

การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบ  
ปั่นป่วนผ่านแผ่นกั้นบางโดยใช้เทคนิคผลึกเหลว

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF TURBULENT  
RECTANGULAR DUCT FLOW THROUGH BAFFLES USING A LIQUID  
CRYSTAL TECHNIQUE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2562

KMITL-2019-EN-D-058-085

การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบ  
ปั่นป่วนผ่านแผ่นกั้นบางโดยใช้เทคนิคผลึกเหลว

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF TURBULENT  
RECTANGULAR DUCT FLOW THROUGH BAFFLES USING A LIQUID  
CRYSTAL TECHNIQUE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2562

KMITL-2019-EN-D-058-085

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบ  
ปั่นป่วนผ่านแผ่นกั้นบางโดยใช้เทคนิคผลึกเหลว

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF TURBULENT  
RECTANGULAR DUCT FLOW THROUGH BAFFLES USING A LIQUID  
CRYSTAL TECHNIQUE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2562

KMITL-2019-EN-D-058-085

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF TURBULENT  
RECTANGULAR DUCT FLOW THROUGH BAFFLES USING A LIQUID  
CRYSTAL TECHNIQUE



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  
2019  
KMITL-2019-EN-D-058-085

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



**COPYRIGHT 2019**

**FACULTY OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบปั่นป่วนผ่านแผ่นกั้นบางโดยใช้เทคนิคผลึกเหลว
นักศึกษา	นายอาทิตย์ พิลา
รหัสประจำตัว	56601045
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2562
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.ชินรัชช์ เจริญพงษ์

### บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้นำเสนอการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอากาศในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในแง่ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $h$ ) ตัวประกอบความเสียหาย ( $f$ ) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (TEF) โดยใช้เทคนิคการวัดอุณหภูมิแบบผลึกเหลวร่วมกับการวิเคราะห์ภาพถ่าย การทดลองได้ศึกษาในช่วงการไหลที่มีการพัฒนาตัวเต็มที่แล้วในย่านของค่าเลขเรย์โนลด์ 9,000 ถึง 24,000 โดยได้ทำการศึกษาอิทธิพลของรูปร่างของแผ่นกั้นบางในรูปแบบต่างๆ คือ แผ่นกั้นบางลอยตัว แผ่นกั้นบางเอียง แผ่นใบปิด และแผ่นใบปิดสลับแกน ในกรณีแผ่นกั้นบางได้ควบคุมอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของแผ่น ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 และอัตราส่วนของความสูงของแผ่นต่อความสูงของท่อ ( $e/H$ ) เท่ากับ 0.15 และปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะลอยตัวของแผ่นต่อความสูงของท่อ ( $b/H$ ) ในช่วง 0 ถึง 0.25 และมุมปะทะการไหลของแผ่น ( $\alpha$ ) ในช่วง  $0^\circ$  ถึง  $180^\circ$  และในกรณีของแผ่นใบปิดได้ควบคุมอัตราส่วนของความสูงของแผ่นต่อความสูงของท่อ ( $w/H$ ) เท่ากับ 0.15 และปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะพิศของแผ่นต่อความสูงของแผ่น ( $y/w$ ) ในช่วง 1 ถึง 5 และปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของแผ่น ( $s/w$ ) ในช่วง 2 ถึง 12 ผลการทดลองพบว่าแผ่นกั้นบางเอียง ในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหล เท่ากับ  $60^\circ$  ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงที่สุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 1.11 เนื่องจากตำแหน่งของมุมปะทะ ( $\alpha = 60^\circ$ ) ที่เหมาะสมจะทำให้อากาศที่ไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นกั้นและผนังท่อมีความระดับของความรุนแรงที่เพิ่มสูงขึ้น และที่บริเวณด้านหลังของแผ่นกั้น การไหลหมุนวนขนาดใหญ่จะส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนภายในท่อ จึงส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ในขณะที่แผ่นกั้นบางเอียง ในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหลที่มีค่าต่ำ เท่ากับ  $0^\circ$  และที่มีมุมปะทะของการไหลที่มีค่าสูง เท่ากับ  $180^\circ$  จะให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนต่ำที่สุด เนื่องจากจะไม่ปรากฏการไหลหมุนวนของอากาศ และผลที่ได้จากการทดลองสำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนจะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อทำการเปรียบเทียบกับแผ่นกันบาง แผ่นใบปิดและท่อที่มีผนังเรียบ โดยที่อัตราส่วนของระยะพิตต์ของแผ่นต่อความสูงของแผ่นมีค่าเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของแผ่นมีค่าลดลง จะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม การสูญเสียความดันในระบบจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้นด้วย และค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (TEF) ในกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนมีค่าที่สูงที่สุด ซึ่งจะมีค่าสูงที่สุดอยู่ที่ 1.71 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นต่อความสูงของแผ่น ( $s/w$ ) เท่ากับ 2 และอัตราส่วนของระยะพิตต์ของแผ่นต่อความสูงของแผ่น ( $s/w$ ) เท่ากับ 5



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis	Investigation of Heat Transfer Performance of Turbulent Rectangular Duct Flow through Baffles Using a Liquid Crystal Technique
Student	Mr. Arnut Phila
Student ID.	56601045
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2019
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Chinaruk Thianpong

## ABSTRACT

The thesis presents an investigation of heat transfer performance of turbulent rectangular duct flow-through baffles on heat transfer coefficient ( $h$ ), friction factor ( $f$ ), and thermal enhancement factor (TEF) by using a liquid crystal technique and image processing. The study encompasses the Reynolds number (based on the fully development region) range from 9,000 to 24,000. The baffle cross-sections used in the present study are detached baffle (DB), inclined detached baffle (IDB), twisted baffle (TB), and alternated axis twisted baffle (AATB). The baffle spacing to baffle height ratio ( $P/e$ ) was at 10, and the baffle height to channel height ratio ( $e/H$ ) was at 0.15. The detached clearance ratios ( $b/H$ ) and angle of attack ( $\alpha$ ) were varied in the range of 0-0.25 and 0-180°, respectively. The experiment conducted using the twisted baffles with five different twist ratios ( $y/w=1, 2, 3, 4, \text{ and } 5$ ) and six different free-spacing ratios,  $s/w=2, 4, 6, 8, 10, \text{ and } 12$ . From the results, the maximum thermal enhancement factor of 1.11 was achieved by the use of the inclined detached baffles (IDB) with the angle of attack ( $\alpha$ ) of 60° at a Reynolds number of 9,000. At the optimize position ( $\alpha=60^\circ$ ), the level of stream forced through the space between the baffle to the channel wall was increased. Behind the baffle, the turbulence in the tube was promoted by the generation of the vortices and hence the enhanced in heat transfers. The thermal enhancement factor was lower with the use of baffles with extremely small attack angle ( $\alpha=0^\circ$ ) and extremely large attack angle ( $\alpha=180^\circ$ ) due to less recirculation. The results of the experiments showed that the rectangular duct with alternated axis twisted baffles gave the highest values of heat transfer compared to

baffles, twisted baffle, and smooth channel. Test section with alternated axis twisted baffles at higher twist ratios and smaller relative pitch ratios showed the increase in heat transfer, as well as pressure loss within the system. The optimized value of the thermal enhancement factor was 1.71 with a Reynolds number of 9,000. The optimum roughness parameter (based on TEF parameter criterion) was at a lower free-spacing ratio ( $s/w=2$ ) and higher twist ratio ( $y/w=5$ ).



## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.ชินรัชช์ เอียรพงษ์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ และ รศ.ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย กรรมการสอบหัวข้อและโครงร่างวิทยานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบคุณ ศ.ดร.ฐานิตย์ เมธียนนท์ รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสะอาด และ รศ.ดร.ประสาน สติภัย เรื่องศักดิ์ ที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางการออกแบบระเบียบวิธีในการทำวิจัย วิธีการทดลอง และการวิเคราะห์ข้อมูล

สุดท้ายต้องขอขอบคุณภรรยาของข้าพเจ้า นางสาวรัชชิตา ชมศรี ที่เป็นเสมือนคู่คิดและเป็นกำลังใจที่ดีตลอดมา และขอขอบคุณบุตรชายของข้าพเจ้า เด็กชายรัชชานนท์ พิล่า ที่เป็นกำลังใจและแรงบันดาลใจที่ดีตลอดมา

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดา (นายทวี พิล่า) มารดา (นางทัศนีย์ วิริต) และพี่ชาย (นายปัญญา พิล่า) ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง รวมไปถึงปู่ ย่า ตา ยาย และญาติพี่น้องของข้าพเจ้า ตลอดจนครูอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

อาณัติ พิล่า

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย .....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	III
กิตติกรรมประกาศ .....	V
สารบัญ .....	VI
สารบัญตาราง .....	IX
สารบัญรูป .....	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์ .....	XVII
บทที่ 1 บทนำ .....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา .....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ .....	5
1.3 ขอบเขตของการศึกษา .....	6
1.4 ขั้นตอนของการศึกษา .....	7
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	8
1.6 คำโครงวิทยานิพนธ์ .....	8
บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	9
2.1 ประวัติความเป็นมาของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ .....	9
2.2 พฤติกรรมการไหลในท่อและการไหลผ่านแผ่นกั้นของของไหล .....	12
2.3 พารามิเตอร์ความขรุขระ .....	12
2.4 ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากพารามิเตอร์ความขรุขระ .....	13
2.5 รูปทรงเรขาคณิตของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนที่ใช้ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน .....	16
บทที่ 3 สมการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง .....	29
3.1 พื้นฐานกลศาสตร์ของไหล .....	29
3.2 คุณสมบัติของของไหล .....	32
3.3 การไหลแบบยุบตัวได้และการไหลแบบยุบตัวไม่ได้ .....	33
3.4 การไหลภายในท่อที่มีผลของความหนืด .....	33
3.5 การไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ .....	38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อ VI อ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.6 เฮตดูญเสี่ยในระบบท่อ .....	43
3.7 การวัดในกลศาสตร์ของไหล .....	44
3.8 พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน .....	49
3.9 เงื่อนไขขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนคงที่ .....	53
3.10 ความหนาชั้นฟิล์มอากาศในการไหลแบบปั่นป่วน .....	53
3.11 การพาความร้อนแบบบังคับในท่อ .....	55
3.12 การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ .....	62
3.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน .....	65
<b>บทที่ 4 เทอร์โมไดนามิกส์ของเทอร์โมไดนามิกส์</b> .....	<b>72</b>
4.1 คุณสมบัติที่สำคัญของเทอร์โมไดนามิกส์ .....	73
4.2 การเลือกสารเทอร์โมไดนามิกส์ไปใช้ในการวัดอุณหภูมิพื้นผิว .....	75
4.3 ฮีสเตอร์ซิส .....	82
4.4 ความเป็นเชิงเส้น .....	83
<b>บทที่ 5 การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง</b> .....	<b>85</b>
5.1 บทนำ .....	85
5.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง .....	85
5.3 การเตรียมวัสดุ อุปกรณ์ และวิธีการที่ใช้ในการทดลอง .....	88
5.4 การติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง .....	98
5.5 วิธีการทดลอง และการบันทึกผลการทดลอง .....	105
5.6 การคำนวณและการวิเคราะห์ข้อมูล .....	105
<b>บทที่ 6 ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ</b> .....	<b>110</b>
6.1 การทดสอบความถูกต้องของการตั้งค่าการทดสอบ .....	110
6.2 ผลการทวนสอบท่อที่มีผนังเรียบ .....	111
<b>บทที่ 7 แผ่นกั้นบาง</b> .....	<b>113</b>
7.1 แผ่นกั้นบาง .....	113
7.2 ผลที่ได้จากการทดลอง .....	114

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อ VII อังถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 8 แผ่นใบปิด .....	129
8.1 แผ่นใบปิด .....	129
8.2 ผลที่ได้จากการทดลอง .....	131
8.3 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน .....	144
บทที่ 9 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ .....	148
9.1 สรุปผลการทดลอง .....	148
9.2 ข้อเสนอแนะ .....	150
เอกสารอ้างอิง .....	152
ภาคผนวก .....	163
ภาคผนวก ก. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ .....	164
ภาคผนวก ข. บทความที่ได้รับการตีพิมพ์ .....	166
ประวัติผู้เขียน .....	195

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ค่าอัตราส่วนของการบล็อกที่ให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดสำหรับกรณี ที่รูปร่างของครีบที่มีความแตกต่างกัน .....	15
2.2 ค่าอัตราส่วนของระยะพิตต์ที่ให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่สุดสำหรับ กรณีรูปร่างของครีบที่มีความแตกต่างกัน .....	16
3.1 ความขรุขระสมมูลของผิวท่อใหม่ที่ทำจากวัสดุต่างๆ .....	41
5.1 คุณสมบัติของอากาศที่ใช้ในการคำนวณ .....	86
5.2 รายละเอียดของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง .....	99
5.3 เงื่อนไขของการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ .....	104
7.1 เปรียบเทียบค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในงานวิจัยที่ผ่านมา .....	127
8.1 การเปรียบเทียบค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้าง ความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ .....	146

## สารบัญญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น .....	2
1.2 การหล่อเย็นภายในช่องว่างของใบกังหันก๊าซ .....	3
1.3 รูปแบบของการไหลเมื่อเคลื่อนที่ผ่านชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน .....	4
2.1 รูปแบบของการไหลผ่านครีปที่มีปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของการบล็อก .....	13
2.2 อัตราส่วนการบล็อกที่มีความสัมพันธ์กับชั้นฟิล์มของอากาศนิ่ง .....	14
2.3 รูปแบบของการไหลผ่านครีปที่มีปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะพิตต์ .....	15
2.4 ครีปวางขวาง (รูปร่างเป็นทรงกระบอกขนาดเล็ก) .....	16
2.5 ครีปวางเอียง .....	17
2.6 ครีปวางขวางแบบแยกตัว .....	18
2.7 ครีปวางเอียงแบบแยกตัว .....	19
2.8 การติดตั้งครีปวางขวางและครีปวางเอียงภายในท่อ .....	20
2.9 ครีปวางขวางร่วมกับการเซาะร่องบริเวณผนังของท่อ .....	20
2.10 ครีปวางขวาง (ครีปรูปสี่เหลี่ยมคางหมู) .....	21
2.11 ครีปรูปตัววี .....	22
2.12 ครีปรูปตัววีแบบแยกตัว .....	23
2.13 ครีปวางขวาง ครีปวางเอียง ครีปรูปตัววี และครีปรูปตัววีแบบแยกตัว .....	24
2.14 ครีปรูปตัววีแบบหลายส่วน .....	25
2.15 ครีปรูปตัวดับเบิลยู .....	26
2.16 ครีปรูปอาร์ค (ส่วนโค้ง) .....	26
2.17 ครีปที่มีรอยนูน .....	27
2.18 ตาข่ายเส้นลวด .....	28
3.1 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของเหลวภายใต้ความเค้นเฉือน .....	29
3.2 การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของไหล .....	30
3.3 ความสัมพันธ์เชิงเส้นของกราฟ $\tau$ กับ $du/dy$ สำหรับของไหลนิวทอนเนียน .....	31
3.4 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายในท่อ .....	34
3.5 รูปแบบการไหลสำหรับการไหลภายในท่อ .....	35
3.6 การกระจายตัวของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเต็มท่อ .....	36
3.7 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน .....	37
3.8 การไหลขวางตั้งฉากผสมผสานกับแนวการไหลหลักที่มีความเร็วเฉลี่ย .....	38

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต่อ X ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.9 ค่าเฉลี่ยของความเร็วแกว่งไปมาและค่าเฉลี่ยของกำลังสองของความเร็วแกว่งไปมา .....	39
3.10 การกระจายความเร็วรูปลอกการิทึมและผลการทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน .....	40
3.11 แผนภูมิมิติที่ใช้หาค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลเต็มท่อกลม .....	42
3.12 การวัดความดันสถิตและความดันสแตกเนชันสำหรับของไหลไหลภายในท่อ .....	45
3.13 หลอดปีโตสแตติก .....	45
3.14 มาตรฐานความเร็วแบบต่างๆ .....	46
3.15 มาตรฐานความเร็วแบบเส้นลวดร้อนและมาตรฐานความเร็วแบบฟิล์มร้อน .....	46
3.16 มาตรฐานอัตราการไหลแบบออริฟิซ .....	48
3.17 ชั้นขอบเขตย่อยสำหรับการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน .....	54
3.18 การเปลี่ยนแปลงรูปแบบของการไหลภายในชั้นขอบเขต .....	54
3.19 การพัฒนาชั้นขอบเขตของความเร็วของการไหลในท่อ (แบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน) ...	55
3.20 การพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อนของการไหลภายในท่อ .....	56
3.21 รูปแบบของการเปลี่ยนแปลงของความเร็ว อุณหภูมิและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่สำหรับการไหลแบบราบเรียบภายในท่อ ในกรณีที่อุณหภูมิผนังของท่อมีค่าเท่ากัน .....	57
3.22 การเปลี่ยนแปลงรูปแบบของความเร็วและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ ในกรณีที่ให้ฟังก์ชันความร้อนที่ผนังท่อมีค่าคงที่ .....	57
3.23 เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าของพื้นที่ตัดขวางที่ไม่ใช่รูปทรงเรขาคณิตและแบบท่อซ้อน .....	58
3.24 การเปลี่ยนแปลงของค่าเลขนัสเซิลท์ตามค่าเลขเรย์โนลด์ส์สำหรับในกรณีที่อุณหภูมิของผนังท่อมีค่าสม่ำเสมอ .....	59
3.25 รูปแบบของการไหลของของไหลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ .....	60
3.26 ผลของค่าเลขพรันด์เทิลที่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ .....	61
3.27 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น .....	65
3.28 ลักษณะของการไหลที่แตกต่างกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น .....	66
3.29 การไหลในทิศทางที่ตั้งฉากกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน .....	66
3.30 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ ผ่าน 1 เชลล์ และ 1 ท่อ .....	67
3.31 การไหลแบบหลายช่องในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเชลล์และท่อ .....	67
3.32 ความต้านทานความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน .....	69

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1 การเปลี่ยนแปลงสีของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล .....	74
4.2 ช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลที่ใช้ในการสอบเทียบ ....	75
4.3 ชุดทดลองที่ใช้ในการสอบเทียบค่าสีของแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล .....	77
4.4 สีที่ปรากฏบนแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลที่อุณหภูมิต่างๆ ที่ได้จากการสอบเทียบ .....	78
4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับค่าสี (hue) ที่อยู่ในระบบสี HSI ที่ได้จากการสอบเทียบ ..	80
4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยของค่าสี (hue) ในระบบ HSI กับอุณหภูมิ .....	81
4.7 เส้นกราฟที่ได้จากการสอบเทียบที่มีความสัมพันธ์ที่อยู่ในรูปของสมการโพลีโนเมียลลำดับที่สามโดยวิธีการถดถอยแบบไม่เป็นเชิงเส้น .....	81
4.8 เส้นกราฟแสดงความคลาดเคลื่อนของสัญญาณที่เกิดขึ้น .....	82
4.9 ฮิสโตแกรมที่เกิดขึ้นในการสอบเทียบสำหรับในกรณีที่มีการเพิ่มและลดอุณหภูมิ .....	83
4.10 เส้นกราฟแสดงคุณสมบัติของความเป็นเชิงเส้น .....	83
4.11 คุณสมบัติความเป็นเชิงเส้นของสารเทอร์โมลิควิดคริสตอลที่ได้จากการสอบเทียบ .....	84
5.1 พัดลมอัดหรือดูดอากาศ .....	88
5.2 อินเวอร์เตอร์ .....	89
5.3 ออร์บิสมิเตอร์ .....	89
5.4 เครื่องวัดผลต่างของความดันของชุดออร์บิสมิเตอร์ .....	90
5.5 ถังพักลม .....	90
5.6 ส่วนของทางเข้า .....	91
5.7 ส่วนของการทดสอบ .....	91
5.8 ส่วนของทางออก .....	92
5.9 แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล .....	92
5.10 กล้องบันทึกภาพสี .....	93
5.11 เครื่องวัดผลต่างของความดัน .....	93
5.12 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ .....	94
5.13 ตัววัดอุณหภูมิ .....	94
5.14 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ .....	95
5.15 แผ่นให้ความร้อน .....	95
5.16 อุปกรณ์ควบคุมกระแสและแรงดันไฟฟ้า .....	96
5.17 เครื่องแสดงผลของกำลังไฟฟ้า .....	96

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อXIIจึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.18 แคลมป์มิเตอร์ .....	97
3.19 คอมพิวเตอร์ .....	97
5.20 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า .....	98
5.21 ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า .....	98
5.22 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัว .....	101
5.23 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียง .....	101
5.24 รูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง .....	102
5.25 รูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบปิด .....	102
5.26 ระยะพิตต์ของแผ่นใบปิด .....	103
5.27 ระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด .....	103
6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเชิลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบ .....	111
6.2 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบ .....	112
7.1 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัว .....	113
7.2 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียง .....	114
7.3 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเชิลท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเชิลท์ที่ตำแหน่ง $y$ ใดๆ ตามความยาวของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นกั้นบางลอยตัว ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 .....	114
7.4 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเชิลท์ที่ตำแหน่ง $y$ ใดๆ ตามความยาวของท่อ .....	116
7.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเชิลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง .....	117
7.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง .....	118
7.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของค่าเลขนัสเชิลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง .....	118
7.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง .....	119
7.9 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเพิ่มเติมสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง .....	120

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
7.10 การกระจายตัวของค่าเลขนัยสเกลาร์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลาร์ที่ตำแหน่ง $y$ ใดๆ ตามความยาวของท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 .....	121
7.11 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลาร์ที่ตำแหน่ง $y$ ใดๆ ตามความยาวของท่อที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล .....	123
7.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลาร์กับมุมปะทะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์ .....	124
7.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนของค่าเลขนัยสเกลาร์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล .....	124
7.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับมุมปะทะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์ .....	125
7.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนของค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล .....	125
7.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับมุมปะทะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์ .....	126
8.1 รูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง .....	129
8.2 รูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบปิด .....	130
8.3 ระยะพิตต์ของแผ่นใบปิด .....	130
8.4 ระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด .....	130
8.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลาร์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปทรงของแผ่นกั้นบางในลักษณะต่างๆ .....	131
8.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปทรงของแผ่นกั้นบางในลักษณะต่างๆ .....	132
8.7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลาร์เฉลี่ยในแนวแกน $y$ ตามความยาวที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกน แผ่นใบปิด แผ่นกั้นบางและท่อที่มีผนังเรียบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 ..	132
8.8 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลาร์ในแนวแกน $y$ ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัยสเกลาร์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง แผ่นใบปิดและแผ่นใบปิดสลับแกน ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 9,000 .....	133
8.9 รูปแบบของการไหลที่ไหลผ่านแผ่นกั้นบางวางขวางและแผ่นใบปิดสลับแกน .....	134

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการจัดวางของแผ่นใบปิด .....	135
8.11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการจัดวางของแผ่นใบปิด .....	136
8.12 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลท์ในแนวแกน $y$ ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัยสเกลท์สำหรับท่อที่มีติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 9,000 .....	137
8.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบปิด .....	137
8.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบปิด .....	137
8.15 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลท์ในแนวแกน $y$ ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัยสเกลท์ที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบปิดที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 .....	139
8.16 รูปแบบการไหลของอากาศมีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบปิดสำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกน .....	140
8.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัยสเกลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด .....	141
8.18 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด .....	142
8.19 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัยสเกลท์ในแนวแกน $y$ ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัยสเกลท์ที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 .....	143
8.20 รูปแบบการไหลของอากาศที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดสำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกน .....	144
8.21 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด .....	145

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.22 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่	145
มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบพัด .....	



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อXVI จึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$a$	ความสูงของท่อ (m)
$A$	พื้นที่ (m <sup>2</sup> )
$b$	ระยะลอยตัวของครีป (m); ความสูงของช่องขนาน (m); ความกว้างของท่อ (m)
$B$	ระยะช่องว่างของครีป (m); สีน้ำเงิน
AR	อัตราส่วนของรูปร่างของท่อ
$c_p$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (J/kg K)
$d$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ (m)
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางของท่อ (m)
$D_h$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางเทียบเท่า (m)
$e$	ความสูงของครีป (m)
$f$	ตัวประกอบความเสียดทาน
$f_0$	ตัวประกอบความเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ
$F$	แรงที่กระทำ (N)
$g$	ระยะของระหว่างร่องรูปตัววีกับครีป (m); แรงโน้มถ่วงของโลก (m/s <sup>2</sup> )
$G$	สีเขียว
$h$	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (W/m <sup>2</sup> K); เหน็ดสูญเสีย (m)
$H$	ความสูงของท่อ (m); ค่าของสี
$I$	คุณสมบัติที่บอกถึงความเข้มและความสว่างของสี
$k_a$	ค่าการนำความร้อนของอากาศ (m)
$K$	สัมประสิทธิ์การสูญเสีย
$l$	ความยาวของครีป (m); ความยาวของแผ่นไบบิต (m); ระยะการไหลผสม (m)
$L$	ความยาวของท่อ (m); ระยะห่างของตาข่ายเส้นลวดตามความกว้างของท่อ (m)
$L_c$	ความยาวของท่อช่วงทางเข้า (m)
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
$Nu$	ค่าเลขนัสเซิลท์
$Nu_0$	ค่าเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบ
$p$	ระยะห่างระหว่างครีป (m); ความดัน (Pa)
$P$	เส้นรอบรูปของท่อ (m); ระยะห่างระหว่างครีป (m); ความดัน (Pa); แรงที่กระทำ (N)
Pr	ค่าเลขพรันด์เทิล
$q$	ฟลักซ์ของความร้อน (W/m <sup>2</sup> )

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$Q$	การถ่ายเทความร้อน (W)
$r$	ระยะรัศมีที่ตำแหน่งใดๆ ของท่อ (m)
$R$	ระยะรัศมีของท่อ (m); สีเขียว
$Re$	ค่าเลขเรย์โนลด์
$s$	ระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด (m)
$S$	ระยะของครีบบแบบแยกตัว (m); ระยะห่างของตาข่ายเส้นลวดตามแนวยาวของท่อ (m)
$St$	ค่าเลขสแตนทริล
$SG$	ความถ่วงจำเพาะ
$t$	เวลา (s); ความหนาของครีบบ (m); ความหนาของแผ่นใบปิด (m)
$T$	อุณหภูมิ (K)
$T_i$	อุณหภูมิอากาศที่ตำแหน่งทางเข้า (K)
$T_o$	อุณหภูมิอากาศที่ตำแหน่งทางออก (K)
$T_s$	อุณหภูมิของผนังท่อ (K)
$T_\infty$	อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ (K)
TEF	ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน
$u$	ความเร็ว (m/s)
$U$	ความเร็ว (m/s)
$v$	ความเร็วย่อย (m/s)
$V$	ความเร็วเฉลี่ย (m/s); ปริมาตร ( $m^3$ )
$\dot{V}$	อัตราการไหลเชิงปริมาตร ( $m^3/s$ )
$w$	ความสูงของแผ่นใบปิด (m); ความกว้างของครีบบรูปตัววี (m)
$W$	ความกว้างของท่อ (m)
$x$	ตำแหน่งพิกัดในแนวแกน $x$ (m)
$y$	ตำแหน่งพิกัดในแนวแกน $y$ (m); ระยะจากพื้นผนังของท่อ (m)
$z$	ตำแหน่งพิกัดในแนวแกน $z$ (m)

### สัญลักษณ์กรีก

$\varepsilon$	ความขรุขระสัมพัทธ์ (m); ค่าสภาพการเปล่งรังสี
$\tau$	ความเค้นเฉือน ( $N/m^2$ )
$\mu$	ความหนืดสัมบูรณ์ ( $N\ s/m$ )
$\nu$	ความหนืดจลน์ ( $m^2/s$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และตี XVIII จึงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$\rho$	ความหนาแน่น ( $\text{kg/m}^3$ )
$\nu$	ปริมาตรจำเพาะ ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )
$\gamma$	น้ำหนักจำเพาะ ( $\text{N/m}^3$ )
$\sigma$	ค่าคงที่ของสเตฟานบอสแมนด์ ( $\text{W/m}^2 \text{K}^4$ )
$\delta$	ความหนาของชั้นฟิล์มอากาศนิ่ง (m)
$\theta$	มุมปะทะของการไหล รอบแกน $y$ ( $^\circ$ )
$\alpha$	มุมปะทะของการไหล รอบแกน $z$ ( $^\circ$ ); ค่าการแพร่ความร้อน ( $\text{m}^2/\text{s}$ )
$\phi$	มุมหลบของครีป ( $^\circ$ )



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

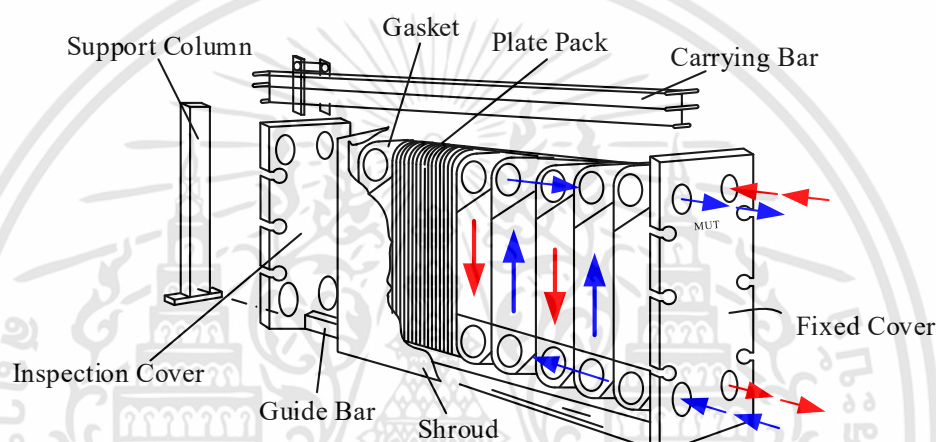
ในปัจจุบันความต้องการในการใช้พลังงานของประชากรโลกเพิ่มมากขึ้นตามความเจริญก้าวหน้าและเทคโนโลยีที่ทันสมัย มีการใช้พลังงานเพื่อผลิตอุปกรณ์ต่างๆ ในชีวิตประจำวัน งานทางด้านขนส่ง หรือในภาคอุตสาหกรรมทั่วไป โดยระบบการถ่ายเทความร้อนนั้นมีความจำเป็นอย่างมากในงานทางด้านถ่ายเทความร้อน ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีอยู่หลากหลายประเภท อาทิเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ในโรงงานอุตสาหกรรม หม้อน้ำรถยนต์ หม้อต้มไอน้ำ เครื่องอุ่นอากาศด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ และระบบปรับอากาศ เป็นต้น หน้าที่สำคัญของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้ได้อย่างมีประสิทธิภาพและเกิดประโยชน์สูงสุด ดังนั้น การออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจึงเป็นเรื่องที่มีความสำคัญเป็นอย่างยิ่ง ซึ่งถ้ามีการออกแบบระบบต่างๆ ให้เป็นไปตามมาตรฐาน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถที่จะช่วยลดต้นทุนในส่วนของงานด้านพลังงานได้ [1-2]

Liu, S. และ Sakr, M. [3] ได้กล่าวถึงเทคนิควิธีในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มหลักๆ ดังนี้ แบบที่หนึ่ง เป็นวิธีที่ต้องการพลังงานจากภายนอกเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (active technique) แบบที่สอง เป็นวิธีที่ไม่ต้องการพลังงานจากภายนอกในการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (passive technique) และแบบที่สาม เป็นวิธีที่รวมกันระหว่างวิธีที่ 1 และวิธีที่ 2 (combination of the above two methods) ซึ่งสำหรับวิธีที่สองนั้นเป็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายในทางอุตสาหกรรม โดยอาศัยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนจากติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนหรือมีการปรับปรุงพื้นผิวของท่อในรูปแบบต่างๆ เช่น การติดตั้งแผ่นกั้นบาง (baffle) [4-5] การติดตั้งครีบริบบแบบต่างๆ (rib) [6] การติดตั้งแผ่นบิด (twisted tape) [7] และการปรับปรุงผิวของท่อ (modification surface) [8] เป็นต้น ซึ่งลักษณะของการถ่ายเทความร้อนด้วยเทคนิควิธีนี้ จะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน และเป็นการสร้างรูปแบบของการไหลซึ่งจะก่อให้เกิดความปั่นป่วนทั่วทั้งสนามของการไหลเพิ่มมากขึ้น

ตัวอย่างที่น่าสนใจของการปรับปรุงพื้นผิวเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการพา คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (plate heat exchanger) เป็นอุปกรณ์ที่มีการใช้งานอย่างกว้างขวางในอุตสาหกรรมอาหารเพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิในระบบ อาทิเช่น การแปรรูปอาหารด้วยความร้อน (thermal processing) ระบบการพาสเจอร์ไรซ์อย่างต่อเนื่อง (In-line pasteurization) การทำให้เข้มข้นด้วยเครื่องระเหย (evaporator) เรียกว่า เครื่องระเหยแบบแผ่น (plate evaporator) และระบบยูเอชที (UHT) เป็นต้น [9] เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นประกอบไปด้วยแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนหลายแผ่นวางเรียงกันต่อขนานกันเป็นชุด แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะถูกประกอบอยู่ระหว่างเฟรมหน้า (fixed cover) และเฟรมอัด (movable cover) มีท่อเข้าออกอยู่ที่เฟรมหน้า (อาจจะอยู่บนทั้งสองเฟรมก็ได้ ถ้ามีการจัดวางการไหลในชุดแผ่นมากกว่าหนึ่งรอบ) ชุดแผ่นและเฟรมถูกยึดกันให้แน่นด้วยชุดสลักยึด (tightening bolt and nut) แขนงอยู่บนคานแขนง (currying bar) และตั้งอยู่บนคานรับที่ด้านล่าง แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีลักษณะเป็นแผ่นโลหะบาง ที่มีผิวเป็นคลื่นหรือเป็นลอน ด้านบนของแผ่นจะมีปะเก็น (gasket) อยู่รอบแผ่น เพื่อป้องกันการรั่วออกและบังคับทิศทางของการไหลของของไหลที่ใช้เป็นตัวกลางที่กั้นระหว่างของไหลทั้งสองชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน ของไหลทั้งสองชนิดจะไม่มีสัมผัสกันโดยตรง ดังแสดงในรูปที่ 1.1

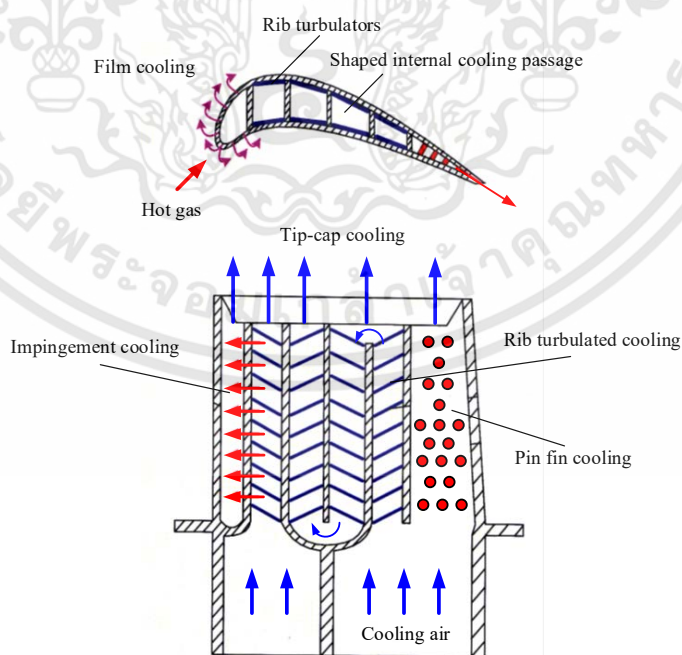


รูปที่ 1.1 ส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ขนาดและจำนวนแผ่นของแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อน จะถูกออกแบบให้มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพียงพอกับการใช้งาน โดยรูปร่างหน้าตัดของช่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีการเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นวิธีที่ทำให้ของไหลเกิดการปั่นป่วน (turbulent flow) และช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนและยังสามารถลดการเกิดคราบตะกรับ (fouling) [10] และอีกปัญหาหนึ่งที่น่าสนใจของการปรับปรุงพื้นผิวเพื่อทำการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน คือ การนำของไหลไปใช้ในการหล่อเย็นภายในช่องของใบกังหันก๊าซ ซึ่งในการออกแบบเครื่องยนต์ของเครื่องบินในสมัยใหม่นั้น มีเงื่อนไขที่สำคัญ คือ ต้องการค่าอัตราส่วนแรงขับเคลื่อนน้ำหนักที่มีค่าสูง ในขณะที่ใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่ต่ำ ซึ่งวิธีที่ทำให้ค่าอัตราส่วนของแรงขับเคลื่อนน้ำหนักมีค่าสูง การเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนของใบกังหันก๊าซ เป็นเทคนิควิธีที่ให้ประสิทธิภาพสูง ซึ่งสามารถทำได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิทางเข้าของกังหันก๊าซ แต่อย่างไรก็ตาม เพื่อหลีกเลี่ยงจุดหลอมเหลวของโลหะที่ใช้ทำใบกังหันก๊าซ จึงจำเป็นต้องมีการแก้ไขปัญหาดังกล่าวด้วยการหล่อเย็นช่องทางภายในของใบกังหัน [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

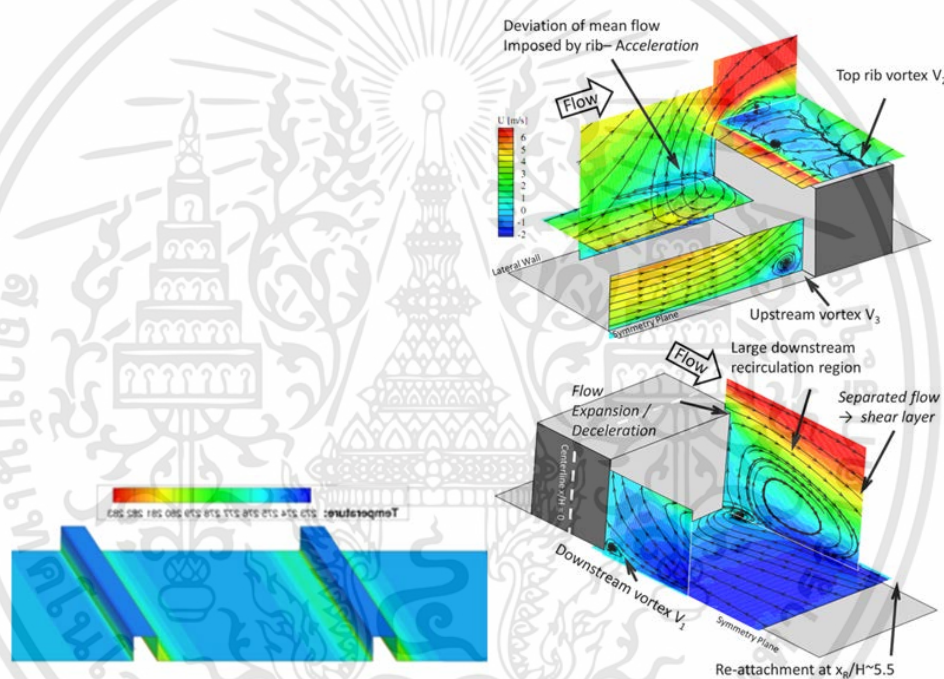
ตัวอย่างของการหล่อเย็นภายในช่องว่างของใบกังหันก๊าซ จะแสดงอยู่ในรูปที่ 1.2 โดยมีอากาศหล่อเย็นไหลจากฐานเข้าสู่ช่องว่างภายในและไหลออกสู่ช่องเปิดที่ตำแหน่งต่างๆ โดยทั่วไปแล้ว ลักษณะหรือรูปร่างหน้าตัดของช่องทางหล่อเย็นจะเปลี่ยนแปลงไปตามตำแหน่งของใบกังหัน เช่น รูปคล้ายลิ้ม รูปคล้ายสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปคล้ายสี่เหลี่ยมผืนผ้า หรือรูปคล้ายสี่เหลี่ยมคางหมู ทั้งนี้ก็เพื่อให้สอดคล้องกับรูปทรงของแพนอากาศที่ใช้ทำใบกังหัน และเนื่องจากรูปทรงของตัวใบกังหันนั้นมีความซับซ้อน จึงส่งผลให้การหล่อเย็นที่ตำแหน่งต่างๆ เป็นไปได้ยาก ดังนั้น ในใบกังหันก๊าซจึงต้องมีหลายวิธีที่ใช้ในการเพิ่มอัตราการพาความร้อนภายในช่องหล่อเย็นของใบกังหัน ซึ่งโดยทั่วไปการหล่อเย็นที่ชายแพนอากาศจะใช้วิธีการหล่อเย็นด้วยการไหลปะทะ (impingement cooling) ร่วมกับการหล่อเย็นด้วยฟิล์มอากาศ (film cooling) และที่บริเวณชายหลังอาจใช้การหล่อเย็นแบบเข็ม (pin fin) และบริเวณส่วนกลางซึ่งเป็นบริเวณส่วนใหญ่ของใบกังหันและมีช่องทางการไหลหลายช่อง จะใช้การปรับปรุงพื้นที่ผิวในรูปแบบต่างๆ เช่น การติดตั้งครีบ (rib) การทำให้พื้นที่ผิวของผนังท่อนเป็นหลุม (dimpled surface) การปรับปรุงพื้นผนังท่อนให้มีผิวยื่น (surface with array of protrusion) หรือการทำให้พื้นที่ผิวของท่อนมีความขรุขระ (rough surface) เป็นต้น สำหรับการปรับปรุงพื้นที่ผิวในบริเวณช่องทางการไหลนั้น จะสังเกตได้ว่าหน้าตัดของการไหลจะมีรูปร่างคล้ายสี่เหลี่ยมผืนผ้า ซึ่งเป็นเรื่องที่ยากหากต้องการระบายหรือถ่ายเทความร้อนออกจากบริเวณมุมของช่องทางการไหล จึงเป็นเรื่องที่น่าสนใจสำหรับการแก้ไขปัญหานี้ ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมาแนวทางในการแก้ไขปัญหานี้ คือ การสร้างกลไกการไหลที่หมุนวนที่เกิดจากการปรับปรุงพื้นที่ผิวหรือเกิดจากการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน (turbulator) ภายในท่อเพื่อเพิ่มการพาความร้อนในบริเวณดังกล่าว



รูปที่ 1.2 การหล่อเย็นภายในช่องว่างของใบกังหันก๊าซ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีที่ของไหลผ่านพื้นผิวที่อยู่นิ่งกับที่ ความหนืด (viscosity) จะมีผลทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็วอย่างต่อเนื่อง โดยบริเวณที่ใกล้กับพื้นผิว จะมีความเร็วต่ำ และที่ตำแหน่งห่างจากพื้นผิว ความเร็วของของไหลจะเพิ่มขึ้นตามลำดับ จนถึงบริเวณที่มีความเร็วสม่ำเสมอ จะเรียกชั้นที่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วนี้ว่า ชั้นขอบเขต (boundary layer) ด้วยเหตุที่ภายในชั้นของเขตของไหลจะมีความเร็วต่ำ เป็นผลทำให้ภายในชั้นขอบเขตมีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่ดี เปรียบเสมือนภายในชั้นขอบเขตเป็นฉนวนกั้นความร้อน ซึ่งในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถทำได้โดยการลดความหนาของชั้นขอบเขต (ชั้นฟิล์มของอากาศนิ่ง) โดยการเพิ่มความเร็วให้กับของไหล แต่อย่างไรก็ตาม ในการเพิ่มความเร็วของของไหลจะส่งผลให้กำลังหรือพลังงานของต้นกำลังที่ใช้ให้กับระบบจะมีค่าเพิ่มขึ้น



รูปที่ 1.3 รูปแบบของการไหลเมื่อเคลื่อนที่ผ่านชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน (แหล่งที่มา: Cukurel et al. [12])

วิธีที่ใช้ในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สามารถทำลายหรือรบกวนชั้นขอบเขตที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลกับพื้นผิวของท่อ คือ การติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน (turbulator) อาทิเช่น ครีบ (rib) หรือพิน (pin) บนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเป็นวิธีที่สามารถเพิ่มการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลกับพื้นผิวได้ เนื่องจากการไหลจะเกิดกระแสหมุนวนขึ้นเมื่อผ่านชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน ทำให้ชั้นขอบเขตของการไหลถูกทำลายหรือรบกวน แต่อย่างไรก็ตาม ที่บริเวณที่มีการติดตั้งชิ้นงาน (ที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน) จะเป็นบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำ เนื่องจากจะเกิดการไหลหมุนวน (eddy motion) ซึ่งการไหลใน

ลักษณะนี้ จะไม่สามารถที่จะทำลายชั้นขอบเขตในการถ่ายเทความร้อนได้ ดังแสดงในรูปที่ 1.3 และยังมีส่วนทำให้ค่าความดันในระบบมีค่าเพิ่มสูงขึ้นอีกด้วย [12] ซึ่งจะเกี่ยวข้องโดยตรงกับการสูญเสียพลังงานมากยิ่งขึ้น ดังนั้น ในการสร้างหรือผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความจำเป็นที่ต้องคำนึงถึงผลประโยชน์ในเชิงเศรษฐศาสตร์ โดยทั่วไปในจะเลือกใช้วิธีการใดในการช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้น จะต้องพิจารณาจากการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียของความดันในระบบ ดังนั้น จุดประสงค์หลักของการปรับปรุงพื้นผิวหรือติดตั้งชิ้นงานอุปกรณ์เพื่อช่วยในการถ่ายเทความร้อน ก็คือ ให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่มากที่สุด และในขณะเดียวกัน ค่าความดันตกคร่อมในระบบต้องมีค่าน้อยที่สุด โดยพิจารณาจากค่าตัวประกอบของการเพิ่มทางความร้อน (thermal enhancement factor, TEF) ซึ่งมีนิยามคือ สัดส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในช่องทางการไหลที่มีการปรับปรุงพื้นผิวกับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่มีผนังเรียบ ที่พิจารณาภายใต้สภาวะการใช้กำลังงานเดียวกัน [13]

ดังนั้น ในการศึกษาวิจัยนี้ จึงได้ทำการศึกษาหาวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (ที่บริเวณที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน) เพื่อให้มีประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่สุด และในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะใช้เทคนิคการวัดแบบผลึกเหลว ซึ่งเป็นวิธีการวัดอุณหภูมิพื้นผิวโดยไม่ต้องสัมผัสโดยตรง เทคนิคการวัดอุณหภูมิในลักษณะนี้ จะช่วยให้สามารถอ่านค่าอุณหภูมิของพื้นผิวที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิได้ทั้งหมด เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณหาการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์ และสามารถที่จะหาแนวทางการแก้ไขปัญหาของการกระจายตัวของค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวได้ ซึ่งเทคนิควิธีนี้จะอาศัยการเปลี่ยนแปลงสีของแผ่นเทอร์โมโครมิกคริสตัล (thermochromic liquid crystals, TLCs) บนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน และจะทำการบันทึกภาพถ่ายการเปลี่ยนแปลงของสีด้วยกล้องดิจิทัลที่มีความละเอียดสูง หลังจากนั้นจะใช้โปรแกรมวิเคราะห์ภาพช่วยในการคำนวณหาค่าการกระจายตัวของค่าการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวที่ทำการทดสอบ ซึ่งจะช่วยให้ประสิทธิภาพในการวัดการถ่ายเทความร้อนมีค่าถูกต้องและแม่นยำมากยิ่งขึ้น [14-15]

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาถึงผลกระทบต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง เช่น ลักษณะรูปร่างและการจัดวางของแผ่นกั้นบาง เป็นต้น

1.2.2 เปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางกับท่อที่มีผนังเรียบ

1.2.3 เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนเพื่อให้ได้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด

1.2.4 สามารถประยุกต์ใช้แผ่นเทอร์โมโครมิกคริสตัลในการวัดอุณหภูมิพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความถูกต้องและความน่าเชื่อถือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 ขอบเขตของการศึกษา

1.3.1 ทำการศึกษาเชิงการทดลองเพื่อคำนวณหาค่าเลขนัสเซิลท์ ( $Nu$ ) ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (TEF)

1.3.2 ของไหลในการทดสอบ คือ อากาศ

1.3.3 ความเร็วของอากาศที่ใช้ในการทดสอบ อยู่ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ระหว่าง 9,000 จนถึง 24,000

1.3.4 การให้ความร้อนที่ผิวเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constant heat flux) โดยให้ความร้อนที่บริเวณด้านล่างของผนังท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าเพียงด้านเดียว

1.3.5 ชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนที่ใช้ในการทดสอบภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า สามารถแบ่งส่วนของการศึกษาออกเป็น 2 ส่วนหลักๆ ได้ดังนี้

#### ส่วนที่ 1 แผ่นกั้นบาง (baffle, B)

แผ่นกั้นบางที่ใช้ในการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB) และแผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB) โดยมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบาง ( $P$ ) เท่ากับ 60 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบางต่อความสูงของแผ่นกั้นบาง ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 และค่าความสูงของแผ่นกั้นบาง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $e/H$ ) เท่ากับ 0.15 และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 2 ส่วนย่อย ดังนี้

##### ส่วนที่ 1.1 ระยะลอยตัว (unconnected length, $b$ )

ทำการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) มีค่าเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $b/H$ ) เท่ากับ 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25

##### ส่วนที่ 1.2 มุมปะทะของการไหล (attack angle, $\alpha$ )

ทำการปรับเปลี่ยนมุมปะทะการไหลของแผ่นกั้นบาง ( $\alpha$ ) มีค่าเท่ากับ  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $165^\circ$  และ  $180^\circ$

#### ส่วนที่ 2 แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB)

แผ่นใบบิดที่ใช้ในการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และแผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) โดยมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดค่าความสูงของแผ่นใบบิด ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นใบบิดต่อความสูงของท่อ ( $w/H$ ) เท่ากับ 0.15 และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 4 ส่วนย่อย ดังนี้

ส่วนที่ 2.1 เปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางแบบต่างๆ (geometry parameter) ทำการเปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ อาทิเช่น แผ่นกั้นบาง (baffle, B), แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และแผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) เป็นต้น

ส่วนที่ 2.2 รูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบบิด (twisted baffle arrangement) ทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบบิด โดยทำการแบ่งรูปแบบของการจัดวางออกได้เป็น 4 แบบ ดังนี้ แบบที่ 1 ชนิด A, แบบที่ 2 ชนิด B, แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D

ส่วนที่ 2.3 ระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด (pitch length,  $y$ ) ทำการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด ( $y$ ) มีค่าเท่ากับ 6, 12, 18, 24 และ 30 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะพิตต์ของแผ่นใบบิดต่อความสูงของแผ่นใบบิด ( $y/w$ ) เท่ากับ 1, 2, 3, 4 และ 5

ส่วนที่ 2.4 ระยะห่างระหว่างแผ่นใบบิด (free spacing length,  $s$ ) ทำการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบบิด ( $s$ ) มีค่าเท่ากับ 12, 24, 36, 48, 60 และ 72 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบบิดต่อความสูงของแผ่นใบบิด ( $s/w$ ) เท่ากับ 2, 4, 6, 8, 10 และ 12

1.3.6 หากความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ที่สำคัญต่อการเพิ่มสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน อาทิเช่น ลักษณะรูปร่างและการจัดวางของแผ่นกั้นบาง เป็นต้น

## 1.4 ขั้นตอนของการศึกษา

1.4.1 ทำการรวบรวมข้อมูล ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของการไหลผ่านชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ ภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า รวมไปถึงเทคนิคและรูปแบบในการวัดการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผนังของท่อ

1.4.2 กำหนดลักษณะของปัญหาและออกแบบลักษณะรูปร่างของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนเพื่อออกแบบและพัฒนาให้มีความสอดคล้องกับเป้าหมายที่กำหนดไว้

1.4.3 ทำการสอบเทียบแผ่นเทอร์โมคอปิลคิวิตคริสตอล เพื่อใช้ในการวัดค่าการกระจายตัวของอุณหภูมิบนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.4 ตรวจสอบผลที่ได้จากการทดลองสำหรับท่อที่มีผนังเรียบกับผลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์พื้นฐานของท่อผนังเรียบ เพื่อเป็นการตรวจสอบอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลองว่ามีค่าความน่าเชื่อถือมากน้อยเพียงใด

1.4.5 ทำการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่แสดงอยู่ในรูปของค่าเลขนีสเซลท์ และการสูญเสียของความดันในระบบที่แสดงอยู่ในรูปของค่าตัวประกอบความเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4.6 ทำการเปลี่ยนแปลงค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ตามที่ระบุไว้ในขอบเขตของงานวิจัย อาทิเช่น ลักษณะรูปร่างและการจัดวางของแผ่นกั้นบาง เป็นต้น

1.4.7 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการทดสอบ ซึ่งจะแสดงอยู่ในรูปของพารามิเตอร์ไร้นหน่วย

1.4.8 สรุปผลการศึกษาและให้ข้อเสนอแนะเพิ่มเติมสำหรับการศึกษาต่อไปในอนาคต

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 องค์ความรู้ใหม่ที่เกี่ยวข้องกับการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนและทราบถึงรูปแบบของการไหลภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

1.5.2 ทำให้ทราบถึงพารามิเตอร์ต่างๆ ที่มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบ

1.5.3 ประหยัดพลังงาน และลดการใช้วัสดุในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำไปสู่การลดต้นทุนของกระบวนการผลิต และเพื่อประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนให้มีค่าที่สูงขึ้น

## 1.6 คำโครงวิทยานิพนธ์

วิทยานิพนธ์เรื่อง “การศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของการไหลในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าแบบปั่นป่วนผ่านแผ่นกั้นบางโดยใช้เทคนิคผลึกเหลว” เล่มนี้ ได้แบ่งรายละเอียดของเนื้อหาออกเป็นทั้งหมด 9 บทหลักๆ ด้วยกัน โดยความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา วัตถุประสงค์ ขอบเขตงานวิจัย และประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ จะนำเสนอในบทที่ 1 ส่วนในบทที่ 2 จะทำการนำเสนอการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาและเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาวิจัย บทที่ 3 กล่าวถึงสมการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการศึกษานี้ เพื่อเป็นพื้นฐานในการศึกษาและทำความเข้าใจ บทที่ 4 เป็นการกล่าวถึงเทคนิควิธีการวัดแบบผลึกเหลวและอธิบายถึงวิธีการสอบเทียบ เพื่อใช้ในการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน บทที่ 5 เป็นการออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า รวมไปถึงรายละเอียดของเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง วิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอน และการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการทดลอง ตลอดจนสมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ข้อมูล บทที่ 6 นำเสนอผลการทวนสอบของท่อผนังเรียบที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์พื้นฐาน บทที่ 7 และบทที่ 8 เป็นการนำเสนอการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นใบพัด และในส่วนสุดท้าย เป็นการสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะในงานวิจัยนี้ ซึ่งจะแสดงอยู่ในบทที่ 9

## บทที่ 2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เนื่องจากประชากรโลกที่เพิ่มมากขึ้นอย่างรวดเร็วและเทคโนโลยีในอุตสาหกรรมมีความเจริญก้าวหน้าอย่างมาก งานวิจัยทางด้านพลังงานเป็นสิ่งที่สำคัญและมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทุกวัน แหล่งพลังงานแบบดั้งเดิมนั้นกำลังจะหมดไปและอาจจะหมดสิ้นไปอย่างรวดเร็ว ถ้าไม่สามารถใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างคุ้มค่า ในปัจจุบันความต้องการทางด้านพลังงานจะอยู่ที่ประมาณ  $0.5 \text{ Q/Yr}$  ( $1\text{Q} = 1,018 \text{ kJ}$ ) [16, 17] ในขณะที่เชื้อเพลิงที่มีความพร้อมสำหรับการใช้งานนั้นมีน้อยลง แหล่งพลังงานอาจไม่เพียงพอต่อความต้องการพลังงานที่เป็นระยะเวลานาน นอกจากนี้ การใช้พลังงานประเภทนี้ จะส่งผลกระทบต่อความต้องการพลังงานที่เป็นระยะเวลานาน นอกจากนี้ การใช้พลังงานประเภทนี้ จะส่งผลกระทบต่อโดยตรงในด้านสิ่งแวดล้อม ที่เกิดขึ้นจากพลังงานเชื้อเพลิงหรือพลังงานนิวเคลียร์ ในช่วงต้นทศวรรษที่ 70 เราตระหนักถึงสถานการณ์ในด้านทรัพยากรทางด้านพลังงาน ซึ่งเชื้อเพลิงฟอสซิลที่มีอยู่เริ่มหมดไปและจะส่งผลให้ราคาเชื้อเพลิงเหล่านี้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เราเรียกปัญหาเรานี้ว่า “วิกฤตพลังงาน” [18] ดังนั้น จึงมีความจำเป็นอย่างมากที่ต้องค้นหาแหล่งพลังงานทางเลือกอื่นๆ อย่างเร่งด่วน อาทิเช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานลม หรือแม้กระทั่งพลังงานน้ำ เป็นต้น ซึ่งเป็นแหล่งพลังงานที่มีแนวโน้มในความเป็นไปได้มากที่สุด แต่อย่างไรก็ตามประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์นั้นจะมีค่าค่อนข้างต่ำ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับปัจจัยในหลายด้าน หรืออีกวิธีหนึ่ง คือการจัดสรรทรัพยากรที่มีอยู่อย่างคุ้มค่าหรือการทำให้อุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้เชื้อเพลิงในงานอุตสาหกรรมมีประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงขึ้น ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก็เป็นอีกส่วนหนึ่งที่ใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ไม่ว่าจะเป็น หม้อต้มไอน้ำ (boiler) ระบบปรับอากาศ (air condition) หรือแม้กระทั่งในอุตสาหกรรมปุ๋ย เส้นใย อาหารกระป๋อง ซึ่งมีการนำเอาความร้อนมาเวียนใช้ใหม่หรือแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเพิ่มหรือลดความร้อน เป็นต้น ดังนั้น ในการเพิ่มประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีความสำคัญ โดยทั่วไปแล้ววิธีที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้เทคนิควิลาสซีฟ โดยวิธีนี้จะทำการปรับปรุงพื้นผิวของท่อหรือการติดตั้งชั้นสร้างเพื่อช่วยสร้างการปั่นป่วนภายในท่อ ซึ่งจะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และยังมีนักวิจัยอีกจำนวนมากที่ทำการศึกษาเทคนิคในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อถัดไป

### 2.1 ประวัติความเป็นมาของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ

ในปี ค.ศ. 1861 แนวคิดที่จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อไอน้ำร้อนถูกคิดค้นเป็นครั้งแรกโดยนาย Joule, J.P. [19] เพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ต่อมา Webb, R.L. และคณะ [20] ได้ทำการการศึกษาเชิงทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อที่มีการติดตั้งครีปรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ซึ่งสรุปถึงความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน รวม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไปถึงเทคนิคที่ใช้ในการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนและการถ่ายเทมวล ต่อมา Lewis, M.J. [21] ได้กำหนดพารามิเตอร์ขึ้นมาใหม่ ซึ่งเราจะเรียกว่า ประสิทธิภาพทางเทอร์โมไฮดรอลิก (thermohydraulic performance) ของพื้นผิวที่มีความขรุขระแล้วนำมาทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ หลังจากนั้นก็มีนักวิจัยอีกจำนวนมากที่ทำการศึกษาผลกระทบของลักษณะและรูปร่างของครีบ มุมปะทะของการไหล สัดส่วนของระยะพิตต์ต่อความสูงของท่อ และระยะห่างระหว่างครีบ เป็นต้น ซึ่งการศึกษาเหล่านี้ถูกทำการตรวจสอบโดย Han, J.C. [22-25] ในปี ค.ศ. 1978 จนถึง 1984 ซึ่งจากการทดลองพบว่า การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบความเสียดทานจะสูงที่สุดในกรณีที่มีการติดตั้งครีบเอียงทำมุม  $45^\circ$  ที่ระยะสัดส่วนระยะพิตต์ต่อความสูงของครีบบมีค่าเท่ากับ 10 ในปีถัดมา Ravigururajan, T.S. และ Bergles, A.E. [26] ได้ทำการสร้างสหสัมพันธ์ทางสถิติสำหรับทำนายการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียของความดันภายในท่อที่มีครีบรูปร่างแตกต่างกัน อาทิเช่น ครีบรูปวงรี ครีบรูปวงกลม ครีบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า และครีบรูปสามเหลี่ยม เป็นต้น Liou, T.M. และ Hwang, J.J. [27] ได้ทำการศึกษาทดลองที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนผ่านในช่องขนานที่มีการติดตั้งครีบที่มีรูปร่างที่คล้ายกับการศึกษาวิจัยของก่อนหน้านี้ และในเวลาใกล้เคียงกัน Han, J.C. et al. และ Kim, R. et al. [28, 29] ได้ทำการรายงานว่าการถ่ายเทความร้อนภายในท่อที่มีการติดตั้งครีบรูปตัววีที่มีมุมปะทะ  $60^\circ$  ให้ค่าที่ดีกว่าที่มุมปะทะ  $45^\circ$  สำหรับในช่วงการไหลและพารามิเตอร์เหมือนกัน หลังจากนั้น Lau, S.C. และคณะ [30] ทำการติดตั้งครีบตรงและครีบเอียงอย่างต่อเนื่องภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส ซึ่งผลการทดลองพบว่า จะทำให้เกิดการไหลที่ปั่นป่วนที่บริเวณใกล้ๆ กับบริเวณที่ทำการติดตั้งครีบและทำให้เกิดการแยกชั้นของการไหล ซึ่งส่งผลให้ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้น และในการศึกษาของ Lau, S.C. และคณะ [31, 32] ยังทำการทดสอบการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีการติดตั้งครีบวงขวางและครีบวงขวางที่มีเขี้ยวร่อง Taslim, M.E. และคณะ [33] กับ Olsom, C.O. และ Sunden, B. [34] ทำการศึกษาผลกระทบของครีบรูปตัววี ซึ่งพบว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเมื่อทำการเปรียบเทียบกับครีบวงเอียงและครีบวงขวาง สังเกตเห็นว่าครีบรูปตัววีชี้ตามทิศทางการไหลของอากาศให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สูงกว่า เนื่องจากอากาศที่รับความร้อนจะถูกนำไปสู่บริเวณชั้นด้านบนของครีบ และจะเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบริเวณปลายยอดแหลม Gao, X. และ Sunden, B. [35] ได้รายงานสนับสนุนด้วยว่าครีบรูปตัววีชี้ตามการไหลจะดีกว่าครีบรูปตัววีชี้สวนทางการไหลในท่อสี่เหลี่ยม การศึกษาของ Hu, Z. และ Shen, J. [36] แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของครีบเอียงแบบมีร่องและแบบไม่มีร่อง ซึ่งครีบเอียงแบบไม่มีร่องให้ค่าประสิทธิภาพดีที่สุดใน การศึกษาเมื่อไม่นานมานี้ Cho, H.H. และคณะ [37] ศึกษาผลกระทบของช่องว่างของครีบเอียงต่อการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลผ่านท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส และรายงานว่าการช่องว่างของครีบเอียงจะทำความเร็วของการไหลเพิ่มสูงขึ้นและเป็นการเพิ่มความปั่นป่วนในท่อ ซึ่งส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

งานวิจัยที่ผ่านมาได้รายงานว่าครีบเอียงที่มีช่องว่างหรือแบบมีร่องจะแสดงให้เห็นถึงการปรับปรุงอย่างมีนัยสำคัญต่อการถ่ายเทความร้อนเมื่อเทียบกับการจัดเรียงของครีบเอียงที่มีความต่อเนื่อง Moon, H.K. และคณะ [38] ศึกษาผลอิทธิพลของความสูงของท่อที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีการปรับปรุงพื้นผิวของท่อให้เป็นรอยบวม โดยมีค่าการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนเท่ากับ 2.1 เท่า และค่าตัวประกอบความเสียดทาน เท่ากับ 1.6-2.0 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ Mahmood, G.I. และ Ligrani, P.M. [39, 40] วัดการกระจายตัวของถ่ายเทความร้อนในท่อที่บริเวณผนังของท่อฝั่งตรงข้ามกับที่มีรอยบวม ที่มีอัตราส่วนของความสูงของช่องขนานต่อเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยบวม เท่ากับ 0.5 ซึ่งสังเกตเห็นได้ว่าพฤติกรรมการไหลมีลักษณะเป็นกระแสน้ำวน ซึ่งจะส่งผลทำให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่บริเวณที่ใกล้กับขอบที่บริเวณรอยบวมมีค่าเพิ่มสูงขึ้น Burgess, N.K. และคณะ [41] ได้ทำการศึกษาทดลองเพื่อทำการตรวจสอบผลกระทบของความลึกของรอยบวมที่ผนังท่อต่อการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนของความกว้างต่อความสูงของช่องขนาน มีค่าเท่ากับ 8 โดยทำการทดสอบในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 12,000 จนถึง 70,000 ซึ่งผลการทดลองพบว่าค่าเลขของนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความลึกของรอยบวมมีค่าเพิ่มขึ้น Sang, D.H. และคณะ [42] ทำการตรวจสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีผิวเป็นรอยบวมและท่อที่มีผิวเรียบในท่อสี่เหลี่ยมในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำ จากรายงานพบว่า ประสิทธิภาพของการเพิ่มของการถ่ายเทความร้อน มีค่าเท่ากับ 14 และ 7 เท่า สำหรับกรณีที่มีผนังเรียบและกรณีที่มีรอยบวมในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 1,000 ตามลำดับ แต่อย่างไรก็ตาม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์มากกว่า 10,000 ระดับของการเพิ่มขึ้นจะมีค่าคงที่ประมาณ 2 จนถึง 3 เท่า

Chang, S.W. และคณะ [43] ได้ทำการศึกษาคูณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานที่มีรอยบวมที่ผนังทั้งสี่ด้าน สำหรับค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 1,500 ถึง 11,000 ซึ่งผลกระทบของการจัดวางตำแหน่งของรอยบวม ความยาวของครีบต่อความสูงของช่องขนาน และค่าเลขเรย์โนลด์มีอิทธิพลมากกว่าการถ่ายเทความร้อนในกรณีที่มีการติดตั้งครีบ Prasad, K. และ Mullick, S.C. [44] เป็นนักวิจัยคนแรกที่แนะนำการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยการใช้งานโครงค้ำที่อยู่ในรูปแบบของเส้นลวดขนาดเล็กที่ติดอยู่บริเวณด้านล่างของพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพเชิงความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังจากนั้น ในปี ค.ศ. 2007 มีนักวิจัยจำนวนมาก อาทิเช่น Varun และคณะ [45], Hans, V.S. และคณะ [46], Bhushan, B. และคณะ [47], Patil, A.K. และคณะ [48], Roy, P.K. [49] และ Kumar, T.S. [50] ทำการออกแบบและพัฒนารูปร่างลักษณะของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนภายในท่อที่มีความเกี่ยวข้องกับการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน และก่อนหน้าในปี ค.ศ. 1950 ในการศึกษาวิจัยของ Nikuradse, J. [51] ทำการศึกษาผลกระทบของค่าพารามิเตอร์ของความขรุขระที่ส่งผลต่อตัวประกอบความเสียดทานและการกระจายตัวของความเร็วภายในท่อ ภายในท่อจะทำการพันทรายหยาบเพื่อเพิ่มความขรุขระ Nunne, W [52] ในปี ค.ศ. 1958 และ Dippery, D.F. และ Sabersky, R.H. [53] ในปี ค.ศ. 1963 พัฒนากฎความคล้ายคลึงของความเสียดทานและการถ่ายโอนของโมเมนตัมสำหรับการไหลในท่อที่ทำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพ่นด้วยเม็ดทรายหยาบ และในการศึกษาของ Donne, D. and Meyer, L [54] ในปี ค.ศ. 1977 Meyer, L. [55] ในปี ค.ศ. 1982 Wilkie, D. [56] ในปี ค.ศ. 1966, Sheriff, N. และ Gumley, P. [57] ในปี ค.ศ. 1966, Gomelauri, V. [58] ในปี ค.ศ. 1964 Wilkie, D. และ Mantle, P.L. [59] ในปี ค.ศ. 1979 Vilemas, J.V. และ Simonis, V.M. [60] ในปี ค.ศ. 1985 ยังได้ทำการศึกษาพารามิเตอร์ของความขรุขระที่สามารถผลิตหรือขึ้นรูปให้อยู่รูปแบบของหลุมและครีบแบบต่างๆ รวมเข้าด้วยกัน และนอกจากนี้ยังมีงานวิจัยอีกจำนวนมากที่ยังไม่ได้กล่าวถึงสำหรับเทคนิควิธีที่ใช้ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อลำดับต่อไป

## 2.2 พฤติกรรมการไหลในท่อและการไหลผ่านครีบของของไหล

เมื่อใดก็ตาม ที่อากาศไหลผ่านพื้นผิวท่อที่มีความร้อน จะเกิดขึ้นบางๆ ที่บริเวณด้านล่างของแกนกลางของความปั่นป่วนของการไหลที่แบ่งออกเป็นชั้นๆ เนื่องจากอิทธิพลของความหนืด ที่เราเรียกว่า “ชั้นฟิล์มของอากาศนิ่ง (laminar sub layer)” เนื่องจากฟิล์มของอากาศนิ่งที่มีความหนืดนี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนจากพื้นผิวไปสู่กระแสอากาศมีค่าต่ำมาก และจากการประยุกต์ใช้พารามิเตอร์ของความขรุขระเพื่อหยุดยั้งการเกิดขึ้นฟิล์มของอากาศนิ่งและสร้างความปั่นป่วนที่บริเวณผนังภายใน ซึ่งทำให้เกิดการแยกหรือข้ามชั้นของการไหล รวมไปถึงการเกิดการไหลปะทะที่บริเวณระหว่างชิ้นงานที่ทำการติดตั้ง ดังนั้น ความปั่นป่วนที่เกิดจากพารามิเตอร์ความขรุขระในรูปแบบต่างๆ นั้น มีนัยสำคัญเป็นอย่างมากต่อการเพิ่มขึ้นของอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหล อาทิเช่น อากาศ หรือน้ำ เป็นต้น

## 2.3 พารามิเตอร์ของความขรุขระ

โดยทั่วไปแล้วพารามิเตอร์ที่สำคัญในการศึกษาเรื่องการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสำหรับในงานวิจัยที่ผ่านมา สามารถที่จะสรุปได้ดังนี้

2.3.1 อัตราส่วนของการบล็อกการไหล (relative roughness height,  $e/D_h$ ) เป็นสัดส่วนระหว่างความสูงของครีบ ( $e$ ) ต่อเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าของท่อ ( $D_h$ )

2.3.2 อัตราส่วนของระยะพิตช์ (relative roughness pitch,  $P/e$ ) เป็นสัดส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบ ( $P$ ) ต่อความสูงของครีบ ( $e$ )

2.3.3 มุมปะทะของการไหล (angle of attack,  $\alpha$ ) เป็นมุมเอียงของครีบที่มีทิศทางการไหลของอากาศภายในท่อ

2.3.4 อัตราส่วนรูปร่างของท่อ (aspect ratio, AR) เป็นสัดส่วนความกว้างของท่อ ( $W$ ) ต่อความสูงของท่อ ( $H$ )

## 2.4 ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากพารามิเตอร์ความขรุขระ

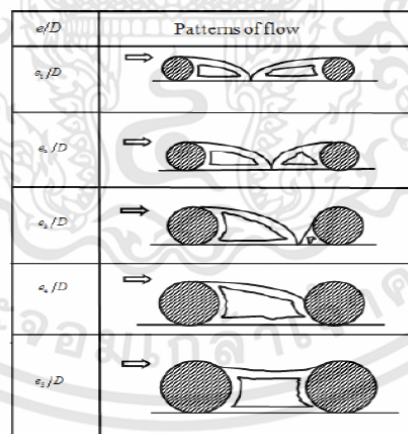
ผลกระทบของพารามิเตอร์ความขรุขระและรูปทรงเรขาคณิตของความขรุขระที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน สามารถสรุปได้ดังนี้

### 2.4.1 ผลกระทบที่เกิดขึ้นจากค่าเลขเรย์โนลด์

ค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้ตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากการหยุดยั้งหรือรบกวนชั้นฟิล์มของความหนืด ในขณะเดียวกัน ค่าเลขนัสเซลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนของค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น เพราะว่าค่าเลขนัสเซลท์จะแปรผันตรงกับสัดส่วนของความต้านของการนำความร้อน (conductive resistance) ต่อความต้านของการพาความร้อน (convective resistance) ของการไหล และเมื่อทำการเพิ่มค่าเลขเรย์โนลด์จะส่งผลให้ความหนาของชั้นฟิล์มของอากาศนี้มีค่าลดลง และด้วยเหตุผลนี้ ความต้านทานของการพาความร้อนจะลดลง ซึ่งจะส่งผลให้ค่าเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้น

### 2.4.2 ผลกระทบของครีป

ผลกระทบที่เกิดจากครีปนั้นเป็นสิ่งที่มีความสำคัญเป็นอย่างมากที่จะส่งผลต่อรูปแบบของการไหล ซึ่งจะเกิดการแยกชั้นและรูปแบบของการไหลที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของครีป ความปั่นป่วนที่เกิดขึ้นจะก่อให้เกิดการไหลแบบหมุนวน (eddy motion) และจะเกิดการไหลปะทะ (reattachment point) ด้วยเหตุนี้ ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม ความดันในระบบก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นอีกด้วย



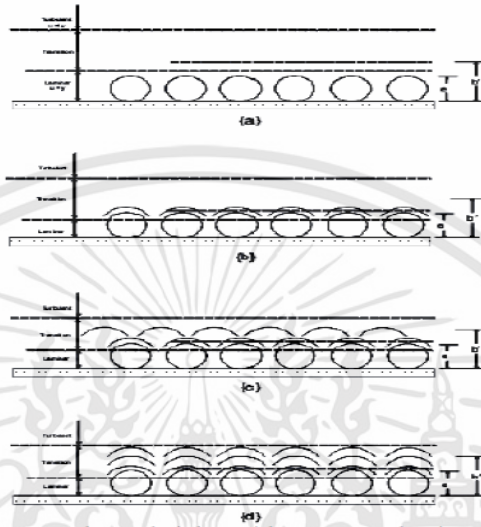
รูปที่ 2.1 รูปแบบของการไหลผ่านครีปที่มีปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของการบล็อก

(แหล่งที่มา: Prasad, B.N. และ Saini, J.S. [61])

### 2.4.3 มุมปะทะของการไหล (Angle of Attack, $\alpha$ )

นักวิจัยหลายท่านได้ทำการศึกษาเชิงทดลองที่เกี่ยวข้องกับผลกระทบของมุมปะทะที่ส่งผลต่อรูปแบบของการไหล นอกจากอัตราส่วนของการบล็อก ( $e/D_h$ ) และอัตราส่วนของระยะพิคต์ ( $P/e$ ) เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ยังมีพารามิเตอร์อีกหนึ่งอย่างที่มีความสำคัญต่อการถ่ายเทความร้อน ก็คือ มุมปะทะของการไหล ( $\alpha$ ) ยกตัวอย่างเช่น ครีบบางเอียงจะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าครีบบางวาง เนื่องจากการจะเกิดการไหลส่วนที่สองที่บริเวณผนังตลอดช่วงความยาวของครีบ ซึ่งเป็นการรบกวนชั้นฟิล์มของความหนืดและทำให้เกิดความปั่นป่วนที่บริเวณผนังภายในของท่อเพิ่มมากขึ้น



รูปที่ 2.2 อัตราส่วนการบล็อกที่มีความสัมพันธ์กับชั้นฟิล์มของอากาศนิ่ง  
(แหล่งที่มา: Prasad, B.N. และ Saini, J.S. [62])

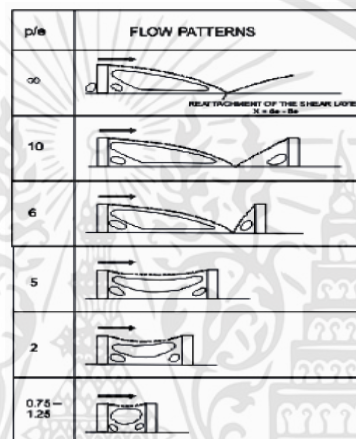
#### 2.4.4 ผลกระทบของอัตราส่วนของการบล็อก ( $e/D_h$ )

รูปที่ 2.1 และรูปที่ 2.2 แสดงรูปแบบของการไหลผ่านครีบและผลกระทบของครีบที่ส่งผลต่อชั้นฟิล์มของอากาศนิ่งที่มีการเปลี่ยนแปลงความสูงของครีบ การเพิ่มความสูงของครีบจะส่งผลโดยตรงกับชั้นฟิล์มของความหนืด ซึ่งจะเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนด้วยการสร้างความปั่นป่วนที่บริเวณผนังภายในท่อ แต่ถ้าเป็นกรณีที่ครีบมีค่าความสูงมากกว่าชั้นฟิล์มของความหนืด จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ในทางกลับกัน จะส่งผลทำให้เกิดการสูญเสียของความดันในระบบที่สูงมาก สภาวะที่เหมาะสมสำหรับการใช้งาน คือ เมื่อความสูงของครีบมีความสูงมากกว่าความหนาของชั้นฟิล์มของอากาศที่อยู่ในช่วงของการเปลี่ยนแปลง (transition sub layer) เล็กน้อย ในตารางที่ 2.1 จะแสดงค่าของอัตราส่วนของการบล็อก ( $e/D_h$ ) ที่มีค่าสูงที่สุดสำหรับการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

#### 2.4.5 อัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ )

นักวิจัยจำนวนมากที่ทำการศึกษาการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) ที่มีผลต่อรูปแบบของการไหล สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และตัวประกอบความเสียดทาน ดังแสดงในตารางที่ 2.2 ค่าอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) ที่ให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่มี

ค่าสูงสุดสำหรับกรณีที่รูปร่างของครีบบีความแตกต่างกัน รูปที่ 2.3 แสดงให้เห็นถึงรูปแบบของการไหลผ่านครีบบที่มีการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) ซึ่งในการติดตั้งครีบบที่มีอัตราส่วนของระยะพิตต์น้อยกว่า 8 ถึง 10 จะไม่ทำให้เกิดการไหลปะทะที่บริเวณผนังของท่อที่บริเวณระหว่างครีบบ ซึ่งส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง โดยทั่วไปแล้วค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นสูงสุดที่บริเวณที่ของไหลมีการปะทะ (reattachment point) และตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อทำการลดระยะห่างระหว่างครีบบ แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) ที่มีค่ามากกว่า 10 ก็ส่งผลให้ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง



รูปที่ 2.3 รูปแบบของการไหลผ่านครีบบที่มีปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะพิตต์  
(แหล่งที่มา: Prasad, B.N. และ Saini, J.S. [61])

ตารางที่ 2.1 ค่าอัตราส่วนของการบล็อก ( $e/D_h$ ) ที่ให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดสำหรับกรณีที่รูปร่างของครีบบีความแตกต่างกัน

No	Investigators	Roughness geometry	Value of ( $e/D_h$ ) for max heat transfer coefficient
1	Prasad & Saini (1988)	wire	0.033
2	Karwa et al. (2001)	chamfered rib	0.0441
3	Momin et.al. (2002)	v-shaped rib	0.034
4	Bhagoria et.al. (2002)	transverse wedge	0.033
5	Jaurker et.al. (2006)	transverse rib-grooved	0.036
6	Karmare & Tikekarv (2007)	metal grit rib roughness	0.044
7	Layek et.ala.(2007)	chamfered rib grooved	0.04
8	Saini & Verma (2008)	dimple shape roughness	0.0379
9	Saini & Saini (2008)	arc shaped wire	0.0422

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.2 ค่าอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) ที่ให้ค่าของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่สุดสำหรับกรณีที่มีรูปร่างของครีบบนที่มีความแตกต่างกัน

No	Investigators	Roughness geometry	Value of ( $P/e$ ) for max heat transfer coefficient
1	Prasad & Saini (1988)	wire	10
2	Karwa et al. (2001)	chamfered rib	7.09
3	Bhagoria et.al. (2002)	transverse wedge	7.57
4	Sahu & Bhagoria (2005)	90° broken transverse	13.33
5	Jaurker et.al. (2006)	transverse rib-grooved	6
6	Karmare & Tikekarv (2007)	metal grit rib roughness	17.5
7	Layek et.al.(2007)	transverse chamfered rib grooved	6
8	Varun et.al.(2008)	combination of inclined & transverse ribs	8
9	Saini & Verma (2008)	dimple shape roughness	10

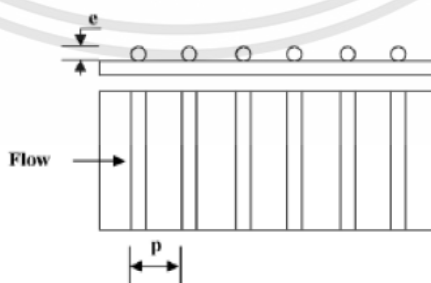
## 2.5 รูปทรงเรขาคณิตของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนที่ใช้ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

### 2.5.1 ครีบบางขวางที่มีรูปร่างเป็นทรงกระบอกขนาดเล็ก

Prasad, B.N. และ Saini, J.S. [61] ทำการศึกษาของครีบบางขวาง (รูปร่างเป็นทรงกระบอกขนาดเล็ก) ที่วางอยู่ที่บริเวณด้านล่างของพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่งผลกระทบต่อ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทาน สำหรับในช่องทางไหลแบบปั่นป่วน ดังแสดงในรูปที่ 2.4

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10, 15 และ 20
2. ค่า  $e/D_h$  เท่ากับ 0.020, 0.027 และ 0.033



รูปที่ 2.4 ครีบบางขวาง (รูปร่างเป็นทรงกระบอกขนาดเล็ก)

(แหล่งที่มา: Prasad, B.N. และ Saini, J.S. [61])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

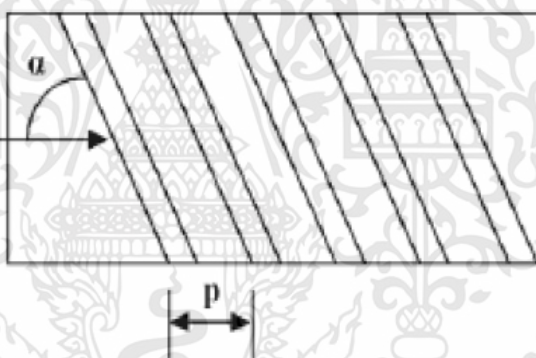
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซลท์และค่าตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่อัตราการเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อค่า  $e/D_h$  มีค่าเพิ่มสูงขึ้น และในขณะที่ตัวประกอบความเสียหายมีค่าใกล้เคียงเดิม ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียหายที่ให้ค่าสูงสุด จะมีค่าเท่ากับ 2.38 และ 4.25 ตามลำดับ ที่ระยะ  $P/e$  เท่ากับ 10

#### 2.5.2 ครีบบางขวางและครีบบางเอียง (รูปร่างเป็นเส้นลวดขนาดเล็ก)

Gupta, D. และคณะ [63] ทำการตรวจสอบผลกระทบของครีบบางขวางและครีบบางเอียง (รูปร่างเป็นเส้นลวดขนาดเล็ก) ที่มีต่อพฤติกรรมการไหลของของไหลภายในท่อ การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน และค่าตัวประกอบความเสียหายภายในท่ออุณหอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 2.5

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 7.5 และ 10
2. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.020-0.053
3. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $30^\circ$ - $90^\circ$
4. ค่า Re อยู่ในช่วง 5,000-30,000



รูปที่ 2.5 ครีบบางเอียง

(แหล่งที่มา: Gupta, D. และคณะ [63])

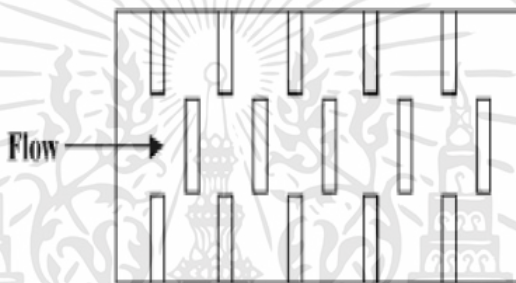
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อที่ทำการติดตั้งครีบบางเอียง มีค่าเท่ากับ 1.8 เท่า และค่าตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น เท่ากับ 2.7 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความเสียหายเกิดขึ้นสูงที่สุดในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหล มีค่าเท่ากับ  $60^\circ$  และ  $70^\circ$  ตามลำดับ พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาที่ให้ค่า ประสิทธิภาพทางความร้อนสูงที่สุด จะอยู่ที่  $e/D_h$  เท่ากับ 0.033 และค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 14,000 ซึ่งในการติดตั้งครีบบางเอียงจะทำให้เกิดการไหลของอากาศส่วนที่สองที่หมุนวนไปตามความยาวของครีบบางเอียง ซึ่งเป็นผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

### 2.5.3 ครีบบางขวางแบบแยกตัว

Sahu, M.M. และ Bhagoria, J.L. [64] ทำการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างครีบบางขวางแบบแยกตัว ทำมุม  $90^\circ$  กับทิศทางของการไหล และทำการตรวจสอบอิทธิพลที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในท่ออุณหภูมิงานแสงอาทิตย์ ดังแสดงในรูปที่ 2.6

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 3,000-12,000
2. ค่า  $P$  อยู่ในช่วง 10-30 มิลลิเมตร
3. ค่า  $e$  เท่ากับ 1.5 มิลลิเมตร
4. ค่า  $W/H$  เท่ากับ 8



รูปที่ 2.6 ครีบบางขวางแบบแยกตัว

(แหล่งที่มา: Sahu, M.M. และ Bhagoria, J.L. [64])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซิลท์มีอัตราการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วที่ค่าเลขเรย์โนลด์ที่ระดับต่ำ และจะคงที่สำหรับที่ค่าเลขเรย์โนลด์สูงขึ้น ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนสูงสุด อยู่ที่เงื่อนไขอัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P$ ) มีค่าเท่ากับ 20 มิลลิเมตร และท่อที่มีผนังเรียบนั้นให้ค่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าท่อที่มีการติดตั้งชิ้นงานเพื่อสร้างความปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ต่ำกว่า 5,000 ซึ่งผลการทดลอง พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน มีค่าอยู่ในช่วง 1.25-1.4 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ และประสิทธิภาพสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน อยู่ในช่วง 51-83.5% ขึ้นอยู่กับแต่ละเงื่อนไขของการทดสอบ

### 2.5.4 ครีบบางเอียงแบบแยกตัว

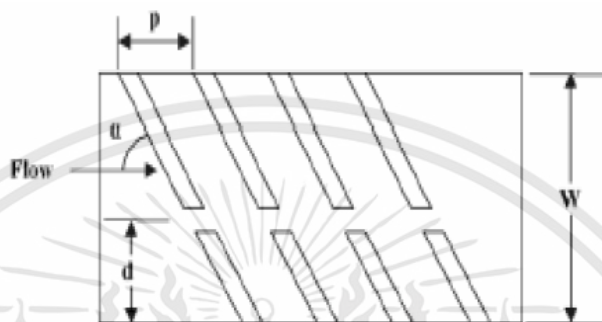
Aharwal, K.R. และคณะ [65] ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมที่ติดตั้งครีบบางที่มีช่องว่างและวางเอียงตามทิศทางของการไหล ดังแสดงในรูปที่ 2.7

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 3,000-18,000
2. ค่าตำแหน่งของช่องว่างสัมพัทธ์ อยู่ในช่วง 0.16-0.5

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ค่าความกว้างของช่องว่างสัมผัส อยู่ในช่วง 0.5-2
4. ค่า  $W/H$  เท่ากับ 5.84
5. ค่า  $P/e$  อยู่ในช่วง 4-10
6. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.018-0.037
7. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $30^\circ$ - $90^\circ$



รูปที่ 2.7 ครีบวางเอียงแบบแยกตัว  
(แหล่งที่มา: Aharwal, K.R. และคณะ [65])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าสูงสุดของค่าเลขนัสเซลล์ต์ ตัวประกอบความเสียหาย และประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน มีค่าเท่ากับ 2.83, 2.89 และ 1.97 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ สำหรับในช่วงของพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษ พบว่า ค่าเลขนัสเซลล์ต์และตัวประกอบความเสียหาย ที่สูงที่สุด จะอยู่ที่ค่าตำแหน่งของช่องว่างสัมผัส เท่ากับ 0.25 และค่าความกว้างของช่องว่างสัมผัส เท่ากับ 1 และที่ค่าความกว้างของช่องว่างสัมผัสมีค่ามากกว่า 1 จะส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากช่องว่างของครีบวางเอียงจะเกิดการไหลส่วนที่สองไปตามความยาวของครีบหรือรอยแยกของครีบ รวมถึงการไหลหลักที่ผ่านช่องว่างของครีบ จะเกิดสนามการไหลที่บริเวณด้านหลังของครีบ ซึ่งไปรบกวนชั้นฟิล์มของอากาศนิ่งที่บริเวณพื้นผนังของท่อและส่งผลอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

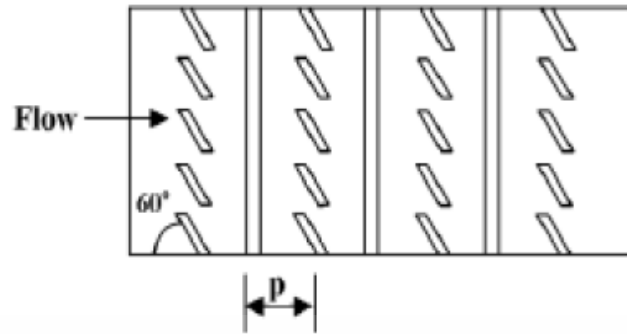
#### 2.5.5 การรวมกันระหว่างครีบวางขวางและครีบวางเอียง

Varun และคณะ [66] ได้ทำการศึกษาคัดตั้งครีบวางขวางและครีบวางเอียงเข้าด้วยกัน และศึกษาผลกระทบต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2.8

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,000-14,000
2. ค่า  $P/e$  อยู่ในช่วง 3-8
3. ค่า  $e/D_h$  เท่ากับ 0.03
4. ค่า  $W/H$  เท่ากับ 10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 การติดตั้งครีบบางขวางและครีบบางเอียงภายในท่อ  
(แหล่งที่มา: Varun และคณะ [66])

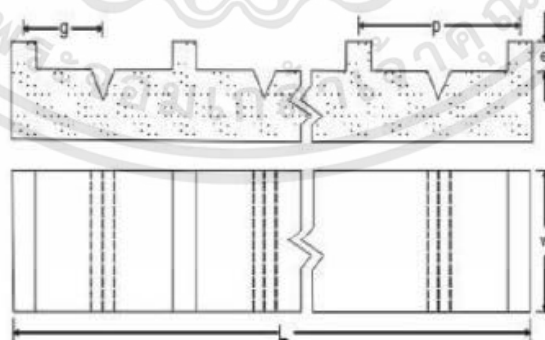
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดเกิดขึ้นที่อัตราส่วนของระยะพิตต์ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8

#### 2.5.6 ครีบบางขวางร่วมกับการเจาะร่อง

Jaurker, J.R. และคณะ [67] ศึกษาข้อมูลของตัวประกอบความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบางขวางร่วมกับการเจาะร่องที่บริเวณผนังของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.9

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 3,000-21,000
2. ค่า  $P/e$  อยู่ในช่วง 4.5-10
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.0181-0.0363
4. ค่า  $g/p$  อยู่ในช่วง 0.3-0.7



รูปที่ 2.9 ครีบบางขวางร่วมกับการเจาะร่องบริเวณผนังของท่อ  
(แหล่งที่มา: Jaurker, J.R. และคณะ [67])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

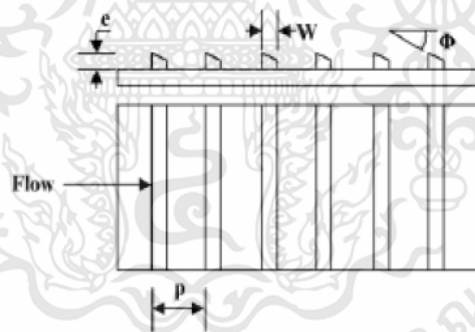
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น 2.7 และ 3.6 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบในช่วงของพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายสูงสุด จะอยู่ที่ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10 และค่า  $g/p$  เท่ากับ 0.4 จากการทดลองพบว่า จะเกิดกระแสไหลวนของอากาศอยู่บริเวณรอบๆ ที่ทำการเซาะร่องที่บริเวณผนังของท่อ ซึ่งจะส่งผลให้ระดับของความปั่นป่วนของการไหลมีค่าสูงขึ้นที่บริเวณระหว่างครีบบริเวณนี้ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

#### 2.5.7 ครีบบางขวาง (ครีบบรูปลี่เหลี่ยมคางหมู)

Karwa, R. และคณะ [68] ศึกษาอิทธิพลของการจัดวางครีบบางขวาง (ครีบบรูปลี่เหลี่ยมคางหมู) ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมหลบของครีบ ( $\Phi$ ) ที่ส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบในท่อรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ดังที่แสดงในรูปที่ 2.10

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 3,000-20,000
2. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 4.5, 5.8, 7 และ 8.5
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.014-0.0328
4. ค่า  $W/H$  เท่ากับ 4.8, 6.1, 7.8, 9.66 และ 12
5. ค่า  $\Phi$  เท่ากับ  $-15^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  และ  $18^\circ$



รูปที่ 2.10 ครีบบางขวาง (ครีบบรูปลี่เหลี่ยมคางหมู)

(แหล่งที่มา: Karwa, R. และคณะ [68])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขสแตนต์และตัวประกอบความเสียหายมีค่าเพิ่มขึ้น 2 และ 3 เท่า ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ สำหรับช่วงของพารามิเตอร์ที่ทำการตรวจสอบ ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายสูงสุด จะอยู่ที่มุมหลบของครีบ ( $\Phi$ ) เท่ากับ  $15^\circ$  และการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงขึ้นเมื่ออัตราส่วนของรูปร่างของท่อมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งแสดงให้เห็นว่าครีบบรูปลี่เหลี่ยมคางหมูจะกระตุ้นให้เกิดการไหลวนที่ทำให้เกิดการระบายความร้อนออกจากพื้นผิวของผนังท่อได้ดี แต่อย่างไรก็ตาม การสูญเสียของความดันในระบบจะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

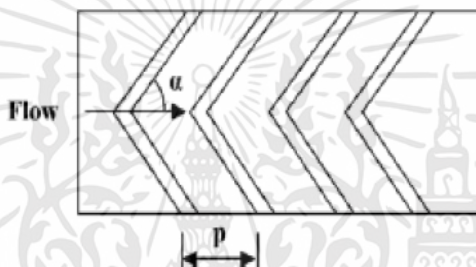
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.5.8 ครีบริูปตัววี

Momin, A.M.E. และคณะ [69] ทำการศึกษาทดลองผลกระทบของครีบริูปตัววีที่ส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อนและรูปแบบของการไหลของของไหลภายในท่อสี่เหลี่ยมภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.11

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,500-18,000
2. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.02-0.034
4. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $30^\circ$ - $90^\circ$



รูปที่ 2.11 ครีบริูปตัววี

(แหล่งที่มา: Momin, A.M.E. และคณะ [69])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ตัวประกอบความเสียดทานมีอัตราการเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อทำการเปรียบเทียบกับค่าเพิ่มขึ้นของค่าเลขนัสเซลท์ที่มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีการปรับเปลี่ยค่าเลขเรย์โนลด์ให้มีค่ามากขึ้น เนื่องจากจะไม่เกิดการรบกวนชั้นฟิล์มของความหนืดจากการไหลปะทะที่เกิดขึ้นจากการติดครีบริูปตัววี ประสิทธิภาพสูงสุดและตัวประกอบความเสียดทาน มีค่าเท่ากับ 2.3 และ 2.83 เท่าตามลำดับ เมื่อเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ จะอยู่ที่มุมปะทะ เท่ากับ  $60^\circ$  นอกจากนี้ยังพบว่า ที่ค่า  $e/D_h$  เท่ากับ 0.034 และ  $\alpha$  เท่ากับ  $60^\circ$  ครีบริูปตัววีจะช่วยทำให้ค่าเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้น เท่ากับ 1.14 และ 2.3 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับครีบริูปตัววีและท่อที่มีผนังเรียบ ตามลำดับ ซึ่งสามารถสรุปได้ ครีบริูปตัววีให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่าครีบริูปตัววีที่เงื่อนไขในการทดสอบที่ใกล้เคียงกัน

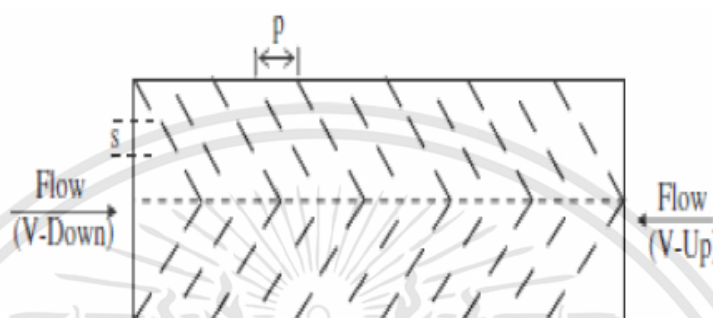
### 2.5.9 ครีบริูปตัววีแบบแยกตัวในทิศทางชี้ตามการไหลและชี้สวนทางกับการไหล

Muluwork, K.B. และคณะ [70] ทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการระบายความร้อนของครีบริูปตัววีแบบแยกตัวชี้ตามการไหลและชี้สวนทางกับการไหลและครีบริูปตัววีแบบว่าง อัตรารส่วนของระยะพิตต์ที่อยู่ในรูปของพารามิเตอร์ไร้มิติจะเป็นส่วนประกอบหลักที่ทำการศึกษา และทำการเปรียบเทียบคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนทั้งสามชนิด ดังแสดงในรูปที่ 2.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,000-15,500
2. ค่า  $B/S$  อยู่ในช่วง 3-9
3. ค่า  $e/D_h$  เท่ากับ 0.02
4. ค่า  $\alpha$  เท่ากับ  $60^\circ$



รูปที่ 2.12 ครีบริบรูปตัววีแบบแยกตัว

(แหล่งที่มา: Muluwork, K.B. และคณะ [70])

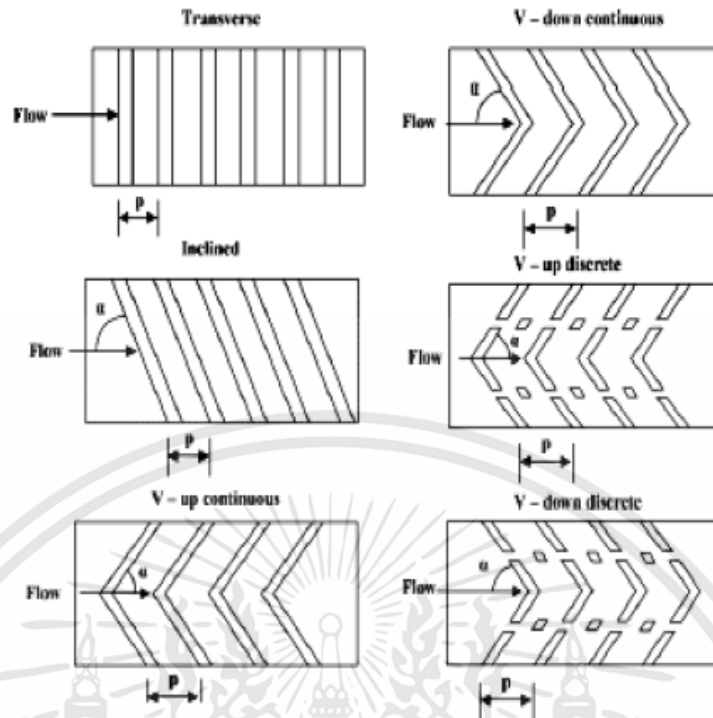
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ การถ่ายเทความร้อนและความดันที่สูญเสียในระบบมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อมีการเพิ่มอัตราส่วนของระยะพิตต์ ครีบริบรูปตัววีในทิศทางชี้ตามการไหลมีค่าสูงกว่าครีบริบรูปตัววีชี้สวนทางการไหล ค่าเลขนัสเซลที่ได้จากการทดลองมีค่าอยู่ในช่วง 1.32-2.47 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ นอกจากนี้ จะเห็นว่าความดันสูญเสียในระบบของครีบริบรูปตัววีในทิศทางชี้ตามการไหลจะมีค่ามากกว่าครีบริบรูปแบบอื่นๆ ที่ทำการทดสอบ

#### 2.5.10 ครีบริบวงขวาง ครีบริบวงเอียง ครีบริบรูปตัววี และครีบริบรูปตัววีแบบแยกตัว

Karwa, R. [71] ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียดทานในท่อที่มีอัตราส่วนของรูปร่างที่มีค่าสูงที่มีการติดตั้งครีบริบวงขวาง ครีบริบวงเอียง ครีบริบรูปตัววี และครีบริบรูปตัววีแบบแยกตัว ดังแสดงในรูปที่ 2.13

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10
2. ค่า  $B/S$  เท่ากับ 3
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.0467-0.05
4. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $60^\circ$ - $90^\circ$
5. ค่า  $W/H$  อยู่ในช่วง 7.19-7.75



รูปที่ 2.13 ครีบบางขวาง ครีบบางเอียง ครีบบรูปตัววี และครีบบรูปตัววีแบบแยกตัว  
(แหล่งที่มา: Karwa, R. [71])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบบางขวาง ครีบบางเอียง ครีบบรูปตัววี และครีบบรูปตัววีแบบแยกตัวจะให้ค่าสูงกว่าท่อที่มีผนังเรียบ เท่ากับ 65-90%, 87-112%, 102-137%, 110-147%, 93-134%, 102-142% ตามลำดับ จากการทดลองพบว่า ครีบบรูปตัววีแบบแยกตัวในทิศทางซึ่งตามการไหลของอากาศให้ค่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดในกรณีที่ใช้พลังงานเหมือนกัน และครีบบรูปตัววีนั้นจะมีการสูญเสียความดันในระบบที่ต่ำกว่าเมื่อทำการเปรียบเทียบกับครีบบรูปแบบอื่นๆ ที่ทำการทดสอบ เนื่องจากพฤติกรรมของการไหลของอากาศที่มีการเปลี่ยนไป

#### 2.5.10 ครีบบรูปตัววีแบบหลายส่วน

Hans, V.S. และคณะ [72] เมื่อไม่นานมานี้ ในปี ค.ศ. 2010 ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบของความเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งครีบบรูปตัววีแบบหลายส่วน ดังแสดงในรูปที่ 2.14

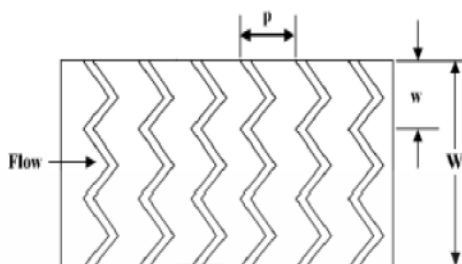
พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,000-20,000
2. ค่า  $P/e$  อยู่ในช่วง 6-12
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.019-0.043

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $30^\circ$ - $75^\circ$

5. ค่า  $W/w$  อยู่ในช่วง 1-10



รูปที่ 2.14 ครีบริบรูปตัววีแบบหลายส่วน

(แหล่งที่มา: Hans, V.S. และคณะ [72])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ การเพิ่มขึ้นของค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียหายจะมีค่าเท่ากับ 6 และ 5 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ ค่าสูงสุดของค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียหายสูงสุดจะอยู่ที่เงื่อนไขอัตราส่วนของความกว้างรูปตัววี ( $W/w$ ) เท่ากับ 6 และ 10 ตามลำดับ และมุมปะทะของการไหลที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายที่สูงที่สุด จะมีค่าเท่ากับ  $60^\circ$

#### 2.5.11 ครีบริบรูปตัวดับเบิลยู

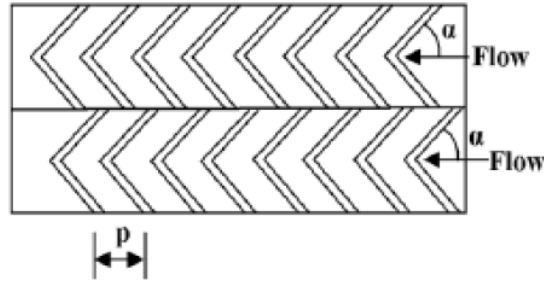
Kumar, A. และคณะ [73] ทำการทดสอบคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายที่เกิดขึ้นหลังจากที่ทำการติดตั้งครีบริบรูปตัวดับเบิลยูภายในเครื่องอุ่นอากาศพลังงานแสงอาทิตย์ ดังแสดงในรูปที่ 2.15

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 3,000-15,000
2. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.0168-0.0338
4. ค่า  $\alpha$  อยู่ในช่วง  $30^\circ$ - $75^\circ$

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียหาย จะมีค่าเท่ากับ 2.16 และ 2.75 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ สำหรับเงื่อนไขของการทดลองที่  $\alpha$  เท่ากับ  $60^\circ$  และ  $e/D_h$  เท่ากับ 0.0338 ซึ่งแสดงให้เห็นว่า การเพิ่มประสิทธิภาพของครีบริบรูปตัวดับเบิลยู จะสร้างการไหลส่วนที่สองเคลื่อนที่หมุนวนไปตามความยาวของครีบริบ จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่บริเวณใกล้กับรอยต่อของรูปตัววี ทำให้การอัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเกือบสองเท่า ดังนั้น ครีบริบรูปตัวดับเบิลยูจะส่งผลให้ประสิทธิภาพดีกว่าครีบริบรูปตัววี เนื่องจากมีความต่อเนื่องของรอยต่อที่มากกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

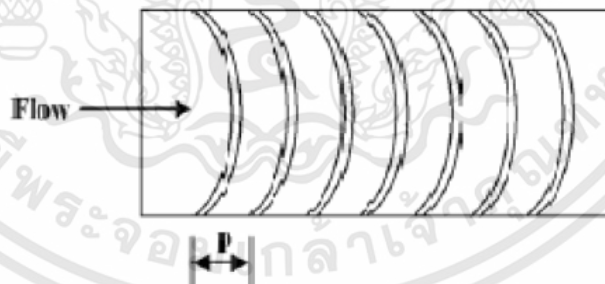


รูปที่ 2.15 ครีบริบตัวดับเบิ้ลยู  
(แหล่งที่มา: Kumar, A. และคณะ [73])

#### 2.5.12 ครีบริบอาร์ค (ส่วนโค้ง)

Saini, S.K. และ Saini, R.P. [74] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของเหลวผ่านครีบริบอาร์ค (ส่วนโค้ง) ในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 2.16 พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,000-17,000
2. ค่า  $P/e$  เท่ากับ 10
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.0213-0.0422
4. ค่ามุมปะทะ ( $\alpha/90$ ) อยู่ในช่วง 0.333-0.666
5. ค่า  $W/H$  เท่ากับ 12



รูปที่ 2.16 ครีบริบอาร์ค (ส่วนโค้ง)  
(แหล่งที่มา: Saini, S.K. และ Saini, R.P. [74])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซิลที่มีค่าสูงที่สุด เท่ากับ 3.80 เท่า เมื่อเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบที่มุมปะทะ มีค่าเท่ากับ 0.333 และอัตราส่วนของการบล็อก เท่ากับ 0.0422 แต่อย่างไรก็ตาม การเพิ่มขึ้นของตัวประกอบความเสียดทานก็จะมีสอดคล้องกับพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ซึ่งมีค่าเพิ่มขึ้น 1.75 เท่า

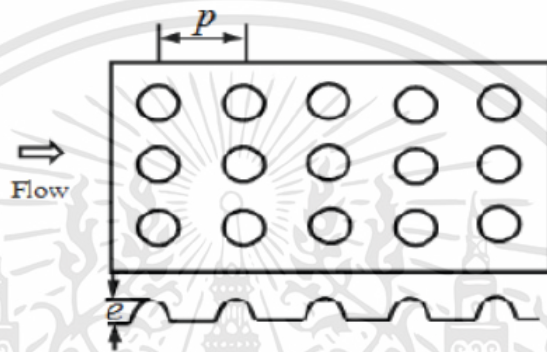
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.5.13 ครีบน้ำร้อน

Saini, R.P. และ Verma, J. [75] ได้ทำการศึกษาผลกระทบของผนังท่อที่มีครีบน้ำร้อนที่ส่งผลกระทบต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนและคุณลักษณะของการไหลภายในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 2.17

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 2,000-12,000
2. ค่า  $P/e$  อยู่ในช่วง 8-12
3. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.018-0.037



รูปที่ 2.17 ครีบน้ำร้อน

(แหล่งที่มา: Saini, R.P. และ Verma, J. [75])

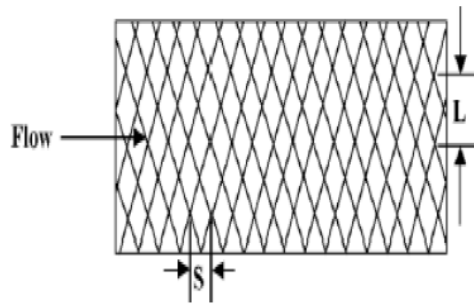
ผลลัพธ์ที่ได้ คือ การถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะเกิดขึ้นที่อัตราส่วนของการบล็อก เท่ากับ 0.0379 และอัตราส่วนของระยะพิตต์ เท่ากับ 10 โดยที่ตัวประกอบความเสียหายน้อยที่สุดจะอยู่ที่ค่าอัตราส่วนของการบล็อกและอัตราส่วนของระยะพิตต์ เท่ากับ 0.0289 และ 10 ตามลำดับ

### 2.5.14 ตาข่ายเส้นลวด

Saini, R.P. และ Saini, J.S. [76] ได้ทำการศึกษาทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและรูปแบบของการไหลภายในท่อที่มีอัตราส่วนของรูปร่างของท่อที่มีค่าสูงที่มีการติดตั้งตาข่ายเส้นลวด ดังแสดงในรูปที่ 2.18

พารามิเตอร์ที่ทำการศึกษา ดังนี้

1. ค่า  $Re$  อยู่ในช่วง 1,900-13,000
2. ค่า  $L/e$  อยู่ในช่วง 25-71.87
3. ค่า  $S/e$  อยู่ในช่วง 15.62-46.87
4. ค่า  $e/D_h$  อยู่ในช่วง 0.012-0.039



รูปที่ 2.18 ตาข่ายเส้นลวด

(แหล่งที่มา: Saini, R.P. และ Saini, J.S. [76])

ผลลัพธ์ที่ได้ คือ ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยสูงสุดจะอยู่ที่เงื่อนไข  $L/e$  เท่ากับ 46.87 และ  $S/e$  เท่ากับ 25 ที่มุมของตาข่ายเส้นลวด เท่ากับ  $72^\circ$  โดยค่าเลขนัสเซิลท์และตัวประกอบความเสียดทาน จะมีค่าสูงสุด 4 และ 5 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ

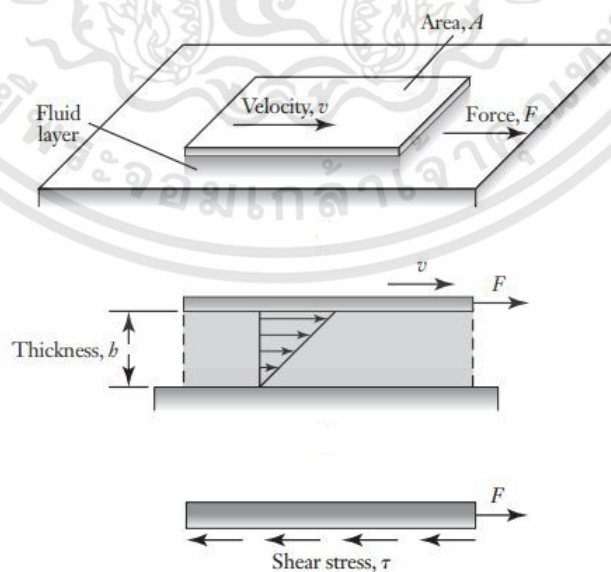
### บทที่ 3

## สมการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงพื้นฐานทางกลศาสตร์ของของเหลวหรือแก๊สซึ่งอยู่นิ่งหรือเคลื่อนที่ ซึ่งเป็นสิ่งจำเป็นต่อพื้นฐานของกลศาสตร์ของไหล ไม่ว่าจะเป็นการออกแบบคำนวณถังเก็บ การวิเคราะห์หลักการทำงานของเครื่องจักรกลของไหล (fluid machinery) เช่น เครื่องสูบลม พัดลม หรือกังหัน รวมถึงการออกแบบระบบท่อส่งที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม งานทางด้านเกษตรกรรม หรืออาคารสูง เป็นต้น วิศวกรผู้ออกแบบจำเป็นต้องมีพื้นฐานในวิชากลศาสตร์ของไหลนี้เป็นอย่างดี พื้นฐานเบื้องต้นและคุณสมบัติของของไหลจึงเป็นสิ่งสำคัญที่ต้องทราบ เพราะจะเกี่ยวข้องกับการออกแบบและพัฒนาอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้น

### 3.1 พื้นฐานกลศาสตร์ของไหล

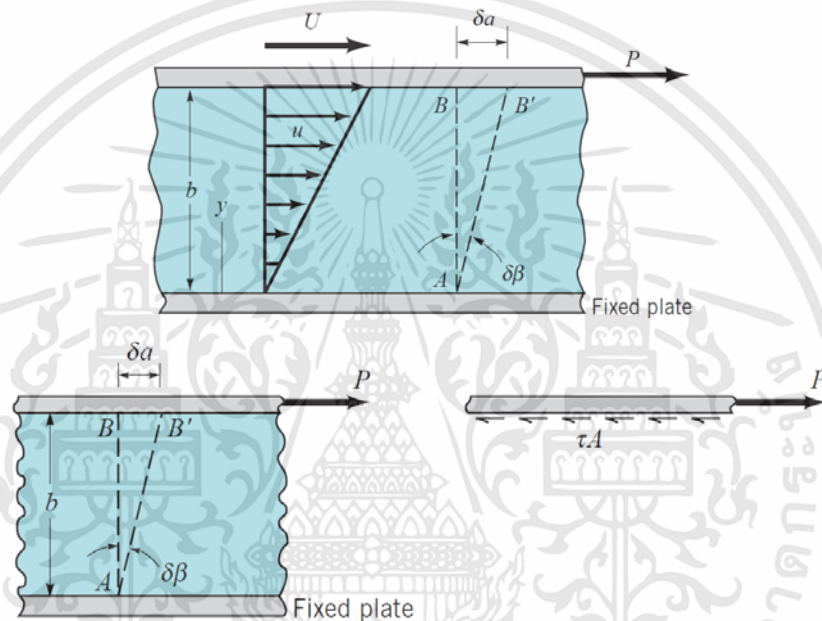
ของไหล (fluid) คือ สารที่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างได้อย่างต่อเนื่องภายใต้การกระทำของความเค้นเฉือน (shearing stress) ความเค้นเฉือนนี้ก็คือแรงในการสัมผัสที่กระทำกับพื้นผิวในชั้นของไหลที่กระทำต่อกันไป สำหรับของแข็ง (solid) นั้น จะมีพฤติกรรมแตกต่างออกไป เมื่อของแข็งถูกกระทำด้วยความเค้นเฉือนค่าหนึ่ง ในรูปที่ 3.1 แสดงการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของเหลว (ของไหล) ซึ่งอยู่ระหว่างแผ่นราบคู่ขนาน แผ่นด้านล่างอยู่กับที่ ส่วนแผ่นด้านบนจะถูกดึงด้วยแรง  $F$  (แรงต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ ก็คือ  $\tau$ ) ทำให้ของไหลนั้นมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างอย่างต่อเนื่อง ที่เวลาใดๆ และจะไม่หยุดเปลี่ยนแปลงถ้ายังคงมีความเค้นเฉือนกระทำอยู่



รูปที่ 3.1 การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของเหลวภายใต้ความเค้นเฉือน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.2 ของไหลภายใต้ความเค้นเฉือนที่อยู่ระหว่างแผ่นราบ 2 แผ่น ให้แผ่นราบด้านล่างอยู่กับที่และแผ่นราบด้านบนมีการเคลื่อนที่โดยมีแรง  $P$  กระทำที่แผ่นราบด้านบนให้มีการเคลื่อนที่ขนานไป ถ้าหากระยะ  $b$  ไม่มากเกินไป ความเร็วของของไหลในแต่ละชั้นจะค่อยๆ ลดลงอย่างเป็นเชิงเส้นตามที่ของไหลแต่ละชั้นมีการเคลื่อนที่ไปบนชั้นของของไหลที่อยู่ถัดไป ของไหลจึงมีการเคลื่อนที่ในรูปแบบของความเร็วจึงเส้น  $u = Uy/b$  โดยที่  $y$  เป็นระยะที่วัดตั้งฉากจากแผ่นราบด้านล่างขึ้นมา ดังนั้น ของไหลที่อยู่ติดแผ่นราบด้านบนจะมีความเร็ว เท่ากับ  $U$  และของไหลส่วนที่อยู่ติดผิวแผ่นราบด้านล่างจะมีความเร็วเป็นศูนย์ (ของไหลไม่มีการสั่นไหลบนแผ่นระนาบที่อยู่กับที่)



รูปที่ 3.2 การวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงรูปร่างของไหล  
(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

พิจารณาการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของของไหลในช่วงเวลาที่ต่างกันอยู่  $\delta t$  ที่เวลา  $t$  ของไหลที่ตำแหน่งเส้นตรง  $AB$  ที่เวลา  $t + \delta t$  ของไหลอยู่ที่ตำแหน่งเส้นตรง  $AB'$  เกิดการผิดรูปเชิงมุมของเส้นตรง  $AB$  ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.1)

$$\tan(\delta\beta) \approx \delta\beta = \frac{\delta a}{b} = \frac{U\delta t}{b} \quad (3.1)$$

$\delta\beta$  คือ ความเค้นเฉือน (shearing strain) และอัตราการเปลี่ยนแปลงของความเครียดเฉือน (rate of shearing strain,  $\dot{\beta}$ ) ได้มาจาก

$$\dot{\beta} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\delta\beta}{\delta t} \right) = \frac{U}{b} \quad (3.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการกระจายตัวของความเร็วของสมการเชิงเส้น ดังแสดงในรูปที่ 3.2 จะได้ว่า

$$\text{slope} = \frac{du}{dy} = \frac{U}{b} = \dot{\beta} = \text{อัตราการเปลี่ยนแปลงความเครียดเฉือน} \quad (3.3)$$

ผลของแรง  $P$  ที่กระทำให้เกิดความเค้นเฉือน  $\tau = P/A$  และทำให้ของไหลเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่างเชิงมุม และมีอัตราการเปลี่ยนแปลงของความเครียดเฉือน  $\dot{\beta}$  จึงกล่าวได้ว่า

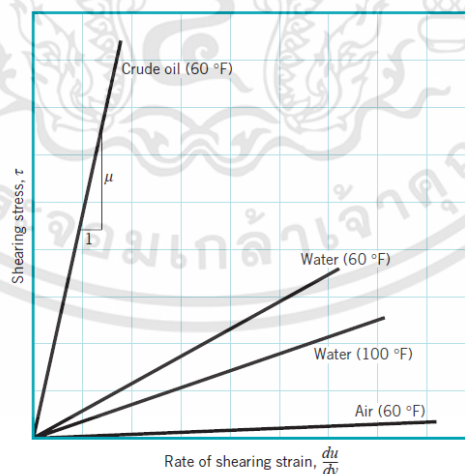
$$\tau \propto \dot{\beta} \quad \text{และ} \quad \tau \propto \frac{du}{dy} \quad (3.4)$$

ดังนั้น

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (3.5)$$

โดยที่ค่า  $\mu$  คือ ค่าคงที่ของความหนืดสัมบูรณ์ โดยทั่วไปแล้วเรียกว่าความหนืดสัมบูรณ์ (absolute viscosity) หรือความหนืดพลวัต (dynamic viscosity) มีหน่วยเป็น N·s/m

จากสมการที่ (3.5) เมื่อนำไปพล็อตกราฟ  $\tau$  กับ  $du/dy$  จะได้ดังรูปที่ 3.3 ของไหลที่มีความเค้นเฉือน ( $\tau$ ) และมีความสัมพันธ์เชิงเส้นกับอัตราการเปลี่ยนแปลงความเครียดเฉือน ( $du/dy$ ) จะเรียกของไหลนี้ว่า ของไหลนิวทอนเนียน (newtonian fluid) โดยทั่วไปจะเป็นได้ทั้งของเหลวหรือแก๊ส ความชันของกราฟในแต่ละเส้น คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ซึ่งพบว่า ความหนืดของอากาศมีค่าน้อยกว่าน้ำ และความหนืดของน้ำมีค่าน้อยกว่าน้ำมัน สมการที่ (3.5) นี้ก็คือ กฎความหนืดของนิวตัน (Newton's law of viscosity) นั่นเอง



รูปที่ 3.3 ความสัมพันธ์เชิงเส้นของกราฟ  $\tau$  กับ  $du/dy$  สำหรับของไหลนิวทอนเนียน

(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

## 3.2 คุณสมบัติของของไหล

### 3.2.1 ความหนืดจลน์ (kinematic viscosity, $\nu$ )

ในการคำนวณในวิชากลศาสตร์ของไหลมักจะพบอัตราส่วนระหว่างความหนืดสัมบูรณ์ ( $\mu$ ) กับความหนาแน่น ( $\rho$ ) อยู่เสมอ เพื่อความสะดวกจะทำการกำหนดอัตราส่วนนี้ เป็นความหนืดจลน์ มีหน่วยเป็น  $\text{m}^2/\text{s}$  ดังสมการ

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.6)$$

ในการใช้งานทางด้านวิศวกรรมนั้น ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหลจะไม่เปลี่ยนแปลงไปตามความดัน ส่วนความหนืดจลน์ของแก๊สจะเปลี่ยนแปลงไปตามความดัน เพราะความหนาแน่นของแก๊สมีค่าเปลี่ยนแปลง ส่วนที่สำคัญก็คือ ทั้งความหนืดสัมบูรณ์และความหนืดจลน์ของของไหลนั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ ดังนั้น เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นความหนืดของอากาศหรือแก๊สจะเพิ่มขึ้น ส่วนค่าความหนืดของของเหลวจะมีค่าลดลง

### 3.2.2 ความหนาแน่น (density, $\rho$ )

ความหนาแน่น คือ ปริมาตรของมวลสารต่อหนึ่งหน่วยต่อปริมาตรของของไหล มีหน่วยเป็น  $\text{kg}/\text{m}^3$  โดยทั่วไปแล้วความหนาแน่นของแก๊สจะขึ้นอยู่กับความดันและอุณหภูมิ แต่สำหรับของเหลวนั้น ความดันและอุณหภูมิมิผลต่อความหนาแน่นน้อยมาก

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.7)$$

### 3.2.3 ปริมาตรจำเพาะ (specific volume, $\nu$ )

ปริมาตรจำเพาะ คือ ปริมาณหนึ่งหน่วยมวลของของไหล และเป็นส่วนกลับของความหนาแน่น มีหน่วยเป็น  $\text{m}^3/\text{kg}$  สำหรับเงื่อนไขของอุณหภูมิที่  $40^\circ\text{C}$  นั้น มีปริมาตรจำเพาะ เท่ากับ  $1/1000$  หรือ  $0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$

$$\nu = \frac{1}{\rho} \quad (3.8)$$

### 3.2.4 น้ำหนักจำเพาะ ( $\gamma$ )

น้ำหนักจำเพาะ คือ น้ำหนักจำเพาะของของไหลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร เป็นสมบัติใช้ในการบอกน้ำหนักของของไหล มีหน่วยเป็น  $\text{N}/\text{m}^3$  โดยที่  $g$  คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $g$  เท่ากับ  $9.807 \text{ m}/\text{s}^2$ ) คำนวณได้จากสมการ

$$\gamma = \rho g \quad (3.9)$$

### 3.2.5 ความถ่วงจำเพาะ ( $SG$ )

ความถ่วงจำเพาะ คือ สัดส่วนระหว่างความหนาแน่นของของไหลต่อความหนาแน่นของน้ำที่มีอุณหภูมิเดียวกัน และเนื่องจากความหนาแน่นของของไหลแปรเปลี่ยนตามอุณหภูมิ ดังนั้นจึงต้องกำหนดให้ชัดว่าเป็นความถ่วงจำเพาะที่อุณหภูมิใด โดยทั่วไปจะพิจารณาที่อุณหภูมิ  $4^{\circ}\text{C}$  (น้ำมีค่า  $\rho_w$  เท่ากับ  $1,000\text{ kg/m}^3$ ) ดังนั้น

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{w@4^{\circ}\text{C}}} \quad (3.10)$$

### 3.3 การไหลแบบยุบตัวได้และการไหลแบบยุบตัวไม่ได้

การไหลที่ไม่คำนึงถึงผลการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของของไหล จะเรียกว่า การไหลแบบยุบตัวไม่ได้ (incompressible flow) สำหรับการไหลที่มีผลการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นของของไหลจะเรียกว่า การไหลแบบยุบตัวได้ (compressible flow) หากพิจารณาของไหลสามารถแบ่งออกเป็นของเหลวและแก๊ส ซึ่งโดยทั่วไปแล้วการไหลของของเหลวจะพิจารณาเป็นการไหลแบบยุบตัวไม่ได้ และการไหลของแก๊สจะพิจารณาเป็นการไหลแบบยุบตัวได้ ในทางปฏิบัติสำหรับการไหลของของเหลวส่วนใหญ่มักจะเป็นการไหลแบบยุบตัวไม่ได้ทั้งสิ้น แต่ในบางสถานะของของเหลว เช่น การเกิดโพรงในของเหลวและการกระแทกตัวของน้ำ (water hammering) นั้นผลของสภาวะยุบตัวได้ของเหลวมีผลต่อการไหล สำหรับแก๊สเช่นกัน โดยส่วนใหญ่จะพิจารณาการไหลของแก๊สเป็นการไหลแบบยุบตัวได้ เว้นเสียแต่อัตราการไหลของแก๊สนั้นมีค่าต่ำกว่าอัตราเร็วเสียงมากๆ ในที่นี้กำหนดด้วยค่า  $Ma < 0.3$  ซึ่งจะพบว่าความหนาแน่นของแก๊สมีค่าต่ำกว่า 2% ของค่าความหนาแน่นเฉลี่ย ดังนั้นการไหลของแก๊สที่มีค่า  $Ma < 0.3$  นั้นจะพิจารณาเป็นการไหลแบบยุบตัวไม่ได้

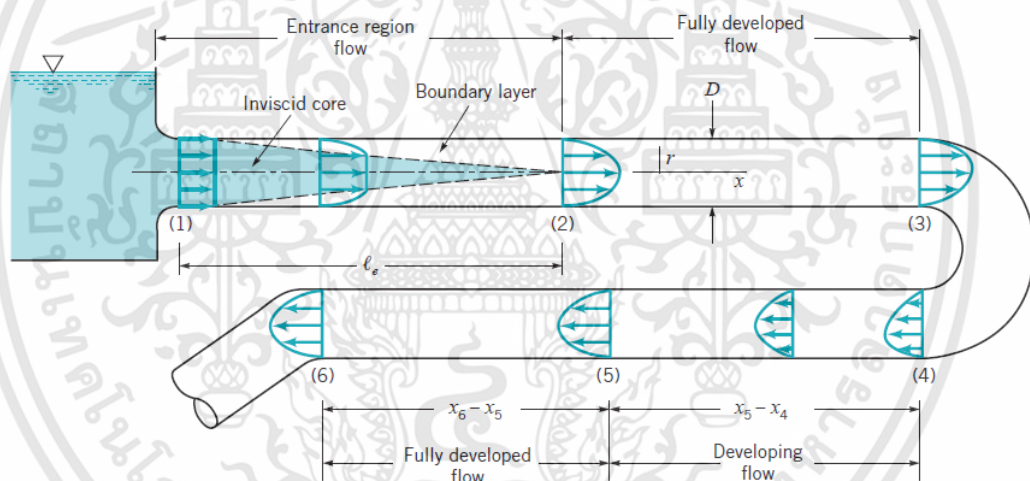
### 3.4 การไหลภายในท่อที่มีผลของความหนืด

การศึกษาการไหลภายในท่อที่มีผลของความหนืด ปัญหาในระบบท่อที่มักจะพบกันเสมอก็คือ การไหลแบบราบเรียบเต็มท่อ (fully developed laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ (fully developed turbulent flow) ภายใต้การไหลที่มีผลของความหนืดนั้น จะทำให้เกิดความดันลดและมีพลังงานสูญเสียขณะไหลผ่านท่อ การคำนวณความดันลดหรืออัตราการไหลนี้จะต้องใช้สมการพลังงานและสมการความต่อเนื่อง ซึ่งเป็นพื้นฐานในการคำนวณระบบในงานทางวิศวกรรม

#### 3.4.1 ลักษณะทั่วไปสำหรับการไหลภายในท่อ

การไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้นั้น จะต้องมีความดันที่แตกต่างกันระหว่างจุดทั้งสอง ของไหลจึงจะสามารถไหลผ่านท่อไปได้ ดังแสดงในรูปที่ 3.1 เป็นการไหลเข้าท่อด้วยความเร็วคงตัว  $U_0$  ผลของความหนืดบริเวณใกล้กับผนังท่อจะเกิดความต้านทานต่อการไหล ทำให้เกิดชั้นขีดผิวในบริเวณใกล้กับผนังท่อนั้น อยู่ภายใต้ข้อสมมติฐานว่าไม่มีการสั่นไหลที่บริเวณผนังท่อ ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งตามความยาวท่อในบริเวณใกล้ๆ ทางเข้าท่อนั้น พบว่า ความเร็วเปลี่ยนแปลง

กับระยะทางที่วัดในแนวตั้งฉากกับผนังท่อ และเกิดความเค้นเฉือนกระทำต่อของไหลในทิศตรงกันข้ามกับการไหล และในบริเวณนี้ยังพบว่ารูปแบบของความเร็วเปลี่ยนแปลงในทิศทางการไหลอีกด้วย บริเวณดังกล่าวนี้เรียกว่า บริเวณปากทางเข้า (entrance region) เมื่อของไหลไหลผ่านท่อในช่วงต่อไป ชั้นขีดผิวจะพัฒนาจนความหนาชั้นขีดผิว (boundary layer,  $\delta$ ) เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงแนวเส้นศูนย์กลางท่อสำหรับบริเวณที่อยู่ภายนอกบริเวณการไหลชั้นขีดผิวจะเป็นบริเวณที่ไม่มีผลของความหนืด (inviscid core) ในบริเวณปากทางเข้านั้นการกระจายความเร็วจะเปลี่ยนแปลงกับระยะตามพิกัด  $r$  และระยะในทิศการไหลตามพิกัดแกน  $x$  ( $u = u(r, x)$ ) เมื่อของไหลเคลื่อนที่พ้นบริเวณปากทางเข้าความเร็วจะไม่ขึ้นกับระยะทางในทิศการไหล แต่ความเร็วจะขึ้นกับพิกัด  $r$  เท่านั้น การไหลในบริเวณนี้เรียกว่าบริเวณการไหลเต็มท่อ (fully developed region) และพบว่าการกระจายความเร็วที่หน้าตัดของท่อที่ตำแหน่งใดๆ ตามความยาวท่อนั้นจะเป็นฟังก์ชันของระยะตามพิกัด  $r$  เท่านั้น  $u = u(r)$  ทำให้รูปแบบของความเร็วไม่เปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหลในบริเวณการไหลเต็มท่อ ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 บริเวณปากทางเข้าและบริเวณการไหลเต็มท่อสำหรับการไหลภายในท่อ  
(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

### 3.4.2 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลภายในท่อสามารถจำแนกตามระดับความเร็วของการไหลเป็น 2 แบบ คือ การไหลแบบราบเรียบ (laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) การไหลแบบราบเรียบจะพบว่าอนุภาคของไหลในชั้นของไหลหนึ่งๆ (layer) จะยังคงอยู่ในชั้นของไหลนั้นตลอดการไหล เมื่อเกิดการไหลของชั้นของไหลหนึ่งบนอีกชั้นของไหลหนึ่งนั้นจะไม่เกิดการหมุนวน (swirl) ตรงกันข้ามกับการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งการไหลจะมีอัตราการไหลที่สูง มีการไหลวน หมุนตัว และเวียนวนไปมาตลอดหน้าตัดท่อขณะที่ของไหลไหลผ่านท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

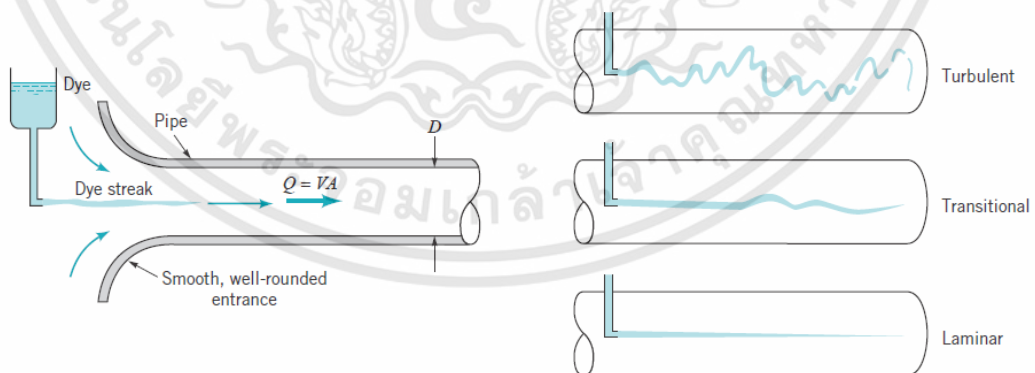
### 3.4.2.1 ค่าเลขเรย์โนลด์ในการกำหนดรูปแบบการไหล

โดยทั่วไปแล้วของไหลที่ไหลอยู่ได้ต่อเนื่องนั้น เนื่องจากมีแรงเฉื่อย (inertia force) กระทำในทิศการไหล และขณะเดียวกันจะมีแรงเนื่องจากความหนืดกระทำในทิศตรงข้ามกับทิศทางการไหล ของไหลนั้นจะไหลเร็วหรือช้าขึ้นอยู่กับสัดส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ถ้าสัดส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืดมีค่าสูงของไหลจะไหลเร็วมาก ถ้าสัดส่วนดังกล่าวมีค่าต่ำของไหลจะไหลช้าลง สัดส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด ก็คือ ค่าเลขเรย์โนลด์ ค่าเลขเรย์โนลด์นี้ใช้เป็นเลขกำหนดรูปแบบของการไหลสำหรับการไหลภายในท่อ สามารถเขียนความสัมพันธ์และสมการของค่าเลขเรย์โนลด์ ได้ดังนี้

$$\text{Re} = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} = \frac{\bar{V} D}{\nu} \quad (3.11)$$

เมื่อ	$\bar{V}$	คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหล (m/s)
	$D$	คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
	$\mu$	คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล (N·s/m <sup>2</sup> )
	$\nu$	คือ ความหนืดจลน์ของของไหล (m <sup>2</sup> /s)

สำหรับการไหลภายในท่อกลม การไหลจะเป็นการไหลแบบราบเรียบก็ต่อเมื่อ  $\text{Re} < 2,100$  และการไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดขึ้นเมื่อ  $\text{Re} > 4,000$  สำหรับบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลง (transition region) การไหลอาจเป็นได้ทั้งแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน การใช้งานนั้นจะกำหนดให้บริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงนี้เกิดขึ้นเมื่อ  $\text{Re} = 2,100$  สำหรับการไหลภายในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 3.5

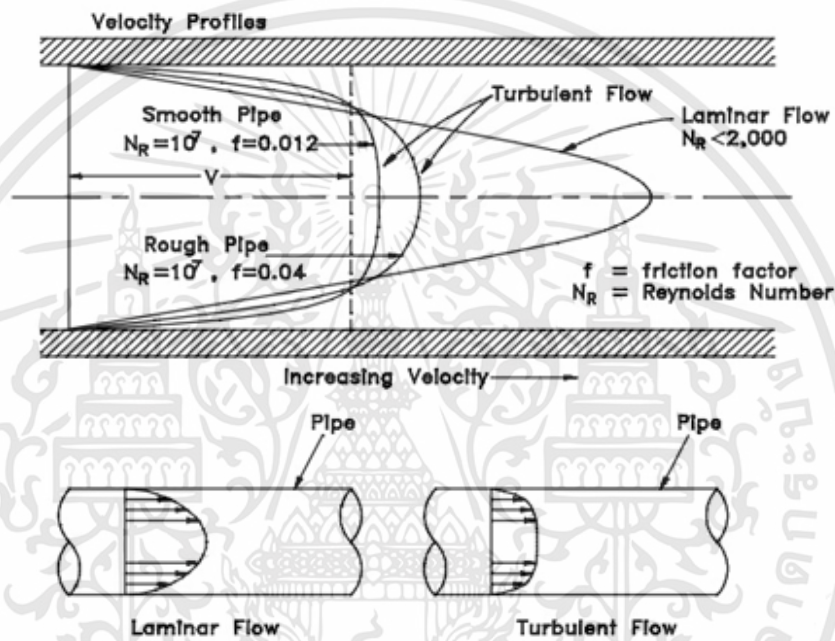


รูปที่ 3.5 รูปแบบการไหลสำหรับการไหลภายในท่อ

(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

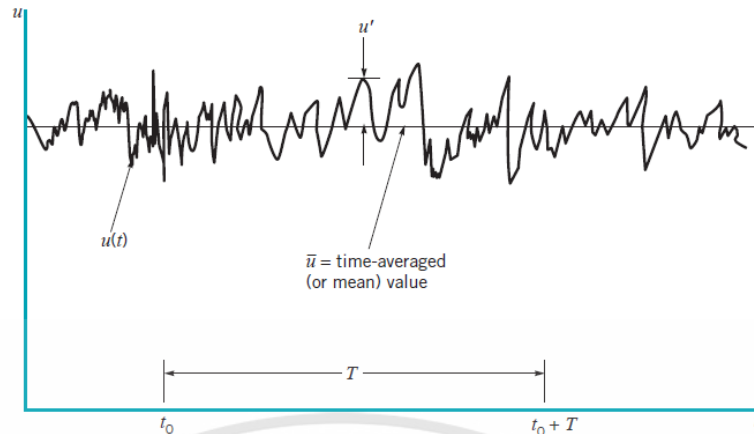
### 3.4.2.2 การกระจายความเร็วสำหรับการไหลเต็มท่อ

พิจารณาองค์ประกอบของความเร็วใน 3 มิติ พิกัดแกน  $r-\theta-z$  สำหรับการไหลในท่อในสถานะที่ไม่คงตัว ดังนั้น ความเร็วย่อยในแต่ละทิศทางจะกำหนดเป็น  $v_r = v_r(r, \theta, z, t)$ ,  $v_\theta = v_\theta(r, \theta, z, t)$  และ  $v_z = v_z(r, \theta, z, t)$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อนั้น พบว่า ความเร็วขณะใดขณะหนึ่งของของไหลขึ้นอยู่กับทิศทางตามแนวแกนท่อ ( $v_z$ ) เท่านั้น โดยที่  $v_r = v_\theta = 0$  และพบว่า  $v_z$  นี้ เป็นฟังก์ชันของพิกัด  $r$  เท่านั้น นั่นคือ  $v_z = v_z(r)$  และการกระจายตัวของความเร็วที่อยู่ในรูปของพาราโบลา สำหรับการไหลในช่วงปั่นป่วนเต็มท่อ จะแสดงอยู่ในรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 การกระจายตัวของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนเต็มท่อ  
(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษร [78])

การไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วนเต็มท่อนั้น จะให้การกระจายความเร็วที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน พบว่า ความเร็วย่อย ( $v_r, v_\theta, v_z$ ) ทุกตัวไม่เป็นศูนย์ และความเร็วยังขึ้นกับเวลาด้วย การพิจารณาความเร็วย่อยแต่ละตัวจะต้องอาศัยข้อมูลจากผลการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 3.6 ซึ่งแสดงความเร็วย่อยในแนวแกน  $z$  ( $v_z$ ) ความเร็วขณะใดขณะหนึ่ง ( $v_z$ ) จะมีการแกว่งไปมารอบค่าความเร็วเฉลี่ยในแนวแกน  $z$  ผลการแกว่งไปมานี้ทำให้อนุภาคของไหลซึ่งเคลื่อนที่ช้าที่ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งบนหน้าตัดของท่อจะแลกเปลี่ยนตำแหน่งกับอนุภาคของไหลที่เคลื่อนที่เร็วกว่าซึ่งเคลื่อนที่มาจากตำแหน่งอื่น จุดนี้จะแตกต่างกับการไหลแบบราบเรียบที่อนุภาคของไหลจะยังคงอยู่ในชั้นของไหลเดิมตลอดเวลา



รูปที่ 3.7 การเปลี่ยนแปลงความเร็วย่อยในแนวแกนกับเวลาสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน  
(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

### 3.4.2.3 การไหลไม่เต็มท่อในบริเวณปากทางเข้าท่อ

ผลกระทบจากความหนืดของของไหลทำให้ของไหลบริเวณปากทางเข้ามีการไหลแบบไม่เต็มท่อ จึงทำให้เกิดบริเวณการไหลชั้นขีดผิวภายในท่อ ดังแสดงในรูปที่ 3.4 ขณะของไหลไหลเข้าไปในท่อ ชั้นขีดผิวจะพัฒนาไปตามความยาวของท่อและความหนาชั้นขีดผิวจะเพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงแนวเส้นศูนย์กลางของท่อ ระยะทางที่วัดจากปากทางเข้าท่อจนถึงจุดนี้เรียกว่า ระยะปากทางเข้า (entrance length,  $L_c$ ) ซึ่งถ้าของไหลเคลื่อนที่เลยบริเวณปากทางเข้านี้ของไหลจะไหลแบบเต็มท่อ ในบริเวณการไหลเต็มท่อนี้ พบว่า

$$\frac{dv_z}{dz} = 0 \quad (\text{การไหลแบบราบเรียบเต็มท่อ})$$

และ

$$\frac{d\bar{v}_z}{dz} = 0 \quad (\text{การไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ})$$

สำหรับระยะปากทางเข้า ( $L_c$ ) นั้น จะขึ้นอยู่กับค่าอัตราส่วนระหว่างแรงเฉื่อยที่กระทำในทิศทางทางการไหลต่อแรงเนื่องจากความหนืดที่กระทำในทิศทางตรงข้ามกับการไหล (ค่าเลขเรย์โนลด์,  $Re$ ) โดยพิจารณาได้จากสมการ

$$\frac{L_c}{D} = 0.06 Re \quad (\text{สำหรับการไหลแบบราบเรียบ}) \quad (3.12)$$

และ

$$\frac{L_c}{D} = 4.4 Re^{1/6} \quad (\text{สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน}) \quad (3.13)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะปากทางเข้าจะแปรผันโดยตรงกับค่าเลขเรย์โนลด์ ถ้ากำหนดให้ ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 2,100 แทนค่าลงในสมการที่ (3.12) จะได้ระยะปากทางเข้ามากที่สุด ดังนี้

$$\frac{L_c}{D} = 0.06(2,100) = 126$$

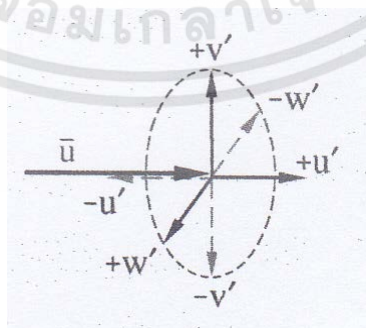
ส่วนการไหลแบบปั่นป่วน ระยะปากทางเข้าจะแปรผันโดยตรงกับค่าเลขเรย์โนลด์ยกกำลังหนึ่งในหก ในทางปฏิบัติจะพิจารณาในช่วงของ  $10^4 < Re < 10^6$  แทนค่าลงในสมการที่ (3.13) จะได้ว่า

$$20 < \frac{L_c}{D} < 44 \quad (3.14)$$

จะเห็นได้ว่าภายใต้การไหลแบบปั่นป่วนนั้น ระยะปากทางเข้ามีค่าน้อยกว่า  $126 D$  สำหรับในกรณีที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 2,100 นอกจากนี้ ถ้าตรงทางเข้าของท่อมีการต่อฉากและขอบท่อยื่น จะทำให้ระดับความปั่นป่วนมีค่าเพิ่มขึ้นและทำให้ระยะปากทางเข้ามีค่าสั้นลงอีก

### 3.5 การไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ

สำหรับการไหลภายในท่อกลมสามารถกำหนดรูปแบบของการไหลตามค่าเลขเรย์โนลด์ กล่าวคือ ถ้า  $Re < 2,100$  จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ และถ้า  $Re > 4,000$  จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน โดยเฉพาะกับการไหลผ่านแผ่นราบ (flat plate) ในช่วงการเปลี่ยนแปลง (transition) ระหว่างการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนจะเกิดขึ้นที่  $Re = 5 \times 10^5$  (โดยประมาณ) เป็นที่ทราบกันดีว่า ถ้าของไหลไหลด้วยอัตราเร็วต่ำ เส้นกระแสของการไหลจะเป็นระเบียบและมีเสถียรภาพ ถ้าอัตราเร็วของไหลเพิ่มขึ้น เส้นกระแสของการไหลจะเริ่มไม่มีเสถียรภาพ การไหลแบบราบเรียบจะเปลี่ยนแปลงเป็นการไหลแบบปั่นป่วน เกิดการไหลขวางตั้งฉากผสมผสานกับแนวการไหลหลัก (แนวแกนของท่อ) ทำให้เกิดการไหลวน (eddy) ดังแสดงในรูปที่ 3.8



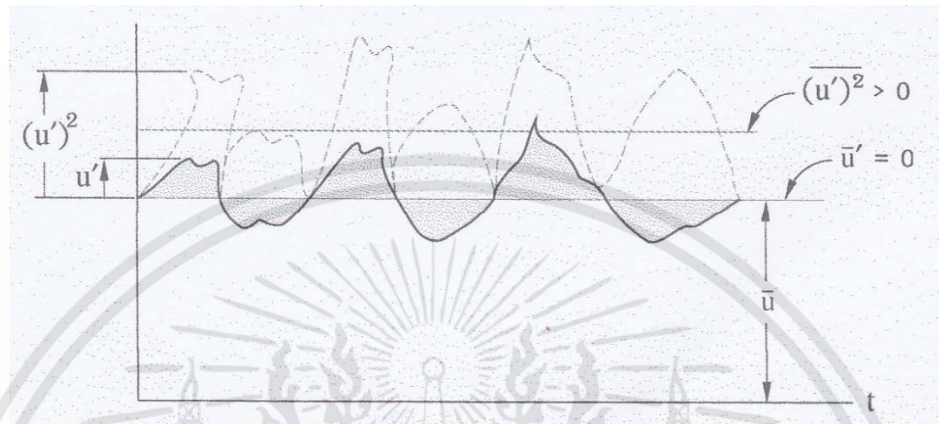
รูปที่ 3.8 การไหลขวางตั้งฉากผสมผสานกับแนวการไหลหลักที่มีความเร็วเฉลี่ย ( $\bar{u}$ )

(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษตร [78])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.5.1 ความเร็วของการไหล

พฤติกรรมของการไหลแบบปั่นป่วนนั้นยากที่จะคาดคะเนได้ ในที่นี่จะพิจารณาคุณสมบัติของการไหลที่จุดใดจุดหนึ่งของสมการการไหลในพจน์ของค่าเฉลี่ยและค่าแกว่งไปมาของสมบัติการไหลนั้น สมบัติการไหลที่กล่าวถึง ได้แก่ ความเร็ว ความดัน ความเค้นเฉือน และอุณหภูมิ เป็นต้น



รูปที่ 3.9 ค่าเฉลี่ยของความเร็วแกว่งไปมาและค่าเฉลี่ยของกำลังสองของความเร็วแกว่งไปมา  
(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษตร [78])

ในรูปที่ 3.9 แสดงค่าเฉลี่ยของความเร็วแกว่งไปมาและค่าเฉลี่ยของกำลังสองของความเร็วแกว่งไปมากับเวลา พบว่า ค่าเฉลี่ยของความเร็วแกว่งไปมาเป็นศูนย์เสมอ แต่ค่าเฉลี่ยของกำลังสองของความเร็วแกว่งไปมานั้น เป็นบวกเสมอ ค่าเฉลี่ยของผลคูณของความเร็วแกว่งไปมาคำนวณจากสมการ

$$\overline{u'v'} = \frac{1}{t} \int_0^t u'v' dt \quad (3.15)$$

### 3.5.2 ความเค้นเฉือนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

บูซีเนสก์ (Boussinesq, J.) นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศสได้แนะนำให้พิจารณาความเค้นเฉือนในบริเวณการไหลแบบปั่นป่วนในรูปของสมการเช่นเดียวกันกับการไหลแบบราบเรียบ คือ

$$\tau = \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} \quad (3.16)$$

โดยที่  $\mu_t$  คือ ความหนืดของการไหลวน (eddy viscosity) ซึ่งค่านี้จะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหลและเงื่อนไขของการไหล

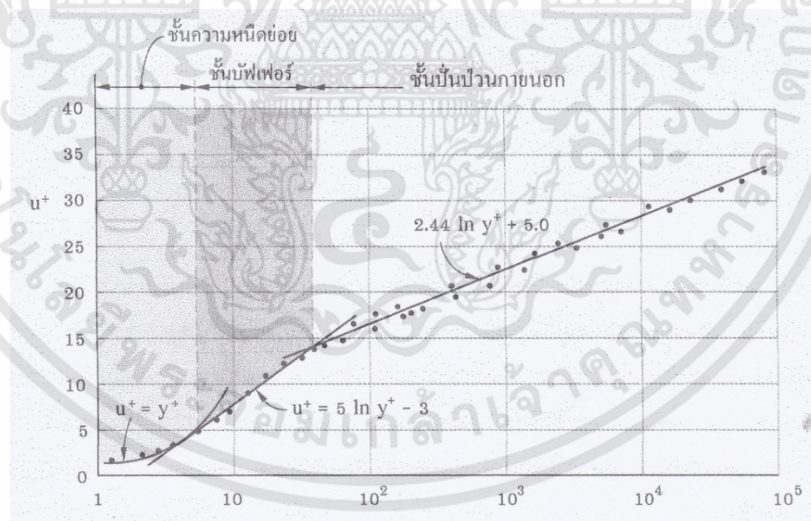
### 3.5.3 ระยะการไหลผสมของค่าเลขพรันด์เทิล

นอกจากการพิจารณาความหนืดของการไหลวน ( $\mu_t$ ) แล้ว ค่าเลขพรันด์เทิล (Prandtl, L. ในปี ค.ศ. 1875 จนถึง 1953) นักฟิสิกส์ชาวเยอรมันได้ทำการเสนอการวิเคราะห์การไหลแบบปั่นป่วนว่าเป็นการถ่ายโอนแบบส่มของกลุ่มอนุภาคของไหลในทิศตั้งฉากกับทิศของกระแสหลักในระยะทางซึ่งกลุ่มอนุภาคนั้นยังคงมีโมเมนตัมในทิศการไหลของกระแสหลักอยู่ ก่อนที่กลุ่มอนุภาคดังกล่าวจะสลายตัวไป ระยะทางนี้เรียกว่า ระยะการไหลผสม (mixing length,  $l_m$ ) ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้จากสมการ

$$\tau_{\text{tur}} = -\rho \bar{u}'v' = \rho l_m^2 \left( \frac{d\bar{u}}{dy} \right)^2 \quad (3.17)$$

### 3.5.4 การกระจายความเร็วในบริเวณการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อภายในท่อกลม การกระจายความเร็วในบริเวณที่ใกล้กับผนังท่อสามารถแบ่งออกเป็น 3 บริเวณ ได้แก่ ชั้นความหนืดย่อย (viscous sub layer) ชั้นบัฟเฟอร์ (buffer layer) และชั้นปั่นป่วนภายนอก (outer turbulent layer) ดังแสดงในรูปที่ 3.10 พิจารณาการกระจายความเร็วในแต่ละชั้นของไหลสำหรับการไหลภายใต้สภาวะคงตัวของไหลยวบตัวไม่ได้และสมบัติของของไหลคงตัวภายในท่อที่มีผนังเรียบ



รูปที่ 3.10 การกระจายความเร็วในรูปของลอการิทึมและผลการทดลองสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษตร [78])

เนื่องจากการวิเคราะห์การกระจายความเร็วในบริเวณใกล้กับผนังท่อ กำหนดให้พิกัด  $y$  วัดจากผิวหรือผนังท่อขึ้นมาโดยที่  $y = R - r$  ( $R$  คือ รัศมีภายในของท่อ) และกำหนดโดยอ้างอิงกับความเร็วใกล้ผิวท่อ (wall velocity,  $u_\tau$ ) ซึ่งสามารถที่จะพิจารณาได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5.4.1 ชั้นความหนืดย่อย เป็นชั้นที่บางมาก ปกติความหนาวิกฤตของชั้นความหนืดย่อยนี้ คือ

$$u^+ = y^+ \text{ สำหรับชั้นความหนืดย่อยในบริเวณ } 0 < y^+ < 5 \quad (3.18)$$

3.5.4.2 ชั้นบัฟเฟอร์ การกระจายอยู่ในรูปของลอการิทึม ทั้งนี้จะอาศัยเงื่อนไขขอบเขตของการกระจายความเร็วในชั้นความหนืดย่อยที่  $y^+$  เท่ากับ 5 และชั้นปั่นป่วนที่  $y^+$  เท่ากับ 30 จะได้

$$u^+ = 5 \ln y^+ - 3 \text{ สำหรับชั้นบัฟเฟอร์ในบริเวณ } 5 \leq y^+ \leq 30 \quad (3.19)$$

3.5.4.3 ชั้นปั่นป่วนภายนอก วิเคราะห์จากสมการที่ (3.17) โดยตรง โดยกำหนดให้  $\tau_{\text{ur}} = \tau_w$  จะได้สมการดังนี้

$$u^+ = 2 \ln y^+ + 5 \text{ ในบริเวณ } y^+ > 10.8 \quad (3.20)$$

3.5.5 ตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ สำหรับการไหลแบบราบเรียบเต็มท่อภายในท่อกลมนั้น พบว่า ตัวประกอบความเสียดทานขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์ และจะไม่ขึ้นอยู่กับความขรุขระ (roughness,  $\varepsilon$ ) ของผิวท่อ ส่วนการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ พบว่า ตัวประกอบความเสียดทานจะขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์และความขรุขระสัมพัทธ์ (relative roughness,  $\varepsilon/D$ ) โดยที่  $D$  คือเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ และสามารถเขียนตัวประกอบความเสียดทานให้ในรูปของสมการ

$$f = f\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right) = f\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (3.21)$$

ตารางที่ 3.1 ความขรุขระสมมูลของผิวท่อใหม่ที่ทำจากวัสดุต่างๆ

ชนิดวัสดุที่ใช้ทำท่อ	ความขรุขระสมมูล ( $\varepsilon$ , mm)
เหล็กกล้าตะเข็บหมุดย้ำ (riveted steel)	0.9-9.0
คอนกรีต	0.3-3.0
ท่อไม้ (wood stave)	0.18-0.9
เหล็กหล่อ (cast iron)	0.25
ผิวท่อเคลือบสังกะสี	0.15
เหล็กกล้าทั่วไป (wrought iron)	0.046
ท่อรีด (drawn tubing)	0.0015
พลาสติกหรือแก้ว	0.0

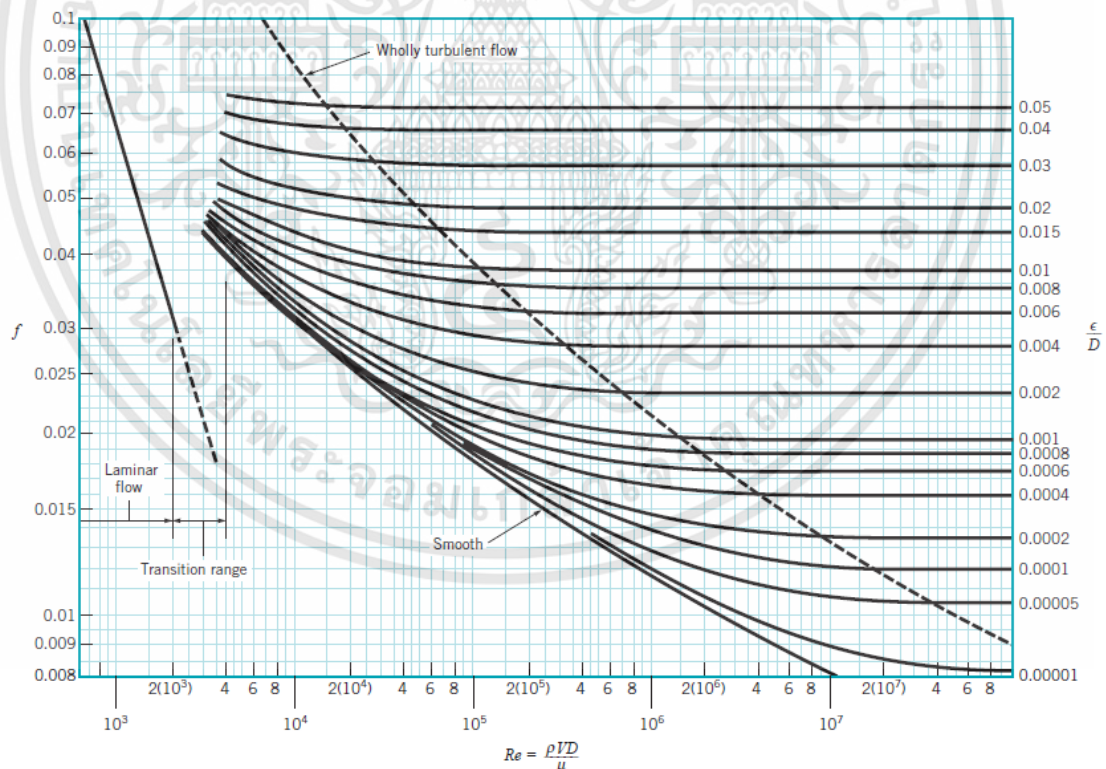
นิคูราดเซอ (Nikuradse) วิศวกรชาวเยอรมันได้ทำการทดลองศึกษาผลกระทบของความขรุขระสัมพัทธ์ ( $\varepsilon/D$ ) ขนาดต่างๆ ระหว่าง 0.000985 จนถึง 0.0333 ที่มีต่อพฤติกรรมการไหลภายในท่อ โดยอาศัยการพ่นเม็ดทรายขนาดต่างๆ ลงบนผิวท่อตามที่กำหนดไว้ เพื่อหาความสัมพันธ์ของ  $f = f(Re, \varepsilon/D)$  ดังที่ได้กล่าวข้างต้น ความขรุขระสมมูลของผิวท่อใหม่ที่ทำจากวัสดุต่างๆ กำหนดไว้ในตารางที่ 3.1

บลาสีอุส (Blasius, H.) นักกลศาสตร์ของไหลชาวเยอรมันได้ทำการทดลองกับท่อกลมที่มีผิวเรียบ ( $\varepsilon/D = 0$ ) และพิจารณาในช่วงของ  $3,000 < Re < 10^5$  จะคำนวณตัวประกอบความเสียดทานได้จากสมการ

$$f = \frac{0.316}{Re^{1/4}} \quad (3.22)$$

นอกจากนี้ โคลบรูค (Colebrook, C.F.) ได้ค้นพบสมการในการคำนวณหาค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับบริเวณปั่นป่วนและความขรุขระสัมพัทธ์ในรูปของสมการ

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.23)$$



รูปที่ 3.11 แผนภูมิมิติที่ใช้ในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลเต็มท่อกลม (แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการที่ (3.23) นี้เรียกว่า สมการโคลบรุค และใช้พล็อตเป็นแผนภูมิ ดังแสดงในรูปที่ 3.11 ซึ่งเรียกว่า แผนภูมิมูดี (Moody chart) ในแผนภูมิแบ่งการพิจารณาเป็น 4 บริเวณ คือ

1. บริเวณราบเรียบ พบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์เท่านั้น และมีความสัมพันธ์ในรูปของ  $f = 64/Re$
2. บริเวณวิกฤต เป็นบริเวณที่ระบุแน่นอนไม่ได้ การไหลเป็นทั้งการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน
3. บริเวณการเปลี่ยนแปลง พบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานนั้นขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์และความขรุขระสัมพัทธ์ ( $\epsilon/D$ )
4. บริเวณปั่นป่วน พบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานขึ้นอยู่กับความขรุขระสัมพัทธ์ ( $\epsilon/D$ ) เท่านั้น

### 3.6 เฮดสูญเสียในระบบท่อ

สำหรับการไหลผ่านระบบท่อ ซึ่งประกอบด้วยท่อตรง ข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว การสูญเสียความดันหรือเฮดสูญเสียของของไหลเนื่องจากความเสียดทานในท่อที่กระทำต่อของไหลขณะไหลเต็มท่อเรียกว่า การสูญเสียหลัก (major loss) ส่วนเฮดสูญเสียของของไหลเนื่องจากการไหลผ่านข้อต่อ ข้องอ ข้อลด ข้อเพิ่ม หรือวาล์วนั้นเรียกว่า การสูญเสียรอง (minor loss) และเฮดสูญเสียรวม (total head loss,  $h_{\text{loss,t}}$ ) ก็คือผลรวมของเฮดสูญเสียหลัก (major head loss,  $h_{\text{loss,f}}$ ) และ เฮดสูญเสียรอง (minor head loss,  $h_{\text{loss,m}}$ )

$$h_{\text{loss,t}} = h_{\text{loss,f}} + h_{\text{loss,m}} \quad (3.24)$$

#### 3.6.1 เฮดสูญเสียหลัก

สำหรับการไหลเต็มท่อภายในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ( $D$ ) และความยาว ( $L$ ) ด้วยความเร็วเฉลี่ย ( $\bar{V}$ ) สำหรับของไหลที่มีความหนืดจะทำให้เกิดความเสียดทานต่อการไหลขณะไหลผ่านท่อตรง เฮดสูญเสียหลักจะใช้สมการดาร์ซี-ไวส์บาคในรูปของสมการ

$$h_{\text{loss,f}} = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (3.25)$$

#### 3.6.2 เฮดสูญเสียรอง

สำหรับเฮดสูญเสียรองเป็นผลมาจากการไหลผ่านข้อต่อ ข้องอ ข้อลด ข้อเพิ่ม หรือ วาล์ว จะเขียนสมการในรูปของสมการ

$$h_{\text{loss,m}} = K \frac{\bar{V}^2}{2g} = f \frac{L_c}{D} \frac{\bar{V}^2}{2g} \quad (3.26)$$

โดยที่  $K$  คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย (loss coefficient) นอกจากนี้ อาจพิจารณาการสูญเสียเฮดความดันเทียบเท่ากับการสูญเสียเฮดความดันภายในท่อตรงแทน โดยจะกำหนด  $L_e$  เป็นความยาวสมมูล (equivalent length) และจะพบว่า

$$L_e = \frac{KD}{f} \quad (3.27)$$

โดยทั่วไปค่าของ  $K$  จะขึ้นอยู่กับรูปทรงทางเรขาคณิตของอุปกรณ์ในระบบท่อที่ไหลผ่าน และขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของการไหล (Re) นั่นคือ  $K = f(\text{รูปทรงทางเรขาคณิต}, \text{Re})$  อย่างไรก็ตาม ในการไหลที่มีผลของแรงเฉื่อยมากกว่าผลของแรงเนื่องจากความหนืด (ค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูง) จะพบว่าความดันลดหรือเฮดสูญเสียที่มีความสัมพันธ์กับความดันพลวัตโดยตรง ดังนั้น สำหรับตัวประกอบความเสียดทานต่อการไหลที่มีค่าเลขเรย์โนลด์สูงมาก ภายใต้การไหลเต็มท่อนั้นจะไม่ขึ้นอยู่กับค่าเลขเรย์โนลด์ เพราะฉะนั้น จึงพิจารณาค่า  $K = f(\text{รูปทรงเรขาคณิตของอุปกรณ์ในระบบท่อ})$  สมการพลังงานที่ใช้วิเคราะห์สำหรับการไหลผ่านระบบท่อ อยู่ในรูปของสมการที่ (3.28)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + \sum f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum K \frac{V^2}{2g} \quad (3.28)$$

### 3.7 การวัดในกลศาสตร์ของไหล

การวัดในกลศาสตร์ของไหลที่จะกล่าวถึง ได้แก่ การวัดความดัน การวัดความเร็ว และการวัดอัตราการไหล เป็นต้น ในการวัดความดันของของไหลจะวัดด้วยหลอดปีโต (pitot tube) หลอดปีโตมีรูปเปิดอยู่ที่ปลายหลอด ถ้าต้องการวัดสแตกเนชันจะต้องหันปลายหลอดให้รู้ปะทะของไหลโดยตรง ส่วนอัตราการไหลภายในท่อสามารถวัดได้โดยใช้มาตรวัด (meter) แบบต่างๆ เช่น มาตรวัดอัตราการไหลแบบออริฟิซ เป็นต้น หลักพื้นฐานในการวิเคราะห์การวัดการไหลของของไหลจะอาศัยสมการความต่อเนื่องและสมการแบร์นูลลีสำหรับของไหลที่ยุบตัวไม่ได้ รวมถึงแนวคิดพื้นฐานของของไหลยุบตัวได้สำหรับการวัดการไหลของแก๊สหรืออากาศ

#### 3.7.1 การวัดความดัน

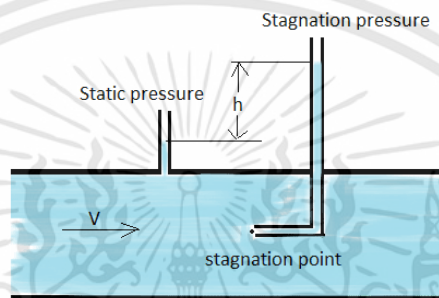
โดยทั่วไปในการวัดความดันของของไหลจะวัดออกมาเป็นความดันแตกต่างกัน เช่น การวัดความดันที่จุดใดจุดหนึ่งเทียบกับความดันบรรยากาศ ซึ่งมาตรวัดความดันที่ใช้ ได้แก่ แมนอมิเตอร์ชนิดปลายเปิด หรือมาตรวัดบับดอง เป็นต้น ดังนั้น การเอาแมนอมิเตอร์แบบวัดผลต่างของความดันมาใช้ จึงนับว่ามีความจำเป็นและเป็นพื้นฐานในการสร้างมาตรวัดความดัน นอกจากนี้การกำหนดการสร้างรูวัดความดันของของไหลบนหลอดปีโต (หลอดปีโต) จะแตกต่างกันไป ทั้งนี้ ขึ้นอยู่กับว่าจะนำไปวัดความดันสถิต (static pressure) หรือความดันสแตกเนชัน (stagnation pressure)

### 3.7.1.1 ความดันสถิต

หมายถึง ความดันของไหลที่กำลังไหลหรือเคลื่อนที่ไปภายในท่อ ความดันนี้วัดด้วยหลอดปีโต จะไม่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงของความเร็วของของไหลขณะวัด ซึ่งบางทีเราจะเรียกว่า ความดันกระแสอิสระ (free-stream pressure) ของของไหลขณะเคลื่อนที่

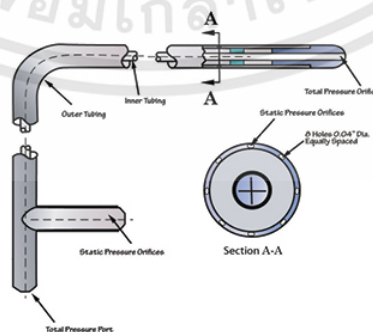
### 3.7.1.2 ความดันสแตกเนชัน

หมายถึง ความดันของของไหลที่เกิดขึ้นเมื่อของไหลดังกล่าวไหลมาและเข้าสู่ภาวะหยุดนิ่ง ภายใต้กระบวนการไอเซนทรอปิก ซึ่งบางทีเราจะเรียกว่า ความดันรวม (total pressure)



รูปที่ 3.12 การวัดความดันสถิตและความดันสแตกเนชันสำหรับของไหลไหลภายในท่อ  
(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษร [78])

สำหรับการเจาะรูวัดความดันสถิตและความดันสแตกเนชันจะแตกต่างกัน สำหรับการไหลภายในท่อจะเจาะรูวัดทิศทางตั้งฉากกับผิวท่อและต่อเข้ากับแนวมมิเตอร์ การเจาะรูตามผนังท่อนั้นอาจใช้ไม่ได้ถ้าผิวท่อมีความขรุขระ ดังนั้นจึงใช้หลอดวัดที่เรียกว่า หลอดปีโตสแตติก วัดความดันสถิตของของไหลขณะไหลผ่าน รูวัดความดันจะเจาะรูไว้ด้านล่างของหลอด และขณะวัดต้องให้แนวของหลอดปีโตสแตติกขนานกับทิศทางของการไหลเสมอ ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.13 หลอดปีโตสแตติก

(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษร [78])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดความดันสถิตของของไหลที่ผ่านจุดวัดจะให้ผลแม่นยำถูกต้องได้นั้น จมูกหลอดวัดควรมีลักษณะเป็นครึ่งวงกลม ตำแหน่งรูเจาะด้านล่างของหลอดวัดควรอยู่ในตำแหน่งที่เหมาะสม ดังแสดงในรูปที่ 3.13 และขณะที่ทำการวัดควรให้ก้านหลอดตั้งตรงในแนวตั้งด้วย การกระจายความดันขณะของไหลไหลเข้าปะทะจมูกหลอดวัดนั้น พบว่า ค่าความดันจะลดลงจากความดันสถิตที่ปลายจมูกหลอดวัดจนถึงค่าความดันค่าหนึ่งซึ่งอาจต่ำกว่าความดันสถิต ทั้งนี้เนื่องมาจากเกิดการไหลเร่งรอบๆ จมูกหลอดวัดจากปลายจมูกไหลขึ้นไปจนถึงผิวด้านข้างของหลอดปีโตในแนวระดับ อย่างไรก็ตาม ขนาดของไหลไหลไปตามด้านข้างของหลอดปีโตนั้นจะเกิดการไหลแยกตัว มีการไหลหลุดจากผิวและไหลย้อนกลับ ทำให้เกิดการไหลหน่วงกับของไหลด้านท้ายของหลอดวัด เป็นผลทำให้ความดันเพิ่มขึ้นและอาจทำให้ความดันของของไหลของผิวด้านข้างหลอดสูงเกินความดันสถิตที่ต้องการวัด ดังนั้น จึงต้องกำหนดตำแหน่งรูเจาะบนผิวด้านข้างของหลอดให้เหมาะสมเพื่อให้ตำแหน่งรูเจาะบนหลอดปีโต ซึ่งจะทำให้ความดันเกิดความคลาดเคลื่อนจากความดัน 2 สาเหตุดังกล่าวนี้หักล้างกันได้พอดี จึงกำหนดรูเจาะตำแหน่งเอาไว้ดังแสดงในรูปที่ 3.13 จากผลการทดลองได้กำหนดตำแหน่งและขนาดของรูเจาะที่เหมาะสม คือ จากจมูกหลอดของรูเจาะควรมีระยะความยาวเท่ากับ  $6d$  และจากรูเจาะจนถึงก้านหลอดควรมีความยาวเท่ากับ  $8d$  (โดยที่  $d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของหลอดปีโต)

### 3.7.2 การวัดความเร็ว

ความเร็วที่จุดใดจุดหนึ่งในสนามการไหลหนึ่งๆ จะถูกวัดและนำไปหาการกระจายความเร็ว ถ้าทราบการกระจายความเร็วแล้วจะนำไปคำนวณหาอัตราการไหล หรือคำนวณแรงชุดที่กระทำกับของไหลต่อไป การวัดความเร็วของของไหลจะให้ผลแม่นยำถูกต้องได้นั้นหัววัดจะต้องมีขนาดเล็กมากเมื่อเปรียบเทียบกับกรไหลทั้งหมด เช่น การวัดความเร็วในลมในท่อ หัววัดควรมีขนาดเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ สำหรับความเร็วในชั้นขีดผิวที่มีเกรเดียนต์ความเร็วสูง หัววัดจะต้องมีขนาดเล็กกว่าระยะห่างจากผนัง ในปัจจุบันมีการสร้างเครื่องมือวัดความเร็วของของไหลที่แตกต่างกันไป โดยมีพื้นฐานการทำงานที่แตกต่างกัน ดังต่อไปนี้

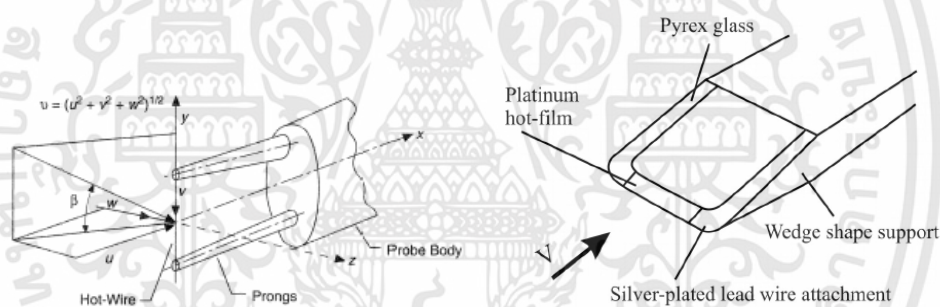
#### 3.7.2.1 การวัดความเร็วด้วยอุปกรณ์หมุนทางกล

การวัดความเร็วด้วยอุปกรณ์หมุนทางกลจะออกแบบตัวรับรู้ (sensor) เป็นใบพัด ถ้วยหรือโรเตอร์ เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 3.14 เมื่อมีของไหลไหลเข้าปะทะใบพัด ใบพัดจะเปลี่ยนการเคลื่อนไหวของของไหลเป็นแรงบิดและหมุนเพลลาที่ติดอยู่กับใบพัดนั้น มาตรการความเร็วนี้ใช้วัดได้ทั้งของเหลวและอากาศ ถ้าเป็นการวัดความเร็วของของเหลวจะเรียกว่า มาตรการกระแส (current meter) และถ้าเป็นการวัดความเร็วของลมหรืออากาศจะเรียกว่า มาตรการความเร็วลม (anemometer) ปกติการออกแบบตัวรับรู้ของเหลวหรือลมจะแตกต่างกัน ถ้าเป็นของเหลวจะออกแบบตัวรับรู้เป็นถ้วยกรวยกลวง และถ้าเป็นอากาศจะออกแบบตัวรับรู้เป็นถ้วยครึ่งทรงกลมกลวง ถ้วยรับของไหลปกติมีทั้งหมด 6 ใบ และติดตั้งตามแนวรัศมีบนแกนเพลลาหมุนซึ่งวางอยู่ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหล มาตรการความเร็วแบบใบพัดที่แกนเพลลาหมุนขนานกับทิศทางการไหล ซึ่งเหมาะสำหรับใช้วัดการไหลที่มีความเร็วสูงๆ สำหรับการวัดของไหลที่มีความเร็วต่ำๆ พบว่า อัตราเร็วรอบของการหมุนของเพลลาจะแปรผันโดยตรง

กับความเร็วยังคงไหลที่ต้องการวัด มาตรฐานความเร็วลมสามารถอ่านค่าความเร็วของของไหลได้ โดยตรงบนหน้าปัดของมาตรวัดได้อย่างต่อเนื่อง ซึ่งเหมือนกับมาตรอัตรารอบ (tachometer) สำหรับมาตรกระแสนั้นไม่สามารถอ่านจากหน้าปัดได้โดยตรง แต่จะอาศัยสัญญาณไฟฟ้าที่สามารถได้ยินเสียงคลิกในรอบการหมุนหนึ่งๆ และช่วงเวลาระหว่างส่งสัญญาณ ดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 มาตรฐานความเร็วแบบต่างๆ  
(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษร [78])



รูปที่ 3.15 มาตรฐานความเร็วแบบเส้นลวดร้อนและมาตรฐานความเร็วแบบฟิล์มร้อน  
(แหล่งที่มา: มนตรี พิรุณเกษร [78])

### 3.7.2.2 มาตรฐานความเร็วแบบเส้นลวดร้อนและมาตรฐานความเร็วแบบฟิล์มร้อน

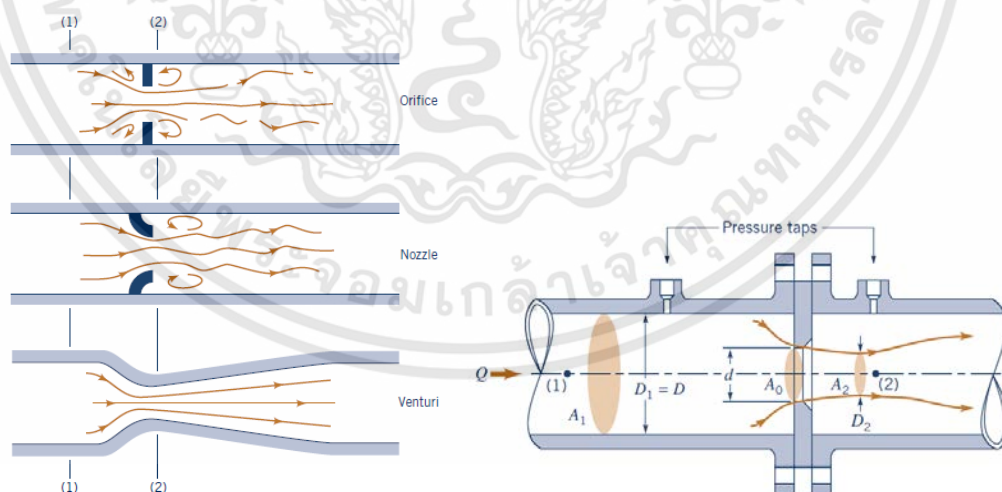
มาตรฐานความเร็วที่เป็นอุปกรณ์หมุนทางกลใช้วัดความเร็วของของไหลในสภาวะคงตัวหรือของไหลที่มีความเร็วเปลี่ยนแปลงไม่มาก ในการวัดความเร็วของของไหลที่แกว่งไปมาอันเป็นผลมาจากการเกิดกระแสน้ำสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนอาจทำได้ยาก เพราะผลตอบสนองของมาตรวัดความเร็วด้วยอุปกรณ์หมุนทางกลจะค่อนข้างช้าต่อการวัดของไหลที่มีความเร็วเปลี่ยนแปลงตลอดเวลา มาตรวัดความเร็วแบบเส้นลวดร้อน (hot-wire anemometer) และมาตรวัดความเร็วแบบฟิล์มร้อน (hot-film anemometer) เป็นมาตรฐานความเร็วที่เหมาะสมสำหรับการวัดของไหลที่มีความเร็วเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา มาตรฐานความเร็วแบบเส้นลวดร้อนนี้มีความไวต่อการสั่นและแกว่งอย่างรวดเร็ว และหัววัดมี

ขนาดเล็ก จึงไม่มีผลรบกวนต่อการไหลเดิมของของไหลนั้น นอกจากนี้ยังสามารถใช้วัดของไหลที่มีความเร็วต่ำๆ ได้อีกด้วย ดังแสดงในรูปที่ 3.15

### 3.7.3 การวัดอัตราการไหล

วิธีการวัดอัตราการไหลสามารถจำแนกออกเป็นการวัดโดยตรงและการวัดโดยทางอ้อม การวัดโดยตรง เป็นการวัดจากปริมาณการไหลจริง (ปริมาตรหรือมวล) ในช่วงเวลาที่กำหนดให้หรือบางทีเรียกว่า เครื่องมือวัดทางกล (mechanical instrument) ส่วนการวัดโดยทางอ้อม เป็นการวัดจากการเปลี่ยนแปลงความดัน ซึ่งมีความสัมพันธ์โดยตรงกับอัตราการไหลหรือเรียกว่า เครื่องมือวัดเสดสูญเสีย (head loss instrument)

ในส่วนนี้จะขอกล่าวถึงมาตรอัตราการไหลที่นิยมใช้ นั่นคือ มาตรอัตราการไหลแบบออริฟิซ (orifice meter) ซึ่งเป็นเครื่องมือวัดอัตราการไหลโดยอาศัยการวัดโดยทางอ้อม เป็นเครื่องมือวัดอัตราการไหลสำหรับของไหลที่ไหลภายในท่ออีกชนิดหนึ่ง ซึ่งออกแบบเป็นแผ่นออริฟิซมีลักษณะเป็นรูเจาะกลมแบบเจาะตรง (square edged) และเจาะบากคม (sharp edged) ในรูปที่ 3.16 แสดงมาตรอัตราการไหลแบบออริฟิซเจาะบากคม พร้อมติดตั้งமானมิเตอร์แบบวัดผลต่างของความดันที่มีตำแหน่งวัดเช่นเดียวกับมาตรอัตราการไหลแบบหัวฉีดและแบบเวนจูรี ของไหลที่ไหลผ่านแผ่นออริฟิซออกมาทางด้านหลังจะเกิดบริเวณวินาคอนแทรกตาและทำให้มีพื้นที่การไหลต่ำสุด พิจารณาให้จุดวัดจุด 1 อยู่ด้านหน้าแผ่นออริฟิซเป็นระยะ  $D$  ส่วนจุด 2 อยู่ด้านหลังแผ่นออริฟิซเป็นระยะ  $0.5D$  โดยเฉพาะที่จุด 2 จะมีการกำหนดพื้นที่การไหลเป็น  $A_2 = C_c A_o$  โดยที่  $A_o$  คือพื้นที่รูเจาะแผ่นออริฟิซ  $C_c$  คือ สัมประสิทธิ์คอนแทรกตา (contracta coefficient) และ  $A_2$  คือ พื้นที่หน้าตัดคอนแทรกตา



รูปที่ 3.16 มาตรวัดอัตราการไหลแบบออริฟิซ

(แหล่งที่มา: Munson, B.R. [77])

พิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงทฤษฎี ( $\dot{V}_{\text{theo}}$ ) กับความดันลด ( $p_1 - p_2$ ) โดยอาศัยสมการแบร์นูลลีเช่นเดียวกับการวิเคราะห์ที่ในมาตรอัตราการไหลแบบเวนจูรี สามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$\dot{V}_{\text{theo}} = \frac{C_c A_{\text{or}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c^2 A_{\text{or}}^2}{A_1^2}\right)}} \sqrt{2g \left(\frac{\rho_m}{\rho} - 1\right) \Delta h_m} \quad (3.29)$$

สมการที่ (3.29) นี้เป็นสมการคำนวณอัตราการไหลเชิงทฤษฎีสำหรับของไหลยวบตัวไม่ได้ผ่านออริฟิซที่ไม่คิดผลของความหนืดในการไหล และใช้ได้กับการไหลที่มีเลขเรย์โนลด์สูงๆ สำหรับการไหลที่มีเลขเรย์โนลด์ต่ำและปานกลางจะคิดผลของความหนืด โดยจะพิจารณาสัมประสิทธิ์ของความเร็ (coefficient of velocity,  $C_v$ ) เพิ่มเข้าไปในสมการที่ (3.29) จะได้สมการของ  $\dot{V}_{\text{ac}}$  เป็น

$$\dot{V}_{\text{ac}} = \frac{C_v C_c A_{\text{or}}}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c^2 A_{\text{or}}^2}{A_1^2}\right)}} \sqrt{2g \left(\frac{\rho_m}{\rho} - 1\right) \Delta h_m} \quad (3.30)$$

ผลคูณของ  $C_v C_c$  เรียกว่า สัมประสิทธิ์การอัดแผ่นออริฟิซและสัมประสิทธิ์การไหลเขียนสมการได้เป็น

$$K = \frac{C_v C_c}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c^2 A_{\text{or}}^2}{A_1^2}\right)}} \quad \text{และ} \quad \Delta h = K A_{\text{or}} \sqrt{2g \Delta h}$$

ดังนั้น จะได้สมการคำนวณหาอัตราการไหลจริง ดังนี้

$$\dot{V}_{\text{ac}} = K A_{\text{or}} \sqrt{2g \Delta h} \quad (3.31)$$

### 3.8 พื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer) คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากจุดๆ หนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ การเคลื่อนที่ของความร้อนจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิเกิดขึ้น แต่กลไกในการที่จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนนั้น สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 วิธี ดังต่อไปนี้

#### 3.8.1 การนำความร้อน (Heat conduction)

คือ ปรากฏการณ์ที่พลังงานความร้อนถ่ายเทภายในวัตถุหนึ่งๆ หรือระหว่างวัตถุสองชิ้นที่สัมผัสกัน โดยมีทิศทางของการเคลื่อนที่ของพลังงานความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าโดยที่ตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่ การนำความร้อนเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นบนชั้นอะตอมของอนุภาค ซึ่งเป็นหนึ่งในกระบวนการถ่ายเทความร้อนในโลหะ การนำความร้อนเป็นผลมา

จากการเคลื่อนที่ของอิเล็กตรอนอิสระคล้ายการนำไฟฟ้าในของเหลวและของแข็งที่มีสภาพการนำความร้อนต่ำเป็นผลมาจากการสั่นของโมเลกุลข้างเคียงในก๊าซ การนำความร้อนเกิดขึ้นผ่านการสั่นสะท้อนระหว่างโมเลกุลหรือกล่าวคือ การนำความร้อนเป็นลักษณะการถ่ายเทความร้อนผ่านโดยตรงจากวัตถุหนึ่งไปยังอีกวัตถุหนึ่งโดยการสัมผัสกัน วัสดุใดๆ จะนำความร้อนได้ดีหรือไม่ขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ( $k$ )

การนำความร้อนตามกฎของฟูรีเยร์ (Fourier) คือ การที่ความร้อนถ่ายเทผ่านสสารโดยที่สสารไม่เกิดการเคลื่อนที่พาความร้อนนั้นไปแต่ความร้อนไหลผ่านสสารนั่นเอง โดยสมการแสดงพฤติกรรมของการนำความร้อนนั้น ได้ถูกนำเสนอโดยฟูรีเยร์และถูกรู้จักกันในนาม กฎข้อที่ 1 ของฟูรีเยร์ สำหรับการนำความร้อน โดยกฎของฟูรีเยร์ สามารถอธิบายได้ดังนี้ พลั๊กซ์ของความร้อนที่การถ่ายเท ณ ตำแหน่งหนึ่งๆ จะเป็นปริมาณตรงกับความลาดชันของ เกรเดียนต์ของอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่เกิดการถ่ายเทความร้อนนั้น และสามารถเขียนเป็นสมการการนำความร้อนในแนวแกนเดียวได้ดังต่อไปนี้

$$q = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.32)$$

เมื่อ  $q$  คือ ความร้อนที่เกิดการถ่ายเท ( $\text{W/m}^2$ )  
 $k$  คือ ค่าการนำความร้อน (thermal conductivity) ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ )  
 $\partial T/\partial x$  คือ เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในแนวแกน  $x$  ( $\text{K/m}$ )

อีกหนึ่งหน่วยของค่าทั้งสามสามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามหน่วยการวัดที่ใช้วัดความร้อน อุณหภูมิ และความยาว นอกจากนี้ในกรณีที่ความร้อนมีการถ่ายเทในสามแนวแกนพร้อมกัน เราจะเขียนสมการกฎข้อที่ 1 ของฟูรีเยร์สำหรับการนำความร้อนได้ดังนี้

$$q = -k \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right) = -k \Delta T \quad (3.33)$$

และเมื่อทำการประยุกต์รวมกฎข้อที่ 1 ของฟูรีเยร์สำหรับการนำความร้อน เข้ากับกฎข้อที่ 1 ของทางเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกล่าวว่าพลังงานในจักรวาลนี้เป็นปริมาณคงที่ และสมมุติให้ทำการศึกษการถ่ายเทความร้อนในระบบที่การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยการนำความร้อนเท่านั้น เราจะได้สมการดังสมการข้างล่างสำหรับกรณี การนำความร้อนแกนเดียว ซึ่งเราเรียกสมการดังกล่าวว่า กฎข้อที่ 2 ของฟูรีเยร์สำหรับการนำความร้อน

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)}{\partial x^2} \quad (3.34)$$

และสำหรับการถ่ายเทความร้อนภายในระบบที่มีการนำความร้อนอย่างเดียวนั้นกฎข้อที่สองของฟูเรียร์ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \Delta(\alpha \Delta T) \quad (3.35)$$

เมื่อ  $\partial T/\partial t$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (K/s)

$\alpha$  คือ ค่าความสามารถในการแพร่ความร้อน ( $k/\rho C_p$ ) ( $m^2/s$ )

### 3.8.2 การพาความร้อน (Heat convection)

เป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ ในสสารสองสถานะคือ ของเหลวและก๊าซ เนื่องจากเป็นสิ่งที่สามารถเคลื่อนที่ได้โดยจะมีทิศทางลอยขึ้นเท่านั้น เนื่องจากเมื่อสสารได้รับความร้อนจะมีการขยายตัว ทำให้ความหนาแน่นต่ำลง และสสารที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ความหนาแน่นสูงกว่า) ก็จะลงมาแทนที่ การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนโดยการเคลื่อนที่ของโมเลกุลผ่านของแข็งหรือผ่านของไหลที่อยู่กับที่ อันเป็นผลมาจากอุณหภูมิที่แตกต่างกัน การนำความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ต่อหน่วยเวลา การพาความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนโดยที่ตัวกลางเคลื่อนที่หรือไหลไปด้วย การพาความร้อนจึงเกิดขึ้นเฉพาะกับของเหลวหรือก๊าซเท่านั้น ความสามารถในการพาความร้อนขึ้นอยู่กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (convection heat transfer coefficient,  $h$ ) ค่าอุณหภูมิแวดล้อม และขนาดพื้นที่ผิวของวัตถุที่มีการพาความร้อน โดยทั่วไปค่า  $h$  ขึ้นอยู่กับหลายพารามิเตอร์ อาทิเช่น ความเร็วและคุณสมบัติของตัวกลาง ซึ่งมักได้จากการทดลองเป็นรายกรณี ค่า  $h$  มาก หมายถึงการพาความร้อนได้ดี ในทางกลับกันค่า  $h$  น้อย หมายถึงพาความร้อนได้ไม่ดี พื้นฐานของการพาความร้อนอธิบายด้วย Newton's cooling law ดังนี้

$$Q_c = hA_s(T_w - T_\infty) \quad (3.36)$$

เมื่อ  $T_w$  คือ เป็นอุณหภูมิที่ผิวหน้าวัตถุ (K)

$T_\infty$  คือ เป็นอุณหภูมิของกระแสหลัก ณ จุดที่ห่างเพียงพอจากผิวหน้า (K)

$h$  คือ เป็นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $W/m^2K$ )

$A_s$  คือ เป็นพื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

ดังนั้น หากต้องการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาให้ได้มาก ทำได้โดยเพิ่มค่า  $h$  อาจด้วยการติดตั้งพัดลมช่วยเป่าหรือเพิ่มพื้นที่ผิวให้กับวัตถุที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อน

### 3.8.3 การแผ่รังสีความร้อน (Heat radiation)

เป็นการถ่ายเทความร้อนออกรอบตัวทุกทิศทาง โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงานเหมือนกับการนำความร้อนและการพาความร้อน การแผ่รังสีสามารถถ่ายเทความร้อนผ่านอากาศได้ วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงแผ่รังสีคลื่นสั้น วัตถุที่มีอุณหภูมิต่ำแผ่รังสีคลื่นยาว ทั้งนี้การแผ่รังสีคือการถ่ายโอนความร้อนโดยไม่ต้องผ่านตัวกลางใดๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากดวงอาทิตย์ถือเป็นความร้อนที่เกิดจากการถ่ายโอนความร้อนโดยการแผ่รังสี โดยที่วัตถุแต่ละชนิดสามารถดูดกลืนความร้อนจากการแผ่รังสีได้ไม่เท่ากัน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับสีของวัตถุ ซึ่งวัตถุสีดำหรือสีเข้มดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุสีขาวหรือสีอ่อนและผิววัตถุ โดยวัตถุผิวขรุขระจะดูดกลืนความร้อนได้ดีกว่าวัตถุที่มีผิวเรียบหรือขัดมัน การแผ่รังสีความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนในรูปคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า จึงไม่อาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายความร้อน เช่น การแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์มายังโลก โดยทั่วไปวัตถุที่มีอุณหภูมิสูงจะยิ่งแผ่รังสีความร้อนได้มาก หลักการถ่ายเทความร้อนด้วยการแผ่รังสีสามารถที่จะอธิบายได้ด้วยสมการของ Stefan-Boltzmann Law ดังนี้

$$q = \epsilon \sigma A_s T^4 \quad (3.37)$$

เมื่อ  $\sigma$  คือ ค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ซึ่งเท่ากับ  $5.6703 \cdot 10^{-8}$  (W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>)  
 $\epsilon$  คือ ค่าสภาพการเปล่งรังสี โดย  $\epsilon = 1$  สำหรับวัตถุดำ และ  $\epsilon = 0$  สำหรับวัตถุขาว

เมื่อการถ่ายเทพลังงานเกิดขึ้นระหว่างผิวของแข็งกับของไหลที่ไหลผ่าน เรียกว่า การพาความร้อน (convection) โดยถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นจากปั๊มหรือพัดลม เรียกว่า การพาความร้อนแบบบังคับ (forced convection) แต่ถ้าเกิดขึ้นจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เรียกว่า การพาความร้อนแบบอิสระ (free convection) หรือ แบบธรรมชาติ (Natural convection)

ปัญหาของการถ่ายเทความร้อนไม่อาจแยกออกได้จากปัญหาของการเคลื่อนที่ของของไหล ดังนั้น จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษาพฤติกรรมทางไฮโดรไดนามิกส์ (hydrodynamic) ของของไหลเพื่อที่จะได้เข้าใจปรากฏการณ์ของการถ่ายเทความร้อนที่จะเกิดขึ้นภายในของไหล ของไหลอาจนิยามได้ว่าเป็น วัสดุที่ไม่เกิดความเค้นเฉือน (shear stress) ขณะอยู่นิ่งกับที่หรือขณะที่มีการไหลแบบสม่ำเสมอ (uniform) ของไหลที่มีความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความเครียด (rate of strain) กับความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นภายในของไหลเป็นความสัมพันธ์แบบเชิงเส้น เรียกของไหลนั้นว่า ของไหลนิวโตเนียน (Newtonian fluid) ยกตัวอย่างของไหลประเภทนี้ เช่น แก๊ส น้ำ และน้ำมัน เป็นต้น ส่วนของไหลที่ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความเครียดและความเค้นเฉือนไม่เป็นแบบเชิงเส้น เรียกของไหลนั้นว่า ของไหลนอนิวโตเนียน (non-Newtonian fluid) โดยทั่วไปพฤติกรรมการไหลของของไหลจะถูกกำหนดด้วยสมบัติของของไหลและเงื่อนไขขอบเขต การวิเคราะห์พฤติกรรมการไหลจะใช้หลักการอนุรักษ์มวล (สมการต่อเนื่อง) กฎการเคลื่อนที่ของนิวตัน (สมการโมเมนตัม) และกฎของเทอร์โม

ไดนามิกส์ (สมการพลังงาน) นอกจากนี้ยังใช้กฎที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์การไหลอื่นๆ ได้แก่ กฎของฟูรีเยร์ (Fourier's law) กฎของฟิค (Fick's law) และกฎความหนืดของนิวตัน (Newton's law of viscosity) ของไหลจะรวมทั้งของเหลวและแก๊ส โดยของเหลวเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ ส่วนแก๊สเป็นของเหลวที่อัดตัวได้ ซึ่งความหนาแน่นจะแปรเปลี่ยนตามความดันและอุณหภูมิเป็นหลัก

### 3.9 เงื่อนไขขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผนังมีค่าคงที่

ในกรณีที่เราสมมติให้อุณหภูมิผิวแผ่นเรียบมีค่าเท่ากันตลอดความยาวแผ่น (isothermal) แต่อย่างไรก็ตาม ในทางปฏิบัติยังมีอีกหลายปัญหาที่เป็นกรณีของฟลักซ์ความร้อนมีค่าที่ ซึ่งจุดประสงค์ในการวิเคราะห์ คือ คำนวณการกระจายอุณหภูมิของพื้นผิวแผ่นเรียบ เมื่อกำหนดเงื่อนไขของของไหลสำหรับในกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนผนังมีค่าคงที่ ค่าเลขนัสเซลท์เฉพาะที่ของการไหลแบบราบเรียบสามารถหาได้ดังนี้

$$Nu_x = 0.453 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.38)$$

ซึ่งอาจแสดงอยู่ในรูปของฟลักซ์ความร้อนที่ผิวและความต่างอุณหภูมิ ได้ดังนี้

$$Nu_x = \frac{q_w x}{k(T_w(x) - T_\infty)} \quad (3.39)$$

ค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิตลอดความยาวของแผ่นเรียบ หาได้ดังนี้

$$\bar{T}_w(x) - \bar{T}_\infty = \frac{1}{L} \int_0^L (T_w(x) - T_\infty) dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{q_w x}{k Nu_x} dx \quad (3.40)$$

เมื่อ  $q_w$  คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว ( $W/m^2$ )

### 3.10 ความหนาชั้นฟิล์มอากาศในการไหลแบบปั่นป่วน

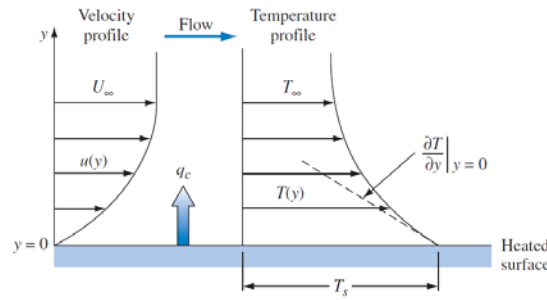
ในชั้นขอบเขตการไหลแบบปั่นป่วน รูปแบบของความเร็วจะมีลักษณะของความเป็นส่วนโค้งมากกว่าในชั้นขอบเขตแบบราบเรียบ ดังแสดงในรูปที่ 3.17 ความเร็วที่วัดได้มีความสอดคล้องเป็นอย่างดีกับสมการที่ค่าเลขพรันด์เทิล ซึ่งนำเสนอไว้ดังนี้

$$u = u_\infty \left( \frac{y}{\delta_w} \right)^{1/7} \quad (3.41)$$

แต่สมการนี้ไม่สามารถใช้ได้กับบริเวณที่ใกล้ผนังท่อ โดยพิจารณาได้จากค่าเกรเดียนท์ความเร็ว ซึ่งหาได้ดังนี้

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{7} \frac{u_\infty}{\delta_w^{1/7} y^{6/7}} \quad (3.42)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



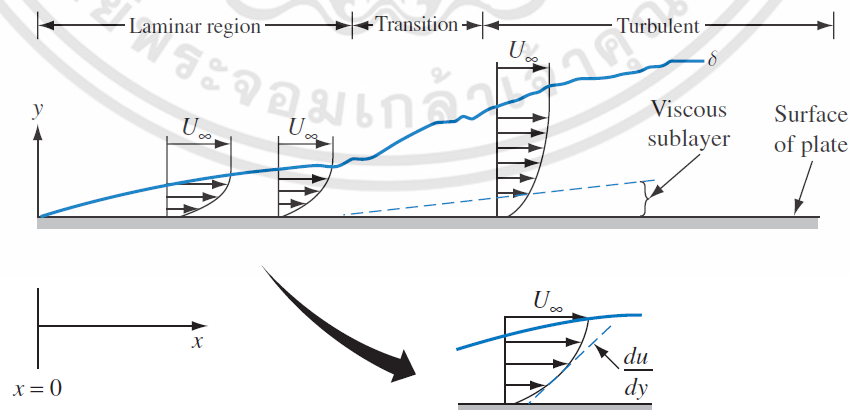
รูปที่ 3.17 ชั้นขอบเขตย่อยสำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $\delta_b$ ) และการไหลแบบปั่นป่วน ( $\delta_{tu}$ )  
(แหล่งที่มา: ฐานิตย์ เมธิยานนท์ [79])

และที่ผิว  $y=0$ ,  $du/dy = \infty$  ซึ่งมีผลทำให้ค่าความเค้นเฉือน ( $\tau_w$ ) มีค่าเป็นอนันต์ซึ่งเป็นไปไม่ได้ ตามความเป็นจริงแล้วที่บริเวณใกล้กับผนังท่อ ความเป็นชั้นขอบเขตของการไหลแบบปั่นป่วนได้หมดไปแล้ว แต่จะเป็นชั้นขอบเขตย่อยของการไหลแบบราบเรียบ (laminar sub layer) เกิดขึ้นมาแทน ซึ่งภายในบริเวณนี้การเปลี่ยนแปลงความเร็วจะมีความสัมพันธ์เชิงเส้นกับระยะ  $y$  ถัดขึ้นไปจากชั้นขอบเขตย่อยนี้ สมการที่ (3.42) สามารถใช้ได้อย่างถูกต้อง สำหรับการไหลบนแผ่นที่พื้นผิวเรียบลื่น และมีค่าเลขเรย์โนลด์ไม่สูงนัก สมการของ Blasius สามารถใช้ได้ดังนี้

$$\tau_w = 0.0228 \rho u_\infty^2 \left( \frac{\nu}{u_\infty \delta_{tu}} \right)^{1/4} \tag{3.43}$$

ค่าความหนาของชั้นขอบเขตของการไหลแบบปั่นป่วน

$$\frac{\delta_{tur}}{x} = \frac{0.376}{(Re_x)^{1/5}} \tag{3.44}$$



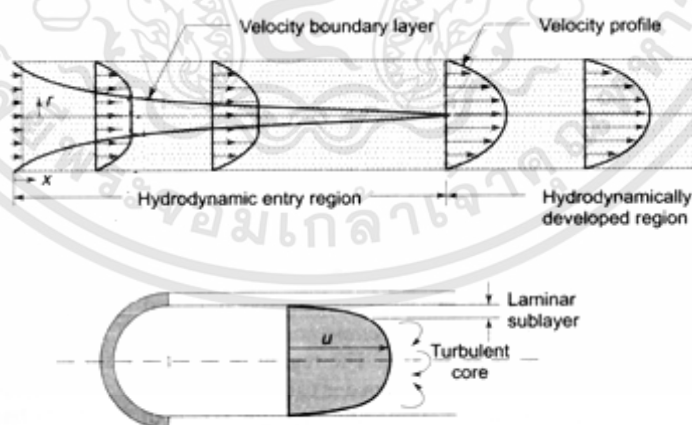
รูปที่ 3.18 การเปลี่ยนแปลงรูปแบบของการไหลภายในชั้นขอบเขต  
(แหล่งที่มา: Kreith, F. [80])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการที่ใช้คำนวณหาความหนาชั้นขอบเขตในกรณีการไหลแบบราบเรียบ และสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน ในสมการที่ (3.44) จะพบว่าที่ระยะวิกฤต ( $x_c$ ) ความหนาชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วนมีค่ามากกว่า โดยที่จริงๆ แล้วเป็นไปได้ที่ความหนาชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วนจะมีค่าเพิ่มขึ้นทันทีทันใด จะต้องมีส่วนช่วงระยะที่ชั้นขอบเขตแบบราบเรียบเปลี่ยนไปเป็นชั้นขอบเขตแบบปั่นป่วน ดังแสดงในรูปที่ 3.18

### 3.11 การพาความร้อนแบบบังคับในท่อ

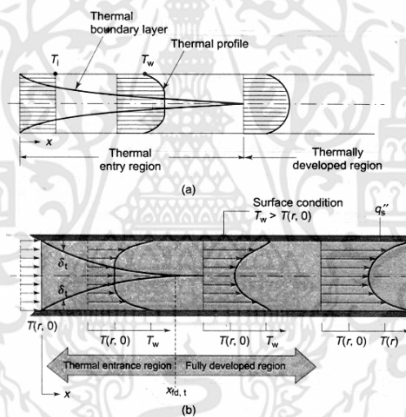
พิจารณาของไหลที่เข้าสู่ท่อกลมด้วยความเร็วสม่ำเสมอค่าหนึ่ง อนุภาคของไหลในชั้นที่ติดกับพื้นผิวผนังท่อจะหยุดนิ่งอย่างสมบูรณ์ ชั้นการไหลที่ติดกับผิวผนังท่อนี้จะทำให้อนุภาคในชั้นการไหลที่อยู่ถัดๆ ขึ้นไปเคลื่อนที่ช้าลง ซึ่งเป็นผลมาจากความหนืดหรือความเสียดทาน เพื่อชดเชยความเร็วอนุภาคที่ลดลงนี้ ความเร็วที่ระนาบกึ่งกลางจะต้องเพิ่มสูงขึ้นเพื่อให้อัตราการไหลเชิงมวลตลอดทั้งท่อมีค่าคงที่ ซึ่งมีผลทำให้ชั้นขอบเขตของความเร็วพัฒนาตลอดความยาวท่อ ความหนาชั้นขอบเขตนี้จะเพิ่มขึ้นในทิศการไหลของของไหลจนกระทั่งชั้นขอบเขตไปบรรจบกับแนวกึ่งกลางท่อ บริเวณนี้จากทางเข้าจนถึงตำแหน่งที่ชั้นขอบเขตพบกับแนวกึ่งกลางท่อ เรียกว่า hydrodynamic entry region ความยาวของบริเวณนี้เรียก hydrodynamic entry length ( $L_e$ ) บริเวณที่เลยจากบริเวณนี้ รูปแบบของความเร็วได้ถูกพัฒนาเต็มที่แล้ว (fully developed) และไม่เปลี่ยนแปลงตามระยะทางอีกต่อไป บริเวณนี้เรียกว่า hydrodynamically developed region รูปแบบของความเร็วในบริเวณนี้จะมีลักษณะแบบพาราโบลิก (parabolic) สำหรับการไหลแบบราบเรียบและสำหรับการไหลแบบปั่นป่วน รูปแบบของความเร็วจะมีความราบกว่า ดังแสดงในรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 การพัฒนาชั้นขอบเขตของความเร็วของการไหลในท่อ (แบบราบเรียบและแบบปั่นป่วน)

(แหล่งที่มา: Nag, P.K. [81])

พิจารณาของไหลที่มีอุณหภูมิสม่ำเสมอค่าหนึ่งไหลผ่านท่อ ซึ่งผนังท่อบุณหภูมิแตกต่างจากของไหล โดยอุณหภูมิของไหลภายในชั้นที่ติดกับผนังท่อบุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิผนัง  $T_w$  ความต่างของอุณหภูมิของไหลกับอุณหภูมิผนังท่อก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนและทำให้เกิดการพัฒนาของชั้นขอบเขตความร้อน (thermal boundary layer) ตลอดความยาวท่อ (ดังแสดงในรูปที่ 3.20) ความหนาชั้นขอบเขตความร้อนจะเพิ่มขึ้นในทิศทางของการไหลจนกระทั่งพบกับเส้นกึ่งกลางท่อซึ่งที่จุดนี้ความหนาชั้นขอบเขตความร้อนก็จะครอบคลุมบริเวณภายในท่อทั้งหมดบริเวณที่ชั้นขอบเขตความร้อนมีการพัฒนาจนกระทั่งบรรจบกับแนวกึ่งกลางท่อเรียก thermal entry region ความยาวของบริเวณนี้เรียก thermal entry length  $(L_c)_t$  บริเวณหลังจากนี้ รูปแบบของการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ (temperature profile) จะไม่มีการเปลี่ยนแปลง เราเรียกว่า thermally developed region บริเวณที่มีการพัฒนาแล้วทั้งความเร็วและอุณหภูมิ เรียก บริเวณที่พัฒนาเต็มที่แล้ว (fully developed region) รูปแบบของการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่พัฒนาเต็มที่แล้ว  $T(r,x)$  จะแตกต่างกันไปขึ้นกับว่าเป็นกรณีของอุณหภูมิผนังท่อบุณหภูมิสม่ำเสมอ หรือกรณีฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 3.20 การพัฒนาชั้นขอบเขตความร้อนของการไหลภายในท่อ (a) กรณี  $T < T_w$  และ (b)  $T > T_w$  (แหล่งที่มา: Nag, P.K. [81])

ทั้ง hydrodynamic entry length และ thermal entry length สำหรับการไหลแบบราบเรียบสามารถหาค่าโดยประมาณ ดังนี้

$$(L_c)_h = 0.05 Re_d D \tag{3.45}$$

และ

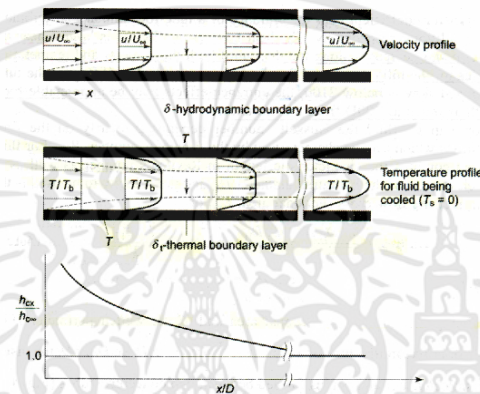
$$(L_c)_t = 0.05 Re_d Pr D \tag{3.46}$$

สำหรับการไหลในท่อแบบปั่นป่วน หาได้จาก

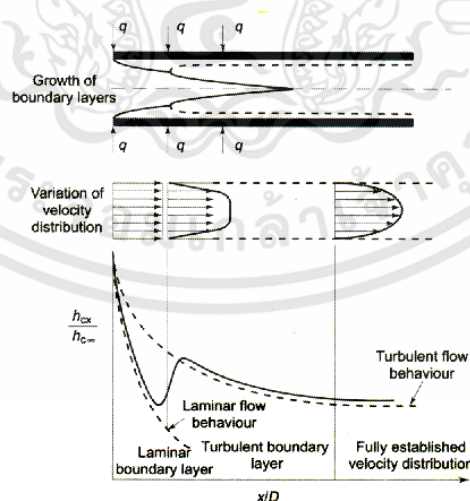
$$(L_c)_h = (L_c)_t = 10D \tag{3.47}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปแบบของการเปลี่ยนแปลงความเร็วและอุณหภูมิจะขึ้นอยู่กับท่อที่พัฒนาเต็มที่แล้ว เป็นการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน ดังแสดงในรูปที่ 3.21 และ 3.22 แสดงการเปลี่ยนแปลงของชั้นขอบเขตและการเปลี่ยนแปลงสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะที่ใกล้กับบริเวณทางเข้าของท่อ สำหรับการไหลแบบราบเรียบหรือแบบปั่นป่วน ตามลำดับ จะเห็นได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่ามากที่สุดที่บริเวณทางเข้าและมีค่าลดลงตามระยะทางจนกระทั่งคงที่เมื่อการไหลมีการพัฒนาอย่างเต็มที่แล้ว ถ้า  $Re_d$  มีค่าน้อยกว่า 2,100 แล้วอาจต้องใช้ระยะทางนับจากทางเข้ามากถึง  $100D$  ก่อนที่การไหลจะพัฒนาอย่างเต็มที่แล้ว



รูปที่ 3.21 รูปแบบของการเปลี่ยนแปลงของความเร็ว อุณหภูมิและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่สำหรับการไหลแบบราบเรียบภายในท่อ ในกรณีที่อุณหภูมิผนังของท่อมีค่าเท่ากับ (แหล่งที่มา: Nag, P.K. [81])



รูปที่ 3.22 การเปลี่ยนแปลงรูปแบบของความเร็วและสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ ในกรณีที่ให้ฟลักซ์ความร้อนที่ผนังท่อมีค่าคงที่ (แหล่งที่มา: Nag, P.K. [81])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าเลขนัสเซลท์โดยหลักแล้วขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของการไหล ซึ่งแสดงได้ด้วยค่าเลขเรย์โนลด์ สำหรับการไหลในท่อยาว ค่าคุณลักษณะความยาว (characteristic length) ที่ใช้ในค่าเลขเรย์โนลด์ตลอดจนค่าเลขนัสเซลท์จะใช้เป็นค่าเส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (hydraulic diameter) และความเร็วมวลที่ใช้เป็นค่าเฉลี่ยตลอดพื้นที่หน้าตัดขวางของท่อ

$$Re_d = \frac{\rho u_m D_h}{\mu} = \frac{u_m D_h}{\nu} \quad (3.48)$$

ค่าเลขนัสเซลท์ หาได้จาก

$$Nu = \frac{\bar{h}_c D_h}{k} \quad (3.49)$$

เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า หาได้จาก

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.50)$$

เมื่อ  $A$  คือ พื้นที่ตัดขวางการไหล ( $m^2$ )  
 $P$  คือ เส้นรอบรูปของท่อ (m) (ดังแสดงในรูปที่ 3.23)



รูปที่ 3.23 เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่าของพื้นที่ตัดขวางไม่ใช่รูปทรงเรขาคณิตและแบบท่อซ้อน  
 (แหล่งที่มา: ฐานิตย์ เมธิยานนท์ [79])

สำหรับท่อกลม  $A = \pi D^2/4$ ,  $P = \pi D$  ดังนั้น  $D_h = D$  และสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในสำหรับท่อซ้อน (ดังแสดงในรูปที่ 3.23),  $A = \pi(D_2^2 - D_1^2)/4$  และ  $P = \pi(D_1 + D_2)$  ดังนั้น  $D_h = D_2 - D_1$

สำหรับท่อเหลี่ยมที่มีขนาด  $a \times b$  หาได้จากสมการ

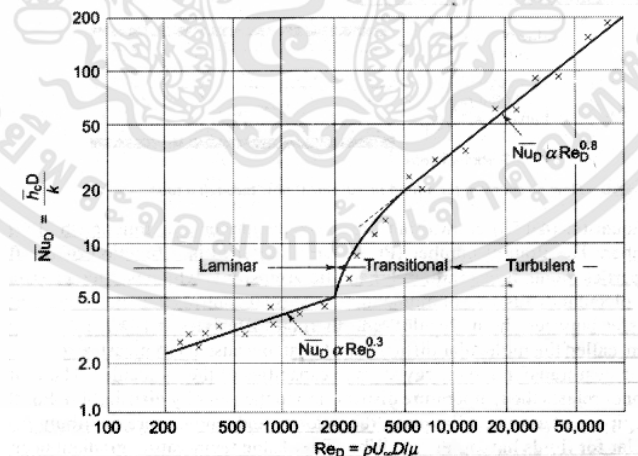
$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} \quad (3.51)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในทางปฏิบัติเชิงวิศวกรรมแล้ว ค่าเลขนัสเซิลท์ของการไหลในท่อจะหาจากสมการที่ได้จากการทดลอง จากการวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติ พบว่าข้อมูลที่ได้จากการทดลองการพาความร้อนแบบบังคับภายในท่อสามารถนำมาเขียนในรูปแบบสมการ ดังนี้

$$Nu_d = \phi(Re_d)\psi(Pr) \quad (3.52)$$

โดยสัญลักษณ์  $\phi$  และ  $\psi$  หมายถึงฟังก์ชันของค่าเลขเรย์โนลด์และค่าเลขพรันด์เทิลตามลำดับ สำหรับท่อยาวมาก ผลกระทบของบริเวณทางเข้า (entrance effect) จะไม่ค่อยสำคัญมากนักสำหรับการไหลภายในท่อแบบราบเรียบ เมื่อ  $Re_d \leq 2100$  และในช่วง  $2100 \leq Re_d \leq 10,000$  การไหลจะเปลี่ยนจากแบบราบเรียบไปเป็นแบบปั่นป่วน ถ้า  $Re_d > 10,000$  รูปแบบของการไหลจะเป็นแบบปั่นป่วน ในการไหลแบบราบเรียบภายในท่อหรือแม้แต่การไหลบนแผ่นเรียบ จะไม่มีการผสมกันระหว่างอนุภาคของของไหลร้อนกับเย็นอันเนื่องจากการไหลวน แต่การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการนำความร้อนเท่านั้น เนื่องจากของไหลส่วนใหญ่ ยกเว้นของเหลวโลหะจะมีค่าการนำความร้อนต่ำ ดังนั้น ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในการไหลแบบราบเรียบจึงมีค่าค่อนข้างน้อย ในการไหลช่วงการเปลี่ยนรูปแบบของการไหลจะมีการผสม (mixing) เกิดขึ้นผ่านทางกระแสนวนทำให้ของไหลที่มีอุณหภูมิสูงถูกนำไปผสมกับของไหลที่อุณหภูมิต่ำ เช่นเดียวกันกับที่ของไหลอุณหภูมิต่ำก็จะถูกพาไปผสมกับของไหลอุณหภูมิสูง รูปที่ 3.24 ได้จากการทดลองที่ให้อากาศความดันบรรยากาศไหลเข้าสู่ภายในท่อ ซึ่งถูกทำให้ร้อนตลอดความยาว แสดงให้เห็นว่าการเคลื่อนที่ที่เกิดการผสมกันของของไหลจะช่วยเร่งการถ่ายเทความร้อน ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากที่ค่า  $Re_d > 2000$  สัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะสูงขึ้นอย่างมาก



รูปที่ 3.24 การเปลี่ยนแปลงของค่าเลขนัสเซิลท์ตามค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับในกรณีที่มีอุณหภูมิของผนังท่อมีค่าสม่ำเสมอ

(แหล่งที่มา: Nag, P.K. [80])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากค่าพรีนดเทิลของอากาศมีการเปลี่ยนแปลงน้อยมาก (ตามอุณหภูมิ) ดังนั้น สมการที่ (3.52) สามารถลดรูปเหลือเพียง  $Nu = \phi(Re)$  และจากรูปที่ 3.24 จะเห็นได้ว่าค่า  $Nu_d$  ขึ้นกับเงื่อนไขของการไหล ในการไหลแบบราบเรียบ ค่า  $Nu_d$  จะมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อย จากค่า 2.3 ที่  $Re_d = 200$  จนถึงค่า 5.0 ที่  $Re_d = 2,100$  และที่ค่า  $Re_d > 2,100$  ค่า  $Nu_d$  จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว จนกระทั่ง  $Re_d \approx 8,000$  ค่า  $Nu_d$  ยังคงเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่เพิ่มขึ้นด้วยอัตราที่ลดลง พฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวนี้ สามารถอธิบายได้ด้วยแผนภาพการไหล ดังแสดงในรูปที่ 3.25 ที่ค่า  $Re_d > 8,000$  การไหลในท่อจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเต็มท่อ ยกเว้นบริเวณชั้นบางที่ติดกับผนัง ขอบของชั้นนี้แสดงด้วยเส้นประ การไหลที่อยู่เหนือขึ้นไปเป็นแบบปั่นป่วน ลูกศรโค้งในรูปหมายถึง การไหลวน ซึ่งเคลื่อนที่กวาดไปมาบริเวณขอบของชั้นฟิล์มอากาศนี้ที่ติดกับผนัง และอาจจะเคลื่อนเข้าไปในชั้นฟิล์มอากาศนี้พาเอาของไหลที่อยู่ด้านนอกเข้าไปสู่ชั้นฟิล์มอากาศนี้



รูปที่ 3.25 รูปแบบของการไหลของของไหลสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ  
(แหล่งที่มา: ฐานิตย์ เมธียานนท์ [79])

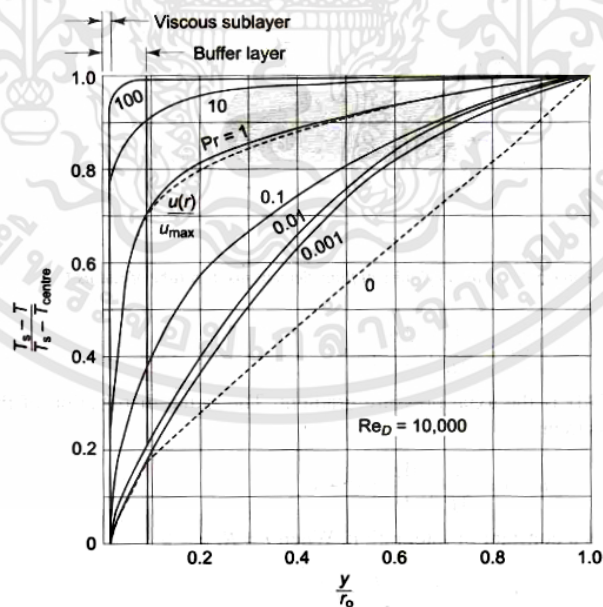
การไหลวนก่อให้เกิดผลต่อการผสมกันระหว่างของไหลร้อนและเย็นจนทำให้ความร้อนถูกถ่ายเทอย่างรวดเร็ว ขอบของชั้นฟิล์มอากาศนี้ที่เป็นผลมาจากความหนืด (viscous sublayer) กับของไหลที่บริเวณด้านนอกที่มีการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้น ความต้านทานความร้อน (thermal resistance) ของชั้นย่อยจะควบคุมอัตราการถ่ายเทความร้อน ยกเว้น กรณีของเหลวโลหะที่มีค่า  $k$  สูง อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเกือบทั้งหมดจะเกิดขึ้นในชั้นย่อยนี้

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนจะมีความต้านทานต่อการไหลของความร้อนต่ำ ดังนั้นมีวิธีเดียวเท่านั้นที่ทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น คือการลดความต้านทานความร้อนในชั้นฟิล์มอากาศนี้ ซึ่งสามารถทำได้โดยเพิ่มระดับของการเกิดความปั่นป่วนในกระแสการไหลหลักจนกระทั่งการไหลวนสามารถผ่านเข้าไปได้ลึกขึ้นในชั้นย่อย การเพิ่มระดับของการเกิดความปั่นป่วนจะมีผลให้เกิดการสูญเสียพลังงานมาก เพราะการเพิ่มขึ้นของความดันเนื่องจากความฝืดภายในท่อ สำหรับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลที่สูงขึ้น ทำให้ท่อมีขนาดเล็กลง และต้นทุนของอุปกรณ์ลดลง ในขณะที่เดียวกันพลังงานที่ต้องใช้ก็จะมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ( $P = \dot{V}\Delta P$ ) ดังนั้น ต้องหาสภาวะที่เหมาะสมระหว่างต้นทุนของอุปกรณ์และค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการที่ (3.52) แสดงให้เห็นว่าค่าเลขนัสเซลล์ต์เป็นฟังก์ชันของค่าเลขพริ้นด์เทิล ( $Pr$ ) ซึ่งทั่วไปจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของไหลเพียงอย่างเดียว โดยค่าเลขพริ้นด์เทิล คือ อัตราส่วนของความหนืดเคินเมติก ( $\nu$ ) (ซึ่งทั่วไปเป็นตัวแทนของการแพร่โมเลกุลของโมเมนตัม เพราะค่า  $\nu$  เป็นตัวควบคุมอัตราการถ่ายเทโมเมนตัมระหว่างโมเลกุล) กับค่าการแพร่ความร้อน ( $\alpha = k / \rho c_p$ ) ซึ่งแทนการแพร่ความร้อนของโมเลกุล ค่าเลขพริ้นด์เทิลใช้เป็นตัววัดอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนกับพลังงานที่เก็บสะสมในโมเลกุล ค่าเลขพริ้นด์เทิลจะมีความสัมพันธ์กับการกระจายตัวของอุณหภูมิและความเร็ว สำหรับการไหลในท่อและบนแผ่นเรียบ รูปแบบการกระจายอุณหภูมิและความเร็วจะเหมือนกัน ถ้าของไหลมีค่า  $Pr = 1$  เมื่อ  $Pr < 1$  การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ( $dT/dy$ ) บริเวณใกล้ผนังจะน้อยกว่าการเปลี่ยนแปลงของความเร็ว ( $du/dy$ )

สำหรับของไหลที่ค่า  $Pr > 1$  การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจะมากกว่าการเปลี่ยนแปลงของความเร็ว รูปที่ 3.26 แสดงผลของค่าเลขพริ้นด์เทิลต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ( $dT/dy$ ) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ในท่อยาว ค่าเลขเรย์โนลด์ที่กำหนดให้ค่าหนึ่ง คือ  $Re_D = 10,000$  โดยพิจารณาได้จากความลาดชันของกราฟการกระจายตัวของอุณหภูมิที่ตำแหน่ง  $y$  ต่างๆ ( $y/r_o = 0$  คือที่ผนังท่อ  $y/r_o = 1$  คือที่แนวกึ่งกลางท่อ) ซึ่งจะเห็นของไหลที่มีค่าเลขพริ้นด์เทิลมีค่าสูง ค่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่ผนังท่อจะมีค่าสูงมากกว่าของไหลที่มีค่าเลขพริ้นด์เทิลที่มีค่าต่ำ ดังนั้น ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ค่าหนึ่งของเหลวที่มีค่าเลขพริ้นด์เทิลที่มีค่าสูง ค่าเลขนัสเซลล์ต์จะมีค่าสูงตาม แต่ไม่ได้หมายความว่าค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะต้องมีค่าสูงด้วย



รูปที่ 3.26 ผลของค่าเลขพริ้นด์เทิลที่ส่งผลต่อการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ

(แหล่งที่มา: Nag, P.K. [80])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

น้ำมันที่มีค่าความหนืดสูงแต่จะมีค่าการนำความร้อนที่ต่ำ ดังนั้น จึงมีค่าเลขพรีนดท์เทิลที่สูง ซึ่งน้ำมันบางชนิดอาจมีค่าสูงมากกว่า 5,000 ของเหลวโลหะมีค่าการนำความร้อนที่สูง แต่ค่าความร้อนจำเพาะน้อย ดังนั้น ค่าเลขพรีนดท์เทิลจึงมีค่าต่ำ อยู่ระหว่าง 0.005-0.01 แต่สำหรับแก๊สจะมีค่าเลขพรีนดท์เทิลอยู่ในช่วง 0.6-1.0

### 3.12 การไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ

ในการวิเคราะห์การไหลแบบราบเรียบบนแผ่นเรียบ ได้ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $C_{fx}$  ดังนี้

$$St_x Pr^{2/3} = C_{fx} / 2 \quad (3.53)$$

โดยที่

$$St_x = \frac{Nu_x}{Re_x Pr} = \frac{h_x}{\rho c_p u_\infty} \quad \text{และ} \quad C_{fx} = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^2}$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนในท่อจะมีรูปแบบสมการที่คล้ายคลึงกัน ดังนี้

$$\tau_w \pi DL = \Delta p \frac{\pi}{4} D^2 = \left( \frac{fL}{D} \frac{\rho u_m^2}{2} \right) \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3.54)$$

และ

$$\tau_w = \frac{f}{8} \rho u_m^2 \quad (3.55)$$

เมื่อ

$f$  คือ ตัวประกอบความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy friction factor)

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผนัง คือ

$$q_w = \frac{Q}{A} = -k \frac{dT}{dy} \quad (3.56)$$

และความเค้นเฉือน

$$\tau_w = \mu \frac{du}{dy} \quad (3.57)$$

สำหรับของไหลที่มีค่า  $Pr = 1$  ได้แก่  $c_p \mu / k = 1$  จะได้

$$\bar{h}_c = \frac{Q}{A(T_w - T_b)} = \frac{c_p \tau_w}{u_m} \quad (3.58)$$

แทนค่า  $T_w$  จากสมการที่ (3.53)

$$St_d = \frac{Nu_d}{Re_d Pr} = \frac{h_c}{\rho c_p u_m} = \frac{f}{8} \quad (3.59)$$

สมการนี้เรียกว่า ความคล้ายคลึงของเรย์โนลด์ (Reynolds analogy) ระหว่างการถ่ายเทโมเมนตัมและความร้อนเริ่มต้นนั้น ค่าเลขเรย์โนลด์สมมุติให้สนามการไหลมีเพียงแต่การไหลแบบปั่นป่วนที่รุนแรงเท่านั้น และไม่คิดถึงผลของชั้นขอบเขตความหนืดย่อย (viscous sub layer) และชั้นบัฟเฟอร์ (buffer layer) ในบริเวณที่มีการไหลแบบปั่นป่วน ค่าการแพร่ความร้อน ( $\alpha$ ) และการแพร่โมเมนตัม ( $\nu$ ) สามารถละทิ้งได้เมื่อเทียบกับการแพร่แบบปั่นป่วน นั่นคือ

$$\nu \ll \varepsilon_m \text{ และ } \alpha \ll \varepsilon_H \quad (3.60)$$

สมการความเค้นเฉือนและการถ่ายเทความร้อนที่รวมผลของชั้นขอบเขตย่อยที่มีการไหลแบบราบเรียบและชั้นขอบเขตที่มีการไหลแบบปั่นป่วน คือ

$$\tau = \rho(\nu + \varepsilon_m) \frac{du}{dy} \quad (3.61)$$

และ

$$\frac{Q}{A \rho c_p} = -(\alpha + \varepsilon_m) \frac{dT}{dy} \quad (3.62)$$

โดย  $y$  คือ ระยะที่วัดจากผนังท่อในบริเวณที่มีความปั่นป่วน สมการข้างต้นจะลดรูปเหลือ

เพียง

$$\tau = \rho \varepsilon_m \frac{du}{dy} \text{ และ } \frac{q_w}{\rho c_p} = -\varepsilon_H \frac{dT}{dy} \quad (3.63)$$

สมมุติกรณี  $\varepsilon_m = \varepsilon_H$  นั่นคือ ในช่วงที่มีความปั่นป่วนที่ค่าเลขพรินด์เทิล มีค่าเท่ากับ  $Pr_t = 1$  นำทั้งสองสมการมาหารกันได้

$$\frac{q_w}{c_p \tau} = -\frac{dT}{du} \quad (3.64)$$

เมื่ออินทิเกรตสมการข้างบนจะได้สมการเดียวกับสมการที่ (3.58) ดังนั้น สมการความคล้ายคลึงของเรย์โนลด์ คือ สมการที่ (3.59) สามารถใช้ได้กับทั้งการไหลแบบราบเรียบและแบบปั่นป่วนในท่อสำหรับค่า  $Pr = 1$  หรือ  $Pr_t = 1$

พรินด์เทิลได้สมมุติให้ในสนามการไหลประกอบด้วยสองชั้นการไหล คือชั้นย่อยความหนืด (viscous sub layer) ที่ซึ่งการแพร่โมเลกุล (molecular diffusivities) มีความสำคัญ ได้แก่

$$\varepsilon_m \ll \nu \text{ และ } \varepsilon_H \ll \alpha \quad (3.65)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และแกนการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent core) ที่ซึ่งมีการแพร่ความปั่นป่วนมีความสำคัญ  
ได้แก่

$$v \ll \varepsilon_m \text{ และ } \alpha \ll \varepsilon_H \text{ และ } \varepsilon_m = \varepsilon_H \quad (3.66)$$

สมมุติฐานนี้ จะทำให้มีความง่ายขึ้นในการนำไปใช้ในแต่ละชั้น และเมื่อนำสมการของแต่ละ  
ชั้นของการไหลมารวมกัน รวมทั้งใช้นิยามของตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor) และ  
สัมประสิทธิ์การพาความร้อน จะได้สมการดังนี้

$$St_d = \frac{h_c}{\rho c_p u_m} = \frac{f}{8} \frac{1}{1 + 5(f/8)^{1/2}(Pr - 1)} \quad (3.67)$$

สมการนี้รู้จักในชื่อ ความคล้ายคลึงของพรีนดท์เทิล (Prandtl analogy) สำหรับโมเมนต์และ  
การพาความร้อนในการไหลในท่อที่เข้าสู่การพัฒนาเต็มที่แล้ว สังเกตได้ว่า เมื่อ  $Pr = 1$  สมการนี้จะลด  
รูปลงเหมือนกับสมการความคล้ายคลึงของเรย์โนลด์

Karman, V. ได้ทำการต่อยอดความคล้ายคลึงพรีนดท์เทิลออกไปอีก โดยแบ่งสนามการไหล  
ออกเป็น 3 ชั้นการไหล คือ ชั้นย่อยความหนืด ชั้นบัฟเฟอร์ (buffer layer) และแกนการไหลแบบ  
ปั่นป่วน โดยได้ผลลัพธ์ดังนี้

$$St_d = \frac{h_c}{\rho c_p u_m} = \frac{f}{8} \frac{1}{1 + 5(f/8)^{1/2}(Pr - 1) + \ln[(5Pr + 1)/6]} \quad (3.68)$$

จากผลการทดลองของของไหลในท่อที่มีผนังเรียบ โดยมีค่า  $Re_d$  ตั้งแต่  $10^4$  ถึง  $10^6$  ค่าตัว  
ประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) หาจากสมการต่อไปนี้

$$f = 0.184 Re_d^{-0.2} \quad (3.69)$$

แทนค่า  $f$  ลงในสมการความคล้ายคลึงของเรย์โนลด์

$$St_d = \frac{f}{8} \frac{0.184 Re_d^{-0.2}}{8} = 0.023 Re_d^{-0.2} \quad (3.70)$$

ถ้าในกรณีนี้  $Pr = 1$

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{0.8} \quad (3.71)$$

หรือ

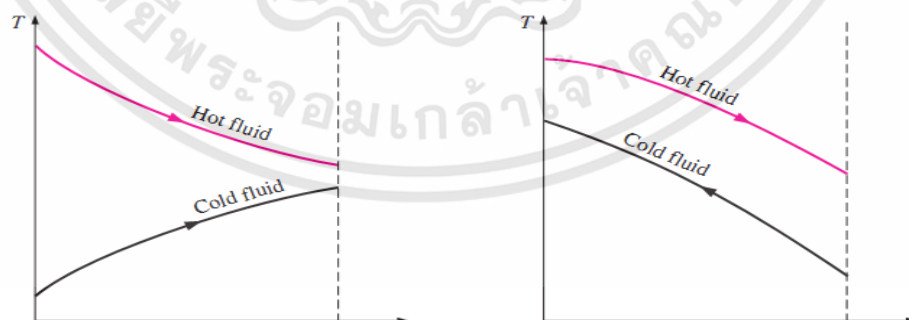
$$h_c = 0.023 u_m^{0.8} D^{-0.2} k \left( \frac{\mu}{\rho} \right)^{-0.8} \quad (3.72)$$

ในการไหลแบบปั่นป่วนที่พัฒนาเต็มที่ ค่า  $h_c \propto u_m^{0.8}$  และ  $h_c \propto 1/D^{0.2}$  ดังนั้น ที่อัตราการ  
ไหลค่าหนึ่ง การเพิ่มเส้นผ่านศูนย์กลางท่อจะทำให้ความเร็วลดลง ซึ่งจะทำให้  $h_c$  มีค่าลดน้อยลงด้วย  
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แต่ถ้าค่า  $D$  ลดลง ความเร็วจะมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งก็จะทำให้ค่า  $h_c$  เพิ่มขึ้นใน แต่ขณะเดียวกัน กำลังงานในการสูบจ่ายของเหลวก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นด้วย

### 3.13 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers) คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญเป็นอย่างมาก เนื่องจากเป็นเครื่องมือที่ใช้ในระบบต่างๆ ทางวิศวกรรมศาสตร์อย่างกว้างขวาง วิศวกรจึงต้องมีความรู้ที่จะคำนวณและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิศวกรต้องมีความรู้ในการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน การส่งผ่านของความร้อน และความรู้ทางกลศาสตร์ของไหล ในปัจจุบัน กระบวนการอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับพลังงานความร้อน ส่วนใหญ่มีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นองค์ประกอบ เช่น อุตสาหกรรมน้ำมัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันดิบ สำหรับเปลี่ยนสถานะของไอที่ออกมาจากหอกลั่นให้เป็นของเหลว และสำหรับการลดอุณหภูมิของน้ำมันหรือก๊าซ ในทำนองเดียวกันกับในอุตสาหกรรมปุ๋ย อุตสาหกรรมเส้นใยสังเคราะห์และอุตสาหกรรมอื่นๆ ก็ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการเพิ่มอุณหภูมิและลดอุณหภูมิหรือหมุนเวียนความร้อนจากของไหลกลับมาใช้ใหม่ หน้าที่หลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้อย่างถูกหลักการและมีประสิทธิภาพ ดังนั้น วิธีใช้และเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งมีความสัมพันธ์กับต้นทุนของกระบวนการ และอาจมีผลต่อราคาของผลิตภัณฑ์ การเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำอย่างระมัดระวัง เงื่อนไขที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมก็คือ ประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงและราคาถูก



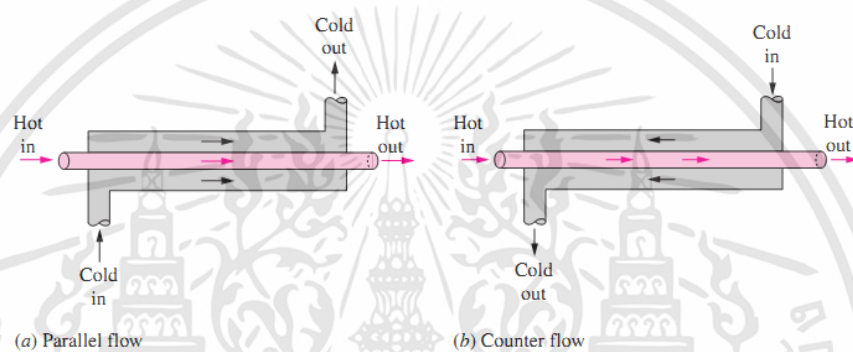
รูปที่ 3.27 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น  
(แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])

### 3.13.1 ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Types of Exchangers)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปจะจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้เป็น 3 แบบ คือ

#### 3.13.1.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

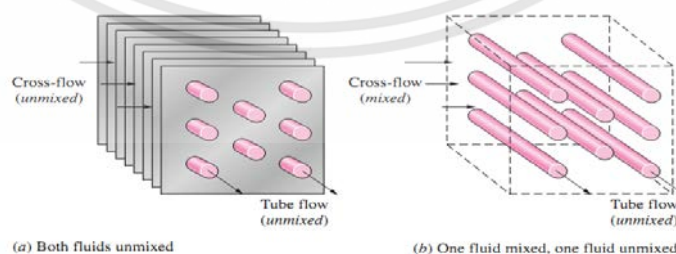
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 3.28 ส่วนการไหลของของไหล อาจไหลสวนทางกัน เรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกัน เรียกว่า parallel flow



รูปที่ 3.28 ลักษณะของการไหลที่แตกต่างกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น  
(แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])

#### 3.13.1.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน

ในเครื่องอุปกรณ์เปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.29 การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหลเดี่ยวเดียว (single pass) หรือ ไหลสองเที่ยว (double pass) หรือมากกว่าก็ได้

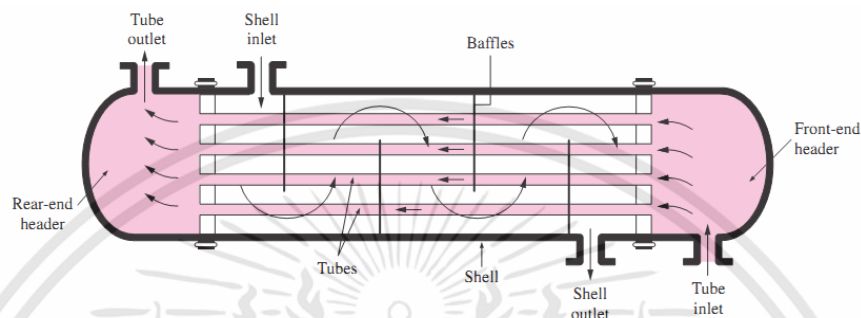


รูปที่ 3.29 การไหลในทิศทางที่ตั้งฉากกันในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน  
(แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])

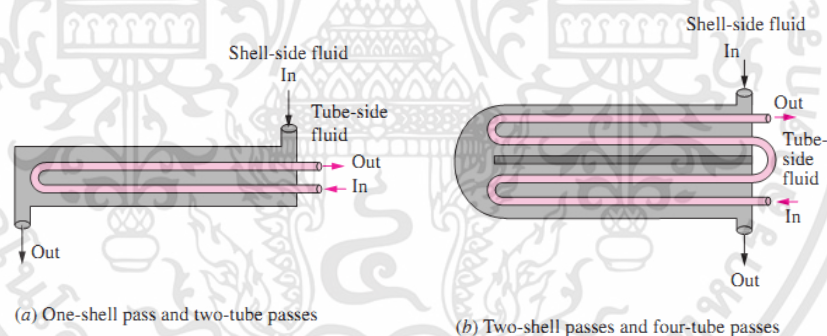
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.13.1.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลชนิดหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกชนิดหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้ อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกับท่อ ดังแสดงในรูปที่ 3.30 และรูปที่ 3.31



รูปที่ 3.30 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ ผ่าน 1 เชลล์ และ 1 ท่อ (แลกเปลี่ยน 1-1)  
(แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])



รูปที่ 3.31 การไหลแบบหลายช่องในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเชลล์และท่อ  
(แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])

นอกจากนี้ยังสามารถแบ่งประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถกระทำได้ 2 วิธี คือ แบ่งตามสภาวะของของไหลที่ใช้และแบ่งตามลักษณะการใช้งาน ดังนี้คือ

#### การแบ่งตามสภาวะของไหลที่ใช้

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด เช่น น้ำมันที่บริเวณด้านล่างของหอกลั่นและน้ำมันดิบที่ป้อนเข้าหอกลั่น เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องต้มซ้ำ (Re-boiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน

3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ ไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน

4. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ โดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องแพร่กระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่นในห้อง โดยทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ โดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซและอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน ที่ใช้ก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

6. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อ ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาปและเครื่องควบแน่น ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

#### การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งตามประเภทจุดประสงค์ของการใช้งานหรือลักษณะการใช้นั้น ได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) การใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น

2. เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่อทำให้ของไหลร้อนล่วงหน้า ซึ่งเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามตำแหน่งข้างหน้าของการใช้งานหรือตามประเภทของของไหลที่ถูกอุ่นให้ร้อน เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water Preheater) เป็นต้น

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับของไหลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

4. เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheat-heater) เครื่องนี้จะทำหน้าที่เพิ่มความร้อนให้กับของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้วก่อนหน้านี้ เพื่อที่จะทำให้อยู่ในสภาวะร้อนยิ่งยวด

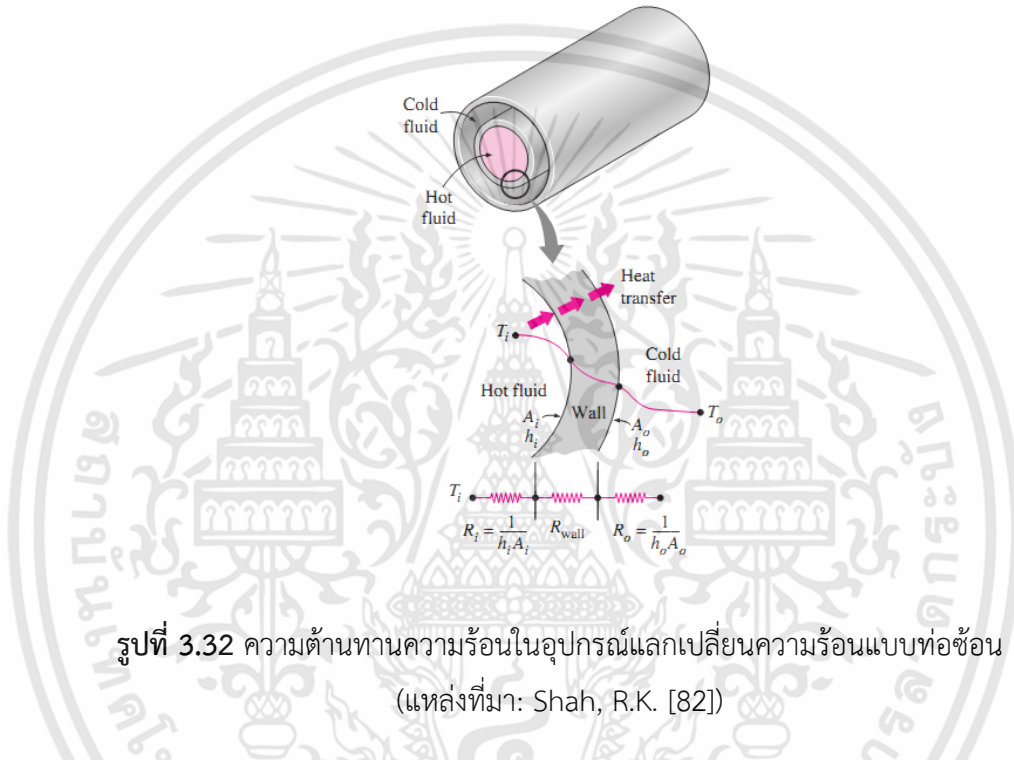
5. เครื่องต้มซ้ำ (Re-boiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนให้กับของเหลวเพื่อที่ทำให้ระเหยกลายเป็นไออีกครั้ง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ที่สำคัญก็เพื่อควบแน่นไอน้ำให้กลายเป็นของเหลว เช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำ

7. เครื่องควบแน่นทั้งหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นชนิดหนึ่ง ที่ใช้กับหอกลั่นได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอน้ำที่ออกมาจากยอดหอกลั่นได้ทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) เครื่องควบแน่นประเภทที่ถูกผลิตขึ้นใช้กับหอกลั่น มีจุดประสงค์เพื่อควบแน่นบางส่วนให้กลายเป็นของเหลว
9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล
10. เครื่องทำให้เย็นจัด (Chillier) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้ต่ำลงอย่างมาก โดยใช้สารทำความเย็น (Refrigeration) เช่น ฟร็อน แอมโมเนีย เป็นต้น



รูปที่ 3.32 ความต้านทานความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน (แหล่งที่มา: Shah, R.K. [82])

### 3.13.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

เป็นเรื่องที่สำคัญสำหรับการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่กับเซลล์ในเชิงความร้อนก็คือ การหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิดนั้นได้นิยามความหมายของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรวมระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิเป็น  $T_h$  กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น  $T_c$  ที่กันโดยผนังที่บดด้วยสมการที่ (3.73)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (3.73)$$

เมื่อ  $U$  คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (the overall heat transfer coefficient,  $W/m^2 K$ ) กำจัด  $\Delta T$  ออกไป สมการ (3.73) ก็จะลดรูปลงดังสมการ (3.74)

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad (3.74)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.13.3 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ในการออกแบบหรือเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้งานทางวิศวกรรม จำต้องมี ความสามารถในการคาดคะเนอุณหภูมิตรงทางออกของของไหลร้อนและเย็นและหาอัตราการถ่ายเท ความร้อนทั้งหมดระหว่างของของไหลร้อนและเย็นได้ เมื่อทราบอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยปกติมักใช้เป็นเวลานานโดยไม่เปลี่ยนแปลงเงื่อนไขในการ ทำงาน ดังนั้นอาจสมมุติว่าอุปกรณ์มีการไหลแบบสภาวะคงที่ คุณสมบัติของไหล เช่น อุณหภูมิ ความเร็วที่ทางออกหรือทางเข้ามีค่าคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ความ ร้อนจำเพาะของของไหลจะใช้ค่าเฉลี่ยเป็นค่าคงที่ การนำความร้อนตามแนวแกนของท่อมีการ เปลี่ยนแปลงน้อยมากและจะไม่นำมาคิดก็ได้ และสมมุติให้ผิวนอกสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนหุ้มด้วยฉนวนเป็นอย่างดีจนไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม มีการถ่ายเทความร้อน ระหว่างของไหลทั้ง 2 ชนิดเท่านั้น ดังนั้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความ ร้อนจากของไหลที่ร้อน จะมีค่าเท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ดังสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.75)$$

และ

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (3.76)$$

เมื่อ

$\dot{m}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวล (mass flow rates) (kg/s)
$C_p$	คือ ความร้อนจำเพาะ (specific heats) (J/kg·K)
$T_{out}$	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากท่อ (outlet temperature) (K)
$T_{in}$	คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้าท่อ (inlet temperature) (K)

โดยตัวห้อย h และ c สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น ตามลำดับ

ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อความสะดวกมักรวมอัตราการไหลของมวล และความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกันเป็นจำนวนหนึ่งซึ่งเรียกว่า อัตราความจุความร้อน (Heat Capacity Rate),  $C$  ดังนี้

$$C = \dot{m}_c C_p \quad (3.77)$$

สำหรับของไหลร้อน  $C_h = \dot{m}_h C_{ph}$  และสำหรับของไหลเย็น  $C_c = \dot{m}_c C_{pc}$  สามารถเขียน สมการ (3.71) และ (3.72) ในรูปของอัตราความจุความร้อน คือ

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.78)$$

และ

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (3.79)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของไหล อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ( $\Delta T$ ) ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นโดยที่

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (3.80)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้ หากจากกฎการเย็นตัวของนิวตันโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ( $U$ ) แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ( $h$ ) แต่เนื่องจาก  $\Delta T$  อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่างๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จึงมีรูปสมการเป็น

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (3.81)$$

เมื่อ  $A_s$  คือ พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน ( $m^2$ )

$\Delta T_m$  คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมระหว่างของไหล 2 ชนิด (K)



## บทที่ 4

### เทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

ในการวัดอุณหภูมิโดยใช้สารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล (thermochromic liquid crystals, TLCs) นั้น เป็นเทคนิคการวัดแบบไม่สัมผัสโดยตรง โดยจะอาศัยคุณสมบัติของการเปลี่ยนแปลงสีของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล ซึ่งจะมีการเปลี่ยนแปลงสีอย่างต่อเนื่องเมื่ออุณหภูมิมีการเปลี่ยนแปลงไป วิธีการวัดในลักษณะนี้ เป็นวิธีที่ประหยัดและสะดวก อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดไม่ซับซ้อน ซึ่งสามารถสังเกตเห็นการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิบนพื้นผิวจากสีที่ปรากฏขึ้นได้ด้วยตาเปล่า และยิ่งไปกว่านั้น ในยุคปัจจุบันยังมีการพัฒนาเทคนิคและอุปกรณ์ที่ใช้ในการบันทึกภาพอย่างมากมาย อาทิเช่น กล้องดิจิทัลที่สามารถในการบันทึกภาพที่มีความละเอียดสูงและยังมีโปรแกรมสำเร็จรูปที่ใช้สำหรับการวิเคราะห์และจำแนกสีของภาพได้อย่างง่าย เป็นต้น ซึ่งส่งผลทำให้สามารถวัดการกระจายอุณหภูมิได้อย่างสะดวกและละเอียดมากยิ่งขึ้น [83-84]

จากแนวคิดข้างต้น เราสามารถใช้เทคนิควิธีนี้ในการศึกษาปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการงานทางด้านภาพถ่ายความร้อน อาทิเช่น วิธีการวัดความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ การวัดการให้ความร้อนบนพื้นผิวต่างๆ [85] รวมไปถึงสามารถที่จะนำไปประยุกต์เพื่อวัดอุณหภูมิของผู้ป่วยในทางการแพทย์ได้ และยังสามารถนำมาทำขวดนมที่มีรูปเด็กก็ยิ้มสีเขียวเมื่อน้ำดื่มสุกที่ใช้ซึ่งนมมีอุณหภูมิระหว่าง 36-38 องศาเซลเซียส ในขณะที่เมื่อน้ำร้อนเกิน 45 องศาเซลเซียส จะปรากฏรูปเด็กร้องไห้สีแดง เป็นต้น [86] แต่ถึงอย่างไรก็ตาม ในการใช้สารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลในการวัดอุณหภูมินั้น จำเป็นต้องเลือกชนิดให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิที่ต้องการวัด และจำเป็นต้องทำการสอบเทียบ (calibration) การเปลี่ยนแปลงสีที่อุณหภูมิต่างๆ ด้วย

โดยทั่วไปแล้ว ในการวัดอุณหภูมิจึงมีความสำคัญมากในการศึกษาปรากฏการณ์ของการถ่ายเทความร้อน โดยเฉพาะวิธีการวัดค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิว ซึ่งการวัดแบบดั้งเดิมที่นิยมใช้กันทั่วไปจะเป็นการวัดอุณหภูมิโดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลที่ทำการติดตั้งบริเวณพื้นผิววัสดุโดยตรง แต่ในกรณีที่ต้องการทราบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิแบบละเอียดนั้น จำเป็นต้องใช้เทอร์โมคัปเปิ้ลเป็นจำนวนมากติดตั้งไว้บนพื้นผิววัสดุและทำการวัดค่าทุกตำแหน่งที่เวลาเดียวกัน แต่ในกรณีที่ต้องการทราบอุณหภูมิบนพื้นผิวในบริเวณแคบๆ จะไม่สามารถทำได้ อีกทั้งวิธีนี้จะมีการสูญเสียความร้อนผ่านสายสัญญาณจากหัววัดโดยการนำความร้อนทำให้การวัดค่าอุณหภูมิที่ได้มีความคลาดเคลื่อน จึงส่งผลให้ในการหาค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนมีค่าคลาดเคลื่อนไปด้วย นอกจากนี้วิธีการวัดแบบนี้แล้ว ยังมีการวัดอีกหลากหลายวิธี อาทิเช่น การใช้กล้องอินฟราเรด (infrared thermometry) เป็นอีกวิธีหนึ่งที่สะดวกและง่าย เนื่องจากเป็นเครื่องมือวัดอุณหภูมิแบบไม่สัมผัสโดยตรง แต่จะอาศัยการวัดการแผ่รังสีจากผิววัตถุ แต่จำเป็นต้องทราบค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีความร้อนของพื้นผิวที่จะทำการวัดอุณหภูมิ เพื่อให้ได้ค่าอุณหภูมิที่แม่นยำและเชื่อถือได้ และในบาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีไม่สามารถใช้เทคนิควิธีนี้ได้ เช่น การวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวที่จมในของเหลว เนื่องจากการแผ่รังสีจากผิววัตถุไม่สามารถที่จะผ่านของเหลวได้หมด และปัจจัยหลักอีกอย่างหนึ่งคือ อุปกรณ์วัดมีราคาค่อนข้างสูงเมื่อทำการเปรียบเทียบกับเทคนิควิธีวัดชนิดอื่น [87]

ในการศึกษาวิจัยนี้ จะแนะนำเกี่ยวกับคุณสมบัติต่างๆ ของสารเทอร์โมโครมิกคลิควิดคริสตอล การสอบเทียบ และวิธีการใช้เทอร์โมโครมิกคลิควิดคริสตอลในการวัดอุณหภูมิ และการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนบนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน

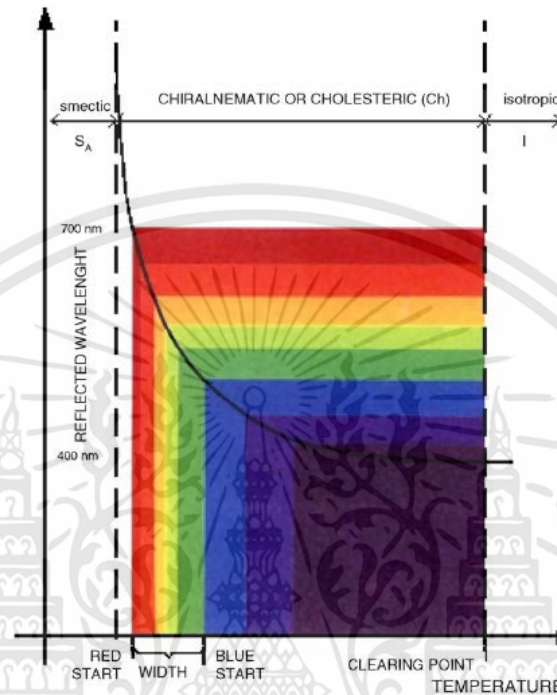
#### 4.1 คุณสมบัติที่สำคัญของเทอร์โมโครมิกคลิควิดคริสตอล

เทอร์โมโครมิก (thermochromic) เป็นสารที่มีคุณสมบัติพิเศษสามารถเปลี่ยนสีได้เมื่ออุณหภูมิของสารเปลี่ยนไป โดยทั่วไปสารเทอร์โมโครมิกมี 2 ประเภทคือ ผลึกเหลว (liquid crystal) และสารลูโคไดย (leuco dye) ลักษณะของโตนสีที่ปรากฏของผลึกเหลวขึ้นอยู่กับธรรมชาติของโครงสร้างผลึกที่สะท้อนความยาวคลื่นแสงออกไป โดยที่การเปลี่ยนแปลงของผลึกเหลวที่ปรากฏเป็นสีออกมาจะเกิดเฉพาะช่วงที่ผลึกเหลวอยู่ในสถานะเป็นนีมาติกเมโซเฟส (nematic mesophase) เมื่อผลึกเหลวมีอุณหภูมิเปลี่ยนไปจะทำให้ช่องว่างระหว่างชั้นในโครงสร้างผลึกเหลวเกิดการเปลี่ยนแปลงด้วย ทำให้มีการเปลี่ยนความยาวคลื่นแสง โดยที่นี้ผลึกเหลวสามารถเปลี่ยนสีอย่างต่อเนื่องจากสีดำเป็นสารที่มีสี และเปลี่ยนกลับมาเป็นสีดำอีกครั้งตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนไป ผลึกเหลวมักใช้กับอุปกรณ์ที่ต้องการบอกการเปลี่ยนแปลงด้วยสีอย่างแม่นยำ อาทิเช่น อุปกรณ์วัดอุณหภูมิห้อง และอุณหภูมิตู้เย็น เป็นต้น โดยเมื่อต้องการประยุกต์ใช้ผลึกเหลวกับผลิตภัณฑ์ต่างๆ ที่เปลี่ยนสีได้ตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง ผลึกเหลวจะถูกบรรจุในไมโครแคปซูลทรงกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 10 ไมโครเมตร แล้วไมโครแคปซูลนับพันล้านแคปซูลจะถูกผสมรวมกับอะคริลิก (acrylic) ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการยึดติดกับวัสดุต่างๆ ในการนำไปประยุกต์ใช้ เช่น กระดาษ ผ้า พลาสติก เป็นต้น

ลูโคไดยสามารถเปลี่ยนสีเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนไปเนื่องจากโครงสร้างโมเลกุลสามารถเปลี่ยนแปลงได้ 2 แบบ คือ แบบมีสี และแบบไม่มีสี โดยขณะที่สารลูโคไดยมีอุณหภูมิต่ำ สารลูโคไดยจะแสดงสีเฉพาะตัวปรากฏออกมา ในขณะที่ถ้าอุณหภูมิเพิ่มขึ้นถึงระดับหนึ่ง สีของสารลูโคไดยจะหายไปกลายเป็นสารไม่มีสี สารลูโคไดยนิยมใช้กับอุปกรณ์แสดงผลที่ไม่ต้องการความถูกต้องแม่นยำ อาทิเช่น ของเล่น และแก้วน้ำเปลี่ยนสี เป็นต้น เนื่องจากสารลูโคไดยมีค่าอุณหภูมิที่ทำให้สารเปลี่ยนสีเป็นช่วงกว้างประมาณ 3-10 องศาเซลเซียส ต่างจากผลึกเหลวที่มีค่าอุณหภูมิที่เกิดการเปลี่ยนสีเฉพาะ ดังนั้นสารลูโคไดยจึงมีการตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิช้ากว่าและไม่เที่ยงตรงเท่าผลึกเหลว เช่นเดียวกับผลึกเหลวสารลูโคไดยต้องบรรจุในไมโครแคปซูล และนำไปผสมกับสารอื่นที่ทำหน้าที่ยึดเกาะบนผิววัสดุ [88]

โดยที่สารเทอร์โมโครมิกคลิควิดคริสตอลเป็นสารประกอบจำพวกอแกนิกที่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะระหว่างของเหลวและของแข็งตามอุณหภูมิ ในขณะที่สารเทอร์โมโครมิกคลิควิดคริสตอลมีสถานะเป็นของแข็ง เมื่อส่องสารนี้ด้วยแสงสีขาวจะพบว่าสารนี้จะมีลักษณะใสไม่มีสี แต่เมื่อเพิ่มเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สว่นไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิสูงขึ้นถึงจุดหนึ่ง จะเกิดการเปลี่ยนแปลงการจัดเรียงโมเลกุลภายในสาร ทำให้แสงที่สะท้อนจากสารนี้จะเปลี่ยนแปลงความยาวคลื่นอย่างต่อเนื่อง ปรากฏการณ์การสะท้อนแสงนี้จะเกิดขึ้นซ้ำในช่วงอุณหภูมิหนึ่งเมื่อมีการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของสารนี้ [89]



รูปที่ 4.1 การเปลี่ยนแปลงสีของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล (แหล่งที่มา: Stasiek, J. et al. [86])

สำหรับการเปลี่ยนสีของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล ดังแสดงในรูปที่ 4.1 เมื่อสารนี้มีอุณหภูมิสูงถึงจุดหนึ่งคือ  $T_{rs}$  (rs: red start) จะเริ่มเปลี่ยนจากสารที่ใสไม่มีสีเป็นสีเทา หลังจากนั้นจะเปลี่ยนสีเป็นสีแดง ส้ม เหลือง และเขียว ตามลำดับ และจะเปลี่ยนเป็นสีน้ำเงิน เมื่ออุณหภูมิถึงอีกจุดหนึ่งคือ  $T_{bs}$  (bs: blue start) และหากเพิ่มอุณหภูมิให้สูงขึ้นอีกสีของสารจะเปลี่ยนเป็นสีม่วง ม่วงเข้ม และกลับไปเป็นใสไม่มีสีอีกครั้ง โดยทั่วไปสารเทอร์โมลิควิดคริสตอลจะมีหลายสูตร และสารนี้จะอยู่ในรูปของน้ำมันและคุณสมบัติทางอุณหภูมิของสารจะสูญเสียได้ง่ายถ้าถูกปนเปื้อนจากสารเคมีอื่นหรือเมื่อถูกแสงอุลตราไวโอเล็ต ดังนั้น ในการผลิตสารนี้จะถูกบรรจุอยู่ในรูปของผงบรรจุในแคปซูลขนาดเล็กตามที่ได้นำเสนอมาในหัวข้อที่ผ่านมา หรือเป็นของเหลวสำหรับทาบนผิวหรือโพลีเมอร์แบบแผ่นที่อยู่ในรูปของแผ่นฟิล์มพร้อมติด ซึ่งสามารถที่จะนำไปประยุกต์ใช้ในการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวที่มีรูปร่างซับซ้อนได้หลากหลายรูปแบบ เช่น พื้นผิวโค้งหรือพื้นผิวไม่เรียบได้ตามต้องการ เป็นต้น [90]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 4.2 การเลือกสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลในการวัดอุณหภูมิพื้นผิว

ในการที่จะนำสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลไปประยุกต์ใช้วัดอุณหภูมิพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องพิจารณาถึงวิธีการเลือกชนิดและประเภทของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล การสอบเทียบสี และขั้นตอนในการวิเคราะห์ภาพ ซึ่งในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงขั้นตอนต่างๆ ที่สำคัญดังต่อไปนี้

### 4.2.1 การเลือกสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

สารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภท ตามช่วงความกว้างของอุณหภูมิที่เปลี่ยนสี คือ ประเภทเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมิแคบ (narrow-band) จะมีการเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมิ 1-2 องศาเซลเซียส และประเภทเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมิกว้าง (wide-band) จะมีการเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมিরะหว่าง 5-20 องศาเซลเซียส สำหรับสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลประเภทเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมิแคบ มีข้อดีคือ มีความถูกต้องความละเอียดในการวัดสูง และสะดวกในการแปลงสีเป็นอุณหภูมิ ใช้ระบบประมวลภาพที่ไม่ซับซ้อน แต่มีข้อด้อยคือ จะไม่สามารถใช้ในการวัดการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิวที่มีช่วงกว้างได้ ในขณะที่ประเภทที่มีการเปลี่ยนสีในช่วงอุณหภูมิกว้าง สามารถดูการกระจายอุณหภูมิบนพื้นผิวทั้งหมด แต่ต้องใช้ระบบประมวลภาพที่ซับซ้อนเพื่อวัดการกระจายอุณหภูมิแบบเชิงปริมาณที่แม่นยำ



To Order Visit <a href="http://omega.com/lcs">omega.com/lcs</a> labels for Pricing and Details		
Individual 31 x 31 cm (12 x 12") Sheet Model No.	Kit, Six 15 x 31 cm (6 x 12") Sheets Model No.	Temperature Range
LCS-77	LCS-77-KIT	20 to 25°C (68 to 77°F)
LCS-86	LCS-86-KIT	25 to 30°C (77 to 86°F)
LCS-95	LCS-95-KIT	30 to 35°C (86 to 95°F)
LCS-97	LCS-97-KIT	35 to 36°C (95 to 97°F)
LCS-104	LCS-104-KIT	35 to 40°C (95 to 104°F)
LCS-113	LCS-113-KIT	40 to 45°C (104 to 113°F)
	LCS-KIT	Six sheets, one of each temperature range, listed above

รูปที่ 4.2 ช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลที่ใช้ในการสอบเทียบ (แหล่งที่มา: Omega Engineering Co., Ltd. [91])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

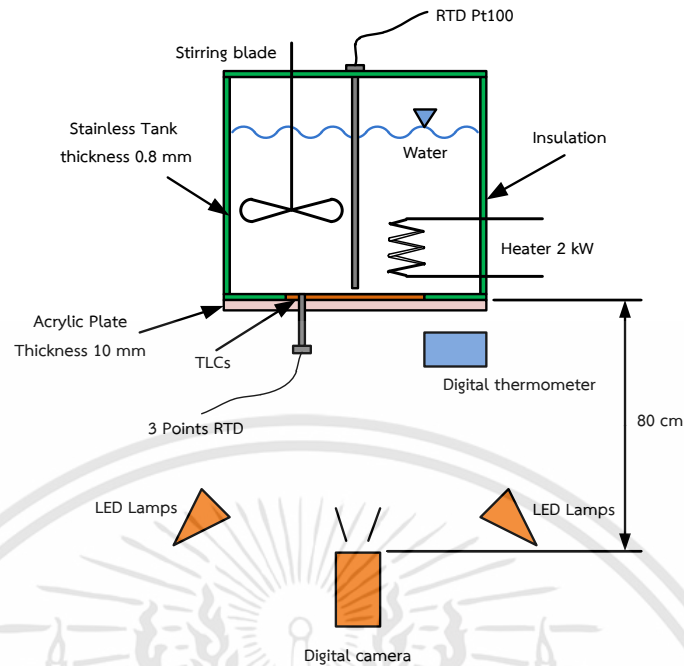
ในการศึกษาวิจัยนี้ ได้ทำการเลือกสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลชนิดแบบแผ่นจากบริษัท Omega Engineering Co., Ltd. [91] อยู่ในรูปแบบแผ่นฟิล์มหรือแบบแผ่นพลาสติกพร้อมติด ดังแสดงในรูปที่ 4.2 ซึ่งสามารถที่จะนำไปใช้ได้อย่างสะดวกและง่ายในการติดตั้งบนพื้นผิวที่มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงของอุณหภูมิที่ไม่กว้างมากนัก มีช่วงความกว้างของอุณหภูมิให้เลือกอยู่ 2 ช่วง คือ ช่วงอุณหภูมิแคบ (1 องศาเซลเซียส) และช่วงอุณหภูมิกว้าง (5 องศาเซลเซียส) ในการทดสอบได้เลือกใช้ช่วงอุณหภูมิใช้งานอยู่ในช่วง 30 องศาเซลเซียส จนถึง 35 องศาเซลเซียส ลักษณะของแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีขนาดกว้าง 15 เซนติเมตร และยาว 30 เซนติเมตร ซึ่งมีขนาดเท่ากับผนังด้านข้างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ใช้ในการทดสอบการศึกษาการเพิ่มการถ่ายความร้อน

#### 4.2.2 การสอบเทียบอุณหภูมิสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

ในการสอบเทียบสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเป็นกระบวนการที่สำคัญที่สุดมีผลต่อความแม่นยำในการวัดอุณหภูมิ สามารถทำได้ 2 วิธี คือวิธีสอบเทียบบนผนังที่มีอุณหภูมิคงที่ (isotherm) และวิธีสอบเทียบบนผนังที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (temperature gradient)

สำหรับวิธีสอบเทียบอุณหภูมิต่อผนังที่มีอุณหภูมิคงที่ วิธีนี้จะควบคุมอุณหภูมิบนผิวที่เคลือบสารหรือติดแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลให้คงที่เท่ากันตลอดทั้งแผ่นและใช้กล้องดิจิทัลในการบันทึกภาพสี เพื่อสร้างข้อมูลสอบเทียบระหว่างค่าสีกับอุณหภูมิ ในการสอบเทียบจะสามารถทำได้โดยการเพิ่มอุณหภูมิบนผนังจนสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงสี หลังจากนั้นจะทำการบันทึกอุณหภูมิบนผนังในขณะนั้นและบันทึกภาพของเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล กระบวนการนี้จะทำซ้ำที่อุณหภูมิผนังสูงขึ้นเรื่อยๆ จนถึงอุณหภูมิที่เทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเปลี่ยนเป็นสีน้ำเงินเข้มหรือม่วงเข้ม ถึงแม้ขั้นตอนของการสอบเทียบและอุปกรณ์ที่ใช้ไม่ซับซ้อน แต่ใช้เวลาในการสอบเทียบค่อนข้างนานมาก เนื่องจากต้องทำการสอบเทียบข้อมูลเป็นจำนวนมากและมีความละเอียด เพื่อให้ได้ข้อมูลของสีสำหรับใช้วัดอุณหภูมิเพียงพอ สำหรับการสอบเทียบบนผนังที่มีการกระจายอุณหภูมิ (gradient method) วิธีนี้จะทำการติดแผ่นหรือเคลือบสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลบนผนังที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ เช่น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิบนพื้นผิวแบบเชิงเส้นและทราบอุณหภูมิแต่ละจุด วิธีนี้สามารถสอบเทียบอุณหภูมิได้อย่างต่อเนื่อง เพราะการเปลี่ยนแปลงสีบนผนังของสารเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเป็นแบบต่อเนื่อง ทำให้ได้ข้อมูลของการสอบเทียบมีมากกว่าวิธีแรก และเวลาในการสอบเทียบน้อยกว่า ซึ่งสามารถบันทึกข้อมูลของสีกับอุณหภูมิจากการบันทึกภาพเพียงครั้งเดียว แต่อย่างไรก็ตาม ไม่ว่าจะใช้การสอบเทียบโดยวิธีใดก็ตาม ระบบบันทึกภาพ เงื่อนไขการให้แสงสว่างและการปรับค่าของการถ่ายภาพ อาทิเช่น มุมการให้แสงและมุมบันทึกภาพที่ใช้ในการสอบเทียบสี ควรจะใช้เหมือนกับเงื่อนไขของการใช้งานจริง เป็นต้น ในการใช้แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเพื่อวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จำเป็นต้องทำการสอบเทียบอุณหภูมิกับสีที่มีการเปลี่ยนแปลงบนแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลก่อน [92]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

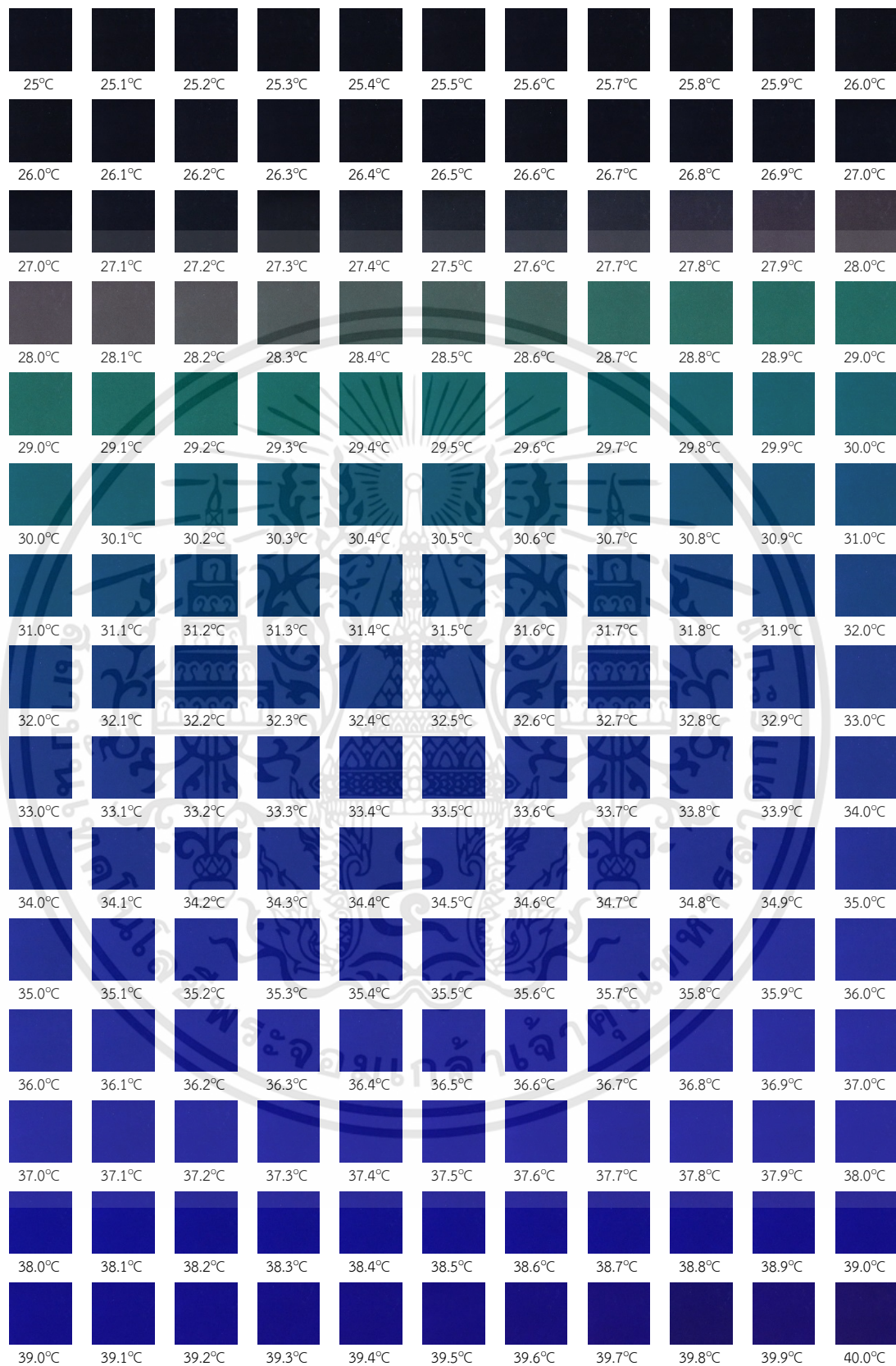


รูปที่ 4.3 ชุดทดลองที่ใช้ในการสอบเทียบค่าสีของแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

รูปที่ 4.3 แสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการสอบเทียบสี ถังน้ำที่ใช้ในการสอบเทียบจะทำมาจากวัสดุที่เป็นสแตนเลส มีความหนา 0.8 มิลลิเมตร ทำการติดตั้งขดลวดความร้อนขนาด 2 กิโลวัตต์ ไว้ภายในถังน้ำเพื่อเพิ่มอุณหภูมิของน้ำ ขั้วของขดลวดความร้อนจะต่อเข้ากับแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับที่สามารถปรับแรงดันและกระแสไฟฟ้าได้ และทำการติดตั้งชุดใบกวนไว้ภายในถังน้ำเพื่อทำหน้าที่ผสมและคลุกเคล้าน้ำให้มีอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกัน โดยรอบๆ ของถังน้ำจะทำการติดตั้งฉนวน เพื่อลดการสูญเสียความร้อนไปยังสิ่งแวดล้อม ส่วนด้านล่างของถังน้ำจะเปิดช่องที่ลักษณะเป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 20 เซนติเมตร และสูง 20 เซนติเมตร ไว้สำหรับติดตั้งแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลเพื่อแสดงสีที่อุณหภูมิต่างๆ และถังสแตนเลสบางจะมีหน้าที่รับความร้อนจากน้ำและกระจายความร้อนให้ทั่วทั้งแผ่น ส่วนทางด้านหน้าของแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลจะทำการติดตั้งกล้องดิจิตอลความละเอียดสูงเพื่อทำการบันทึกภาพการแสดงสีของแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล อุณหภูมิของน้ำและอุณหภูมิบนพื้นผิวของแผ่นสแตนเลสสามารถวัดค่าได้จากการติดตั้ง RTD Pt100 และในการสอบเทียบสีแต่ละครั้งจะกำหนดช่วงอุณหภูมิตั้งแต่ 25 องศาเซลเซียส จนถึง 40 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นช่วงที่แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลไม่แสดงสี (สีดำ) จนไปถึงช่วงที่มีการแสดงสีเป็นน้ำเงินเข้มหรือม่วงเข้ม

สำหรับขั้นตอนในการสอบเทียบสีนั้น ต้องทำการติดตั้งอุปกรณ์ให้อยู่ในสภาวะเดียวกันกับการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยทำการแบ่งการสอบเทียบออกเป็น 2 วิธี คือ วิธีแรกจะทำการปรับค่าจากอุณหภูมิต่ำไปหาอุณหภูมิสูง และวิธีที่สองจะทำการปรับค่าจากอุณหภูมิสูงไปหาอุณหภูมิต่ำ เพื่อทำการตรวจสอบคุณสมบัติการเกิดฮิสเทอรีซิส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 สีที่ปรากฏบนแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลที่อุณหภูมิต่างๆ ที่ได้จากการสอบเทียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการสอบเทียบวิธีแรกจะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับขดลวดความร้อน จนกระทั่งอุณหภูมิของแผ่นสแตนเลสมีค่าเท่ากับ 25 องศาเซลเซียส ซึ่งแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตอลจะไม่แสดงสี (สีดำ) แล้วรอให้อุณหภูมิบนแผ่นสแตนเลสมีค่าคงที่และสม่ำเสมอ จึงทำการบันทึกภาพแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตอล และทำซ้ำในลักษณะเดียวกันโดยเพิ่มอุณหภูมิบนแผ่นสแตนเลสครั้งละ 0.1 องศาเซลเซียส จนถึงอุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นช่วงที่แผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตอลแสดงสีน้ำเงินเข้มหรือม่วงเข้ม และในการสอบเทียบวิธีที่สองจะทำการเพิ่มอุณหภูมิให้มีค่าเท่ากับ อุณหภูมิ 40 องศาเซลเซียส และหลังจากนั้นปล่อยให้อุณหภูมิเย็นลงครั้งละ 0.1 องศาเซลเซียส จนถึงอุณหภูมิลดลงมาอยู่ที่ 25 องศาเซลเซียส ซึ่งในการสอบเทียบจะทำทดสอบซ้ำทั้ง 2 แบบ เป็นจำนวนอย่างละ 3 ครั้ง

#### 4.2.3 การวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการสอบเทียบ

รูปที่ 4.4 แสดงตัวอย่างผลการสอบเทียบสีของแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตอลที่อุณหภูมิต่างๆ และเมื่อนำภาพทั้งหมดที่ได้จากการสอบเทียบสีแต่ละภาพมาวิเคราะห์สีให้อยู่ในระบบสี *RGB* โดยที่ จะมีแกนสีหลัก คือ สีแดง (red) สีเขียว (green) และสีน้ำเงิน (blue) จากนั้นทำการแปลงให้เปลี่ยนไปเป็นระบบสี *HSI* โดยที่ จะมีแกนสีหลัก คือ ค่าสี (hue) ความบริสุทธิ์ของสี (saturation) และความสว่าง (lightness) [93] ตามสมการดังต่อไปนี้

$$H = \begin{cases} \theta & \left\{ \begin{array}{l} \text{if } B \leq G \\ \text{if } B > G \end{array} \right. \end{cases} \quad (4.1)$$

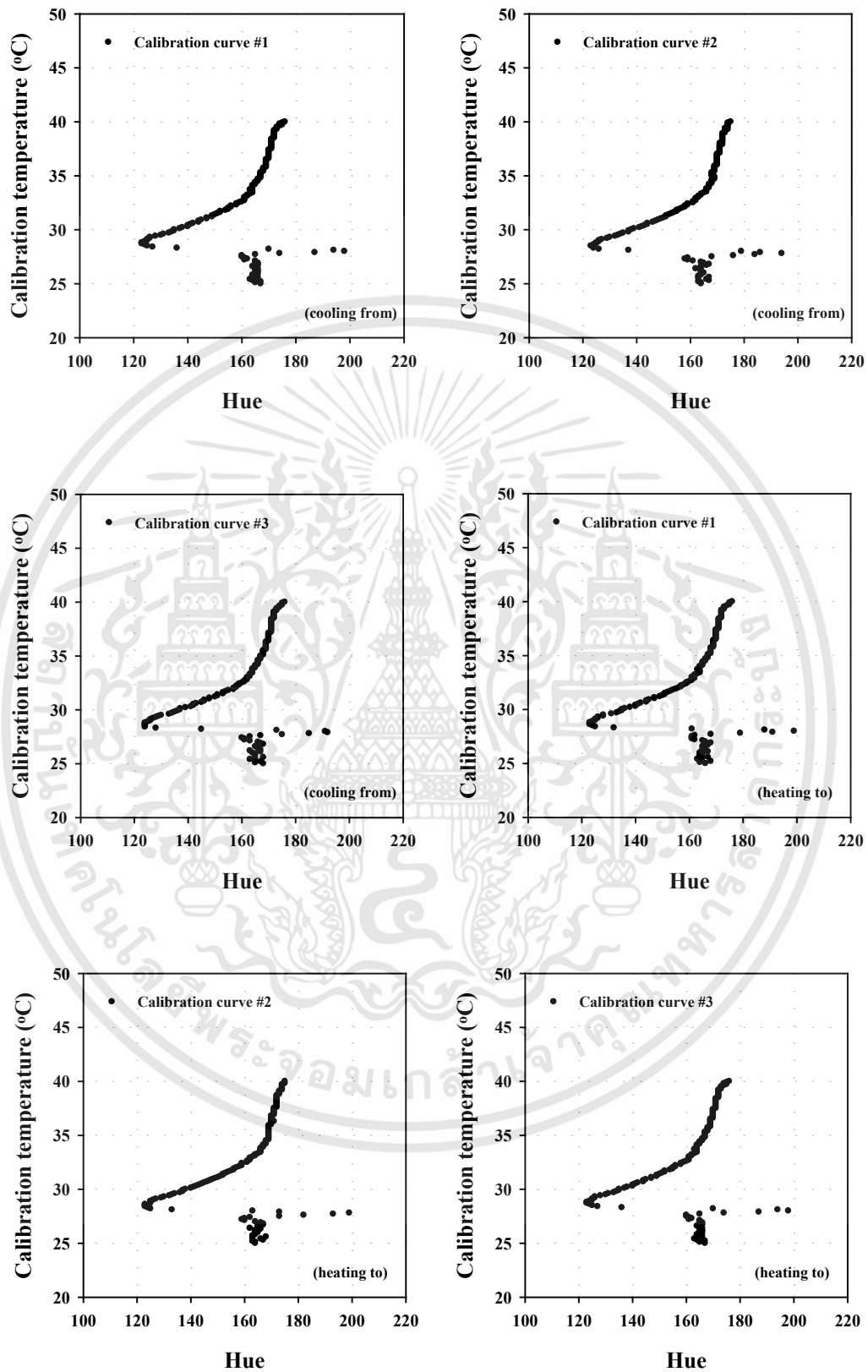
$$\theta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\frac{1}{2}[(R-G)+(R-B)]}{\left[ \frac{1}{4}[(R-G)^2 + (R-B)^2 + (G-B)^2] \right]^{\frac{1}{2}}} \right\} \quad (4.2)$$

$$S = 1 - \frac{3}{(R+G+B)} [\min(R, G, B)] \quad (4.3)$$

$$I = \frac{1}{3}(R+G+B) \quad (4.4)$$

เมื่อ *H* (hue) คือ เป็นค่าที่บ่งบอกถึงความเป็นสีจริงซึ่งเกิดมาจากการนำแม่สีแดง สีเขียว และสีน้ำเงินมาผสมกัน ซึ่งจะเป็นส่วนของมุมมองสีที่ทำมุมกันรอบแกนในแนวตั้ง มีช่วงตั้งแต่ 0 องศา จนถึง 360 องศา โดยจะมีระดับสีแต่ละมุมมองสี 60 องศา หมุนกันจนกลายเป็นรูปหกเหลี่ยม ค่า *S* (saturation) คือ คุณสมบัติที่ใช้อัตราที่สีบริสุทธิ์ถูกทำให้เจือจางด้วยสีขาว ซึ่งจะมีค่าอยู่ระหว่าง 0 จนถึง 1 และค่า *I* (intensity) คือ คุณสมบัติที่ใช้อธิบายความเข้มหรือความสว่างของสี

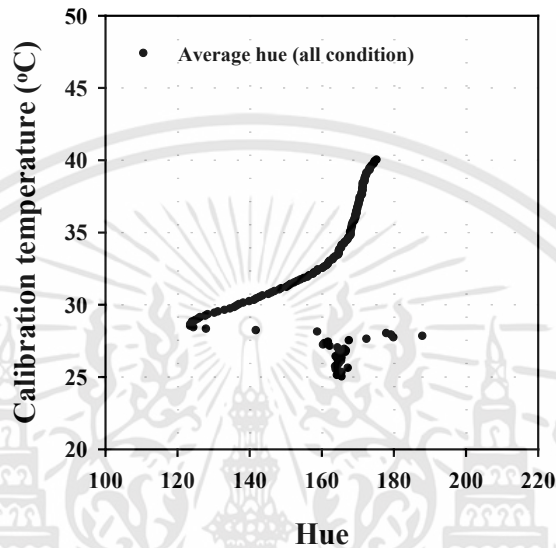
สมการที่ (4.1)–(4.4) สามารถที่จะคำนวณหาค่าเฉลี่ยของค่าสี (hue) ที่อุณหภูมิต่างๆ จากภาพถ่ายของสีที่แสดงในรูปที่ 4.4 โดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการวิเคราะห์ภาพ จากนั้นนำมาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับค่าสี (hue) ในระบบสี *HSI* ดังแสดงดังรูปที่ 4.5



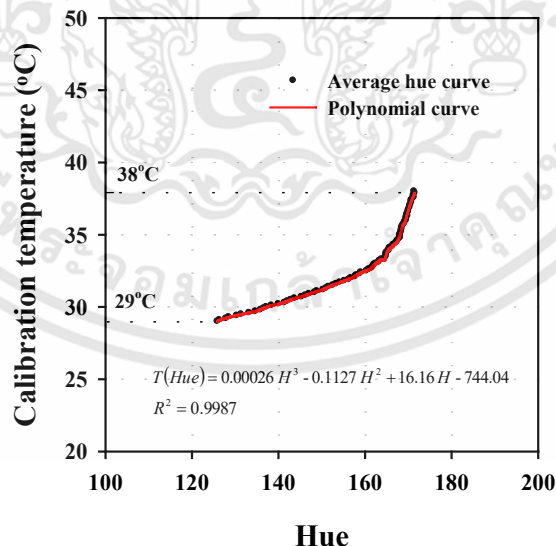
รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับค่าสี (hue) ที่อยู่ในระบบสี *HSI* ที่ได้จากการสอบเทียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับตัวประกอบของค่าสี (hue) ในระบบสี *HSI* ที่อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติที่ได้จากการสอบเทียบทั้งในกรณีที่มีการเพิ่มอุณหภูมิและกรณีที่มีการลดอุณหภูมิทั้งหมด 6 ครั้ง จากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าตัวประกอบสีเฉลี่ย  $H_{avg}$  และทำการตัดช่วงค่าที่ไม่จำเป็นออก จะได้กราฟดังแสดงในรูปที่ 4.6 และรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยของค่าสี (hue) ในระบบ *HSI* กับอุณหภูมิ



รูปที่ 4.7 เส้นกราฟที่ได้จากการสอบเทียบที่มีความสัมพันธ์ที่อยู่ในรูปของสมการพหุนามลำดับที่สามโดยวิธีการถดถอยแบบไม่เป็นเชิงเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

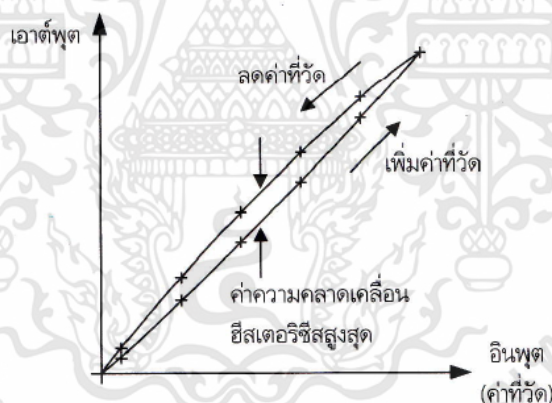
รูปที่ 4.7 สามารถนำไปหาสมการที่ได้จากความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยตัวประกอบของค่าสี (hue) ในระบบสี *HSI* กับค่าอุณหภูมิที่อยู่ในรูปแบบสมการโพลีโนเมียลลำดับที่สาม โดยวิธีการถดถอยแบบไม่เป็นเชิงเส้น ดังสมการต่อไปนี้

$$T_w = 0.000262H^3 - 0.112715H^2 + 16.167973H - 744.041481 \quad (4.5)$$

สมการที่ (4.5) มีค่าสัมประสิทธิ์แสดงการตัดสินใจ (r-squared หรือ coefficient of determination) เท่ากับ 0.9884 ซึ่งสามารถที่จะนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าอุณหภูมิในแต่ละจุดของภาพ (pixel) ที่เงื่อนไขค่าสี (hue) ที่อยู่ภายในช่วงของอุณหภูมิ 29-38 องศาเซลเซียส เท่านั้น

### 4.3 ฮิสเตอรีซิส

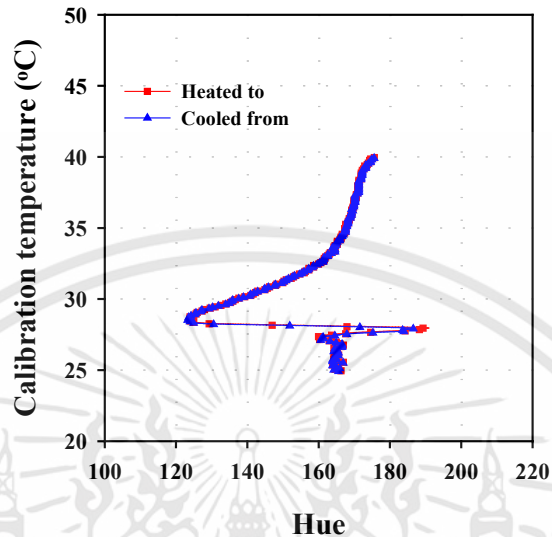
ฮิสเตอรีซิส (hysteresis) คือ การเกิดขึ้นจากผลต่างของสัญญาณเอาต์พุตของเซนเซอร์ เมื่อทำการการวัดปริมาณทางฟิสิกส์ทางอินพุต โดยปรับค่าน้อยไปมากและปรับค่าลดลงจากมากไปน้อย คุณสมบัติฮิสเตอรีซิสนี้ก่อให้เกิดค่าความคลาดเคลื่อนและส่งผลกระทบต่อความแม่นยำของระบบหรืออุปกรณ์ด้วย กราฟคุณสมบัติของฮิสเตอรีซิสทางทฤษฎีดังกล่าว แสดงอยู่ในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 เส้นกราฟแสดงความคลาดเคลื่อนของสัญญาณที่เกิดขึ้น  
(แหล่งที่มา: วรพงศ์ ตั้งศรีรัตน์ [94])

ปริมาณอินพุตของเซนเซอร์ซึ่งเป็นค่าที่ทำการวัดหรือต้องการตรวจสอบจะถูกปรับให้มีค่ามากขึ้นจนกระทั่งถึงย่านในการวัดสูงสุด ในทางกลับกันก็ทำการปรับค่าให้ลดลงจนกระทั่งถึงย่านในการวัดต่ำสุดเช่นกัน ซึ่งพบว่าเกิดผลต่างของสัญญาณเอาต์พุตที่ได้จากเซนเซอร์ขึ้น โดยจะเรียกค่าความคลาดเคลื่อนของสัญญาณเอาต์พุตที่เกิดขึ้นนี้ว่า ฮิสเตอรีซิส [94] จากผลการทดลองการสอบเทียบแผ่นเทอร์โมลิควิดคริสตอล พบว่า เมื่อทำการปรับค่าอุณหภูมิเพิ่มจากน้อยไปมากและปรับค่า

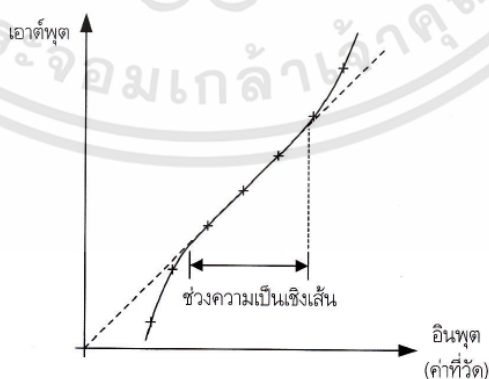
อุณหภูมิลดจากมากไปหาน้อย โดยไม่เกิดผลต่างของสัญญาณเอาต์พุตและค่าความคลาดเคลื่อนฮิสเทอรีซิส ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 ฮิสเทอรีซิสที่เกิดขึ้นในการสอบเทียบสำหรับในกรณีที่มีการเพิ่มและลดอุณหภูมิ

#### 4.4 ความเป็นเชิงเส้น

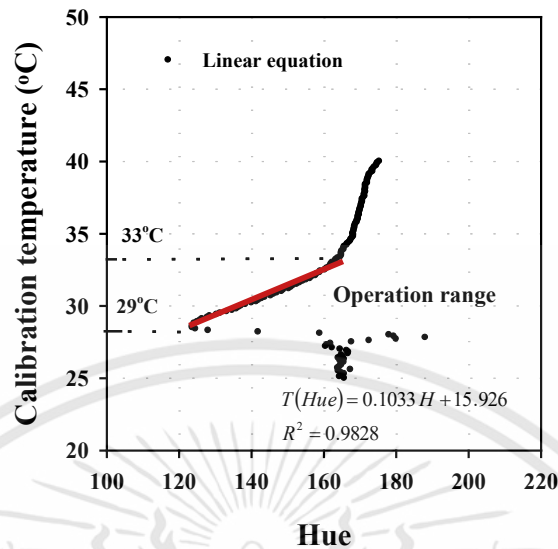
คุณสมบัติของความเป็นเชิงเส้น (linearity) คือ ความสัมพันธ์ระหว่างอินพุตกับเอาต์พุตของเซนเซอร์ที่มีคุณสมบัติเป็นเชิงเส้น หรือมีลักษณะเป็นกราฟเส้นตรง ดังแสดงในรูปที่ 4.10 ความเป็นเชิงเส้นยังแสดงถึงช่วงสูงสุดที่กราฟคุณสมบัติยังคงเป็นเชิงเส้นอยู่ หรือเรียกช่วงดังกล่าวนี้ว่า ช่วงในการปฏิบัติงาน (operation range) ของเซนเซอร์ โดยทั่วไปนิยมบอกในหน่วยของเปอร์เซ็นต์ [94]



รูปที่ 4.10 เส้นกราฟแสดงคุณสมบัติของความเป็นเชิงเส้น

(แหล่งที่มา: วรพงศ์ ตั้งศรีรัตน์ [94])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 คุณสมบัติความเป็นเชิงเส้นของสารเทอร์โมลิวิดคริสตอลที่ได้จากการสอบเทียบ

รูปที่ 4.11 พบว่า คุณสมบัติความเป็นเชิงเส้นของสารเทอร์โมลิวิดคริสตอลจะอยู่ในช่วงของอุณหภูมิ 29 องศาเซลเซียส จนถึง 33 องศาเซลเซียส ซึ่งยังคงแสดงให้เห็นถึงช่วงสูงสุดที่กราฟคุณสมบัติยังคงเป็นเชิงเส้นอยู่ หรือเราจะเรียกช่วงดังกล่าวนี้ว่า ช่วงในการปฏิบัติงาน (operation range) ของเซนเซอร์และเมื่อนำไปหาความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฉลี่ยของตัวประกอบของค่าสี (hue) กับค่าอุณหภูมิที่อยู่ในรูปแบบสมการเส้นตรง ได้ดังนี้

$$T(\text{Hue}) = 0.1033\text{Hue} + 15.926 \quad (4.7)$$

สมการที่ (4.7) มีค่าสัมประสิทธิ์แสดงการตัดสินใจ (R-Squared หรือ Coefficient of Determination) เท่ากับ 0.9828 ซึ่งสามารถที่จะนำไปใช้ในการคำนวณหาค่าอุณหภูมิในแต่ละจุดของภาพ (Pixel) ที่เงื่อนไขค่าสี (hue) ที่อยู่ภายในช่วงของอุณหภูมิ 29-33 องศาเซลเซียส เท่านั้น

## บทที่ 5

# การออกแบบอุปกรณ์และวิธีการทดลอง

### 5.1 บทนำ

ในบทนี้กล่าวถึง การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ สี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นไบพิด รายละเอียดในส่วนเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ ในการทดลอง ตลอดจนวิธีการทดลองในแต่ละขั้นตอน และการเก็บข้อมูลเพื่อทำการวิเคราะห์ผลการ ทดลอง และจากนั้นจะกล่าวถึง สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์ข้อมูลของการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ภายในท่อที่อยู่ในรูปของค่าเลขนัสเซิลท์ และความดันสูญเสียในระบบที่อยู่ในรูปของค่าตัวประกอบ ความเสียดทาน ซึ่งผลการทดลองที่ได้จะทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ รวมไปถึงสมการที่ใช้ ในการวิเคราะห์หาตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน หรือค่าสมรรถนะของการเพิ่มขึ้นทาง ความร้อน ซึ่งอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่กำลังขับของพัดลมอัดอากาศมีค่าเท่ากัน

### 5.2 การออกแบบอุปกรณ์และชุดทดลอง

#### 5.2.1 การหาขนาดของพัดลมที่ใช้ในการทดลอง

ในการกำหนดขนาดของพัดลม จะพิจารณาที่ค่าเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) เท่ากับ 24,000 ซึ่งเป็น สภาวะการทำงานของพัดลมที่มีค่าสูงสุด

จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter,  $D_h$ )

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (5.1)$$

เมื่อ  $A_c$  คือ พื้นที่ของหน้าตัดของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ( $m^2$ )

$P$  คือ เส้นรอบรูปของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า (m)

พื้นที่ของหน้าตัดของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ได้จากสมการ

$$A_c = W \times H \quad (5.2)$$

เมื่อ  $W$  คือ ความกว้างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า (m)

$H$  คือ ความสูงของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า (m)

แทนค่าลงในสมการ จะได้ว่า

$$A_c = 0.15 \times 0.04 = 0.006 \text{ m}^2$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และเส้นรอบรูปของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า หาได้จากสมการ

$$P = 2(W + H) \quad (5.3)$$

แทนค่าลงในสมการ จะได้ว่า

$$P = 2(0.15 + 0.04) = 0.38 \text{ m}$$

ดังนั้น เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า จะมีค่าเท่ากับ

$$D_h = \frac{4 \times 0.006}{0.38} = 0.0632 \text{ m}$$

และจากตารางคุณสมบัติของอากาศที่ภาคผนวก ก. อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล มีค่าเท่ากับ 300 K ซึ่งจะหาคุณสมบัติของของไหลที่ใช้ในการคำนวณได้ ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 5.1 คุณสมบัติของอากาศที่ใช้ในการคำนวณ

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kgK)	$\mu \cdot 10^7$ (Ns/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/mK)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707

จากสมการค่าเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re)

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (5.4)$$

เมื่อ  $\rho$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m<sup>3</sup>)

$\mu$  คือ ความหนืดไดนามิกหรือความหนืดสมบูรณ์ (N·s/m<sup>2</sup>)

เปลี่ยนรูปสมการเพื่อใช้ในการหาความเร็วของอากาศ (velocity,  $V$ )

$$V = \frac{Re \mu}{\rho D_h} \quad (5.5)$$

แทนค่าในสมการ จะได้ว่า

$$V = \frac{23,000 \times 184.6 \times 10^{-7}}{1.1614 \times 0.0632} = 5.78 \text{ m/s}$$

จากสมการ อัตราการไหลโดยปริมาตร (volume flow rate,  $\dot{V}$ )

$$\dot{V} = V A_c \quad (5.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่าในสมการ จะได้ว่า อัตราการไหลโดยปริมาตร มีค่าเท่ากับ

$$\dot{V} = 5.78 \times 0.006 = 0.0347 \text{ m}^3/\text{s}$$

ดังนั้น ในการทดลองจะกำหนดให้ขนาดของพัลลม สามารถที่จะให้อัตราการไหลโดยปริมาตร มีค่ามากกว่า 0.0347 ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที

### 5.2.2 การไหลช่องทางเข้าและการไหลพัฒนาเต็มที่

การไหลช่องทางเข้าและการไหลพัฒนาเต็มที่ (entrance region and fully developed flow) เป็นตำแหน่งสิ้นสุดของการไหลช่องทางเข้าและเป็นตำแหน่งที่ของไหลเข้าสู่การไหลพัฒนาเต็มที่ (fully developed flow) เมื่อของไหลเข้าสู่ช่วงพัฒนาเต็มที่แล้ว รูปแบบความเร็ว (velocity profile) จะคงที่ไม่เปลี่ยนแปลงตามระยะทางที่ไหลจนกว่าจะมีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของการไหล

ระยะจากตำแหน่งที่เริ่มเข้าท่อจนถึงตำแหน่งที่ชั้นขอบเขตครอบคลุมถึงแกนกลางท่อ เรียกว่า ความยาวช่องทางเข้า (the entrance length,  $L_e$ ) ความยาวช่องทางเข้านี้ กำหนดจากตัวแปรไร้มิติ  $L_e/D$  ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าเลขเรย์โนลด์ สำหรับปัญหาทางด้านวิศวกรรมที่มักจะมีค่าเลขเรย์โนลด์ที่อยู่ในช่วงที่สูง ( $10^4 < Re < 10^5$ ) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$20 \leq \frac{L_e}{D} \leq 44 \quad (5.7)$$

สำหรับการคำนวณที่ใช้ในการศึกษานี้ เราจะกำหนดให้ค่า  $L_e$  มีค่าเท่ากับ  $30 D_h$  สำหรับช่วงการไหลพัฒนาเต็มที่ (fully development flow) ดังสมการต่อไปนี้

$$L_e = 30 D_h \quad (5.8)$$

แทนค่าในสมการ จะได้ว่า

$$L_e = 30 \times 0.0632 = 1.896 \text{ m}$$

ดังนั้น ระยะที่สิ้นสุดของการไหลช่องทางเข้าและระยะที่ของไหลเริ่มเข้าสู่การไหลพัฒนาเต็มที่ (fully developed flow) ที่ถูกออกแบบสำหรับการศึกษานี้ มีค่าเท่ากับ 2 เมตร

ในการศึกษาทดลองการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นใบพัดในลักษณะรูปร่างแบบต่างๆ สามารถแบ่งออกเป็น 4 ขั้นตอน ดังนี้

- |              |  |
|--------------|--|
| ขั้นที่หนึ่ง | การเลือกและการจัดเตรียมอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง |
| ขั้นที่สอง   | การติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง              |
| ขั้นที่สาม   | วิธีการทดลอง และการบันทึกผลการทดลอง            |
| ขั้นที่สี่   | การคำนวณและการวิเคราะห์ข้อมูล                  |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3 การเตรียมวัสดุ อุปกรณ์และวิธีการที่ใช้ในการทดลอง

ในการศึกษาทดลองที่เกี่ยวกับการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นใบปิดในลักษณะรูปร่างแบบต่างๆ ภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีอุปกรณ์ส่วนที่สำคัญใช้ในการทดลอง ดังนี้ แหล่งกำเนิดของอากาศ ชุดวัดอัตราการไหลของอากาศ ถังพักอากาศ ส่วนของท่อทดสอบ และเครื่องมือวัดต่างๆ ที่จำเป็นที่ต้องใช้ในการบันทึกค่าเพื่อที่จะใช้ในการคำนวณหาค่าเลขนัสเซิสต์และตัวประกอบความเสียดทาน ซึ่งรายละเอียดจะมีดังต่อไปนี้

#### 5.3.1 แหล่งจ่ายอากาศ

แหล่งจ่ายอากาศที่ใช้ในการทดลอง คือ พัดลมอัดหรือดูดอากาศ (ring blower) ยี่ห้อ Ventex รุ่น 2RB710-7AH26 กำลังขนาด 3 แรงม้า (2.2 กิโลวัตต์) ปริมาณการไหลของอากาศ 318 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ความดันสูงสุดที่สามารถทำได้ 21,000 ปาสคาล (2,142 เมตรปรอท) ใช้ไฟฟ้า 3 เฟส (345-415 โวลต์) ซึ่งเหมาะสำหรับงานที่ต้องการแรงดันสูง อากาศที่เคลื่อนที่ผ่านตัวเครื่องยังคงปราศจากสิ่งเจือปน ปราศจากน้ำมัน และไม่มีการสั่นสะเทือน จึงทำให้มีความเสถียรภาพทางไดนามิก ดังแสดงในรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 พัดลมอัดหรือดูดอากาศ (ring blower)

#### 5.3.2 อินเวอร์เตอร์

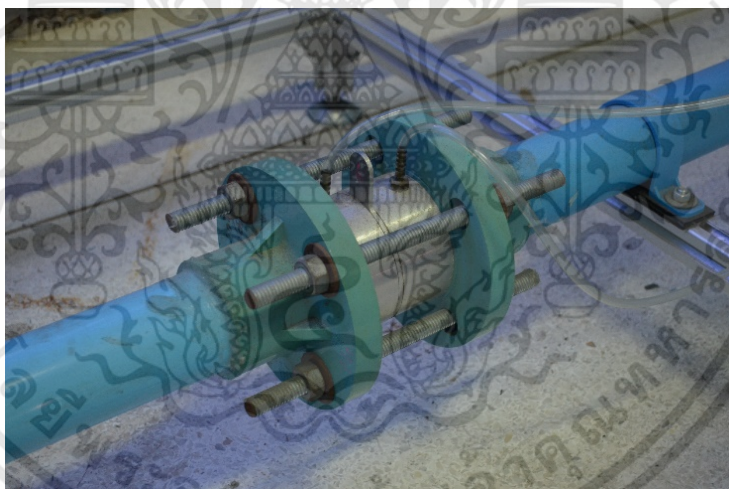
อินเวอร์เตอร์ (Inverter) ที่ใช้ในการทดลอง จะใช้ในการควบคุมความเร็วของมอเตอร์กระแสสลับ โดยการเปลี่ยนความถี่ เมื่อความถี่ของไฟฟ้ากระแสสลับเปลี่ยนแปลง ความเร็วของมอเตอร์ก็จะเปลี่ยนแปลงตาม และควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ค่าตามที่กำหนดไว้ ในการทดลองจะใช้อินเวอร์เตอร์ ยี่ห้อ Mitsubishi รุ่น FR-D740 ขนาด 0.4-2.2 กิโลวัตต์ ใช้ไฟฟ้า 3 เฟส (345-415 โวลต์) ดังแสดงในรูปที่ 5.2



รูปที่ 5.2 อินเวอร์เตอร์ (Inverter)

### 5.3.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

ออริฟิสมิเตอร์ (orifice meter) เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ จะทำการติดตั้งที่บริเวณทางเข้าก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบ (test section) ซึ่งอยู่ระหว่างของพัดลมอัดอากาศและถังพักอากาศ ออริฟิสมิเตอร์ที่ใช้ในการทดลองจะทำการออกแบบตามมาตรฐานของ JIS โดยทำมาจากแผ่นสแตนเลสหนา 5 มิลลิเมตร มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 51 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 5.3



รูปที่ 5.3 ออริฟิสมิเตอร์ (orifice meter)

### 5.3.4 เครื่องวัดผลต่างของความดัน

เครื่องวัดผลต่างของความดัน (pressure differential transmitter) ยี่ห้อ Dwyer รุ่น DM-111 LCD มีความคลาดเคลื่อนในการวัดอยู่ที่  $\pm 2\%$  ที่ต่ำกว่า 250 ปาสคาล และ  $\pm 1\%$  ที่อยู่ในช่วง 250 จนถึง 1250 ปาสคาล ใช้สำหรับวัดผลต่างของความดันที่บริเวณด้านหน้าและด้านหลังของแผ่นออริฟิสมิเตอร์ เพื่อทำการตรวจสอบปริมาณการไหลของอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 5.4

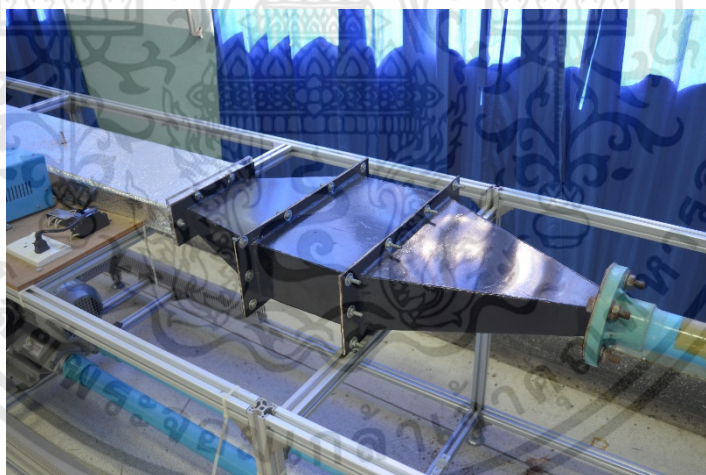
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 เครื่องวัดผลต่างของความดันของชุดออร์ฟิส (pressure differential transmitter)

### 5.3.5 ถังพักลม

ถังพักลม (settling tank) ที่ใช้ในการทดลอง มีขนาดความกว้าง 380 มิลลิเมตร ความยาว 450 มิลลิเมตร และความสูง 300 มิลลิเมตร ที่บริเวณด้านในของถังพักลมจะทำการติดตั้งแผ่นกระจายอากาศ (แผ่นเจาะรู) เพื่อใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศ และจากท่อหน้าตัดกลม (บริเวณทางเข้า) เปลี่ยนเป็นท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า (บริเวณทางออก) เพื่อจัดเรียงและปรับสภาพการไหลของอากาศก่อนเข้าสู่ส่วนของท่อทดสอบ ดังแสดงในรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 ถังพักลม (settling tank)

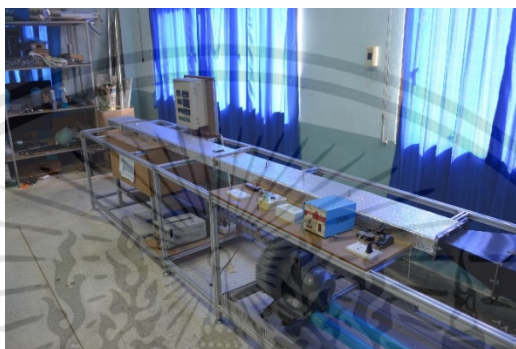
### 5.3.6 ท่อที่ใช้ในการทดลอง

ท่อที่ใช้ในการทดลอง (experimental duct) ที่ใช้ในการทดลองจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนของทางเข้า (Inlet section) ส่วนของการทดสอบ (test section) และส่วนของทางออก (exit section) ซึ่งรายละเอียดของแต่ละส่วน มีดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.6.1 ส่วนของทางเข้า

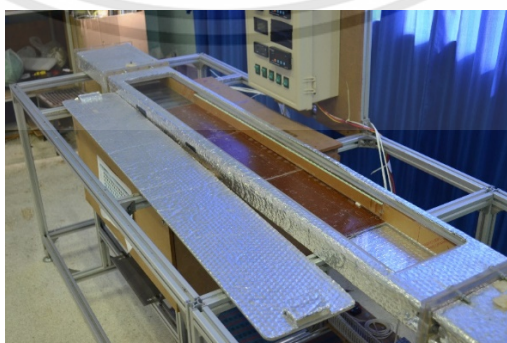
ส่วนของทางเข้า (Inlet section) จะได้รับผลกระทบของความหนืดของของไหล ทำให้บริเวณนี้มีการไหลแบบไม่เต็มท่อ ดังนั้นในส่วนนี้ จึงต้องมีการออกแบบให้ความยาวในส่วนนี้เพียงพอสำหรับการพัฒนาการไหลให้เป็นแบบเต็มท่อ (fully development flow) โดยแสดงวิธีการคำนวณไว้ในหัวข้อที่ 5.2 ซึ่งท่อทางเข้าต้องมีความยาวมากกว่า 1.896 เมตร และทำการติดตั้งตัววัดอุณหภูมิทั้งหมด 3 จุด เพื่อใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิทางเข้าเฉลี่ย ดังแสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 ส่วนของทางเข้า (Inlet section)

### 5.3.6.2 ส่วนของการทดสอบ

ส่วนของการทดสอบ (test section) จะทำการติดตั้งแผ่นความร้อน เพื่อจำลองสภาวะพลักซ์ความร้อนที่ผนังท่อคงที่ ซึ่งจะทำการติดตั้งไว้ที่ผนังด้านในของท่อ หลังจากนั้นทำการติดตั้งแผ่นสแตนเลสบาง มีความหนา 0.05 มิลลิเมตร ทำหน้าที่กระจายความร้อนจากแผ่นความร้อน และที่แผ่นสแตนเลสบางจะทำการติดตั้งแผ่นเทอร์โมโคมิคัลอิวิตคริสตอลเพื่อใช้ในการวัดอุณหภูมิ และด้านล่างของผนังท่อจะเป็นแผ่นอะคริลิกใสหนา 10 มิลลิเมตร ที่สามารถใช้กล้องดิจิทัลถ่ายภาพเพื่อสังเกตการเปลี่ยนแปลงของสีบนแผ่นเทอร์โมโคมิคัลอิวิตคริสตอลได้ ท่อทดสอบจะมีความยาว 900 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 5.7

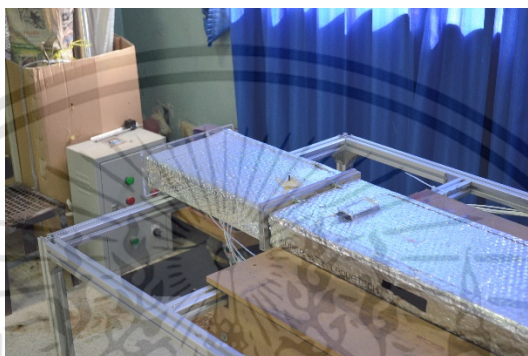


รูปที่ 5.7 ส่วนของการทดสอบ (test section)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.6.2 ส่วนของทางออก

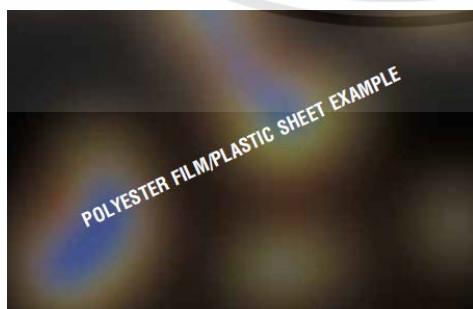
ส่วนของทางออก (exit section) เป็นอีกส่วนหนึ่งที่มีความสำคัญ เพราะถ้าความยาวในช่วงนี้ไม่มากพออาจจะส่งผลให้การวัดอุณหภูมิอาจไม่ได้ค่าที่ถูกต้อง เพราะฉะนั้นความยาวในส่วนนี้ต้องมากพอที่จะทำให้ของไหลมีการผสมกันเป็นอย่างดี สำหรับการทดลองนี้ใช้ท่อที่มีความยาว 600 มิลลิเมตร และทำการติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิทั้งหมด 8 จุด ทัวทั้งหน้าตัดของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า เพื่อใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิทางออกเฉลี่ย ดังแสดงในรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.8 ส่วนของทางออก (exit section)

### 5.3.7 แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล (thermochromic liquid crystal sheet, TLCs) ใช้สำหรับวัดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่บริเวณผนังท่อทั่วทั้งพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งได้กล่าวไว้ในบทที่ 4 โดยแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลที่ใช้ในการทดลองจะอยู่ในช่วง 30 จนถึง 35 องศาเซลเซียส มีค่าความคลาดเคลื่อน  $\pm 0.1$  °C (ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับเทคนิควิธีที่ใช้ในการสอบเทียบ) ซึ่งมีขนาดความกว้าง 150 มิลลิเมตร ความยาว 900 มิลลิเมตร และมีความหนา 0.5 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 5.9



รูปที่ 5.9 แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล (thermochromic liquid crystal sheet, TLCs)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.8 กล้องบันทึกภาพสี

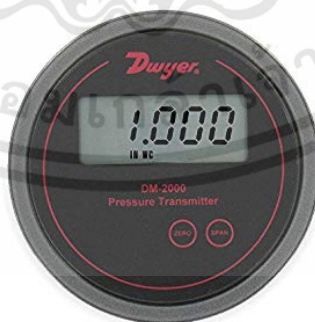
ในการทดลองจำเป็นต้องใช้กล้องดิจิทัลที่มีความละเอียดสูง เพื่อให้ทราบถึงการเปลี่ยนแปลงและคุณภาพของภาพสีบนแผ่นเทอร์โมโคมิคลิควิดคริสตอลที่ทำการติดตั้งไว้ที่บริเวณผนังท่อ กล้องถ่ายภาพที่ใช้ในการทดลอง ยี่ห้อ Nikon รุ่น D5100 มีความละเอียดสูงถึง 16.2 ล้านจุด (4,928×3,264 pixel for large size) ดังแสดงในรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 กล้องบันทึกภาพสี (digital camera)

### 5.3.9 เครื่องวัดผลต่างของความดันที่ส่วนทดสอบ

เครื่องวัดผลต่างของความดัน (pressure differential transmitter) ยี่ห้อ Dwyer รุ่น DM-2004 LCD มีความคลาดเคลื่อนในการวัดอยู่ที่  $\pm 1\%$  ตลอดช่วงของการวัด สามารถวัดความดันสูงสุดที่ 250 ปาสคาล ใช้สำหรับวัดผลแตกต่างของความดันที่บริเวณท่อทดสอบ เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณตัวประกอบความเสียดทาน ดังแสดงในรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 เครื่องวัดผลต่างของความดันของท่อทดสอบ (pressure differential transmitter)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.10 เครื่องบันทึกอุณหภูมิและแสดงผล

ในการทดลองจำเป็นต้องใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิและแสดงผลของอุณหภูมิเพื่อทำการตรวจสอบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิอากาศ เครื่องบันทึกข้อมูลที่ใช้ในการทดลอง ยี่ห้อ Hioki รุ่น LR8401 ความเร็วต่ำสุดในการวัดค่าสัญญาณอยู่ที่ 10 มิลลิวินาที สามารถบันทึกและแสดงผลได้สูงสุด 30 ช่องสัญญาณ ดังแสดงในรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.12 เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (temperature data logger)

### 5.3.11 ตัววัดอุณหภูมิ

ตัววัดอุณหภูมิ (temperature sensor) จะใช้แบบ RTD (resistance temperature detector) รุ่น Pt100 จำนวน 12 ตัว ที่ตำแหน่งก่อนเข้าชุดออริฟิส จำนวน 1 ตัว ตำแหน่งทางเข้าท่อทดสอบ 3 ตัว และตำแหน่งทางออกท่อทดสอบ 8 ตัว เพื่อใช้ในการคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ ตัววัดอุณหภูมิชนิดนี้จะมีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่  $\pm 0.001$  โอห์ม ที่อุณหภูมิ  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\pm 0.05\text{ }^{\circ}\text{C}$  ที่อุณหภูมิ  $-130$  จนถึง  $95\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ดังแสดงในรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 ตัววัดอุณหภูมิ (temperature sensor)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.12 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ

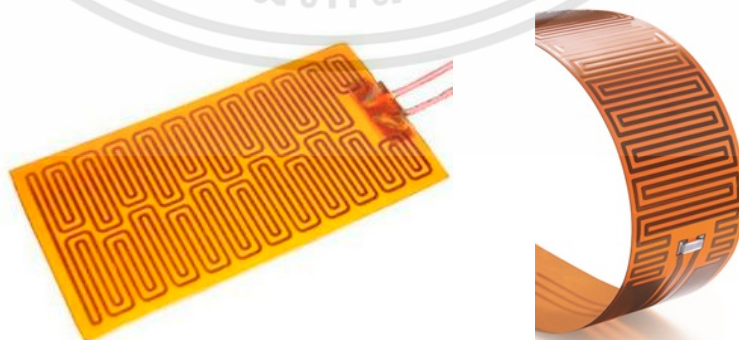
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ (anemometer) จะใช้ในการสอบเทียบแผ่นออริฟิส เพื่อใช้ในการคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าท่อทดสอบ เป็นเครื่องวัดลมแบบเส้นลวดร้อน (hot-wire anemometer) ยี่ห้อ TSI/Alnor รุ่น 9565-A มีความคลาดเคลื่อนอยู่ที่  $\pm 3\%$  สำหรับค่าที่อ่านได้ ( $\pm 0.015$  m/s ที่ช่วงความเร็ว 0 จนถึง 50 m/s) และมีความละเอียดในการวัด 0.01 เมตรต่อวินาที ดังแสดงในรูปที่ 5.14



รูปที่ 5.14 เครื่องวัดความเร็วของอากาศแบบเส้นลวดร้อน (hot-wire anemometer)

### 5.3.13 แผ่นให้ความร้อน

แผ่นให้ความร้อน (heater sheet) ที่ใช้ในการทดลองเป็นแบบแผ่น (เส้นขดลวดแบนแล้วเคลือบด้วยสารโพลีเออร์) รุ่น KH-612/3 ขนาด 720 วัตต์ (10 วัตต์ต่อตารางนิ้ว) มีขนาดความกว้าง 150 มิลลิเมตร และมีความยาว 300 มิลลิเมตร ซึ่งในการทดลองจะใช้ทั้งหมด 3 แผ่น วางเรียงติดต่อกัน จะทำการติดตั้งที่ผนังด้านล่างของท่อทดสอบเพียงด้านเดียว ดังแสดงในรูปที่ 5.15



รูปที่ 5.15 แผ่นให้ความร้อน (polyamide heater sheet)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3.14 อุปกรณ์ควบคุมกระแสและแรงดันไฟฟ้าของแผ่นฮีตเตอร์

เนื่องจากแผ่นให้ความร้อนที่ใช้ในการทดลอง ใช้แหล่งจ่ายกระแสไฟฟ้าสลับได้ไม่เกิน 115 โวลต์ ดังนั้น ในการทดลองจึงจำเป็นต้องควบคุมกระแสและแรงดันให้ไม่เกินตามคู่มือของแผ่นให้ความร้อนกำหนดไว้ เครื่องปรับกระแสและแรงดัน ยี่ห้อ TKXEC รุ่น รับกำลังไฟฟ้าได้สูงสุด 10,000 วัตต์ และกระแสสูงสุดได้ไม่เกิน 45 แอมป์ ซึ่งเป็นอุปกรณ์ในการควบคุมปริมาณไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามค่าที่กำหนด ดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 อุปกรณ์ควบคุมกระแสและแรงดันไฟฟ้า (AC dimmer thermostat)

### 5.3.15 เครื่องแสดงผลของกำลังไฟฟ้า

อุปกรณ์ที่ใช้ในการแสดงผลของกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับแผ่นให้ความร้อน ยี่ห้อ SOCOMEC รุ่น DIRIS A17 ซึ่งสามารถแสดงผลได้หลากหลายรูปแบบ อาทิเช่น กระแสไฟฟ้า แรงดันไฟฟ้า หรือ กำลังไฟฟ้า เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 3.17 กำลังไฟฟ้าที่วัดได้จะถูกนำไปใช้ในการคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนภายในท่อ และเพื่อความถูกต้องสำหรับการวัด ในขณะที่ทำการอ่านค่ากำลังของไฟฟ้าจะทำการตรวจสอบและวัดค่าจากแคลมป์มิเตอร์ ยี่ห้อ Fluke รุ่น 324 ดังแสดงในรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.17 เครื่องแสดงผลของกำลังไฟฟ้า (power meter)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.18 แคลมป์มิเตอร์ (clamp meter)

#### 5.3.16 คอมพิวเตอร์

คอมพิวเตอร์ (computer) ยี่ห้อ Dell รุ่น Inspiron 3000 series 2 in 1 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการเชื่อมต่อกับเครื่องบันทึกข้อมูล เพื่อใช้ในการเก็บบันทึกค่าข้อมูลต่างๆ ในการทดลอง และใช้ในการวิเคราะห์ภาพถ่ายสีของแผ่นเทอร์โมโคมิคลิควิดคริสตอล เพื่อนำไปคำนวณหาอุณหภูมิของพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 คอมพิวเตอร์ (computer)

#### 5.3.17 ชุดทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ชุดทดลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบ รวมไปถึงการวิเคราะห์ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 5.20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

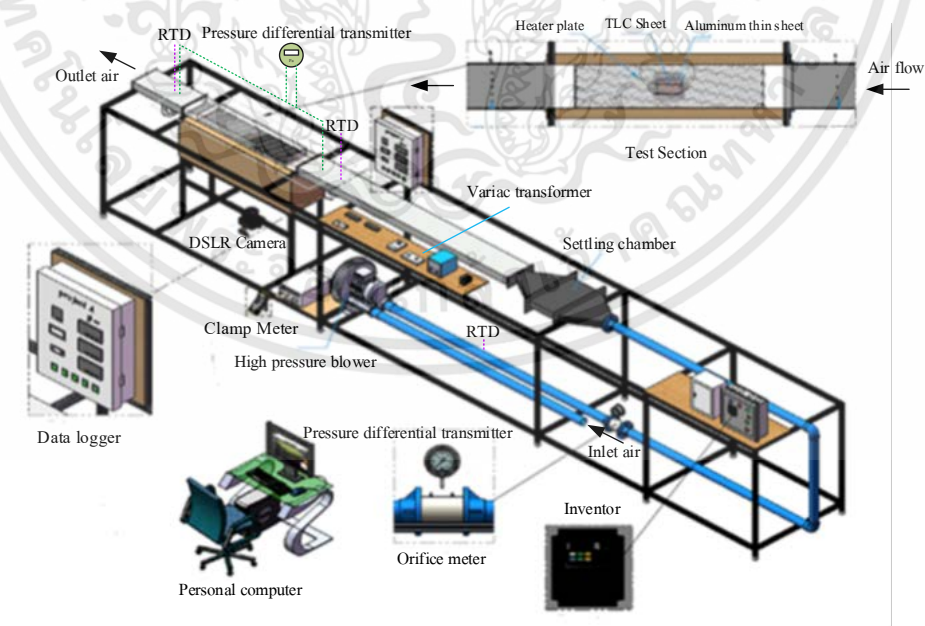


รูปที่ 5.20 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

## 5.4 การติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

### 5.4.1 อุปกรณ์ชุดทดลอง

อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองจะประกอบไปด้วยส่วนประกอบหลักๆ ดังนี้ พัดลมอัดอากาศ ชุดออริฟิส ถังพักลม ส่วนท่อทดสอบ แผ่นให้ความร้อน แผ่นเทอร์โมโคมิคลิควิดคริสตอล และอุปกรณ์ส่วนควบที่ใช้ในการวิเคราะห์ภาพ ดังแสดงในรูปที่ 5.21



รูปที่ 5.21 แผนภาพแสดงชุดทดสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.21 แสดงชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน อากาศจะส่งตรงเข้าสู่ระบบด้วยพัดดูดอากาศแรงดันสูง ขนาด 2.2 กิโลวัตต์ โดยมีอินเวอร์เตอร์ไว้สำหรับปรับความเร็วรอบของมอเตอร์พัดลม เพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามที่กำหนดไว้ในเงื่อนไขของการทดลอง อัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่ระบบจะถูกตรวจสอบด้วยชุดออริฟิสมิเตอร์ที่มีการสอบเทียบกับเครื่องมือวัดความเร็วลมแบบเส้นลวด (hot wire anemometer) และเครื่องวัดลมแบบใบพัด (vane type anemometer) โดยที่ความดันตกคร่อมที่แผ่นออริฟิสมิเตอร์อ่านค่าได้จากเครื่องวัดความดันตกคร่อม (differential pressure transmitter) ยี่ห้อ Dwyer รุ่น MS-111 และที่ทางเข้าของชุดออริฟิสมิเตอร์จะทำการติดตั้งตัววัดอุณหภูมิ (RTD Pt100) จำนวน 1 ตัว เพื่อใช้ในการคำนวณหาปริมาณการไหลของอากาศ

ตารางที่ 5.2 รายละเอียดของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

No.	Instruments	Specification
1	Nikon DSLR D5100 camera	effective pixel: 16.2 million (4928 X3264 pixel for large size)
2	TLC sheet	accuracy: $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ , 30 to $35^{\circ}\text{C}$ (86 to $95^{\circ}\text{F}$ )
3	RTD Pt100	accuracy: $\pm 0.001\Omega$ at $0^{\circ}\text{C}$ ( $-130$ to $95^{\circ}\text{C} \pm 0.05^{\circ}\text{C}$ )
4	TSI/Alnor 9565-A	accuracy: $\pm 3\%$ for reading ( $\pm 0.015$ m/s), range: 0 to 50 m/s, resolution: 0.01 m/s
5	Dwyer MS-111 LCD	accuracy: $\pm 2\%$ for 250 Pa, $\pm 1\%$ for 250 to 1250 Pa
6	Dwyer DM-2004 LCD	accuracy: $\pm 1\%$ FS at $70^{\circ}\text{C}$
7	HIOKI LR8401 data logger	10 ms high-speed sampling (with 30-channel as standard)

ท่อทดสอบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีความยาวรวมทั้งหมด 3,500 มิลลิเมตร มีอัตราส่วนของความกว้างต่อความสูงของท่อ ( $AR$ ) เท่ากับ 3.75 มีความสูงของท่อ ( $H$ ) เท่ากับ 40 มิลลิเมตร ความกว้างของท่อ ( $W$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ทำมาจากอะคริลิกใสที่มีความหนา 10 มิลลิเมตร ซึ่งท่อทดสอบจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนของทางเข้า มีความยาว 2,000 มิลลิเมตร ส่วนของท่อทดสอบ มีความยาว 900 มิลลิเมตร และส่วนของทางออก มีความยาว 600 มิลลิเมตร ส่วนของท่อทดสอบจะทำการติดตั้งแผ่นให้ความร้อนขนาด 720 วัตต์ (10 วัตต์ต่อตารางนิ้ว) ที่ผนังด้านในของท่อทดสอบ (ผนัง

ด้านล่างของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า) เพื่อจำลองสภาวะพลั๊กซ์ความร้อนที่ผิวมีค่าคงที่ และด้านล่างของท่อทดสอบจะทำการติดตั้งแผ่นเทอร์โมโคมิคาลิควิดคริสตอลไว้สำหรับวัดการกระจายตัวของอุณหภูมิที่บริเวณผนังท่อ ระหว่างแผ่นให้ความร้อนกับแผ่นเทอร์โมโคมิคาลิควิดคริสตอล จะทำการติดตั้งแผ่นสแตนเลสบาง ที่มีความหนา 0.05 มิลลิเมตร เพื่อช่วยในการกระจายความร้อนให้ทั่วทั้งแผ่น และที่ด้านล่างของชุดทดลองจะทำการติดตั้งกล้องดิจิตอลที่มีความละเอียดสูงไว้สำหรับการบันทึกภาพการเปลี่ยนแปลงของสี ที่บริเวณทางเข้าจะทำการติดตั้งตัววัดอุณหภูมิ (RTD Pt100) จำนวน 3 ตัว และที่บริเวณทางออกของท่อทดสอบ จำนวน 8 ตัว เพื่อใช้ในวัดค่าอุณหภูมิที่บริเวณทางเข้าและทางออกของท่อทดสอบ โดยจะทำการเชื่อมต่อเข้ากับเครื่องบันทึกและแสดงผลข้อมูล (data logger) ยี่ห้อ HIOKI รุ่น LR8401 เข้ากับระบบคอมพิวเตอร์ ซึ่งรายละเอียดของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง จะแสดงในตารางที่ 5.2

ความดันตกคร่อมที่ท่อทดสอบจะอ่านค่าได้จากเครื่องวัดความดันตกคร่อม ยี่ห้อ Dwyer รุ่น DM-2004 ซึ่งทำการติดตั้งจุดวัดความดัน 2 ตำแหน่ง ที่บริเวณด้านบนของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ตำแหน่งก่อนและหลังของท่อทดสอบ เพื่อใช้ในการคำนวณหาค่าตัวประกอบความเสียหายตามตำแหน่งวัดจะอยู่ที่กึ่งกลางของท่อ โดยที่บริเวณทางเข้าจะห่างจากท่อทดสอบ 60 มิลลิเมตร และที่ทางออกจะห่างจากท่อทดสอบ 60 มิลลิเมตร และที่ผนังภายนอกของท่อทั้งหมดจะทำการหุ้มฉนวนใยแก้วเพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียออกจากระบบ

#### 5.4.2 ชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน

งานวิจัยนี้ศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันที่สูญเสียในระบบภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน สามารถแบ่งส่วนของการศึกษาออกเป็น 2 ส่วนหลักๆ ดังต่อไปนี้

ส่วนที่ 1 แผ่นกั้นบาง (baffle, B)

ส่วนที่ 2 แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB)

โดยเงื่อนไขของการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ จะแสดงอยู่ในตารางที่ 5.3 และมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ส่วนที่ 1 แผ่นกั้นบาง (baffle, B)

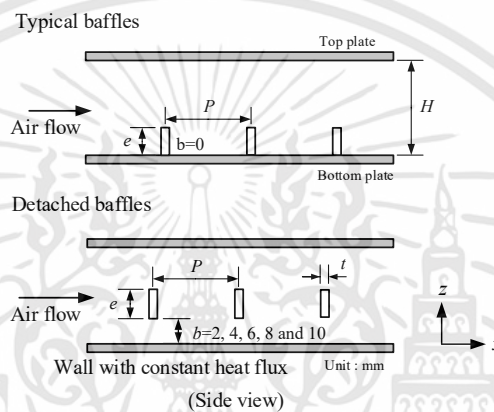
แผ่นกั้นบางที่ใช้ในการทดลอง แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB) และแผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB) โดยแผ่นกั้นบางมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบาง ( $P$ ) เท่ากับ 60 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบางต่อความสูงของแผ่นกั้นบาง ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 ซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุดตามคำแนะนำจากงานวิจัยที่ผ่านมา [22, 61] และในทำนองเดียวกัน ค่าความสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของแผ่นกั้นบาง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $e/H$ ) เท่ากับ 0.15 ซึ่งเป็นค่าที่อยู่ในช่วงที่ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด [22, 95] และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 2 ส่วนย่อย ดังนี้

ส่วนที่ 1.1 ระยะลอยตัว (unconnected length,  $b$ )

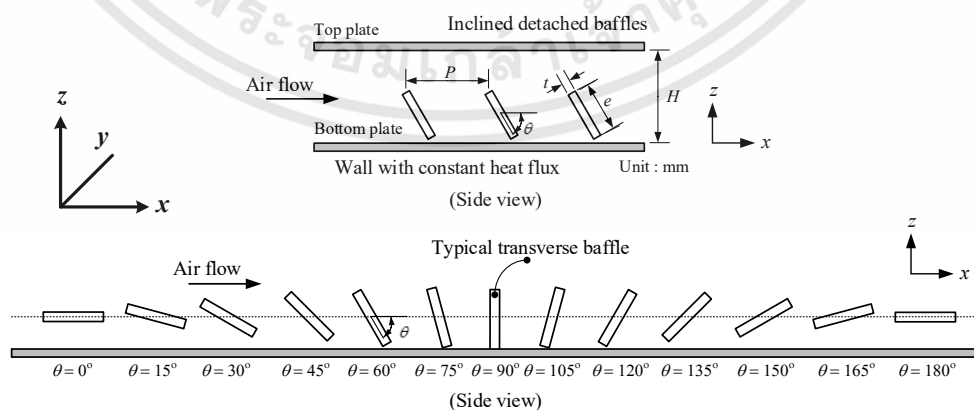
ปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) มีค่าเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $b/H$ ) เท่ากับ 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 ดังแสดงรูปที่ 5.22



รูปที่ 5.22 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัว

ส่วนที่ 1.2 มุมปะทะการไหล (attack angle,  $\theta$ )

ปรับเปลี่ยนมุมปะทะการไหลของแผ่นกั้นบาง ( $\theta$ ) มีค่าเท่ากับ  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $165^\circ$  และ  $180^\circ$  ดังแสดงรูปที่ 5.23



รูปที่ 5.23 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ส่วนที่ 2 แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB)

แผ่นใบบิดที่ใช้ในการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และแผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) โดยแผ่นใบบิดมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดค่าความสูงของแผ่นใบบิด ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นใบบิดต่อความสูงของท่อ ( $w/H$ ) เท่ากับ 0.15 และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 4 ส่วนย่อย ดังนี้

### ส่วนที่ 2.1 เปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางแบบต่างๆ (geometry parameter)

ทำการเปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ อาทิเช่น แผ่นกั้นบาง (baffle) แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และ แผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) เป็นต้น ดังแสดงรูปที่ 5.24



รูปที่ 5.24 รูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง

### ส่วนที่ 2.2 รูปแบบการจัดวางของแผ่นใบบิด (twisted baffle arrangement)

ทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบบิด ซึ่งจะจำแนกรูปแบบของการจัดวางออกเป็น 4 แบบ ดังนี้ แบบที่ 1 ชนิด A แบบที่ 2 ชนิด B แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D ดังแสดงรูปที่ 5.25

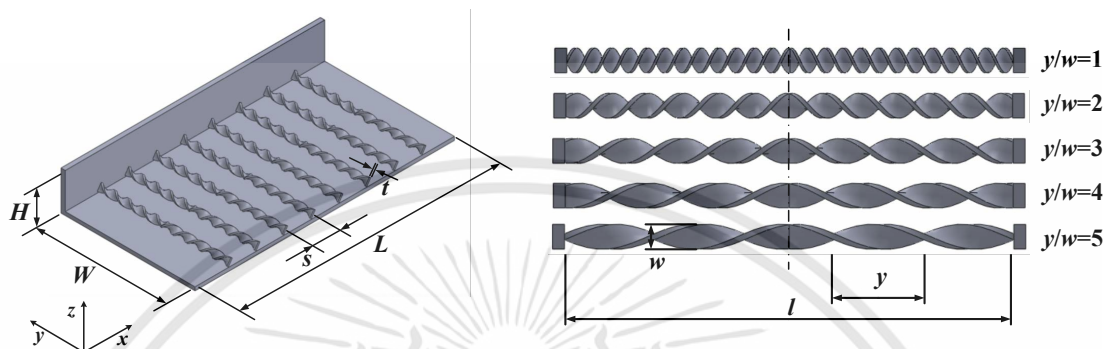


รูปที่ 5.25 รูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบบิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนที่ 2.3 ระยะพิตต์ของแผ่นไบบิต (pitch length,  $y$ )

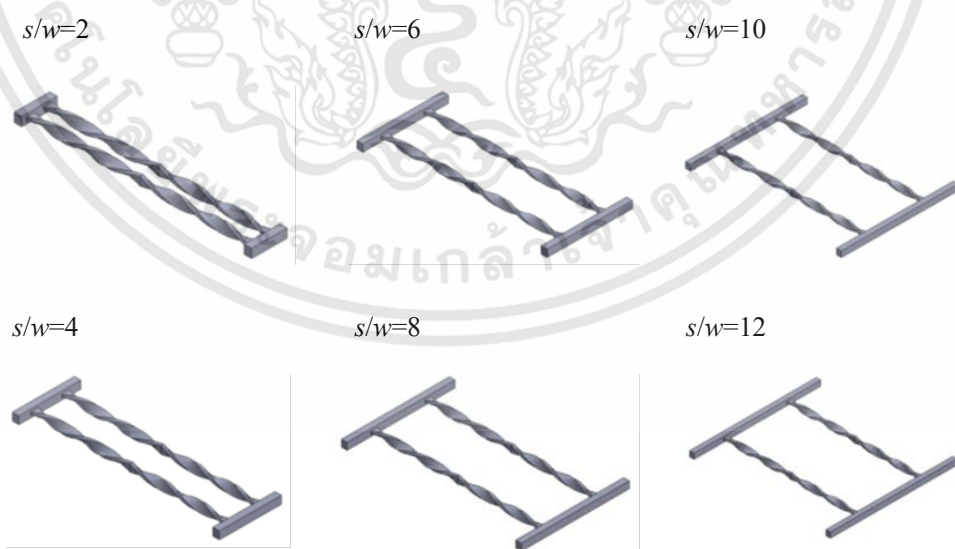
ปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นไบบิต ( $y$ ) มีค่าเท่ากับ 6, 12, 18, 24 และ 30 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะพิตต์ของแผ่นไบบิตต่อความสูงของแผ่นไบบิต ( $y/w$ ) เท่ากับ 1, 2, 3, 4 และ 5 ดังแสดงรูปที่ 5.26



รูปที่ 5.26 ระยะพิตต์ของแผ่นไบบิต

ส่วนที่ 2.4 ระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต (free spacing length,  $s$ )

ปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต ( $s$ ) มีค่าเท่ากับ 12, 24, 36, 48, 60 และ 72 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตต่อความสูงของแผ่นไบบิต ( $s/w$ ) เท่ากับ 2, 4, 6, 8, 10 และ 12 ดังแสดงรูปที่ 5.27



รูปที่ 5.27 ระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ตารางที่ 5.3 เงื่อนไขของการทดลองและพารามิเตอร์ต่างๆ

#### Test section

Channel height, $H$ (mm)	40
Channel width, $W$ (mm)	150
Channel length, $L$ (mm)	900
Aspect ratio, $AR$	3.75

#### Baffle

Material	PLA Plastics
Thickness of baffle, $t$ (mm)	1
Height of baffle, $e$ (mm)	6
Width of baffle, $l$ (mm)	150
Relative blockage ratio, $e/D_h$	0.095 ( $e/H = 0.15$ )
Pitch length, $P$ (mm)	60 ( $P/e = 10$ )

#### Detached Baffle

Unconnected length, $b$ (mm)	0, 2, 4, 6, 8 and 10 ( $b/H = 0.00, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$ and $0.25$ )
------------------------------	--

#### Inclined baffle

Attack angles of $y$ axis, $\theta$ (degree)	$0^\circ$ (or $180^\circ$ ), $15^\circ$ , $30^\circ$ , $45^\circ$ , $60^\circ$ , $75^\circ$ , $90^\circ$ , $105^\circ$ , $120^\circ$ , $135^\circ$ , $150^\circ$ and $165^\circ$
--	--

#### Twisted baffle

Material	PLA Plastics
Thickness of baffle, $t$ (mm)	1
Height of baffle, $w$ (mm)	6
Width of baffle, $l$ (mm)	150
Relative blockage ratio, $w/D_h$	0.095 ( $w/H = 0.15$ )
Type of twisted baffle	$A$ , $B$ , $C$ and $D$
Free spacing length, $s$ (mm)	12, 24, 36, 48, 60 and 72 ( $s/w = 2, 4, 6, 8, 10$ and $12$ )
Pitch length, $y$ (mm)	6, 12, 18, 24 and 30 ( $y/w = 1, 2, 3, 4$ and $5$ )
Attack angles of $z$ axis, $\alpha$ (degree)	$90^\circ$

#### Test conditions

Working fluid	Air
Reynolds number, $Re$	9,000 to 24,000
Prandtl number, $Pr$	0.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 5.5 วิธีการทดลองและการบันทึกผลการทดลอง

1. ทำการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนภายในท่อทดสอบของชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

2. เปิดพัดลมอัดอากาศ ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับอินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบการทำงานของพัดลมเพื่อให้ได้อัตราการไหลของอากาศตามเงื่อนไขของการทดลอง ซึ่งสามารถอ่านค่าอัตราการไหลของอากาศจากเครื่องวัดความดันตกคร่อมที่แผ่นออริฟิสมิเตอร์

3. ทำการตรวจสอบความพร้อมของแสงในห้องถ่ายภาพแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล ด้วยแผ่นสอบเทียบที่เตรียมไว้ ให้มีค่าเหมือนกับค่าที่วัดได้จากการสอบเทียบ

4. วัดค่าความดันตกคร่อมของท่อทดสอบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 9,000 ถึง 24,000 ทั้งหมด 6 ระดับ แล้วทำการปรับค่าเลขเรย์โนลด์ที่ 9,000 เพื่อทดสอบการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

5. เปิดไฟฟ้ากระแสสลับเพื่อจ่ายให้กับแผ่นฮีตเตอร์ โดยทำการปรับกระแสและแรงดันของไฟฟ้าให้มีค่าคงที่เพื่อให้ความร้อนกับที่บริเวณผนังท่อด้วยเงื่อนไขหลักซ์ความร้อนที่ผนังมีค่าคงที่

6. สังเกตอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ อาทิเช่น อุณหภูมิทางเข้า อุณหภูมิทางออก และอุณหภูมิของผนังท่อที่วัดได้จากแผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอลให้มีค่าคงที่ จากนั้นทำการบันทึกผลข้อมูลต่างๆ พร้อมทั้งถ่ายภาพการเปลี่ยนแปลงของสีที่แผ่นเทอร์โมโครมิกลิควิดคริสตอล

7. ปรับอินเวอร์เตอร์เพื่อเพิ่มค่าเลขเรย์โนลด์ต่อไปจนครบทั้งหมด 6 ระดับ ซึ่งอยู่ในช่วง 9,000 ถึง 24,000 แล้วดำเนินการทดสอบซ้ำตามขั้นตอน 4-7

8. ทำการปรับเปลี่ยนชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ ตามเงื่อนไขของการทดลอง แล้วดำเนินการทดลองตามขั้นตอนที่ 2 ถึง 7 ตามลำดับ

9. ทำการวิเคราะห์ข้อมูลสำหรับค่าการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ในรูปของค่าเลขนัสเซลท์ ค่าการสูญเสียความดันที่อยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน รวมไปถึงการคำนวณหาค่าตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะความร้อนซึ่งจะกล่าวถึงสมการคำนวณในหัวข้อที่ 5.6

เพื่อที่จะกำหนดความคลาดเคลื่อนของการวัดข้อมูลที่ได้จากการทดลอง โดยความคลาดเคลื่อนในการคำนวณอ้างอิงจากเอกสาร [96] ค่าความคลาดเคลื่อนมากที่สุดสำหรับพารามิเตอร์ไร้หน่วย  $\pm 4\%$  สำหรับค่าเลขเรย์โนลด์  $\pm 4\%$  สำหรับค่าเลขนัสเซลท์ และ  $\pm 8\%$  สำหรับค่าตัวประกอบความเสียดทาน ความคลาดเคลื่อนในการวัดความเร็วในแกนประมาณน้อยกว่า  $\pm 6\%$  และความดันมีความคลาดเคลื่อนประมาณ  $\pm 4\%$  ส่วนความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิของผนังท่อประมาณ  $\pm 0.5\%$

## 5.6 การคำนวณและการวิเคราะห์ข้อมูล

ข้อมูลที่ได้จากการทดลองจะนำมาใช้ในการคำนวณหาค่าเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) และประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน (TEF) ที่เงื่อนไขค่าเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ในช่วงของการไหลแบบปั่นป่วน ทั้งกรณีที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน และกรณีที่เป็นท่อที่มีผนังเรียบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ สามารถคำนวณหาได้จาก

$$\dot{m} = \rho A_x \bar{V}_i \quad (5.9)$$

- เมื่อ  $\rho$  คือ ความหนาแน่นของอากาศ ( $\text{kg/m}^3$ )  
 $A_x$  คือ พื้นที่ตัดขวางของการไหล ( $\text{m}^2$ )  
 $\bar{V}_i$  คือ ความเร็วเฉลี่ยของอากาศขาเข้า ( $\text{m/s}$ )

ความเร็วของอากาศภายในท่อทดสอบ หาได้จาก

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_b A_x} \quad (5.10)$$

- เมื่อ  $\rho_b$  คือ ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิของของไหลเฉลี่ย ( $\text{kg/m}^3$ )  
 ความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นจากขดลวดความร้อน สามารถคำนวณหาได้จาก

$$Q_t = V_v I \quad (5.11)$$

- เมื่อ  $V_v$  คือ แรงดันของไฟฟ้า (V)  
 $I$  คือ กระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านขดลวดความร้อน (A)

ความร้อนที่สูญเสีย ( $Q_{\text{loss}}$ ) ผ่านฉนวนกันความร้อนสามารถคำนวณได้จากการวัดค่าอุณหภูมิที่ผนังเฉลี่ยและอุณหภูมิภายนอกของอากาศ โดยมีค่าประมาณ 3-5% ของความร้อนทั้งหมดที่คำนวณได้จากขดลวดความร้อน

ดังนั้น ความร้อนที่เกิดขึ้นจริงที่ได้มาจากขดลวดความร้อน คือ

$$Q_1 = Q_t - Q_{\text{loss}} \quad (5.12)$$

ความร้อนที่อากาศได้รับ คำนวณได้จาก

$$Q_2 = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (5.13)$$

- เมื่อ  $C_p$  คือ ความร้อนจำเพาะของอากาศ ( $\text{J/kg}\cdot\text{K}$ )  
 $T_i$  คือ อุณหภูมิของอากาศทางเข้าของท่อทดสอบ (K)  
 $T_o$  คือ อุณหภูมิของอากาศทางออกของท่อทดสอบ (K)

สมดุลความร้อนระหว่างความร้อนที่เกิดขึ้นจริง ( $Q_1$ ) และความร้อนที่อากาศได้รับ ( $Q_2$ ) มีค่าเท่ากับ 1-4% สำหรับทุกเงื่อนไขการทดลอง ดังนั้น ค่าเฉลี่ยของอัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ( $Q$ ) ที่ได้รับจากความร้อนที่เกิดขึ้นจริงมาจากขดลวดไฟฟ้าและความร้อนที่อากาศได้รับ สามารถคำนวณหาได้จาก

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (5.14)$$

และฟลักซ์ความร้อน คำนวณหาได้โดย

$$q = \frac{Q}{WL} \quad (5.15)$$

เมื่อ  $W$  คือ ความกว้างของขดลวดความร้อนชนิดแบบแผ่น (m)  
 $L$  คือ ความยาวของท่อทดสอบ (m)

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ณ ตำแหน่ง  $x$  ใดๆ หาได้จาก

$$h_x = \frac{q}{(T_{wx} - T_{bx})} \quad (5.16)$$

เมื่อ  $T_{bx}$  คือ อุณหภูมิของไหลเฉลี่ยที่ตำแหน่ง  $x$  ใดๆ (K)  
 $T_{wx}$  คือ อุณหภูมิผนังท่อสอบที่วัดจากแผ่นเทอร์โมลิวทิดคริสตอลที่ตำแหน่ง  $x$  ใดๆ (K)

อุณหภูมิของอากาศ ณ ตำแหน่ง  $x$  ใดๆ สามารถกำหนดได้โดยสมการสมดุลพลังงานดังต่อไปนี้

$$T_{bx} = T_i + \frac{qwx}{mC_p} \quad (5.17)$$

เมื่อ  $w$  คือ ความกว้างของขดลวดความร้อนชนิดแบบแผ่น (m)  
 $x$  คือ ระยะทางตามแนวยาวของท่อทดสอบ (m)

ค่าเลขนัสเซิลท์ ณ ตำแหน่ง  $x$  ใดๆ สามารถคำนวณได้จาก

$$Nu_x = \frac{h_x D_h}{k} \quad (5.18)$$

เมื่อ  $k$  คือ ค่าการนำความร้อนของอากาศ (W/m·K)  
 $D_h$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางเทียบเท่า (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย หาได้จาก

$$h = \frac{q}{(T_w - T_b)} \quad (5.19)$$

เมื่อ  $T_b$  คือ อุณหภูมิของไหลเฉลี่ย (K)

$T_w$  คือ อุณหภูมิที่ผนังท่อที่วัดได้จากแผ่นเทอร์โมคิวิตคริสตอล (K)

ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย ได้จากสมการต่อไปนี้

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (5.20)$$

ตัวประกอบความเสียดทาน สามารถหาได้จาก

$$f = \frac{\Delta P}{\left(\frac{L}{D_h}\right)\left(\rho_b \frac{V^2}{2}\right)} \quad (5.21)$$

เมื่อ  $\Delta P$  คือ ความดันลดของชุดทดสอบ (N/m<sup>2</sup>)

ที่สถานะกำลังขับเดียวกัน (constant pumping power)

$$(\dot{V}\Delta P) = (\dot{V}\Delta P)_0 \quad (5.22)$$

เมื่ออัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศและเขียนอยู่ในรูปของตัวประกอบความเสียดทาน และค่าเลขเรย์โนลด์ จะได้ว่า

$$(f Re^3) = (f Re^3)_0 \quad (5.23)$$

จัดรูปแบบสมการใหม่ จะได้ว่า

$$Re_0 = Re(f/f_0)^{1/3} \quad (5.24)$$

ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (thermal enhancement factor, TEF) คือ สัดส่วนของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อทดสอบที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน ( $h$ ) เทียบกับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของท่อที่มีผนังเรียบ ( $h_0$ ) ที่กำลังขับของพัดลมที่มีค่าเท่ากัน (constant pumping power)

$$TEF = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)\left(\frac{f}{f_0}\right)^{-1/3} \quad (5.25)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ  $Nu_0$  คือ ค่าเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบ  
 $f_0$  คือ ตัวประกอบความเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ

ซึ่งจะเป็นเครื่องมือที่ใช้ในการชี้วัดถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ในกรณีที่มีค่ามากกว่า 1 จะแสดงให้เห็นถึงว่ามีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนมากกว่าท่อที่มีผนังเรียบ สำหรับกรณีที่ใช้กำลังขับของพัดลมมีค่าเท่ากัน ซึ่งในการพัฒนาและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีจุดมุ่งหมายเพื่อให้ได้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงสุด ซึ่งจะเป็นผลให้เราสามารถที่จะลดขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำไปสู่การลดต้นทุนการผลิต เกิดประโยชน์ทั้งในแง่การลดพื้นที่ในการติดตั้ง และได้ประสิทธิภาพสูงขึ้น รวมไปถึงจะเป็นการประหยัดต้นทุนของพลังงานที่ต้องป้อนให้กับระบบ ลดการใช้ทรัพยากรต่างๆ ที่มีอยู่อย่างจำกัด เพื่อเป็นอีกทางเลือกหนึ่งในการแก้ปัญหาวิกฤตทรัพยากรพลังงาน



## บทที่ 6

### ผลการทวนสอบท่อผนังเรียบ

บทนี้จะกล่าวถึงการตรวจสอบในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนที่อยู่ในรูปค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt number,  $Nu$ ) และการสูญเสียความดันที่อยู่ในรูปของตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor,  $f$ ) และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (thermal enhancement factor, TEF) ของท่อที่มีผนังเรียบที่ได้จากการทดลองกับสหสัมพันธ์พื้นฐานที่เชื่อถือได้

#### 6.1 การทดสอบความถูกต้องของการตั้งค่าการทดสอบ

ก่อนที่จะเริ่มทำการศึกษการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน จะต้องทำการทวนสอบผลของค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานของท่อผนังเรียบที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์พื้นฐาน สำหรับค่าเลขนัสเซลท์จะทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์พื้นฐานของ Dittus-Boelter [97] และ Gnielinski [98] และค่าตัวประกอบความเสียดทานจะทำการเปรียบเทียบกับสหสัมพันธ์พื้นฐานของ Blasius [97, 99] และ Pethkhov [100] เพื่อให้เกิดความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดลอง ดังสมการต่อไปนี้

6.1.1 สหสัมพันธ์พื้นฐานของ Dittus-Boelter (สำหรับ  $6,000 \leq Re \leq 5 \times 10^7$  และ  $0.5 \leq Pr \leq 120$ )

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (6.1)$$

6.1.2 สหสัมพันธ์พื้นฐานของ Gnielinski (สำหรับ  $3,000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ )

$$Nu_0 = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.66}-1)} \quad (6.2)$$

6.1.3 สหสัมพันธ์พื้นฐานของ Modified Blasius

$$f_0 = 0.085 Re^{-0.25} \quad (6.3)$$

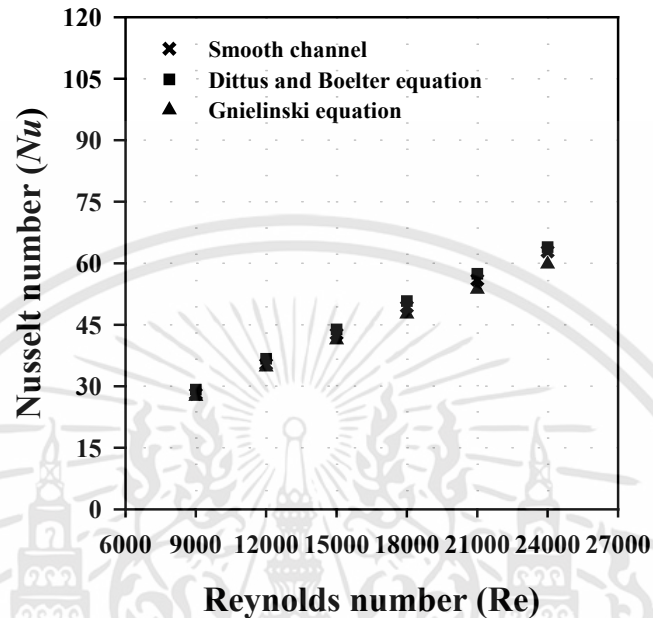
6.1.4 สหสัมพันธ์พื้นฐานของ Pethkhov

$$f_0 = 0.431 Re^{-0.292} \quad (6.4)$$

ค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการทดลองของท่อที่มีผนังเรียบเมื่อทำการเปรียบเทียบกับสมการสหสัมพันธ์พื้นฐาน จะแสดงในหัวข้อถัดไป

## 6.2 ผลการทวนสอบท่อที่มีผนังเรียบ

### 6.2.1 ค่าเลขนัสเซลล์ท์ (Nusselt number)



รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลล์ท์กับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบ

จากรูปที่ 6.1 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลล์ท์กับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่า ค่าเลขนัสเซลล์ท์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น และเมื่อทำการเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่ได้จากการทดลองกับค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์พื้นฐานของ Dittus-Boelter และ Gnielinski พบว่า ตลอดช่วงของการไหลแบบปั่นป่วน ค่าเลขนัสเซลล์ท์มีค่าใกล้เคียงกันตลอดของช่วงที่ทำการทดสอบ โดยค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่ได้จากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสูงสุด เท่ากับ 3.2% เมื่อทำการเปรียบเทียบกับสมการที่ (6.1) และ (6.2)

### 6.2.2 ตัวประกอบความเสียดทาน

จากรูปที่ 6.2 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ในกรณีท่อที่มีผนังเรียบสำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น และเมื่อทำการเปรียบเทียบค่าตัวประกอบความเสียดทานจากผลที่ได้จากการทดลองและค่าตัวประกอบความเสียดทานจากสมการสหสัมพันธ์ของ Blasius และ Pethkhov ดังสมการที่ (6.3) และ (6.4) พบว่าค่าตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกับค่าตัวประกอบความเสียดทานที่ได้จากสมการสหสัมพันธ์พื้นฐาน โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยสูงสุด เท่ากับ 2.3% โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานจากสมการสหสัมพันธ์ของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Blasius จะใช้ในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทานสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในท่อที่มีผนังเรียบ ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ  $2,300 < Re < 5 \times 10^6$  เท่านั้น



รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์สำหรับสำหรับท่อที่มีผนังเรียบ

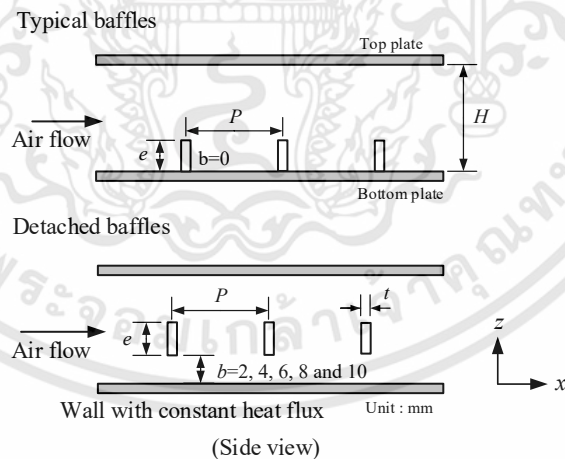
## บทที่ 7 แผ่นกั้นบาง

### 7.1 แผ่นกั้นบาง (baffle)

แผ่นกั้นบางที่ใช้ในการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB) และแผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB) โดยแผ่นกั้นบางมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบาง ( $P$ ) เท่ากับ 60 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นกั้นบางต่อความสูงของแผ่นกั้นบาง ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 และมีค่าความสูงของแผ่นกั้นบาง ( $e$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $e/H$ ) เท่ากับ 0.15 และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 2 ส่วน ดังนี้

ส่วนที่ 1 ระยะลอยตัว (unconnected length,  $b$ )

ปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) มีค่าเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อ ( $b/H$ ) เท่ากับ 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 และ 0.25 ดังแสดงรูปที่ 7.1

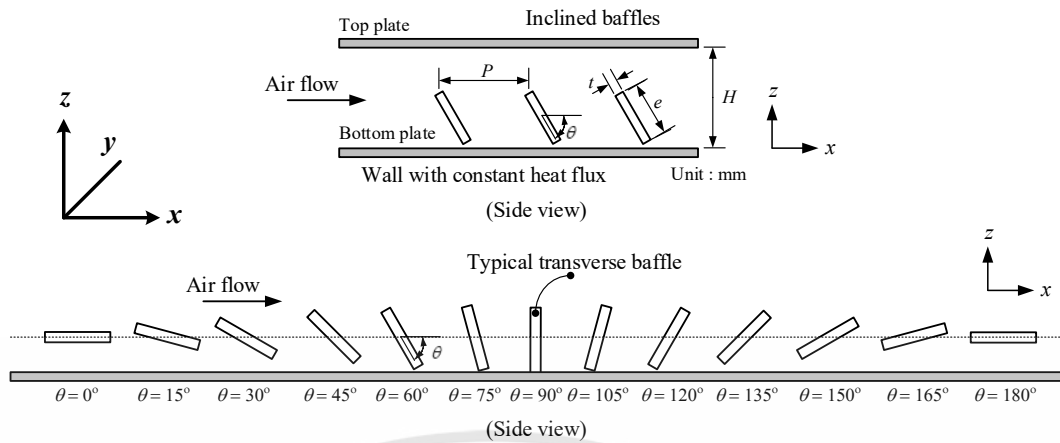


รูปที่ 7.1 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัว

ส่วนที่ 2 มุมปะทะการไหล (attack angle,  $\theta$ )

ปรับเปลี่ยนมุมปะทะการไหลของแผ่นกั้นบาง ( $\theta$ ) มีค่าเท่ากับ  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $165^\circ$  และ  $180^\circ$  ดังแสดงรูปที่ 7.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.2 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียง

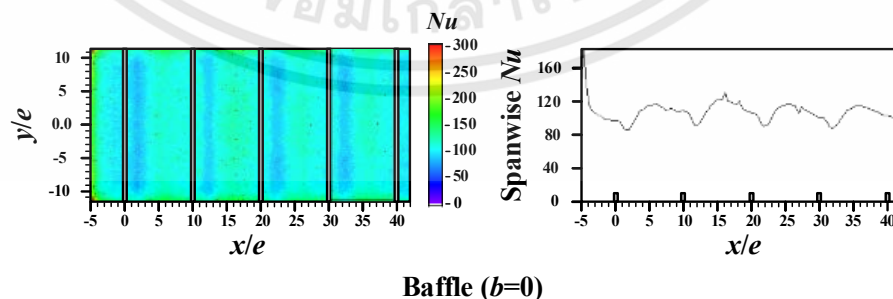
## 7.2 ผลที่ได้จากการทดลอง

### 7.2.1 แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB)

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาการติดตั้งแผ่นกั้นบางที่ส่งผลกระทบต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ( $Nu$ ) ตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) และค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน (TEF) โดยทำการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) มีค่าเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางต่อความสูงของท่อรูป ( $b/H$ ) มีค่าเท่ากับ 0, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20 และ 0.25 ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 จนถึง 24,000

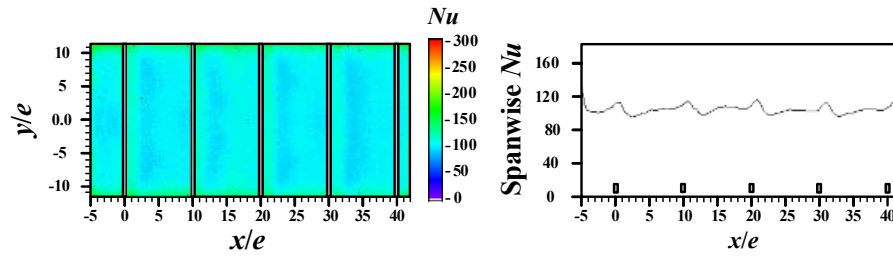
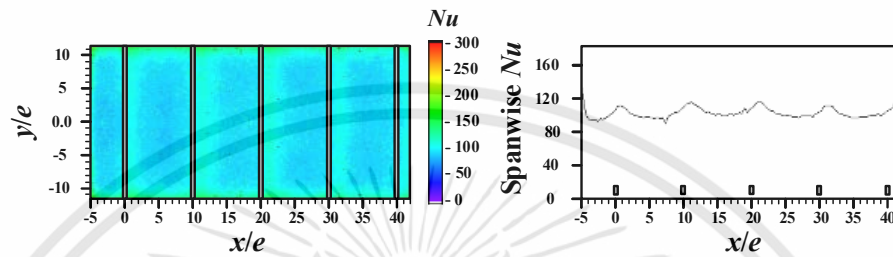
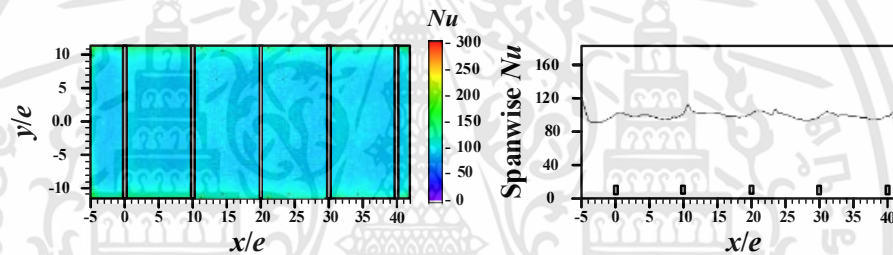
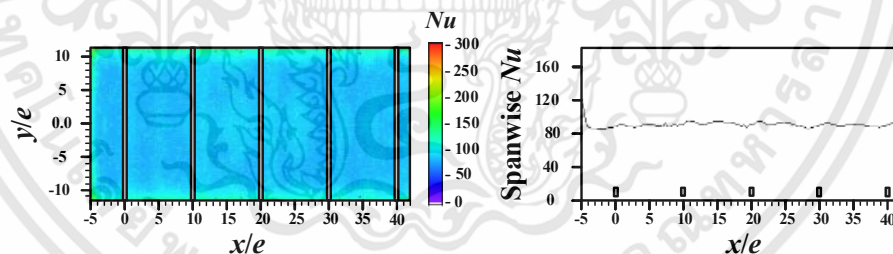
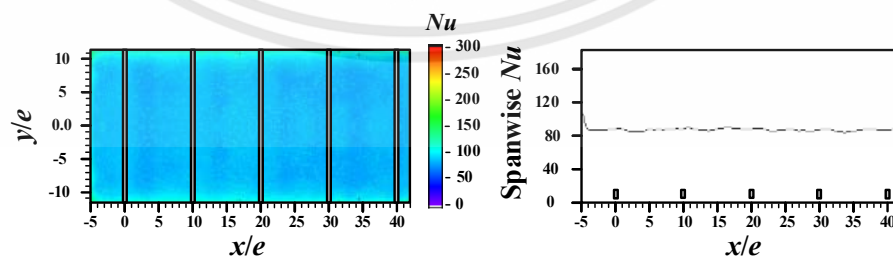
#### 7.2.1.1 รูปแบบของการไหลและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์

รูปแบบของการไหลและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์ภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวที่มีระยะลอยตัว ( $b$ ) เท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 7.3



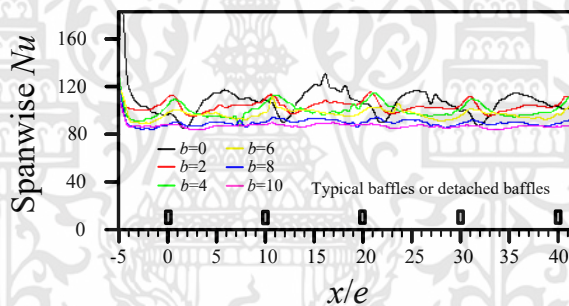
รูปที่ 7.3 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ตามความยาวของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นกั้นบางลอยตัว ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Detached baffle ( $b=2$ )Detached baffle ( $b=4$ )Detached baffle ( $b=6$ )Detached baffle ( $b=8$ )Detached baffles ( $b=10$ )

รูปที่ 7.3 (ต่อ) การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ตามความยาวของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางและแผ่นกั้นบางลอยตัว ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปแบบของการไหลของอากาศและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์ในการศึกษาวิจัยนี้ได้แสดงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 ที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง เท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8, และ 10 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 7.3 และ ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่าเท่ากับ 0 มิลลิเมตร (วางติดที่ผนังด้านล่างของท่อทดสอบ) ซึ่งจะส่งผลให้เกิดการไหลเวียนขนาดใหญ่ที่บริเวณด้านหลังของแผ่นกั้นบาง และจะเกิดการไหลปะทะ (reattachment point) ที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบาง ซึ่งจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบางมีการถ่ายเทความร้อนที่สูง แต่อย่างไรก็ตาม เมื่อค่าระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่าเพิ่มขึ้น ( $b$  มากกว่า 2 มิลลิเมตร) ความรุนแรงของการไหลปะทะที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบางจะมีค่าลดลง เนื่องจากอากาศในส่วนที่ไหลผ่านที่บริเวณด้านล่างของแผ่นกั้นบางจะไปทำการรบกวนหรือยับยั้งการไหลปะทะที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบาง จนกระทั่งที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่ามากกว่า 4 มิลลิเมตร ( $b$  เท่ากับ 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร) พบว่าจะไม่เกิดการหมุนวนที่บริเวณแผ่นกั้นบาง จึงทำให้กระบวนการในการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณผนังท่อที่มีค่าลดลง เนื่องจากของไหลที่บริเวณกึ่งกลางท่อไม่สามารถที่จะเคลื่อนที่มายังบริเวณผนังท่อด้านล่างได้ จึงส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง



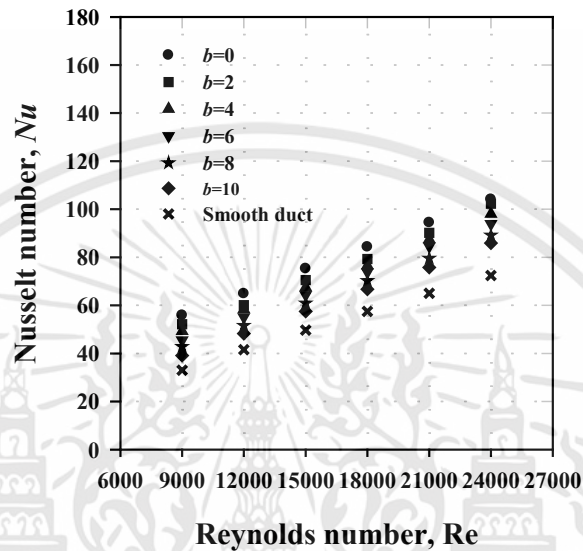
รูปที่ 7.4 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ใดๆ ตามความยาวของท่อ

จากรูปที่ 7.4 จะเห็นได้ว่าที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) เท่ากับ 0 มิลลิเมตร ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนโดยรวมดีที่สุด เนื่องจากมีการผสมกันระหว่างของไหลที่ดีขึ้น และยังไปทำลายชั้นฟิล์มของอากาศนิ่งด้วยการไหลวนและการไหลปะทะที่บริเวณผนังท่อ ซึ่งแตกต่างจากเงื่อนไขอื่นๆ (ค่า  $b$  มีค่าเพิ่มขึ้น) เนื่องจากการไหลไม่ได้ส่งผลทำให้เกิดการไหลเวียนที่บริเวณด้านหลังของแผ่นกั้นบาง ซึ่งมีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Changcharoen, W. [101]

#### 7.2.1.2 ผลกระทบของระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง

การถ่ายเทความร้อนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางที่ระยะลอยตัวต่างๆ ที่ทำการทดสอบในสภาวะพลิกซ์ความร้อนที่ผนังมีค่าคงที่ โดยความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ ที่อยู่ในช่วง 9,000 จนถึง 24,000 สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน จะแสดงอยู่ในรูปที่ 7.5 ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่าค่าเลขนัสเซลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากจะ

เป็นการเพิ่มระดับของความปั่นป่วนภายในท่อให้มีค่าที่สูงขึ้นที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบาง ซึ่งจะสังเกตได้ว่าในทุกๆ เงื่อนไขของการทดลอง (ที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง) ค่าเลขนัสเซลท์จะมีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซลท์ของท่อที่มีผนังเรียบ และยังแสดงให้เห็นถึงผลที่ได้จากการติดตั้งตัวช่วยสร้างความปั่นป่วนภายในท่อ

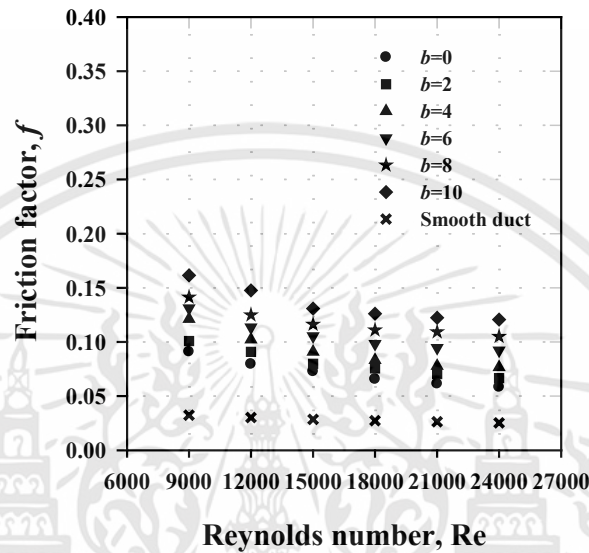


รูปที่ 7.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง

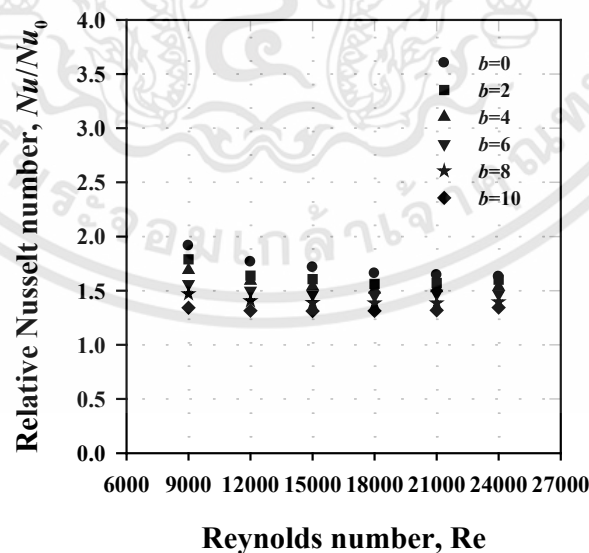
ในทางกลับกัน ถ้าทำการเพิ่มระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากการไหลปะทะและการไหลที่หมุนที่บริเวณแผ่นกั้นบางมีค่าลดลง และจะไม่เกิดการไหลหมุนวนและการไหลปะทะเกิดขึ้นในกรณีที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่ามากกว่า 4 มิลลิเมตร ซึ่งส่งผลให้เกิดการผสมของของไหลที่บริเวณกลางท่อกับบริเวณผนังท่อที่มีค่าเฉลี่ย ซึ่งทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000 จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่สูงที่สุด โดยมีค่าเลขนัสเซลท์ อยู่ที่ 171.91, 162.77, 156.34, 148.84, 140.56 และ 132.42 เพอร์เซ็นต์ ที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่าเท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8, และ 10 มิลลิเมตร ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ

ผลกระทบของระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางที่ส่งผลต่อค่าตัวประกอบความเสียหาย จะแสดงอยู่ในรูปที่ 7.6 สามารถสังเกตได้ว่า การลดลงของค่าตัวประกอบความเสียหายจะมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกัน และจะมีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น และค่าตัวประกอบความเสียหายจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง ( $b$ ) มีค่าเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากเมื่อความสูงของแผ่นกั้นบางมีค่าเพิ่มสูงขึ้นจะเลื่อนขึ้น ตำแหน่งของแผ่นกั้นบางจะเข้าไปใกล้ที่บริเวณตรงกลางของท่อ

เพิ่มมากขึ้น ซึ่งเป็นแนวเดียวกับบริเวณแกนกลางของการไหล ซึ่งจะทำให้เกิดการปะทะที่รุนแรง ซึ่งนำไปสู่การสูญเสียของโมเมนตัมและทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของความดันที่เพิ่มมากขึ้น ค่าตัวประกอบความเสียดทานที่เกิดขึ้นจากการติดตั้งแผ่นกั้นบางจะอยู่ในช่วง 255.20 จนถึง 474.64 เปอร์เซ็นต์ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ



รูปที่ 7.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอดตัวของแผ่นกั้นบาง



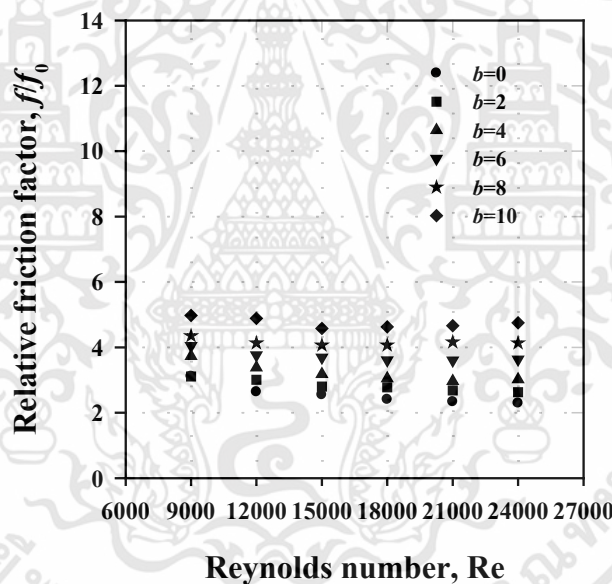
รูปที่ 7.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอดตัวของแผ่นกั้นบาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.2.1.3 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน

รูปที่ 7.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์ ( $Nu/Nu_0$ ) กับค่าเลขเรย์โนลด์ ( $Re$ ) ซึ่งอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์จะถูกกำหนดให้เป็นสัดส่วนระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์ที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนกับค่าเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบ จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์จะมีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น สำหรับช่วงค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ระหว่าง 9,000 จนถึง 24,000 อัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางสำหรับการศึกษานี้ จะมีค่าอยู่ในช่วง 1.31 จนถึง 1.91 เท่า

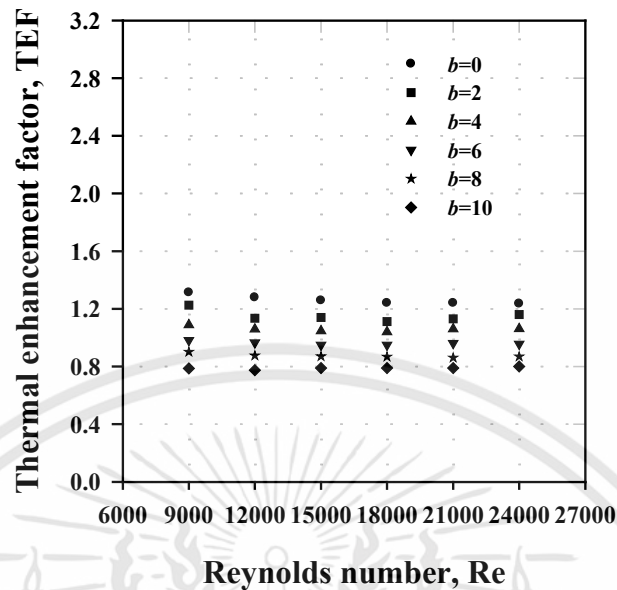
แนวโน้มของการเปลี่ยนแปลงของอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน ( $f/f_0$ ) กับค่าเลขเรย์โนลด์ จะแสดงอยู่ในรูปที่ 7.8 ซึ่งจากการทดลองแสดงให้เห็นว่าแนวโน้มของอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์จะมีแนวโน้มคล้ายกับอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง 2.33 จนถึง 4.98 เท่า



รูปที่ 7.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง

รูปที่ 7.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางที่ระยะลอยตัว เท่ากับ 0, 2, 4, 6, 8, และ 10 มิลลิเมตร จากการทดลองแสดงให้เห็นว่า ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าลดลง และเป็นที่น่าสังเกตอีกว่า ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางมีค่าสูงกว่ากรณีท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าอยู่ที่ 0.77 จนถึง 1.31 ภายใต้สภาวะกำลังของพัดลมอัดอากาศมีค่าเท่ากัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.9 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง

### 7.2.2 แผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB)

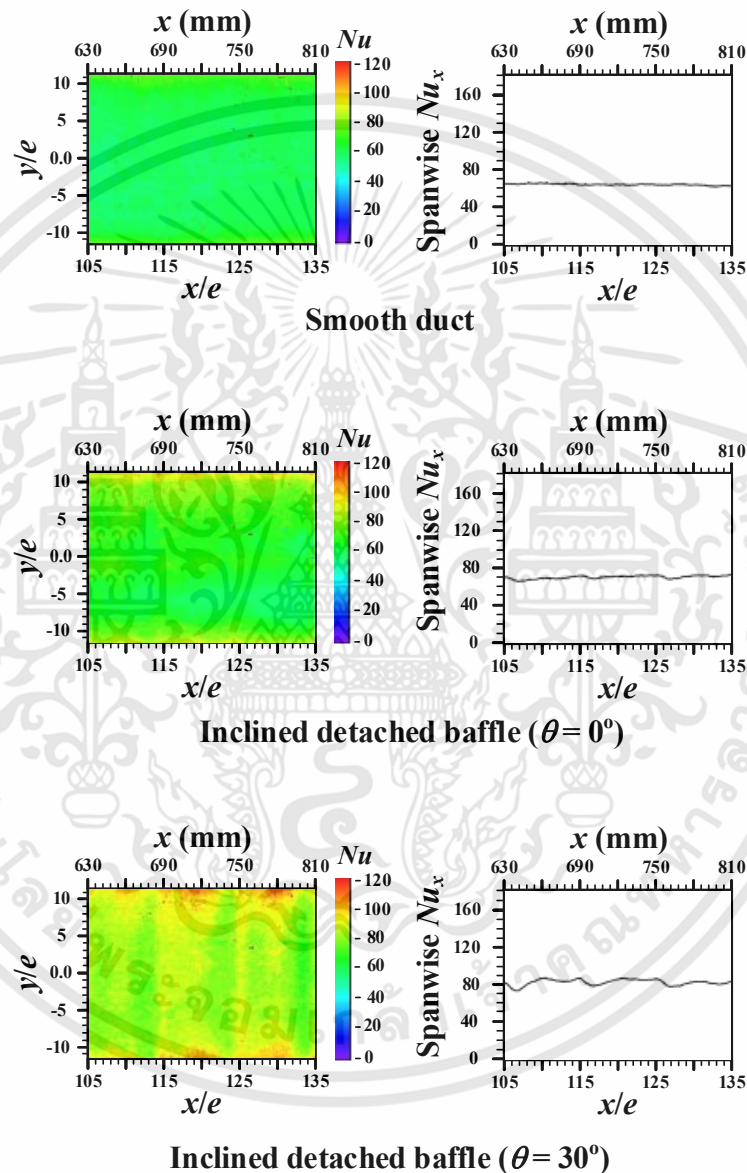
ปรับเปลี่ยนมุมปะทะการไหลของแผ่นกั้นบาง ( $\theta$ ) มีค่าเท่ากับ  $0^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $75^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $105^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $135^\circ$ ,  $150^\circ$ ,  $165^\circ$  และ  $180^\circ$

7.2.2.1 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลล์ท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลล์ท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ใดๆ ตามความยาวของท่อ

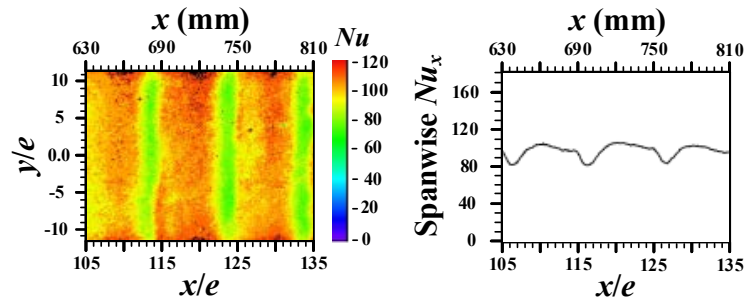
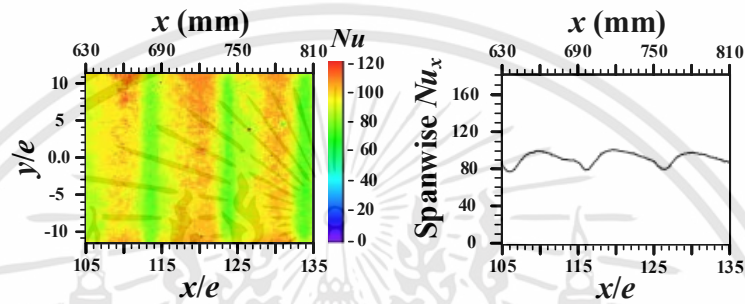
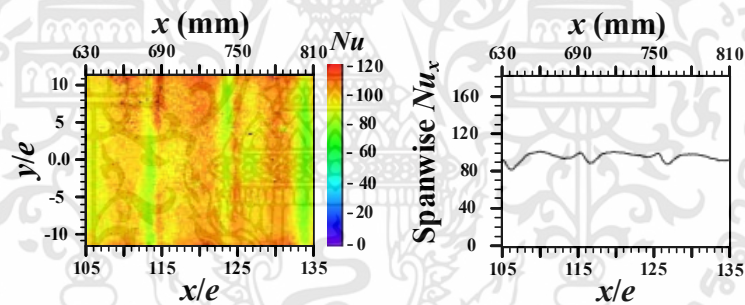
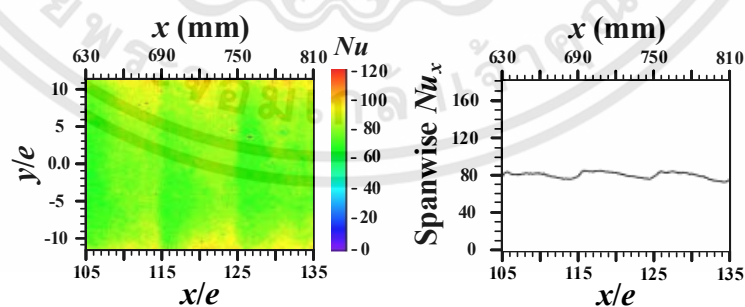
การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลล์ท์บนผนังด้านข้างในท่อสี่เหลี่ยมที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงที่มีมุมปะทะกับการไหลอยู่ในช่วง  $0$  จนถึง  $165^\circ$  ดังแสดงให้เห็นในรูปที่ 7.10 รวมไปถึงท่อทดสอบที่ไม่ได้ทำการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงก็แสดงอยู่ในรูปเดียวกัน ซึ่งจะแสดงที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 24,000 จากผลลัพธ์ที่ได้จากรูปที่ 7.10 แสดงให้เห็นว่า ที่มุมปะทะของการไหล เท่ากับ  $45$  จนถึง  $135^\circ$  ให้ค่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าในกรณีที่มีมุมปะทะการไหลที่มีค่าน้อย ( $0$  จนถึง  $30^\circ$ ) และในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหลที่มีค่ามาก ( $150$  จนถึง  $165^\circ$ ) เนื่องจากที่มุมปะทะการไหล เท่ากับ  $45$  จนถึง  $135^\circ$  จะทำให้เกิดความปั่นป่วนภายในท่อมามากยิ่งขึ้นเพราะว่าพื้นที่ในการปะทะของของไหลมีค่ามากกว่าเมื่อทำการเปรียบเทียบกับกรณีที่มีมุมปะทะมีค่าน้อยหรือมาก ซึ่งผลลัพธ์ที่ได้จะมีความสอดคล้องกับกราฟที่แสดงในรูปที่ 7.11 ซึ่งแสดงให้เห็นว่ามีการรบกวนของกระแสการไหลและเกิดการปั่นป่วนอย่างรุนแรงในช่วงมุมปะทะนี้ โดยรูปแบบของการไหลในกรณีที่มีมุมปะทะการไหลมีค่าเท่ากับ  $45$  จนถึง  $135^\circ$  จะไปรบกวนชั้นฟิล์มของอากาศหนึ่งที่บริเวณผนังท่อ ซึ่ง

จะช่วยลดความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อน ส่งผลทำให้ค่าเลขนัสเซลล์ท์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปแล้วค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะสูงสุดที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบางทั้งสอง ซึ่งจะเป็นการไหลปะทะที่บริเวณพื้นผิว ซึ่งจะทำให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณนี้มีค่าสูงที่สุด ซึ่งได้ถูกนำเสนอในรายงานการวิจัยที่ผ่านมา [101-103] และจะมีความสอดคล้องกับผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลข [104, 105] และจะสังเกตได้ว่าการไหลผ่านแผ่นกั้นบางที่มีมุมปะทะที่มีค่าต่ำและที่มีมุมปะทะที่มีค่าสูงและมุมปะทะจะทำให้เกิดการรบกวนกระแสน้ำของการไหลที่ค่อนข้างน้อย



รูปที่ 7.10 การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ตามความยาวของท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000

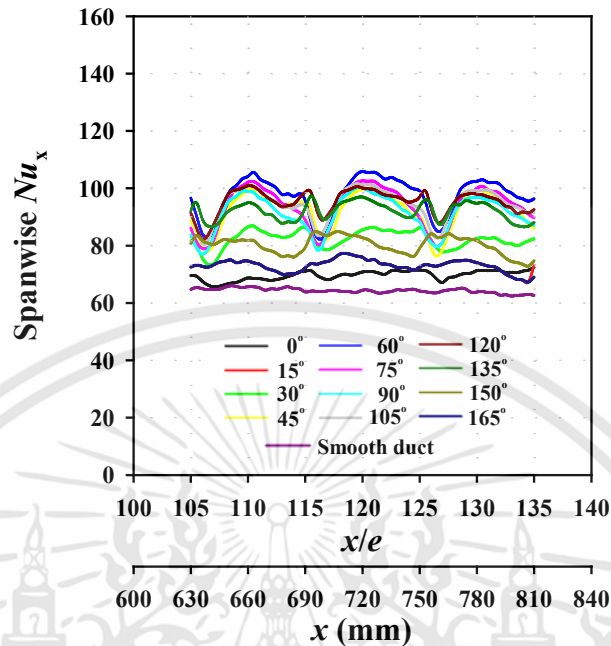
Inclined detached baffle ( $\theta = 60^\circ$ )Inclined detached baffle ( $\theta = 90^\circ$ )Inclined detached baffle ( $\theta = 120^\circ$ )Inclined detached baffle ( $\theta = 150^\circ$ )

รูปที่ 7.10 (ต่อ) การกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์และค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ที่ตำแหน่ง  $y$

ตามความยาวของท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียง

ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.11 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ที่ตำแหน่ง  $y$  ใดๆ ตามความยาวของท่อที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล

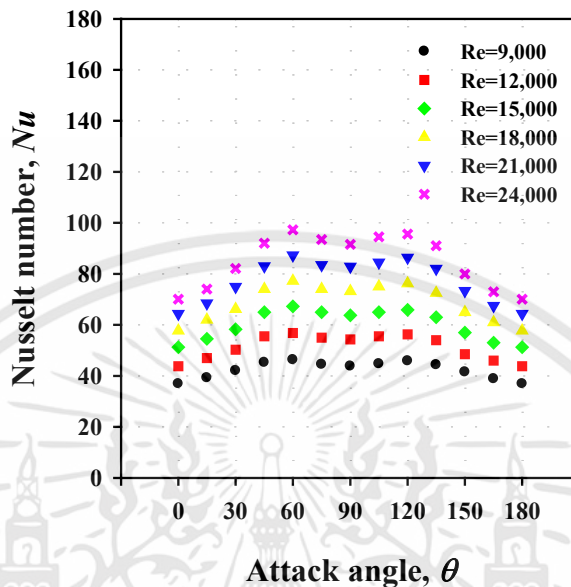
#### 7.2.2.2 การถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียในระบบ

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์กับมุมปะทะของการไหลในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 จนถึง 24,000 จะแสดงอยู่ในรูปที่ 7.12 ซึ่งแสดงให้เห็นถึงผลกระทบของการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแสดงให้เห็นถึงการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งจะนำเสนอให้อยู่ในรูปของค่าอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์ ( $Nu/Nu_0$ ) ดังแสดงในรูปที่ 7.13

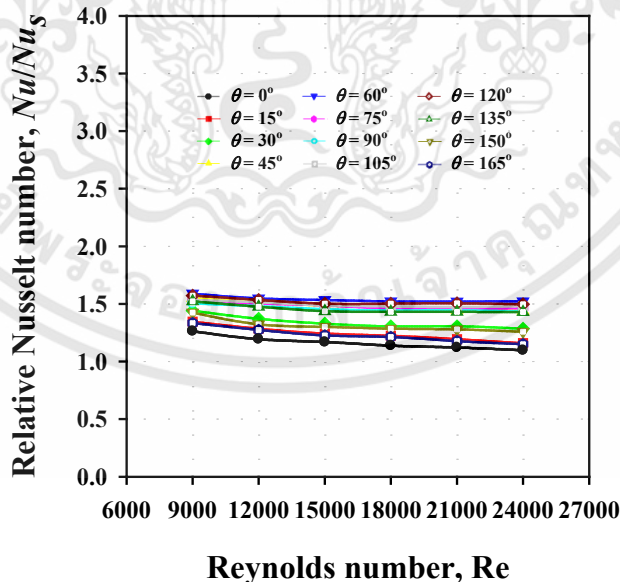
จากรูปที่ 7.12 แสดงให้เห็นถึงค่าเลขนัสเซิลท์ที่มุมปะทะของการไหลอยู่ที่  $45^\circ$  จนถึง  $135^\circ$  มีค่าสูงกว่าในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหลมีค่าน้อย ( $0^\circ$  จนถึง  $30^\circ$ ) และมีค่ามาก ( $150^\circ$  จนถึง  $165^\circ$ ) และจะมีค่าสูงสุดที่มุมปะทะของการไหล มีค่าเท่ากับ  $60^\circ$  และ  $120^\circ$  ซึ่งค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อทำการเพิ่มค่าเลขเรย์โนลด์ เนื่องจากการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลที่รุนแรงมากยิ่งขึ้น และมีความสอดคล้องกับผลลัพธ์ในงานวิจัยอื่นๆ [101, 103, 106, 107] ซึ่งจะสังเกตได้จากความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล และค่าอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซิลท์ที่ได้จากการทดลองกับค่าเลขเรย์โนลด์ในกรณีท่อที่มีผนังเรียบ จะแสดงอยู่ในรูปที่ 7.13 (ตัวแทนของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น) จะสังเกตได้ว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงสุดจะอยู่ที่มุมปะทะของการไหล มีค่าเท่ากับ  $60^\circ$  และ  $120^\circ$  โดยจะมีค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ 1.59 และ 1.57 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ และจะมีค่าที่ใกล้เคียงกันที่ค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเท่ากับ 9,000

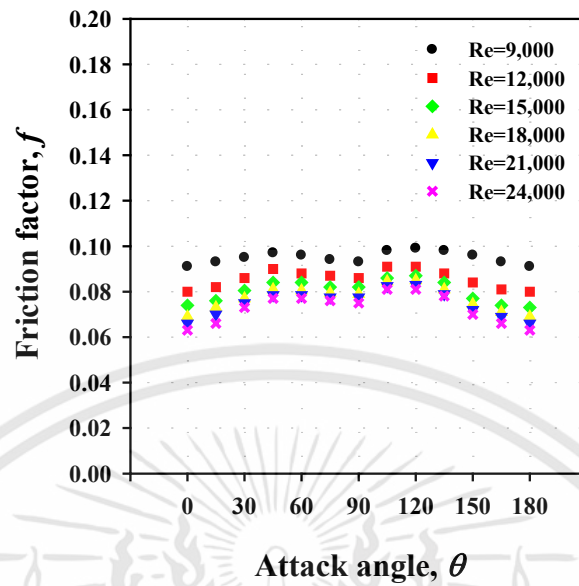


รูปที่ 7.12 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับมุมปะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์

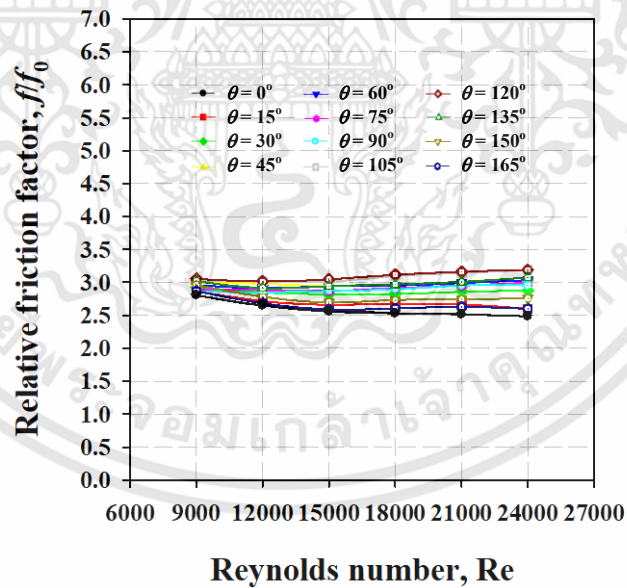


รูปที่ 7.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนของค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะของการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



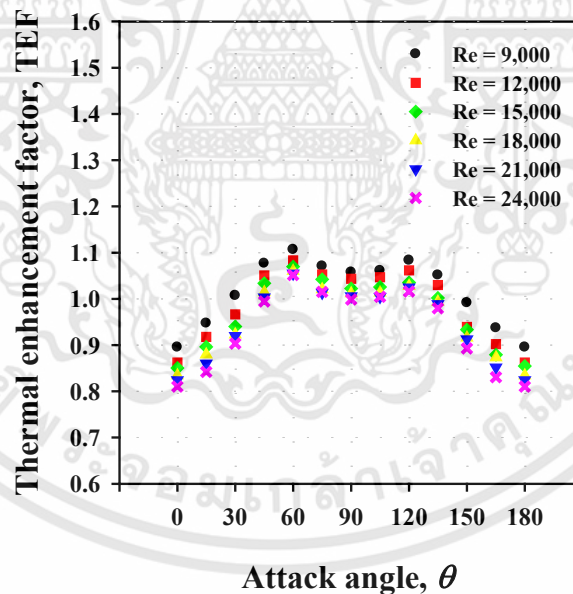
รูปที่ 7.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับมุมปะทะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์



รูปที่ 7.15 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนของค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล

ผลกระทบของการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงที่ส่งผลต่อความดันสูญเสียในระบบที่อยู่ในรูปของตัวประกอบความเสียดทาน ดังแสดงในรูปที่ 7.14 และอัตราส่วนของตัวประกอบความเสียดทาน จะเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แสดงอยู่ในรูปที่ 7.15 ในการทดลองจะมีการปรับเปลี่ยนมุมปะทะของการไหล รวมไปถึงการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์ให้อยู่ในช่วง 9,000 จนถึง 24,000 (การไหลแบบปั่นป่วน) ซึ่งแสดงให้เห็นว่า ที่มุมปะทะของการไหลมีค่าเท่ากับ 45 ถึง 135° จะส่งผลทำให้พื้นที่ในการขวางทางของกระแสการไหลมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งจะทำให้ระดับของความปั่นป่วนมีค่าเพิ่มสูงขึ้นภายในท่อ ซึ่งเป็นเรื่องปกติที่การถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นจะมาพร้อมกับผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการสูญเสียของความดันภายในระบบ ดังแสดงในรูปที่ 7.14 ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น และมีความสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านๆ มา [103, 108-111] ซึ่งจะทำให้เกิดความปั่นป่วนของการไหลเพิ่มมากขึ้น ผลกระทบของแผ่นกั้นบางเอียงที่มีต่อค่าตัวประกอบความเสียหาย ดังแสดงอยู่ในรูปที่ 7.15 ค่าตัวประกอบความเสียหายที่ได้จากการทดลอง จะมีค่าอยู่ในช่วง 2.48 จนถึง 3.19 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ และที่ค่าเลขเรย์โนลด์ที่ต่ำที่สุดในการทดลอง ปัจจัยของมุมปะทะจะส่งผลกระทบต่อผลกระทบน้อยมาก เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนจะเกิดจากความปั่นป่วนภายในท่อที่เพิ่มขึ้น ซึ่งมีผลกระทบที่น้อยกว่าผลกระทบที่เกิดจากมุมปะทะของการไหล ที่ซึ่งสามารถสังเกตเห็นได้จากค่าที่เพิ่มขึ้นหรือลดลงอย่างมีนัยสำคัญสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีค่าใกล้เคียงกัน



รูปที่ 7.16 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับมุมปะทะของการไหลที่มีการปรับเปลี่ยนค่าเลขเรย์โนลด์

ค่าตัวประกอบความเสียหายที่คำนวณได้จากงานวิจัยนี้ จะมีที่น้อยกว่าท่อที่มีการติดตั้งครีบบางขวาง (2.68-2.94), ครีบบางเอียง (3.02-3.42), ครีบบรูปตัววีชี้ตามการไหล (3.40-3.93) และครีบบรูปตัววีชี้สวนทางการไหล (3.32-3.65) ตามที่รายงานวิจัยที่ผ่านๆ มา [103] แต่อย่างไรก็ตาม ค่าตัวเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประกอบความเสียดทานในกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงในการศึกษานี้ยังมีค่าที่สูงกว่าครีบริบตัววีซีตามการไหลแบบแยกตัว (2.35-2.47) [103] และครีบริบตัววีซีสวนทางการไหลแบบแยกตัว (1.96-2.58) [103, 112]

### 7.2.2.3 ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน

ในการศึกษาอิทธิพลของมุมปะทะของการไหลที่ส่งผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ตัวประกอบความเสียดทาน และตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่กำหนดไว้ในสมการที่ (5.25) แสดงให้เห็นว่า แผ่นกั้นบางที่มีมุมปะทะของการไหลอยู่ในช่วง 45 ถึง 135° ให้ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงที่สุด ซึ่งมุมปะทะเหล่านี้ให้ค่าสัดส่วนของการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าสัดส่วนของการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากความเสียดทาน ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 1.11 ที่มุมปะทะของการไหล มีค่าเท่ากับ 60° และ 120° และที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 และจะเห็นได้ว่าค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนจะมีแนวโน้มที่จะลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น

ตารางที่ 7.1 เปรียบเทียบค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในงานวิจัยที่ผ่านมา

Researchers	Roughness	Parameter	TEF
Changcharoen et al. [101]	detached rib	$c/a = 0.1-0.4$ , $W/H = 6$ , $P/e = 10$ , $Re = 4,000-16,000$	1.22
Promvong et al. [113]	combined rib delta winglet	$\alpha = 30^\circ-90^\circ$ , $Re = 5,000-22,000$	1.39
Karwa et al. [114]	chamfered rib	$P/e = 4.53-8.54$ , $W/H = 4.65-12.0$ , $\phi = -15^\circ$ to $15^\circ$ , $Re = 2,000-20,000$	1.39
Promvong et al. [115]	rectangular rib	$P/e = 6.67$ , $e/H = 0.3$ , $Re = 4,000-16,000$	0.91
Promvong et al. [115]	triangular rib	$P/e = 6.67$ , $e/H = 0.3$ , $Re = 4,000-16,000$	1.04
Present study	inclined detached baffle	$P/e = 10$ , $e/H = 0.15$ , $\theta = 0^\circ$ to $180^\circ$ , $Re = 9,000-24,000$	1.11

ตารางที่ 7.1 ทำการสรุปค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนจากรายงานวิจัยที่ผ่านมาจากอดีตจนถึงปัจจุบันบางส่วน และเมื่อทำการเปรียบเทียบผลที่ได้จากการทดลองกับผลที่ได้จากงานวิจัยที่ผ่านมา พบว่า ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่ได้รับจากการศึกษานี้มีค่าสูงกว่าครีบริปสี่เหลี่ยม อยู่ที่ 22% และมีค่ามากกว่าครีบริปสามเหลี่ยม อยู่ที่ 7% แต่อย่างไรก็ตาม ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนยังคงมีค่าที่น้อยกว่าในงานวิจัยอื่นๆ อยู่ในช่วง 10 ถึง 25% โดยจะขึ้นอยู่กับลักษณะและรูปร่างของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 8 แผ่นใบบิด

### 8.1 แผ่นใบบิด (twisted baffle)

แผ่นใบบิดที่ใช้ในการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และแผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) โดยแผ่นใบบิดมีความหนา ( $t$ ) เท่ากับ 1 มิลลิเมตร มีความสูง ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร และมีความกว้าง ( $l$ ) เท่ากับ 150 มิลลิเมตร ในการทดลองจะกำหนดค่าความสูงของแผ่นใบบิด ( $w$ ) เท่ากับ 6 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าความสูงของแผ่นใบบิดต่อความสูงของท่อ ( $w/H$ ) เท่ากับ 0.15 และทำการปรับเปลี่ยนพารามิเตอร์ในการศึกษาออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้

ส่วนที่ 1 เปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางแบบต่างๆ (geometry parameter)

ทำการเปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ อาทิเช่น แผ่นกั้นบาง (baffle, B) แผ่นใบบิด (twisted baffle, TB) และแผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB) เป็นต้น ดังแสดงรูปที่ 8.1



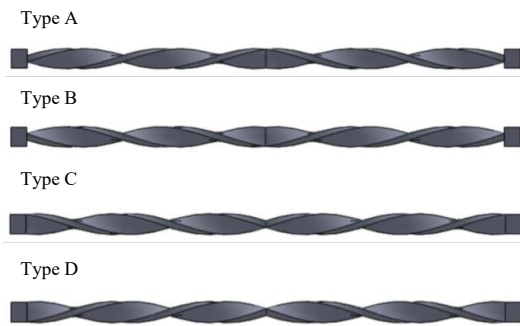
รูปที่ 8.1 รูปทรงของแผ่นกั้นบางรูปแบบต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง

ส่วนที่ 2 รูปแบบการจัดวางของแผ่นใบบิด (twisted baffle arrangement)

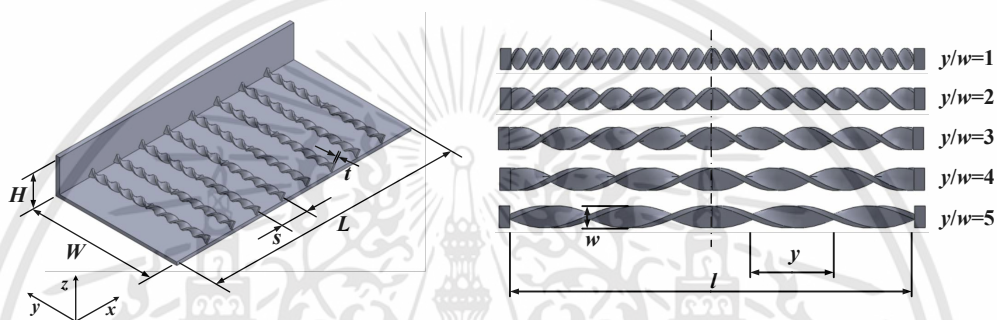
ทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางของแผ่นใบบิด ซึ่งจะจำแนกรูปแบบของการจัดวางออกเป็น 4 แบบ ดังนี้ แบบที่ 1 ชนิด A แบบที่ 2 ชนิด B แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D ดังแสดงรูปที่ 8.2

ส่วนที่ 3 ระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด (pitch length,  $y$ )

ปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด ( $y$ ) มีค่าเท่ากับ 6, 12, 18, 24 และ 30 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะพิตต์ของแผ่นใบบิดต่อความสูงของแผ่นใบบิด ( $y/w$ ) เท่ากับ 1, 2, 3, 4 และ 5 ดังแสดงรูปที่ 8.3



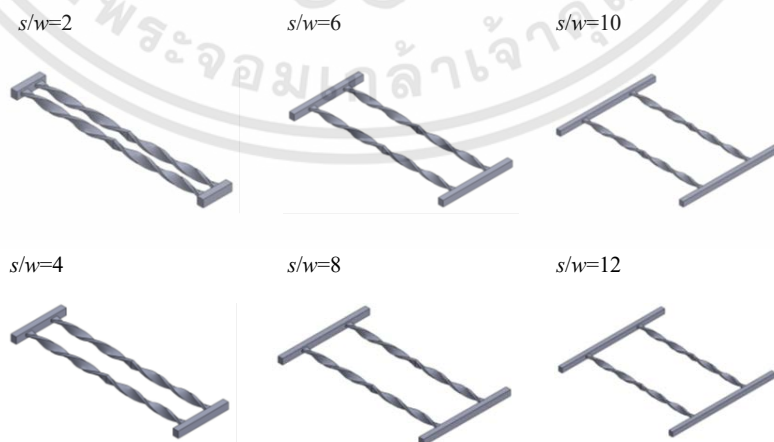
รูปที่ 8.2 รูปแบบของการจัดวางของแผ่นไบบิต



รูปที่ 8.3 ระยะพิตต์ของแผ่นไบบิต

ส่วนที่ 4 ระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต (free spacing length,  $s$ )

ปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต ( $s$ ) มีค่าเท่ากับ 12, 24, 36, 48, 60 และ 72 มิลลิเมตร ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนของค่าระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตต่อความสูงของแผ่นไบบิต ( $s/w$ ) เท่ากับ 2, 4, 6, 8, 10 และ 12 ดังแสดงรูปที่ 8.4



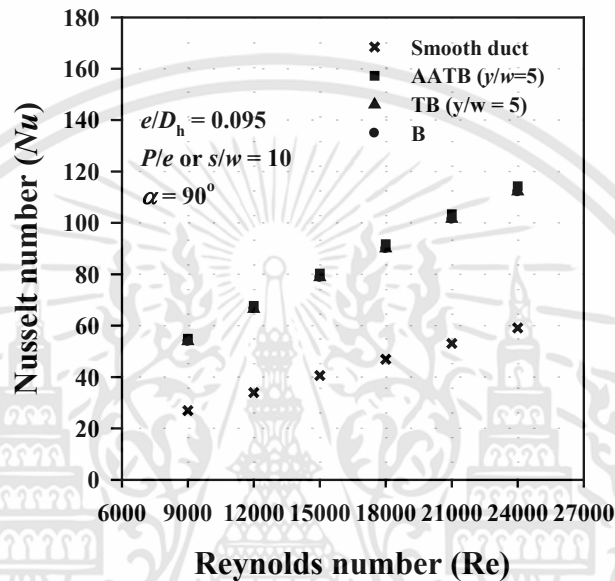
รูปที่ 8.4 ระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 8.2 ผลที่ได้จากการทดลอง

การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในระบบภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนจะถูกใช้ในการคำนวณหาตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนเพื่อหาสภาวะที่ดีที่สุดของการทดลอง ซึ่งสามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้

### 8.2.1 เปรียบเทียบรูปทรงของแผ่นกั้นบางแบบต่างๆ (geometry parameter)

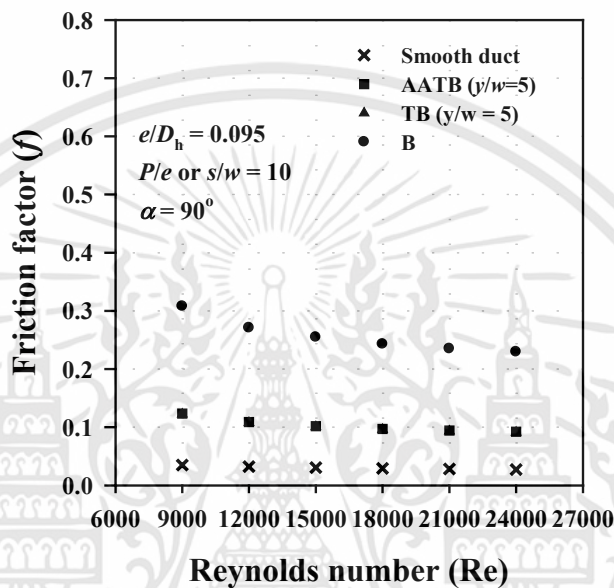


รูปที่ 8.5 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปทรงของแผ่นกั้นบางในลักษณะต่างๆ

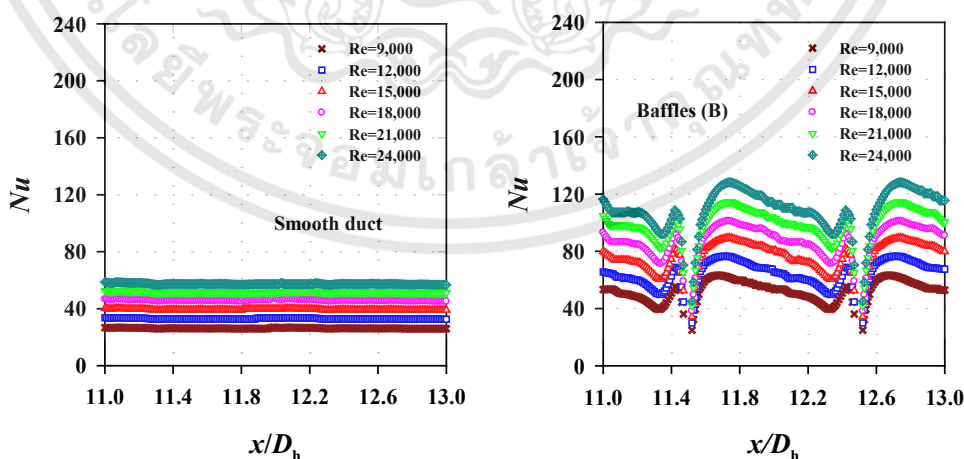
รูปที่ 8.5 และ 8.6 แสดงผลกระทบบของค่าเลขเรย์โนลด์ที่ส่งผลต่อค่าเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิต (TB) และแผ่นไบบิตสลับแกน (AATB) ที่เงื่อนไข  $w/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$ ,  $y/w = 5$ ,  $\alpha = 90^\circ$  และแผ่นกั้นบาง (B) ที่เงื่อนไข  $e/D_h = 0.095$ ,  $P/e = 10$ ,  $\alpha = 90^\circ$  และท่อที่มีผนังเรียบ เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากการหยุดยั้งการเกิดชั้นฟิล์มที่มีความหนืด ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับ แกนไบบิตและแผ่นกั้นบางมีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ยอยู่ในช่วง 3.37-3.54, 3.34-3.50 และ 8.40-8.81 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบท่อที่มีผนังเรียบ ในทางกลับกัน ค่าเลขนัสเซลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากอัตราส่วนของความต้านทานของการนำความร้อนกับความต้านทานของการพาความร้อนมีค่าลดลง จะส่งผลให้ชั้นฟิล์มของอากาศมีค่าบางลง ดังนั้น เมื่อความต้านทานทางความร้อนมีค่าลดลง จึงทำให้ค่าเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลมาจากการเพิ่มขึ้นของระดับของความปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น จึงนำไปสู่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการทดลองมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา [116, 117] ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า ท่อทดสอบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกนให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อทำการเปรียบเทียบกับแผ่นกั้นบางวางตามแนวขวางและท่อที่มีผนังเรียบ โดยที่ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับ แผ่นไบบิตและแผ่นกั้นบางมีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย อยู่ในช่วง 1.93-2.03, 1.90-2.00 และ 1.89-1.99 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบท่อที่มีผนังเรียบ

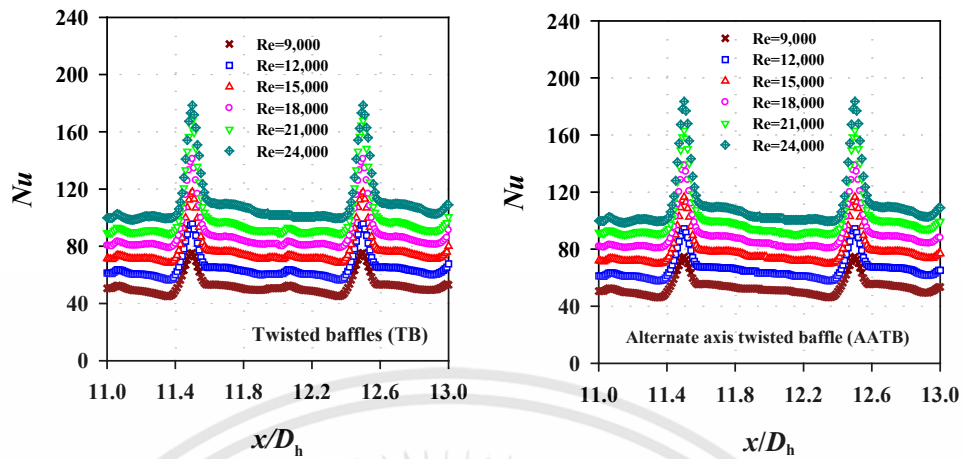


รูปที่ 8.6 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปทรงของแผ่นกั้นบางในลักษณะต่างๆ

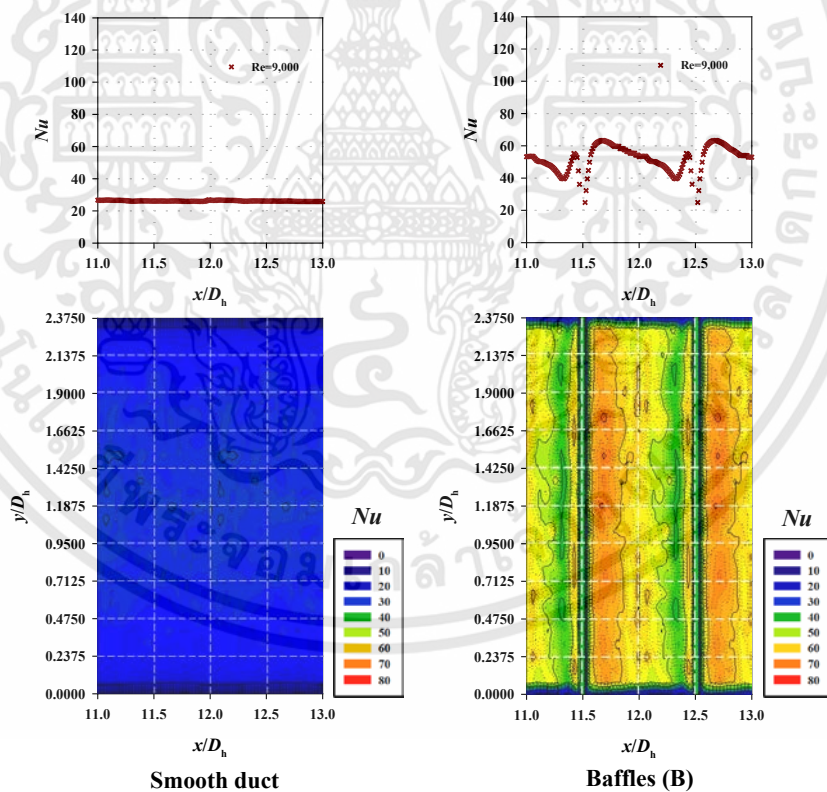


รูปที่ 8.7 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในแนวแกน y ตามความยาวที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกน แผ่นไบบิต แผ่นกั้นบางและท่อที่มีผนังเรียบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

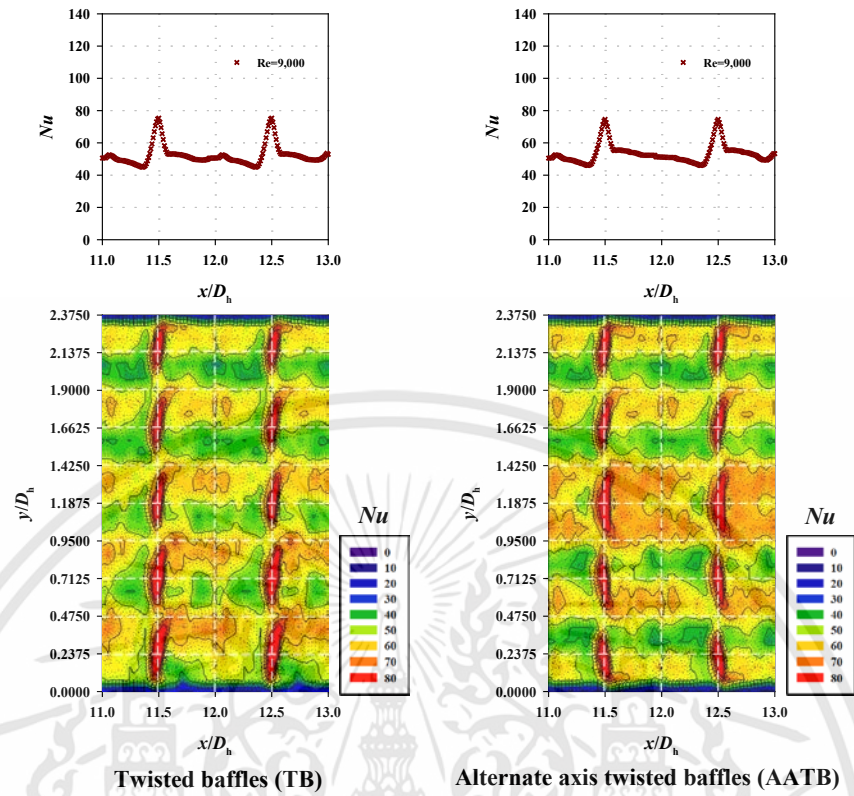


รูปที่ 8.7 (ต่อ) ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในแนวแกน  $y$  ตามความยาวที่มีการติดตั้งแผ่นไบพิตสลับแกน แผ่นไบพิต แผ่นกั้นบางและท่อที่มีผนังเรียบ ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 24,000

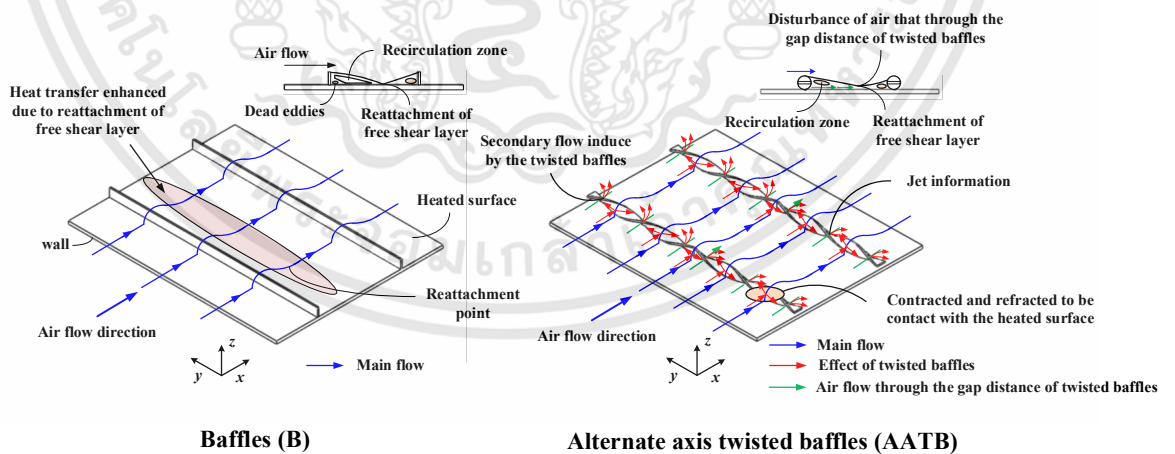


รูปที่ 8.8 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง แผ่นไบพิตและแผ่นไบพิตสลับแกน ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 9,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.8 (ต่อ) ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์สำหรับท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง แผ่นใบบิดและแผ่นใบบิดสลับแกน ที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 9,000



รูปที่ 8.9 รูปแบบของการไหลที่ไหลผ่านแผ่นกั้นบางวางขวางและแผ่นใบบิดสลับแกน

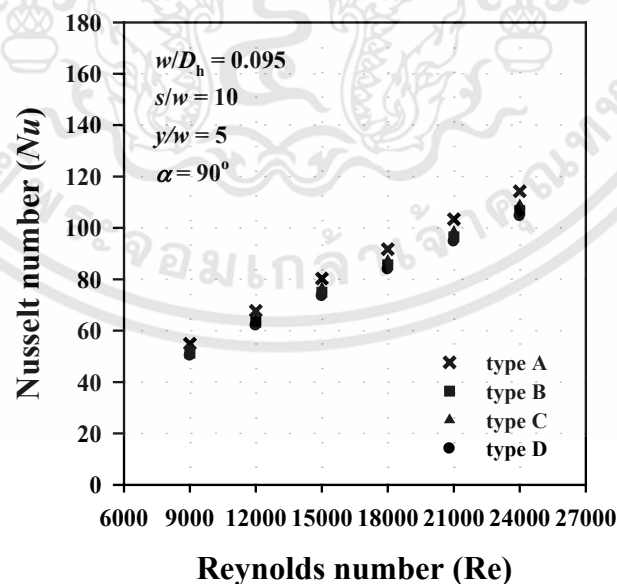
จากรูปที่ 8.8 แสดงให้เห็นถึงรูปแบบของการไหลผ่านแผ่นกั้นบาง อีกส่วนหนึ่งจะทำให้เกิดการไหลปะทะ (reattachment point) ที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบางที่ทำการติดตั้ง ซึ่งจุดนี้จะให้ค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ่ายเทความร้อนสูงสุด และที่บริเวณที่อยู่ใกล้กับบริเวณนี้จะเกิดการไหลหมุนวนหรือการไหลวนกลับของการไหล ความเร็วที่จุดนี้มีค่าที่ต่ำจึงส่งผลทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนในบริเวณนี้มีค่าลดลง

รูปแบบของการไหลภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกนและแผ่นกั้นบางจะแสดงอยู่ในรูปที่ 8.9 ซึ่งสามารถที่จะอธิบายพฤติกรรมของการไหลจะเกิดการแยกชั้นของการไหลและสร้างลำเจ็ทจากช่องว่างของแผ่นไบบิต ความรุนแรงของลำเจ็ทจะขึ้นอยู่กับช่องว่างของแผ่นไบบิต รวมไปถึงการไหลบางส่วนจะก่อให้เกิดการไหลปะทะที่บริเวณระหว่างแผ่นไบบิต ซึ่งจะทำให้ช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้ดียิ่งขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้จากรูปที่ 8.7 พบว่าค่าเลขนัสเซลท์ของท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกน แผ่นไบบิตและแผ่นกั้นบางนั้นมีค่าใกล้เคียงกัน แต่อย่างไรก็ตาม ค่าตัวประกอบความเสียหายในกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง อยู่ในช่วง 8.84-8.81 เท่า ซึ่งมีค่าสูงที่สุดเมื่อทำการเปรียบเทียบกับแผ่นไบบิตสลับแกน แผ่นไบบิตและท่อที่มีผนังเรียบ และสาเหตุที่แผ่นไบบิตให้ค่าตัวประกอบความเสียหายที่มีค่าน้อยเพราะกระแสการไหลสามารถทะลุผ่านช่องว่างของแผ่นไบบิตได้ (พื้นที่ในการขวางการไหลมีค่าน้อยกว่าแบบแผ่นกั้นบางวางขวาง) จึงทำให้ลดความต้านทานต่อการไหล ดังนั้น แผ่นไบบิตสลับแกนและแผ่นไบบิตจึงเหมาะที่จะนำไปพัฒนาและศึกษาต่อไป เพื่อช่วยในเรื่องของการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนและยังช่วยลดการสูญเสียความดันภายในระบบได้อีกด้วย

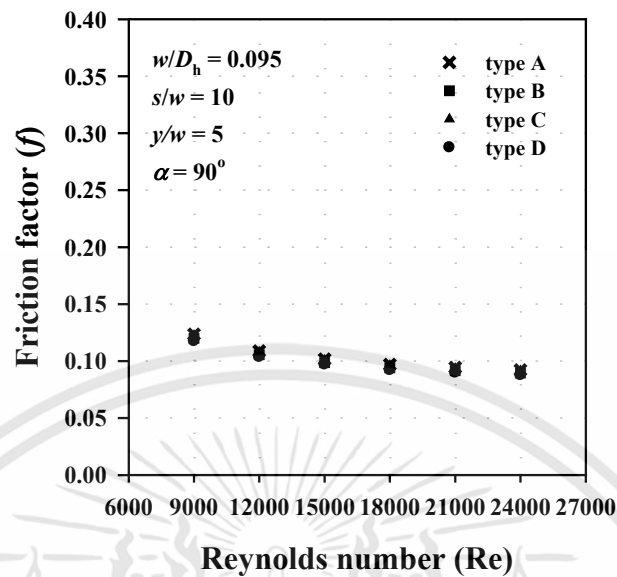
#### 8.2.2 รูปแบบการจัดวางของแผ่นไบบิต (twisted baffle arrangement)

ทำการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางของแผ่นไบบิต ซึ่งจะจำแนกรูปแบบของการจัดวางออกเป็น 4 แบบ ดังนี้ แบบที่ 1 ชนิด A แบบที่ 2 ชนิด B แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D



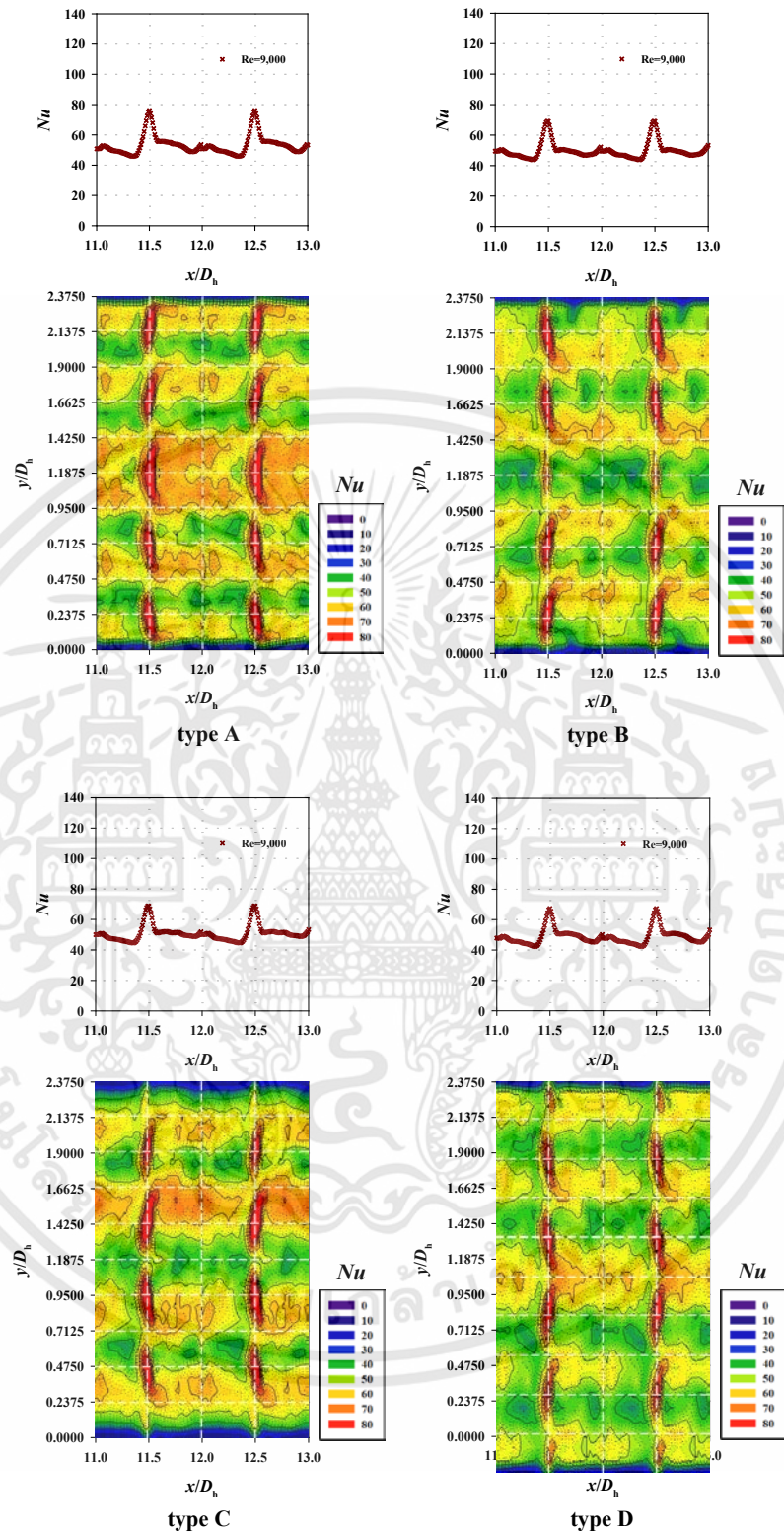
รูปที่ 8.10 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการจัดวางของแผ่นไบบิต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.11 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการจัดวางของแผ่นไบปิด

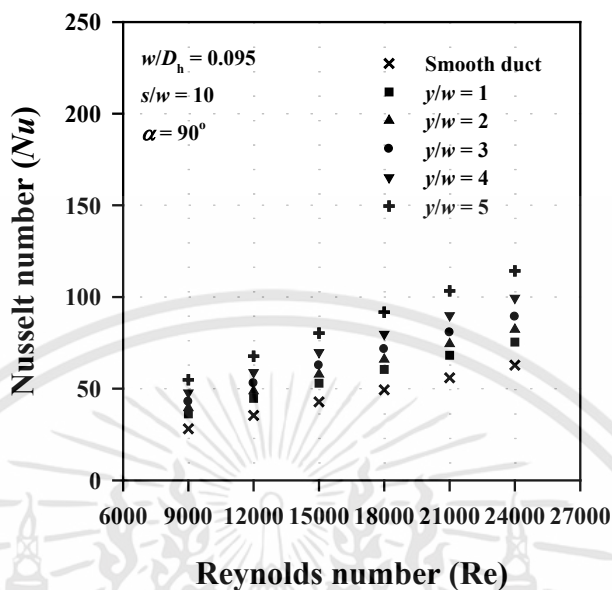
จากรูปที่ 8.10 และ 8.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์และค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบการจัดวางของแผ่นไบปิด ที่เงื่อนไข  $w/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$ ,  $y/w = 5$ ,  $\alpha = 90^\circ$  โดยค่าเลขนัสเซิลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าสูงขึ้น เนื่องจากอัตราส่วนของความต้านทานของการนำความร้อนกับความต้านทานของการพาความร้อนมีค่าลดลง จะส่งผลให้ชั้นฟิล์มของอากาศนี้มีค่าบางลง ดังนั้นเมื่อความต้านทานทางความร้อนมีค่าลดลง จึงทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีค่าเพิ่มขึ้น เป็นผลมาจากการเพิ่มขึ้นของระดับของความปั่นป่วนเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้น จึงนำไปสู่การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน ซึ่งจากผลการทดลองพบว่า ท่อทดสอบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบปิดสลับแกนให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ โดยที่ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นไบปิดสลับแกนแบบที่ 1 ชนิด A แบบที่ 2 ชนิด B แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D อยู่ในช่วง 1.93-2.03, 1.80-1.90, 1.84-1.94 และ 1.77-1.86 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบท่อที่มีผนังเรียบ ในทางกลับกัน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง เนื่องจากการหยุดยั้งการเกิดชั้นฟิล์มที่มีความหนืด ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นไบปิดสลับแกนแบบที่ 1 ชนิด A แบบที่ 2 ชนิด B แบบที่ 3 ชนิด C และแบบที่ 4 ชนิด D มีค่าตัวประกอบความเสียดทานเฉลี่ย อยู่ในช่วง 3.37-3.54, 3.27-3.43, 3.34-3.50 และ 3.21-3.36 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบท่อที่มีผนังเรียบ



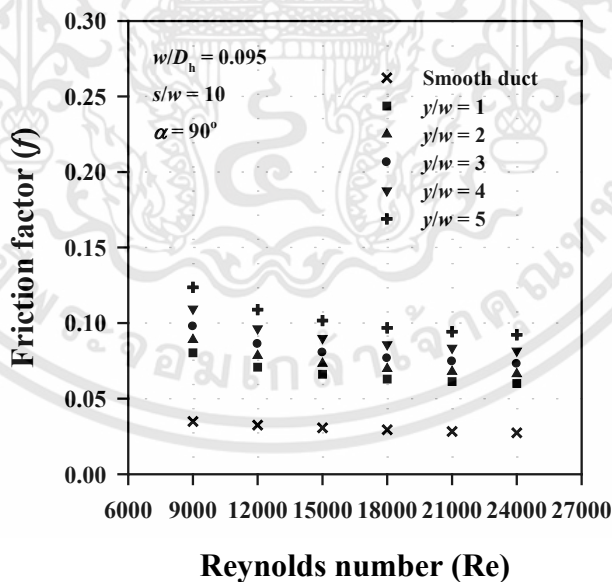
รูปที่ 8.12 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลท์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์สำหรับท่อที่มีติดตั้งแผ่นไบบิตสลับกันที่มีการปรับเปลี่ยนรูปแบบของการจัดวางที่ค่าเลขเรย์โนลด์เท่ากับ 9,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2.3 ระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด (pitch length,  $y$ )

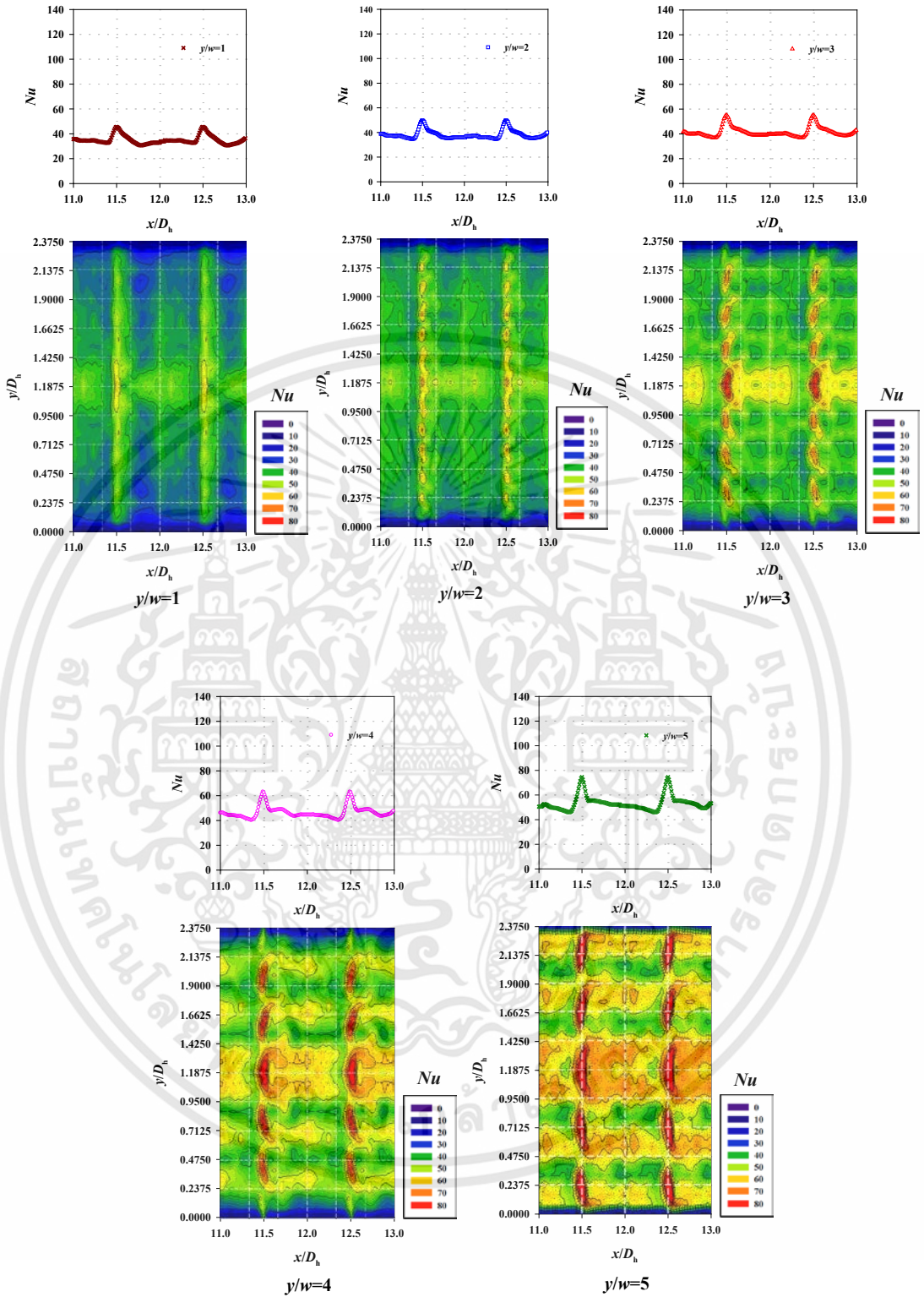


รูปที่ 8.13 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด



รูปที่ 8.14 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับระยะพิตต์ของแผ่นใบบิด

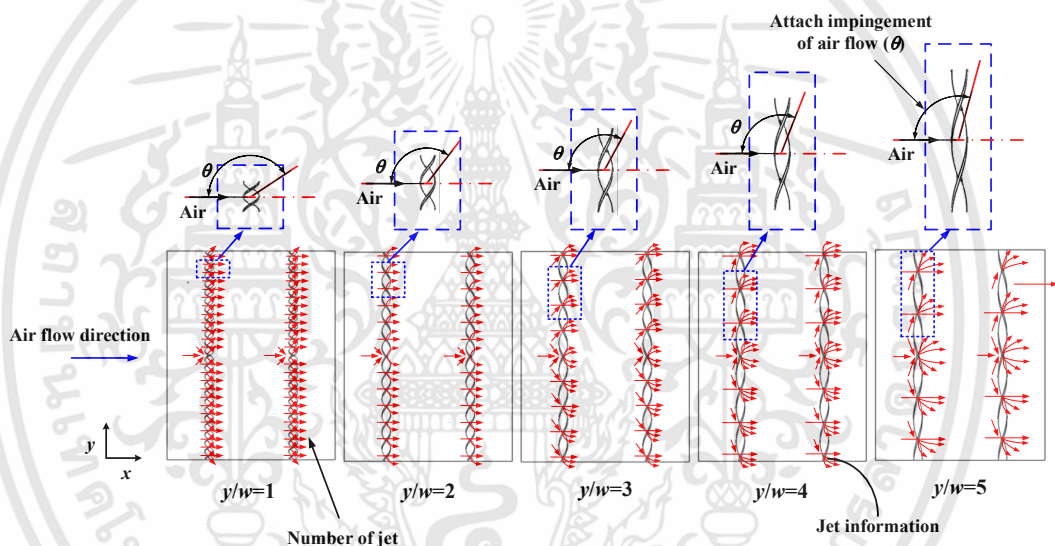
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.15 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซิลท์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซิลท์ที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับกันที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นไบบิตที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 8.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบพัด ที่เงื่อนไขของการทดลอง คือ  $w/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$  และ  $\alpha = 90^\circ$  ซึ่งจะสังเกตได้ว่า ที่ค่า  $y/w$  เท่ากับ 5 จะให้ค่าเลขนัสเซลท์ที่มีค่าสูงที่สุดในทุกช่วงของการไหล (ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 9,000 จนถึง 24,000) เนื่องจากเมื่อระยะพิตต์ของการบิดมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ให้ระยะห่างของช่องว่างที่บริเวณแผ่นใบพัดมีค่าลดลง อากาศที่ไหลผ่านช่องว่างของแผ่นใบพัดจะมีความรุนแรงจากการปะทะและความเร็วของลำเจ็ทจะมีค่าสูงขึ้น สิ่งนี้จะส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณช่องว่างของแผ่นใบพัดเพิ่มมากขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 8.15 และ 8.16 อย่างไรก็ตาม ที่อัตราส่วนของการบิดมีค่าลดลงจะทำให้ระดับของการปะทะและการหักเหของการไหลมีค่าลดลง มุมปะทะของการไหลที่เกิดขึ้นจากการบิดแผ่นใบพัดจะลดลง และจะส่งผลกระทบต่อตรงต่อการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณพื้นผิวของผนังท่อ ดังแสดงในรูปที่ 8.16



รูปที่ 8.16 รูปแบบการไหลของอากาศที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบพัดสำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบพัดสลับแกน

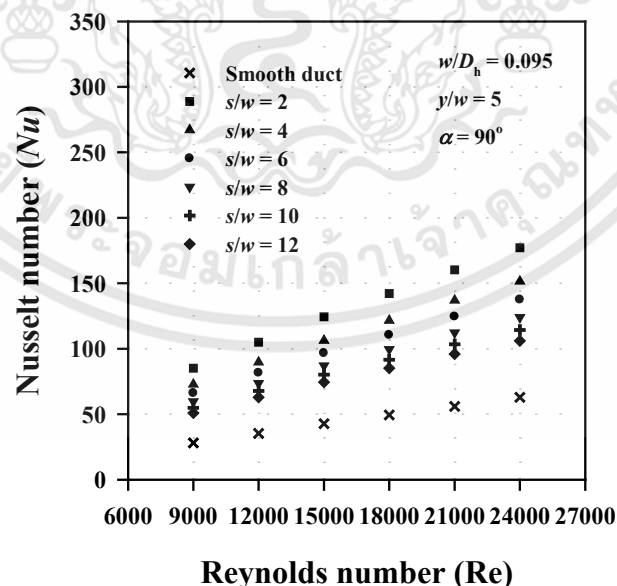
รูปที่ 8.16 แสดงการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์และค่านัสเซลท์เฉลี่ยในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบพัดสลับแกนที่อัตราส่วนของการบิด ( $y/w$ ) อยู่ในช่วง 1 จนถึง 5 โดยทำการควบคุมค่า  $s/w = 10$  และ  $\alpha = 90^\circ$  ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 ในกรณีที่อัตราส่วนของการบิดมีค่าเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้การปะทะและการหักเหของการไหลมีความรุนแรงมากยิ่งขึ้น เนื่องจากพื้นที่ในการขวางทางของกระแสการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งสิ่งนี้จะนำไปสู่ความปั่นป่วนของการไหลที่มีค่าเพิ่มขึ้นและจะทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น สำหรับความสัมพันธ์ของตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ จะแสดงในรูปที่ 8.14 จะเห็นได้ว่าตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้นในกรณีที่อัตราส่วนของการบิดมีค่าเพิ่มขึ้น อัตราส่วนของการบิดที่เพิ่มขึ้นจะทำให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่องว่างของแผ่นใบปิดมีค่าลดลง ซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่ในการขวางการไหลของกระแสอากาศ จึงจะส่งผลโดยตรงกับตัวประกอบความเสียหายให้มีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่ในทางกลับกัน ถ้าอัตราส่วนของการปิดมีค่าลดลงจะส่งผลให้ความรุนแรงในการปะทะกับแผ่นใบปิดมีค่าลดลงหรือพื้นที่ในการบล็อกการไหลลดลง สิ่งนี้เลยนำไปสู่ความดันที่ลดลงในระบบ

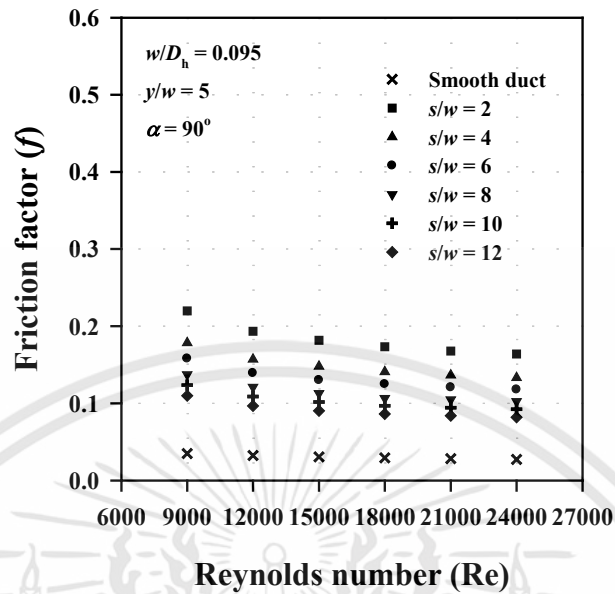
#### 8.2.4 ระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด (free spacing length, $s$ )

รูปที่ 8.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด ที่เงื่อนไข  $w/D_h = 0.095$ ,  $y/w = 5$  และ  $\alpha = 90^\circ$  สามารถสังเกตได้ว่าค่าเลขนัสเซลท์ที่มีค่าสูงที่สุดจะเกิดขึ้นที่อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด  $s/w$  เท่ากับ 2 ซึ่งการถ่ายเทความร้อนส่วนใหญ่จะเกิดขึ้นที่บริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิด ดังนั้น ถ้าอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดมีค่าลดลง จะทำให้เกิดการปะทะของการไหลที่บริเวณแผ่นใบปิดและมีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง แต่อย่างไรก็ตาม ถ้าอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดมีค่าเพิ่มขึ้น จะทำให้การไหลเริ่มมีการปรับตัวเข้าสู่การไหลแบบเต็มท่อ ซึ่งจะเกิดขึ้นฟิล์มของอากาศนิ่งและจะเกิดความต้านทานทางความร้อน บริเวณหรือช่วงที่มีการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง ส่วนการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์และค่าเลขนัสเซลท์เฉลี่ยในแนวแกน  $y$  ตามความยาวท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดที่มีการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด ดังแสดงในรูปที่ 8.19 ดังนั้น ปัจจัยสำคัญที่ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน คือ กระแสการไหลปะทะและหักเหไปสัมผัสผนังท่อที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่บริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิด ดังแสดงในรูปที่ 8.20



รูปที่ 8.17 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลท์กับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด

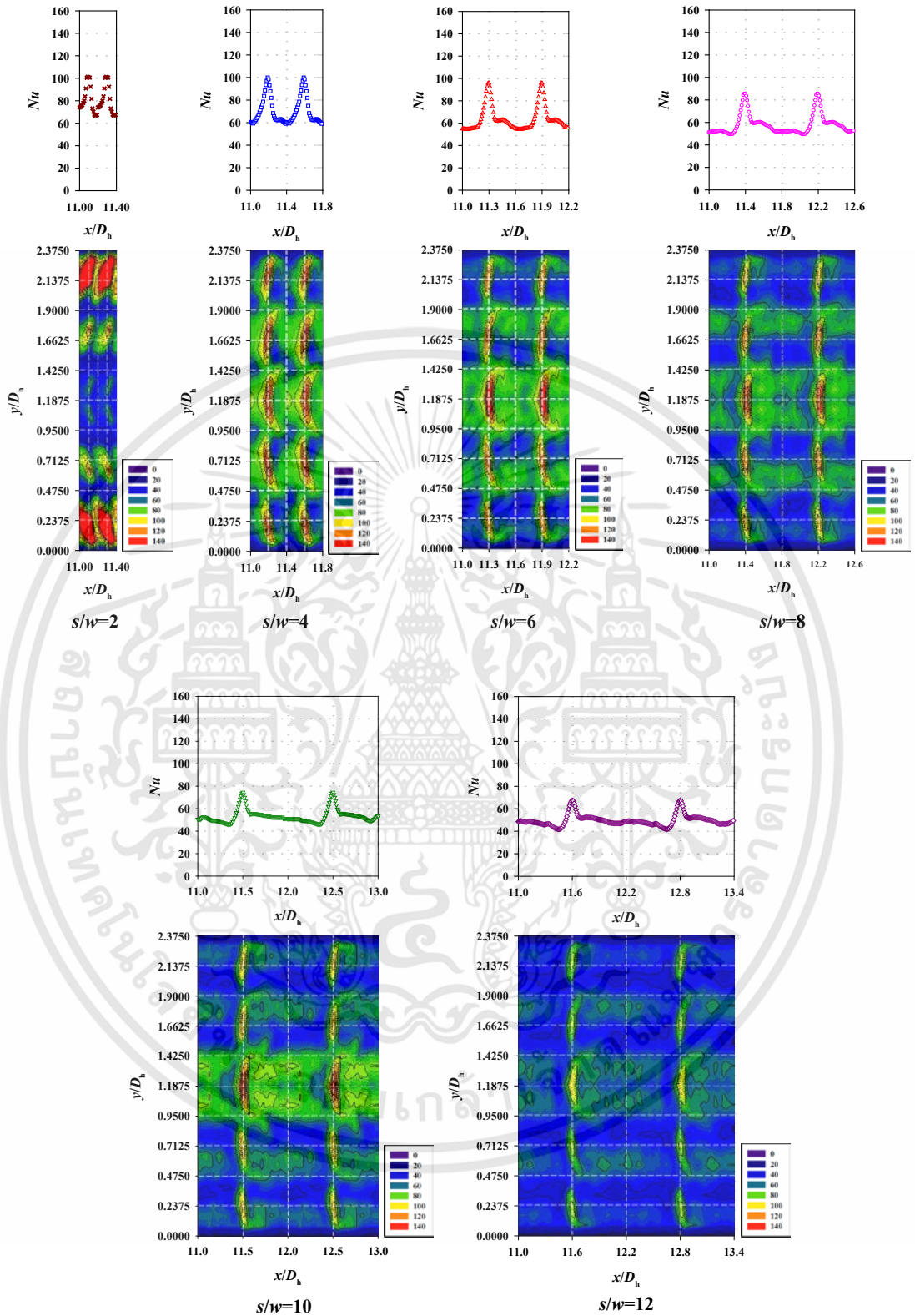
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.18 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบความเสียดทานกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด

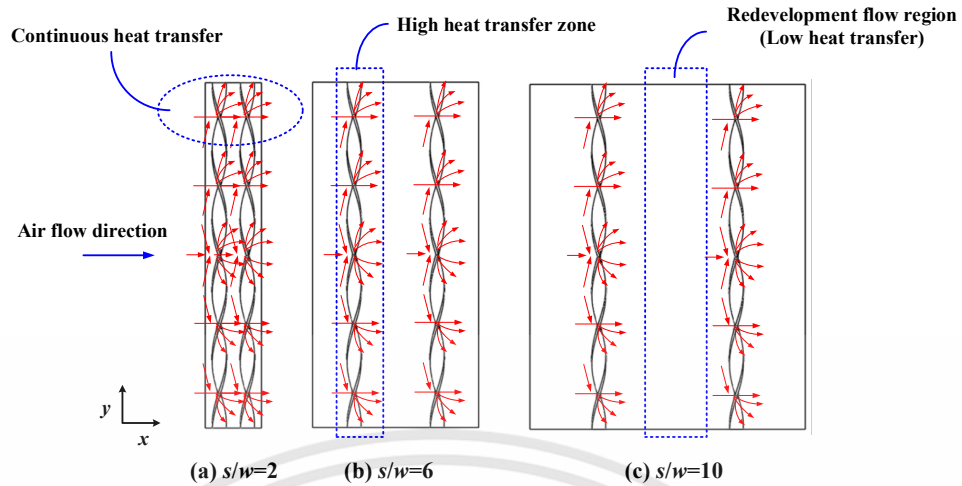
รูปที่ 8.19 แสดงค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลล์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลล์ที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกนที่มีอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด ( $s/w$ ) อยู่ในช่วง 2 ถึง 12 โดยทำการควบคุมค่า  $y/w=5$  และ  $\alpha=90^\circ$  ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 จากการทดลองพบว่า อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดมีค่าลดลงจะส่งผลให้บริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนเป็นไปได้อย่างต่อเนื่อง โดยเฉพาะในบริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิด เนื่องจากเกิดการรบกวนชั้นฟิล์มของอากาศนี้ ในทางกลับกัน ถ้าอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดมีค่าเพิ่มขึ้น ระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดจะมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งจะนำไปสู่การลดลงของพื้นที่ที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนต่อความยาวของท่อ จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง

รูปที่ 8.18 แสดงให้เห็นถึงผลกระทบของอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดที่มีผลต่อค่าตัวประกอบความเสียดทาน สังเกตได้ว่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลงเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์มีค่าเพิ่มขึ้นในทุกๆ เงื่อนไขของการทดลอง ที่อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิด เท่ากับ 2 โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานจะมีค่าสูงสุดที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 และเมื่อทำการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดให้มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งจะทำให้ช่องว่างระหว่างแผ่นใบปิดจะมีค่าสูงขึ้น ซึ่งจะนำไปสู่การลดการสูญเสียของความดันในระบบที่เกิดจากการไหลของของไหล เนื่องจากพื้นที่ในการบล็อกของการไหลมีค่าลดลง



รูปที่ 8.19 ค่าเฉลี่ยของค่าเลขนัสเซลท์ในแนวแกน  $y$  ตามความยาวของท่อและการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์ที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับกันที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.20 รูปแบบการไหลของอากาศที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดสำหรับท่อที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกน

### 8.3 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน

เป็นสิ่งที่มีความสำคัญเป็นอย่างมากสำหรับการออกแบบชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนภายในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าเพื่อให้ได้พารามิเตอร์ที่เหมาะสมที่สุด โดยความต้องการที่จะเพิ่มการถ่ายเทความร้อนแต่ยังคงรักษาระดับของความดันภายในระบบให้มีความต่ำที่สุด

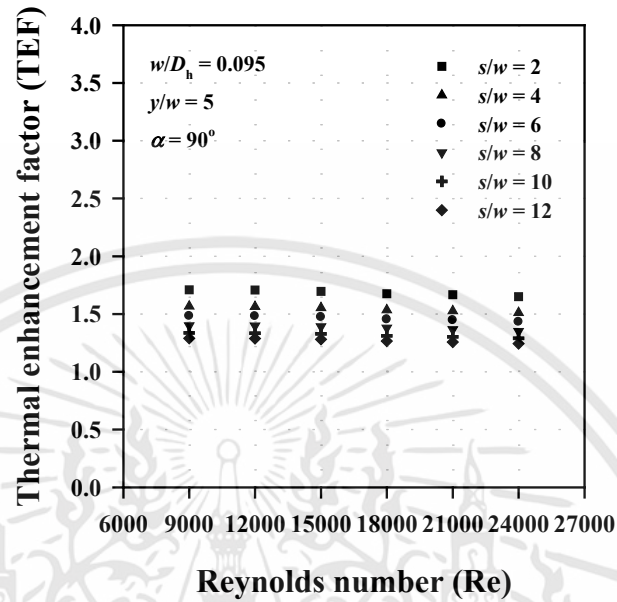
ดังนั้น ในการกำหนดค่าที่เหมาะสมที่สุดจะเป็นการดีที่สุดที่จะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันภายในระบบไปพร้อมๆ กัน จากรายงานการศึกษาวิจัยที่ผ่านมา [118] ได้ทำการแนะนำตัวแปรขึ้นมา ที่เรียกว่า ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีที่ท่อมีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนแล้วทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ ที่สภาวะกำลังของพัดลมอัดอากาศมีค่าเท่ากัน ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ ดังต่อไปนี้

$$TEF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{8.1}$$

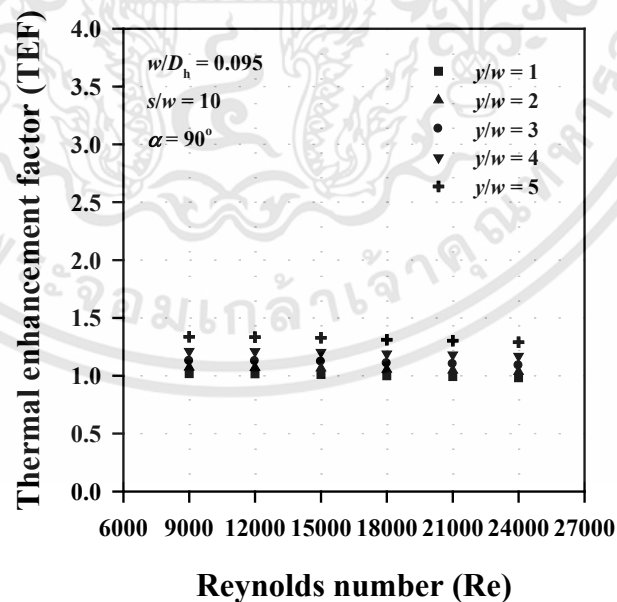
ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 9,000 จนถึง 24,000 ที่มีการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดและอัตราส่วนของการปิด จะแสดงในรูปที่ 8.21 และ 8.22

จะเห็นได้ว่า ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดจะเกิดขึ้นในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดสลับแกน ที่เงื่อนไขอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นใบปิดสลับแกน ( $s/w$ ) เท่ากับ 2 และอัตราส่วนของการปิด ( $y/w$ ) เท่ากับ 5 ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วง 1.06 จนถึง

1.71 เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ ในสภาวะกำลังขับของพัดลมมีค่าเท่ากัน ดังแสดงในรูปที่ 8.21



รูปที่ 8.21 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะห่างระหว่างแผ่นใบพัด



รูปที่ 8.22 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนกับค่าเลขเรย์โนลด์ที่มีการปรับเปลี่ยนระยะพิตต์ของแผ่นใบพัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 8.21 ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสูงสุดจะเกิดขึ้นที่อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นไบปิด เท่ากับ 2 ซึ่งสามารถอธิบายเพิ่มเติมได้ว่า ช่วงที่  $s/w=2$  บริเวณพื้นที่ที่มีการถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง เนื่องจากมีการรบกวนและทำลายความหนาของชั้นฟิล์มของอากาศนิ่ง ดังนั้น ความต้านทานการพาความร้อนจะมีค่าลดลง ซึ่งจะนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของค่าเลขนัสเซลท์ แต่เมื่อ  $s/w$  มีค่ามากกว่า 2 ระยะห่างระหว่างแผ่นไบปิดมีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นผลทำให้เริ่มเกิดการพัฒนากลไกแบบเต็มท่อและจะก่อให้เกิดชั้นฟิล์มของอากาศนิ่งหรือชั้นของความหนืด จึงส่งผลทำให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง

รูปที่ 8.22 แสดงให้เห็นว่า อัตราส่วนของการบิดที่มีค่าเพิ่มขึ้นจะนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของ ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่มีค่าเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตาม ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนจะมีค่าลดลงตามค่าเลขเรย์โนลด์ที่เพิ่มสูงขึ้น และเป็นเรื่องจริงที่ว่า ที่ค่าอัตราส่วนของการบิดที่มีค่าเพิ่มขึ้น จำนวนของการบิดของแผ่นไบปิดจะมีค่าลดลง ดังนั้น จำนวนของการไหลของลำเจ็ทจะมีค่าลดลงเช่นกัน แต่มุมปะทะของการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นและทำให้ความรุนแรงในการปะทะเพิ่มสูงขึ้น จึงส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น

#### 8.4 การเปรียบเทียบกับงานวิจัยที่ผ่านมา

ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีการติดตั้งแผ่นไบปิดสลับแกนที่ทำการศึกษาในการทดลองนี้จะทำการเปรียบเทียบกับการศึกษาวิจัยที่ผ่านมา โดยรูปทรงของชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนและพารามิเตอร์ที่ใช้ในการทดลองที่มีค่าที่แตกต่างกัน ดังแสดงในตารางที่ 8.1

**ตารางที่ 8.1** การเปรียบเทียบค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ

Researcher	Roughness	Operating condition	TEF
Momin et al. [121]	V-shaped ribs	$Re = 2,500-18,000$ , $P/e = 10$ $\alpha = 30-90^\circ$ , $W/H = 10.15$ $e/D_h = 0.02-0.034$	1.76
Eiamsa-ard [117]	Multiple twisted tapes	$y/w = 2.5-3.5$ , $s/w = 1.0-1.66$ $Re = 2,700-9,000$ , $AR = 10$	1.41
Promvongse [122]	Multiple $60^\circ$ V-baffles	$e/H = 0.1-0.3$ , $PR = 1-3$ $Re = 5,000-25,000$ , $AR = 10$	1.87
Albaldawi et al. [118]	Angle-ribbed tape	$Re = 3,400-20,800$ , $\alpha = 10-90^\circ$ $BR = 0.2$ , $PR = 1$	1.297

**ตารางที่ 8.1 (ต่อ) การเปรียบเทียบค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนในรูปแบบต่างๆ**

Researcher	Roughness	Operating condition	TEF
Singh et al. [123]	Discrete V-down ribs	$d/w=0.2-0.8$ , $P/e=10$ $Re=3,000-15,000$ , $AR=12$ $e/D_h=0.043$ , $\alpha=60^\circ$	2.03
Karwa et al [119]	Chamfered ribs	$Re=3,750-16,350$ , $\phi=15^\circ$ $P/e=4.58-7.09$ , $AR=6.88-9.38$ $e/D_h=0.0197-0.0441$	1.39
Promvongse et al. [120]	Combined rib and delta-winglet	$Re=5,000-22,000$ , $\alpha=30-60^\circ$ $e/D_h=0.2$ , $b/H=0.4$ , $P_1/H=1$ , $P_2/H=1.33$	1.38
Sriromreun et al. [124]	Multiple V-ribs with combined staggered ribs	$Re=12,681-35,000$ , $\alpha=30^\circ$ $e/H=0.1-0.3$	2.05
The present study	Alternate axis twisted baffles	$Re=9,000-24,000$ , $AR=3.75$ $s/w=2-12$ , $e/D_h=0.095$ $y/w=1-5$ , $\alpha=90^\circ$	1.71

ผลของการศึกษาจะแสดงให้เห็นว่า ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนในการศึกษาวิจัยนี้มีค่าที่สูงกว่าในกรณีอื่นๆ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับกรณีติดตั้งแผ่นใบปิดตามแนวยาว [117] ครีบริบส่วนโค้ง [118] ครีบริบสี่เหลี่ยมคางหมู [119] และครีบริบร่วมกับตัวสร้างความปั่นป่วนตามแนวยาว [120] แต่อย่างไรก็ตาม ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนของการศึกษาวิจัยนี้ จะมีค่าน้อยกว่าในกรณีที่ทดสอบมีการติดตั้งครีบริบตัววี [121] ครีบริบตัววีมุม  $60^\circ$  แบบต่อเนื่อง [122] ครีบริบตัววีชิ้นส่วนทางการไหลแบบแยกตัว [123] และครีบริบตัววีร่วมกับครีบริบขวาง [124]

## บทที่ 9

# สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 9.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วน สามารถที่จะแบ่งส่วนที่สำคัญออกเป็น 4 ส่วน คือ

1. แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB)
2. แผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB)
3. แผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB)
4. เทคนิคการวัดอุณหภูมิแบบผลึกเหลว (liquid crystal measuring technique)

โดยจะทำการศึกษาอิทธิพลที่มีผลต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและความดันที่สูญเสียในระบบ ซึ่งมีพารามิเตอร์ที่ศึกษา คือ ลักษณะรูปร่างและรูปแบบของการจัดวาง เป็นต้น ซึ่งจะสามารถสรุปผลการทดลองได้ ดังต่อไปนี้

#### 9.1.1 แผ่นกั้นบางลอยตัว (detached baffle, DB)

ผลกระทบของแผ่นกั้นบางที่มีการปรับเปลี่ยนระยะลอยตัว ( $b$ ) อยู่ที่ 0, 2, 4, 6, 8 และ 10 มิลลิเมตร ที่ส่งผลกระทบต่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายสำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่มีค่าเลขเรย์โนลด์อยู่ในช่วง 9,000 จนถึง 24,000 ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวนั้นจะส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบความเสียหายมีค่าที่เพิ่มขึ้น ซึ่งจากข้อมูลที่ได้จากการทดลองสามารถสรุปได้ ดังนี้

9.1.1.1 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่ในทางตรงกันข้าม ตัวประกอบความเสียหายก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางมีค่าสูงขึ้น

9.1.1.2 ที่ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบาง อยู่ในช่วง 0 จนถึง 2 มิลลิเมตร จะส่งผลกระทบต่อรูปแบบของการไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นอย่างมาก เนื่องจากการติดตั้งแผ่นกั้นบางภายในท่อจะทำให้เกิดการแยกชั้นของการไหลและจะเกิดการไหลปะทะ (reattachment point) ที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบาง ซึ่งจะไปทำลายชั้นฟิล์มของอากาศนิ่งและที่บริเวณนี้และจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูง แต่อย่างไรก็ตาม ที่บริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางในกรณีที่มีระยะลอยตัว เท่ากับ 2 มิลลิเมตร จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่ากรณีที่มีระยะการลอยตัว เท่ากับ 0 มิลลิเมตร เนื่องจากอากาศสามารถที่จะแทรกตัวผ่านบริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบาง จึงส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

9.1.1.3 ระยะลอยตัวของแผ่นกั้นบางที่มีค่ามากกว่า 2 มิลลิเมตร อิทธิพลของระยะลอยตัวจะลดลงเมื่อเทียบกับระยะลอยตัวที่มีค่าน้อยกว่า 2 มิลลิเมตร จึงจะส่งผลให้ของไหลที่สามารถไหลผ่านที่บริเวณด้านล่างของแผ่นกั้นไปรบกวนการไหลปะทะ จึงส่งผลให้เกิดความปั่นป่วนลดน้อยลง และจะทำให้การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณระหว่างแผ่นกั้นบางมีค่าลดลง

9.1.1.4 ค่าเลขนัสเซลท์ในกรณีที่ท่อทดสอบมีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวจะให้ค่าที่มากกว่ากรณีท่อทดสอบที่ไม่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัว อยู่ในช่วง 1.31 จนถึง 1.91 เท่า

9.1.1.5 ท่อทดสอบที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวจะส่งผลให้ค่าตัวประกอบความเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นอยู่ในช่วง 2.33 จนถึง 4.98 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ

9.1.1.6 ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนสำหรับการติดตั้งแผ่นกั้นบางลอยตัวจะมีค่าอยู่ในช่วง 0.77 จนถึง 1.31 ในกรณีที่พิจารณาที่กำลังงานของพัดลมมีค่าเท่ากัน และจะมีค่าสูงที่สุดที่ระยะลอยตัว เท่ากับ 0 มิลลิเมตร ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000

หมายเหตุ ในการทดสอบแผ่นกั้นบางลอยตัวนั้น ช่วงของท่อทดสอบมีความยาว เท่ากับ 300 มิลลิเมตร ซึ่งมีค่าไม่เพียงพอต่อการปรับตัวหรือพัฒนารูปแบบของการไหลและการพัฒนาทางความร้อน โดยที่ค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศและอุณหภูมิผนังท่อมีค่าสูง จึงส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้อาจมีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้ในช่วงที่มีการพัฒนารูปแบบของการไหลและพัฒนาทางความร้อนอย่างเต็มรูปแบบ (periodic flow)

#### 9.1.2 แผ่นกั้นบางเอียง (inclined detached baffle, IDB)

ข้อมูลที่สำคัญของการศึกษาวิจัยนี้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

9.1.2.1 การติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะส่งผลกระทบต่ออย่างมีนัยสำคัญต่อการกระจายตัวของค่าเลขนัสเซลท์ที่บริเวณผนังท่อที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยที่มีค่าการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงที่สุดจะเกิดขึ้นในช่วงที่มุมปะทะของการไหลมีค่าปานกลาง ( $45^{\circ}$  จนถึง  $135^{\circ}$ ) ซึ่งที่มุมปะทะของการไหลนี้จะให้ค่าที่สูงกว่าในช่วงที่มุมปะทะมีค่าน้อย ( $0^{\circ}$  จนถึง  $30^{\circ}$ ) และในช่วงที่มุมปะทะมีค่ามาก ( $150^{\circ}$  ถึง  $165^{\circ}$ ) เนื่องจากระดับความรุนแรงในการปะทะและเกิดการหักเหของการไหลที่ไปกระทบที่บริเวณที่มีการติดตั้งแผ่นกั้นบางเอียงมีค่าสูงขึ้น จึงส่งผลให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณนี้มีค่าเพิ่มสูงขึ้น แต่อย่างไรก็ตาม จะส่งผลให้การสูญเสียของความดันในระบบมีค่าสูงขึ้น เนื่องจากที่มุมปะทะที่มีค่าปานกลางจะมีพื้นที่ในการบล็อกการไหลของอากาศที่มีค่ามากกว่าในกรณีที่มีมุมปะทะของการไหลมีค่ามากและที่มุมปะทะของการไหลมีค่าน้อย

9.1.2.2 แผ่นกั้นบางเอียงที่มีมุมปะทะ  $60^{\circ}$  จะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด มีค่าเท่ากับ 1.59 เท่า เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ และจะส่งผลให้ตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น อยู่ที่ 1.11 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000

#### 9.1.3 แผ่นใบบิดสลับแกน (alternate axis twisted baffle, AATB)

ผลที่ได้จากการทดลองจะทำการตรวจสอบและการวิเคราะห์อย่างละเอียดเพื่อคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียของความดันในช่วงของการไหลของอากาศแบบปั่นป่วนที่มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกนที่สภาวะเงื่อนไขของการทดลองเป็นแบบฟลักซ์ความร้อนที่ผิวมีค่าคงที่ โดยจะทำการศึกษาผลกระทบของระยะพิตต์ของแผ่นไบบิตและระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตที่ส่งผลต่อค่าเลขนัสเซิลท์และค่าตัวประกอบความเสียหาย ซึ่งสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

9.1.3.1 เมื่อทำการเพิ่มค่าเลขเรย์โนลด์ที่ใช้ในการทดลองให้มีค่าเพิ่มขึ้น จะส่งผลให้ค่าเลขนัสเซิลท์มีค่าเพิ่มสูงขึ้นและจะทำให้ค่าตัวประกอบความเสียหายมีค่าลดลง โดยที่ค่าเลขนัสเซิลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนของการบิตมีค่าเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตมีค่าลดลง แต่อย่างไรก็ตาม ตัวประกอบความเสียหายมีแนวโน้มที่จะลดลงเมื่อทำการปรับเปลี่ยนค่าอัตราส่วนของการบิตให้มีค่าลดลงและทำการเพิ่มค่าอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตให้มีค่าเพิ่มมากขึ้น

9.1.3.2 ค่าเลขนัสเซิลท์และค่าตัวประกอบความเสียหายสำหรับกรณีที่มีการติดตั้งแผ่นไบบิตสลับแกน จะมีค่าอยู่ในช่วง 2.99-3.16 เท่า และอยู่ในช่วง 6.01-6.29 เท่า ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบ และจะมีค่าสูงสุดที่เงื่อนไขของการทดลอง อยู่ที่  $s/w=2$  และ  $y/w=5$

9.1.3.3 ค่าตัวประกอบการเพิ่มสมรรถนะทางความร้อน จะมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 1.71 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 9,000 ที่อัตราส่วนของการบิตมีค่าเพิ่มขึ้นและอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างแผ่นไบบิตมีค่าลดลง

#### 9.1.4 เทคนิคการวัดอุณหภูมิแบบผลึกเหลว (liquid crystal measuring technique)

9.1.4.1 ในการวัดอุณหภูมิบนพื้นผิวโดยใช้เทคนิคแบบผลึกเหลวนี เป็นเทคนิคที่สามารถวัดอุณหภูมิในบริเวณที่แคบๆ ได้ ซึ่งจะสามารถเห็นรูปแบบของการถ่ายเทความร้อน เพื่อที่จะออกแบบและพัฒนาชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนให้มีความสอดคล้องหรือปรับปรุงให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มสูงขึ้น

9.1.4.2 เทคนิคในการวัดการถ่ายเทความร้อนที่ใช้ในการศึกษาวิจัยนี้ได้รับการพิสูจน์แล้วว่ามีประสิทธิภาพและมีประสิทธิผลสำหรับการคำนวณหาการกระจายตัวหรือการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของพื้นผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน

## 9.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาในงานวิจัยนี้ เพื่อมุ่งเน้นในด้านการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่บริเวณที่มีการติดตั้งชิ้นงานสร้างความปั่นป่วนเป็นหลัก ซึ่งสามารถสังเกตได้ว่า จะสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนให้มีค่าเพิ่มสูงขึ้นและยังช่วยลดปัจจัยของความเสียหายภายในระบบได้อีกด้วย แต่อย่างไรก็ตาม ควรจะทำการศึกษาพารามิเตอร์อื่นๆเพิ่มเติม เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะที่สูงขึ้น

9.2.1 ศึกษาถึงลักษณะและรูปร่างอื่นๆ ของแผ่นกั้นบาง อาทิเช่น แผ่นกั้นบางลอยตัวรูปตัววี แผ่นกั้นบางเอียงรูปตัววี แผ่นไบบิตสลับแกนวางเอียง หรือแผ่นไบบิตสลับแกนรูปตัววี เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9.2.2 ศึกษาผลกระทบของอัตราส่วนของรูปร่างของทอรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า (aspect ratio)

9.2.3 ทาวิธีการขึ้นรูปชิ้นงานให้มีมาตรฐานเพิ่มสูงขึ้นและมีราคาที่ถูกลงจากการสร้างชิ้นงานด้วยเครื่องพิมพ์พลาสติกแบบสามมิติ

9.2.4 มีการปรับปรุงและพัฒนาโปรแกรมที่ใช้ในการวิเคราะห์ภาพเพื่อให้สามารถบันทึกข้อมูลในช่วงที่ต้องการได้ และสามารถปรับลดขนาดของจำนวนจุดของข้อมูล (pixel) และให้มีความสามารถในการแสดงผลแบบตลอดเวลา (real-time) เพื่อให้ทราบถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิบนพื้นผิวของพื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน



## เอกสารอ้างอิง

- [1] Wijayanta, A.T.; Aziz, M.; Kariya, K.; Miyara, A. “Numerical study of heat transfer enhancement of internal flow using double-sided delta-winglet tape insert.” **Energies**. 2018, 11, 3170.
- [2] Sriharsha, V.; Prabhu, S.V.; Vedula, R.P. “Influence of rib height on local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs.” **Appl. Therm. Eng.** 2009, 29, 2444-2459.
- [3] Liu, S.; Sakr, M. “A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers.” **Renew. Sust. Energ. Rev.** 2013, 19, 64-81.
- [4] Kumar, A.; Kim, M.-H. “Thermal hydraulic performance in a solar air heater channel with multi V-type perforated baffles.” **Energies**. 2016, 9, 564.
- [5] Akpabio, E.; Oboh, I.; Aluyor E.O. “The effect of baffles in shell and tube heat exchangers.” **Adv. Mater. Res.** 2009, 62-64, 694-699.
- [6] Rawat, D.S.; Jaurker, A.R. “Enhancement of heat transfer using artificial roughness in solar air heater.” **Int. J. Eng. Sci. Inven.** 2014, 3, 50-63.
- [7] Kumar, C.N.; Murugesan, P. “Review on twisted tapes heat transfer enhancement.” **Int. J. Sci. Eng. Res.** 2012, 3, 1-9.
- [8] Kukulka, D.J.; Smith, R. “Enhancement heat transfer surface development for exterior tube surfaces.” **Chem. Eng. Trans.** 2013, 32, 511-516.
- [9] Fryer, P.J.; Robbins, P.T.; Green, C.; Schreier, P.J.R.; Pritchard, A.M.; Hasting, A.P.M.; Royston, D.G.; Richardson, J.F. “A statistical model for fouling of a plate heat exchanger by whey protein solution at UHT conditions.” **Inst. Chem. Eng.** 1996, 71, 189-199.
- [10] Zhang, J.; Zhu, X.; Mondejar, M.E.; Haglind, F. “A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers.” **Renew. Sust. Energ. Rev.** 2019, 101, 305-328.
- [11] Promvong, P.; Changcharoen, W.; Kwankaomeng, S.; Thianpong, C. “Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs.” **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2011, 38, 1392-1399.

- [12] Cukurel, B.; Selcan, C.; Arts, T. “Film Cooling Extraction Effects on the Aero-Thermal Characteristics of Rib Roughened Cooling Channel Flow.” **Proc. ASME Turbo Expo.** 2012, June 11-15, Copenhagen, Denmark, GT2012-68680.
- [13] Boonloi, A.; Jedsadaratanachai, W. “Fluid dynamics and transport phenomena turbulent forced convection in a heat exchanger square channel with wavy-ribs vortex generator.” **Chinese. J. Chem. Eng.** 2015, 23, 1256-1265.
- [14] Baughn, J.W. “Liquid crystal methods for studying turbulent heat transfer.” **Int. J. Heat Fluid Flow.** 1995, 16, 365-375.
- [15] Yan, W.M.; Liu, H.C.; Soong, C.Y.; Yang, W.-J. “Experiment study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 2005, 48, 2420-2428.
- [16] Hsieh, J.S. **Solar Energy Engineering.** Prenticed Hall Inc., New Jersey, 1986.
- [17] Veziroghu, T.N., **Solar Energy International Progress,** Pergamon Press, 1,167-173, 1980.
- [18] Sukhatme S.P. **Solar Energy: Principles of Thermal Collections and Storage.** Tata McGraw-Hill, New Delhi 1994.
- [19] Joule J.P. **On the surface condensation of steam.** Philos Trans R Soc Lond, 151, 133-160, 1861.
- [20] Webb R.L.; Eckert E.R.G.; Goldstein R. J. “Heat transfer and friction in tubes with repeated rib roughness.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1971, 14, 601-617.
- [21] Lewis M.J. “Optimizing the thermohydraulic performance of rough surfaces.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1975, 18, 1243-1248.
- [22] Han J.C.; Glicksman L.R.; Rohsenow W.M. “Heat transfer and friction for rib roughened surfaces.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1978, 21, 1143-1156.
- [23] Han J.C. “Heat transfer and friction in channels with opposite rib roughened walls.” **Trans. ASME J. Heat Transf.** 1984, 106, 774-781.
- [24] Han J.C.; Park J.S. “Developing heat transfer in a rectangular channel with rib turbulators.” **Trans. ASME J. Heat Transf.** 1988, 31, 183-195.
- [25] Han, J.C.; Park, J.S.; Lei, C.K., “Augmented heat transfer in rectangular channel of narrow aspect ratios with rib turbulators.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1989, 32(9), 1619-1630.

- [26] Ravigururajan T.S.; Bergles A.E. “General correlations for pressure drop and heat transfer for single-phase turbulent flow in internally ribbed tubes.” **J. ASME.** 1985, 52, 9-20.
- [27] Liou T.M.; Hwang J.J. “Effect of ridge shapes on turbulent heat transfer and friction in a rectangular channel.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1993, 36, 931-940.
- [28] Han J.C.; Zhang Y.M. “High performance heat transfers ducts with parallel broken and V- shaped broken ribs.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1992, 35(2), 513-523.
- [29] Kiml R.; Mochizuki S.; Murata A. “Effects of rib arrangements on heat transfer and flow behavior in a rectangular rib roughened passage.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 2001, 123, 675-681.
- [30] Lau S.C.; McMillin R.D.; Han J.C. “Turbulent heat transfer and friction in a square channel with discrete rib turbulators.” **Trans. ASME J. Turbo Mach.** 1991, 113, 360-366.
- [31] Lau S.C.; McMillin R.D.; Han J.C.; “Heat transfer characteristics of turbulent flow in a square channel with angled rib.” **Trans. ASME J. Turbo Mach.** 1991, 113, 367-374.
- [32] Lau S.C.; Kukreja R.T.; McMillin R.D. “Effects of V shaped rib arrays on turbulent heat transfer and friction of fully developed flow in a square channel.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1991, 34, 1605-1616.
- [33] Taslim M.E.; Li, T.; Kercher D.M. “Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped and discrete ribs on two opposite walls.” **Trans. ASME J. Turbo Mach.** 1996, 118, 20-28.
- [34] Olsson C.O.; Sunden B. “Thermal and hydraulic performance of a rectangular duct with multiple V-shaped ribs.” **Trans. ASME.** 1998, 120, 1072-1077.
- [35] Gao X.; Sunden B. “Heat transfer and pressure drop measurements in rib roughened rectangular ducts.” **Exp. Therm. Fluid Sci.** 2001, 24, 25-34.
- [36] Hu Z.; Shen J. “Heat transfer enhancement in a converging passage with discrete ribs.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1996, 39(8), 1719-1727.
- [37] Cho H.H.; Kim Y.Y.; Rhee D.H.; Lee S.Y.; Wu S.J. “The effect of gap position in discrete ribs on local heat/mass transfer in a square duct.” **J. Enhanc. Heat Transf.** 2003, 10(3), 287-300.

- [38] Moon H.K.; Connell O.T.; Glezer B. "Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage." **ASME J. Eng. Gas Turbines Power**. 2000, 122(2), 307-313.
- [39] Mahmood G.I.; Hill M.L.; Nelson D.L.; Ligrani P.M.; Moon H.K., Glezer B.; "Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel." **Trans. ASME J. Turbo Mach.** 2001, 123, 115.
- [40] Mahmood G.I.; Ligrani P.M. "Heat transfer in a dimpled channel: combined influences of aspect ratio, temperature ratio, Reynolds number and flow structure." **Int. J. Heat Mass Transf.** 2002, 45, 2011-2020.
- [41] Burgess N.K.; Oliveira M.M.; Ligrani P.M. "Nusselt number behavior on deep dimpled surfaces within a channel." **J. Heat Transf.** 2003, 125, 11-18.
- [42] Sang D.H.; Hyun G.K.; Hyung H.C. "Heat transfer with dimple/protrusion arrays in a rectangular duct with low Reynolds number range." **Int. J. Heat Fluid Flow**. 2008, 29, 916-926.
- [43] Chang S.W.; Chiang K.F.; Yang T.L.; Huang C.C. "Heat transfer and pressure drop in dimpled fin channels." **Exp. Therm. Fluid Sci.** 2008, 33(1), 23-40.
- [44] Prasad K.; Mullick S.C. "Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes." **App. Energ.** 1983, 13(2), 83-93.
- [45] Varun, Saini R.P.; Singal S.K.; "A review on roughness geometry used in solar air heaters." **Sol. Energ.** 2007, 81, 1340-1350.
- [46] Hans V.S.; Saini, R.P.; Saini, J.S. "Performance of artificially roughened solar air heaters-A review." **Renew. Sust. Energ. Rev.** 2009, 13, 1854-1869.
- [47] Bhushan B.; Singh R. "A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters." **Energ.** 2010, 35, 202-212.
- [48] Patil, A.K.; Saini, J.S.; Kumar, K. "A Comprehensive Review on Roughness Geometries and Investigation Techniques Used in Artificially Roughened Solar Air Heaters." **IJRER**. 2012, 2(1), 1-15.
- [49] Roy, P.K.; Chakrabarti, K. "A review on Heat transfer & friction factor characteristics of artificial roughened solar air heater duct." **Asian J. Sci. Technol.** 2013, 4(7), 45-56.
- [50] Kumar, T.S.; Thakur, N.S.; Kumar, A.; Mittal, V. "A review on use of artificial roughness to enhance heat transfer in solar air heaters." **J. Energ. South. Africa**. 2010, 21(1), 35-51.

- [51] Nikuradse, J. **Laws of flow in rough pipes.** NACA, Technical Memorandum 1292, 1950.
- [52] Nunner, W. “Heat transfer and pressure drop in rough tubes.” **AERE Lib. Trans.** 1958, 786, 5-39.
- [53] Dippery, D.F.; Sabersky, R.H. “Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl number.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1963, 6, 329-353.
- [54] Donne, D.; Meyer, L. “Turbulent convective heat transfer from rough surfaces with two dimensional rectangular ribs.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1977, 20, 582-620.
- [55] Meyer, L. “Thermohydraulic characteristics of single rods with three dimensional roughness.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1982, 25, 1043-1058.
- [56] Wilkie, D. “Forced convection heat transfer from surfaces roughened by transverse ribs.” **Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Heat Transf. Conf.** 1966, 1, AICHE New York, 1-19.
- [57] Sheriff, N.; Gumley, P. “Heat transfer and friction properties of surfaces with discrete roughness.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1966, 9, 1297-1320.
- [58] Gomelauri, V. “Influence of two-dimensional artificial roughness on convective heat transfer.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1964, 7, 653-663.
- [59] Wilkie, D.; Mantle, P.L. “Multi-start helically ribbed fuel pins for CAGR.” **Nuclear Energ.** 1979, 18, 277-282.
- [60] Vilemas, J.V.; Simonis, V.M. “Heat transfer and friction of rough ducts carrying gas flow with variable physical properties.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1985, 28, 59-68.
- [61] Prasad, B.N.; Saini J.S. “Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater.” **Sol. Energ.** 1988, 41(6), 555-560.
- [62] Prasad, B.N.; Saini, J.S. “Optimal thermo-hydraulic performance of artificial roughness solar air heater.” **Sol. Energ.** 1991, 47, 91-96.
- [63] Gupta, D.; Solanki, S.C.; Saini, J.S. “Heat and fluid flow in rectangular solar air heater ducts having transverse rib roughness on absorber plates.” **Sol. Energ.** 1993, 51, 31-37.
- [64] Sahu, M.M.; Bhagoria, J.L. “Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater.” **Renew. Energ.** 2005, 30, 2057-2063.

- [65] Aharwal, K.R.; Gandhi, B.K.; Saini, J.S. “Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater.” **Renew. Energ.** 2008, 33, 585-596.
- [66] Varun, Saini, R.P.; Singal S.K. “Investigation of thermal performance of solar air heater having roughness elements as a combination of inclined and transverse ribs on the absorber plate.” **Renew. Energ.** 2008, 33, 1398-1405.
- [67] Jaurker, A.R.; Saini, J.S.; Gandhi, B.K. “Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness.” **Sol. Energ.** 2006, 80(8), 895-907.
- [68] Karwa, R.; Solanki, S.C.; Saini, J.S. “Heat transfer coefficient and friction factor correlations for the transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1999, 42, 1597-1615.
- [69] Momin, A.M.E.; Saini, J.S.; Solanki, S.C. “Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 2002, 45, 3383-3396.
- [70] Muluwork, K.B.; Saini, J.S.; Solanki, S.C. “Studies on discrete RIB roughened solar air heaters.” **Proc. Nat. Sol. Energ. Conv.** 1998, 1, 75-84.
- [71] Karwa, R. “Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, v-continuous and v-discrete pattern.” **Int. Conf. Heat Mass Transf.** 2003, 30(2), 241-250.
- [72] Hans, V.S.; Saini, R.P.; Saini, J.S. “Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with multiple v-ribs.” **Sol. Energ.** 2010, 84, 898-911.
- [73] Kumar, A.; Bhagoria, J.L.; Sarviya, R.M. “Heat transfer enhancement in channel of solar air collector by using discrete w-shaped artificial roughened absorber.” **19<sup>th</sup> Nat. and 8<sup>th</sup> ISHMT-ASME Heat Mass Transf. Conf.** 2008.
- [74] Saini, S.K.; Saini, R.P. “Development of correlations for Nusselt number and friction factor for solar air heater with roughened duct having arc-shaped wire as artificial roughness.” **Sol. Energ.** 2008, 82, 1118-1130.
- [75] Saini, R.P.; Verma, J. “Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters.” **Energ.** 2008, 33, 1277-1287.

- [76] Saini, R.P.; Saini, J.S. “Heat transfer and friction factor correlations for artificially roughened ducts with expended metal mesh as roughness element.” **Int. J. Heat Mass Transf.** 1997, 40(4), 973-986.
- [77] Munson, B.R.; Young, D.F.; Okiishi, T.H.; Huebsch, W.W. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** Sixth Edition, ISBN 978-0470-26284-9, Printed in the United States of America, Copyright 2013, by John Wiley & Sons, Inc. All rights reserved, ISBN 978-1-118-11613-5.
- [78] มนตรี พิรุณเกษตร. **กลศาสตร์ของไหล.** บริษัท วิทยพัฒน์ จำกัด, ปี พ.ศ. 2545, กรุงเทพฯ, ISBN 974-11-0190-2.
- [79] ฐานิตย์ เมธิยานนท์. **การถ่ายเทความร้อน.** กรุงเทพฯ, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร, บริษัท เอ พี เซอร์วิส ซัพพลาย จำกัด, ISBN 978-974-8242-17-0, 2550.
- [80] Kreith, F.; Manglik, R.M.; Bohn, M.S. **Principle of heat transfer,** seventh edition, copyright 2011, Cengage Learning, Inc., ISBN-13 978-0-495-66770-4.
- [81] Nag, P.K. **Heat transfer,** Department of mechanical engineering, Indian institute of technology kharagpur, Copyright 2002, by Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, ISBN 0-07-047337-4.
- [82] Ramesh, K.S.; Dušan P.S. **Fundamentals of Heat Exchanger Design.** Copyright 2003, Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, Published simultaneously in Canada, ISBN 0-471-32171-0.
- [83] Baughn, J.W. “Review of passive heat transfer augmentation techniques.” **Int. J. Heat Fluid Flow.** 1995, 16, 365-375.
- [84] Nuntadusit, C.; Waehahyee, M.; Bunyajitradulya, A.; Shakouchi, T. “Heat transfer enhancement for a swirling jet impingement.” **ISFV.** 2010, 14.
- [85] Stasiek, J.A.; Kowalewsk, T.A. “Thermochromic liquid crystals applied for heat transfer research.” **Opto-Electron.** 2002, 10(1) 1-10.
- [86] Stasiek, J.; Stasiek, A.; Jewartowski, M.; Collins, M.W. “Liquid crystal thermography and true-colour digital image processing.” **Optics Laser Technol.** 2006, 38 243-256.
- [87] Mehta, B.; Khandekar, S. “Measurement of local heat transfer coefficient during gas-liquid Taylor bubble train flow by infra-red thermography.” **Int. J. Heat Fluid Flow.** 2014, 45, 41-52.
- [88] บุญรักษ์ กาญจนวรวณิชย์. **หมึกเปลี่ยนสีตามอุณหภูมิ.** เทคโนโลยีวัสดุ, 59, 2553.

- [89] Cukurel, B.; Selcan, C.; Arts, T. "Color theory perception of steady wide band liquid crystal thermometry." **Exp. Therm. Fluid Sci.** 2012, 39, 112-122.
- [90] Lee, K.C.; Yianneskis, M. "A Liquid crystal thermography technique for the measurement of mixing characteristics in stirred vessels." **Trans. IChemE.** 1997, 75, 746-754.
- [91] **OMEGA Engineering, INC.** One Omega Drive, <http://www.omega.com>, P.O. Box 4047, Stamford.
- [92] Abdullah, N.A.; Talib, R.A.; Jaafer, A.A.; Salleh, M.A.M.; Chong, W.T. "The basics and issues of thermochromic liquid crystal calibrations." **Exp. Therm. Fluid Sci.** 2010, 34, 1089-1121.
- [93] บุญธรรม ภัทราจารุกุล. การประมวลผลภาพดิจิทัล. ซีเอ็ดดูเคชั่น, ISBN: 9786160813261, 2556.
- [94] วรพงศ์ ตั้งศรีรัตน์. เซนเซอร์และทรานสดิวเซอร์. สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี, ISBN: 2970000014414, 2548.
- [95] Agrawal, S.; Bhagoria, J.L.; Malviya, R.K. "A detailed review on artificial roughness geometries for optimizing thermo-hydraulic performance of solar air heater." **Int. J. Modern Eng. Res.** 2014, 4, 106-122.
- [96] Fox, R.W.; Alan, T.M. **Introduction to Fluid Mechanics.** Wiley, New York, 1998, 332-395.
- [97] Alam, T.; Saini, R.P.; Saini, J.S. "Experiment investigation on heat transfer enhancement due to V-shaped perforated blocks in a rectangular duct of solar air heater." **Eng. Conv. Manage.** 2014, 81, 374-383.
- [98] Kumar, A.; Layek, A. "Thermo-hydraulic performance of solar air heater having twisted rib over absorber plate." **Int. J. Therm. Sci.** 2018, 133, 181-195.
- [99] Aharwal, K.R.; Gandhi, B.K.; Saini, J.S. "Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater." **Renew. Energ.** 2008, 33, 585-596.
- [100] Bhuiya, M.M.K.; Chowdhury, M.S.U.; Shahabuddin, M.; Saha, M.; Memon, L.A. "Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2013, 48, 124-132.
- [101] Changcharoen, W.; Eiamsa-ard, S. "Numerical investigation of turbulent heat transfer in channels with detached rib-arrays." **Heat Transf. Asian Res.** 2011, 40, 431-447.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [102] Prasad, B.N.; Saini, J.S. "Effect of artificial roughness on heat transfer and friction in a solar air heater." **Sol. Energ.** 1988, 41, 555-560.
- [103] Karwa, R. "Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, V-continuous, V-discrete pattern." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2003, 30, 241-250.
- [104] Boonloi, A.; Jedsadaratanachai, W. "Turbulent forced convection in a heat exchanger square channel with wavy-ribs vortex generator." **Chinese. J. Chem. Eng.** 2015, 23, 1256-1265.
- [105] Aharwal, K.R.; Gandhi, B.K.; Saini, J.S. "Experimental investigation on heat transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater." **Renew. Energ.** 2008, 33, 585-596.
- [106] Promvonge, P. "Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2010, 37, 835-840.
- [107] Lee, D.H.; Rhee, D. H.; Kim, K.M.; Cho, H.H.; Moon, H.K. "Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel." **Energ.** 2009, 34, 1770-1778.
- [108] Pawar, C.B.; Aharwal, K.R.; Chaube, A. "Heat transfer and fluid flow characteristics of rib-groove roughened solar air heater ducts." **Indian J. Sci. Technol.** 2009, 2, 50-54.
- [109] Kanna, P.R.; Sivasubramanian, M.; Prabu, P.M.; Uthayakumar, M. "Numerical simulation of steady flow and forced convection heat transfer from two square cylinders placed in a channel." **Arab. J. Sci. Eng.** 2017, 42, 1795-1815.
- [110] Eiamsa-ard, S.; Promvonge, P. "Enhancement of heat transfer in a circular wavy-surfaced tube with a helical-tape insert." **Int. Energ. J.** 2007, 8, 29-36.
- [111] Eiamsa-ard, S. "Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2010, 31, 644-651.
- [112] Singh, S.; Chander, S.; Saini, J.S. "Heat transfer and friction factor of discrete V-down rib roughness solar air heater ducts." **J. Renew. Sust. Energ.** 2011, 3, 013108.

- [113] Promvonge, P.; Khanoknaiyakarn, C.; Kwankaomeng, S.; Thianpong, C. "Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2011, 38, 749-756.
- [114] Karwa, R.; Solanki, S.C.; Saini, J.S. "Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plates." **Inside Energ.** 2001, 26, 161-176.
- [115] Promvonge, P.; Thianpong, C. "Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2008, 35, 1327-1334.
- [116] Eiamsa-ard, S.; Promvonge, P. "Enhancement of heat transfer in a circular wavy-surfaced tube with a helical-tape insert." **Int. Energ. J.** 2007, 8, 29-36.
- [117] Lee, D.H.; Rhee, D.-H.; Kim, K.M.; Cho, H.H.; Moon, H.K. "Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel." **Energ.** 2009, 34, 1770-1778.
- [118] Promvonge, P.; Thianpong, C. "Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2008, 35, 1327-1334.
- [117] Eiamsa-ard, S. "Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2010, 31, 644-651.
- [118] Albaldawi, R.A.H.; Shyaa, A.K.; Al-Ameer, S.A. "Experimental investigation for enhancement heat transfer in a channel with angle-ribbed tape at various attack angle." **J. Eng. Sust. Develop.** 2017, 21, 163-179.
- [119] Karwa, R.; Solanki, S.C.; Saini, J.S. "Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plates." **Energ.** 2001, 26, 161-176.
- [120] Promvonge, P.; Khanoknaiyakarn, C.; Kwankaomeng, S.; Thianpong, C. "Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet." **Int. Comm. Heat Mass Transf.** 2011, 38, 749-756.
- [121] Momin, A.M.E.; Saini, J.S.; Solanki, S.C. "Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate." **Int. J. Heat Mass Transf.** 2002, 45, 3383-3396.

- [122] Promvonge, P. "Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles." *Int. Comm. Heat Mass Transf.* 2010, 37, 835-840.
- [123] Singh, S.; Chander, S.; Saini, J.S. "Heat transfer and friction factor of discrete V-down rib roughened solar air heater ducts." *J. Renew. Sust. Energ.* 2011, 3, 013108.
- [124] Sriromreun, P.; Sriromreun, P. "Numerical study on heat transfer enhancement in a rectangular duct with V-shaped ribs." *Chem. Eng. Trans.* 2018, 70, 1285-1290.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (kJ/kg K)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m <sup>2</sup> )	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	64.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	296	137	589	0.672

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข.

บทความที่ได้รับการตีพิมพ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### ผลงานวิจัย

บทความวิชาการที่ตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับนานาชาติ

1. Phila, A.; Eiamsa-ard, S.; Thianpong, C. “Influence of Geometric Parameters of Alternate Axis Twisted Baffles on the Local Heat Transfer Distribution and Pressure Drop in a Rectangular Channel Using a Transient Liquid Crystal Technique.” **Energies**. 2019, 12, 2341-2366.

บทความวิชาการฉบับสมบูรณ์ที่ตีพิมพ์ในรายงานสืบเนื่องจากการประชุมวิชาการระดับชาติ

1. Phila, A.; Eiamsa-ard, S.; Thianpong, C. “The Effects of Detached Baffles that Impacts Heat Transfer and Friction Behaviors within Parallel Plates.” **The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering**. 13-16 December 2016, Chiangmai, Thailand.
2. Phila, A.; Eiamsa-ard, S.; Thianpong, C. “Characteristics of Heat Transfer in Parallel Plates with Installed Transversal Twisted Tapes.” **The 7<sup>th</sup> TSME International Conference on Mechanical Engineering**. 13-16 December 2016, Chiangmai, Thailand.

**energies**

IMPACT FACTOR 2.707

$\approx 12\text{ms}$

Main Inverter (Trip)

Sub Inverter (Run)

Recovery ( $V_{th-load}$ )

$V_{ab-load}$  (350 V/div)

$V_{b-load}$  (350 V/div)

LCpL Filter Design and Control for Stability Improvement in a Stand-Alone Microgrid (with Sub Inverter Structure)

Volume 12 • Issue 12 | June (II) 2019

MDPI

mdpi.com/journal/energies  
ISSN 1996-1073

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



## CERTIFICATE of PUBLICATION

Certificate of publication for the article titled:

Influence of Geometric Parameters of Alternate Axis Twisted Baffles on the Local Heat Transfer Distribution and Pressure Drop in a Rectangular Channel Using a Transient Liquid Crystal Technique

Authored by:

Arnut Phila; Chinaruk Thianpong; Smith Eiamsa-ard

Published in:

*Energies* 2019, Volume 12, Issue 12, 2341



Academic Open Access Publishing  
since 1996

We certify that the following article

Influence of geometric parameters of alternate axis twisted baffles on the local heat transfer distribution and pressure drop in a rectangular channel using a transient liquid crystal technique

Arnut Phila, Chinaruk Thianpong, Smith EIAMSA-ARD \*

has undergone English language editing by MDPI. The text has been checked for correct use of grammar and common technical terms, and edited to a level suitable for reporting research in a scholarly journal.

MDPI uses experienced, native English speaking editors. Full details of the editing service can be found at

► <https://www.mdpi.com/authors/english>.



Multidisciplinary  
Digital Publishing  
Institute

Basel, June 2019

Martyn Rittman, Ph.D.  
English Editing Manager  
[englishediting@mdpi.com](mailto:englishediting@mdpi.com)  
<https://www.mdpi.com/authors/english>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Article

# Influence of Geometric Parameters of Alternate Axis Twisted Baffles on the Local Heat Transfer Distribution and Pressure Drop in a Rectangular Channel Using a Transient Liquid Crystal Technique

Arnut Phila<sup>1</sup>, Chinaruk Thianpong<sup>1</sup> and Smith Eiamsa-ard<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand; 56601045@kmitl.ac.th (A.P.); ktchinru@kmitl.ac.th (C.T.)

<sup>2</sup> Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Mahanakorn University of Technology, Bangkok 10530, Thailand

\* Correspondence: smith@mut.ac.th; Tel.: +66-2-988-3655 (ext. 3106)

Received: 23 May 2019; Accepted: 16 June 2019; Published: 18 June 2019



**Abstract:** This paper reports the effects of alternate axis twisted baffle geometric parameters on the heat transfer and flow characteristics within rectangular channels. In our experiments we used modified shapes of alternate axis twisted baffles according to relative pitch ratios ( $s/w$ ) equal to 2–12 and twist ratios ( $y/w$ ) equal to 1–5, under conditions where the angle of attack ( $\alpha$ ) was  $90^\circ$  and the relative blockage height ( $e/D_h$ ) was at a constant value of 0.095. The results for the Reynolds numbers based on the duct hydraulic diameter ranged from 9000 to 24,000 at a constant Prandtl number,  $Pr = 0.707$ , using air as a working fluid. A 0.05 mm thick stainless-steel foil was used as a heater, and a thermochromic liquid crystal technique was used to obtain the local temperature distribution on the heated surfaces. Images were captured in areas with periodic, fully developed regions in the channel. The results show that rectangular channels equipped with alternate axis twisted baffles demonstrated 80%–185% greater heat transfer than rectangular channels with no baffles. Channels with alternate axis twisted baffles at higher twist ratios ( $y/w$ ) and smaller relative pitch ratios ( $s/w$ ) showed increased heat transfer, as well as pressure loss within the system, compared with other types of twisted baffles. The thermal enhancement factor of the rectangular channels equipped with alternate axis twisted baffles was higher than that for transverse baffles and smooth channels under similar operating conditions.

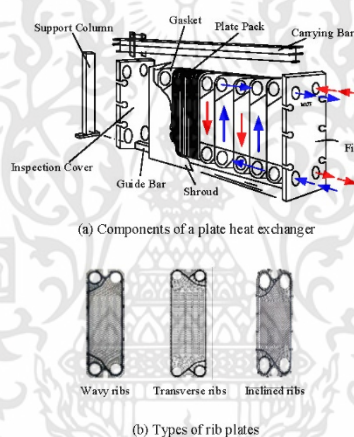
**Keywords:** alternate axis twisted baffles; heat transfer; pressure loss; rectangular channel; thermochromic liquid crystals

## 1. Introduction

As the world's population and energy use continue to grow, the demand for energy continues to increase significantly. New innovations and technology require energy to support the manufacturing of tools and equipment needed for society's technological growth. Heat transfer systems are commonly used in energy transfer. A variety of heat exchangers are used in numerous applications, such as car radiators, boilers, solar air preheaters, and air conditioners. Heat transfer equipment efficiently use energy. Therefore, it is necessary to develop advanced heat transfer equipment that is needed in various industries for efficiency and cost-effective energy use [1,2]. Liu and Sakr [3] classified convection heat transfer modes into three categories: passive techniques, active techniques, and a combination of the two. Passive heat transfer does not require external energy, while active heat transfer techniques require energy to increase the heat transfer rate. The third technique combines both methods (passive

and active techniques). Passive heat transfer techniques increase heat transfer through the installation of baffles [4,5], ribs [6], and twisted tapes [7]. Revamping channel surfaces is another method of increasing heat transfer [8]. This technique increases the surface area required for heat transfer and enhances heat flow by generating turbulence across the flow surface.

An impressive example of revamping surfaces for convection heat transfer is the plate heat exchanger (PHE). It is a device widely used in numerous industries to increase or decrease the temperature of a system. Such devices are used in thermal processing, in-line pasteurization, and evaporative concentration [9]. Plate heat exchangers use thin plates with wavy and curved surfaces that are stacked on top of one another. These heat transfer surfaces are arranged so that each plate has a cooling fluid on one side and a heating fluid on the other. Flow channels direct the two flows so that there is no mixing of the fluids. Plates are assembled on a frame that is tightened with bolts. The area for heat transfer can be increased by adding more plates to the frame. This type of heat exchange is depicted in Figure 1.



**Figure 1.** Illustration of a plate heat exchanger: (a) parts and components of a plate heat exchanger; (b) various rib plate types.

The size and number of plates in a particular heat exchanger are designed to provide adequate heat transfer for the application at hand. Turbulent flow is achieved, and this aids in increasing heat transfer and reducing the fouling of heat exchange surfaces [10]. One of the challenges in controlling convective heat transfer is the use of a fluid as a coolant for gas turbine blades. In the modern design of aircraft engines, one essential condition is to achieve a high driving force-to-weight ratio while using as little fuel as possible. One way to increase this ratio is to enhance the thermal performance of the gas turbine blades. This can be done by increasing the inlet temperature of the gas turbine. To avoid melting the turbine blades, the working fluid is used as a coolant [11].

Figure 2 shows an example of cooling (fluid as a coolant) gas turbine blades with a cooler air stream that flows from the base into an internal space and out to the openings at various positions. In general, the cross section of a cooling channel changes at various positions along the turbine blades. The cross sections may be wedged, square, rectangular, or trapezoidal in relation to the shape of the turbine blades. However, gas turbine blades are complex in structure, which affects the efficiency of cooling at various positions. Therefore, numerous methods have been introduced to increase the rate of convective heat transfer within the cooling channels of turbine blades. Generally, cooling at the end of the air pans will require a method referred to as “impingement cooling” along with “film-cooling,”

while “pin fin cooling” is essential at the back. The portion at the center, which takes up the most volume of the turbine blades, has various flow channels and requires enhanced surface cooling through the use of ribs, dimpled surfaces, and surfaces with arrays of protrusions and rough surfaces. It can be seen that the cross-sectional flow at the surfaces of the flow channels has a rectangular shape that makes it difficult to enable heat transfer out of the flow channel corners. This is among the most interesting challenges in cooling turbine blades. Previous research introduced solutions to the problem, mainly methods enhancing rotating flows. In such methods, surface protrusions or turbulators are installed to enhance convective heat transfer. These approaches increase heat transfer, as well as the pressure drop across the system, which is directly related to the loss of energy. Therefore, it is essential to consider these economics in the manufacturing of heat transfer equipment. In general, selecting a method to enhance heat transfer considers increased convective heat transfer while controlling the pressure losses within a system. Consequently, an optimal design strategy would achieve the highest heat transfer possible with the lowest pressure drop within the system (i.e., the best thermal enhancement factor (TEF)). TEF refers to the ratio of convective heat transfer within the flow channels with enhanced heat transfer surfaces and the convective heat transfer of smooth surface channels under a condition of similar pump power [12].

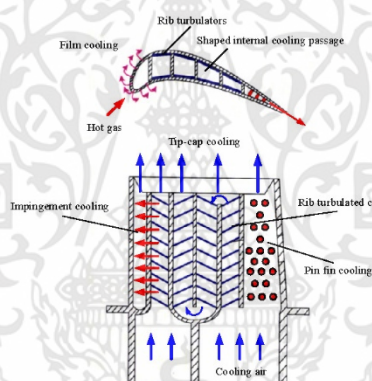


Figure 2. Cooling in a gas turbine blade flow channel.

Research regarding enhanced heat transfer by rib turbulators and their associated pressure drop in single channels or multi-pass channels has examined experimental parameters, such as the relative roughness pitch ( $P/e$ ), relative roughness height ( $e/H$  or  $e/D_h$ ), angle of attack ( $\alpha$ ), and modified shapes. Prasad and Saini [13] studied the effects of relative roughness pitch and relative roughness height on heat transfer coefficients and friction factors during turbulent flow within a solar air heater with enhanced surface roughness. The results showed a characteristic flow pattern downstream of the ribs as a function of the relative roughness pitch. They observed that the maximum heat transfer coefficient occurred in the vicinity of the reattachment point due to the phenomenon of separation and reattachment of flow. It could be seen that the average value of the Nusselt number and friction factor along the rough surface channels was improved by factors of 2.10, 2.24, and 2.38 and 3.08, 3.67, and 4.25 compared with those of the smooth surface channels with relative roughness heights ( $e/D_h$ ) equal to 0.020, 0.027, and 0.033, respectively. The Nusselt number and friction factor for the roughened surface channels was 2.38, 2.14, and 2.01 and 4.25, 3.39, and 2.93 times greater than those of the smooth surfaced channels when the relative roughness pitch ( $P/e$ ) was 10, 15, and 20, respectively. The highest heat transfer and friction factor values were 2.38 and 4.25 times greater, respectively, compared with those of the smooth surface channels. Aharwal et al. [14] studied the effects of inclined rib positioning

within rectangular channels inside a solar air heater considering the gap width ratio ( $g/e$ ) and gap position ratio ( $d/w$ ) parameters. Thus, the increases in the Nusselt number and friction factor were within the range of 1.48–2.59 and 2.26–2.9 times greater than those of the smooth surface channels. Momin et al. [15] analytically investigated the impacts of relative roughness height and attack angle at a fixed relative roughness pitch of 10 with Reynolds numbers ranging from 2500 to 18,000 for V-shaped ribs. It was observed that there was an increase in the Nusselt number with the increase of the Reynolds number. Consequently, as the Reynolds number decreased, the friction factor increased. With relative a roughness height of 0.034, the V-shaped ribs produced an increase in the Nusselt number that was 1.14 and 2.30 times greater, respectively, than that of the transverse ribs and smooth surface channels.

Several studies have examined the installation of twisted tapes in parallel channels. Eiamsa-ard [16] reported on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators (MT-VG). This study demonstrated that channels with installed MT-VG aided heat transfer to a 10.3%–169.5% greater degree than smooth surface channels. A channel with low twist ratio twisted tapes and a low free-space ratio resulted in higher heat transfer and friction factor values. The thermal enhancement factor was reported to range from 0.94 to 1.4. Kumar et al. [17] studied the thermo-hydraulic performance of a solar air heater with twisted ribs over its absorber plate. The experimental parameters included relative roughness pitch ( $P/e$ ), rib inclination angle ( $\alpha$ ), and twist ratio ( $y/e$ ). The experiment was done under turbulent flow conditions at Reynolds numbers of 3500–21,000, with the highest rate of heat transfer and the friction factor being 2.58 and 1.78 times higher, respectively, than those of the smooth surfaced channels in the case where  $P/e = 8$ ,  $y/e = 3$ , and  $\alpha = 60^\circ$ .

Measuring temperature is very important in the study of heat transfer, especially for the measurement of surface heat transfer coefficients. The primary method of temperature measurement is the use of thermocouple devices installed directly on the surface of the equipment [18]. However, in the case where a detailed temperature distribution is required, a large number of these devices will be needed. In constrained spaces, such as an experimental setup, it may be difficult, and errors in temperature measurement may result. This leads to errors in estimation of convective heat transfer coefficients. Infrared thermometry is another convenient and simple method to measure temperature that requires no direct contact. It measures temperature from thermal radiation from various surfaces. Therefore, it is essential to know the radiation coefficient of the surface being measured to obtain accurate temperature values. However, there are some cases in which this technique cannot be used. These include temperature measurements of surfaces immersed in a fluid. In such cases, radiation cannot pass through the liquid molecules. The application of this technique tends to be quite expensive [19]. The purpose of this research is to study the effects of the relative pitch ratio and twist ratio of “alternate axis twisted baffles,” focusing on the impacts of twisted baffles on the distribution of the Nusselt numbers. We solve the heat transfer distribution using a transient liquid crystal technique installed on heated surfaces. This technique takes advantage of the color changes of thermochromic liquid crystal sheets on heat transfer surfaces. Imagery is recorded using a high-resolution digital camera and analyzed using a computer program to aid in the determination of the temperature distribution on the heated surfaces.

## 2. Thermochromic Liquid Crystals

Measuring temperature with thermochromic liquid crystals (TLCs) is a technique that determines temperature without direct contact. TLCs change color with temperature. This method is inexpensive and convenient. It requires no equipment or complicated measurements. Temperature change is determined from the color of thermochromic surfaces. Digital cameras enable high-resolution capture of thermochromic data. Software is used for facile image processing and analysis. Thus, accurate temperature distributions can easily be determined [20]. Nevertheless, thermochromic liquid crystal temperature measurements require knowledge for the selection of liquid crystal types that most closely suit the temperatures to be measured. Calibration of colors as a function of temperature is required

as well. In general, there are two types of commercial TLCs available based on their bandwidths, namely narrowband and wideband. Wideband TLCs are widely applied in many engineering fields, because they can measure temperature distribution in the range of 5–20 °C, whereas narrowband TLCs can measure temperature distribution in the range of 0.5–2 °C. Most heat transfer investigations are concerned with temperature differences over 5 °C. Wideband TLCs have; therefore, been employed in several studies [18,19]. In this study, we selected wideband thermochromic liquid crystal sheets and calibrated them to measure temperature distributions within various rectangular channels to determine convective heat transfer coefficients on heated surfaces.

### 2.1. Molecular Structure of TLCs

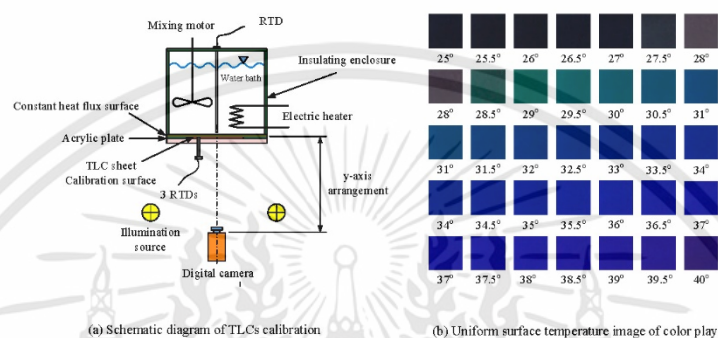
Thermochromic liquid crystal materials are organic substances that alter their form (solid or liquid) with temperature changes. They take the form of a transparent solid when exposed to white light. When the temperature increases to a certain point, their molecular structure changes. Then, they reflect light at wavelengths that continuously change with temperature. When the temperature of such a substance reaches its red start point ( $T_{rs}$ ), its color changes from transparent to gray and then to red, orange, yellow, and green as the temperature increases. At higher temperatures, the material reaches its blue start point ( $T_{bs}$ ). Then, as the temperature increases, its color changes to purple and then to dark purple before returning to its initial state of transparency. Thermochromic liquid crystals come in various types. Such materials may take the form of oil, powder, small capsules, liquid applied to surfaces, or polymer sheets that can be applied to measure temperature on complex surfaces, such as those examined in the current study [21].

### 2.2. TLC Calibration

Grassi et al. [22] introduced a technique for thermochromic liquid crystal calibration that is important for accurately measuring temperature. The process can be done in two ways—isothermal calibration and temperature gradient calibration. Calibration in this study was done on an isothermal surface. This method keeps the temperature of a thermochromic liquid crystal surface stable. A Nikon D5100 digital camera captured the resulting colors to achieve data calibration between color and temperature. Although the equipment and calibration process is not complicated, calibration required considerable time, because measurements at various temperatures were needed to obtain enough data for adequate temperature measurement. Additionally, the image settings, such as exposure, camera settings, lighting angles, and image angles, had to be similar to those used in the experiments.

Figure 3a shows the equipment used in the calibration process. The inner dimensions of the 304-stainless steel bucket were 400 (height)  $\times$  400 (length)  $\times$  400 (width) mm<sup>3</sup>, with a 0.8 mm thickness. A 2-kW heater, controlled by an adjustable AC power source, was used to raise the water temperature. To reduce the temperature gradient inside the water, a stirrer was installed in the bucket. In the areas surrounding the test sample, insulation was installed to reduce heat losses to the environment. At the bottom of the test stand, a rectangular 200 mm wide and 200 mm long section was opened for installation of a 0.05 mm thick stainless-steel sheet. This was used to receive heat from the water at a constant flux. A thermochromic liquid crystal sheet was attached to the stainless-steel sheet. A high-resolution digital camera was installed in front of the TLCs to capture color images. An RTD Pt100 was used to monitor the temperature, while three RTD Pt100s measured the surface temperatures of the stainless-steel sheet. In each color calibration, the temperature ranged from 25 to 40 °C, which is the point at which the thermochromic liquid crystals are no longer black, to the point where the TLCs turn dark blue or dark purple. The temperature calibration of the TLCs was done by comparing the measured temperatures and images captured once the temperatures of the stainless-steel sheet were unchanged for 10 s. Color calibration was done during both heating (25–40 °C) and cooling (40–25 °C) to check for possible hysteresis. The temperature during calibration was increased in 0.1 °C

steps. Calibration measurements were done in triplicate. The specifications of the instruments used to perform the calibration and experiments are listed in Table 1.



**Figure 3.** The equipment used in the calibration of thermochromic liquid crystals: (a) Calibration test equipment; (b) uniform surface temperature images by color. RTD: Resistance temperature detector; TLC: Thermal liquid crystal.

**Table 1.** Specifications of the instruments used to perform the calibration and experiment.

No.	Instruments	Description	Specification
1	Nikon DSLR D5100 camera	take TLC surface pictures	effective pixels: 16.2 million (4928 × 3264 pixels for large size)
2	TLC sheet	temperature indicating sheet (heating surface)	accuracy: ±0.1 °C, 30–35 °C (86–95 °F)
3	RTD Pt100	temperature sensor (inlet and outlet temperature)	accuracy: ±0.001 °C at 0 °C (−130 to +95 °C ±0.05 °C)
4	TSI/Alnor 9565-A thermo-anemometer	air velocity measurement	accuracy: ±3% for reading (±0.015 m/s), range: 0–50 m/s resolution: 0.01 m/s
5	Dwyer MS-111	differential pressure sensor (orifice meter)	accuracy: ±2% for 250 Pa, ±1% for 250–1250 Pa
6	Dwyer DM-2004	differential pressure sensor (test section)	accuracy: ±1% full scale at 70 °C
7	HIOKI LR8401 data logger	temperature recorder	10 ms high-speed sampling (with 30-channel as standard)

### 2.3. Imaging System

Figure 3b shows a calibration using a thermochromic liquid crystal sheet at various temperatures. The images obtained from the color calibration were analyzed in an RGB (Red, Green, Blue) color system and later changed to the HSI color system. Image processing software used the following equations:

$$H = \begin{cases} \theta & \text{if } B \leq G \\ 360 - \theta & \text{if } B > G \end{cases} \quad (1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

where

$$\theta = \cos^{-1} \left\{ \frac{\frac{1}{2}[(R-G) + (R-B)]}{[(R-G)^2 + (R-B) + (G-B)]^{\frac{1}{2}}} \right\} \quad (2)$$

$$S = 1 - \frac{3}{(R+G+B)} [\min(R, G, B)] \quad (3)$$

$$I = \frac{1}{3}(R + G + B). \quad (4)$$

$H$  (hue) is a value that indicates a true, initial color from the acquisition of primary colors (red, green, and dark blue). In such cases, an angle is formed around the vertical axis in the range of  $0-360^\circ$ . Each angle has a color value of  $60^\circ$ , rotated to form a hexagon.  $S$  (saturation) is a property used to measure the rate at which pure color is diluted with white, where the value ranges from 0 to 1. Lastly,  $I$  (intensity) is a property that indicates the depth (crispness) or the brightness of colors.

Equations (1)–(4) were used to calculate the average hue value at various temperatures using the MATLAB program. Thus, a graphical relationship between the temperature and the hue was developed, as shown in Figure 4. Hysteresis in TLCs is a phenomenon where TLCs exhibit different colors depending on whether they are being cooled or heated. Hysteresis was observed by a number of researchers [18,21–24], as it occurs when TLCs are heated to or cooled from temperatures above their clearing point. Calibrations of TLCs are typically considered to be repeatable, duplicable, and reversible, and they are assumed to not exhibit hysteresis.

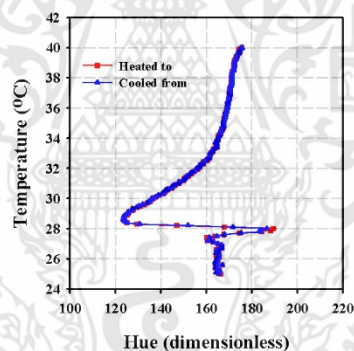


Figure 4. Hue-temperature calibrations of TLC sheets (TLCs are heated or cooled).

Figure 4 shows that no hysteresis errors or output signal differences were observed during calibration. The correlation of the averaged hue and temperature values were fitted to a third-order polynomial form with an R-square value of 0.9884 and was shown as follows:

$$T_w = 0.000262H^3 - 0.112715H^2 + 16.167973H - 744.041481. \quad (5)$$

Equation (5) can only be used to find the wall temperature ( $T_w$ ) of each image pixel over the temperature range of 29–38 °C.

### 3. Experimental Apparatus and Its Operation

The equipment used in the experiment consisted of an entrance section, an electric ring blower, and a heating device. A schematic diagram of the equipment used in the experiment is shown

in Figure 5. The rectangular entrance length was 1800 mm, and it was constructed to avoid the disturbance of air flow and enable flow control before entering the test section. The design and construction of the channel entrance used in the experiment followed the recommendations of Ower and Pankhurst [25].

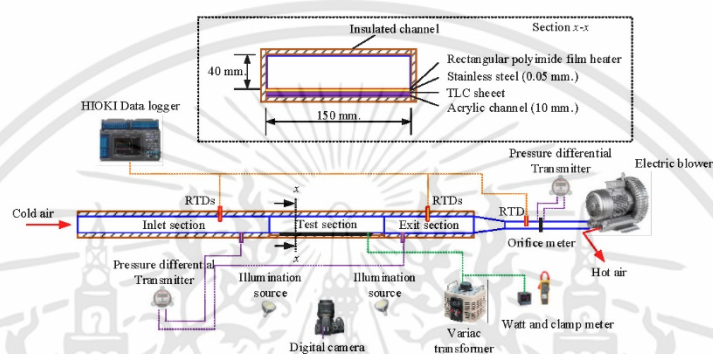
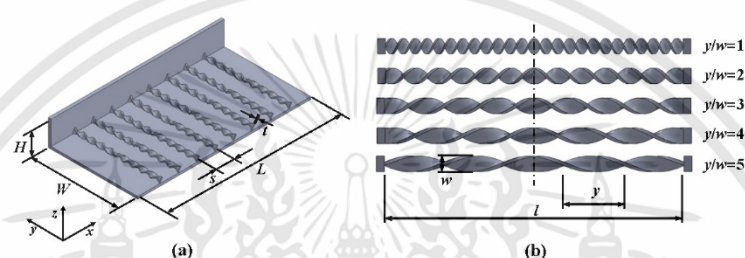


Figure 5. Schematic diagram of the experiment test stand and a channel cross-sectional view.

The geometry of the test section with alternate axis twisted baffles and its structure are shown in Figure 6a,b. The test section was made out of a 10 mm thick acrylic material, with a cross-sectional area of 150 mm ( $W$ ) and 40 mm ( $H$ ). The twisted baffles used in the experiment were made of polylactic acid (PLA). Each tape had a similar length ( $l$ ), height ( $w$ ), and thickness ( $t$ ) of 150, 6, and 1 mm, respectively. In the experiment, various pitch values ( $y$ ) were used, 6, 12, 18, 24, and 30 mm, so that they corresponded to twist ratios ( $y/w$ ) of 1, 2, 3, 4, and 5, respectively. The distance between the twisted baffles ( $s$ ) was then equal to 12, 24, 36, 48, 72, and 84 mm, respectively. The relative pitch ratios ( $s/w$ ) were 2, 4, 6, 8, 10, 12, and 14, respectively, as shown in Table 2. One portion of the twisted baffle had a different (counterclockwise) direction of rotation, where its length ( $l$ ) ranged from 0 to 75 mm. In the installation of typical transverse baffles, heat transfer was low in the areas behind the baffles. However, the installation of the twisted baffles aided in the separation of flow and the segregation of flow layers within the channels [17]. The installation of these baffles was similar to that of discrete baffles [26,27]. A 150 mm wide and 900 mm long electric polyimide film heater ( $8000 \text{ W/m}^2$ ) was used. The test section was heated at a constant flux, with a heater installed at the bottom wall (interior) of the test section. The heating coils were connected to a variac transformer to control heat flux. The exterior of the test section was insulated to prevent heat loss from the system. The test section was constructed of clear and transparent acrylic to enable image capture. TLCs were installed on the interior bottom wall to measure temperature changes of the channel wall surfaces, as shown in Figure 5. The color changes of the TLCs were then captured using a high-resolution camera, and an image processing program was used to analyze the temperature of the channel wall surfaces. TLCs were calibrated using a digital image processing program under the same experimental conditions, including the illuminating light used and the camera-viewing angle [18,21,22,24]. A total of 11 RTDs were installed at both the entrance and the exit to measure air temperatures. A data logger was used to record this information and display real-time temperature changes at the entrance and the exit. The calibrated RTDs were used to measure inlet and outlet air temperatures of the test section, which could be further calculated to obtain the characteristic fluid temperature ( $T_b = (T_i + T_o)/2$ ). The inlet and outlet temperatures of fluid were measured by four RTDs. At the exit of the test section, three RTDs were mounted to measure the outlet fluid temperatures ( $T_o$ ). In the turbulent channel flow, the fluid/air temperature inside a channel increased linearly with axial distances ( $x/D_h$ ) due to the high mixing of the testing

fluid caused by turbulence, and vortex flows induced baffle turbulators. Therefore, three measured outlet fluid/air temperatures at three various positions in a mixer chamber were sufficient to represent the mean outlet temperature ( $T_o$ ). The pressure drop across the test section was measured using a differential pressure transmitter. Heat transfer and pressure drop experiments were carried out separately. The heat transfer experiment was done under a constant heat flux. The pressure drop across the test section was measured isothermally with no energy supplied through the heating coils [28].



**Figure 6.** The geometry of a test section with alternate axis twisted tapes and its structure: (a) Configuration of the channel fitted with alternate axis twisted baffles (AATBs); (b) geometric parameters of the AATB inserts.

**Table 2.** Dimensionless quantities and other parameters used in test channel experiments.

No.	Parameter	Range
1	Reynolds number (Re)	9000–24,000 (six values)
2	Relative blockage height ( $e/D_H$ )	0.095 (one value)
3	Relative pitch ratio ( $s/w$ )	2–12 (six values)
4	Twist ratio ( $y/w$ )	1–5 (five values)
5	Angle of attack ( $\alpha$ )	$90^\circ$ (one value)

The air flow rate was read from an orifice meter, which was designed according to ASME Standard recommendations [29]. The experiment involved a comparison between a hot-wire anemometer that measured the air flow rate across the tube. This experiment was carried out at Reynolds numbers ranging from 9000 to 24,000 (turbulent flow). Reduced data obtained from the experiment were identified to quantify the uncertainties of measurements. Indefinite average velocity ( $U$ ), static pressure ( $P$ ), and temperature ( $T$ ) were all estimated based on ANSI/ASME methods [30] and were found to be within  $\pm 5.2\%$ ,  $\pm 4.2\%$ , and  $\pm 0.5\%$  of the measured values, respectively. The maximum indefinite value of non-dimensional parameters was found to be  $\pm 4.6\%$  for the Reynolds number,  $\pm 3.2\%$  for the Nusselt number, and  $\pm 2.3\%$  for the friction factor.

#### 4. Data Reduction

The aim of this experiment was to increase heat transfer within rectangular channels by installing alternate axis twisted baffles. The experimental data for both the channel wall and air temperature at various points were recorded under a constant heat flux with the above air mass flow rates. Experimental data were used to find the Nusselt numbers and friction factors within the rectangular duct. The following expression was used to calculate the mass flow rate using the pressure differential ( $\Delta P_o$ ) across an orifice plate. The mass flow rate was then calculated according to [31]:

$$\dot{m} = C_d A_o \left[ \frac{2\rho\Delta P_o}{1 - (d_2/d_1)^4} \right]^{1/2}. \quad (6)$$

The coefficient of discharge ( $C_d$ ) of the orifice meter was 0.624, which was determined from the calibration of the orifice meter with a hot-wire anemometer.

Velocity ( $V$ ) of air was calculated from the expression of mass flow rate, which can be obtained from the following:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho WH} \quad (7)$$

The Reynolds number ( $Re$ ) of air flowing in the test section was as follows:

$$Re = \frac{VD_h}{\nu} \quad (8)$$

where the hydraulic diameter was the following:

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(WH)}{2(W+H)} \quad (9)$$

The thermo-physical properties of gas at atmospheric pressure were estimated using the Duffie and Beckman relationship [32]:

$$\rho = 1.204 \left( \frac{293}{T} \right) \quad (10)$$

$$\mu = 181 \times 10^{-5} \left( \frac{T}{293} \right)^{0.735} \quad (11)$$

$$c_p = 1006 \left( \frac{T}{293} \right)^{0.0155} \quad (12)$$

$$k = 0.0275 \left( \frac{T}{293} \right)^{0.86} \quad (13)$$

The heat transfer rate ( $Q_{abs}$ ) obtained from the heated surface to the air stream was determined using the mass flow rate, where there was a temperature increase across the test section given as:

$$Q_{abs} = \dot{m}c_p(T_o - T_i) \quad (14)$$

where  $T_i$  and  $T_o$  can be obtained from the following:

$$T_i = \frac{T_{i,1} + T_{i,2} + T_{i,3}}{3} \quad (15)$$

$$T_o = \frac{T_{o,1} + T_{o,2} + T_{o,3} + T_{o,4} + \dots + T_{o,8}}{8} \quad (16)$$

The local heat transfer coefficient ( $h_x$ ) can be calculated by using the heat flux ( $q$ ), average wall temperature along the  $y$ -axis at any  $x$ -position ( $T_{wx}$ ), and the local characteristics fluid temperature ( $T_{bx}$ ), which was implemented by a linear interpolation approach between inlet and outlet air temperatures of the test section as follows:

$$h_x = \frac{q}{(T_{wx} - T_{bx})} \quad (17)$$

The average heat transfer coefficient ( $h$ ) throughout the test section was calculated by using the heat transfer rate ( $Q_{abs}$ ), average inside wall temperature of the plate ( $T_{w,avg}$ ) converted from the surface image of TLCs and calculated by Equation (5), and the characteristics fluid temperature ( $T_b$ ), which was assumed to be as follows:

$$h = \frac{Q_{abs}}{A_{in}(T_{w,avg} - T_b)} \quad (18)$$

Fluid properties were obtained at the characteristic fluid temperature ( $T_b = (T_i + T_o)/2$ ), while the area weighted wall temperature ( $T_{w,avg}$ ) can be found by Equation (5). The Nusselt number ( $Nu$ ) was

then calculated from the heat transfer coefficient ( $h$ ), hydraulic diameter ( $D_h$ ), and thermal conductivity ( $k$ ) as follows:

$$Nu = \frac{hD_h}{k}. \quad (19)$$

The friction factor ( $f$ ) was obtained from the pressure drop within the test section and the velocity ( $V$ ) of air flowing through the test section using the basic equation introduced by Darcy–Wiesbush [31]:

$$f = \frac{\Delta P_t}{\left(\frac{L}{D_h}\right)\left(\rho \frac{V^2}{2}\right)}. \quad (20)$$

### 5. Validity Test of the Experiment Setup

Before the extensive data collection for rectangular ducts with alternate axis twisted baffles was conducted, a validity test was performed. The Nusselt number ( $Nu$ ) and friction factor ( $f$ ) of a smooth surfaced channel were acquired from the experiments. The experimental Nusselt number was compared with values obtained from the Dittus–Boelter general equation [31] and the Gnielinski equation [17]. The results from the general modified Blasius equation [14,31] and Pethkhov equation [33] were compared with the experimentally-derived friction factor values. These equations take the form of the following:

- (a) Dittus–Boelter equation (for  $6000 \leq Re \leq 5 \times 10^7$  and  $0.5 \leq Pr \leq 120$ )

$$Nu_s = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}; \quad (21)$$

- (b) Gnielinski equation (for  $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$ )

$$Nu_s = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.66} - 1)}; \quad (22)$$

- (c) Modified Blasius equation

$$f_s = 0.085Re^{-0.25}; \quad (23)$$

- (d) Pethkhov equation

$$f_s = 0.431Re^{-0.292}. \quad (24)$$

A comparison of the experimental results with the Nusselt numbers and friction factors obtained from the basic equations is shown in Figure 7a,b, respectively.

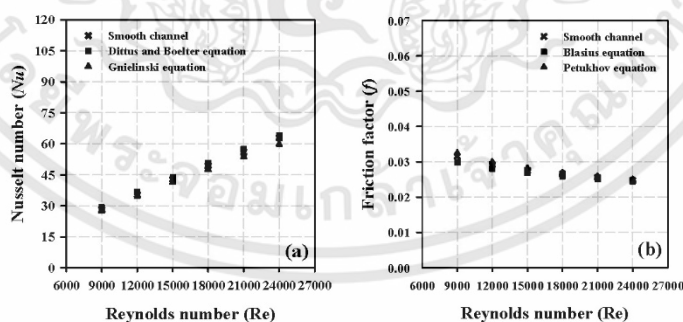


Figure 7. Comparison of experimental and predicted values of the Nusselt number and friction factor for a smooth channel: (a) Nusselt number; (b) friction factor.

The average absolute deviations between the experimental values and those from Equations (21)–(24) were 3.2% and 2.3% for the Nusselt number and friction factor, respectively. The results show sufficient experimental and measurement accuracy.

## 6. Results and Discussion

Heat transfer and pressure loss values for the rectangular duct equipped with alternate axis twisted baffles were calculated using the experimental data compiled for various sets of geometric values of alternate axis twisted baffles and analyzed as follows.

### 6.1. The Effect of Reynolds Number ( $Re$ )

Figure 8a,b shows the effects of the Reynolds number ( $Re$ ) on both the Nusselt number and the friction factor for rectangular channels equipped with alternate axis twisted baffles (AATBs) under the conditions of  $e/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$ ,  $y/w = 5$ , and  $\alpha = 90^\circ$ ; transverse baffles (TBs) under the conditions of  $e/D_h = 0.095$ ,  $P/e = 10$ , and  $\alpha = 90^\circ$ ; and a smooth surface channel. When the Reynolds number increased, the friction factor decreased due to the suppression of the viscous sub-layer. On the contrary, the Nusselt number increased with the Reynolds number due to the ratio of conduction resistance and convective resistance of heat flow, which was also caused by a decrease in the boundary layer thickness. Therefore, when the convective resistance decreased, the Nusselt number increased. This was attributed to the increase of turbulence as the Reynolds number increases, leading to an amplification of convective heat transfer (see Figure 9a,b). The data obtained in this research is consistent with those of Eiamsa-ard et al. [34] and Lee et al. [35]. The results of the experiments show that the rectangular duct with alternate axis twisted baffles demonstrated the highest values of heat transfer compared with those with transverse baffles and smooth channels. Rectangular channels in which alternate axis twisted baffles and transverse baffles were installed had average Nusselt numbers that were 1.97 and 1.83 times higher than that with smooth channels, respectively.

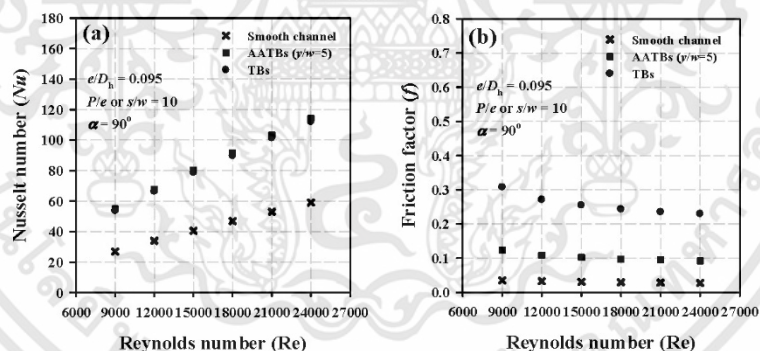
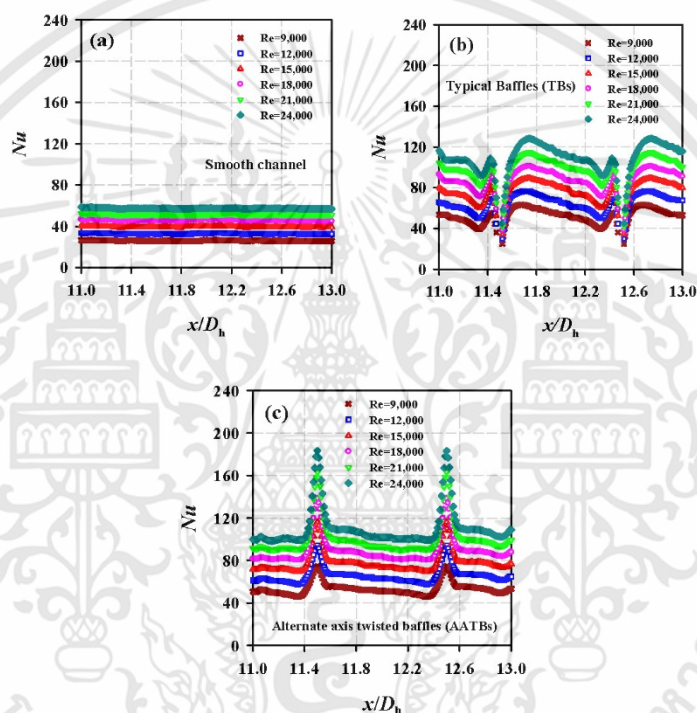


Figure 8. Effect of the Reynolds number: (a) on Nusselt number; (b) on friction factor.

Figure 10a–c shows the local span-wise Nusselt number distribution and Nusselt number contour for a rectangular channel with alternate axis twisted baffles, transverse baffles, and a smooth channel at a Reynolds number of 9000. The effect of the transverse baffles was significant in the production of flow patterns, as it generated two separate regions of flow—one on each side of the transverse baffles. Turbulence occurred through the generation of vortices. Hence, enhancement of both heat transfer, as well as friction loss, took place. Figures 10b and 11a show the importance of the flow pattern downstream of transverse baffles. It can be observed that the point of the highest heat transfer occurred in areas near the reattachment point due to the separation and reattachment of the flow.

The results obtained from this research on rectangular channels with alternate axis twisted baffles are shown in Figures 10c and 11b. The flow pattern can be explained by the separation of a free shear layer from the twisted baffle tip and its reattachment on the downstream side of the twisted baffles. The intensity of reattachment with the alternate axis twisted baffles was lower than those of the transverse baffles due to disturbances from the air flow, which passed through the gap distance of the twisted baffles.



**Figure 9.** Effect of the Reynolds number on the span-wise Nusselt number along the  $x$ -direction in a rectangular channel: (a) smooth channel; (b) transverse baffles (TBs); (c) alternate axis twisted baffles (AATBs).

It can be observed from Figure 8a,b that the Nusselt numbers of rectangular channels with alternate axis twisted baffles and transverse baffles were close in magnitude. However, the friction factor for the alternate axis twisted baffles was 3.37 times that those of the smooth channel and the transverse baffles. This was due to the perforation (a gap distance resulting from the twisting of the baffles) offering lower resistance to the flowing fluids. Hence, alternate axis twisted baffles can be considered ideal candidates for further development to aid in the enhancement of heat transfer, as well as for pressure reduction within the system.

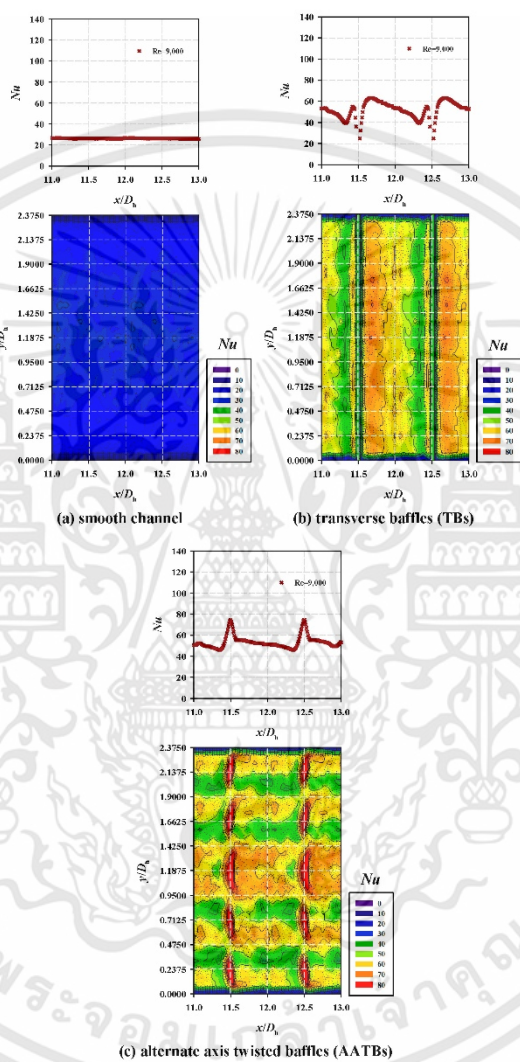


Figure 10. Local heat transfer distribution and corresponding Nusselt number contours in a rectangular channel: (a) smooth channel; (b) transverse baffles (TBs); (c) alternate axis twisted baffles (AATBs).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

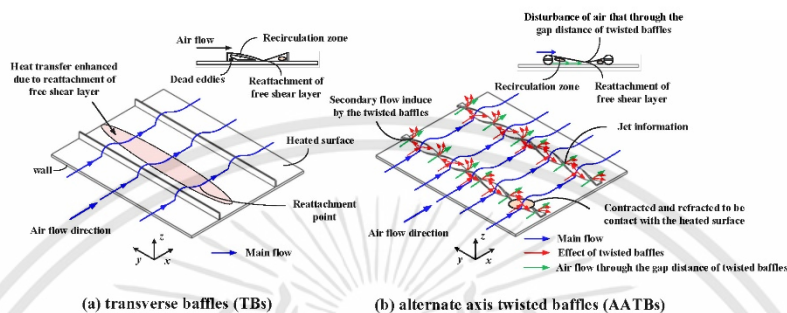


Figure 11. Perceived flow patterns: (a) for transverse baffles; (b) for alternate axis twisted baffles.

6.2. Effects of Twisted Ratio ( $y/w$ )

Figure 12a displays the Nusselt number ( $Nu$ ) variation for various twist ratios ( $y/w$ ), with fixed values of  $e/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$ , and  $\alpha = 90^\circ$ . It can be observed that when  $y/w = 5$ , the Nusselt number ( $Nu$ ) was at its highest value under all ranges of the flow parameters. The decreased twist ratio resulted in an increase in the relative gap distance in the twisted baffles. In general, air that flows through the gap will result in jet mixing and will increase the jet flow. This results in an increased area for heat transfer at the gap between the twisted baffles, as shown in Figures 13 and 14. However, the decreased range of the twist ratio leads to decreased levels of impingement and refraction of flow to the channel wall, where the twisted baffles decrease in number, as shown in Figure 14.

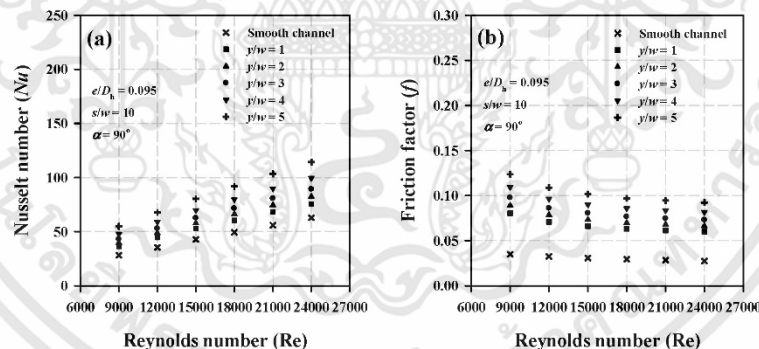
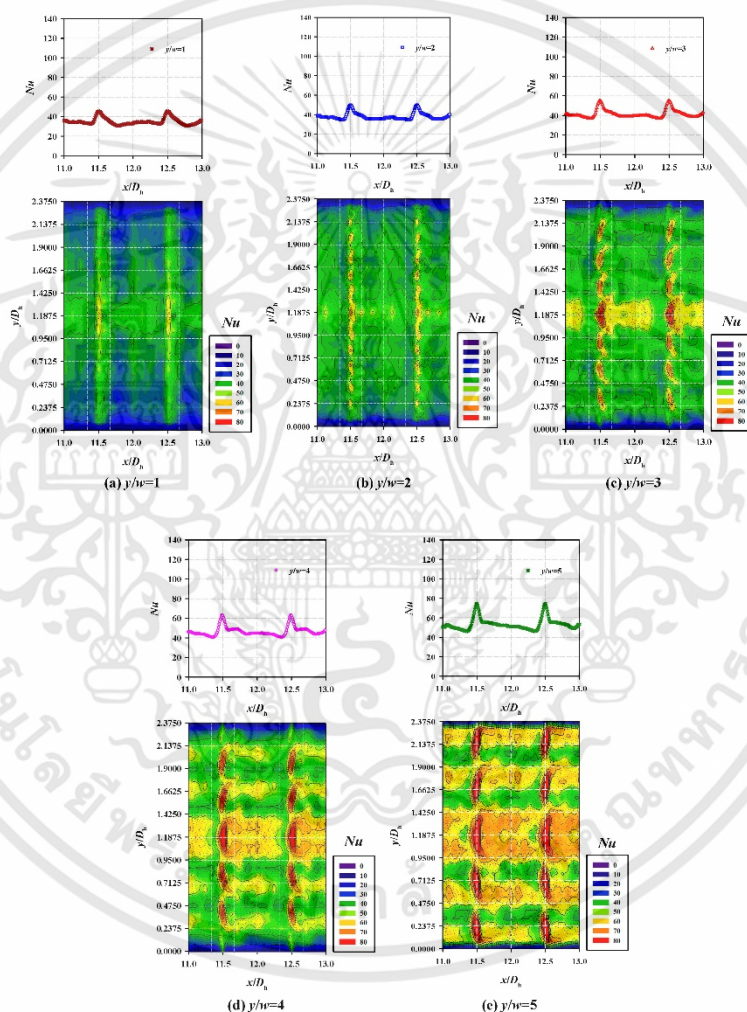


Figure 12. Effect of twist ratios: (a) on Nusselt number; (b) on friction factor.

Figure 13a–e shows the local span-wise Nusselt number and Nusselt number contour for the installation of twisted baffles with a modified twist ratio ( $y/w$ ) that ranges from 1 to 5, with fixed values of  $s/w = 10$  and  $\alpha = 90^\circ$  and a Reynolds number equal to 9000. In the case where the twist ratio was increased, resulting in the impingement and refraction of the flow that impacted the channel wall, the levels of intensity significantly increased. This led to increased flow turbulence, as well as higher heat transfer. The impacts of the twist ratio on the friction factor were studied, where  $e/D_h = 0.095$ ,  $s/w = 10$ , and  $\alpha = 90^\circ$ , for each phase of the experiment. The Reynolds number used is shown in Figure 12b.

It can be observed that the friction factor increased over the range of the twist ratio. The increased twist ratio decreased the gap distances, as well as the amount of jet flow, which increased areas of flow blockage, resulting in an increased friction factor. Alternatively, decreasing the range of the twist ratio resulted in a decreased angle impingement from the twisting baffles or a decrease in the area of flow blockage. This led to a decreased pressure drop within the system.



**Figure 13.** Local heat transfer distribution and corresponding Nusselt number contours in a rectangular channel with alternate axis twisted baffles: (a)  $y/w = 1$ ; (b)  $y/w = 2$ ; (c)  $y/w = 3$ ; (d)  $y/w = 4$ ; (e)  $y/w = 5$ .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

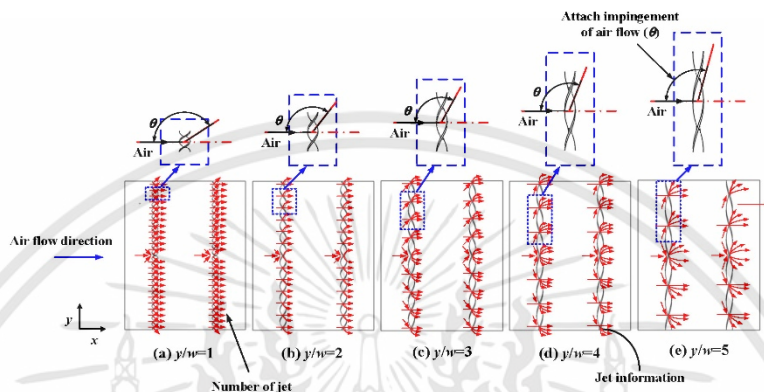


Figure 14. Perceived flow patterns for twist ratios accounting for alternate axis twisted baffle roughness: (a)  $y/w = 1$ ; (b)  $y/w = 2$ ; (c)  $y/w = 3$ ; (d)  $y/w = 4$ ; (e)  $y/w = 5$ .

6.3. Effects of Free-Spacing Ratios ( $s/w$ )

Figure 15a shows the effects of the relative pitch ratio ( $s/w$ ), which has an impact on the Nusselt number ( $Nu$ ) for fixed values of specific geometric parameters ( $e/D_h = 0.095$ ,  $y/w = 5$ , and  $\alpha = 90^\circ$ ). It can be observed that the highest Nusselt number occurred at a phase in which the relative roughness pitch ( $s/w$ ) equaled 2. It appears that the free shear layer separated from the twisted baffle tip, which resulted in a reattachment between the twisted baffles downstream. However, reattachment resulted in less impact than for the flow separation that may occur downstream of the twisted baffle. This was caused by the intensity of the reattachment, with a disturbance of the air that flowed through the gap between the twisted baffles, as shown in Figure 16a–f. Thus, the primary factor that aided in the enhancement of the heat transfer was the separation that occurred at the gap, where impingement flow was refracted so that it contacted the heated surface near locations where the twisted baffles were installed, as shown in Figure 17.

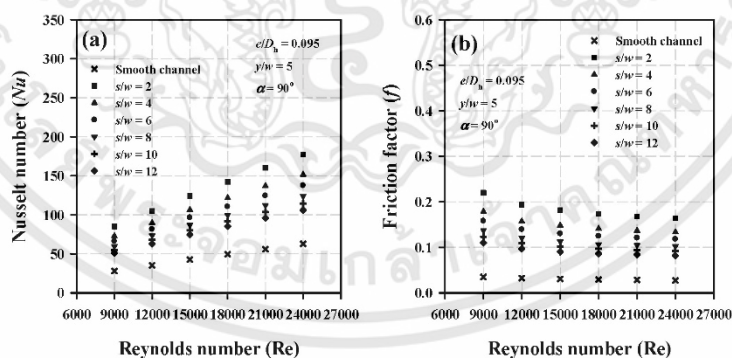


Figure 15. Effect of relative roughness pitch: (a) on Nusselt number; (b) on friction factor.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

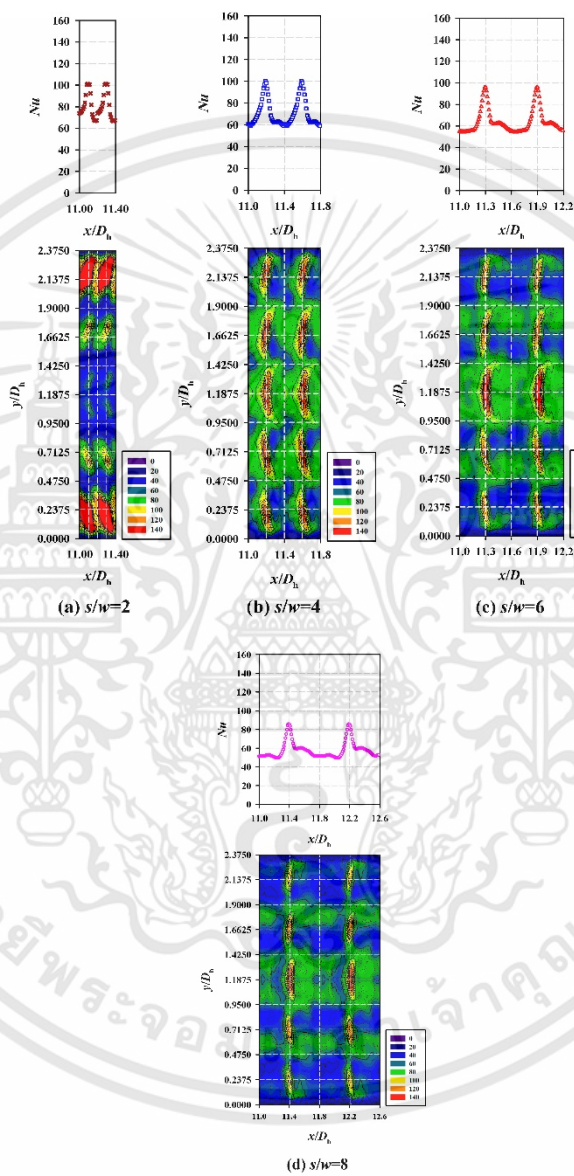


Figure 16. Cont.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

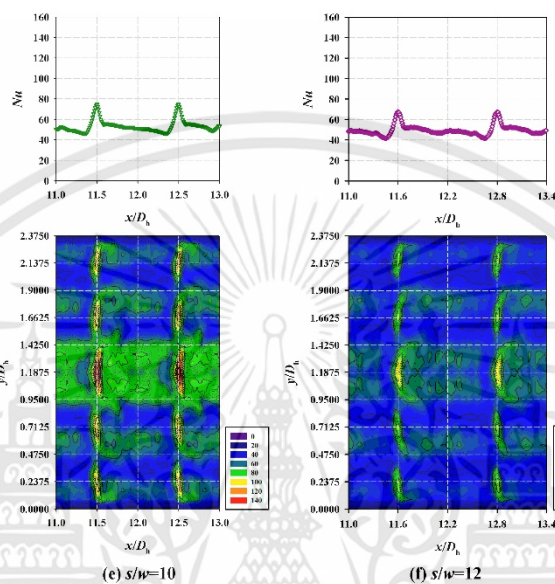


Figure 16. Local heat transfer distribution and corresponding Nusselt number contours in a rectangular channel with alternate axis twisted baffles: (a)  $s/w = 2$ ; (b)  $s/w = 4$ ; (c)  $s/w = 6$ ; (d)  $s/w = 8$ ; (e)  $s/w = 10$ ; (f)  $s/w = 12$ .

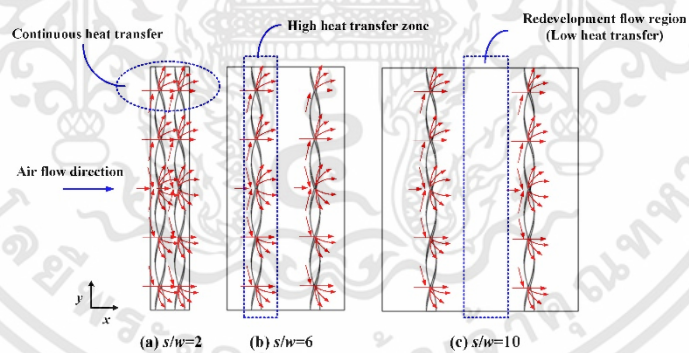


Figure 17. Perceived flow patterns for relative pitch ratios accounting for alternate axis twisted baffle roughness: (a)  $s/w = 2$ ; (b)  $s/w = 6$ ; (c)  $s/w = 10$ .

Figure 16a–f shows the local span-wise Nusselt number and Nusselt number contour for the twisted baffles with relative pitch ratios ( $s/w$ ) in the range of 2–12, with fixed values of  $y/w = 5$  and  $\alpha = 90^\circ$  and a Reynolds number of 9000. The decreased relative pitch ratio resulted in continuous heat transfer, specifically in the area with twisted baffles. This was due to continuous disturbance and prevention of a free shear layer. Alternatively, if  $s/w$  increased, the distance between rib elements

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

increased. This led to a decrease in the area for heat transfer (with twisted baffles) per length in the flow direction and a subsequent decrease in heat transfer.

Figure 15b shows the effects of the relative pitch ratio on the friction factor for a fixed value of relative blockage height ( $e/D_h$ ) of 0.095 and a twist ratio ( $y/w$ ) of 5. It can be observed that the friction factor decreased as the Reynolds number (Re) increased for the entire set of roughness parameters. At the phase where the relative roughness pitch equaled 2, the friction factor was at its highest value and the Reynolds number equaled 9000, and the friction factor decreased when the relative pitch ratio increased. This was due to the increased inter-baffle distance, which further led to decreased pumping power that lowered the characteristic flow friction.

#### 6.4. Thermal Enhancement Factor (TEF)

It is essential to geometrically design a turbulator within a rectangular channel with the most suitable parameters. This is not only to enhance heat transfer, but also to keep the pressure levels within the system as low as possible.

Thus, in determining the optimal value, it is best to simultaneously consider heat transfer and pressure losses within the system. Promvong and Thianpong [36] introduced a variable referred to as the thermal enhancement factor (TEF). It can be calculated from the heat transfer coefficient. In the case where the channel has an installed turbulator, and compared with those of smooth channels under a similar pumping power, the TEF can be calculated as follows:

$$TEF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (25)$$

The thermal enhancement factor with twisted baffle roughness for the Reynolds numbers in the current study had modified relative roughness pitch and twist ratios, as shown in Figure 18.

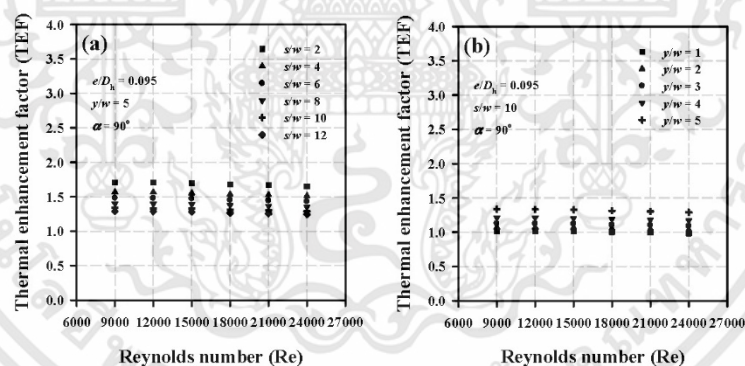


Figure 18. Thermal enhancement factor as a function of the Reynolds number: (a) effect of relative pitch ratios ( $s/w$ ); (b) effect of twist ratios ( $y/w$ ).

It can be seen that the highest thermal enhancement factor occurred in rectangular channels equipped with alternate axis twisted baffles under the conditions where the relative pitch ratio ( $s/w$ ) equaled 2 and the twist ratio ( $y/w$ ) equaled 5, yielding values that ranged from 1.06 to 1.71, compared with those of the smooth surface channels under a constant blower power. Figure 18a shows the highest thermal enhancement factor values, where the relative pitch ratio equaled 2. It can be further explained that the range where  $s/w < 2$ , an area with continuous heat transfer, was due to a disturbance and a reduced viscous sub-layer caused by the twisted baffles. Therefore, convective resistance was

decreased, which then led to higher Nusselt numbers. Alternatively, when  $s/w > 2$ , the distance between the twisted baffles increased, which resulted in a fully-developed flow of fluids through the twisted baffles and the creation of a viscous sub-layer, further decreasing heat transfer. Figure 18b shows that an increased twist ratio range leads to an increased thermal enhancement factor. However, the thermal enhancement factor decreases with an increase in the Reynolds number. It is true that at high twist ratios the number of twisted baffles will decrease. Therefore, the amount of jet flow decreases as well. However, as the angle impingement increases and triggers higher impingement intensity, the thermal enhancement factor is increased.

#### 6.5. Comparison with Previous Work

Rectangular channels equipped with alternate axis twisted baffles and those with turbulators in earlier studies were compared under various geometric configurations and flow parameters, as shown in Table 3. The results of this study show that the thermal enhancement factor (TEF) was higher in the current study than in other cases, comparing the use of multiple twisted tapes [16], angle-ribbed tapes [37], chamfered ribs [38], and combined rib and delta-winglets [39]. However, thermal enhancement factor values are lower only when the channel V-shaped ribs [15], multiple 60° V-baffles [28], discrete V-down ribs [40], or multiple V-ribs with combined staggered ribs are installed [41].

Table 3. Comparison of various geometric parameters.

Researcher	Roughness	Operating Condition	TEF
Momin et al. [15]	V-shaped ribs	Re = 2500–18,000, $P/e = 10$ , $\alpha = 30\text{--}90^\circ$ , $W/H = 10.15$ , $e/D_h = 0.02\text{--}0.034$	1.76
Eiamsa-ard [16]	Multiple twisted tapes	Re = 2700–9000, AR = 10, $y/w = 2.5\text{--}3.5$ , $s/w = 1.0\text{--}1.66$	1.41
Promvongse [28]	Multiple 60° V-baffles	Re = 5000–25,000, AR = 10, $e/H = 0.1\text{--}0.3$ , PR = 1–3	1.87
Albaldawi et al. [37]	Angle-ribbed tape	Re = 3400–20,800, $\alpha = 10\text{--}90^\circ$ , BR = 0.2, PR = 1	1.30
Singh et al. [38]	Discrete V-down ribs	Re = 3000–15,000, AR = 12, $d/w = 0.2\text{--}0.8$ , $P/e = 10$ , $e/D_h = 0.043$ , $\alpha = 60^\circ$	2.03
Karwa et al. [39]	Chamfered ribs	Re = 3750–16,350, $\phi = 15^\circ$ , $P/e = 4.58\text{--}7.09$ , AR = 6.88–9.38, $e/D_h = 0.0197\text{--}0.0441$	1.39
Promvongse et al. [40]	Combined rib and delta-winglet	Re = 5000–22,000, $\alpha = 30\text{--}60^\circ$ , $e/H = 0.2$ , $b/H = 0.4$ , $P_i/H = 1$ , $P_j/H = 1.33$	1.38
Sriramreun et al. [41]	Multiple V-ribs with combined staggered ribs	Re = 12,681–35,000, $\alpha = 30^\circ$ , $e/H = 0.1\text{--}0.3$	2.05
The present study	Alternate axis twisted baffles	Re = 9000–24,000, AR = 3.75, $s/w = 2\text{--}12$ , $e/D_h = 0.095$ , $y/w = 1\text{--}5$ , $\alpha = 90^\circ$	1.71

#### 7. Conclusions

The experimental results of the current study were thoroughly analyzed to find the rate of heat transfer, as well as air flow characteristics using alternate axis twisted baffles at an area with heated surfaces under a condition of uniform heat flux. The impacts of relative pitch ratio, twist ratio, and the Reynolds number on the Nusselt number and friction factor can be summarized as follows:

- The Nusselt number increased, while the friction factor decreased. The Reynolds number (Re) increased with the Nusselt number when the relative pitch ratio ( $s/w$ ) decreased and when the twist ratio ( $y/w$ ) increased. However, with the friction factor, there is a possibility that it decreased in value when the relative pitch ratio ( $s/w$ ) increased and when the twist ratio ( $y/w$ ) decreased.

- The highest values of the Nusselt number and friction factor were 2.99–3.16 times and 6.01–6.29 times higher than those of the smooth channels with alternate axis twisted baffles when  $s/w = 2$  and  $y/w = 5$ , respectively.
- The optimal value of the thermal enhancement factor was 1.71 with a Reynolds number of 9000. The optimum roughness parameter (based on the TEF parameter criterion) was with a lower relative pitch ratio and higher twist ratio.

**Author Contributions:** All authors contributed substantially to all aspects of this article.

**Funding:** This research received no external funding.

**Conflicts of Interest:** The authors declare no conflicts of interest.

#### Nomenclature

$A$	area, $m^2$
$c$	specific heat, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$C$	coefficient of the orifice meter
$d/w$	gap of position ratio
$D$	diameter, m
$e$	height of baffle, m
$e/D$	relative blockage height
$e/H$	relative roughness height
$f$	friction factor
$g/w$	gap of width ratio
$h$	heat transfer coefficient, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
$H$	hue value
$H$	height of test channel, m
$I$	intensity value
$k$	thermal conductivity of fluid, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
$l$	width of twisted baffle, m
$L$	length of test section, m
$m$	mass flow rate, $kg\ s^{-1}$
$Nu$	Nusselt number
$P$	free-spacing length, m
$P$	pitch length, m
$P$	static pressure, Pa
$P/e$	relative roughness pitch
$\Delta P$	pressure drop, Pa
$Pr$	Prandtl number
$Q$	heat transfer rate, W
$Re$	Reynolds number
$s$	distance between the twisted baffle, m
$s/w$	relative pitch ratio
$S$	saturation value
$t$	thickness of twisted baffle, m
$T$	temperature, $^{\circ}C$
$U$	average velocity, $m\ s^{-1}$
$V$	air velocity, $m\ s^{-1}$
$V$	voltage, V
$w$	height of twisted baffle, m
$W$	width of test section, m
$x$	local distance of the test section, m
$y$	pitch value of twisted baffle, m
$y/w$	twist ratio

**Greek Symbols**

$\rho$	fluid density, $\text{kg m}^{-3}$
$\mu$	fluid dynamic viscosity, $\text{kg s}^{-1} \text{m}^{-1}$
$\nu$	kinematics viscosity, $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
$\alpha$	attack of angle, degrees

**Subscripts**

abs	absorbed heat
b	bulk
bs	blue start
c	cross section
d	discharge
h	hydraulic
hs	heating surface
i	inlet
o	outlet
rs	red start
s	surface or smooth channel
w	wall
x	local distance of x-axis

**Abbreviations**

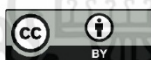
AATB	alternate axis twisted baffle
AC	alternating current
ASME	American society for mechanical engineering
ANSI	American National Standard Institute
AR	aspect ratio
BR	blockage ratio
HSI	hue-saturation-intensity color system
MT-VG	multiple twisted tape vortex generator
PHE	plate heat exchanger
PLA	polylactic acid
PR	pitch spacing ratio
RGB	red-green-blue color system
RTD	resistance temperature detector
TB	transverse baffle
TEF	thermal enhancement factor
TLC	thermochromic liquid crystal
UHT	ultra-heat treatment

**References**

1. Wijayanta, A.T.; Aziz, M.; Kariya, K.; Miyara, A. Numerical study of heat transfer enhancement of internal flow using double-sided delta-winglet tape insert. *Energies* **2018**, *11*, 3170. [[CrossRef](#)]
2. Sriharsha, V.; Prabhu, S.V.; Vedula, R.P. Influence of rib height on local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs. *Appl. Therm. Eng.* **2009**, *29*, 2444–2459. [[CrossRef](#)]
3. Liu, S.; Sakr, M. A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2013**, *19*, 64–81. [[CrossRef](#)]
4. Kumar, A.; Kim, M.-H. Thermal hydraulic performance in a solar air heater channel with multi V-type perforated baffles. *Energies* **2016**, *9*, 564. [[CrossRef](#)]
5. Akpabio, E.; Oboh, I.; Aluyor, E.O. The effect of baffles in shell and tube heat exchangers. *Adv. Mater. Res.* **2009**, *62–64*, 694–699. [[CrossRef](#)]
6. Rawat, D.S.; Jaurker, A.R. Enhancement of heat transfer using artificial roughness in solar air heater. *Int. J. Eng. Sci. Invent.* **2014**, *3*, 50–63.

7. Kumar, C.N.; Murugesan, P. Review on twisted tapes heat transfer enhancement. *Int. J. Sci. Eng. Res.* **2012**, *3*, 1–9.
8. Kukulka, D.J.; Smith, R. Enhancement heat transfer surface development for exterior tube surfaces. *Chem. Eng. Trans.* **2013**, *32*, 511–516.
9. Fryer, P.J.; Robbins, P.T.; Green, C.; Schreier, P.J.R.; Pritchard, A.M.; Hasting, A.P.M.; Royston, D.G.; Richardson, J.F. A statistical model for fouling of a plate heat exchanger by whey protein solution at UHT conditions. *Inst. Chem. Eng.* **1996**, *71*, 189–199. [[CrossRef](#)]
10. Zhang, J.; Zhu, X.; Mondejar, M.E.; Haglind, F. A review of heat transfer enhancement techniques in plate heat exchangers. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2019**, *101*, 305–328. [[CrossRef](#)]
11. Promvong, P.; Changcharoen, W.; Kwankaomeng, S.; Thianpong, C. Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2011**, *38*, 1392–1399. [[CrossRef](#)]
12. Boonloi, A.; Jedsadaratanachai, W. Fluid dynamics and transport phenomena turbulent forced convection in a heat exchanger square channel with wavy-ribs vortex generator. *Chin. J. Chem. Eng.* **2015**, *23*, 1256–1265. [[CrossRef](#)]
13. Prasad, B.N.; Saini, J.S. Effect of artificial roughness on heat transfer and friction factor in a solar air heater. *Sol. Energy* **1988**, *41*, 555–560.
14. Aharwal, K.R.; Gandhi, B.K.; Saini, J.S. Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater. *Renew. Energy* **2008**, *33*, 585–596. [[CrossRef](#)]
15. Momin, A.M.E.; Saini, J.S.; Solanki, S.C. Heat transfer and friction in solar air heater duct with V-shaped rib roughness on absorber plate. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2002**, *45*, 3383–3396. [[CrossRef](#)]
16. Eiamsa-ard, S. Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2010**, *31*, 644–651. [[CrossRef](#)]
17. Kumar, A.; Layek, A. Thermo-hydraulic performance of solar air heater having twisted rib over absorber plate. *Int. J. Therm. Sci.* **2018**, *133*, 181–195. [[CrossRef](#)]
18. Stasiek, J.; Stasiek, A.; Jewartowski, M.; Collins, M.W. Liquid crystal thermography and true-colour digital image processing. *Opt. Laser Technol.* **2006**, *38*, 243–256. [[CrossRef](#)]
19. Soodkaew, P.; Skullong, S.; Promvong, P.; Pairok, W. Heat transfer enhancement in a solar air heater channel with discrete V-baffles. *Adv. Mater. Res.* **2014**, *931–932*, 1193–1197. [[CrossRef](#)]
20. Mehta, B.; Khandekar, S. Measurement of local heat transfer coefficient during gas-liquid Taylor bubble train flow by infra-red thermography. *Int. J. Heat Fluid Flow* **2014**, *45*, 41–52. [[CrossRef](#)]
21. Baughn, J.W. Liquid crystal methods for studying turbulent heat transfer. *Int. J. Heat Fluid Flow* **1995**, *16*, 365–375. [[CrossRef](#)]
22. Grassi, W.; Testi, D.; Vista, D.D.; Torelli, G. Calibration of a sheet of thermosensitive liquid crystals viewed non-orthogonally. *Measurement* **2007**, *40*, 898–903. [[CrossRef](#)]
23. Yan, W.M.; Liu, H.C.; Soong, C.Y.; Yang, W.-J. Experiment study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2005**, *48*, 2420–2428. [[CrossRef](#)]
24. Abdullah, N.A.; Talib, R.A.; Jaafer, A.A.; Salleh, M.A.M.; Chong, W.T. The basics and issues of thermo-chromic liquid crystal calibrations. *Exp. Therm. Fluid Sci.* **2010**, *34*, 1089–1121. [[CrossRef](#)]
25. Ower, E.; Pankhurst, R.C. *Measurement of Air Flow*, 5th ed.; Pergamon Press: Oxford, UK, 1977; (In SI units ed.).
26. Agrawal, S.; Bhagoria, J.L.; Malviya, R.K. A detailed review on artificial roughness geometries for optimizing thermo-hydraulic performance of solar air heater. *J. Mod. Eng. Res.* **2014**, *4*, 106–122.
27. Sharma, Y.; Rajotiya, A.; Kumar, R.; Pranam, A. A review of the effect of baffles geometry on heat transfer enhancement techniques. *Int. J. Innov. Res. Sci. Technol.* **2015**, *2*, 47–50.
28. Promvong, P. Heat transfer and pressure drop in a channel with multiple 60° V-baffles. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2010**, *37*, 835–840. [[CrossRef](#)]
29. *An American National Standard, Measurement of Fluid Flow in Pipes Using Orifice, Nozzle and Venturi*; ASME MFC-3M-2004; United Engineering Center: New York, NY, USA, 2004; pp. 1–56.
30. Abernethy, R.B.; Benedict, R.P.; Dowdell, R.B. ASME Measurement Uncertainty. *J. Fluid. Eng.* **1985**, *107*, 161–164. [[CrossRef](#)]

31. Alam, T.; Saini, R.P.; Saini, J.S. Experiment investigation on heat transfer enhancement due to V-shaped perforated blocks in a rectangular duct of solar air heater. *Energy Convers. Manag.* **2014**, *81*, 374–383. [[CrossRef](#)]
32. Duffie, J.A.; Beckman, J.A. *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd ed.; Wiley Inter Science Publications: New York, NY, USA, 1980.
33. Bhuiya, M.M.K.; Chowdhury, M.S.U.; Shahabuddin, M.; Saha, M.; Memon, L.A. Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with triple twisted tape inserts. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2013**, *48*, 124–132. [[CrossRef](#)]
34. Eiamsa-ard, S.; Promvong, P. Enhancement of heat transfer in a circular wavy-surfaced tube with a helical-tape insert. *Int. Energy J.* **2007**, *8*, 29–36.
35. Lee, D.H.; Rhee, D.-H.; Kim, K.M.; Cho, H.H.; Moon, H.K. Detailed measurement of heat/mass transfer with continuous and multiple V-shaped ribs in rectangular channel. *Energy* **2009**, *34*, 1770–1778. [[CrossRef](#)]
36. Promvong, P.; Thianpong, C. Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2006**, *35*, 1327–1334. [[CrossRef](#)]
37. Albaldawi, R.A.H.; Shyaa, A.K.; Al-Ameer, S.A. Experimental investigation for enhancement heat transfer in a channel with angle-ribbed tape at various attack angle. *J. Eng. Sustain. Dev.* **2017**, *21*, 163–179.
38. Karwa, R.; Solanki, S.C.; Saini, J.S. Thermo-hydraulic performance of solar air heaters having integral chamfered rib roughness on absorber plates. *Energy* **2001**, *26*, 161–176. [[CrossRef](#)]
39. Promvong, P.; Khanoknaiyakarn, C.; Kwankaomeng, S.; Thianpong, C. Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* **2011**, *38*, 749–756. [[CrossRef](#)]
40. Singh, S.; Chander, S.; Saini, J.S. Heat transfer and friction factor of discrete V-down rib roughened solar air heater ducts. *J. Renew. Sustain. Energy* **2011**, *3*, 013108. [[CrossRef](#)]
41. Sriromreun, P.; Sriromreun, P. Numerical study on heat transfer enhancement in a rectangular duct with V-shaped ribs. *Chem. Eng. Trans.* **2018**, *70*, 1285–1290.



© 2019 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายอาณัติ พิลลา  
วัน เดือน ปีเกิด 30 มีนาคม 2526  
ที่อยู่ 39 หมู่ 3 ตำบลคลองแม่ลาย อำเภอเมือง จังหวัดกำแพงเพชร  
62000 เบอร์โทร 097-245-5666

### ประวัติการศึกษา

ปี พ.ศ. 2548 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ1)  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร  
ปี พ.ศ. 2553 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

### ความชำนาญเฉพาะด้าน

1. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
2. เทคโนโลยีการอบแห้งผลิตภัณฑ์ทางการเกษตร
3. เครื่องจักรซีเอ็นซี

### ประสบการณ์การทำงาน

ปี พ.ศ. 2544-2546 ตำแหน่ง ช่างซ่อมบำรุงรักษารถยนต์  
ห้างหุ้นส่วนจำกัด เชียงแสงลำปาง  
ปี พ.ศ. 2547-2549 ตำแหน่ง ผู้ช่วยอาจารย์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร  
ปี พ.ศ. 2549-2562 ตำแหน่ง อาจารย์ประจำ  
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร

### ตำแหน่ง ใบอนุญาต และรางวัลเกียรติคุณ

ปี พ.ศ.2549 ได้รับใบอนุญาตประกอบวิชาชีพวิศวกรรมควบคุม  
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ระดับภาคีวิศวกร  
ปี พ.ศ.2557 ให้ดำรงตำแหน่งทางวิชาการ จากสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา  
ตำแหน่งผู้ช่วยศาสตราจารย์ สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
ปี พ.ศ.2561 ได้รับใบอนุญาตขึ้นทะเบียนเป็นผู้ตรวจสอบอาคาร  
ปี พ.ศ.2561 ได้รับใบอนุญาตขึ้นทะเบียนผู้ตรวจรับรองแบบอาคารอนุรักษ์พลังงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ผลงานวิจัย

## บทความวิชาการที่ตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับนานาชาติ

1. Madhiyanon, T.; Phila, A.; Soponronnarit, S. “Models of fluidized bed drying for thin layer chopped coconut.” **App. Therm. Eng.** 2009, 29, 2849-2854.

## บทความวิชาการฉบับสมบูรณ์ที่ตีพิมพ์ในรายงานสืบเนื่องจากการประชุมวิชาการระดับชาติ

1. Phila, A.; Soponronnarit, S.; Madhiyanon, T. “Thin-Layer Drying of Desiccated Coconut.” **The 21<sup>st</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 17-19 October 2007, Chonburi, Thailand.
2. Phila, A.; Madhiyanon, T.; Soponronnarit, S. “Modeling of Chopped Coconut Thin-Layer Drying Process.” **The 22<sup>nd</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 15-17 October 2008, Bangkok, Thailand.
3. Madhiyanon, T.; Phila, A.; Soponronnarit, S. “Drying Kinetics of Chopped Coconut Wried with Circulating Fluidized Bed Technique.” **The 22<sup>nd</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 15-17 October 2008, Bangkok, Thailand.
4. Phila, A.; Boonprasit, P. “Experimental Study of Flow Behavior of Particle in Screw Conveyor Dryer.” **The 23<sup>rd</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 4-7 November 2009, Chiangmai, Thailand.
5. Phila, A.; Boonprasit, P. “Effect of Air Velocity on Flow Characteristic of Particles in a Screw-Conveyor Dryer.” **The 24<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 20-22 October 2010, Ubon Ratchathani, Thailand.
6. Boonprasit, P.; Phila, A. “Effect of Drying Air Temperatures on Copra Meal Drying by Screw-conveyor Dryer.” **The 24<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 20-22 October 2010, Ubon Ratchathani, Thailand.
7. Phila, A.; Madhiyanon, T.; Soponronnarit, S. “A Mathematical Model for Batch Drying of Chopped Coconut Using Fluidized bed Dryer.” **The 25<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 19-21 October 2011, Krabi, Thailand.
8. Kaewkaokiet, Y.; Boonprasit, P.; Phila, A.; “Influences of Drying Air Temperature on Reduction of Moisture Content of Copra Meal Dried with the Two-series Screw Conveyor Dryer.” **The 25<sup>th</sup> Conference of Mechanical Engineering Network of Thailand.** 19-21 October 2011, Krabi, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. Phila, A.; Punbusayakul, N.; Boonsiri, K.; Jarosrojkul, S.; Charoensuk, J. "A Study on the Sealing Performance of Silver Material for Solid Oxide Fuel Cell." **The 7<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand.** 3-5 June 2011, Phuket, Thailand.
10. Ratchanthong, W.; Eiamsa-ard, S.; Phila, A. "Heat Transfer in Turbulent 90° Baffle Channel Flows." **The 9<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand.** 8-10 June 2013, Nakhon nayok, Thailand.
11. Boonsiri, K.; Boonprasit, P.; Phila, A. "Drying Kinetics of Copra Meal Dried with Screw Conveyor Technique." **The 9<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand.** 8-10 June 2013, Nakhon nayok, Thailand.
12. Phila, A. "The Effect of Floating Baffle on Turbulent Channel Flow Heat Transfer in a Channel Tube." **The 12<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand.** 8-10 July 2016, Phitsanulok, Thailand.
13. Phila, A. "Influences of Drying Air Temperature on Reduction of Moisture Content of Coconut Meal Dried within Screw Conveyor Dryer." **The 14<sup>th</sup> Conference on Energy Network of Thailand.** 13-15 July 2018, Rayong, Thailand.
14. Changcharoen, W.; Phila, A. "Effect of Double Baffles on Laminar Heat Transfer in Confined Impinging Slot Jet." **16<sup>th</sup> Conference on Heat and Mass Transfer Equipment and Process.** 23-24 February 2017, Chiangmai, Thailand.
15. Pethkool, S.; Wittanuch, S.; Changcharoen, W.; Phila, A. "Effects of the Distance between Floating Baffles that Impacts Heat Transfer and Pressure Drop within Parallel Channels." **16<sup>th</sup> Conference on Heat and Mass Transfer Equipment and Process.** 23-24 February 2017, Chiangmai, Thailand.
16. Phila, A.; Pansri, V.; Changcharoen, W.; Pethkool, S. "Impacts of Attach Angles of Baffles on Heat Transfer and Pressure Drop within Rectangular Channels." **16<sup>th</sup> Conference on Heat and Mass Transfer Equipment and Process.** 23-24 February 2017, Chiangmai, Thailand.
17. Phila, A.; Sungworagarn, S.; Mongphet, W.; Chusuwan, P.; Kaisiri, K.; Sathitruangsak, P. "The Study and Development of Hot Air Oven towards the Reduction of Moisture Content in Pineapples." **18<sup>th</sup> Conference on Heat and Mass Transfer Equipment and Process.** 20-21 March 2019, Krabi, Thailand.

18. Eiamsa-ard, S.; Siriwattanabul, S.; Riwijit, J.; Phlaisap, S.; Sathitruangsak, P.; Phila, A.; Chuwattanakul, V. "Effect of Stepped Air Flow Rate on Moisture Content of Coconut Meals in a Screw Conveyor Dryer." **18<sup>th</sup> Conference on Heat and Mass Transfer Equipment and Process.** 20-21 March 2019, Krabi, Thailand.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้