



ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสันวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสอง
แหล่ง



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญาโทมหาบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยศิลปากร

ปีการศึกษา 2565

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยศิลปากร

ผลของมูเมอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่ง
ความร้อนสองแหล่ง



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญาโทมหาบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยศิลปากร
ปีการศึกษา 2565
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยศิลปากร

EFFECT OF INCLINATION ANGLE ON THERMAL PERFORMANCE OF A CLOSED-
LOOP OSCILLATING HEAT PIPE WITH DOUBLE HEAT SOURCES



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for Master of Engineering (ENERGY ENGINEERING)

Department of MECHANICAL ENGINEERING

Silpakorn University

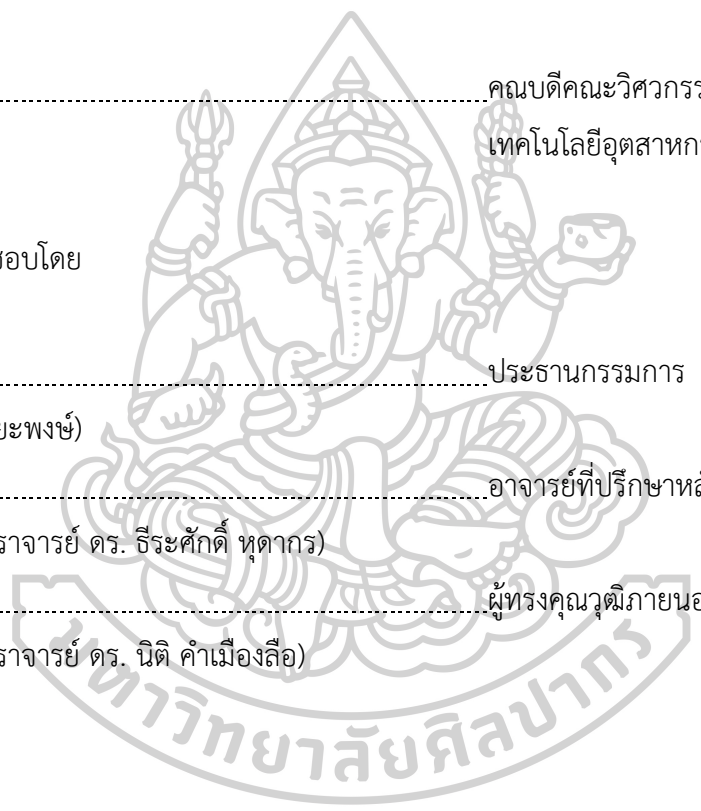
Academic Year 2022

Copyright of Silpakorn University

หัวข้อ ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน
แบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง
โดย นายอัมฤทธิ์ แป้นไทย
สาขาวิชา วิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญาโท
อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชีระศักดิ์ หุดากร

คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร ได้รับพิจารณาอนุมัติ
ให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

() คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์และ
เทคโนโลยีอุตสาหกรรม
พิจารณาเห็นชอบโดย ประธานกรรมการ
(ดร. ณัฐ ชัยยะพงษ์) อาจารย์ที่ปรึกษาหลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชีระศักดิ์ หุดากร) ผู้ทรงคุณวุฒิภายนอก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นิตี คำเมืองลือ)



60406203 : วิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญาโทบัณฑิต

คำสำคัญ : สมรรถนะทางความร้อน, ท่อความร้อนแบบสัณวงรอบ, แหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน

นาย อัมฤทธิ์ แบนไทย: ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. วีระศักดิ์ หุตาการ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มี แหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ที่สภาวะคงที่ ทดลองวางชุดทองที่มุมเอียง 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° และ 90° การทดลองใช้ท่อความร้อนแบบสัณวงรอบทำมาจากท่อคาปริลารีเส้นผ่าน ศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำ ระบาย 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ความยาวส่วนควบแน่น 50 มิลลิเมตร ใช้สารทำงาน R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น อัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรท่อที่เหลือทั้งหมด การออกแบบ ประกอบด้วยส่วนทำ ระบาย 2 ส่วน ถูกวางไว้ปลายด้านนอกของชุดทดลองและมีส่วนควบแน่น 1 ส่วน ถูกวางไว้ตรงกลางของชุดทดลอง ไม่มีส่วนกันความร้อน ชุดลดนิโครมเป็นแหล่งให้ความ ร้อนในส่วนทำระบาย ควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระบาย 40-100 องศาเซลเซียส ส่วนควบแน่นถ่ายเท ความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับ ความเร็วลมอยู่ในช่วง 0.3-0.4 เมตรต่อวินาทีจากผล การทดลองพบว่า เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นตั้งแต่ 0° ไปจนถึง 75° ทำให้ค่าความต้านทานความร้อน ลดลงอย่างต่อเนื่อง และเมื่อเพิ่มมุมเอียงไปจนถึง 90° จะเห็นว่าค่าความต้านทานความร้อน เพิ่มขึ้น นั่นคือ ประสิทธิภาพที่เหมาะสมที่สุด อยู่ที่มุมเอียง 75° ในทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนโค้ง เลี้ยว ความยาวส่วนทำระบาย และชนิดสารทำงาน

60406203 : Major (ENERGY ENGINEERING)

Keyword : : Thermal performance closed-loop oscillating heat pipe Double heat sources inclination angle

MR. Aumarit PANTHAI : Effect of Inclination Angle on Thermal Performance of a Closed-Loop Oscillating Heat pipe with Double Heat Sources Thesis advisor : Assistant Professor TEERASAK HUDAKORN, Ph.D.

The objective of this research to experimentally investigated the thermal performance of a closed- loop oscillating heat pipe with double heat sources (CLOHP w/DHS) at steady state condition with horizontal and vertical orientation. The CLOHP w/DHS were made of a copper capillary tube with inner diameters of 1.0, 1.5 and 2.0 mm and bent into a meandering turn with 16, 32 and 40 turns. Evaporator section length were 50, 100 and 150 mm and condenser section lengths was 50 mm. R123, ethanol, and water were used as working fluids with a filling ratio of 50% by volume. Two evaporator sections were located at the outer end of the bundle, while one condenser section was positioned on the middle of the CLOHP with no adiabatic section. The evaporator sections of CLOHP w/ DHS were heated by Ni- Cr alloy resistance wire heaters. Evaporator temperature was controlled at 40-100 and heat was removed from the condenser sections by forced convective heat transfer of in blown ambient air. Airflow velocity was maintained at 0.3-0.4 m/s. Heat pipe with inclination angle of 0°(horizontal), 15°, 30°,45°, 60°,75° and 90° (vertical). The following were examined; measure thermal resistance on a CLOHP w/DHS . The inclination operating angle changes the internal flow patterns thereby resulting in different performance levels. In this research, best performance is obtained at 75° orientation

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสมบูรณ์ไปได้ด้วยดีจากการแนะนำและช่วยเหลือเป็นอย่างดีจากผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีระศักดิ์ หุตากร อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่คอยให้คำปรึกษาและข้อเสนอแนะ

ที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อการทำวิทยานิพนธ์ให้โอกาสในการทำวิทยานิพนธ์นี้ได้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีและช่วยแก้ไขข้อผิดพลาดที่เกิดขึ้น อีกทั้งขอขอบคุณ อาจารย์ ดร. ณัฐ ธชยพงษ์ ประธานกรรมการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นิติ คำเมืองลือ กรรมการสอบ ที่ให้คำแนะนำต่างๆให้ความรู้เพิ่มเติมที่เป็นประโยชน์ต่อการทำวิทยานิพนธ์นี้เป็นอย่างดีตลอดมา

ท้ายที่สุดนี้ขอขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ ครอบครัว และผู้ที่เกี่ยวข้องคนอื่นๆอีกหลายท่านที่ไม่อาจเอ่ยนามได้ครบ ที่คอยรับฟังปัญหาและให้กำลังใจเสมอมาจนสามารถทำให้ผู้วิจัยก้าวข้ามผ่านวิกฤตต่างๆได้ผู้จัดทำคาดหวังเป็นอย่างยิ่งว่าวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะเกิดประโยชน์แก่ผู้ที่ดำเนินการศึกษาพัฒนาด้านพลังงานต่อไป

นาย อัมฤทธิ์ แป้นไทย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญรูปภาพ.....	ฎ
บทที่ 1 บทนำ.....	4
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	4
1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย.....	6
1.3 สมมติฐานของงานวิจัย.....	6
1.4 ขอบเขตงานวิจัย.....	6
1.5 ข้อตกลงเบื้องต้นของการวิจัย.....	7
1.6 ความจำกัดของการวิจัย.....	7
1.7 นิยามศัพท์เฉพาะ.....	7
บทที่ 2 ทฤษฎีและวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง.....	9
2.1 ท่อนำความร้อน.....	9
2.2 ท่อความร้อนแบบสั้น.....	9
2.3 การออกแบบและการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้น.....	11
2.4 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น.....	13
2.5 คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น.....	18
2.6 ลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด.....	19

2.7. อิทธิพลของตำแหน่งการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด	25
2.8 ลักษณะการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั้น.....	28
2.9 สารทำงาน	31
2.10 รูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ.....	33
บทที่ 3 วิธีดำเนินงานวิจัย	37
3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับงานวิจัย	37
3.2 สถานที่ทำการทดลอง	46
3.3 การวางแผนการทดลอง.....	46
3.4 ขั้นตอนการสร้างชุดทดลอง.....	47
3.5 อุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลอง	52
3.6 ขั้นตอนการทดสอบ.....	53
3.7 การวิเคราะห์และการสรุปผลข้อมูลการทดลอง	55
บทที่ 4 ผลการดำเนินงานและการอภิปรายผล.....	57
4.1 ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน	57
4.2 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน	60
4.3 ผลของจำนวนโค้งเกลียวที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน.....	63
4.4 ผลของสารทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบชนิดมี แหล่งรับความร้อนสองแหล่ง	65
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง.....	70
5.1 ผลของมุมเอียงที่ต่อท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง	70
5.2 ข้อเสนอแนะ	71
รายการอ้างอิง	72
ภาคผนวก ก.....	74
ภาคผนวก ข.....	80



สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 2.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำงานที่ 25°C และ 1 atm.....	33
ตารางที่ 2 แสดงแนวโน้มค่าความต้านทานความร้อนเมื่อความร้อนแฝงการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น	66



สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 1.1 แสดงท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง.....	5
รูปที่ 2.1 ภาพตัดขวางของท่อความร้อน [2].....	9
รูปที่ 2.2 แสดงภาพจำลองของท่อความร้อนแบบสั้น [6].....	10
รูปที่ 2.3 หลักการพื้นฐานของท่อความร้อนแบบสั้น [5].....	11
รูปที่ 2.4 แสดงชนิดของท่อความร้อนแบบสั้น.....	12
รูปที่ 2.5 แผนภาพความดันและเอนทาลปีของท่อความร้อนแบบสั้น.....	13
รูปที่ 2.6 แสดงองค์ประกอบความต้านทานของท่อความร้อนแบบสั้น.....	14
รูปที่ 2.7 แสดงปัจจัยของตำแหน่งการทำงานต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดแบน..	19
รูปที่ 2.8 แสดง Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดต่อ Ku [7].....	21
รูปที่ 2.9 แสดงก้อนและฟองของเอทานอลในท่อแก้วภายใต้สภาวะไอโซเทอร์มอล.....	25
รูปที่ 2.10 แสดงประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อ CLOHP [12].....	26
รูปที่ 2.11 แสดงการจำลองการพัฒนาและเติบโตของฟอง [19].....	28
รูปที่ 2.12 แผนภาพแสดงฟองแบบ Globe และ Column [19].....	29
รูปที่ 2.13 แสดงโครงสร้างของสารทำความเย็น R-123.....	32
รูปที่ 2.14 แสดงโครงสร้างของทานอล.....	32
รูปที่ 2.15 แสดงโครงสร้างของน้ำกลั่น.....	33
รูปที่ 2.16 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวตั้ง [14].....	34
รูปที่ 2.17 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ [14].....	35
รูปที่ 2.18 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ [14].....	36
รูปที่ 3.1 แสดงการแปรขนาดความยาวของส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั้น.....	38
รูปที่ 3.2 แสดงการแปรจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั้น.....	38

รูปที่ 3.3 แสดงท่อแคปิลลารีทองแดง.....	39
รูปที่ 3.4 แสดงสารทำงานที่ใช้ในงานวิจัย.....	39
รูปที่ 3.5 แสดงปั๊มสุญญากาศ.....	40
รูปที่ 3.6 แสดงชุดเติมสารทำงาน	40
รูปที่ 3.7 แสดงมัลติมิเตอร์	41
รูปที่ 3.8 แสดงเครื่องแสดงอุณหภูมิ.....	41
รูปที่ 3.9 แสดงเครื่องวัดความเร็วลม	42
รูปที่ 3.10 แสดงเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ.....	42
รูปที่ 3.11 แสดงสายเทอร์โมคัปเปิล.....	43
รูปที่ 3.12 แสดงปลอกสายทนความร้อน.....	43
รูปที่ 3.13 แสดงลวดนำความร้อนนิกเกิล-โครเมียม.....	44
รูปที่ 3.14 แสดงแอนนิโมมิเตอร์แบบเส้นลวดความร้อน รุ่น testo 425.....	44
รูปที่ 3.15 แสดงพัดลมระบายความร้อน	45
รูปที่ 3.16 แสดงเทปอลูมิเนียมฟอยล์.....	45
รูปที่ 3.17 แสดงแผนการทดลองของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง.....	47
รูปที่ 3.18 แสดงการนำท่อแคปิลลารีทองแดงมาขดเป็นวงรอบโดยใช้พีวีซี.....	48
รูปที่ 3.19 แสดงการขดท่อแคปิลลารีทองแดง	48
รูปที่ 3.20 แสดงการพับแผ่นสังกะสีเพื่อประกอบเข้ากับท่อความร้อน.....	49
รูปที่ 3.21 แสดงการกัดร่องแผ่นสังกะสี	49
รูปที่ 3.22 แสดงการสวมปลอกฉนวนใยแก้ว	50
รูปที่ 3.23 แสดงการประกอบกล่องสังกะสีเข้ากับท่อความร้อน.....	50
รูปที่ 3.24 แสดงการพันลวดนิโครมบริเวณส่วนทำระเหย	51
รูปที่ 3.25 แสดงการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล.....	51
รูปที่ 3.26 แสดงอุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลอง.....	52

รูปที่ 3.27 แสดงการติดตั้งชุดทดลองบนฐานปรับระดับ	53
รูปที่ 3.28 แสดงตัวปรับแนวการวางของชุดทดลอง.....	54
รูปที่ 3.29 แสดงตำแหน่งการวัดความเร็วลม โดยแสดงเป็นภาพหน้าต่างช่องการระบายความร้อนใน ส่วนควบแน่น	55



60406203 : วิศวกรรมพลังงาน แผน ก แบบ ก 2 ระดับปริญญาโท

คำสำคัญ : สมรรถนะทางความร้อน, ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ, แหล่งรับความร้อนสองแหล่ง
ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน

นายอัมฤทธิ์ แป้นไทย: ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งอาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ชีระศักดิ์ หุตากร

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ที่สภาวะคงที่ ทดลองวางชุดทองที่มุมเอียง 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° และ 90° การทดลองใช้ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบทำมาจากท่อคาปิลารี เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยว 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ความยาวส่วนควบแน่น 50 มิลลิเมตร ใช้สารทำงาน R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น อัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรท่อที่เหลือทั้งหมด การออกแบบประกอบด้วยส่วนทำระเหย 2 ส่วนถูกวางไว้ปลายด้านนอกของชุดทดลองและมีส่วนควบแน่น 1 ส่วน ถูกวางไว้ตรงกลางของชุดทดลอง ไม่มีส่วนกันความร้อน ชุดลดนิโครมเป็นแหล่งให้ความร้อนในส่วนทำระเหย ควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหย 40-100 องศาเซลเซียส ส่วนควบแน่นถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนแบบบังคับ ความเร็วลมอยู่ในช่วง 0.3-0.4 เมตรต่อวินาที จากผลการทดลองพบว่า เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นตั้งแต่ 0° ไปจนถึง 75° ทำให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลงอย่างต่อเนื่อง และเมื่อเพิ่มมุมเอียงไปจนถึง 90° จะเห็นได้ว่า ค่าความต้านทานความร้อนเพิ่มขึ้น นั่นคือ ประสิทธิภาพที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่มุมเอียง 75° ในทุกการเปลี่ยนแปลงจำนวนโค้งเลี้ยว ความยาวส่วนทำระเหย และชนิดสารทำงาน

60406203 : Major (ENERGY ENGINEERING)

Keyword : Thermal performance, closed-loop oscillating heat pipe, Double heat sources, inclination angle

MR. AUMARIT PANTHAI : EFFECT OF INCLINATION ANGLE ON THERMAL PERFORMANCE OF CLOSED- LOOP OSCILLATING HEAT PIPE WITH DOUBLE HEAT SOURCES THESIS ADVISOR : ASSISTANT PROFESSOR DR. TEERASAK HUDAKORN

The objective of this research to experimentally investigated the thermal performance of a closed- loop oscillating heat pipe with double heat sources (CLOHP w/DHS) at steady state condition with horizontal and vertical orientation. The CLOHP w/DHS were made of a copper capillary tube with inner diameters of 1.0, 1.5 and 2.0 mm and bent into a meandering turn with 16, 32 and 40 turns. Evaporator section length were 50, 100 and 150 mm and condenser section lengths was 50 mm. R123, ethanol, and water were used as working fluids with a filling ratio of 50% by volume. Two evaporator sections were located at the outer end of the bundle, while one condenser section was positioned on the middle of the CLOHP with no adiabatic section. The evaporator sections of CLOHP w/ DHS were heated by Ni- Cr alloy resistance wire heaters. Evaporator temperature was controlled at 40-100 and heat was removed from the condenser sections by forced convective heat transfer of in blown ambient air. Airflow velocity was maintained at 0.3-0.4 m/s. Heat pipe with inclination angle of 0°(horizontal), 15°, 30°,45°, 60°,75° and 90° (vertical). The following were examined; measure thermal resistance on a CLOHP w/DHS . The inclination operating angle changes the internal flow patterns thereby resulting in different performance levels. In this research, best performance is obtained at 75° orientation.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จสมบูรณ์ไปได้ด้วยดีจากการแนะนำและช่วยเหลือเป็นอย่างดีจาก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีระศักดิ์ หุดากร อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่คอยให้คำปรึกษาและ ข้อเสนอแนะที่เป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อการทำวิทยานิพนธ์ อีกทั้งขอขอบคุณ อาจารย์ ดร. ณัฐธชยพงษ์ ประธานกรรมการ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. นิตติ คำเมืองลือ กรรมการสอบ ที่ให้คำแนะนำ ต่างๆให้ความรู้เพิ่มเติมที่เป็นประโยชน์ต่อการทำวิทยานิพนธ์นี้เป็นอย่างดีตลอดมา ขอขอบคุณ อาจารย์นพพงศ์ ศรีตระกูล ที่คอยให้คำปรึกษาในการติดตั้งชุดทดลองและแนะแนวทางในการ แก้ปัญหาในระหว่างการทำวิทยานิพนธ์ขอขอบคุณคุณภุมรินทร์ ไกรแสงศรีที่ให้ความช่วยเหลือ แก้ปัญหาและคำแนะนำในการออกแบบชุดทดลอง พร้อมทั้งวางแผนเตรียมการทดลองต่างๆ ขอขอบคุณนายชยพันธ์ หอมเนียม ที่ร่วมกันช่วยแก้ปัญหาในระหว่างการทำทดลองและคอยพาไป ซ้ำอุปกรณ์การทดลองต่างๆที่ชำรุด ขอขอบคุณนายธีระชัย สุรโชติเวศย์ ที่คอยให้คำแนะนำในการ ทำเล่มวิทยานิพนธ์ ขอขอบคุณนายศุภพงษ์ พรหมมาศและนายวุฒิพงษ์ ทองคนารักษ์ ที่คอย ช่วยเหลือในการวัดค่าต่างๆและช่วยเก็บผลการทดลองสำหรับงานวิจัย

ท้ายที่สุดนี้ขอขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ ครอบครัว และผู้ที่เกี่ยวข้องอื่นๆอีกหลายท่าน ที่ไม่อาจเอ่ยนามได้ครบ ที่คอยรับฟังปัญหาและให้กำลังใจเสมอมา ความสำเร็จใดๆ ที่เกิดขึ้นขอ มอบให้แก่ผู้มีพระคุณที่กล่าวมาข้างต้น คณะผู้จัดทำคาดหวังเป็นอย่างยิ่งว่าวิทยานิพนธ์ฉบับนี้จะ เกิดประโยชน์แก่การพัฒนาทางด้านพลังงานในอนาคตต่อไป

อัมฤทธิ์ แป้นไทย

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ปัจจุบันปัญหาการระบายความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ได้กลายเป็นอุปสรรคที่สำคัญในการพัฒนาเทคโนโลยีอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งเป็นเทคโนโลยีที่ต้องการการระบายความร้อนในอัตราที่สูงและภายในพื้นที่ที่จำกัด หากการระบายความร้อนของอุปกรณ์ไม่มีประสิทธิภาพเพียงพอจะส่งผลกระทบต่อความปลอดภัยและสมรรถนะในใช้งาน โดยอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีสมรรถนะในการทำงานสูงจะทำให้ความร้อนที่เกิดขึ้นจะมีค่าสูงตามไปด้วย [1] การพัฒนาอุปกรณ์ระบายความร้อนที่มีความเหมาะสมต่ออุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์แต่ละชนิดโดยให้มีความเหมาะสมทั้งในด้านรูปร่างลักษณะของอุปกรณ์ ความเหมาะสมในด้านการใช้งานหรือการติดตั้งอุปกรณ์ในลักษณะต่างๆ จึงมีความสำคัญเป็นอย่างมากในการพัฒนาอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้มีสมรรถนะสูงในการใช้งานต่อไปในอนาคต

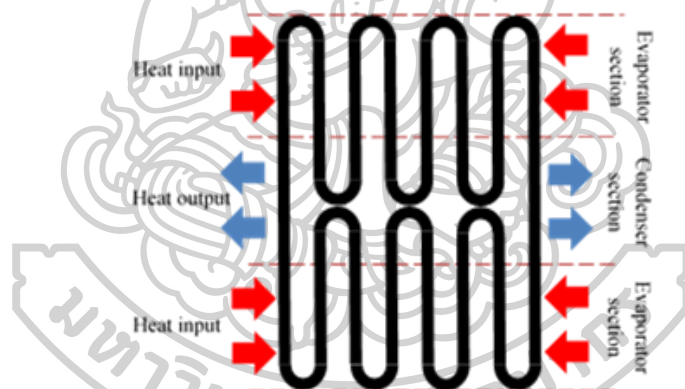
ท่อความร้อน เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความชนิดหนึ่งที่มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หน้าตัดหนึ่งหน่วยสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะมาก โดยพบว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนนั้นมีค่าสูงกว่าแท่งทองแดงตันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเดียวกันถึง 1,000 เท่า [2]

ท่อความร้อนแบบสั่นค้นพบครั้งแรกโดย Akachi และคณะ [3] เป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ไม่จำเป็นต้องอาศัยปั๊มหรือการให้พลังงานเพื่อใช้ในการทำงาน และไม่จำเป็นต้องมีโครงสร้างที่มีวัสดุพอร์ซัน ที่ช่วยในการไหลของสารทำงานภายใน ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถทำงานในอัตราความร้อนสูงได้ โดยเกิดการถ่ายเทความร้อนผ่านการสั่นแบบธรรมชาติของของเหลวระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งท่อความร้อนแบบสั่นประกอบไปด้วย 3 ส่วนหลัก คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) เป็นส่วนที่ได้รับความร้อนแหล่งความร้อน (Heat source) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) หรือส่วนฉนวน เป็นส่วนที่ไม่มีความร้อนและความร้อนออก และส่วนควบแน่น (condenser section) เป็นส่วนที่ระบายความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อน (Heat sink)

หลักการทำงานโดยทั่วไปของท่อความร้อนแบบสั่นมีกลไกการทำงานเชิงความร้อน กล่าวคือ เมื่อส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้รับความร้อน สารทำงานภายในท่อจะเปลี่ยนสถานะจากแท่งของเหลว (Liquid slug) ระเหยกลายเป็นฟองไอ (Bubble plug) เรียงตัวสลับไปมาตามแนวแกนท่อ และเมื่อส่วนทำระเหยได้รับความร้อนแล้วมีอุณหภูมิสูงขึ้น ทำให้เกิดความแตกต่างของความดันด้านส่วนทำระเหยสูงกว่าส่วนควบแน่น ส่งผลให้เกิดการเคลื่อนที่ของสารทำงานในรูปแบบของฟองไอและแท่งของเหลวเคลื่อนที่ผ่านส่วนกันความร้อน ไปยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า และทำการ

ระบายความร้อนที่ส่วนนี้ ทำให้ฟองไอที่ถ่ายเทความร้อนแล้วเกิดการควบแน่นกลายเป็นแท่งของเหลว และไหลย้อนกลับไปรับความร้อนที่ส่วนทำระเหยเป็นวัฏจักร โดยอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกช่วยในการเคลื่อนที่ลงในแนวตั้งตามแนวแกนท่อ [4, 5]

ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบถูกนำมาใช้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีแหล่งความร้อนหนึ่งแหล่ง เพื่อรับความร้อนไปยังแหล่งระบายความร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนอีกหนึ่งแหล่ง อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์บางประเภทจะเกิดความร้อนตลอดทั้งอุปกรณ์ ทำให้เกิดความร้อนเกิดขึ้นหลายแหล่งและหลายทิศทาง หากติดตั้งท่อความร้อนในทุกส่วนของอุปกรณ์จะทำให้เกิดความสิ้นเปลืองของวัสดุ และทำให้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์มีขนาดใหญ่ ไม่เหมาะสมต่อการใช้งาน นอกจากนี้อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ยังมีขนาดที่จำกัด จึงไม่สามารถมีช่องระบายความร้อนจำนวนมากได้ เพื่อให้เหมาะสมต่อใช้งานจึงได้มีการพัฒนาท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ที่ปลายด้านนอก และถ่ายเทความร้อนที่ปลายด้านในของท่อความร้อน เรียกว่า ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง (Closed-loop oscillating heat pipe with double heat source: CLOHPw/DHS) ดังแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 แสดงท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง

จากการศึกษางานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับท่อความร้อนแบบสั่นพบว่า สมรรถนะทางความร้อนที่เหมาะสมที่สุดมีความยาวส่วนทำระเหยอยู่ที่ 50 มิลลิเมตร เนื่องจากท่อความร้อนที่มีขนาดความยาวส่วนทำระเหยที่สั้นเกิดความดันตกคร่อมภายในท่อ (Major loss) น้อยกว่าท่อความร้อนที่มีขนาดความยาวส่วนทำระเหยที่ยาว ส่งผลให้สารทำงานภายในท่อความร้อนสามารถเคลื่อนที่ได้สะดวก [5] ในส่วนของการออกแบบท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ส่วนที่ทำให้สารทำงานไหลวนรอบและเป็นส่วนที่รับและระบายความร้อนก็คือ จำนวนโค้งเลี้ยว จากการศึกษางานวิจัยพบว่า จำนวนโค้งเลี้ยวที่เปลี่ยนแปลงไปมีผลต่อแรงดันไดนามิกส์ภายในท่อส่งผลต่อสมรรถนะทางความร้อน จากการศึกษาวิจัยเกี่ยวกับท่อความร้อนแบบสั่น พบว่า ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถทำงานที่สภาวะการทำงาน

ในแนวตั้ง (90°) ได้ดีกว่าในแนวระดับ (0°) เนื่องจาก เมื่อสารทำงานภายในท่อความร้อนเกิดการถ่ายเทความร้อนที่ส่วนควบแน่น ฟองไอที่ควบแน่นกลายเป็นของเหลวจะสามารถไหลกลับไปรับความร้อนที่ส่วนทำระเหยได้อย่างรวดเร็วด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก [6-8] นอกจากนี้ ยังมีงานวิจัยที่ได้ทดสอบผลของมุมเอียงของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ พบว่า ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ทำงานในมุม 75° มีสมรรถนะทางความร้อนที่ดีที่สุด [9]

จากการศึกษาของงานวิจัยที่เกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะเห็นได้ว่า ยังขาดข้อมูลการทดสอบของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ดังนั้นงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร โดยทำการแปรความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และสารทำงาน

1.2 วัตถุประสงค์งานวิจัย

1.2.1 เพื่อศึกษาผลของมุมเอียง ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว สารทำงาน มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง

1.3 สมมติฐานของงานวิจัย

1.3.1 ตัวแปรต่างๆ ประกอบด้วย มุมเอียง ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว สารทำงาน อุณหภูมิส่วนทำระเหย มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง

1.4 ขอบเขตงานวิจัย

1.4.1 ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบทำมาจากท่อทองแดง

1.4.2 กำหนดท่อทองแดงมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร

1.4.3 กำหนดความยาวส่วนระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 3 ขนาด ได้แก่ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร กำหนดความยาวส่วนควบแน่น 50 มิลลิเมตร และไม่มีส่วนกันความร้อน

1.4.4 กำหนดจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 3 ค่า ได้แก่ 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว

1.4.5 กำหนดสารทำงานที่นำมาใช้ในการทดลองจำนวน 3 ชนิด ได้แก่ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น

1.4.6 กำหนดให้อัตราส่วนการเติมสารทำงานคือ 50% โดยปริมาตรของท่อ

1.4.7 กำหนดมุมเอียงที่ทำการทดลองในงานวิจัยจำนวน 7 ค่า ได้แก่ 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° และ 90°

1.4.8 กำหนดอุณหภูมิส่วนทำระเหย $40-100^{\circ}\text{C}$ โดยให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นทีละ 10°C

1.4.9 กำหนดให้มีการระบายความร้อนด้วยอากาศ

1.4.10 ควบคุมอุณหภูมิห้องที่ใช้ในการวิจัยเท่ากับ $25\pm 1^{\circ}\text{C}$

1.5 ข้อตกลงเบื้องต้นของการวิจัย

1.5.1 ทดสอบเพื่อศึกษาผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร โดยทำการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร พระราชวังสนามจันทร์

1.5.2 ทดสอบเพื่อศึกษาผลของมุมเอียงที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดไว้ในขอบเขตของการทดลองเท่านั้น

1.6 ความจำกัดของการวิจัย

1.6.1 ศึกษาผลของมุมเอียงที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร โดยทำการแปรความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และสารทำงาน

1.7 นิยามศัพท์เฉพาะ

1.7.1 การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer) คือ การถ่ายเทของพลังงานความร้อน สามารถจำแนกได้เป็น 3 แบบ ดังนี้

(1) การนำความร้อน (Heat conduction) เป็นการถ่ายเทความร้อนที่มีทิศทางการเคลื่อนที่ของพลังงานความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า โดยที่ตัวกลางไม่มีการเคลื่อนที่

(2) การพาความร้อน (Heat convection) เป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นได้ในสสาร 2 สถานะ คือ ของเหลว และก๊าซ

(3) การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) เป็นการถ่ายเทความร้อนออกรอบตัวทุกทิศทุกทาง โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงาน

1.7.2 ท่อความร้อนแบบสั่น (Oscillating heat pipe: OHPs) คือ อุปกรณ์สำหรับส่งถ่ายความร้อนหรือถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อน โดยท่อความร้อนแบบสั่นสามารถส่งถ่ายความร้อนได้เองโดยไม่อาศัยแหล่งพลังงานป้อนให้กับท่อความร้อนแบบสั่น ท่อความร้อนแบบสั่นประกอบไปด้วย 3 ส่วนหลัก คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) เป็นส่วนที่ได้รับความร้อนแหล่งความร้อน (Heat source) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) หรือส่วนฉนวน เป็นส่วนที่ไม่มีความร้อนและความร้อนออก และส่วนควบแน่น (condenser section) เป็นส่วนที่ระบายความร้อนไปยังแหล่งรับความร้อน (Heat sink)

1.7.3 มุมเอียง (Inclination angle) คือ เป็นมุมที่มีเส้นระนาบ (Horizontal line) ของเฟรมไม่อยู่ในระดับสมดุลและเอียงไปด้านใดด้านหนึ่งเข้าหาเส้นตั้งฉาก (Vertical line)

1.7.4 สารทำงาน (Working fluid) คือ สารที่ทำหน้าที่เป็นสารตัวกลางสำหรับถ่ายเทความร้อนภายในท่อความร้อน

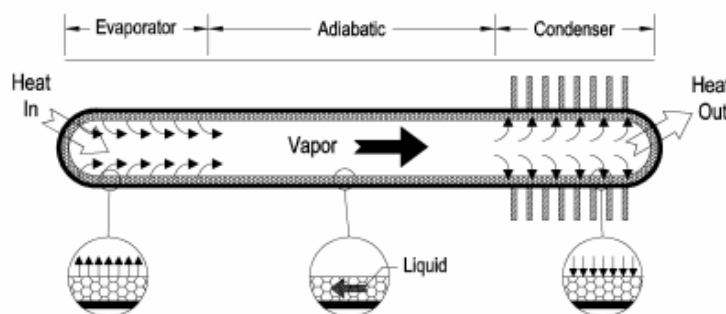


บทที่ 2

ทฤษฎีและวรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

2.1 ท่อนำความร้อน

ท่อนำความร้อนแบบดั้งเดิมเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ปริมาณสูงโดยอาศัยความแตกต่างของอุณหภูมิเล็กน้อย โดยท่อจะกำจัดการภายในจนหมดก่อน หลังจากนั้นจะทำการเติมสารทำงานตามปริมาณที่ต้องการ ความดันภายในของท่อจะเท่ากับความดันอิมตัว ซึ่งสัมพันธ์กับอุณหภูมิของท่อ เมื่อความร้อนเข้าสู่ส่วนระเหยจะไปรบกวนสภาวะเสถียรเนื่องจากจะทำให้เกิดไอที่จะไปเพิ่มแรงดันและอุณหภูมิในท่อ จากนั้นแรงดันที่สูงขึ้นจะดันให้ไอไหลไปยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้ไอควบแน่นและคายความร้อนจำเพาะของการกลายเป็นไอ จากนั้นสารที่ควบแน่นจะถูกดันไปยังส่วนระเหยอีกครั้งโดยแรงคาปิลลารีที่ถูกพัฒนาในโครงสร้างแบบวัสดุพอร์น [2]

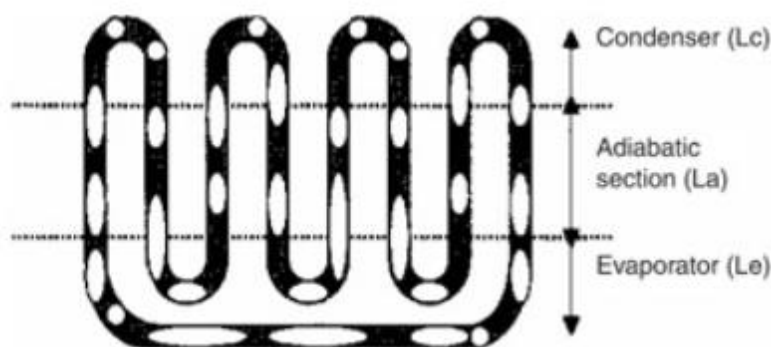


รูปที่ 2.1 ภาพตัดขวางของท่อความร้อน [2]

2.2 ท่อความร้อนแบบสั้น

ท่อความร้อนแบบสั้นมักเป็นท่อยาวคดเคี้ยว ประกอบด้วย Serpentine channel ที่มีขนาดเป็นแบบคาปิลลารี ในเริ่มแรกจะกำจัดการท่อความร้อนแบบสั้นออกก่อนแล้วเติมสารทำงานเพียงบางส่วน ซึ่งทำให้แรงตึงผิวส่งผลให้เกิดก้อนของเหลวสลักกับฟอง เมื่อให้ความร้อนกับส่วนระเหย สารทำงานจะเริ่มระเหยทำให้แรงดันไอเพิ่มขึ้นภายในท่อ ส่งผลให้ฟองในส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นและผลึกของเหลวให้ไหลไปยังส่วนควบแน่น ความเย็นของส่วนควบแน่นจะทำให้แรงดันไอลดลงและเกิดการควบแน่นของฟองไอ ในกระบวนการนี้จะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องระหว่างส่วนระเหยและส่วนควบแน่นทำให้เกิดการเคลื่อนที่แบบสั้นภายในท่อ และความร้อนจะถูกถ่ายเทจากการคายพลังงาน

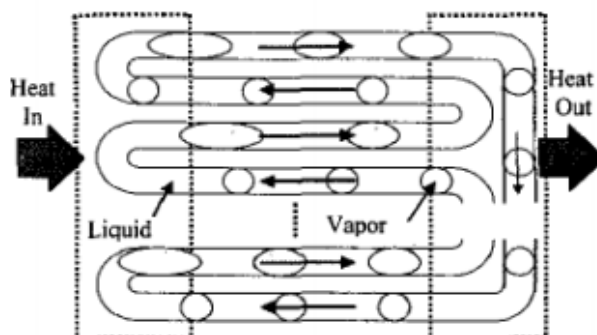
ความร้อนจำเพาะของการกลายเป็นไอและเหมือนว่าจะมีความร้อนสัมผัสถ่ายเทจากก้อนของเหลวด้วยเช่นกัน [3]



รูปที่ 2.2 แสดงภาพจำลองของท่อความร้อนแบบสัน [6]

Akashi และ Polasek ได้อธิบายหลักการพื้นฐานของท่อความร้อนแบบสันว่า เมื่อปลายของของท่อคาปิลลารีที่มีลักษณะโค้งเป็นลูกคลื่นมีอุณหภูมิสูงขึ้น สารทำงานภายในจะระเหยและเพิ่มแรงดันไอ ทำให้เกิดฟองไอในส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้น และเคลื่อนที่ไปยังส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ส่วนควบแน่น) การควบแน่นที่ส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำจะทำให้เกิดความแตกต่างของแรงดันมากขึ้น เนื่องจากทั้งสองส่วนนี้เชื่อมต่อกัน ส่งผลให้เกิดการสันของฟองไอและแท่งของเหลวในทิศทางแนวแกน ความถี่และแอมพลิจูดของการสันขึ้นอยู่กับแรงเฉือนของการไหลและอัตราส่วนของมวลน้ำภายในท่อ [3]

ในปี 1999 Polasek ได้กล่าวว่า เพื่อให้การทำงานของท่อความร้อนแบบสันสำเร็จนั้น แท่งของเหลวและฟองไอต้องเคลื่อนที่ในทิศทางเดียวกันภายในท่อคาปิลลารีตลอดความยาวท่อ โดยการทำให้ท่อเป็นสุญญากาศก่อน หลังจากนั้นจึงเติมสารทำงานเข้าไปบางส่วน แท่งของเหลวและฟองไอจะเคลื่อนที่ไปในทิศทางเดียวกันเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อความร้อนมีขนาดเล็กและเหมาะสม (0.5-3 มิลลิเมตร) สภาวะที่สำคัญอีกอย่างในการทำงานของท่อความร้อนแบบสันคือ การเชื่อมต่อกันในชุดที่มีกลุ่มของท่อคาปิลลารีคดโค้งขนานกัน [5]



รูปที่ 2.3 หลักการพื้นฐานของท่อความร้อนแบบสั่น [5]

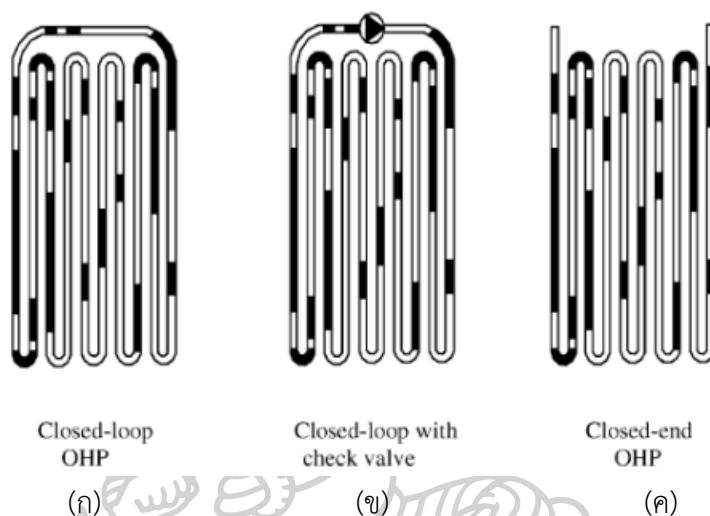
ลักษณะของท่อความร้อนแบบสั่นเมื่อเทียบกับท่อความร้อนแบบดั้งเดิม [5] มีดังนี้

- (1) ความดันของสารทำงานลดลงเล็กน้อย เพราะสารทำงานส่วนใหญ่หรือทั้งหมดไม่ได้ไหลผ่านโครงสร้างแบบที่มีวัสดุพอรุน
- (2) ง่ายต่อการออกแบบและสร้าง ต้นทุนการผลิตต่ำ เพราะไม่จำเป็นต้องมีโครงสร้างที่มีวัสดุพอรุนเป็นส่วนใหญ่หรือทุกส่วนในท่อความร้อนแบบสั่น
- (3) ความดันของเหลวจะลดลงเนื่องจากความฝืดของการไหลของไอจะไปลดการไหลของไอเช่นเดียวกับของเหลว
- (4) เนื่องจากแรงขับจากความร้อน ทำให้เกิดการไหลแบบสั่น และส่งผลให้มีช่องว่างที่ผิวเกิดเป็นฟิล์มบางและยังช่วยเพิ่มการระเหยและควบแน่นของการถ่ายเทความร้อนนั่นเอง
- (5) ความร้อนเพิ่มขึ้นในส่วนระเหยจากนั้นจะถูกถ่ายเทโดยการพาความร้อน อีกทั้งยังถ่ายเทจากการเปลี่ยนเฟสเนื่องจากการไหลแบบสั่นในท่อคาปิลลารี

2.3 การออกแบบและการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น

Akachi เป็นผู้เริ่มอธิบายปรากฏการณ์ที่ได้ทำการสังเกตท่อความร้อนแบบสั่นว่า ท่อความร้อนแบบสั่นเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน 2 ชั้นแบบไม่ใช้พลังงาน ซึ่งไม่จำเป็นต้องใช้ปั๊มเครื่องยนต์ในการถ่ายเทความร้อน ข้อดีของท่อความร้อนแบบสั่นคือ ตอบสนองต่อความร้อนได้ไว ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูง ขนาดเล็ก และมีโครงสร้างอย่างง่าย อย่างไรก็ตาม ข้อเสียคือ หลักการของท่อความร้อนแบบสั่นไม่สามารถอธิบายได้อย่างชัดเจนและไม่สามารถทำงานได้ในตำแหน่งรูปแบบอื่น [3]

ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถแบ่งออกเป็น 3 ชนิด คือ (1) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLOHP) โดยปลายทั้งสองของท่อความร้อนเชื่อมต่อกันเป็นวงปิด (2) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีการติดตั้งวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) จะทำให้สารทำงานเคลื่อนที่ในทิศทางจำเพาะเจาะจง และ (3) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (CEOHP) โดยปลายของท่อความร้อนปิดทั้งสองด้าน [7] ดังแสดงในรูปที่ 2.4

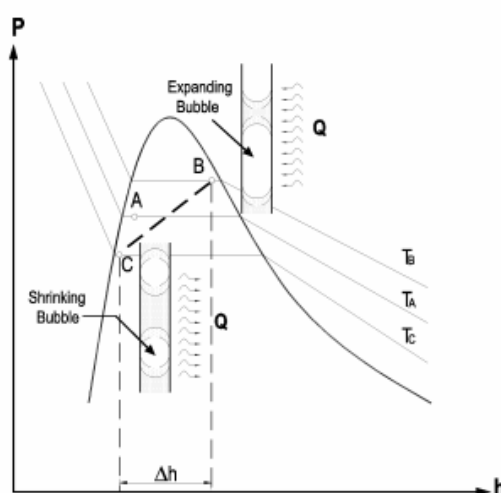


รูปที่ 2.4 แสดงชนิดของท่อความร้อนแบบสั่น

- (ก) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLOHP)
 (ข) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีการติดตั้งวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV)
 (ค) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (CEOHP)

สำหรับในกรณีเมื่อท่อความร้อนแบบสั่นมีอุณหภูมิคงที่ตลอด เฟสของเหลวและไอของปลายท่อความร้อนแบบสั่นจะอยู่ในสถานะเสถียรที่ความดันอิมพัลส์ที่อุณหภูมิคงที่ค่าหนึ่ง ดังแสดงในรูปที่ 2.5 แสดงแผนภาพความดันและเอนทัลปีของท่อความร้อนแบบสั่น [2] จุด A แทนสถานะกลางทางเทอโมไดนามิกส์ของท่อความร้อนแบบสั่น ในระหว่างการทำงานจะมีความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นซึ่งทำให้เกิดสภาวะความดันไม่เสถียร และเกิดการถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนทำระเหยและมีฟองเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่อง จากนั้นจะเคลื่อนไปยังจุด B โดยอาศัยแรงดันและอุณหภูมิที่สูงกว่าที่จุด A ในการเคลื่อนที่ ซึ่งทำให้ของเหลวไหลไปยังส่วนควบแน่นได้ ในขณะที่ส่วนควบแน่นอยู่ในตำแหน่งปลายตรงข้ามของท่อความร้อนแบบสั่นเพื่อช่วยให้เกิดความดันแตกต่างระหว่าง 2 จุด เป็นแรงผลักดันให้จุด A เคลื่อนไปยังจุด C ที่มี ความดันและอุณหภูมิต่ำกว่า ส่งผลให้การพัฒนาระยะไม่เสถียรระหว่างแรงขับเคลื่อนทางความร้อน อีกทั้งระบบพยายามที่จะทำให้

ความดันภายในกลับคืนสู่สภาวะคงตัว เนื่องจากการเชื่อมต่อภายในของท่อทำให้การเคลื่อนที่ของก้อนของเหลวและไอในส่วนควบแน่นเคลื่อนที่ไปยังส่วนต่อไปใกล้ส่วนระเหย โดยปฏิกิริยาระหว่างแรงขับและแรงฟื้นฟูทำให้เกิดการสิ้นของไอและก้อนของเหลวในแนวแกน อย่างไรก็ตามเป็นไปได้ที่จะทำให้การทำงานของท่อความร้อนแบบสันอยู่ในสภาวะแรงดันเสถียร ต่างจากท่อความร้อนแบบเดิม



รูปที่ 2.5 แผนภาพความดันและเอนทัลปีของท่อความร้อนแบบสัน

2.4 สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน

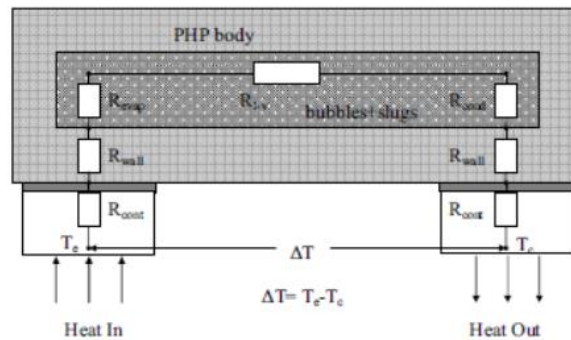
สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสันสามารถวิเคราะห์ได้จากค่าความต้านทานความร้อน โดยขึ้นอยู่กับโครงสร้าง รูปร่าง วัสดุ และความยาว หลักสำคัญของสมรรถนะทางความร้อนคือ ความแตกต่างของอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น (ΔT) ต่อค่าความร้อนที่ป้อนให้กับท่อความร้อน (Q) สามารถเขียนได้ ดังแสดงในสมการที่ 2.1

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{Q_{in}} \quad (2.1)$$

โดย	R_{th}	คือ	ความต้านทานความร้อน (K/W)
	ΔT	คือ	อุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น (K)
	Q_{in}	คือ	ความร้อนป้อนเข้า (W)

2.4.1 ความต้านทานของท่อความร้อนแบบสั้น

ค่าความต้านทานรวมประกอบด้วยหลายองค์ประกอบ โดยเริ่มจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น ดังแสดงในรูปที่ 2.6 แสดงองค์ประกอบความต้านทานของท่อความร้อนแบบสั้น ซึ่งมี 2 ความต้านทานที่เกิดจากความต้านทานการนำความร้อนในผนัง (R_{wall}) ที่จะมีในทั้งจากส่วนระเหยและส่วนควบแน่น (R_{evp} และ R_{cond}) และความต้านทานความร้อนตลอดความยาวท่อ (R_{l-v}) ซึ่งประกอบด้วยความต้านทานการนำความร้อนตลอดผนังและความต้านทานความร้อนเนื่องจากความจุของของไหล และความต้านทานความร้อน 2 ที่เกิดจากความต้านทานจากการสัมผัสเนื่องความหยาบของผิว และสิ่งสำคัญที่ควรรู้สำหรับท่อความร้อนแบบที่มีวัสดุพรุน ความต้านทานความร้อนจำเป็นต้องใส่เพิ่มเติมให้ผนังท่อเพื่อชดเชยโครงสร้างแบบที่มีวัสดุพรุน



รูปที่ 2.6 แสดงองค์ประกอบความต้านทานของท่อความร้อนแบบสั้น

ค่าความจุของการถ่ายเทความร้อน (Q) ของท่อความร้อนแบบสั้น สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.2)

$$Q = \frac{\Delta T}{2R_{wall} + R_{evp} + R_{cond} + R_{l-v} + 2R_{cont}} = \frac{\Delta T}{\frac{L_{eff}}{k_{eff} \cdot A_{cross}}} \quad (2.2)$$

โดย	ΔT	คือ	อุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น (K)
	k_{eff}	คือ	ประสิทธิภาพการนำความร้อน
	L_{eff}	คือ	ประสิทธิภาพความยาว
	A_{cross}	คือ	พื้นที่หน้าตัดของท่อความร้อนแบบสั้น

2.4.1.1 ความต้านทานการสัมผัส (R_{cont})

การติดต่อความร้อนอย่างเหมาะสมจะทำให้เกิดความต้านทานความร้อนจากการสัมผัสน้อยแต่แรงต้านทานการนำความร้อนในผนังไม่มีผล อย่างไรก็ตามทั้งความต้านทานทั้งการสัมผัสและนำความร้อนนั้นเกือบจะไม่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิการทำงาน ดังนั้นความต้านทานความร้อนเนื่องจากการระเหยในส่วนระเหย (R_{evp}) การไหลสองเฟสตลอดท่อ (R_{L-V}) และการควบแน่นในส่วนควบแน่น (R_{cond}) ต่างล้วนเป็นส่วนสำคัญต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อน [2] เพื่อให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเหมาะสม ต้องทำให้ความต้านทานจากการสัมผัสน้อยลง

2.4.1.2 ความต้านทานของผนัง (R_{wall})

ทั้งความต้านทานการนำความร้อนในผนังและการนำความร้อนสูงของผนังไม่มีผล

2.4.1.3 ความต้านทานการระเหย (R_{evap}) และความต้านทานการควบแน่น (R_{cond})

ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการระเหยในส่วนระเหยและควบแน่นในส่วนควบแน่น เป็นพารามิเตอร์สำคัญในการทำให้ประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสันเหมาะสม สำหรับการไหลสองเฟสเริ่มพัฒนาในส่วนระเหยและเคลื่อนไปยังส่วนควบแน่น โดยที่ฟองจะสลายและปล่อยพลังงานจำเพาะจากการระเหยออกมา งานวิจัยมากมายพยายามประมาณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลเดือดในท่อความร้อนแบบสัน สำหรับข้อมูลนี้ครอบคลุมท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางตั้งแต่ 0.5 มิลลิเมตร ถึง 2.92 มิลลิเมตร และอัตราความร้อนที่ผ่านต่อพื้นที่จาก 25 kW/m^2 เป็น 700 kW/m^2 มีรายงานว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของการไหลเดือดอยู่ในช่วง $1000 \text{ W/(m}^2 \times \text{°C)}$ และ $8500 \text{ W/(m}^2 \times \text{°C)}$ จากผลการทดลองนี้ซึ่งตรงกันกับความต้านทานความร้อนในท่อความร้อนแบบสันในส่วนระเหยและควบแน่นมีค่าประมาณในช่วง $(0.001/\text{A}) \text{ °C/W}$ และ $1.18 \times 10^{-4}/\text{A} \text{ °C/W}$ [8]

2.4.1.4 ความต้านทานความร้อนของเฟสของเหลวและไอ (R_{L-V})

ความต้านทานความร้อนของเฟสของเหลวและไอ (R_{L-V}) เป็นพารามิเตอร์ที่สำคัญต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสัน และเป็นฟังก์ชันของสถานะความดัน/อุณหภูมิ ระหว่างส่วนระเหยและส่วนควบแน่น โดยความต้านทานนี้เป็นตัวกำหนดอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันและยังขึ้นอยู่กับปัจจัยเหล่านี้ [8]

(1) จำนวนโค้งเล็กน้อยทำให้มีจำนวนโค้งเล็กน้อยมาก เพื่อเพิ่มอัตราและระยะของการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสัน

(2) อัตราส่วนของสารที่เติม เป็นอัตราส่วนโดยปริมาตรของท่อ ความร้อนซึ่งเริ่มเติมของเหลวในตอนต้น สำหรับอัตราส่วนการเติมที่เหมาะสมนั้นได้จากการทดลอง เป็นค่าที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่อุณหภูมิที่กำหนด

(3) ผลจากขนาดของส่วนระเหยและส่วนควบแน่น หลักการง่ายๆ คือ พื้นที่ของส่วนควบแน่นควรมากกว่าส่วนระเหยเพื่อหลีกเลี่ยงการแห้งของส่วนระเหยและส่วนควบ ออกแบบทั้งสองส่วนให้เหมาะต่อการใช้งาน

(4) มุมเอียง หาค่ามุมได้จากการทดลองมุมที่ทำให้อัตราการถ่ายเท ความร้อนสูงสุดที่อุณหภูมิที่กำหนด

(5) สารทำงาน การเลือกสารทำงานควรเลือกแบบที่สามารถช่วย การทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นในช่วงอุณหภูมิของการใช้งาน มักจะอยู่ในช่วง 50°C ถึง 150°C ซึ่งช่วงอุณหภูมินี้มีสารทำงานให้เลือกมากมาย จึงควรพิจารณาคูณสมบัติของสารทำงานดังนี้

- (5.1) เข้ากันได้กับวัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อนแบบสั่น
- (5.2) มีเสถียรภาพทางความร้อน
- (5.3) ความสามารถในการเปียกผิว
- (5.4) ความดันไอที่เหาะสม
- (5.5) ความร้อนจำเพาะสูงและนำความร้อนได้ดี
- (5.6) ความหนืดของของเหลวและไอต่ำ
- (5.7) จุดเยือกแข็งเหมาะสม

สำหรับการใช้งานส่วนใหญ่ คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของ น้ำถือเป็นตัวเลือกที่ดีเหมาะกับการใช้งานของท่อความร้อนแบบสั่น เพราะน้ำมีความร้อนจำเพาะสูง ซึ่งช่วยกระจายความร้อนได้มากแม้จะมีของไหลไหลผ่านน้อย และนำความร้อนสูงจึงช่วยลดความ แตกต่างของอุณหภูมิ อย่างไรก็ตามน้ำมีความตึงผิวสูงและอาจส่งผลกระทบต่อท่อความร้อนแบบสั่น เพราะไปเพิ่มแรงเสียดทานและจำกัดการไหลแบบสั่นของสองเฟสในท่อ จึงควรเลือกเมทานอลแทน น้ำโดยเฉพาะการใช้งานที่อุณหภูมิต่ำกว่า 0°C และมีความตึงเป็น 1 ใน 3 ของน้ำ [2]

(6) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ส่งผลโดยตรงต่อท่อความร้อน แบบสั่นโดยที่เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกที่ใหญ่กว่าจะส่งผลให้ความต้านทานความร้อนที่ผนังต่ำทำให้เพิ่มประสิทธิภาพการนำความร้อน โดยเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อคาปิลลารีต้องมีขนาดเล็กพอ สามารถคำนวณได้ดังสมการที่ 2.3

$$D_i \leq 2 \left(\frac{\sigma}{\rho g} \right)^{0.5} \quad (2.3)$$

โดย	σ	คือ	ความตึงผิวของสารทำงาน
	g	คือ	ความเร่งโน้มถ่วง
	ρ_l	คือ	ความหนาแน่นของของเหลว
	ρ_v	คือ	ความหนาแน่นของของเหลว

ถ้า $D < D_{max}$ แรงตึงผิวสูงและเกิดกลุ่มฟองแก๊สที่เสถียร อย่างไรก็ตาม ถ้า $D > D_{max}$ แรงตึงผิวจะลดลงและสารทำงานจะแยกเป็นชั้นตามแรงโน้มถ่วงและการสั่นจะหยุด ท่อความร้อนแบบสันอาจทำงานเป็นตัวเชื่อมแฉกของสองเฟสที่ไหลแยกกันตามอุณหภูมิตามเทอร์โมไซฟอน [2]

2.4.2 อัตราส่วนการเติมในท่อความร้อนแบบสัน

อัตราการเติมคืออัตราส่วนของสารโดยปริมาตรของท่อความร้อนซึ่งเริ่มต้นจากการเติมของเหลว โดยจะมีข้อจำกัดการเติมที่แตกต่างกัน 2 แบบ คือ 0% และ 100% สำหรับที่ 0% ท่อความร้อนจะอยู่ในโหมดการนำความร้อนและมีความต้านทานความร้อนสูงมากเกินไป ในกรณีนี้เกิดจากมีสารทำงานไม่เพียงพอต่อการสร้างก้อนของเหลวแยกออกมาจะมีโอกาสทำให้ส่วนระเหยแห้งสำหรับที่ 100% จะพบฟองเล็กน้อยซึ่งทำให้ท่อความร้อนแบบสันทำงานแบบเฟสเดียวแบบ thermosyphon ในขณะที่ภายใต้สภาวะนี้จะไม่เกิดการไหลแบบสันแต่ยังคงมีการถ่ายเทความร้อนจากการไหลเวียนของของเหลวในท่อเนื่องจากความร้อนทำให้เกิดแรงลอยตัว การทำงานของ thermosyphon ในที่ความร้อนแบบสันมาสูงสุดในการวางแนวตั้งและจะหยุดเมื่อวางแนวนอน

นอกจากนี้ข้อจำกัดของการเติมยังมีการใช้แบบที่แตกต่างกัน 3 อัตราส่วน คือ ใกล้เคียง 100%, ใกล้เคียง 0% และช่วงการทำงานจริงของท่อความร้อนแบบสัน ในกรณี ใกล้เคียง 100% สารทำงานที่เติมในท่อไม่สามารถเกิดฟองได้มากพอเพื่อทำให้เกิดการเคลื่อนไหวเยอะๆในท่อซึ่งไปลดประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสัน แม้กระทั่งแรงลอยตัวที่ช่วยให้เกิดการไหลของของเหลวก็จะไม่เกิดขึ้นเพราะแรงตึงผิวที่เพิ่มขึ้นจากฟอง สำหรับกรณี ใกล้เคียง 0% คือมีของเหลวในท่อไม่เพียงพอในการเกิดกลุ่มก้อนของเหลว ในสภาวะนี้จะทำให้ส่วนระเหยนั้นแห้งได้ ค่าที่เหมาะสมเพื่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสันจะอยู่ระหว่างขีดจำกัดทั้งสองนี้หรือเรียกว่าช่วงการทำงานที่เหมาะสมของท่อความร้อน

ร้อนแบบสั้น ซึ่งมักจะมียัตราส่วนการเติมอยู่ระหว่าง 20% และ 70% ซึ่งทำให้เกิดการไหลสองเฟส และทำให้ท่อความร้อนแบบสั้นเป็นอุปกรณ์ที่เกิดการสั่นภายในจริงๆ

ช่วงที่ใช้ในการทำงานจริงจะมีความแตกต่างกันไปตามสารทำงานที่ใช้พารามิเตอร์ และการสร้างท่อ โดยอัตราส่วนการเติมที่ต่ำกว่าจะเกิดฟองมากกว่าและเพิ่มการสั่นมากขึ้น แต่จะมีปริมาณของเหลวในการถ่ายเทความร้อนสัมผัสผิวน้อย ตรงกันข้ามถ้าอัตราการเติมสูงกว่าจะเกิดฟองน้อยกว่าลดการเคลื่อนที่ในท่อและลดประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้น [2] ดังนั้นจึงควรหาจุดสมดุลที่เหมาะสมเพื่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้น

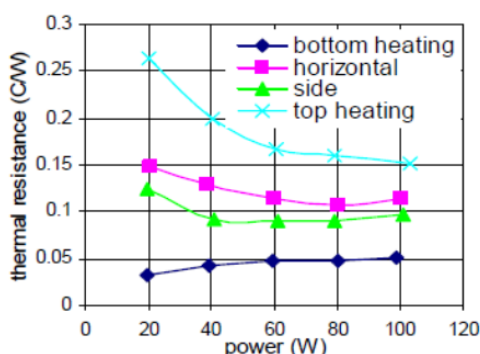
2.5 คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น

ตั้งแต่ปลาย 1990 ได้มีการทดลองและการค้นคว้าและวิเคราะห์ข้อมูลและตัวเลขโดยนักวิจัยมากมายเพื่อทำความเข้าใจท่อความร้อนแบบสั้น ในการค้นคว้านี้เน้นไปที่กลไกเบื้องหลังของท่อความร้อนแบบสั้นและลักษณะของการถ่ายเทความร้อน ในหลายการทดลองได้ทำให้เห็นรูปแบบของการไหลอีกทั้งยังมี สมการคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายการพฤติกรรมไหลและอุณหภูมิในท่อความร้อนแบบสั้น จากที่กล่าวถึงก่อนหน้านี้อุณหภูมิแบบสั้นมี 3 ชนิดแตกต่างกัน โดยจะกล่าวถึงการวิเคราะห์ลักษณะการถ่ายเทความร้อนของแต่ละอุปกรณ์ในส่วนถัดไป

2.5.1 ตำแหน่งการทำงานท่อความร้อนแบบสั้น

จากการทดลองของ Xu และคณะ ได้ศึกษาประสิทธิภาพของความร้อนโดยใช้ตัวอย่างท่อความร้อนแบบสั้นชนิดแบนที่ทำจากอะลูมิเนียม พวกเขาพบว่าอุณหภูมิและพื้นที่ผิวส่วนทำให้เย็นในส่วนควบแน่นค่อนข้างมีผลกระทบต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนน้อยในขณะที่ปัจจัยที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพโดยรวมของท่อความร้อนแบบสั้นหลักๆคือตำแหน่งการทำงานของท่อ พื้นที่ผิว และสารทำงาน พวกเขาได้ศึกษารูปแบบการให้ความร้อน 4 แบบ รวมถึงการให้ความร้อนกับท่อความร้อนแบบสั้นแบบวางแนวตั้งจากทั้งด้านบนและล่าง เช่นเดียวกับท่อความร้อนแบบสั้นแบบวางแนวราบทั้งจากล่างและด้านบนข้าง [9]

ผลการทดลองของพวกเขาแสดงให้เห็นว่าแรงโน้มถ่วงไม่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดแบน โดยท่อความร้อนแบบสั้นจะมีประสิทธิภาพทางความร้อนต่ำที่สุดเมื่อให้ความร้อนจากข้างล่าง และมีประสิทธิภาพโดยรวมต่ำสุดเมื่อให้ความร้อนจากด้านบน เนื่องจากเมื่อพลังงานเพิ่มขึ้นทำให้ประสิทธิภาพความแตกต่างระหว่างรูปแบบการให้ความร้อนลดลง แรงโน้มถ่วงส่งผลเพียงเล็กน้อยต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นแบบให้ความร้อนแนวราบ อย่างไรก็ตามมันทำหน้าที่สำคัญในการกระจายแรงดันตลอดท่อความร้อนเนื่องจากความแตกต่างของแรงดันระหว่างส่วนระเหยและส่วนควบแน่น แสดงผลดังภาพที่ 7 แสดงปัจจัยของตำแหน่งการทำงานต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสั้นชนิดแบน



รูปที่ 2.7 แสดงปัจจัยของตำแหน่งการทำงานต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อนแบบสันชนิดแบน

2.6 ลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

ข้อดีของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดคือสมบัติการถ่ายเทความร้อนได้ในการวางทุกแบบ ความว่องไวในการตอบสนอง และโครงสร้างภายในไม่ต้องเป็นแบบ wick และท่อความร้อนแบบสันปลายปิดมีความซับซ้อนของกลไกการทำงานน้อยที่สุดจากชนิดทั้งหมดของท่อความร้อนแบบสัน จากการทดลองของงานวิจัยทำให้เกิดการสังเกตอย่างเป็นระบบของลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดทั้งในสถานะคงที่และวิกฤต โดยจะกล่าวถึงผลการทดลองในส่วนต่อไป

การถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสันปลายปิดมีลักษณะดังนี้ เมื่อได้รับความร้อนที่ส่วนระเหยแล้วจะทำให้เกิดฟองไอจากความร้อนจำเพาะ จากนั้นฟองจะเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่น ด้วยแรงลอยตัวจึงเกิดการบีบ ฟองที่เคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นส่วนใหญ่จะแตกและปลดปล่อยความร้อนจำเพาะออกมา โดยที่การถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นผ่านการเปลี่ยนเฟสซึ่งไม่ขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิ อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนขึ้นอยู่กับการระเหย แรงลอยตัว และกลไกการควบแน่น [7]

2.6.1 งานวิจัยของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่สภาวะคงตัว

Rittidech et al. ได้ทำการทดลองวิจัยลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่สภาวะคงตัว โดยใช้การตั้งค่าการทดลองที่ประกอบด้วยท่อความร้อนแบบสันที่อ่างให้ความร้อนเป็นสันระเหยและอ่างน้ำเย็นเป็นส่วนควบแน่น เป็นการทดลองที่มุ่งจะศึกษาปัจจัยของเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวของส่วนระเหย จำนวนของโค้งท่อ และพารามิเตอร์ของมิติต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดในการวางแบบแนวราบ [7]

2.6.2 ปัจจัยจากรูปร่างเรขาคณิตของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด

จากการทดลองบันทึกไว้ว่าเส้นผ่านศูนย์กลางภายในต้องมีค่าน้อยกว่าค่าสูงสุดที่หาได้โดยใช้สมการที่ 2.3 และมีค่ามากกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางที่หาได้จากการทดลอง ไม่เช่นนั้นท่อความ

ร้อนแบบสันจะไม่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ สรุปลงได้เส้นผ่านศูนย์กลางยิ่งใหญ่อัตราการเคลื่อนที่ ความร้อนต่อพื้นที่ (Heat flux) จะสูงด้วย

สำหรับการทดลองที่มีความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เท่ากันทำให้ Heat flux ที่ขาเข้าและขาออกของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดมีค่าเท่ากัน และสังเกตเห็นว่า เมื่อความยาวของส่วนระเหยเพิ่มขึ้น Heat flux จะลดลงสำหรับสารทำงานทุกชนิด สรุปลงได้ว่า ความยาวของส่วนระเหยลดลง ประสิทธิภาพของความยาวระหว่างส่วนควบแน่นและส่วน ระเหยจะลดลงด้วย ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนโดยสารทำงาน

เมื่อพิจารณาปัจจัยของจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อน (n) ต่อ Heat flux ในท่อ ความร้อนแบบสันปลายปิดแบบแนวราบพบว่า จำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนส่งผลโดยตรงต่อ Heat flux จากการศึกษาทำให้ทราบว่า Heat flux ที่มากที่สุดของสารทำงาน R-123 และเอทานอล คือ ต้องให้ท่อความร้อนแบบสันปลายปิดมีโค้งท่อจำนวน 14 โค้งเกลียว เมื่อเปรียบเทียบผลกับการ ทดลองที่คล้ายกันสามารถสรุปลงได้ว่า จำนวนโค้งเกลียวที่เหมาะสม จะทำให้ Heat flux มีค่าเพิ่มขึ้นและ ลดลงเมื่อจำนวนโค้ง n เพิ่มขึ้น

2.6.3 ปัจจัยของพารามิเตอร์ไร้มิติ

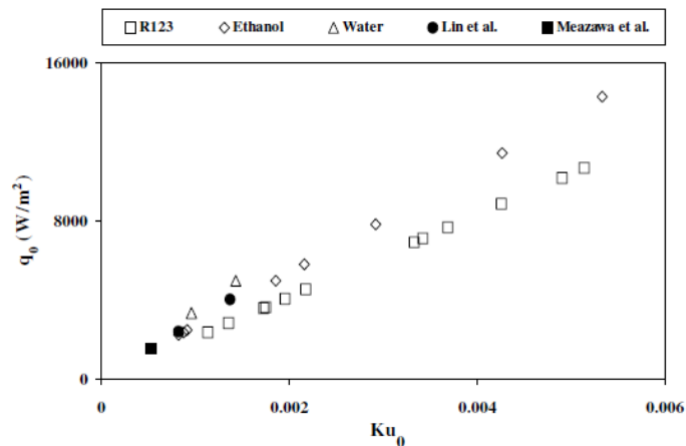
สำหรับท่อความร้อนแบบสันปลายปิดจะมีพารามิเตอร์ที่คาดว่าส่งผลต่อ Heat flux ดังนี้

- (1) Weber number (We) คือ อัตราส่วนของแรงไดนามิกส์และแรงตึงผิว
- (2) Froude number (Fr) คือ อัตราส่วนของความหนืดไดนามิกส์ต่อน้ำหนัก
- (3) Bond number (Bo) คือ อัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิว
- (4) Prandtl number (Pr_v) คือ อัตราส่วนของความร้อนแฝงต่อการนำความร้อนของไอ
- (5) Kutateladze number (Ku) คือ อัตราส่วน Heat flux ต่อ Heat flux ค่าวิกฤติ

สำหรับการไหลสองเฟส ปฏิบัติการไหลสวนทางระหว่างของเหลวและไอสามารถ อธิบายได้โดย We และ Fr โดย Bo ใช้แทนสถานะของฟองไอซึ่งเกิดขึ้นสภาวะที่ฟองก๊าซที่เกิดขึ้นและ แยกตัวออกไป (Nucleate boiling) Pr_v แทนปรากฏการณ์ถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนใน ท่อ ซึ่งอาจจะเกิดเมื่อฟองไอซึ่งเคลื่อนที่จากส่วนระเหยไปยังส่วนควบแน่นในตัวกลางของการถ่ายเท ความร้อนแบบการพาความร้อน ส่วน Ku ใช้อธิบายความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนขาเข้าและ Heat flux วิกฤติของระบบใดๆ

จากการศึกษาพบว่า We , Fr และ Bo ไม่มีความสัมพันธ์กับ Heat flux ในขณะที่ Pr_v ไม่ได้มีความสัมพันธ์โดยตรงต่อ Heat flux ซึ่งสามารถเห็นได้ว่า ผลของการทดลองมีค่าตกลงเมื่อ

ความยาวของส่วนระเหยเพิ่มขึ้น สำหรับ Ku มีความสัมพันธ์แบบเส้นตรงต่อ Heat flux ดังนั้น Pr_v และ Ku สามารถใช้กำหนดสูตรความสัมพันธ์เพื่อทำนาย Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดแบบวางแนวราบดังแสดงในรูปที่ 2.8 แสดง Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดต่อ Ku [7]



รูปที่ 2.8 แสดง Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดต่อ Ku [7]

2.6.4 ความสัมพันธ์เพื่อทำนาย Heat flux

ความสัมพันธ์เพื่อทำนาย Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดแนวราบสามารถเขียนได้ดังสมการที่ 2.4

$$Ku_o = 0.0052 \times \left[\left(\frac{D_i^{4.3} L_t^{0.1}}{L_e^{4.4}} \right) n^{0.5} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) Pr_v^{-2.5} \right]^{0.116} \quad (2.4)$$

โดย $\left(\frac{D_i^{4.3} L_t^{0.1}}{L_e^{4.4}} \right)$ คือ ขนาดของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด ยกตัวอย่างคือถ้ามันมีค่าสูงแล้วท่อจะมีขนาดใหญ่และส่วนระเหยจะสั้น ทำให้ Heat flux มีค่าสูง แต่ถ้าเทอมนี้มีค่าต่ำแล้วท่อจะมีขนาดเล็กและส่วนระเหยจะยาวทำให้ Heat flux มีค่าต่ำ

n คือ จำนวนโค้งเลี้ยว

Pr_v คือ มีค่าต่ำการถ่ายเทความร้อนของก้อนไอน้ำมีค่าสูงกว่าโมเมนตัมการถ่ายเทของมัน เช่น ก้อนไอน้ำสามารถถ่ายเทพลังงานความร้อนไปยังส่วนควบแน่นได้อย่างมีประสิทธิภาพ

$\frac{\rho v}{\rho l}$ คือ อัตราส่วนความหนาแน่นของไอและของเหลวที่ความดัน
ของการทำงานของสารทำงาน

จากสมการที่ 2.4 สามารถใช้ทำนาย Heat flux ของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน $\pm 30\%$ อย่างไรก็ตาม สมการนี้ไม่ได้รวมถึงพารามิเตอร์ของการสั่นและปรากฏการณ์การหมุนเวียนภายในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด จึงเป็นส่วนในการการจะใช้วิจัยต่อไปในอนาคต

2.6.5 งานวิจัยของท่อความร้อนแบบสั้นที่สภาวะวิกฤติ

Katpradit และคณะ [11] Rittidesh และคณะ [7] และได้วิจัยลักษณะของการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดแนวราบที่สภาวะวิกฤติ สภาวะวิกฤติคือจุดที่ซึ่งเกิดการระเหยไปจนทำให้แห้ง เชื่อว่าเมื่อท่อความร้อนแบบสั้นได้รับความร้อนที่เพิ่มขึ้น ความดันไอก็เพิ่มขึ้นตามมา ถ้าความดันไอส่งไป ก้อนของเหลวจะถูกถ่วงไว้ไม่ให้เคลื่อนที่กลับไปยังส่วนระเหยเป็นสาเหตุให้ความต้านทานทางความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วทำให้ไปกั้นการถ่ายเทความร้อนจากส่วนระเหยไปยังส่วนควบแน่นทำให้เกิดการแห้งในส่วนระเหย

เมื่อใช้การตั้งค่าการทดลองเหมือน Rittidech และคณะ [7] โดย Katpradit และคณะ [11] ใช้ R-123 เอทานอล และน้ำเพื่อศึกษาปัจจัยของสมบัติกายภาพความร้อนของสารทำงาน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเมื่อจำนวนโค้งของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดมีค่าสูง ทำให้ปรากฏการณ์การแห้งในส่วนระเหยเป็นส่วนแรกใกล้กับโค้งหนึ่งของปลายปิดของท่อ หลังจากนั้นเมื่อความร้อนเพิ่มมากขึ้นจะเกิดการแห้งไปทั่วภายในส่วนระเหย เช่นเดียวกันการแห้งไปทั่วในส่วนระเหยของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่มีจำนวนโค้งน้อย

สำหรับในการวิจัยนี้ สามารถคำนวณค่า Heat flux วิกฤติ ที่จุดที่เกิดการแห้ง และตรวจพบจากการติดตามอุณหภูมิของส่วนระเหย เมื่อถึงจุดวิกฤติ อุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเนื่องจากของเหลวจากส่วนควบแน่นไม่สามารถกลับมาส่วนระเหยได้ ซึ่งส่งผลให้ความต้านทานทางความร้อนและแรงในท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดทำให้ท่อหยุดทำงาน จากการศึกษาสามารถสรุปได้ว่า ค่า eat flux วิกฤติจะมีค่าลดลงเมื่อความยาวของส่วนการทำงานเพิ่มขึ้นและค่า Heat flux วิกฤติจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความร้อนจำเพาะของการระเหยเพิ่มขึ้น

2.6.6 ผลกระทบจากรูปทรงสามมิติของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด

สำหรับในการทดลอง ส่วนระเหยและส่วนควบแน่นจะมีความยาวเท่ากันและมี heat flux เท่ากันด้วย แสดงให้เห็นว่าเมื่อความยาวของส่วนระเหยเพิ่มขึ้น ค่า Heat flux วิกฤติสำหรับสารทำงานทุกชนิด จะมีค่าลดลงที่การทำงานที่ตำแหน่งการวางที่ 0° และ 90° คำอธิบายที่

เป็นไปได้สำหรับเหตุการณ์นี้คือเมื่อความยาวของส่วนระเหยเพิ่มขึ้น ก้อนไอที่เกิดขึ้นภายในท่อจะมีความยาวขึ้น (ของเหลวที่ผิวหน้าระหว่างเฟสไอ-ของเหลวระเหยอย่างรวดเร็ว) และฟองไอเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ยาก อีกทั้งของเหลวในฟองไอจะระเหยอย่างรวดเร็วไปยังส่วนควบแน่น และไปห้วงของเหลวที่จะเคลื่อนที่กลับมายังส่วนระเหย จนทำให้ปริมาณของของเหลวมีไม่เพียงพอในส่วนระเหยจึงเกิดการแห้งขึ้น

2.6.7 ผลกระทบของพารามิเตอร์ไร้มิติ

พารามิเตอร์ไร้มิติของส่งผลกระทบต่อค่า heat flux วิฤติ สำหรับท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดขึ้นอยู่กับระนาบการวาง สำหรับท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่ทำงานที่ตำแหน่ง 0° จะมีพารามิเตอร์ไร้มิติเป็น $Ku, Di/L_e, Ja$ และ Bo โดยที่ ท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดที่ทำงานที่ตำแหน่ง 90° จะมีพารามิเตอร์ไร้มิติเป็น $Ku, Di/L_e, Ja, Bo$ และ $1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25}$

เมื่อให้ความร้อนกับท่อบริเวณส่วนระเหยแบบระนาบการทำงานที่ตำแหน่ง 0° จะเกิดการแยกตัวออกมาของฟองภายในท่อและฟองเกิดการรวมกัน จนเมื่อเพิ่มความร้อนที่ให้ความร้อนภายในท่อจะเพิ่มขึ้น ทำให้ไอเกิดเป็นก้อนไอยาวที่เคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นได้ยาก เป็นผลให้มีของเหลวไม่เพียงพอในส่วนระเหยทำให้เกิดการแห้ง พบว่าสามารถใช้สมการแทนพารามิเตอร์ไร้มิติที่ส่งผล $1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25}$ ของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิดแบบวางแนวอนดั่งนี้

$$Ku_0 = f\left\{\left(\frac{Di}{L_e}\right), Ja, Bo\right\} \quad (2.5)$$

ในทางกลับกัน ปรากฏการณ์การไหลของท่อความร้อนแบบสั้นที่ทำงานที่ตำแหน่ง 90° มีความแตกต่างอย่างมากกับที่ 0° สำหรับในกรณีที่ตำแหน่ง 90° เมื่อให้ความร้อนไปที่ส่วนระเหย จะเกิดการแยกตัวออกมาของฟองและก้อนไอจะเคลื่อนที่ออกจากส่วนระเหยไปยังส่วนควบแน่น และเมื่อความร้อนที่ให้เพิ่มขึ้น ของเหลวที่ผิวหน้าระหว่างเฟสของเหลว - ไอ ภายในท่อจะระเหยอย่างรวดเร็วและเกิดเป็นฟองยาว ถ้าคร่อนที่ให้เพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ไอจะเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูงพอที่จะไปกั้นผิวหน้าของของเหลวไม่ให้เคลื่อนกลับมาจากส่วนควบแน่น ทำให้เกิดของเหลวท่วมและหยุดการทำงานของท่อเพราะมีของเหลวไม่เพียงพอในส่วนระเหย

จากการวิเคราะห์พารามิเตอร์ไร้มิติของท่อความร้อนแบบสั้นที่ทำงานแนวตั้งจะคล้ายกับแนวราบ ยกเว้นที่จะมีค่า Weber number, Wa เพิ่มเข้ามา โดย Wallis Number ($1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25}$) สามารถใช้อธิบายปรากฏการณ์ ของเหลวท่วมที่ทำให้เกิดการแห้งในส่วนระเหยได้

และได้มาจากความเร็วของไอและความดันภายในท่อ และเหมือนกันก็สามารถเขียนแทน พารามิเตอร์ไร้มิติที่กระทบต่อค่า heat flux วิกฤติ ของท่อความร้อนแบบสันแนวตั้งได้ดังนี้

$$Ku_{90} = f\left\{\left(\frac{Di}{Le}\right), Ja, Bo, Wa\right\} \quad (6)$$

2.6.7 สมการความสัมพันธ์เพื่อใช้ทำนาย Heat Flux

อ้างอิงจากผลกระทบของพารามิเตอร์ไร้มิติต่อค่า heat flux วิกฤติของท่อความร้อนแบบสันปลายปิด มีความเป็นไปได้ที่จะพัฒนาความสัมพันธ์เพื่อทำนายค่า heat flux วิกฤติของ โหมดการวางแนวราบและแนวตั้ง โดยสามารถหาการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสัน ปลายปิดแบบแนวราบดังนี้

$$Ku_0 = 53,860 \times \left[\frac{Di}{Le}\right] \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}}\right] \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{0.5}\right]^{-1.32} \quad (7)$$

จากสมการ (7) จะเห็นได้ว่าพารามิเตอร์ไร้มิติที่มีอิทธิพลมากที่สุดต่อ Ku_0 คือ $\left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}}\right]$ เนื่องจากความจริงที่การวางแนวราบทำให้การถ่ายเทความร้อนเป็นผลจากการระเหยของของเหลว และการเคลื่อนที่ของไอไปยังส่วนคสบนแน่น และเมื่อให้ความร้อนเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ฟิล์มของเหลวจะบางลงและบางลงและถึงจุดวิกฤติ

สำหรับสมการความสัมพันธ์ของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดแบบโหมดแนวตั้งเพื่อทำนาย heat flux สามารถเขียนได้ดังนี้

$$Ku_{90} = 0.002 \times \left[\frac{Di}{Le}\right]^{0.92} \times \left[\frac{Cp\Delta T}{h_{fg}}\right]^{-0.212} \times \left[Di \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}\right]^{0.5}\right]^{-0.59} \times \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25}\right]^{13.06} \quad (8)$$

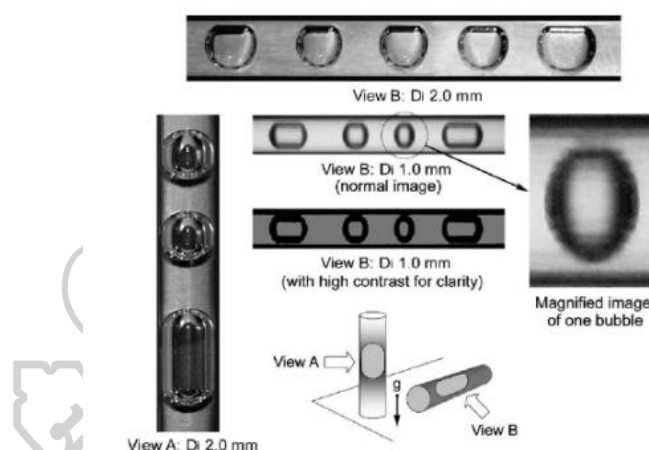
จากสมการที่ (8) จะเห็นได้ว่าพารามิเตอร์ไร้มิติที่มีอิทธิพลมากที่สุดต่อ Ku_{90} คือ

$$1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.25} \text{ ซึ่งแทนการเกิดของเหลวท่วมในท่อความร้อนแบบสันปลายปิด}$$

เมื่อเปรียบเทียบการทำนาย heat flux โดยใช้สมการที่ (7) และ (8) กับข้อมูลจากการทดลองพบว่า สมการที่ (7) มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานอยู่ที่ $\pm 18\%$ และ $\pm 29\%$ สำหรับสมการที่ (8) ซึ่งควรทราบว่าสมการที่ (7) และ (8) ยังไม่ได้รวมถึงปรากฏการณ์การหมุนเวียนภายในของสารทำงาน ดังนั้นเพื่อจะทำความเข้าใจการทำงานของท่อความร้อนแบบสันปลายปิดที่จุดวิกฤติอย่างสมบูรณ์ จำเป็นต้องทดลองให้เห็นภาพของการไหลภายใน

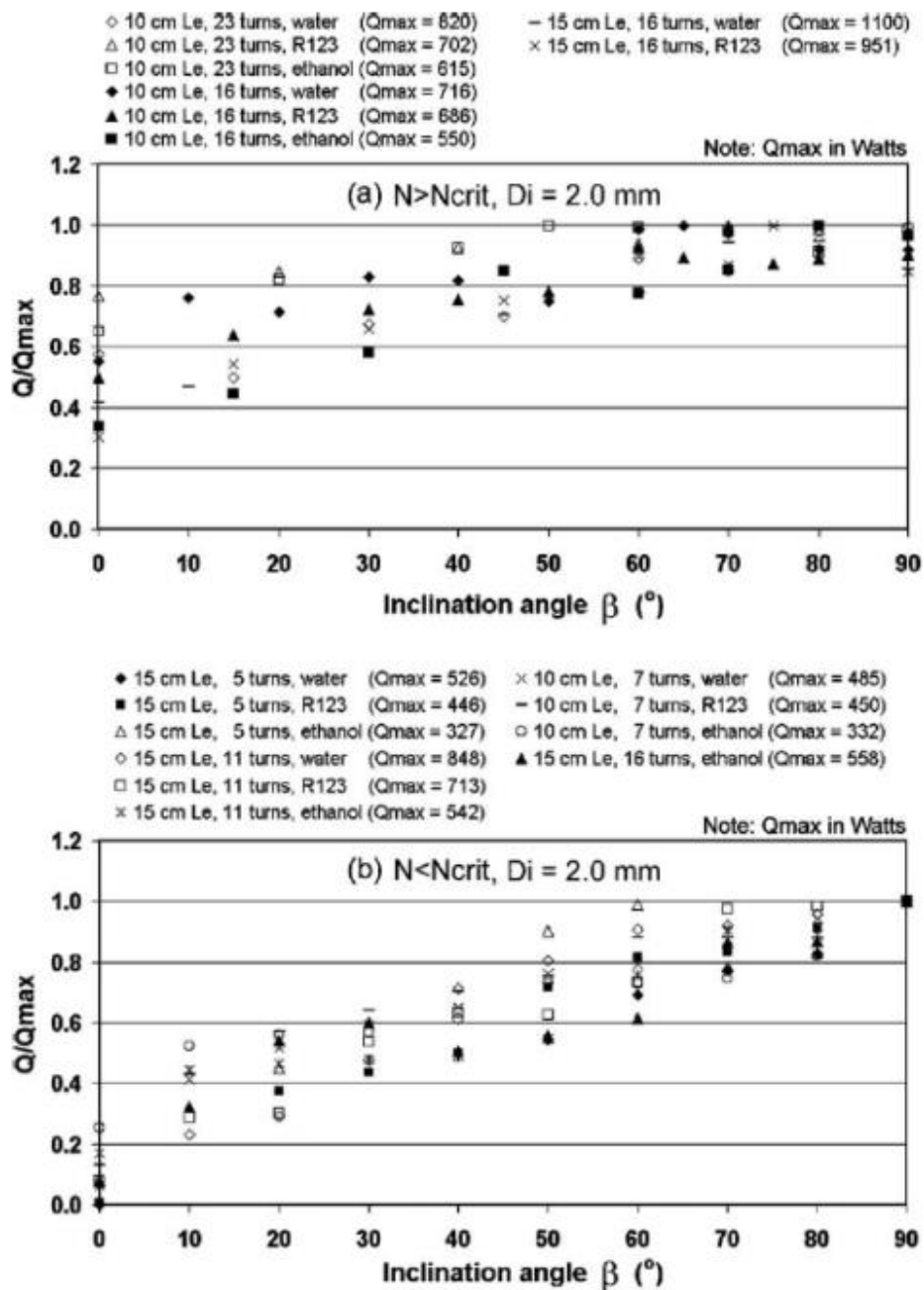
2.7. อิทธิพลของตำแหน่งการทำงานของท่อความร้อนแบบสั้นปลายปิด

อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงต่อการไหลของก้อนสาร อิทธิพลของจำนวนโค้งของท่อต่อความปั่นป่วนและความร้อนต่อพื้นที่ ซึ่งต่างส่งผลต่อความเสถียรของความต่อเนื่องของการทำงาน และทั้งหมดส่งผลต่อประสิทธิภาพของท่อความร้อน CLOPH เนื่องจากตำแหน่งการทำงานของท่อนั้นเอง จากการทดลองก่อนหน้าในการเพิ่มขึ้นของฟองเดี่ยวในท่อแสดงให้เห็นว่าเมื่อ Bond number มีค่าถึงค่าวิกฤติที่ค่าประมาณเท่ากับหรือน้อยกว่า 2 จะทำให้แรงตึงผิวมากกว่าแรงจากแรงโน้มถ่วง อย่างไรก็ตามค่าวิกฤตินี้จะแตกต่างกันตามวัสดุของท่อและ contact angle ของสารทำงาน โดยถ้าขอบเขตของสภาวะอิมตัวที่ $Bo \leq 2$ แล้ว รูปทรงทั่วไปของก้อนฟองจะไม่เปลี่ยนไปตามตำแหน่งที่ตั้งและแนวระดับ อย่างไรก็ตามจะเห็นได้ดังภาพ B ใน ภาพที่ 9 ที่แสดงก้อนและฟองของเอทานอลในท่อแก้วภายใต้สภาวะไอโซเทอร์มอล พบว่าแรงโน้มถ่วงส่งผลต่อประสิทธิภาพของท่อ CLOPH เนื่องจากรูปร่างของฟองไม่สมมาตร



รูปที่ 2.9 แสดงก้อนและฟองของเอทานอลในท่อแก้วภายใต้สภาวะไอโซเทอร์มอล

จากงานวิจัยของ Yang et al. [16] ได้ศึกษาข้อจำกัดการทำงานของท่อ CLOPHs โดยใช้สารทำงาน R123 และท่อขนาด 1 และ 2 mm โดยเติมสารในอัตราส่วน 30%, 50% และ 70% พบว่าสำหรับท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็น 2 mm ท่อจะมีประสิทธิภาพการทำงานที่ดีที่สุด ในตำแหน่งแนวตั้งที่ถูกให้ความร้อนจากข้างล่าง ในขณะที่ท่อขนาด 1 mm ตำแหน่งของการวางไม่ส่งผลต่อการทำงานของท่อ และอัตราส่วนการเติมที่เหมาะสมของทั้งสองท่อคือ 50%



รูปที่ 2.10 แสดงประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อ CLOHP [12]

สรุปผลของประสิทธิภาพทางความร้อนจากผลของตำแหน่งของมุมจากงานวิจัยของ Charoensawan et al. [12] พบว่าจากภาพจะเห็นว่าประสิทธิภาพโดยรวมเป็นผลมาจากจำนวนโค้ง และควรทราบว่าจำนวนโค้งค่าวิกฤตขึ้นอยู่กับเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ เมื่อ n น้อยกว่า n_{crit} ท่อ CLOHP ไม่สามารถทำงานได้เต็มที่ในแนวระดับและแนวตั้ง ประสิทธิภาพสูงสุดสำหรับค่า $n < n_{crit}$

มักจะเกิดเมื่ออุปกรณ์ได้รับความร้อนจากข้างล่างและลดลงอย่างต่อเนื่องเมื่ออุปกรณ์ถูกหมุนมุมตำแหน่งไปหาแนวระดับ

เมื่อท่อ CLOHP เกือบจะอยู่ในแนวระดับ จะไม่เกิดการไหลแบบวงแหวนและจำกัดการเคลื่อนที่แบบก้อน โดนก้อนสารจะสั้นที่ความถี่และแอมพลิจูดต่ำสูงเท่านั้นในตำแหน่งกลางๆ อย่างไรก็ตามเมื่อจำนวนโค้งมากไป และ $n > n_{crit}$ ประสิทธิภาพจะเพิ่มขึ้นเมื่อมุมเพิ่มขึ้นจากแนวระดับ โดยได้ทำผลเปรียบเทียบกับการทำงานแนวตั้งจนถึงประมาณ 60° ซึ่งจำนวนโค้งวิกฤติจะขึ้นอยู่กับสารทำงาน เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ และความร้อนต่อพื้นที่ขาเข้า โดยทั่วไปแล้วประสิทธิภาพโดยรวมของท่อ CLOHP สามารถเพิ่มขึ้นได้จากการเพิ่มเส้นผ่านศูนย์กลางท่อและ/หรือ จำนวนโค้งของท่อ

2.7.1 อิทธิพลของตำแหน่งที่มีผลต่อพารามิเตอร์ไร้มิติ

นำผลการทดลองจาก [12] มาใช้ สามารถเห็นได้ว่าชนิดและขนาดของการไหลได้รับผลกระทบจากรูปทรง, มุมของการทำงาน (β), สมบัติ thermo-physical ของสารทำงาน และ การให้ความร้อนต่อพื้นที่ ซึ่งอยู่รูปความสัมพันธ์ของ n , L_e และ Bo ดังที่ได้กล่าวถึงในส่วนก่อนหน้าว่าเมื่อ Bo มีค่ามากกว่าค่าวิกฤติของมันแล้วสารทำงานจะเริ่มทำงานเนื่องจากแรงโน้มถ่วงและจะไม่ทำงานเป็นท่อความร้อนแบบสั้นอีกต่อไป จะกลายเป็นการทำงานแบบสองเฟส Thermosyphon อ้างอิงจากพารามิเตอร์นี้ Khandekar et al. [14] ได้สร้างสมการสำหรับการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ทำได้ของท่อ CLOHP (ที่มีอัตราส่วนการเติม = 50%) ดังนี้

$$q = \left(\frac{Q}{\pi \cdot D_i \cdot n \cdot 2Le} \right) = C_1 (\exp(\beta))^p Ka^q Pr_{liq}^r Ja^s \quad (9)$$

โดยที่

$$Ka_{liq} = f \cdot Re_{liq}^2 = \left(\frac{\rho_{liq} \cdot (\Delta P_{liq}) \cdot D_i^2}{\mu_{liq}^2 \cdot L_{eff}} \right)$$

โดยที่ $L_{eff} = 0.5(L_e + L_c)L_a$

$$Pr_{liq} = \left(\frac{C_{p,liq} \cdot \mu_{liq}}{k_{liq}} \right) \quad (10)$$

$$Ja = \left(\frac{h_{fg}}{C_{p,liq} \cdot \Delta T_{sat}^{e-c}} \right)$$

ถ้า $Bo \geq Bo_{crit}$ จะไม่เกิดการสสารที่เสถียรและไม่เกิดการสั่น ดังนั้นสมการที่ 10 ควรจะใช้แค่ $Bo \leq Bo_{crit}$ เท่านั้น เมื่อเทียบความสัมพันธ์ของสมการที่ 10 กับผลการทดลองที่ได้จากการทดลองของ Charoen et al.[12] จะเห็นได้ในสมการที่ 11

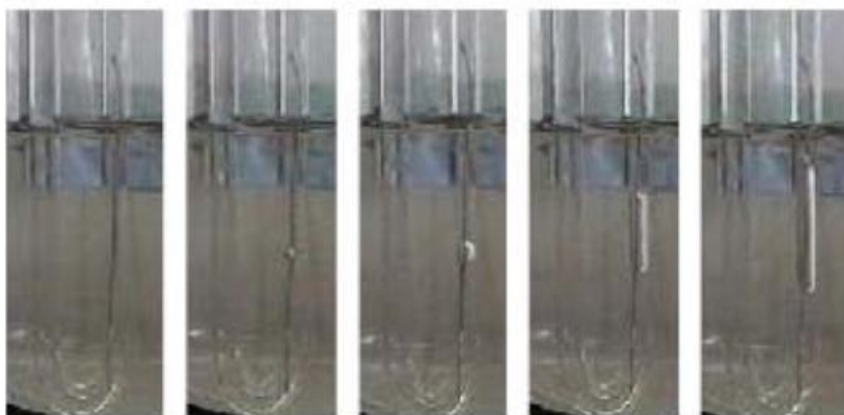
$$q = \left(\frac{Q}{\pi \cdot D_i \cdot n \cdot 2Le} \right) = 0.54((\exp(\beta))^{0.48} Ka^{0.47} Pr_{liq}^{0.27} Ja^{1.43} n^{-0.27} \quad (11)$$

2.8 ลักษณะการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น

ลักษณะการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นเป็นจุดสำคัญในการพัฒนาการสั่นอย่างเสถียรและสัมพันธ์โดยตรงต่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์ โดยพารามิเตอร์เกี่ยวข้องเหล่านี้ประกอบด้วยสถานะของผิวผนัง การระเหยในส่วนระเหย ระดับของ Heat flux สมบัติทางกายภาพของสารทำงาน การเพิ่มขึ้นของฟองและขนาดของช่องในท่อคาปิลลารี ซึ่ง Qu et al.[19] ได้นำทฤษฎีและวิเคราะห์การทดลองต่อการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นเพื่อหาพารามิเตอร์ที่สำคัญและเพื่อให้เข้าใจกลไกการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นได้ดียิ่งขึ้น

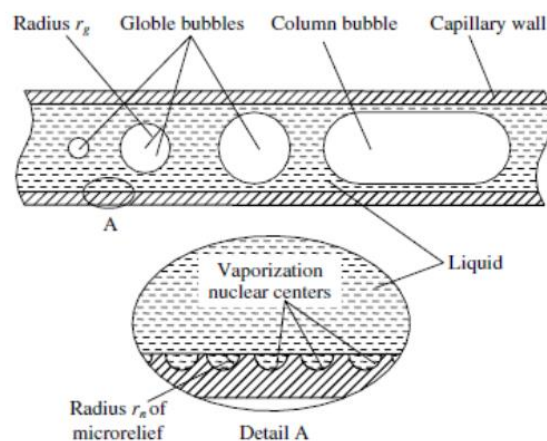
2.8.1 การจำลองภาพการเริ่มต้นทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น

Qu et al. [19] จะใช้ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดแก้วและใช้น้ำเป็นสารทำงานทำให้เห็นภาพการเติบโตของฟองภายในท่อความร้อนแบบสั่นตอนเริ่มทำงาน เมื่อส่วนระเหยของท่อได้รับความร้อนจากอ่างน้ำร้อน สารทำงานส่วนใหญ่ยังคงนิ่งแต่จะมีฟองเล็กๆ เริ่มเกิดขึ้นในบางช่วงของผนังท่อ จากนั้นฟองเริ่มโตและเพิ่มจำนวนมากขึ้นและเริ่มเคลื่อนไหวดังแสดงในภาพที่ 14 แสดงการจำลองการพัฒนาและเติบโตของฟอง [19]



รูปที่ 2.11 แสดงการจำลองการพัฒนาและเติบโตของฟอง [19]

จากการทดลองการจำลองภาพแสดงให้เห็นฟองไอที่เกิดขึ้น 2 ชนิดด้วยกันคือ ฟองแบบวงกลมเล็ก (globe) และฟองแบบคอลัมน์ยาว (Taylor) และจะไหลเวียนภายในท่อความร้อนแบบสัน เมื่อมีความร้อนเพิ่มขึ้นที่ส่วนระเหย ฟองแบบ globe จะถูกกระตุ้นได้ง่ายและโตอย่างรวดเร็วในมวลน้ำมากกว่าฟองแบบ Taylor และเมื่อความร้อนเพิ่มขึ้นที่ผิวจะทำให้ความดันไอเพิ่มขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสันส่งผลให้เกิดการเคลื่อนที่ของฟองและก้อนของเหลวในท่อ



รูปที่ 2.12 แผนภาพแสดงฟองแบบ Globe และ Column [19]

Qu et al. [19] สรุปว่าการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสันและการสันแบบคงตัวในเริ่มต้นเนื่องมาจากความสัมพันธ์ของการถ่ายเทความร้อนและสภาวะดังนี้

(1) ความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผนังของท่อคาปิลลารีและฟองในส่วนระเหยต้องมีค่ามากพอเพื่อช่วยการเติบโตของฟอง

(2) ความดันไอในส่วนระเหยต้องมีค่ามากพอเพื่อทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของฟองไอและก้อนของเหลวและความแตกต่างของความดันระหว่างส่วนระเหยและส่วนควบแน่นต้องมีค่ามากพอเพื่อเอาชนะความดันไอรวมที่ลดลงในท่อคาปิลลารี

(3) หลังจากท่อความร้อนแบบสันเริ่มทำงานสำเร็จ การทำงานปกติจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างของความดันและสภาวะการให้ความร้อนและการทำให้เย็นของท่อความร้อนแบบสัน

เมื่อให้ความร้อนกับท่อในส่วนระเหย สารทำงานจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นและจะขึ้นอยู่กับความจุและระดับ heat flux ของสารทำงานนั้น ก่อนจะเกิดการเดือดที่ฟองแตกตัวออกมาและถ่ายเทความร้อนนั้น การถ่ายเทความร้อนจะประกอบด้วย ความร้อนสัมผัสต่อสารทำงานและความร้อนแฝง เนื่องจากการระเหยที่ผิวหน้าระหว่างเฟสไอและของเหลว ที่จุดนี้ความดันไอยังคงค่อนข้างต่ำส่งผลให้

ฟองไอและก้อนของเหลวมีการเคลื่อนไหวย่างจำกัด เป็นช่วงเวลาที่ต้องรอก่อนจะเกิดการสั่นแบบเสถียร

หลังจากช่วงเวลารอ จะเกิดการเดือดที่เกิดการแยกตัวของฟองก๊าซในส่วนระเหย ซึ่งจะไปเพิ่มปริมาตรของฟองและทำให้ความแตกต่างของแรงดันระหว่างส่วนระเหยและส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งความแตกต่างของความดันนี้ส่งผลให้เกิดการสั่นของฟองไอและก้อนของเหลวตลอดท่อคาปิลลารี เมื่อมีฟองเกิดขึ้นและเคลื่อนออกจากผนังจะทำให้อุณหภูมิที่ผนังลดลง เมื่อ heat flux ที่เพิ่มในส่วนระเหยต่ำจะใช้เวลาานานกว่าเพื่อให้เกิดการเดือดที่เกิดการแยกตัวของฟองก๊าซในสารทำงานที่เย็นยิ่งยวด และมีแนวโน้มจะไปเพิ่มเวลาที่ทำให้ฟองไอและก้อนของเหลวเกิดการเคลื่อนที่อีกด้วย ในทางตรงกันข้ามถ้าช่วงเวลารอนานไปจะทำให้ท่อความร้อนแบบสันไม่สามารถเริ่มการทำงานแบบปกติได้ ยิ่งระดับของ heat flux สูงขึ้นจะไปลดช่วงเวลารอและทำให้ท่อความร้อนแบบสันพร้อมทำงาน

2.8.2 แบบจำลองวิเคราะห์การเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสัน

อ้างอิงจากผลของการทดลองที่สร้างแบบจำลองเห็นภาพการทำงานของ Qu et al. [19] ซึ่งได้พัฒนาสมการคณิตศาสตร์เพื่อคำนวณหาลักษณะการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสัน โดยเมื่ออุณหภูมิผนังมีค่ามากกว่าความร้อนยิ่งยวดที่ต้องการ และเมื่อความร้อนนี้ไปยังส่วนระเหยบางส่วนของช่องที่ผนังท่อจะเริ่มส่งผลกระทบต่อการทำงานของการเริ่มทำงานของท่อ สมมติได้ว่าเมื่อไออิ่มตัวและเป็นก๊าซในอุดมคติ สามารถเขียนความสัมพันธ์ของความร้อนยิ่งยวดต่อขนาดของช่องได้ดังนี้

$$T_n - T_v = \frac{RT_n T_v}{h_{fg}} \ln \left[1 + \frac{2\sigma}{P_v} \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{globe}} \right) \right] \quad (13)$$

และ

$$\Delta T_{Taylor} = T_n - T_v = T_v \left[\frac{1}{1 - \frac{RT_v}{h_{fg}} \ln \left[1 + \frac{2\sigma}{P_v} \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{2(r_{in} - \delta_1)} \right) \right]} - 1 \right] \quad (14)$$

สมการที่ (14) สามารถใช้คำนวณความร้อนยิ่งยวดที่ต้องการสำหรับการเติบโตของฟอง และจากสมการ (13) และ (14) สามารถสรุปได้ว่าเมื่อขนาดของช่องเพิ่มขึ้น ความร้อนยิ่งยวดที่ใช้กระตุ้นการทำงานจะลดลง หรือพูดง่าย ๆ คือเมื่อผิวหยาบขึ้นการเริ่มทำงานของท่อจะง่ายขึ้น อย่างไรก็ตาม เมื่อความหยาบที่ผิวเพิ่มขึ้น ความดันลดจากแรงเสียดทานจะเพิ่มขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้

ต้องการแรงขับเคลื่อนสูงขึ้น แต่ผิวเรียบจะเอื้อต่อการสั่นมากกว่า ดังนั้นควรให้ผิวมีความหยาบที่เหมาะสมเพื่อให้เกิดการไหลที่เหมาะสม

เมื่อผนังร้อนยิ่งยวดหรือมากกว่ายิ่งยวดดังที่แสดงในสมการ (14) ช่องจะเริ่มทำงานและทำให้เริ่มเกิดฟองขึ้น อย่างไรก็ตามก่อนที่ช่องจะเริ่มทำงานในเริ่มต้นจะมีการถ่ายเทความร้อนจากการนำที่บริเวณฟิล์มผิวหน้าของของเหลว สามารถคำนวณระดับของ heat flux สำหรับการเริ่มทำงานของท่อ OHP และการเกิดการสั่นได้ดังนี้

$$q = \frac{\lambda_1 \Delta T_{Taylor}}{r_{in} \ln \left[\frac{r_{in}}{r_{in} - \delta_1} \right]} \quad (15)$$

และการทดลองว่ายังมีปัจจัยที่จำกัดอยู่ ซึ่งข้อจำกัดนี้ได้แก่ สารทำงาน จำนวนโค้ง เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ และตำแหน่งการวาง นอกจากนี้ ยังมีข้อจำกัดการใช้งาน OHPs ขนาดเล็กเนื่องจากวิธีการประกอบ

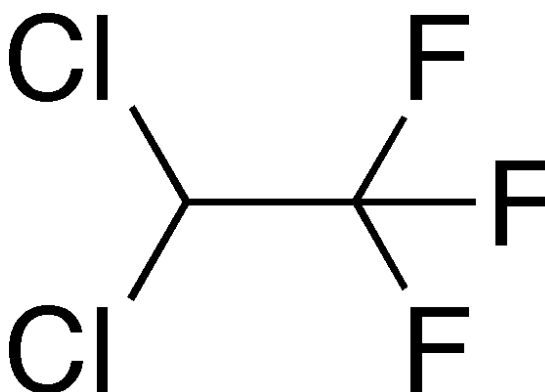
เพื่อทำความเข้าใจหลักการทำงานเบื้องหลังของท่อ OHPs อย่างสมบูรณ์ยังคงต้องการงานวิจัยเพิ่มเติม และเพื่อให้เข้าใจลักษณะการถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น บริเวณสำคัญบางส่วนของมุ่งเน้นได้แก่ การลดเวลาที่ใช้ในการเริ่มการสั่น การควบคุมของไหลให้ดีขึ้น ลดความแตกต่างของอุณหภูมิในการทำให้เกิดการสั่น และทำความเข้าใจผลกระทบจากเสียงรบกวนและการสั่นต่อประสิทธิภาพการทำงานของ OHP

เมื่อสามารถทำความเข้าใจข้อจำกัดของ OHPs ได้มากขึ้นแล้วจะช่วยให้สามารถใช้งานอุปกรณ์ OHPs ได้หลากหลายทั้งให้ความร้อนและทำความเย็น ในการนำเทคโนโลยี nano-fluid มาใช้ใน OHPs จะช่วยให้สามารถใช้ลดอุณหภูมิในอุปกรณ์ไฟฟ้าได้หลากหลายมากขึ้น และเนื่องจากมันมีการนำความร้อนสูงทำให้ OHPs จะมีความสามารถในการตอบสนองความต้องการของอุปกรณ์ไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพในอนาคต

2.9 สารทำงาน

2.9.1 สารทำความเย็น R-123 (2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane)

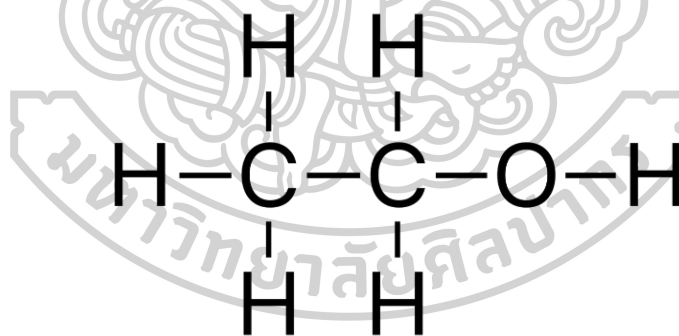
เป็นสารทำความเย็นประเภท Hydrochlorofluorocarbon (HCFC) ชนิดหนึ่ง ซึ่งมีค่าการทำลายโอโซนต่ำ (Low ozone depletion potential) จัดเป็นสารทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพสูงสุดในปัจจุบัน เนื่องจากเป็นสารทำความเย็นที่มีจุดทำงานที่ความดันต่ำ ทำให้มีอัตราการสั่นเปลืองพลังงานไฟฟ้าต่ำสุด



รูปที่ 2.13 แสดงโครงสร้างของสารทำความเย็น R-123

2.9.2 เอทานอล (Ethanol)

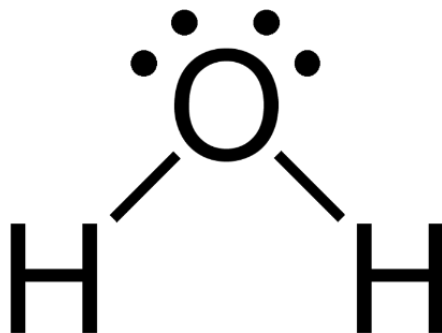
เอทานอลหรือเอทิลแอลกอฮอล์ (Ethyl alcohol) เป็นแอลกอฮอล์ชนิดหนึ่งซึ่งเกิดจากการนำเอาพืชมาหมักเพื่อเปลี่ยนแปลงเป็นน้ำตาล จากนั้นจึงเปลี่ยนจากน้ำตาลเป็นแอลกอฮอล์โดยใช้เอนไซม์หรือกรดบางชนิดช่วยย่อย เมื่อทำให้เป็นแอลกอฮอล์บริสุทธิ์ 95% โดยการกลั่น ส่วนใหญ่ผลิตจากพืช 2 ประเภท คือ พืชประเภทน้ำตาล เช่น อ้อย บีทรูท เป็นต้น และพืชจำพวกแป้ง เช่น มันสำปะหลัง ข้าว ข้าวโพด เป็นต้น



รูปที่ 2.14 แสดงโครงสร้างของทานอล

2.9.3 น้ำกลั่น (Distilled water)

เป็นน้ำที่ผ่านขั้นตอนการทำน้ำให้ระเหยแล้วกลั่นตัวกลับเป็นหยดน้ำ มีความบริสุทธิ์สูง และปราศจากสิ่งเจือปน ใช้ประโยชน์ในทางอุตสาหกรรม เป็นน้ำที่มีค่าการนำไฟฟ้าต่ำ เนื่องจากน้ำกลั่นมีค่าสิ่งเจือปนในน้ำค่อนข้างน้อย จึงทำให้คุณสมบัติการนำไฟฟ้าในน้ำกลั่นน้อยตามไปด้วย



รูปที่ 2.15 แสดงโครงสร้างของน้ำกลั่น

ตารางที่ 2.1 แสดงคุณสมบัติของสารทำงานที่ 25°C และ 1 atm

คุณสมบัติ	R-123	เอทานอล	น้ำกลั่น
จุดเดือด (°C)	27.82	78.24	100
ค่าความหนาแน่น (kg/m ³)	1463.89	785.05	997.1
ค่าความร้อนจำเพาะ (kJ/kg-K)	1.02	2.43	4.18
ความร้อนแฝงของการระเหย (kJ/kg)	167	1015	2411
ความตึงผิว (N/m)	0.0152	0.0219	0.072
ค่าความหนืด (mPa-s)	0.4176	1.0824	0.8905

2.10 รูปแบบการไหลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสัณวงรอบ

2.10.1 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวตั้ง

สำหรับรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนนั้นสามารถแบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 9 [14]

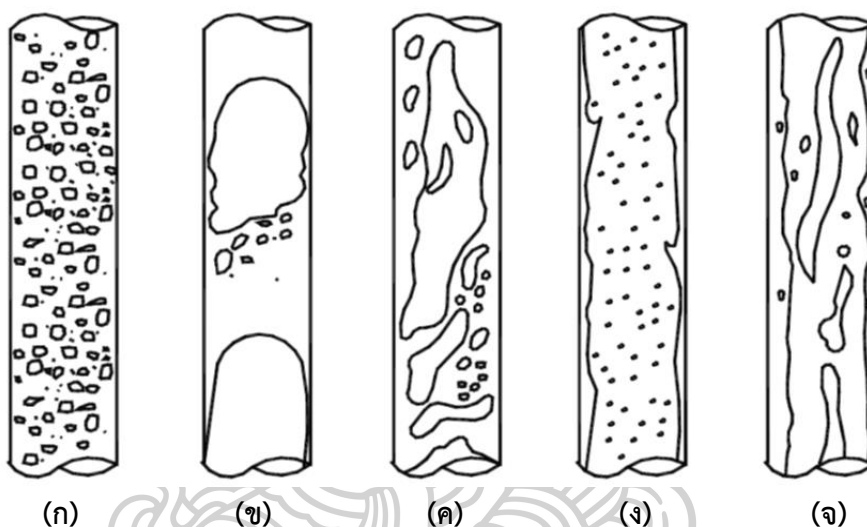
(1) การไหลแบบเป็นฟอง (Bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเล็กๆ กระจายเป็นจุด ไหลปะปนกับของเหลว และสถานะของเหลวจะต่อเนื่อง

(2) การไหลแบบเป็นก้อน (Slug flow or Plug flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซ คล้ายกระสุนไหลขึ้นด้านบน โดยมีของเหลวชั้นกลางพร้อมกับมีก๊าซปะปนบ้าง ขณะเดียวกันมีฟิล์มของเหลวล้อมรอบฟองก๊าซรูปกระสุน

(3) การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) รูปแบบการไหลที่มีรูปร่างของฟองก๊าซบิด เบี้ยว เนื่องจากฟองก๊าซมีความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้น โดยรูปแบบการไหลนี้จะไม่มีการสั่นของของเหลวให้เห็นเมื่อมีท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

(4) การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลของก๊าซอยู่ในแกนกลางท่อ มีหยดของเหลวเล็ก ๆ ปะปน ขณะเดียวกันมีการไหลเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ

(5) การไหลแบบวงแหวนแทรก (Wispy annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลขึ้นของก๊าซอยู่แกนกลางท่อ โดยหยดของเหลวได้ปะปนกับก๊าซ ได้รวมตัวกันเป็นริ้วปนกันไปด้วย ขณะเดียวกันมีการไหลของของเหลวเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ ซึ่งเกิดการรวมตัวของของเหลวหยดเล็ก ๆ เนื่องจากอัตราการไหลของฟิล์มของเหลวที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความหนาแน่นของหยดของเหลวมากขึ้นด้วย



รูปที่ 2.16 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวตั้ง [14]

- (ก) การไหลแบบเป็นฟอง
- (ข) การไหลแบบเป็นก้อน
- (ค) การไหลแบบเป็นโพรง
- (ง) การไหลแบบวงแหวน
- (จ) การไหลแบบวงแหวนแทรก

2.5.2 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวนอน

สำหรับรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนนั้นสามารถแบ่งได้ 5 รูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 10 [14]

(1) การไหลแบบแยกชั้น (Stratified flow) รูปแบบการไหลจะมีการแยกตัวออกจากกัน เนื่องจากแรงดึงดูด โดยก๊าซจะไหลไปตามด้านบนของท่อ และของเหลวจะไหลไปที่ด้านล่างของท่อ

(2) การไหลแบบแยกชั้นผิวคลื่น (Stratified wavy flow) รูปแบบการไหลที่มีความเร็วของก๊าซเพิ่มขึ้นจากรูปแบบการไหลแบบแยกชั้น ทำให้เกิดคลื่นขึ้นที่ผิวรอยต่อระหว่างก๊าซกับของเหลว

(3) การไหลแบบฟองฟุ้ง (Dispersed bubble flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซกระจายปะปนในของเหลวมีแนวโน้มของฟองก๊าซจะรวมกันที่ด้านบนของท่อ เมื่อระบบมีความเร็วในการไหลมากขึ้นฟองก๊าซจะกระจายตัวได้สม่ำเสมอมากขึ้น

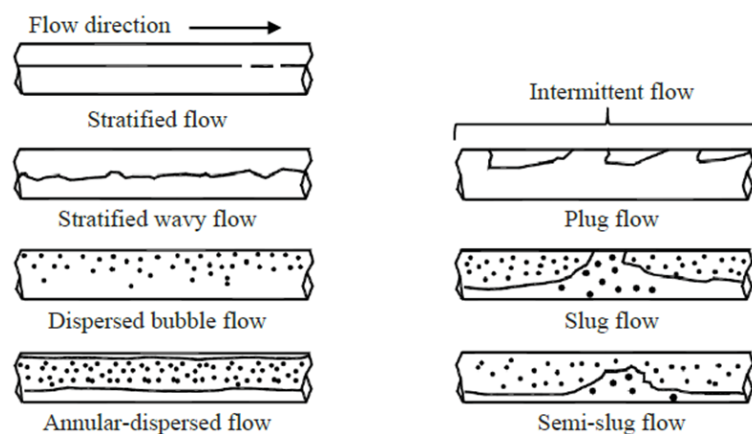
(4) การไหลแบบแหวนฟุ้ง (Annular – dispersed flow) รูปแบบการไหลคล้ายกับท่อที่อยู่ในแนวตั้ง แต่ความหนาของแผ่นฟิล์มจะสม่ำเสมอ โดยด้านล่างของท่อความหนาของแผ่นฟิล์มก็จะมากกว่า

(5) การไหลแบบเป็นช่วง (Intermittent flow) รูปแบบการไหลนี้แบ่งออกได้ 3 รูปแบบด้วยกัน

(6) การไหลแบบเป็นก้อน (Plug flow) รูปแบบการไหลที่คล้ายกับท่อในแนวตั้ง แต่จะแนบชิดกับผิวท่อด้านบน

(7) การไหลแบบเป็นห้วง (Slug flow) รูปแบบการไหลที่ของเหลวมีสภาพเป็นชั้นไปอุดหน้าท่อจะมีฟองก๊าซปะปนด้วย

(8) การไหลแบบกึ่งห้วง (Semi-slug flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเกิดขึ้นที่คลื่น โดยคลื่นไม่สามารถก่อตัวเป็นก้อนเหลวไปปิดกั้นท่อหรือสัมผัสกับผนังท่อด้านบนได้



รูปที่ 2.17 รูปแบบการไหลภายในท่อน้ำตัดกลมในแนวระดับ [14]

2.5.2 รูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนที่วางตัวในแนวเอียง

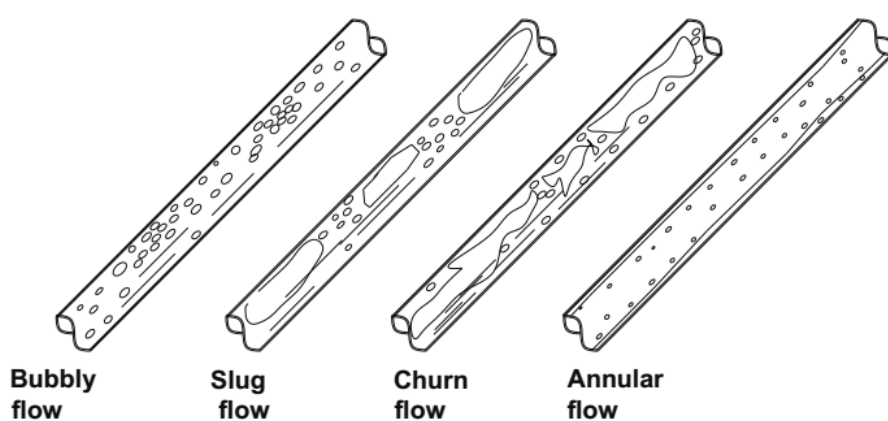
สำหรับรูปแบบการไหลภายในท่อความร้อนนั้นสามารถแบ่งได้ 4 รูปแบบ ดังแสดงในรูปที่ 10 [14]

(1) การไหลแบบเป็นฟอง (Bubbly flow) รูปแบบการไหลที่มีฟองก๊าซเล็กๆ กระจายเป็นจุด ไหลปะปนกับของเหลว และสถานะของเหลวจะต่อเนื่อง

(2) การไหลแบบเป็นห้วง (Slug flow) รูปแบบการไหลที่ของเหลวมีสภาพเป็นชั้นไป อุณหภูมิหน้าท่อจะมีฟองก๊าซปะปนด้วย

(3) การไหลแบบเป็นโพรง (Churn flow) รูปแบบการไหลที่มีรูปร่างของฟองก๊าซบิด เบี้ยว เนื่องจากฟองก๊าซมีความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้น โดยรูปแบบการไหลนี้จะไม่มีการสั่นของ ของเหลวให้เห็นเมื่อมีท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางน้อย

(4) การไหลแบบวงแหวน (Annular flow) รูปแบบการไหลที่มีการไหลของก๊าซอยู่ใน แกนกลางท่อ มีหยดของเหลวเล็กๆ ปะปน ขณะเดียวกันมีการไหลเป็นฟิล์มที่ผิวท่อ



รูปที่ 2.18 รูปแบบการไหลภายในท่อหน้าตัดกลมในแนวระดับ [14]

บทที่ 3 วิธีดำเนินงานวิจัย

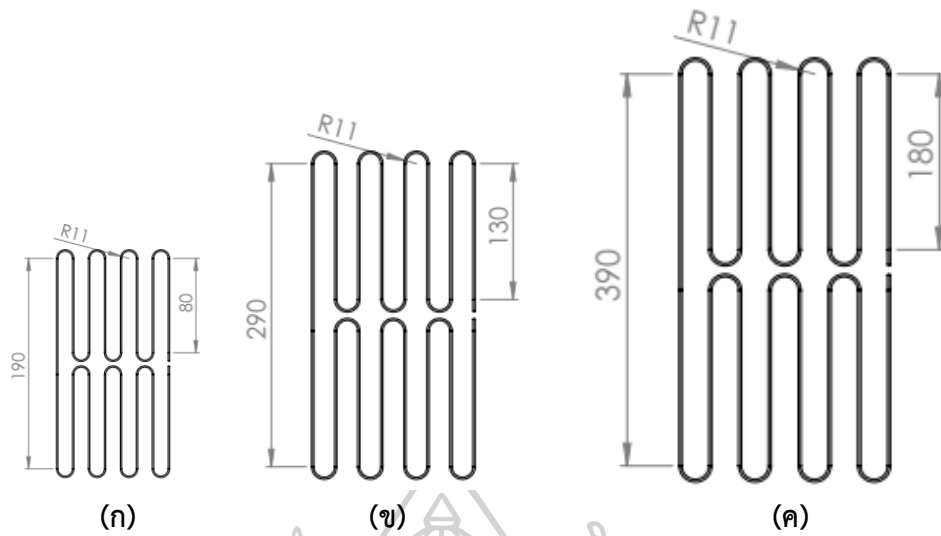
งานวิจัย ผลของมูเมอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง มีรายละเอียดเกี่ยวกับการดำเนินงานวิจัย ดังนี้

- 3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับงานวิจัย
- 3.2 สถานที่ทำการทดลอง
- 3.3 การวางแผนการทดลอง
- 3.4 ขั้นตอนการสร้างชุดทดลอง
- 3.5 อุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลอง
- 3.6 ขั้นตอนการทดสอบ
- 3.7 การวิเคราะห์ผลการทดลองและการสรุปงานวิจัย

3.1 อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับงานวิจัย

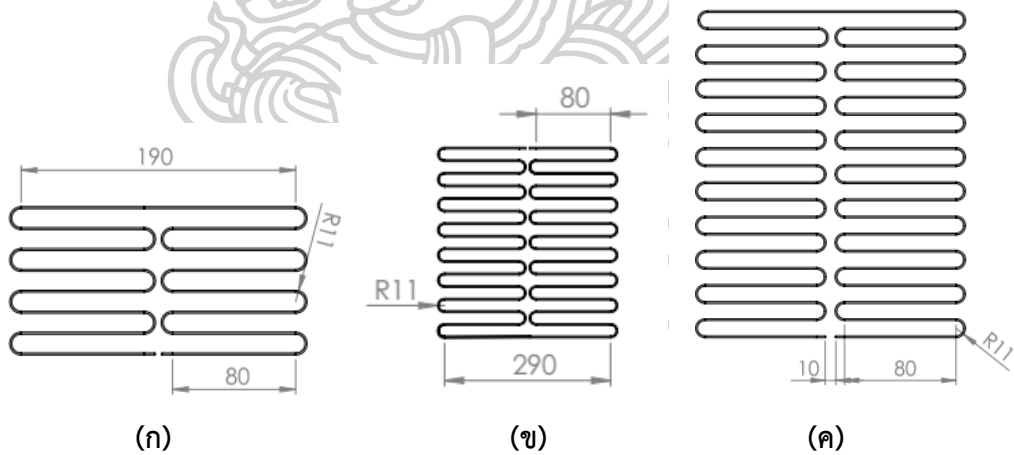
ในการดำเนินงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยได้ใช้อุปกรณ์และเครื่องมือสำหรับงานวิจัย ดังนี้

3.1.1 ชุดทดลองท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ปรับขนาดความยาวของส่วนทำระเหยทั้งหมด 3 ค่า ได้แก่ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ความยาวส่วนควบแน่น 1 ค่า ได้แก่ 50 มิลลิเมตร (ไม่มีส่วนกันความร้อน) ดังแสดงในรูปที่ 3.1 (ก)-(ค) และแปรจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 3 ค่า ได้แก่ 16, 32 และ 40 โค้งเกลียว ดังแสดงในรูปที่ 3.2 (ก)-(ค)



รูปที่ 3.1 แสดงการแปรขนาดความยาวของส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่น

- (ก) แสดงความยาวของส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร
- (ข) แสดงความยาวของส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร
- (ค) แสดงความยาวของส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.2 แสดงการแปรจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่น

- (ก) แสดงจำนวนโค้งเลี้ยว 16 โค้งเลี้ยว
- (ข) แสดงจำนวนโค้งเลี้ยว 32 โค้งเลี้ยว
- (ค) แสดงจำนวนโค้งเลี้ยว 40 โค้งเลี้ยว

3.1.2 ท่อแคปิลารีทองแดง (Copper capillary tube) เป็นท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร โดยนำมาขดตามการออกแบบให้เป็นท่อความร้อน แบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) ใช้สำหรับบรรจุสารทำงาน ดังแสดงในรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 แสดงท่อแคปิลารีทองแดง

3.1.3 สารทำงานที่ใช้ในงานวิจัยนี้ คือ สารทำความเย็น R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น ดังแสดงในรูปที่ 3.4 (ก)-(ค)



(ก)



(ข)



(ค)

รูปที่ 3.4 แสดงสารทำงานที่ใช้ในงานวิจัย

(ก) แสดงสารทำงาน R-123

(ข) แสดงสารทำงานเอทานอล

(ค) แสดงสารทำงานน้ำกลั่น

3.1.4 ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) ทำหน้าที่ไล่อากาศออกจากท่อความร้อนให้ภายในท่ออยู่ในสถานะสุญญากาศ โดยปั๊มสุญญากาศจะเชื่อมต่อเข้ากับชุดเติมสารทำงาน ในงานวิจัยนี้ใช้ปั๊มสุญญากาศ LabTech series VP ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แสดงปั๊มสุญญากาศ

3.1.5 ชุดเติมสารทำงาน ทำหน้าที่บรรจุสารทำงานเข้าไปภายในท่อความร้อน หลังจากทำให้ภายในท่อความร้อนเป็นสุญญากาศแล้ว โดยชุดเติมสารที่นำมาใช้ประกอบด้วย Ball valve ขนาด 2 หุน จำนวน 3 ตัว ท่อสเตนเลสที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 หุน ข้ออขนขนาด 2 หุน จำนวน 2 ตัว ข้อต่อสามทางขนาด 2 หุน จำนวน 1 ตัว นิมเปิลขนาด 2 หุน จำนวน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 แสดงชุดเติมสารทำงาน

3.1.6 มัลติมิเตอร์ (Multimeter) ใช้สำหรับวัดค่าแรงดันที่อยู่ภายในแบตเตอรี่และสามารถวัดค่ากระแสไฟฟ้า ความต้านทานไฟฟ้า และอื่นๆ ได้ โดยงานวิจัยนี้ใช้มัลติมิเตอร์รุ่น HIOKI DT-4252 ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 แสดงมัลติมิเตอร์

3.1.7 เครื่องแสดงอุณหภูมิ (Temperature display) เป็นเครื่องวัดอุณหภูมิที่แสดงผลด้วยตัวเลข LED สีแดง จำนวน 4 หลัก มองเห็นได้ในระยะไกล ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 แสดงเครื่องแสดงอุณหภูมิ

3.1.8 เครื่องวัดความเร็วลม (Anemometer) ใช้สำหรับวัดความเร็วลมที่ทางเข้าและทางออกของกล่องควบคุมการไหลของอากาศ และสามารถวัดอุณหภูมิ ณ จุดๆ นั้นได้ โดยเครื่องวัดความเร็วลมที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ Testo รุ่น 435 ซึ่งวัดอุณหภูมิได้ตั้งแต่ -200°C ถึง 1370°C และวัดอัตราการไหลของอากาศได้ถึง 20 m/s ดังแสดงในรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 แสดงเครื่องวัดความเร็วลม

3.1.9 เครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ (Data logger) ใช้สำหรับบันทึกค่าอุณหภูมิจุดต่างๆ ที่ต้องการทราบได้โดยอัตโนมัติโดยผ่านสายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) โดยเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติที่ใช้ในงานวิจัยนี้คือ รุ่น Graphtec ซึ่งสามารถวัดค่าในจุดต่างๆ ได้ถึง 20 จุด และสามารถวัดค่าความชื้นและค่าแรงดันไฟฟ้ากระแสตรงได้ ดังแสดงในรูปที่ 3.10



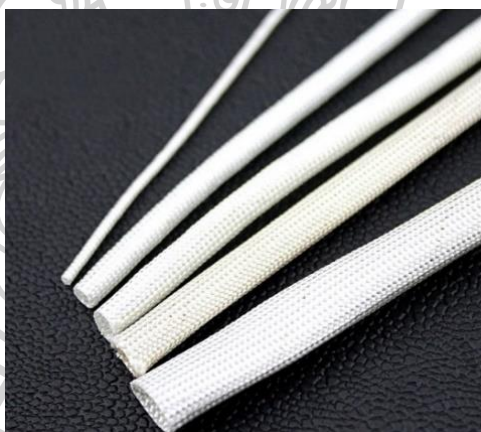
รูปที่ 3.10 แสดงเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ

3.1.10 สายเทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นสายที่ใช้กับเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ (Data logger) โดยจะรับค่าอุณหภูมิจากจุดต่างๆ ที่ต้องการจะทราบค่าแล้วส่งข้อมูลไปยังเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติแล้วแสดงที่หน้าจอแสดงผล โดยสามารถวัดอุณหภูมิ Type K ได้ตั้งแต่ -40 ถึง 1200°C ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 แสดงสายเทอร์โมคัปเปิล

3.1.11 ปลอกสายทนความร้อน (Heat treated fiberglass sleeving) เป็นปลอกสายทนความร้อนใช้เป็นฉนวนกันความร้อนสำหรับหุ้มรอบท่อคัปปีลลารีทองแดง เพื่อไม่ให้ลวดความร้อนนิกเกิล-โครเมียมสัมผัสกับท่อคัปปีลลารีทองแดงโดยตรง เพื่อไม่ให้เกิดไฟฟ้าลัดวงจร โดยงานวิจัยนี้ใช้ปลอกสายทนความร้อนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.12 แสดงปลอกสายทนความร้อน

3.1.12 ลวดนำความร้อนนิกเกิล-โครเมียม (Nickel chromium wire) นำมาใช้เป็นตัวกลางในการให้ความร้อน โดยเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าจากแหล่งพลังงานเป็นพลังงานความร้อนเพื่อป้อนให้แก่ท่อความร้อน ลวดนำความร้อนนิกเกิล-โครเมียม ประกอบด้วย นิกเกิล 80% และโครเมียม 20% มีลักษณะเป็นลวดกลม มีคุณสมบัติเหนียว ความต้านทานสูง และเสียรูปได้ยาก โดยงานวิจัยนี้ใช้ลวดความร้อนนิกเกิล-โครเมียมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.8 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.13 แสดงลวดนำความร้อนนิกเกิล-โครเมียม

3.1.13 แอนนิโมมิเตอร์แบบเส้นลวดความร้อน (Hot-wire anemometer) เป็นอุปกรณ์ใช้วัดการไหล (Flow measurement) นิยมใช้วัดความเร็วลมหรือวัดการไหลของอากาศจากพัดลมระบายอากาศที่แลกเปลี่ยนความร้อนกันกับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยงานวิจัยนี้ใช้แอนนิโมมิเตอร์แบบเส้นลวดความร้อนรุ่น Testo 425 ซึ่งมีช่วงวัดอัตราการไหลและความเร็วลมตั้งแต่ 0-20 m/s ดังแสดงในรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 แสดงแอนนิโมมิเตอร์แบบเส้นลวดความร้อน รุ่น testo 425

3.1.14 พัดลมระบายความร้อน (Cooling fan) คือ พัดลมที่เป่าอากาศเพื่อไปแลกเปลี่ยนความร้อนกับชุดทดลองท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในการระบายความร้อน ดังแสดงในรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 แสดงพัดลมระบายความร้อน

3.1.15 เทปอลูมิเนียมฟอยล์ (Aluminium tape foil) เป็นเทปกาวที่ผลิตจากแผ่นโลหะอลูมิเนียมฟอยล์ เนื้อกาวมีคุณสมบัติพิเศษ และทนทานต่ออุณหภูมิที่แตกต่างได้ดี สามารถยึดเกาะกับชิ้นงานและวัสดุปิดผิวได้อย่างมีประสิทธิภาพ และเป็นวัสดุที่ไม่เสื่อมสภาพจึงคงสภาพการใช้งานได้ยาวนาน โดยงานวิจัยนี้นำมาใช้เป็นฉนวนกันความร้อน และกันความร้อนออกตามรอยร้าวต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 แสดงเทปอลูมิเนียมฟอยล์

3.2 สถานที่ทำการทดลอง

ศูนย์วิจัยและพัฒนาวิศวกรรมอย่างยั่งยืน (Research and Development Center for Sustainable Engineering: RDSE) ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยศิลปากร พระราชวังสนามจันทร์

3.3 การวางแผนการทดลอง

การวางแผนการดำเนินการวิจัยสามารถแบ่งออกเป็นแผนการดำเนินงานโดยรวมและแผนการทดลองของงานวิจัย โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.3.1 แผนการดำเนินงาน

3.3.1.1 ศึกษาและค้นคว้าข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Closed-loop oscillating heat pipe: CLOHP)

3.3.1.2 วางแผนและจัดเตรียมอุปกรณ์การทดลอง

3.3.1.3 ออกแบบและสร้างท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร

3.3.1.4 แปรขนาดความยาวของส่วนทำระเหยจำนวน 3 ขนาด ได้แก่ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร โดยกำหนดความยาวส่วนควบแน่นเท่ากับ 50 มิลลิเมตร ไม่มีส่วนกันความร้อน

3.3.1.5 แปรจำนวนโค้งเลี้ยวจำนวน 3 ค่า ได้แก่ 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว

3.3.1.6 แปรสารทำงานจำนวน 3 ชนิด ได้แก่ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น โดยมีอัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรของท่อ

3.3.1.7 แปรมุมเอียงในการวางแนวท่อจำนวน 7 มุม ได้แก่ 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° และ 90°

3.3.1.8 ควบคุมอุณหภูมิห้องที่ใช้ในการวิจัยเท่ากับ $25 \pm 1^{\circ}\text{C}$

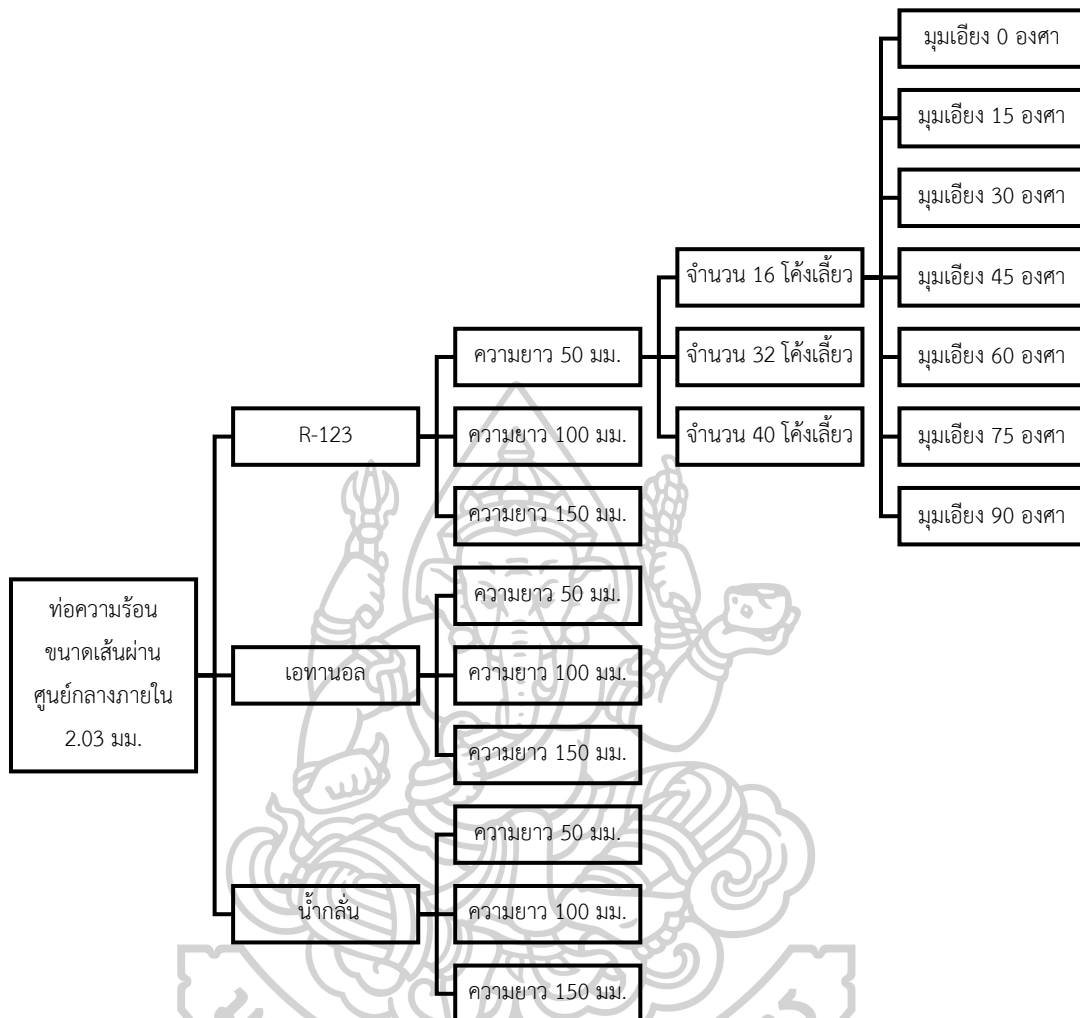
3.3.1.9 เก็บข้อมูลอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

3.3.1.10 บันทึกค่าความเร็วลม ค่าความชื้น อุณหภูมิทางเข้า และอุณหภูมิทางออกที่ส่วนควบแน่น

3.3.1.11 วิเคราะห์ผลการทดลองของตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง

3.3.2 แผนการทดลอง

แผนการทดลองการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง แบ่งออกเป็นหลายกระบวนการตามตัวแปรต่างๆ ที่กำหนด ดังแสดงในรูปที่ 3.17



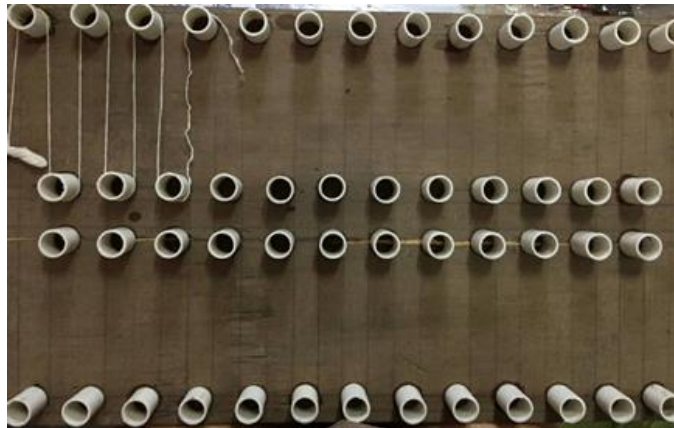
รูปที่ 3.17 แสดงแผนการทดลองของท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง

3.4 ขั้นตอนการสร้างชุดทดลอง

ขั้นตอนการสร้างชุดทดลองท่อความร้อนแบบส้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง มีขั้นตอนการดำเนินงาน ดังนี้

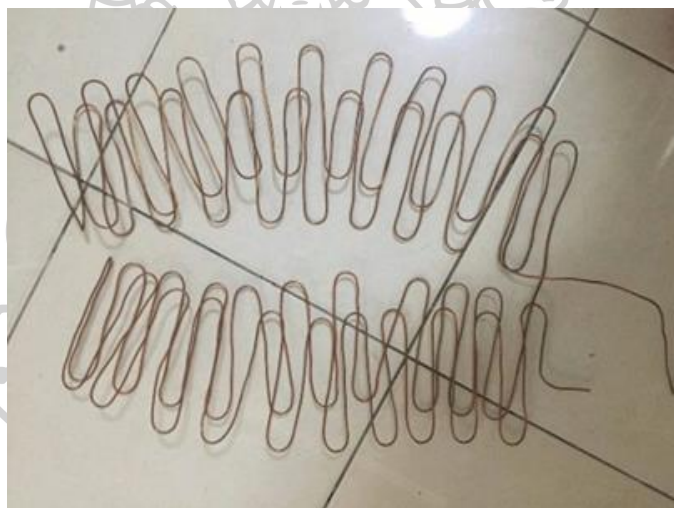
3.4.1 ทำการเจาะรูบนแผ่นไม้เพื่อใส่ท่อพีวีซีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 20 มิลลิเมตร จำนวน 50 รู

3.4.2 นำท่อแคปิลลารีทองแดงมาขุดเป็นวงรอบ โดยใช้ท่อพีวีซียึดท่อแคปิลลารีทองแดงไว้ ดังแสดงในรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 แสดงการนำท่อแคปปีลารีทองแดงมาขดเป็นวงรอบโดยใช้ฟิวส์ยึด

3.4.3 ทำการขดท่อแคปปีลารีทองแดงตามตัวแปรต่างๆ ที่กำหนด ได้แก่ ความยาวส่วนทำ
ระเหย และจำนวนโค้งเลี้ยว ดังแสดงในรูปที่ 3.19



รูปที่ 3.19 แสดงการขดท่อแคปปีลารีทองแดง

3.4.4 นำแผ่นสังกะสีที่มีขนาดความหนา 0.3 มิลลิเมตร มาตัดและพับให้เป็นรูปกล่องที่มีขนาดพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ 120×110 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 แสดงการพับแผ่นสังกะสีเพื่อประกอบเข้ากับท่อความร้อน

3.4.5 นำแผ่นสังกะสีแผ่นมาตัดและกัดร่องให้ได้ขนาดความลึกใหญ่กว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อความร้อนที่ใช้ในการทดลองเล็กน้อย เพื่อให้ง่ายต่อการใส่ และระยะร่องห่างกัน 20 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 3.21 โดยท่อความร้อนจำนวน 1 ชุด ใช้แผ่นสังกะสีที่ทำการกัดร่องจำนวน 2 แผ่น



รูปที่ 3.21 แสดงการกัดร่องแผ่นสังกะสี

3.4.6 สวมปลอกฉนวนใยแก้วเข้ากับท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดความร้อนและท่อความร้อนสัมผัสกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.22



รูปที่ 3.22 แสดงการสวมปลอกฉนวนใยแก้ว

3.4.7 นำกล่องสังกะสีและแผ่นสังกะสีที่ทำการกัดร่องมาประกอบเข้ากับท่อความร้อนที่ทำการหุ้มปลอกฉนวนใยแก้วแล้ว และทำการเชื่อมวาล์วเข้ากับปลายท่อความร้อนทั้งสองข้าง สำหรับเติมสารทำงาน ดังแสดงในรูปที่ 3.23



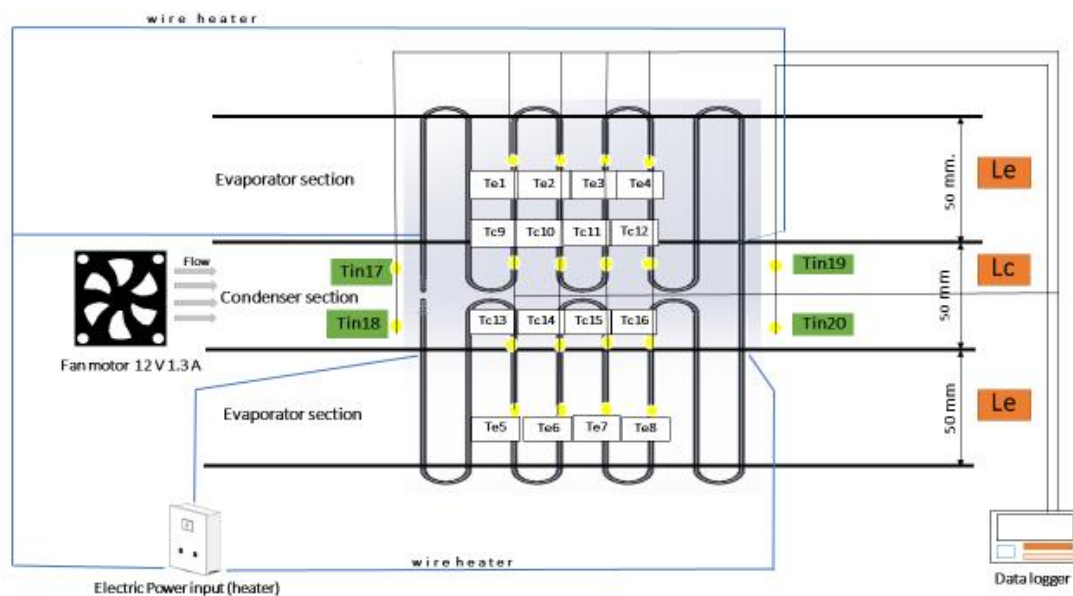
รูปที่ 3.23 แสดงการประกอบกล่องสังกะสีเข้ากับท่อความร้อน

3.4.8 ทำการพันลวดนิกเกิล-โครเมียมขนาด 0.08 มิลลิเมตร บริเวณที่หุ้มปลอกฉนวนใยแก้วที่ส่วนทำระเหย สำหรับเป็นตัวกลางเพื่อให้ความร้อนจากแหล่งความร้อนส่งผ่านไปยังท่อความร้อนที่ส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.24 แสดงการพันลวดนิโครมบริเวณส่วนทำระเหย

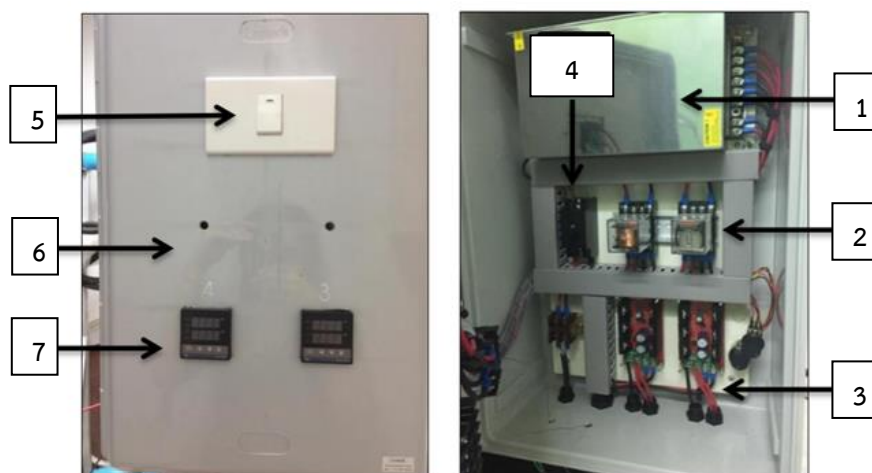
3.4.9 ติดตั้งสายเทอร์โมคัมเปิลชนิด K จำนวน จุด ได้แก่ บริเวณส่วนทำระเหย ($T_{e,1}$ - $T_{e,8}$) ทั้งหมด 8 จุด บริเวณส่วนควบแน่น ($T_{c,9}$ - $T_{c,16}$) ทั้งหมด 8 จุด และติดตั้งสายเทอร์โมคัมเปิลบริเวณทางเข้า ($T_{in,17}$ - $T_{in,18}$) และทางออก ($T_{out,19}$ - $T_{out,20}$) ของชุดทดลองอย่างละ 2 จุด เพื่อวัดอุณหภูมิอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 3.25 เมื่อติดตั้งสายเทอร์โมคัมเปิลครบทุกจุด ทำการปิดช่องว่างบริเวณตรงกลางของกล่องสังกะสีด้วยเทปอะลูมิเนียมฟอยล์ เพื่อไม่ให้อากาศที่ระบายความร้อนในส่วนควบแน่นไหลออกบริเวณนี้ หลังจากนั้นทำการต่อสายไฟเข้ากับลวดนิโครม-โครเมียม



รูปที่ 3.25 แสดงการติดตั้งสายเทอร์โมคัมเปิล

3.5 อุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลอง

การให้ความร้อนกับชุดทดลองจะใช้ระบบไฟฟ้าเพื่อให้ความร้อนแก่ลวดนิกเกิล-โครเมียม โดยอุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลองประกอบด้วย สวิตซ์ซิงเพาเวอร์ซัพพลาย (จุดที่ 1) รีเลย์ไฟฟ้า (จุดที่ 2) อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์วงจรกระแสตรง (จุดที่ 3) เบรกเกอร์ (จุดที่ 4) สวิตซ์ปิด-เปิดพัลลวมระบายความร้อน (จุดที่ 5) ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้า (จุดที่ 6) และเครื่องควบคุมอุณหภูมิ (จุดที่ 7) ดังแสดงในรูปที่ 3.26



รูปที่ 3.26 แสดงอุปกรณ์ภายในตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าเพื่อจ่ายความร้อนให้กับชุดทดลอง

3.5.1 สวิตซ์ซิงเพาเวอร์ซัพพลาย (Switching power supply) เป็นแหล่งจ่ายไฟตรงคงค่าแรงดันแบบหนึ่ง และสามารถเปลี่ยนแรงดันไฟจากไปสลับโวลต์สูง ให้เป็นแรงดันไฟตรงค่าต่ำเพื่อใช้ในงานอิเล็กทรอนิกส์ได้ โดยงานวิจัยนี้ใช้ Switching power supply (12 V, 40 A, 480 W) จำนวน 1 ตัว

3.5.2 รีเลย์ไฟฟ้า เป็นอุปกรณ์ที่เปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าให้เป็นพลังงานแม่เหล็ก เพื่อใช้ในการดึงดูดหน้าสัมผัสของคอนแทคให้เปลี่ยนสถานะ โดยการป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับขดลวด เพื่อทำการปิดหรือเปิดหน้าสัมผัสคล้ายกับสวิตซ์อิเล็กทรอนิกส์ในการควบคุมวงจรต่างๆ โดยงานวิจัยนี้ใช้รีเลย์ไฟฟ้า (10 A, 12 V, DC) จำนวน 2 ตัว

3.5.3 อุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์วงจรกระแสตรง เป็นอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์วงจรกระแสตรง (DC Motor speed control) เป็นอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์วงจรกระแสตรง โดยจะควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ไฟฟ้าให้เหมาะสมกับสถานะของโหลด เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของมอเตอร์ โดยงานวิจัยนี้ใช้ DC Motor speed control (10-50 V, 40 A, 2000 W) จำนวน 2 ตัว

3.5.4 เบรกเกอร์ (Safety breaker) ทำหน้าที่ในการตัดวงจรไฟฟ้าแบบอัตโนมัติเมื่อเกิดความผิดปกติในระบบ เพื่อเป็นการป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับวงจรไฟฟ้า โดยงานวิจัยนี้ใช้เบรกเกอร์จำนวน 1 ตัว

3.5.5 สวิตช์ปิด-เปิดพัลลภระบายความร้อน ทำหน้าที่ควบคุมการเปิด-ปิดพัลลภระบายความร้อนเมื่อเริ่มทำการทดลอง โดยงานวิจัยนี้ใช้สวิตช์ปิด-เปิดพัลลภระบายความร้อนจำนวน 1 ตัว

3.5.6 ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้านำมาใช้ในการจัดการการจ่ายไฟฟ้า และเพื่อสร้างความปลอดภัยแก่ผู้ทดลองในการควบคุมระบบไฟฟ้าในการทดลองงานวิจัย โดยงานวิจัยนี้ใช้ตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าจำนวน 1 กล่อง

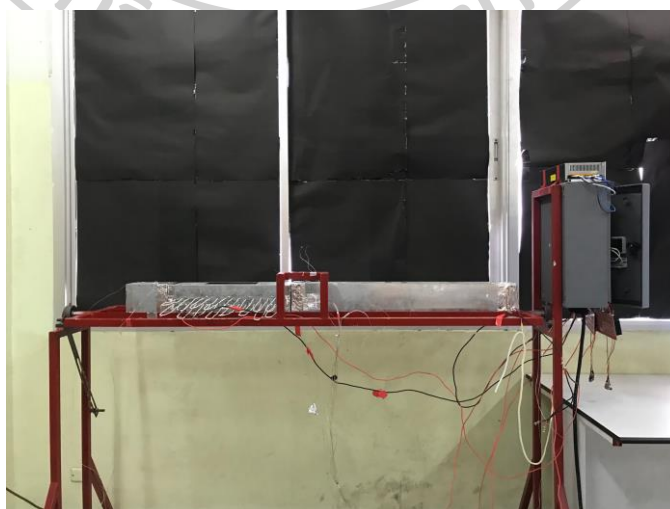
3.5.7 เครื่องควบคุมอุณหภูมิ (Temperature controller) เป็นหน้าจอแสดงผลอุณหภูมิที่ควบคุมในการทดลอง เพื่อไม่ให้อุณหภูมิของระบบและชุดทดลองเกินค่าที่กำหนดไว้ โดยงานวิจัยนี้ใช้เครื่องควบคุมอุณหภูมิจำนวน 2 ตัว

3.6 ขั้นตอนการทดสอบ

3.6.1 นำท่อความร้อนมาทำให้ภายในเป็นสุญญากาศโดยใช้เครื่องปั๊มสุญญากาศ

3.6.2 เมื่อภายในท่อความร้อนเป็นสุญญากาศแล้ว ทำการเติมสารทำงาน โดยเริ่มจากสารทำงานที่มีค่าความหนาแน่นน้อยกว่าคือ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น ตามลำดับ โดยมีอัตราส่วนการเติมเท่ากับ 50% โดยปริมาตรของท่อ ในขั้นตอนการเติมสารทำงานนั้น ผู้วิจัยจะทำการทดลองจนเสร็จหนึ่งสารทำงาน แล้วจึงเปลี่ยนแปลงเปลี่ยนสารทำงานจนครบ 3 ชนิด ต่อหนึ่งชุดการทดลอง

3.6.3 นำชุดทดลองมาติดตั้งบนฐานปรับระดับองศาที่ได้จัดทำไว้ ดังแสดงในรูปที่ 3.27



รูปที่ 3.27 แสดงการติดตั้งชุดทดลองบนฐานปรับระดับ

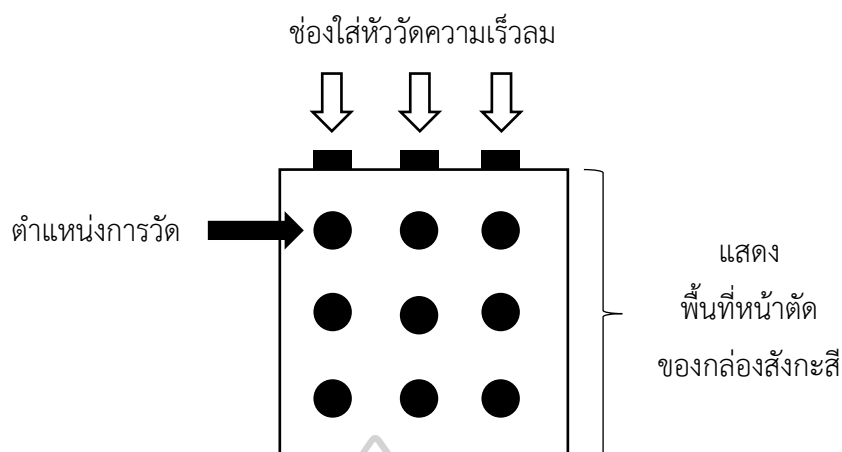
3.6.4 และทำการปรับมุมเอียงที่ตัวปรับแนวการวางของชุดทดลองตามมุมเอียงที่กำหนดไว้
 ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.28



รูปที่ 3.28 แสดงตัวปรับแนวการวางของชุดทดลอง

3.6.5 นำสายเทอร์โมคัปเปิลต่อเข้ากับเครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) เพื่อนำข้อมูลที่บันทึกไปทำการวิเคราะห์ต่อไป

3.6.6 ทำการต่อสายไฟฟ้าจากชุดอุปกรณ์จ่ายไฟฟ้าเข้ากับชุดทดลองที่ความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง โดยกำหนดอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยอยู่ที่ 80-100°C เพื่อควบคุมให้ค่าความร้อนคงที่ที่ส่วนทำระเหยทั้ง 2 ด้าน และติดตั้งพัดลมที่ปลายกล่องสังกะสี เพื่อพาความร้อนออกจากที่ความร้อนในส่วนควบแน่น โดยกำหนดอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 0.3-0.4 เมตรต่อวินาที จากนั้นวัดความเร็วของอากาศและความชื้นของอากาศที่ทางเข้าและทางออกในส่วนควบแน่น ในการการวัดความเร็วลมจะแบ่งกริดเพื่อให้การวัดมีความแม่นยำขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 3.32 โดยทำการวัดทั้งหมด 9 จุด และเฉลี่ยค่าที่วัดได้ และการวัดความชื้นจะทำการวัดทั้งหมด 3 ครั้งต่อการทดลอง (30 นาที ต่อ 1 ครั้ง) และเฉลี่ยค่าที่วัดได้ โดยทำการเจาะรูบริเวณทางเข้าและทางออกของชุดทดลอง และนำเครื่องวัดความชื้นใส่เข้าไปเพื่อวัดหาค่า



รูปที่ 3.29 แสดงตำแหน่งการวัดความเร็วลม โดยแสดงเป็นภาพหน้าตัดช่องการระบายความร้อนในส่วนควบแน่น

3.6.7 ทำการเปิดเครื่องจ่ายไฟเพื่อให้ความร้อนแก่ชุดลวดนิกเกิล-โครเมียม เพื่อส่งผ่านไปยังท่อความร้อน เมื่อเข้าสู่สภาวะคงที่ทำการเปิดเครื่องบันทึกข้อมูลอัตโนมัติ (Data logger) เพื่อบันทึกอุณหภูมิส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนควบแน่น และอุณหภูมิทางเข้าและทางออกของส่วนควบแน่น โดยจะทำการบันทึกข้อมูลทุกๆ 1 วินาที เป็นเวลา 30 นาที เมื่อครบ 30 นาที จะทำการปรับมุมจาก 0° เป็น 15° , 30° , 45° , 60° , 75° และ 90° ตามลำดับ

3.6.8 ทำการทดลองซ้ำทั้งหมด 3 ครั้ง เพื่อความถูกต้องแม่นยำในการวิเคราะห์ผลการทดลอง

3.6.9 นำข้อมูลอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ไปคำนวณหาค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสี่วงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง โดยขั้นตอนการคำนวณจะแสดงไว้ในภาคผนวก ข

3.7 การวิเคราะห์และการสรุปผลการทดลอง

เพื่อให้การวิเคราะห์และการสรุปผลการทดลองงานวิจัยเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ ผู้วิจัยได้ทำการวิเคราะห์ข้อมูลการทดลองเกี่ยวกับสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสี่วงรอบที่มีแหล่งให้ความร้อนสองแหล่ง โดยการคำนวณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศแวดล้อมที่ส่วนควบแน่น จากนั้นนำไปวิเคราะห์และคำนวณในสมการอนุรักษ์พลังงานสำหรับกระบวนการให้ความร้อนที่ความชื้นคงที่ ดังแสดงในสมการที่ 3.1

$$Q = \dot{m}_{\text{air}} (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \quad (3.1)$$

เมื่อ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

\dot{m}_{air} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแห้ง (kg/s)
 A_c คือ พื้นที่ผิวภายในของท่อในส่วนควบแน่น (m²)
 $h_{\text{out}}, h_{\text{in}}$ คือ ค่าเอนทัลปีต่อหน่วยมวลของอากาศแห้งที่ทางเข้าและทางออกของ
 ส่วนควบแน่น ตามลำดับ (J/kg)

$$\dot{m}_{\text{air}} = \rho VA \quad (3.2)$$

โดยที่

\dot{m}_{air} คือ อัตราการไหลเชิงมวล หน่วย กิโลกรัมต่อวินาที

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ หน่วย กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร

V คือ ความเร็วลมของอากาศ หน่วย เมตรต่อวินาที

A คือ พื้นที่หน้าตัดการไหลของส่วนควบแน่น หน่วย ตารางเมตร

สมการที่ใช้ในการวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวรอบที่มีแหล่ง
 รับความร้อนสองแหล่ง คือ สมการความต้านทานความร้อน ดังแสดงในสมการที่ 3.3

$$R = \frac{(T_e - T_c)}{Q} \quad (3.3)$$

เมื่อ

R	คือ	ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ (K/W)
T_e	คือ	อุณหภูมิส่วนทำระเหย (K)
T_c	คือ	อุณหภูมิส่วนควบแน่น (K)
Q	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อน (W/m ²) สามารถคำนวณได้จากสมการที่ 3.1

บทที่ 4

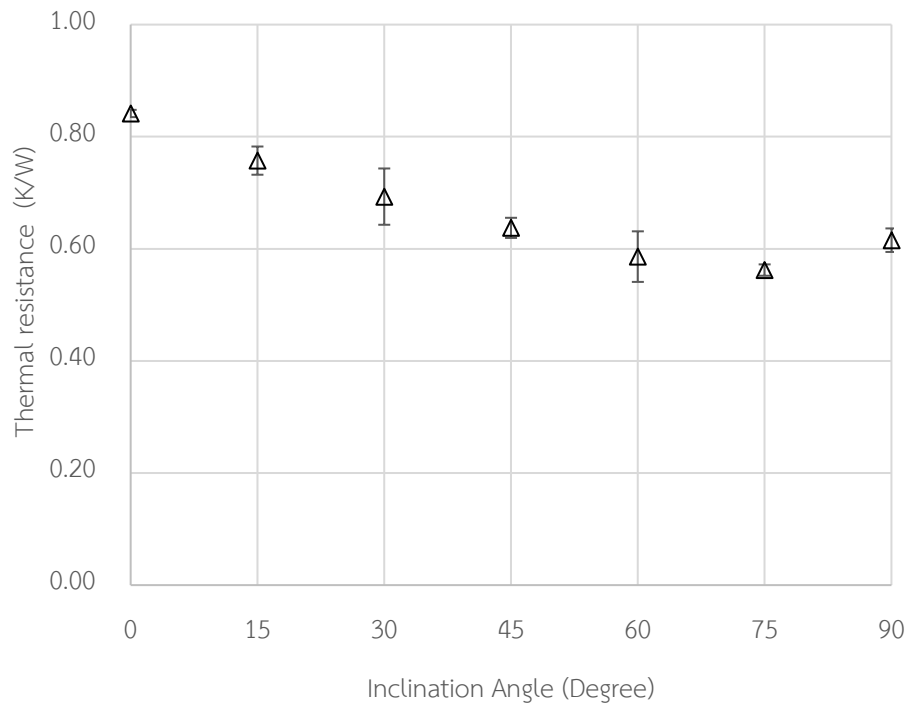
ผลการดำเนินงานและการอภิปรายผล

งานวิจัย ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณฐานรูปที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่ง มีรายละเอียดเกี่ยวกับการดำเนินงานวิจัย ดังนี้

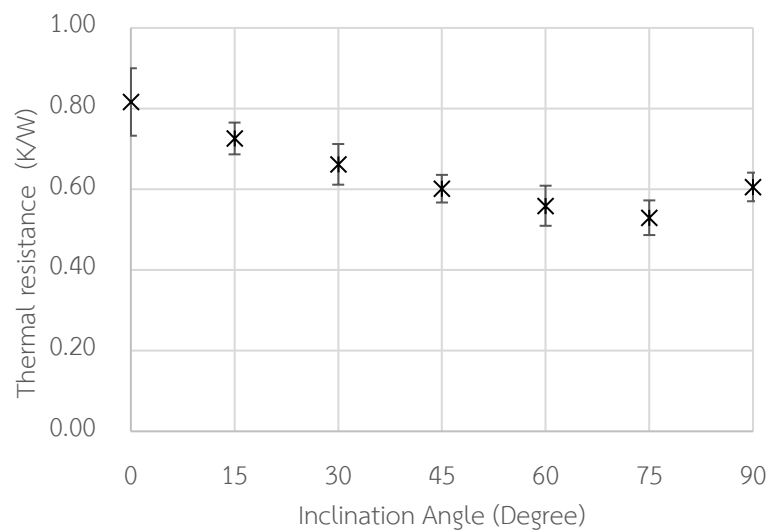
- 4.1 ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน
- 4.2 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน
- 4.3 ผลของจำนวนโค้งเกลียวที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน
- 4.4 ผลของความร้อนแฝงของสารทำงานที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน

4.1 ผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน

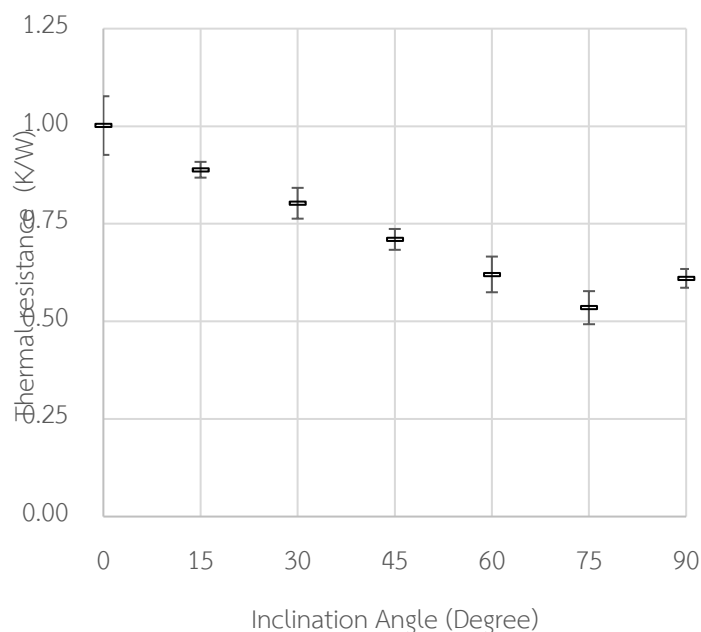
จากการศึกษาได้กำหนดมุมเอียงเป็น 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° , และ 90° โดยท่อความร้อนมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มิลลิเมตร มีความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเกลียวเท่ากับ 16, 32 และ 40 โค้งเกลียว โดยใช้ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น เป็นสารทำงาน ที่มีอัตราส่วนการเติมสารทำงานคือ 50% โดยปริมาตรของท่อ จากการทดลองพบว่า เมื่อวางท่อความร้อนไว้ที่มุมเอียง 0° (แนวระดับ) จะมีค่าความต้านทานความร้อนสูงสุด และเมื่อปรับมุมเอียงเป็น 15° จะทำให้ค่าความต้านทานความร้อนมีค่าลดลง และค่าความต้านทานความร้อนจะลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นจนถึง 75° ซึ่งที่มุมเอียง 75° จะมีค่าความต้านทานความร้อนต่ำที่สุด และเมื่อปรับมุมเอียงเป็น 90° ค่าความต้านทานความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้นจากมุม 75° ดังแสดงในรูปที่ 4.8-4.34



รูปที่ 4.1 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



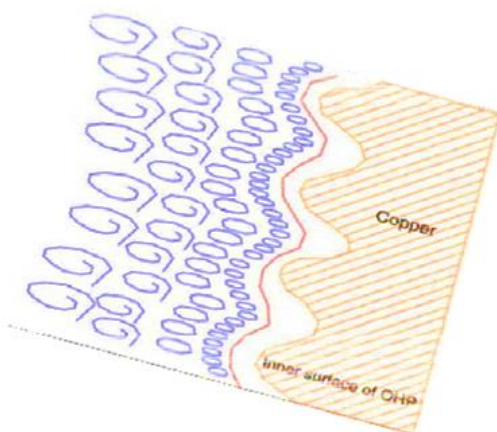
รูปที่ 4.2 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเลี้ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



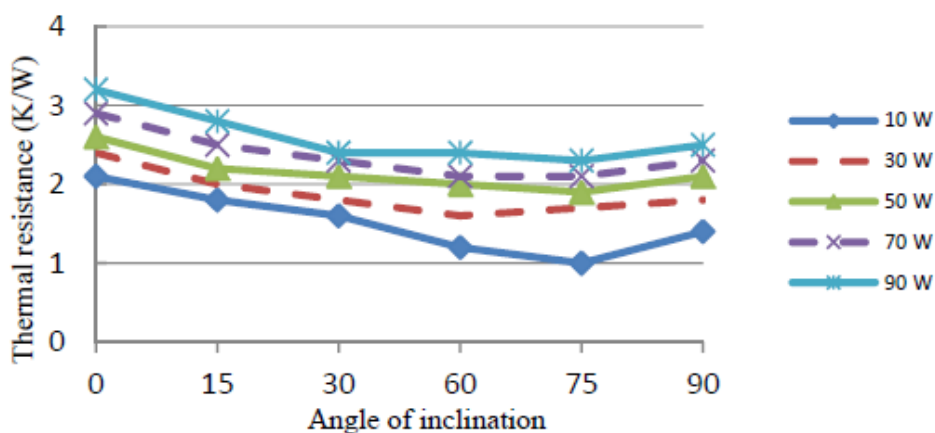
รูปที่ 4.3 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน

จากรูปที่ 4.1-4.3 แสดงความสัมพันธ์ของความต้านทานความร้อนกับมุมเอียงตั้งแต่ 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° และ 90° โดยใช้ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น เป็นสารทำงาน ที่มีอัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรของท่อ แสดงให้เห็นว่า เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นตั้งแต่ 0° ไปจนถึง 75° ทำให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลงอย่างต่อเนื่อง และเมื่อเพิ่มมุมเอียงไปจนถึง 90° จะเห็นได้ว่า ค่าความต้านทานความร้อนเพิ่มขึ้น นั่นคือ ประสิทธิภาพที่เหมาะสมที่สุดอยู่ที่มุมเอียง 75° เนื่องจากที่มุมเอียงนี้ การไหลของสารทำงานเป็นการไหลแบบปั่นป่วน สารทำงานภายในท่อจะสัมผัสกับพื้นผิวของท่อได้มากที่สุด และเนื่องจากบริเวณผนังท่อมักมีลักษณะเป็นผิวขรุขระจึงทำให้การชนกันระหว่างโมกุลของสารทำงานกับผนังท่อเกิดโมเมนตัมการชนที่รุนแรงขึ้นจึงเป็นเพิ่มความร้อนเข้าสู่สารทำงาน ทำให้สารทำงานสามารถเปลี่ยนสถานะได้รวดเร็วขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.4 โดยเมื่อทำการปรับความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และชนิดของสารทำงาน ยังคงให้ผลคงเดิม ซึ่งสอดคล้องกับผลงานวิจัยของ Suchana Akter ทำการทดสอบผล ทำการทดสอบผลของมุมเอียงที่ส่งผลต่อท่อความร้อนแบบได้ทดลองท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบ (CLPHP) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 395 มิลลิเมตรมีจำนวนโค้งเลี้ยว 9 โค้งเลี้ยว ใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน ที่มุมเอียง 0°, 30°, 45°, 60°, 75° และ 90° พบว่า ท่อความร้อนที่ทำงานในมุม 75° มีความต้านทานความร้อนน้อยที่สุด ดังนั้น มุมเอียงของท่อความร้อนที่มีความต้านทานความร้อนที่ต่ำที่สุดคือมุม 75°

และสอดคล้องกับผลการวิจัยของ Goshayeshi ที่ทำการศึกษามวลของมูมเอียงที่มีต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (CLPHP) ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.75 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตรให้พลังงานไฟฟ้าตั้งแต่ 10-90 วัตต์ พบว่า มูมเอียงที่ 75° มีประสิทธิภาพทางความร้อนที่สุดในทุกปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่เพิ่มขึ้น ดังที่แสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.4 แสดงการไหลของสารทำงานแบบปั่นป่วน

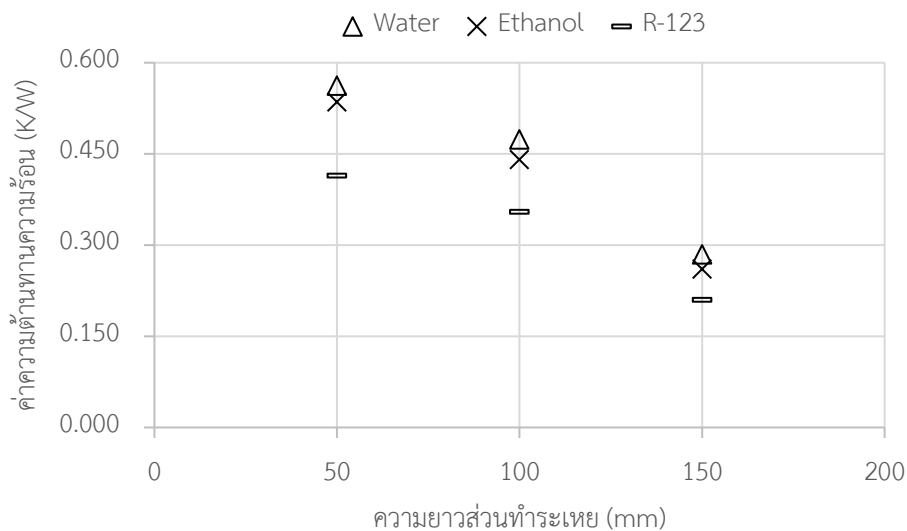


รูปที่ 4.5 แสดงความสัมพันธ์ของความต้านทานความร้อนและมูมเอียง สำหรับสารทำงาน ferrofluid จากการศึกษานี้ของ Goshayeshi [15]

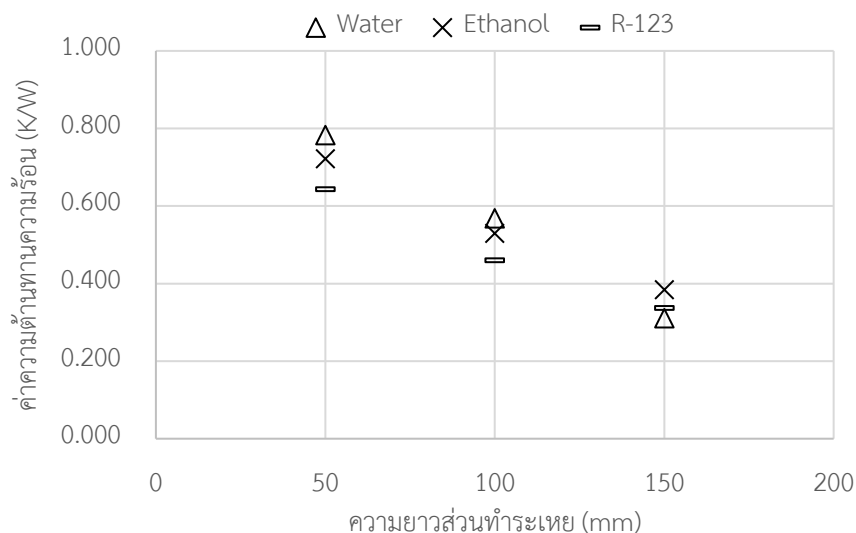
4.2 ผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อน

ความยาวส่วนทำระเหยเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน โดยเป็นส่วนที่ได้รับความร้อนจากแหล่งจ่ายพลังงาน และถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำงานภายในท่อ ความร้อน ทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะจากของแข็งของเหลวกลายเป็นฟองไอ และเคลื่อนที่ไปยังส่วนควบแน่นเพื่อระบายความร้อน จากการศึกษานี้ได้กำหนดความยาวส่วนทำระเหยของท่อความ

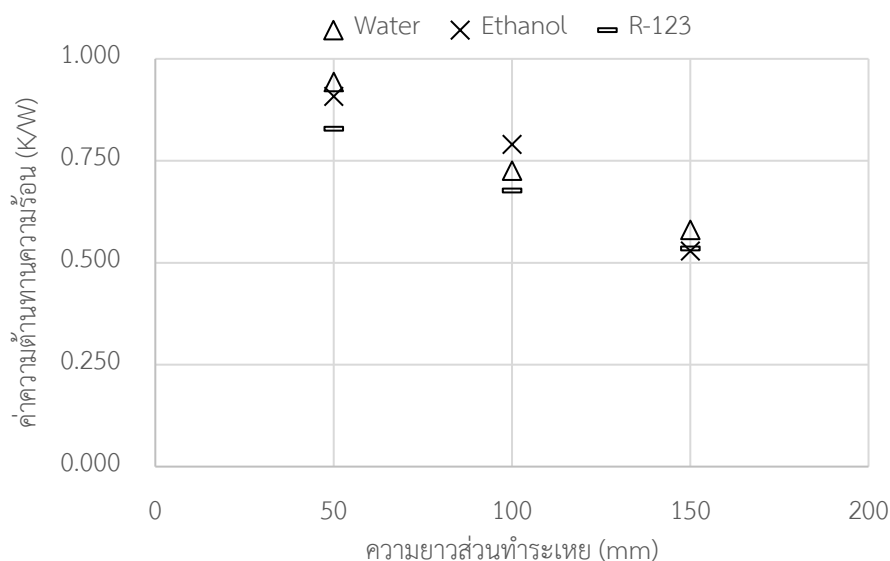
ร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 3 ค่า ได้แก่ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร กำหนดความยาวส่วนควบแน่นให้เท่ากันทุกชุดการทดลองคือ 50 มิลลิเมตร และไม่มีส่วนกันความร้อน ท่อความร้อนนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มิลลิเมตร มีจำนวนโค้งเลี้ยว 3 ค่า ได้แก่ 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว โดยใช้ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น เป็นสารทำงาน ที่มีอัตราส่วนการเติมสารทำงานคือ 50% โดยปริมาตรของท่อ จากการทดลองพบว่า เมื่อความยาวส่วนระเหยเพิ่มขึ้น ทำให้ความต้านทานความร้อนลดลงอย่างต่อเนื่อง ดังแสดงในรูปที่ 4.1-4.3



รูปที่ 4.6 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 16 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียง 75°



รูปที่ 4.7 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 32 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียง 75°



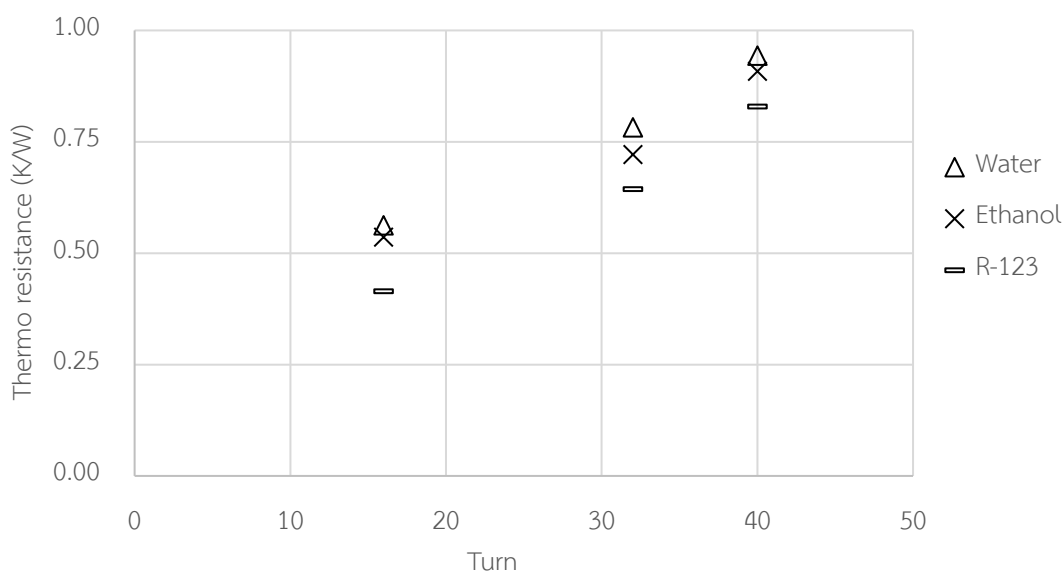
รูปที่ 4.8 แสดงผลของความยาวส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบ สิ้นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 40 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียง 75°

จากรูปที่ 4.1-4.3 พบว่าเมื่อความยาวส่วนระเหยเพิ่มขึ้นจาก 50 มิลลิเมตร ไปจนถึง 150 มิลลิเมตร ส่งผลให้ความต้านทานความร้อนลดลงอย่างต่อเนื่อง เมื่อสัดส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนจะมีค่าลดลง ทำให้สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจึงมีพื้นที่ในการรับความร้อนเพิ่มขึ้น ทำให้แท่งของเหลวสามารถระเหยกลายเป็นฟองไอและไปถ่ายเทความร้อนที่ส่วนควบแน่นได้มากขึ้น แต่ถ้าความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น หรือสัดส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อความยาวส่วนควบแน่นสูงเกินไปอาจจะทำให้เกิดการแห้ง (Dry out) ได้ง่ายขึ้น แต่สำหรับงานวิจัยนี้พบว่าไม่มีการแห้งเกิดขึ้น เมื่อสังเกตดูที่อุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยพบว่าไม่มีการเพิ่มขึ้นอย่างทันทีทันใดเนื่องจากงานวิจัยนี้มีการควบคุมอุณหภูมิอยู่ระหว่าง 40-100 องศาเซลเซียส โดยผลการทดลองนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Jian Qu และ Qian Wang [22] โดยทำการทดลองท่อความร้อนแบบสิ้นวงรอบทดลองในแนวตั้ง เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.2, 2 และ 2.4 มิลลิเมตร ความยาวส่วนทำระเหยคือ 3, 5 และ 7 เซนติเมตร ความยาวส่วนควบแน่นคงที่ 7 เซนติเมตร และผลรวมของความยาวส่วนทำระเหยกับความยาวส่วนควบแน่นความร้อนเท่ากับ 15 ซม สารทำงานคือ น้ำและเอทานอล อัตราส่วนการเติม 40%, 50% และ 60% โดยปริมาตรท่อที่เหลือทั้งหมด พบว่า ในงานวิจัยนี้คิดความยาวประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของทั้ง 3 ส่วน ($L_{eff} = 0.5(L_e + L_c) + L_a$) เมื่อสัดส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อความยาวส่วนควบแน่นเพิ่มขึ้น ความยาวประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลง ทำให้แรงเสียดทานของ

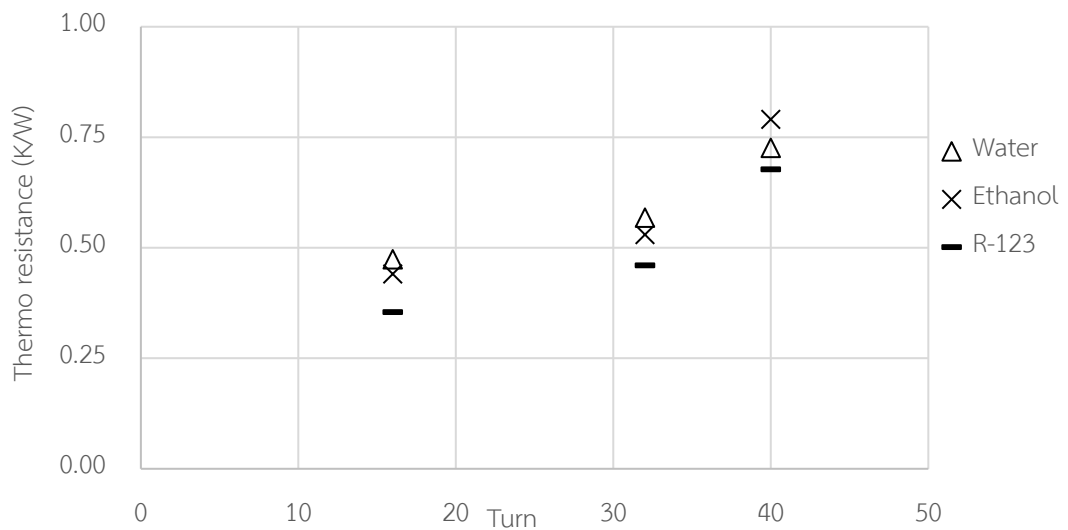
การไหลมีค่าลดลง ทำให้สารทำงานสามารถรับความร้อนจากส่วนทำระเหยไปถ่ายเทความร้อนที่ส่วนควบแน่นได้ดีขึ้น ความต้านทานความร้อนมีค่าลดลง ส่งผลให้สมรรถนะทางความร้อนเพิ่มขึ้น

4.3 ผลของจำนวนโค้งเกลียวที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน

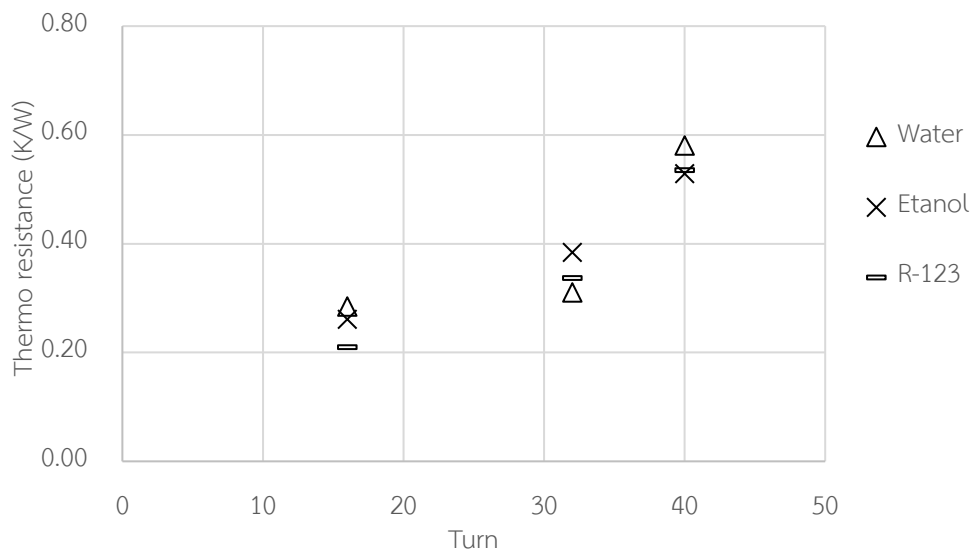
จำนวนโค้งเกลียวถือเป็นหนึ่งในตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน กล่าวคือ จำนวนของการติดต่อโค้งทั้งหมดอาจอยู่ในส่วนทำระเหยหรืออยู่ในส่วนควบแน่นก็ได้ จากการศึกษานี้ได้กำหนดจำนวนโค้งเกลียวของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งจำนวน 3 ค่า ได้แก่ 16, 32 และ 40 โค้งเกลียว โดยท่อความร้อนนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มิลลิเมตร มีความยาวส่วนระเหยเท่ากับ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร โดยใช้ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น เป็นสารทำงาน ที่มีอัตราส่วนการเติมสารทำงานคือ 50% โดยปริมาตรของท่อ จากการทดลองพบว่า เมื่อจำนวนโค้งเกลียวเพิ่มขึ้น ทำให้ความต้านทานความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.4-4.6



รูปที่ 4.9 แสดงผลของจำนวนโค้งเกลียวที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบส่นวงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งที่มีความยาวส่วนทำระเหย 50 มิลลิเมตร ที่มุมเอียง 75°



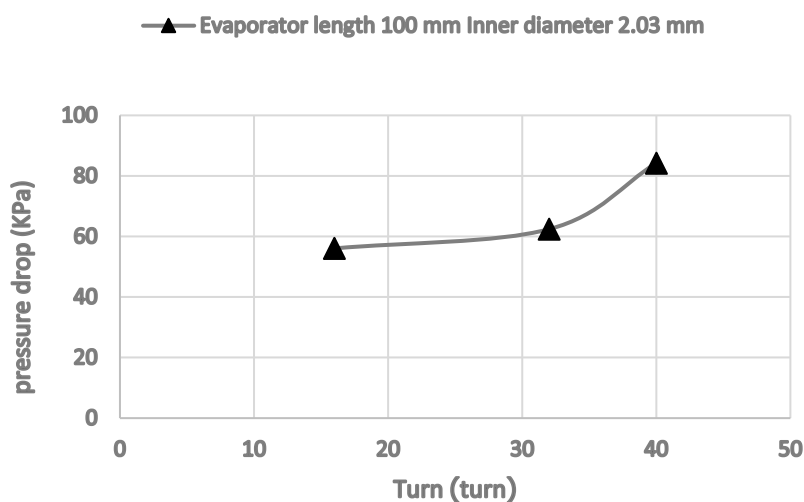
รูปที่ 4.10 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น วงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งที่มีความยาวส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร ที่มุมเอียง 75°



รูปที่ 4.11 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้น วงรอบที่มีแหล่งความร้อนสองแหล่งที่มีความยาวส่วนทำระเหย 150 มิลลิเมตร ที่มุมเอียง 75°

จากรูปที่ 4.4-4.6 พบว่า เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนลดลง จากการศึกษางานวิจัยพบว่า เมื่อจำนวนโค้งเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่าความต้านทานความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากจำนวนโค้งเลี้ยวที่เพิ่มขึ้น ทำให้ความยาวของท่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ความดันตกคร่อมบริเวณท่อตรง (Major loss) เพิ่มขึ้น อีกทั้ง

ยังทำให้ความดันตกคร่อมบริเวณท่ออ (Minor loss) เพิ่มมากขึ้นอีกด้วย ดังแสดงในรูปที่ 4.7 ซึ่งความดันสูญเสียนี้จะส่งผลต่อการไหลของสารทำงานภายในท่อ เนื่องจากการเพิ่มความเสียหายต่อการไหลของสารทำงาน ทำให้สารทำงานภายในท่อไหลได้ช้าลง ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนจึงมีค่าลดลงด้วย



รูปที่ 4.12 แสดงผลของจำนวนโค้งเลี้ยวที่มีต่อความดันตกคร่อม

ดังนั้น สรุปได้ว่า เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่าเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากเกิดความดันสูญเสียหลักและความดันสูญเสียรองทำให้เกิดความดันตกคร่อมในการไหลของสารทำงาน ส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นลดลง สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนจึงมีค่าลดลง

4.4 ผลของสารทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบชนิดมีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง

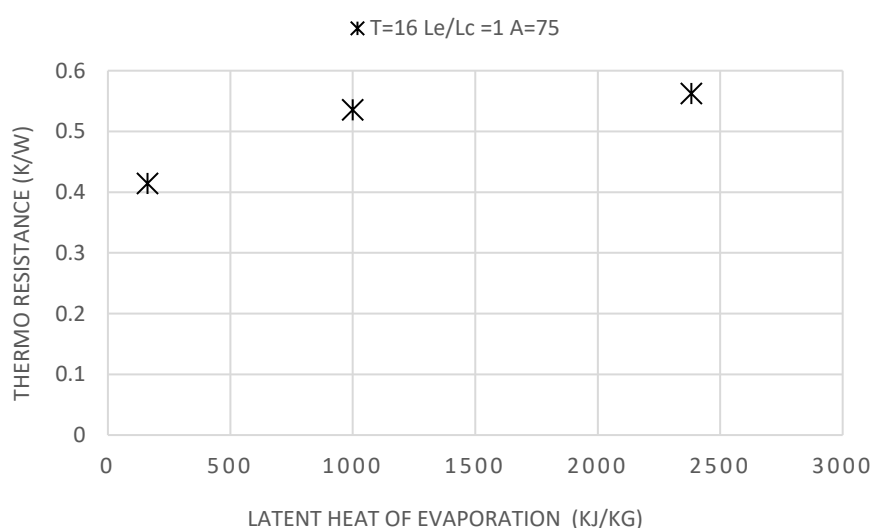
การศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่วางในแนวนอนมีหลักการถ่ายเทความร้อนโดยอาศัยกลไกการระเหยและการควบแน่นของสารทำงาน ดังนั้นตัวแปรที่ใช้ในการวิเคราะห์ผลของสารทำงานที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่แหล่งความร้อนสองแหล่งในแนวนอนคือ ความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ จากการศึกษาได้กำหนดชนิดของสารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น มีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอที่แตกต่างกันคือ 161, 1,000 และ 2,382 กิโลจูลต่อกิโลกรัม ตามลำดับ โดยมีอัตราส่วนการเติมสารทำงาน คือ

50% โดยปริมาตรของท่อที่เหลือทั้งหมด ท่อความร้อนนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 2.03 มิลลิเมตร มีความยาวส่วนระเหยเท่ากับ 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเลี้ยวเท่ากับ 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว ที่มุมเอียง 0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° และ 90° ควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหยอยู่ที่ 40-100 องศาเซลเซียส จากการทดลองพบว่าเมื่อค่าความร้อนแฝงเพิ่มขึ้น ทำให้ความต้านทานความร้อนต่อมีแนวโน้ม ดังแสดงในตารางที่ 2

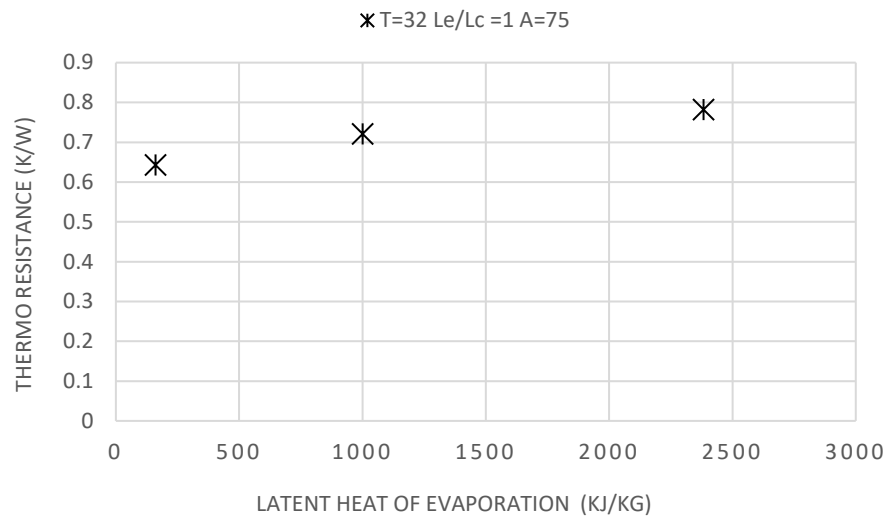
ตารางที่ 2 แสดงแนวโน้มน้ำค่าความต้านทานความร้อนเมื่อความร้อนแฝงการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น

การเปลี่ยนแปลง สัดส่วน Le/Lc	แนวโน้มน้ำค่าความต้านทานความร้อน (ทุกชุดการทดลอง)					รวม
	เพิ่มขึ้น	ลดลง	เพิ่มขึ้น-ลดลง	ลดลง-เพิ่มขึ้น	ไม่มีนัยสำคัญ	
1	21	0	0	0	0	21
2	14	5	2	0	0	21
3	10	3	4	4	0	21
รวม	45	8	6	4	0	63
คิดเป็น	71%	13%	10%	6%	0	100%

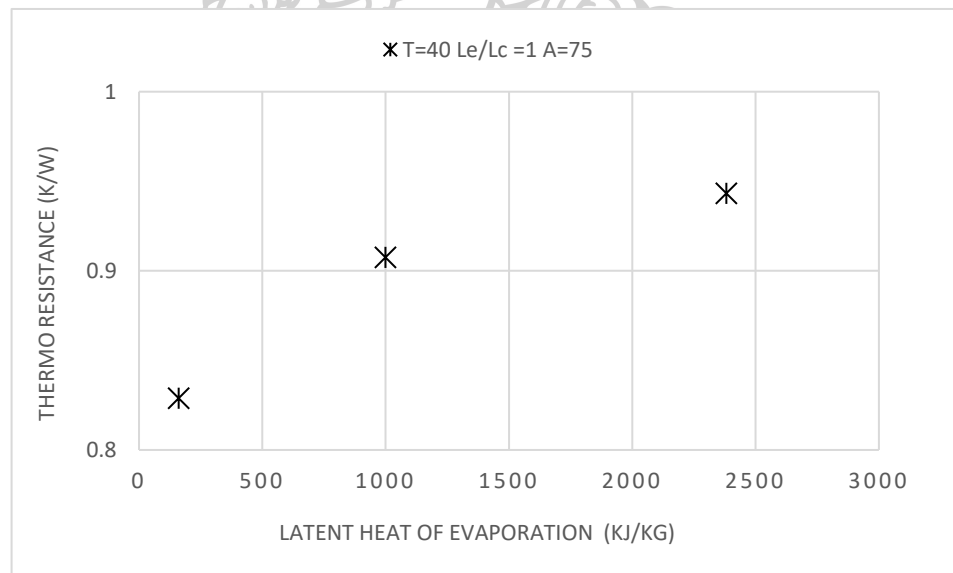
จากผลการวิเคราะห์แนวโน้มน้ำทั้งหมดทางสถิติพบว่า เมื่อความร้อนแฝงการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนจะมีแนวโน้มน้ำแบบเพิ่มขึ้น โดยคิดเป็น 71% ของชุดทดลองทั้งหมด ดังนั้นแนวโน้มน้ำนี้จะถูกใช้เป็นตัวแทนของแนวโน้มน้ำ



รูปที่ 4.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอกับความต้านทานความร้อน ของชุดทดลอง T=16 Le = 50 mm. มุมเอียง 75°



รูปที่ 4.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอกับความต้านทานความร้อน ของชุดทดลอง T=32 Le=50 mm. มุมเอียง 75°

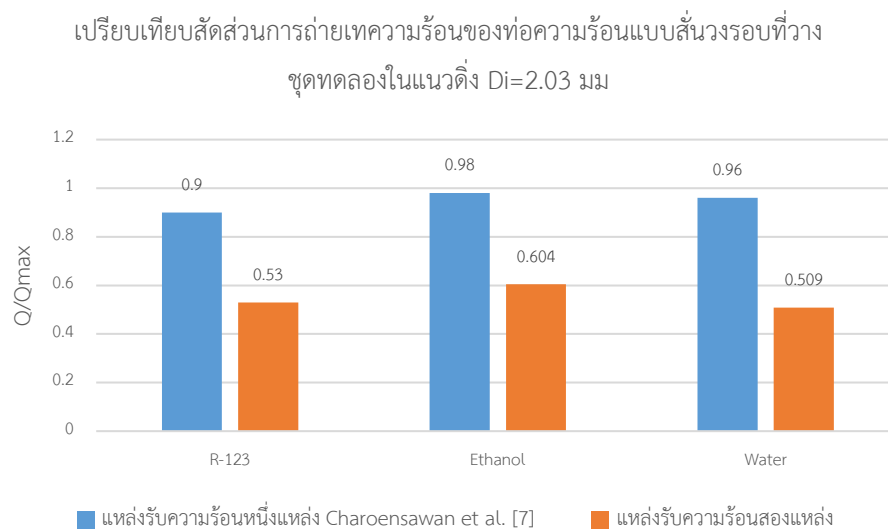


รูปที่ 4.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอกับความต้านทานความร้อน ของชุดทดลอง T=40 Le=50 mm. มุมเอียง 75°

จากผลการทดลองที่ได้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Kammuang-lue et.al [4] ได้ทดลองท่อความร้อนแบบสั้นที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0, 1.5 และ 2.03 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเดี่ยว 32 โค้งเดี่ยว สารทำงานคือ R-123 เอทานอล และน้ำ อัตราส่วนการเติม 50% โดยปริมาตรท่อที่เหลือทั้งหมด ใช้แผ่นเพลทเป็นแหล่งให้ความร้อนและแบ่งแหล่งให้ความร้อนออกเป็น 6 ชุด พบว่า เมื่อความร้อนแฝงการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ความต้านทานความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากสารทำงาน R-123 มีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอต่ำเมื่อได้รับความร้อนจากส่วนทำระเหยจะทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะจากแท่งของเหลวกลายเป็นฟองไอดีง่ายและสามารถไหลจากส่วนทำระเหยไปถ่ายเทความร้อนที่ส่วนควบแน่นได้ดีขึ้น ทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี ส่งผลให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นมีค่าต่างกันน้อย จึงทำให้ค่าความต้านทานความร้อนลดลง ในกรณีที่สารทำงานเป็นน้ำค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของน้ำมีค่ามากกว่า R-123 และ เอทานอล ดังนั้นเมื่อได้รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนน้ำจะใช้เวลาในการเปลี่ยนสถานะนานกว่า R-123 และ เอทานอล ก่อนไหลไปยังส่วนควบแน่นทำให้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นมากขึ้น ส่งผลให้ความต้านทานความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น สมรรถนะทางความร้อนจึงมีค่าลดลง

จากการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่งโดยวางชุดทดลองในแนวตั้งเป็นออกแบบชุดทดลองที่ประยุกต์มาจากการศึกษาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่ง เมื่อเปรียบเทียบสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบระหว่างแหล่งรับความร้อนสองแหล่งกับแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่ง ที่ความยาวส่วนทำระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวนโค้งเดี่ยว 16 โค้งเดี่ยว เส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.03 มิลลิเมตร สารทำงานคือ R-123 เอทานอล และน้ำ โดยการ โดยเปรียบเทียบผลของสัดส่วนการถ่ายเทความร้อน (Q/Q_{max}) ระหว่างท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่งกับแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง พบว่า ท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่งมีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่งมีลักษณะทำงานแบบโหมดความร้อนด้านล่าง (Bottom heat mode : BTM) ซึ่งอัตราการถ่ายความร้อนจะแปรผันตรงกับความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น ส่วนท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง การถ่ายเทความร้อนของสารทำงานมีลักษณะการทำงานเป็นทั้งโหมดความร้อนด้านล่าง (Bottom heat mode : BHM) และ โหมดความร้อนด้านบน (Top heat mode : THM) [18] ทำให้สารทำงานสถานะฟองไอดีที่ได้รับความร้อนจากส่วนทำระเหย

ด้านบดต้องเอาชนะแรงโน้มถ่วง การถ่ายเทความร้อนจึงมีประสิทธิภาพลดลง ดังนั้นสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่แหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่งมีค่าสูงกว่าแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง ดังแสดงดังรูปที่ 4.38



รูปที่ 4.16 แสดงการเปรียบเทียบสัดส่วนการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อความร้อนแบบสัณวงรอบที่มีแหล่งรับความร้อนหนึ่งแหล่งกับสองแหล่ง



บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 ผลของมุมเอียงที่ต่อท่อความร้อนแบบสัณฆรวรอบที่มีแหล่งรับความร้อนสองแหล่ง

- เมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้น 0° , 30° , 45° , 60° , 75° และ 90° ความต้านทานความร้อนจะลดลงอย่างรวดเร็วในช่วงมุมเอียง 0-30 องศา และหลังจากนั้นจะค่อยๆลดลงจนถึงมุมเอียงที่ 75 องศา และค่อยๆเพิ่มขึ้นที่มุมเอียง 90 องศา จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพที่ดีที่สุดอยู่ที่มุมเอียง 75 องศา เพราะที่มุมเอียง 75 องศาการไหลของสารทำงานเป็นการไหลแบบปั่นป่วนเนื่องจากสารทำงานภายในท่อสัมผัสกับพื้นผิวขรุขระของท่อได้มากที่สุดส่งผลให้เกิดโมเมนตัมและความร้อน โดยเมื่อทำการปรับความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว และชนิดของสารทำงาน ยังคงให้ผลคงเดิม
- เมื่อความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจาก 50, 100 และ 150 มิลลิเมตร ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่จะมีค่าลดลง เนื่องจากความยาวส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจึงมีพื้นที่ในการรับความร้อนเพิ่มขึ้น ทำให้แท่งของเหลวสามารถระเหยกลายเป็นไอและไปถ่ายเทความร้อนที่ส่วนควบแน่นได้มากขึ้น นอกจากนี้สัดส่วนความยาวส่วนทำระเหยต่อความยาวส่วนควบแน่นที่สูงขึ้นจะไม่เกิดการแห้ง (Dry out) เนื่องจากงานวิจัยนี้ควบคุมอุณหภูมิส่วนทำระเหย ทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น สมรรถนะทางความร้อนต่อความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น
- เมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวเพิ่มขึ้นจาก 16, 32 และ 40 โค้งเลี้ยว ความต้านทานความร้อนต่อหน่วยพื้นที่มีค่าลดลง เนื่องจากการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวมีผลต่อพฤติกรรมการไหลภายในท่อของสารทำงานและทำให้เกิดความดันสูญเสียตกคร่อมที่ท่อเอียงและท่อตรง ดังนั้นสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนจึงมีค่าลดลง
- เมื่อค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้นจาก 161, 1,000 และ 2,382 กิโลจูลต่อกิโลกรัม สำหรับ R-123 เอทานอล และน้ำกลั่น ตามลำดับ ความต้านทานความร้อนจะมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากน้ำเป็นสารทำงานที่พบว่าค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอมีค่ามากกว่า R-123 กับเอทานอล จึงทำให้น้ำใช้เวลาในการเปลี่ยนสถานะเป็นฟองไอนานกว่า เมื่อเป็นฟองไอแล้วจึงไหลไปยังส่วนควบแน่นทำให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยสูงขึ้น ผลต่างระหว่าง

อุณหภูมิส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ความต้านทานความร้อนเพิ่มขึ้น
สมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนจึงมีค่าลดลง

5.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากการทดลองหาสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีแหล่ง
รับความร้อนสองแหล่งเป็นการออกแบบขึ้นมาใหม่ซึ่งมีความยาวส่วนทำระเหย 50, 100 และ 150
มิลลิเมตร และความยาวส่วนควบแน่น 100 มิลลิเมตร คงที่ ซึ่งโดยทั่วไปในการศึกษาสมรรถนะทาง
ความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะกำหนดให้มีความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น
เท่ากัน ดังนั้นควรทำการทดลองโดยออกแบบให้มีความยาวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น
เท่ากันเพื่อมาเปรียบเทียบกับผลของการศึกษาในงานวิจัยนี้



รายการอ้างอิง

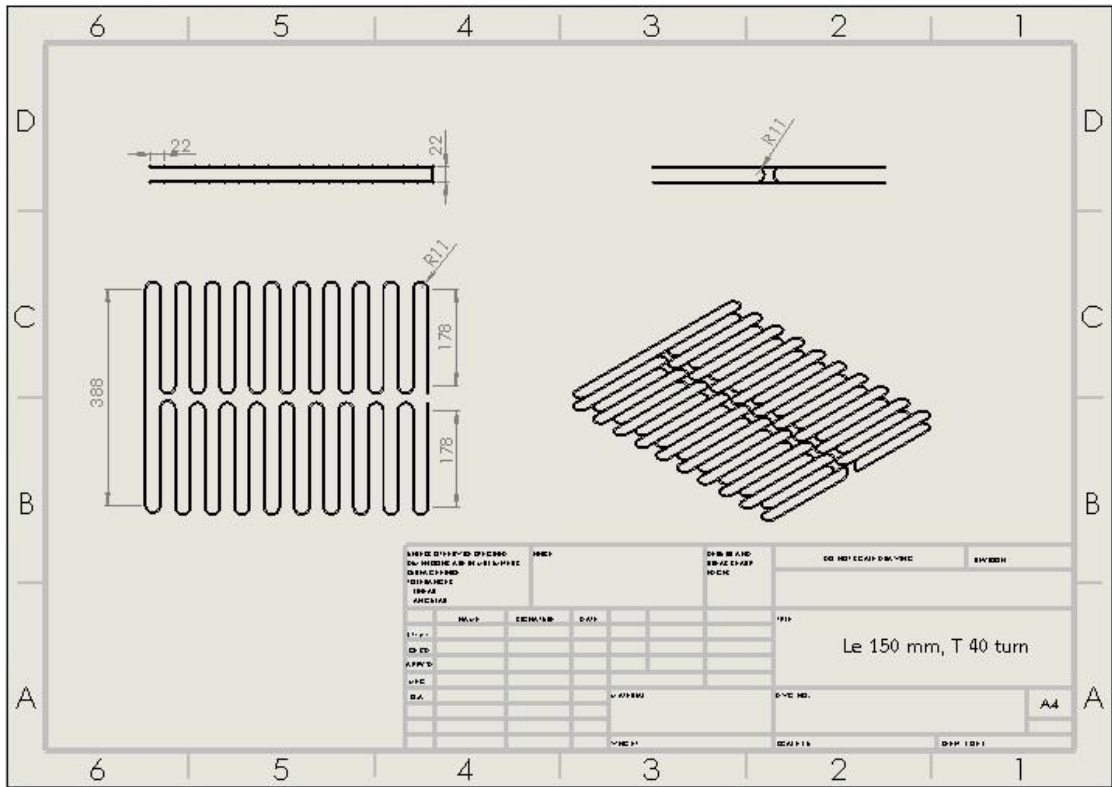
1. N. Kammuang-Lue PS, P. Terdtoon. Effect of working fluids and internal diameters on thermal performance of vertical and horizontal closed-loop pulsating heat pipes with multiple heat sources. Thermal Science. 2016;20.
2. H. R. Goshayeshi MM, M. Ahmady, M. Khaloyi. Experimental Investigation with Different Inclination Angles on Copper Oscillating Heat Pipes Performance Using Fe₂O₃/Kerosene under Magnetic Field. International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering. 2015;9.
3. Xue Zhihu QW. Experimental study on effect of inclination angles to ammonia pulsating heat pipe. Chinese Journal of Aeronautics. 2014;27:1122-7.
4. V. K. Karthikeyan KR, B.C. Pillai, A. Brusly Solomon. EFFECT OF NUMBER OF TURNS ON THE TEMPERATURE PULSATINGS AND CORRESPONDING THERMAL PERFORMANCE OF PULSATING HEAT PIPE. Enhanced Heat Transfer. 2013;20:443-52.
5. Suchana Akter Jahan* MA, Md.Quamrul Islam. Effect of inclination angles on heat transfer characteristics of a closed loop pulsating heat pipe (CLPHP). Procedia Engineering 2013;56:82-7.
6. Pramod R. Pachghare AMM, editor EFFECT OF INCLINATION ANGLE ON THE CLOSED LOOP PULSATING HEAT PIPE THERMAL PERFORMANCE. the ASME 2013 Heat Transfer Summer Conference; 2013.
7. P.R. Pachghare MMA. Effect of pure and binary fluids on closed loop pulsating heat pipe thermal performance. Procedia engineering. 2013;51:624-9.
8. J. Qu* QW. Experimental study on the thermal performance of vertical closed-loop oscillating heat pipes and correlation modeling. Applied Energy. 2013:1154-60.
9. B. Verma LYV, K.S. Kaushal. Experimental studies on thermal performance of a pulsating heat pipe with methanol/DI water. Electronics Cooling and Thermal Control. 2013;3:27-34.

10. Y.H. Yau MA. A review on the application of horizontal heat pipe heat exchangers in air conditioning systems in the tropics. *Applied Thermal Engineering*. 2010;30:77-84.
11. P. Charoensawan PT. Thermal performance of horizontal closedloop oscillating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2008;28:460-6.
12. H.Yang SK, M. Groll. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Applied Thermal Engineering*. 2008;28:59-.
13. Karimi G. CJR, editor Review and Assessment of Pulsating Heat Pipe Mechanism for High Heat Flux Electronic Cooling. Inter Society Conference on Thermal Phenomena; 2004.
14. Rittidech S. TP, Murakami M., Kamonpet P., Jompakdee W. Correlation to Predict Heat Transfer Characteristics of a Close-End Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition. *Applied Thermal Engineering*. 2003;23:497-510.
15. Piyapun Charoensawan SK, Manfred Groll. Closed loop pulsating heat pipes Part A: parametric experimental investigations. *Applied Thermal Engineering*. 2003;23:2009-20.
16. P. Charoensawan PT, P. Tantakom, P. Ingsuwan, M. Groll, editor Effect of Inclination Angles, Filling Ratios and Total Lengths on Heat Transfer Characteristics of a Closed-Loop Oscillating Heat Pipe. the 6th International Heat Pipe Symposium; 2000.
17. H. Akachi FP, P. Štulc,, editor Pulsating heat pipes. International Heat Pipe Symposium; 1996.
18. S. Maezawa KM, A. Gi, H. Akachi, editor Thermal performance of capillary tube thermosiphon. the 9th International Heat Pipe Conference; 1995.

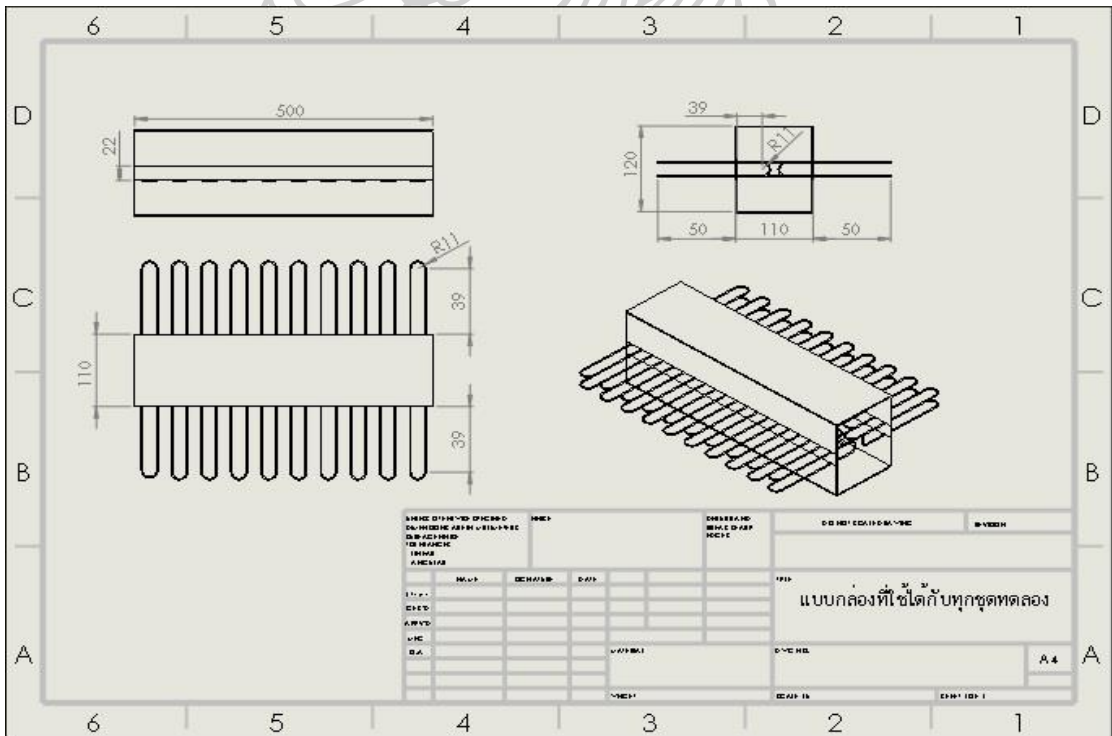
ภาคผนวก ก.

แบบทางวิศวกรรมของชุดทดลอง





รูปที่ ก.9 แบบตัดทอท่อคาปิลลารีทองแดง Le 150 mm, Turn 40 turn

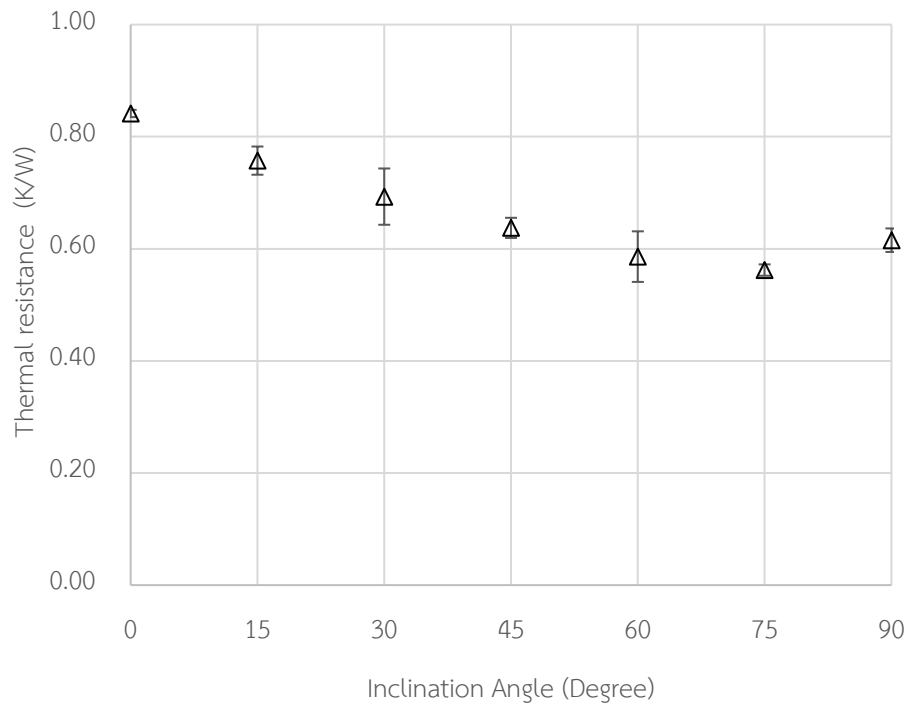


รูปที่ ก.10 แบบกล่องชุดทดลองที่ประกอบด้วยท่อคาปิลลารี Le 50 mm Turn 40 turn

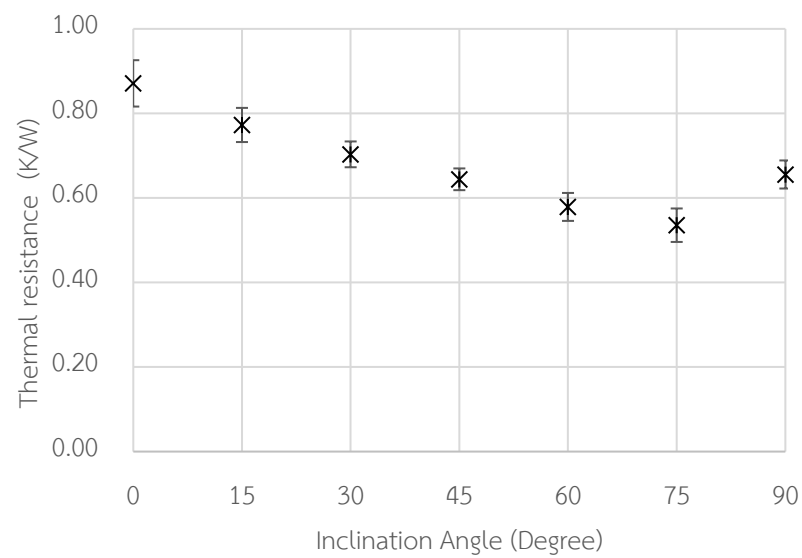
ภาคผนวก ข.

ผลของมุมเอียงที่มีผลต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบชนิดมีแหล่งให้ความ
ร้อนสองแหล่ง โดยจะแสดงผลการทดลองแต่ละชุดการทดลอง
ดังตาราง ค. ต่อไปนี้

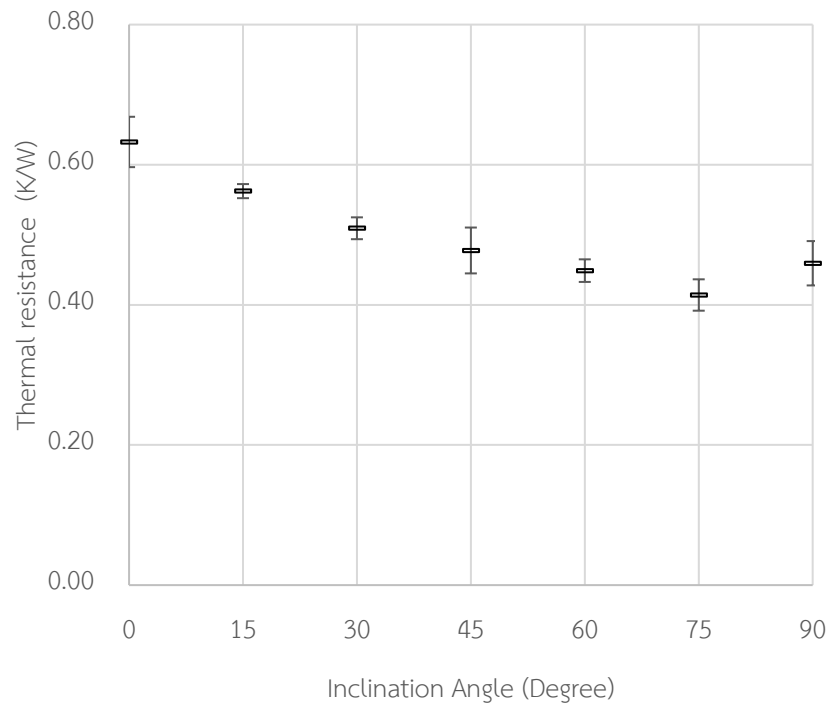




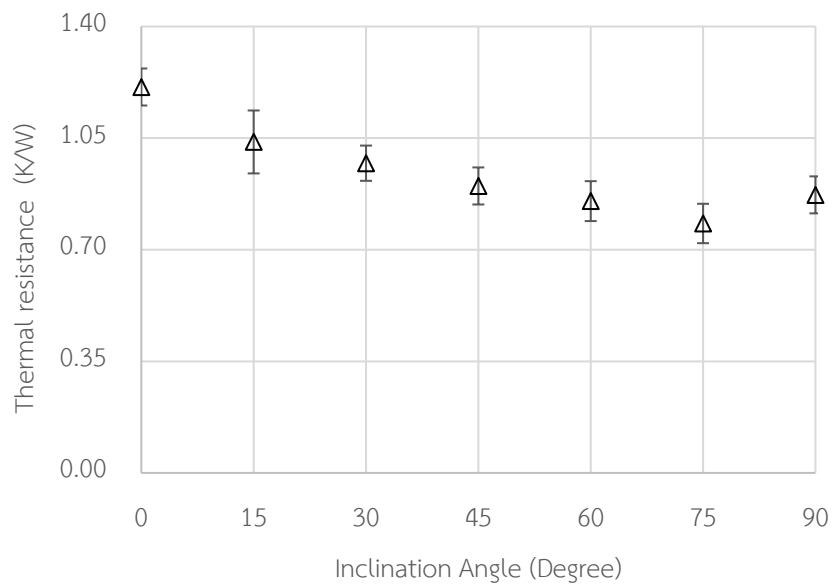
รูปที่ ข.1 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดี่ยว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



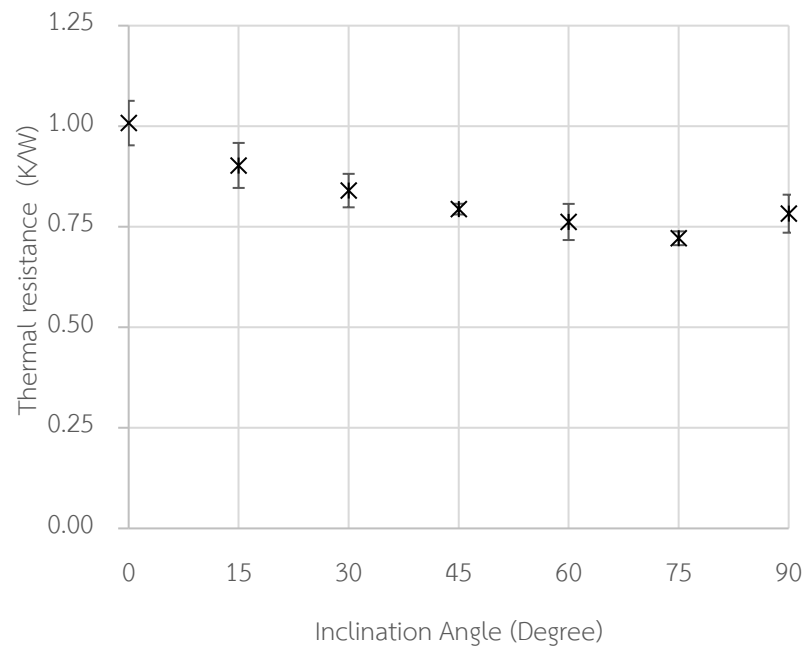
รูปที่ ข.2 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดี่ยว และใช้น้ำเอทานอลเป็นสารทำงาน



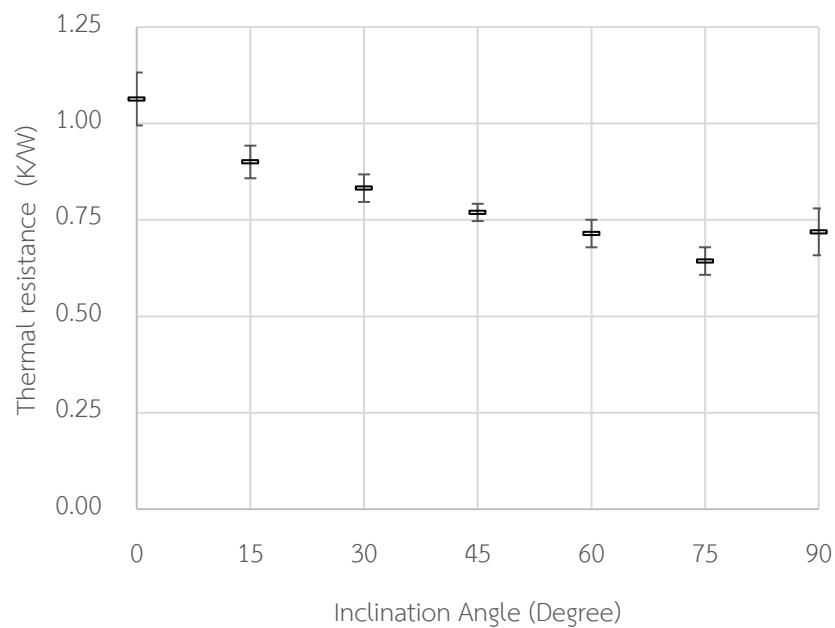
รูปที่ ข.3 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดี่ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



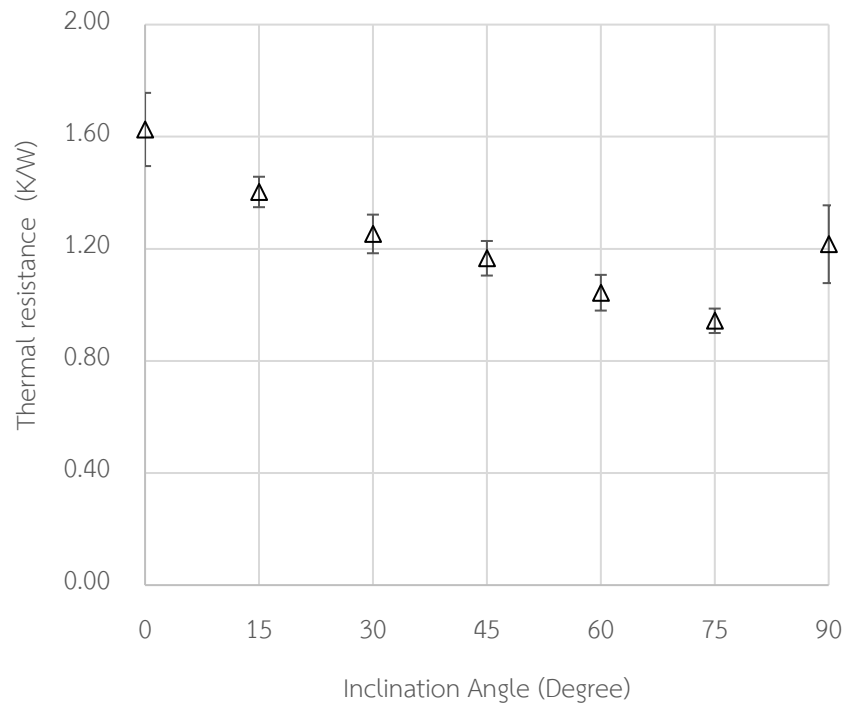
รูปที่ ข.4 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเดี่ยว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



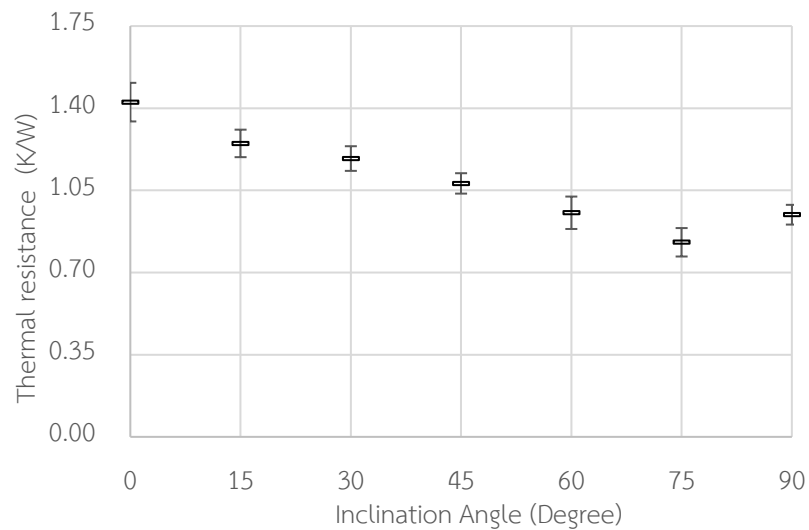
รูปที่ ข.5 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเลี้ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



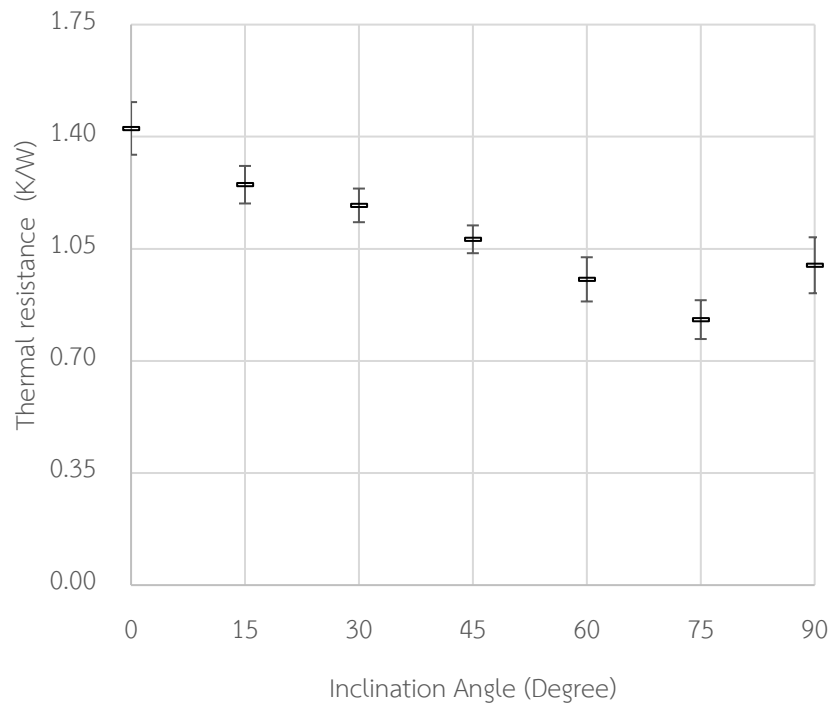
รูปที่ ข.6 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเลี้ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



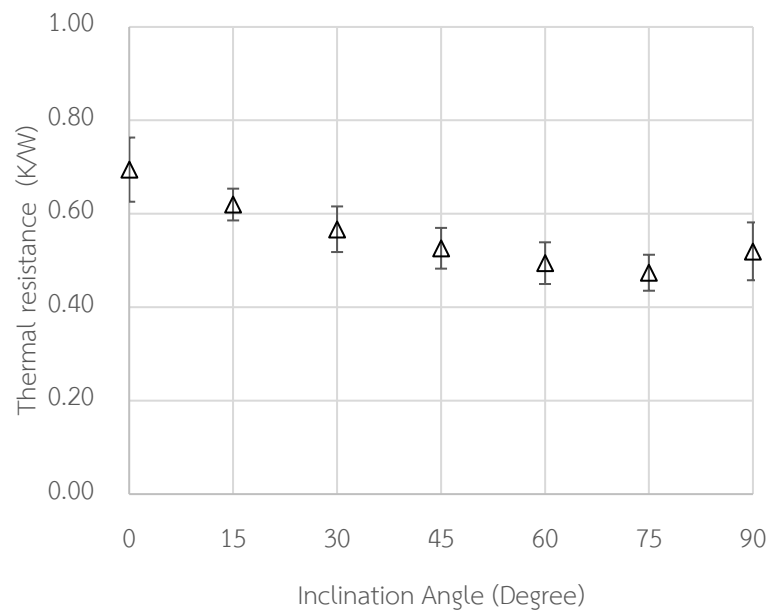
รูปที่ ข.7 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



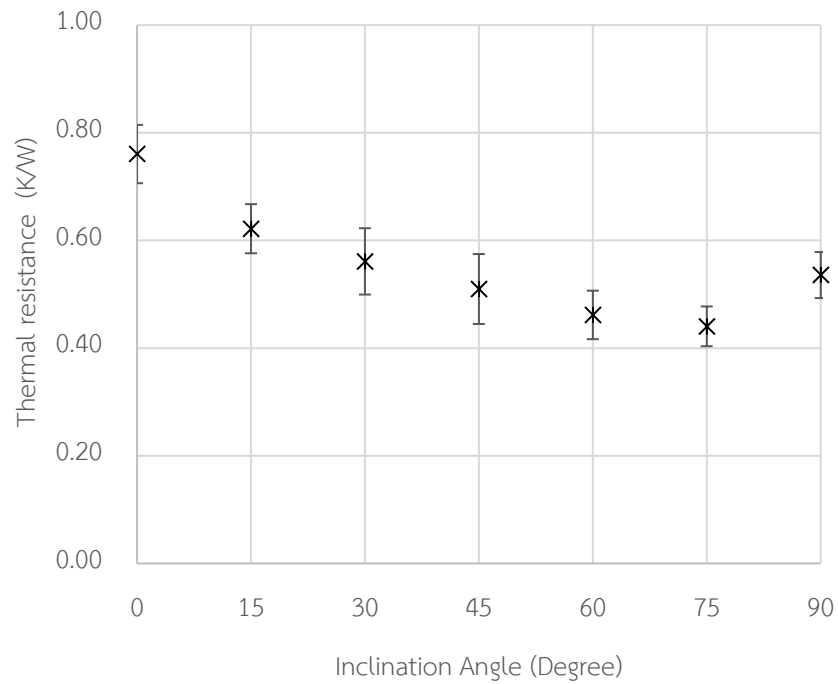
รูปที่ ข.8 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



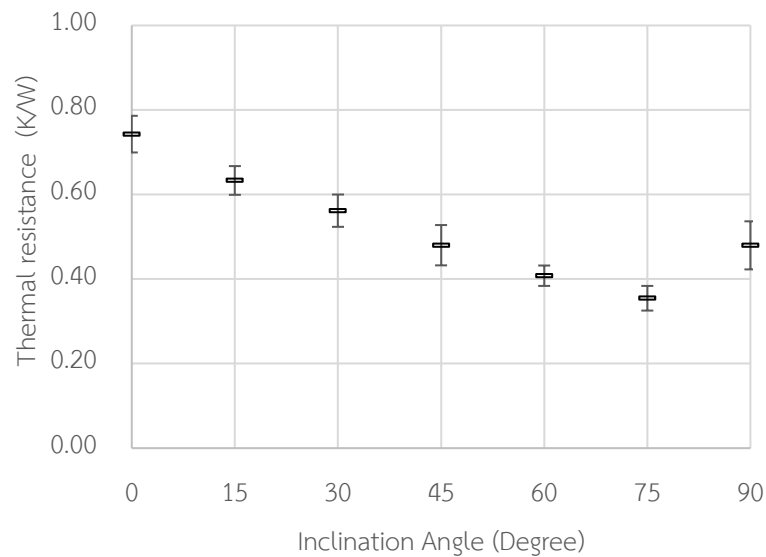
รูปที่ ข.9 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 50 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเดียว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



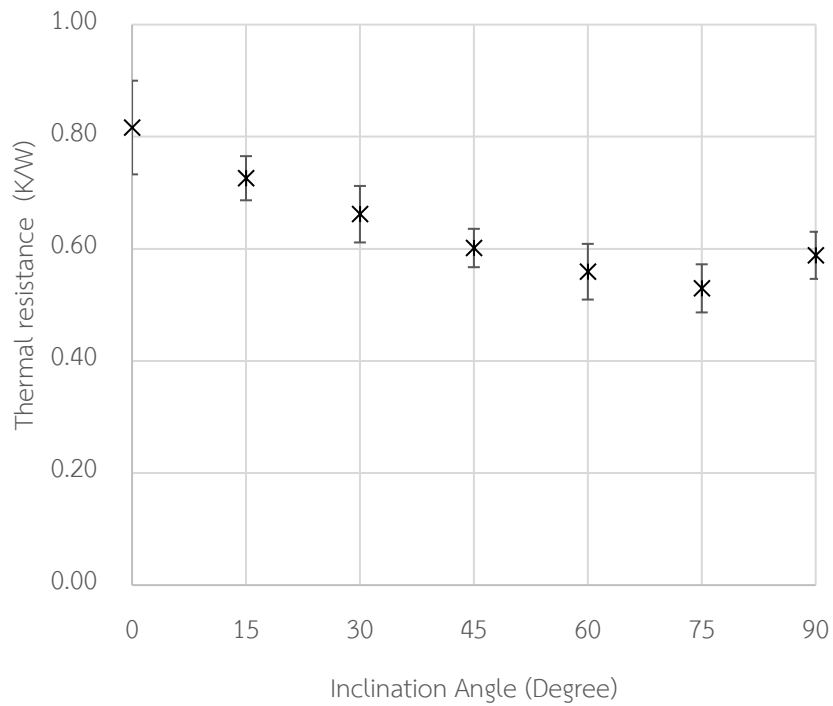
รูปที่ ข.10 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดียว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



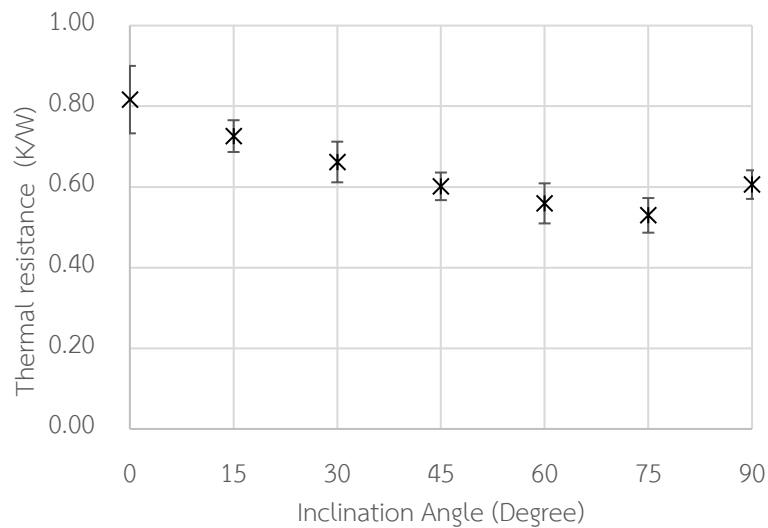
รูปที่ ข.11 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดี่ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



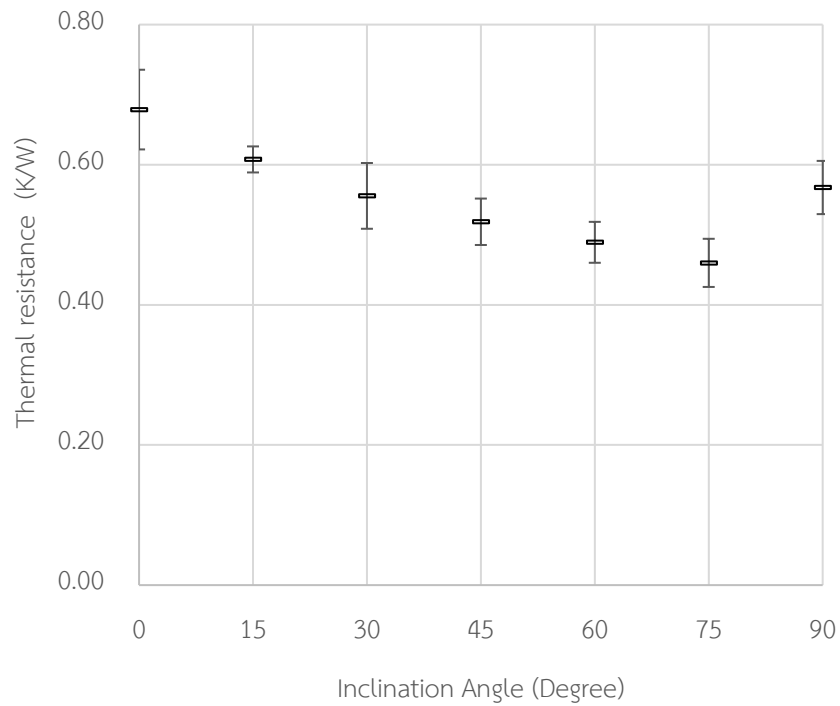
รูปที่ ข.12 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเดี่ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



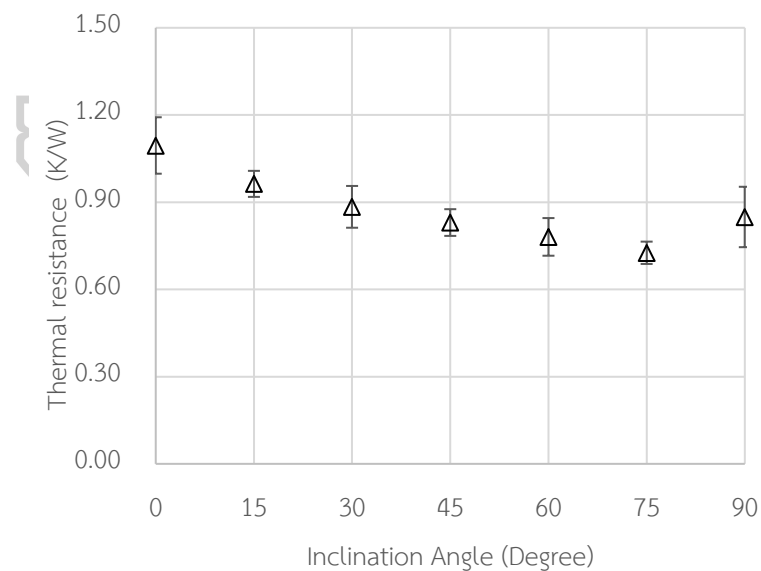
รูปที่ ข.13 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเดี่ยว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงาน



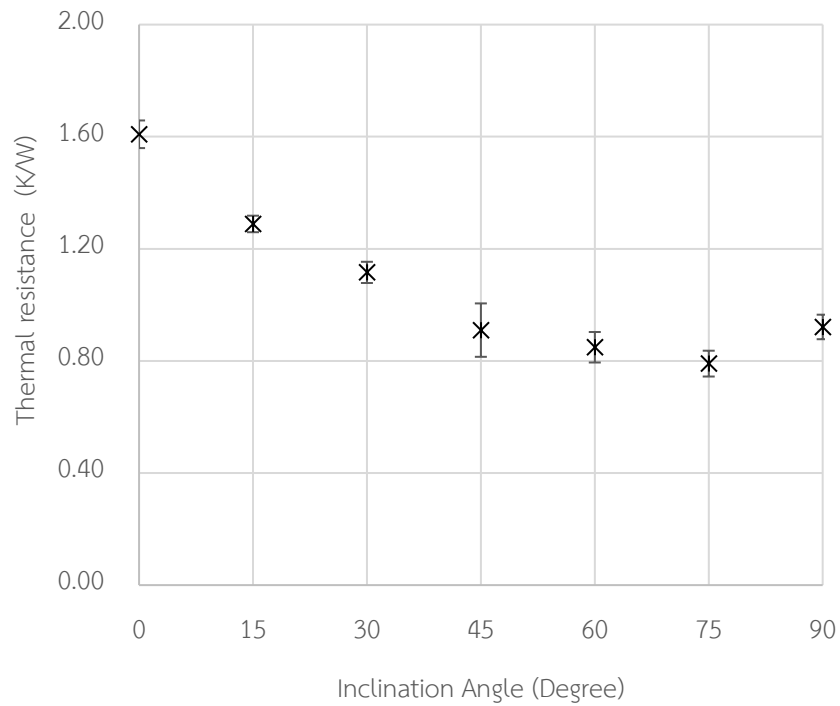
รูปที่ ข.14 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเดี่ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



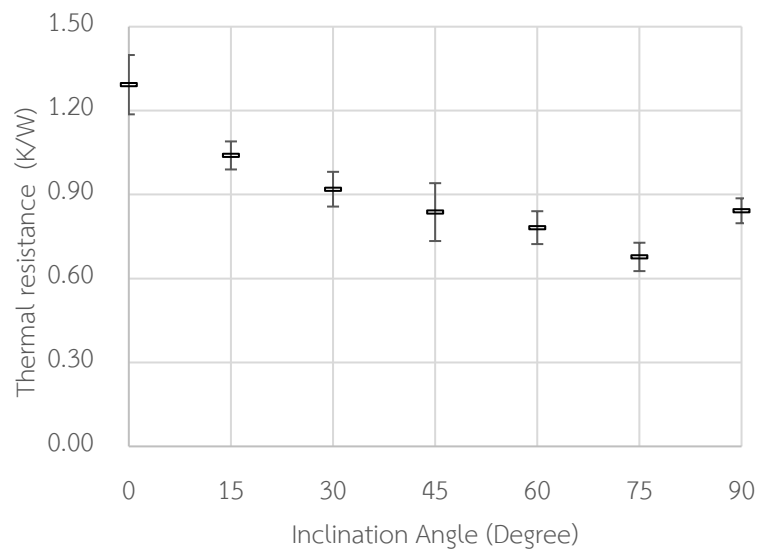
รูปที่ ข.15 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเลี้ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



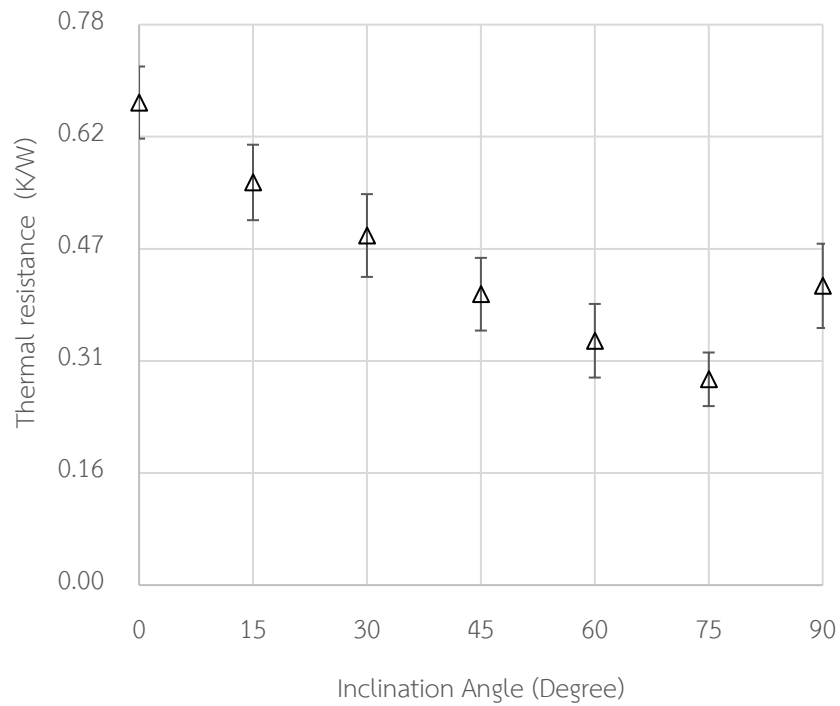
รูปที่ ข.16 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำเป็นสารทำงาน



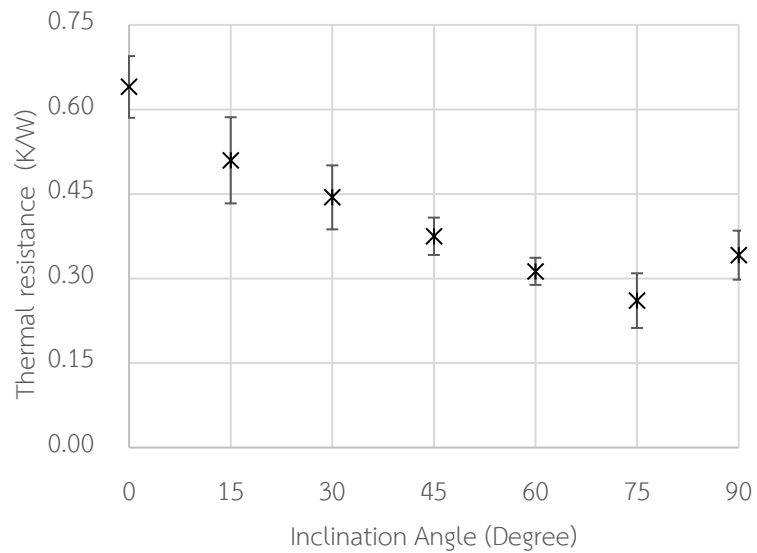
รูปที่ ข.17 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเดี่ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



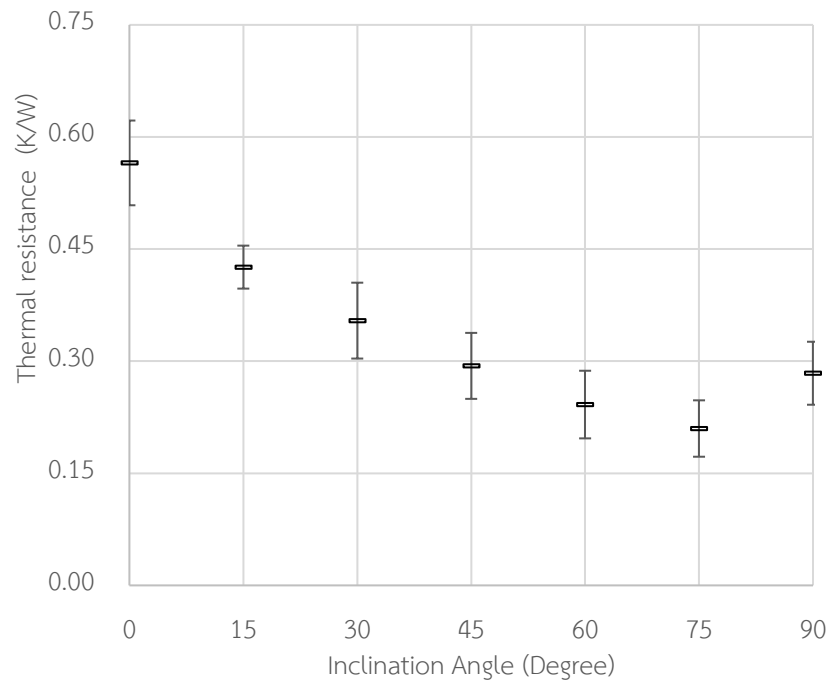
รูปที่ ข.18 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 100 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเดี่ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



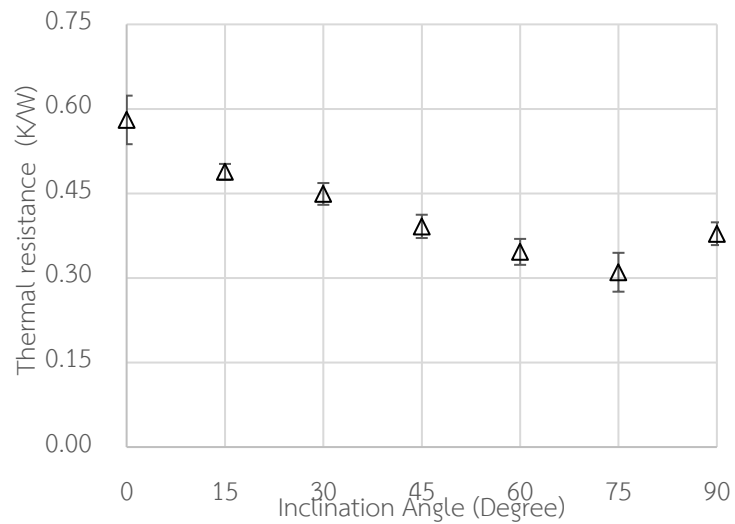
รูปที่ ข.19 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำเป็นสารทำงาน



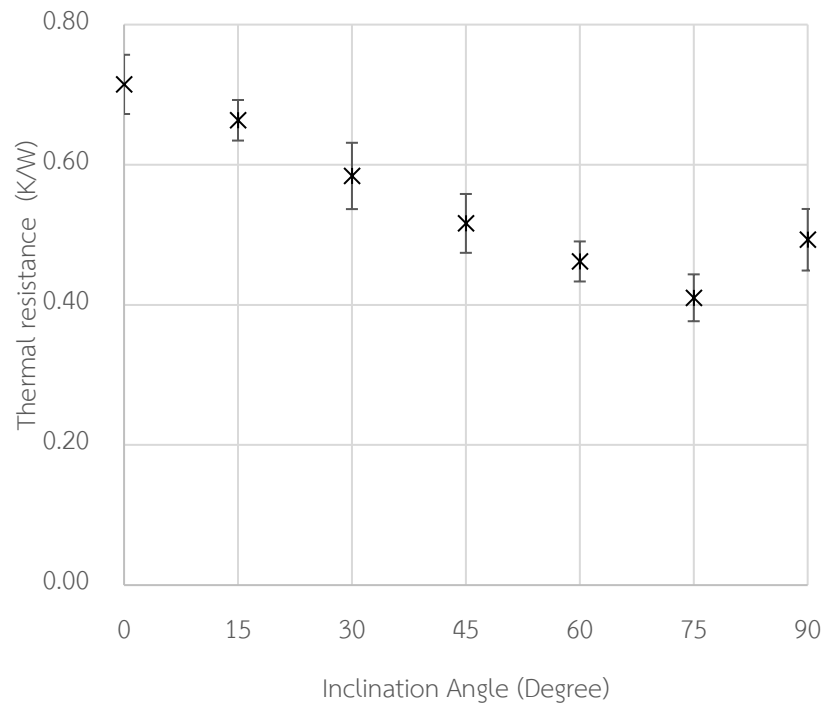
รูปที่ ข.20 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเลี้ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



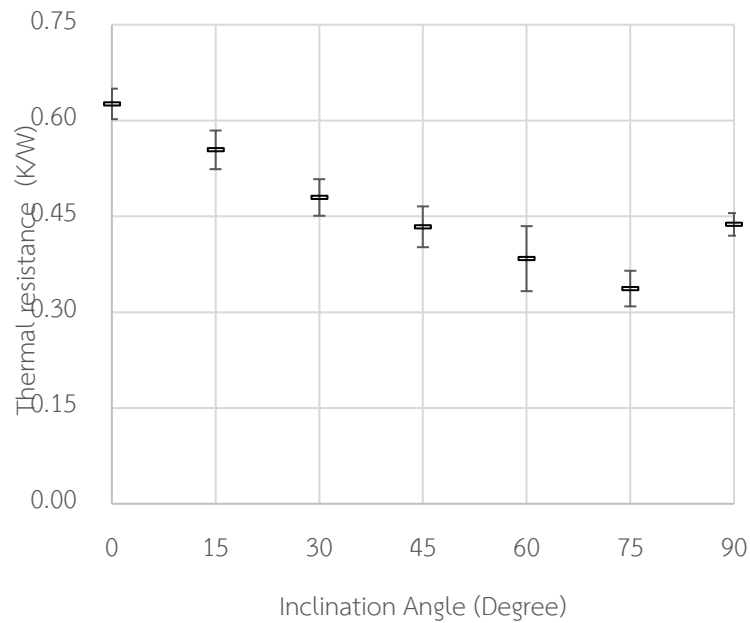
รูปที่ ข.21 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 16 โค้งเลี้ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



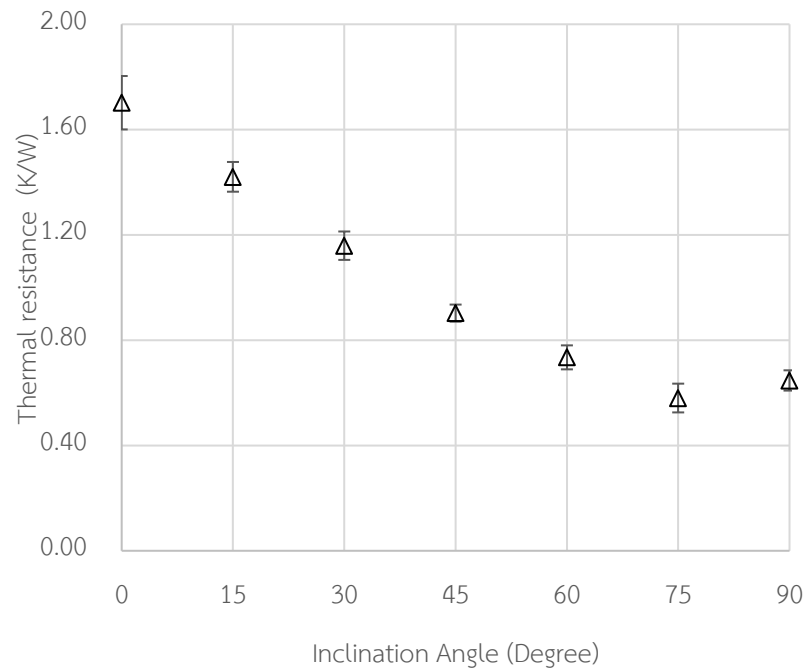
รูปที่ ข.21 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำเป็นสารทำงาน



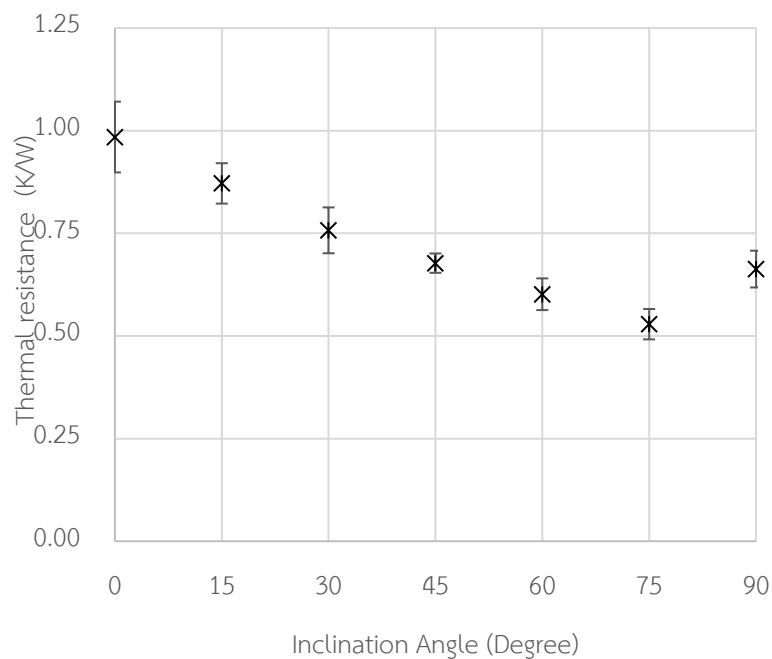
รูปที่ ข.22 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเดี่ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



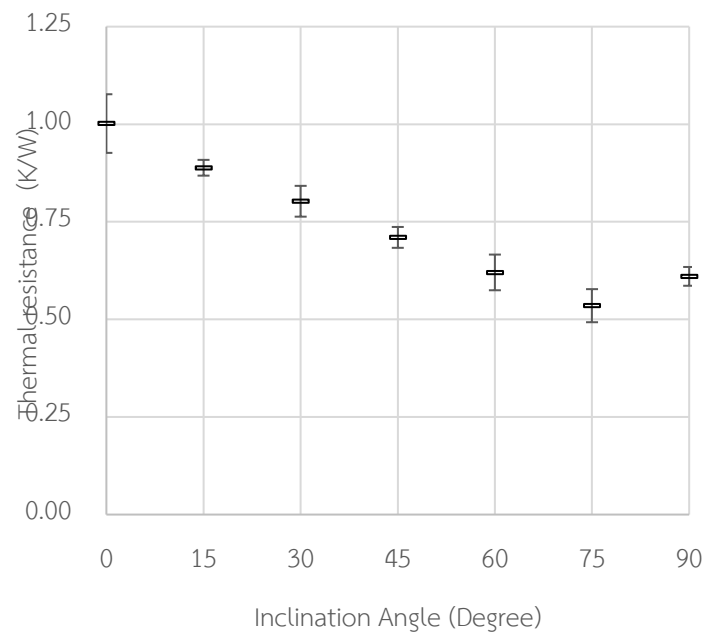
รูปที่ ข.23 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 32 โค้งเดี่ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



รูปที่ ข.24 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้น้ำเป็นสารทำงาน



รูปที่ ข.25 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้เอทานอลเป็นสารทำงาน



รูปที่ ข.26 แสดงผลของมุมเอียงที่มีต่อสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีความยาวส่วนระเหย 150 มิลลิเมตร จำนวน 40 โค้งเลี้ยว และใช้ R-123 เป็นสารทำงาน



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	อัมฤทธิ์ แป้นไทย
วัน เดือน ปี เกิด	10 มิถุนายน 2536
สถานที่เกิด	โรงพยาบาลสมุทรสาคร จังหวัดสมุทรสาคร
วุฒิการศึกษา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาปิโตรเคมีและวัสดุพอลิเมอร์ คณะ วิศวกรรมศาสตร์ และเทคโนโลยีอุตสาหกรรม
ที่อยู่ปัจจุบัน	99/6 หมู่ 6 หมู่บ้านไอส์ฟพรีมา เศรษฐกิจ-บางปลา ต.นาดี อ.เมือง จ. สมุทรสาคร

