechanism of the fluid flow and heat transfer cannot present by the experiment. Therefore, the 3D numerical method was used to present the fluid flow behavior and heat transfer characteristic in the five-start spiral corrugated tube. The effect of pitch ratios (p/D , PR) were considered at constant depth ratio (e/D , DR) in turbulent flow region with Reynolds number ranging from 5000-20,000.

TUBE FLOW CONFIGURATION

The tube flow model in the paper work is characterized by five-start spiral corrugated tube as displayed in Fig. 1. In this the model, the air flow rate into the tube at the hydraulic diameter of the cross-sectional area while the parameter D is the characteristic diameter of the tube set to 0.05 m. Corrugation pitch (p) is 360° spiral length and a groove depth is a corrugation depth (e). The pitch ratio (p/D or PR) of 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0 and 3.5 with constant depth ratio (e/D or DR) at 0.06 were investigated in Reynolds numbers ranging from 5000 to 20,000. The five-start spiral corrugated tube model is expected to attain a periodically fully developed flow where the velocity field repeats itself from one cell/module to another.

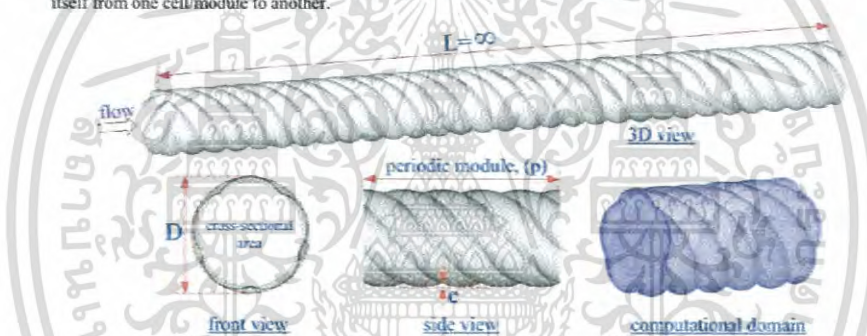


FIGURE 1. five-start spiral corrugated tube geometry and computational domain.

BOUNDARY CONDITION

At the wall, the constant wall heat flux was maintained at 600 W/m^2 and no-slip wall condition has been implemented. For the working fluid, the constant air flow rate with 300 K ($Pr=0.7$) into the tube was used at the hydraulic diameter of the cross-sectional area. The physical air properties were assumed to be constant at mean bulk temperature. The inlet and outlet of the flow domain were applied to be periodic boundaries where the velocity field repeats itself from one cell/module to another.

COMPUTATIONAL DETAILS

The assumptions for the numerical model on fluid flow and heat transfer in the five-start spiral corrugated tube were following: the flow is incompressible and steady three-dimensional. The body forces, viscous dissipation and radiation heat transfer were ignored. Based on the assumptions, the continuity, the Navier-Stokes and the energy were the governing equations. In the Cartesian tensor system, these equations can be written as follows:

Continuity equation:

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

Momentum equation:

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

Energy equation:

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

Where Γ and Γ_t are molecular thermal diffusivity and turbulent thermal diffusivity, respectively. The diffusivities can be written as

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad \text{and} \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

where

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

Where the pressure, density and dynamic viscosity of working fluid are p , ρ and μ , respectively. The parameters $\overline{u_i}$, u_i are a fluctuating component of velocity and a mean component of velocity in the direction x_i , respectively. The parameter k is the turbulent kinetic energy, can be written as $k = 0.5 \overline{u_i u_i}$ and δ_{ij} is a Kronecker delta. An advantage of the Boussinesq approach with the computation of the relatively low computational cost associated with the computation of the turbulent viscosity, μ_t , given is $\mu_t = \rho c_k k^2 / \varepsilon$.

The realizable k - ε model was defined as

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_b + G_s - \rho \varepsilon = S_k \quad (6)$$

and

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_3 \frac{\varepsilon}{k} C_\mu G_b + S_\varepsilon \quad (7)$$

where

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + S} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_i S_j}, S_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

the model constants are given as follows:

$$\sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2, C_\mu = 1.44, C_2 = 1.9 \quad (9)$$

Where G_b and G_s are the production of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients and buoyancy, respectively. σ_k and σ_ε are the turbulent Prandtl numbers for k and ε , respectively.

The SIMPLE algorithm was used to resolve the flow and pressure equation based on finite volume approach [34]. The discretization scheme for resolved all of the governing equations were the QUICK method. The energy equation and other are considered to be converged when the normalized residual values are less than 10^{-4} and 10^{-5} , respectively.

The Reynolds number, friction factor, local Nusselt number, average Nusselt number and thermal enhancement factor are important parameters in the paper, which are displayed in Eqs. 10, 11, 12, 13 and 14, respectively:

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (10)$$

where D_h is the hydraulic diameter.

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

where ΔP is the pressure drop and u is mean flow velocity.

$$Nu_s = \frac{h_s D_h}{k} \quad (12)$$

where h_s , k are the convective heat transfer coefficient and thermal conductivity, respectively.

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_s dA \quad (13)$$

Thermal enhancement factor (TEF) is defined at an equal pumping power.

$$TEF = \frac{(Nu / Nu_s)}{(f / f_s)^{1/3}} \quad (14)$$

Nu_0 and f_0 are the Nusselt number and friction factor of the straight circular tube, respectively.

RESULTS AND DISCUSSION

VALIDATION FOR STRAIGHT CIRCULAR TUBE AND GRID INDEPENDENCE

The comparison between numerical results and standard correlations [35] by using straight circular tube was presented in Fig. 2. The turbulent model with Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$, Realizable $k-\epsilon$ and RNG $k-\epsilon$ turbulent models were investigated. The results reveal that the Nusselt number and friction factor values with using the Realizable $k-\epsilon$ turbulent model provided the minimum deviations about 10.1% and 6.3%, respectively. Therefore, the computations of the five-start spiral corrugated tubes were applied with the Realizable $k-\epsilon$ turbulent model.

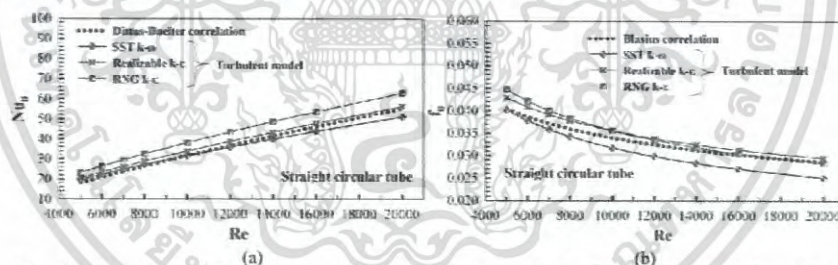


FIGURE 2. Comparison of (a) Nusselt number and (b) friction factor between the turbulent models with standard correlations.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Nusselt number and friction factor of the five-start spiral corrugated tube at $PR=2.0$, $DR=0.06$ was used to investigate the number of grid independence. The five different grid numbers with 50520, 215126, 362482, 508210 and 705622 for the periodic module were investigated. It is found that the increasing the number of grid from 508210 to 705622 provided the deviation of Nusselt number and friction factor less than 0.25%. Therefore, to reduce the time process while the data was accurate, the grid with 508210 was applied with the computational domain for all cases.

FLOW STRUCTURE

Figure 3 presented the flow structure in flow direction at $DR=0.06$ and $Re=5000$ with different PR . In the figure, the main founding with using the five-start spiral corrugated tube was the swirl flow in the tube. It was divided into two groups, main swirl flow and five-secondary swirl flow while the straight circular tube found the straight flow along the tube. The secondary swirl flows were separated from the main swirl flow due to the groove surface and move along the spiral surface. The increased in PR lead to increase the spiral length of the secondary swirl flows. In addition, as the PR increased, the groove was too flat, the secondary swirl flows obviously decay. The benefits of the swirl flow in the five-start spiral corrugated tube was the major change of temperature filed and reduce the thermal layer thickness near the wall lead to enhance heat transfer on the tube wall.

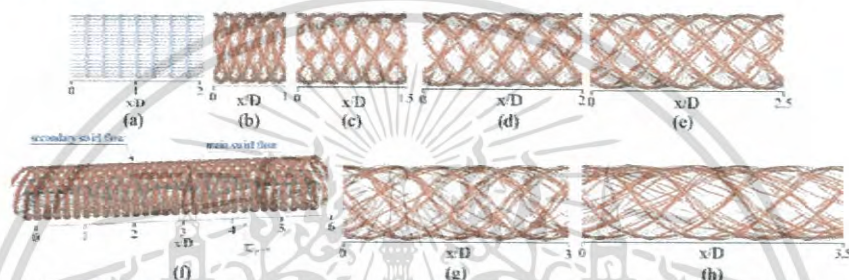


FIGURE 3. Flow structure in flow direction for (a) straight circular tube, (b) $PR=1.0$, (c) $PR=1.5$, (d) $PR=2.0$, (e) $PR=2.5$, (f) $PR=3.0$, (g) $PR=3.5$ at $DR=0.06$ and $Re=5000$.

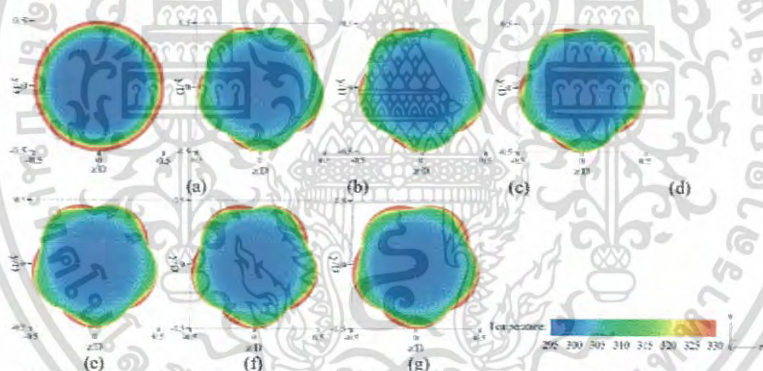


FIGURE 4. Temperature distribution in transverse plane for (a) straight circular tube, (b) $PR=1.0$, (c) $PR=1.5$, (d) $PR=2.0$, (e) $PR=2.5$, (f) $PR=3.0$, (g) $PR=3.5$ at $DR=0.06$ and $Re=5000$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

TEMPERATURE DISTRIBUTION

The temperature distribution in transverse plane at $DR=0.06$ and $Re=5000$ with different PR were depicted in Fig. 4. It is found that the five-start spiral corrugated tube provided the major change of temperature field. At the straight circular tube, the thermal layer (red color contour) was found at near wall zone while the cold fluid (blue color contour) was found at the core only. The thermal layer was blocked the heat transfer between the fluid and the wall. When considered the five-start spiral corrugated tube, in general, the thermal layer thickness reduced when compared with the straight circular tube due to the swirl flow attacked the wall. As PR increased, the thermal layer thickness increased due to the swirl flow decay, the strength of the swirl flow decreased. In the figure, the PR=1.0 provided the thinner thermal layer more than the other cases due to the secondary swirl flows were induced the best to the groove surface while the PR=2.0 provided the higher thermal layer due to the secondary swirl flows decay when compared with the other PR.

HEAT TRANSFER

The local Nusselt number on the tube wall at $DR=0.06$ and $Re=5000$ with different PR were displayed in Fig. 5. In general, the straight circular tube provided the smooth of the heat transfer area due to the fluid flows were the straight flow. When used the five-start spiral corrugated tube, it appeared the high heat transfer area switching with the low heat transfer area according to the secondary swirl flow and provided the heat transfer over the straight circular tube. The area where the swirl flow attacked appeared the higher heat transfer due to the thermal layer reduced, the heat transfer between the fluid and the wall increased. As the PR increased, the heat transfer decreased due to the swirl flow decay, the thermal layer thickness increased.

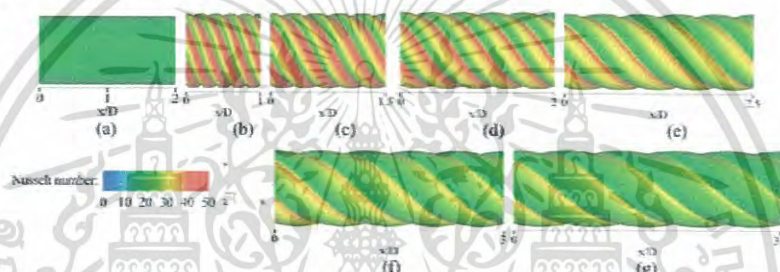


FIGURE 5. Local Nusselt number on the tube wall for (a) straight circular tube, (b) PR=1.0, (c) PR=1.5, (d) PR=2.0, (e) PR=2.5, (f) PR=3.0, (g) PR=3.5 at $DR=0.06$ and $Re=5000$.

PERFORMANCE EVALUATION

The variation of the f/f_0 , Nu/Nu_0 and TEF with PR at different Reynolds number was depicted in Fig. 6 (a), (b) and (c), respectively. In the figure, the f/f_0 tends to decrease with the rise of Reynolds number and with increase of PR values. The use of the five-start spiral corrugated tube leads to considerable increase in friction factor in comparison with the straight circular tube. The PR=1.0 provided the highest value of friction factor around 6.12 times above the straight circular tube. The f/f_0 value for using the five-start spiral corrugated tubes was found to be about 1–6.12 times over the straight circular tube depending on the PR and Reynolds number values.

The five-start spiral corrugated tube provided the Nu/Nu_0 value tends to decrease with the rise in Reynolds number for all PR values. The higher PR results in the decreased in the Nu/Nu_0 value. The highest Nu/Nu_0 value for the five-start spiral corrugated tube is found at PR=1.0 about 2.02 times over the straight circular tube. The use of the five-start spiral corrugated tube with the PR range studied yields heat transfer rate of about 1.0–2.02 times higher than the straight circular tube.

When considered the thermal enhancement factor (TEF) at an equal pumping power, the TEF for all PR values tends to decrease with the rise of Reynolds number. The PR=2.0 gave the highest TEF of about 1.16 at the

lowest Reynolds number. It is indicated that the five-start spiral corrugated tube with PR=2.0 was the optimum parameter at the DR=0.06 (not the PR=1.0, although it provided the highest heat transfer but the friction factor was very high). The TEF of the five-start spiral corrugated tubes was found to be about 0.89-1.16 times when compared with the straight circular tube.

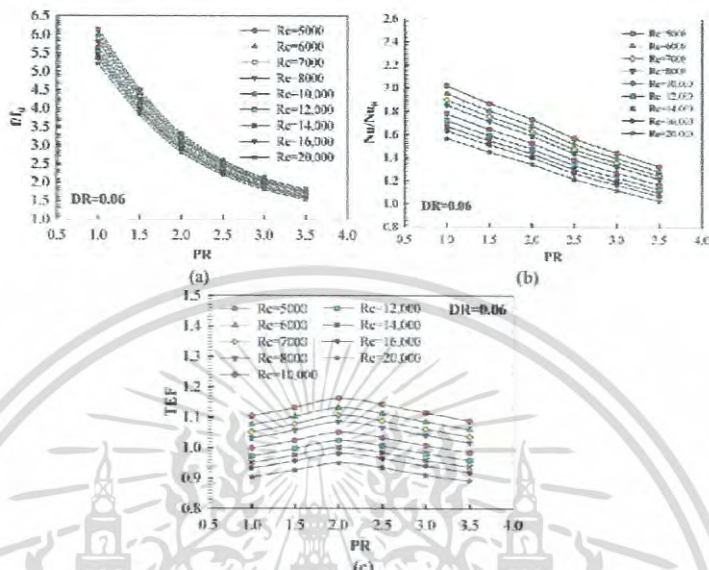


FIGURE 6. The relations of (a) f/f_0 , (b) Nu/Nu_0 , (c) TEF with PR.

CONCLUSIONS

A numerical investigation has been conducted to examine turbulent periodic flow and heat transfer characteristics in a five-start spiral corrugated tube. The main swirl flow and five-secondary swirl flow created by using the five-start spiral corrugated tube help to reduce the thermal layer thickness near the wall leading to increase in heat transfer rate. The heat transfer with using the five-start spiral corrugated tube in range studied was about 1-2.02 times higher than the straight circular tube. However, the heat transfer augmentation is associated with enlarged friction loss ranging from 1 to 6.12 times above the straight circular tube. The highest thermal enhancement factor for the five-start spiral corrugated tube with PR=2.0 is found to be about 1.16 at Re=5000.

REFERENCES

1. S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* **60**, 42-48 (2012).
2. T. Matsunaga, T. Sumitomo, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 65-73 (2014).
3. S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **37**, 644-651 (2010).
4. P. Promthaisong, A. Boonloi, W. Jedsadatanachai, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 122-130 (2014).
5. S. Suwannapan, S. Skullong, P. Promvong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 29-36 (2015).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **34**, 838-848 (2007).
7. C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**, 861-868 (2012).
8. V. Kongkaiatpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **37**, 560-567 (2010).
9. W. Changcharoen, P. Somravysin, P. Promthaisong, P. Eiamsa-ard, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 64-74 (2015).
10. N. Koolnapadol, S. Skullong, T. Sutthanonkul, P. Loraphong, T. Sooksri, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 192-201 (2016).
11. P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **34**, 72-82 (2007).
12. S. Suwannapan, S. Skullong, P. Promvonge, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 29-36 (2015).
13. S. Eiamsa-ard, P. Somkleang, C. Nuntadusit, C. Thianpong, *Applied Thermal Engineering* **54**, 289-309 (2013).
14. P. Naphon, T. Arisariyawong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 135-147 (2016).
15. C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, P. Promvonge, S. Eiamsa-ard, *Energy Procedia* **14**, 1117-1123 (2012).
16. S. Tamna, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 95-102 (2014).
17. C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, S. Eiamsa-ard, *Heat and Mass Transfer* **48**, 881-892 (2012).
18. S. Eiamsa-ard, P. Promvonge, *Chinese Journal of Chemical Engineering* **19**, 410-423 (2011).
19. N. Koolnapadol, S. Sripattanapipat, S. Skullong, P. Wiriyavitsajjar, W. Thungwinyoo, C. Suppasubsiri, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 183-191 (2016).
20. N. Koolnapadol, S. Sripattanapipat, S. Skullong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 166-174 (2016).
21. S.V. Patankar, C.H. Liu, E.M. Sparrow, *ASME Journal of Heat Transfer* **99**, 180-186 (1977).
22. P. Promthaisong, W. Jedsadaratanachai, S. Eiamsa-ard, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* **69**, 607-629 (2016).
23. A.A. Rabienataj Darzi, M. Farhadi, K. Sedighi, R. Shafaghat, K. Zabihi, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**, 1425-1434 (2012).
24. X.W. Li, J.A. Meng, Z.X. Li, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **54**, 1775-1781 (2011).
25. S. Rainieri, G. Pagliarini, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **45**, 4525-4536 (2002).
26. P. Naphon, M. Nuchjapo, J. Kurujarcon, *Energy Conversion and Management* **47**, 3031-3044 (2006).
27. M.A. Akhavan-Behabadi, M. Esmailpour, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **55**, 8-14 (2014).
28. J. Chen, H. Muller-Steinhagen, G.G. Duffy, *Applied Thermal Engineering* **21**, 535-547 (2001).
29. C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **36**, 698-704 (2009).
30. L. Zheng, D. Zheng, Y. Xie, G. Xie, *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers* **60**, 342-351 (2016).
31. D.H. Han, K.J. Lee, *Applied Thermal Engineering* **25**, 1657-1669 (2005).
32. L. Xiao-Wei, M. Ji-An, L. Zhi-Xin, *Experimental Thermal and Fluid Science* **32**, 641-648 (2007).
33. R.L. Webb, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **52**, 2624-2631 (2009).
34. S.V. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow* (McGraw-Hill, 1980).
35. F. Incropera, P.D. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd edition (John Wiley & Sons Inc, 2006).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2017 BEIJING CONFERENCE ABSTRACT



May 25-27, 2017
Tsinghua University
Beijing, China

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table of Contents

2017 Beijing Conference Introductions	5
Presentation Instructions	6
Keynote Speaker Introductions	7
Brief Schedule for Conference	21
Detailed Schedule for Conference	22
Session 1 (Part. 1)	
P0002: Synthesis and Aggregation Structure of Perylene Bisimides with Different Alkyl Chains Length <i>Hai-Jie Ben</i>	24
P0004: Electrocatalytic Reduction of Carbon Dioxide on Electrodeposited Tin-based Surface <i>Bianca Christina S. Alba, John Carl A. Camayang, Marlon L. Mopon Jr. and Julie Anne D. del Rosario</i>	25
P0005: Effect of Electric Field Intensity on the Performance of Charged Nanofiltration Membranes <i>Runlin Han</i>	26
P0007: A Research on Polyether Glycol Replaced Apep Rocket Propellant <i>Tianyou Lou, Chunjia Bao and Yiyang Wang</i>	27
Session 1 (Part. 2)	
P0008: Effect of Growth-Vessel Design on the Properties of P-Terphenyl Single Crystals Grown by Vertical Bridgman Technique <i>Qing Ai, Peifeng Chen, Yuxiang Feng and Yebin Xu</i>	28
P0012: Synthesis and Characterization of Activated Carbon from White Lotus via Single Step Chemical Activation <i>Jeyashelly Andas and Muhammad Dzulfqar Midon</i>	29
P0013: Inorganic-solid-state Electrolyte Layer Deposited by Cathodic Arc Plasma for Rapidly Switching Electrochromic Device <i>Po-Wen Chen, Chen-Te Chang, Jin-Yu Wu, Der-Jun Jan, Yu-Chen Li, Cheng-Chang Hsieh and Wen-Fa Tsai</i>	30
P0021: Nanostructure Tailoring of Graphitic Film for Achieving Ultra-High Thermal Conductivity Along its Perpendicular Direction <i>Yaodong Liu</i>	31
P2001: Characterization of the Roman Curse Tablet <i>Wen Liu, Boyang Zhang and Lin Fu</i>	32
P3003: Purification of Heavy Metal Ion-Polluted Water by a Magnetized Coal Fly Ash <i>Ya-Na Zhang, Yi-Bai He and Yang-Xin Yu</i>	33

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2017 BEIJING CONFERENCE

B0011: Fabrication of Flexible, Transparent and Thermally Stable Superhydrophobic Organically Modified Silica Aerogel Thin Films

Min Geng, Binghai Dong, Shimin Wang, Li Zhao, Li wan and Erjing Wang

Session 2 (Part. 1)

P0009: Polychlorinated Biphenyls Degradation in Subcritical Water 35
Ninad Doctor, Larry Tang and Yu Yang

B0003: EKF Composition Estimation and GMG Control of a Reactive Distillation 36 Column
Sirivimon Tintavon and Paisan Kittisupakorn

B0005: Mathematical Modeling for Temperature and Concentration Study Inside a 37 Thermal Drying Oven
Surasit Tanthadiloke and Paisan Kittisupakorn

B0006: Heat Transfer Enhancement in Turbular Heat Exchanger Fitted with Twin 38 Twisted Tape Swirl Generators
Anucha Saisroy, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

Session 2 (Part. 2)

B0007: Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube 39
Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

B0008: Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with 40 Five-Channel Twisted Tape Inserts
Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard

B0009: Devise of an Exhaust Gas Heat Exchanger for a Thermal Oil Heater in a Palm 41 Oil Refinery Plant
Panom Chucherd and Paisan Kittisupakorn

B0010: Critical Parameters for Sterilization of Oil Palm Fruit by Microwave Irradiation 42
Maya Sarah and M.R Taib

B0012: The Utilization of Oil Palm Fronds in Producing Oxalic Acid through Oxidation 43
Seri Maulina and Inwan Rahmadi

P3001: Supercritical Solvent Extraction of Oil Sand Bitumen 44
Imanbayev Ye.L., Ongarbayev Ye.K., Tileuberdi Ye., Mansurov Z.A., Golovko A.K. and Rudyk S.

P3004: Experimental and Quantum Chemical Studies of CO₂ Solubility in Carbonates, 45 Ionic Liquids and their Mixtures
Zhijun Zhao, Xiao ling, Jie Hu, Zhigang Tang, Weiyang Fei, Xiangfeng Liang and Dong Guo

P3005: Extraction of Nickel from Ramu Laterite by Sulphation Roasting-Water Leaching 46
Weixi Wang, Shangchao Du, Jianwen Tang, Guo Liu, Yeda Lu and Dong Lv

P3006: Performance Evaluation of CO₂ Capture with Diethyl Succinate 47
Hongwei Li, Zhigang Tang, Zhimin He, Dong Guo, Zhijun Zhao and Xian-zhong Mao

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Afternoon, May 26, 2017 (Friday)

Time: 15:50~18:05

Venue: Jia Suo Conference (2)

Session 2 (Part. 2): 9 presentations- Topic: "Environmental and Chemical Engineering"

Session Chair: Prof. Jian Chen

B0008 Presentation 6 (16:05~16:20)

Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with Five-Channel Twisted Tape Inserts

Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaramachai, Varesa Churwattanukul and Smith Eiamsa-ard

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Thailand

Abstract— The article presents a numerical analysis of turbulent periodic flow and heat transfer characteristics in a five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape. Influences of the five-channel twisted tape with tape width ratio, $w/D=0.10, 0.20, 0.30, 0.40$ and 0.44 at constant the twisted length ratio, $y/D=2.0$ were described. The results were reported in term of flow structure, temperature distribution, TKE field, local Nusselt number distribution on the wall, Nusselt number ratio, friction factor ratio and thermal enhancement factor. The five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape showed a main swirl flow and secondary swirl flow along the tube due to the induction of the spiral groove while the smooth circular tube appeared the straight only and the five-start spiral corrugated tube with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ appeared the main swirl flow only. The swirl flow help to increase fluid mixing and increase in heat transfer rate over the smooth circular tube. The increase in the w/D lead to the rise of Nusselt number and friction factor. The result showed that the optimum thermal enhancement factor of about 1.16 was found at the five-start spiral corrugated tube without the five-channel twisted tape and at $w/D=0.44$.

Table of Contents

EKF Composition Estimation and GMG Control of a Reactive Distillation Column <i>Sirivimon Tintavon and Paisan Kittisupakorn</i>	1
Mathematical Modeling for Temperature and Concentration Study Inside a Thermal Drying Oven <i>Surasit Tanthadiloke and Paisan Kittisupakorn</i>	9
Heat Transfer Enhancement in Turbular Heat Exchanger Fitted with Twin Twisted Tape Swirl Generators <i>Anucha SAYSROY, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	15
Heat Transfer and Fluid Flow Behaviors in a Five-Start Spiral Corrugated Tube <i>Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	23
Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with Five-Channel Twisted Tape Inserts <i>Pitak Promthaisong, Withada Jedsadaratanachai, Varesa Chuwattanakul and Smith Eiamsa-ard</i>	31
Devise of an Exhaust Gas Heat Exchanger for a Thermal Oil Heater in a Palm Oil Refinery Plant <i>Panom Chucherd and Paisan Kittisupakorn</i>	39
Critical Parameters for Sterilization of Oil Palm Fruit by Microwave Irradiation <i>Maya Sarah and M.R. Taib</i>	47
The Utilization of Oil Palm Fronds in Producing Oxalic Acid through Oxidation <i>Seri Maulina and Ihywan Rahmadi</i>	54
Synthesis of Bio-Diesel from <i>Guizotia Abyssinica</i> and <i>Cucumis Sativus</i> Seed Oil Through Crystalline Manganese Carbonate – A Sustainable Green Catalyst <i>M. Usha Rani, K.S.K. Rao Patnaik and, Y. Rajeshwer Rao</i>	60
Schiff Base Dinuclear Zn(II) Complexes as Assisting Fluorescent Probe for Cd19 Antibody Protein <i>Sae Yasuda, Masahiro Takase, Atsuko Sano and Takashiro Akitsu</i>	67
Synthesis and Aggregation Structure of Perylene Bisimides with Different Alkyl Chains Length <i>Hai-Jie Ben</i>	73
Electrocatalytic Reduction of Carbon Dioxide on Electrodeposited Tin-based Surface <i>Bianca Christina S. Alba, John Carl A. Camayang, Marlon L. Mopon Jr. and Julie Anne D. del Rosario</i>	78
A Research on Polyether Glycol Replaced Apep Rocket Propellant <i>Tianyou Lou, Chunjia Ban and Yiyang Wang</i>	84
Effect of Growth-Vessel Design on the Properties of P-Terphenyl Single Crystals Grown by Vertical Bridgman Technique <i>Qing Ai, Peifeng Chen, Yuxiang Feng and Yebin Xu</i>	90
Polychlorinated Biphenyls Degradation in Subcritical Water <i>Ninad Doctor, Larry Yang and Yu Yang</i>	97
Synthesis and Characterization of Activated Carbon from White Lotus via Single Step Chemical Activation <i>Jeyashelly Andas and Muhammad Dzulfiqar Midon</i>	104
Inorganic-solid-state Electrolyte Layer Deposited by Cathodic Arc Plasma for Rapidly Switching Electrochromic Device <i>Po-Wen Chen, Chen-Te Chang, Jin-Yu Wu, Der-Jun Jan, Yu-Chen Li, Cheng-Chang Hsieh and Wen-Fa Tsai</i>	111
Characterization of the Roman Curse Tablet <i>Wen Liu, Boyang Zhang and Lin Fu</i>	117
Supercritical Solvent Extraction of Oil Sand Bitumen <i>Imanbayev Ye.I., Ongarbayev Ye.K., Tileuberdi Ye., Mansurov Z.A., Golovko A.K. and Rudyk S.</i>	127
Extraction of Nickel from Ramu Laterite by Sulphation Roasting-Water Leaching <i>Weiwei Wang, Shangchao Du, Jianwen Tang, Guo Liu, Yeda Lu and Dong Lv</i>	133

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Simulation of Turbulent Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Tube with Five-Channel Twisted Tape Inserts

Pitak Promthaisong¹, Withada Jedsadaratanachai¹, Varesa Chuwattanakul² and Smith Eiamsa-ard^{3,a)}

¹Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand

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

³Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok, Thailand

^{a)}Corresponding author: smith@mut.ac.th

Abstract. The article presents a numerical analysis of turbulent periodic flow and heat transfer characteristics in a five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape. Influences of the five-channel twisted tape with tape width ratio, $w/D=0.10, 0.20, 0.30, 0.40$ and 0.44 at constant the twisted length ratio, $y/D=2.0$ were described. The results were reported in term of flow structure, temperature distribution, TKE field, local Nusselt number distribution on the wall, Nusselt number ratio, friction factor ratio and thermal enhancement factor. The five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape showed a main swirl flow and secondary swirl flow along the tube due to the induction of the spiral groove while the smooth circular tube appeared the straight only and the five-start spiral corrugated tube with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ appeared the main swirl flow only. The swirl flow help to increase fluid mixing and increase in heat transfer rate over the smooth circular tube. The increase in the w/D lead to the rise of Nusselt number and friction factor. The result showed that the optimum thermal enhancement factor of about 1.16 was found at the five-start spiral corrugated tube without the five-channel twisted tape and at $w/D=0.44$.

INTRODUCTION

Many industries used the heat exchanger to transfer the thermal of fluid such as chemical industry, power plant, food industry and petroleum industry etc. To increase the degree of heating or cooling levels in the tube heat exchanger, the creations a swirl flow of the fluid techniques to increase fluid mixing and disturb the boundary layer have been widely used. This technique can be created by inserted a turbulator into the tube heat exchanger such as twisted taped [1-4], screw taped [5-7] and wire coil [8]. Some technique used the spiral rough tube to generate the swirl flow such as spiral micro-fin tube and spiral corrugated tube [9-16]. To increase the turbulence level of the fluid in the spiral rough tube, the twisted taped was inserted into them [17-18]. The increased of heat transfer in tube heat exchanger lead to cost saving and reduce size of the heat exchanger [19-36].

The increase on heat transfer in the tube heat exchanger cite above techniques have been reported as following: Eiamsa-ard et al. [1], Bhuiya et al. [2], Thianpong et al. [3], Eiamsa-ard et al. [4], Sivashanmugam and Suresh [5-7] and Karakaya and Durmus [8] investigated the heat transfer, friction factor and thermal performance in a tube fitted with the loose-fit twisted tape, triple twisted tape, typical twisted tape and rotated-axis twisted tape, screw-tape and conical spring, respectively. The results from the Eiamsa-ard et al. [1], Thianpong et al. [3] and Eiamsa-ard et al. [4] indicated that the swirl flows were created by the twisted tape lead to increase fluid mixing and enhanced heat transfer. The data from Bhuiya et al. [2] showed the Nusselt number and friction factor up to 3.85 and 4.2 times over

the smooth tube, respectively, while the results from Thianpong et al. [3] found the maximum thermal performance about 1.32. The swirl generators insert cite above provided the heat transfer and friction factor over the smooth tube.

The helically corrugated tubes were used to investigate on heat transfer enhancement and friction loss by Pethkool et al. [9], Jianfeng et al. [10], Fernández-Seara et al. [11], Barba et al. [12] and Darzi et al. [13, 14]. They result reveal that the heat transfer and the friction factor of the corrugated tube higher than the smooth tube. The data from Pethkool et al. [9] indicated that the increased in DR and decreased in PR gave the Nusselt number, friction factor and thermal performance factor increased. The tubes with Fernández-Seara et al. [11] provided the heat transfer performance at 1.27 times higher than the smooth tubes while the experiment results by Barba et al. [12] found the heat transfer around 4.27-16.79 times higher than the smooth tube. Xiaohong Han et al. [15] investigated the evaporation heat transfer and pressure drop of R161 in a 7 mm micro-fin tube. Li et al. [16] studied the effect of the micro-fin tube on heat transfer and pressure drop in turbulent flow region. Their results shown the heat transfer is gradually increased and the friction factor are almost equal the smooth tube for Reynolds number smaller than 10,000 while it found to be about 40%-50% for Reynolds number higher than 30,000 when compared with the smooth tube. The combined between the corrugated tube with the twisted tape on heat transfer and friction factor were presented by Promvong et al. [17] and Wongcharee et al. [18]. The tubes from Promvong et al. [17] was fixed the DR = 0.06, PR = 0.027 but the Y was varied in range 2.17 to 9.39 while the results from Wongcharee et al. [18] showed the heat transfer and friction factor were found to be around 2.67 and 5.76 times, respectively.

Therefore, the concept of this paper is originated by the utilization of five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape. A newly design was developed in order to increase fluid mixing and enhance heat transfer in the tube by the swirl flow and this novel device has never come across in the previous work. The goal of the present work is to test the novel device for enhancing the heat transfer and increasing of the fluid mixing.

MODELING GEOMETRY

To investigate the heat transfer and fluid flow behaviors in the five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape, the continuity, the Navier-Stokes and the energy were the governing equations. Periodic boundary condition was used for the inlet and outlet of the flow domain. The constant mass flow rate of air with 300 K ($P_r=0.707$) was assumed in the flow direction. The physical properties of the air have been assumed to remain constant at mean bulk temperature. Impermeable boundary and no-slip wall conditions have been implemented over the wall of tube as well as the five-channel twisted tape. The constant wall heat flux was maintained at 600 W/m^2 while the five-channel twisted tape was assumed to be adiabatic wall condition. The system of interest was the five-start spiral corrugated tube combined with five-channel twisted tape as showed in Fig 1. The five-start spiral corrugated tube was fixed the pitch ratio (p/D or PR) at 2.0 (360° spiral length) and depth ratio (e/D or DR) at 0.06. The five-channel twisted tape was different the tape width ratio (w/D) at 0.10, 0.20, 0.30, 0.40 and 0.44 with constant the twisted length ratio at $y/D=2.0$ (360° twisted length). The parameter D was the characteristic diameter defined at 0.05 m. The grid density with hexahedron was generated at near wall zone where the velocity and temperature gradients have a large change while the tetrahedral grids were applied at the core.

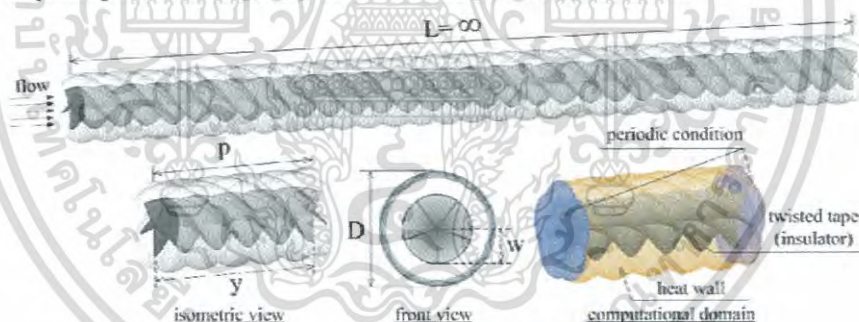


FIGURE 1. Modeling geometry and computational domain.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The variation in Nusselt number and friction factor at different the grid number of the five-start spiral corrugated tube combined with the five-channel twisted tape at DR=0.06, PR=2.0, y/w=2.0 and w/D=0.30 were investigated. The four different of grid number at 102640, 315268, 524060 and 752480 were used to compared. The results showed that the increasing in number of cells from 524060 to 752480, the deviation of the Nusselt number and friction factor were less than 0.5%, hence there is no such advantage in increasing the number of cells beyond this value and thus, the grid system of 524060 cells was adopted for the current computation.

MATHEMATICAL FOUNDATION

The numerical model for fluid flow and heat transfer in the five-start spiral corrugated tube combined with the five-channel twisted tape was developed under the following assumptions:

- The flow is turbulent, incompressible, steady and three-dimensional.
- The radiation heat transfer, Body forces, and viscous dissipation were ignored.

The realizable k- ϵ turbulent model was used for the numerical model and the equation was described in [37]. Based on the above assumptions, the Cartesian tensor system of the continuity, the Navier-Stokes and the energy equations can be written as follows:

Continuity equation:

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

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:

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

Where Γ is the molecular thermal diffusivity and Γ_t is the turbulent thermal diffusivity. The diffusivities can be obtained by

$$\Gamma = \frac{\mu}{Pr} \quad \text{and} \quad \Gamma_t = \frac{\mu_t}{Pr_t} \quad (4)$$

where

$$\mu_t = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (5)$$

Where μ , ρ and p are the dynamic viscosity, density and pressure of working fluid, respectively. The fluctuating component of velocity and an average component of velocity in the direction X_i are defined as u'_i and \bar{u}_i , respectively. The turbulent kinetic energy is k , $k = 0.5 \bar{u'_i u'_i}$, and δ_{ij} is a Kronecker delta. The parameter μ_t is the computation of the turbulent viscosity given by $\mu_t = \rho c_\mu k^2 / \epsilon$.

Four parameters of interest in the present work are the Reynolds number, friction factor, Nusselt number and thermal enhancement factor. The Reynolds number is defined as

$$Re = \rho \bar{u} D_h / \mu \quad (10)$$

The friction factor, f is calculated by the pressure drop, ΔP across the length of the periodic model

$$f = \frac{(\Delta P / L) D_h}{0.5 \rho \bar{u}^2} \quad (11)$$

The heat transfer is calculated by local Nusselt number which can be written as

$$Nu_x = h_x D_h / k \quad (12)$$

The mean Nusselt number can be obtained by

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_c dA \quad (13)$$

The thermal enhancement factor (TEF) is defined at an equal pumping power.

$$TEF = (Nu / Nu_0) (f / f_0)^{-3} \quad (14)$$

where Nu_0 and f_0 are the Nusselt number and friction factor for the smooth circular tube, respectively.

RESULTS AND DISCUSSION

The results on Nusselt number and friction factor of the smooth circular tube with the Shear Stress Transport (SST) k- ω , Realizable k- ϵ and RNG k- ϵ turbulent models were used to compare with the standard correlations [38] as presented in Fig 2. In the figure, it is indicated that the Realizable k- ϵ turbulent models gave a good agreement with the minimum deviations about 10.1% of the Nusselt number and 6.3% of the friction factor. Therefore, the Realizable k- ϵ turbulent model was applied with the computational of the five-start spiral corrugated tube combined with the five-channel twisted tape for all cases.

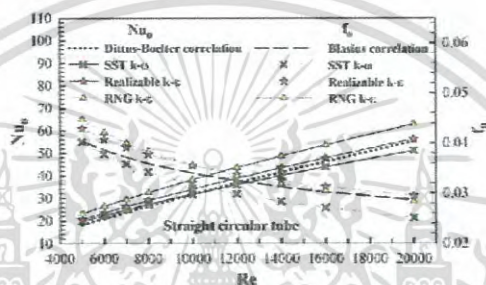


FIGURE 2. Verification of Nusselt number and friction factor for smooth circular tube.

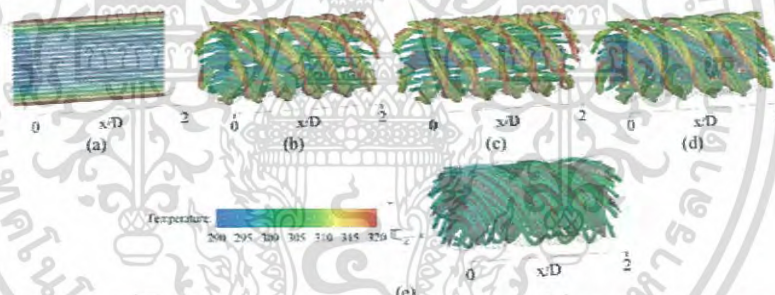


FIGURE 3. Flow structure with temperature field for: (a) smooth circular tube, (b) five-start spiral corrugated tube at $DR=0.06$ and $PR=2.0$, (c) $w/D=0.1$, (d) $w/D=0.3$, (e) $w/D=0.44$ at $y/D=2.0$ and $Re=5000$.

The 3D flow structure in x-direction with the temperature field of the five-start spiral corrugated tube at $DR=0.06$ and $PR=2.0$ combined with the five-channel twisted tape at $y/D=2.0$ were presented in Fig 3. The different

tape width ratio, w/D with 0.10, 0.30 and 0.44 were reported to compare with the smooth circular tube and the five-start spiral corrugated tube without the twisted tape inserted. In general, the five-start spiral corrugated tube induced the fluid became to the swirl flow while the smooth circular tube appeared the straight flow. The swirl flow in the five-start spiral corrugated tube without the twisted tape and with the five-channel twisted tape separated in to two groups, main swirl flow (found at the core) and secondary swirl flow (found around the wall) as displayed in Fig 3(b), (c) and (d). The secondary swirl flow detached from the main swirl flow and device into five groups follow by the number of start of the spiral corrugated tube, it's created by the induction of the spiral groove of the corrugated tube. However, the five-start spiral corrugated tube combine with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ (fully tape width) appeared the main swirl flow only. Because of the fully tape help to organize the swirl flow of fluid, the swirl flow move around the twisted tape.

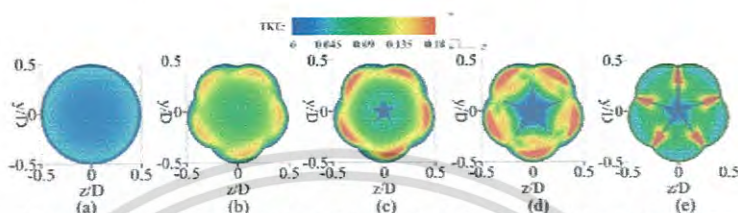


FIGURE 4. TKE field in transverse plane for: (a) smooth circular tube, (b) five-start spiral corrugated tube at $DR = 0.06$ and $PR = 2.0$, (c) $w/D = 0.1$, (d) $w/D = 0.3$, (e) $w/D = 0.44$ at $y/D = 2.0$ and $Re = 5000$.

When considered the fluid temperature, for the smooth circular tube, the cold fluid (blue color contour) appeared at the core only while the near wall zone appeared the hot fluid (red color contour). It is indicated that the fluid in the smooth circular tube cannot mixing between the core and near wall zone, the thermal can transfer from the heated wall to the fluid at near wall zone only but the fluid at the core cannot obtain the thermal. For Fig 3(b)-(c), it is indicated that the fluid provided better mixing, the green, yellow and orange colors contour appeared at near wall zone while the hot fluid (red color contour) reduced. This behavior occurred by the swirl flow induced the cold fluid from the core to near wall zone and increase fluid mixing. However, the core flow in Fig 3(a), (b) and (c) appeared the cold fluid (but less than the smooth circular tube). As the w/D increase to 0.44 (fully tape width), the fluid provided higher mixing (the fluid temperature seems to be homogenous), the thermal can transfer from the heated wall to the fluid thoroughly.

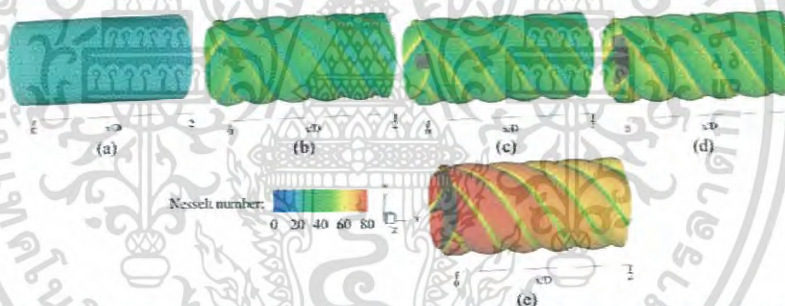


FIGURE 5. Local Nusselt number for: (a) smooth circular tube, (b) five-start spiral corrugated tube at $DR = 0.06$ and $PR = 2.0$, (c) $w/D = 0.1$, (d) $w/D = 0.3$, (e) $w/D = 0.44$ at $y/D = 2.0$ and $Re = 5000$.

The strange of the fluid flow was displayed in term of turbulent kinetic energy (TKE) as depicted in Fig 4. In the figure, the five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape gave the TKE higher than the smooth circular tube. The five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape

appeared the high TKE area at near wall zone where the secondary swirl flow appeared while the core appeared lower TKE, except the five-start spiral corrugated tube with the fully tape width ($w/D=0.44$), high TKE area appeared at around the twisted tape. It is observed that the five-channel twisted tape with $w/D=0.44$ should be carefully installed in the five-start spiral corrugated tube to prevent the effect from high fluid velocity near the tape surfaces.

Figure 5 showed the local Nusselt number on the tube wall for the smooth circular tube, five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape at $Re=5000$. In general, the five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape provided the Nusselt number higher than the smooth circular tube due to the swirl flow can increase fluid mixing and absorbed the thermal from the heated wall better lead to increase the convective heat transfer coefficient. In the figure, the five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ gave the highest Nusselt number due to the fluid provided the best mixing when compare with the other cases.

The variation of the average Nu/Nu_0 with Re was depicted in Fig 6(a). It is worth noting that the Nu/Nu_0 tends to decrease with the rise in Re and higher than the smooth tube ($Nu/Nu_0 > 1.0$) for all cases. The five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape provided the Nu/Nu_0 higher than the five-start spiral corrugated tube without the twisted tape and the higher w/D result in the increase in the Nu/Nu_0 value. Thus, the generation of swirl flows from using the five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape as well as the role of better fluid mixing and the impingement is the main reason for the augmentation in heat transfer of the tube. In a range studied yields Nu/Nu_0 of about 1.34-3.22 times higher than the smooth circular tube. The five-start spiral corrugated tube combined with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ gave the highest Nu/Nu_0 at 3.22 at $Re=5000$. Figure 6(b) presented the variation of the f/f_0 with Re . In the figure, it is noted that the f/f_0 tends to decrease with the rise of Re and higher than the smooth tube ($f/f_0 > 1.0$) for all cases. The five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape provided the f/f_0 higher than the five-start spiral corrugated tube without the twisted tape and the higher w/D result in the increase in the f/f_0 value. The five-start spiral corrugated tube and combined with the five-channel twisted tape at $w/D=0.44$ gave the highest value of f/f_0 at 21.34 at $Re=5000$. The f/f_0 in range studied was found to be about 2.82-21.34 times over the smooth circular tube.

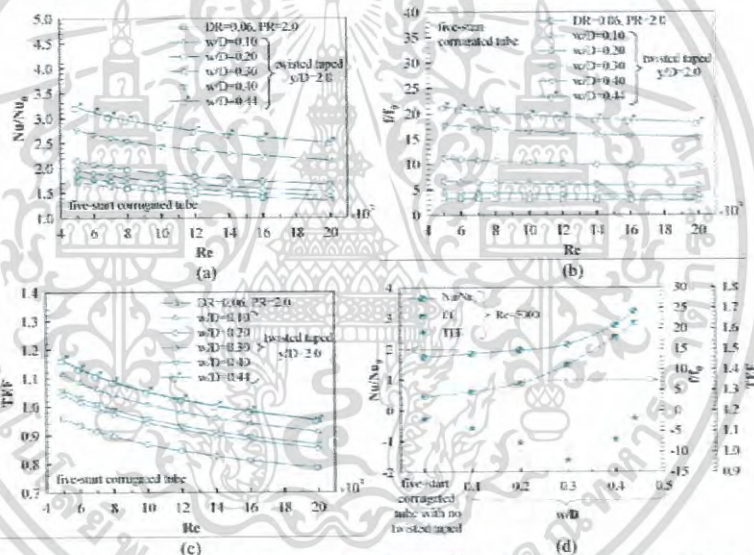


FIGURE 6. Variation of: (a) Nu/Nu_0 , (b) f/f_0 , (c) TEF with Re , (d) variation of Nu/Nu_0 , f/f_0 , TEF with w/D at $Re=5000$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

14. A.A. Rabinataj-Darzi, M.Farhadi, K. Sedighi, S. Aallahyari, M.A. Delavar, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **41**, 68-75 (2013).
15. X. Han, P. Li, Z. Wang, X. Wang, X. Zhang, G. Chen, *International Journal of Heat and Mass Transfer* **62**, 638-646 (2013).
16. L. Xiao-Wei, M. Ji-An, L. Zhi-Xin, *Experimental Thermal and Fluid Science* **32**, 641-648 (2007).
17. P. Promvong, S. Pethkool, M. Pimsarn, C. Thianpong, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**, 953-959 (2012).
18. K. Wongcharee, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**, 251-257 (2012).
19. P. Promthaisong, W. Jedsadaratanachai, S. Eiamsa-ard, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications* **69**, 607-629 (2016).
20. C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, S. Eiamsa-ard, *Heat and Mass Transfer* **48**, 881-892 (2012).
21. N. Koolnapadol, S. Sripattanapipat, S. Skullong, P. Wiriyavitsajjar, W. Thungwinyoo, C. Suppasubsiri, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 183-191 (2016).
22. V. Kongkaiptaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **37**, 560-567 (2010).
23. P. Promvong, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **34**, 72-82 (2007).
24. N. Koolnapadol, S. Skullong, T. Suthanonkul, P. Loraphong, T. Sooksri, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 192-201 (2016).
25. S. Eiamsa-ard, K. Yongsiri, K. Nanan, C. Thianpong, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification* **60**, 42-48 (2012).
26. P. Promvong, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **34**, 838-848 (2007).
27. P. Naphon, T. Arisariyawong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 135-147 (2016).
28. S. Suwannapan, S. Skullong, P. Promvong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 29-36 (2015).
29. C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **39**, 861-868 (2012).
30. P. Promthaisong, A. Boonloi, W. Jedsadaratanachai, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 122-130 (2014).
31. S. Eiamsa-ard, P. Promvong, *Chinese Journal of Chemical Engineering* **19**, 410-423 (2011).
32. S. Suwannapan, S. Skullong, P. Promvong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 29-36 (2015).
33. T. Matsunaga, T. Sumitomo, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 65-73 (2014).
34. W. Changcharoen, P. Somravyasin, P. Promthaisong, P. Eiamsa-ard, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **3**, 64-74 (2015).
35. S. Eiamsa-ard, *International Communications in Heat and Mass Transfer* **37**, 651-644 (2010).
36. N. Koolnapadol, S. Sripattanapipat, S. Skullong, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **4**, 166-174 (2016).
37. S. Tanna, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering* **2**, 95-102 (2014).
38. F. Incropera, P.D. Dewitt, *Introduction to Heat Transfer*, 3rd edition (John Wiley & Sons Inc, 2006).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ประวัติส่วนตัว :

ชื่อ-สกุล นายพิทักษ์ พร้อมไธสง
 วัน เดือน ปีเกิด 24 ธันวาคม พ.ศ. 2531 ที่บุรีรัมย์
 ที่อยู่ 141 หมู่ 1 ตำบลหนองเอื้อง อำเภอบ้านใหม่ไชยพจน์ จังหวัดบุรีรัมย์ 31120
 โทร. 086-7772646

ความชำนาญเฉพาะด้าน

การวิเคราะห์การไหลและการถ่ายเทความร้อนโดยใช้ CFD

ประวัติการศึกษา

พ.ศ. 2554 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2557 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาโท หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.) สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ประสบการณ์การทำงาน

พ.ศ. 2554-2557 วิศวกรรมเครื่องกล แผนกการผลิต ณ บริษัท ฮีโน่ มอเตอร์ แมนูแฟคเจอร์ริง (ประเทศไทย) จำกัด 99 ถนนเทพารักษ์ ตำบลเทพารักษ์ อำเภอเมือง จังหวัดสมุทรปราการ รหัสไปรษณีย์ 10270

พ.ศ. 2557-ปัจจุบัน อาจารย์ประจำ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร เลขที่ 140 ถนนเชื่อมสัมพันธ์ แขวงกระทุ่มราย เขตหนองจอก กรุงเทพฯ 10530

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้