



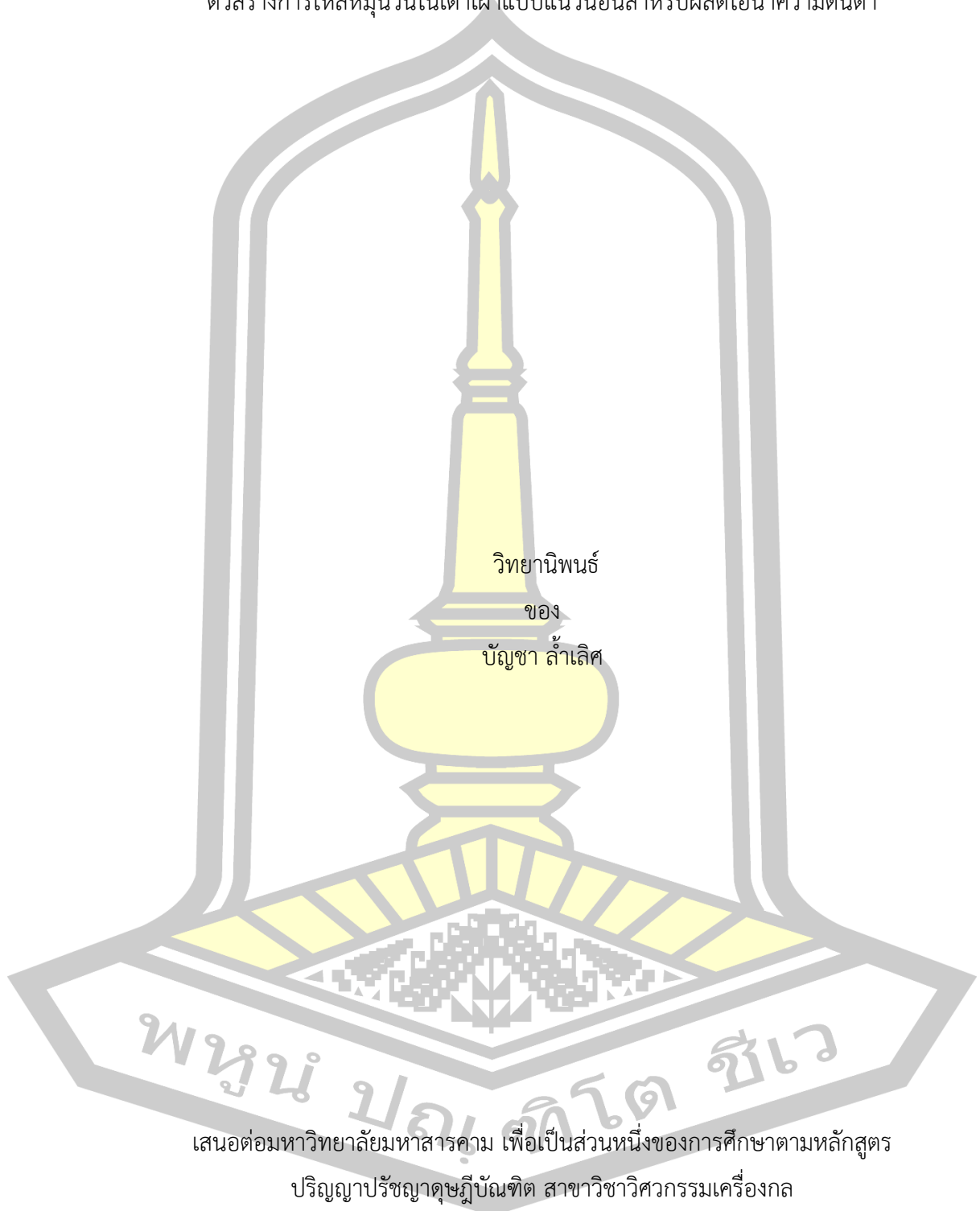
การวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้ง
ตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ

วิทยานิพนธ์
ของ
บัญชา ล้ำเลิศ

เสนอต่อมหาวิทยาลัยมหาสารคาม เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มิถุนายน 2566

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

การวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้ง
ตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ



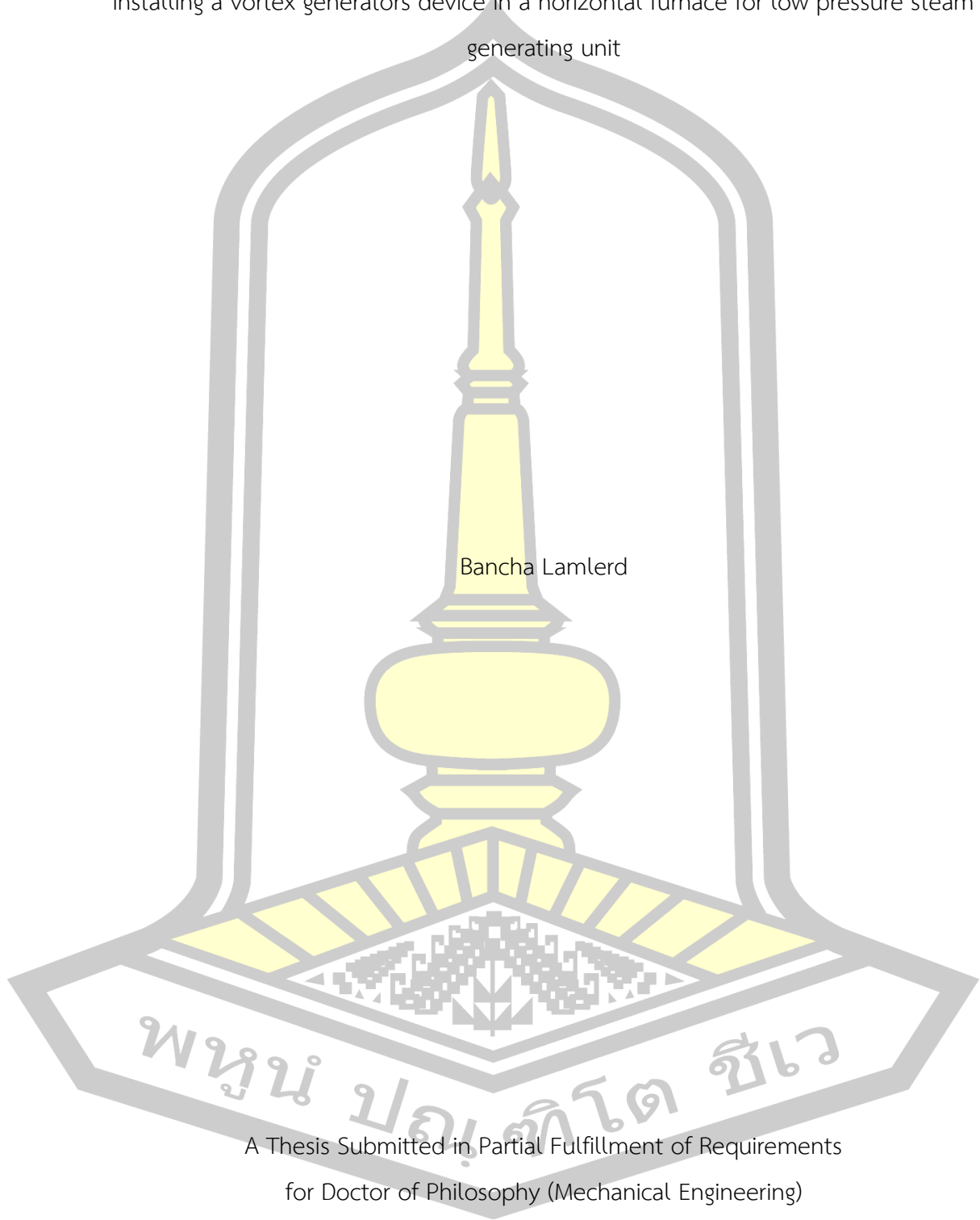
เสนอต่อมหาวิทยาลัยมหาสารคาม เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มิถุนายน 2566

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

Analysis of heat transfer performance and effectiveness of heat exchanger with
installing a vortex generators device in a horizontal furnace for low pressure steam
generating unit

Bancha Lamlerd



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of Requirements
for Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering)

June 2023

Copyright of Mahasarakham University



คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ได้พิจารณาวิทยานิพนธ์ของนายบัญชา ล้ำเลิศ แล้ว
เห็นสมควรรับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกล ของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(รศ. ดร. สกฤตลา วรรณปะเข)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(รศ. ดร. บพิธ บุปผโชติ)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(ผศ. ดร. อธิวัฒน์ ขมภูคำ)

.....กรรมการ

(ผศ. ดร. อรุมา ลาสนนท์)

.....กรรมการ

(ผศ. ดร. ธวัชชัย คุณะโคตร)

.....กรรมการ

(รศ. ดร. เกียรติศักดิ์ ศรีประทีป)

มหาวิทยาลัยขอนแก่นให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญา ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

.....
(รศ. ดร. เกียรติศักดิ์ ศรีประทีป)

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

.....
(รศ. ดร. กริสน์ ชัยมูล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

ชื่อเรื่อง	การวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ		
ผู้วิจัย	บัญชา ลำเลิศ		
อาจารย์ที่ปรึกษา	รองศาสตราจารย์ ดร. บพิธ บุปผโชติ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชีรพัฒน์ ชมภูคำ		
ปริญญา	ปรัชญาดุษฎีบัณฑิต	สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัย	มหาวิทยาลัยมหาสารคาม	ปีที่พิมพ์	2566

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ศึกษาการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน โดยการถ่ายเทความร้อนนี้ได้รับการปรับปรุงด้วยการสร้างความปั่นป่วนในการไหลของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยเทคนิคต่างๆ การศึกษานี้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำโดยติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนที่มีมุมเอียง 45° และอัตราส่วนการขวางการไหล (BR) ที่ 0.20 มม. โดยศึกษาที่อัตราส่วนความยาว (LR) = 25%, 50%, 75% และ 100%, อัตราส่วนพิตช์ (PR) = 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 และที่อัตราการไหลของน้ำ = 12, 24 และ 36 ลิตร/ชม. โดยแหล่งความร้อนใช้น้ำมันหล่อลื่นเหลือทิ้งเป็นเชื้อเพลิงเพื่อผลิตไอน้ำ ผลการวิจัยพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนให้อัตราการผลิตไอน้ำสูงกว่าท่อผิวเรียบเท่ากับ 6.88-10.35%, ค่าคุณภาพไอระเหย (x) เท่ากับ 0.21-0.92, ค่าการถ่ายโอนความร้อนเพิ่มขึ้น 1.27-1.55 เท่า และประสิทธิภาพเชิงความร้อนเท่ากับ 0.46-0.68 ซึ่งผลที่ได้จะขึ้นอยู่กับ PR, LR และ FR นอกจากนี้พบว่าอัตราส่วนตัวสร้างการไหลแบบแผ่นวงแหวนที่เหมาะสมคือ LR=50% ในขณะที่ 75% และ 100% ไม่แตกต่างกันอย่างมีนัยสำคัญ ซึ่งการสอดใส่ตัวสร้างการไหลแผ่นวงแหวนเปลี่ยนพฤติกรรมการไหลเป็นการไหลแบบปั่นป่วนโดยจะเพิ่มพื้นที่ผิว ทำให้เกิดการหยุดชะงักของชั้นขอบเขต ซึ่งนำไปสู่การแลกเปลี่ยนความร้อนที่พื้นผิวที่มากขึ้น

จากผลการทดลองนำมาสร้างสมการสหสัมพันธ์เพื่อใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1, 2, 3 และ 4 อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ LR=25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์ และอัตราการไหลของน้ำ FR=12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ได้โดยมีช่วงค่าเบี่ยงเบน

มาตรฐานเท่ากับ ± 20 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งจะนำเสนอในรูปของค่าตัวเลขนัยสิทธิ์ ได้ดังนี้

สมการ Nu Correlation

$$Nu = 0.7691 Re^{1.231} Pr^{0.4} LR^{0.0754} PR^{-0.1982}$$

จึงสรุปได้ว่าสมการสหสัมพันธ์ที่ได้จากการทำงานวิจัยในครั้งนี้ สามารถนำไปใช้ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนได้ เป็นต้น

คำสำคัญ : เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, อัตราการผลิตไอน้ำ, ค่าคุณภาพไอ, ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบวงแหวน, มุมแผ่นกัน



TITLE	Analysis of heat transfer performance and effectiveness of heat exchanger with installing a vortex generators device in a horizontal furnace for low pressure steam generating unit		
AUTHOR	Bancha Lamlerd		
ADVISORS	Associate Professor Bopit Bubphachot , Ph.D. Assistant Professor Teerapat Chompookham , Ph.D.		
DEGREE	Doctor of Philosophy	MAJOR	Mechanical Engineering
UNIVERSITY	Maharakham University	YEAR	2023

ABSTRACT

This research studies, analysis of heat transfer performance and effectiveness of heat exchanger with installing a circular-ring tabulators. Heat transfer has been improved by creating turbulence in the fluid flow of heat exchangers through introducing various techniques. The present study investigated the heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring tabulators with an inclination angle of 45° and a blocked ratio (BR) of 0.20 mm. The length ratios (LR) of 25%, 50%, 75% and 100%, pitch ratios (PR) of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 and water flow rates of 12, 24 and 36 l/hr were studied. The heat source used waste lubricating oil as fuel to produce steam. The results showed that the heat exchanger with circular-ring inserts provided a higher steam rate than that of a smooth tube by 6.88-10.35%, vapor quality (x) by 0.21-0.92, heat transfer by 1.27-1.55 times and the thermal efficiency by 0.46-0.68 depending on the PR, LR and FR. The optimum insert ratio was LR=50%, while 75% and 100% were not significantly different. The circular-ring inserts changed the flow behavior to turbulent flow. This increased the surface area, causing boundary layer interruptions leading to more heat exchange on the tube surface.

From the experimental results, correlation equations were used to predict the heat transfer characteristics of the heat pipes of the heat exchanger using

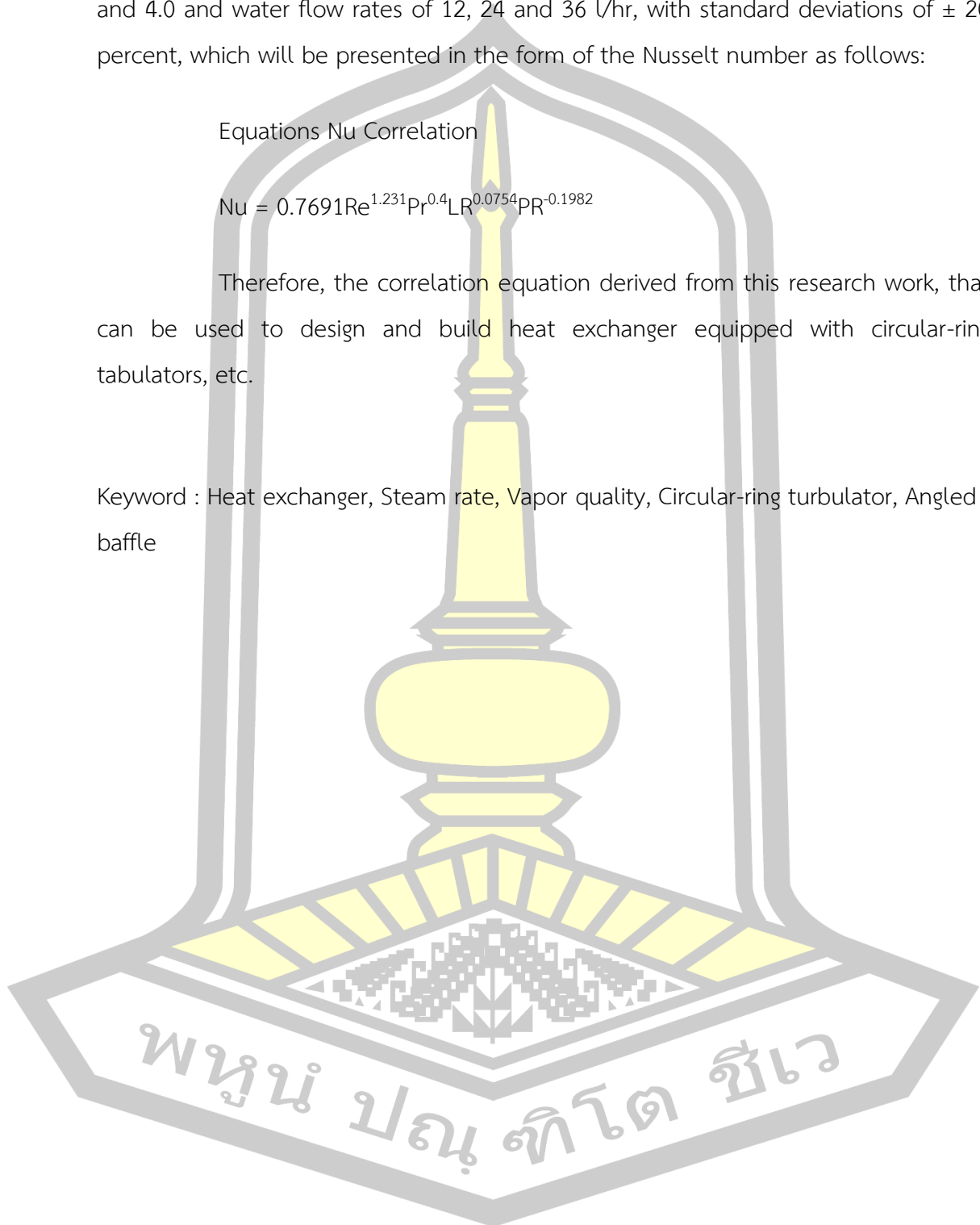
the length ratios (LR) of 25%, 50%, 75% and 100%, pitch ratios (PR) of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 and water flow rates of 12, 24 and 36 l/hr, with standard deviations of ± 20 percent, which will be presented in the form of the Nusselt number as follows:

Equations Nu Correlation

$$Nu = 0.7691Re^{1.231}Pr^{0.4}LR^{0.0754}PR^{-0.1982}$$

Therefore, the correlation equation derived from this research work, that can be used to design and build heat exchanger equipped with circular-ring tabulators, etc.

Keyword : Heat exchanger, Steam rate, Vapor quality, Circular-ring turbulator, Angled baffle



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยความกรุณาและความช่วยเหลือเป็นอย่างดีจาก รองศาสตราจารย์ ดร.บพิตร บุปผาโชติ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีรพัฒน์ ชมภูคำ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม รองศาสตราจารย์ ดร.เกียรติศักดิ์ ศรีประทีป ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธวัชชัย คุณะโคตร ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อรอุมา ลาสุนนท์ กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ และรองศาสตราจารย์ ดร.สกุลดล วรณปะเข ผู้ทรงคุณวุฒิ ที่กรุณาให้คำแนะนำ ทั้งการออกแบบการทดลอง การเขียนวิทยานิพนธ์ ตลอดจนให้คำชี้แนะและแก้ไขปัญหา จุดบกพร่องต่าง ๆ ทางผู้จัดทำขอขอบพระคุณ เป็นอย่างสูงมา ณ โอกาสนี้

ขอขอบพระคุณ ทูสนับสนุนการศึกษาจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสานให้ข้าราชการพลเรือนในสถาบันอุดมศึกษาและพนักงานในสถาบันอุดมศึกษาไปศึกษาต่อภายในประเทศ ประจำปีการศึกษา 2562

ขอขอบคุณ นิสิตปริญญาเอก และนิสิตปริญญาโท หน่วยวิจัยต่อความร้อนและออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม รวมไปถึงเจ้าหน้าที่คณะวิศวกรรมศาสตร์ทุกท่าน

ขอขอบพระคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สัญญาพันธ์ ทองแดง และอาจารย์ ดร.อมร ดอนเมือง ที่ให้ความช่วยเหลือ คำปรึกษาในเรื่องวิชาการและคำแนะนำที่ดี การเขียนวิทยานิพนธ์ การเขียนบทความวิจัย รวมทั้งสาขาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนคร ที่ให้ความอนุเคราะห์ในการยืมเครื่องมือ-อุปกรณ์ต่าง ๆ และให้ความช่วยเหลือแก้ไขปัญหาดัง ๆ จนทำให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดี

ขอกราบขอบพระคุณบิดา-มารดา พี่สาว พี่ชาย น้องสาว ภรรยาและครอบครัว ที่คอยผลักดันให้การสนับสนุนเป็นกำลังใจที่สำคัญ และมอบโอกาสทางการศึกษา หากเนื้อหาหรือข้อมูลต่าง ๆ ในวิทยานิพนธ์นี้ เป็นประโยชน์แก่ผู้ที่สนใจศึกษาและผู้ทำวิจัยท่านอื่น ๆ ผู้วิจัยขอยกคุณงามความดีทั้งหลายนี้ให้แก่บุคคลทุกท่านที่กล่าวมา ท้ายที่สุดนี้หากมีข้อผิดพลาดหรือสิ่งที่ขาดตกบกพร่องประการใดผู้จัดทำขอภัยในความผิดพลาดนั้น และหวังว่าวิทยานิพนธ์เล่มนี้จะมีประโยชน์สำหรับท่านที่สนใจต่อไป

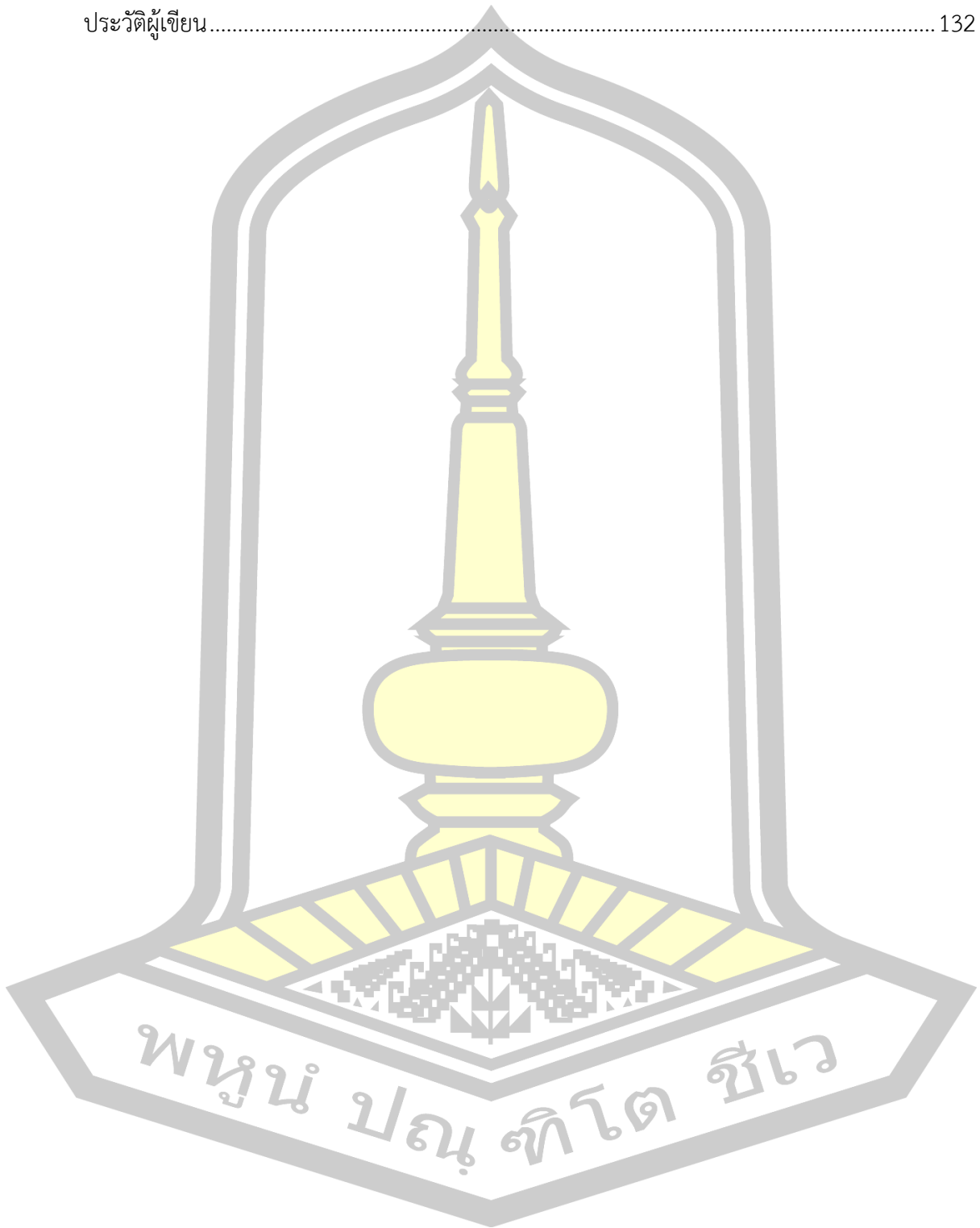
บัญชา ลำเลิศ

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ฉ
กิตติกรรมประกาศ.....	ช
สารบัญ.....	ฌ
สารบัญตาราง.....	ฎ
สารบัญภาพประกอบ.....	ฐ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย	2
1.4 ความสำคัญของการวิจัย.....	3
1.5 สถานที่ดำเนินการวิจัย	3
บทที่ 2 ปรีทัศน์เอกสารข้อมูล	4
2.1 พื้นฐานการพาความร้อน.....	4
2.2 การพาความร้อนสำหรับการไหลภายใน.....	6
2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers).....	14
2.4 การไหลสองสถานะภายในท่อ (Two-state flow inside a pipe).....	28
2.5 หลักการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Principle of enhanced heat transfer).....	35
2.6 คุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเก่า.....	46
2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	48
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	55

3.1 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง	55
3.2 ชุดทดลอง	56
3.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง	59
3.4 การติดตั้งชุดทดลอง	61
3.5 ขั้นตอนการทดลอง	64
3.6 การวิเคราะห์ผลการทดลอง	65
บทที่ 4 ผลการวิจัยและอภิปราย	70
4.1 ผลของอัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวนที่มีผลต่ออัตราการผลิตไอน้ำ	70
4.2 ผลของอัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวนที่มีต่อค่าคุณภาพไอ (quality, x)	73
4.3 ผลของอัตราการถ่ายโอนความร้อน	74
4.4 ผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน	75
4.5 ผลของค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดคล้องแผ่นวงแหวน	76
4.6 ผลของสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขสเกลต์	77
บทที่ 5 สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ	80
5.1 ความมุ่งหมายที่จะได้จากงานวิจัย	80
5.2 สรุปผลและอภิปรายผล	80
5.3 ข้อเสนอแนะ	81
บรรณานุกรม	82
ภาคผนวก	86
ภาคผนวก ก อักษรย่อและสัญลักษณ์	87
ภาคผนวก ข ตัวอย่างการคำนวณ	89
ภาคผนวก ค ตารางผลการทดลอง	93
ภาคผนวก ง ตารางแสดงคุณสมบัติของน้ำ	116
ภาคผนวก จ การออกแบบชุดการทดลอง HECT	119

ภาคผนวก ฉ ผลงานตีพิมพ์บทความวิจัย	122
ประวัติผู้เขียน.....	132



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	6
ตารางที่ 2 ค่าคงที่ของ C_1 และ m ของการไหลของก๊าซร้อนผ่านกลุ่มท่อ.....	24
ตารางที่ 3 ตัวประกอบแก้ค่า C_2	24
ตารางที่ 4 การประยุกต์ใช้การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อน วิธีแบบโดยอ้อม.....	41
ตารางที่ 5 ปริมาณการใช้น้ำมันหล่อลื่นและการเกิดน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว	46
ตารางที่ 6 ผลการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว.....	47

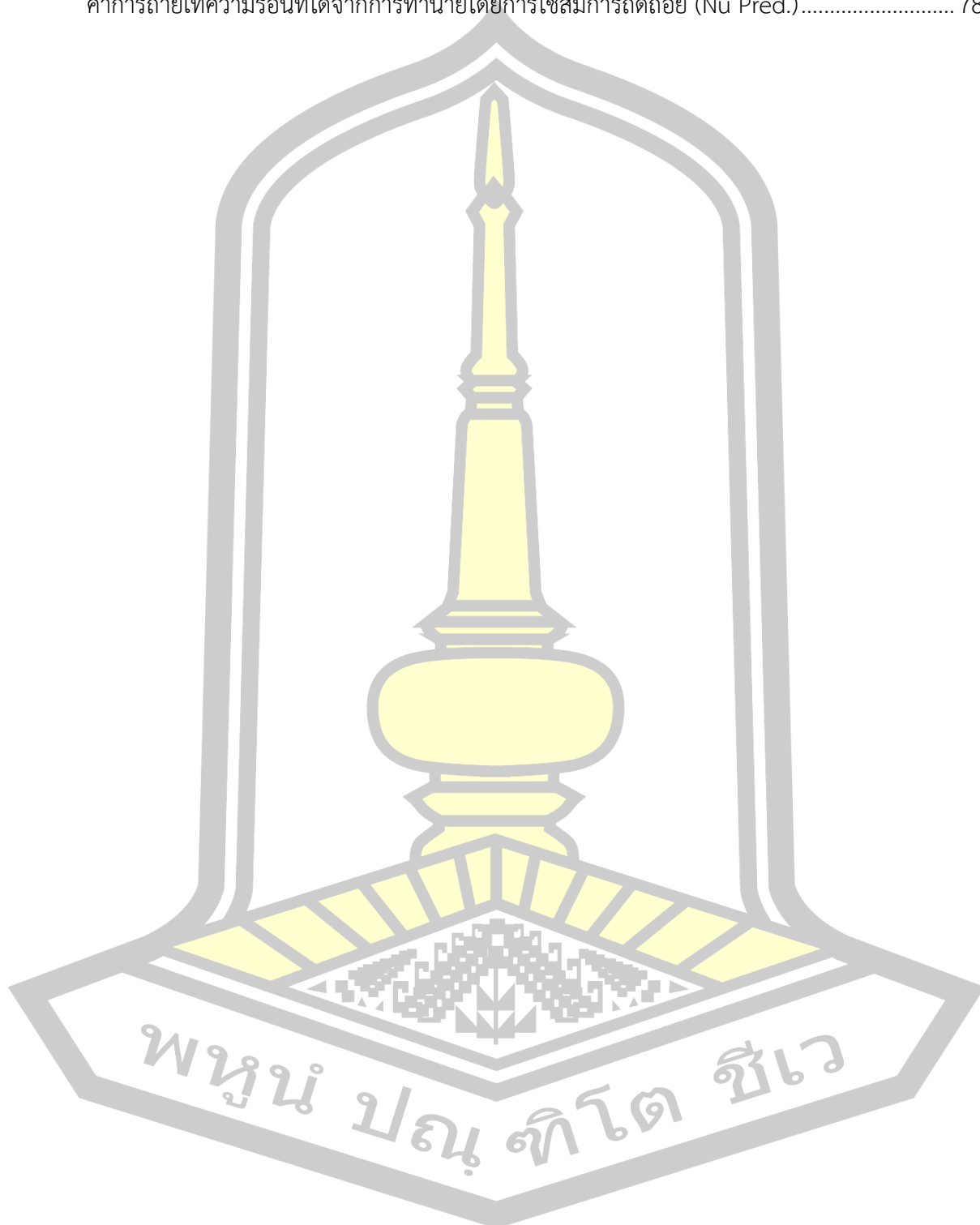


สารบัญภาพประกอบ

	หน้า
ภาพประกอบ 1 การถ่ายโอนความร้อนจากพื้นผิวร้อนด้วยกระบวนการพา	5
ภาพประกอบ 2 การพาความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระ	5
ภาพประกอบ 3 โพรไฟล์ความเร็วของการไหล (ก) แบบราบเรียบ (ข) แบบปั่นป่วน	7
ภาพประกอบ 4 ความเร็วเฉลี่ยจากรูปร่างของความเร็ว	8
ภาพประกอบ 5 รูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลจริงและการไหลเชิงอุดมคติ	9
ภาพประกอบ 6 สมดุลพลังงานของการไหลภายในท่อ	10
ภาพประกอบ 7 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความยาวท่อภายใต้เงื่อนไขหลักความร้อนที่ผิวคงที่	11
ภาพประกอบ 8 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความยาวท่อภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวคงที่ ...	11
ภาพประกอบ 9 ไหลในทิศทางเดียวกันกับไหลสวนทาง	15
ภาพประกอบ 10 การกำหนดค่าการไหลที่แตกต่างกันในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	16
ภาพประกอบ 11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	16
ภาพประกอบ 12 การจัดเรียงการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ	17
ภาพประกอบ 13 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	20
ภาพประกอบ 14 การไหลผ่านกลุ่มมัดท่อ	21
ภาพประกอบ 15 กลุ่มมัดท่อแบบ (ก) วางในแนวเดียวกัน (ข) วางในแนวสลับฟันปลา	22
ภาพประกอบ 16 ค่า f และ X สำหรับท่อที่วางในแนวเดียวกัน	26
ภาพประกอบ 17 ค่า f และ X สำหรับท่อที่วางในแนวสลับฟันปลา	26
ภาพประกอบ 18 รูปแบบการไหลแบบต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในท่อตรงที่วางในแนวนอน	29
ภาพประกอบ 19 ทิศทางการไหลก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อแนวตั้ง	31
ภาพประกอบ 20 รูปแบบการไหลก๊าซ - ของเหลว ภายในท่อแนวตั้ง	31

ภาพประกอบ 21 พฤติกรรมของของเหลวที่ไหลผ่านท่อโค้งหรือท่อขด.....	33
ภาพประกอบ 22 รูปแบบของการไหลสารสองสถานะที่เกิดขึ้นได้ในท่อโค้งหรือท่อขด	34
ภาพประกอบ 23 การทำให้ผิวท่อเกิดเป็นเกลียว พื้นผิวขรุขระ หรือร่อง	37
ภาพประกอบ 24 การทำครีบท่ผิวท่อที่ผิวด้านในและผิวด้านนอกท่อ	37
ภาพประกอบ 25 ท่อที่มีการสอดใส่อุปกรณ์ภายในท่อเพื่อทำให้เกิดการรบกวนการไหล	38
ภาพประกอบ 26 หัวเผา	56
ภาพประกอบ 27 ถังบรรจุน้ำมันเก่า.....	56
ภาพประกอบ 28 ห้องเผาไหม้ดัดแปลงจากถังขนาด 48 ลิตร.....	57
ภาพประกอบ 29 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อน	57
ภาพประกอบ 30 ลักษณะตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผนวงแหวน.....	58
ภาพประกอบ 31 แท่นติดตั้งและทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเตาเผาแบบแนวนอน	59
ภาพประกอบ 32 ถาดน้ำมันสำหรับจุดหัวเผา	59
ภาพประกอบ 33 เครื่องบันทึกอุณหภูมิและหัววัด.....	60
ภาพประกอบ 34 เครื่องเป่าลมแรงดันสูง (Blower).....	60
ภาพประกอบ 35 อุปกรณ์เครื่องมือปรับอัตราการไหลเชิงปริมาตร.....	61
ภาพประกอบ 36 ชุดอ่างทำความเย็นสำหรับควบแน่น.....	61
ภาพประกอบ 37 (ก) การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่างๆ (ข) การติดตั้งการทดลองจริง	63
ภาพประกอบ 38 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการผลิตไอน้ำ	71
ภาพประกอบ 39 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการผลิตไอน้ำ	73
ภาพประกอบ 40 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าคุณภาพไอ (x)	74
ภาพประกอบ 41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการถ่ายเทความร้อน.....	75
ภาพประกอบ 42 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิภาพทางความร้อน	76
ภาพประกอบ 43 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิผล.....	77
ภาพประกอบ 44 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซิลท์กับตัวแปรไร้มิติ	78

ภาพประกอบ 45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง (Nu Exper.) กับ
ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทำนายโดยใช้สมการถดถอย (Nu Pred.)..... 78



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกนำมาใช้ในกระบวนการผลิตต่างๆ อย่างแพร่หลายทั้งอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ ขนาดกลาง และขนาดเล็ก ตัวอย่างในการนำมาใช้ได้แก่ กระบวนการนำความร้อนกลับมาใช้ ระบบเครื่องทำความเย็น เครื่องควบแน่น เครื่องกลั่น โรงไฟฟ้า และระบบเตาเผา เป็นต้น[1] หลักการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี จำเป็นต้องคำนึงถึงราคาที่เหมาะสม สมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง โครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน อายุการใช้งานที่ยืนยาว การบำรุงรักษาและใช้งานง่าย และมีความปลอดภัย การพัฒนาด้านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นสิ่งจำเป็นอย่างมากในงานอุตสาหกรรมเพื่อให้ได้อุปกรณ์ที่คุ้มค่างบค่าใช้จ่ายที่เสียไปและพลังงานที่ป้อนเข้ามา[2] โดยวิธีการเพิ่มสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำได้ 2 วิธี คือ วิธีโดยตรง (Active method) เป็นการนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย และวิธีโดยอ้อม (Passive method) เป็นวิธีการที่ไม่ต้องการพลังงานจากภายนอกมาช่วยในการเพิ่มสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนให้ดีขึ้น [3] (อำนาจ บุญลอย และคณะ, 2557) สามารถทำได้หลายวิธี เช่น การทำให้พื้นผิวหยาบ การเติมสารพิเศษเข้าไป การเพิ่มพื้นผิวในการรับและระบายความร้อน การทำให้เกิดการปั่นป่วนและเกิดการหมุนวนของของไหล ข้อดีของการทำให้ของไหลเกิดการหมุนวนและการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ทำได้โดยการติดอุปกรณ์รูปทรงต่างๆ เข้าไปในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน [4],[5],[6] มีหลายงานวิจัยที่ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนด้วยวิธีโดยอ้อม เช่น V. Kongkairatpaiboon et al. (2010) ได้ศึกษาทดลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบหมุนเวียนและความดันตกคร่อมในท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นกั้นแบบแหวน, Suriya Chokphoemphun et al. (2014) ได้ทำการศึกษาดำเนินการสร้างการไหลหมุนวนแบบใบพัดคู่ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน, Witoon Chingtuaythong et al. (2017), Sompol Skullong et al. (2018) ได้ศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการใส่แหวนรูปตัววีและที่มีการใส่เทปปีกโด่ง เป็นต้น ในการประยุกต์ใช้งานอุปกรณ์เพิ่มการไหลวนและเกิดการปั่นป่วนสามารถนำไปใช้ในกระบวนการสร้างอาคารร้อนไปใช้ในกระบวนการอบ การผลิตน้ำร้อน และการผลิตไอน้ำ สำหรับอุตสาหกรรมขนาดเล็กที่มีการผลิตไอน้ำไปใช้ประโยชน์ในปริมาณที่ค่อนข้างมากที่ต้องผลิตไอน้ำแบบต่อเนื่อง สิ้นเปลืองพลังงานที่สูง การใช้เชื้อเพลิงที่มีค่าความร้อนสูง ราคาถูก จึงเป็นสิ่งสำคัญที่ผู้ประกอบการให้ความสำคัญ ดังนั้นน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้วจึงเป็นทางเลือกหนึ่งที่ถูกนำมาใช้ ซึ่งมีการนำน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้วมาประยุกต์ใช้ในกระบวนการต่างๆ ได้แก่ ในเตาเผาซีเมนต์ หรือใช้เป็นเชื้อเพลิงในหม้อต้มน้ำอุตสาหกรรม (Boiler) และใช้เป็นเชื้อเพลิงในการหลอมโลหะบางประเภท เป็น

ต้น นอกจากนี้ยังมีการประยุกต์ใช้น้ำมันที่ใช้แล้ว อาทิเช่น น้ำมัน พืพัฒนาไฟบูลย์ และคณะ, (2556) ได้ประยุกต์ใช้เตาน้ำมันเครื่องเก่าเป็นแหล่งความร้อนในโรงเรือนอบแห้งแผ่นยางพารา, สันหวัจฉาทองแดง และคณะ, (2557) ได้ศึกษาสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดขวางสำหรับกระบวนการอบแห้งน้ำตาลกรวด โดยใช้แหล่งความร้อนจากน้ำมันเครื่องเก่าเป็นเชื้อเพลิง, Arwut Lapidattanakun et al. (2019) ได้ออกแบบเตาปรุงอาหารโดยใช้น้ำมันเก่าเป็นเชื้อเพลิง จากการทบทวนวรรณกรรมที่ผ่านมาข้างต้น การนำน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้วมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในการผลิตไอน้ำโดยใช้การเพิ่มสมรรถนะโดยวิธีอัดสร้างการหมุนวนและการปั่นป่วนให้กับน้ำที่ไหลในท่อ จึงมีความน่าสนใจ

ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนโดยน้ำมันเก่าจะถูกนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในเตาเผาแบบแนวนอนเพื่อเป็นแหล่งความร้อนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ โดยศึกษาปัจจัยต่าง ๆ ของตัวหมุนวนและการปั่นป่วนที่เหมาะสมต่อการใช้งาน

1.2 ความมุ่งหมายของการวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาถึงผลของอัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อทั้งหมด และอัตราการไหลของน้ำ ที่มีผลต่ออัตราถ่ายโอนความร้อน อัตราการผลิตไอน้ำ และประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2.2 เพื่อหาสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ตัวแปรต้น

1. ตัวสร้างการไหลหมุนวน คือ แบบวงแหวน ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน ($PR=P/D$) คือ 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0

2. อัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าสู่ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง

3. อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=L_s/L_t$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์

1.3.2 ตัวแปรตาม

1. ผลของอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้
2. ผลของอุณหภูมิของน้ำและไอน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
3. อัตราการผลิตไอน้ำ

1.3.3 ตัวแปรควบคุม

1. หม้อต้มไอน้ำแนวนอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง คือ 38 เซนติเมตร และความยาว คือ 180 เซนติเมตร
2. เตาเผาที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันหล่อลื่นเก่าจากรถยนต์
3. ปริมาตรถาดบรรจุน้ำมันเชื้อเพลิง คือ 0.45 ลิตร
4. อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อน 0.018 ลิตร/นาที
5. ความเร็วลมที่ 5 เมตร/วินาที
6. มุมเอียงของวงแหวน คือ 45°
7. อัตราส่วนการขวางการไหล ($BR=e/D$) คือ 0.20
8. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 15 องศาเซลเซียส
9. อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นในชุดควบแน่น 2.5 ลิตร/นาที
10. รูปแบบการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบตัดกัน (Cross flow)

1.3.4 การวิเคราะห์ผล

1. คำนวณอัตราการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
2. คำนวณอัตราการผลิตไอน้ำ
3. คำนวณค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
4. สร้างสมการสหสัมพันธ์

1.4 ความสำคัญของการวิจัย

1.4.1 ทราบถึงผลของอัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน และอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อทั้งหมด ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน อัตราการผลิตไอน้ำ และประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4.2 ได้สมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ

1.5 สถานที่ดำเนินการวิจัย

ห้องวิจัยท่อความร้อนและออกแบบเครื่องมือทางความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม

บทที่ 2

ปริทัศน์เอกสารข้อมูล

สำหรับการวิจัยการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ ผู้วิจัยได้ทำการศึกษาทฤษฎีและเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องดังนี้

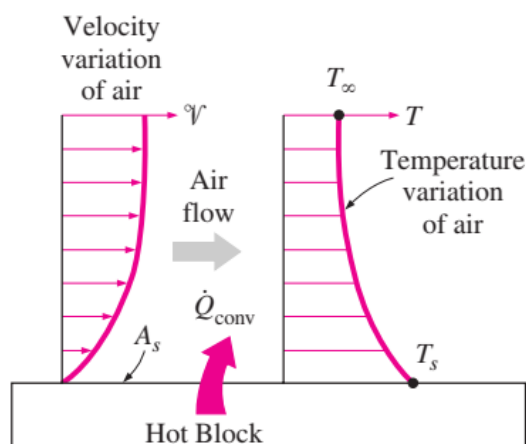
1. พื้นฐานการพาความร้อน
2. การพาความร้อนสำหรับการไหลภายใน
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
4. การไหลสองสถานะภายในท่อ
5. หลักการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน
6. คุณสมบัติฉนวนหล่อลื่นเก่า
7. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 พื้นฐานการพาความร้อน

การพาความร้อนคือรูปแบบหนึ่งของการถ่ายโอนพลังงานที่เกิดขึ้นระหว่างพื้นผิวของของแข็งกับการเคลื่อนที่ผ่านของของไหล (ของเหลวและก๊าซ) ปริมาณความร้อนที่ถ่ายโอนจากการพาจะขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหล หากไม่มีการเคลื่อนที่ของของไหลการถ่ายโอนความร้อนที่เกิดขึ้นจะเป็นเพียงการนำความร้อนเท่านั้น[7]

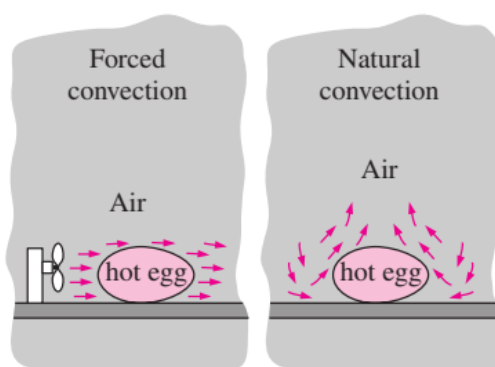
พิจารณาการระบายความร้อนจากพื้นผิวร้อน พบว่ากลไกแรกของการถ่ายโอนความร้อนที่เกิดขึ้นคือการนำความร้อนซึ่งจะขึ้นในชั้นของไหลที่อยู่ติดกับพื้นผิวเนื่องจากของไหลในชั้นดังกล่าวจะหยุดนิ่งหรือมีความเร็วสัมพัทธ์เทียบกับพื้นผิวเป็นศูนย์ อุณหภูมิในชั้นของไหลที่อยู่ติดกับพื้นผิวจะมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิพื้นผิวและมีค่าลดลงเมื่อระยะห่างจากพื้นผิวเพิ่มสูงขึ้น

การพาความร้อนสามารถจำแนกออกเป็น 2 รูปแบบ ได้แก่ การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced convection) และการพาความร้อนแบบอิสระ (Free convection) โดยการพาความร้อนจะเป็นแบบบังคับเมื่อของไหลถูกกระทำด้วยแรงภายนอกเพื่อให้เกิดการเคลื่อนที่ เช่น พัดลม ปั๊มหรือกระแสลม หากการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากแรงลอยตัวเนื่องจากความแตกต่างของความหนาแน่นอันเกิดมาจากสาเหตุความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล การพาความร้อนที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบอิสระหรือเรียกว่าแบบธรรมชาติ[7]



ภาพประกอบ 1 การถ่ายโอนความร้อนจากพื้นผิวร้อนด้วยกระบวนการพา

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)



ภาพประกอบ 2 การพาความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระ

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

แม้กลไกการพาความร้อนจะมีความซับซ้อน แต่อัตราการถ่ายโอนความร้อนโดยการพาสามารถอธิบายได้ด้วยกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_\infty) \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.1)$$

หรือ

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (\text{W}) \quad (2.2)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)

A_s คือ พื้นที่ผิวซึ่งเกิดกระบวนการพาความร้อน (m^2)

T_s คือ อุณหภูมิพื้นผิว (K)

T_∞ คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม (K)

ตารางที่ 1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อน

Type of convection	$h, \text{W/m}^2\text{-K}$
Free convection of gases	2-25
Free convection of liquids	10-1,000
Forced convection of gases	25-250
Forced convection of liquids	50-20,000
Boiling and condensation	2,500-100,000

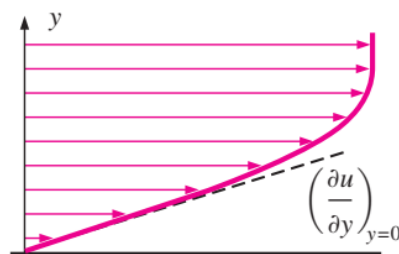
(ที่มา Cengel and Ghajar, 2015, p.26)

2.2 การพาความร้อนสำหรับการไหลภายใน

การพิจารณารูปแบบการไหลสามารถแบ่งแยกได้เป็นหลายลักษณะ เช่น การไหลแบบหนืด และการไหลแบบไม่หนืด หรือ การไหลแบบอัดตัวได้และการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ อย่างไรก็ตาม การพิจารณารูปแบบการไหลในอีกลักษณะหนึ่งซึ่งเป็นที่นิยมนำมาพิจารณากันอย่างมกนั้น คือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)[7]

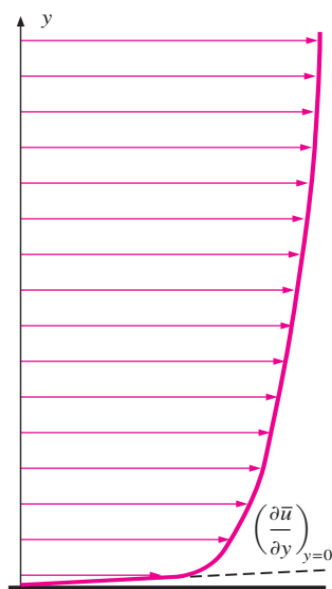
2.2.1 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

นักวิทยาศาสตร์ที่ชื่อ ออสบอร์น เรย์โนลด์ส์ (Osborne Reynolds) ได้ทำการแบ่งแยกลักษณะการไหลทั้งสองโดยการฉีดสีเข้าไปในของไหลซึ่งกำลังไหลอยู่ในท่อแก้ว จากการทดลองพบว่า ที่ความเร็วหรือที่อัตราการไหลของของไหลที่มีค่าน้อยๆ สีที่ฉีดเข้าไป จะมีเส้นสายธารการไหลที่ตรงและเรียบ ช่วงดังกล่าวนี้คือ ช่วงการไหลแบบราบเรียบ แต่เมื่อทำการเพิ่มอัตราเร็วการไหลของของไหลให้มีค่ามากขึ้น เส้นสีดังกล่าวจะเริ่มมีการสั่นไหว ช่วงดังกล่าวถือว่าเป็นช่วงเปลี่ยนแปลง (Transition Regime) หากยังคงเพิ่มอัตราเร็วการไหลของของไหลสูงขึ้นเส้นสีที่ฉีดเข้าไปจะมีลักษณะสั่นอย่างรุนแรงผสมผสานแบบสุ่มโดยสมบูรณ์ไม่มีระเบียบหรือรูปแบบที่แน่นอน ช่วงนี้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน โปรไฟล์ความเร็วของของไหลในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนมีความชันมากบริเวณใกล้ๆ ผนังของผนังท่อโปรไฟล์จะแบนราบกว่าการไหลแบบราบเรียบ ดังแสดงในภาพประกอบ 3



Laminar flow

(ก)



(ข)

ภาพประกอบ 3 โปรไฟล์ความเร็วของการไหล (ก) แบบราบเรียบ (ข) แบบปั่นป่วน
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

หากพิจารณาการไหลภายนอกบนแผ่นราบ ช่วงแรกของการไหลจะพบว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบ สืบเนื่องจากอิทธิพลของความเสียดทานมีผลต่อการไหลอย่างเด่นชัดในชั้นขอบ ความเสียดทานดังกล่าวจะหน่วงความเฉื่อยการไหลของของไหล ทำให้การไหลในช่วงราบเรียบมีความราบเรียบ เมื่อของไหลผ่านไกลออกจากขอบของแผ่นราบมากขึ้น อิทธิพลของความเฉื่อยการไหลจะมีค่ามากขึ้น จนอิทธิพลของแรงเสียดทานไม่อาจต้านอิทธิพลเนื่องจากความเฉื่อยการไหลได้ ทำให้การไหลในช่วงนี้เป็นการไหลแบบปั่นป่วน

ออสบอร์น เรย์โนลด์ส์ จึงค้นพบความสัมพันธ์ของสัดส่วนระหว่างแรงเฉื่อยต่อแรงหนืดในของไหลและเรียกสัดส่วนนี้ว่า เลขเรย์โนลด์ส์ (Reynolds Number) โดย

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.3)$$

เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

V คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

μ คือ ความหนืดของของเหลวแบบไดนามิก ($\text{N}\cdot\text{s/m}^2$)

ν คือ ความหนืดของของเหลวแบบคิเนมาติก (m^2/s)

2.2.2 ความเร็วและอุณหภูมิเฉลี่ย

พิจารณารูปร่างความเร็วของการไหลภายในท่อ พบว่าความเร็วทั่วทั้งหน้าตัดใดๆ ของท่อมีค่าไม่เท่ากันโดยแปรผันตามระยะห่างจากผนังท่อโดยความเร็วของไหลที่ผิวท่อจะมีค่าเป็นศูนย์เนื่องจากสภาวะไม่ลื่นไถล (no slip condition) สำหรับการวิเคราะห์การไหลภายในท่อจะสมมติให้เป็นความเร็วเฉลี่ยที่มีค่าเท่ากันตลอดหน้าตัดใดๆ ซึ่งใช้เกณฑ์อัตราการไหลของมวลเท่ากันระหว่างรูปร่างความเร็วจริงและรูปร่างความเร็วเฉลี่ย ซึ่งเรียกว่า ความเร็วเฉลี่ยมวล (mass-averaged velocity)

$$\dot{m} = \rho V_{avg} A_t \quad (2.4)$$

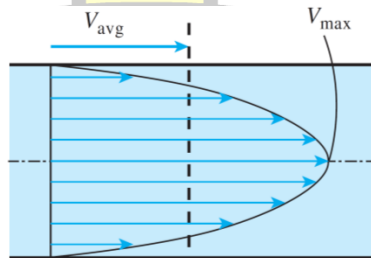
เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

V คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m³)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อ (m²)

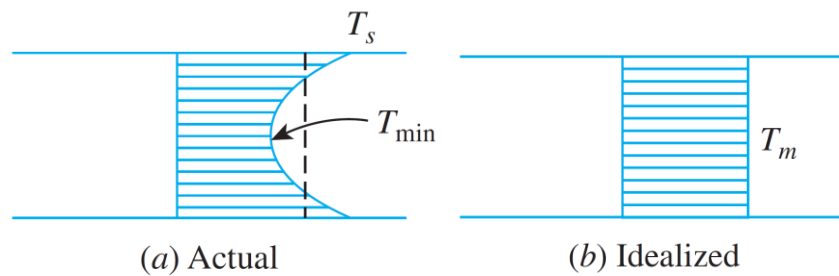
สำหรับการไหลภายในท่อพื้นที่หน้าตัดคงที่ ภายใต้สภาวะการไหลคงที่ (steady state) ซึ่งมีความเร็วเท่ากันตลอดหน้าตัดและเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้ (incompressible flow) คือสมมติให้ความหนาแน่นของของไหลเป็นค่าคงตัว ทำให้ความเร็วเฉลี่ยย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ



ภาพประกอบ 4 ความเร็วเฉลี่ยจากรูปร่างของความเร็ว
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

เมื่อของไหลถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยการไหลผ่านภายในท่อที่มีอุณหภูมิสูงกว่า อุณหภูมิของของไหลที่หน้าตัดใดๆ จะมีการเปลี่ยนแปลงโดยของไหลที่ติดกับผิวท่อจะที่มีอุณหภูมิเท่ากับผิวท่อตามเงื่อนไขการไม่กระโดดของอุณหภูมิ (no temperature jump condition) แล้วจะค่อยๆ ลดลงเมื่อระยะห่างจากผิวท่อมีค่าเพิ่มมากขึ้นจนกระทั่งมีค่าน้อยที่สุดที่ตำแหน่งแนวจุดศูนย์กลางหน้าตัดท่อ หากเป็นกรณีของไหลถูกทำให้เย็นขึ้นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจะเป็นแบบตรงกันข้าม เพื่อความสะดวกในการใช้งานจึงพิจารณาในรูปอุณหภูมิเฉลี่ย (average temperature) โดยให้มีค่าคงที่ตลอดหน้าตัดและมีการเปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหล ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยพิจารณาจากกฎการอนุรักษ์พลังงาน

$$E_{fluid} = \dot{m} c_p T_m \quad (2.5)$$



ภาพประกอบ 5 รูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลจริงและการไหลเชิงอุดมคติ

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

คุณสมบัติของของไหลสำหรับการไหลภายในท่อจะพิจารณาที่อุณหภูมิบัลค์ (bulk temperature) เนื่องจากอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลมีการเปลี่ยนแปลงตามทิศทางการไหล

$$T_b = \frac{(T_i + T_e)}{2} \quad (2.6)$$

การไหลภายในท่อสามารถเป็นได้ทั้งการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนขึ้นอยู่กับเงื่อนไขของการไหล โดยที่ความเร็วต่ำการไหลจะเป็นแบบราบเรียบและเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นจนถึงค่าความเร็ววิกฤติ ลักษณะการไหลจะค่อยเปลี่ยนเข้าสู่ช่วงการไหลแบบเปลี่ยนผ่านจนกระทั่งเป็นการไหลแบบปั่นป่วนที่เต็มตัว ตามลำดับ

ความเร็วของการไหลจะพิจารณาในลักษณะของตัวแปรไร้มิติในรูปของเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) ซึ่งเป็นฟังก์ชันของความเร็วเฉลี่ย ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและความหนืดของของไหล

$$Re = \frac{V_{avg} D}{\nu} = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D} \quad (2.7)$$

2.2.3 การวิเคราะห์ทางความร้อน

สำหรับการไหลภายในท่อภายใต้สภาวะการไหลแบบคงตัว การวิเคราะห์ทางความร้อนภายใต้เงื่อนไขที่ไม่มีงานมาเกี่ยวข้อง สามารถอธิบายได้จากสมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (W) \quad (2.8)$$

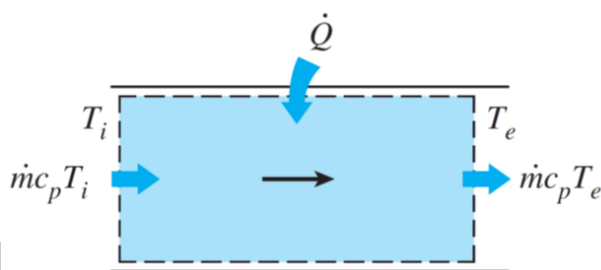
เมื่อ $\dot{Q}$ คือ อัตราการถ่ายโอนความร้อน (W)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

c_p คือ ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)

T_e คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลขาออก (K)

T_i คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลขาเข้า (K)



ภาพประกอบ 6 สมดุลพลังงานของการไหลภายในท่อ
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

เงื่อนไขการให้ความร้อนที่ผิวภายนอกท่อสามารถแบ่งออกเป็น 2 กรณี ได้แก่ กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (constant surface heat flux) เช่น ท่อได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีความร้อน การให้ความร้อนแก่ท่อโดยขดลวดความต้านทานอย่างสม่ำเสมอทุกทิศทาง และกรณีอุณหภูมิที่ผิวคงที่ (constant surface temperature) เช่น กระบวนการเปลี่ยนสถานะจากการเดือดหรือการควบแน่นที่ผิวด้านนอกของท่อ โดยที่สภาวะหนึ่งจะสามารถเกิดขึ้นได้ภายใต้เงื่อนไขใดเงื่อนไขหนึ่งเท่านั้นไม่สามารถที่เงื่อนไขการให้ความร้อนที่ผิวท่อทั้งสองกรณีจะเกิดขึ้นพร้อมกันได้

กรณีฟลักซ์ความร้อนที่ ผิวคงที่อัตราการถ่ายโอนความร้อนระหว่างของไหลกับท่อภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ สามารถหาได้จากสมการ

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (W) \quad (2.9)$$

ฟลักซ์ความร้อนหาได้จากสมการ

$$\dot{q}_s = h(T_s - T_m) \quad (W/m^2) \quad (2.10)$$

เมื่อ $\dot{q}_s$ คือ ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)

A_s คือ พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน (m^2)

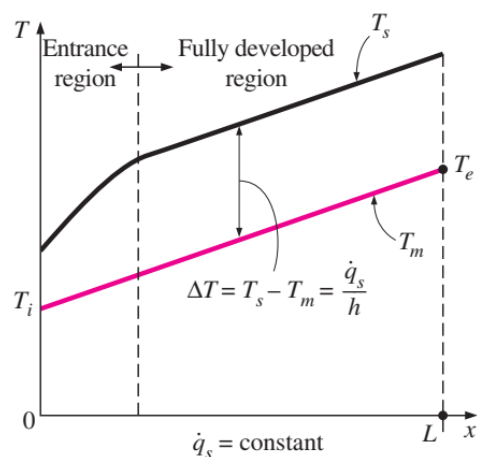
T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อ (K)

T_m คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล (K)

ดังนั้นค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลขาออกจะมีค่าเท่ากับ

$$T_e = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{\dot{m} c_p} \quad (K) \quad (2.11)$$

ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนคงที่ พบว่าอุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามทิศทางการไหลแบบเส้นตรง เนื่องจากพื้นที่การถ่ายโอนความร้อนเพิ่มขึ้นแบบเส้นตรงตามแนวความยาวท่อ (พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน = เส้นรอบรูปเปียก x ความยาวท่อช่วงที่มีการถ่ายโอนความร้อน)

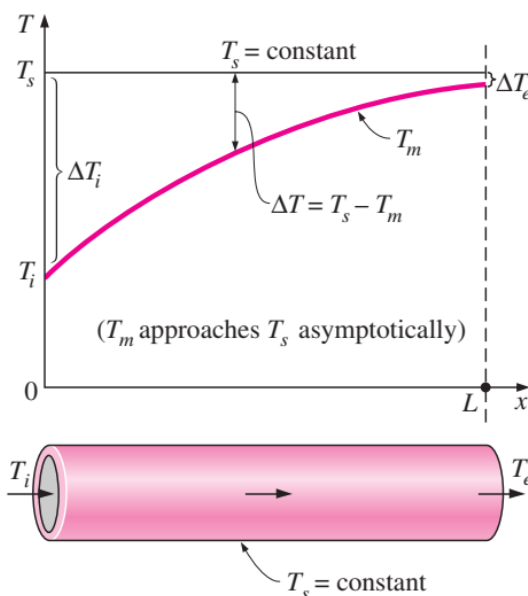


ภาพประกอบ 7 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความยาวท่อภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

กรณีอุณหภูมิที่ผิวคงที่ ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวคงที่ อัตราการถ่ายโอนความร้อนระหว่างของไหลกับท่อสามารถหาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{avg} = h A_s (T_s - T_m)_{avg} \quad (W) \quad (2.12)$$

เมื่อ ΔT_{avg} คือ เฉลี่ยของผลต่างอุณหภูมิของไหลกับผิวท่อ (K)



ภาพประกอบ 8 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามความยาวท่อภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวคงที่
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

2.2.4 สมการของการไหลแบบราบเรียบ

การไหลภายในท่อจะเป็นการไหลแบบราบเรียบเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่าน้อยกว่าค่าวิกฤติ (2300) และหากท่อมีความยาวเพียงพอจะเป็นการไหลที่พัฒนาเต็มที่ที่สามารถตัดผลกระทบที่เกิดจากการไหลช่วงขาเข้าได้ สำหรับการวิเคราะห์ในส่วนนี้จะทำการสมมติสถานะของการไหลเป็นการไหลภายใต้สภาวะการไหลคงที่และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้ ในช่วงการไหลที่พัฒนาเต็มที่ ภายในท่อที่มีขนาดหน้าตัดคงที่และมีความดันสม่ำเสมอที่หน้าตัดใดๆ

ค่าความดันตกคร่อมเป็นค่าที่สำคัญสำหรับการศึกษาการไหลแบบภายในท่อ เนื่องจากมีความเกี่ยวข้องโดยตรงกับการเลือกกำลังของปั๊มหรือพัดลม โดยค่าความดันตกคร่อมของการไหลภายในท่อและเป็นการไหลที่พัฒนาเต็มที่สำหรับทุกสภาวะไม่ว่าจะเป็น การแบบราบเรียบหรือการไหลแบบปั่นป่วน ท่อหน้าตัดกลมหรือไม่กลม ท่อพื้นผิวเรียบหรือขรุขระ ท่อวางแนวราบหรือวางเอียง เป็นต้น สามารถหาได้จากสมการ

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{avg}^2}{2} \quad (2.13)$$

เมื่อ f คือ ตัวประกอบความเสียดทานของดาร์ซี

L คือ ความยาวท่อ (m)

D คือ เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (m)

ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล (kg/m^3)

V_{avg} คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

ตัวประกอบความเสียดทานของดาร์ซี (Darcy friction factor)

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V_{avg}^2} \quad (2.14)$$

ในขณะที่สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (friction coefficient, C_f) หรืออาจเรียกว่าตัวประกอบความเสียดทานของแฟนนิง (Fanning friction factor) นิยามว่า

$$C_f = 2\tau_w / (\rho V_{avg}^2) = f / 4$$

ตัวประกอบความเสียดทานของดาร์ซีในสมการหาค่าความดันตกคร่อมสำหรับการไหลแบบราบเรียบและเป็นการไหลที่พัฒนาเต็มที่สำหรับการไหลภายในจะขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์เท่านั้น มีค่าเท่ากับ

$$f = \frac{64\mu}{\rho D V_{avg}} = \frac{64}{Re} \quad (2.15)$$

ในการวิเคราะห์ระบบท่อ ค่าความดันตกคร่อมสามารถนำเสนอในรูปของการสูญเสียหัว (head loss) จากความสัมพันธ์สถิตยศาสตร์ของไหล $\Delta P = \rho gh$ จะได้ความสูญเสียหัวมีค่าเท่ากับ

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{avg}^2}{2g} \quad (2.16)$$

กำลังของปั๊มหรือพัดลมที่ต้องการจะต้องมีค่ามากกว่าค่าความดันตกคร่อมหรือการสูญเสียหัวที่เกิดขึ้น โดยพิจารณาพร้อมกับอัตราการไหลเชิงปริมาตร

$$\dot{W}_{pump,L} = \dot{V} \Delta P_L = \dot{V} \rho g h_L = \dot{m} g h_L \quad (2.17)$$

เมื่อ $\dot{V}$ คือ อัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่กำลังพัฒนาของการไหลในช่วงขาเข้าทางความร้อนภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวคงที่สำหรับท่อหน้าตัดกลม เลขนัสเซลท์สามารถหาได้จากสมการของ Edwards และคณะ

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065(D/L)RePr}{1 + 0.04[(D/L)RePr]^{2/3}} \quad (2.18)$$

หากอุณหภูมิของพื้นผิวท่อและของไหลมีความแตกต่างกันมาก จะต้องคำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงความหนืดที่เกิดขึ้นกับอุณหภูมิด้วย เลขนัสเซลท์สามารถหาได้จากสมการของ Sieder และ Tate

$$Nu = 1.86 \left(\frac{RePrD}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.19)$$

สมการที่ 2.20 ถูกแนะนำให้ใช้ภายใต้เงื่อนไข $0.60 \leq Pr \leq 5$ และ $0.0044 \leq \mu_b/\mu_s \leq 9.75$ โดยพจน์ $(D/L)RePr$ ที่พบทั้งในสมการ 2.18 และ 2.19 เรียกว่า เลขเกรตซ์ (Graetz number) สำหรับท่อหน้าตัดกลมที่มีความยาว L คุณสมบัติทั้งหมดพิจารณาที่อุณหภูมิบัลค์ ยกเว้น μ_s พิจารณาที่อุณหภูมิพื้นผิวท่อ

เลขนัสเซลท์สำหรับการไหลผ่านแผ่นขนานที่เลขเรย์โนลด์มีค่าต่ำกว่า 2800 ภายใต้เงื่อนไขอุณหภูมิที่ผิวคงที่หาได้จากสมการของ Edwards และคณะ

$$Nu = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)RePr}{1 + 0.0016[(D_h/L)RePr]^{2/3}} \quad (2.20)$$

2.2.5 สมการของการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลภายในท่อผิวเรียบจะมีรูปแบบการไหลแบบปั่นป่วนเต็มตัวเมื่อเลขเรย์โนลด์มีค่ามากกว่า 10,000 ในทางปฏิบัติสำหรับกระบวนการถ่ายโอนความร้อนนั้นจะเลือกใช้การไหลแบบ

ปั่นป่วนมาเป็นกลไกในการพาความร้อนเนื่องจากให้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่สูงกว่า สมการของตัวประกอบความเสียดทานและเลขนัสเซลล์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน โดยส่วนใหญ่มีพื้นฐานมาจากการทดลองเนื่องจากการพิสูจน์ทางทฤษฎีกระทำได้ยาก

สมการตัวประกอบความเสียดทานของ Petukhov

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (3000 < Re < 5 \times 10^6) \quad (2.21)$$

สมการตัวประกอบความเสียดทานของ Blasius

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \quad (3000 \leq Re \leq 20,000) \quad (2.22)$$

สมการเลขนัสเซลล์ของ Dittus-Boelter

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (0.1 \leq Pr \leq 160 \quad Re > 10,000) \quad (2.23)$$

โดยที่ $n=0.4$ สำหรับกรณีการทำให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น และ $n=0.3$ สำหรับกรณีการทำให้ของไหลมีอุณหภูมิต่ำลง

สมการเลขนัสเซลล์ของ Gnielinski

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6) \quad (2.24)$$

ค่าตัวประกอบความเสียดทานในสมการของ Gnielinski สามารถคำนวณได้จากสมการตัวประกอบความเสียดทานทั่วไป เช่น สมการ Petukhov และสมการ Blasius โดยค่าสมบัติจะพิจารณาที่ค่าอุณหภูมิบลัค

2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

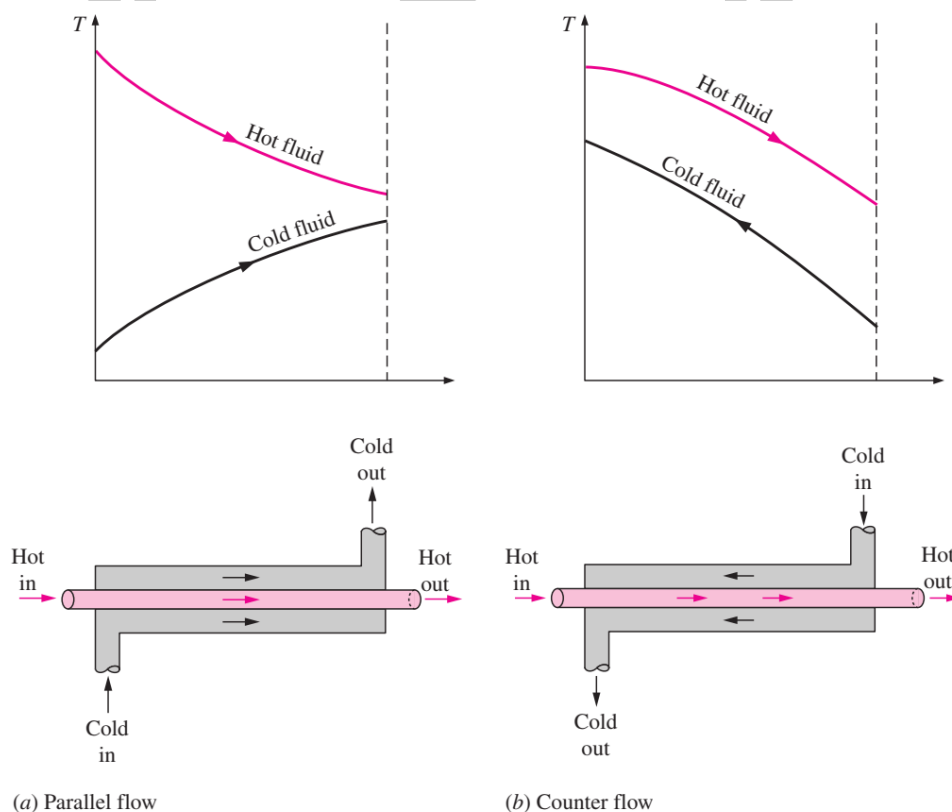
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือเครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้นๆ มีอุณหภูมิสูงขึ้นหรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้เช่น ถ้าต้องการให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อที่จะเอาผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อ ไปใช้ในงานทำความเย็นก็จะต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้ของไหลที่จะนำไปใช้นั้นมีอุณหภูมิลดลง เช่น ในงานปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ๆ แต่ถ้าต้องการให้ผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนออกมาให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วยในการทำความร้อนให้กับของไหล เช่น ในงานผลิตกระแสไฟฟ้าที่ต้องใช้ไอน้ำเป็นตัวขับเคลื่อนกังหัน และต้องมีการอุ่นน้ำเลี้ยงที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ก็ต้องใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาช่วยแทนที่จะต้องเอาน้ำเย็นมาต้ม ซึ่งต้องใช้พลังงาน และเวลามากกว่าที่จะได้ไอน้ำที่มีอุณหภูมิตามที่ต้องการไปใช้งาน แต่ถ้ามีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็สามารถนำน้ำหรืออากาศที่มีอุณหภูมิต่ำ มาแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วจึงนำไปต้มในหม้อไอน้ำที่จะทำให้

ประหยัดพลังงาน และเวลาได้อีกทางหนึ่ง ซึ่งหลักการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหล และชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะได้กล่าวต่อไป[7]

2.3.1 ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

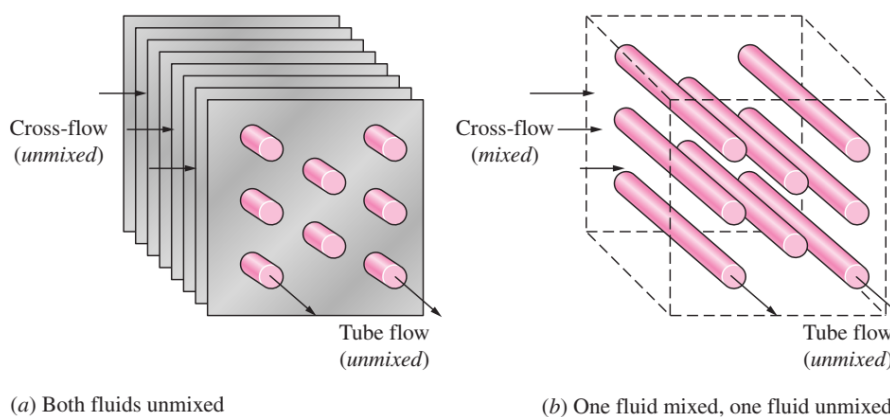
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นหลักโดยทั่วไป จำแนกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 3 แบบคือ

1. แบบท่อสองชั้น (Concentric tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะของท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ส่วนการไหลมีอยู่ 2 แบบคือ ไหลในทิศทางเดียวกันกับไหลสวนทาง ดังภาพประกอบ 9



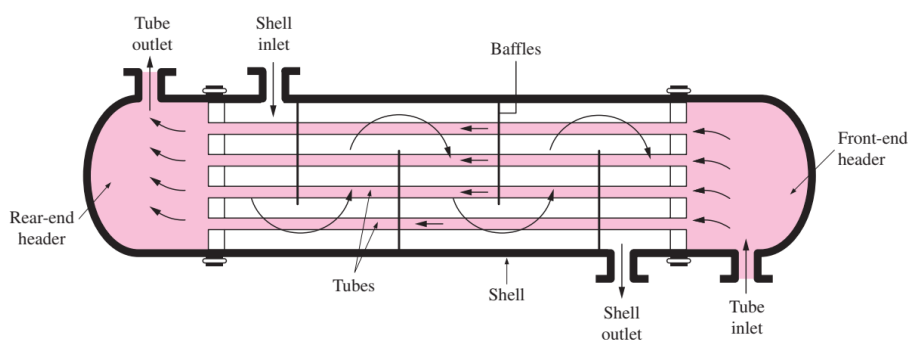
ภาพประกอบ 9 ไหลในทิศทางเดียวกันกับไหลสวนทาง
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

2. แบบที่ไหลมีทิศทางการตั้งฉากกัน (Cross flow) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ของไหลจะมีทิศทางการตั้งฉากกัน คือ ลักษณะการไหลอาจไหลเดี่ยวเดียวหรือ สองเที่ยว หรือมากกว่านั้นก็ได้



ภาพประกอบ 10 การกำหนดค่าการไหลที่แตกต่างกันในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

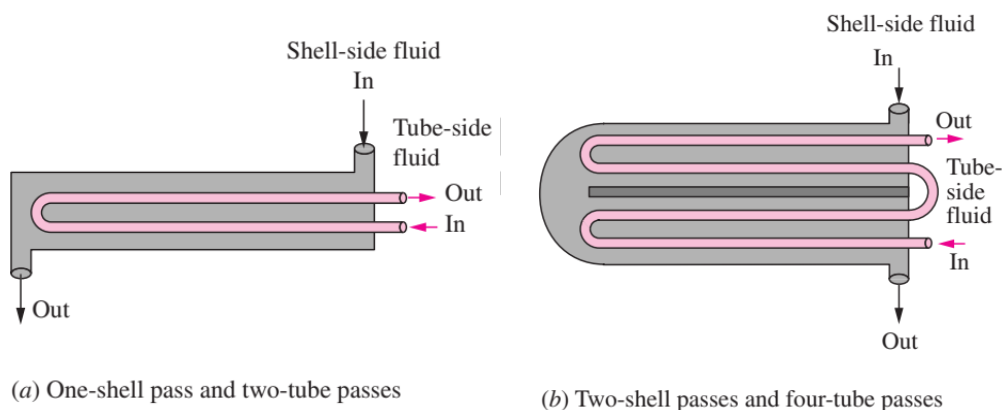
3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้นจะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางการไหลต่างจากท่อก็ได้



ภาพประกอบ 11 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ
(one-shell pass and one-tube pass).

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

พหุ ประ โท ชี เว



ภาพประกอบ 12 การจัดเรียงการไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อ
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

นอกจากนี้ยังสามารถการแบ่งประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามลักษณะที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถแบ่งตามสภาวะของของไหลที่ใช้ ดังนี้คือ

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด เช่น น้ำมันกันหอกลั่นและน้ำมันดิบที่ป้อนเข้าหอกลั่น เป็นต้น
- 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องต้ม ช้ำ (Re-boiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ ไม่เกิดการควบแน่นเป็น ของเหลว เช่น เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน
- 4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่น เป็นของเหลว เช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่นในห้อง โดยทำอากาศให้อุ่น ด้วยไอน้ำ
- 5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซ และอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนที่ใช้ก๊าซทั้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน
- 6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อ ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาปและเครื่องควบแน่น ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

2.3.2 ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน

การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อาจสมมุติได้ว่าอุปกรณ์มีการไหลแบบสภาวะคงที่ คุณสมบัติของไหล เช่น อุณหภูมิ ความเร็วที่ทางออก หรือทางเข้ามีค่าคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และ พลังงานศักย์ ความร้อนจำเพาะ ของของไหลจะใช้ค่าเฉลี่ยเป็นค่าคงที่ การนำความร้อนตามแนวแกนของท่อมีไม่ค่อยมีความสำคัญและจะไม่นำมาคิดก็ได้ สุดท้ายสมมุติให้ผิวนอกสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหุ้มด้วยฉนวนเป็นอย่างดีจนไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้ง 2 ชนิดเท่านั้น ดังนั้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลที่ร้อน เท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ดังสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.25)$$

และ

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.26)$$

เมื่อ ตัวห้อย h และ c สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น ตามลำดับ

$$\dot{m}_c, \dot{m}_h = \text{อัตราการไหลของมวล (kg/s)}$$

$$C_{pc}, C_{ph} = \text{ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg·K)}$$

$$T_{c,out}, T_{h,out} = \text{อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากท่อ (°C)}$$

$$T_{c,in}, T_{h,in} = \text{อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้าท่อ (°C)}$$

ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อความสะดวกมักรวมอัตราการไหลของมวลและความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกันเป็นจำนวนหนึ่งที่เรียกว่า “ อัตราความจุความร้อน (Heat Capacity Rate) ” ดังนี้

$$C = \dot{m} C_p \quad (2.27)$$

$$\text{สำหรับของไหลร้อน } C_h = \dot{m}_h C_{ph} \quad \text{สำหรับของไหลเย็น } C_c = \dot{m}_c C_{pc} \quad (2.28)$$

เขียนสมการ (2.27) และ (2.28) ในรูปของอัตราความจุความร้อน คือ

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.29)$$

$$\dot{Q} = C_h (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.30)$$

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหล อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นโดยที่

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.31)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้หาจากกฎการเย็นตัวของนิวตันโดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h แต่เนื่องจาก ΔT อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่างๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จึงมีรูปสมการเป็น

$$\dot{Q} = UA_S \Delta T_{lm} \quad (2.32)$$

เมื่อ

A_S

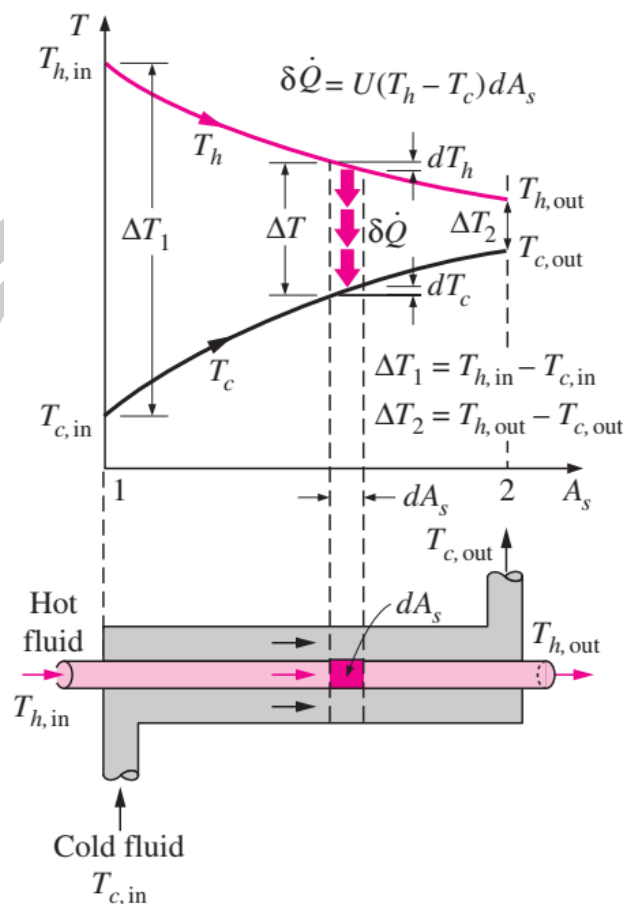
คือ พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน (m^2)

ΔT_{lm}

คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมระหว่างของไหล 2 ชนิด ($^{\circ}C$)

วิธีหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD method) อุณหภูมิของของไหลต่างๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นปกติแล้วจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะแปรค่าจากจุดหนึ่งไปจุดหนึ่ง เมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อนไปของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้นถึงแม้ว่าความต้านทานความร้อนตามทางของไหลจะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามเส้นการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลร้อนและของไหลเย็นที่แต่หน้าตัด ดังภาพประกอบ 13 ระยะห่างระหว่างเส้นกราฟทั้งสองจะเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลทั้งสอง

พูน ปณ จิต ชีเว



ภาพประกอบ 13 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
ที่ของไหลไหลสวนทางกัน

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

ภาพประกอบ 13 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน เมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นมีค่าสูงที่ทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่จะลดลงแบบเอ็กโปเนนเชียลกับทางออก และอุณหภูมิของของเหลวร้อนจะลดลงขณะที่อุณหภูมิของของเหลวเย็นเพิ่มขึ้น แต่อุณหภูมิของของเหลวเย็นไม่สามารถเพิ่มสูงเกินอุณหภูมิของของเหลวที่ร้อนได้ไม่ว่าจะอยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนานแค่ไหนก็ตาม

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ที่กล่าวมานั้นล้วนแต่ต้องหาโดยการอินทิเกรตจากอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ไหลผ่านพื้นที่ dA ซึ่งเป็นพื้นที่เล็กๆ ให้ทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากสมการที่ (2.33)

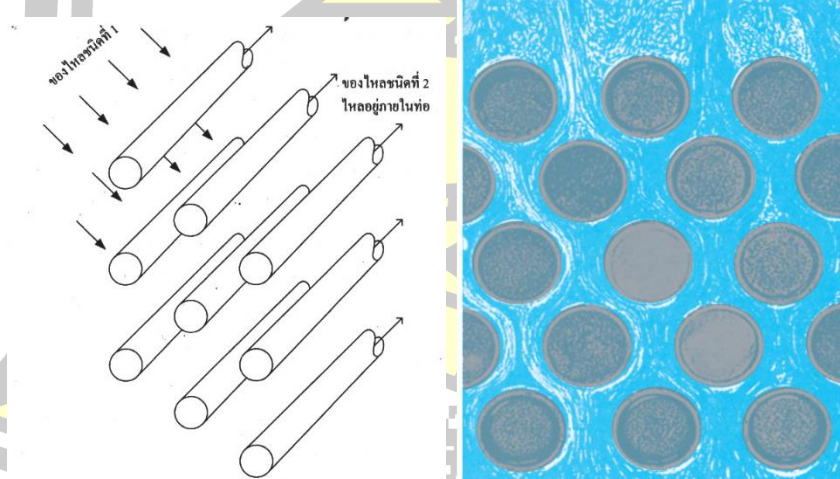
$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm} \quad (2.33)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.34)$$

2.3.3 การไหลผ่านกลุ่มมัดท่อ

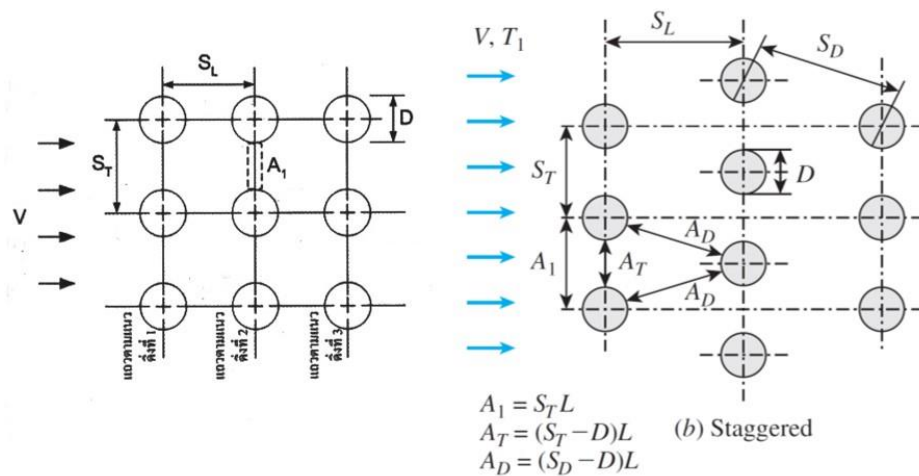
ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบางชนิด มีโครงสร้างเป็นลักษณะท่อจำนวนมากตั้งขวางการไหลของของไหล โดยภายในท่อเหล่านั้นมีของไหลอีกชนิดหนึ่งไหลอยู่ภายในซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างจากของไหลชนิดแรก คล้ายดังภาพประกอบ 14 ตัวอย่างการใช้งาน เช่น การให้ความร้อนจากการเผาไหม้ไหลผ่านกลุ่มมัดท่อซึ่งภายในมีน้ำไหลอยู่ เป็นการให้ความร้อนกับน้ำเพื่อต้มน้ำให้กลายเป็นไอน้ำหรือทำให้น้ำนั้นร้อนขึ้น

ในการศึกษาการถ่ายโอนความร้อนสำหรับการไหลผ่านกลุ่มมัดท่อนี้จะทำให้การแบ่งแยกลักษณะกลุ่มมัดท่อออกเป็น 2 แบบคือ กลุ่มมัดท่อที่วางในแนวเดียวกัน (Aligned) และกลุ่มมัดท่อที่วางในแนวสลับฟันปลา (Staggered) ดังแสดงในภาพประกอบ 15 ตามลำดับ



ภาพประกอบ 14 การไหลผ่านกลุ่มมัดท่อ

(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)



ภาพประกอบ 15 กลุ่มมัดท่อแบบ (ก) วางในแนวเดียวกัน (ข) วางในแนวสลับฟันปลา
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

จากภาพประกอบ 15 Sr คือระยะห่างระหว่างศูนย์กลางท่อในแนวตั้งหรือแนวขวางการไหล (เทียบกับความเร็ว V) (Transverse Pitch) S_L คือระยะห่างระหว่างศูนย์กลางท่อในแนวระดับหรือแนวตามการไหล (Longitudinal Pitch) ส่วน S_D คือระยะห่างระหว่างศูนย์กลางท่อในแนวทแยง (Diagonal Pitch) สำหรับ A_1 และ A_2 คือพื้นที่การไหลในระนาบตามแนวตั้งหรือแนวขวางการไหล และพื้นที่การไหลในระนาบทแยง ตามลำดับ

ในการหาค่าเลขนัสเซลล์หรือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนให้พิจารณาเป็นค่าเฉลี่ยลดลงการไหลผ่านกลุ่มท่อทั้งหมด แต่หากพิจารณาเลขนัสเซลล์หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะตำแหน่ง ค่าดังกล่าวจะขึ้นกับแถวที่ไหลผ่าน กล่าวคือ ในแนวแรกเลขนัสเซลล์หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าไม่สูงนักและสามารถประมาณค่าได้จากการอาศัยวิธีการของการไหลผ่านกระบอกในแนวขวางมาประยุกต์ใช้ได้ แต่แถวถัดๆ มาการไหลจะมีความปั่นป่วนมากขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซลล์หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าสูงขึ้น การถ่ายโอนความร้อนจะเริ่มเสถียรมากขึ้นเนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่อของไหลไหลผ่านท่อไปแล้ว 4-5 แถว

สหสัมพันธ์ที่ใช้ในการหาค่าเลขนัสเซลล์หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยสำหรับการไหลผ่านกลุ่มท่อจะพิจารณาจากเลขเรย์โนลด์ส์ที่มีค่าสูงสุด อันเป็นผลมาจากความเร็วของของไหลผ่านที่มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อไหลผ่านระหว่างท่อ โดยคำนวณเลขเรย์โนลด์ส์สูงสุดทำได้ดังนี้

$$Re_{D,max} = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (2.35)$$

สำหรับ V_{max} หรืออัตราเร็วสูงสุดของของไหลซึ่งทำการแบ่งพิจารณาดังนี้

การไหลผ่านกลุ่มท่อที่วางในแนวเดียวกัน อัตราเร็วสูงสุดจะเกิดขึ้นที่พื้นที่การไหลในระนาบตามแนวตั้ง A_1 เมื่ออาศัยหลักการอนุรักษ์มวลสำหรับของไหลอัดตัวไม่ได้จะพบว่า

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (2.36)$$

สำหรับลักษณะการไหลผ่านกลุ่มมัดท่อที่วางในแนวสลับฟันปลา จำเป็นที่จะต้องพิจารณาว่าระหว่างการไหลผ่านพื้นที่การไหลระนาบตามแนวตั้ง A_1 กับพื้นที่การไหลในระนาบตามแนวทแยง A_2 นั้น อันใดที่จะทำให้เกิดความเร็วสูงกว่ากันด้วยเงื่อนไขที่ว่า อัตราเร็วสูงสุดจะเกิดขึ้นที่ระนาบ A_2 เมื่อ

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \quad (2.37)$$

ซึ่ง V_{max} หาได้จาก

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} V \quad (2.38)$$

โดยที่ S_D คำนวณได้จากทฤษฎีสามเหลี่ยมมุมฉาก [ภาพประกอบ 15(ข) ประกอบ] ดังนี้

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.39)$$

อย่างไรก็ตาม ถ้าอัตราเร็วสูงสุดเกิดที่ A_1 อัตราเร็วสูงสุดจะสามารถหาได้ด้วยการใช้สมการที่ 2.35

สหสัมพันธ์ของการไหลผ่านกลุ่มที่อันดับแรกเป็นสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการคำนวณเลขนัสเซลต์ หรือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยสำหรับกรณีที่มีจำนวนแถวตามแนวตั้ง (N_L) [ภาพประกอบ 14) มากกว่าหรือเท่ากับ 10 แถวและเหมาะสมกับของไหลที่เป็นอากาศ

$$\overline{Nu}_D = C_1 Re_{D,max}^m \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right] \quad (2.40)$$

โดยที่สัมประสิทธิ์ C_1 และเลขชี้กำลัง m สามารถหาได้จากตาราง ในกรณีที่ใช้กับของไหลต่างๆไป เช่น น้ำ หรือน้ำมัน ให้ใช้สหสัมพันธ์ต่อไปนี้จะมีความเหมาะสมมากกว่าสมการที่ 2.40

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \left[\begin{array}{l} N_L \geq 10 \\ 2000 \leq Re_{D,max} \leq 40000 \\ Pr = 0.7 \end{array} \right] \quad (2.41)$$

สองสหสัมพันธ์ที่ได้นำเสนอก่อนหน้านี้สมบัติของของไหลสามารถหาได้จากการใช้อุณหภูมิเฉลี่ยแบบฟิล์มและเหมาะสมสำหรับกรณีที่ท่อที่มีจำนวนแถวในแนวตั้งตั้งแต่ 10 แถวขึ้นไป อย่างไรก็ตาม หากจำนวนแถวของท่อที่มีจำนวนน้อยกว่า 10 การหาค่าเลขนัสเซลต์สามารถทำได้โดยใช้สมการทั้งสองก่อนหน้านี้นี้คู่กับแฟกเตอร์หรือตัวประกอบแก้ค่า C_2 ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 3

$$\overline{Nu}_D \Big|_{N_L < 10} = C_2 \overline{Nu}_D \Big|_{N_L < 10} \quad (2.42)$$

ตารางที่ 2 ค่าคงที่ของ C_1 และ m ของการไหลของก๊าซร้อนผ่านกลุ่มท่อ

Constants of Equations for air flow over a tube bank of 10 or more rows								
S_L/D	S_L/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alignce								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Staggered								
0.600	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
0.900	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-	-	-	-	-	-	-	-
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

(ที่มา สมภพ จรุงธรรมโชติ, 2560)

ตารางที่ 3 ตัวประกอบแก้ค่า C_2

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alignce	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

(ที่มา สมภพ จรุงธรรมโชติ, 2560)

เมื่อสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของการไหลผ่านกลุ่มมัดท่อได้แล้ว ก็สามารถหาค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนได้โดยอาศัยสมการกฎการเย็นตัวของนิวตัน อย่างไรก็ตาม พจน์ของผลต่างอุณหภูมิที่คำนวณจาก $(T_s - T)$ อาจไม่สามารถสะท้อนค่าที่ถูกต้องเมื่อนำเข้าไปแทนในสมการกฎการเย็นตัวของนิวตัน ดังนั้น ในการหาค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนจึงใช้ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม (Logarithmic Mean Temperature Difference: LMTD) ดังนี้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln[(T_s - T_i)/(T_s - T_o)]} \quad (2.43)$$

การหาอัตราการถ่ายโอนความร้อนต่อหน่วยความยาวของท่อสามารถทำได้ดังนี้

$$\dot{Q} / L = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lm}) \quad (2.44)$$

เมื่อ N คือจำนวนท่อทั้งหมดในกลุ่มท่อและจากการทำสมดุลพลังงานจะสามารถหาอุณหภูมิทางออกได้ผลเป็น

$$T_o = T_s - (T_s - T_o) \exp\left(\frac{A_s \bar{h}}{\dot{m} C_p}\right) \quad (2.45)$$

เมื่อ

$$\dot{m} = \rho VA = \rho V (N_T S_T L) \quad (2.46)$$

โดย ρ คือความหนาแน่นของของไหลที่ทางเข้ากลุ่มมัดท่อ N_T คือจำนวนท่อในระนาบขวางการไหล หรือจำนวนท่อในระนาบที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของของไหล สำหรับ A_s คือพื้นที่ผิวในการถ่ายโอนความร้อน หาได้จาก

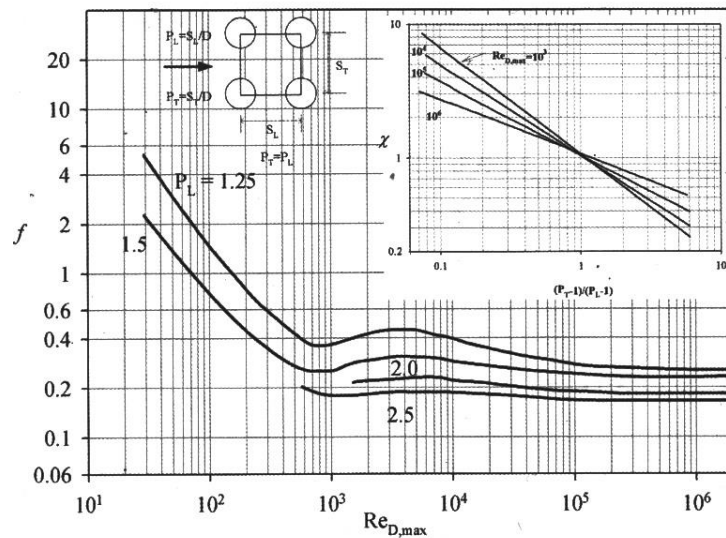
$$A_s = N\pi DL \quad (2.47)$$

สำหรับค่าความดันลด (Pressure Drop) ในการไหลผ่านกลุ่มมัดท่อถือได้ว่าเป็นอีกสิ่งหนึ่งที่ความสำคัญและเป็นที่ต้องการทราบ เพราะหากค่าความดันลดมีค่ามากจะทำให้ต้องเลือกใช้ปั๊มที่กำลังขับเคลื่อนของไหลสูงตามมาด้วย ค่าความดันลดดังกล่าวนี้สามารถหาได้โดย

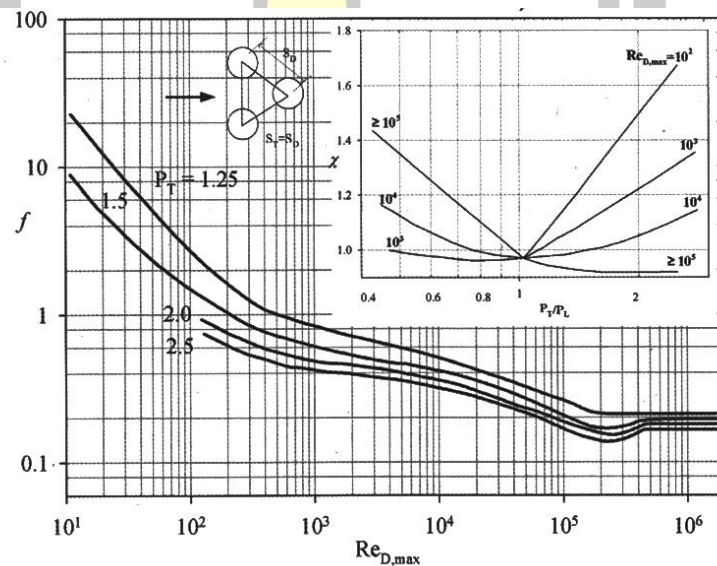
$$\Delta P = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \quad (2.48)$$

โดยที่ตัวประกอบความเสียดทาน f และตัวประกอบแก้ค่า χ สามารถหาค่าได้จากภาพประกอบ 16 และ ภาพประกอบ 17 สำหรับท่อที่วางตัวในแนวเดียวกันและท่อที่วางตัวในแนวสลับฟันปลา ตามลำดับ

พูน ปณ จิต ชีเว



ภาพประกอบ 16 ค่า f และ χ สำหรับท่อที่วางในแนวเดียวกัน
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)



ภาพประกอบ 17 ค่า f และ χ สำหรับท่อที่วางในแนวสลับฟันปลา
(ที่มา : Yunus A. cengel and afshin J. Ghajar, 2015)

2.3.4 ค่าประสิทธิภาพ

ค่าสมรรถนะต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาโดยวิธีและขั้นตอนเดียวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทาง (Pure countercurrent flow) ซึ่งนำมาใช้ประเมินสมรรถนะดังนี้

ค่าประสิทธิผล (Effectiveness) เป็นอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนจริงต่อการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดนี้หาได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน ที่มีพื้นที่สำหรับถ่ายเทความร้อนที่ไม่จำกัดขนาด (Infinity) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้หากไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่ภายนอกแล้ว อุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลออกจากเครื่องก็ต้องเท่ากับอุณหภูมิของของไหลร้อนที่ไหลเข้า $T_{c,out} < T_{h,in}$ เมื่อ $mc_{po} < mc_{ph}$ แต่หาก $mc_{ph} < mc_{po}$ แล้วอุณหภูมิของของไหลร้อนที่ไหลออกจากเครื่องเท่ากับอุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลเข้า $T_{h,out} < T_{c,in}$

ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนสูงสุด คือ

$$Q_{max} = (mc_p)_{min} \Delta T_{max} \quad (2.49)$$

เมื่อ $(mc_p)_{min}$ คือ อัตราความจุความร้อนที่มีค่าน้อยระหว่าง mc_{ph} กับ mc_{po}
 ΔT_{max} คือ ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลเข้า

$$\Delta T_{max} = (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.50)$$

ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นตัวเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งสามารถเขียนได้ดังนี้คือ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.51)$$

เมื่อ $Q = UA\Delta T_m$ ดังนั้น ε เขียนได้ว่า

$$\varepsilon = \frac{UA\Delta T_{lm}}{(mc_p)_{min} \Delta T_{min}} \quad (2.52)$$

จากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลที่ร้อนเท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น จะได้สมการ (2.53)

$$Q = m_h C_{ph} (T_{h,in} - T_{h,out}) = m_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.53)$$

โดยในกรณีนี้ Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นจริงของเครื่องและ Q_{max} คืออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่สามารถเกิดขึ้นได้ที่เงื่อนไขของอุณหภูมิของไหลเข้าเครื่อง อัตราการไหลของของไหลและ ค่าความร้อนจำเพาะของของไหลเหมือนกับเงื่อนไขจริง โดยสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลชนิดสวนทางกัน Q_{max} จะเป็นได้ 2 กรณี คือ

กรณีที่ 1 เมื่อ ค่าความร้อนของฝั่งน้ำเย็น (C_c) มีค่าน้อยกว่า ค่าความร้อนของฝั่งน้ำร้อน (C_h) คำนวณได้ตามสมการที่ (2.51)

$$\varepsilon = \frac{C_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.54)$$

โดยที่ $C_{min} = C_c = mc_c$ และ $m_c c_c$ มีค่าน้อยกว่า $m_h c_h$

โดยที่ c_c คือ Specific heat ของฝั่งน้ำเย็น (kJ/kg·K)

c_h คือ Specific heat ของฝั่งน้ำร้อน (kJ/kg·K)

m_c คือ อัตราการไหลของไหลด้านเย็น (kg/s)

m_h คือ อัตราการไหลของไหลด้านร้อน (kg/s)

กรณีที่ 2 เมื่อ ของฝั่งน้ำเย็นมีค่ามากกว่าของฝั่งน้ำร้อน คำนวณได้ดังสมการที่ (2.55)

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (2.55)$$

จากสมการข้างต้น (2.51) สามารถเขียนได้ว่า

$$\varepsilon = Q_h/Q_{max} = Q_c/Q_{max} = Q_{ave}/Q_{max} \quad (2.56)$$

โดยที่ $Q_h = mc_p(T_{h,in} - T_{h,out})$

$$Q_c = mc_p(T_{c,out} - T_{c,in})$$

$$Q_{max} = mc_{p\min}(T_{h,in} - T_{c,in})$$

$$Q_{ave} = (Q_h - Q_c)/2$$

2.4 การไหลสองสถานะภายในท่อ (Two-state flow inside a pipe)

2.4.1 การไหลสองสถานะในท่อตรงที่วางในแนวนอน

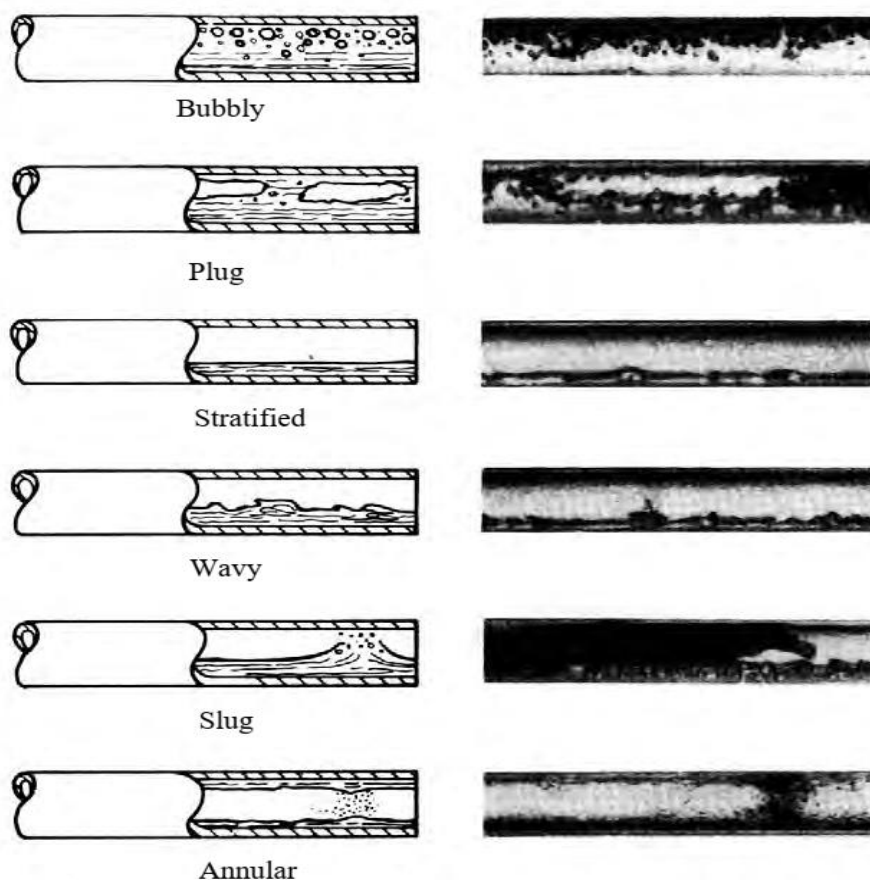
2.4.1.1 การไหลสองสถานะคือการไหลของสารที่มีสถานะไหลไปพร้อมๆ กัน ซึ่งเป็นการไหลที่พบมากในกระบวนการทางอุตสาหกรรมและในชีวิตประจำวัน การไหลสองสถานะสามารถจำแนกรูปแบบการเกิดได้ทั้งหมด 4 แบบด้วยกัน คือ

2.4.1.2 การไหลของผสม ก๊าซ- ของเหลว เป็นการไหลไปพร้อมๆ กันของก๊าซและของเหลว เช่น การไหลภายในท่อลำเลียงน้ำมัน หรือในท่อลำเลียงก๊าซ และการไหลของสารทำความเย็นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น ซึ่งภายในท่อของไหลอาจจะมีการเปลี่ยนสถานะโดยการระเหยหรือการควบแน่นเกิดขึ้น

2.4.1.3 การไหลของผสมก๊าซ - ของแข็ง อย่างเช่นการไหลที่เกิดขึ้นในกระบวนการ fluidized bed และกระบวนการลำเลียงอนุภาคของแข็งโดยลมความดันสูง

2.4.1.4 การไหลของผสม ของเหลว- ของเหลว เป็นการไหลของของเหลวสองชนิดที่ไม่ผสมเป็นเนื้อเดียวกัน เช่น การไหลของน้ำกับน้ำมันในท่อ

2.4.1.5 การไหลของผสม ของเหลว - ของแข็ง เป็นการไหลในลักษณะที่ใช้ของเหลวเป็นตัวรองรับและพาของแข็งให้เคลื่อนที่โดยอาศัยแรงลอยตัว เช่นการไหลของตะกอนในแม่น้ำเป็นต้น สำหรับการไหลร่วมภายในท่อเดียวกันระหว่าง ก๊าซ - ของเหลว นับว่าเป็นการไหลที่มีรูปแบบการไหลซับซ้อนมากที่สุด ทั้งนี้เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของพื้นผิวสัมผัสระหว่างของไหลทั้งสองสถานะเกิดขึ้นตลอดเวลา ความสามารถในการอัดตัวได้ของของไหลสองสถานะของก๊าซ - ของเหลว ในช่องทางการไหล พื้นผิวสัมผัสระหว่างก๊าซ - ของเหลว จะเกิดการจัดแต่งเป็นรูปแบบต่างๆ ได้เป็นอนันตรูปแบบ สำหรับการไหลในท่อที่วางในแนวนอนได้มีการจัดกลุ่มของความเป็นไปได้ที่เกิดรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ ไว้เพื่อความสะดวกในการศึกษาและการจำแนกพฤติกรรมของการไหลตัวอย่างเช่น ภาพประกอบ 18 แสดงกลุ่มความเป็นไปได้ที่จะเกิดรูปแบบการไหล[8],[9]



ภาพประกอบ 18 รูปแบบการไหลแบบต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในท่อตรงที่วางในแนวนอน

(ที่มา : ไมตรี พลสงคราม,2548)

1) การไหลแบบฟอง (Bubbly flow) เป็นลักษณะการไหลที่ฟองของไอหรือก๊าซ ฟองเล็กๆ กระจายอยู่ทั่วไปในเนื้อของของเหลวอย่างต่อเนื่อง โดยฟองของไอนี้มีแนวโน้มที่จะ เคลื่อนที่มารวมตัวกันที่บริเวณครึ่งส่วนบนของท่อ

2) การไหลแบบปลั๊ก (Plug flow) เกิดขึ้นเนื่องจากการรวมตัวกันของฟองไอนามากขึ้นเรื่อยๆ ทำให้เกิดเป็นฟองไอที่มีขนาดใหญ่ขึ้นและยาวไปตามท่อมีลักษณะเหมือนหัวกระสุนปืน และ จะลอยขึ้นไปอยู่ส่วนครึ่งบนของท่อ ซึ่งการไหลแบบนี้เป็นการไหลที่มีลักษณะเกิดๆ หายๆ (intermittent flow)

3) การไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) รูปแบบการไหลชนิดนี้จะเกิดขึ้นเมื่อความเร็วในการไหลของของไหลทั้งสองสถานะมีความเร็วต่ำๆ เนื่องจากแรงโน้มถ่วงที่กระทำต่อของไหล ของไหลทั้งสองสถานะจะแยกชั้นกันอย่างชัดเจน โดยส่วนที่เป็นของเหลวจะไหลอยู่ที่ส่วนครึ่งล่างของท่อและไอหรือก๊าซจะไหลอยู่ส่วนบน

4) การไหลแบบคลื่น (Wavy flow) เมื่อความเร็วของไอหรือก๊าซมากขึ้นผิวสัมผัสระหว่างไอกับของเหลวจะถูกกระทบจนเกิดเป็นคลื่นเกิดขึ้น โดยคลื่นนี้จะเคลื่อนที่ไปในทิศทางของการไหล

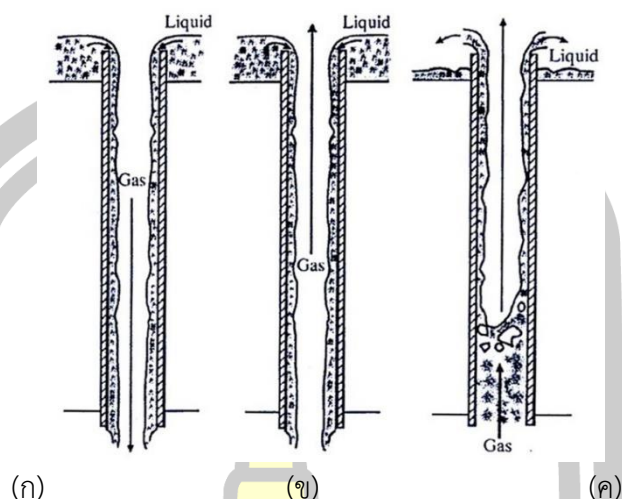
5) การไหลแบบสลัก (Slug flow) เมื่อความเร็วของไอน้ำมากขึ้นไปอีกจะทำให้ฟองไอน้ำเป็นจำนวนมากไหลปะปนกับของเหลวรวมกันกลายเป็นก้อนซึ่งเรียกว่าก้อนสลัก โดยส่วนยอดของก้อนสลักนี้จะสัมผัสกับผิวด้านบนจะมีลักษณะการไหลเป็นแบบเกิดๆ หายๆ การไหลในลักษณะนี้ มักจะทำให้เกิดปัญหาในทางปฏิบัติ โดยจะทำให้เกิด sudden pressure pulse ซึ่งส่งผลให้เกิดอาการสั่นของท่อ

6) การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) เมื่อความเร็วของไอเพิ่มมากขึ้นไปอีกจะมีผลทำให้ไอก่อตัวเป็นแกนกลาง (vapor core) และไหลอยู่ตรงกลางของท่อ ไอน้ำจะถูกล้อมรอบด้วยวงแหวนฟิล์มของของเหลวที่ฉาบอยู่ตามผนังภายในของท่อ ฟิล์มของเหลวนี้อาจจะไม่ต่อเนื่องกันตลอดเส้นรอบวงของท่อก็ได้หรืออาจจะมีความหนาไม่สม่ำเสมอ และเนื่องจากผลของแรงโน้มถ่วงทำให้ฟิล์มของของเหลวมีความหนาที่ส่วนล่างของท่อมักจะมากกว่าส่วนบน แต่มันจะมีความหนาสม่ำเสมอมากขึ้นเมื่อของไหลมีอัตราไหลสูงมากขึ้น

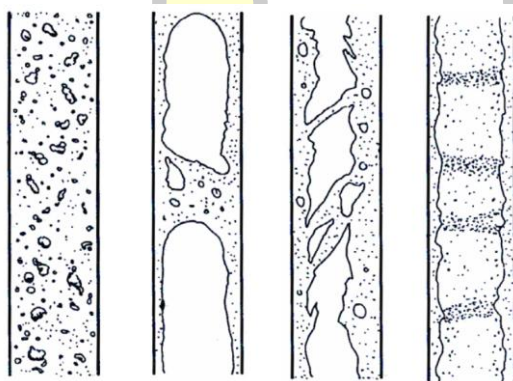
2.4.2 รูปแบบการไหลก๊าซ- ของเหลวภายในท่อแนวดิ่ง

สำหรับรูปแบบการไหล ก๊าซ-ของเหลวภายในท่อแนวดิ่งสามารถแบ่งได้ตามทิศทางการไหล ได้เป็น 3 แบบดังภาพประกอบ 19 สำหรับการไหลก๊าซ- ของเหลว ภายในท่อที่ไหลตามกันจากด้านล่างสู่ด้านบน จะมีลักษณะการไหลได้หลายรูปแบบ โดยแต่ละแบบนี้จะมีการกระจายตัวในส่วนที่เป็นของเหลวและแก๊ส ในแนวรัศมีและในแนวแกนของท่อที่แตกต่างกันออกไป การไหลมีลักษณะซับซ้อน และการกระจายตัวของของไหลทั้งสองสถานะนั้นค่อนข้างจะระบุได้ยาก ดังนั้นจึงได้มีการ

นิยามรูปแบบของของไหลในท่อแนวดิ่งซึ่งมีทิศทางการไหลจากล่างขึ้นบนโดยจะแบ่งได้เป็น 4 แบบ แสดงได้ดังภาพประกอบ 20



ภาพประกอบ 19 ทิศทางการไหลก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อแนวดิ่ง
(ก) การไหลจากด้านล่างสู่ด้านบน (ข) การไหลจากด้านล่างสู่ด้านบน (ค) การไหลสวนทางกัน
(ที่มา : พงษ์ลลิต สติชัยเจริญ,2545)



ภาพประกอบ 20 รูปแบบการไหลก๊าซ - ของเหลว ภายในท่อแนวดิ่ง
(ก) Bubbly flow (ข) Slug flow (ค) Churn flow (ง) Annular flow
(ที่มา : พงษ์ลลิต สติชัยเจริญ,2545)

1) Bubbly flow ลักษณะรูปแบบการไหลนี้ ส่วนที่เป็นก๊าซจะกระจายตัวเป็นฟอง (bubble) ภายในท่อในขณะที่ของเหลวจะไหลอย่างต่อเนื่อง ถ้าของไหลไหลภายในท่อกลม ฟองก๊าซจะมีลักษณะเป็นทรงกลม แต่ถ้าไหลภายในท่อสี่เหลี่ยม ฟองก๊าซจะมีลักษณะคล้ายวงกลม โดยฟองก๊าซนั้นอาจมีได้ทั้งขนาดเล็กและใหญ่

2) Slug flow รูปแบบการไหลนี้ ส่วนที่เป็นฟองก๊าซจะมีรูปร่างคล้ายกระสุนปืน (bullet shape) ซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของฟองก๊าซใกล้เคียงกับเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ และมีความยาวของฟองก๊าซยาวมากกว่าเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ โดยฟองก๊าซจะมีการไหลขึ้นในแนวตั้งอย่างสม่ำเสมอ บางครั้งอาจเรียกฟองก๊าซนี้ว่า slug bubble โดยที่ slug bubble แต่ละตัวนั้นถูกแยกออกจากกันโดยส่วนที่เป็นของเหลว เรียกว่า liquid slug ซึ่งพบว่าฟองก๊าซเล็กๆ กระจายอยู่ใน liquid slug ด้วย นอกจากนี้ยังมีของเหลวอีกส่วนหนึ่ง มีลักษณะฟิล์มบางๆ คั่นอยู่ระหว่าง slug bubble กับผนังท่อฟิล์มของเหลวนี้จะมีทิศทางไหลลงเมื่อเทียบกับ slug bubble

3) Churn flow เป็นรูปแบบการไหลที่ต่อเนื่องจาก slug flow เมื่อความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นในส่วนที่เป็นก๊าซนั้น slug bubble จะมีการแตกตัวและเกิดการเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ในขณะที่ของเหลวที่เป็นฟิล์มบางๆ จะมารวมตัวกันกับ liquid slug โดยรูปแบบการไหลนี้จะเป็นการไหลที่ไม่สม่ำเสมอบางครั้งอาจเรียกการไหลนี้ว่า semi-annular flow

4) Annular flow รูปแบบการไหลลักษณะนี้ ส่วนที่ก๊าซนั้นจะมีการไหลอย่างต่อเนื่องตรงกลางท่อ (gas core) ในลักษณะที่ส่วนที่เป็นของเหลวจะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ส่วนหนึ่งจะมีลักษณะเป็นฟิล์มบางๆ รอบ gas core อีกส่วนหนึ่งจะมีลักษณะเป็นหยดของเหลวกระจายอยู่ใน gas core ที่ผิวสัมผัสระหว่างก๊าซ - ของเหลว มีลักษณะเป็นคลื่นมากขึ้น

สำหรับนิยามรูปแบบการไหลก๊าซ-ของเหลวที่มีทิศทางการไหลตามกันในท่อแนวดิ่งที่ได้กล่าวมาแล้วนั้นได้นำมาจากรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจริงในการทดลอง โดยรายละเอียดของรูปแบบการไหลสามารถศึกษาเพิ่มเติมได้จาก Collier (1981) และ Hewitt (1982)

2.4.3 การไหลสองสถานะในท่อโค้ง

รูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะ ในท่อที่มีความโค้ง (ส่วนใหญ่แล้วจะเป็นท่อขดแบบเกลียวหรือข้อง) ได้มีการพิจารณารูปแบบการไหลดังนี้คือ ของเหลวมีแนวโน้มที่ถูกเหวี่ยงออกไปอยู่ที่ผนังท่อด้านนอก ดังแสดงในภาพประกอบ 21 (a) อย่างไรก็ตามปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นไม่จำเป็นต้องเป็นอย่างกรณีนี้เสมอไป ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความหนาแน่นและความเร็วของของไหลในแต่ละสถานะ จาก $\rho_i u_i^2 / R$ เมื่อ ρ_i และ u_i คือความหนาแน่น ความเร็วจริงของของไหลในแต่ละสถานะตามลำดับ และ R คือรัศมีส่วนโค้งของท่อ ดังนั้นถ้าของไหลใดที่มีค่า $\rho_i u_i^2$ มากก็มีแนวโน้มที่จะเคลื่อนที่อยู่ทางด้านผนังที่ไกลสุดจากจุดศูนย์กลางส่วนโค้ง โดยส่วนใหญ่แล้วมักจะพบในกรณีการเกิดดังต่อไปนี้

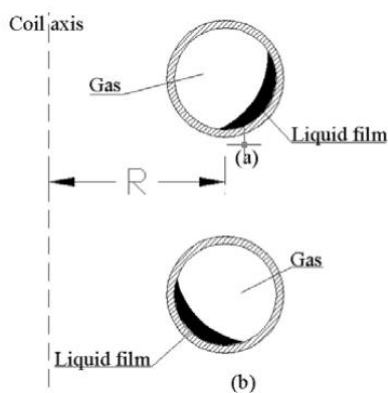
1) ที่ความดันของระบบสูงๆ $\rho_g u_g^2 < \rho_l u_l^2$ ดังนั้นของเหลวถูกเหวี่ยงออกไปติดกับผนังด้านที่อยู่ไกลสุดจากจุดศูนย์กลางส่วนโค้งดังแสดงในภาพประกอบ 21(a)

2) ที่ความดันของระบบต่ำ $\rho_g u_g^2 > \rho_l u_l^2$ ดังนั้นก๊าซจะถูกเหวี่ยงออกไปติดกับผนังด้านที่อยู่ไกลสุดจากจุดศูนย์กลางส่วนโค้งดังแสดงในภาพประกอบ 21 (b) ปรากฏการณ์อย่างนี้ในเราเรียกว่าการพลิกกลับ (Inverted) ซึ่งได้อธิบายรายละเอียดของการเกิดโดย (Whalley, 1987)

อย่างไรก็ตามเป็นที่ทราบกันดีว่าท่อที่มีความโค้งจะมีผลทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงต่อรูปแบบการไหลแบบวงแหวน ด้วยสิ่งที่เกิดขึ้นเหล่านี้

1) ละอองของเหลวเม็ดเล็กๆ (entrained liquid drops) ที่ลอยไปกับไอที่เป็นแกนกลางซึ่งละอองของเหลวจะถูกเหวี่ยงออกไปที่ท่อด้านนอกเนื่องจากมันมีความเร็วใกล้เคียงกับไอดังนั้นสัดส่วนของละอองสเปรย์ของเหลว (entrained liquid fraction) ที่ถูกพาโดยไอสําหรับการไหลในท่อขดหรือหลังจากไหลผ่านส่วนโค้งไปแล้วจะมีแนวโน้มลดลง ด้วยความจริงในข้อนี้จึงเป็นไปได้ที่ฟลักซ์ความร้อนวิกฤติ (critical heat flux) ของท่อโค้งจะมีค่าสูงกว่าของท่อตรง

2) ในข้อดที่โค้งกับ 180 องศา อย่างเช่นท่อที่โค้งกลับในหม้อกำเนิดไอน้ำ ฟิล์มของเหลวจะถูกคลื่นรบกวนและถูกทำลายไป แต่ฟิล์มของของเหลวจะกลับมาเกิดใหม่อีกครั้งเมื่อผ่านออกมาจากทางโค้งไปเพียงเล็กน้อยเท่านั้น



ภาพประกอบ 21 พฤติกรรมของของเหลวที่ไหลผ่านท่อโค้งหรือท่อขด
(a) เป็นพฤติกรรมในการไหลแบบปกติ (b) เป็นพฤติกรรมในการไหลแบบพลิกกลับของฟิล์มของเหลว
(ที่มา : ไมตรี พลสงคราม, 2548)

นอกจากนี้ยังมีรูปแบบการไหลที่อาจเกิดขึ้นได้สำหรับการไหลในท่อโค้งหรือท่อขด เช่น

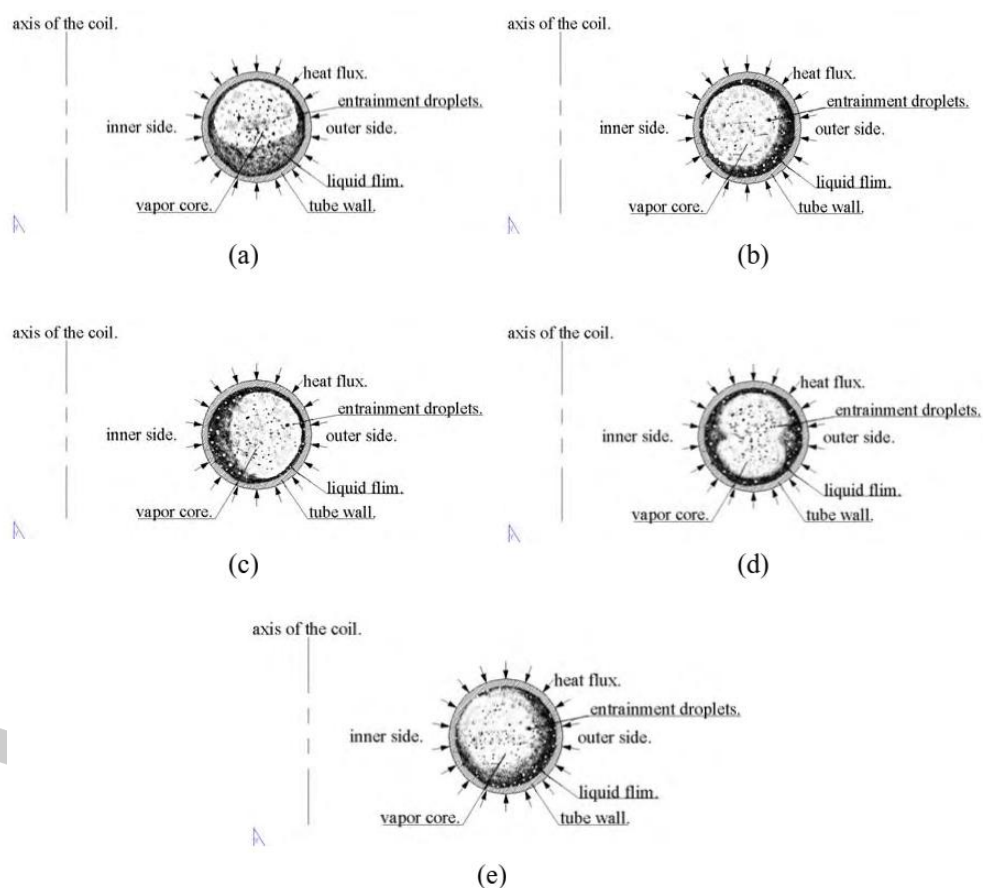
1) ถ้าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงมีผลต่อการไหลมาก อย่างเช่นการไหลในท่อขดที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของขดมากๆ และเป็นการไหลที่ฟลักซ์มวลต่ำๆ รูปแบบการไหลอาจจะเป็นแบบแยกชั้นเหมือนกับการไหลในท่อตรงที่วางในแนวนอนดังภาพประกอบ 22 (a)

2) ถ้าเกิดแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางมาก ความหนาของฟิล์มของเหลวอาจจะเป็นอย่างในภาพประกอบ 22 (b) ซึ่งเป็นกรณีที่แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางกระทำต่อของเหลวมากกว่าไอ หรือถ้าหากแรง

เหวี่ยงหนีศูนย์กลางกระทำต่อไอน้ำมากกว่าของเหลวรูปแบบการไหลอาจจะเป็นอย่างไรในภาพประกอบ 22 (c) รูปแบบการไหลในภาพประกอบ 22 (c) นี้โดยทั่วไปจะเรียกว่าการเกิด inverted annular flow ในท่อซึ่งอธิบายรายละเอียดโดย Berthoud และ Jayanti (10)

3) สำหรับในภาพประกอบ 22 (d) การกระจายฟิล์มของของเหลว ซึ่งอาจจะเป็นไปได้ในกรณีที่ผลของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเหนี่ยวนำให้เกิด entrained droplets และการ redeposition of droplets มากกว่าผลจากปัจจัยอื่นๆ ณ จุดที่มีความหนาของฟิล์มของเหลวมากที่สุดจะไม่สามารถสังเกตเห็นได้ หรือ อาจจะไม่เกิดขึ้นถ้าหากว่าการไหลชั้นที่สองมีความเข้มข้นน้อยกว่าการไหลชั้นที่หนึ่ง

4) ส่วนในภาพประกอบ 22 (e) แสดงการเปลี่ยนแปลงของความหนาของฟิล์มของเหลวที่น่าจะเกิดขึ้นได้ซึ่งส่วนใหญ่มักเกิดขค้นในกรณีที่ความดันในระบบสูงๆ และเป็นการไหลที่ฟลักซ์มวลต่ำจะเห็นว่าการกระจายของความหนาของฟิล์มของเหลวยังมีความสัมพันธ์กันอย่างน้อยก็สำคัญกับความดันในระบบด้วย



ภาพประกอบ 22 รูปแบบของการไหลสารสองสถานะที่เกิดขึ้นได้ในท่อโค้งหรือท่อขด
(ที่มา : ไมตรี พลสงคราม, 2548)

2.5 หลักการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Principle of enhanced heat transfer)

2.5.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม

โดยทั่วไปแล้วเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีของเหลวไหลสองชนิดถูกกันด้วยผนัง โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทความร้อนจากของเหลวร้อนไปยังผนังก่อนโดยการนำความร้อน และถ่ายเทความร้อนจากผนังไปยังของเหลวเย็นอีกครั้งโดยการพาความร้อน ในการวิเคราะห์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมควรรวมความต้านทานความร้อนทั้งหมดในเส้นทางการไหลของความร้อนจากของเหลวร้อนไปยังความเย็นเป็นความต้านทานเดียว (R) และแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลวทั้งสอง

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T \quad (2.57)$$

โดยที่ U คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม ซึ่งมีหน่วย $W/m^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ เพื่อแสดงให้เห็นถึงประโยชน์ของการเพิ่มประสิทธิภาพ โดยคูณและหารสมการ 2.57 จากความยาวรวมท่อ (L)

$$Q = \frac{\Delta TL}{RL} = \frac{UA}{L} L\Delta T \quad (2.58)$$

โดยเทอม L/UA คือความต้านทานความร้อนโดยรวมต่อหน่วยความยาวท่อและกำหนดโดย

$$\frac{L}{UA} = \frac{L}{h_i A_i} + \frac{L \ln(D_o / D_i)}{2\pi k L} L\Delta T + \frac{L}{h_o A_o} \quad (2.59)$$

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อ UA/L เพิ่มขึ้น ซึ่งอาจใช้รูปทรงทางเรขาคณิตที่ปรับปรุงพื้นผิวแล้วเพื่อเพิ่มอย่างใดอย่างหนึ่งหรือทั้งสองเงื่อนไข โดยความสัมพันธ์นี้เทียบพื้นผิวธรรมดา ซึ่งจะช่วยลดความต้านทานความร้อนต่อหน่วยความยาวท่อ โดยการลดลงของ L/UA นี้อาจใช้สำหรับวัตถุประสงค์ 1 ใน 3 อย่าง เช่น

1) การลดขนาด: เพื่อให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัดมากขึ้นเพื่อลดปริมาณโดยรวมและอาจเป็นต้นทุน

2) ลดกำลังปั๊มสูบ: เพื่อลดกำลังสูบมีความจำเป็นสำหรับกระบวนการถ่ายเทความร้อนที่กำหนด

3) การเพิ่มขึ้น UA : เมื่อค่า UA ที่สูงขึ้นสามารถใช้ประโยชน์ได้สองทาง:

(1) เพื่อให้ได้อัตราแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้นสำหรับอุณหภูมิเข้าของของไหลคงที่

(2) เพื่อลดความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนสิ่งนี้จะเพิ่ม

ประสิทธิภาพของกระบวนการทางอุณหพลศาสตร์ซึ่งอาจส่งผลให้ประหยัดต้นทุนการดำเนินงาน

2.5.2 การจำแนกประเภทของเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพ

โดยทั่วไปเทคนิคการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสามารถแบ่งออกเป็นสามประเภท คือ วิธีแบบโดยตรง แบบโดยอ้อม และแบบผสม

2.5.2.1 วิธีแบบโดยตรง (active method)

วิธีเหล่านี้มีความซับซ้อนมากขึ้นจากมุมมองการใช้งานและการออกแบบเนื่องจากวิธีการนี้ต้องใช้การนำเอาแหล่งพลังงานภายนอกบางส่วนเพื่อทำให้เกิดการปรับเปลี่ยนการไหลที่ต้องการและปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่พบว่ามีการใช้งานที่จำกัด เนื่องจากต้องใช้พลังงานภายนอกในการใช้งานจริงจำนวนมาก เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีแบบโดยอ้อมแล้ว เทคนิคเหล่านี้ไม่ได้แสดงศักยภาพมากนัก เนื่องจากการยากที่จะจัดหาแหล่งพลังงานภายนอกในหลายๆ กรณี ซึ่งการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนด้วยวิธีนี้สามารถทำได้โดยการเอาแหล่งพลังงานภายนอกเข้ามาช่วย เช่น อุปกรณ์ช่วยทางกล, อุปกรณ์ทางไฟฟ้า, การสั่นสะเทือนของพื้นผิว, การสั่นสะเทือนของของเหลว, สนามไฟฟ้าสถิต, การดูดฉีด และการปะทะของลำการฉีด เป็นต้น เพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดียิ่งขึ้น

2.5.2.2 วิธีแบบโดยอ้อม (passive method)

โดยทั่วไปวิธีเหล่านี้ใช้การปรับเปลี่ยนพื้นผิวหรือรูปทรงเรขาคณิตกับช่องไหลโดยการสอดใส่หรืออุปกรณ์เพิ่มเติม สิ่งเหล่านี้จะช่วยส่งเสริมค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นโดยการรบกวนหรือเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมของไหลที่มีอยู่ (ยกเว้นพื้นผิวที่ขยายออก) ซึ่งนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อม ในกรณีของพื้นผิวขยายออกพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพที่ด้านข้างของพื้นผิวที่ขยายเพิ่มขึ้น วิธีแบบโดยอ้อม (passive method) ถือเป็นข้อได้เปรียบเหนือวิธีแบบโดยตรง (active method) เนื่องจากไม่จำเป็นต้องป้อนพลังงานภายนอกโดยตรง เทคนิคเหล่านี้ไม่จำเป็นต้องมีการป้อนพลังงานโดยตรง แต่จะใช้น้ำมันจากระบบเอง ซึ่งในที่สุดจะนำไปสู่การเพิ่มขึ้นของความดันตกคร่อมของไหล การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วยเทคนิคเหล่านี้สามารถทำได้โดยใช้เทคนิค อาทิเช่น การเปลี่ยนแปลงพื้นผิว, พื้นผิวที่หยาก, พื้นผิวที่ขยายออก, การปรับเปลี่ยนอุปกรณ์เพิ่มประสิทธิภาพ, อุปกรณ์การไหลเวียน, ท่อขัด, อุปกรณ์ปรับแรงตึงผิว, สารเติมแต่งสำหรับของเหลวและสารเติมแต่งสำหรับก๊าซ เป็นต้น ซึ่งเทคนิคเหล่านี้สามารถนำเสนอได้ดังนี้[10],[11],[12]

1) การทำพื้นผิวให้หยากขรุขระ (Rough surfaces) เป็นการขึ้นรูปผนังท่อให้เกิดเป็นลอนและขรุขระ ภาพประกอบ 23 หรือทำให้ผิวในของท่อเป็นร่องเพื่อทำให้ nucleation sites มีมากขึ้น การทำผิวในลักษณะนี้จะเป็นการส่งเสริมการเกิด nucleate boiling นอกจากนี้ยังทำให้เกิดการรบกวนหรือส่งเสริมให้เกิดการผสมกันขึ้นภายในชั้น boundary layer ที่บริเวณใกล้ๆ กับผิวมากกว่าที่จะเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวในการถ่ายเทความร้อน



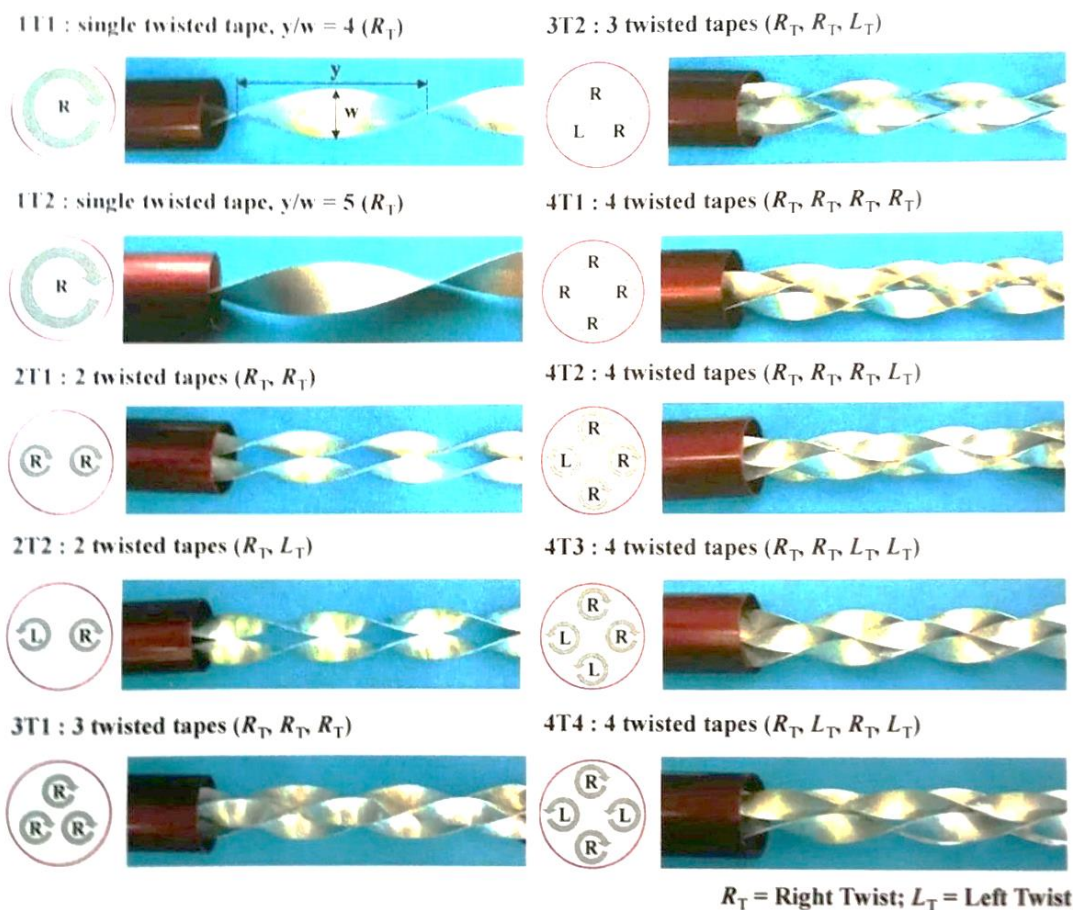
ภาพประกอบ 23 การทำให้ผิวท่อเกิดเป็นเกลียว พื้นผิวขรุขระ หรือร่อง
(ที่มา : ไมตรี พลสงคราม,2548)

2) การขยายพื้นผิว (Extended surfaces) เป็นการขยายพื้นผิวในการถ่ายเทความร้อน โดยการทำครีบลูกๆภายในท่อดังภาพประกอบ 24 หรือการทำครีบที่ผิวนอกของท่อ วิธีการนี้จะทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเนื่องจากครีบเล็กๆ ที่ผิวท่อจะมีผลต่อพฤติกรรมการณ์เคลื่อนที่ของของไหลในชั้น boundary layer วิธีการนี้จะเหมาะสมสำหรับใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้เกิดการระเหยหรือการควบแน่น



ภาพประกอบ 24 การทำครีบที่ผิวท่อที่ผิวด้านในและผิวด้านนอกท่อ
(ที่มา : ไมตรี พลสงคราม,2548)

3) การสอดใส่อุปกรณ์เข้าไปในท่อ (Displaced insert) เป็นการสอดอุปกรณ์บางอย่างเข้าไปในช่องทางการไหลเพื่อส่งเสริมให้เกิดการถ่ายเทพลังงานที่บริเวณผิวสัมผัส เป็นวิธีการที่นิยมใช้กับการไหลทั้งสถานะเดียวและการไหลสองสถานะ โดยการใส่อุปกรณ์ทำให้เกิดการไหลวน (Swirl flow) เป็นการสอดใส่อุปกรณ์เข้าไปในช่องทางการไหลเพื่อทำให้การไหลนั้นเกิดการหมุนวนหรือเกิดการไหลชั้นที่สองขึ้น อุปกรณ์ที่ทำให้เกิดการหมุนวนอาจมีรูปร่างที่แตกต่างกันหลายรูปแบบ อย่างเช่นภาพประกอบ 25 เป็นการสอดใส่แถบใบพัดเข้าไปตลอดความยาวท่อ



ภาพประกอบ 25 ท่อที่มีการสอดใส่อุปกรณ์ภายในท่อเพื่อทำให้เกิดการรบกวนการไหล

ในชั้น boundary layer

(ที่มา : สุริยา โชคเพิ่มพูน, 2557)

2.5.2.3 วิธีแบบผสม (compound method)

วิธีการเพิ่มแบบผสมเป็นวิธีที่ใช้เทคนิคที่กล่าวถึงข้างต้นมากกว่าหนึ่งเทคนิคร่วมกับวัตถุประสงค์ในการปรับปรุงประสิทธิภาพของเทอร์โมไฮดรอลิกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อใช้เทคนิคเหล่านี้สองอย่างหรือมากกว่าพร้อมกันเพื่อให้ได้การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าในกระบวนการนั้น โดยวิธีใดวิธีหนึ่งเมื่อใช้ร่วมกันจะเรียกว่าการเพิ่มประสิทธิภาพแบบผสม โดยเทคนิคนี้เกี่ยวข้องกับการออกแบบที่ซับซ้อนและด้วยเหตุนี้จึงมีการใช้งานที่จำกัด

2.5.3 ประโยชน์ของการเพิ่มประสิทธิภาพ

พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตพิเศษช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ โดยการสร้าง hA ที่สูงขึ้นต่อหน่วยพื้นที่ผิวหลัก ซึ่งเห็นได้ชัดว่ามี 3 วิธีพื้นฐานในการเพิ่มประสิทธิภาพ

1) การเพิ่มพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิภาพ (A) ต่อหน่วยปริมาตร โดยไม่เปลี่ยนแปลงค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) ซึ่งลักษณะนี้พื้นผิวครีบทรงตาช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน

2) การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) โดยไม่เปลี่ยนแปลงพื้นที่ผิว (A) ทำได้โดยใช้รูปร่างช่องพิเศษ เช่น แบบช่องหยัก หรือช่องรอยย่น ซึ่งทำให้เกิดการผสมเนื่องจากการไหลทุติยภูมิและการแยกชั้นขอบเขตภายในช่องการไหล เกิดการหมุนวน (Vortex generators) และยังเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) โดยไม่ต้องเพิ่มพื้นที่อย่างมีนัยสำคัญ โดยการสร้างกระแสน้ำวนหมุนวนตามแนวยาวเพื่อแลกเปลี่ยนของเหลวระหว่างผนังและบริเวณแกนกลางของการไหลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

3) การเพิ่มทั้งสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) และ พื้นที่ผิว (A) โดยใช้ลักษณะครีบทรงการไหล เช่น ครีบทรง และครีบทรงเกล็ด โดยพื้นผิวเหล่านี้เพิ่มพื้นที่ผิวที่มีประสิทธิภาพและเพิ่มการถ่ายเทความร้อนผ่านการเปลี่ยนแปลงแบบซ้ำๆ และการทำลายชั้นขอบเขต

2.5.4 ปัจจัยสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal performance factor)

พารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับการศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน คือ ปัจจัยสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนและปัจจัยแรงเสียดทาน เนื่องจากเกี่ยวข้องกับต้นทุนการดำเนินงาน ซึ่งในงานปัจจุบันปัจจัยสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ที่พิจารณาภายใต้กำลังสูบหรือเป่าคงที่ ระหว่างท่อธรรมดา กับท่อที่สอดใส่ (insert tube) และคุณสมบัติของของเหลวคงที่สามารถทำได้ดังต่อไปนี้ :

$$(\dot{V} \rho g \Delta h)_p = (\dot{V} \rho g \Delta h)_s \quad (2.60)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลเชิงปริมาตรและจำนวนเรย์โนลด์สามารถแสดงได้โดยการคูณและหารสมการตัวเลขเรย์โนลด์ตามอัตราการไหลเชิงปริมาตร

$$Re = \left(\frac{UD}{\nu} \right) \left(\frac{\dot{V}}{UA} \right) = \left(\frac{D}{\nu A} \right) (\dot{V}) = C(\dot{V}) \quad (2.61)$$

จากสมการ $f = \frac{2gh_{loss}}{(L/D)U^2}$ นำเสนอในรูปแบบของการสูญเสียภายในท่อ ความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียภายในท่อและปัจจัยแรงเสียดทาน สามารถแสดงได้โดยการคูณและหารด้วยจำนวนเรย์โนลด์กำลังสอง

$$\Delta h_{loss} = \left(f \frac{LU^2}{2gD} \right) \left(\frac{Re^2}{(UD/\nu)^2} \right) = \left(\frac{L\nu^2}{2gD^3} \right) (f \cdot Re^2) = C(f \cdot Re^2) \quad (2.62)$$

แทนค่าสมการ 2.61 และ 2.62 ลงในสมการ 2.60 จะได้ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วน
ปัจจัยแรงเสียดทานและจำนวนเรย์โนลด์ที่กำลังสับสนเดียวกัน

$$\left(\frac{Re_s}{Re_p} \right)_{pp} = \left(\frac{f_s}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (2.63)$$

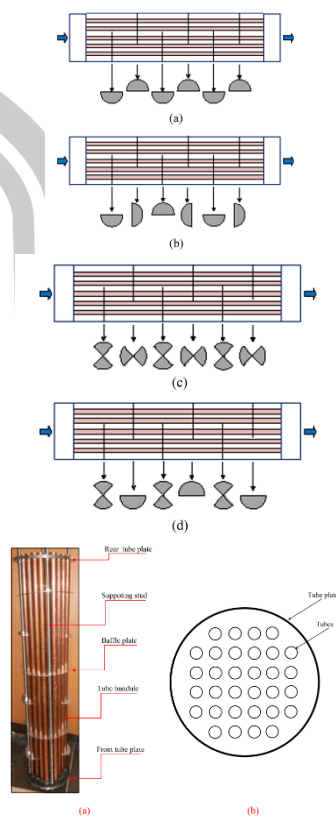
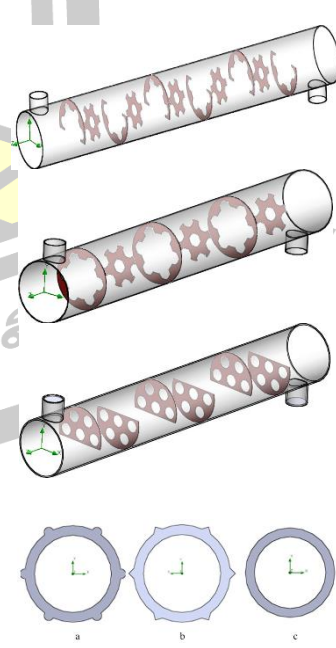
ปัจจัยสมรรถนะเชิงความร้อน (η) ถูกกำหนดให้เป็นอัตราส่วนของค่าสัมประสิทธิ์การ
ถ่ายเทความร้อนแบบพาความร้อนของท่อที่สอดใส่กับท่อธรรมดา ซึ่งสามารถแสดงเป็น

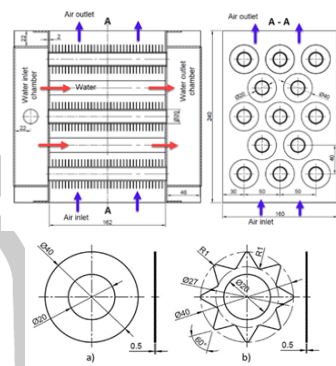
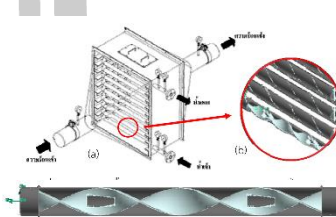
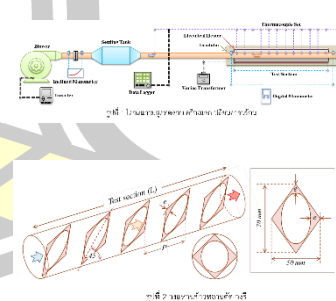
$$\eta = \frac{h_s}{h_p} \bigg|_{pp} = \frac{Nu_s}{Nu_p} \bigg|_{pp} = \left(\frac{Nu_s}{Nu_p} \right) \left(\frac{Re_s}{Re_p} \right) = \left(\frac{Nu_s}{Nu_p} \right) \left(\frac{f_s}{f_p} \right)^{-1/3} \quad (2.64)$$

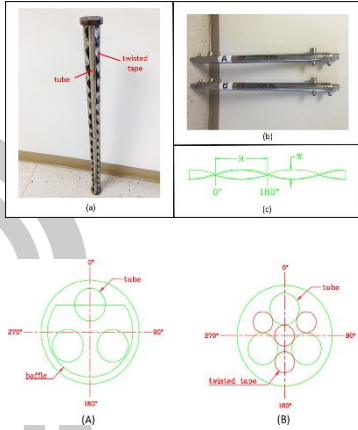
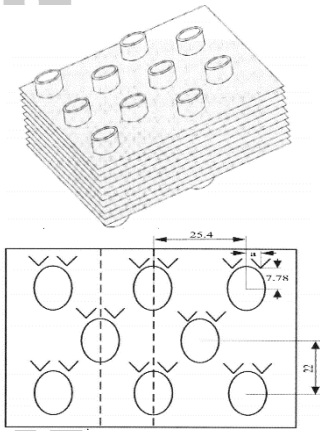
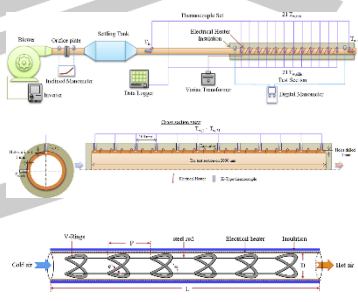
โดยที่ h_p และ h_s เป็นค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับท่อธรรมดาและท่อที่สอด
ใส่(insert tube) ตามลำดับ

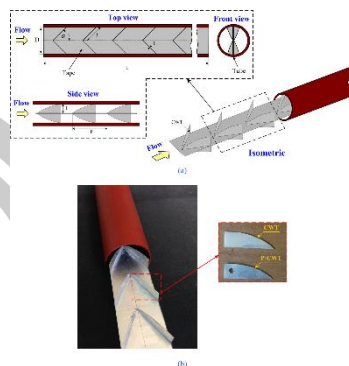
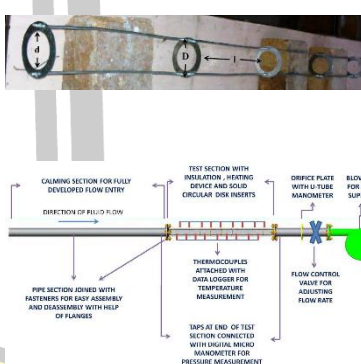


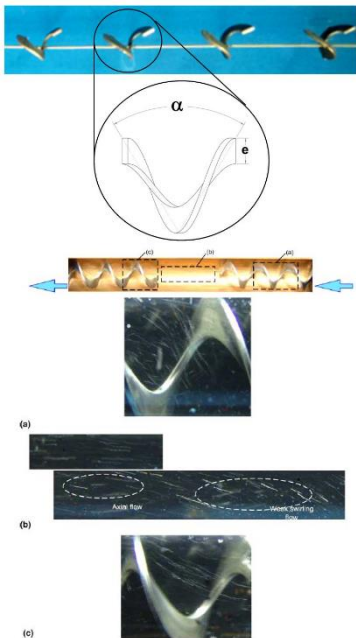
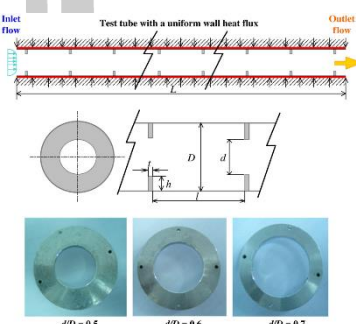
ตารางที่ 4 การประยุกต์ใช้การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อน วิธีแบบโดยอ้อม

เจ้าของผลงาน	เงื่อนไขและผลการศึกษา	รูปแบบ/โครงสร้าง								
[1] Emad M.S. et al. (2019)	Single segmental baffle (CSSB), staggered single segmental baffle (SSSB), Flower segmental baffle (FSB), and hybrid segmental baffle (HSB)									
	สารทำงานของไหล น้ำ									
	อัตราการไหลของ tube-side คงที่ 18 LPM, อัตราการไหลของ shell-side(SSFR) ในช่วง 12–17 LPM, มุมการจัดวางแผ่นกัน 90°									
	<table><tr><td>Re</td><td>Nu/Nu_0</td><td>f/f_0</td><td>η</td></tr><tr><td>-</td><td>133-189</td><td>-</td><td>1.27-1.4</td></tr></table>	Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η	-	133-189	-	1.27-1.4	
Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η							
-	133-189	-	1.27-1.4							
[2] Ali Akbar. et.al. (2019)	Segmental baffle, disk baffle and combined segmental-disk baffle									
	สารทำงานของไหล น้ำ									
	อัตราการไหลเชิงมวล 0.5, 1 และ 2 kg/s, ค่าเฉลี่ยของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ Shell-Side ของ DB-TR และ CSDB-TR คือ 26.6% และ 31.9% สูงกว่า DB-CR และ CSDB-CR ตามลำดับ, สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนโดยเฉลี่ย เพิ่มขึ้น 39%, 37%, และ 13% สำหรับ DB-TR, CSDB-TR และ CSDB-CR ตามลำดับ									
	<table><tr><td>Re</td><td>Nu/Nu_0</td><td>f/f_0</td><td>η</td></tr><tr><td>-</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td></tr></table>	Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η	-	-	-	-	
Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η							
-	-	-	-							

เจ้าของผลงาน	เงื่อนไขและผลการศึกษา	รูปแบบ/โครงสร้าง						
[3] Mladen Bosnjakovic. et. al. (2020)	Annular and star-shaped fins สารทำงานของไหล น้ำ							
	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อประกอบด้วย 13 ท่อ ถูกจัดเรียงตามยาว 5 คอลัมน์ และขวางเป็น 3 แถว, 35 ครีบลม มุมครีบลม 60°, การไหลของน้ำถูกควบคุมในช่วง 3-5 °C, ช่วงอัตราการไหลระหว่าง 1.28-5.89 m/s							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>η</th></tr><tr><td>2000-13000</td><td>-</td><td>-</td><td>0.50-0.84</td></tr></table>		Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η	2000-13000	-
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η					
2000-13000	-	-	0.50-0.84					
[4] อุทัย ผ่องศรีศรี และคณะ. (2558).	แผ่นใบพัดตัดตรงกลางเป็นสี่เหลี่ยม สารทำงานของไหล น้ำ							
	แผ่นใบพัดอลูมิเนียมที่มีสัดส่วนการบิด (y/w) เท่ากับ 3 แผ่นใบพัดตัดตรงกลางเป็นสี่เหลี่ยมมีพื้นที่รวม 0.09 m ² ที่ความเร็วดูดความร้อนทั้ง 5-7 m/s, อุปกรณ์อุ่นน้ำ ป้อนแบบเปลือกและท่อ มีสมรรถนะ 0.60							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>η</th></tr><tr><td>-</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td></tr></table>		Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η	-	-
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η					
-	-	-	-					
[5] นรินทร์ กุลนาคถ และคณะ (2561).	แผ่นก้นวงแหวนขาหาลามตัด-ขาหาลามตัด สารทำงานของไหล อากาศ							
	วงแหวนขาหาลามตัด-ขาหาลามตัด ถูกติดตั้งในลักษณะวางเอียงทำมุม 45°, อัตราส่วนการวางการไหล RB=e/D=0.15 และ 0.20, อัตราส่วนระยะพิทต (RP=P/D=1.00, 1.25, 1.50 และ 2.00)							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>TEF</th></tr><tr><td>4,000-20,000</td><td>3.2-4.1</td><td>38.2-85.6</td><td>1.09</td></tr></table>		Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF	4,000-20,000	3.2-4.1
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF					
4,000-20,000	3.2-4.1	38.2-85.6	1.09					

เจ้าของผลงาน	เงื่อนไขและผลการศึกษา	รูปแบบ/โครงสร้าง						
[6] Zahid H. Ayub, et al. (2018).	Baffle and twisted tapes							
	สารทำงาน สารละลายโพรพิลีนไกลคอล/น้ำ.							
	ความเข้มข้นสารละลายโพรพิลีนไกลคอล/น้ำ 0 ถึง 40% โดยปริมาตร, กำหนดใช้แผ่นใบพัดเกลียวคงที่ที่มีอัตราส่วนการบิด $H/W = 4$ (มุมมอง 180°)							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu_0</th><th>f/f_0</th><th>η</th></tr><tr><td>800-8000</td><td>0.33-0.38</td><td>0.016-0.02</td><td>1.13-1.28</td></tr></table>		Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η	800-8000	0.33-0.38
Re	Nu/Nu_0	f/f_0	η					
800-8000	0.33-0.38	0.016-0.02	1.13-1.28					
[7] อำนาจ บุญลอย และวิฑาดา เจษฎารัตนชัย. (2558).	ปีกสามเหลี่ยมติดตั้งที่แผ่นครีป (V-Down stream)							
	สารทำงานของไหล อากาศ							
	ปีกสามเหลี่ยมติดตั้งที่แผ่นครีป มีการจัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหล, มุมปะทะการไหลของปีก $\theta = 15^\circ 30^\circ 45^\circ$ และ 60° , อัตราการไหล							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu_0</th><th>f/f_0</th><th>TEF</th></tr><tr><td>500-2,500</td><td>1.1-1.59</td><td>1.6-4.4</td><td>0.91-1.09</td></tr></table>		Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF	500-2,500	1.1-1.59
Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF					
500-2,500	1.1-1.59	1.6-4.4	0.91-1.09					
[8] Witoon Chingtuaythong .et.al.(2017).	Inserted with V-shaped rings							
	สารทำงานของไหล อากาศ							
	แผ่นวงแหวน V-shaped rings ทำมุม 30° , อัตราส่วนระยะพิชต์ของวงแหวน ($RP = P/D = 0.5, 1.0, 1.5$ และ 2.0) และอัตราส่วนการอุดตันของวงแหวน ($RB = e/D = 0.1, 0.15$ และ 0.2)							
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu_0</th><th>f/f_0</th><th>TEF</th></tr><tr><td>5000-25000</td><td>3.5-6.6</td><td>10.2-82.1</td><td>1.36-1.63</td></tr></table>		Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF	5000-25000	3.5-6.6
Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF					
5000-25000	3.5-6.6	10.2-82.1	1.36-1.63					

เจ้าของผลงาน	เงื่อนไขและผลการศึกษา	รูปแบบ/โครงสร้าง										
[9] Sompol Skullong.et.al. (2018).	Inserted with curved-winglet tapes (CWT) and perforated-curved-winglet tape (P-CWT)											
	สารทำงานของไหล อากาศ											
	ใช้เทปตรงเพื่อรองรับติดตั้ง Curved-winglet tapes 45° ทั้งสองด้าน แนวยาวสองคู่ตามแนวท่อทดสอบ โดยใช้ 3 ความสัมพันธ์ winglet heights (b/D = BR = 0.1, 0.2 and 0.3) and (P/D = PR = 0.5, 1.0 and 2.0) และคุณลักษณะของ P-CWT ประกอบด้วยเส้นผ่านศูนย์กลางของรูเจาะที่แตกต่างกัน 5 ขนาด (d = 1.0, 1.5, 2.0, 2.5 และ 3.0 มม.)											
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>TEF</th></tr><tr><td rowspan="2">4150–25,400</td><td>CWT 3.34-4.76</td><td>12.99-19.47</td><td rowspan="2">1.76</td></tr><tr><td>P-CWT 3.06-3.97</td><td>8.01-18.66</td></tr></table>	Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF	4150–25,400	CWT 3.34-4.76	12.99-19.47	1.76	P-CWT 3.06-3.97	8.01-18.66	
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF									
4150–25,400	CWT 3.34-4.76	12.99-19.47	1.76									
	P-CWT 3.06-3.97	8.01-18.66										
[10] Alok Kumar.et.al. (2016)	Inserted with circular disk											
	สารทำงานของไหล อากาศ											
	พารามิเตอร์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง ได้แก่ อัตราส่วนความหนาของ (t/D) ของ SHCD ได้แก่ 0.0075 อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง (DR=d/D = 0.6, 0.7 และ 0.8) และอัตราส่วนพิทช์ (PR=L/D = 1, 2, 3 และ 4), ส่วนทดสอบ (ยาว 1.4 ม.) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D) 68 มม. มีฟลักซ์ความร้อนคงที่											
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>TEF</th></tr><tr><td>6500 – 23000</td><td>2.75-4.45</td><td>14.8-68.0</td><td>1.4</td></tr></table>	Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF	6500 – 23000	2.75-4.45	14.8-68.0	1.4			
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF									
6500 – 23000	2.75-4.45	14.8-68.0	1.4									

เจ้าของผลงาน	เงื่อนไขและผลการศึกษา	รูปแบบ/โครงสร้าง								
[11] สิริสวัสดิ์ จิ่งเจริญนิชร และ คณะ (2557).	ใบพัดเกลียวเว้นช่วง									
	สารทำงานของไหล อากาศ									
	ทำการศึกษาอัตราส่วนระยะพิตต่อเส้นผ่านศูนย์กลาง (P/D=PR) เท่ากับ 2, อัตราส่วนการบล็อกการไหล (e/D=BR) เท่ากับ 0.27 และที่มุมปะทะการไหล (α) เท่ากับ 75,60,45 และ 30 องศา, พบว่าที่มุม (α =60) ส่งผลต่อค่าการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด									
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>TEF</th></tr><tr><td>5,000 - 25000</td><td>3.8-4.7</td><td>82-86</td><td>1.13-1.50</td></tr></table>	Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF	5,000 - 25000	3.8-4.7	82-86	1.13-1.50	
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	TEF							
5,000 - 25000	3.8-4.7	82-86	1.13-1.50							
[12] V. Kongkaitpaibon. et.al. (2010)	A round tube fitted with circular-ring turbulators									
	สารทำงานของไหล อากาศ									
	พารามิเตอร์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง แผ่นกั้นการไหลแบบวงแหวน (circular-ring turbulators or CRTs) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของวงแหวนถูกกำหนดไว้ที่ 62 มม. ทดลองที่อัตราส่วน d/D = 0.5, 0.6 และ 0.7, อัตราส่วนระยะพิทซ์ p/D = 6, 8 และ 12, ที่มุม 90° และท่อชุดทดลอง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 63 มม. ความยาวท่อ 1500 มม.									
	<table><tr><th>Re</th><th>Nu/Nu₀</th><th>f/f₀</th><th>η</th></tr><tr><td>4000 - 20000</td><td>1.6-2.9</td><td>5-70</td><td>0.55-1.07</td></tr></table>	Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η	4000 - 20000	1.6-2.9	5-70	0.55-1.07	
Re	Nu/Nu ₀	f/f ₀	η							
4000 - 20000	1.6-2.9	5-70	0.55-1.07							

2.6 คุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเก่า

การใช้น้ำมันหล่อลื่นในปัจจุบัน มีสถิติน้ำมันหล่อลื่นที่ผลิตและนำเข้ามาเพื่อจำหน่ายมีมากกว่า 530 ล้านลิตร โดยประมาณการว่ามีการใช้ไปในกลุ่มกิจกรรมที่สำคัญรวมกันมีจำนวนมากกว่า 509 ล้านลิตร เกิดเป็นน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้วมีจำนวนมากกว่า 329 ล้านลิตร คิดเป็นสัดส่วนประมาณ 65 % กลุ่มกิจกรรมหลักที่สำคัญมีดังนี้

1) กลุ่มยานยนต์ การเดินทางและขนส่งด้วยยานพาหนะทางบก ทางเรือ และทางอากาศ เป็นแหล่งการใช้น้ำมันหล่อลื่นมากที่สุดประมาณ 61.3 % และเป็นการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันหล่อลื่นบ่อยๆ จึงเป็นกลุ่มที่ทำให้เกิดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้วสูงสุด 67.8% อยู่ซ่อมบำรุง, ศูนย์บริการ, สถานีบริการน้ำมัน จึงเป็นแหล่งที่จัดเก็บรวบรวมน้ำมันเครื่องที่ใช้แล้วได้ดี และมีคุณภาพกว่าแหล่งอื่นๆ การสูญหายไปของน้ำมันหล่อลื่นเกิดจากการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ติดค้างอยู่กับไส้กรองและร้วซึม

2) กลุ่มอุตสาหกรรม ได้แก่โรงงานต่างๆ ซึ่งเพิ่มขึ้นเป็นจำนวนมากนับตั้งแต่ปี 2531 เป็นต้นมา ลักษณะการใช้ที่หลากหลายผู้ประกอบการรู้จักใช้และจัดการน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้วได้ดีมีสัดส่วนการใช้ประมาณ 142 ล้านลิตรคิดเป็น 28 % เป็นกลุ่มที่ทำให้เกิดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้ว 22.2 %

3) กลุ่มเกษตรกรรม ใช้ในเครื่องจักรการเกษตรเช่น รถไถ เครื่องสูบน้ำ ใช้กระจัดกระจายไปในชนบททั่วประเทศ ไม่เป็นกลุ่มจึงยากต่อการเก็บรวบรวมเพราะค่าขนส่งสูง เป็นกลุ่มที่ทำให้เกิดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้ว 5.9 %

4) กลุ่มประมง พื้นที่การประมงอยู่บริเวณปากอ่าวแม่น้ำ ชายทะเลและอ่าวไทย เป็นกลุ่มเสี่ยงต่อการก่อเกิดมลพิษทางทะเลและชายหาด เป็นกลุ่มที่ทำให้เกิดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้วสูงที่สุด 3.3%

5) กลุ่มราชการและรัฐวิสาหกิจ ได้แก่กลุ่มทหาร 3 เหล่าทัพตำรวจ กรมทางหลวง กรมชลประทาน การบินไทย การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย การรถไฟ บริษัทขนส่งจำกัด เป็นต้น เป็นกลุ่มที่ทำให้เกิดปริมาณน้ำมันหล่อลื่นใช้แล้ว 1.59 %

ตารางที่ 5 ปริมาณการใช้น้ำมันหล่อลื่นและการเกิดน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว

กลุ่มกิจกรรม	ใช้น้ำมันหล่อลื่นใหม่ (ล้านลิตร)	สัดส่วน (%)	น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว (ล้านลิตร)	สัดส่วน (%)
ยานยนต์	312.18	61.3	223.05	71.45
อุตสาหกรรม	142.37	28.0	73.24	51.44
เกษตรกรรม	29.96	5.9	16.73	55.84

กลุ่มกิจกรรม	ใช้น้ำมันหล่อลื่นใหม่ (ล้านลิตร)	สัดส่วน (%)	น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว (ล้านลิตร)	สัดส่วน (%)
ประมง	16.9	3.3	10.89	64.44
รัฐวิสาหกิจ	7.8	1.5	5.24	67.18
รวม	509.2	100	329.15	

(ที่มา อนุรักษ์ นุ่นนวล, 2550)

2.6.1 คุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว

คุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้วจะเปลี่ยนไปตามลักษณะการใช้งานได้มีการจัดเก็บตัวอย่างจากกลุ่มสถานบริการศูนย์บริการคาร์แคร์ กลุ่มเรือประมงจากภาคต่างๆ ของประเทศ ยกเว้นกลุ่มอุตสาหกรรมและกลุ่มรัฐวิสาหกิจผลการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้วปรากฏว่าได้ผลวิเคราะห์ต่อไปนี้

ตารางที่ 6 ผลการวิเคราะห์คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้แล้ว

คุณสมบัติ	น้ำมันหล่อลื่น ที่ใช้แล้ว
คุณสมบัติความลื่นไหล Vis@50 °C ค่าที่ได้	63 cst
จุดวาบไฟ (Flash Point)	228 °C
ตะกอนที่ไม่ละลายในตัวทำละลาย (Insoluble) มีตะกอนที่ไม่เล็กน้อย Pentane	
Toluene	0.10%
Pentane	0.12%
น้ำ (Water Content)	0.35%
เถ้า (Ash)	-
ค่าความร้อนเชื้อเพลิง (Heating Value)	10,596 kcal/kg

(ที่มา : อนุรักษ์ นุ่นนวล, 2550)

คุณสมบัติโดยรวมสามารถเป็นน้ำมันเชื้อเพลิงชนิดน้ำมันเตา A ได้ ซึ่งมีคุณสมบัติเฉลี่ยในค่าความร้อน (Heating Value) ประมาณ 10,596 kcal/kg ปริมาณกำมะถันไม่เกิน 1% และจุดไหลเท Vis@50°C ประมาณ 63 cst โดยเฉลี่ยน้ำมัน (H₂O Content) และโลหะที่เกิดจากการเผาไหม้และ

สีทหรือนปริมาณน้อยมากพบว่ามีโลหะและสารที่มาจากการเพิ่มคุณภาพ (Additives) คงเหลืออยู่ในปริมาณมากเช่น Zn Ca Mg และ P มีคุณสมบัติที่ดีของน้ำมันหล่อลื่นเหลืออยู่

สรุปผลการวิเคราะห์ : สามารถนำมาใช้เป็นน้ำมันเชื้อเพลิงเพื่อทดแทนน้ำมันเตาได้เป็นอย่างดี ซึ่งสามารถใช้ได้ในอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น ในเตาเผา Cement เป็นเชื้อเพลิงในหม้อต้มน้ำ อุตสาหกรรม (Boiler) ใช้ในการเป็นเชื้อเพลิงหลอมโลหะบางประเภทเป็นต้น[13] แต่จะมีเถ้าตะกอนเล็กน้อยซึ่งมีปริมาณต่ำกว่าน้ำมันเตา (มาตรฐานสูงสุดให้เท่ากับ 1.0% wt)

2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Adem Acir และคณะ (2016) ได้ทำการศึกษาศักยภาพการเพิ่มสมรรถนะผลกระทบของเครื่องปั่นไฟวงแหวนกลม (CRTs) ที่มีอัตราส่วนระยะห่างและจำนวนรูที่แตกต่างกันต่อการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในเครื่องทำอากาศร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดใหม่ การทดลองได้ดำเนินการโดยการเปลี่ยนพารามิเตอร์อัตราส่วนระหว่างพิทช์ (PR) จำนวนรู (N) และจำนวนเรย์โนลด์ (Re) ในช่วงระหว่าง 3,000 และ 7,500 ภายใต้ความร้อนจากแสงอาทิตย์ flux (I) ผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้ CRT เทียบกับหลอดธรรมดาทั่วไป ผลการทดลองแสดงให้เห็นถึงการปรับปรุงอย่างมีนัยสำคัญในการถ่ายเทความร้อนใน SAHs ด้วย CTR จากผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่สูงขึ้นด้วย CRTs ที่ใส่เข้าไปในหลอดใน SAHs ได้รับมาจาก PR = 2 และ N = 2 ผลลัพธ์ที่ดีที่สุดจากการทดลองพบว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน 229% ท่อธรรมดาทั่วไปและค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (g) คำนวณได้เป็น 1.83 นอกจากนี้ยังได้พัฒนาความสัมพันธ์ทางสถิติสำหรับ Nu, f และ g ผลลัพธ์ความสัมพันธ์เหล่านี้แสดงให้เห็นข้อตกลงที่ดีกับผลการทดลองที่มีค่าเบี่ยงเบน $\pm 10\%$

Ali Akbar et al. (2019) ได้ศึกษาการไหลของของไหลและการถ่ายโอนความร้อนของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ ที่ติดตั้งแผ่นกั้นการไหลแบบแยกส่วน (SB-STHE) เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพโดยใช้แผ่นกั้นร่วม และวางตามแนวยาวของตัวแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ท่อแบบซี่สามเหลี่ยมและรูปแบบซี่วงกลม นำมาใช้กับแผ่นกั้นและแผ่นกั้นแบบแผ่นดิสก์ (DB-STHE) ในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ และแผ่นกั้นแบบแยกส่วน-แบบดิสก์แบ่งส่วนในตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ (CSDB-STHE) กำหนดขอบเขตของของไหลในแบบจำลอง โดย Solidworks Flow Simulation (Ver. 2015) ผลลัพธ์ที่ได้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับข้อมูลการทดลองและผลลัพธ์เชิงตัวเลขที่อยู่ในวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง ซึ่งผลที่ได้รับขึ้นอยู่กับภายใต้อัตราการไหลของมวลสูงสุด (2 kg/s) ค่าเฉลี่ยของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ Shell-Side ของ DB-TR และ CSDB-TR คือ 26.6% และ 31.9% สูงกว่า DB-CR และ CSDB-CR ตามลำดับ เมื่อประเมินประสิทธิภาพ $Q/\Delta P$ ที่อัตราการไหลเดียวกัน โดย DB-TR, CSDB-TR,

CSDB-CR และ DB-CR มีค่าเท่ากับ 42.8%, 40.5%, 24.2% และ 7.12% ตามลำดับ ซึ่งมีค่าสูงมากกว่าแผ่นกันแบบปกติ และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ โดย DB-TR, CSDB-TR และ CSDB-CR มีค่าเท่ากับ 39%, 37% และ 13% ตามลำดับ ซึ่งมีค่าสูงมากกว่าแผ่นกันแบบปกติ

Alok Kumar.et.al. (2016) ได้ศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับประสิทธิภาพทางความร้อนและคุณลักษณะการไหลของของเหลวในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีแผ่นดิสก์ทรงกลมกลวงที่บัพผลกระทบของแผ่นกันแบบแผ่นกลมกลวงที่บัพ (SHCD) ต่อการถ่ายเทความร้อน ปัจจัยแรงเสียดทานและปัจจัยประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดำเนินการทดลองที่พารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดลอง ได้แก่ อัตราส่วนความหนาของท่อ (t/D) ของ SHCD คือ 0.0075 อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางกลาง (d/D = 0.6, 0.7 และ 0.8) และอัตราส่วนระยะพิทช์ (V/D = 1, 2, 3 และ 4) ตามลำดับ การทดลองจะดำเนินการในช่วงของ Reynolds number ตั้งแต่ 6,500-23,000 การตั้งค่าชุดทดสอบประกอบด้วยส่วนทดสอบ (ความยาว 1.4 ม.) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (D) 68 มม. โดยฟลักซ์ความร้อนคงที่ในส่วนการทดสอบ ควบคุมด้วยหม้อแปลงแรงดันไฟฟ้าและขดลวดความร้อน จากการตรวจสอบเชิงทดลองพบว่าประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมีการเพิ่มประมาณ 4.45 เท่าในกรณีที่ PR = 1 และ DR = 0.6, และประสิทธิภาพการระบายความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ 1.4 เท่าสำหรับ PR = 1 และ DR = 0.8 เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

Emad M.S. El-Said. et.al. (2019) นำเสนอการศึกษาเปรียบเทียบเชิงการทดลองเกี่ยวกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่มีการปรับตั้งค่าแผ่นกัน แบบแบ่งส่วน 4 ส่วน (BC) เพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งแสดงทางกลศาสตร์และอุณหพลศาสตร์ การกำหนดค่าแผ่นกัน คือ แผ่นกันแบบปล้องแผ่นเดียวตามแนว (CSSB), แผ่นกันแบบปล้องแผ่นเดียวแบบสลับหลัก (SSSB), แผ่นกันแบบช่อดอกไม้ (FSB), และแผ่นกันแบบผสมผสานใช้ร่วมกัน (HSB) แต่แต่ละครั้งจะถูกทดสอบด้วยอัตราการไหลของเซลล์ด้านต่างๆ (SSFR) ที่อัตราการไหลระหว่าง 12 และ 17 LPM. นอกจากนี้ยังมีการวัดความต้านทานการไหลในด้านเปลือกเพื่อประเมินการสูญเสียพลังงานในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตามเงื่อนไขที่ตั้งไว้ นอกจากนี้ประสิทธิภาพเทอร์โมไดนามิกยังขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพการวิเคราะห์และหา exergy ผลลัพธ์ที่นำเสนอแสดงให้เห็นว่าการกำหนดค่า baffle ใหม่ เช่น SSSB, FSB และ HSB มีผลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนอย่างมาก ซึ่งรูปแบบของแผ่นกัน (BC) สามารถช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (U), ประสิทธิภาพ (ε) และ NTU ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน. อิทธิพลของการกำหนดค่าแผ่นกันแบบ HSB มีผลต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงกว่ารูปแบบอื่นในทุกกรณีทดสอบ ในขณะที่ความต้านทานการไหลด้านเปลือกของแผ่นกันแบบ HSB นั้นสูงกว่ากรณีอื่นในทุกกรณีทดสอบ เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์

การถ่ายเทความร้อนโดยรวม (U) เท่ากับ 185–248% ซึ่งแผ่นกันแบบ HSB ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ exergy เป็น 1.27-1.4 เท่า เมื่อเปรียบเทียบกับ CSSB

Mladen Bosnjakovic et al. (2020) ได้ศึกษาและวิเคราะห์การประยุกต์ใช้ครีบริปูดาวสแตนเลส ซึ่งเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลของของเหลวที่มีรูปร่างทางเรขาคณิต และด้วยวิธีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการทดลองนี้ได้มีการสร้างตัวแลกเปลี่ยนความร้อนสองขนาดที่มีขนาดเท่ากัน แบบที่มีครีบริปูวงแหวนและแบบมีครีบริปูดาว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสองได้รับการทดสอบด้วยอุปกรณ์เดียวกันและอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่เหมือนกันในช่วงจำนวน Reynolds จาก 2,000–13,000 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าค่าฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น 39.3% เมื่อใช้ครีบริปูดาวเมื่อเทียบกับครีบริปูวงแหวน ซึ่งมีค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนลดลง 23.8%

จากการศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบริปูวงแหวน (Annular fin) และครีบริปูดาว (Star fin) พบว่าการใช้ครีบริปูดาวให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า มีข้อสังเกตในเรื่องพื้นที่การถ่ายเทความร้อนที่ Annular fin ควรจะถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า การปรับปรุงร่างของครีบริปูเป็นรูปดาวอาจทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนลดลง แต่อย่างไรก็ดี การปรับปรุงร่างครีบริปูเป็นรูปทรงดาวเมื่อของไหลแลกเปลี่ยนความร้อนไหลผ่านครีบริปูจะเกิดความดันตกคร่อม (ΔP) ที่น้อยกว่าแบบวงแหวน ส่งผลให้ความเร็วในการไหล (V) เพิ่มขึ้น จำนวนหน่วยการถ่ายเทความร้อนจึงมีค่าเพิ่มขึ้น (Nu) การถ่ายเทความร้อนจึงมากตามไปด้วย

V. Kongkai paiboon et al. (2010) ได้ศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันในท่อกลมที่ติดตั้งแผ่นกันแบบวงแหวน โดยศึกษาผลกระทบของแผ่นกันแบบวงแหวนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน และคุณลักษณะแรงเสียดทานในท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการทดสอบใส่วัสดุรูปทรงทางเรขาคณิต ที่อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางแตกต่างกัน 3 แบบ ($DR = d/D = 0.5, 0.6$ และ 0.7) และอัตราส่วนระยะพิทช์แตกต่างกัน ($PR = P/D = 6, 8$ และ 12) ที่อุณหภูมิอากาศเข้า 27 องศาเซลเซียส ถูกส่งผ่านท่อทดลอง ซึ่งถูกควบคุมภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผนังคงที่ ค่าเลขเรย์โนลด์ 4,000-20,000 จากผลการทดลองพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในท่อที่ติดตั้ง CRTs จะเพิ่มขึ้นประมาณ 57% ถึง 195% เมื่อเทียบกับในท่อธรรมดาทั้งนี้ขึ้นอยู่กับสภาพการใช้งาน นอกจากนี้ผลการวิจัยชี้ให้เห็นว่า CRT ที่มีอัตราส่วนพิทช์และเส้นผ่านศูนย์กลางที่น้อยสุด จะให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ส่งผลต่อค่าการสูญเสียความดันที่มากที่สุดด้วย

W. Chingtuaythong และ S. Chokphoemphun (2018) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการทดสอบเชิงตัวเลขและเชิงทดลองเกี่ยวกับประสิทธิภาพเชิงความร้อนในหลอดฟลักซ์ความร้อนผนังเครื่องแบบที่สอดด้วยวงแหวนวงรีรูปห้าเหลี่ยม (OPRs) รูปวงรี 45 OP สำหรับพื้นที่ไหลเขียวโดยใช้อากาศเป็นของเหลวทำงาน พารามิเตอร์วงแหวนประกอบด้วยอัตราส่วนการปิดกันสามครั้ง ($RB = e/D = 0.05, 0.10$ และ 0.15) และอัตราส่วนสี่ระดับเสียง ($RP = P/D = 1.0, 1.25,$

1.5 และ 2.0) ผลที่ได้จากการเปรียบเทียบกับหลอดจากหลอดเรียบเพียงอย่างเดียวและแสดงให้เห็นว่า OPR สามารถเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความเสียดทานประมาณ 2.25–4.86 และ 14–100 เท่าของหลอดแบบเรียบตามลำดับขึ้นอยู่กับสภาพการใช้งาน ปัจจัยการเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนสูงสุดสำหรับการใช้เครื่องปั่น OPR ที่ประมาณ 1.36 สำหรับ $Re=3900$, $RB = 0.05$ และ $RP = 1.0$ เป็นที่น่าสังเกตว่าผลของการศึกษาเชิงตัวเลขนั้นสอดคล้องกับผลการทดลอง ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ยของผลลัพธ์ทั้งสองอยู่ภายใน $\pm 7\%$ สำหรับหมายเลข Nusselt และ $\pm 10\%$ สำหรับปัจจัยแรงเสียดทาน

Zahid H. Ayub et al (2018) ลักษณะการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่ติดตั้งด้วยใบปิดคั่นระหว่างเปลือกด้านข้างสำหรับใช้งานกับความหนืดของของไหล โดยลักษณะเฉพาะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อที่ติดตั้งแผ่นกั้นแบบใบปิดถูกทดสอบด้วยสารละลายโพพิลีนไกลคอล/น้ำ ความเข้มข้นของสารละลายโพพิลีนไกลคอลเปรียบเทียบระหว่าง 0 ถึง 40% โดยปริมาตร นอกจากนี้ยังได้ทำการทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนแบบเปลือกและท่อแบบเดิมที่มีแผ่นกั้นปล้องเดียวกันขนาดเดียวกันภายใต้อุณหภูมิและสภาพการไหลเดียวกัน ผลลัพธ์จากการเปรียบเทียบการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 2 แบบ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ออกแบบใหม่แสดงดัชนีการเพิ่มประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าสำหรับช่วงความเข้มข้นของของเหลวทั้งหมด ตามความสัมพันธ์ของ Nusselt number และตัวประกอบแรงเสียดทานของ Darcy สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

นรินทร์ กุลนาคและคณะ (2562) ได้ทำการศึกษาค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนในท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อมีการใส่ วังแหวนหกเหลี่ยมศึกษาพฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนและคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนภายใน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนภายใต้สภาวะพลักซ์ความร้อนที่ผิวท่อคงที่ ซึ่งมีการใส่แผ่นกั้นการไหลรูปวงแหวนหกเหลี่ยม โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานด้วยความเร็วการไหลในรูปเลขเรย์โนลด์ (Re) ระหว่าง 4,500–20,000 วงแหวนหกเหลี่ยมถูกติดตั้งในลักษณะวางเอียงทำมุม (α) เท่ากับ 45° ถูกใส่ภายในท่อทดสอบด้วยอัตราการขวางการไหล (RB) ของ แผ่นกั้นเท่ากับ 0.05, 0.10 และ 0.15 และมีอัตราส่วนระยะพิตต์ (RP) ของแผ่นกั้นที่ระยะแตกต่างกันจำนวน 3 ค่า เท่ากับ 1.0, 1.5 และ 2.0 ผลการศึกษาพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) และการสูญเสียความดันเนื่องจากการไหล (f) มี แนวโน้มลดลงเมื่ออัตราส่วนระยะพิตต์ของแผ่นกั้นมีค่าเพิ่มสูงขึ้นและที่อัตราส่วนการขวางการไหลมีค่าลดลง วงแหวนหกเหลี่ยมด้านในสามารถทำให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนเพิ่มขึ้น และพบว่าที่ $RB = 0.1$ และ $RP = 1.0$ จะให้ค่าสมรรถนะ เชิงความร้อนสูงที่สุด

นำพน พิพัฒน์ไพบุลย์ และคณะ (2558) ได้ประยุกต์ใช้น้ำมันเครื่องเก่าเป็นแหล่งความร้อน เปรียบเทียบกับพลังงานแสงอาทิตย์ ในโรงเรือนอบแห้งยางพาราให้ได้คุณภาพแผ่นดิบยางพาราคุณภาพดี โดยทำการออกแบบห้องเผาไหม้ครอบชุดเตาน้ำมันเครื่องเก่าซึ่งเป็นแหล่งความร้อน

จากนั้นทำการติดตั้งพัดลมดูดอากาศเพื่อดูก๊าซร้อนที่เกิดจากการเผาไหม้น้ำมันเครื่องเก่า (อนุสิทธิบัตรเลขที่ 6737) เมื่อได้ก๊าซร้อนจากการเผาไหม้แล้ว เป่าเข้าภายในโรงเรือนอบแห้งยางพารา เพื่อลดความชื้นของแผ่นยางพารา โดยกำหนดความเร็วลมของก๊าซร้อนที่ 0.5, 1.0 และ 1.5 เมตร/วินาที เปรียบเทียบกับการอบแห้งแผ่นยางโดยใช้โรงเรือนอบพลังงานแสงอาทิตย์ ผลการทดลองพบว่าเตาน้ำมันเครื่องเก่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ตามความต้องการและยังสามารถลดระยะเวลาในการอบแห้งได้จาก 5 วัน เหลือ 3 วัน น้ำหนักยางพาราต่อแผ่น หลังการอบแห้งเฉลี่ย 1.1 กิโลกรัม และแผ่นยางที่ได้เป็นไปตามมาตรฐานที่ต้องการของเกษตรกร

บัญชา ล้ำเลิศ (2562) ได้ทำการศึกษาปัญหาพิเศษ ในการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ของหม้อต้มไอน้ำแนวนอนที่ใช้ น้ำมันเครื่องเก่าเป็นเชื้อเพลิง 2 แบบ ประกอบด้วยหม้อต้มไอน้ำแบบไม่หุ้มฉนวน และแบบหุ้มฉนวน เปรียบเทียบอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่มีผลต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ของหม้อต้มไอน้ำที่ 0.014, 0.018 และ 0.024 ลิตร/นาที่ หม้อต้มไอน้ำดัดแปลงจากถังขนาด 48 ลิตร ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง คือ 38 เซนติเมตร และความยาว คือ 180 เซนติเมตร โดยมีลักษณะเป็นท่อโค้งขนาดใหญ่สำหรับเป็นห้องเผาไหม้ ผลการทดลองพบว่าอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิง 0.018 ลิตร/นาที่ มีผลต่ออุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ของหม้อต้มไอน้ำโดยอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้แบบหุ้มฉนวนมีอุณหภูมิสูงกว่าแบบไม่หุ้มฉนวน โดยเฉลี่ยมีอุณหภูมิแตกต่างกันอยู่ที่ 140.3 องศาเซลเซียส ซึ่งคิดเป็นอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นสูงกว่าแบบไม่หุ้มฉนวน 46.75 เปอร์เซ็นต์ และมีค่าความร้อนสูญเสียน้อยกว่า 35 เปอร์เซ็นต์ โดยภาพถ่ายทางความร้อนชี้ให้เห็นอุณหภูมิที่ผิวของห้องเผาไหม้ของหม้อต้มไอน้ำแบบไม่หุ้มฉนวน มีการกระจายความร้อนรอบๆห้องเผาไหม้ที่สูงทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนที่สูงมาก

วิฑูรย์ ชิงถ้วยทองและคณะ (2561) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการศึกษาถึงการไหลแบบปั่นป่วนของอากาศและคุณลักษณะ การถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีการสอดใส่วงแหวนข้าวหลามตัดข้าวหลามตัดการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนพฤติกรรม การไหลภายในท่อ แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่ตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนรูปวงแหวนข้าวหลามตัด-ข้าวหลามตัด วงแหวนข้าวหลามตัด ถูกติดตั้งในลักษณะวางเอียงทำมุม 45° ภายในท่อช่วงทดสอบด้วยอัตราส่วนการขวางการไหลที่แตกต่างกันจำนวน 2 ค่า ($RB=e/D=0.15$ และ 0.20) และอัตราส่วนระยะพิตต์ที่แตกต่างกันจำนวน 4 ค่า ($RP=P/D=1.00, 1.25, 1.50$ และ 2.00) การศึกษากระทำภายใต้สภาวะพลาสมาความร้อนที่ผิวท่อคงที่ โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานด้วยความเร็วการไหลในรูปเลข เรย์โนลด์ (Re) ระหว่าง 4,000 ถึง 20,000 ผลการศึกษาพบว่าค่าการถ่ายเทความร้อน (Nu) และสูญเสียเนื่องจากการไหล (f) มีแนวโน้มลดลงเมื่ออัตราส่วนระยะพิตต์ของแผ่นกั้นมีค่าเพิ่มสูงขึ้นและที่อัตราส่วนการขวางการไหลมีค่าลดลง

สุริยา โชคเพิ่มพูน (2560) ได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะระยะพิตต์ที่เหมาะสมของวงแหวนรูปข้าวหลามตัดวางเอียงภายในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของวงแหวนรูปข้าวหลามตัดวางเอียงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ กลมถูกศึกษาด้วยการทดลองและแบบจำลองเชิงตัวเลข การทดลองทำการปรับเปลี่ยนความเร็วการไหลของอากาศในช่วงเลขเรย์ โนลด์ (Re) ระหว่าง 5,000–20,000 ภายใต้เงื่อนไขฟลักซ์ความร้อนแบบสม่ำเสมอที่ท่อช่วงทดสอบ วงแหวนรูปข้าวหลามตัดวางเอียงมีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 45° ที่อัตราส่วนการขวางการไหล ($RB=e/D$) เท่ากับ 0.2 ถูกสอดใส่เข้าสู่ช่วงทดสอบด้วยอัตราส่วน ระยะพิตต์ ($RP=P/D$) ที่แตกต่างกันในช่วงระหว่าง 0.75–2.50 ผลการทดลองพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนและสูญเสียจากการ ไหลมีค่าลดลงเมื่ออัตราส่วนระยะพิตต์มีค่าเพิ่มสูงขึ้น ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุดมีค่าประมาณ 1.35 เกิดขึ้น ที่ $Re \approx 5100$ และ $RP=1.25$ ภายในงานวิจัยนี้ได้นำเสนอสมสัมพันธ์ของเลขนัสเซลท์และตัวประกอบความเสียหาย ผลการศึกษา ด้วยแบบจำลองเชิงตัวเลขให้ค่าความคลาดเคลื่อนที่ $\pm 13\%$ สำหรับ Nu และ $\pm 7\%$ สำหรับ f นอกจากนี้มีการแสดงถึงรูปแบบการ ไหลและคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนสำหรับอธิบายกลไกการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนด้วย

อำนาจ บุญลอย และคณะ (2557) ได้ศึกษาทางคณิตศาสตร์ สำหรับพฤติกรรมการไหลราบเรียบเป็นคาบแบบปรับตัวเต็มที่และการถ่ายเทความร้อนในท่อจัดรัศมีมีอุณหภูมิผิวท่อคงที่ มีการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีที่ผนังด้านหนึ่งของท่อ การศึกษาโดยวิธี Finite volume method (FVM) และ SIMPLE algorithm ทำการศึกษาในท่อสี่เหลี่ยมจัดรัศมีช่วง $Re = 100-1200$ การติดตั้งแผ่นกั้นตัววีในท่อที่ทำการทดสอบ เพื่อต้องการให้เกิดการไหลหมุนวนตามแนวยาว แผ่นกั้นตัววีมีมุมปะทะการไหลเท่ากับ 30° จัดวางแบบปลายวีชี้ตามกระแสการไหลและติดตั้งเฉพาะบริเวณผนังด้านล่างของท่อเท่านั้น อิทธิพลของความสูงของแผ่นกั้นและระยะที่ติดตั้งแผ่นกั้น แสดงในรูปของการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อม ผลจากการศึกษาจะนำไปเปรียบเทียบกับท่อที่ไม่ได้มีการติดตั้งแผ่นกั้นจากการศึกษา พบว่าการติดตั้งแผ่นกั้นตัววีส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นเมื่อเทียบกับท่อเปล่า นอกจากนี้ แผ่นกั้นตัววีเป็นตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบคู่ และเกิดการกระแทกของกระแสการไหลที่บริเวณผนังของท่อ การกระแทกของกระแสการไหลนี้ จะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มมากขึ้น จากผลการศึกษา สามารถสรุปได้ว่า การเพิ่มขึ้นของความสูงของแผ่นกั้น ทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มมากขึ้น ในขณะที่การเพิ่มขึ้นของระยะการติดตั้งแผ่นกั้นให้ผลในทิศทางตรงกันข้าม ค่าสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนของแผ่นกั้นตัววีมีค่ามากที่สุดเท่ากับ 2.44, 2.29 และ 2.37 สำหรับค่า $BR = 0.3, 0.3$ และ 0.4 ที่ $PR = 1, 1.5$ และ 2 ตามลำดับ โดยค่าสมรรถนะที่มากที่สุดจะพบที่ค่า Re มากที่สุด

อุทัย ผ่องศรี และคณะ (2559) ได้ศึกษาอัตราส่วนแผ่นบิตอลูมิเนียม ($y/w = 2.5, 3, 4, 5$ และ 6) ภายในท่อทองแดงต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนซึ่งมีตัวแปรที่ศึกษา ได้แก่ เลขเรย์โนลด์ เลขนัสเซลท์ ตัวประกอบความเสียดทานสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อม และค่าสมรรถนะทางความร้อน ซึ่งท่อทองแดงมีพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน 0.000519 ตารางเมตร ท่อยาว 1 เมตร โดยมีเงื่อนไขการทดลองเดียวกันที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 26.6 องศาเซลเซียส กำลังไฟฟ้าที่ถ่ายเทความร้อนให้แก่พื้นที่ผิวท่อทองแดง $1,260$ วัตต์และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ $20, 25, 30, 35$ และ 40 ลิตรต่อนาที ที่อัตราส่วนแผ่นบิต ($y/w=2.5$) ผลการวิจัยพบว่าเลขเรย์โนลด์ (Re) กับตัวแปรต่างๆ มีค่าเพิ่มขึ้นตามลำดับ ยกเว้นตัวประกอบความเสียดทานมีค่าลดลง ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับท่อเปล่ามีสมรรถนะทางความร้อนสูงกว่า 78 เปอร์เซ็นต์ อย่างไรก็ตามสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนจะเปลี่ยนแปลงไปตามชุดอุปกรณ์การทดลอง คุณสมบัติของวัสดุตัวนำและของไหลที่นำมาทดลอง

สันหวัจน์ ทองแดง และคณะ (2561) ได้เปรียบเทียบประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเตาอบไก่ 3 แบบประกอบด้วย เตาอบแบบไม่หุ้มฉนวน, หุ้มฉนวน และดัดแปลงจากโถงน้ำ โดยยืนยันผลอุณหภูมิการทดลองที่ได้ด้วยภาพถ่ายทางความร้อน เตาอบมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 เซนติเมตร และความสูง 100 เซนติเมตร ใช้ถ่านไม้ยูคาลิปตัสเป็นเชื้อเพลิงให้ความร้อน ไก่ที่ใช้อบมีน้ำหนักเฉลี่ย 1 กิโลกรัม อบครั้งละ 5 ตัว ผลการทดลองพบว่าเตาอบที่หุ้มฉนวนมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุดคือ 0.365 เวลาในการอบไก่ 34 นาที ใช้ถ่านไปทั้งสิ้น 300 กรัม ที่อุณหภูมิ 280 องศาเซลเซียส โดยภาพถ่ายทางความร้อนชี้ให้เห็นอุณหภูมิที่ผิวของเตาอบที่หุ้มฉนวนต่ำกว่าเตาอบแบบไม่หุ้มฉนวน และเตาอบแบบโถงน้ำ ซึ่งเตาอบทั้งสองแบบมีการกระจายของความร้อนรอบๆ เตาอบที่สูงทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนที่สูงมาก ระยะเวลาอบที่นาน และสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา งานวิจัยนี้จึงได้ศึกษาการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนโดยน้ำมันเก่าจะถูกนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในเตาเผาแบบแนวนอนเพื่อเป็นแหล่งความร้อนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ โดยศึกษาปัจจัยของอัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อทั้งหมด และอัตราการไหลของน้ำ ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน อัตราการผลิตไอน้ำ และประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของตัวหมุนวน และเพื่อทราบถึงการปั่นป่วนที่เหมาะสมต่อการใช้งาน

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

เพื่อให้การทดลองดำเนินงานไปอย่างถูกต้องและประสบผลสำเร็จตามความมุ่งหมายของงานวิจัย จำเป็นอย่างยิ่งที่ต้องทราบถึงตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง วิธีติดตั้งการทดลอง ขั้นตอนการทดลองและการวิเคราะห์ผลการทดลอง ซึ่งสามารถอธิบายในรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง
2. ตารางออกแบบการทดลอง
3. ชุดทดลอง
4. อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง
5. วิธีติดตั้งการทดลอง
6. ขั้นตอนการทดลอง
7. การวิเคราะห์ผลการทดลอง

3.1 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

1.3.1 ตัวแปรต้น

1. ตัวสร้างการไหลหมุนวน คือ แบบวงแหวน ที่อัตราส่วนระยะพิชของวงแหวน ($PR=P/D$) คือ 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0
2. อัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าสู่ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง
3. อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=L_s/L_t$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์

1.3.2 ตัวแปรตาม

1. ผลของอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้
2. ผลของอุณหภูมิของน้ำและไอน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
3. อัตราการผลิตไอน้ำ

1.3.3 ตัวแปรควบคุม

1. หม้อต้มไอน้ำแวนอนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง คือ 38 เซนติเมตร และความยาว คือ 180 เซนติเมตร
2. เตาเผาที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันหล่อลื่นเก่าจากรถยนต์
3. ปริมาตรถาดบรรจุน้ำมันเชื้อเพลิง คือ 0.45 ลิตร
4. อัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อน 0.018 ลิตร/นาที

5. ความเร็วลมที่ 5 เมตร/วินาที
6. มุมเอียงของวงแหวน คือ 45°
7. อัตราส่วนการขวางการไหล ($BR=e/D$) คือ 0.20
8. อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ 15 องศาเซลเซียส
9. อัตราการไหลน้ำหล่อเย็นในชุดควบแน่น 2.5 ลิตร/นาที่
10. รูปแบบการไหลของของไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบตัดกัน (Cross flow)

3.2 ชุดทดลอง

ชุดทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ ประกอบด้วย

3.2.1 ส่วนของหัวเผาไม่มีการเติมอากาศจากพัดลม แต่การเติมอากาศจะอาศัยแรงดูดอากาศจากความต่างของความหนาแน่นอากาศร้อนและเย็นในระบบ (Draft force)



ภาพประกอบ 26 หัวเผา

3.2.2 ถังป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงและถังบรรจุน้ำมันเก่า

ถังป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงใส่ถ่านน้ำมันเก่าในชุดหัวเผา ขนาด 12.5 ลิตร โดยติดตั้งวาล์วควบคุมอัตราการไหล และถังน้ำมันสำหรับเก็บรวบรวมน้ำมันเครื่องเก่า ขนาด 200 ลิตร



ภาพประกอบ 27 ถังบรรจุน้ำมันเก่า

3.2.3 เตาเผาแนวนอนสำหรับใช้เป็นหม้อต้มไอน้ำ

ตัวเตาให้ความร้อนถูกออกแบบให้ใช้งานง่ายด้วยโครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน สำหรับใช้เป็นหม้อต้มไอน้ำแนวนอน ซึ่งเป็นผลิตภัณฑ์ที่ทำจากเหล็กแผ่นรีดร้อน (SG255) ดัดแปลงจากถังขนาด 48 ลิตร ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 38 เซนติเมตร ยาว 180 เซนติเมตร โดยมีลักษณะเป็นท่อโค้งขนาดใหญ่ สำหรับเป็นห้องเผาไหม้



ภาพประกอบ 28 ห้องเผาไหม้ดัดแปลงจากถังขนาด 48 ลิตร

3.2.4 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

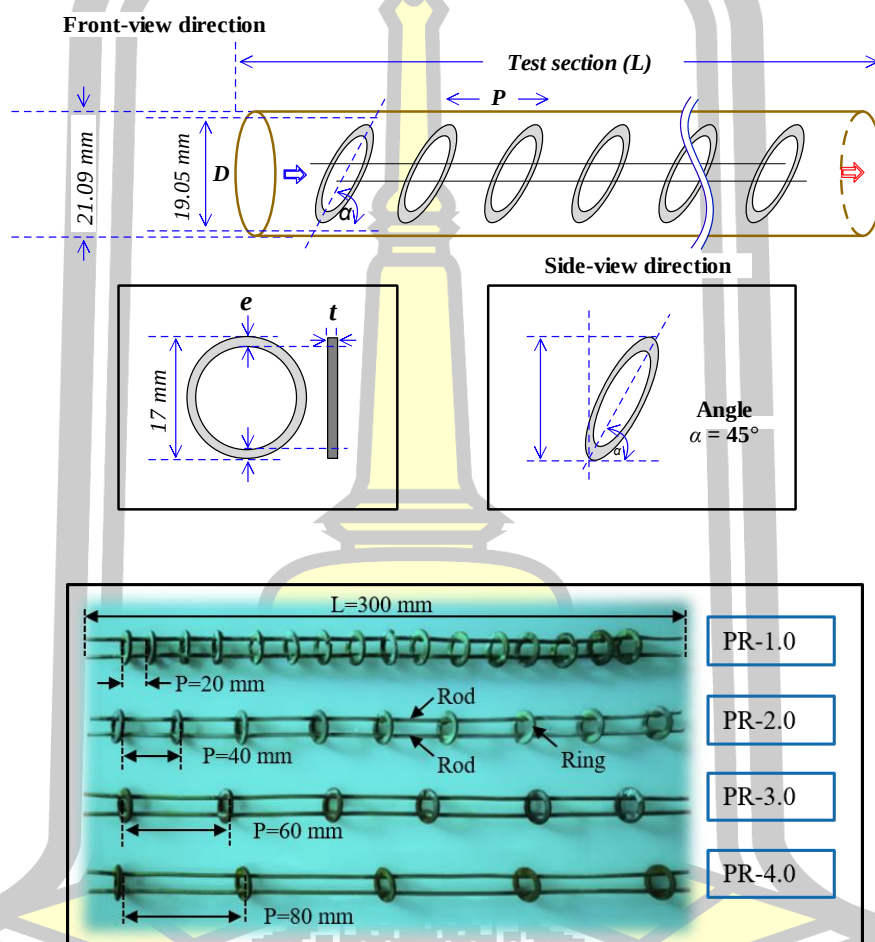
ชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อทองแดงชนิดหนาซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 20 มิลลิเมตร นำมาดัดเป็นท่อนความยาว 300 มิลลิเมตร จำนวน 50 ท่อ จากนั้นนำมาเชื่อมประกอบเข้ากับข้อ 180 องศา จำนวนโค้งเลี้ยว 25 โค้งเลี้ยว โดยปลายด้านหนึ่งต่อน้ำป้อนไหลเข้าภายในท่อ ส่วนปลายด้านหนึ่งต่อเข้ากับชุดควบแน่น ดังแสดงในภาพประกอบ 24



ภาพประกอบ 29 ชุดทดลองท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

3.2.4 ตัวสร้างการไหลหมุนวน

ตัวสร้างการไหลหมุนวน คือ แบบวงแหวน สำหรับสอดใส่เข้าไปภายในชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มุมเอียงของแผ่นวงแหวน 45 องศา[14],[15] เพื่อศึกษาถึงปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ



ภาพประกอบ 30 ลักษณะตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน

3.2.5 แท่นติดตั้งและทดลอง

ทำจากกล่องนำมาเชื่อมประกอบให้เป็นโครงสร้างสำหรับติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือต่างๆ ดังแสดงในภาพประกอบ 31



ภาพประกอบ 31 แท่นติดตั้งและทดลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในเตาเผาแบบแนวนอน
สำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ

3.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

3.3.1 น้ำมันเก่าและถาดน้ำมันสำหรับจุดหัวเผา

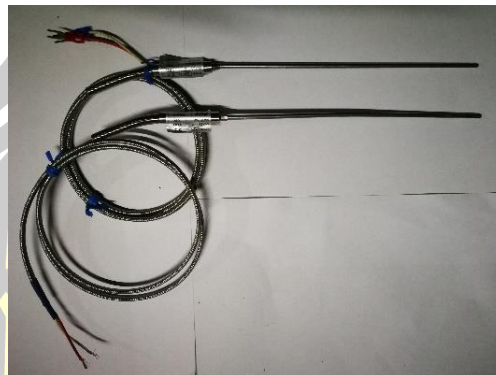
โดยเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นน้ำมันเก่าจากการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเครื่องทั้งรถยนต์และรถจักรยานยนต์ และถาดน้ำมันเพื่อป้อนเชื้อเพลิงในการเผาไหม้ในชุดหัวเผา โดยปริมาณการป้อนน้ำมันเชื้อเพลิงเริ่มต้น (น้ำมันเก่า:น้ำมันก๊าด) ในอัตราส่วน 4:1 โดยปริมาตร



ภาพประกอบ 32 ถาดน้ำมันสำหรับจุดหัวเผา

3.3.2 เครื่องบันทึกอุณหภูมิและหัววัด

เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger) เป็นเครื่องมือที่ใช้อ่านอุณหภูมิจากสายเทอร์โมคัปเปิลยี่ห้อ CHINO รุ่น KR200 มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 1370 องศาเซลเซียส ค่าความคลาดเคลื่อน ± 1 องศาเซลเซียส และสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ที่ใช้ในการทดลองเป็นชนิด type K ดังแสดงในภาพประกอบ 33



ภาพประกอบ 33 เครื่องบันทึกอุณหภูมิและหัววัด

3.3.4 เครื่องเป่าลมแรงดันสูง (Blower)

เครื่องเป่าลมแรงดันสูง (Blower) รุ่น XGB-11 380V ขนาด 1.1 กิโลวัตต์ ใช้สำหรับการเติมอากาศในส่วนของหัวเผา โดยให้อากาศร้อนไหลภายในห้องเผาไหม้ แนวนอนไหลผ่านชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ดังแสดงในภาพประกอบ 34



ภาพประกอบ 34 เครื่องเป่าลมแรงดันสูง (Blower)

3.3.4 ชุดปรับอัตราการไหลของน้ำ

ชุดปรับอัตราการไหล (Rotameter) รุ่น DISCO L02134 มีช่วงการวัดที่ 0.1-2.0 ลิตร/นาที่ ใช้ปรับอัตราการไหลของน้ำในส่วนน้ำป้อนเข้าชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ควบคุมอัตราการไหลโดยใช้ปั๊ม DC 24V รุ่น Saoami micro 3650G และใช้กล่องควบคุมความเร็ว DC Stepless Motor แบบ PWM แรงดันไฟ DC 9V-60V กระแสสูงสุด 20A ดังแสดงในภาพประกอบ 35



ภาพประกอบ 35 อุปกรณ์เครื่องมือปรับอัตราการไหลเชิงปริมาตร

3.3.5 อ่างทำความเย็น

ในส่วนชุดควบแน่นประกอบด้วยอ่างทำความเย็น ยี่ห้อ BEER COOLER รุ่น ARB-4515 มีช่วงการควบคุมอุณหภูมิ -10 องศาเซลเซียส ถึง 30 องศาเซลเซียส มีความละเอียด ± 2 องศาเซลเซียส ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น ดังแสดงในภาพประกอบ 36



ภาพประกอบ 36 ชุดอ่างทำความเย็นสำหรับควบแน่น

3.4 การติดตั้งชุดทดลอง

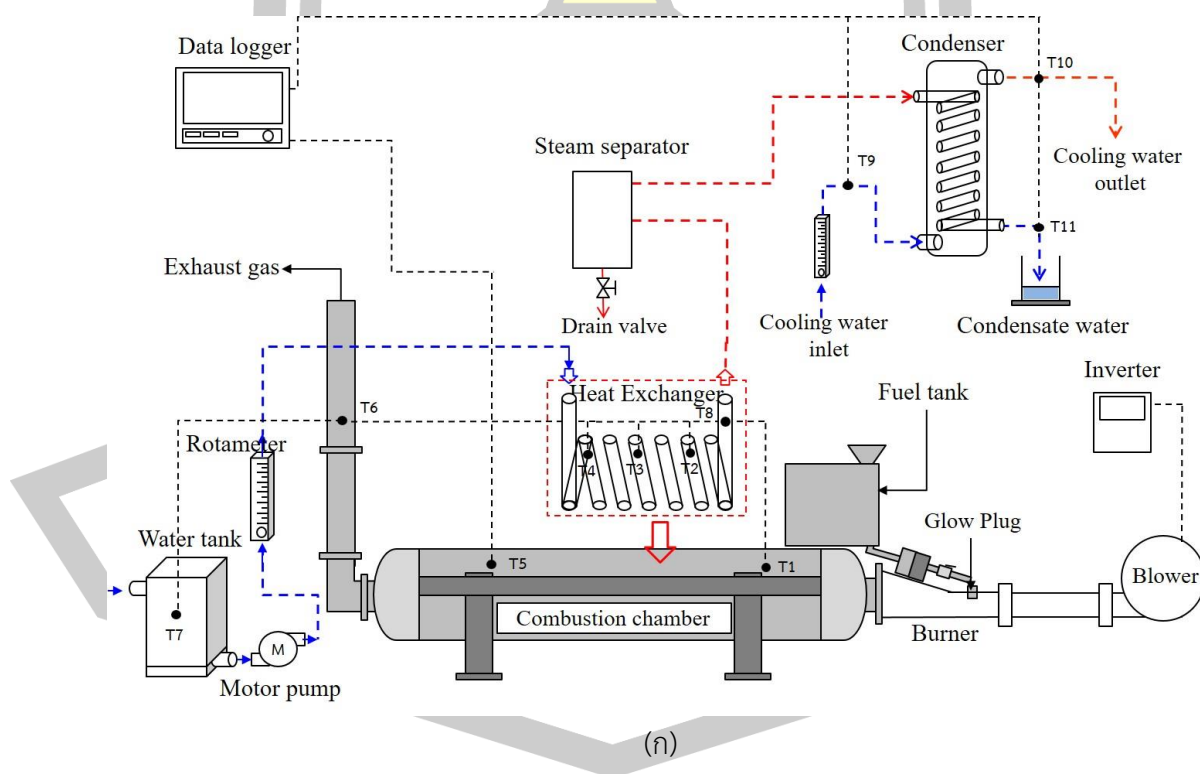
ในการติดตั้งชุดทดลองเพื่อให้ทราบถึงปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอน สำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ การติดตั้งชุดทดลองชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะประกอบด้วย

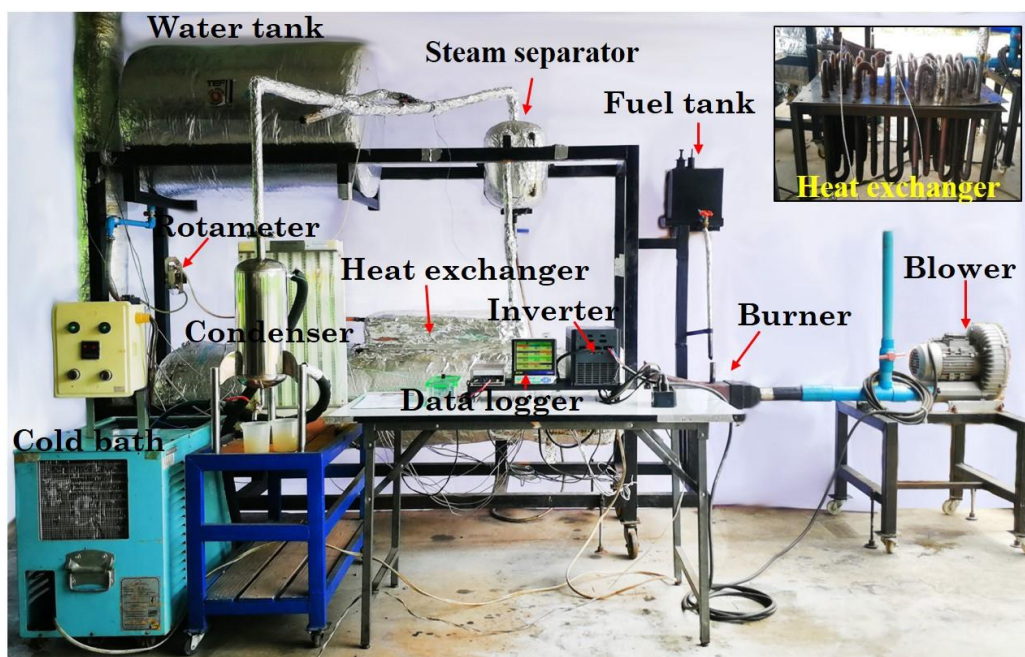
วงจรน้ำเย็นไหลภายในชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน และอากาศร้อนไหลภายในห้องเผาไหม้แนวนอน ผ่านชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในลักษณะการไหลขวางกัน เติมน้ำด้วยโบลเวอร์ 3 เฟส ขนาด 1.1 กิโลวัตต์ ควบคุมความเร็วลมด้วยอินเวอร์เตอร์ที่ 5 เมตร/วินาที โดยชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน จะทำการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนคือ แบบวงแหวน มุมเอียงของวงแหวน 45 องศา ที่ อัตราส่วนการขวางการไหล ($BR=e/D$) คือ 0.20 และทำการทดลองตามเงื่อนไขตัวแปรที่ศึกษา ที่ อัตราการไหลของน้ำป้อนคือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน ($PR=P/D$) คือ 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 และอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=LS/Lt$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ซึ่งมีลำดับขั้นตอนการติดตั้งชุดทดลองประกอบด้วย ขั้นตอนเตรียมจุดเตาเผาไหม้ การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่างๆ เพื่อใช้ในการทดลองในดังต่อไปนี้

3.4.1 เติมน้ำมันเชื้อเพลิงในถัง และติดตั้งหัววัดอุณหภูมิตามตำแหน่งต่างๆ

3.4.2 กำหนดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อนคงที่ 0.018 ลิตร/นาที่

3.4.3 นำน้ำมันเก่าใส่ถาดรองน้ำมันเก่า โดยผสมน้ำมันก๊าดลงในถาดน้ำมันเชื้อเพลิงเริ่มต้น (น้ำมันเก่า:น้ำมันก๊าด) ในอัตราส่วน 4:1 โดยปริมาตร





ภาพประกอบ 37 (ก) การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่างๆ (ข) การติดตั้งการทดลองจริง

3.4.4 การติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบวงแหวนโดยการสอดใส่เข้าไปภายในท่อชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่อัตราส่วนการขวางการไหล ($BR=e/D$) คือ 0.20 มุมเอียงของวงแหวน 45 องศา และทำการทดลองตามเงื่อนไขตัวแปรที่ศึกษา โดยจะทำการทดลองที่อัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวน ($PR=P/D$) คือ 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 และอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=LS/Lt$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

3.4.5 ต่อระบบวงจรน้ำเย็นเข้ากับชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โดยน้ำจากถังน้ำป้อนผ่านปั๊มแรงดัน ควบคุมอัตราการไหลด้วยชุดวาล์วควบคุมการไหลตามที่กำหนดในการทดลอง

3.4.6 ติดตั้งชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และชุดควบแน่นไอน้ำ ต่อชุดข้อต่อตามจุดต่างๆ เข้ากับชุดทดลอง

3.4.7 ติดตั้งการทดลองการบันทึกอุณหภูมิด้วยเครื่องบันทึก ยี่ห้อ CHINO รุ่น KR200 มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -200 ถึง 1370 องศาเซลเซียส ค่าความคลาดเคลื่อน ± 1 องศาเซลเซียส โดยมีจุดบันทึกอุณหภูมิและความดันที่วัดได้จากจุดวัดค่าความดันที่ท่อทางออกชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้

T1 คือ อุณหภูมิทางเข้าห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

T2 คือ อุณหภูมิผิวท่อชุดแลกเปลี่ยนความร้อนทางเข้าห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

T3 คือ อุณหภูมิผิวท่อชุดแลกเปลี่ยนความร้อนตรงกลางห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

T4 คือ อุณหภูมิผิวท่อชุดแลกเปลี่ยนความร้อนทางออกห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)

- T5 คือ อุณหภูมิทางออกห้องเผาไหม้ ($^{\circ}\text{C}$)
 T6 คือ อุณหภูมิทางออกปล่องไอเสีย ($^{\circ}\text{C}$)
 T7 คือ อุณหภูมิน้ำในถัง ($^{\circ}\text{C}$)
 T8 คือ อุณหภูมิไอน้ำทางออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
 T9 คือ อุณหภูมิน้ำเข้าส่วนควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
 T10 คือ อุณหภูมิน้ำออกส่วนควบแน่น ($^{\circ}\text{C}$)
 T11 คือ อุณหภูมิน้ำ Condensate ($^{\circ}\text{C}$)
 T12 คือ อุณหภูมิอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)

3.5 ขั้นตอนการทดลอง

ในการทดลองได้มีการพัฒนาเตาเผาไหม้ขึ้นมาใหม่ในรูปแบบผสมผสานโดยการใช้ความร้อนจากเตาเผาไหม้แก๊ส โดยเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นน้ำมันเครื่องเก่าหรือน้ำมันที่ใช้แล้ว ตัวเตาให้ความร้อนถูกออกแบบให้ใช้งานง่ายด้วยโครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน โดยมีลักษณะเป็นท่อโลหะขนาดใหญ่สำหรับเป็นห้องเผาไหม้ ในส่วนของหัวเผามีการเติมอากาศช่วยจากพัดลมโดยอากาศร้อนไหลภายในห้องเผาไหม้ผ่านวาล์วผ่านชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในลักษณะการไหลขวางกัน โดยมีลำดับขั้นตอนการทดลองดังนี้

- 1) จุดเตาให้ความร้อนแก่ห้องเผาไหม้เพื่อให้อุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นเปิดวาล์วกำหนดอัตราการไหลของน้ำมันเชื้อเพลิงที่ป้อนคงที่ 0.018 ลิตร/นาที่ เพื่อเติมน้ำมันเชื้อเพลิงลงในถาดน้ำมันต่อเนื่อง จากนั้นเปิดอินเวอร์เตอร์เพื่อควบคุมความเร็วลมที่ 5 เมตร/วินาที
- 2) บันทึกค่าอุณหภูมิที่ความแตกต่างระหว่างน้ำเข้า-น้ำออก, ความดันแตกต่างในชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, บันทึกข้อมูลอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้ อุณหภูมิผิวท่อชุดแลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิทางเข้าห้องเผาไหม้ อุณหภูมิกลางห้องเผาไหม้ อุณหภูมิทางออกห้องเผาไหม้ อุณหภูมิทางเข้าปล่องไอเสีย อุณหภูมิทางออกปล่องไอเสีย อุณหภูมิน้ำ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม และค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ
- 3) เมื่ออุณหภูมิผิวท่อชุดแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มสูงขึ้นประมาณ 350 องศาเซลเซียส ทำการเปิดปั๊มน้ำป้อนเข้าสู่ชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยผ่านวาล์วควบคุมและสวิตช์ควบคุมอัตราการไหลตามเงื่อนไขกำหนด
- 4) เมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ เมื่อน้ำในท่อแลกเปลี่ยนความร้อนเริ่มเดือด จะเริ่มผลิตไอร้อนไปเรื่อยๆ จนอุณหภูมิของไอร้อนสูงคงที่ประมาณ 98 องศาเซลเซียส เมื่อได้อุณหภูมิที่ต้องการ

ทำการวัดค่าอัตราการผลิตไอน้ำ โดยเปิดวาล์วระบายน้ำหล่อเย็นเข้าอุปกรณ์ควบแน่น และเปิดวาล์วระบายไอร้อนเข้าสู่อุปกรณ์ควบแน่น ทำการวัดปริมาณน้ำที่ควบแน่นได้ 3 ชั่วโมง

5) ทำการทดลองจากขั้นตอนแรกจนถึงขั้นตอนสุดท้าย โดยเปลี่ยนอัตราการไหลน้ำป้อน (Flow rate) ที่อัตราการไหลของน้ำป้อนคือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวน (PR=P/D) คือ 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 และอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ (LR=LS/Lt) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

3.6 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ สามารถนำทฤษฎีต่างๆ มาใช้ในการวิเคราะห์ผลการทดลอง เพื่อบรรลุตามวัตถุประสงค์การวิจัย ได้ดังต่อไปนี้

3.6.1 ค่าความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง (Q_{fuel})

ในการทดลองที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันเครื่องเก่า โดยพิจารณาจากค่าความร้อนและปริมาณการใช้เชื้อเพลิง (จักรวาล ติเต, 2554) หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$Q = m_f \times HHV \quad (3.2)$$

เมื่อ Q_{fuel} คือ ความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง (kJ)
 m_f คือ ปริมาณการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (kg)
 HHV คือ ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง (kJ/kg)

3.6.2 ค่าคุณภาพไอน้ำ (x)

ในการวิเคราะห์สมบัติของของผสมไอน้ำจะต้องทราบสัดส่วนของไอน้ำในของผสม จึงได้มีการกำหนดสมบัติที่เรียกว่าคุณภาพไอน้ำหรือค่าความแห้งของไอน้ำ (quality หรือ dryness fraction, x) ขึ้น โดยคุณภาพไอน้ำคืออัตราส่วนของมวลของไอน้ำต่อมวลทั้งหมดของสารทำงานระบบ พิจารณาสารทำงานที่เป็นของผสมไอน้ำเนื่องจากอัตราการผลิตไอน้ำที่ได้ในระบบของของผสมไอน้ำจะประกอบด้วยส่วนที่เป็นของเหลวซึ่งจะมีสมบัติเหมือนกับของเหลวไอน้ำและส่วนที่เป็นไอน้ำ ซึ่งจะมีสมบัติที่เหมือนกับไอน้ำ ดังนั้นเมื่อจะหาสมบัติของส่วนที่เป็นไอน้ำซึ่งอยู่ในระบบที่เป็นของผสมไอน้ำ จึงสามารถคำนวณได้จากสมบัติของไอน้ำที่สถานะนั้นๆ กำหนดให้สารที่บรรจุในภาชนะมีมวลในส่วนต่างๆ ดังนี้

พิจารณามวลของสารทำงานทั้งหมดในระบบจากความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถเขียนในรูปสมการได้ดังนี้[7],[16]

$$m_t = m_f + m_g$$

เมื่อ m_t = มวลรวม

m_g = มวลของไอน์

m_f = มวลของของเหลว

จากความหมายของคุณภาพไอน์จะได้ว่า

$$x = \frac{m_g}{m_t}$$

3.6.3 การถ่ายเทความร้อน

ในงานวิจัยนี้เกิดจากกระบวนการพาความร้อนที่ใช้เชื้อเพลิงจากน้ำมันเครื่องเก่าเป็นแหล่งความร้อนป้อนให้ระบบและใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน ซึ่งเป็นค่าการถ่ายเทความร้อนในการผลิตไอน์น้ำสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = m_c (h_g - h_f)$$

เมื่อ Q คือ ค่าการถ่ายโอนความร้อนในการผลิตไอน์น้ำ (W)

m_c คือ มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน์น้ำ (kg/s)

h_g คือ เอนทัลปีจำเพาะของไอน์อิ่มตัว (kJ/kg)

h_f คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวอิ่มตัว (kJ/kg)

และค่าการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากกระบวนการพาความร้อน จากแหล่งความร้อนที่ป้อนในกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อน สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = \dot{m} c_p (T_{hi} - T_{ho})$$

เมื่อ Q คือ ค่าการถ่ายโอนความร้อนที่ป้อน (W)

$\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

c_p คือ ค่าความจุความร้อนของน้ำ (kJ/kg °C)

$(T_{hi} - T_{ho})$ คือ ค่าความแตกต่างอุณหภูมิขาเข้าและขาออก (°C)

3.6.4 ประสิทธิภาพเชิงความร้อน

การหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) พิจารณาจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงและค่าการถ่ายเทความร้อนในการผลิตไอน้ำ ซึ่งเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ (กรณีไม่มีการสอใส่แผ่นวงแหวน) โดยเปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มในการผลิตไอน้ำ สามารถแสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ดังนี้

$$\eta = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{\text{Heat steam}}{\text{Heat source}} = \frac{m_c(h_g - h_f)}{m_f(\text{HHV})}$$

3.6.5 ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นตัวเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงกับอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คำนวณจากวิธี Calorimeter Method โดยใช้สูตรดังสมการซึ่งสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{C_c(T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}})}{C_{\min}(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})}$$

โดยที่

$$C_{\min} = m c_c$$

และ

$$m_c c_c \text{ มีค่าน้อยกว่า } m_h c_h$$

โดยที่

c_c คือ Specific heat ของฝั่งน้ำเย็น, c_h คือ Specific heat ของฝั่งน้ำร้อน

m_c คือ อัตราการไหลของของไหลด้านเย็น

m_h คือ อัตราการไหลของของไหลด้านร้อน

3.6.6 สร้างสมการถดถอยที่ใช้ในการทำนายลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ซึ่งในการสร้างสมการถดถอยที่จะนำมาใช้ในการทำนายลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นั้นก็มีวิธีการสร้าง 3 ขั้นตอนดังต่อไปนี้[8]

1. ขั้นตอนการศึกษาหลักการการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

1.1 ศึกษาหลักการการทำงานของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

1.2 ศึกษาผลของตัวแปรอื่นๆ ที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยน

ความร้อน ว่ามีอะไรบ้าง และศึกษาในทางทฤษฎีว่าตัวแปรนั้นมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน อย่างไรแล้วแยกชนิดของตัวแปรที่ได้ ออกเป็นกลุ่ม ๆ ของแต่ละกลุ่มตัวแปร

2. ขั้นตอนการหาตัวแปรไร้มิติของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อทราบถึงปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นภายในชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ทำการศึกษาในส่วนของตัวแปรไร้มิติต่างๆ เพื่อจะหาว่ามีตัวแปรไร้มิติอะไรบ้างที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น

2.1 เมื่อทราบถึงตัวแปรไร้มิติจากการพิจารณาแล้ว นำตัวแปรไร้มิติที่ได้ทุกตัวมาทำการตัดหน่วยโดยการแทนหน่วยลงไปในสูตรของแต่ละตัวแปร ทำการตัดหน่วยของตัวแปรไร้มิติแล้ว ตัวแปรไร้มิติที่ได้ออกมาจะไม่มีหน่วย คำนวณหาค่าตัวแปรไร้มิติต่างๆ ออกมาทุกตัว แล้วนำมาแสดงผลในรูปกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับการถ่ายเทความร้อนของชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น Re กับ Nu , PR กับ Nu และ LR กับ Nu เป็นต้น

2.2 จากชุดข้อมูลที่ได้จากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนในข้อ 2.1 ถ้ากราฟชุดข้อมูลที่ได้มีการเกาะกลุ่มกัน หรือมีการกระจายและมีแนวโน้มไปในทิศทางเดียวกันนำมาพิจารณาเป็นตัวแปรไร้มิติได้แสดงว่าชุดข้อมูลที่ได้มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนและถ้ากราฟชุดข้อมูลที่ได้มีการกระจักระบายและมีทิศทางไม่แน่นอนแสดงว่าชุดข้อมูลที่ได้ไม่มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนนำมาพิจารณาเป็นตัวแปรไร้มิติไม่ได้ ไม่นำมาพิจารณาในการสร้างสมการสหสัมพันธ์

2.3 เมื่อได้ตัวแปรไร้มิติจากการพิจารณาในข้อ 2.2 แล้ว จากนั้นนำตัวแปรไร้มิติที่ได้มาคูณกันแล้วนำมาแสดงผลในรูปแบบกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวแปรไร้มิติกับเลขนัสเซลท์ (Dimensionless กับ Nu)

3. ขั้นตอนการทำสมการถดถอยของท่อความร้อนชุดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1 จากกราฟในข้อ 2.3 ชุด ข้อมูลที่ได้จะแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มอย่างชัดเจน คือชุดข้อมูลที่มีค่าต่ำกว่าเส้นแนวโน้ม ชุดข้อมูลที่มีค่าอยู่ตรงกลางใกล้เส้นแนวโน้ม และชุดข้อมูลที่มีค่าสูงกว่าเส้นแนวโน้ม โดยเส้นแนวโน้มในที่นี้นั้นจะได้รับการลากเส้นผ่านชุดข้อมูลด้วยการสมมุติก่อน จากนั้นนำชุดข้อมูลทั้งหมดไปหาเลขยกกำลังที่จะแทนลงไปในแต่ละตัวแปรไร้มิติโดยใช้โปรแกรม

3.2 เมื่อได้ตัวเลขยกกำลังจาก ข้อ 3.1 แล้วก็แทนค่าตัวเลขยกกำลังที่ได้ลงไปแต่ละตัวแปรไร้มิติ

3.3 ทำการหาค่าตัวเลขยกกำลังของแต่ละตัวแปรไร้มิติที่ละตัวที่ได้จากข้อ 3.1 ไปจนกว่าชุดข้อมูลไม่มีการเปลี่ยนแปลงและเข้าใกล้เส้นแนวโน้มมากที่สุดแล้วค่อยเปลี่ยนไปหาค่าตัวเลขยกกำลังของตัวแปรไร้มิติตัวอื่น (คงตัวเลขยกกำลังของตัวแปรไร้มิติที่แทนไปก่อนไว้) แล้วทำจนครบทุกตัวแปรไร้มิติ โดยจะเห็นว่าชุดข้อมูลนั้นจะไม่มีการเปลี่ยนแปลงแล้ว ให้ทำการตัดชุดข้อมูลที่มีค่าสูงและค่าต่ำออก จากนั้นก็ทำการหาค่าใหม่ดังที่กล่าวมาแล้วจนชุดข้อมูลเข้าใกล้เส้นแนวโน้มทุกชุดข้อมูล จากนั้นจะได้ตัวเลขยกกำลังที่เหมาะสมในแต่ละตัวแปรไร้มิติ

3.4 เมื่อได้ตัวเลขยกกำลังจากข้อ 3.3 ก็ทำการพิเคราะห์กลุ่มข้อมูลที่ได้เพื่อหาค่าเส้นสมการแนวโน้มที่ได้จากชุดข้อมูลที่ใส่ตัวเลขยกกำลังเข้าไป เพื่อหาเส้นสมการแนวโน้มตัวเลขนัยสเกลท์ (Nu) และค่าสัมประสิทธิ์ในการตัดสินใจ (R^2) และก็จะได้สมการถดถอยที่ใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

3.5 เมื่อได้สมการถดถอยที่ใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว ก็ต้องทำการพิสูจน์ว่าสมการถดถอยที่ได้นั้นสามารถนำไปใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนได้หรือไม่ โดยจะแสดงในรูปกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าการทำนายที่ได้จากสมการถดถอยกับค่าที่ได้จากการทดลอง ซึ่งถ้าค่าที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากสมการถดถอยมีความผิดพลาดน้อยกว่า 30% ถือว่าสมการถดถอยที่ได้นั้น สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้

4. การวิเคราะห์ผลการทดลองที่สภาวะการออกแบบ

4.1 วิเคราะห์หาค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อนจากสมการสหสัมพันธ์เทียบกับการทดสอบที่สภาวะการออกแบบและหาค่าประสิทธิภาพที่สภาวะการออกแบบ

4.2 วิเคราะห์ผลของอัตราส่วนระยะพิชซ์ของวงแหวน อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ และอัตราการไหล ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

พหุ ประสิทธิภาพ

บทที่ 4

ผลการวิจัยและอภิปราย

การศึกษาในการวิจัยนี้เพื่อศึกษาการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนโดยน้ำมันเก่าจะถูกนำมาใช้เป็นเชื้อเพลิงในเตาเผาแบบแนวนอนเพื่อเป็นแหล่งความร้อนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ โดยมีความมุ่งหมายเพื่อศึกษาถึงผลของอัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวน อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อทั้งหมด และอัตราการไหลของน้ำ ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน อัตราการผลิตไอน้ำ และประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเพื่อหาสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ ซึ่งสามารถนำเสนอในรายละเอียดดังต่อไปนี้

4.1 ผลของอัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวนที่มีผลต่ออัตราการผลิตไอน้ำ

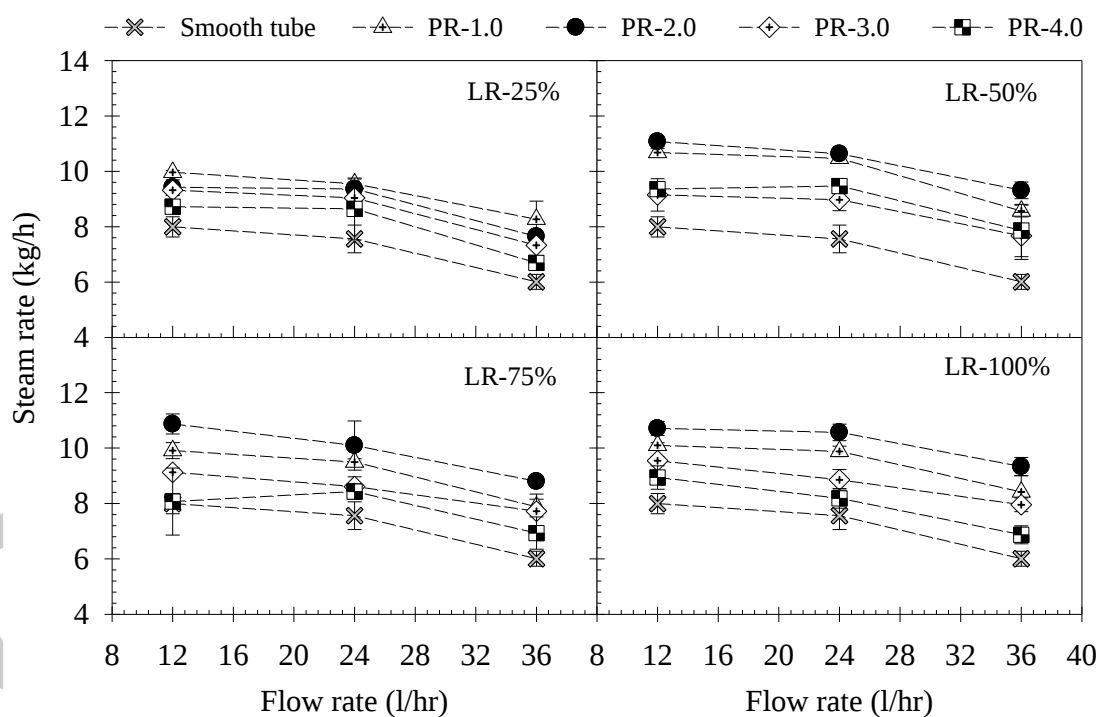
จากการทดลองคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวน เอียงมุมปะทะเท่ากับ 45° , อัตราส่วนการขวางการไหล ($BR=e/D$) $BR=0.20$ สำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ เปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ ซึ่งขึ้นอยู่กับปัจจัยของตัวแปรต่าง ๆ คือ อัตราส่วนระยะพิตช์ ($PR=P/D$) $PR=1, 2, 3$ และ 4 , อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=LS/Lt$) คือ $25, 50, 75$ และ 100 เปอร์เซ็นต์, อัตราการไหลของน้ำที่ (FR) $12, 24$ และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ดังนั้นจากการทดลองนี้จะอธิบายความสัมพันธ์ของตัวแปรต่าง ๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังนี้

4.1.1 อิทธิพลของอัตราส่วนระยะพิตช์ของวงแหวน (PR) ที่มีผลต่ออัตราการผลิตไอน้ำ

จากภาพประกอบ 38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการผลิตไอน้ำของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวนเทียบกับท่อผิวเรียบ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ ($PR=P/D$) $PR=1, 2, 3$ และ 4 จากผลการทดลองอัตราการไหลของน้ำ $12, 24$ และ 36 ลิตร/ชั่วโมง พบว่าอัตราการผลิตไอน้ำอยู่ที่ประมาณ $8.72-9.96, 8.64-9.55$ และ $6.69-8.27$ กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $LR=25\%$, $9.15-11.07, 8.97-10.63$ และ $7.67-9.31$ กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $LR=50\%$, $8.07-10.87, 8.43-10.09$ และ $6.93-8.80$ กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $LR=75\%$ และ $8.93-10.71, 8.18-10.56$ และ $6.83-9.33$ กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $LR=100\%$ ตามลำดับ ซึ่งอัตราไอน้ำในสถานะอื่นๆ มีแนวโน้มเช่นเดียวกัน โดยเมื่ออัตราการไหลของน้ำ (FR) เพิ่มขึ้นอัตราการผลิตไอน้ำลดลงเนื่องจากปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทไม่เพียงพอต่ออัตราการไหลของน้ำที่เพิ่มขึ้นตามแหล่งความร้อน

คงที่ และอัตราการไหลของน้ำที่สูงทำให้ไอน้ำที่ผลิตได้มีสถานะของผสมไอน้ำ-น้ำ ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับค่าคุณภาพของไอระเหย[3],[12],[17]

ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนระยะพิตช์ (PR) มีผลต่ออัตราการผลิตไอน้ำ โดยพบว่าของไหลที่ไหลสวนทางกับแผ่นวงแหวนที่มีความถี่มากขึ้น (ค่า PR ลดลง) ซึ่งส่งผลให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนได้ดีขึ้น ผลการวิจัยพบว่าอัตราไอน้ำสำหรับอัตราส่วนระยะพิตช์ (PR) ทุกกรณีของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน HECT สูงกว่าท่อผิวเรียบ โดยที่อัตราการไหลของน้ำ (FR)=12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง มีค่าประมาณ 7.80-9.16%, 7.77-8.75% และ 5.80-7.54 % สำหรับ LR=25%, 8.27-10.35%, 8.13-9.92% และ 6.88-8.67% สำหรับ LR=50%, 7.08-10.13%, 7.53-9.34% และ 6.06-8.12% LR=75% และ 8.04-9.96% , 7.26-9.85% และ 6.00-8.69% สำหรับ LR=100% ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากระยะห่างของแผ่นวงแหวนมีผลต่อการปะทะการไหลของของไหลในท่อ ซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่ทำให้รับกวนชั้นผิวของของไหลทำได้อย่างต่อเนื่อง อาจจะทำให้เกิดการปรับเปลี่ยนพฤติกรรมการไหลให้เกิดการไหลในลักษณะการหมุนควงทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับชั้นผิวท่อได้เพิ่มมากขึ้น

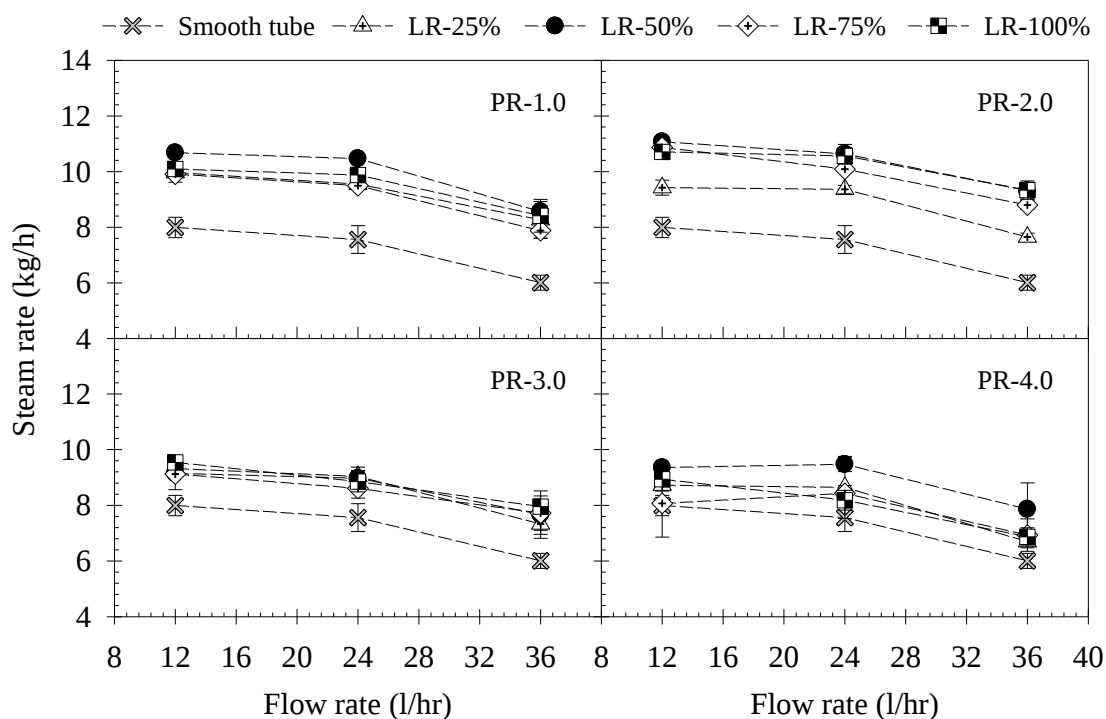


ภาพประกอบ 38 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการผลิตไอน้ำ
ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ ($PR=P/D$) $PR=1, 2, 3$ และ 4

4.1.2 อิทธิพลของอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด(LR) ที่มีผลต่ออัตราการผลิตไอน้ำ

จากภาพประกอบ 39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับผลของอัตราการผลิตไอน้ำของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวนเทียบกับท่อผิวเรียบ ที่อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ($LR=LS/LT$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์, อัตราการไหลของน้ำที่ $FR=12, 24$ และ 36 ลิตร/ชั่วโมง พบว่าผลของอัตราการไหลของน้ำ(FR) ที่แตกต่างกันสามค่าต่ออัตราการผลิตไอน้ำของ HECH ค่าอัตราการผลิตไอน้ำเฉลี่ยมีค่าประมาณ 9.96-10.68, 9.49-10.47 และ 7.88-8.57 กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $PR=1.0$, 9.42-11.07, 9.36-10.63 และ 7.65-9.33 กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $PR=2.0$, 9.12-9.54, 8.85-9.04 และ 7.33-7.95 กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $PR=3.0$ และ 8.07-9.36, 8.18-9.47 และ 6.69-7.86 กิโลกรัม/ชั่วโมง สำหรับ $PR=4.0$ ตามลำดับ ซึ่งสูงกว่าท่อผิวเรียบ ดังนั้นอัตราการผลิตไอน้ำมีค่าลดลงตามอัตราการไหลของน้ำที่เพิ่มขึ้น โดยอัตราการผลิตไอน้ำสูงสุดที่อัตราการไหลของน้ำ 12 ลิตร/ชม. โดยมี LR เท่ากับ 50% สำหรับ PR 1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 ซึ่งเท่ากับ 10.68, 11.07, 9.15 และ 9.36 กิโลกรัม/ชั่วโมง ตามลำดับ เนื่องจากที่อัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวน LR ส่งผลต่อการไหลที่ปั่นป่วนภายในท่อเมื่อ LR เพิ่มขึ้นจาก 25% เป็น 50% อัตราการผลิตไอน้ำจะมีค่าเพิ่มขึ้นและมีแนวโน้มที่คล้ายกัน สำหรับกรณีอัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวน $LR=50\%$ เพิ่มขึ้นเป็น 75% และ 100% ซึ่งเป็นการทำให้พื้นที่ผิวเพิ่มขึ้น ทำให้เกิดการหยุดชะงักของชั้นขอบเขต ส่งผลให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวท่อมากขึ้น[3],[12, 17] อย่างไรก็ตาม ที่ $LR=50\%$, 75% และ 100% มีระยะเวลาในการผลิตไอน้ำเพิ่มขึ้นและมีสภาวะคงตัว ดังนั้นเมื่อพิจารณาอัตราการผลิตไอน้ำ ต้นทุนเชื้อเพลิงและวัสดุ พบว่าอัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวนที่เหมาะสม คือ $LR=50\%$

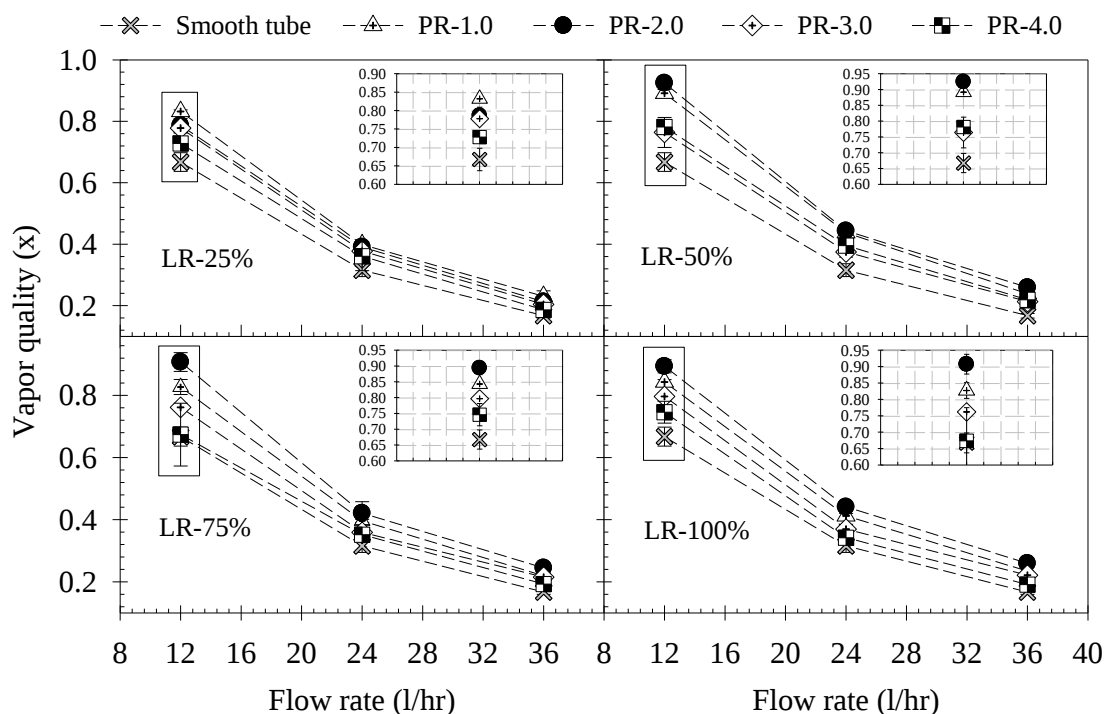
พูน ปณ ภัโต ชีเว



ภาพประกอบ 39 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการผลิตไอน้ำ
ที่อัตราส่วน ($LR=L_s/L_t$) คือ 25, 50, 75 และ 100 เปอร์เซ็นต์

4.2 ผลของอัตราส่วนระยะพิชของวงแหวนที่มีต่อค่าคุณภาพไอน้ำ (quality, x)

จากภาพประกอบ 40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ต่อคุณภาพไอระเหย พบว่าคุณภาพของไอระเหยมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น ซึ่งคุณภาพไอน้ำสูงสุดที่อัตราการไหลของน้ำ 12 ลิตร/ชั่วโมง สำหรับ PR=1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 โดยคุณภาพไอระเหยเท่ากับ 0.83, 0.79, 0.78 และ 0.73 สำหรับ LR=25%, 0.89, 0.92, 0.76 และ 0.78 สำหรับ LR=50%, 0.83, 0.91, 0.76 และ 0.67 สำหรับ LR=75% และ 0.84, 0.89, 0.80 และ 0.75 สำหรับ LR=100% ตามลำดับ ทั้งนี้เป็นผลเนื่องจากอัตราไอน้ำที่ได้เป็นส่วนผสมของไอระเหยและของเหลว และถูกแยกออกด้วยเครื่องแยกไอน้ำ[16] ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ ($x=mg/mt$) อย่างไรก็ตาม คุณภาพไอน้ำที่สูงขึ้นแสดงว่าสามารถผลิตไอน้ำได้มากขึ้นเช่นกัน ท่อแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่แผ่นวงแหวนทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อ แม้ว่าอัตราการไหลของน้ำจะเพิ่มขึ้นแต่การไหลภายในท่อยังคงไหลแบบปั่นป่วน ส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและไอน้ำที่ผลิตได้สูงกว่าท่อผิวเรียบ



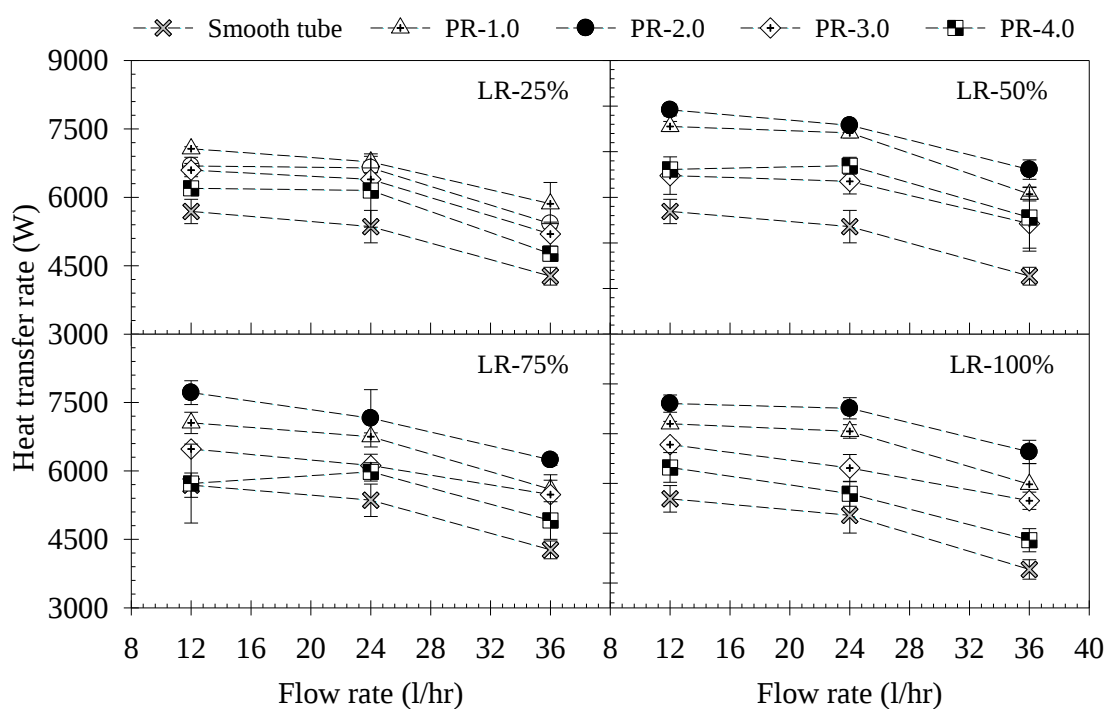
ภาพประกอบ 40 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าคุณภาพไอ (x)

4.3 ผลของอัตราการถ่ายโอนความร้อน

จากภาพประกอบ 41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวนเทียบกับท่อผิวเรียบ สำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ ที่อัตราการไหลของน้ำคือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชั่วโมง สภาวะแตกต่างของระยะพิตช์ (PR) จำนวน 4 ค่า คือ (PR=P/D) PR=1, 2, 3 และ 4 และอัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวนที่ LR=25, 50, 75 และ 100% จากผลการทดลองพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน HECT มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่อัตราการไหลของน้ำ 12 ลิตรต่อชั่วโมง มีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนคือ 7063, 6687, 6597 และ 6197 W สำหรับ LR=25%, 7552, 7915, 6475 และ 6611 W สำหรับ LR=50%, 7054, 7718, 6482 และ 5724 W สำหรับ LR=75% และ 7196, 7604, 6778 และ 6321 W สำหรับ LR=100% ตามลำดับ

ซึ่งจากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำที่ลดลง เนื่องจากจำนวนแผ่นวงแหวนที่เพิ่มขึ้นจะเพิ่มพื้นที่ทำลายชั้นความร้อนบนผิวท่อและดูดซับพลังงานความร้อนบนผิวท่อ[3],[18],[19] ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบและการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนทำให้อัตราการขวางการไหลสูง

ซึ่งส่งผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 1.39-1.55 เท่า โดยเฉพาะที่อัตราส่วน PR=2, LR=50%

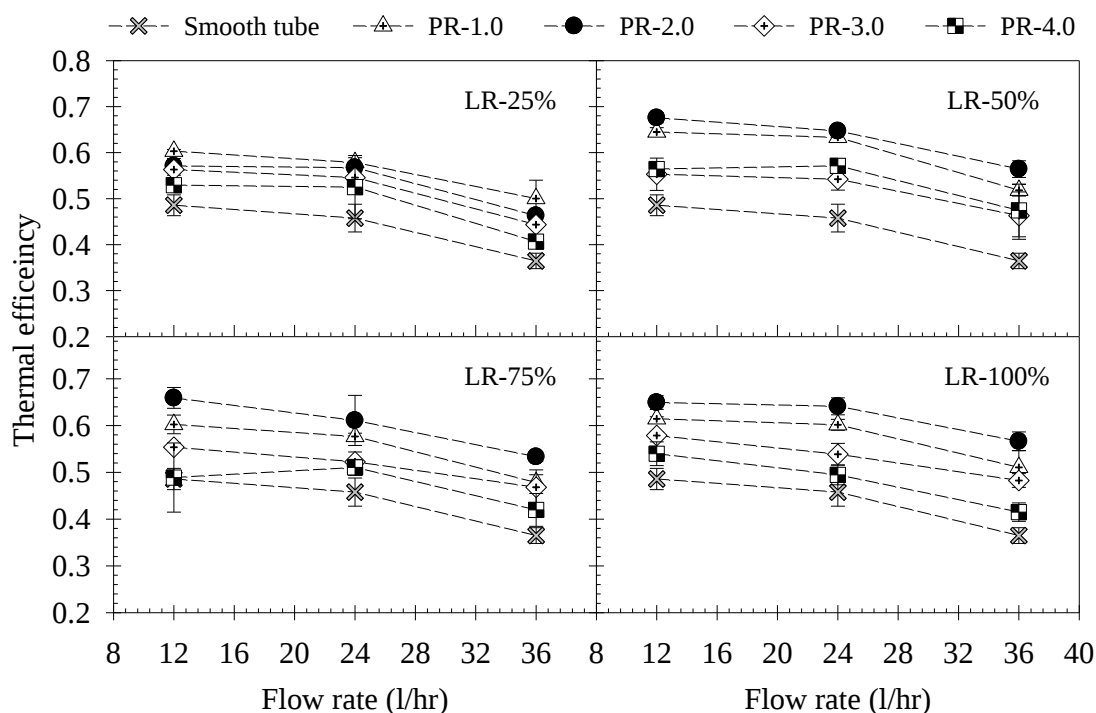


ภาพประกอบ 41 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ (PR=P/D) PR=1, 2, 3 และ 4

4.4 ผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน

จากภาพประกอบ 42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน โดยเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีสโอดีใส่แผ่นวงแหวนและท่อผิวเรียบ ที่อัตราการไหลของน้ำคือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชม. โดยมีอัตราส่วนระยะพิทช์ PR=1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 และอัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด LR=25, 50, 75 และ 100% พบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ โดยมีค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ PR=1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 มีค่าสูงขึ้นประมาณ 0.50-0.60, 0.46-0.57, 0.44-0.56 และ 0.41-0.53 สำหรับ LR=25%, 0.52-0.64, 0.56-0.68, 0.46-0.55 และ 0.47-0.56 สำหรับ LR=50%, 0.48-0.60, 0.53-0.66, 0.47-0.55 และ 0.42-0.49 สำหรับ LR=75% และ 0.51-0.61, 0.57-0.65, 0.48-0.58 และ 0.41-0.54 สำหรับ LR=100% ตามลำดับ ซึ่งจากผลการทดลองพบว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น โดยประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงสุดซึ่งเกิดขึ้นในกรณีที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ที่ PR=2 มีอิทธิพลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนที่เพิ่มขึ้น

สูงสุดเท่ากับ 0.68 ที่อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด LR=50% ที่อัตราการไหลของน้ำ 12 ลิตร/ชั่วโมง

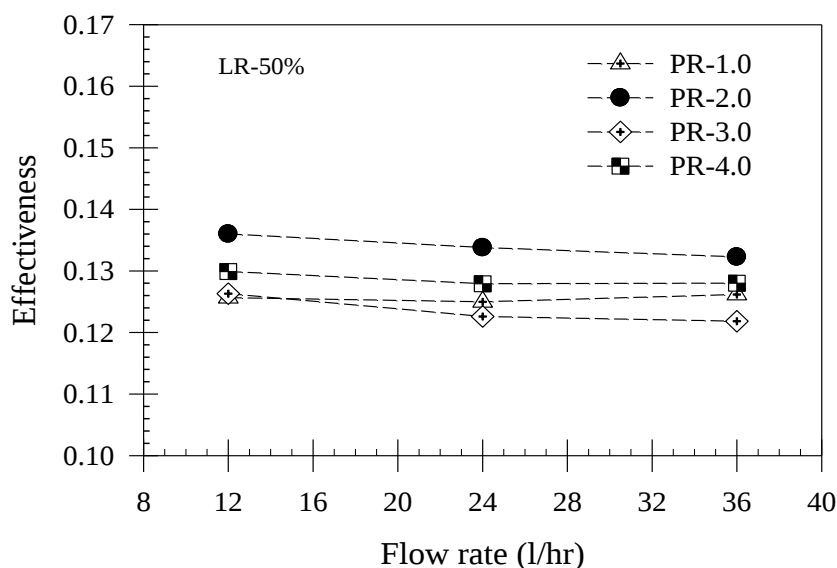


ภาพประกอบ 42 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิภาพทางความร้อน

4.5 ผลของค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวน

จากภาพประกอบ 43 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวน ที่อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ ที่ระยะ LR=25, 50, 75 และ 100% โดยเปรียบเทียบที่อัตราการไหลของน้ำคือ 12, 24 และ 36 ลิตร/ชม. และอัตราส่วนระยะพิทช์ PR=1.0, 2.0, 3.0 และ 4.0 เนื่องจากที่อัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวน LR ส่งผลต่อการไหลที่ปั่นป่วนภายในท่อเมื่อ LR เพิ่มขึ้นจาก 25% เพิ่มขึ้นเป็น 50%, 75% และ 100% ค่าประสิทธิผลทางความร้อนมีแนวโน้มที่คล้ายกัน สำหรับกรณีอัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวน LR=50% พบว่าจะให้ค่าประสิทธิผลทางความร้อนสูงสุดเท่ากับ 0.126, 0.125 และ 0.126 สำหรับ PR=1.0, 0.136, 0.134 และ 0.132 สำหรับ PR=2.0, 0.126, 0.123 และ 0.122 สำหรับ PR=3.0, 0.130, 0.128 และ 0.128 สำหรับ PR=4.0 ตามลำดับ ซึ่งจากผลการทดลองที่ได้จะเห็นว่าค่าประสิทธิผลทางความร้อนมีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้น โดยค่าประสิทธิผลทางความร้อนสูงสุดซึ่งเกิดขึ้นในกรณีที่อัตราส่วนระยะพิทช์ที่ PR=2 มีอิทธิพลทำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลต่อค่าประสิทธิผลทางความร้อนที่เพิ่มขึ้นสูงสุดเท่ากับ 0.136 ที่อัตราการไหลของน้ำ 12 ลิตร/ชั่วโมง ทั้งนี้เพราะเมื่ออุณหภูมิรวมขาเข้าเพิ่มขึ้น ทำให้อุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้

เพิ่มขึ้น และถ่ายเทความร้อนไปยังท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งแผ่นวงแหวน ซึ่งเป็นการเพิ่มพื้นที่ทำลายชั้นความร้อนบนผิวท่อและดูดซับความร้อนบนผิวท่อได้มากขึ้น และเนื่องจากค่าประสิทธิผลเกิดจากอัตราส่วนของการถ่ายเทความร้อนที่ได้ (Q) ต่อการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Q_{max}) [20] เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นจึงส่งผลต่อค่าประสิทธิผลทางความร้อนเพิ่มขึ้นตามไปด้วย



ภาพประกอบ 43 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของน้ำกับค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สอดใส่แผ่นวงแหวน ที่ระยะ LR=50%

4.6 ผลของสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์

จากการพิจารณากลุ่มของตัวแปรไร้มิติที่มีความสัมพันธ์กับการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน ทั้งหมดนี้ จะเห็นว่าตัวแปรไร้มิติที่ได้มานั้นล้วนแล้วแต่มีผลต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งสิ้น ดังนั้นจึงได้นำความสัมพันธ์ที่ได้มาสร้างเป็นสมการถดถอยที่ใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน ซึ่งจะนำเสนอในรูปของค่าตัวเลขนัสเซลท์ ได้ดังนี้

สมการ Nu Correlation

$$Nu = 0.7691 Re^{1.231} Pr^{0.4} LR^{0.0754} PR^{-0.1982}$$

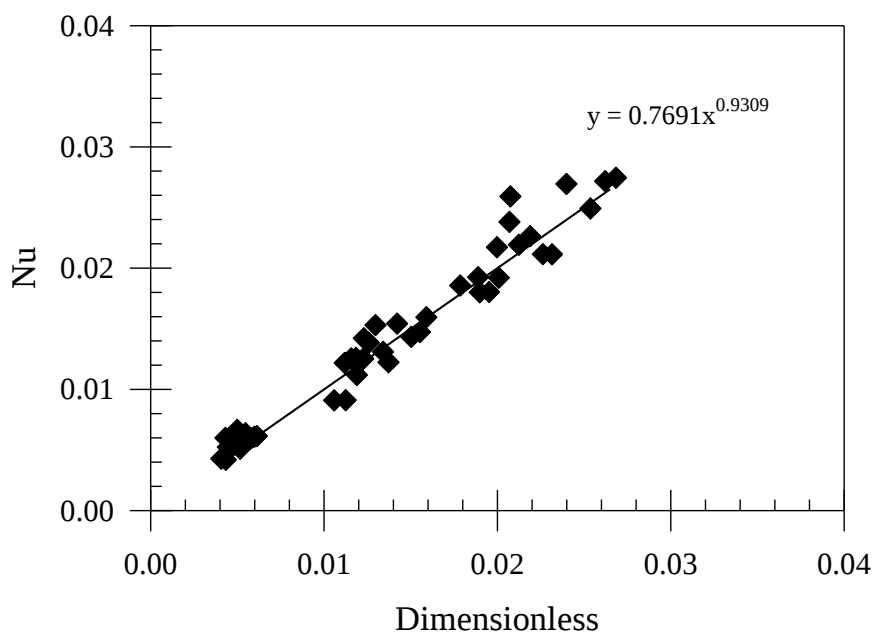
เมื่อ Nu คือ ค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)

Re คือ ค่าจำนวนเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)

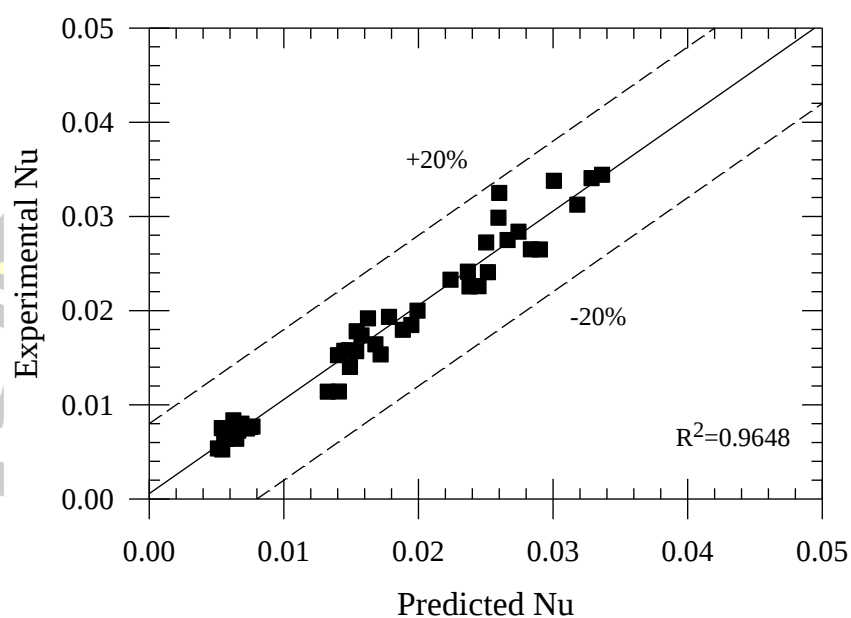
Pr คือ ค่าตัวเลขพรานด์ตัน (Prandtl number)

LR คือ อัตราส่วนการสอดใส่แผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อ (Length ratio)

PR คือ อัตราส่วนระยะพิตช์ (Pitch ratio)



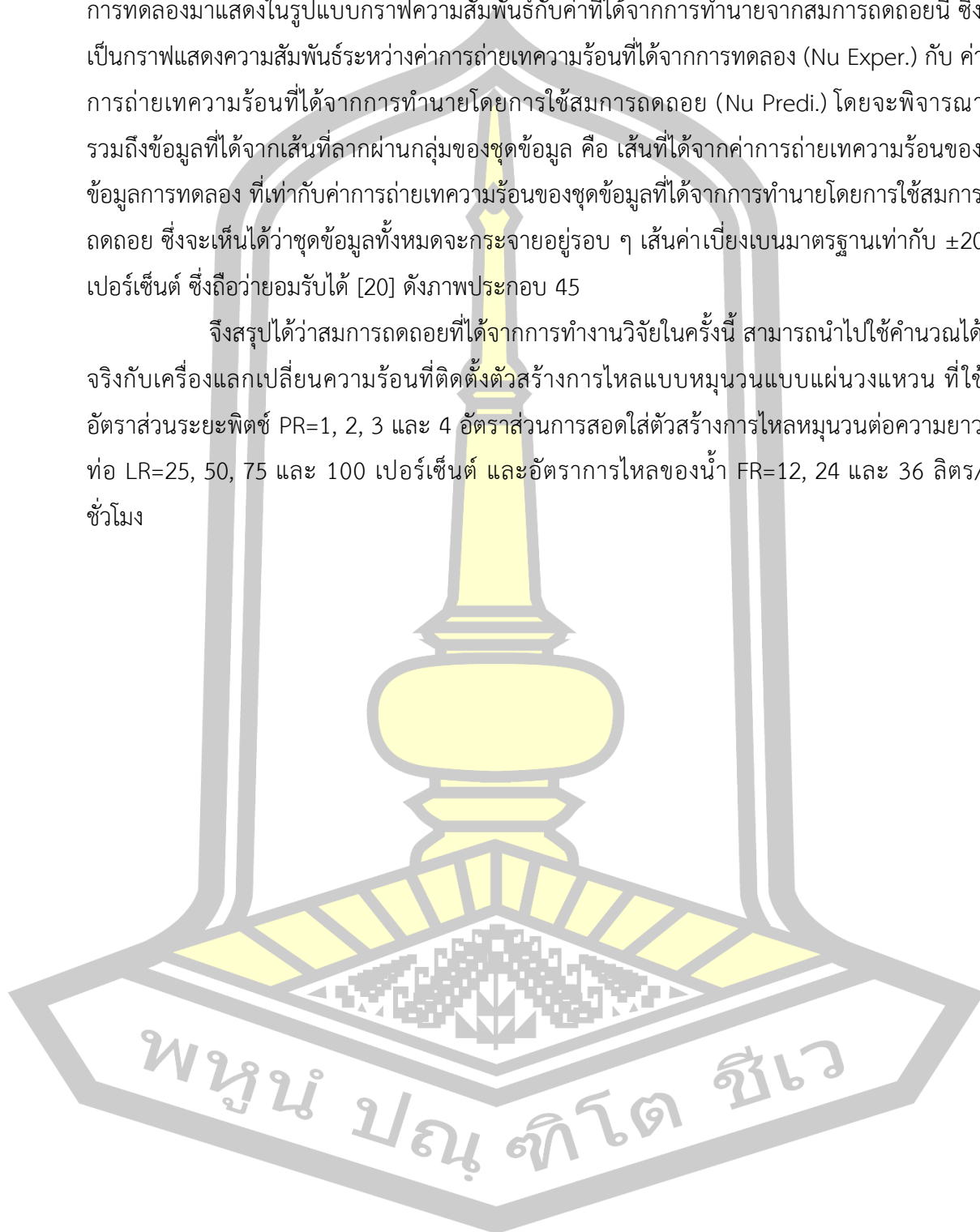
ภาพประกอบ 44 ความสัมพันธ์ระหว่างตัวเลขนัสเซลท์กับตัวแปรไร้มิติ



ภาพประกอบ 45 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง (Nu Exper.) กับค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทำนายโดยใช้สมการถดถอย (Nu Pred.)

เพื่อที่เป็นการพิสูจน์ว่าสมการถดถอยที่หามาได้สามารถใช้งานได้จริง จึงนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาแสดงในรูปแบบกราฟความสัมพันธ์กับค่าที่ได้จากการทำนายจากสมการถดถอยนี้ ซึ่งเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง ($Nu_{Exper.}$) กับ ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทำนายโดยใช้สมการถดถอย ($Nu_{Predi.}$) โดยจะพิจารณา รวมถึงข้อมูลที่ได้จากเส้นที่ลากผ่านกลุ่มของชุดข้อมูล คือ เส้นที่ได้จากค่าการถ่ายเทความร้อนของ ข้อมูลการทดลอง ที่เท่ากับค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดข้อมูลที่ได้จากการทำนายโดยใช้สมการถดถอย ซึ่งจะเห็นว่าชุดข้อมูลทั้งหมดจะกระจายอยู่รอบ ๆ เส้นค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ ± 20 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งถือว่ายอมรับได้ [20] ดังภาพประกอบ 45

จึงสรุปได้ว่าสมการถดถอยที่ได้จากการทำงานวิจัยในครั้งนี้ สามารถนำไปใช้คำนวณได้จริงกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลแบบหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน ที่ใช้อัตราส่วนระยะพิทช์ $PR=1, 2, 3$ และ 4 อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อ $LR=25, 50, 75$ และ 100 เปอร์เซ็นต์ และอัตราการไหลของน้ำ $FR=12, 24$ และ 36 ลิตร/ชั่วโมง



บทที่ 5

สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นงานวิจัยที่มีความมุ่งหมายในการวิเคราะห์สมรรถนะการถ่ายโอนความร้อนและประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ ซึ่งผู้วิจัยได้สรุปผล อภิปรายผล และข้อเสนอแนะดังนี้

5.1 ความมุ่งหมายที่จะได้จากงานวิจัย

5.1.1 เพื่อศึกษาถึงผลของอัตราส่วนระยะพิทช์ของวงแหวน อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวนต่อความยาวท่อทั้งหมด และอัตราการไหลของน้ำ ที่มีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และอัตราการผลิตไอน้ำ

5.1.2 เพื่อหาสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ

5.2 สรุปผลและอภิปรายผล

การศึกษาเชิงทดลองนี้เป็นการศึกษาลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำที่สอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน นำเสนอผลกระทบของวงแหวนที่มีอัตราส่วนระยะพิทช์ต่างกันที่ $PR=1.0, 2.0, 3.0$ และ 4.0 , อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด $LR=25, 50, 75$ และ 100% และอัตราการไหลของน้ำ $FR=12, 24$ และ 36 ลิตร/ชั่วโมง ได้ข้อสรุปดังต่อไปนี้

5.2.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน เปลี่ยนพฤติกรรมการไหลจากการไหลแบบราบเรียบเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ส่งผลให้อัตราการผลิตไอน้ำ คุณภาพของไอน้ำ อัตราการถ่ายเทความร้อน และประสิทธิภาพเชิงความร้อนสูงกว่าท่อผิวเรียบ

5.2.2 อัตราการผลิตไอน้ำและคุณภาพของไอน้ำเพิ่มขึ้นเมื่อค่า FR ลดลง โดยที่ $PR=2$ และ $LR=50\%$ มีอัตราการผลิตไอน้ำสูงสุดเท่ากับ 11.07 กิโลกรัม/ชั่วโมง และมีค่าคุณภาพไอน้ำเท่ากับ 0.92

5.2.3 อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลงเล็กน้อยเมื่ออัตราการไหลของน้ำ FR เพิ่มขึ้น และพบว่าที่อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด $LR=50\%$ และอัตราส่วนระยะพิทช์ $PR=2$ ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นสูงสุด $1.39-1.55$ เท่า เมื่อเทียบกับท่อผิวเรียบ

5.2.4. ประสิทธิภาพเชิงความร้อนลดลงเล็กน้อยเมื่ออัตราการไหลของน้ำ FR เพิ่มขึ้น และที่อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด $LR=50\%$ และอัตราส่วนระยะพิทซ์ $PR=2$ ที่อัตราการไหลของน้ำ $FR=12$ ลิตร/ชั่วโมง มีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงสุด 0.68 เมื่อเปรียบเทียบกับท่อผิวเรียบ

5.2.5 สมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายโอนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนในเตาเผาแบบแนวนอนสำหรับผลิตไอน้ำความดันต่ำ สมการถดถอยที่ใช้ทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามสมการสหสัมพันธ์สามารถนำมาใช้ในการทำนายค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน ได้โดยมีความผิดพลาด 20 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งเมื่อศึกษาจากงานวิจัยอื่นๆที่ผ่านมา ก็ถือว่ายอมรับได้และสามารถนำไปใช้งานได้จริง

สมการ Nu Correlation

$$Nu = 0.7691Re^{1.231} Pr^{0.4} LR^{0.0754} PR^{-0.1982}$$

5.3 ข้อเสนอแนะ

การศึกษานี้บ่งชี้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวน สามารถปรับปรุงพฤติกรรมการไหลภายในท่อ ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนดีขึ้น ซึ่งสามารถนำไปใช้ในการผลิตไอน้ำสำหรับกระบวนการนึ่งฆ่าเชื้อได้ นอกจากนี้ยังสามารถพัฒนาต่อยอดโดยการนำความร้อนเหลือทิ้งกลับมาใช้ใหม่เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของทางเข้าของน้ำไปยังตัวแลกเปลี่ยนความร้อน และมีข้อเสนอแนะเพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาวิจัยต่อไป

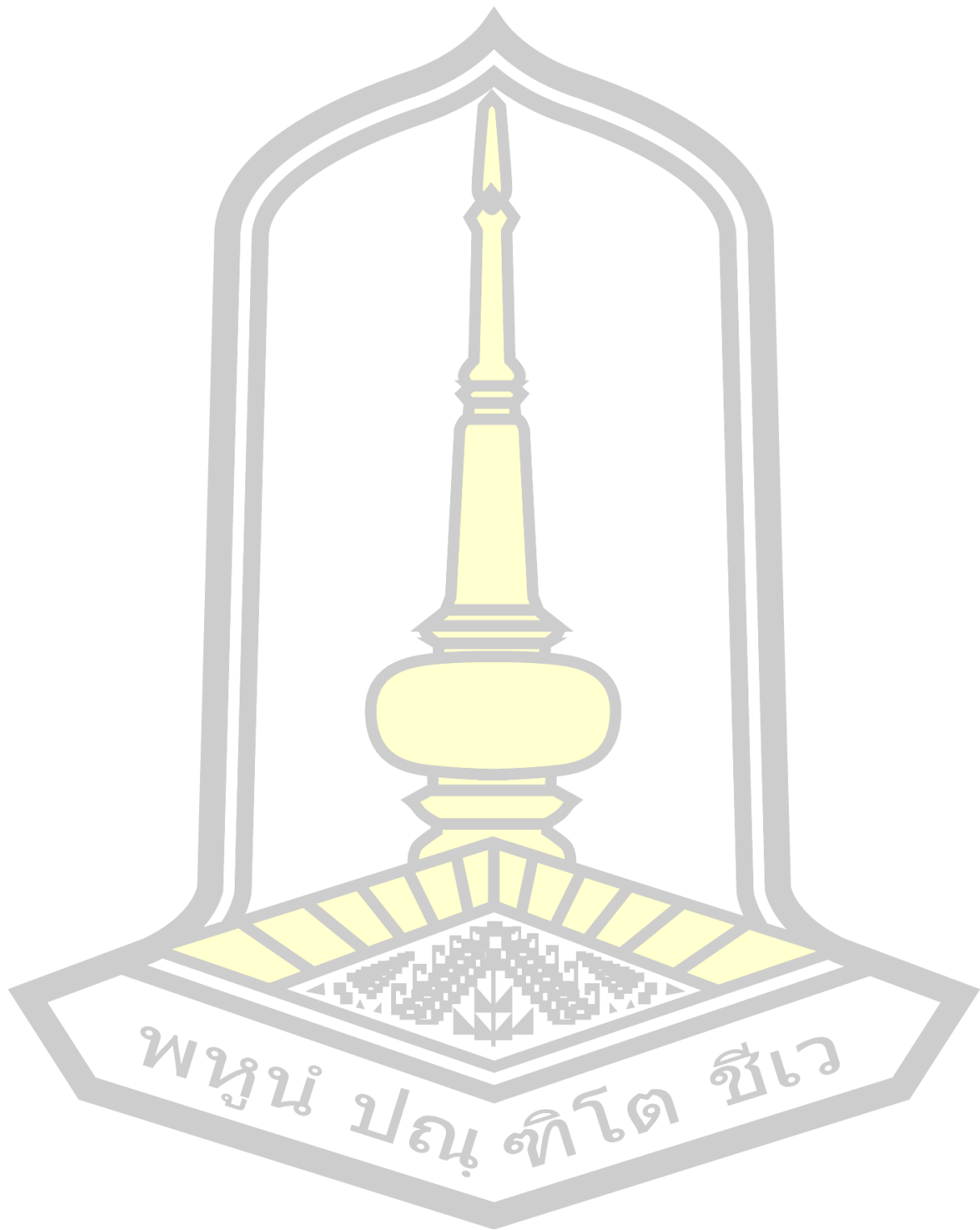
5.3.1 ควรศึกษาเพิ่มเติมในส่วนของรูปแบบท่อ มุมเอียงวงแหวน เช่น รูปแบบท่อเกลียว มุมเอียง และการเปลี่ยนรูปแบบของการวางแนวท่อของชุดทดลอง เป็นต้น

5.3.2 ควรศึกษาเพิ่มเติมในการเปลี่ยนรูปแบบของการวางแนวท่อของชุดทดลอง

5.3.3 ควรศึกษาเพิ่มเติมในอัตราส่วนการเผาไหม้ระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง (A/F ratios) ซึ่งมีผลต่ออุณหภูมิห้องเผาไหม้และเขม่าที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้

5.3.4 ควรศึกษารูปแบบการไหลเพื่อตรวจสอบสมมติฐาน ที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมการไหลของของไหลภายในท่อของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

บรรณานุกรม



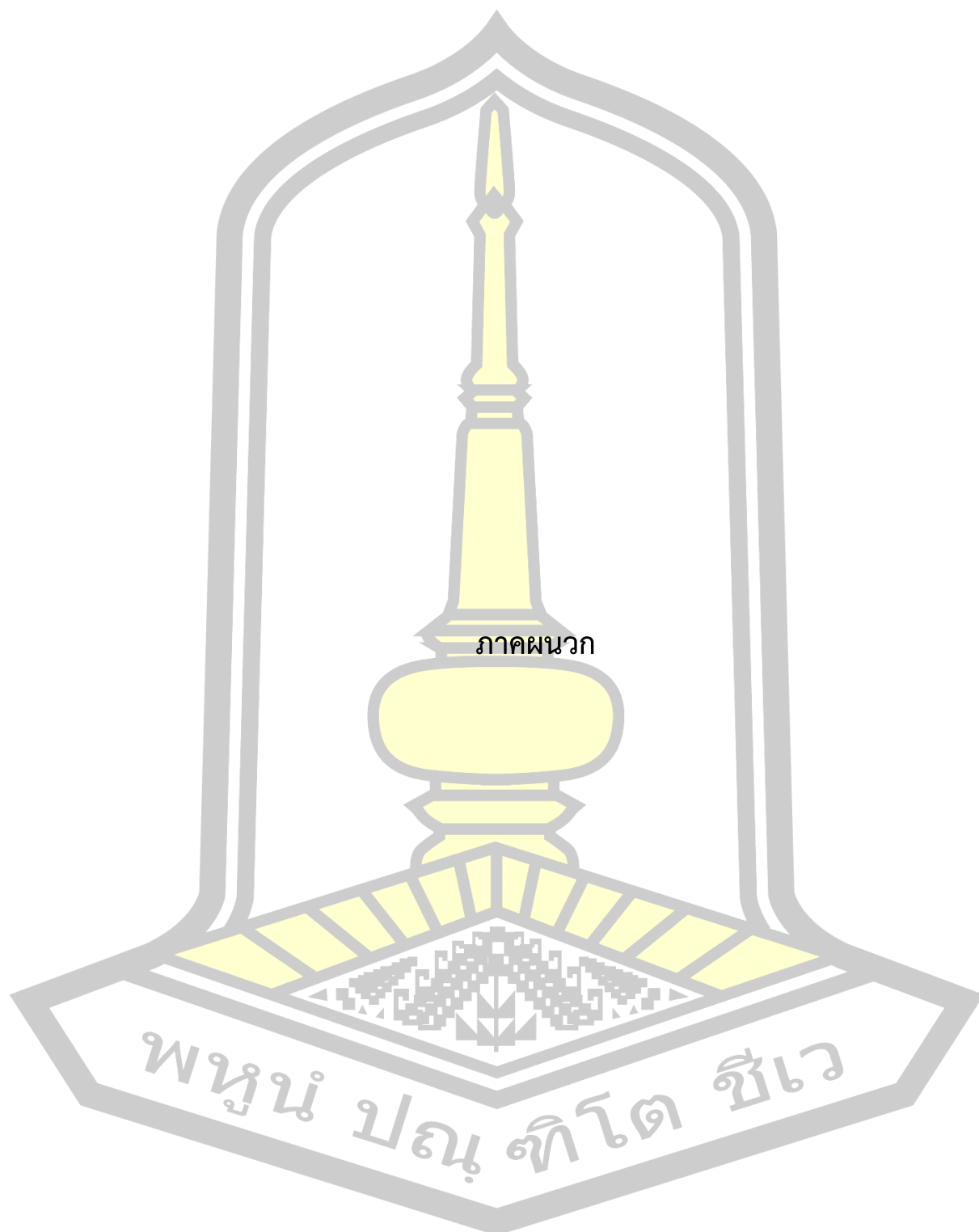
บรรณานุกรม

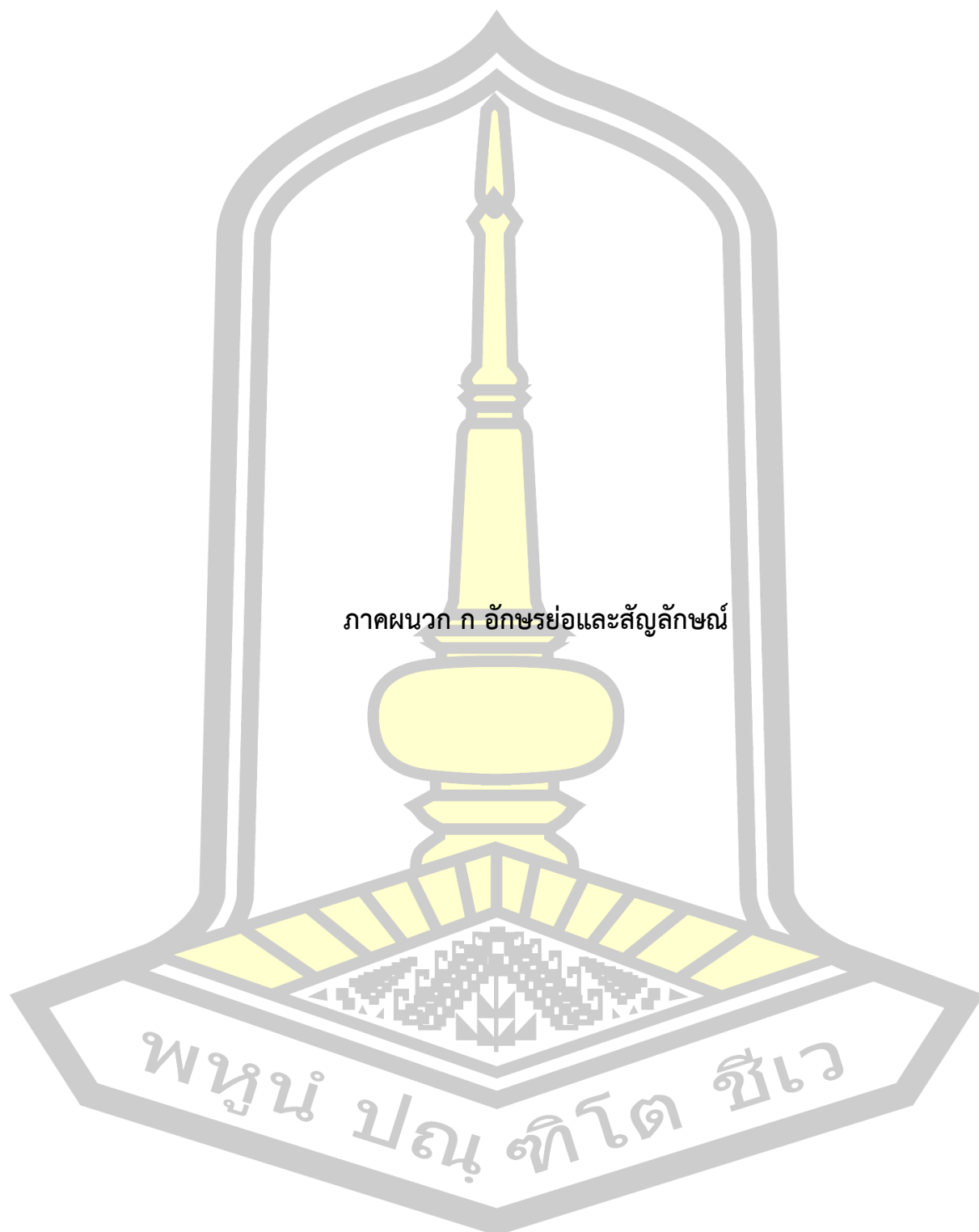
1. Kongkai paiboon, V., K. Nanan, and S. Eiamsa-ard, *Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010. 37(5): p. 568-574.
2. Feng, H., et al., *Constructal design of a shell-and-tube heat exchanger for organic fluid evaporation process*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019. 131: p. 750-756.
3. Chompookham, T., W. Chingtuaythong, and S. Chokphoemphun, *Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger*. International Journal of Thermal Sciences, 2022. 171.
4. El-Said, E.M.S. and M.M. Abou Al-Sood, *Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: A comparative experimental investigation*. Applied Thermal Engineering, 2019. 150: p. 803-810.
5. Garelli, L., et al., *Heat transfer enhancement in panel type radiators using delta-wing vortex generators*. International Journal of Thermal Sciences, 2019. 137: p. 64-74.
6. Nakhchi, M.E., M. Hatami, and M. Rahmati, *Experimental investigation of heat transfer enhancement of a heat exchanger tube equipped with double-cut twisted tapes*. Applied Thermal Engineering, 2020: p. 115863.
7. <Thermodynamics An Engineering Approach, 5th edition, McGraw-Hill Education, 2006.PDF>.
8. <Amorn Donmueang, Heat Transfer Characteristics of Helical Oscillating Heat Pipe. Doctor of Philosophy Thesis. Mahasarakham University. (2020).pdf>.
9. Thongdaeng, S., N. Pipatpaiboon, and A. Donmuang, *Visualization and heat transfer in a closed loop thermosyphon with a check valve*. Case Studies in Thermal Engineering, 2020. 22.

10. Acir, A., İ. Ata, and M.E. Canlı, *Investigation of effect of the circular ring turbulators on heat transfer augmentation and fluid flow characteristic of solar air heater*. Experimental Thermal and Fluid Science, 2016. 77: p. 45-54.
11. Ayub, Z.H., et al., *Performance characteristics of a novel shell and tube heat exchanger with shell side interstitial twisted tapes for viscous fluids application*. Applied Thermal Engineering, 2018. 134: p. 248-255.
12. Kumar, A., M. Kumar, and S. Chamoli, *Comparative study for thermal-hydraulic performance of circular tube with inserts*. Alexandria Engineering Journal, 2016. 55(1): p. 343-349.
13. Lapirottanakun, A. and J. Charoensuk, *Development of porous media burner operating on waste vegetable oil*. Applied Thermal Engineering, 2017. 110: p. 190-201.
14. Promvonge, P., S. Sripattanapipat, and S. Kwankaomeng, *Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls*. International Journal of Thermal Sciences, 2010. 49(6): p. 963-975.
15. Promvonge, P., et al., *Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles*. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010. 37(2): p. 170-177.
16. Dirker, J., et al., *Influence of inlet vapour quality perturbations on the transient response of flow-boiling heat transfer*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2021. 170.
17. Kumar, A., S. Chamoli, and M. Kumar, *Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in heat exchanger tube with solid hollow circular disk inserts*. Applied Thermal Engineering, 2016. 100: p. 227-236.
18. Promvonge, P., et al., *Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings*. Applied Thermal Engineering, 2014. 62(1): p. 285-292.

19. Lamlerd, B., B. Bubphachot, and T. Chompookham, *Experimental investigation of heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring turbulators*. Case Studies in Thermal Engineering, 2023. 41.
20. Donmuang, A. and T. Chompookham, *Correlation for Predicting Heat Transfer Characteristics of A Helical Oscillating Heat Pipe (HOHP) at Normal Operating Conditions*. International Journal of Renewable Energy Development, 2021. 10(2): p. 171-182.

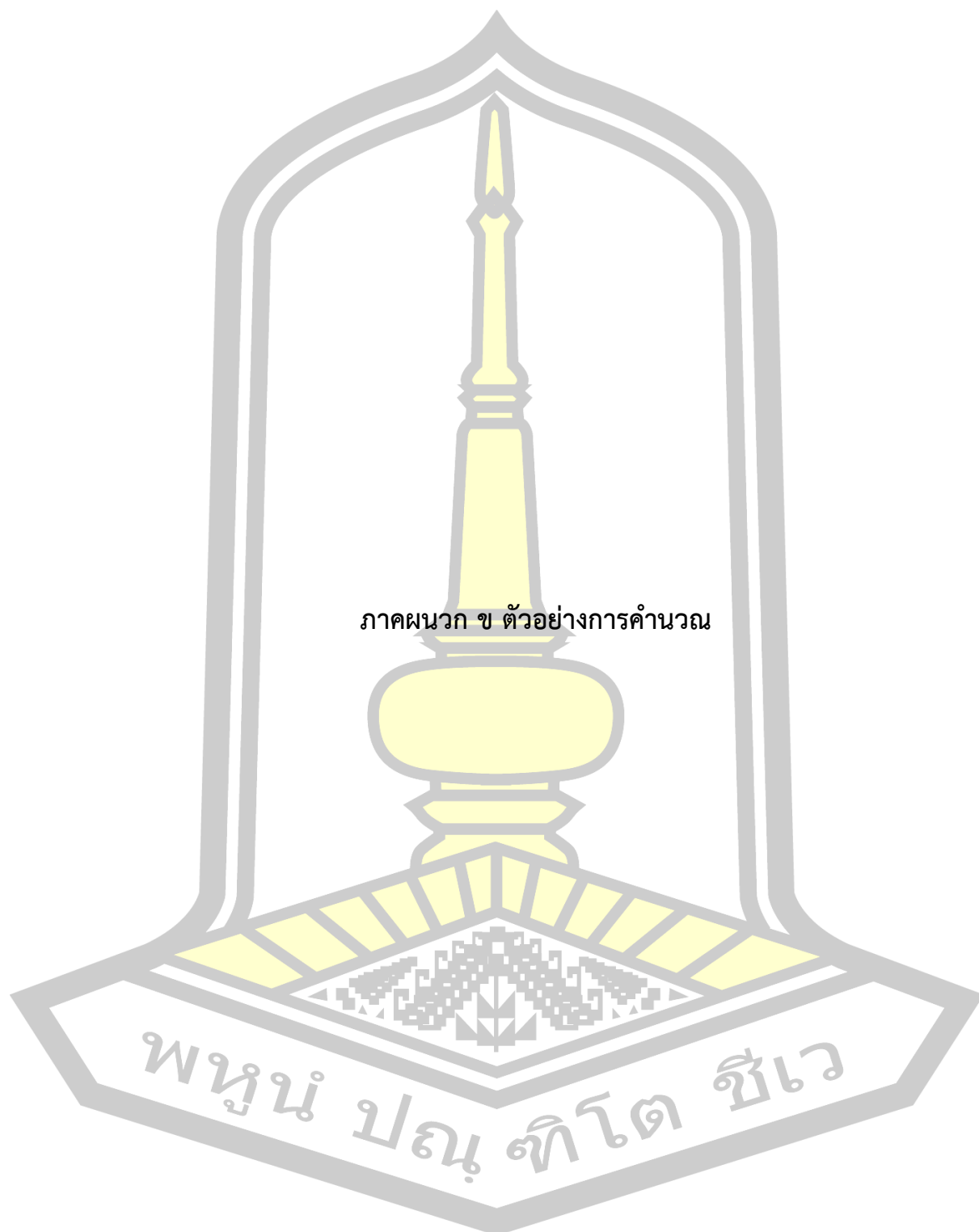






อักษรย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
PR	อัตราส่วนระยะพิตซ์ของวงแหวนต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	-
LR	อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด	-
Nu	ค่าตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)	-
Re	ค่าจำนวนเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number)	-
Pr	ค่าตัวเลขพรานด์ตัน (Prandtl number)	-
BR	อัตราส่วนการขวางการไหลต่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	-
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
T_b	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล	°C
T_i	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลขาเข้า	°C
T_e	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลขาออก	°C
C_p	ค่าความร้อนจำเพาะ	kJ/kg·K
$\dot{Q}$	ค่าอัตราการถ่ายโอนความร้อน	W
T_c	อุณหภูมิสำหรับของไหลเย็น	°C
T_h	อุณหภูมิสำหรับของไหลร้อน	°C
T_{lm}	อุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD method)	°C
A_s	พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน	m ²
C_c	อัตราความจุความร้อนสำหรับของไหลเย็น	W/K
C_h	อัตราความจุความร้อนสำหรับของไหลร้อน	W/K
Q_{max}	ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด	W
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	kJ/kg·K
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	W/m ² ·K
Q_{fuel}	ค่าความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิง	kJ
HHV	ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง	kJ/kg
HECT	เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดตั้งตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน (Heat Exchanger installed with Circular-ring Turbulators)	-



ภาคผนวก ข ตัวอย่างการคำนวณ

พหุบัน ปณฺ ฌิโต ชีเว

1. การคำนวณออกแบบชุดท่อแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger)

Solution

พิจารณาหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จากแหล่งความร้อนที่ป้อน

$$\text{จากสมการ } Q_{conv,in} = hA\Delta T$$

เมื่อพิจารณาความร้อนจากเชื้อเพลิงที่ป้อนเป็นการพาความร้อนภายในห้องเผาไหม้ ที่อัตราการไหลน้ำมันเชื้อเพลิง 0.018 ลิตร/นาที

$$\text{จะได้ } Q_{conv,in} = \dot{m} \times HHV$$

แทนค่าจะได้

$$Q_{conv,in} = \frac{0.018 \text{ litre}}{\text{min}} \times \frac{880 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ litre}} \times \frac{10,596 \text{ kCal}}{\text{kg}} \times \frac{4186.8 \text{ J}}{1 \text{ kCal}}$$

$$\therefore Q_{conv,in} = 11711.91 \text{ W}$$

จากนั้นพิจารณาหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน จากแหล่งความร้อนที่ป้อน

$$\text{จากสมการ } Q_{conv,in} = hA\Delta T$$

จะได้

$$11711.91 \text{ W} = h \times (3.1416 \times 0.38 \text{ m} \times 1.8 \text{ m}) \times (550 - 310^\circ \text{C})$$

$$h = \frac{11711.91 \text{ W}}{(3.1416 \times 0.38 \text{ m} \times 1.8 \text{ m}) \times (550 - 310^\circ \text{C})}$$

$$h = 22.7096 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

จะได้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในห้องเผาไหม้แนวนอน เท่ากับ

$$h = 22.7096 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

เมื่อได้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในห้องเผาไหม้แนวนอนจาก

$$Q_{conv,in} = 11711.91 \text{ W}$$

จากนั้นแทนค่าหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเปลี่ยนสถานะของน้ำกลายเป็นไอ ที่อุณหภูมิ 100 °C

พิจารณาจากความร้อนที่ต้องการ = ความร้อนที่ป้อน

$$\text{จากสมการ } Q_{cond,out} = Q_{conv,in}$$

หรือ

$$\dot{m}C_p\Delta T = hA\Delta T_{lm}$$

$$\text{เมื่อ } \Delta T_{lm} = \frac{(550-100)-(310-35)}{\ln(550-100)/(310-35)} = 355.346^\circ \text{C}$$

เมื่อทราบค่าอุณหภูมิแตกต่างและค่าความร้อนที่ป้อนแล้ว ทำการแทนค่าในสมการเพื่อหาพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีการกำหนดเงื่อนไขดังนี้

$$\text{อัตราการไหลของน้ำที่กำหนด } 36 \text{ ลิตร/ชั่วโมง, } C_{p_w} = 4.18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K},$$

$$\Delta T = 100 - 25^\circ \text{C}$$

เมื่ออัตราการไหลของน้ำ

จะได้

$$\dot{m} = \rho AV = \rho Q$$

$$\dot{m} = \frac{36 \text{ litre}}{\text{hr}} \times \frac{998 \text{ kg}}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ litre}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{m} = 0.00998 \text{ kg / s}$$

ดังนั้นแทนค่าลงในสมการ

$$\dot{m}C_p\Delta T = hA\Delta T_{lm}$$

จะได้

$$(0.00998 \text{ kg / s})(4.18 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K})(100 - 25^\circ \text{C}) = (22.7096 \text{ W / m}^2 \cdot ^\circ \text{C})(A_s)(355.346^\circ \text{C})$$

ย้ายข้างสมการเพื่อหาพื้นที่รวมจะได้

$$A_s = \frac{(0.00998 \text{ kg / s})(4.18 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K})(100 - 25^\circ \text{C})}{(22.7096 \text{ W / m}^2 \cdot ^\circ \text{C})(10^{-3} \text{ J / s})(355.346^\circ \text{C})}$$

$$A_s = 0.38771 \text{ m}^2$$

ดังนั้นเมื่อทราบพื้นที่รวมของท่อแลกเปลี่ยนความร้อน หาจำนวนท่อเพื่อออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (เมื่อท่อทองแดงขนาด 7/8 นิ้ว ID= 19.05 มม. หนา 1.40 มม.)

$$A_s = N\pi DL$$

$$A_s = (50)(\pi)(0.01905 \text{ m})(0.30 \text{ m})$$

$$A_s = 0.8977 \text{ m}^2 \text{ คิดเป็นพื้นที่ที่เพิ่มขึ้น 2.3 เท่าของพื้นที่ที่คำนวณได้}$$

2. ตัวอย่างการคำนวณหาค่าคุณภาพไอ(x)

จากการทดลองลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องกำเนิดไอน้ำที่สอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนแบบแผ่นวงแหวน นำเสนอผลกระทบของวงแหวนที่มีอัตราส่วนระยะพิตช์ต่างกันที่ PR=2.0 อัตราส่วนการสอดใส่ตัวสร้างการไหลหมุนวนต่อความยาวท่อทั้งหมด LR=50% และอัตราการไหลของน้ำ FR=12 ลิตร/ชั่วโมง สามารถนำมาคำนวณค่าต่างๆดังนี้

พิจารณามวลของสารทำงานทั้งหมดในระบบจากความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถเขียนในรูปสมการได้ดังนี้

$$m_t = m_f + m_g$$

เมื่อ

$$m_t = \text{มวลรวม}$$

$$m_g = \text{มวลของไอ}$$

$$m_f = \text{มวลของของเหลว}$$

จากความหมายของคุณภาพไอจะได้ว่า

$$x = \frac{m_g}{m_t}$$

จะได้ค่าคุณภาพไอน้ำได้จากอัตราการไหลของไอน้ำที่ผลิตได้ 11.321 ลิตร/ชั่วโมง

$$x = \frac{11.321 \text{ litre/min}}{12 \text{ litre/min}}$$

$$x = 0.92$$

3. ตัวอย่างการคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อน(Q)

ค่าการถ่ายเทความร้อนในการผลิตไอน้ำ สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = m_c (h_g - h_f)$$

เมื่อ Q คือ ค่าการถ่ายโอนความร้อนในการผลิตไอน้ำ (W)

m_c คือ มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ = 0.00314 (kg/s)

h_g คือ เอนทัลปีจำเพาะของไออิ่มตัว = 2672.9 (kJ/kg)

h_f คือ เอนทัลปีจำเพาะของของเหลวอิ่มตัว = 109.8 (kJ/kg)

จะได้

$$Q = (0.00314 \text{ kg/s})(2563.03 \text{ kJ/kg}) \times 1000$$

$$Q = 8044.71 \text{ W}$$

4. ตัวอย่างการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน(η)

การหาประสิทธิภาพเชิงความร้อน(η) พิจารณาจากการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน โดยการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนนั้นสามารถอธิบายได้ด้วยความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนที่ได้จากเชื้อเพลิงและค่าการถ่ายเทความร้อนในการผลิตไอน้ำ สามารถแสดงประสิทธิภาพเชิงความร้อนได้ดังนี้

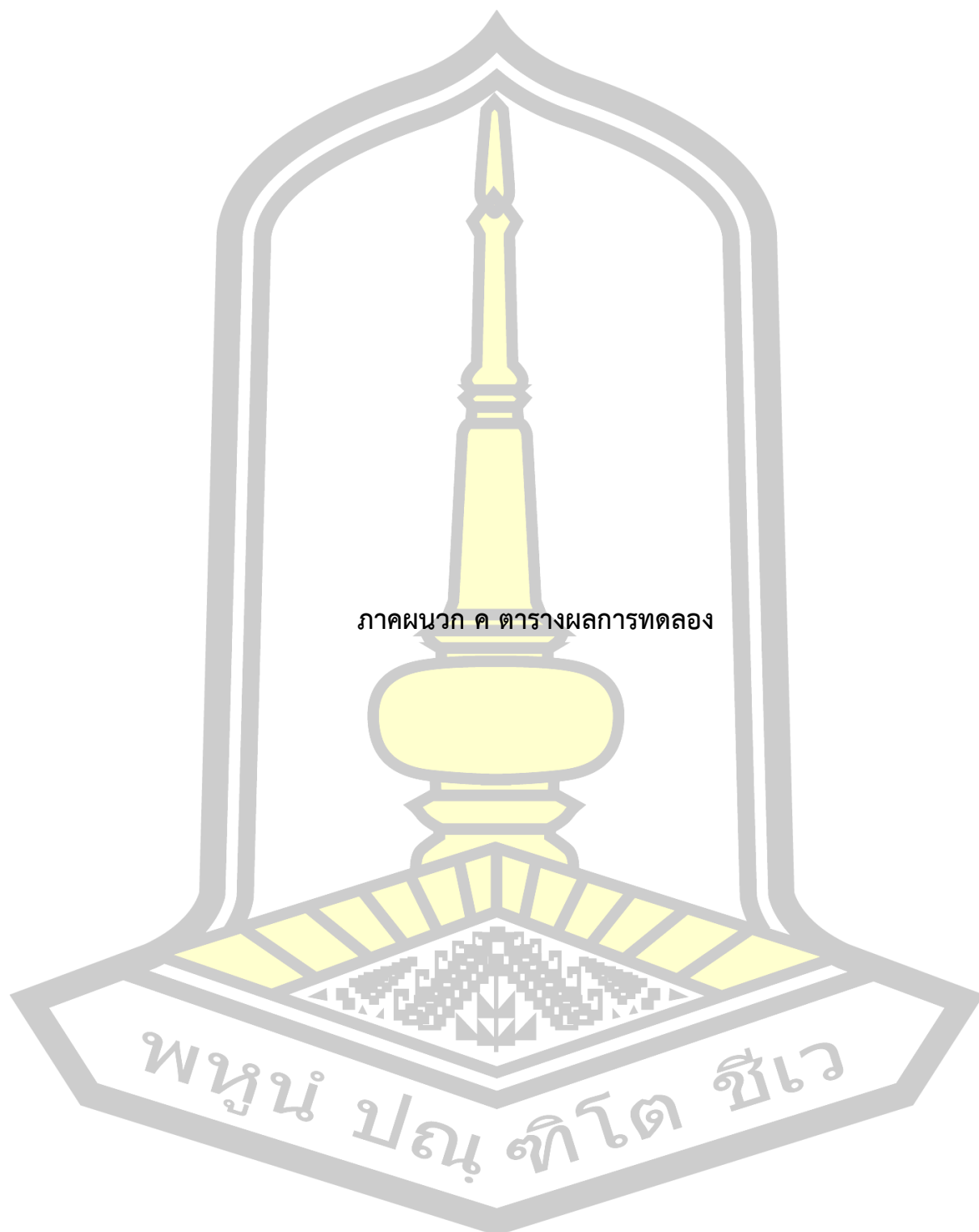
$$\eta = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{\text{Heat steam}}{\text{Heat source}} = \frac{m_c (h_g - h_f)}{m_f (\text{HHV})}$$

จะได้

$$\eta = \frac{8044.71 \text{ W}}{11711.91 \text{ W}}$$

$$\eta = 0.687$$

พหุบัน ปณ ภัโต ชีเว



ตาราง ค-1 ตารางบันทึกผลการทดลองอุณหภูมิเฉลี่ย อุณหภูมิน้ำเข้า-อุณหภูมิไอน้ำ ท่อผิวเรียบ

Smooth tube						
Flow rate	Temperature (Ti)			Temperature (Tc)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	24.7	26.9	27.5	98.2	98.6	98.5
24	28.6	29.2	28.7	98.2	98.3	98.2
36	26.0	27.4	27.7	98.1	98.5	98.5

ตาราง ค-2 ตารางบันทึกผลการทดลองอุณหภูมิเฉลี่ย อุณหภูมิน้ำเข้า-อุณหภูมิไอน้ำ ระยะพิชต์ PR=1.0

LR=25%						
Flow rate	Temperature (Ti)			Temperature (To)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	29.0	29.4	28.4	98.5	98.5	98.6
24	28.7	28.2	27.6	98.3	98.2	98.2
36	28.4	29.1	29.9	98.2	98.1	98.1
LR=50%						
12	30.8	30.9	29.4	99.1	98.6	98.7
24	29.5	29.1	30.4	98.4	98.5	98.4
36	28.5	29.6	29.2	98.2	98.5	97.8
LR-75%						
12	21.3	29.1	28.6	98.6	98.8	98.5
24	25.6	27.1	27.4	98.3	98.1	98.0
36	27.3	27.1	27.8	98.3	98.7	98.1
LR=100%						
12	27.7	27.2	21.6	98.5	98.8	98.3
24	28.3	25.6	21.6	98.3	98.3	98.2
36	27.3	26.1	27.6	98.2	98.3	98.3

ตาราง ค-3 ตารางบันทึกผลการทดลองอุณหภูมิเฉลี่ย อุณหภูมิน้ำเข้า-อุณหภูมิไอน้ำ ระยะพิชต์ PR=2.0

LR=25%						
Flow rate	Temperature (Ti)			Temperature (To)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	28.6	27.6	28.6	99.3	98.6	98.1
24	26.9	28.4	29.1	98.5	98.4	98.4
36	28.1	28.4	28.9	98.3	98.2	98.3
LR=50%						
12	26.0	26.2	18.9	98.2	98.3	98.2
24	22.6	27.0	26.9	98.3	98.6	98.4
36	28.2	28.3	28.4	98.8	98.8	98.6
LR=75%						
12	27.4	28.3	28.1	98.6	98.9	98.8
24	29.1	29.8	27.4	98.6	98.8	98.3
36	27.5	28.8	28.5	98.5	98.4	98.4
LR=100%						
12	28.5	26.7	27.8	98.4	98.5	98.3
24	27.5	27.5	26.9	98.4	98.4	98.4
36	27.6	27.0	27.4	98.1	98.5	98.5

ตาราง ค-4 ตารางบันทึกผลการทดลองอุณหภูมิเฉลี่ย อุณหภูมิน้ำเข้า-อุณหภูมิไอน้ำ ระยะพิชต์ PR=3.0

LR=25%						
Flow rate	Temperature (Ti)			Temperature (To)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	31.7	28.4	29.1	98.9	98.3	98.7
24	29.6	30.2	29.7	98.7	95.5	98.0
36	29.0	28.7	29.7	98.5	98.0	98.1
LR=50%						
12	31.3	29.6	28.9	99.0	98.7	98.7
24	30.5	31.1	28.4	98.7	99.0	98.2
36	29.9	30.8	30.3	98.6	98.7	98.9

LR=75%						
12	27.6	26.7	28.3	98.5	98.7	98.6
24	27.7	27.7	26.7	98.5	98.3	97.8
36	27.7	27.2	28.8	98.4	98.2	98.5
LR=100%						
12	29.1	27.7	26.4	98.9	98.4	98.5
24	28.9	28.6	20.2	98.7	98.4	98.7
36	27.5	29.2	25.1	98.2	98.3	98.2
ตาราง ค-5 ตารางบันทึกผลการทดลองอุณหภูมิเฉลี่ย อุณหภูมิน้ำเข้า-อุณหภูมิไอน้ำ ระยะพิชต์ PR=4.0						
LR=25%						
Flow rate	Temperature (Ti)			Temperature (To)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	28.0	26.6	27.9	98.8	98.3	98.8
24	25.0	27.4	28.1	98.5	98.2	98.3
36	25.6	27.1	27.3	98.1	98.4	98.0
LR=50%						
12	29.7	32.2	31.1	98.3	98.4	98.5
24	30.3	30.6	31.5	98.3	98.2	98.7
36	29.7	31.6	31.3	98.2	98.4	98.5
LR=75%						
12	27.2	28.7	29.8	98.4	98.2	98.3
24	28.2	28.4	28.1	98.3	98.1	98.4
36	29.0	27.8	29.1	98.2	98.3	98.2
LR=100%						
12	30.0	30.1	31.1	98.6	99.3	99.2
24	30.6	30.4	28.9	99.0	98.4	98.6
36	29.8	31.4	29.9	98.6	98.6	98.7

ตาราง ค-6 ตารางบันทึกผลการทดลองอัตราการผลิตไอน้ำกรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube			
Flow rate (FR)	Steam rate (kg/h)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	8.721	7.613	7.645
24	8.555	7.018	7.101
36	6.440	6.069	5.511

ตาราง ค-7 ตารางบันทึกผลการทดลองอัตราการผลิตไอน้ำ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Steam rate (kg/h)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	9.871	10.093	9.926
24	9.871	9.261	9.506
36	9.506	7.274	8.02
LR=50%			
12	10.445	10.631	10.955
24	10.385	10.758	10.266
36	8.317	8.983	8.395
LR=75%			
12	10.445	9.817	9.456
24	9.456	9.712	9.308
36	8.318	7.949	7.363
LR=100%			
12	10.266	10.093	9.926
24	10.093	9.506	10.037
36	9.506	8.241	7.486

ตาราง ค-8 ตารางบันทึกผลการทดลองอัตราการผลิตไอน้ำ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=2.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Steam rate (kg/h)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	8.938	9.456	9.871
24	9.12	9.357	9.608
36	7.393	7.665	7.88
LR=50%			
12	10.758	11.299	11.159
24	10.631	10.694	10.568
36	9.871	9.213	8.85
LR=75%			
12	11.591	10.568	10.445
24	11.82	8.894	9.556
36	9.074	8.515	8.807
LR=100%			
12	11.022	10.208	10.888
24	10.955	9.981	10.758
36	8.679	9.607	9.712

ตาราง ค-9 ตารางบันทึกผลการทดลองอัตราการผลิตไอน้ำ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=3.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Steam rate (kg/h)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	8.938	9.456	9.556
24	8.638	9.357	9.12
36	8.02	6.754	7.215
LR=50%			
12	9.166	10.15	8.129
24	9.659	8.983	8.279
36	9.357	6.679	6.963

LR=75%			
12	9.308	9.12	8.938
24	9.309	8.204	8.318
36	8.85	6.729	7.581
LR=100%			
12	9.556	9.764	9.308
24	9.357	8.129	9.074
36	8.435	7.811	7.613

ตาราง ค-10 ตารางบันทึกผลการทดลองอัตราการผลิตไอน้ำ ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=4.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Steam rate (kg/h)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	8.679	8.721	8.764
24	10.758	8.204	6.963
36	6.91	6.26	6.91
LR=50%			
12	9.357	9.506	9.213
24	9.456	9.926	9.028
36	9.506	7.845	6.238
LR=75%			
12	10.445	6.486	7.274
24	8.807	7.88	8.596
36	8.093	6.416	6.282
LR=100%			
12	8.13	9.556	9.12
24	8.894	7.777	7.88
36	6.883	6.304	7.424

ตาราง ค-11 ตารางผลของค่าคุณภาพของไอ (quality, x) กรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube			
Flow rate (FR)	ค่าคุณภาพของไอ (quality, x)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.728	0.636	0.638
24	0.357	0.293	0.296
36	0.179	0.169	0.153

ตาราง ค-12 ตารางผลของค่าคุณภาพของไอ (quality, x) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	ค่าคุณภาพของไอ (quality, x)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.824	0.843	0.829
24	0.412	0.387	0.397
36	0.265	0.202	0.223
LR=50%			
12	0.872	0.888	0.915
24	0.434	0.449	0.429
36	0.231	0.250	0.234
LR=75%			
12	0.872	0.820	0.790
24	0.395	0.405	0.389
36	0.231	0.221	0.205
LR=100%			
12	0.857	0.843	0.829
24	0.421	0.397	0.419
36	0.265	0.229	0.208

ตาราง ค-13 ตารางผลของค่าคุณภาพของไอ (quality, x) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=2.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	ค่าคุณภาพของไอ (quality, x)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.746	0.790	0.824
24	0.381	0.391	0.401
36	0.206	0.213	0.219
LR=50%			
12	0.898	0.943	0.932
24	0.444	0.446	0.441
36	0.275	0.256	0.246
LR=75%			
12	0.968	0.882	0.872
24	0.493	0.371	0.399
36	0.253	0.237	0.245
LR=100%			
12	0.920	0.852	0.909
24	0.457	0.417	0.449
36	0.242	0.267	0.270

ตาราง ค-14 ตารางผลของค่าคุณภาพของไอ (quality, x) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=3.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	ค่าคุณภาพของไอ (quality, x)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.746	0.789	0.798
24	0.361	0.391	0.381
36	0.223	0.188	0.201
LR=50%			
12	0.765	0.847	0.679
24	0.403	0.375	0.346
36	0.260	0.186	0.194

LR=75%			
12	0.777	0.761	0.746
24	0.389	0.342	0.347
36	0.246	0.187	0.211
LR=100%			
12	0.798	0.815	0.777
24	0.391	0.339	0.379
36	0.235	0.217	0.212

ตาราง ค-15 ตารางผลของค่าคุณภาพของไอ (quality, x) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=4.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	ค่าคุณภาพของไอ (quality, x)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.725	0.728	0.732
24	0.449	0.342	0.291
36	0.192	0.174	0.192
LR=50%			
12	0.781	0.794	0.769
24	0.395	0.414	0.377
36	0.265	0.218	0.174
LR=75%			
12	0.872	0.542	0.607
24	0.368	0.329	0.359
36	0.225	0.179	0.175
LR=100%			
12	0.679	0.798	0.761
24	0.371	0.325	0.329
36	0.192	0.175	0.207

ตาราง ค-16 ตารางแสดงค่ามวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ (m_c) กรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube			
Flow rate (FR)	มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ, m_c (kg/s)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.00242	0.00211	0.00212
24	0.00238	0.00195	0.00197
36	0.00179	0.00169	0.00153

ตาราง ค-17 ตารางแสดงค่ามวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ (m_c) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ, m_c (kg/s)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.00274	0.00280	0.00276
24	0.00274	0.00257	0.00264
36	0.00264	0.00202	0.00223
LR=50%			
12	0.00290	0.00295	0.00304
24	0.00288	0.00299	0.00285
36	0.00231	0.00250	0.00233
LR=75%			
12	0.00290	0.00273	0.00263
24	0.00263	0.00270	0.00259
36	0.00231	0.00221	0.00205
LR=100%			
12	0.00285	0.00280	0.00276
24	0.00280	0.00264	0.00279
36	0.00264	0.00229	0.00208

ตาราง ค-18 ตารางแสดงค่ามวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ (m_c) ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ PR=2.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ, m_c (kg/s)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.00248	0.00263	0.00274
24	0.00253	0.00260	0.00267
36	0.00205	0.00213	0.00219
LR=50%			
12	0.00299	0.00314	0.00310
24	0.00295	0.00297	0.00294
36	0.00274	0.00256	0.00246
LR=75%			
12	0.00322	0.00294	0.00290
24	0.00328	0.00247	0.00265
36	0.00252	0.00237	0.00245
LR=100%			
12	0.00306	0.00284	0.00302
24	0.00304	0.00277	0.00299
36	0.00241	0.00267	0.00270

ตาราง ค-19 ตารางแสดงค่ามวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ (m_c) ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ PR=3.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ, m_c (kg/s)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.00248	0.00263	0.00265
24	0.00240	0.00260	0.00253
36	0.00223	0.00194	0.00200
LR=50%			
12	0.00255	0.00282	0.00226
24	0.00268	0.00250	0.00230
36	0.00260	0.00186	0.00193

LR=75%			
12	0.00259	0.00253	0.00248
24	0.00259	0.00228	0.00231
36	0.00246	0.00187	0.00211
LR=100%			
12	0.00265	0.00271	0.00259
24	0.00260	0.00226	0.00252
36	0.00234	0.00217	0.00211

ตาราง ค-20 ตารางแสดงค่ามวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ (m_c) ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ PR=4.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	มวลการไหลของน้ำกลั่นตัวจากไอน้ำ, m_c (kg/s)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.00241	0.00242	0.00243
24	0.00299	0.00228	0.00193
36	0.00192	0.00174	0.00192
LR=50%			
12	0.00260	0.00264	0.00256
24	0.00263	0.00276	0.00251
36	0.00264	0.00218	0.00173
LR=75%			
12	0.00290	0.00180	0.00202
24	0.00245	0.00219	0.00239
36	0.00225	0.00178	0.00175
LR=100%			
12	0.00226	0.00265	0.00253
24	0.00247	0.00216	0.00219
36	0.00191	0.00175	0.00206

ตาราง ค-21 ตารางผลของค่าการถ่ายเทความร้อน (Q) กรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube			
Flow rate (FR)	Heat transfer rate, Q (W)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	6224.0	5414.6	5432.3
24	6066.3	4971.8	5035.0
36	4585.7	4313.2	3914.1

ตาราง ค-22 ตารางผลของค่าการถ่ายเทความร้อน (Q) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Heat transfer rate, Q (W)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	6996.6	7149.0	7042.9
24	6999.2	6571.3	6751.9
36	6742.9	5153.3	5675.0
LR=50%			
12	7384.4	7511.9	7760.5
24	7354.2	7623.9	7259.6
36	5898.8	6360.7	5945.7
LR=75%			
12	7497.4	6958.6	6706.7
24	6738.8	6903.1	6612.8
36	5911.0	5652.8	5227.8
LR=100%			
12	7292.3	7176.1	7120.0
24	7161.0	6774.4	7199.0
36	6755.2	5868.4	5317.3

ตาราง ค-23 ตารางผลของค่าการถ่ายเทความร้อน (Q) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=2.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Heat transfer rate, Q (W)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	6342.5	6718.1	6999.4
24	6486.2	6638.4	6808.3
36	5247.1	5437.5	5585.5
LR=50%			
12	7660.9	8044.7	8038.7
24	7613.1	7604.9	7515.7
36	7007.2	6539.0	6279.5
LR=75%			
12	8237.6	7500.9	7415.7
24	8376.8	6296.9	6790.3
36	6447.2	6036.8	6247.2
LR=100%			
12	7818.2	7262.3	7731.7
24	7783.2	7091.4	7650.9
36	6164.5	6831.9	6901.5

ตาราง ค-24 ตารางผลของค่าการถ่ายเทความร้อน (Q) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=3.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Heat transfer rate, Q (W)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	6308.9	6707.8	6772.8
24	6117.0	6606.8	6454.5
36	5684.8	4788.1	5106.8
LR=50%			
12	6474.5	7188.2	5763.6
24	6830.3	6347.1	5872.9
36	6622.9	4720.4	4926.4

LR=75%			
12	6612.7	6489.1	6342.8
24	6612.0	5826.3	5915.0
36	6285.9	4782.4	5374.7
LR=100%			
12	6774.0	6934.9	6625.7
24	6634.2	5765.4	6524.9
36	5992.2	5533.9	5429.1

ตาราง ค-25 ตารางผลของค่าการถ่ายเทความร้อน (Q) ที่อัตราส่วนระยะพิทช์ PR=4.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Heat transfer rate, Q (W)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	6162.9	6205.1	6224.1
24	7675.1	5828.8	4942.3
36	4923.7	4450.5	4909.8
LR=50%			
12	6623.8	6701.9	6507.9
24	6687.0	7015.6	6373.6
36	6728.6	5536.6	4404.9
LR=75%			
12	7424.8	4598.5	5148.0
24	6249.5	5589.2	6101.4
36	5734.9	4556.2	4450.9
LR=100%			
12	5753.0	6764.2	6444.5
24	6289.4	5499.5	5586.5
36	4872.8	4450.8	5254.9

ตาราง ค-26 ผลการทดลองค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) กรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube			
Flow rate (FR)	Efficeincy, (η)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.531	0.462	0.464
24	0.518	0.425	0.43
36	0.392	0.368	0.334

ตาราง ค-27 ตารางผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=1.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Efficeincy, (η)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.597	0.610	0.601
24	0.598	0.561	0.576
36	0.576	0.440	0.485
LR=50%			
12	0.631	0.641	0.663
24	0.628	0.651	0.620
36	0.504	0.543	0.508
LR=75%			
12	0.640	0.594	0.573
24	0.575	0.589	0.565
36	0.505	0.483	0.446
LR=100%			
12	0.623	0.613	0.608
24	0.611	0.578	0.615
36	0.577	0.501	0.454

ตาราง ค-28 ตารางผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=2.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Efficeincy, (η)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.542	0.574	0.598
24	0.554	0.567	0.581
36	0.448	0.464	0.477
LR=50%			
12	0.654	0.687	0.686
24	0.650	0.649	0.642
36	0.598	0.558	0.536
LR=75%			
12	0.703	0.640	0.633
24	0.715	0.538	0.580
36	0.550	0.515	0.533
LR=100%			
12	0.668	0.620	0.660
24	0.665	0.605	0.653
36	0.526	0.583	0.589

ตาราง ค-29 ตารางผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=3.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Efficeincy, (η)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.539	0.573	0.578
24	0.522	0.564	0.551
36	0.485	0.409	0.436
LR=50%			
12	0.553	0.614	0.492
24	0.583	0.542	0.501
36	0.565	0.403	0.421

LR=75%			
12	0.565	0.554	0.542
24	0.565	0.497	0.505
36	0.537	0.408	0.459
LR=100%			
12	0.578	0.592	0.566
24	0.566	0.492	0.557
36	0.512	0.473	0.464

ตาราง ค-30 ตารางผลของค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อน (η) ที่อัตราส่วนระยะพิตช์ PR=4.0

LR=25%			
Flow rate (FR)	Efficeincy, (η)		
l/hr)	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	0.526	0.530	0.531
24	0.655	0.498	0.422
36	0.420	0.380	0.419
LR=50%			
12	0.566	0.572	0.556
24	0.571	0.599	0.544
36	0.575	0.473	0.376
LR=75%			
12	0.634	0.393	0.440
24	0.534	0.477	0.521
36	0.490	0.389	0.380
LR=100%			
12	0.491	0.578	0.550
24	0.537	0.470	0.477
36	0.416	0.380	0.449

ตาราง ค-31 ตารางผลของค่าประสิทธิทางความร้อน (ϵ) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

LR=25%				
Flow rate (FR)	Effectiveness, (ϵ)			
l/hr	PR=1.0	PR=2.0	PR=3.0	PR=4.0
12	0.130	0.131	0.127	0.126
24	0.126	0.128	0.123	0.123
36	0.126	0.128	0.119	0.124
LR=50%				
12	0.126	0.136	0.126	0.130
24	0.125	0.134	0.123	0.128
36	0.126	0.132	0.122	0.128
LR=75%				
12	0.131	0.133	0.130	0.129
24	0.130	0.126	0.127	0.125
36	0.131	0.128	0.123	0.121
LR=100%				
12	0.131	0.132	0.126	0.130
24	0.131	0.133	0.132	0.127
36	0.126	0.129	0.128	0.122

ตาราง ค-32 ตารางแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์เอนทัลปี (Enthalpy) กรณีท่อผิวเรียบ

Smooth tube						
Flow rate	Enthalpy, hf (kJ/kg)			Enthalpy, hg (kJ/kg)		
l/hr	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	103.6	112.8	115.3	2672.7	2673.4	2673.2
24	119.9	122.4	120.3	2672.7	2672.9	2672.7
36	109.0	114.9	116.1	2672.6	2673.2	2673.2

ตาราง ค-33 ตารางแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์เอนทัลปี (Enthalpy) ที่อัตราส่วนระยะพิชต์

PR=1.0

LR=25%						
Flow rate	Enthalpy, hf (kJ/kg)			Enthalpy, hg (kJ/kg)		
l/hr	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	121.6	123.2	119.0	2673.2	2673.2	2673.4
24	120.3	118.2	115.7	2672.9	2672.7	2672.7
36	119.0	122.0	125.3	2672.7	2672.6	2672.6
LR=50%						
12	129.1	129.5	123.2	2674.2	2673.4	2673.5
24	123.6	122.0	127.4	2673.0	2673.2	2673.0
36	119.5	124.1	122.4	2672.7	2673.2	2672.1
LR=75%						
12	89.4	122.0	119.9	2673.4	2673.7	2673.2
24	107.3	113.6	114.9	2672.9	2672.6	2672.4
36	114.4	113.6	116.5	2672.9	2673.5	2672.6
LR=100%						
12	116.1	114.0	90.6	2673.2	2673.7	2672.9
24	118.6	107.3	90.6	2672.9	2672.9	2672.7
36	114.4	109.4	115.7	2672.7	2672.9	2672.9

ตาราง ค-34 ตารางแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์เอนทัลปี (Enthalpy) ที่อัตราส่วนระยะพิชต์

PR=2.0

LR=25%						
Flow rate	Enthalpy, hf (kJ/kg)			Enthalpy, hg (kJ/kg)		
l/hr	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	119.9	115.7	119.9	2674.5	2673.4	2672.6
24	112.8	119.0	122.0	2673.2	2673.0	2673.0
36	117.8	119.0	121.1	2672.9	2672.7	2672.9
LR=50%						
12	109.0	109.8	79.3	2672.7	2672.9	2672.7

24	94.8	113.2	112.8	2672.9	2673.4	2673.0
36	118.2	118.6	119.0	2673.7	2673.7	2673.4

LR=75%

12	114.9	118.6	117.8	2673.4	2673.8	2673.7
24	122.0	124.9	114.9	2673.4	2673.7	2672.9
36	115.3	120.7	119.5	2673.2	2673.0	2673.0

LR=100%

12	119.5	111.9	116.5	2673.0	2673.2	2672.9
24	115.3	115.3	112.8	2673.0	2673.0	2673.0
36	115.7	113.2	114.9	2672.6	2673.2	2673.2

ตาราง ค-35 ตารางแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์เอนทัลปี (Enthalpy) ที่อัตราส่วนระยะพิชต์
PR=3.0

LR=25%

Flow rate	Enthalpy, hf (kJ/kg)			Enthalpy, hg (kJ/kg)		
l/hr	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	132.8	119.0	122.0	2673.8	2672.9	2673.5
24	124.1	126.6	124.5	2673.5	2668.4	2672.4
36	121.6	120.3	124.5	2673.2	2672.4	2672.5

LR=50%

12	131.2	124.1	121.1	2674.0	2673.5	2673.5
24	127.8	130.3	119.0	2673.5	2674.0	2672.7
36	125.3	129.1	127.0	2673.4	2673.5	2673.8

LR=75%

12	115.7	111.9	118.6	2673.2	2673.5	2673.4
24	116.1	116.1	111.9	2673.2	2672.9	2672.1
36	116.1	114.0	120.7	2673.0	2672.7	2673.2

LR=100%

12	122.0	116.1	110.7	2673.8	2673.0	2673.2
24	121.1	119.9	84.8	2673.5	2673.0	2673.5
36	115.3	122.4	105.2	2672.7	2672.9	2672.7

ตาราง ค-36 ตารางแสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์เอนทัลปี (Enthalpy) ที่อัตราส่วนระยะพิชต์

PR=4.0

LR=25%

Flow rate l/hr)	Enthalpy, hf (kJ/kg)			Enthalpy, hg (kJ/kg)		
	repeat 1	repeat 2	repeat 3	repeat 1	repeat 2	repeat 3
12	117.4	111.5	117.0	2673.7	2672.9	2673.7
24	104.8	114.9	117.8	2673.2	2672.7	2672.9
36	107.3	113.6	114.4	2672.6	2673.0	2672.4

LR=50%

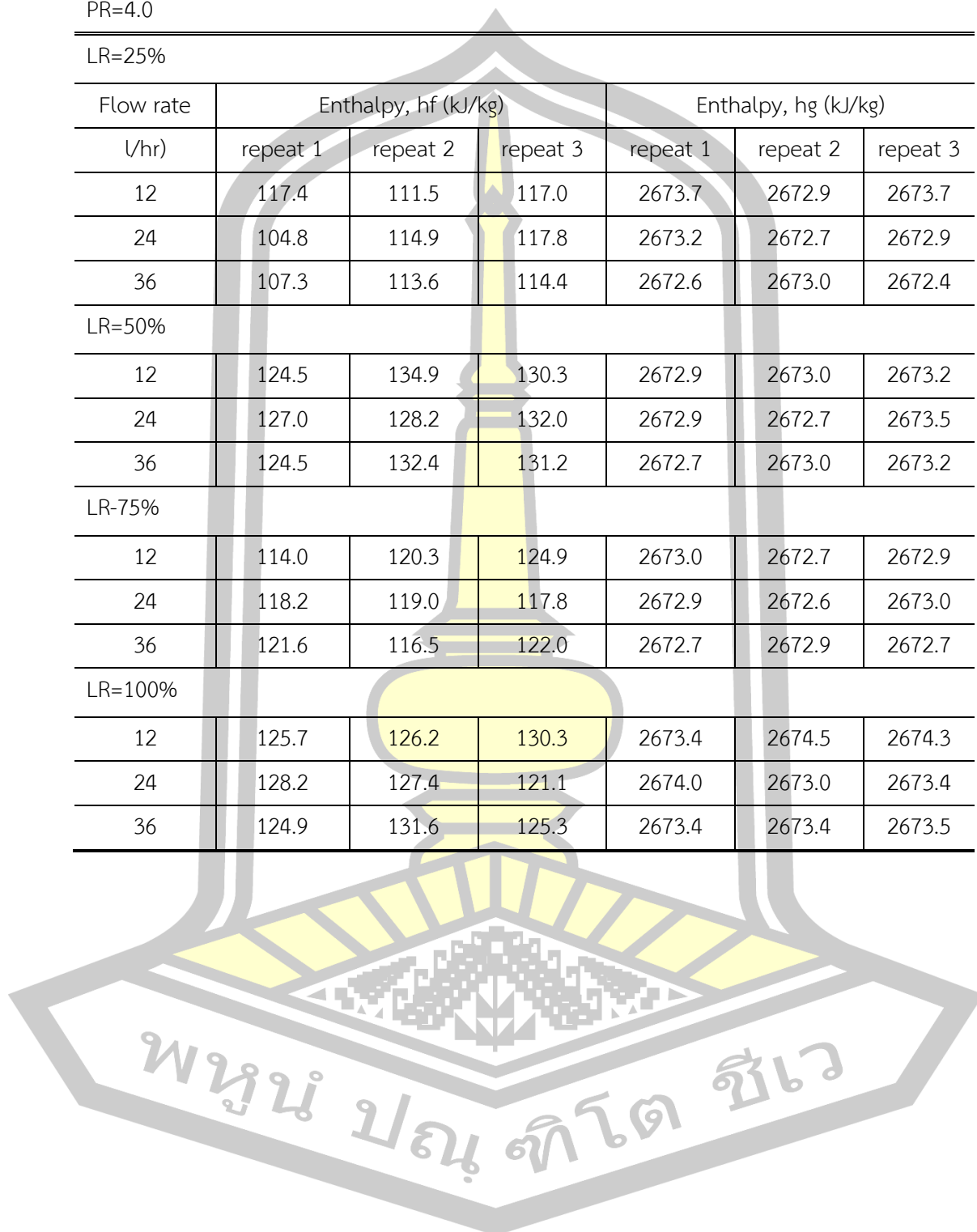
12	124.5	134.9	130.3	2672.9	2673.0	2673.2
24	127.0	128.2	132.0	2672.9	2672.7	2673.5
36	124.5	132.4	131.2	2672.7	2673.0	2673.2

LR=75%

12	114.0	120.3	124.9	2673.0	2672.7	2672.9
24	118.2	119.0	117.8	2672.9	2672.6	2673.0
36	121.6	116.5	122.0	2672.7	2672.9	2672.7

LR=100%

12	125.7	126.2	130.3	2673.4	2674.5	2674.3
24	128.2	127.4	121.1	2674.0	2673.0	2673.4
36	124.9	131.6	125.3	2673.4	2673.4	2673.5



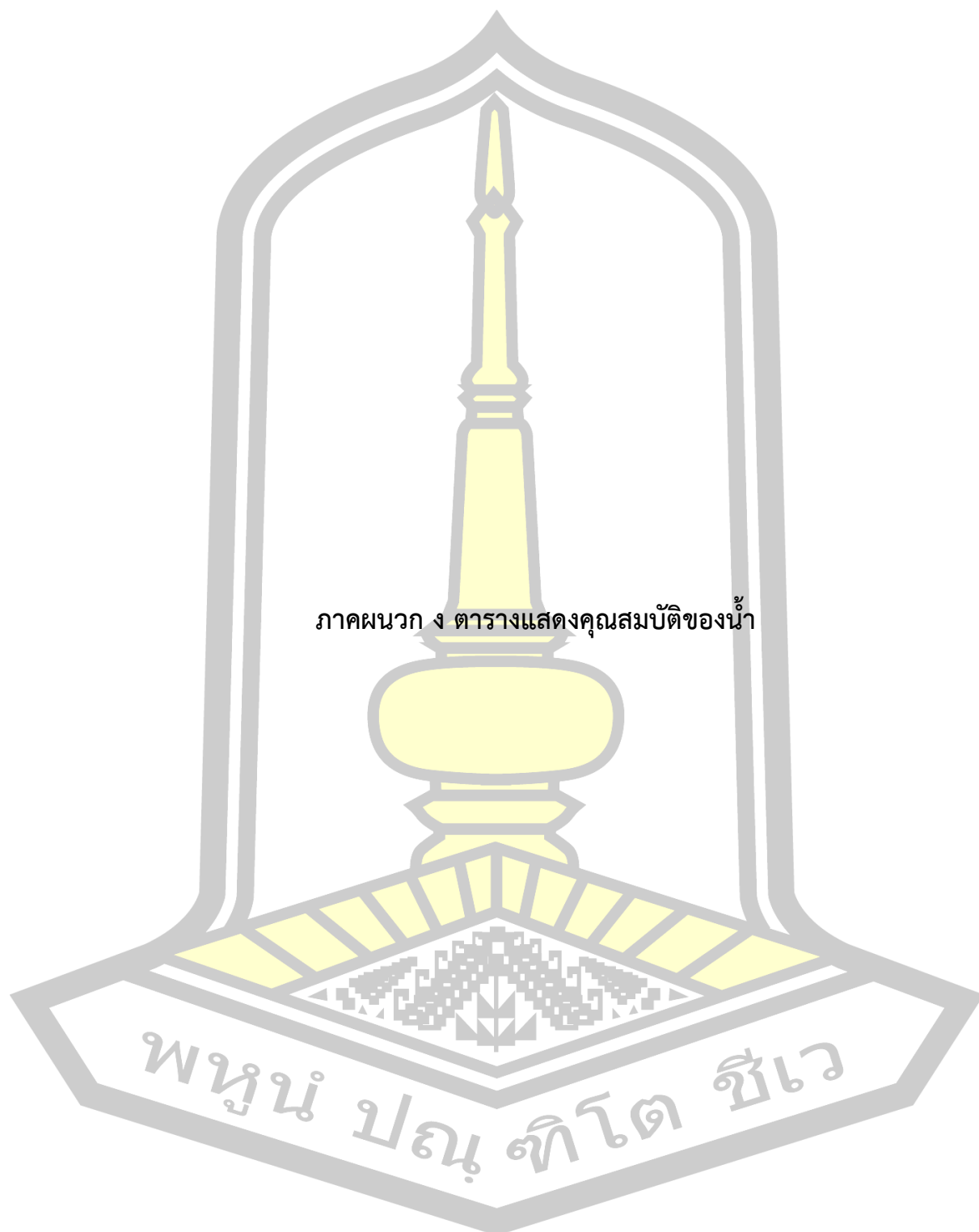


TABLE A-2

Ideal-gas specific heats of various common gases

(a) At 300 K

Gas	Formula	Gas constant, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Air	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argon	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butane	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Carbon dioxide	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Carbon monoxide	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Ethane	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Ethylene	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helium	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hydrogen	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Methane	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Neon	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrogen	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octane	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxygen	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propane	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Steam	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

TABLE 14-1 Specific Heats

(at 1 atm constant pressure and 20 °C unless otherwise stated)

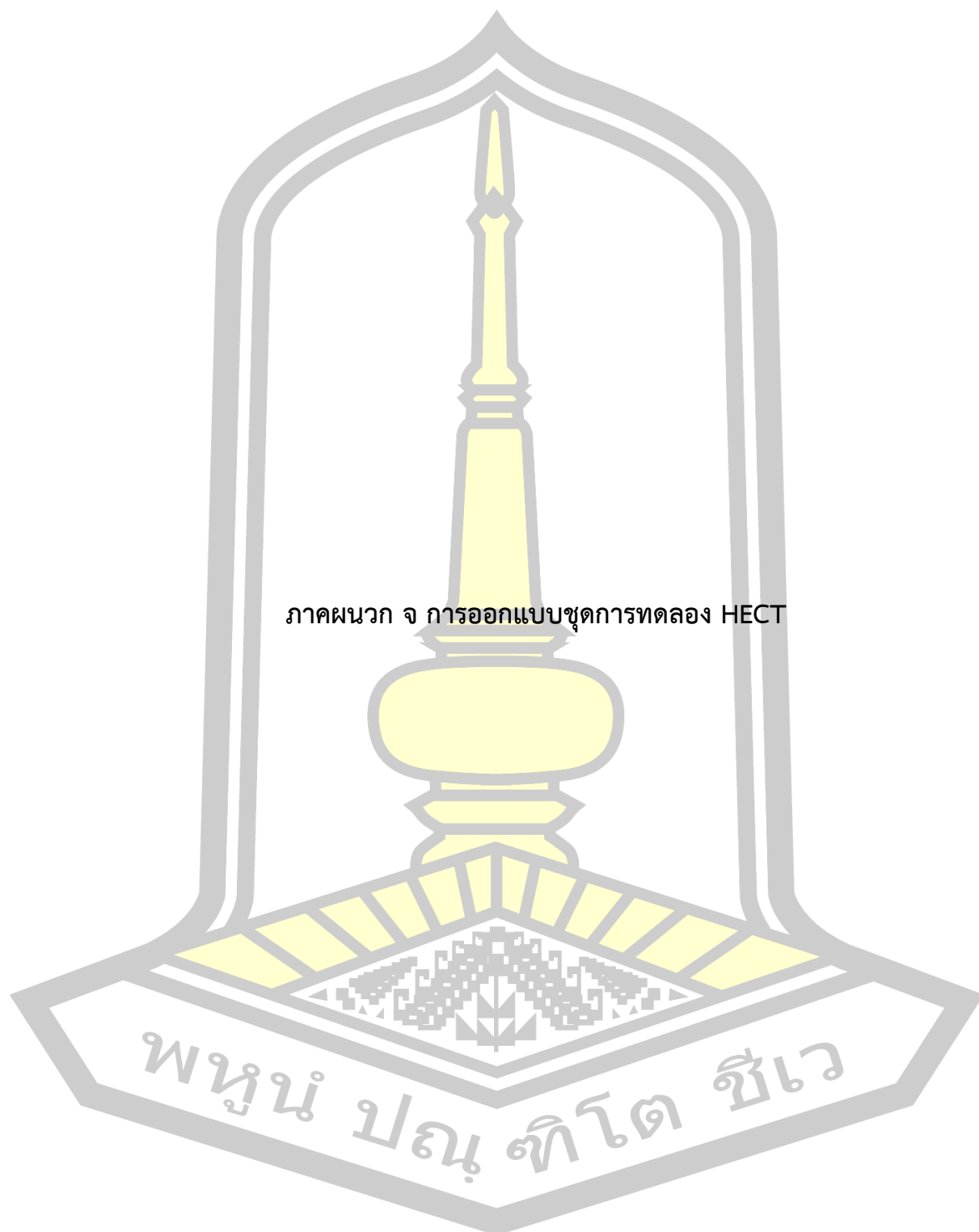
Substance	Specific Heat, C_p	
	Kcal/kg·°C (=cal/g·°C)	J/kg·°C
Aluminum	0.22	900
Alcohol (ethyl)	0.58	2400
Copper	0.093	390
Glass	0.20	840
Iron or steel	0.11	450
Lead	0.031	130
Marble	0.21	860
Mercury	0.033	140
Silver	0.056	230
Wood	0.4	1700
Water		
Ice (-5 °C)	0.50	2100
Liquid (15 °C)	1.00	4186
Steam (110 °C)	0.48	2010
Human body (average)	0.83	3470
Protein	0.4	1700

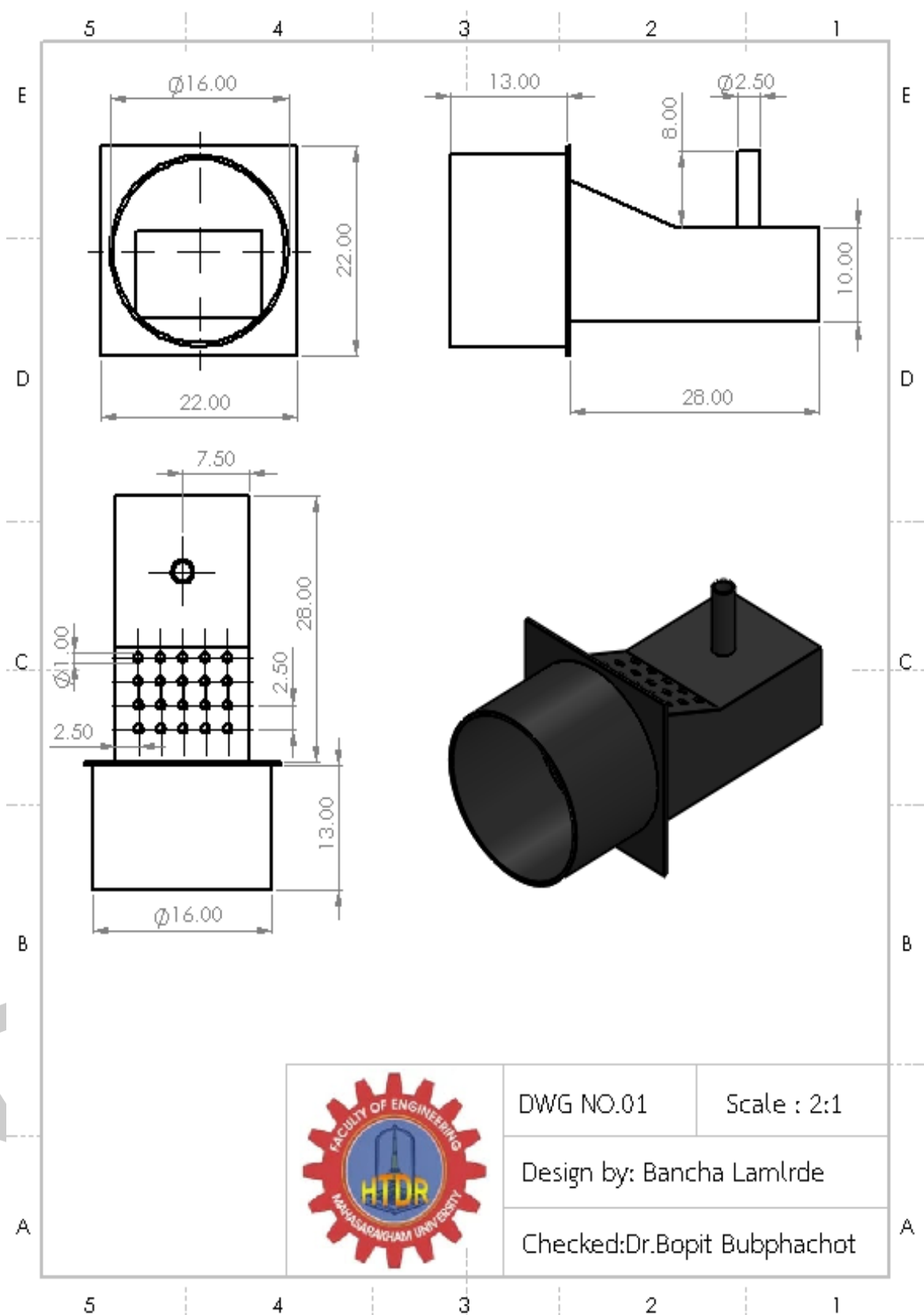
TABLE A-4

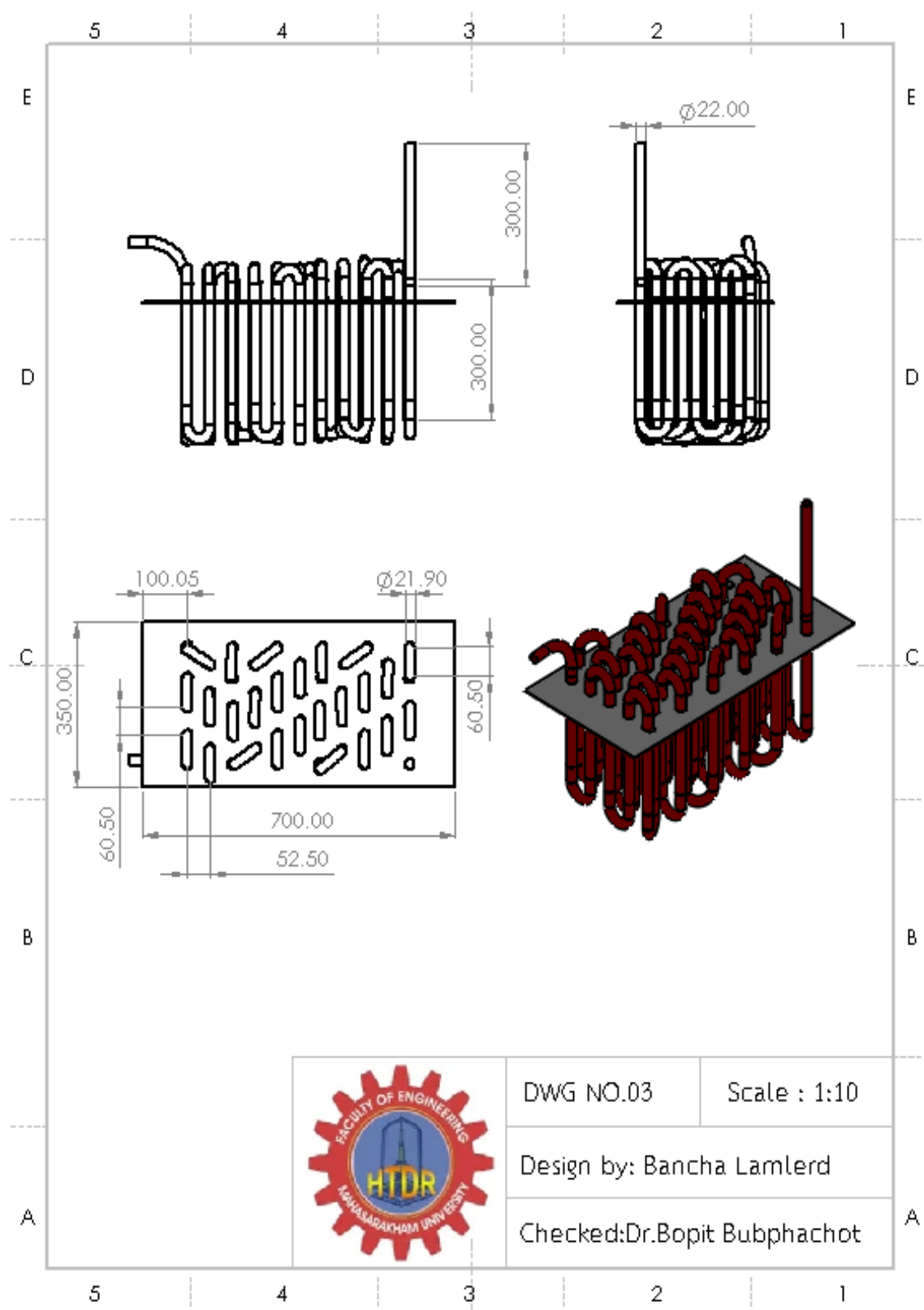
Saturated water—Temperature table

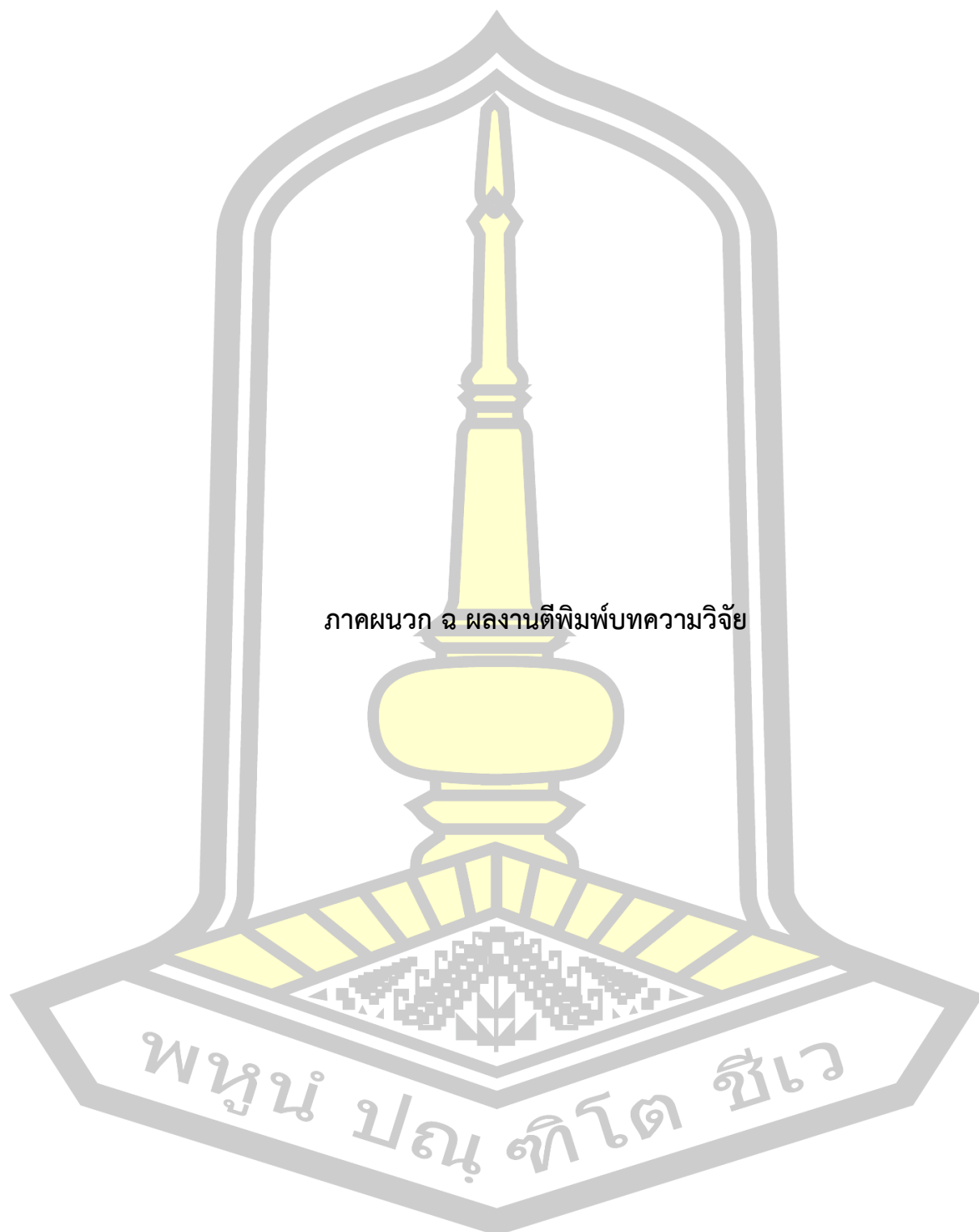
Temp., T °C	Sat. press., P_{sat} kPa	Specific volume, m^3/kg		Internal energy, kJ/kg			Enthalpy, kJ/kg			Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		
		Sat. liquid, v_f	Sat. vapor, v_g	Sat. liquid, u_f	Evap., u_{fg}	Sat. vapor, u_g	Sat. liquid, h_f	Evap., h_{fg}	Sat. vapor, h_g	Sat. liquid, s_f	Evap., s_{fg}	Sat. vapor, s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

พหุ ประสิทธิภาพ





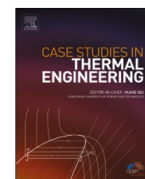






Contents lists available at ScienceDirect

Case Studies in Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/csie

Experimental investigation of heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring turbulators

Bancha Lamlerd, Bopit Bubphachot^{*}, Teerapat Chompookham

Heat Pipe and Thermal Tools Design Research Unit (HTDR), Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Maharakham University, Khamriang, Kantarawichai, Maha Sarakham, 44150, Thailand

ARTICLE INFO

Keywords:

Heat exchanger
Steam rate
Vapor quality
Circular-ring turbulator
Angled baffle

ABSTRACT

Heat transfer has been improved by creating turbulence in the fluid flow of heat exchangers through introducing various techniques. The present study investigated the heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring tabulators with an inclination angle of 45° and a blocked ratio (BR) of 0.20 mm. The length ratios (LR) of 25%, 50%, 75% and 100%, pitch ratios (PR) of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 and water flow rates of 12, 24 and 36 l/h were studied. The heat source used waste lubricating oil as fuel to produce steam. The results showed that the heat exchanger with circular-ring inserts provided a higher steam rate than that of a smooth tube by 6.88–10.35%, vapor quality (x) by 0.21–0.92, heat transfer by 1.27–1.55 times and the thermal efficiency by 0.46–0.68 depending on the PR, LR and FR. The optimum insert ratio was LR = 50% while 75% and 100% were not significantly different. The circular-ring inserts changed the flow behavior to turbulent flow. This increased the surface area, causing boundary layer interruptions leading to more heat exchange on the tube surface.

1. Introduction

Heat exchangers are widely used in various manufacturing processes, heat recovery, refrigeration systems, distillation, power plants, furnace and dryers. In heat exchanger design principles, it is necessary to consider reasonable price, simple structure, easy maintenance, safety [1,2], cost effectiveness and energy consumption. Heat exchanger performance has been improved in a variety of methods as in comparative experimental [3–5], correlation [6,7], visualization [8,9], simulation and mathematical modeling [10–15]. From wide studies, the main idea has been to expand both techniques including active and passive techniques. Active technique requires external energy sources (mechanical aids, electrical devices, surface vibrations, fluid vibrations, electrostatic fields) while passive technique includes methods that do not require external power to improve heat exchange efficiency (roughening surfaces, adding special additives, increasing the receiving and cooling surfaces, fluid turbulator and swirl flow devices).

Several research studies have employed passive techniques to increase the heat transfer efficiency. This has been achieved by using a fluid turbulator within the flow channel such as serrated wire coils, winglet vortex generators, perforated vortex generators with cone sliced (PVGs), twisted rings, twisted tapes and circular rings as follows:

Teerapat Chompookham et al. [16] experimentally investigated the effect of serrated wire coil inserts on thermal characteristics of a heat exchanger. It was found that an increase in the pitch ratio (PR) resulted in a decrease in both the Nusselt number (Nu) and friction factor (f) by approximately 1.75–2.46 times and 3.31–8.16 times, respectively. Xu et al. [17] studied flow behavior and

^{*} Corresponding author.

E-mail address: bopit.b@msu.ac.th (B. Bubphachot).

<https://doi.org/10.1016/j.csie.2022.102549>

Received 12 May 2022; Received in revised form 29 June 2022; Accepted 8 November 2022

Available online 2 December 2022

2214-157X/© 2022 Published by Elsevier Ltd.

This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>).

thermal performance of a tube inserted with winglet vortex generators. Their study revealed that the maximum increase in heat transfer occurred at an angle of attack of 30° and a blockage ratio of 0.1. The geometry of insert turbulator is important to the heat transfer and friction factor as investigated by Sunil Chamoli et al. [18] who studied perforated vortex generators (PVGs). The PVGs were cut from a galvanized iron hollow cone into two identical shapes and attached to the opposite sides of a central rod at specific axial positions. Muthusamy et al. [19], Kongkaitpaiboon et al. [20], A.R. Anvari et al. [21] presented conical cut-out turbulators. The turbulator with cone characteristics increased heat transfer and friction factor. Moreover, an increased relative pitch length caused the friction factor to decrease. Suriya Chokphoemphun et al. [22] presented an experimental study on the heat transfer characteristics of heat exchanger using double and triple twisted tapes in co/counter arrangements. The results showed that the triple counter-twisted tapes had maximum heat transfer rate because they changed the flow behavior of co-twisted tape to axial flow which enhanced the flow turbulence intensity, resulting the increased heat transfer rate. Promvongse et al. [23] compared the effect of baffle inclination angle of 45° and 90° on heat transfer and friction factor in a square channel. The 45° baffle benefit of the vortex flow throughout the tube led to high flow and mixing of the fluid flowing between the core and wall regions. On the other hand, the 90° baffle indicated high friction because flow blockage of the baffle at 90° led to an extreme pressure drop. A turbulator type with a simple construct was presented by Kongkaitpaiboon et al. [1]. A circular ring was employed to enhance the performance of heat transfer rate under the low friction factor when compared to other types. Similarly, Thianpong et al. [24] showed that the friction factor of twisted-rings was higher than that of conventional circular ring and the efficiency was 10% better. Alok Kumar et al. [25,26] comparatively studied different geometries of insert including twisted tape, twisted tape with circular rings, twisted tape with conical rings, and multiple twisted tapes effect on friction factor, Nusselt number and thermal performance factor. The results showed that the single twisted tape had the highest thermal performance, followed by triple twisted tape and twisted tape with circular rings, respectively. The researcher suggested a method to increase the heat transfer by reducing the friction factor. The circular ring was of interest because the heat transfer was high when compared with the single twisted tape. However, the friction factor was also high which could be decreased by perforation or adjusting the inclination angle.

From the above literature review, several researchers have studied the geometric pitch ratio, blocked ratio and diameter ratio of insert turbulator for vortex flow to increase the heat transfer and decrease friction factor in a single phase flow.

This research focuses on studying the heat transfer characteristics of two phase flow exchanger fitted with circular ring inserts. The circular ring is interesting due to the high heat transfer and the fact that the friction factor can be decreased by adjusting the inclination angle. However, the ratio of the turbulator insert in the tube length does not have data. Therefore, the objective of this research was to investigate the effects of the length ratios ($LR = L_s/L_t$) of 25, 50, 75 and 100%, and pitch ratios ($PR = P/D$) of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0. The factors of steam rate, vapor quality, heat transfer rate and thermal efficiency of the vortex generator and turbulence were thoroughly studied for practical applications (see Table 1).

2. Experimental setup and procedure

2.1. Circular-ring turbulators

Fig. 1 shows the details of the circular-ring turbulators. The outer diameter of the circular-ring was 17 mm, inner diameter of 10.2 mm and thickness of 2 mm. The circular-ring was mounted on the wire at an angle of 45° to the ring which was presented as a blocked ratio ($BR = e/D$) of 0.20 mm, the ring distance was presented as the pitch ratio ($PR = P/D$) of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0, the ratio of circular-ring tabulators and the total tube length were presented as the length ratio ($LR = L_s/L_t$) of 25, 50, 75 and 100%, as defined in the following:

Block ratios

$$BR = e/D$$

Pitch ratios

$$PR = P/D$$

Length ratios

$$LR = L_s/L_t \text{ where:}$$

e is the height of the ring (mm)

P is the distance of the circular-ring (mm)

D is the inner diameter of the tube (mm)

L_s is the length of the insert tube (mm)

L_t is the total length of the tube (mm)

Fig. 2 shows the schematic diagram of a heat exchanger installed with circular-ring turbulators (HECT) in a horizontal flow furnace. The steam generator consisted of furnace set, HECT, feed water loop and condenser. The heating furnace was designed to have a simple

Table 1
Experimental conditions.

Variable parameter	Value
Type of heat exchanger	Smooth tube and tube with inserts
Pitch ratio (PR)	1.0, 2.0, 3.0 and 4.0
Length ratio (LR)	25%, 50%, 75% and 100%
Feed water flow rate (FR)	12, 24 and 36 l/h

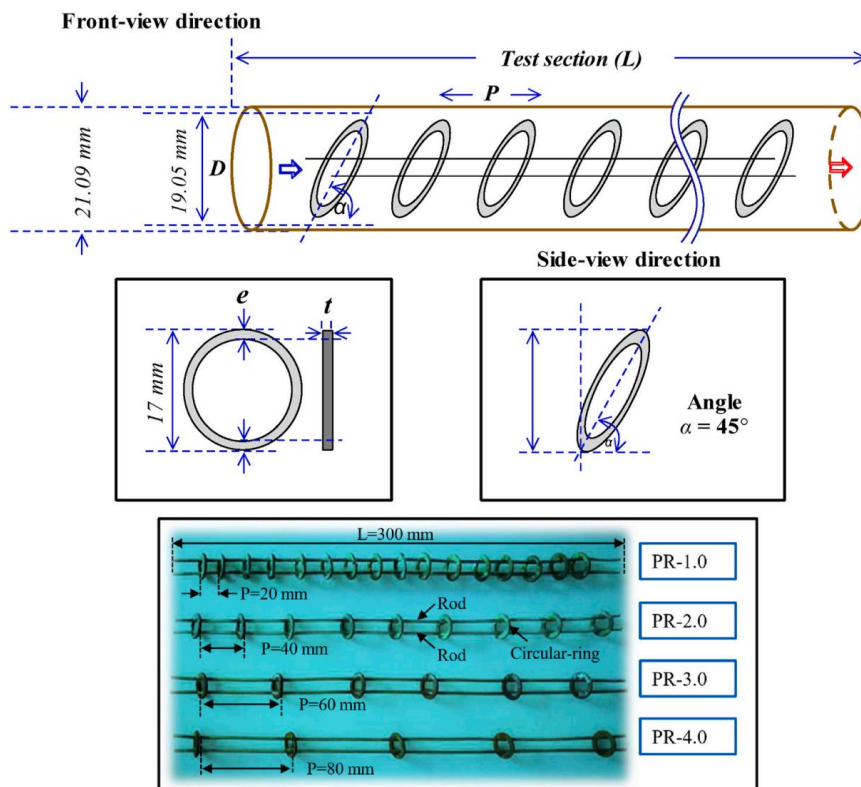


Fig. 1. Test section with circular-ring turbulators.

and uncomplicated structure. The inner diameter of combustion chamber was 38 cm and 180 cm in length. Aeration in the combustion chamber was assisted by a high-pressure blower (model XGB-11 380 V, 1.1 kW) and the hot air was generated within the horizontal combustion chamber through the HECT. Waste lubricating oil was used as the burner fuel. The heat exchanger was made of copper

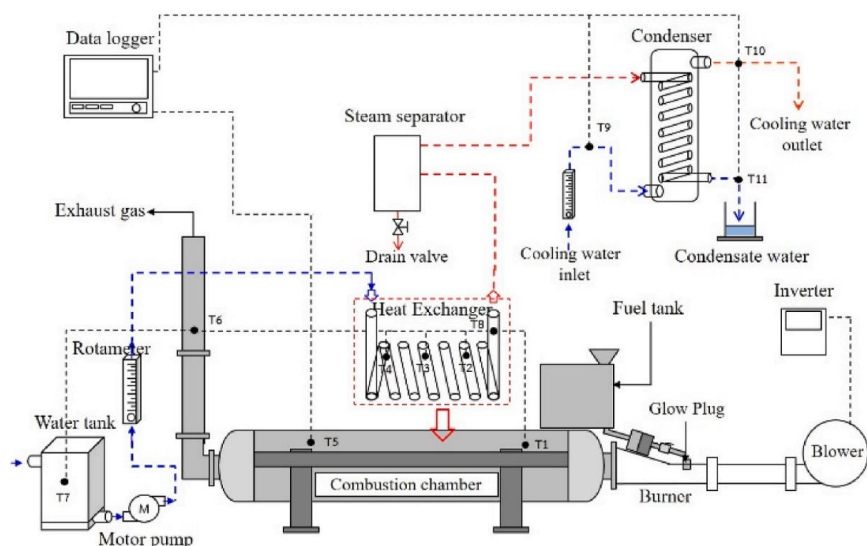


Fig. 2. Schematic diagram of experimental set up.

tube with an inner diameter of 19.05 mm and height of 300 mm, then welded together with a 180-degree elbow of 25 turns with 50 sets of staggered tube arrangement for turbulent flow range on high-efficiency heat exchanger [27–29]. Fig. 3 shows the experimental test rig. The furnace was ignited to allow hot air to flow within the horizontal combustion chamber through a set of heat exchange tubes in a cross-flow feature. The temperature inlet was controlled at 500 °C. The feed-water to the HECT was controlled by rotameter (DISCO L02134) and varied from 12, 24 and 36 l/h. When the system entered equilibrium, the steam flowed in the steam separator where the liquid was separated and measured. The steam was condensed with cold water from a cold bath at a temperature of 10 °C. The mass flow rate (kg/hr) was defined as steam condensate flow rate divided by time. The temperature was measured at 12 points using k-type thermocouples and all the temperature data were recorded with data logger (CHINO KR2000) with an accuracy of ± 1 °C.

2.2. Data analysis

2.2.1. Vapor quality (x)

The steam produced from HECT had a mixture of vapor and liquid. The proportion of vapor in the mixture should be known. Therefore, a property known as vapor quality was established, where vapor quality is the ratio of the mass of the vapor to the total mass of the steam produced [30]. The quality (x), can be determined using Eq. (1).

$$x = \frac{m_g}{m_t} \quad (1)$$

and

$$m_t = m_f + m_g$$

where:

m_t is the total mass (kg)

m_g is the vapor mass (kg)

m_f is the liquid mass (kg)

2.2.2. Heat transfer rate (Q)

The heat transfer performance of HECT in horizontal flow furnace for low-pressure steam generation was the heat transfer rate from the feed-water phase changing to the vapor and can be calculated as the following Eq. (2).

$$Q = m_c (h_g - h_f) \quad (2)$$

where:

Q is the heat transfer rate of HECT (kW)

m_c is the condensate flow rate (kg/hr)

h_g is the enthalpy of steam leaving the HECT (kJ/kg)

h_f is the enthalpy of water inlet the HECT (kJ/kg)

2.2.3. Thermal efficiency

The thermal efficiency is the evaluation of potential of the HECT when using different parameters and is represented by the relationship between the heat transfer rate of HECT and the heat input from waste lubricating oil fuel [31], as the following Eq. (3).

$$\eta = \frac{m_c (h_g - h_f)}{Q_{fuel}} \times 100 \quad (3)$$

and

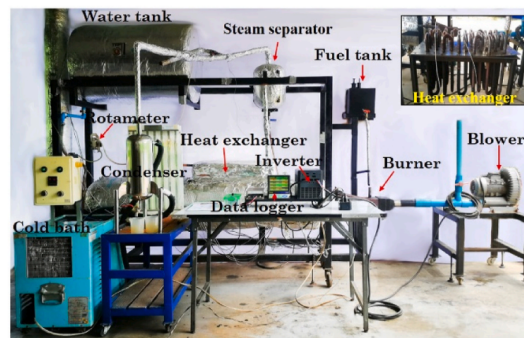


Fig. 3. The test rig.

$$Q_{fuel} = m_{fuel} \times HHV \quad (4)$$

where:

Q_{fuel} is the heat input from waste lubricating oil fuel (kW)

m_{fuel} is the fuel consumption rate (kg/hr)

HHV is the heating value of fuel (kJ/kg)

2.3. Error analysis

The data analysis of the average experimental results from measurement at i about 1 to N_e [32], can be calculated as Eq. (5).

$$a_m = \left(\sum_{i=1}^{N_e} a_i \right) / N_e \quad (5)$$

and absolute error, as defined in Eq. (6).

$$\Delta a_i = |a_m - a_i| \quad (6)$$

where a_i is the measured experimental results at i

3. Results and discussion

The results of the current study on the heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring turbulators were compared with those of the smooth tube heat exchangers. The comparison was in terms of the pitch ratios, length ratios and water flow rates on steam rate, vapor quality, heat transfer rate and thermal efficiency. The experimental results can be presented as follows:

3.1. Effect of pitch ratios on the steam rate

In this experiment, the influence of the circular-ring pitch ratio on the steam rate of production is shown in Fig. 4. The relationship between the water flow rate and the steam rate of the HECT was compared with the smooth tube steam generator. The pitch ratios (PR=P/D) were PR = 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0. The results showed the effect of three different FR on the steam rate of the HECT. The mean steam rate value for FR = 12, 24 and 36 l/h were about 8.72–9.96, 8.64–9.55 and 6.69–8.27 kg/h for LR = 25%, 9.15–11.07, 8.97–10.63 and 7.67–9.31 kg/h for LR = 50%, 8.07–10.87, 8.43–10.09 and 6.93–8.80 kg/h for LR = 75% and 8.93–10.71, 8.18–10.56 and 6.83–9.33 kg/h for LR = 100%, respectively. The steam rate at other conditions had the same trends. The FR increased with a decrease in the steam rate. This is because the amount of heat transferred was not enough for the water flow rate increasing with the constant heat source and the high water flow rate led to the water mixing with the steam produced. These results correlated with the vapor quality. The fluid flowing against the circular-ring inserts had a greater frequency (decreased PR) which resulted in a better turbulent flow. These results were in good agreement with previous studies [16,25,26]. The results showed that the steam rate for PR for all cases of the HECT was higher than that of the smooth tube at FR = 12, 24 and 36 l/h, by around 7.80–9.16%, 7.77–8.75% and 5.80–7.54% for LR = 25%, 8.27–10.35%, 8.13–9.92% and 6.88–8.67% for LR = 50%, 7.08–10.13%, 7.53–9.34% and 6.06–8.12% LR

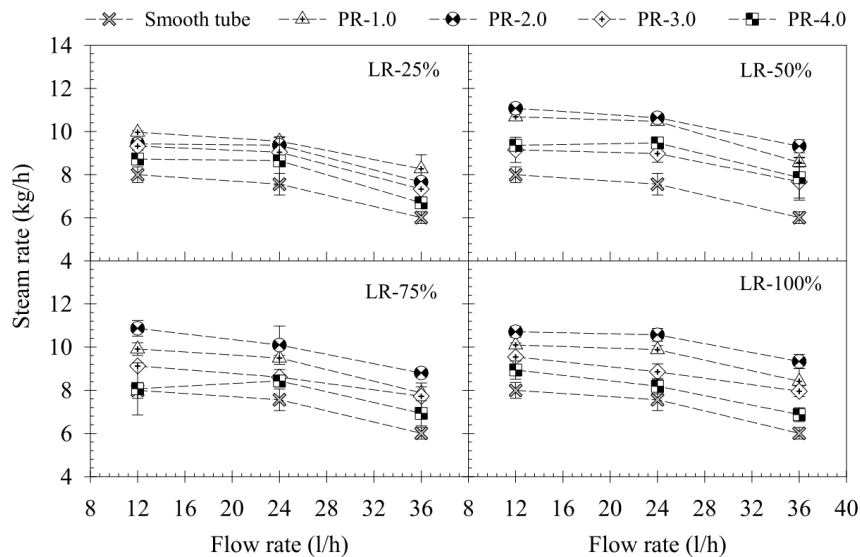


Fig. 4. Relationship between water flow rate and the steam rate at PR = 1, 2, 3 and 4.

= 75% and 8.04–9.96%, 7.26–9.85% and 6.00–8.69% for LR = 100%, respectively.

3.2. Effect of length ratios on the steam rate

Fig. 5 shows the relationship between the water flow rate and the steam rate of the HECT at the length ratios (LR = LS/LT), LR = 25, 50, 75 and 100%. The results showed the effect of three different FR on the steam rate of the HECT. The mean steam rate value for FR = 12, 24 and 36 l/h were about 9.96–10.68, 9.49–10.47 and 7.88–8.57 kg/h for PR = 1.0, 9.42–11.07, 9.36–10.63 and 7.65–9.33 kg/h for PR = 2.0, 9.12–9.54, 8.85–9.04 and 7.33–7.95 kg/h for PR = 3.0 and 8.07–9.36, 8.18–9.47 and 6.69–7.86 kg/h for PR = 4.0, respectively, which were higher than those of the smooth tube. Thus, the steam rate decreased with an increase in the water flow rate. The maximum steam rate was obtained at the water flow rate of 12 l/h with LR of 50% for PR of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 which were 10.68, 11.07, 9.15 and 9.36 kg/h, respectively. This can be explained by the LR distance of the circular-ring inserts which affected turbulent flow inside the tube. When the LR increased from 25% to 50%, the steam rate was increased and this trend was similar for LR of 50%–75% and 100%. This increased the surface area, causing boundary layer interruptions resulting to more heat exchange on the tube surface. This was consistent with the results of previous studies [16,25,26]. However, at the LR of 50%, 75% and 100%, the period of time for steam produced at steady state was increased. Thus, when considering the steam production, fuel and material cost, the optimum LR was 50%.

3.3. Effect of water flow rate on the vapor quality (x)

Fig. 6 shows the effect of water flow rate of 12, 24 and 36 l/h on the vapor quality. It was observed that the vapor quality decreased with an increase in the water flow rate. The maximum vapor quality was obtained at the water flow rate of 12 l/h for PR = 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0, with the vapor quality of 0.83, 0.79, 0.78 and 0.73 for LR = 25%, 0.89, 0.92, 0.76 and 0.78 for LR = 50%, 0.83, 0.91, 0.76 and 0.67 for LR = 75% and 0.84, 0.89, 0.80 and 0.75 for LR = 100%, respectively. This was because the resulting steam rate was a mixture of the vapor and liquid and was separated by steam separator, which can be calculated from the equation ($x = m_g/m_t$). However, a higher vapor quality indicated more steam could be also produced. The heat exchanger tube with circular-ring inserts exhibited turbulent flow in the tube. Although the water flow rate increased, the flow inside the tube was still turbulent. This allowed for higher heat transfer rate and steam produced than those of the smooth tube.

3.4. Heat transfer rate

Fig. 7 shows the effect of water flow rate on the heat transfer rate with comparison between the tube fitted with circular-ring inserts and the smooth tube. The water flow rate was 12, 24 and 36 l/h with PR = 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 and LR = 25, 50, 75 and 100%. It was found that the tube fitted with circular-ring inserts heat exchanger had a maximum heat transfer rate at the water flow rate of 12 l/h compared with the HECT. The heat transfer rate was 7063, 6687, 6597 and 6197 W for LR = 25%, 7552, 7915, 6475 and 6611 W for LR = 50%, 7054, 7718, 6482 and 5724 W for LR = 75% and 7196, 7604, 6778 and 6321 W for LR = 100%, respectively. It can be seen that the heat transfer rate increased with a decrease in the water flow rate. The increased number of circular-ring inserts increased the area destroying the heat layer on the tube surface and absorbing thermal energy on the tube surface resulting in increased heat compared to the smooth tube. This was consistent with the results of previous studies [16,33–35]. Circular-ring inserts led to a high flow blockage rate which increased the heat transfer rate by 1.39–1.55 times, particularly at the ratio PR = 2, LR = 50%.

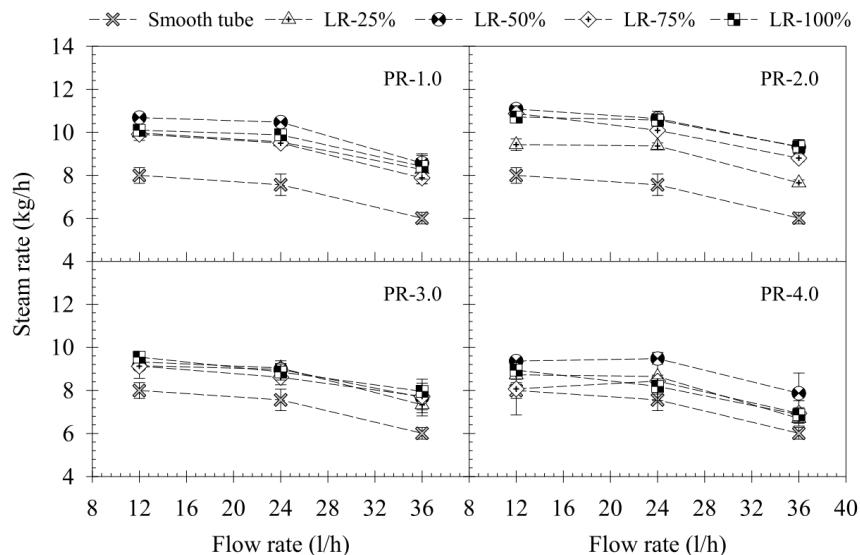


Fig. 5. Relationship between water flow rate and the steam rate at LR = 25, 50, 75 and 100%.

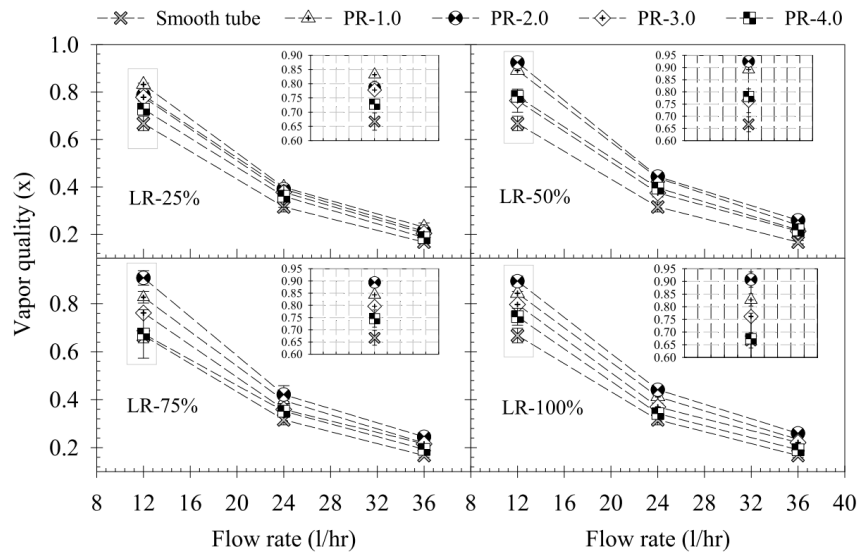


Fig. 6. Relationship between water flow rate and vapor quality (x).

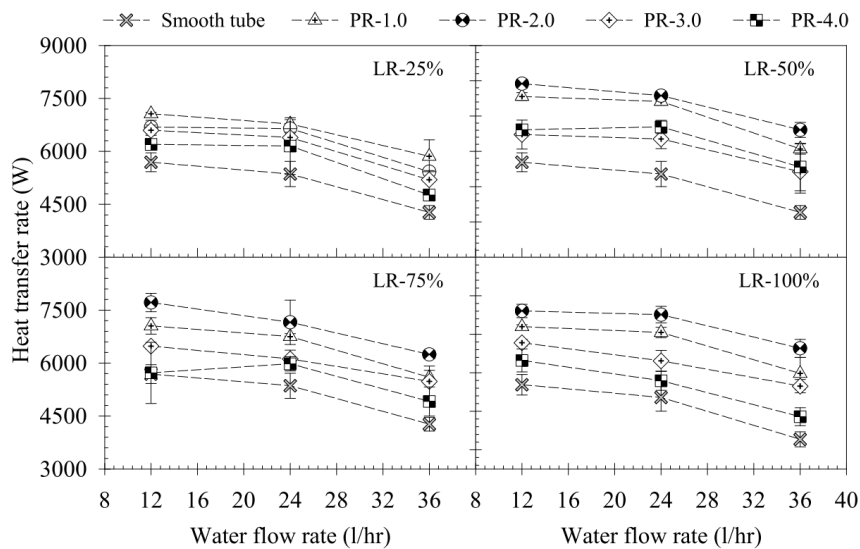


Fig. 7. Relationship between water flow rate and heat transfer rate.

3.5. Thermal efficiency

Fig. 8 shows the effect of water flow rate on the thermal efficiency with comparison between the tube fitted with circular-ring inserts and the smooth tube. The water flow rate was 12, 24 and 36 l/h with PR = 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 and LR = 25, 50, 75 and 100%. It was found that the heat exchanger with circular-ring inserts had a higher thermal efficiency than the smooth tube. The thermal efficiency decreased with an increase in the water flow rate. The thermal efficiency for PR = 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0 were higher by about 0.50–0.60, 0.46–0.57, 0.44–0.56 and 0.41–0.53 for LR = 25%, 0.52–0.64, 0.56–0.68, 0.46–0.55 and 0.47–0.56 for LR = 50%, 0.48–0.60, 0.53–0.66, 0.47–0.55 and 0.42–0.49 for LR = 75% and 0.51–0.61, 0.57–0.65, 0.48–0.58 and 0.41–0.54 for LR = 100%, respectively. The maximum thermal efficiency was 0.68 for PR = 2.0 at LR = 50% and FR 12 l/h.

4. Conclusion

This experimental study investigated heat transfer characteristics of a steam generator with circular-ring tabulators. The effect of

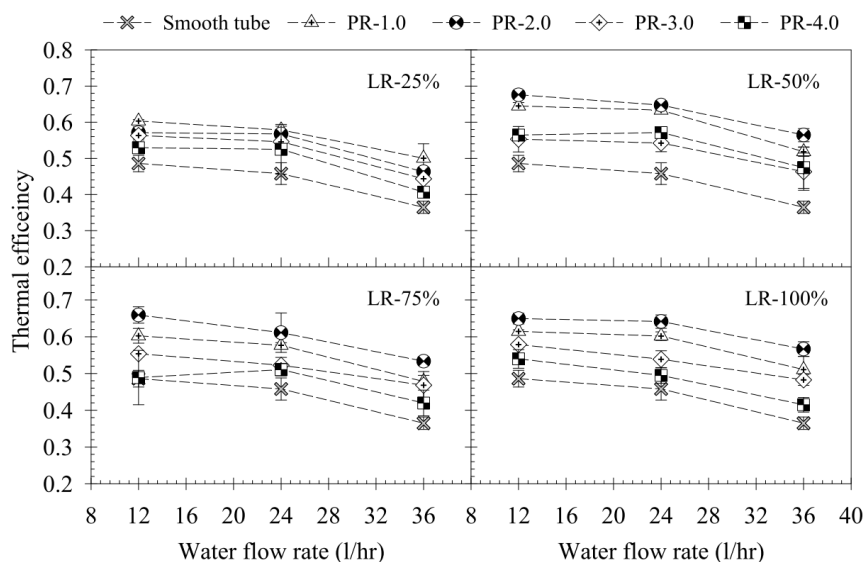


Fig. 8. Relationship between water flow rate and thermal efficiency.

circular-ring with different PR of 1.0, 2.0, 3.0 and 4.0, LR of 25, 50, 75 and 100% and FR of 12, 24 and 36 l/h were presented. The following conclusion were obtained:

1. The heat exchanger with the circular-ring inserts changed the flow behavior from laminar to turbulent flow, resulting in the steam rate, vapor quality, heat transfer rate and thermal efficiency being higher than those of the smooth tube.
2. The steam rate and vapor quality increased with a decrease in FR. PR = 2 and LR = 50% had the maximum steam rate and vapor quality of 11.07 kg/h and 0.92, respectively.
3. The heat transfer rate decreased with a slight increase in the FR. LR = 50% and PR = 2 exhibited maximum heat transfer rate of 1.39–1.55 times when compared with smooth tube.
4. The thermal efficiency decreased with a slight increase in the FR. LR = 50% and PR = 2 at FR = 12 l/h had a maximum thermal efficiency of 0.68 when compared with the smooth tube.

This study signified that the circular-ring generator improved the flow behavior inside the tube resulting in better heat exchange, which could be applied to produce steam for an autoclave process. In addition, further research is needed for the piping arrangement and conducting waste heat recovery to increase the temperature of the water inlet to the heat exchanger.

Authorship contributions

Bancha Lamlerd: Conceptualization, Validation, Writing - original draft, Writing - review & editing, **Bopit Bubphachot:** Supervision, Conceptualization, Data curation, Methodology, Validation, review & editing, **Teerapat Chompookham:** Data curation, Methodology, Validation, review & editing.

Declaration of competing interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Data availability

Data will be made available on request.

Acknowledgments

This research work was done at the Heat Pipe and Thermal Tool Design Research Unit (HTDR), Faculty of Engineering, Mahasarakham University, Mahasarakham, Thailand.

The authors would like to express their appreciation to Rajamangala University of Technology Isan for providing financial support.

References

- [1] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, Experimental investigation of convective heat transfers and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 37 (2010) 568–574. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.016>.
- [2] F. Huijun, C. Lingen, W. Zhixiang, X. Zhuojune, Constructal design of a shell-and-tube heat exchanger for organic fluid evaporation process, *Int. J. Heat Mass Tran.* 131 (2019) 750–756. <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2018.11.105>.
- [3] S. Adnan, K. Ataollah, C. Erdem, Experimental and numerical investigation of nanofluid usage in A plate heat exchanger for performance improvement, *Int. J. Renew. Energy Dev.* 8 (1) (2019) 27–32. <https://doi.org/10.14710/ijred.8.1.27-32>.
- [4] M.S. Emad El-Said, M. M Abou Al-Sood, Shell and tube heat exchanger with new segmental baffles configurations: a comparative experimental investigation, *Appl. Therm. Eng.* 150 (2019) 803–810. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.039>.
- [5] A.M. Mohammed, K. Sinan, S. Murat, C. Nevin, Effect of vibration on heat transfer and pressure drop in a heat exchanger with turbulator, *Case Stud. Therm. Eng.* 28 (2021), 101680. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101680>.
- [6] A. Donmuang, T. Chompookham, Correlation for predicting heat transfer characteristics of A helical oscillating heat pipe (HOHP) at normal operating conditions, *Int. J. Renew. Energy Dev.* 10 (2) (2021) 171–182. <https://doi.org/10.14710/ijred.2021.33671>.
- [7] S. Skullong, P. Promvong, C. Thianpong, N. Jayranaiwachira, M. Pimsarn, Thermal performance of heat exchanger tube inserted with curved-winglet tapes, *Appl. Therm. Eng.* 129 (2018) 1197–1211. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.10.110>.
- [8] S. Thongdaeng, B. Bubphachot, S. Rittidech, Two-phase flow patterns of a top heat mode closed loop oscillating heat pipe with check valves (THMCLOHP/CV), *J. Appl. Mech. Tech. Phys.* 57 (6) (2016) 1101–1107. <https://doi.org/10.1134/S0021894416060183>.
- [9] S. Thongdaeng, N. Pipatpaiboon, A. Donmuang, Visualization and heat transfer in a closed loop thermosyphon with a check valve, *Case Stud. Therm. Eng.* 22 (2020), 100758. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100758>.
- [10] P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Tamna, S. Kwankaomeng, C. Thianpong, Numerical investigation of laminar heat transfer in a square channel with 45° inclined baffles, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 37 (2010) 170–177. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.09.010>.
- [11] P. Promvong, W. Jedsadaratanachai, S. Kwankaomeng, Numerical study of laminar flow and heat transfer in square channel with 30° inline angled baffle turbulators, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 1292–1303. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.014>.
- [12] A.A.A. Arania, M. Reza, Shell and tube heat exchanger optimization using new baffle and tube configuration, *Appl. Therm. Eng.* 157 (2019) 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113736>.
- [13] L. Jie, I.B. Mansir, S. Kamal, M. Ibrahim, J. Fahd, M.M. Youshanlouei, M. Hazim, A. Fayed, S.A. Reda, Profit and efficiency enhancement of a cylindrical solar collector by structural modification of helical tube, *Case Stud. Therm. Eng.* 34 (2022), 101982. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101982>.
- [14] Arafat A. Bhuiyan, M. Ruhul Amin, Jamal Naser, A.K.M. Sadrul Islam, Effects of geometric parameters for wavy finned-tube heat exchanger in turbulent flow: a CFD modeling, *Frontier in Heat Mass Tran* 6 (1) (2015).
- [15] Arafat A. Bhuiyan, A.K.M. Sadrul Islam, M. Ruhul Amin, Numerical study of 3D thermal and hydraulic characteristics of wavy fin-and-tube heat exchanger, *Frontier in Heat Mass Tran* 3 (3) (2012).
- [16] T. Chompookham, W. Chingtuaythong, S. Chokphoemphun, Influence of a novel serrated wire coil insert on thermal characteristics and air flow behavior in a tubular heat exchanger, *Int. J. Therm. Sci.* 171 (2022), 107184. <https://doi.org/10.1016/j.jthermalsci.2021.107184>.
- [17] Y. Xu, M. D Islam, N. Kharoua, Experimental study of thermal performance and flow behaviour with winglet vortex generators in a circular tube, *Appl. Therm. Eng.* 135 (2018) 257–268. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.01.112>.
- [18] C. Sunil, L. Ruixin, Y. Peng, Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts, *Appl. Therm. Eng.* 121 (2017) 1117–1134. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.145>.
- [19] C. Muthusamy, M. Vivar, I. Skryabin, K. Srithar, Effect of conical cut-out turbulators with internal fins in a circular tube on heat transfer and friction factor, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 44 (2013) 64–68. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2013.03.004>.
- [20] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, S. Eiamsa-ard, Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 37 (2010) 560–567. <http://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.015>.
- [21] A.R. Anvari, R. Lotfi, A.M. Rashidi, S. Sattari, Experimental research on heat transfer of water in tubes with conical ring inserts in transient regime, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 38 (2011) 668–671. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.016>.
- [22] S. Chokphoemphun, C. Hinthao, S. Eiamsa-ard, Thermal performance in circular tube with Co/Counter-Twisted tapes, *Adv. Mater. Res.* 931–932 (2014) 1198–1202. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.931-932.1198>.
- [23] P. Promvong, S. Sripattanapipat, S. Kwankaomeng, Laminar periodic flow and heat transfer in square channel with 45° inline baffles on two opposite walls, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010) 963–975. <https://doi.org/10.1016/j.jthermalsci.2010.01.005>.
- [24] C. Thianpong, K. Yongsiri, K. Nanan, K. Eiamsa-ard, Thermal performance evaluation of heat exchangers fitted with twisted-ring turbulators, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 39 (2012) 861–868. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.04.004>.
- [25] K. Alok, K. Manoj, C. Sunil, Comparative study for thermal-hydraulic performance of circular tube with inserts, *Alex. Eng. J.* 55 (2016) 343–349. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2015.12.013>.
- [26] K. Alok, C. Sunil, K. Manoj, Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in heat exchanger tube with solid hollow circular disk inserts, *Appl. Therm. Eng.* 100 (2016) 227–236. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.081>.
- [27] Arafat A. Bhuiyan, A.K.M. Sadrul Islam, Thermal and hydraulic performance of finned-tube heat exchangers under different flow ranges: a review on modeling and experiment, *Int. J. Heat Mass Tran.* 101 (2016) 38–59. <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2016.05.022>.
- [28] Arafat A. Bhuiyan, M. Ruhul Amin, Rezwanul Karim, A.K.M. Sadrul Islam, Plate fin and tube heat exchanger modeling: effects of performance parameters for turbulent flow regime, *Int. J. Automot. Mech. Eng.* 9 (1) (2014) 1768–1781. <https://doi.org/10.15282/ijame.9.2013.25.0147>.
- [29] Arafat A. Bhuiyan, M. Ruhul Amin, A.K.M. Sadrul Islam, Three-dimensional performance analysis of plain fin tube heat exchangers in transitional regime, *Appl. Therm. Eng.* 50 (1) (2013) 445–454. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.034>.
- [30] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, seventh ed., McGraw-Hill Education, 2011.
- [31] L. Arwut, C. Jarruwat, Development of porous media burner operating on waste vegetable oil, *Appl. Therm. Eng.* 110 (2017) 190–201. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.164>.
- [32] S. Chokphoemphun, S. Eiamsa-ard, P. Promvong, S. Thongdaeng, S. Hongkong, Heat transfer of a coil-tube heat exchanger in the freeboard zone of a rice husk fluidized-bed combustor, *Int. Commun. Heat Mass Tran.* 127 (2021), 105462. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105462>.
- [33] P. Promvong, N. Koolnapadol, M. Pimsarn, C. Thianpong, Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings, *Appl. Therm. Eng.* 62 (2014) 285–292. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.031>.
- [34] J.M. Wu, W.Q. Tao, Investigation on laminar convection heat transfer in fin and-tube heat exchanger in aligned arrangement with longitudinal vortex generator from the view point of field synergy principle, *Appl. Therm. Eng.* 27 (2007) 2609–2617. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.01.025>.
- [35] W. Liu, Z.C. Liu, Physical quantity synergy in laminar flow field and its application in heat transfer enhancement, *Int. J. Heat Mass Tran.* 52 (2009) 4669–4672. <https://doi.org/10.1016/j.jheatmasstransfer.2009.02.018>.

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	นายบัญชา ล้าเลิศ
วันเกิด	วันที่ 17 เดือนพฤษภาคม พ.ศ. 2527
สถานที่เกิด	บ้านเลขที่ 13 หมู่ที่ 8 ตำบลสว่าง อำเภอพรณานิคม จังหวัดสกลนคร รหัสไปรษณีย์ 47130
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	บ้านเลขที่ 225 หมู่ที่ 2 ตำบลแร่ อำเภอพนังโคน จังหวัดสกลนคร รหัสไปรษณีย์ 47160
ตำแหน่งหน้าที่การงาน	อาจารย์
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนคร เลขที่ 119 หมู่ที่ 3 ตำบลพนังโคน อำเภอพนังโคน จังหวัดสกลนคร รหัสไปรษณีย์ 47160
ประวัติการศึกษา	พ.ศ. 2550 ปริญญาอุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต (อศ.บ.) สาขาวิชาเทคโนโลยี เครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนคร พ.ศ. 2556 ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.) สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยมหาสารคาม พ.ศ. 2566 ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต (ปร.ด.) สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยมหาสารคาม
ผลงานวิจัย	Bancha Lamlerd, Bopit Bubphachot and Teerapat Chompookham. (2023). Experimental investigation of heat transfer characteristics of steam generator with circular-ring turbulators. Case Studies in Thermal Engineering, 41, 102549. Sanhawat, T., Pipatpaiboon, N. and Lamlerd, B. (2015). Rotary Dryer of Paddy with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe with Check Valves (CLOHP/CV) Heat Exchanger. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 9(1), pp.218-223.