รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

ลักษณะเฉพาะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

โดย

ผศ.ดร.พฤทธ์ สกุลช่างสัจจะทัย

สิงหาคม 2556

สัญญาเลขที่ MRG5480283

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

ลักษณะเฉพาะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

ผศ.ดร.พฤทธ์ สกุลช่างสัจจะทัย
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

สนับสนุนโดยสำนักงานคณะกรรมการการอุดมศึกษา
และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนงานวิจัย (สกว.) ที่สนับสนุนเงินทุนอุดหนุนโครงการวิจัยนี้ และขอขอบคุณคณะวิศวกรรมศาตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่สนับสนุนสถานที่ให้กับผู้วิจัย

งานวิจัยฉบับนี้สำเร็จลงได้ด้วยความกรุณาจาก ศาสตราจารย์ ดร. ประดิษฐ์ เทอดทูล ที่ปรึกษาโครงการที่มอบความรู้และให้คำปรึกษาจนงานวิจัยนี้สำเร็จลงได้ด้วยดี ผู้เขียนขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

ขอขอบคุณ บุคลากรและนักศึกษา ห้องวิจัยท่อความร้อนและระบบความร้อน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่ช่วยสนับสนุนงานวิจัยในครั้งนี้

ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ที่คอยให้กำลังใจ เอาใจใส่ดูแลและสนับสนุนทุกสิ่งทุกอย่างด้วยดี

ท้ายที่สุดนี้ หากมีสิ่งขาดตกบกพร่องหรือผิดพลาดประการใด ผู้เขียนขออภัยในข้อบกพร่องและความผิดพลาดนั้น และหวังว่ารายงานวิจัยฉบับนี้คงเป็นประโยชน์สำหรับผู้ที่สนใจต่อไป

พฤทธ์ สกุลช่างสัจจะทัย

คณะผู้วิจัย

หัวหน้าโครงการ

นายพฤทธ์ สกุลช่างสัจจะทัย

ตำแหน่ง ผู้ช่วยศาสตราจารย์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถนนห้วยแก้ว ตำบลสุเทพ อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 944144 ต่อ 122 โทรสาร (053) 944145

E-mail: phrut@eng.cmu.ac.th

ที่ปรึกษาโครงการ

นายประดิษฐ์ เทอดทูล

ตำแหน่ง ศาสตราจารย์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

239 ถนนห้วยแก้ว ตำบลสุเทพ อำเภอเมือง จังหวัดเชียงใหม่ 50200

โทรศัพท์ (053) 944144 ต่อ 911 โทรสาร (053) 944145

E-mail: pradit@eng.cmu.ac.th

รหัสโครงการ MRG5480283

ชื่อโครงการ ลักษณะเฉพาะทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

ชื่อนักวิจัย ผศ.ดร.พฤทธ์ สกุลช่างสัจจะทัย

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

phrut@eng.cmu.ac.th

ระยะเวลาโครงการ 2 ปี ตั้งแต่ วันที่ 1 กรกฎาคม 2554 ถึง 30 มิถุนายน 2556

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองลักษณะเฉพาะทางความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน ท่อเทอร์โมไซฟอนสร้างขึ้นจากท่อทองแดงขนาด 1.125 นิ้ว ยาว 300 มิลลิเมตร เติมสารทำงานเอทานอลที่สัดส่วนการเติมสารทำงาน 4 ค่า ได้แก่ ครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย เต็มส่วนทำระเหย เต็มส่วนกันความร้อน และเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสร้างขึ้นจากท่อคาปิลารี่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.5 มิลลิเมตร มีการศึกษาปัจจัยต่างๆ ที่คาดว่าจะมีผลต่อค่าการส่งถ่ายความร้อน ได้แก่ อุณหภูมิส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว ชนิดของสารทำงาน มุมเอียงการทำงาน และ สัดส่วนการเติมสารทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอน ให้ความร้อนในส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอนด้วยซิลิโคน และระบายความร้อนออกด้วยของผสม น้ำและเอทิลีนไกลคอน ในสัดส่วน 1:1 บันทึกค่าอุณหภูมิที่ผิวท่อส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เพื่อศึกษาการกระจายตัวของอุณหภูมิสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอน บันทึกอุณหภูมิและอัตราการไหลของของไหลหล่อเย็นขาเข้าและขาออกส่วนควบแน่นเพื่อคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน เริ่มทำการทดลองโดยป้อนความร้อนให้กับส่วนทำระเหยแล้วทำการบันทึกอุณหภูมิทุกตำแหน่งเมื่อระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นจากทฤษฎีความต้านทานความร้อนระหว่างส่วนทำระเหยกับส่วนควบแน่น มีการเพิ่มปรากฏการณ์การระเหยและการควบแน่นภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและเพิ่มเงื่อนไขทางกายภาพที่อ้างอิงจากงานวิจัยที่ผ่านมา คำตอบที่ได้แสดงสมการตัวต้านทานความร้อนที่มีอยู่ภายในของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและใช้เป็นความต้านทานความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอน เพื่อคำนวณหาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

จากการทดลองพบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่สภาวะการทดสอบเดียวกันเนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่

อยู่ภายในช่วยเพิ่มการส่งถ่ายความร้อน ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหยให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงกว่ากรณีเติมเต็มส่วนทำระเหย เต็มส่วนกันความร้อน และเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน ตามลำดับ ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในใช้สารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นเอทานอล จำนวน 16 โค้งเลี้ยว อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียล ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 155 W เพิ่มขึ้นจากท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงที่มีค่าการส่งถ่ายความร้อน 137 W ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในมีค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดเมื่อใช้สารทำงานเป็นเอทานอล ตามด้วยสารทำงาน R123 และ 134a ตามลำดับ

ผลการคำนวณจากแบบจำลองความต้านทานความร้อนพบว่า แบบจำลองสามารถทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในได้ดีพอใช้เมื่อเทียบกับข้อมูลการทดลอง คือมีค่าความแตกต่างประมาณ $\pm$ 29.16 เปอร์เซ็นต์

Project Code MRG5480283

Project Title Thermal Characteristics of Thermosyphon with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe Inside

Investigator Asst.Dr.Phrut Sakulchangsatjatai

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,

Chiang Mai University

phrut@eng.cmu.ac.th

Project Period 2 year from 1 July 2011 to 30 June 2013

Abstract

This study was experimental study in the heat transfer characteristics of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) inside at normal operating condition. The thermosyphon was made of copper tube with 1.125" of diameter, 300 mm of length and ethanol use as working fluid with 4 filling ratio; half of evaporator section, full of evaporator sector, full of adiabatic section and full of thermosyphon. The tested CLOHP were made of copper capillary tubes with 1.5 mm of inner diameter. The effects of evaporator temperature, number of turn, working fluid types of CLOHP, inclination angles, and filling ratio of thermosyphon were studied. The evaporator section of the thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside was heated by silicone oil. The heat was removed from the condenser section by the mixture of water and ethylene glycol. The adiabatic section was insulated by insulator material. The outer surface temperature of evaporator, adiabatic and condenser section were recorded in order to observe the temperature gradient. The inlet and outlet temperature and the flow rate of the cooling substance were recorded in order to calculating the heat transfer rate of the thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside by calorific method after the system reached the steady state. The experimental process was started by supplying the silicone oil at evaporator section, then the temperature at all position were recorded when the system reach the steady state.

The mathematical model was established from thermal resistance theory between evaporator and condenser section. The boiling and condensation phenomena inside the CLOHP, and physical conditions from the previous study were used. The result of the model shows the thermal resistance of

CLOHP, which used in the thermosyphon for calculating the heat transfer of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) inside.

From the experimental results, it was found that the heat transfer rate of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside had higher than conventional thermosyphon at the similar condition. The thermosyphon with CLOHP at half of working fluid in evaporator section had higher in heat transfer rate than full of evaporator, adiabatic and thermosyphon, respectively. The maximum heat transfer rate of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside was 155 W at 100 ^{o}C of evaporator temperature, 16 of the number of turn and the working fluid of CLOHP as ethanol. While, conventional thermosyphon had only 137 W of heat transfer rate. Heat transfer of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside with ethanol as working fluid had higher than R123 and R134a, respectively.

The thermal resistance modeling result shows the heat transfer rate of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside from the model was 29.16 % different from the experimental result.

สารบัญเรื่อง

กิตติกรรมประกาศ i

คณะผู้วิจัย ii

บทคัดย่อ iii

Abstract v

สารบัญเรื่อง vii

สารบัญภาพ xi

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ xv

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา 1

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง 2

1.2.1 คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น 5

1.2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของท่อความร้อนแบบสั่น 10

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ 23

1.4 ขอบเขตของการศึกษา 23

1.4.1 การศึกษาเชิงปริมาณ 23

1.4.2 การศึกษาด้านแบบจำลอง 24

บทที่ 2 ทฤษฎีเบื้องต้น 25

2.1 ท่อเทอร์โมไซฟอน 25

2.1.1 หลักการทั่วไปของท่อเทอร์โมไซฟอน 25

2.1.2 การคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อน 25

2.1.3 ค่าความร้อนสูงสุดในท่อเทอร์โมไซฟอน 28

2.2 ท่อความร้อนแบบสั่น 29

2.2.1 หลักการทั่วไปของท่อความร้อนแบบสั่น 29

2.2.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 30

2.3 เศรษฐศาสตร์ทางวิศวกรรม 30

2.3.1 การวิเคราะห์หาต้นทุนรายปี (Annual Cost Method) 30
2.3.2 การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV) 31
2.3.3 ระยะเวลาคืนทุน (Simple Payback period, SPP) 31
2.3.4 อัตราผลตอบแทนการคืนทุน (Internal Rate of Return, IRR) 32
2.4 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง 32
2.4.1 การวิเคราะห์ข้อมูลของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน 32
2.4.2 การวิเคราะห์ความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัด 33
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย 35
3.1 แผนการดำเนินการ 35
3.2 การออกแบบหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน 36
3.2.1 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน 36
3.2.2 ขอบเขตการคำนวณท่อเทอร์โมไซฟอน 37
3.3 การออกแบบหาขนาดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 39
3.4 ขอบเขตการสร้างแบบจำลอง 40
3.5 ตัวแปรในการทดสอบ 40
3.5.1 ตัวแปรควบคุม 40
3.5.2 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง 40
3.6 ชุดทดสอบ 41
3.7 อุปกรณ์ประกอบและเครื่องมือวัด 43
3.8 ขั้นตอนการทดสอบ 47
บทที่ 4 ผลการทดสอบ 49
4.1 ผลของชนิดสารทำงาน 49
4.2 ผลของปริมาณการเติมสารทำงาน 53
4.3 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน 57
4.4 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยท่อเทอร์โมไซฟอน 59
4.5 ผลของมุมเอียงการทำงานท่อเทอร์โมไซฟอน 60
4.6 ลักษณะการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน 62

4.6.1 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 62
4.6.2 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมเซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 63
4.6.3 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 65
4.6.4 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมเซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 66
บทที่ 5 แบบจำลองสมการสหสัมพันธ์ 68
5.1 ตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless number) 68
5.1.1 ตัวเลขของบอนด์ (Bond number, Bo) 68
5.1.2 ตัวเลขแพรนตัน (Prandtl number) 69
5.1.3 ตัวเลขจาคอบ (Jacob Number) 69
5.1.4 ตัวเลขของเวเบอร์ (Weber number) 70
5.1.5 ตัวเลขของฟรูด (Froude number) 70
5.1.6 ตัวเลขคูทาเทลาดเซ (Kutateladze number) 71
5.1.7 สัดส่วนสันทัด (Aspect ratio) 71
5.1.8 สัดส่วนการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอน (Filling ratio) 71
5.1.9 มุมเอียง 71
5.2 ปรากฏการณ์ภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 72
5.3 สมการสหสัมพันธ์ 74
บทที่ 6 แบบจำลองความต้านทานความร้อน 75
6.1 แบบจำลองการทำนายค่าความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน 75
6.1.1 รายละเอียดและหลักการทำงานของโปรแกรม 76
6.1.2 รายละเอียดโปรแกรม 77
6.1.3 ขั้นตอนการใช้งานโปรแกรม 78

6.2 ความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ 81
6.2.1 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่ผนังท่อตามแนวรัศมีที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น 83
6.2.2 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น 83
6.2.3 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือดของสารทำงานในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น 89
6.3 ความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน 93
6.4 การตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองความต้านทานความร้อน 93
บทที่ 7 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ 95
7.1 สรุปผลการวิจัย 95
7.2 ข้อเสนอแนะ 96
ภาคผนวก ก 101
ภาคผนวก ข 104

สารบัญภาพ

หน้า

รูปที่ 1.1 ประเภทของท่อความร้อน (ก) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (ข) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (ค) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ 4

รูปที่ 1.2 การเกิดฟองไอสลับกับก้อนของเหลวในท่อคาปิลลารี่ (Maezawa *et al*., 1995) 4

รูปที่ 1.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_{max} และมุมเอียง เมื่อ $N>N_{Crit}$ (Charoensawan *et al*., 2000) 8

รูปที่ 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_{max} และมุมเอียง เมื่อ $N<N_{Crit}$ (Charoensawan *et al*., 2003) 8

รูปที่ 1.5 แบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999) 11

รูปที่ 1.6 รูปร่างของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999) 11

รูปที่ 1.7 แท่งของเหลวและฟองไอในแบบจำลองหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999) 12

รูปที่ 1.8 แบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Dobson *et al*., 1999) 15

รูปที่ 1.9 สัญลักษณ์ต่างๆ ของ Slug-train (Wong *et al*., 1999) 15

รูปที่ 1.10 ตำแหน่งฟองไอและแท่งของเหลว (Shafii *et al*., 2001) 19

รูปที่ 2.1 ความต้านทานความร้อนรวม (Engineering Sciences Data Unit, 1981) 26

รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน 38

รูปที่ 3.2 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ 39

รูปที่ 3.3 ตัวอย่างท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและท่อเทอร์โมไซฟอน 41

รูปที่ 3.4 ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในที่ติดตั้งกล่องรับความร้อนและกล่องระบายความร้อน 42

รูปที่ 3.5 แท่นติดตั้งและชุดทดสอบท่อความร้อน 42

รูปที่ 3.6 อ่างทำความร้อน 43

รูปที่ 3.7 เครื่องทำเย็นสารหล่อเย็น 43

รูปที่ 3.8 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) 44

รูปที่ 3.9 เทอร์โมคัปเปิล 44

รูปที่ 3.10 ชุดเติมสารทำงาน 45

รูปที่ 3.11 ปั๊มสุญญากาศ 45

รูปที่ 3.12 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด 46

รูปที่ 3.13 ลักษณะการติดตั้งชุดทดสอบและอุปกรณ์ต่าง ๆ 47

รูปที่ 3.14 ตัวอย่างอุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอนที่สภาวะคงตัว 300 วินาที 48

รูปที่ 4.1 อัตราการส่งถ่ายความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานเทอร์โมไซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 °C ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบใช้สารทำงานเอทานอล R123 และ R134a 49
รูปที่ 4.2 แผนภูมิค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียสและมุมเอียงทดสอบ 0 และ 90 50
รูปที่ 4.3 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน ท่อความร้อนแบบสั่นเติมสารทำงานเอทานอล และ R123 ท่อเทอร์โมไซฟอนเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 และ 90 องศา 52
รูปที่ 4.4 ผลของปริมาณการเติมสารทำงานที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 54
รูปที่ 4.5 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา 55
รูปที่ 4.6 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา 55
รูปที่ 4.7 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนกันความร้อน อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา 56
รูปที่ 4.8 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา 56
รูปที่ 4.9 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย 58
รูปที่ 4.10 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย 60

รูปที่ 4.11 ผลของมุมเอียงที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย 61
รูปที่ 4.12 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 62
รูปที่ 4.13 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 63
รูปที่ 4.14 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 65
รูปที่ 4.15 อุณหภูมิผิวท่อและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียง 90 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส 66
รูปที่ 5.1 ปรากฏการณ์การเดือดของสารทำงานที่ปลายโค้งเลี้ยวของส่วนทำระเหย 68
รูปที่ 5.2 ปรากฏการณ์การส่งถ่ายความร้อนจากก้อนของเหลวไปสู่ฟองไอ 69
รูปที่ 5.3 ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน 69
รูปที่ 5.4 ปรากฏการณ์ของตัวเลขของเวเบอร์ 70
รูปที่ 5.5 ปรากฏการณ์ของตัวเลขของฟรูด 70
รูปที่ 5.6 แบบจำลองการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ 72
รูปที่ 5.7 แบบจำลองการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแสดงเฉพาะส่วนทำระเหย 72
รูปที่ 6.1 ความต้านทานความร้อนรวม (Engineering Sciences Data Unit, 1981) 75
รูปที่ 6.2 หน้าต่างโปรแกรมสำหรับคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน 79
รูปที่ 6.3 ตัวอย่างการป้อนค่าให้กับโปรแกรมคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน 79
รูปที่ 6.4 หน้าต่างแสดงผลการคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน 80
รูปที่ 6.5 หน้าต่างแสดงการเตือนว่าท่อเทอร์โมไซฟอนไม่สามารถนำมาใช้งาน 80
รูปที่ 6.6 ความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ 82
รูปที่ 6.7 ปริมาตรควบคุมในส่วนทำระเหย 86

รูปที่ 6.9 เปรียบเทียบค่าฟลักซ์ความร้อนจากแบบจำลองกับการทดลอง 93
รูปที่ 6.10 เปรียบเทียบค่าฟลักซ์ความร้อนจากแบบจำลองที่ปรับแก้ค่ากับข้อมูลการทดลอง 94

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A	พื้นที่	m^2
Bo	ตัวเลขบอนด์	
C_f	สัมประสิทธิ์ความฝืด	
c_p	ความจุความร้อนจำเพาะ (ความดันคงที่)	J/kg.K
c_v	ความจุความร้อนจำเพาะ (ปริมาตรคงที่)	J/kg.K
d	เส้นผ่านศูนย์กลาง	m
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง	m
f	สัมประสิทธิ์ความฝืด	
F	แรง	N
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	m/s^2
h	เอนทาลปี	J/kg
h_{fg}	ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	J/kg.K
Ja	ตัวเลขจาคอป	
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m.K
Ku	ตัวเลขของคูทาเทลาดเซ	
Le	ความยาวส่วนทำระเหย	m
m	มวล	kg
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
n	โค้งเลี้ยว	turns
N	โค้งเลี้ยว	turns
Nu	ตัวเลข*นัส*เซลต์	
P	ความดัน	Pa
Pr	*ตัวเลข*แพรนด์เทิล	
q	ฟลักซ์ความร้อน	W/m^2
$\dot{Q}$	อัตราการถ่ายเทความร้อน	W
R	ความต้านทานความร้อน	K/W
R	แรง	N
R	ค่าคงที่ของแก๊ส	J/kg.K

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
Re	ตัว*เลข*เรย์โนลด์	
T	อุณหภูมิ	^{o}C
u	พลังงานภายในจำเพาะ	J/kg
u	พลังงานภายใน	J
U	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m^2K
v	ความเร็ว	m/s
V	ปริมาตร	m^3
x	ระยะทาง	m

ตัวอักษรกรีก

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
α	การแผ่ความร้อน	m^2/s
β	มุมเอียง	degree
δ	ความหนาฟิล์ม	m
Δ	ผลต่าง	
λ	แอมปิจูล	
μ	ความหนืด	kg/m.s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
σ	แรงตึงผิว	N/m
τ	ความเค้นเฉือน	N/m^2
ω	ความถี่	Hz

ตัวกำกับล่าง

สัญลักษณ์	ความหมาย
i	ดัชนี
new	เวลาใหม่
a	ส่วนกันความร้อน
c	ส่วนควบแน่น
e	ส่วนทำระเหย
exp	การทดลอง
f	ฟิล์ม
i	ขาเข้า
i	ภายใน
j	ตำแหน่งฟองไอ
ℓ	ของเหลว
l	ของเหลว
L	ของเหลว
le	ตำแหน่งด้านซ้าย
max	สูงสุด
o	ด้านนอก
p	แท่งของเหลว
s	สิ่งแวดล้อม
re	ตำแหน่งด้านขวา
t	ท่อ
v	ฟองไอ
w	ผนังท่อ

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่ส่งถ่ายความร้อนได้สูงมาก สามารถส่งถ่ายความร้อนได้ประมาณ 400 เท่า เมื่อเทียบกับท่อทองแดงที่มีมิติเดียวกัน ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์ปิด ความดันภายในท่อความร้อนมีค่าต่ำเข้าใกล้ความดันสุญญากาศ ภายในท่อความร้อนบรรจุสารทำงานที่มีจุดเดือดต่ำไว้จำนวนหนึ่ง เมื่อท่อความร้อนได้รับความร้อนที่ส่วนทำระเหย สารทำงานสถานะของเหลวจะเดือดกลายเป็นไอและเคลื่อนที่สู่ส่วนควบแน่นเพื่อระบายความร้อนออก ของเหลวควบแน่นนี้จะไหลกลับส่วนทำระเหยตามกลไกภายในท่อความร้อน เช่น อาศัยแรงโน้มถ่วง แรงคาปิลาริ่ในวัสดุพรุน หรือ การเคลื่อนที่แบบสั่นของสารทำงาน นักวิจัยจึงตั้งชื่อท่อความร้อนตามกลไกการไหลภายในนี้ อาทิเช่น ท่อเทอร์โมไซฟอน คือ ท่อความร้อนที่อาศัยแรงโน้มถ่วงในการส่งของเหลวสู่ส่วนทำระเหย ท่อความร้อนที่มีวัสดุพรุนอยู่ภายใน ท่อความร้อนแบบสั่น ท่อความร้อนแบบหมุน เป็นต้น จากหลักการการไหลกลับของของเหลวควบแน่นทำให้ขนาด รูปร่าง โครงสร้าง สมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนและการใช้งานของท่อความร้อนแต่ละชนิดแตกต่างกันไป

ท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นท่อความร้อนในยุคเริ่มแรกและยังคงเป็นที่นิยมใช้ตราบถึงปัจจุบันนี้ ท่อเทอร์โมไซฟอนส่งถ่ายความร้อนได้ดีในช่วงมุมเอียง 60 – 90 $^{\circ}$C เมื่อวัดเทียบกับแนวระดับ การส่งถ่ายความร้อนจะลดลงจนไม่สามารถเกิดขึ้นได้เมื่อวางท่อเทอร์โมไซฟอนในแนวระดับ ท่อเทอร์โมไซฟอนสร้างง่ายเนื่องจากโครงสร้างที่ไม่ซับซ้อน ติดตั้งและประกอบเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนง่ายเนื่องจากขนาดท่ออยู่ที่ประมาณ 25-50 มิลลิเมตร จึงสามารออกแบบเป็นเครื่องอุ่นอากาศ เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ อุปกรณ์ระบายความร้อน กระจายความร้อน ฯลฯ ได้ง่าย ในขณะที่ท่อความร้อนแบบสั่นที่พัฒนาขึ้นในปี ค.ศ. 1990 ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนเนื่องจากส่งถ่ายความร้อนด้วยค่าความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัสของสารทำงาน สามารถส่งถ่ายความร้อนได้แม้จะวางท่อความร้อนแบบสั่นในแนวระดับหรือส่วนทำระเหยอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น แต่เนื่องจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่เล็กมาก (ไม่เกิน 3 มิลลิเมตร) และจำนวนท่อที่ค่อนข้างมาก (อาจสูงถึง 100 ท่อ) จึงเป็นอุปสรรคอย่างมากในการใช้งาน ปัญหาการแบ่งและกั้นส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นออกจากกัน การออกแบบระบบป้องกันการรั่วของของไหลให้ความร้อนหรือรับความร้อนก็เป็นเรื่องยากเช่นกัน ซึ่งงานวิจัยที่ผ่านมาส่วนใหญ่ของท่อความร้อนแบบสั่นจะศึกษาหาเฉพาะสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อน แต่การประยุกต์ต่อยอดสู่

การใช้งานจริงมีบ้างเพียงเล็กน้อย ซึ่งนักวิจัยและวิศวกรยังคงเลือกใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนแม้จะทราบดีว่าท่อเทอร์โมไซฟอนส่งถ่ายความร้อนได้น้อยกว่าท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบก็ตาม ดังนั้น งานวิจัยนี้ จึงนำข้อดีของท่อเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมาประยุกต์รวมเป็นท่อความร้อนชนิดใหม่ดังเช่นท่อความร้อนที่มีวัสดุพรุนอยู่ภายใน โดยการบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายในท่อเทอร์โมไซฟอน ซึ่งท่อความร้อนลูกผสมนี้ควรจะส่งถ่ายความร้อนได้ดีกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนแบบปกติแต่น่าจะน้อยกว่าท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ เนื่องจากความร้อนบางส่วนจะส่งถ่ายผ่านท่อความร้อนแบบสั่นที่อยู่ภายในท่อเทอร์โมไซฟอนหลักการคล้ายกับอุปกรณ์เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อน อีกทั้งท่อความร้อนชนิดนี้น่าจะทำงานในแนวระดับได้เช่นเดียวกับท่อความร้อนแบบสั่น ยิ่งไปกว่านั้น หากจะใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็จะติดตั้งได้ง่ายเหมือนท่อเทอร์โมไซฟอนแบบทั่วไปหรือสามารถนำไปแทนที่ท่อเทอร์โมไซฟอนได้เลย และที่สำคัญคือ เกิดการต่อยอดการศึกษาเชิงทฤษฎีของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีการศึกษาเป็นจำนวนมากสู่การประยุกต์เพื่อใช้งานได้จริง กล่าวโดยสรุปหากท่อความร้อนลูกผสมนี้สามารถส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าเทอร์โมไซฟอนแล้ว จะสามารถนำไปใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแทนท่อเทอร์โมไซฟอนได้เลยเนื่องจากรูปร่างภายนอกของท่อทั้งสองเหมือนกันทุกประการ

ดังนั้น เพื่อพัฒนาเทคโนโลยีท่อความร้อนแบบสั่นให้เกิดการใช้งานกว้างขวางขึ้น งานวิจัยนี้จึงต้องการที่จะวิเคราะห์หาโครงสร้างท่อความร้อนแบบสั่นที่เหมาะสมกับขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนศึกษาเชิงทดลองหาสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อน พร้อมทั้งสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายและสมการสหสัมพันธ์การส่งถ่ายความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน

1.2 สรุปสาระสำคัญจากเอกสารที่เกี่ยวข้อง

ท่อความร้อนแบบสั่นเริ่มมีการศึกษาครั้งแรกในช่วงปี ค.ศ. 1990 โดย Akachi ได้จดสิทธิบัตรทะเบียนท่อความร้อนชนิดนี้ขึ้น ท่อความร้อนแบบสั่นเกิดขึ้นเนื่องมาจากการลดขนาดของท่อความร้อนแบบธรรมดาเพื่อนำไปใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์ทางอิเล็กทรอนิกส์ที่มีขนาดเล็ก ซึ่งจะเกิดปรากฏการณ์เสี้ยวพระจันทร์ (Meniscus) ขึ้นเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนมีขนาดเล็ก แรงตึงผิวของสารทำงานจะทำให้ผิวของสารทำงานเปลี่ยนเป็นรูปเสี้ยวพระจันทร์ที่ขอบ เมื่อลดขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางจนเล็กมากๆ แรงเนื่องจากเสี้ยวพระจันทร์นี้จะสามารถพยุงแท่งของเหลวไว้ได้ ดังนั้นภายในท่อความร้อนจะเกิดก้อนของเหลวสลับกับฟองไอตลอดความยาวท่อ ซึ่งทำให้ท่อความร้อนถ่ายเทความร้อนได้ไม่ดีนัก แต่ปรากฏการณ์ดังกล่าวได้ถูกนำมาพัฒนาคิดค้นเป็นท่อความร้อนแบบสั่นดังแสดงในรูปที่ 1.1 ท่อความร้อนแบบสั่นจัดเป็นอุปกรณ์ที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก สามารถแบ่ง

โครงสร้างออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section)

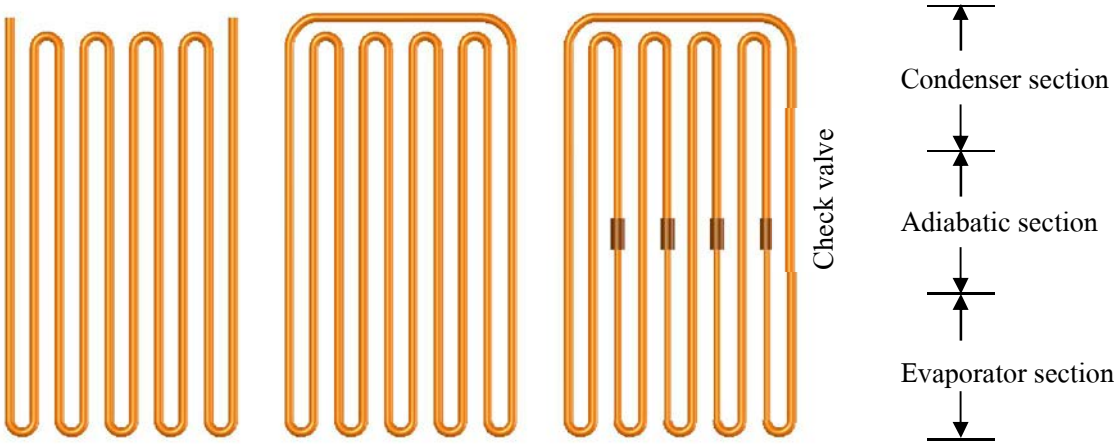
การทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นเริ่มต้นโดยการนำท่อคาปิลารี่ที่เหมาะสมมาดัดโค้งไปมาตามรูปที่ 1.1 (a) เมื่อเติมสารทำงานในท่อความร้อนแบบสุญญากาศ สารทำงานภายในท่อจะจัดเรียงเป็นฟองไอ (Vapor bubbles) และแท่งของเหลว (Liquid plugs) สลับกันอยู่ภายในท่อตามแนวยาวของท่อ กลไกที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นคือ การเคลื่อนที่กลับไปมา และการเปลี่ยนสถานะของสารทำงาน กลไกการถ่ายเทความร้อนนี้จะเกิดขึ้นได้ต่อเมื่อ ภายในท่อความร้อนต้องประกอบด้วยก้อนของเหลวและฟองไอสลับกันไปตลอดความยาวของท่อ แรงขับ (Driving force) ที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนแบบสั่นคือแรงเนื่องจากความดันที่เกิดจากการระเหย ซึ่งเหมือนกับในกรณีของท่อความร้อนทั่วไป แต่จะต่างกันตรงที่ จะไม่เกิดสมดุลของความดันที่สภาวะคงตัว การระเหยที่ปลายโค้งเลี้ยวด้านที่มีอุณหภูมิสูง (ส่วนทำระเหย) จะเพิ่มความดันไอ ซึ่งทำให้ฟองไอในส่วนทำระเหยขยายใหญ่ขึ้น แรงดันที่เกิดขึ้นจะผลักแท่งของเหลวไปยังปลายโค้งเลี้ยวด้านที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (ส่วนควบแน่น) ซึ่งก็คือปลายด้านที่มีการควบแน่น เนื่องจากการเชื่อมต่อกันแบบกลุ่มท่ออนุกรม ทำให้การเคลื่อนที่ขึ้นของก้อนของเหลวสลับฟองไอในท่อหนึ่งสามารถดันให้ก้อนของเหลวสลับฟองไอในอีกท่อหนึ่งเคลื่อนที่ลงไปยังส่วนทำระเหยได้ แรงที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์นี้เรียกว่าแรงย้อนกลับ (Restoring force) ซึ่งผลของแรงที่กระทำระหว่างกันของแรงขับและแรงย้อนกลับ เป็นสาเหตุทำให้เกิดการสั่นของก้อนของเหลวและฟองไอตามแนวแกนของท่อจึงเป็นที่มาของชื่อ ท่อความร้อนแบบสั่น โดยที่ความถี่และความกว้างของการสั่นนั้นคาดว่าขึ้นอยู่กับความร้อนที่ถ่ายเทและสัดส่วนของของเหลว

ท่อความร้อนแบบสั่นสามารถแบ่งออกเป็น 3 แบบได้ตามลักษณะรูปร่างดังนี้

- ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Closed-end Oscillating Heat Pipe) สร้างจากท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กๆ นำมาคดไปมาแล้วเชื่อมปิดปลายทั้งสองข้างแยกออกจากกัน ดังนั้นในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะเกิดขึ้นจากการเดือดแบบฟอง (Nucleate boiling) ของสารทำงาน มีทิศทางการเคลื่อนที่ตามแนวท่อ ดังรูปที่ 1.1 (ก)

- ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (Closed-loop Oscillating Heat Pipe) สร้างจากท่อคาปิลลารีที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กๆ นำมาคดไปมาแล้วเชื่อมปลายทั้งสองเข้าด้วยกันให้มีรูปร่างแบบวงรอบปิด เพื่อช่วยลดปัญหาการขัดขวางการเคลื่อนที่ที่บริเวณปลายปิด ดังนั้นในกรณีนี้การถ่ายเทความร้อนจะสูงกว่ากรณีแรกและเกิดจากการเคลื่อนไปมาของของไหลทำงานในแนวแกนของท่อสลับทิศทางไปมา จึงเป็นสาเหตุให้บางครั้งการไหลเวียนหยุดชั่วขณะ ดังรูปที่ 1.1 (ข)

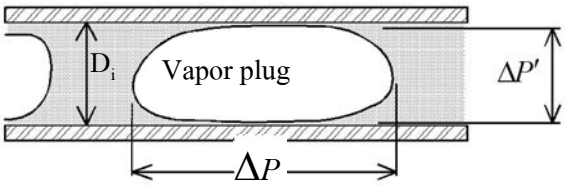
- ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ (Closed-loop Oscillating Heat Pipe with check valves) โดยมีการติดวาล์วกันกลับไว้ในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบตั้งแต่ 1 ตัวขึ้นไป เพื่อให้ของไหลทำงานนำความร้อนไหลเวียนไปในทิศทางที่กำหนดได้อย่างง่ายขึ้น ซึ่งท่อความร้อนชนิดนี้มีค่าการส่งถ่ายความร้อนที่สูงที่สุด แต่เป็นการยากในการออกแบบวาล์วกลับกันขนาดเล็ก ดังรูปที่ 1.1 (ค)



รูปที่ 1.1 ประเภทของท่อความร้อน (ก) ท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (ข) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ (ค) ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่มีวาล์วกันกลับ

การที่ท่อความร้อนแบบสั่นจะสามารถทำงานได้ดังที่กล่าวมาข้างต้นนั้น สารทำงานที่อยู่ภายในท่อความร้อนที่มีสภาพเป็นสุญญากาศต้องมีลักษณะเป็นแบบฟองไอและก้อนของเหลวสลับกันตลอดช่วงท่อความร้อน อันเป็นผลเนื่องมาจากแรงตึงผิวของสารทำงาน โดยมีเงื่อนไขในการเกิดลักษณะดังกล่าวคือ ความดันไอตามแนวแกนของท่อต้องมากกว่าความดันไอตามแนวขวาง (Maezawa *et al*., 1995) ดังแสดงในรูปที่ 1.2 สำหรับสารทำงานที่ทราบค่าความหนาแน่นและแรงตึงผิว สามารถหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสูงสุดของท่อคาปิลลารี่ที่สามารถเกิดฟองไอสลับกับก้อนของเหลวตลอดความยาวของท่อ ได้จาก

$$D_{i,\max} = 2\sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l g}} \tag{1.1}$$



รูปที่ 1.2 การเกิดฟองไอสลับกับก้อนของเหลวในท่อคาปิลลารี (Maezawa *et al*., 1995)

งานวิจัยที่ผ่านมาเพื่อศึกษาผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสามารถจำแนกได้ ดังนี้

1.2.1 คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น

การศึกษาคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นหมายถึงการศึกษาอิทธิพลของตัวแปรต่างๆที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นที่ทำงานใต้ระดับขีดจำกัดการทำงาน ซึ่งตัวแปรต่างๆได้แก่ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน ความยาวส่วนทำระเหย จำนวนโค้งเลี้ยว ชนิดของสารทำงานและมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น หากจำแนกตามชนิดของท่อความร้อนแบบสั่นซึ่งได้อธิบายในตอนต้นแล้ว ก็จะสามารถอธิบายคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นได้ดังนี้

1.2.1.1 กรณีของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

- ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

การที่ท่อความร้อนแบบสั่นจะสามารถทำงานได้นั้น สารทำงานที่อยู่ภายในท่อต้องมีลักษณะเป็นแบบฟองไอและก้อนของเหลวสลับกันตลอดช่วงความยาวท่อ อันเป็นผลเนื่องมาจากแรงตึงผิวของสารทำงาน โดยมีเงื่อนไขในการเกิดลักษณะดังกล่าวคือ ความดันไอตามแนวแกนของท่อต้องมากกว่าความดันไอตามแนวขวาง Maezawa *et al*. (1996) ดังแสดงในรูปที่ 1.2

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดโดยมีชนิดของสารทำงานเข้ามาเกี่ยวข้อง เช่นในกรณีที่สารทำงานเป็น R123 เมื่อเส้นผ่านศูนย์ภายในท่อเพิ่มขึ้นจาก 0.66 ไปเป็น 2.03 mm พบว่าค่าความหนาแน่นความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 3,631 ไปเป็น 7,646 W/m^2 แต่ในกรณีที่สารทำงานเป็นเอทานอล เมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้นจาก 1.06 ไปเป็น 2.03 mm พบว่าค่าความหนาแน่นความร้อนลดลงจาก 7,831 ไปเป็น 5,793 W/m^2 (Rittidech *et al*., 2003)

- ผลของความยาวส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

ความยาวส่วนทำระเหยคือความยาวของส่วนที่ได้รับความร้อนซึ่งวัดจากปลายสุดของกลุ่มท่อด้านส่วนทำระเหยไปยังรอยต่อระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนกันความร้อน ความยาวส่วนทำระเหยนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด คือเมื่อความยาวส่วนทำระเหยมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะลดลง ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่ใช้สารทำงานเดียวกัน พบว่าหากเพิ่มความยาวส่วนทำระเหยจาก 50 ไปเป็น 150 mm ค่าความหนาแน่นความร้อนลดลงจาก 7,646 ไปเป็น 4506 W/m^2 (Rittidech *et al*., 2003)

- ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

จำนวนโค้งเลี้ยวคือจำนวนของท่อความร้อนที่ขดเป็นรูปตัวยูภายในส่วนทำระเหย ความหมายอีกนัยหนึ่งของจำนวนโค้งเลี้ยวคือความยาวรวม การเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวเสมือนกับการเพิ่มความยาวรวม จำนวนโค้งเลี้ยวนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด คือเมื่อจำนวนโค้งเลี้ยวหรือความยาวรวมมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะลดลง ดังในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดพบว่าหากเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวจาก 14 ไปเป็น 24 โค้งเลี้ยว ค่าความหนาแน่นความร้อนลดลงจาก 10,172 ไปเป็น 7,646 W/m^2 เมื่อสารทำงานเป็น R123 และจาก 11,437 ไปเป็น 5,793 W/m^2 เมื่อใช้สารทำงานเป็นเอทานอล (Rittidech *et al*., 2003)

- ผลของสัดส่วนการเติมสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

สัดส่วนการเติมสารทำงานคือสัดส่วนของปริมาตรสารทำงานต่อปริมาตรภายในของท่อความร้อนทั้งหมด สัดส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด โดยพบว่าที่อัตราการเติมสาร 50% จะทำให้ค่าความต้านทานความร้อนมีค่าต่ำกว่าที่อัตราการเติม 30 และ 70% (Maezawa *et al*., 1996) และยังพบอีกว่าท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดที่ใช้สารทำงาน FC-72 ที่สัดส่วนการเติมสาร 50% มีอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดถึง 2,040 W (Lin *et al*., 2000)

- ผลของชนิดสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด

สารทำงานหนึ่งๆ จะมีค่าคุณสมบัติจำเพาะอยู่หลายค่า แต่ค่าที่สำคัญที่สุดที่ใช้ในการจำแนกชนิดของสารทำงานคือค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ (h_{fg}) ชนิดสารทำงานนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด คือเมื่อค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะลดลง ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด เมื่อเปลี่ยนสารทำงานจาก R123 ไปเป็น R141b หรือเสมือนกับเพิ่มค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอจาก 160 ไปเป็น 213 kJ/kg ค่าความหนาแน่นความร้อนลดลงจาก 18,102 ไปเป็น 10,840 W/m^2 จากผลของตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดดังที่กล่าวมา สามารถรวมความสัมพันธ์ของตัวแปรดังกล่าวให้เป็นสมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดได้ในรูปของตัวแปรไร้มิติดังสมการ (Rittidech *et al*., 2003)

$$Ku_0 = 0.0052\left[\left(\frac{Di^{4.3}Lt^{0.1}}{Le^{4.4}}\right)n^{0.5}\left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{-0.2}\mathrm{Pr}_v^{-25}\right]^{0.116} \qquad (1.2)$$

1.2.1.2 กรณีของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

- ผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

เส้นผ่านศูนย์กลางภายในนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ คือเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในมากขึ้น ค่าความหนาแน่นความร้อนที่สามารถถ่ายเทได้จะมากขึ้น ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้สารทำงานเดียวกันและมีความยาวส่วนทำระเหยเดียวกันคือ 100 mm (Charoensawan *et al*., 2003)

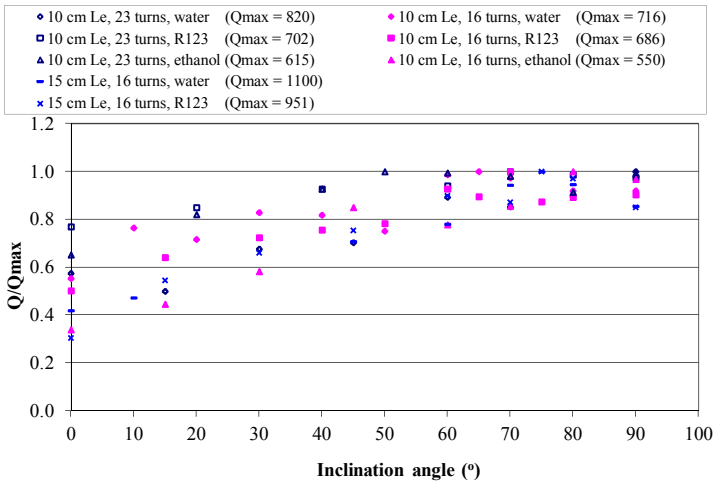
- ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

ดังที่กล่าวมาแล้วว่าความหมายอีกนัยหนึ่งของจำนวนโค้งเลี้ยวคือความยาวรวม การเพิ่มความยาวรวมก็เสมือนกับการเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยว ความยาวรวมนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ คือเมื่อความยาวรวมมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้น ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้สารทำงานเดียวกัน พบว่าหากเพิ่มความยาวรวม จาก 5 ไปเป็น 17.5 m ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจาก 368 ไปเป็น 1,114 W ทั้งนี้เนื่องมาจากการที่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีความยาวรวมมากขึ้น จึงทำให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้นนอก จากนี้ยังพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวมีความสัมพันธ์กับสัดส่วนระหว่างค่าความต้านทานความร้อนและค่าความต้านทานความร้อนสูงสุดดังสมการ (Charoensawan *et al*., 2000)

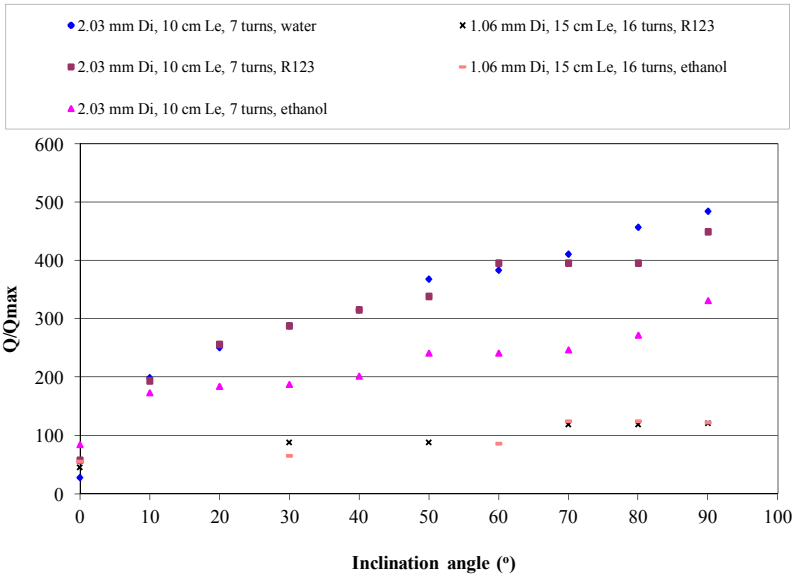
$$R / R_{\max} = 15.775N^{-1.1042} \tag{1.3}$$

ต่อมา Charoensawan *et al*. (2003) ทำการทดสอบท่อความร้อนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.00 และ 2.00 มม. สัดส่วนการเติม 50% ใช้น้ำ เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน แปรค่าความยาวรวมของท่อเป็น 5 10 และ 15 เมตร ตามลำดับ ซึ่งเมื่อกำหนดความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นต่างๆกัน ก็จะได้จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อต่างๆกัน โดยมีค่า 5 และ 7 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 5 เมตร และความยาวส่วนทำระเหยเท่ากับความยาวส่วนควบแน่น และส่วนฉนวน เท่ากับ 0.15 และ 0.10 เมตร ตามลำดับ และจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่า 16 และ 11 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 10 เมตร และความยาวส่วนต่างๆ เท่ากับ 0.10 และ 0.15 เมตร ตามลำดับ และจำนวนโค้งเลี้ยวมีค่า 23 และ 16 สำหรับท่อที่มีความยาวรวม 15 เมตร และความยาวส่วนต่างๆ เท่ากับ 0.10 และ 0.15 เมตร ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าจำนวนโค้งเลี้ยวมีผลต่อการทำงานของท่อความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดย จะมีจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติ (N_{crit}) ค่าหนึ่งที่หากว่าท่อความร้อนที่สร้างขึ้นมีจำนวนโค้งเลี้ยวน้อยกว่าค่าวิกฤตินี้แล้วท่อจะทำงานได้ดีเฉพาะในแนวดิ่งหรือที่มุมใกล้แนวดิ่งเท่านั้น และในทางกลับกันหากท่อความร้อนที่สร้างขึ้นมีจำนวนโค้งเลี้ยวมากกว่าค่าวิกฤตินี้แล้วท่อจะทำงานได้ในทุกๆ มุมตั้งแต่ 0 – 90 องศา แต่อย่างไรก็ตามที่มุมเอียง 60 องศาวัดจากแนวระดับ ท่อความร้อนจะสามารถส่งผ่านความร้อนได้ดีที่สุด สำหรับการศึกษาของ Charoensawan *et*

al. (2003) นั้นพบว่าสำหรับท่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.00 มม. ค่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติมีค่าประมาณ 16 โค้งเลี้ยว และสำหรับท่อเสนผ่านศูนย์กลางภายใน 1.00 มม. ค่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติมีค่าประมาณ 23 โค้งเลี้ยว ความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำนวนโค้งเลี้ยววิกฤติ และอัตราส่วนการส่งผ่านความร้อน ที่มุมเอียงใดๆต่อการส่งผ่านความร้อนสูงสุด (Q/Q_{max}) ซึ่งแสดงความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 1.3 สำหรับกรณี $N>N_{crit}$ และแสดงไว้ในรูปที่ 1.4 สำหรับกรณี $N<N_{crit}$



รูปที่ 1.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_{max} และมุมเอียง เมื่อ $N>N_{Crit}$ (Charoensawan *et al*., 2000)



รูปที่ 1.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Q/Q_{max} และมุมเอียง เมื่อ $N<N_{Crit}$ (Charoensawan *et al*., 2003)

- ผลของมุมเอียงการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

ผลของมุมเอียงการทำงานนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ คือเมื่อมุมเอียงการทำงานมากขึ้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเกิดการเปลี่ยนแปลงทั้งเพิ่มขึ้นและลดลง ดังเช่นในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้สารทำงานเดียวกัน พบว่าหากเพิ่มมุมเอียง จาก 0 ไปเป็น 90^{O} ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรเปลี่ยนอยู่ในช่วงระหว่าง 825 และ 1134 W โดยที่อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดเกิดขึ้นที่มุมเอียง 20^{O} ส่วนที่มุมเอียง 90^{O} นั้น ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนคือ 856 W ทั้งนี้อาจเป็นเพราะเมื่อมุมเอียงการทำงานมากขึ้น แรงโน้มถ่วงส่งผลต่อการเคลื่อนที่ของฟองไอมากขึ้น ขณะที่ความแตกต่างความดันของฟองไอและก้อนของเหลวมีความสำคัญน้อยลง (Charoensawan *et al*., 2000)

เมื่อส่วนทำระเหยของท่อความร้อนอยู่ต่ำกว่าส่วนควบแน่น (Bottom heat mode, BHM) อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะแปรผันตรงกับอุณหภูมิแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบ แน่น และ อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้จะเป็นแบบคงตัว (Steady state) ซึ่งต่างจากในกรณีที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนอยู่สูงกว่าส่วนควบแน่น (Top heat mode, THM) โดยอัตราการถ่ายเทความร้อนนั้นจะเป็นแบบไม่เป็นระเบียบ (Chaotic) (Dobson *et al*., 2003)

- ผลของสัดส่วนการเติมสารทำงานและสารทำงานที่มุมเอียงต่างๆ

มีการตั้งสมมติฐานว่าสัดส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อความเร็วในการไหลเวียนของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ ซึ่งความเร็วในการไหลของสารทำงานจะส่งผลต่อการส่งผ่านความร้อน ดังนั้นเพื่อที่จะทดสอบสมมติฐานนี้ Charoensawan *et al*. (2000) ทำการศึกษาอิทธิพลของสัดส่วนการเติมสารทำงานที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยใช้ท่อคาปิลลารี่ทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 3 มม. และเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2 มม. ความยาวส่วนควบแน่น ส่วนทำระเหย และส่วนฉนวนเท่ากับ 50 มม. ความยาวท่อรวม 5 11.15 และ 17.5 เมตร การทดลองทำโดยปรับสัดส่วนการเติมในช่วง 30 – 80% และทดสอบท่อที่มุมเอียง 0 – 90 องศาวัดจากแนวราบ จากการทดลองพบว่าที่สัดส่วนการเติม 50 - 70% จะทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของทุกๆ มุมเอียงจะมีค่ามากที่สุด โดยมีค่าการถ่ายเทความร้อน 526 408 และ373 วัตต์ สำหรับมุมเอียง 90^{O} 70^{O} และ 50^{O} ตามลำดับ เหตุที่เป็นเช่นนี้เนื่องจากในช่วงสัดส่วนการเติมนี้ ขนาดของแท่งของเหลวและฟองไอมีขนาดเล็กทำให้เคลื่อนที่ได้ง่าย และจำนวนของมันก็มีมากพอที่จะส่งผ่านความร้อนได้อย่างดี และต่อมาในปี 2003 Charoensawan *et al*. ยังทำการศึกษาผลของสารทำงานที่มีต่อคุณลักษณะทางความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ โดยเปรียบเทียบสารทำงาน 3 ชนิด คือ R123 เอทานอล และน้ำ พบว่าสำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อขนาด 2.0 มม. ที่การทำงานในแนวดิ่ง น้ำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับ R123 และเอทานอล แต่ในทางตรงข้าม R123 และเอทานอลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำในกรณีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อมีขนาด 1.0 มม.

ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ความยาวส่วนทำระเหย 150 มม. จำนวนโค้งเลี้ยว 16 โค้งเลี้ยว มุม 90 องศาจากแนวระดับ งานวิจัยนี้สอดคล้องกับงานวิจัยของ Rittidech *et al*. (2003) ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในที่มีต่อฟลักซ์ความร้อนที่ท่อความร้อนชนิดสั่นแบบปลายปิด ที่มุม 0 องศาวัดจากแนวราบ โดยจะพบว่าการพิจารณาอิทธิพลของเส้นผ่านศูนย์กลางที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนนั้นต้องพิจารณารวมถึงสารทำงานที่ใช้ด้วย

- ผลของชนิดสารทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

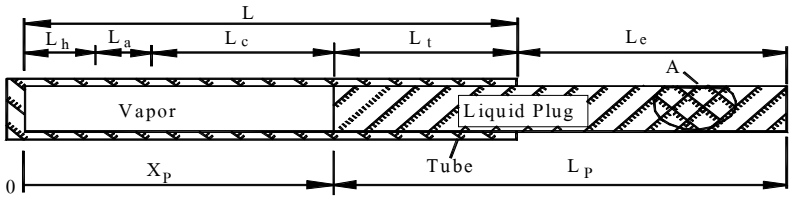
ชนิดสารทำงานนั้นมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ของท่อความร้อนแบบสั่น ปลายปิดดังนี้ เมื่อเปรียบเทียบสารทำงาน 3 ชนิด ได้แก่ R123 เอทานอล และน้ำ พบว่าน้ำให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเทียบกับ R123 และเอทานอล สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 2.0 mm แต่ในทางตรงข้าม R123 และเอทานอลให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าน้ำ สำหรับท่อความร้อนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.0 mm ทั้งนี้เนื่องมาจากน้ำมีความตึงผิวสูง $(dP/dT)_{sat}$ ต่ำ ความร้อนสัมผัส ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ และความหนืดจลน์สูงกว่าเมื่อเทียบกับ R123 (Charoensawan *et al*., 2003)

ไม่เพียงแต่รูปร่างทางเรขาคณิต มุมเอียงการทำงานและชนิดสารทำงานที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ แต่การสั่นของความดันที่เกิดขึ้นภาย ในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบก็มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนด้วย ซึ่งพบว่าผลต่างของความดันระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นแอมปลิจูด และความถี่ของการสั่นของความดันต่างก็มีผลต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน หากความดันแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าลดลง แอมปลิจูดของการสั่นของความดันลดลง และความถี่ของการสั่นของความดันเพิ่มขึ้นแล้ว จะให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น นอกจากนี้เมื่อมุมเอียงการทำงานน้อยลงยังเป็นผลให้ความดันแตกต่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น และ พบอีกว่าหากค่าความหนาแน่นความร้อนเพิ่มขึ้น จะทำให้ความดันอิ่มตัวภายในท่อความร้อนเพิ่มขึ้นด้วย (Lee *et al*., 2000)

1.2.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของท่อความร้อนแบบสั่น

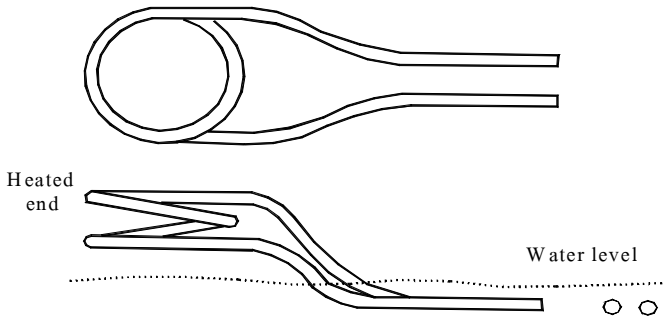
1.2.2.1 แบบจำลองการทำงานเพื่อทำนายการส่งผ่านนความร้อนในท่อความร้อนแบบสั่นที่สภาวะปรกติ

Dobson *et al*. (1999) ได้ทำการศึกษาวิเคราะห์ตัวแปรรวมของท่อความร้อนสั่นแบบปลายเปิดและปลายปิด โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จำลองรูปแบบทางเรขาคณิตอย่างง่าย 2 แบบ ที่ซึ่งสามารถจำลองพฤติกรรมของของท่อความร้อนได้ สำหรับในท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิดนั้น ท่อจะเปิดที่ปลายด้านหนึ่งดังรูปที่ 1.5



รูปที่ 1.5 แบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999)

ให้ความร้อนตลอดความยาวท่อ L_h และความยาวท่อ L_c สัมผัสกับสิ่งแวดล้อมที่มีอุณหภูมิเย็นกว่า และความยาวส่วนฉนวน L_a จะอยู่ระหว่างปลายทั้งสองด้าน เมื่อปลายที่ปิดได้รับความร้อนของเหลวจะระเหยกลายเป็นไอทำให้ความดันสูงขึ้น แล้วดันให้แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิด ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ไปยังปลายที่เปิดนั้น ไอจำนวนมากจะสัมผัสกับช่วงความยาวของการหล่อเย็นทำให้มีการควบแน่นไอมากขึ้น จนมาถึงจุดที่อัตราการควบแน่นของไอมากกว่าอัตราการระเหยของของเหลว ที่ตำแหน่งนี้ความดันไอจะเริ่มลดลงและความดันจะลดลงอย่างต่อเนื่องจนต่ำกว่าความดันบรรยากาศ ทำให้แท่งของเหลวเกิดการหยุดนิ่ง แล้วตอนนี้ความดันบรรยากาศที่สูงกว่าจะสามารถดันแท่งของเหลวกลับมายังปลายที่ปิด แล้วแท่งของเหลวจะเกิดการหยุดนิ่งอีกครั้งเมื่อความดันไอสูงกว่าความดันบรรยากาศ ด้วยเหตุนี้จึงมีการเคลื่อนที่แบบสั่นของแท่งของเหลวไปเรื่อยๆ ขณะที่แท่งของเหลวเคลื่อนที่ออกนอกช่วงความยาว L_h ไปยังปลายที่เปิดนั้น บริเวณหางของแท่งของเหลวจะทิ้งฟิล์มของเหลวบางๆ ไว้บนผนังท่อ ซึ่งจะแตกออกเป็นหยดเล็กๆ เกาะผนังท่อไว้ และจะมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนลดลง อีกปัจจัยหนึ่งที่พิจารณาคือแท่งของเหลวไม่สามารถเคลื่อนที่กลับมายังจุดเริ่มต้นตรงปลายที่ปิดได้ ดังนั้นเพื่อให้แน่ใจว่ามีปริมาณของเหลวเพียงพอไหลกลับไปยังด้านปลายที่รับความร้อนจึงมีการสร้างท่อความร้อนดังรูปที่ 1.6



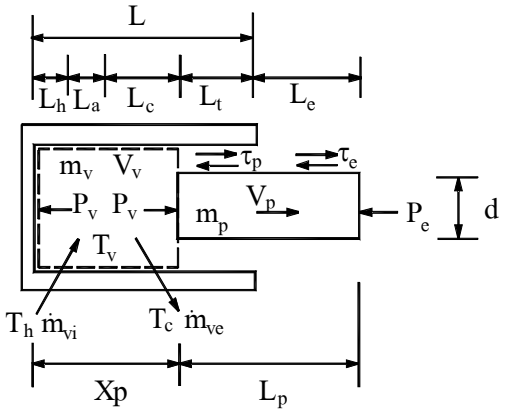
รูปที่ 1.6 รูปร่างของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999)

การจำลองการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิดทำโดยการสมมติให้ปริมาตรควบคุมของไอหนึ่งก้อนอยู่ระหว่างปลายที่ปิดและแท่งของเหลวโดยความยาวของแท่งของเหลวเดี่ยวคือ L_p ดังแสดงในรูปที่ 1.7 จะสมมติว่าไอเป็นไออิ่มตัวและมีอุณหภูมิเท่ากับฟิล์มของเหลวที่รับความร้อน และเมื่อไม่มีความร้อนเข้า/ออกจากฟิล์มของเหลวและไอ อัตราการไหลของไอเข้าสู่ปริมาตรควบคุมในส่วนให้ความร้อนสามารถหาได้จาก

$$\dot{m}_{vi} = \dot{Q}_i / h_{fg} \tag{1.4}$$

โดยที่ $$\dot{Q}_i = U_i A_i \left(T_h - T_v\right) \tag{1.5}$$

และ $$A_i = \pi d L_h \tag{1.6}$$



รูปที่ 1.7 แท่งของเหลวและฟองไอในแบบจำลองหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด (Dobson *et al*., 1999)

ในทำนองเดียวกัน ส่วนของปริมาตรควบคุมของไอที่สัมผัสกับความยาวช่วงการหล่อเย็นจะได้ว่า อัตราการไหลโดยมวลของไอที่ออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\dot{m}_{ve} = \dot{Q}_e / h_{fg} \tag{1.7}$$

โดยที่ $$\dot{Q}_e = U_e A_e \left(T_c - T_v\right) \tag{1.8}$$

และ $$A_e = \pi d L_e \tag{1.9}$$

สมมุติว่าแท่งของเหลวอัดตัวไม่ได้เมื่อเปรียบเทียบกับไอ และไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแท่งของเหลวกับสภาวะแวดล้อม จากสมมุติฐานเหล่านี้ทำให้ต้องการเพียงสมการการเคลื่อนที่ของแท่งของเหลวสำหรับการพิจารณาเท่านั้นดังนี้

$$m_p \frac{dv_p}{dt} = \left(P_v - P_e\right) A - \pi d \left(L - x\right) \tau_p - \pi d L_e \tau_e \tag{1.10}$$

เนื่องจากมวลของไอน้อยมาก ดังนั้นเทอมการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมสามารถตัดทิ้งได้ และสมการความต่อเนื่องสำหรับไอ คือ

$$\frac{dm_v}{dt} = \dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve} \tag{1.11}$$

สมการพลังงานของปริมาตรควบคุมของไอคือ

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_e h_e - \dot{m}_i h_i - \frac{PdV}{dt} \tag{1.12}$$

และสมมุติว่าไอมีพฤติกรรมเป็นก๊าซในอุดมคติ เขียนสมการได้เป็น

$$PV = mR\left(T + 273.15\right) \tag{1.13}$$

ให้ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ (1.11) สามารถเขียนได้เป็น

$$mc_v \frac{dT}{dt} = \left(\dot{m}_e - \dot{m}_i\right) c_P T - PA\frac{dx}{dt} \tag{1.14}$$

ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์ดิฟเฟอเรนต์แบบชัดแจ้ง (Explicit method) ในการแก้ปัญหาสมการการเปลี่ยนแปลง ขั้นตอนการคำนวณในการแก้ปัญหาทำได้โดยการพิจารณาว่าตำแหน่งของแท่งของเหลวสัมพัทธ์กับปลายปิดมีค่า x_p, ความยาวท่อส่วนที่รับความร้อนมีค่า L_h, ความยาวท่อส่วนที่ทิ้งความร้อนมีค่า L_c, ความยาวส่วนฉนวนมีค่า L_a, และความยาวของแท่งของเหลวคือ L_P ความยาวส่วนที่สัมผัสกับผนังท่อ $L_t = L - x_p$ และความยาวส่วนที่สัมผัสกับสภาวะแวดล้อม L_e จะสามารถหาค่าได้ และปริมาตรของไอคือ

$$V_v = \pi d^2 x_P / 4 \tag{1.15}$$

และมวลของแท่งของเหลวคือ

$$m_P = \rho_l \pi\left(L_t + L_e\right) d^2 / 4 \tag{1.16}$$

สมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่รับความร้อนและไอที่เหมาะสม (U_h) และ สมมุติค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างผนังท่อส่วนที่ทิ้งความร้อนและไอที่เหมาะสม (U_c) ดังนั้นอัตราการไหลโดยมวลของไอที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุมคือ

$$\dot{m}_{vi} = U_h \left(\pi d L_{hi}\right)\left(T_h - T_v\right) / h_{fg} \tag{1.17}$$

$$\dot{m}_{ve} = U_c \left(\pi d L_{ce}\right)\left(T_v - T_c\right) / h_{fg} \tag{1.18}$$

สัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวและผนังท่อมีค่าขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number, Re) โดย $C_{fP} = 0.078\ Re^{-0.2}$ ถ้า $Re = \rho_l v_P d/\mu_l < 1180$ มิฉะนั้น $C_{fP} = 16/Re$ และสมมุติว่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานระหว่างแท่งของเหลวกับสภาวะแวดล้อมคือ $C_{fe}=C_{fP}$ ดังนั้นความเค้นเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวกับผนังท่อ และระหว่างแท่งของเหลวกับสภาวะแวดล้อมคือ

$$\tau_P = C_{fP}\rho_l v_P^2 / 2 \qquad \text{และ} \qquad \tau_e = C_{fe}\rho_l v_P^2 / 2 \tag{1.19}$$

เพราะฉะนั้นแรงลัพธ์ที่กระทำกับแท่งของเหลวคือ

$$\sum F_p = \left(P_v - P_e\right) A - \pi d L_t \tau_P - \pi d L_e \tau_e \tag{1.20}$$

ค่าใหม่ที่เวลา $t+\Delta t$ จะหาได้จากค่าเก่าซึ่งรู้ค่าที่เวลา t โดยทำซ้ำแบบเดิมสำหรับเวลาต่อๆ ไป ดังนั้น

$$m_v^{new} = m_v + \left(\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve}\right)\Delta t \tag{1.21}$$

$$T_v^{new} = T_v + \frac{\left(\dot{m}_{vi} - \dot{m}_{ve}\right)c_P T_v - P_v A \Delta x}{m_v c_v}\Delta t \tag{1.22}$$

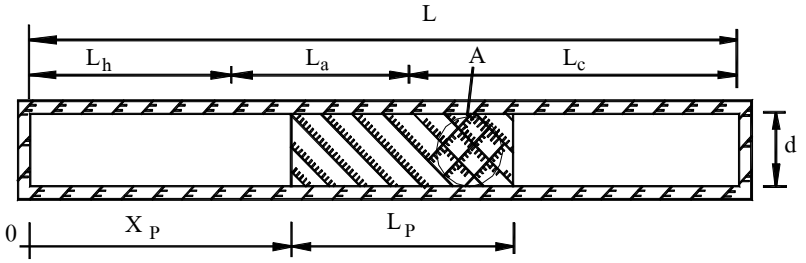
$$P_v^{new} = \frac{m_v R_v \left(T_v + 273.15\right)}{V_v} \tag{1.23}$$

$$v_P^{new} = v_P + \frac{\sum F_P}{m_P}\Delta t \tag{1.24}$$

$$x_P^{new} = x_P + v_P \Delta t \tag{1.25}$$

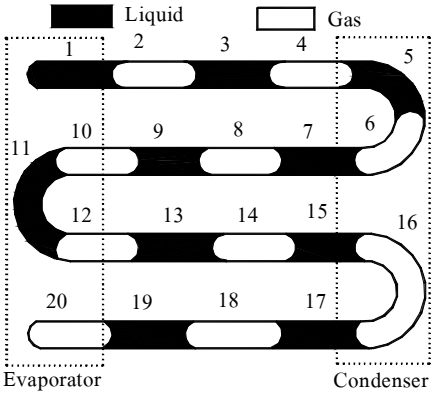
$$\Delta x_P^{new} = x_P^{new} - x_P \tag{1.26}$$

สำหรับท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดซึ่งมีลักษณะดังรูปที่ 1.8 นั้นมีการวิเคราะห์ในแบบเดียวกับกรณีของท่อความร้อนแบบสั่นปลายเปิด แต่จะมีปริมาตรควบคุมของไอทั้งหมด 2 อัน แม้ว่าแบบจำลองคณิตศาสตร์อย่างง่ายทั้ง 2 แบบนี้ จะไม่ให้พฤติกรรมที่แท้จริงในการทำงานของท่อความร้อนแบบสั่น แต่ก็ให้แนวโน้มทั่วๆ ไปเกี่ยวกับกลศาสตร์ทางความร้อนและของไหลของท่อความร้อนแบบสั่น และหากต้องการให้แบบจำลองมีความแม่นยำมากขึ้น ก็ทำได้โดยขยายแบบจำลองออกให้มีแท่งของเหลวหลายๆ อัน



รูปที่ 1.8 แบบจำลองในหนึ่งมิติของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด (Dobson *et al*., 1999)

Wong *et al*. (1999) ทำการศึกษาแบบจำลองทางทฤษฎีของท่อความร้อนแบบสั่น โดยใช้พื้นฐานจากวิธี Lagrangian โดยมีการจำลองท่อความร้อนแบบคาปิลลารี่ขึ้นภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนและใช้การสั่นของความดันแบบทันทีทันใด กระทำกับปลั๊กที่ส่วนทำระเหย สารทำงานภายในท่อความร้อนจะเรียงตัวเองเป็นขบวนไอ-ของเหลว (Slug-train) ลักษณะการเคลื่อนที่ของ Slug-train สามารถอธิบายได้โดยกลุ่มของสมการอนุพันธ์อันดับหนึ่งไม่เชิงเส้น ซึ่งอ้างอิงจากรูปแบบ Lagrangian โดยการพิจารณาสมดุลของมวลและโมเมนตัมผ่านปริมาตรควบคุมของแท่งของเหลวและฟองไอ แล้วใช้ระเบียบวิธีรุงเง-คุตตาอันดับ 4 (The 4thorder runge kutta technique) ในการแก้ระบบสมการอนุพันธ์สามัญอันดับหนึ่ง และการกำหนดสูตรทางคณิตศาสตร์จะอาศัยนิยามของระบบ Slug-train ดังรูปที่ 1.9



รูปที่ 1.9 สัญลักษณ์ต่างๆ ของ Slug-train (Wong *et al*., 1999)

สำหรับสมมุติฐานของแบบจำลองจะมีดังนี้

- ไม่มีการดึงของเหลวกลับและไม่มีการแห้งของฟิล์มของเหลว
- ไม่มีการพิจารณาชั้นของฟิล์มของเหลว
- แท่งของเหลวจะไม่มีฟองไอ และฟองไอจะไม่มีของเหลวอยู่

- ของเหลวอัดตัวไม่ได้
- ฟองไอมีพฤติกรรมเป็นเป็นก๊าซในอุดมคติ
- ไม่มีการพิจารณาการสูญเสียที่โค้งเลี้ยวต่างๆ
- ท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ในแนวระดับ
- ไม่มีอิทธิพลจากแรงโน้มถ่วงของโลก

กรณีของแท่งของเหลว โดยการใช้สมการโมเมนตัมจะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของของเหลวดังนี้

$$\left[\frac{dV_s}{dt}\right]_j = \frac{1}{\rho_s L_{sj}}\left[\left(P_{d(j-1)} - P_{u(j)}\right) - \frac{\tau_L \pi D L_{sj}}{A}\right] \tag{1.27}$$

ความเค้นเฉือนที่ผนังกระทำบนแท่งของเหลวคือ

$$\tau_L = \frac{f}{8}\rho_s \bar{V}_{sj}\left|\bar{V}_{sj}\right| \tag{1.28}$$

โดยที่ $f = 64/\mathrm{Re}$ ถ้า $\mathrm{Re} < 2000$ (1.29)

$f = 0.0056+0.5\mathrm{Re}^{-0.32}$ ถ้า $\mathrm{Re} > 2000$ (1.30)

จากการสมมุติว่าแท่งของเหลวอัดตัวไม่ได้ ดังนั้นความเร็วที่หัวและท้ายของแท่งของเหลวจะมีค่าเท่ากัน ดังในสมการ

$$\left[\frac{dV_d}{dt}\right]_{j-1} = \left[\frac{dV_u}{dt}\right]_j = \left[\frac{dV_s}{dt}\right]_j \tag{1.31}$$

กรณีของฟองไอ สมการสำหรับปริมาตรควบคุมของฟองไอ จะได้อัตราการเปลี่ยนแปลงความยาวของแท่งไอคือ

$$\left(\frac{dL_G}{dt}\right)_j = V_{dj} - V_{uj} \tag{1.32}$$

และอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของแท่งไอคือ

$$\left[\frac{dV_G}{dt}\right] = \frac{1}{\rho_G L_{Gj}}\left[\left(P_{uj} - P_{dj}\right) - \frac{\tau_G \pi D L_{Gj}}{A}\right] \tag{1.33}$$

สมการของสถานะสำหรับก๊าซในอุดมคติคือ

$$P_G V_{OG} = M_G R T_G \tag{1.34}$$

ทำการหาอนุพันธ์สมการ (1.34) จะได้ว่า

$$V_{OG}\left[\frac{dP_G}{dt}\right]_j + P_{Gj}\left[\frac{dV_{OG}}{dt}\right]_j = RT_{Gj}\left[\frac{dM_G}{dt}\right] + RM_G\left[\frac{dT_G}{dt}\right]_j \quad (1.35)$$

เนื่องจากจำลองการไหลภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน และสมมุติว่าไม่มีการเปลี่ยนสถานะมาเกี่ยวข้อง เพราะฉะนั้น สมการ (1.35) จะลดรูปลงมาเป็น

$$\left[\frac{dT_G}{dt}\right]_j = \frac{T_{Gj}}{P_{Gj}}\left[\frac{dP_G}{dt}\right]_j + \frac{T_{Gj}}{V_{OG}}\left[\frac{dV_{OG}}{dt}\right]_j \quad (1.36)$$

ความดันฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$P_{Gj} = \frac{P_{uj} + P_{dj}}{2} \quad (1.37)$$

$$\left[\frac{dP_G}{dt}\right]_j = \frac{1}{2}\left(\left[\frac{dP_u}{dt}\right]_j + \left[\frac{dP_d}{dt}\right]_j\right) \quad (1.38)$$

ความเร็วฟองไอจะถูกกำหนดเป็น

$$V_{Gj} = \frac{V_{uj} + V_{dj}}{2} \quad (1.39)$$

$$\left[\frac{dV_G}{dt}\right]_j = \frac{1}{2}\left(\left[\frac{dV_u}{dt}\right]_j + \left[\frac{dV_d}{dt}\right]_j\right) \quad (1.40)$$

เมื่อนำแบบจำลองที่ได้นี้ไปใช้กับท่อความร้อนแบบสั่นที่ยาว 0.3 เมตร จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น และลักษณะของท่อเป็นตามรูปที่ 1.9 พบว่าถ้าความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอมีขนาดเท่ากันเท่ากับ 0.06 เมตร เมื่อมีความดันกระทำที่แท่งไอหรือของเหลวที่ปลายด้านหนึ่ง จะเกิดคลื่นความดันที่สูงขึ้นในแท่งไอหรือของเหลวแปรผันตามระยะห่างจากปลายที่ถูกกระทำนั้น และเนื่องจากผลของความเสียดทานการสั่นของแท่งของเหลวและไอจะหยุดนิ่งในที่สุด แต่ถ้าเปลี่ยนความยาวของแท่งของเหลวและฟองไอเป็น 0.12 เมตร จะพบว่าความยาวของแท่งไอและของเหลวเพิ่มขึ้น ทำให้ความถี่ในการสั่นของความดันลดลง

Shafii *et al.* (2001) ได้พัฒนาแบบจำลองของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด และวงรอบ โดยจำลองพฤติกรรมของแท่งของเหลวและฟองไอในท่อความร้อนแบบสั่น ที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อน โดยพิจารณาถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารทำงาน และแก้ปัญหาโดยใช้สมการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน สำหรับแต่ละฟองไอและแท่งของเหลว ซึ่งมีสมมติฐานดังนี้

- สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย และการควบแน่นมีค่าคงที่

- สมมุติว่าของเหลวอัดตัวไม่ได้และฟองไอเป็นก๊าซในอุดมคติ

- ไม่พิจารณาความดันสูญเสียที่โค้งเลี้ยว (สมมุตฐานนี้ใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั่นที่มีโค้งเลี้ยวไม่มากนัก)

สมการต่อเนื่องสำหรับแท่งของเหลวที่ i สามารถหาได้ดังสมการ

$$\frac{dm_{li}}{dt} = \dot{m}_{in,li} - \dot{m}_{out,li} = \frac{1}{2}\left(\frac{dm_{vi}}{dt} + \frac{dm_{v(i+1)}}{dt} \right) \tag{1.41}$$

สมการนี้หมายความว่าการเปลี่ยนแปลงมวลของแท่งของเหลวเท่ากับการเปลี่ยนแปลงเฉลี่ยของมวลฟองไอกับฟองไอถัดไป สมการโมเมนตัมสำหรับแท่งของเหลวที่ i เมื่อท่อความร้อนแบบสั่นทำงานในตำแหน่งแนวดิ่งคือ

$$\frac{dm_{li}v_{li}}{dt} = \left(P_{vi} - P_{v(i+1)} \right) A - \pi d L_{li} \tau - (-1)^n m_{li} g \tag{1.42}$$

เมื่อ n แสดงจำนวนท่อ โดยสมมุติว่าท่อความร้อนแบบสั่นเป็นท่อตรง แรงโน้มถ่วงมีเครื่องหมายที่ต่างกันเมื่อตำแหน่งต่างกัน ในแบบจำลองนี้ มีท่อที่ขนานกัน 4 ท่อ แสดงดังรูปที่ 1.10 ส่วนให้ความร้อนจะติดตั้งอยู่ที่ส่วนบนของท่อความร้อนแบบสั่น เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางเป็นบวก เมื่อแท่งของเหลวอยู่ในท่อที่ 1 และ3 ดังนั้นเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ (1.42) มีค่าเป็นบวก ในท่อที่ 2 และ 4 เวกเตอร์ของแรงโน้มถ่วงในทิศทางบวกและเทอมของแรงโน้มถ่วงในสมการ (1.42) มีค่าเป็นลบ τ คือ แรงเฉือนที่กระทำระหว่างแท่งของเหลวที่ i สามารถคำนวณได้จาก

$$\tau = \frac{1}{2} C_{li} \rho_l v_{li}^2 \tag{1.43}$$

สมการต่อเนื่องสำหรับฟองไอที่ i คือ

$$\frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi} \tag{1.44}$$

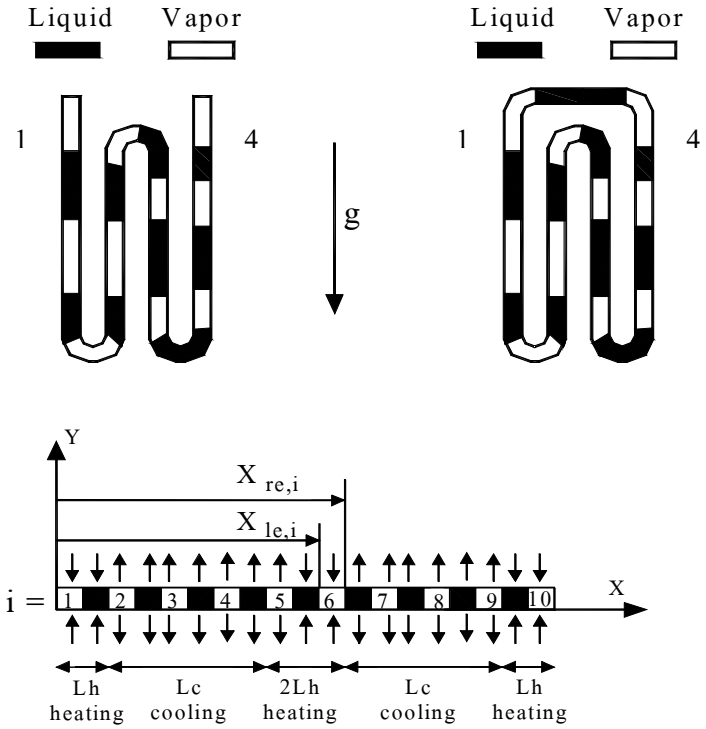
เมื่อ $\dot{m}_{in,vi}$ คืออัตราการถ่ายเทมวลไปยังฟองไอเนื่องจากการระเหย

$\dot{m}_{out,vi}$ คืออัตราการถ่ายเทมวลจากฟองไอเนื่องจากการควบแน่น

สำหรับฟองไอที่ i และสามารถคำนวณโดยสมการดังนี้

$$\dot{m}_{in,vi} = \left(h_h + h_{vsen}\right)\pi dL_{hi}\left(T_{vi} - T_h\right) \ / h_{fg} \tag{1.45}$$

$$\dot{m}_{out,vi} = \left(h_c + h_{vsen}\right)\pi dL_{ci}\left(T_c - T_{vi}\right) \ / h_{fg} \tag{1.46}$$



(ค) ตำแหน่งฟองไอ-แท่งของเหลว

รูปที่ 1.10 ตำแหน่งฟองไอและแท่งของเหลว (Shafii *et al.*, 2001)

เราสามารถสมมติได้ว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย, h_h มีค่าคงที่ เมื่อปลายข้างหนึ่งของฟองไออยู่ในส่วนทำระเหย เมื่อปลายทั้งสองข้างออกจากส่วนให้ความร้อน ฟิล์มของเหลวในส่วนทำระเหยจะ Dry out และการถ่ายเทความร้อนจากการระเหยมีค่าเป็นศูนย์ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแฝงสัมผัส h_{vsen} มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจากการระเหย สมการพลังงานของฟองไอ คือ

$$\frac{dm_{vi}u_{vi}}{dt} = \dot{m}_{in,vi}h_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi}h_{out,vi} - P_{vi}\frac{dV_{vi}}{dt} \tag{1.47}$$

เมื่อ $u = c_v T$ และ $h = c_p T$ ดังนั้นสมการ (1.47) สามารถเขียนใหม่ได้เป็น

$$m_{vi}c_v\frac{dT_{vi}}{dt} = \left(\dot{m}_{in,vi} - \dot{m}_{out,vi}\right)RT_{vi} - P_{vi}A\frac{dX_{vi}}{dt} \tag{1.48}$$

ความดันสำหรับฟองไอที่ i คำนวณได้โดยใช้กฎของก๊าซในอุดมคติ

$$P_{vi}V_{vi} = m_{vi}RT_{vi} \tag{1.49}$$

ความดันที่คำนวณได้จากสมการ (1.49) ไม่ควรเกินความดันอิ่มตัวจากอุณหภูมิที่คำนวณได้จากสมการ (1.49) เมื่อความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ (1.49) มีค่าต่ำกว่าความดันอิ่มตัวของฟองไอจะกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง และกฎของก๊าซในอุดมคติจึงนำมาใช้ได้ ในทางตรงกันข้าม ถ้าความดันไอที่คำนวณได้จากสมการ (1.49) มีค่าสูงกว่าความดันอิ่มตัว กฎของก๊าซในอุดมคติไม่สามารถนำมาใช้ได้ และความดันกำหนดให้เท่ากับความดันอิ่มตัว คำนวณได้โดย

$$P_{vi} = P_{Sat}\left(T_{vi}\right) \tag{1.50}$$

การถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสั่นกำหนดโดยการถ่ายเทความร้อนรวมจากส่วนให้ความร้อนไปยังส่วนรับความร้อน ส่วนของการส่งถ่ายความร้อนเนื่องจากการระเหยและการควบแน่นของสารทำงาน และ การส่งถ่ายความร้อนระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลวในรูปของการส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียว การส่งถ่ายความร้อนจากการระเหยและการควบแน่นสำหรับแต่ละฟองไอสามารถคำนวณได้โดย

$$Q_{in,vi} = \dot{m}_{in,vi}h_{fg} \tag{1.51}$$

$$Q_{out,vi} = \dot{m}_{out,vi}h_{fg} \tag{1.52}$$

การส่งถ่ายความร้อนสถานะเดียวระหว่างผนังท่อและแท่งของเหลวหาได้โดยการแก้สมการพลังงานสำหรับแท่งของเหลว

$$\frac{1}{\alpha}\frac{dT_{li}}{dt} = \frac{d^2T_{li}}{dx^2} - \frac{h_{lsen}\pi D}{k_l A}\left(T_{li} - T_w\right) \tag{1.53}$$

ซึ่งเงื่อนไขที่ขอบเป็นดังนี้

$$T_{li} = T_{vi} \qquad x = x_{re,i} \tag{1.54}$$

$$T_{li} = T_{v(i+1)} \qquad x = x_{le,(i+1)} \tag{1.55}$$

เนื่องจากตัวเลขเรย์โนลด์ของแท่งของเหลวจะแปรเปลี่ยนในช่วงของการไหลแบบราบเรียบ, การไหลแบบแปรเปลี่ยน และการไหลแบบปั่นป่วน สัมประสิทธิ์การส่งถ่ายความร้อน h_{lsen} ของแท่งของเหลวแปรเปลี่ยนไปตามช่วงการไหลหนึ่งไปยังอีกการไหลห นึ่ง สำหรับช่วงการไหลแบบราบเรียบ (Re<2200) ปัญหาจะถูกพิจารณาเป็นการไหลแบบ Hagen-Poiseuille และ Nusselt number คือ

$$Nu = \frac{1}{4L_l^*}\ln\left(\frac{1}{\theta_m^*}\right) \tag{1.56}$$

เมื่อ $\theta_m^* = 8\sum_{n=0}^{\infty}\frac{G_n}{\lambda_n^2}\exp\left(-2\lambda_n^2 L_l^*\right)$ (1.57)

ตัวแปรไร้มิติ L_l^* กำหนดโดย $L_l^* = \frac{L_{li}/D}{\mathrm{Re}_D\,\mathrm{Pr}}$ (1.58)

สมการกึ่งการทดลองที่ใช้ในช่วงการไหลแปรเปลี่ยน และการไหลปั่นป่วน คือ

$$Nu = 0.012\left(\left|\mathrm{Re}\right|^{0.87} - 280\right)\mathrm{Pr}^{0.4}\left(\frac{\mathrm{Pr}_m}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.11}\left[1+\left(\frac{D}{L_{li}}\right)^{2/3}\right],\quad 2200 < \left|\mathrm{Re}\right| < 10000 \tag{1.59}$$

$$Nu = 0.0236\left|\mathrm{Re}\right|^{0.8}\,\mathrm{Pr}^{0.43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_m}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0.25} \qquad \left|Re\right| > 10000 \tag{1.60}$$

การถ่ายเทความร้อนไปยังแท่งของเหลว และออกจากแท่งของเหลว คือ

$$Q_{in,li} = \int_{X_{re,i}}^{X_{le,(i+1)}} \pi D h_x \left(T_{li,x} - T_w\right) dx \qquad T_{li} \geq T_w \tag{1.61}$$

$$Q_{out,li} = \int_{X_{re,i}}^{X_{le,(i+1)}} \pi D h_x \left(T_w - T_{li,x}\right) dx \qquad T_{li} \leq T_w \tag{1.62}$$

เมื่อ $T_{li,x}$ แสดงถึงอุณหภูมิของแท่งของเหลวที่ i ตำแหน่ง x การถ่ายเทความร้อนรวมไปยังท่อความร้อนแบบสั่น และออกจากท่อความร้อนแบบสั่น สามารถคำนวณโดย

$$Q_{total,in} = \sum_{i=1}^{N} Q_{in,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{in,li} \tag{1.63}$$

$$Q_{total,out} = \sum_{i=1}^{N} Q_{out,iv} + \sum_{i=1}^{N-1} Q_{out,in} \tag{1.64}$$

แบบจำลองของ Shafii *et al.* (2001) ระบุว่าผลของแรงโน้มถ่วงไม่มีนัยสำคัญกับสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิด จำนวนทั้งหมดของแท่งไอจะมีค่าเท่ากับจำนวนของส่วนที่ให้ความร้อนหรือส่วนทำระเหย อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นปลายปิดและแบบวงรอบ เกิดเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของความร้อนสัมผัสเป็นสำคัญ ส่วนการระเหยและควบแน่นเป็นกลไกในการผลักดันให้เกิดการไหลสั่นเท่านั้น และพบว่าเส้นผ่านศูนย์กลางของ

ท่อ อุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหย และสัดส่วนการเติมสารทำงานมีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อนทั้ง 2 ชนิด โดยเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางเพิ่มขึ้น อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิผิวของส่วนทำระเหยลดลง อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยทั้งหมดมีค่าลดลง และพบว่าท่อความร้อนจะไม่ทำงาน ที่สัดส่วนการเติม 89.4 %

จะเห็นได้ว่าแบบจำลองของ Shafii *et al*. (2001) นั้นใช้ได้กับท่อความร้อนแบบสั่นที่มีจำนวนโค้งเลี้ยวน้อยๆ ดังนั้น Sakulchangsatjatai *et al*. (2003) ได้ทำการปรับปรุงแบบจำลองของ Shafii *et al*. (2001) ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อความร้อนชนิดสั่นแบบปลายปิดและแบบวงรอบที่แหล่งให้ความร้อนอยู่สูงกว่าแหล่งระบายความร้อนโดยการพิจารณาเพิ่มที่ส่วนฉนวนและมีจำนวนโค้งเลี้ยวที่มาก และหาปัจจัยที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนชนิดสั่นแบบวงรอบด้วย แบบจำลองพฤติกรรมของเหลวและไอภายในท่อเพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนในท่อความร้อนแบบสั่นนี้ โดยใช้สมมุติฐาน คือ

- สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่
- ฟองไอถูกสมมุตว่าเป็นก๊าซในอุดมคติ และแท่งของเหลวมีคุณสมบัติไม่อัดตัว
- จำนวนแท่งของเหลวเท่ากับจำนวนโค้งเลี้ยว และความยาวแท่งของเหลวตามแนวแกนท่อมีค่าเท่ากันโดยสอดคล้องกับสัดส่วนการเติมสารทำงานที่กำหนดไว้
- ความดันสูญเสียในช่วงโค้งเลี้ยวมีค่าน้อยมาก

แบบจำลองที่สร้างขึ้น เมื่อใช้ค่า Scaling factor และเปรียบเทียบกับข้อมูลจากการทดลองของ Charoensawan *et al*. (2000) พบว่าเมื่อเปรียบเทียบค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากแบบจำลองกับค่าความหนาแน่นความร้อนที่ได้จากการทดลอง มีค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานเท่ากับ 28.27 % และพบว่า แนวโน้มค่าความหนาแน่นความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความยาวส่วนทำระเหยลดลง ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเพิ่มขึ้น และ แนวโน้มค่าฟลักซ์ความร้อนจะลดต่ำลงเมื่อความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Charoensawan *et al*. (2000)

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.3.1 วิเคราะห์ ออกแบบ และทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีและไม่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

1.3.2 ศึกษาตัวแปรด้านปริมาณการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอน ชนิดสารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่น จำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่น มุมเอียงการทำงาน และอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีผลต่อการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

1.3.3 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายและสมการสหสัมพันธ์เพื่อทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

1.4 ขอบเขตของการศึกษา

1.4.1 การศึกษาเชิงปริมาณ

1.4.1.1 ตัวแปรควบคุม

1 สัดส่วนการเติมสารทำงานท่อความร้อนแบบสั่นที่ 50 %

2 ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น มีค่าเท่ากัน

3 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีค่าคงที่

1.4.1.2 ตัวแปรที่ศึกษา

1 ปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมไซฟอน 4 ค่า ได้แก่ ½ เท่าของส่วนทำระเหย เต็มส่วนทำระเหย เต็มส่วนกันความร้อน และ เต็มท่อเทอร์โมไซฟอน

2 จำนวนโค้งเลี้ยว 3 ค่า ได้แก่ 5 10 โค้งเลี้ยว และจำนวนที่บรรจุเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน

3 สารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่น 3 ชนิด ได้แก่ R123 R134a และเอทานอล

4 มุมเอียงการทำงาน 5 ค่า ได้แก่ 0 30 45 60 และ 90^{O} วัดเทียบจากแนวระดับ

5 อุณหภูมิส่วนทำระเหย 3 ค่า ได้แก่ 80 100 และ 120 ^{o}C

1.4.2 การศึกษาด้านแบบจำลอง

1 แบบจำลองท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงจากทฤษฎี ESDU 81038

2 สร้างแบบจำลองท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในตามหลักการความต้านทานทางความร้อน

3 พิจารณาที่สภาวะคงตัว

บทที่ 2
ทฤษฎีเบื้องต้น

เพื่อให้ผู้อ่านเกิดความเข้าใจแนวความคิดในการสร้างสมการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่จะได้กล่าวต่อไปในงานวิจัยนี้ จึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องกล่าวถึงพื้นฐานที่สำคัญเกี่ยวกับท่อความร้อน ดังนั้นในบทนี้จะกล่าวถึงหลักการพื้นฐานของท่อความร้อน อันได้แก่โครงสร้างและหลักการทำงานของท่อความร้อนทั้งแบบท่อความร้อนทั่วไป (Conventional heat pipe) และท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon)

2.1 ท่อเทอร์โมไซฟอน

2.1.1 หลักการทั่วไปของท่อเทอร์โมไซฟอน

ลักษณะโครงสร้างของเทอร์โมไซฟอนจะเป็นท่อปลายปิด ซึ่งภายในทำให้เป็นสุญญากาศ และบรรจุสารทำงานเข้าไป ตัวท่อแบ่งออกเป็น 3 ส่วนตามลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) คือ ส่วนที่ได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง ส่วนควบแน่น (Condenser section) คือ ส่วนที่ระบายความร้อนออกสู่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ และส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) คือส่วนที่ไม่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อความร้อนและสิ่งแวดล้อม หลักการทำงานของเทอร์โมไซฟอน คือ เมื่อสารทำงาน (Working fluid) ซึ่งอยู่ในสถานะของเหลวที่อยู่ในส่วนทำระเหยได้รับความร้อนจากสิ่งแวดล้อม จะเกิดการระเหยกลายเป็นไอโดยอาศัยความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ จากนั้นไอที่เกิดขึ้นจะลอยขึ้นไปสู่ส่วนควบแน่นและระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อมโดยอาศัยความร้อนแฝงของการควบแน่น ทำให้สารทำงานควบแน่นกลายเป็นของเหลว ส่วนของเหลวควบแน่นจะไหลกลับลงมาสู่ส่วนทำระเหย โดยอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลก ซึ่งเป็นการทำงานครบวัฏจักร

2.1.2 การคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อน

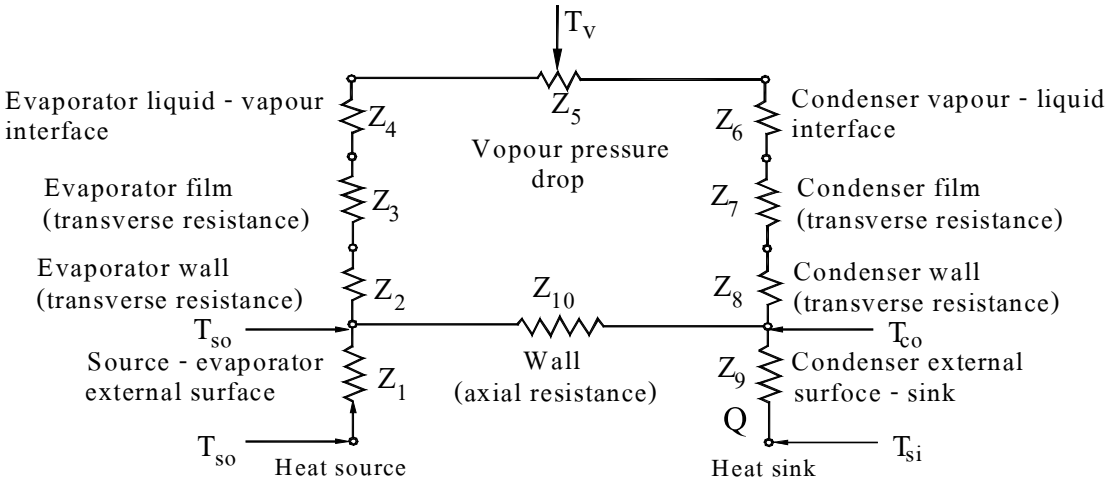
การส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนหาได้จากหลักการความต้านทานทางความร้อน ดังนี้

$$Q = (\Delta T) / Z \qquad (2.1)$$

เมื่อ Q คือ ค่าการส่งถ่ายความร้อน

ΔT คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิแหล่งความร้อนกับส่วนระบายความร้อน

Z คือ ความต้านทานรวมของท่อเทอร์โมไซฟอนเขียนในรูปของตัวความต้านทาน Z_1 ถึง Z_{10} แสดงในรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ความต้านทานความร้อนรวม (Engineering Sciences Data Unit, 1981)

Z_1 และ Z_9 คือ ความต้านทานความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนกับผิวท่อด้านนอกของส่วนทำระเหย และความต้านทานความร้อนระหว่างแหล่งรับความร้อนกับผิวท่อด้านนอกของส่วนควบแน่น ตามลำดับ หาได้จาก

$$Z_1 = 1 / (h_{eo} \text{ x } A_{eo}) \tag{2.2}$$

$$Z_9 = 1 / (h_{co} \text{ x } A_{co}) \tag{2.3}$$

Z_2 และ Z_8 คือ ค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อในส่วนของทำระเหยและส่วนควบแน่น ตามลำดับ หาได้จาก

$$Z_2 = \ln(Do/D) / (2\pi l_e k_x) \tag{2.4}$$

$$Z8 = \ln(Do/D) / (2\pi l_c k_x) \tag{2.5}$$

Z_3 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอนเนื่องจากการเดือด แยกเป็นความต้านทานความร้อนในฟิล์ม (Z_{3f}) และในแอ่ง (Z_{3p}) หาค่าได้จาก

$$Z_{3f} = (CQ^{1/3})/D^{4/3} g^{1/3} l_e \Phi_2^{4/3} \tag{2.6}$$

และ $$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi D l_e)^{0.6}} \tag{2.7}$$

เมื่อ $$\Phi 3 = \frac{\rho_l^{0.65} \lambda_l^{0.3} c_{pl}^{0.7}}{\rho_v^{0.25} L^{0.4} \mu_l^{0.1}} (\frac{P_v}{P_l})^{0.23} \tag{2.8}$$

ถ้า $Z_{3p} > Z_{3f}$ แล้ว $Z_3 = Z_{3P}$ มิเช่นนั้นต้องทำการหาค่าเฉลี่ย Z_3 จาก

$$Z_3 = Z_{3P} F + Z_{3f}(1\text{-}F) \tag{2.9}$$

Z_7 คือ ค่าความต้านทานความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอนเนื่องจากการควบแน่นของสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอน

$$Z_7 = \frac{0.235Q^{1/3}}{D^{4/3} g^{1/3} l_c \Phi_2{}^{4/3}} \tag{2.10}$$

Φ_2 คือ ค่าของคุณสมบัติของท่อความร้อน (Thermophysical properties)

Z_4 และ Z_6 คือ ความต้านทานที่เกิดขึ้นระหว่างหน้าสัมผัสไอและของเหลวในส่วนของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ตามลำดับ ซึ่งมีค่าน้อยมากจนสามารถละทิ้งได้

Z_5 คือ ค่าความต้านทานความร้อนอันเนื่องมาจากความดันไอตกคร่อม เกิดจากการไหลของไอจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น ซึ่งมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับ Z_3 และ Z_7 จนสามารถละทิ้งได้

Z_{10} คือ ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนตามแนวแกนของท่อเทอร์โมไซฟอน หาค่าได้จาก

$$Z_{10} = (0.5\, l_e + l_a + 0.5 l_c) / (A_x k_x) \tag{2.11}$$

เมื่อ A_x คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อบรรจุ

k_x คือ ค่าการนำความร้อนของวัสดุที่ใช้ทำท่อเทอร์โมไซฟอน

อย่างไรก็ตาม Z_{10} สามารถละทิ้งได้ ถ้ามีค่าน้อยมาก ตรวจสอบได้จากเงื่อนไข

$$Z_{10} / (Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8) > 20 \tag{2.12}$$

ถ้าเป็นไปตามสมการข้างต้น ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะเป็น

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8 + Z_9 \tag{2.13}$$

ในทางตรงกันข้ามถ้าไม่เป็นไปตามสมการข้างต้น ค่าความต้านทานความร้อนรวมจะเป็น

$$Z = [(Z_1 + Z_3 + Z_5 + Z_7 + Z_8)^{-1} + (1/Z_{10})]^{-1} + Z_1 + Z_9 \tag{2.14}$$

2.1.3 ค่าความร้อนสูงสุดในท่อเทอร์โมไซฟอน

นอกจากการคำนวณหาการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนแล้ว จำเป็นต้องตรวจสอบค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดด้วย โดยท่อเทอร์โมไซฟอนจะสามารถทำงานได้ถ้าค่าการส่งถ่ายความร้อนที่คำนวณได้ก่อนหน้านี้มากกว่าค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดในทุกกรณี ซึ่งค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดในท่อเทอร์โมไซฟอน ประกอบด้วย

- ขีดจำกัดความหนืด เกิดขึ้นเมื่อท่อความร้อนแบบธรรมดาทำงานที่อุณหภูมิต่ำ โดยที่อุณหภูมิต่ำ ความดันตกคร่อมในการไหลเนื่องจากความหนืดของไอจะมีผลสำคัญทำให้ไอไม่สามารถไหลได้ เนื่องจากความดันไอในส่วนทำระเหยน้อยกว่าความดันตกคร่อม ทำให้การไหลเวียนของสารทำงานไม่เกิดขึ้น และการส่งผ่านความร้อนไม่สามารถเกิดขึ้นได้ด้วย การทำนายค่าขีดจำกัดความหนืดหาจากความสัมพันธ์

$$q = \frac{r_v^2 h_{fg} \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \tag{2.15}$$

- ขีดจำกัดความเร็วเสียง เกิดขึ้นเมื่อเริ่มเดินท่อความร้อนแบบธรรมดาด้วยอุณหภูมิสูงๆ ที่เงื่อนไขการทำงานนี้ความเร็วไอจะมีค่าสูงมากเมื่อเทียบความเร็วเสียงในไอ ซึ่งค่าการส่งผ่านความร้อนจะไม่เพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลเมื่อความเร็วไอมีค่าใกล้กับความเร็วเสียง ดังนั้นการส่งผ่านความร้อนจึงถูกจำกัดที่ค่าความเร็วไอค่าหนึ่งซึ่งไม่เกินความเร็วเสียง ขีดจำกัดความเร็วเสียงหาจาก

$$q = 0.474 h_{fg} \left(\rho_v P_v \right)^{1/2} \tag{2.16}$$

- ขีดจำกัดคาปิลลารี่ เกิดขึ้นเมื่อแรงดันคาปิลลารี่มีไม่เพียงพอที่จะผลักดันให้ของเหลวในส่วนควบแน่นไหลกลับมายังส่วนทำระเหย ก็จะทำให้ของเหลวที่ส่วนทำระเหยไม่เพียงพอในการระเหย ทำให้เกิดการแห้ง (Dry out) ที่ส่วนทำระเหย และทำให้อุณหภูมิผิวท่อในส่วนทำระเหยสูงขึ้นจนเข้าใกล้อุณหภูมิแหล่งความร้อน ค่าขีดจำกัดการทำงานในกรณีนี้ทำนายได้จากความสัมพันธ์

$$Q_{wick} = \left(\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right) \left(\frac{KA}{L} \right) \left(\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g L}{\sigma_l} \sin \theta \right) \tag{2.17}$$

- ขีดจำกัดการหอบพาและการท่วม เมื่อเพิ่มค่าความร้อนเข้าไปในตัวท่อความร้อน ไอสารทำงานจะมีความเร็วสูงขึ้น เมื่อไอมีความเร็วสูงขึ้น แรงเฉือนที่ผิวสัมผัสไอ-ของเหลวก็จะมีค่าสูงขึ้น ขีดจำกัดการทำงานของท่อความร้อนเนื่องจากขีดจำกัดการหอบพาและการท่วม เกิดขึ้นเมื่อไอมีความเร็วสูงขึ้นจนแรงเฉือนที่ผิวสัมผัสไอ-ของเหลวมีค่าเพียงพอที่จะต้านการไหลกลับของ

ของเหลว กรณีที่เป็นท่อความร้อนธรรมดา แรงเฉือนจะเกิดขึ้นที่บริเวณผิวของโครงสร้างไส้ทำให้ของเหลวไม่สามารถไหลกลับไปยังส่วนทำระเหยได้ และเกิดการแห้งขึ้นในที่สุดการส่งผ่านความร้อนก็ไม่สามารถทำได้อีกต่อไป การทำนายค่าขีดจำกัดนี้ทำได้จากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Q_{ent} = A_v h_{fg} \sqrt{\frac{\rho_v \sigma_l}{d}} \tag{2.18}$$

- ขีดจำกัดการเดือด จากที่ทราบในตอนต้นว่ากลไกการส่งผ่านความร้อนในท่อความร้อนเกิดจากการระเหย และควบแน่นของสารทำงาน ดังนั้นจะพบว่ามีการเดือดของสารทำงานเกิดขึ้นในส่วนทำระเหยเสมอ เมื่อเพิ่มค่าความร้อนเข้าไปในท่อความร้อน การเดือดก็จะรุนแรงขึ้น และจะพบว่ามีฟิล์มไอเคลือบที่ผิวส่วนทำระเหย ฟิล์มไอนี้จะเป็นชั้นระหว่างผิวแลกเปลี่ยนความร้อนและของเหลวในส่วนทำระเหย ทำให้ของเหลวในส่วนทำระเหยไม่สามารถสัมผัสกับผิวแลกเปลี่ยนความร้อนได้ และการส่งผ่านความร้อนจากผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในส่วนทำระเหยไปยังสารทำงานก็จะลดลงอย่างมาก เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของไอน้อยกว่าของเหลวมาก ทำให้ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณนั้นมีอุณหภูมิสูงขึ้น สำหรับท่อความร้อนที่มีโครงสร้างไส้ ฟองไอก็จะเกิดขึ้นในตัวไส้ในส่วนทำระเหย และแทนที่ของเหลวในไส้ ทำให้เกิดการแห้งขึ้นเช่นกัน การทำนายขีดจำกัดการเดือดหาได้จาก

$$\dot{Q}_{boil} = \left[\frac{2\pi L_l k_{eff} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln\left(r_w / r_v \right)} \right] \left[\frac{2\sigma_l}{r_n} \right] \tag{2.19}$$

2.2 ท่อความร้อนแบบสั่น

2.2.1 หลักการทั่วไปของท่อความร้อนแบบสั่น

ท่อความร้อนแบบสั่นเริ่มมีการศึกษาครั้งแรกในช่วงปี ค.ศ. 1990 โดย Akachi ได้จดสิทธิบัตรทะเบียนท่อความร้อนชนิดนี้ขึ้น ท่อความร้อนแบบสั่นสร้างจากท่อคาปิลารี่ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางวิกฤติ นำมาขดกลับไปกลับมาดังแสดงในรูปที่ 1.1 ท่อความร้อนแบบสั่นจัดเป็นอุปกรณ์ที่สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้โดยไม่ต้องอาศัยพลังงานจากภายนอก สามารถแบ่งโครงสร้างออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย (Evaporator section) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) และส่วนควบแน่น (Condenser section) เมื่อเติมสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนแบบสั่นที่มีสภาพเป็นสุญญากาศ สารทำงานภายในท่อจะจัดเรียงเป็นฟองไอ (Vapor bubbles) และแท่งของเหลว (Liquid plugs) สลับกันอยู่ภายในท่อตามแนวยาวของท่อ เมื่อปลายโค้งเลี้ยวด้านหนึ่งได้รับความร้อน ก้อนของเหลวและฟองไอจะเกิดการเคลื่อนที่ตามแนวแกน

ด้วยการกระตุ้นการเคลื่อนที่ด้วยตัวมันเอง โดยมีสาเหตุมาจากการขับตัวของแรงดันฟองไอที่รุนแรงและรวดเร็ว เนื่องจากการเดือดแบบฟองและการระเหยของฟิล์มของเหลว แล้วนำความร้อนไปถ่ายเทยังปลายโค้งเลี้ยวอีกด้านหนึ่งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้ฟองไอเกิดการควบแน่นแล้วไหลกลับส่วนทำระเหย และทำงานเป็นวัฏจักรดังกล่าวต่อไป

2.2.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

Charoensawan *et al*., 2007 นำเสนอสมการสหสัมพันธ์ทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่สภาวะการทำงานปกติไว้ ดังนี้

$$q = \frac{Q}{\pi D_i N 2L_e} = 0.54(\exp(\beta))^{0.48} Ka_{liq}^{0.47} Pr_{liq}^{0.27} Ja^{1.43} N^{-0.27} \quad (2.20)$$

เมื่อ Ka_{liq} คือ Karman number ของของไหลสถานะของเหลว สามารถหาได้จาก

$$Ka_{liq} = \frac{\rho_{liq}(\Delta P)_{liq} D_i^3}{\mu_{liq}^2 L_{eff}} \quad (2.21)$$

โดยที่ $L_{eff} = 0.5(L_e + L_c) + L_a$ (2.22)

Pr_{liq} คือ Prandtl number ของของไหลสถานะของเหลว สามารถหาได้จากสมการ

$$Pr_{liq} = \frac{C_{p,liq}\mu_{liq}}{k_{liq}} \quad (2.23)$$

Ja คือ Jakob number สามารถหาได้จากสมการ

$$Ja = \frac{h_{fg}}{C_{p,liq}(\Delta T)_{sat}^{e-c}} \quad (2.24)$$

2.3 เศรษฐศาสตร์ทางวิศวกรรม

การเลือกขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนที่จะนำมาทดสอบนั้นนอกจากจะคำนึงถึงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนแล้ว สิ่งที่สำคัญอีกอย่าง คือ การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ถึงแม้ว่าท่อเทอร์โมไซฟอนจะมีสมรรถนะสูงเพียงใดก็ตาม แต่ถ้าการลงทุนสูงก็ไม่เหมาะที่จะนำมาใช้งาน การตัดสินใจว่าจะเลือกท่อเทอร์โมไซฟอนขนาดใดจะขึ้นอยู่กับค่าลงทุนและผลตอบแทนด้วย

2.3.1 การวิเคราะห์หาต้นทุนรายปี (Annual Cost Method)

วิธีการหาเงินค่าใช้จ่ายหรือเงินลงทุนเทียบเท่ารายปีของระบบ โดยเปลี่ยนค่าใช้จ่ายต่างๆ เช่น เงินลงทุนเริ่มต้น ค่าดำเนินงาน ค่าบำรุงรักษา และค่าเสื่อมราคาให้มาอยู่ในรูปค่าใช้จ่ายรายปี ถ้าระบบใดมีค่าใช้จ่ายรายปีต่ำกว่า แสดงว่าระบบนั้นน่าลงทุนมากกว่า คำนวณดังนี้

$$AC = (TIC)(CRF) + OM - S(SFF) \quad (2.25)$$

โดยที่ $CRF = [i(1+i)^n]/[(1+i)^n - 1]$

$SFF = i / [(1+i)^n - 1]$

เมื่อ AC = ค่าใช้จ่ายสุทธิตลอดปี (บาท/ปี)

TIC = มูลค่าปัจจุบันของเงินลงทุนทั้งหมด (บาท)

OM = ค่าดำเนินงานและบำรุงรักษารายปี (บาท/ปี)

S = มูลค่าซากของระบบ (บาท)

i = อัตราดอกเบี้ยต่อปี

n = อายุการใช้งานของระบบ (ปี)

CRF = Capital recovery factor

SFF = Sinking fund factor

2.3.2 การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV)

การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิของท่อเทอร์โมไซฟอน เป็นวิธีการรวมค่าใช้จ่ายทั้งหมดมาเป็นมูลค่าปัจจุบัน โดยระบบพลังงานแบบใดที่มีมูลค่าปัจจุบันต่ำแสดงว่าระบบนั้นน่าสนใจในการลงทุน ซึ่งสามารถหาได้จาก

$$NPV = TIC + (OM)(USPWF) - S(SPPWF) \quad (2.26)$$

โดยที่ $USPWF = [(1+i)^n - 1]/[i(1+i)^n]$

$SPPWF = 1 / (1+i)^n$

เมื่อ USPWF = Uniform – series present worth factor

SPPWF = Single payment present worth factor

2.3.3 ระยะเวลาคืนทุน (Simple Payback period, SPP)

ระยะเวลาคืนทุน คือระยะเวลาที่ผลตอบแทนสุทธิสะสมจากการดำเนินงานมีค่าเท่ากับค่าเงินลงทุน ผลที่ได้รับจากการประเมินการลงทุนโดยวิธีนี้จะทำให้ทราบว่า จะได้รับเงินคืนทุนช้าหรือเร็วเท่าใด ถ้าคืนทุนได้เร็วเท่าใดก็จะดีมากขึ้นเท่านั้น เพราะโอกาสเสี่ยงต่อการขาดทุนในอนาคตมีน้อยลง วิธีระยะคืนทุนเบื้องต้นเป็นวิธีคิดแบบง่าย และเป็นที่นิยมใช้แต่มีข้อเสียคือไม่ได้พิจารณาถึงผลตอบแทนที่ได้รับหลังระยะคืนทุนแล้ว และไม่พิจารณาการปรับมูลค่าเงินตามเวลาในกรณีผลตอบแทน และค่าใช้จ่ายในแต่ละปีมีค่าเท่ากันทุกปี ระยะเวลาคืนทุนหาได้ดังนี้

$$SPP = \frac{First\ Cost}{Cost\ Saving} \quad (2.27)$$

2.3.4 อัตราผลตอบแทนการคืนทุน (Internal Rate of Return, IRR)

อัตราผลตอบแทนในการลงทุน หรือ อัตราส่วนลดที่ทำให้มูลค่าเงินปัจจุบันสุทธิในการลงทุนเท่ากับศูนย์หรือเข้าใกล้ศูนย์ วิธีนี้มีการนำเอาอัตราดอกเบี้ยมาร่วมคำนวณด้วย ทำให้สามารถวิเคราะห์ได้ถูกต้องมากขึ้น วิธีการหาอัตราผลตอบแทนในการลงทุนเป็นการหาโดยใช้วิธีสอบผิดสอบถูก (Trial and Error)

$$NPV = \sum_{n=1}^{N} \frac{NCF_n}{(1+IRR)^n} \tag{2.28}$$

2.4 ขั้นตอนการวิเคราะห์ผลการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ แบ่งการวิเคราะห์ผลการทดลองออกเป็น 2 ขั้นตอนคือ

2.4.1 การวิเคราะห์ข้อมูลของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน

หาค่าการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่น ด้วยวิธี Calorific คำนวณได้จาก

$$Q = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \tag{2.29}$$

เมื่อ $\dot{m}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารรับความร้อน

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของสารรับความร้อน

$(T_{out} - T_{in})$ คือ ความแตกต่างของอุณหภูมิของสารรับความร้อนขาเข้าและขาออกของกล่องทำเย็นที่ส่วนควบแน่น

เนื่องจากการวิเคราะห์ผลการทดสอบเพื่อให้ทราบถึงอิทธิพลของสัดส่วนเส้นผ่านศูนย์กลาง ผลของสารทำงาน ผลของสัดส่วนการเติมสารทำงาน และสัดส่วนความยาวที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนจำเป็นต้องแสดงสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนในรูปของฟลักซ์ความร้อน (q) ดังแสดงในสมการ (2.26)

$$q = \frac{Q}{\sum_{i=1}^{n} \left(\pi D_i L_i\right)_{cond}} \tag{2.30}$$

เมื่อ q คือ ค่าฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)

Q คือ ค่าการถ่ายเทความร้อน (W)

D_i คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อคาปิลลารี่ (m)

L_i คือ ความยาวของท่อคาปิลลารีในส่วนส่วนควบแน่น (m)

2.4.2 การวิเคราะห์ความผิดพลาดเนื่องจากเครื่องมือวัด

ในการคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนในสมการ (2.1) จำเป็นต้องทราบค่าอัตราการไหลของน้ำโดยวัดจากมาตรวัดอัตราการไหล และอุณหภูมิทั้งขาเข้าและขาออกโดยอ่านจากเครื่องบันทึกข้อมูลซึ่งต่อสายเทอร์โมคัปเปิลไว้แล้ว ซึ่งจะเห็นได้ว่าเครื่องมือวัดแต่ละตัวนั้นยังมีค่าความผิดพลาดอยู่ด้วย ดังนั้นค่าการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้นั้นจึงมีความผิดพลาดอยู่ด้วย ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังนี้

$$dQ = \left(\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial C_p} dC_p \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} dT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} dT_{in} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.31)$$

เนื่องจากค่า C_p เป็นค่าคงที่จึงทำให้เทอม $\left(\frac{\partial Q}{\partial C_p} dC_p \right)^2$ มีค่าเท่ากับศูนย์ สมการ (2.31) จึงลดรูปเหลือ

$$dQ = \left(\left(\frac{\partial Q}{\partial \dot{m}} d\dot{m} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{out}} dT_{out} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial T_{in}} dT_{in} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2.32)$$

โดย dQ คือ ค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัด

$d\dot{m}$ คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอัตราการไหล

dT_{out} และ dT_{in} คือ ค่าความละเอียดจากการวัดอุณหภูมิขาออกและขาเข้า

ซึ่งข้อมูลทุกชุดที่ทดลองนั้นหากผ่านค่าความผิดพลาดของเครื่องมือวัดก็จะนำข้อมูลของแต่ละการทดลองมาพิจารณาค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐานของข้อมูลการทดลองแต่ละชุด โดยในงานวิจัยนี้จะทำการทดสอบในแต่ละชุดการทดลอง 3 ซ้ำ ซึ่งใช้สมการดังนี้

$$\text{Error bar} = \overline{X} \pm S_E = \overline{X} \pm \frac{2(S_D)}{\sqrt{N-1}} \quad (2.33)$$

โดยที่ $$\overline{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{N} X_i \quad (2.34)$$

$$S_E = \frac{2(S_D)}{\sqrt{N-1}} \quad (2.35)$$

$$S_D = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N} (X_i - \overline{X})^2} \quad (2.36)$$

โดย N คือ จำนวนซ้ำของชุดข้อมูล

X_i คือ ค่าของชุดข้อมูลลำดับที่ i

S_D คือ ค่าส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน (Standard Deviation)

S_E คือ ค่าความคลาดเคลื่อนมาตรฐาน (Standard error of the mean)

$\overline{X}$ คือ ค่าเฉลี่ยชุดข้อมูล

บทที่ 3
วิธีดำเนินการวิจัย

ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย ประกอบด้วย เขียนโปรแกรมคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนตามทฤษฎี ESDU 81038 ทบทวนงานวิจัยที่ผ่านมา การออกแบบหาขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เหมาะสมสำหรับการทดลอง การจัดหาอุปกรณ์และเครื่องมือ การติดตั้งชุดทดสอบ การเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลเพื่อให้การทดสอบดำเนินการไปอย่างถูกต้องและประสบผลสำเร็จ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบถึง แผนการดำเนินการ ตัวแปรสำหรับการทดสอบ วิธีการทดสอบและวิเคราะห์ผลการทดสอบ ซึ่งจะอธิบายในรายละเอียดดังนี้

3.1 แผนการดำเนินการ

1 ศึกษาสาระสำคัญและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับท่อเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่จะทำการทดสอบ โดยการสืบค้นจากหนังสือและบทความทางวิชาการที่เกี่ยวข้อง ทั้งด้านการออกแบบการทดลองและการสร้างแบบจำลอง

2 ทำการสรุปและรวบรวมข้อมูลที่เกี่ยวข้องมาเป็นแนวทางในการเลือกขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนและท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้ในการทดสอบ

3 เขียนโปรแกรมคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนตามทฤษฎี ESDU 81038

4 เตรียมการทดลองทั้งหมดและเตรียมอุปกรณ์ที่ช่วยในการทดลอง เช่น แท่นทดสอบ อ่างทำความร้อน (Hot bath) อ่างทำความเย็น (Cold bath) สายวัดอุณหภูมิ (Thermocouple) หรือ เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)

5 สร้างชุดทดสอบตามที่คาดหมายไว้ ประกอบด้วย ท่อเทอร์โมไซฟอน และท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน ตามขอบเขตที่ได้กำหนดไว้

6 ทำการทดสอบชุดทดลอง โดยการวัดค่าความแตกต่างอุณหภูมิของของไหลที่รับความร้อนระหว่างทางเข้าและออก นำไปคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนในแต่ละชุดการทดลอง

7 นำผลการทดลองที่ได้มาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆที่มีผลต่อค่าการส่งถ่ายความร้อน

8 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายการส่งถ่ายความร้อนท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

9 สรุปและวิเคราะห์ผลการทดสอบทั้งหมด

3.2 การออกแบบหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน

การออกแบบเพื่อหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอนเพื่อที่ใช้ในการทดสอบนี้พิจารณาจากปริมาณความร้อนและขนาดที่เหมาะสมจากการคำนวณตามทฤษฎี ESDU 81038 ซึ่งมีขั้นตอนการคำนวณและสร้างท่อเทอร์โมไซฟอน ดังนี้

3.2.1 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน

สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนตามทฤษฎี ESDU 81038 โดยมีขั้นตอนการคำนวณดังรูปที่ 3.1 รายละเอียดการคำนวณมีดังนี้

- ป้อนค่าตัวแปรเพื่อใช้ในการคำนวณค่าสมรรถนะของเทอร์โมไซฟอน ได้แก่ อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอน (T_e) อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน (T_c) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อทองแดง (D_o) ความยาวส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอน (L_e) ความยาวส่วนกันความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน (L_a) ความยาวส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน (L_c) สัดส่วนการเติมสารทำงาน (FR) ค่าการนำความร้อนของท่อทองแดง (K_{tube}) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศผ่านท่อความร้อนที่ส่วนควบแน่น (h_c)

- คำนวณค่าความต้านทานทางความร้อนระหว่างแหล่งให้ความร้อนกับผิวท่อด้านนอกของส่วนทำระเหย (Z_1) และระหว่างผิวท่อด้านนอกของส่วนควบแน่นกับแหล่งรับความร้อน (Z_9)

- คำนวณค่าความต้านทานทางความร้อนของผนังท่อส่วนทำระเหย (Z_2) และส่วนควบแน่น (Z_8)

- กำหนดให้ Z_3, Z_4, Z_5, Z_6 และ Z_7 เป็นศูนย์ เพื่อหาค่า Z รวม

- คำนวณค่าอุณหภูมิไอ (T_v) และคุณสมบัติต่างๆ ของสารทำงานที่อุณหภูมิไอ (T_v) และหาค่า Q_o ซึ่งเป็นค่าที่สมมุติขึ้นเพื่อใช้ในการวนรอบหาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อน (Q_1)

- คำนวณค่าตัวเลขเรย์โนลด์ (R_{ef}), Z_3, Z_7 แล้วหาความต้านทานรวม Z_{tot} และ Q_1

- เปรียบเทียบค่า Q_0 และ Q_1 ถ้าแตกต่างกันน้อยกว่า 0.0001 แสดงว่าค่า Q_1 ใช้ได้ แต่ถ้าแตกต่างกันมากกว่า 0.0001 ค่า Q_1 ที่ได้ยังไม่ถูกต้อง ต้องหาค่า T_v ใหม่และคำนวณค่า Q_1 อีกครั้ง

- พิจารณาขีดจำกัดการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอน คือ ขีดจำกัดความดันไอ ขีดจำกัดความเร็วเสียง ขีดจำกัดการเดือด และขีดจำกัดการไหลสวนทาง ถ้าค่า Q_1 เกินค่าขีดจำกัดให้ทำการรับค่าตัวแปรเริ่มต้นใหม่ ถ้า Q_1 ไม่เกินค่าขีดจำกัดสามารถใช้สร้างท่อเทอร์โมไซฟอน ได้ และค่าการส่งถ่ายความร้อนคือ Q_1

- คำนวณราคาท่อต้นทุนท่อเทอร์โมไซฟอน

- เปลี่ยนเงื่อนไขเริ่มต้นของท่อเทอร์โมไซฟอน ตามเงื่อนไขเริ่มต้นที่ใช้คำนวณจนครบทุกกรณี

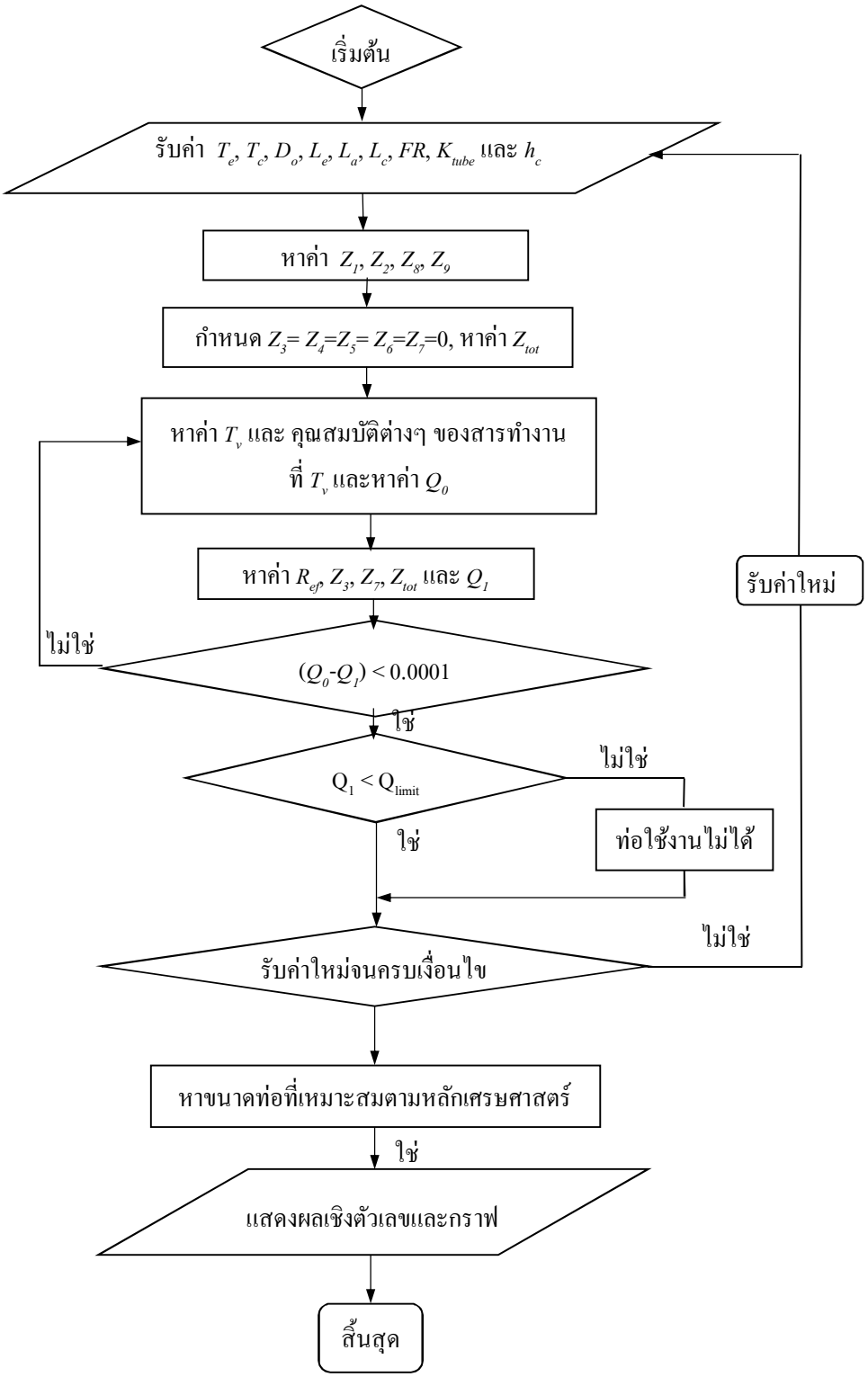
- แสดงผลการคำนวณด้วยกราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าการลงทุน (Investment) ในการสร้างท่อความร้อนและมูลค่ากำไรสุทธิ (Net saving)

- ขั้นตอนต่อไปโปรแกรมแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์จะนำค่าที่คำนวณได้ทั้งหมดไปคำนวณหาค่าขนาดที่เหมาะสมของท่อเทอร์โมไซฟอนตามหลักการเศรษฐศาสตร์ทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อน (Soylemez, 2003)

3.2.2 ขอบเขตการคำนวณท่อเทอร์โมไซฟอน

เพื่อให้ได้ขนาดท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมในการทดลอง จึงกำหนดขอบเขตที่ใช้ในการคำนวณในแบบจำลอง ดังนี้

- ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง ตั้งแต่ 3/8 – 2 นิ้ว
- ความยาวส่วนทำระเหย ตั้งแต่ 50 – 1,000 mm เพิ่มครั้งละ 10 mm
- ความยาวส่วนควบแน่น ตั้งแต่ 50 – 1,000 mm เพิ่มครั้งละ 10 mm
- ชนิดของสารทำงาน ได้แก่ R123, R134a, น้ำ และ เอทานอล
- สัดส่วนการเติมสารทำงานเป็น 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย



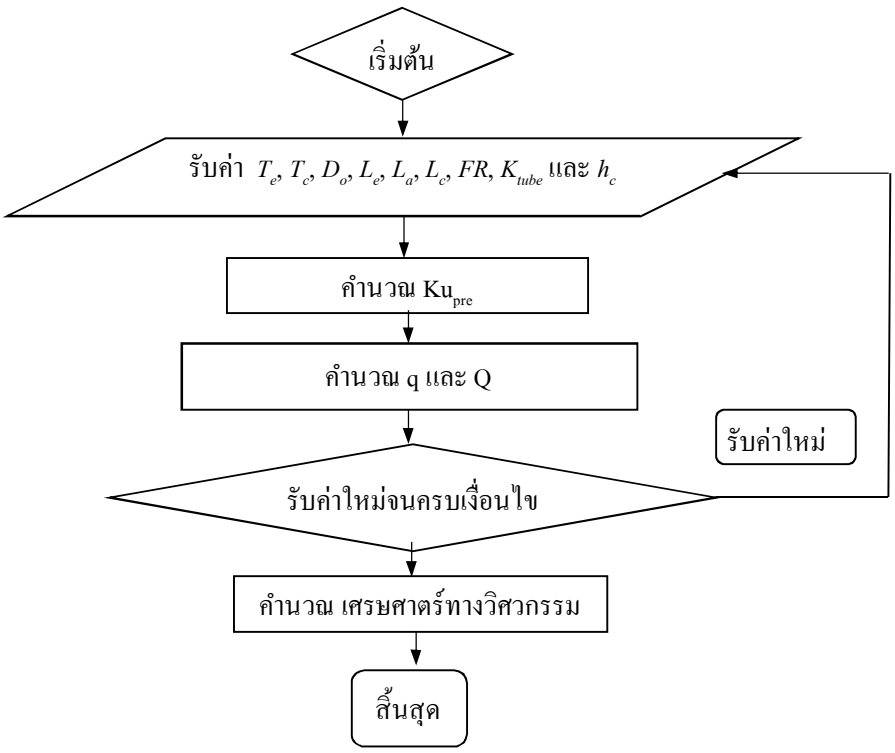
รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อเทอร์โมไซฟอน

3.3 การออกแบบหาขนาดท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

อัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบขึ้นอยู่กับขนาดของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ คือ ความยาวส่วนทำระเหย (Le), ความยาวส่วนควบแน่น (Lc), ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ(Di), จำนวนโค้งเลี้ยว (N), ชนิดสารทำงาน (WF) การเลือกขนาดของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ พิจารณาจากปริมาณความร้อนที่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะสามารถถ่ายเทความร้อนได้ โดยลองแปรค่าตัวแปรที่เกี่ยวข้อง ได้แก่ ความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ จำนวนโค้งเลี้ยว ชนิดสารทำงาน ตามสมการสหสัมพันธ์ของ Charoensawan *et al*. (2007) โดยประยุกต์ใช้ค่า Ku ในการทำนายประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบจาก

$$Ku = 2.13\times10^{-9}\,\mathrm{Pr}_l^{0.75}\,Ja^{*-0.38}\,Bo^{-0.84}Ka^{0.58}(kc/ka)^{1.21} \qquad (3.1)$$

ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ได้นี้เพื่อใช้เปรียบเทียบกับค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน ซึ่งค่าจริงจะได้จากการทดลองต่อไป



รูปที่ 3.2 ขั้นตอนการคำนวณหาขนาดท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ

3.4 ขอบเขตการสร้างแบบจำลอง

1. แบบจำลองท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงจากทฤษฎี ESDU 81038

2. สร้างแบบจำลองท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในตามหลักการความต้านทานทางความร้อน

3. พิจารณาที่สภาวะคงตัว

3.5 ตัวแปรในการทดสอบ

3.5.1 ตัวแปรควบคุม

1 สัดส่วนการเติมสารทำงานท่อความร้อนแบบสั่นที่ 50 % ของปริมาตรภายในทั้งหมด

2 ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน มีค่าเท่ากัน ที่ 100 mm.

3 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมจากแบบจำลอง คือ $1\frac{1}{8}$ นิ้ว

4 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบมีค่าคงที่ที่ 1.5 mm.

3.5.2 ตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง

1 ปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมไซฟอน 4 ค่า คือ ½ เท่าของส่วนทำระเหย เต็มส่วนทำระเหย เต็มส่วนกันความร้อน และ เต็มท่อเทอร์โมไซฟอน

2 จำนวนโค้งเลี้ยว 3 ค่า ได้แก่ 5 15 โค้งเลี้ยว และจำนวนที่บรรจุเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน

3 สารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่น 3 ชนิด ได้แก่ R123 R134a และเอทานอล

4 มุมเอียงการทำงาน 5 ค่า ได้แก่ 0 30 45 60 และ 90^{O} วัดเทียบจากแนวระดับ

5 อุณหภูมิส่วนทำระเหย 3 ค่า ได้แก่ 60 80 และ 100 ^{o}C

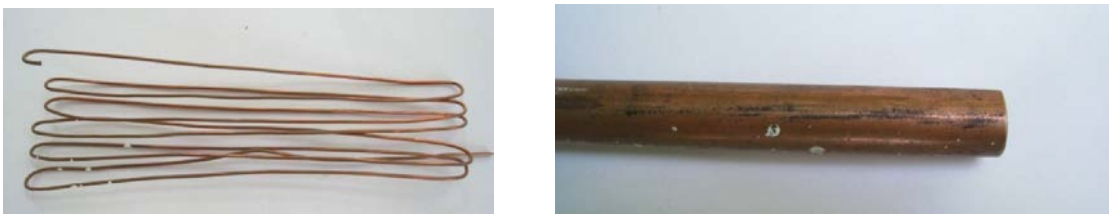
3.6 ชุดทดสอบ

1 ท่อเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าน $1\frac{1}{8}$ นิ้ว ยาว 30 เซนติเมตร แบ่งท่อความร้อนออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และ ส่วนควบแน่น ซึ่งทั้งสามส่วนมีความยาวเท่ากัน แสดงดังรูปที่ 3.3

2 ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ทำจากท่อทองแดงแบบคาปิลลารีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 มิลลิเมตร

3 ทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นสุญญากาศแล้วบรรจุสารทำงานเอทานอลตามปริมาตรที่กำหนดไว้ในขอบเขต เพื่อใช้เป็นท่ออ้างอิง

4 ทำให้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบตามขนาดขอบเขตที่ตั้งไว้เป็นสุญญากาศแล้วบรรจุสารทำงานเข้าไปที่ 50% ของปริมาตรภายในท่อความร้อนทั้งหมด นำไปใส่ในท่อเทอร์โมไซฟอนอีกชุดและทำท่อเทอร์โมไซฟอนให้เป็นสุญญากาศและบรรจุเอทานอลตามปริมาตรที่กำหนดไว้ในขอบเขต

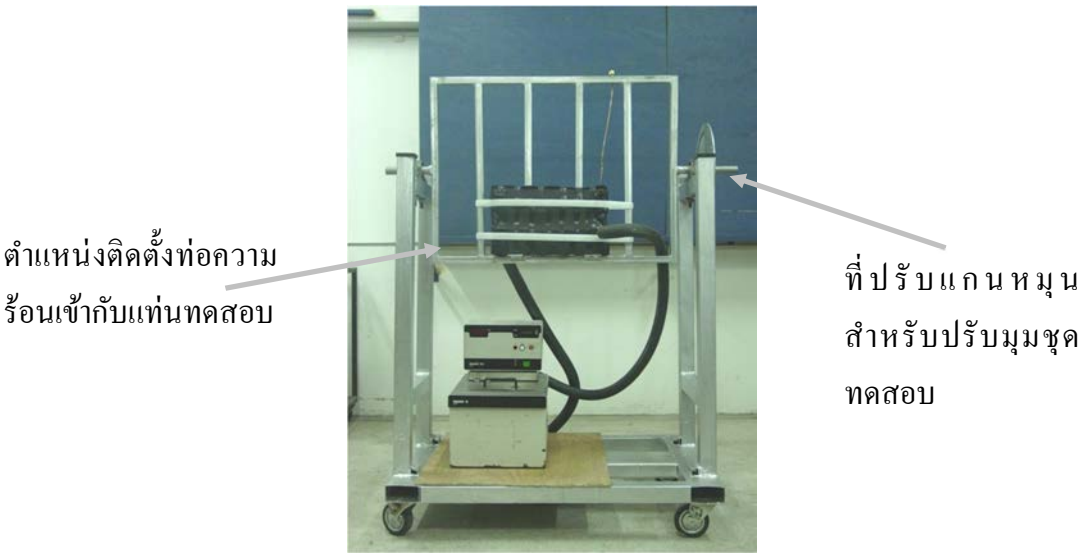


รูปที่ 3.3 ตัวอย่างท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและท่อเทอร์โมไซฟอน

5 แบ่งท่อความร้อนออกเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความ และ ส่วนควบแน่น ซึ่งทั้งสามส่วนมีความยาวเท่ากัน ติดตั้งกล่องรับความร้อนและกล่องระบายความร้อน (Heating and Cooling jacket) ทำจากแผ่นสังกะสีใช้บรรจุของไหลที่ให้ความร้อนในส่วนทำระเหย คือ ซิลิโคนออยล์ และบรรจุของไหลที่รับความร้อนจากส่วนควบแน่นคือ น้ำกลั่น ดังแสดงในรูปที่ 3.3

รูปที่ 3.4 ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในที่ติดตั้งกล่องรับความร้อนและกล่องระบายความร้อน

6 เตรียมอุปกรณ์ที่ช่วยในการทดลอง เช่น แท่นทดสอบ แท่นทดสอบท่อความร้อนที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้ สามารถปรับค่ามุมเอียงในการทดสอบได้จาก 0 ถึง 180 องศา จากแนวดิ่ง ซึ่งทำให้ท่อความร้อนที่ใช้ทดสอบสามารถปรับค่ามุมเอียงการทดสอบได้ตามการเอียงของแท่นทดสอบ และมีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 แท่นติดตั้งและชุดทดสอบท่อความร้อน

3.7 อุปกรณ์ประกอบและเครื่องมือวัด

1 อ่างทำความร้อน ยี่ห้อ HAAKE รุ่น 8N3-B มีช่วงควบคุม 30 ถึง 150 ^{o}C ซึ่งมีค่าความแม่นยำ ± 0.05 ^{o}C ใช้ในการควบคุมอุณหภูมิซิลิโคนออยล์เข้ากล่องให้ความร้อนของส่วนทำระเหยดังแสดงในรูปที่ 3.6

รูปที่ 3.6 อ่างทำความร้อน

2 เครื่องทำเย็นสารหล่อเย็น ยี่ห้อ Haake thermostat รุ่น N6-C41 ใช้ควบคุมน้ำหล่อเย็น สำหรับส่วนควบแน่นของท่อความร้อนซึ่งมีค่าความแม่นยำ ± 0.01 ^{o}C ดังแสดงในรูปที่ 3.7

รูปที่ 3.7 เครื่องทำเย็นสารหล่อเย็น

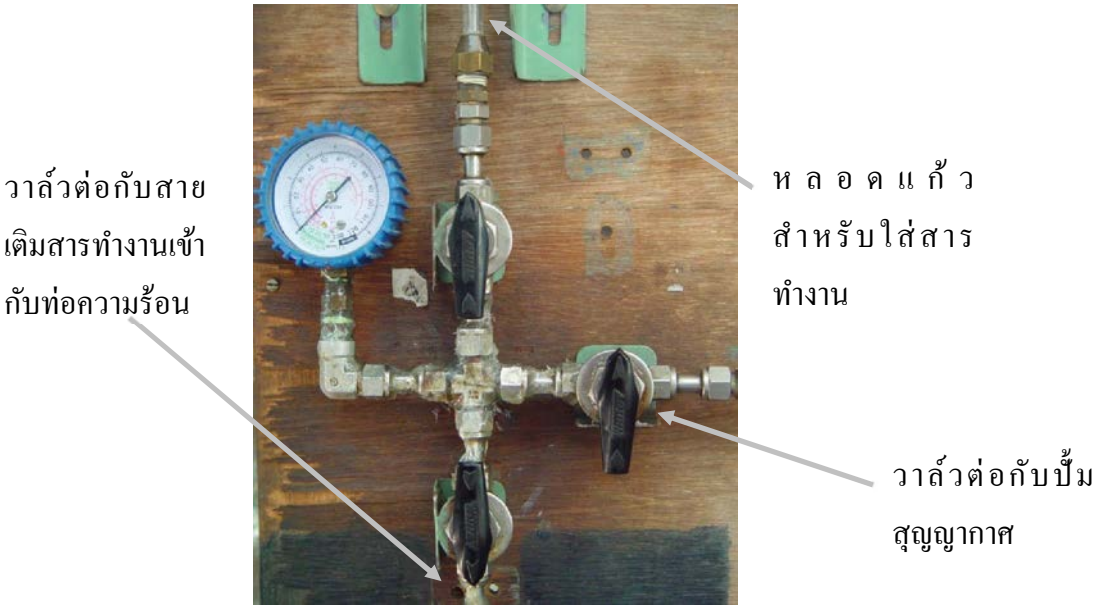
3 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) ยี่ห้อ Brainchild รุ่น VR18 ขนาด 18 ช่อง สัญญาณมีความแม่นยำ ± 0.1 ^{o}C ดังแสดงในรูปที่ 3.8

รูปที่ 3.8 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger)

4 เทอร์โมคัปเปิล ยี่ห้อ Omega Type K ชนิด Chromel-Alumel ใช้ร่วมกับเครื่องบันทึกข้อมูลข้างต้น ใช้วัดอุณหภูมิสารรับความร้อนเข้าและออกจากกล่องส่วนควบแน่นและสารให้ความร้อนจากกล่องส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 3.9

รูปที่ 3.9 เทอร์โมคัปเปิล

5 ชุดเติมสารทำงาน เป็นชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการเติมสารทำงานเข้าสู่ท่อความร้อน ซึ่งประกอบด้วย ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump), วาล์ว, เกจน์วัดความดัน (Pressure gage) และสายเติมสารทำงาน ดังแสดงในรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.10 ชุดเติมสารทำงาน

6 ปั๊มสุญญากาศทำหน้าที่สร้างสุญญากาศภายในท่อความร้อนทั้งสองชนิด ขนาดของปั๊มสุญญากาศที่ใช้คือ 1/3 แรงม้า 1,425 รอบต่อนาที ใช้กับแรงดันไฟฟ้า 230 โวลต์ 50 เฮิร์ตซ์ ดังแสดงในรูปที่ 3.11

รูปที่ 3.11 ปั๊มสุญญากาศ

7 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด ยี่ห้อ Digicon รุ่น GL มีช่วงน้ำหนักที่จะชั่ง 0.005 ถึง 9.990 kg ใช้ในการชั่งน้ำหนักของสารหล่อเย็นเพื่อหาอัตราการไหลเชิงมวล ดังแสดงในรูปที่ 3.12

รูปที่ 3.12 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบละเอียด

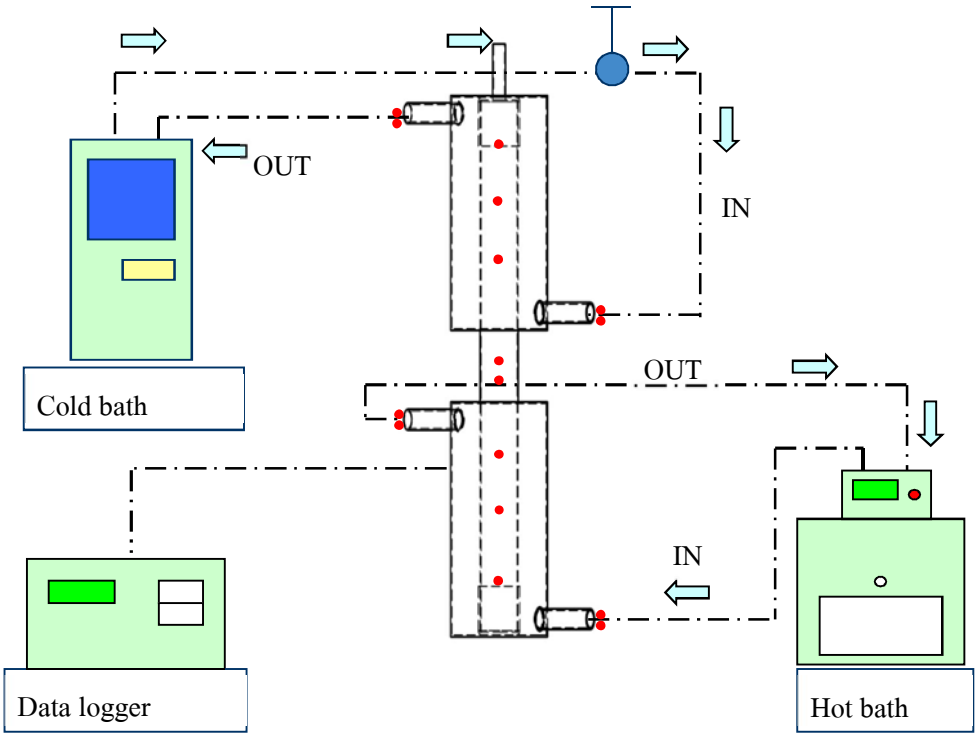
3.8 ขั้นตอนการทดสอบ

1 ทำการสร้างท่อเทอร์โมไซฟอน และท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในตามขอบเขตของการทดลอง ตัวอย่างดังรูปที่ 3.3 พร้อมทั้งนำไปประกอบกับกล่องสังกะสีทั้งในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นสำหรับเป็นส่วนให้ความร้อนและรับความร้อนของชุดทดลอง

2 ทำให้ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเป็นสุญญากาศแล้วบรรจุสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบโดยใช้ชุดเติมสารทำงาน ซึ่งจะเติมสารทำงานตามค่าสัดส่วนการเติมสารทำงานที่ต้องการ

3 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับชุดทดลองที่ส่วนทำระเหย 3 จุด ($T_{e1} - T_{e3}$) ส่วนควบแน่น 3 จุด ($T_{c1} - T_{c3}$) และส่วนกันความร้อน 2 จุด ($T_{a1} - T_{a2}$)

4 ติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิลที่ขาเข้าและขาออกของสารหล่อเย็นที่ส่วนควบแน่นอย่างละ 2 จุด ($T_{Ci1} - T_{Ci2}$ และ $T_{Co1} - T_{Co2}$) ขาเข้าและขาออกของสารให้ความร้อนที่ส่วนให้ความร้อนอย่างละ 1 จุด ($T_{Ei} - T_{Eo}$) และอุณหภูมิบรรยากาศ (Tam) จากนั้นติดตั้งท่อความร้อนที่หุ้มฉนวนแล้วเข้ากับแท่นทดสอบพร้อมกับติดตั้งเครื่องมือวัดต่างๆ ดังรูปที่ 3.13



• ตำแหน่งติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิล

รูปที่ 3.13 ลักษณะการติดตั้งชุดทดสอบและอุปกรณ์ต่าง ๆ

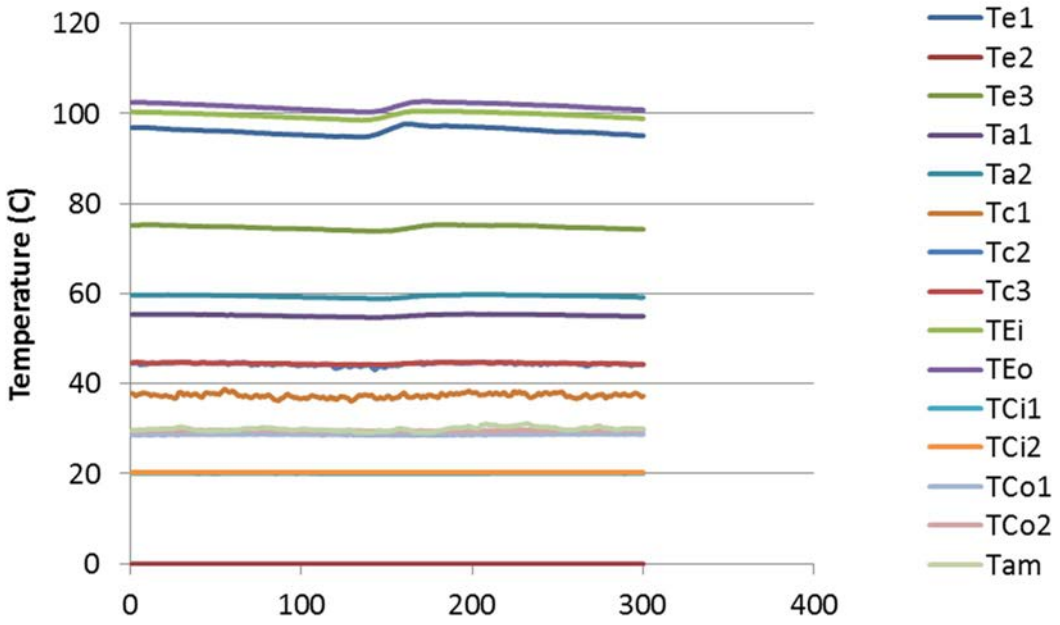
5 ทำการต่อเชื่อมสัญญาณทุกจุดของเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับเครื่องแสดงผล เพื่อเก็บข้อมูลนำไปวิเคราะห์ต่อไป

6 บรรจุซิลิโคนออยล์ในอ่างทำความร้อนและน้ำในอ่างทำความเย็นแล้วเปิดสวิตซ์เริ่มการทำงาน ปรับอุณหภูมิอ่างทำความเย็นที่ 20 ^{o}C และปรับอุณหภูมิอ่างทำความร้อนตามเงื่อนไขที่ทดสอบ

7 จากนั้นจะบันทึกข้อมูลของอุณหภูมิทุกจุดที่ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลไว้ ตั้งแต่เริ่มให้ความร้อนจนกระทั่งเข้าสู่สภาวะคงตัวโดยพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและค่าการส่งถ่ายความร้อน แอมปลิจูดที่คงที่ จากนั้นจะนำข้อมูลที่สภาวะคงที่ที่ต่อเนื่อง 300 วินาที ของทุกการทดลองมาทำการวิเคราะห์ผลซึ่งจะมีลักษณะดังรูปที่ 3.13

8 นำค่าอุณหภูมิความแตกต่างระหว่างขาเข้าและขาออกของสารหล่อเย็นที่ได้จากเครื่องบันทึกอุณหภูมิและจากการวัดอัตราการไหล มาคำนวณหาอัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนขณะเริ่มการทำงานของแต่ละชุดการทดสอบ

9 ทำการทดสอบซ้ำ 3 ครั้งเพื่อยืนยันผลการทดสอบ ของแต่ละชุดการทดลอง



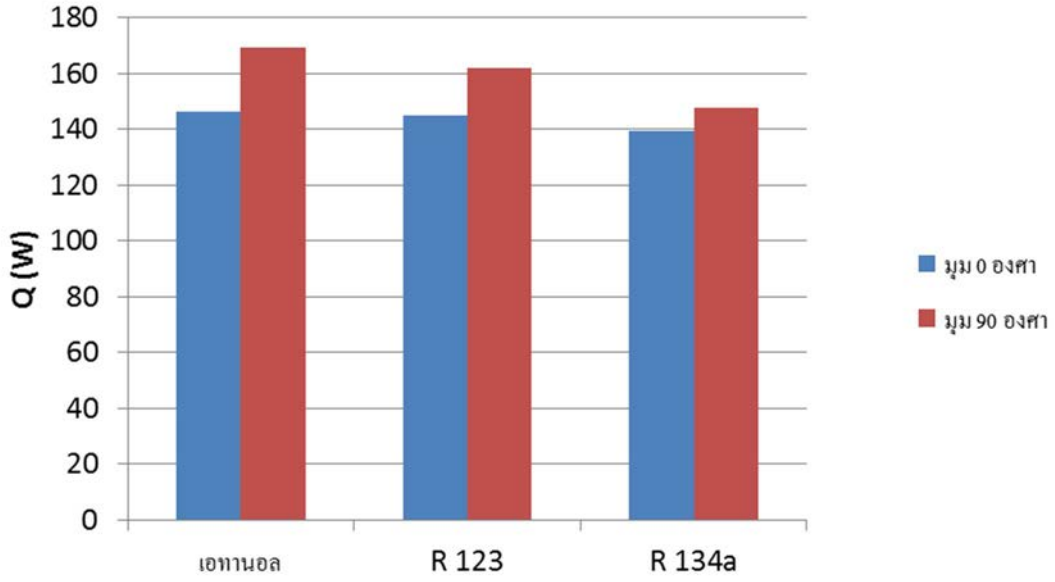
รูปที่ 3.14 ตัวอย่างอุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอนที่สภาวะคงตัว 300 วินาที

บทที่ 4
ผลการทดสอบ

จำแนกผลการทดสอบท่อความร้อนออกเป็น 2 กลุ่ม ได้แก่ ท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง และท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายใน ทำการวิเคราะห์ผลการทดลองโดยจำแนกตามประเภทของตัวแปรดังต่อไปนี้ ผลของสารทำงาน ผลของมุมเอียงทดสอบ ผลของปริมาณการเติมสารทำงาน และผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย

4.1 ผลของชนิดสารทำงาน

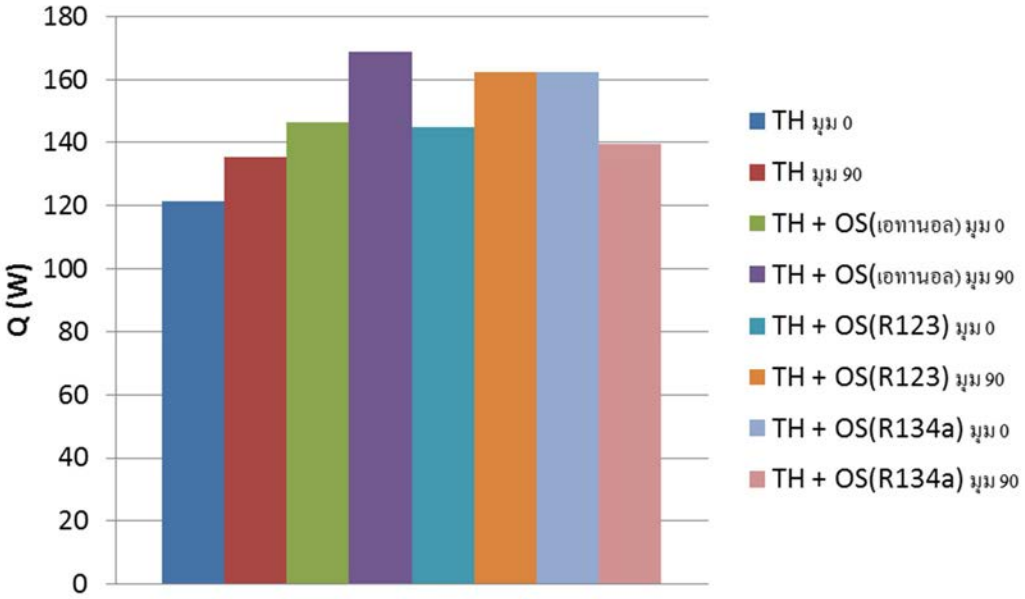
ในหัวข้อนี้กล่าวถึง ผลของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซเฟอร์ที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายใน ซึ่งผลการทดลองที่ได้นี้ เป็นผลการทดลองที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 °C ปริมาณการเติมสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบมีจำนวนโค้งเลี้ยว 15 โค้งเลี้ยว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1.5 มิลลิเมตร สารทำงานที่ใช้เป็น เอทานอล R123 และ R134a ทำการทดสอบที่การวางตัวในแนวระดับ (0 องศา) และในแนวดิ่ง (90 องศา)



รูปที่ 4.1 อัตราการส่งถ่ายความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานเทอร์โมไซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 °C ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบใช้สารทำงานเอทานอล R123 และ R134a

จากรูปที่ 4.1 พบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในและเติมสารทำงานเอทานอลสามารถส่งถ่ายความร้อนได้ใกล้เคียงกับการใช้ R123 เป็นสารทำงาน แต่มีจะการส่งถ่ายความร้อนได้ดีกว่าการใช้ R134a เป็นสารทำงาน ประมาณ 6% เนื่องจากสารทำงานเอทานอลมีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอมากกว่าสารทำงาน R123 และ R134a ตามลำดับ และเอทานอลมีความดันการทำงานอิ่มตัวสูงที่สุด โดยที่ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมากขึ้นเมื่อความร้อนแฝงลดลงและความดันการทำงานอิ่มตัวสูง นอกจากนี้ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยที่ 100 ^{o}C สารทำงานเอทานอลยังไม่เกินอุณหภูมิวิกฤตของสารทำงาน จึงทำให้ยังสามารถส่งถ่ายความร้อนได้ อย่างไรก็ตามการศึกษาผลการทดลองที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอนจะได้แสดงในหัวข้อถัดไป

เพื่อเปรียบเทียบความสามารถของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน จึงเปรียบเทียบค่าการส่งถ่ายความร้อนกับท่อเทอร์โมไซฟอนขนาดมิติเดียวกันที่สัดส่วนการเติมสารทำงาน 50% ของปริมาตรส่วนทำระเหย กับท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในที่เติมสารทำงาน เอทานอล R123 และ R134a โดยสารทำงานเอทานอลในท่อเทอร์โมไซฟอนเติมเป็นครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย ทดสอบการทำงานที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 และ 90 องศา

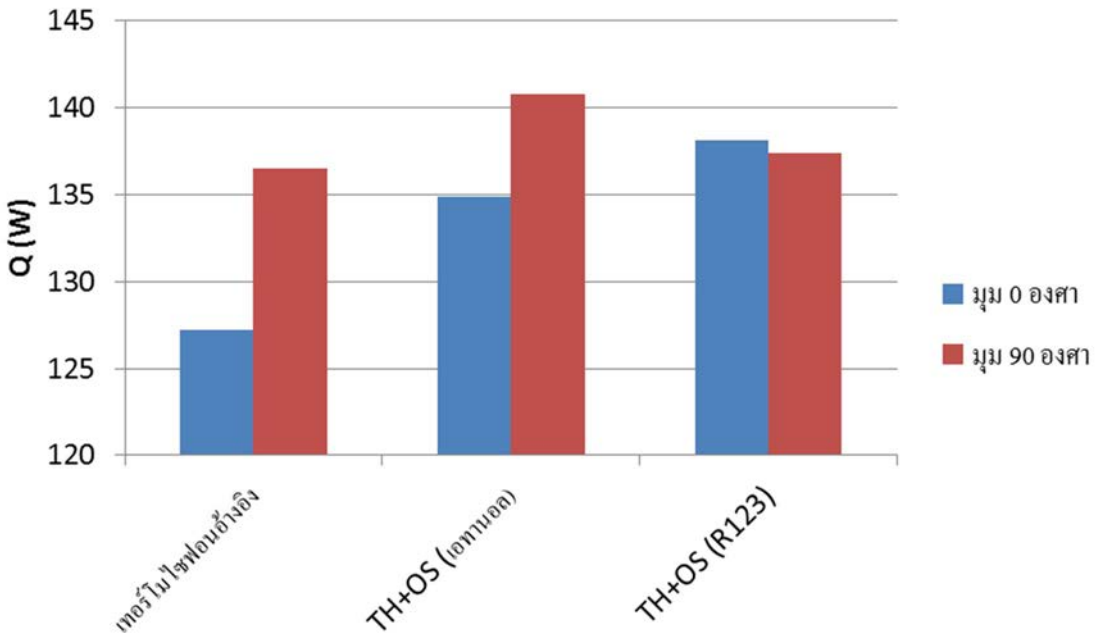


รูปที่ 4.2 แผนภูมิค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียสและมุมเอียงทดสอบ 0 และ 90

ผลการทดสอบในรูปที่ 4.2 แสดงให้เห็นว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในและเติมสารทำงานเป็น เอทานอล R123 และ 134a ที่มุมเอียงทดสอบ 0 องศา ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง (ท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ได้บรรจุท่อความร้อนแบบสั่น) ประมาณ 20, 18 และ 33% ตามลำดับ ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่บรรจุอยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอนช่วยเพิ่มการส่งถ่ายความร้อนซึ่งเป็นไปตามสมมุติฐานที่ตั้งไว้คือ ท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบซึ่งสามารถทำงานได้ที่มุมเอียง 0 องศา จะช่วยให้เกิดการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอนได้ดีขึ้น ทำให้ที่มุมเอียง 0 องศา ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในทำงานได้ตามที่ตั้งสมมุติฐานไว้ นอกจากนี้ยัง พบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เติมสารทำงานเป็นเอทานอลส่งถ่ายความร้อนได้ดีที่สุด เนื่องจากสารเอทานอลมีค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอและความดันการทำงานอิ่มตัวที่สูงที่สุด

สำหรับมุมเอียงทดสอบ 90 องศา พบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงเช่นเดียวกับที่มุม 0 องศา โดยท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในและเติมสารทำงานเป็น เอทานอล R123 และ 134a ที่มุมเอียงทดสอบ 90 องศา ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ประมาณ 28, 18 และ 7% ตามลำดับ ผลการทดลองแสดงให้ว่าท่อความร้อนแบบสั่นที่บรรจุอยู่ภายในท่อเทอร์โมไซฟอนสามารถเพิ่มสมรรถนะการส่งถ่ายความได้เช่นกันแต่ไม่มากนักและท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เติมสารทำงานเป็นเอทานอลมีค่าการส่งถ่ายความร้อนได้สูงที่สุดเช่นเดียวกับมุมเอียงทดสอบ 0 องศา

นอกจากนี้ได้ทดสอบสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนทั้งสองกลุ่มโดยแปรค่าปริมาณการเติมสารทำงานของเทอร์โมไซฟอนเป็นเต็มส่วนทำระเหย ทดสอบการทำงานที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส มุมเอียงทดสอบ 0 และ 90 องศา ผลการทดลองแสดงในรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 ค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน ท่อความร้อนแบบสั่นเติมสารทำงานเอทานอล และ R123 ท่อเทอร์โมไซฟอนเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 และ 90 องศา

จากรูปที่ 4.3 พบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในและเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนเต็มส่วนทำระเหยยังคงส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงทั้งที่มุม 0 และ 90 องศา แสดงว่าการบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบในท่อเทอร์โมไซฟอนสามารถเพิ่มค่าการส่งถ่ายความร้อนได้แม้จะเติมสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนเพียงครึ่งหนึ่งหรือเต็มส่วนทำระเหย และเมื่อพิจารณาค่าการส่งถ่ายความร้อนในกลุ่มเดียวกันของท่อเทอร์โมไซฟอนที่เติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหยและมีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในที่มุมเอียงทดสอบ 90 องศา พบว่าท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ใช้สารทำงานเป็นเอทานอลมีการส่งถ่ายความร้อนได้ดีกว่าการใช้ R123 เป็นสารทำงาน ค่าการส่งถ่ายความร้อนเพิ่มสูงขึ้น 6 – 8% เมื่อบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายในและใช้เอทานอล และ R123 เป็นสารทำงาน ประสิทธิภาพของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายมในเมื่อทำงานที่แนวดิ่งได้ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่สูงการการใช้งานในแนวระดับ ประมาณ 5 % ยกเว้นในกรณีที่ภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเติม R123 ซึ่งผลการทดสอบในแนวดิ่งและแนวระดับมีค่าที่ใกล้เคียงกัน ดังนั้น ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่เติมสารทำงานเต็มส่วนกันความร้อนและเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน จะแสดงเฉพาะผลของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายในและเติมเอทานอลเป็นสารทำงานเท่านั้น

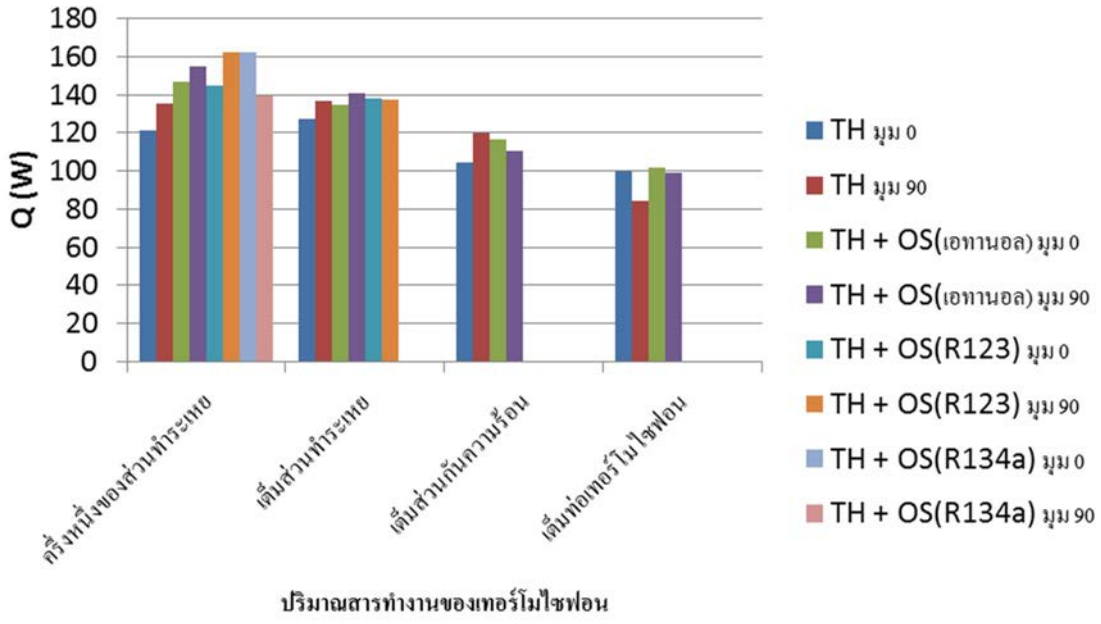
4.2 ผลของปริมาณการเติมสารทำงาน

ในหัวข้อนี้แสดงผลของปริมาณสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีต่อค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอน ประกอบด้วย ครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย เต็มส่วนทำระเหย เต็มส่วนกันความร้อน และเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน ทดสอบท่อความร้อนที่ปริมาณการเติมสารทำงานดังกล่าว ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส มุมเอียงการทดสอบ 0 และ 90 องศา และท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบภายในเติมเอทานอลเป็นสารทำงาน จากการทดลองพบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย และเต็มส่วนทำระเหยให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนใกล้เคียงกัน ต่างกันประมาณ 3 – 5% และลดลงเมื่อปริมาณการเติมสารทำงานเพิ่มขึ้นจนเต็มส่วนกันความร้อน และเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากปริมาณสารทำงานภายในที่น้อยหรือไม่เต็มส่วนทำระเหยจะทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนเมื่อรับความร้อนที่ส่วนทำระเหยแล้วกลายเป็นไอได้ง่ายและเป็นจำนวนมากเพราะผนังภายในของท่อเทอร์โมไซฟอนเหนือแอ่งของเหลวจะเป็นฟิล์มของเหลวที่ควบแน่นลงมาจากส่วนควบแน่น จึงส่งผลให้ส่งถ่ายความร้อนได้จำนวนมาก ดังแสดงในรูปที่ 4.4 เพื่อยืนยันผลการทดลองนี้จึงนำเสนออุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนที่ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ที่ได้จากการทดลองดังแสดงในรูปที่ 4.5 และ รูปที่ 4.6 จากกราฟพบว่าที่มุมเอียง 0 องศา ท่อเทอร์โมไซฟอนที่เติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มีลักษณะการแกว่งของอุณหภูมิในส่วนควบแน่นมากสุด รองลงมา คือ ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหย และเต็มส่วนกันความร้อน ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากปริมาณสารทำงานที่เติมมากเกินไปจะระเหยกลายเป็นไอได้น้อยแต่พอดีกับการควบแน่นในส่วนควบแน่น จึงทำให้กราฟอุณหภูมิส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีปริมาณการเติมสารทำงานมากนั้นสั่นมากกว่า

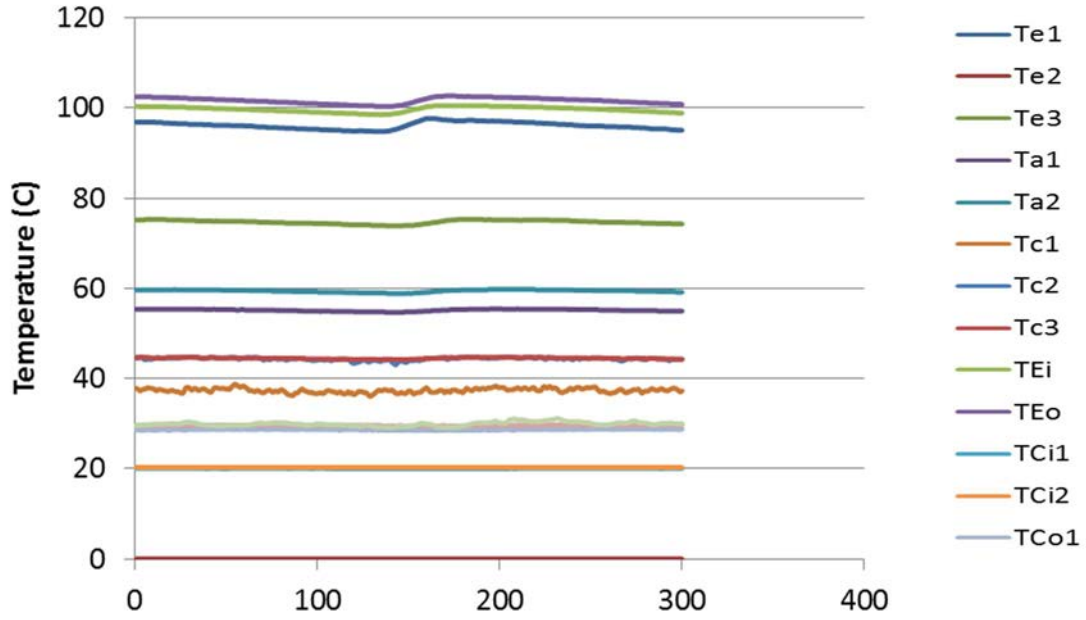
ผลการทดลองท่อเทอร์โมไซฟอนที่เติมสารทำงานเต็มเทอร์โมไซฟอน แสดงในรูปที่ 4.7 พบว่า เส้นกราฟอุณหภูมิทุกตำแหน่งทั้งในส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น มีค่าค่อนข้างคงที่ ซึ่งแสดงกายภาพการถ่ายเทความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอนได้สองปรากฏการณ์ คือ เกิดการถ่ายเทความอย่างแบบคงตัวอย่างสมบูรณ์หรือไม่เกิดการถ่ายเทความร้อนขึ้น สำหรับในการทดลองนี้เมื่อพิจารณาควบคู่กับค่าการส่งถ่ายความร้อนพบว่า เป็นไปตามปรากฏการณ์หลังคือ ท่อเทอร์โมไซฟอนที่เติมสารทำงานเต็มท่อเทอร์โมไซฟอนและมีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้น้อยจึงได้เส้นกราฟของอุณหภูมิที่ค่อนข้างจะคงที่ ทั้งนี้เนื่องจากการเติมสารทำงานเต็มท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นจะไม่มีพื้นที่ช่องว่างภายในท่อเทอร์โมไซฟอน ทำให้ของเหลวที่ได้รับความร้อนในส่วนทำระเหยไม่สามารถระเหยและเคลื่อนที่ไปในส่วนควบแน่นได้ หรือกล่าวได้ว่าเอทานอลในส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอนไม่เกิดการระเหยขึ้น

ในท่อเทอร์โมไซฟอนจึงเป็นเพียงตัวช่วยนำความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วยควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน เข้าและออกท่อความร้อนแบบสั่น ตามลำดับ เมื่อส่วนทำระเหยของท่อความร้อนแบบสั่นได้รับความร้อนผ่านการนำความร้อนของเอทานอล สารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นเกิดการเดือดและส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่น เมื่อไอเคลื่อนที่ถึงส่วนควบแน่นเกิดการกลั่นตัวและเคลื่อนที่กลับส่วนทำระเหย ทำงานเป็นวัฏจักรต่อไป โดยเอทานอลที่อยู่ในส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนช่วยในการนำความร้อนระหว่างท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและผิวท่อเทอร์โมไซฟอนในส่วบควบแน่น

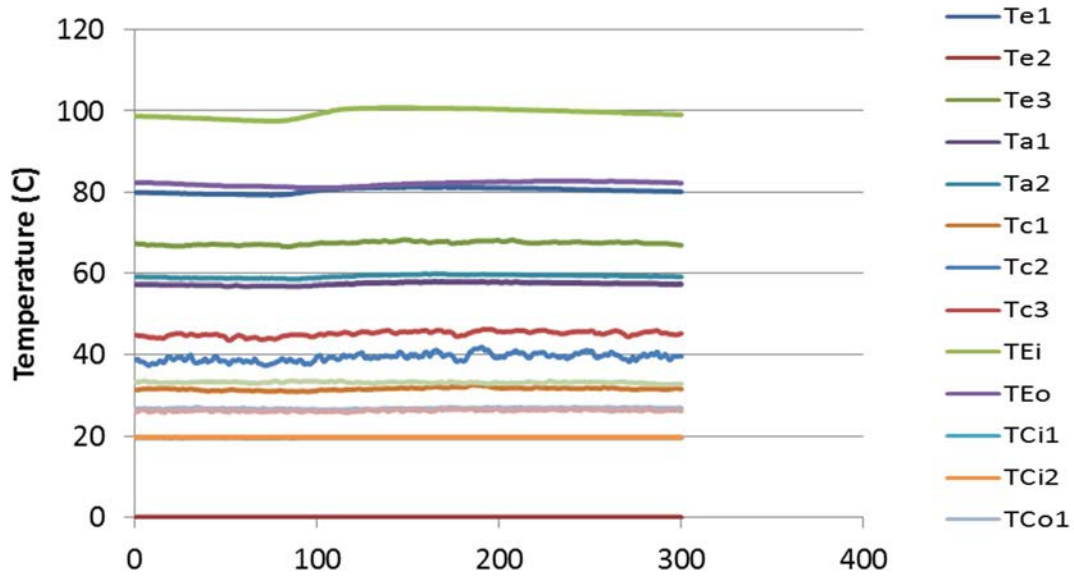
ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในมีค่าลดลงตามปริมาณการเติมสารทำงานในเทอร์โมไซฟอนที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 4.4 สามารถอธิบายได้เช่นเดียวกับเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ตามผลที่ได้จากการวัดอุณหภูมิที่ผิวท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดอยู่ภายในซึ่งมีแนวโน้มการสั่นในทิศทางเดียวกันกับท่อเทอร์โมไซฟอนปกติ เพราะการเดือดภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่บรรจุไว้ภายในชุดทดลองนั้นมีหลักการและอัตราการระเหยที่เท่ากับสารทำงานที่เติมในท่อเทอร์โมไซฟอนเพราะท่อทั้งสองเติมสารทำงานชนิดเดียวกัน



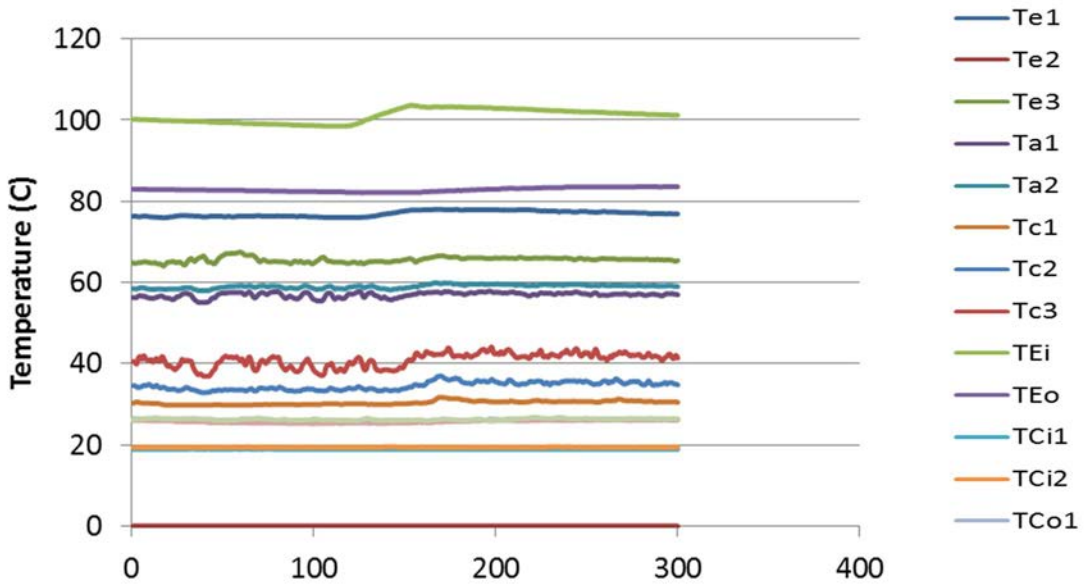
รูปที่ 4.4 ผลของปริมาณการเติมสารทำงานที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน ที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส



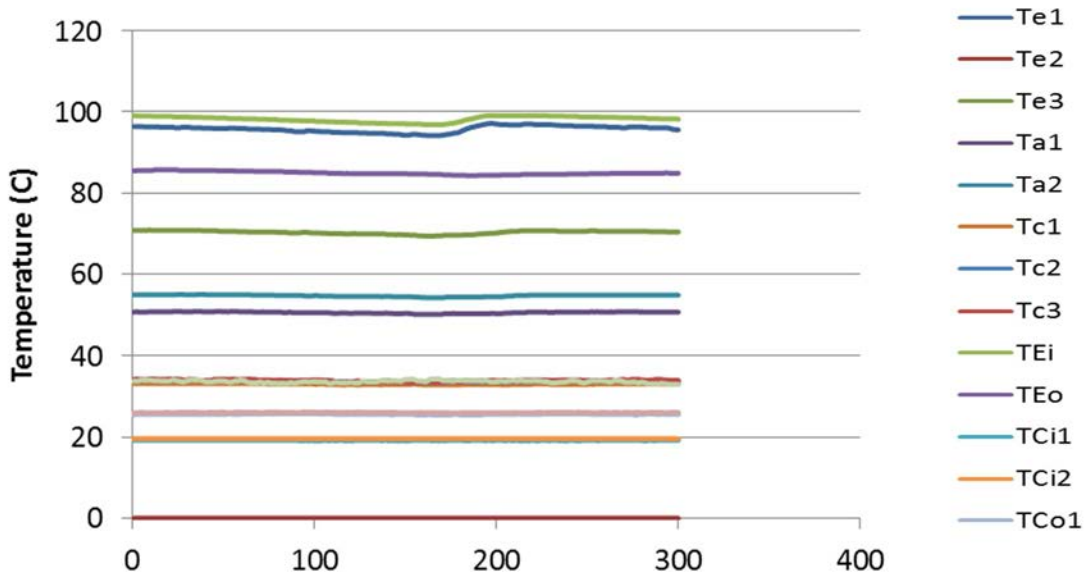
รูปที่ 4.5 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา



รูปที่ 4.6 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนทำระเหย อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา



รูปที่ 4.7 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มส่วนกันความร้อน อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และมุมเอียงทดสอบ 0 องศา

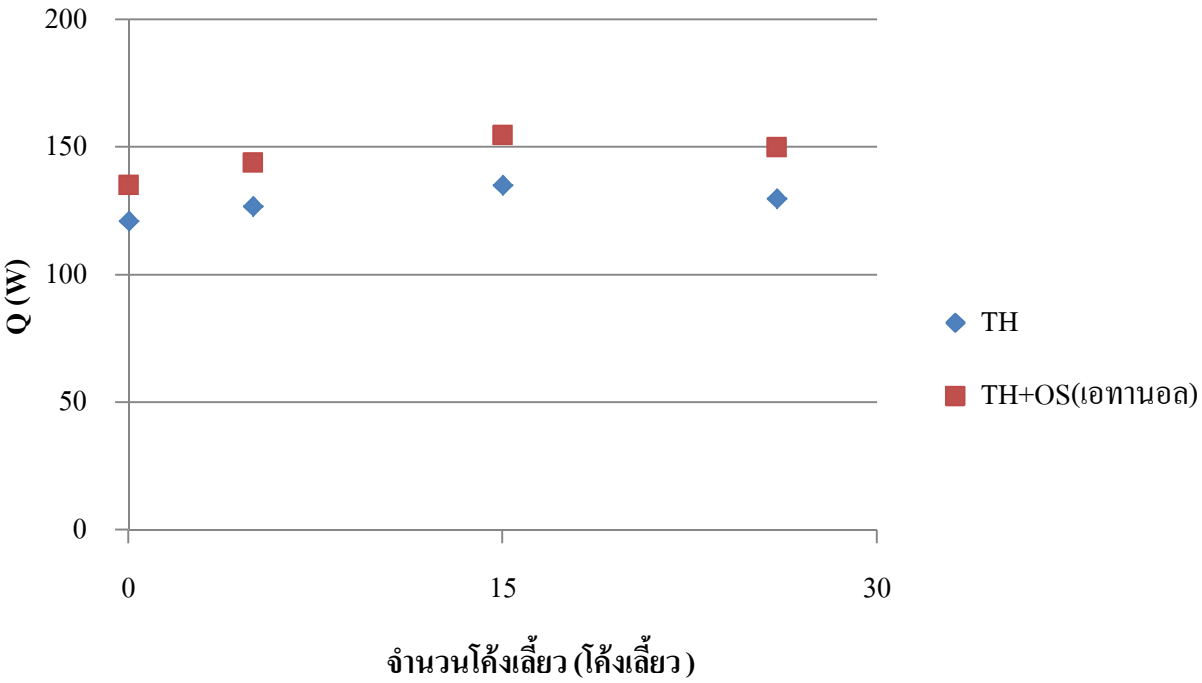
การบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายในท่อเทอร์โมไซฟอนจะช่วยเพิ่มการส่งถ่ายความร้อน ปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนภายในจะขึ้นอยู่กับปริมาณการเติมสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอน สรุปได้ว่า ปริมาณสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนถ้ามีเฉพาะในส่วนทำระเหยจะทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนถ่ายเทความร้อนเหมือนปกติ และมีความร้อนบางส่วนที่ไหลเข้าท่อความร้อนแบบสั่นในส่วนทำระเหย แต่ที่ส่วนควบแน่นของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจะถ่ายเทความร้อนออกสู่ท่อเทอร์โมไซฟอนได้ยากเพราะไม่มีของเหลวหรือครีบในการส่งถ่ายความร้อนสู่ส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน แต่หากเพิ่มสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนจนถึงส่วนควบแน่นจะช่วยให้การถ่ายเทความร้อนออกจากท่อความร้อนแบบสั่นได้ดีขึ้น แต่ของเหลวภายในท่อเทอร์โมไซฟอนจะไม่มีการเปลี่ยนสถานะทำให้การถ่ายเทความร้อนเกิดเฉพาะการเปลี่ยนสถานะของของเหลวในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและการนำความร้อนผ่านส่วนทำระเหยสู่ส่วนควบแน่นเท่านั้น ผลการทดลองที่ได้จึงเห็นผลไม่ชัดเจนว่าการบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ในท่อเทอร์โมไซฟอนจะเพิ่มค่าการส่งถ่ายความร้อนได้จำนวนมาก

นอกจากนี้เส้นกราฟอุณหภูมิที่ได้จากรูปที่ 4.5 ถึง รูปที่ 4.8 แสดงถึงการไหลของสารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและในท่อเทอร์โมไซฟอน หากเส้นกราฟของอุณหภูมิมีค่าคงที่แสดงถึงการไหลอย่างต่อเนื่อง นอกจากนี้ยังสังเกตเห็นความแตกต่างของอุณหภูมิในส่วนทำระเหย (Te1 และ Te3) ที่ต่างกันประมาณ 10 ^{o}C เนื่องจากปริมาณของเหลวที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มากเกินไปทำให้ของเหลวในส่วนทำระเหยนั้นไม่สามารถเกิดการเดือดได้

ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส และ มุมเอียงทดสอบ 90 องศา มีแนวโน้มเช่นเดียวกับที่มุมเอียงทดสอบ 0 องศา ที่ทุกปริมาณการเติมสารทำงาน และเส้นกราฟของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ นั้น มีแนวโน้มเช่นเดียวกัน

4.3 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน

เพื่อหาจำนวนโค้งเลี้ยวและตรวจสอบความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนผ่านท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ จึงออกแบบการทดลองให้มีการศึกษาสมรรถนะการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน โดยบรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 5, 15 และ 26 โค้งเลี้ยว เข้าไว้ในท่อเทอร์โมไซฟอน ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่จำนวน 26 โค้งเลี้ยวจะเป็นท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่บรรจุเต็มพื้นที่ภายในท่อเทอร์โมไซฟอนพอดี



รูปที่ 4.9 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย

รูปที่ 4.9 แสดงผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในจำนวน 5, 15 และ 26 โค้งเลี้ยว เติมสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นด้วยเอทานอล เนื่องจากผลการทดสอบก่อนหน้านี้ซึ่งพบว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในและเติมสารทำงานเป็นเอทานอลให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงที่สุด ให้อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส ทดสอบที่มุมเอียงในแนวดิ่งและแนวระดับ ผลการทดสอบพบว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในจำนวน 15 โค้งเลี้ยว ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงที่สุด ตามมาด้วยที่จำนวนโค้งเลี้ยว 26 และ 5 โค้งเลี้ยว ตามลำดับ อย่างไรก็ตามท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในทุกจำนวนโค้งเลี้ยวสามารถส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มท่อความร้อนแบบสั่นเข้าไปในท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นสามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน จากรูปที่ 4.9 ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในจำนวน 5, 15 และ 26 โค้งเลี้ยว ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ประมาณ 5, 11 และ 7% ตามลำดับ ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 26 โค้งเลี้ยว ซึ่งเต็มพื้นที่ภายในท่อเทอร์โมไซฟอนส่งถ่ายความร้อนได้น้อยกว่า

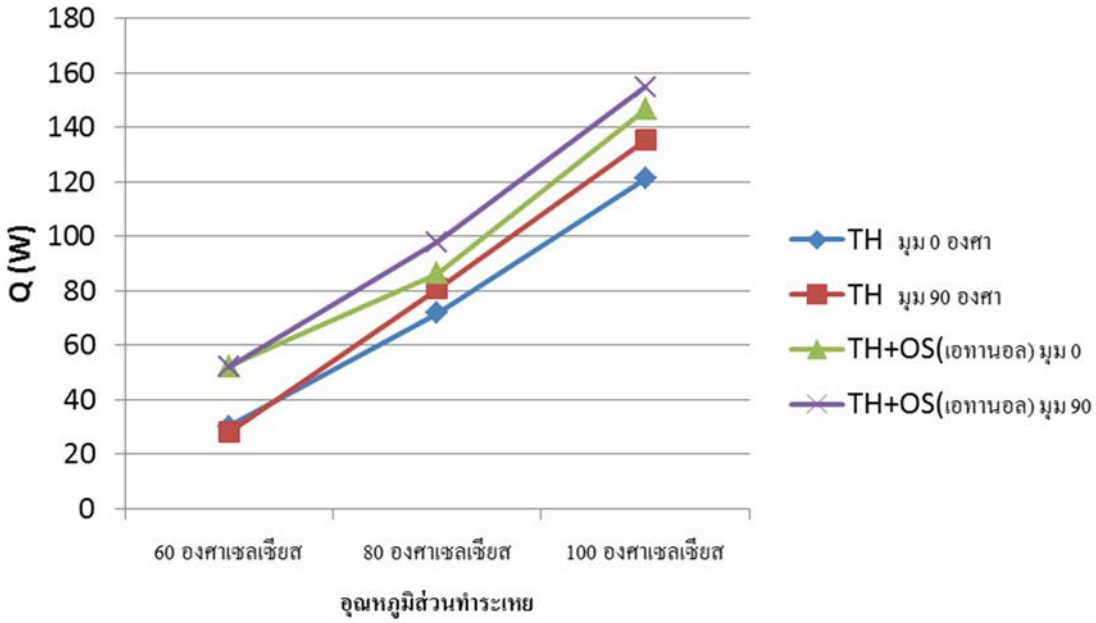
จำนวน 15 โค้งเลี้ยว นั้นแสดงให้เห็นว่า การส่งถ่ายความร้อนเกิดขึ้นทั้งในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและท่อเทอร์โมไซฟอน การเพิ่มจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบทำให้การถ่ายเทความร้อนผ่านท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบสูงขึ้น (Charoensawan *et al*., 2003) แต่จำนวนโค้งเลี้ยวที่มากจะเป็นตัวขัดขวางการเคลื่อนที่ของไอที่ระเหยไปสู่ส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอน สำหรับกรณีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบจำนวน 5 โค้งเลี้ยว ซึ่งส่งถ่ายความร้อนได้น้อย (Charoensawan *et al*., 2003) แต่ไอในท่อเทอร์โมไซฟอนไหลสู่ส่วนควบแน่นง่าย ทำให้การส่งถ่ายความร้อนมีค่าใกล้เคียงท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง

4.4 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยท่อเทอร์โมไซฟอน

เพื่อศึกษาผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่อสมรรถนะการส่งถ่ายร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน จึงทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 60, 80 และ 100 องศาเซลเซียส เนื่องจากอุณหภูมิเหล่านี้เป็นช่วงการใช้งานที่พบการติดตั้งท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นอย่างมาก ผลการทดลองที่ได้จะเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง เลือกท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เติมสารเอทานอลเป็นสารทำงานเป็นชุดทดสอบ เนื่องจากผลการศึกษาก่อนหน้านี้ พบว่าท่อความร้อนที่เติมเอทานอลเป็นสารทำงานให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด และเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบภายในจำนวนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหยเนื่องจากที่ปริมาณการเติมสารทำงานนี้ให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดเช่นเดียวกัน

รูปที่ 4.10 แสดงผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในที่อุณหภูมิส่วนทำระเหยต่างๆ เมื่อท่อวางในแนวระดับและแนวนอน จากกราฟพบว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายในจะส่งถ่ายความร้อนได้มากกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงประมาณ 20 วัตต์ ทุกเงื่อนไขการทดลอง ค่าการส่งถ่ายความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มอุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อเทอร์โมไซฟอน ทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิที่ส่วนทำระเหยแสดงถึงปริมาณความร้อนที่ป้อนให้กับท่อเทอร์โมไซฟอน ซึ่งอุณหภูมิส่วนทำระเหยแปรผันตรงกับปริมาณความร้อนที่ป้อนเข้าไป นอกจากนี้ท่อเทอร์โมไซฟอนทุกชุดสามารถส่งถ่ายความร้อนได้ต่อเนื่องโดยไม่เกิดปรากฏการณ์การแห้ง (Dryout) หากอุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นเป็น 80 และ100 องศาเซลเซียล จะพบว่า อัตราการเพิ่มค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในจะมีค่าใกล้เคียงกับท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง อยู่ที่ประมาณ 2.5 $W/^{o}C$ เนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบภายในช่วยเพิ่มการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนให้มีค่ามากยิ่งขึ้น โดยของเหลวในส่วนทำระเหยทั้งในท่อเทอร์โมไซฟอนและในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเกิดการระเหยกลายเป็นไอและส่งถ่ายความร้อนสู่ส่วนควบแน่น นอกจากนี้เมื่อพิจารณาการสั่นของอุณหภูมิที่ส่วนควบแน่นจะสั่นน้อยลง ท่อเทอร์โมไซ

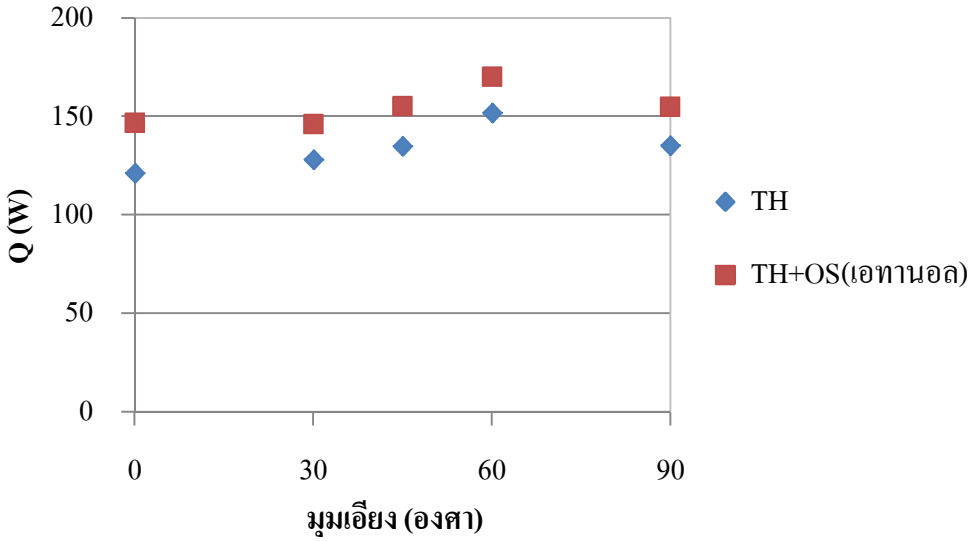
ฟอนอ้างอิงส่งถ่ายความร้อนได้น้อยที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 60 องศาเซลเซียล ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่สารทำงานเอทานอลเกิดการเดือดน้อย แต่ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบภายในจะส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าประมาณ 55% เนื่องจากความร้อนบางส่วนไหลผ่านท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ภายใน ช่วยให้การทำงานดีขึ้น



รูปที่ 4.10 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหยที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย

4.5 ผลของมุมเอียงการทำงานท่อเทอร์โมไซฟอน

เพื่อศึกษาผลของมุมเอียงการทำงานที่มีต่อสมรรถนะการส่งถ่ายร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน จึงทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส เนื่องจากอุณหภูมิเหล่านี้เป็นช่วงการใช้งานที่พบการติดตั้งท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นอย่างมาก ที่มุมเอียงการทำงาน 0, 30, 45, 60 และ 90 องศา วัดเทียบกับแนวระดับ ผลการทดลองที่ได้จะเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง เลือกท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่เติมสารเอทานอลเป็นสารทำงานเป็นชุดทดสอบเนื่องจากผลการศึกษาก่อนหน้านี้ พบว่าท่อความร้อนที่เติมเอทานอลเป็นสารทำงานให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด และเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบภายในจำนวนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหยเนื่องจากที่ปริมาณการเติมสารทำงานนี้ให้ค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดเช่นเดียวกัน



รูปที่ 4.11 ผลของมุมเอียงที่มีต่ออัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายใน ที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย

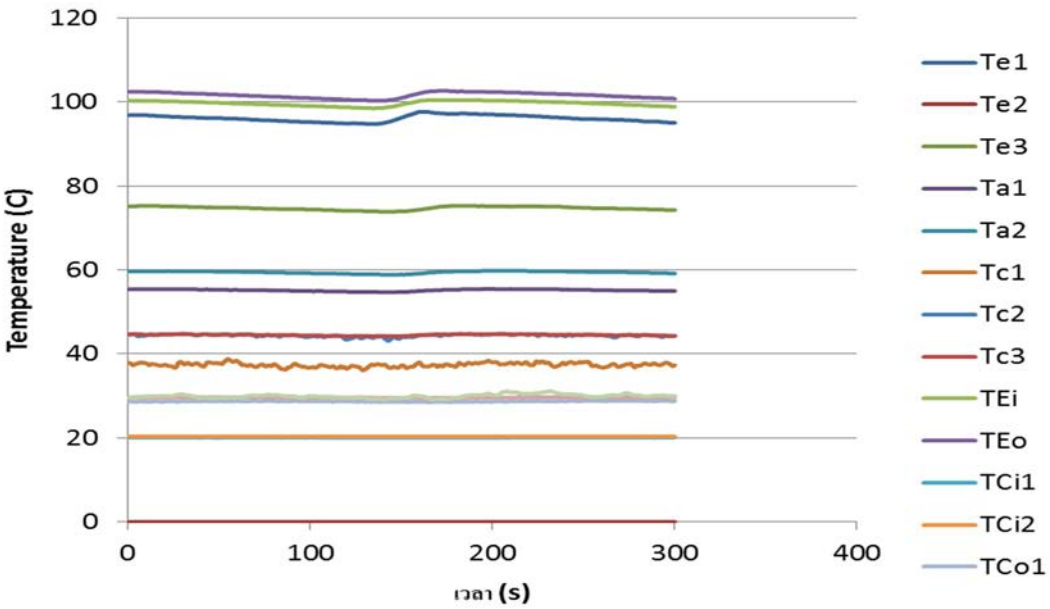
รูปที่ 4.12 แสดงผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในที่มุมเอียงการทำงาน 0, 30, 45, 60 และ 90 องศา วัดเทียบกับแนวระดับ จากกราฟพบว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายในจะส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงทุกมุมเอียง นอกจากนี้ผลการทดสอบยังพบว่ามุมเอียงที่ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงที่สุดของท่อทั้งสองอยู่ที่ประมาณ 60 องศา ซึ่งเป็นไปตามทฤษฎีของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ได้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงที่สุดที่ 60 องศา ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงประมาณ 17 วัตต์ คิดเป็น 12% ท่อเทอร์โมไซฟอนส่งถ่ายความร้อนได้สูงสุดที่มุมเอียง 60 องศา เนื่องจากเมื่อแอ่งของเหลวที่ส่วนทำระเหยได้รับความร้อนจะระเหยกลายเป็นไอและเคลื่อนที่สู่ส่วนควบแน่นและกลั่นตัวเป็นของเหลว ของเหลวที่ควบแน่นนี้จะไหลสวนทางกับไอที่มาจากส่วนทำระเหย เมื่อมุมเอียงเข้าใกล้แนวระดับ การไหลลงของของเหลวมีแรงโน้มถ่วงช่วยในการเคลื่อนที่น้อย แรงโน้มถ่วงนี้มีค่าสูงขึ้นเมื่อมุมเอียงเพิ่มขึ้นและมีค่าสูงสุดเมื่ออยู่ในแนวดิ่ง แต่แรงเสียดทานระหว่างผิวรอยต่อของเหลวและไอมีแนวโน้มที่แตกต่างจากแรงโน้มถ่วง กล่าวคือที่แนวดิ่งจะมีค่าแรงเสียดทานสูงที่สุดและลดลงเมื่ออยู่ในแนวระดับ ซึ่งจากการทดสอบแสดงให้เห็นว่า แรงทั้งสองที่มีค่าขัดแย้งกันเกิดความสมดุลของแรงโน้มถ่วงและแรงเสียดทานที่มุมเอียงประมาณ 60 องศา ทำให้การเคลื่อนของไอและของเหลวเคลื่อนที่ได้สะดวกที่สุด จึงได้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุด ซึ่งการใส่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ภายในก็ยังคงพฤติกรรมการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนอยู่

4.6 ลักษณะการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

การศึกษาถึงลักษณะการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงและท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในจะใช้ผลการทดลองที่ปริมาณการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหยและอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ภายในจำนวน 15 โค้งเลี้ยว ใช้เอทานอลเป็นสารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ซึ่งสามารถแบ่งผลการทดลองออกเป็น 4 ประเภท ได้แก่ ท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงที่มุมเอียงการทำงาน 0 และ 90 องศา และท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในและใช้เอทานอลเป็นสารทำงานที่มุมเอียงการทำงาน 0 และ 90 องศา ส่วนผลการทดสอบของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในที่เงื่อนไขอื่นๆ มีผลการทำงานที่คล้ายกันจึงจะนำเสนอเพียงชุดเดียว

4.6.1 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส

จากที่ได้กล่าวมาก่อนหน้านี้ว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนที่ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ดีที่สุดนั้นเกิดขึ้นที่การเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนจำนวนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย และให้อุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส เพื่อคาดการณ์ปรากฏการณ์ภายในจึงใช้อุณหภูมิที่ผิวท่อเป็นตัววิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอน

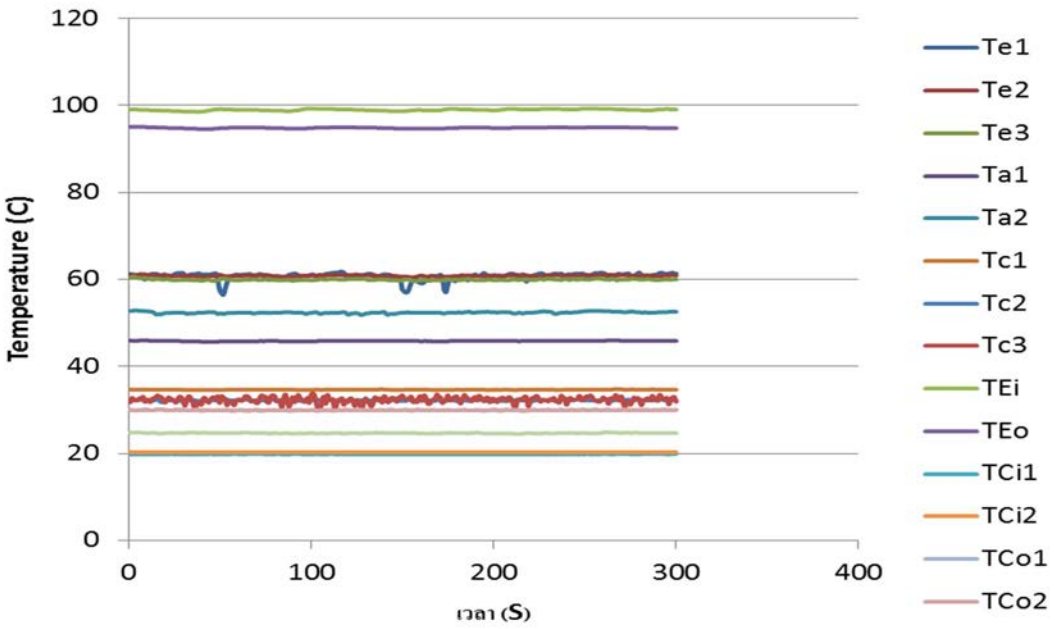


รูปที่ 4.12 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส

รูปที่ 4.12 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของผิวท่อเทอร์โมไซฟอน อุณหภูมิขาเข้า-ขาออกสารให้ความร้อนและสารระบายความร้อน ทำงานในแนวระดับ นำเสนอในช่วง 300 วินาที ที่สภาวะคงที่ จากรูปพบว่าอุณหภูมิของตำแหน่งต่างๆ มีค่าคงที่ อุณหภูมิสารให้ความร้อนและผิวท่อในส่วนทำระเหย (TEi, TEo, Te1) ลดลงบ้างเล็กน้อยในช่วง 150 วินาที แรก และมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยประมาณ 3 องศาเซลเซียส เนื่องจากอ่างให้ความร้อนใช้ฮีตเตอร์แบบเปิด-ปิด ซึ่งในช่วง 150 วินาที แรกฮีตเตอร์ของอ่างให้ความร้อนไม่ทำงานของไหลที่หมุนวนจึงมีอุณหภูมิลดลง แต่เมื่ออุณหภูมิของไหลลดลงถึงตำแหน่งที่ตั้งค่าไว้ ฮีตเตอร์อ่างให้ความร้อนจึงทำงานอีกครั้งทำให้อุณหภูมิของของไหลให้ความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ 3 องศาเซลเซียส ส่วนอุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนควบแน่นมีการสั่นเกิดขึ้นเล็กน้อยประมาณ 1-2 องศาเซลเซียส ซึ่งแสดงให้เห็นว่าไอที่เกิดในส่วนทำระเหยเมื่อเคลื่อนที่มาถึงส่วนควบแน่นแล้วเกิดการควบแน่นของสารทำงานที่บริเวณนี้ทำให้อุณหภูมิที่วัดได้มีการเปลี่ยนแปลงบ้างเล็กน้อย

4.6.2 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมเซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 **องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย** 100 **องศาเซลเซียส**

เพื่อเปรียบเทียบปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในในแนวระดับ จึงเปรียบเทียบอุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในที่เงื่อนไขเดียวกับการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง



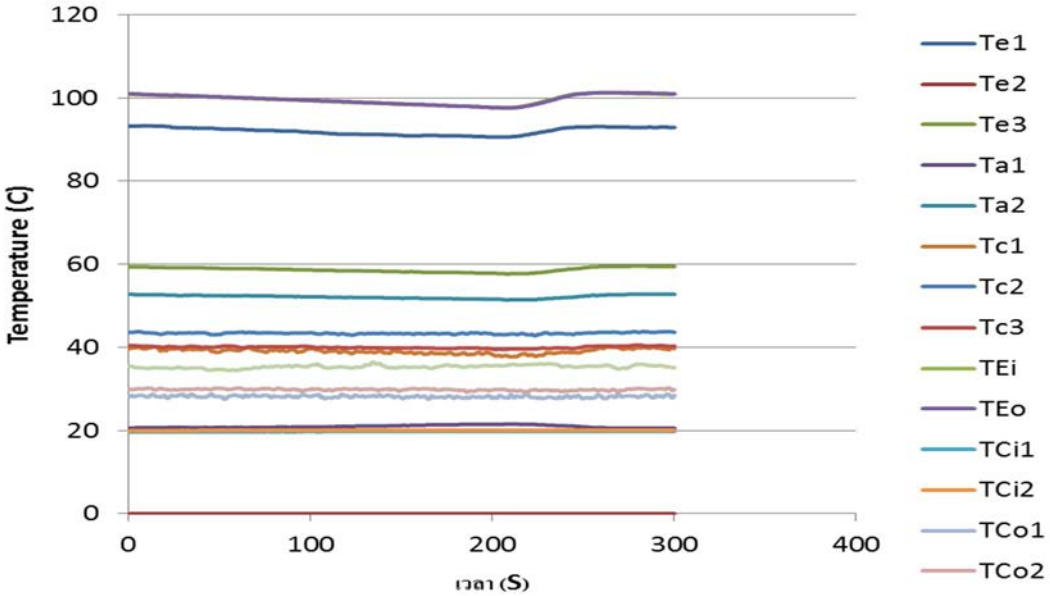
รูปที่ 4.13 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 0 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส

รูปที่ 4.13 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายใน อุณหภูมิขาเข้า-ขาออกสารให้ความร้อนและสารระบายความร้อน ทำงานในแนวระดับ นำเสนออุณหภูมิในช่วง 300 วินาที ที่สภาวะคงที่ จากรูปพบว่าอุณหภูมิตำแหน่งต่างๆ มีค่าค่อนข้างคงที่ ยกเว้นอุณหภูมิที่ผิวท่อส่วนควบแน่น (Tc3) เกิดการสั่นของอุณหภูมิที่มีความถี่และแอมพลิจูดการสั่นของอุณหภูมิมากกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ความถี่ของการสั่นเพิ่มขึ้นจาก 0.08 เป็น 0.15 ครั้งต่อวินาที ความถี่การสั่นที่เพิ่มขึ้นนี้แสดงให้เห็นว่าไอที่มาจากส่วนทำระเหยเกิดการควบแน่นที่ส่วนควบแน่นนี้อย่างรวดเร็ว ส่วนอุณหภูมิของส่วนทำระเหย พบว่าอุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนส่วนทำระเหย (Te3) มีการสั่นของอุณหภูมิมากกว่าอุณหภูมิผิวที่ส่วนควบแน่น (Tc3) ประมาณ 15% เนื่องจากในส่วนทำระเหยของชุดทดสอบนี้น่าจะมีการเดือดที่เกิดขึ้นอย่างรุนแรงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง อุณหภูมิในส่วนกันความร้อนมีค่าค่อนข้างจะคงที่ที่ 60 องศาเซลเซียส แต่มีการลดลง 3 ครั้ง นั้นคาดว่ามาจากการติดตั้งสายเทอร์โมคัปเปิ้ลที่อาจจะไม่ดีเพียงพอ

อุณหภูมิส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในมีค่าสูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงประมาณ 3 องศาเซลเซียส ซึ่งแสดงถึงความร้อนที่ส่งถ่ายสู่ส่วนควบแน่นที่สูงกว่าทำให้เมื่อคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนจึงได้ค่าที่สูงกว่าประมาณ 9% ท่อเทอร์โมไซฟอนทั้งสองแบบสามารถส่งถ่ายความร้อนได้แต่มีค่าไม่มากนักในแนวระดับ ทั้งนี้เนื่องจากความยาวในส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วนควบแน่นที่สั้นเพียง 100 มิลลิเมตร ไอที่ระเหยออกจากส่วนทำระเหยจะไหลขึ้นด้านบนแต่เนื่องจากระยะห่างระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นที่ห่างกัน 100 มิลลิเมตร ทำให้ไอร้อนนี้ไหลเข้าสู่ส่วนควบแน่นได้ง่าย ของเหลวที่ควบแน่นจะไหลกลับส่วนทำระเหยด้วยแอ่งของเหลวที่อยู่ด้านล่างท่อเทอร์โมไซฟอนนั้น แต่หากท่อเทอร์โมไซฟอนมีความยาวมากจะไม่สามารถทำงานที่แนวระดับ

4.6.3 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 **องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย** 100 **องศาเซลเซียส**

เพื่อศึกษาหลักการการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มุมเอียงการทำงานในแนวดิ่ง จึงใช้อุณหภูมิผิวท่อของเทอร์โมไซฟอนในการคาดการณ์ปรากฏการณ์ภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน และใช้เป็นข้อมูลอ้างอิงสำหรับเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน

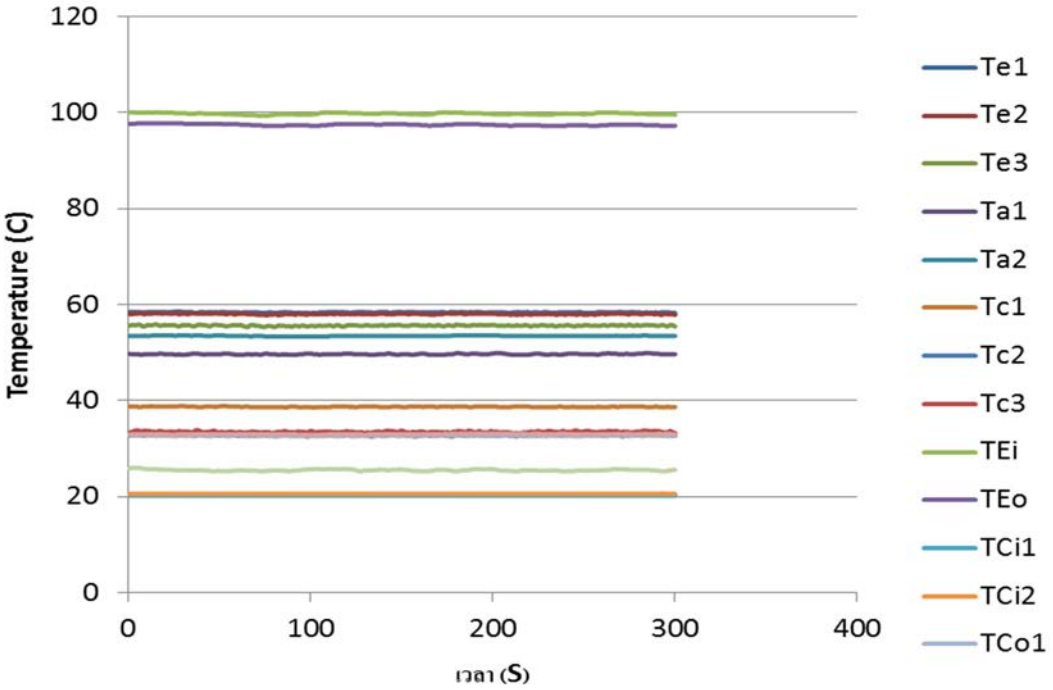


รูปที่ 4.14 อุณหภูมิผิวท่อเทอร์โมไซฟอนและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของท่อเทอร์โมไซฟอน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส

รูปที่ 4.14 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายใน อุณหภูมิขาเข้า-ขาออกสารให้ความร้อนและสารระบายความร้อน ทำงานในแนวดิ่ง นำเสนออุณหภูมิในช่วง 300 วินาที ที่สภาวะคงที่ จากรูปพบว่า อุณหภูมิที่ผิวท่อเทอร์โมไซฟอนส่วนควบแน่นเกิดการสั่นของอุณหภูมิบางเล็กน้อย ประมาณ 1 องศาเซลเซียส แสดงให้เห็นว่ามีการควบแน่นของของไหลทำงานโดยของเหลวที่ควบแน่นจะมีอุณหภูมิลดลงเล็กน้อย การแกว่งของอุณหภูมินี้แสดงว่าการควบแน่นไม่ค่อยต่อเนื่องบางช่วงเวลาวัดได้อุณหภูมิไอจึงมีค่าสูงและบางช่วงวัดได้อุณหภูมิของเหลวที่มีค่าต่ำ นอกจากนี้อุณหภูมิในส่วนทำระเหยมีการสั่นบางเล็กน้อยเช่นเดียวกันเนื่องจากของเหลวที่ควบแน่นไหลลงตามผนังท่อด้วยผลของแรงโน้มถ่วงของโลก เมื่อของเหลวควบแน่นไหลเข้าส่วนทำระเหยและได้รับความร้อนจึงเกิดการระเหยทำให้อุณหภูมิที่วัดได้ในส่วนทำระเหยมีการสั่นและเกิดการแกว่งบางเล็กน้อย

4.6.4 ผลการทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานท่อเทอร์โมเซฟอนครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียงการทำงาน 90 **องศา อุณหภูมิส่วนทำระเหย** 100 **องศาเซลเซียส**

เพื่อเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนระหว่างท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในกับท่อเทอร์โมไซฟอน จึงนำเสนออุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนต่างๆ



รูปที่ 4.15 อุณหภูมิผิวท่อและอุณหภูมิสารหล่อเย็นขาเข้าและขาออกของเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายใน ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย มุมเอียง 90 องศา และอุณหภูมิส่วนทำระเหย 100 องศาเซลเซียส

รูปที่ 4.15 แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายใน อุณหภูมิขาเข้า-ขาออกสารให้ความร้อนและสารระบายความร้อน ทำงานในแนวระดับ นำเสนออุณหภูมิในช่วง 300 วินาที ที่สภาวะคงที่ จากรูปพบว่า ลักษณะของอุณหภูมิที่วัดได้คล้ายกับผลการทดลองของท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงที่ได้กล่าวไว้แล้วในรูปที่ 4.14 แต่เส้นกราฟอุณหภูมิของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในมีความราบเรียบมากกว่า และค่าการถ่ายเทความร้อนที่ได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง แสดงให้เห็นว่าภายในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบเกิดการควบแน่นอย่างต่อเนื่องและมากกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ของเหลวที่ควบแน่นเคลือบผิวท่ออย่างสม่ำเสมอตลอดผิวท่อทั้งในส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยทำให้อุณหภูมิที่วัดได้มีค่าค่อนข้างจะคงที่

หากนำท่อเทอร์โมไฟซอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในไปใช้งานนอกจากจะได้การถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนปกติแล้วยังช่วยให้อุณหภูมิทั้งในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่ด้วย เหมาะกับงานที่จะใช้ในการกระจายอุณหภูมิให้มีค่าสม่ำเสมอ สามารถติดตั้งเข้ากับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้อย่างง่าย

บทที่ 5
แบบจำลองสมการสหสัมพันธ์

จากการทบทวนงานวิจัยด้านแบบจำลองสมการสหสัมพันธ์ที่ผ่านมา จึงสร้างแบบจำลองสมการสหสัมพันธ์ที่ประกอบด้วยตัวแปรไร้มิติ วิเคราะห์ปรากฏการณ์ภายใน และหาตัวเลขยกกำลังจากวิธีกำลังสองน้อยที่สุด ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

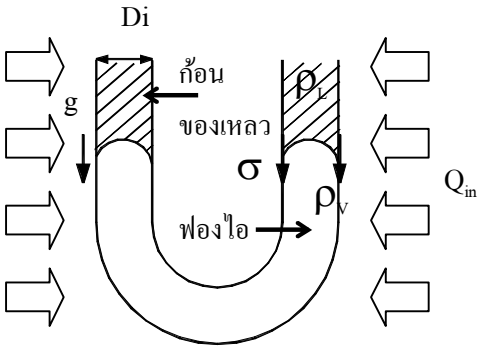
5.1 ตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless number)

ตัวแปรไร้มิติ คือ กลุ่มของตัวแปรที่ไม่มีหน่วย ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการศึกษานี้เป็นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหลของของไหลสองสถานะ และ การเดือดภายในท่อเทอร์โมไซฟอนและในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ การสร้างแบบจำลองสมการสหสัมพันธ์จำเป็นต้องทราบถึงความหมายของตัวแปรไร้มิติ โดยตัวอย่างของตัวแปรไร้มิติที่สำคัญมีดังนี้

5.1.1 ตัวเลขของบอนด์ (Bond number, Bo)

ตัวเลขของบอนด์เป็นสัดส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิวของของไหลใดๆ ซึ่งเป็นตัวเลขที่บอกถึงปรากฏการณ์ที่ของเหลวพยายามดึงไม่ให้ฟองอากาศหลุดลอยไปจากผนังท่อ หรือคือปรากฏการณ์การเดือดที่ปลายโค้งเลี้ยวของส่วนทำระเหยดังรูปที่ 5.1 หากค่าตัวเลขของบอนด์มีค่ามากกว่าหนึ่งแสดงว่าเกิดการเดือดขึ้นภายในท่อความร้อนแบบสั่น สามารถเขียนตัวเลขบอนด์ได้ดังสมการ (5.1)

$$Bo = d\left[g\left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \tag{5.1}$$

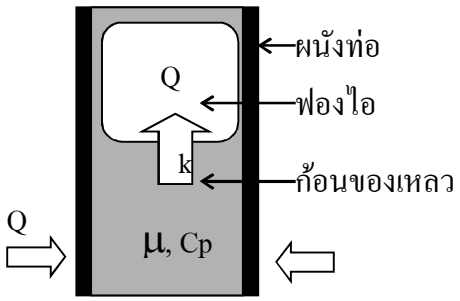


รูปที่ 5.1 ปรากฏการณ์การเดือดของสารทำงานที่ปลายโค้งเลี้ยวของส่วนทำระเหย

5.1.2 ตัวเลขแพรนตัน (Prandtl number)

ปรากฏการณ์การส่งถ่ายความร้อนจากก้อนของเหลวไปสู่ฟองไอแสดงได้ดังรูปที่ 5.2 เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ สารทำงานในสถานะของเหลวซึ่งมีค่าความจุความร้อนสูงกว่าจะส่งถ่ายความร้อนให้แก่สารทำงานในสถานะไอ ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์นี้ได้แก่ ตัวเลขแพรนตัน ดังสมการ (5.2)

$$\mathrm{Pr} = \frac{\mu_l Cp_l}{k_l} \tag{5.2}$$

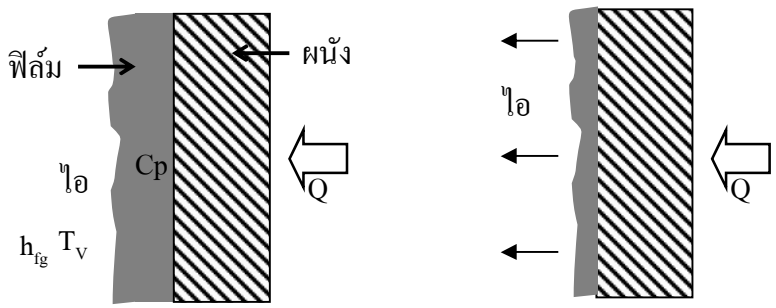


รูปที่ 5.2 ปรากฏการณ์การส่งถ่ายความร้อนจากก้อนของเหลวไปสู่ฟองไอ

5.1.3 ตัวเลขจาคอบ (Jacob Number**)**

ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อน ความร้อนบางส่วนจะทำให้ฟิล์มของเหลวบริเวณผนังท่อเกิดการระเหย ดังแสดงในรูปที่ 5.3 ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์นี้ได้แก่ ตัวเลขจาคอบ ดังสมการ (5.3)

$$Ja = \frac{h_{fg}}{Cp_l T_v} \tag{5.3}$$



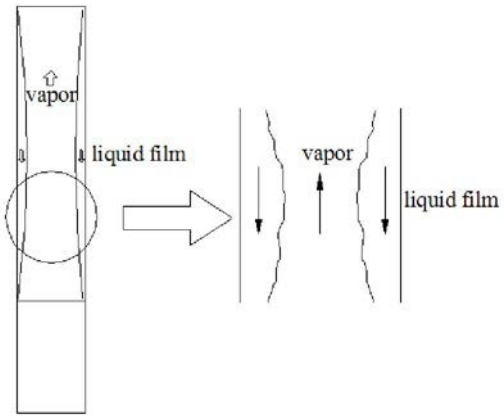
ฟิล์มของเหลวบางลงเนื่องจากการระเหย

รูปที่ 5.3 ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน

5.1.4 ตัวเลขของเวเบอร์ (Weber number)

ตัวเลขของเวเบอร์ เป็นสัดส่วนของแรงเนื่องจากความหนืดต่อแรงตึงผิวของของไหลใดๆ ดังรูปที่ 5.4 ซึ่งจะเกิดขึ้นที่ฟิล์มของไหลที่ผนังท่อความร้อนสามารถนิยามได้ดังนี้

$$We = \frac{\rho V^2 l}{\sigma} \tag{5.4}$$

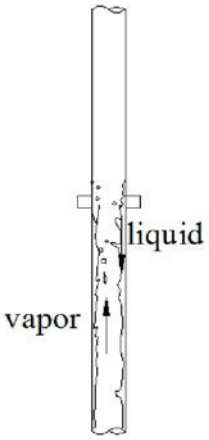


รูปที่ 5.4 ปรากฏการณ์ของตัวเลขของเวเบอร์

5.1.5 ตัวเลขของฟรูด (Froude number)

ตัวเลขของฟรูดเป็นสัดส่วนของแรงเฉือนต่อแรงเนื่องจากน้ำหนักของของไหลใดๆ ดังรูปที่ 5.5 ซึ่งจะเกิดขึ้นที่ฟิล์มของไหลที่ผนังท่อความร้อนสามารถนิยาม ได้ดังนี้

$$Fr = \frac{V^2}{gl} \tag{5.5}$$



รูปที่ 5.5 ปรากฏการณ์ของตัวเลขของฟรูด

5.1.6 ตัวเลขคูทาเทลาดเซ (Kutateladze number)

ตัวเลขคูทาเทลาดเซ เป็นสัดส่วนของฟลักซ์ความร้อนที่ให้ต่อฟลักซ์ความร้อนวิกฤตของของไหลนั้น ซึ่งจะเกิดขึ้นที่ส่วนทำระเหยของท่อความร้อนสามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ku = \frac{q_e}{\rho_v h_{fg}\left[\sigma g\left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2}\right)\right]^{1/4}} \tag{5.6}$$

5.1.7 สัดส่วนสันทัด (Aspect ratio**)**

สัดส่วนสันทัด แสดงถึงสัดส่วนของความยาวส่วนทำระเหยต่อเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อซึ่งสามารถแสดงถึงรูปทรงของท่อความร้อน ค่าสัดส่วนสันทัดสูงเกิดขึ้นเมื่อท่อความร้อนมีขนาดใหญ่ ปรากฏการณ์การเดือดภายใต้เงื่อนไขนี้ควรจะเป็นการเดือดแบบฟอง ส่วนค่าสัดส่วนสันทัดน้อยเกิดขึ้นเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลางท่อมีขนาดเล็กในขณะที่ความยาวส่วนทำระเหยมีความยาวมากๆ ปรากฏการณ์การเดือดภายใต้เงื่อนไขนี้ควรจะเป็นการเดือดภายในช่องแคบๆ สามารถนิยามได้ดังนี้

$$AR = \left[\frac{Le}{Di}\right] \tag{5.7}$$

5.1.8 สัดส่วนการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอน (Filling ratio**)**

สัดส่วนการเติมสารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอน แสดงถึงสัดส่วนของปริมาตรสารทำงานที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอนเทียบกับปริมาตรของส่วนทำระเหย สามารถนิยามได้ดังนี้

$$FR = \left[\frac{V_F}{V_e}\right] \tag{5.8}$$

5.1.9 มุมเอียง

β เป็นผลของมุมเอียงการทำงานที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ในที่นี้จะกำหนดในรูปของฟังก์ชั่น Exponential ของมุมเอียงการทำงาน คือ

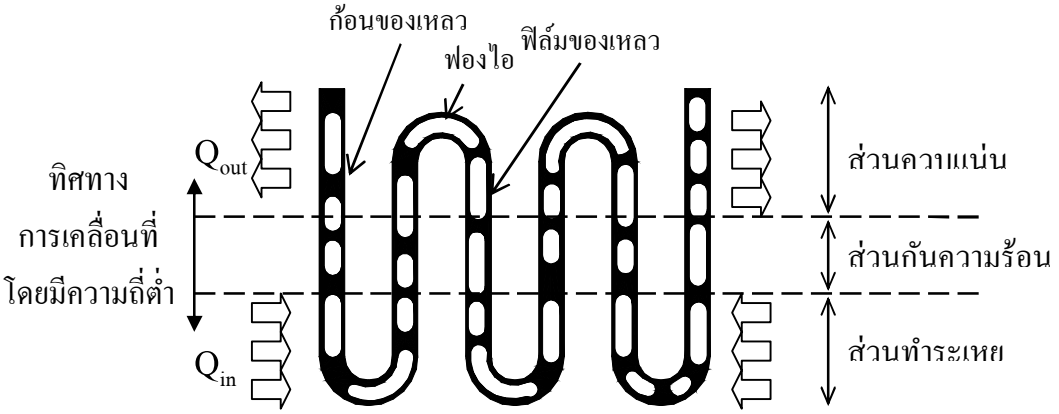
$$g(\beta) = \exp(\beta) \tag{5.9}$$

นอกจากนี้อาจมีตัวแปรไร้มิติอื่นที่เกี่ยวข้องด้วย เช่น ตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับความเร็วการไหลของสารทำงาน คือ ตัวเลขของเรย์โนลด์ (Reynolds number) ฯลฯ

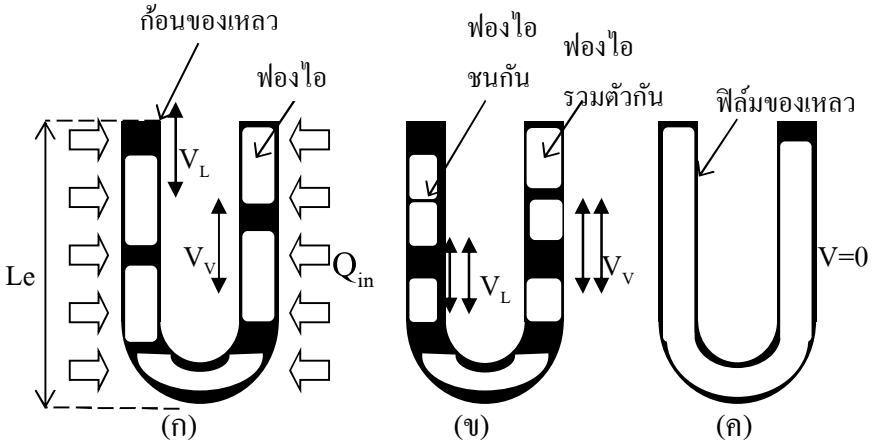
5.2 ปรากฏการณ์ภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ

ก่อนที่จะมีการหาสมการสหสัมพันธ์ในการทำนายค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบนั้น จะต้องพิจารณาปรากฏการณ์ภายในของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ซึ่งคาดว่าจะเกิดเป็นลำดับดังต่อไปนี้

เมื่อบรรจุสารทำงานเข้าไปในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบซึ่งทำการดูดอากาศออกแล้ว สารทำงานในท่อความร้อนจะทำการจัดเรียงตัวอยู่ในลักษณะก้อนของเหลวและฟองไอสลับกันดังรูปที่ 5.6 โดยมีฟิล์มของเหลวเคลือบบาง ๆ ที่ผนังท่อ



รูปที่ 5.6 แบบจำลองการจัดเรียงตัวของสารทำงานภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ



รูปที่ 5.7 แบบจำลองการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบแสดงเฉพาะส่วนทำระเหย

รูปที่ 5.7 แสดงการจำลองสภาวะการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบโดยแสดงเฉพาะส่วนทำระเหยที่โค้งเลี้ยวเดียว โดยสมมุติฐานของการเริ่มทำงานของท่อความร้อนแบบสั่นคือ

ภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบเริ่มต้นจากสภาวะหยุดนิ่ง สารทำงานสองสภาวะภายในท่อความร้อนจัดเรียงตัวเป็นแบบ Slug-train ดังแสดงในรูปที่ 5.6 โดยทั่วทั้งท่อในโค้งรูปตัวยูบริเวณส่วนทำระเหยมีทั้งก้อนของเหลวและฟองไอสลับกันไป

เมื่อเริ่มให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ สารทำงานในท่อความร้อนซึ่งอยู่ในรูปแบบฟองไอและก้อนของเหลวจะเกิดการสั่นในแนวแกนรูปที่ 5.7 (ก) อุณหภูมิส่วนทำระเหยเพิ่มขึ้นจากอุณหภูมิห้องจนถึงอุณหภูมิระดับหนึ่ง สารทำงานที่อยู่ในท่อความร้อนเริ่มมีการเคลื่อนที่ การเคลื่อนที่นี้เกิดขึ้นจากการขยายตัวของฟองไอเนื่องมาจากก้อนของเหลวที่อยู่ข้างเคียงได้รับความร้อนจนถึงระดับหนึ่ง จากนั้นจะระเหยกลายเป็นไอและถ่ายเทมวลเข้าสูงฟองไอ เมื่อฟองไอในโค้งเลี้ยวดังกล่าวเกิดการขยายตัว ก็จะส่งผลต่อเนื่องให้สารทำงานในโค้งเลี้ยวที่อยู่ถัดไปเกิดการเคลื่อนที่และมีการขยายตัวของฟองไอเกิดขึ้นเช่นกัน จนในที่สุดสารทำงานจะมีการเคลื่อนที่ในทุกโค้งเลี้ยว

เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ฟองไอจะมีความเร็วในแนวแกนสูงมากโดยที่ฟองไอแต่ละฟองอาจมีความเร็วในแนวแกนแตกต่างกัน และเกิดการชนกัน ในบางครั้งฟองไอที่ส่วนทำระเหยอาจมีการรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีขนาดยาวขึ้น แต่ยังเกิดการแยกออกจากกัน เนื่องจากแรงเนื่องจากความดันของฟองไอยังไม่สามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้ ดังรูปที่ 5.7 (ข)

เมื่อให้ความร้อนแก่ท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบเพิ่มมากขึ้นเรื่อย ๆ แรงเนื่องจากความดันแตกต่างของฟองไอจะสูงขึ้นจนสามารถเอาชนะแรงตึงผิวของฟองไอได้ ฟองไอจะรวมตัวกันเป็นฟองไอที่มีลักษณะยาวจนเต็มส่วนทำระเหย ดังรูปที่ 5.7 (ค) ในกระบวนการนี้ฟองไอจะไม่สามารถเคลื่อนที่ในแนวแกนได้อีกต่อไป แต่ยังคงมีฟิล์มของเหลวไหลลงมาเคลือบที่ผิวของท่อความร้อน

5.3 สมการสหสัมพันธ์

การศึกษาคุณลักษณะของการส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ พบว่าตัวแปรที่มีผลต่อสมรรถนะของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ ซึ่งสามารถจัดให้อยู่ในรูปของฟังก์ชั่น

$$q_c = \mathrm{f}\left\{ \beta, Di, L_e, h_{fg}, K_l, Cp, \rho_l, \rho_v, g, \sigma, \Delta T \right\} \quad (5.10)$$

เพื่อจะตั้งสมการสหสมพันธ์เชิงกึ่งการทดลอง จะจัดรูปตัวแปรให้อยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ โดยใช้วิธีของ Buckingham PI ซึ่งสมการข้างบนสามารถที่จะจัดอยู่ในรูปของ PI เทอมได้ดังนี้

$$f(\prod_1, \prod_2, \prod_{3,} \ldots.) = 0 \quad (5.11)$$

เมื่อ $\prod_1$ ถึง $\prod_n$ คือกลุ่มตัวแปรไร้มิติ

สามารถจัดกลุ่มตัวแปรไร้มิติโดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนปรากฏการณ์เชิงกายภาพของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบร่วมกับการเลือกกลุ่มตัวแปรไร้มิติ ซึ่งได้มีการหาสมการสหสัมพันธ์ซึ่งใช้ในการทำนายค่าอัตราการส่งถ่ายความร้อนจากวิธี Least Square คือ

$$Ku = 3.47x10^{-6} \left(\exp\beta\right)^{0.48} Ka^{0.32} Ja^{-0.23} \left(L_e / D_i\right)^{-1.01} Pr_l^{0.73} \quad (5.12)$$

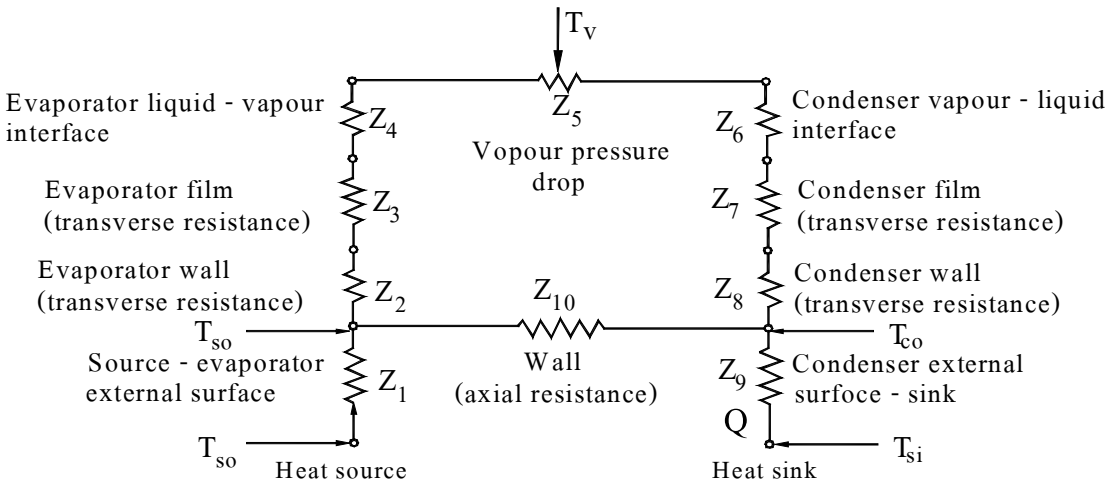
บทที่ 6
แบบจำลองความต้านทานความร้อน

แบบจำลองความต้านทานความร้อนจะแยกออกเป็นสามส่วน คือ การสร้างความต้านทานความร้อนรวมในท่อเทอร์โมไซฟอน ความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ และ ความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน

6.1 แบบจำลองการทำนายค่าความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน

ค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนขึ้นอยู่กับค่าความต้านทานความร้อนรวมในท่อเทอร์โมไซฟอน ซึ่งประกอบไปด้วยความต้านทานความร้อนย่อยจำนวน 10 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 6.1 เนื่องจากความต้านทานความร้อน Z_4, Z_5 และ Z_6 มีค่าน้อยมาก ในแบบจำลองนี้จึงไม่พิจารณา ขั้นตอนการคำนวณของแบบจำลองแสดงดังในรูปที่ 3.1

ในงานวิจัยนี้ได้เขียนโปรแกรมโดยใช้ GUI ของ MatLab เพื่อใช้คำนวณหาค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนตามหลักการออกแบบ ESDU 81038 นอกจากนี้ได้เตรียมคุณสมบัติของสารทำงานอื่นๆไว้ในโปรแกรมด้วย โดยหากต้องการคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุสารทำงานชนิดอื่น โปรแกรมที่ได้จากงานวิจัยนี้ก็ยังสามารถใช้ในการออกแบบได้



รูปที่ 6.1 ความต้านทานความร้อนรวม (Engineering Sciences Data Unit, 1981)

โครงสร้างของแบบจำลองความต้านทานความร้อนใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับทำนายค่าการส่งถ่ายความร้อนในท่อเทอร์โมไซฟอนถูกจัดทำขึ้น ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้

6.1.1 รายละเอียดและหลักการทำงานของโปรแกรม

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่เขียนขึ้นในงานวิจัยนี้ใช้โปรแกรมสำเร็จรูปแม็ทแล็บ (MatLab) ของบริษัท แม็ทเวิรค์ (Mathwork) ช่วยในการแก้สมการหาค่าความต้านทานความร้อนที่อยู่ภายในท่อเทอร์โมไซฟอน เมื่อป้อนข้อมูลเริ่มต้นที่เหมาะสม โปรแกรมจะทำการคำนวณตาม Flow chart ที่ตั้งไว้ ทำการประมวลผล และแสดงผลการคำนวณค่าความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและค่าความร้อนวิกฤต แบบจำลองการถ่ายเทความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนประกอบด้วยผังหลัก และ 4 ผังย่อย และสามารถอธิบายหลักการของแต่ละผัง ได้ดังนี้

6.1.1.1 ผังหลักโปรแกรม เป็นผังหลักของโปรแกรม ทำหน้าที่รับข้อมูลจากผู้ใช้แล้วทำการคำนวณรวมทั้งควบคุมการทำงานของโปรแกรมย่อยอื่นๆ และส่งผลการคำนวณกลับสู่ผู้ใช้งาน หลักการทำงานของโปรแกรมหลักประกอบด้วย การรับค่าข้อมูลจากผู้ใช้งาน ซึ่งข้อมูลที่รับเข้ามาจะต้องสอดคล้องกับลักษณะโปรแกรม อาทิเช่น ชนิดของสารทำงาน มิติของค่าเริ่มต้น อย่างไรก็ดีมีการตรวจสอบข้อมูลที่ป้อนเข้ามาด้วยว่าสอดคล้องหรือไม่ หากไม่สอดคล้องโปรแกรมจะหยุดการคำนวณและเตือนผู้ใช้

6.1.1.2 ผังย่อย (1) ใช้ในการคำนวณหาความต้านทานความร้อนที่ผิวท่อด้านนอก ความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อ และความต้านทานความร้อนภายในท่อเทอร์โมไซฟอน จากข้อมูลที่ป้อนเข้ามา อันได้แก่ เรขาคณิตของท่อความร้อน สัดส่วนการเติมสารทำงาน รวมค่าความต้านทานความร้อนทั้งหมดและคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ท่อเทอร์โมไซฟอนจะทำได้

6.1.1.3 ผังย่อย (2) ใช้ในการคำนวณหาค่าคุณสมบัติสารทำงาน ซึ่งแบบจำลองนี้ให้สารทำงานในท่อเทอร์โมไซฟอนเป็นเอทานอล อย่างไรก็ตามแบบจำลองได้เตรียมข้อมูลคุณสมบัติของสารทำงานชนิดอื่นได้ด้วย เช่น น้ำ R123 R134a เป็นต้น หากต้องการทำนายสารทำงานอื่นก็สามารถทำได้ง่ายโดยการเพิ่มโปรแกรมย่อยค่าคุณสมบัติสารทำงานนั้นๆ

6.1.1.4 ผังย่อย (3) ผังย่อยนี้จะนำค่าคุณสมบัติสารทำงานที่ได้ และลักษณะทางกายภาพของท่อ คำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงสุดหรือค่าความร้อนวิกฤตเพื่อใช้เปรียบเทียบกับค่าการส่งถ่ายความร้อนจากความต้านทานความร้อน หากค่าความร้อนที่ได้จากผังย่อยนี้สูงกว่าผังย่อย (1) แสดงว่าท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นไม่เหมาะแก่การใช้งาน

6.1.1.5 ผังย่อย (4) ผังย่อยนี้จะใช้แสดงผลการคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนหรือใช้เตือนว่าท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นไม่สามารถนำมาใช้งานได้เนื่องจากเกินขีดจำกัดการทำงาน

6.1.2 รายละเอียดโปรแกรม

6.1.2.1 โปรแกรมชื่อ ETHANOL_L โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าคุณสมบัติสารทำงาน เอทานอล ที่สภาวะของเหลวอิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน ความตึงผิว และสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

6.1.2.2 โปรแกรมชื่อ ETHANOL_V โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าคุณสมบัติสารทำงานเอทานอล ที่สภาวะไออิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน และความตึงผิว

6.1.2.3 โปรแกรมชื่อ H2O_L โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าคุณสมบัติสารทำงาน น้ำที่สภาวะของเหลวอิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน ความตึงผิว และสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

6.1.2.4 โปรแกรมชื่อ H2O_V โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาค่าคุณสมบัติสารทำงาน น้ำที่สภาวะไออิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน และความตึงผิว

6.1.2.5 โปรแกรมชื่อ R123_L โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาคุณสมบัติสารทำงาน R123ที่สภาวะของเหลวอิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน ความตึงผิว และสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

6.1.2.6 โปรแกรมชื่อ R123_V โปรแกรมนี้จะใช้ในการคำนวณหาคุณสมบัติสารทำงาน R123ที่สภาวะไออิ่มตัว อันประกอบด้วย ความดันอิ่มตัว ความหนาแน่น ค่าความร้อนแฝงการกลายเป็นไอ ความหนืดจลน์ ความจุความร้อน และความตึงผิว

นอกจากนี้ยังมีโปรแกรมย่อยอื่นๆ ที่ใช้สนับสนุนการคำนวณอันได้แก่ โปรแกรมตรวจสอบความผิดพลาดอันเนื่องมาจากความผิดพลาดสะสม หรือโปรแกรมช่วยบันทึกการคำนวณอัตโนมัติเพื่อป้องกันปัญหาไฟฟ้าขัดข้องระหว่างการคำนวณ และโปรแกรมเรียกข้อมูลที่บันทึกไว้แล้วนั้นมาคำนวณต่อ

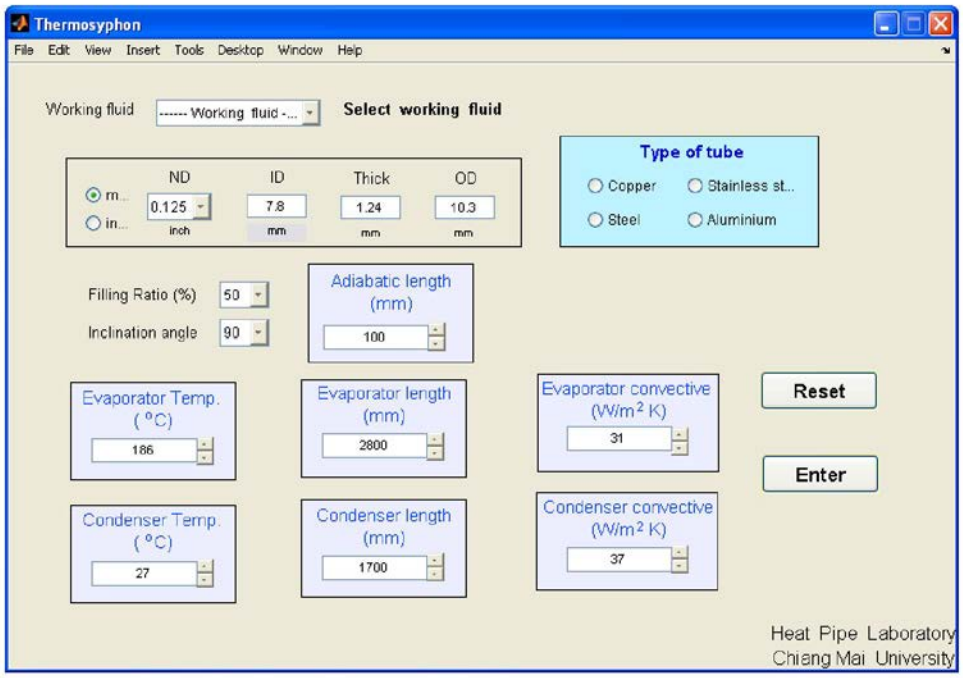
6.1.3 ขั้นตอนการใช้งานโปรแกรม

หน้าต่างโปรแกรมสำหรับคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนแสดงดังรูปที่ 6.2 ผู้ใช้งานต้องป้อนข้อมูลที่จำเป็น ดังนี้

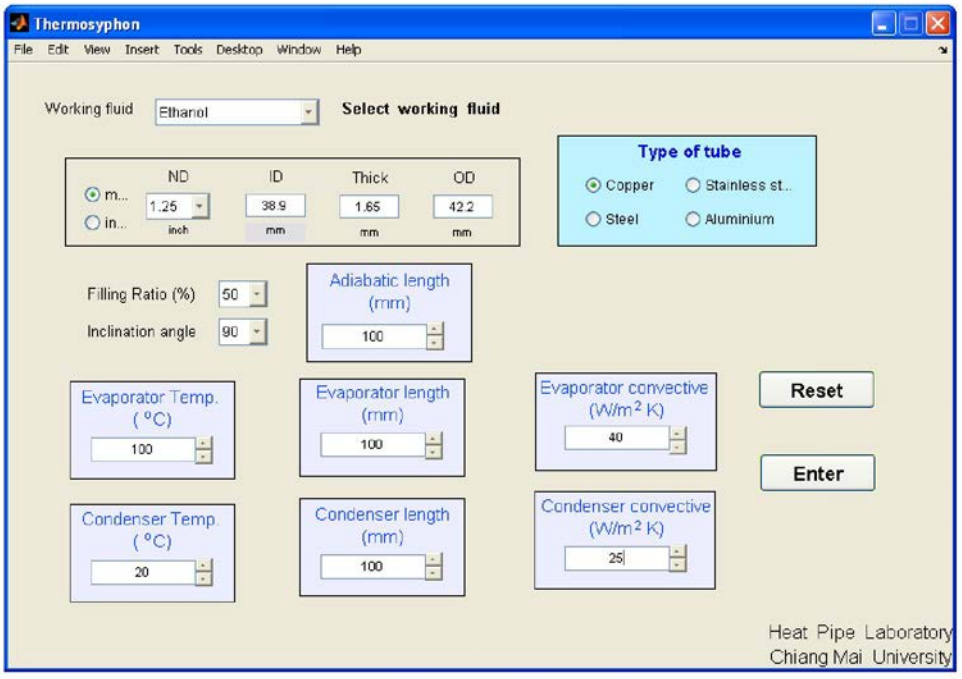
1. ชนิดของสารทำงานที่เติมในท่อเทอร์โมไซฟอน ในโปรแกรมได้เตรียมสารทำงานไว้ให้เลือกใช้ประมาณ 10 ชนิด
2. ขนาดความยาวที่ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น สามารถป้อนค่าได้ตามที่ต้องการในหน่วยมิลลิเมตร
3. อุณหภูมิในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ควรอยู่ในช่วงอุณหภูมิใช้งานของสารทำงานที่บรรจุในท่อเทอร์โมไซฟอน
4. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ ในโปรแกรมนี้ใช้ค่ามาตรฐานจากโรงงานผู้ผลิตโดยผู้ใช้งานเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใช้ซื้อขายในท้องตลาด แต่ในการคำนวณจะใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกจริง โดยผู้ใช้งานสามารถเลือกได้ทั้งขนาดในหน่วยนิ้วและมิลลิเมตร
5. มุมเอียงในการใช้งาน ตั้งแต่ 0 – 90 องศา เมื่อวัดเทียบกับแนวระดับ
6. สัดส่วนการเติมสารทำงาน โดยในโปรแกรมนี้กำหนดให้ใช้ค่าสัดส่วนการเติมสารทำงานในช่วง 0 – 100% ตามทฤษฎีของ ESDU 81038
7. ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น ซึ่งผู้ใช้งานต้องคำนวณว่าท่อเทอร์โมไซฟอนที่จะนำไปใช้งานมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเท่าใด ในหน่วยของ W/m^2K

เมื่อป้อนค่าตัวแปรครบตามที่ต้องการและกดปุ่มคำนวณดังแสดงในรูปที่ 6.3 โปรแกรมจะคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนตามทฤษฎีของ ESDU 81038 พร้อมทั้งเช็คค่าการส่งถ่ายความร้อนกับขีดจำกัดการทำงานที่อาจจะทำให้ท่อเทอร์โมไซฟอนไม่สามารถทำงานได้ แต่เนื่องจากเงื่อนไขที่ใช้ในงานวิจัยนี้ใช้งานที่อุณหภูมิไม่สูง (100 ^{o}C) จึงไม่เกิดขีดจำกัดการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอน

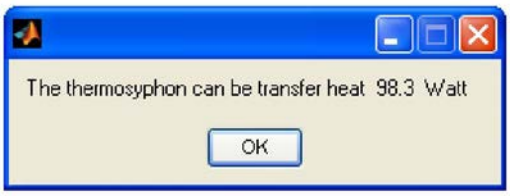
รูปที่ 6.4 แสดงตัวอย่างการแสดงผลที่ได้จากแบบจำลองที่แสดงปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ และ รูปที่ 6.5 แสดงตัวอย่างการแจ้งผลการคำนวณว่าท่อเทอร์โมไซฟอนนั้นไม่สามารถทำงานได้เพราะเกิดขีดจำกัดการทำงานชนิดใด



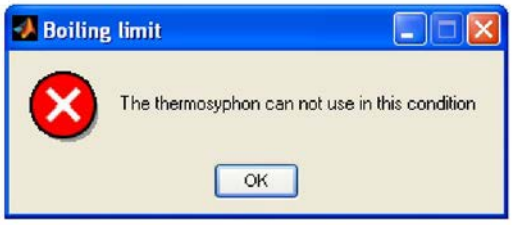
รูปที่ 6.2 หน้าต่างโปรแกรมสำหรับคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน



รูปที่ 6.3 ตัวอย่างการป้อนค่าให้กับโปรแกรมคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน



รูปที่ 6.4 หน้าต่างแสดงผลการคำนวณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอน



รูปที่ 6.5 หน้าต่างแสดงการเตือนว่าท่อเทอร์โมไซฟอนไม่สามารถนำมาใช้งาน

6.2 ความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ

ได้มีการสร้างความต้านทานความร้อนรวมในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบขึ้น ซึ่งประกอบไปด้วยความต้านทานความร้อนย่อยจำนวน 9 ตัว ดังแสดงในแผนภูมิแสดงค่าความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบในรูปที่ 6.6 ความต้านทานความร้อนประกอบด้วย

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารให้ความร้อนภายนอกที่ส่วนทำระเหย (Z_1)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวรัศมีท่อที่ส่วนทำระเหย (Z_2)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในท่อความร้อนในบริเวณส่วนทำระเหย (Z_3)

- ความต้านทานความร้อนจากการเดือดของสารทำงานในบริเวณส่วนทำระเหย (Z_4)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในท่อความร้อนในบริเวณส่วนควบแน่น (Z_5)

- ความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นของสารทำงานในบริเวณส่วนควบแน่น (Z_6)

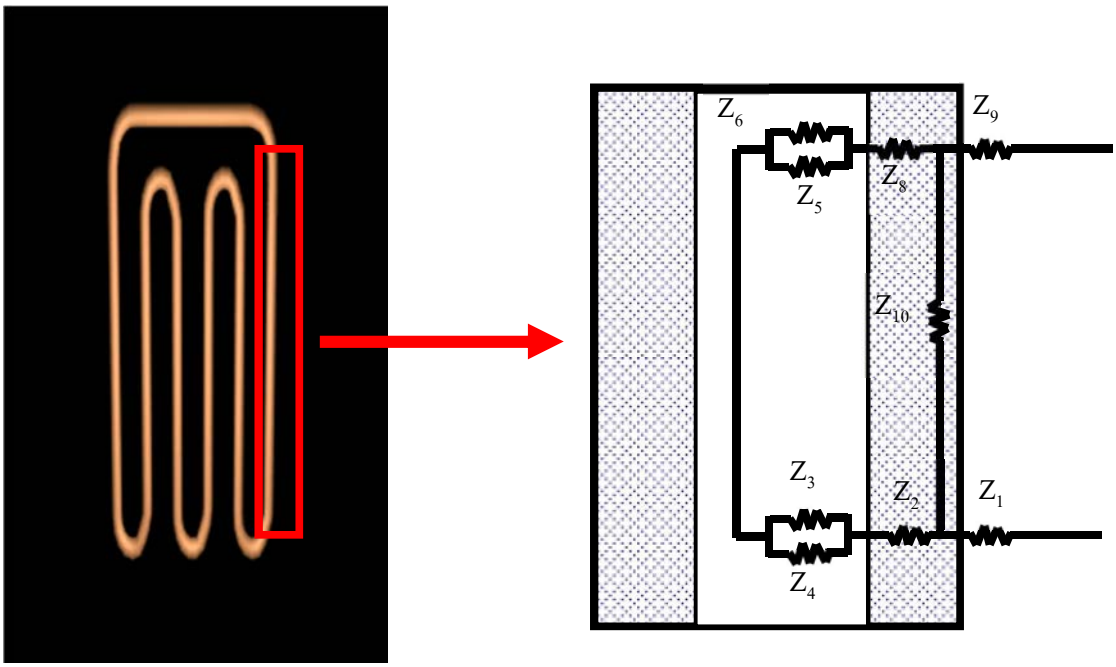
- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวรัศมีท่อที่ส่วนควบแน่น (Z_8)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารให้ความร้อนภายนอกที่ส่วนควบแน่น (Z_9)

- ความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวยาวของท่อจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น (Z_{10})

สมการค่าความต้านทานความร้อนรวมสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Z_{total} = Z_1 + [(Z_2 + \left(Z_3^{-1} + Z_4^{-1}\right)^{-1} + \left(Z_5^{-1} + Z_6^{-1}\right)^{-1} + Z_8)^{-1} + (Z_{10})^{-1}]^{-1} + Z_9 \quad (6.1)$$



รูปที่ 6.6 ความต้านทานความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ

หากความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนผ่านผนังท่อตามแนวยาวท่อมีค่าสูงมากเมื่อเทียบกับค่าความต้านทานความร้อนตัวอื่นๆ สมการ (6.1) สามารถลดรูปได้เป็น

$$Z_{total} = Z_1 + Z_2 + \left(Z_3^{-1} + Z_4^{-1}\right)^{-1} + \left(Z_5^{-1} + Z_6^{-1}\right)^{-1} + Z_8 + Z_9 \qquad (6.2)$$

เนื่องจากความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อนในส่วนทำระเหย (Z_1) และส่วนควบแน่น (Z_9) มีขนาดของค่า (Order of magnitude) มากกว่าค่าความต้านทานความร้อนตัวอื่นๆ มาก และสามารถคำนวณได้จากสมการการพาความร้อนของของไหลไหลผ่านกลุ่มท่อ ดังนั้นเพื่อลดความคลาดเคลื่อนและความเข้าใจที่ผิดพลาดในการสร้างแบบจำลองเนื่องจากผลของขนาดของความต้านทานทั้งสอง จึงมีความจำเป็นต้องตัดความต้านทาน Z_1 และ Z_9 ออกจากการพิจารณา โดยในงานวิจัยนี้จะพิจารณาความต้านทานความร้อนส่วนที่เหลือ และ สามารถเขียนสมการได้ใหม่เป็น

$$Z_{total} = Z_2 + \left(Z_3^{-1} + Z_4^{-1}\right)^{-1} + \left(Z_5^{-1} + Z_6^{-1}\right)^{-1} + Z_8 \qquad (6.3)$$

โดยสมการการคำนวณค่าการส่งผ่านความร้อนเขียนใหม่เป็นดังนี้

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T_s}{Z_{total}} \qquad (6.4)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ คือ ค่าอัตราการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ

ΔT_S คือ ค่าความแตกต่างอุณหภูมิที่ผิวของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

6.2.1 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่ผนังท่อตามแนวรัศมีที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

หากผนังท่อความร้อนแบบสั่นมีลักษณะเป็นท่อทรงกระบอกแล้ว ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนที่ผนังท่อตามแนวรัศมีจะสามารถหาได้จากสมการการนำความร้อนในหนึ่งมิติตามระบบพิกัดทรงกระบอก สำหรับท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบ สามารถเขียนสมการค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนทั้งในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นได้ ซึ่งสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนในส่วนทำระเหยได้เป็น

$$Z_2 = \frac{\ln(R_O / R_i)}{2\pi k_e L_e} = \frac{\ln(D_O / D_i)}{2\pi k_e L_e} \tag{6.5}$$

เมื่อ D_O คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของท่อในส่วนทำระเหย

D_i คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อในส่วนทำระเหย

R_O คือ ขนาดรัศมีภายนอกของท่อในส่วนทำระเหย

R_i คือ ขนาดรัศมีภายในของท่อในส่วนทำระเหย

k_e คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้เป็นส่วนทำระเหย

L_e คือ ความยาวส่วนทำระเหย

ในทำนองเดียวกัน จะสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อน เนื่องจากการนำความร้อนในส่วนควบแน่นได้เป็น

$$Z_8 = \frac{\ln(R_O / R_i)}{2\pi k_c L_c} = \frac{\ln(D_O / D_i)}{2\pi k_c L_c} \tag{6.6}$$

เมื่อ k_c คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุที่ใช้เป็นส่วนควบแน่น

L_c คือ ความยาวส่วนควบแน่น

6.2.2 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนของสารทำงานในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

รูปแบบการไหลในส่วนทำระเหยจะพบว่า มีการเคลื่อนที่ของก้อนไอเข้าสู่ส่วนทำระเหย ของเหลวเหล่านี้จะมีการเดือดรุนแรงขึ้นตามระยะทางส่วนทำระเหยที่มันเคลื่อนที่ลงมา ดังนั้นจึงตั้งสมมติฐานได้ว่ากลไกการส่งผ่านความร้อนจากผนังด้านในของส่วนทำระเหยไปยังสารทำงานที่อยู่ภายในนั้นมาจากกลไกการพาความร้อนสองสถานะ ซึ่งเกิดจากการพาความร้อนในสถานะเดียวร่วมกับการเดือด โดยสำหรับการพาความร้อนสองสถานะที่เกิดในลักษณะการบังคับการไหล สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสองสถานะสามารถเขียนได้ดังสมการต่อไปนี้

$$h_{2P,CLOHP} = h_{2P,c} + h_b \tag{6.7}$$

เมื่อ $h_{2P,CLOHP}$ คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสองสถานะ

$h_{2P,c}$ คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสถานะเดียว

h_b คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการเดือดแบบการพาอิสระ (Free convection boiling)

กลไกการพาความร้อนนั้น จะใช้หลักการทั่วไปในการสร้างสมการเพื่อทำนายค่าสัมประสิทธิ์ในการพาความร้อน โดยใช้แนวคิดจากการพาความร้อนในของไหลสถานะเดียว แต่สำหรับในแบบจำลองนี้จะพิจารณาผลของการไหลสองสถานะรวมเข้าไปในสมการการพาความร้อนแบบบังคับที่สร้างขึ้น โดยใช้วิธีการถ่วงน้ำหนักค่าสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermo - physical property) ของสารทำงานซึ่งอยู่ในสถานะของเหลว และสถานะไอ ซึ่งแนวคิดนี้มีการใช้งานโดยทั่วไป ยกตัวอย่างเช่นการหาค่าความหนาแน่นของของไหลสองสถานะ ตามแบบจำลองเนื้อเดียว (Homogeneous model) สามารถหาได้จากสมการ

$$\rho = \varepsilon\rho_G + (1-\varepsilon)\rho_L = \frac{1}{\left(\frac{x*}{\rho_G} + \frac{1-x*}{\rho_L}\right)} \tag{6.8}$$

สำหรับค่าคุณภาพเฉลี่ยทางเทอร์โมไดนามิกส์หาได้จากสมการต่อไปนี้

$$x = \frac{m_g}{m_T} \;;\; m_T = m_g + m_f \tag{6.9}$$

เมื่อ m_g คือ มวลของสารทำงานในสถานะไอ

m_f คือ มวลของสารทำงานในสถานะของเหลว

m_T คือ มวลของสารทำงานรวม

ค่าคุณสมบัติสองสถานะที่ใช้ในแบบจำลองนี้ จะสร้างจากค่าคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ ในลักษณะความสัมพันธ์ดังนี้

$$\Omega_{mix} = \Omega_f + x\Omega_{fg} \tag{6.10}$$

เมื่อ Ω_{mix} คือ สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานสองสถานะ

Ω_f คือ สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานในสถานะของเหลว

Ω_{fg} คือ ผลต่างของสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานในสถานะของเหลวและสถานะไอ

การสร้างสมการความต้านทานความร้อนในส่วนของการพาความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบในส่วนทำระเหย จะเริ่มจากสมการการพาความร้อนในกรณีการไหลแบบพาบังคับในท่อกลม ซึ่งมีสมการดังนี้

$$Nu_e = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)\left(\mathrm{Re}_e - 1000\right)\mathrm{Pr}_e}{1+1.27\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\mathrm{Pr}_e^{\frac{2}{3}}-1\right)} \Rightarrow \quad \begin{bmatrix} 0.5 \le \mathrm{Pr} \le 2000 \\ 3x10^3 < \mathrm{Re} < 5x10^6 \end{bmatrix} \qquad (6.11)$$

เมื่อ Nu_e คือ ค่าตัวเลขของ Nusselt ในส่วนทำระเหย

Pr_e คือ ค่าตัวเลขของ Prandtl ในส่วนทำระเหย

f คือ ค่าปัจจัยความฝืด โดยปัจจัยความฝืดนี้คำนวณจาก

$$f = \left(0.79\ln \mathrm{Re}_e - 1.64\right)^{-2} \quad \Rightarrow \quad \left[10^4 < \mathrm{Re} < 10^6\right] \qquad (6.12)$$

เมื่อ Re_e คือ ค่าตัวเลขของ Reynold ในส่วนทำระเหย โดยคำนวณจาก

$$\mathrm{Re}_e = \frac{\rho_{mix} v_e D_i}{\mu_{mix}} \qquad (6.13)$$

อุณหภูมิที่ใช้ในการหาค่าสมบัติของสารทำงาน จะเป็นอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อน ซึ่งหาจาก

$$T_V = T_{se} - [Z_2 + (Z_3^{-1} + Z_4^{-1})^{-1}]\frac{\Delta T_s}{Z_{total}} \qquad (6.14)$$

เมื่อ T_V คือ อุณหภูมิที่สอดคล้องกับความดันทำงานของท่อความร้อน

T_{se} คือ อุณหภูมิที่ผิวท่อด้านนอกของส่วนทำระเหย

สำหรับความเร็วในการไหลของสารทำงานในส่วนทำระเหย หาจากสมดุลความร้อนในส่วนทำระเหย ดังแสดงในรูปที่ 6.7 ซึ่งเขียนได้เป็น

$$\dot{Q}_e = \rho_{mix,T_V}\left(\frac{\pi D_i^2}{4}\right) v_e \left(h_{eo} - h_{ei}\right) \qquad (6.15)$$

$$h_{eo} = h_{eo,f} + x h_{eo,fg} \quad ; \mathrm{Pr}\,operty\ at\ T_{se,i} \qquad (6.16)$$

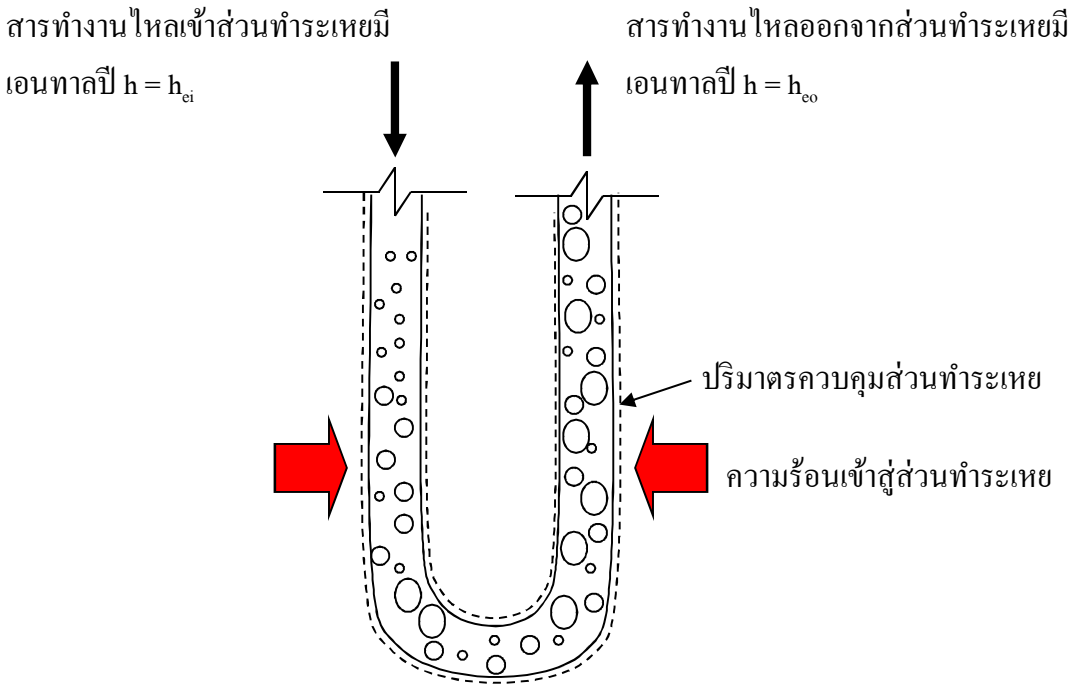
$$h_{ei} = c_c T_{sc} \quad ; \mathrm{Pr}\,operty\ at\ T_{sc,i} \qquad (6.17)$$

เมื่อ $\mathrm{T}_{se,i}$ คือ อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนทำระเหย

$\mathrm{T}_{sc,i}$ คือ อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนควบแน่น

h_{eo} คือ เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางออกส่วนทำระหย

h_{ei} คือ เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางเข้าส่วนทำระหย



รูปที่ 6.7 ปริมาตรควบคุมในส่วนทำระเหย

สำหรับการประเมินค่าสัดส่วนคุณภาพไอในท่อความร้อนสามารถหาได้จากการพิจารณาสมดุลย์มวลในท่อความร้อนโดยมวลรวมของสารทำงานที่อยู่ในท่อความร้อน จะมีค่าเท่ากับมวลของสารทำงานที่เป็นไอ (m_v) รวมกับมวลสารทำงานส่วนที่เป็นของเหลว (m_f) มวลของสารทำงานทั้งหมดสามารถหาได้จาก

$$m_{total} = \rho_0 V^+; \; m_{total} = m_v + m_f \tag{6.18}$$

เมื่อ ρ_0 คือ ความหนาแน่นของสารทำงานที่อุณหภูมิที่เติมสารทำงานในสถานะของเหลว

V^+ คือ ค่าปริมาตรสารที่เติมเข้าไปในท่อความร้อน

ดังนั้นปริมาตรท่อความร้อนทั้งท่อก็จะถูกครอบครองด้วยปริมาตรของไอ และของเหลว สามารถเขียนสมการได้เป็น

$$V_{tube} = V_v + V_f \tag{6.19}$$

เมื่อเขียนให้อยู่ในรูปของมวลไอ และมวลของเหลว สมการ (6.19) จะสามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$V_{tube} = m_v v_v + m_f v_f \tag{6.20}$$

จัดรูปสมการใหม่ ได้เป็น

$$\frac{V_{tube}}{\rho_0 V^+} = \frac{m_g}{m_{total}} v_v + (\frac{m_{total}}{m_{total}} - \frac{m_g}{m_{total}}) v_f \tag{6.21}$$

สัดส่วนของปริมาตรสารทำงานที่เติมเข้าไปในท่อต่อปริมาตรท่อความร้อนทั้งท่อ คือ สัดส่วนการเติมสารทำงาน ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$V^* = \frac{V^+}{V_{tube}} \tag{6.22}$$

แทนค่าลงในสมการ (6.21) และจัดรูปใหม่จะได้เป็น

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_0 V^*} &= x v_v + (1-x) v_f \\ \frac{1}{\rho_0 V^*} &= \frac{x}{\rho_v} + \frac{(1-x)}{\rho_f} \end{aligned} \tag{6.23}$$

ดังนั้นค่าคุณภาพไอเฉลี่ยในท่อความร้อน หาได้จาก

$$x = \frac{\left(\frac{1}{\rho_0 V^*} - \frac{1}{\rho_f} \right)}{\left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_f} \right)} \tag{6.24}$$

โดยค่าสมบัติต่างๆที่ใช้ในการคำนวณตามสมการ (6.24) จะใช้คุณสมบัติที่อุณหภูมิทำงานของระบบ (T_v) ยกเว้นความหนาแน่นของสารทำงานขณะเติมสาร (ρ_0) สมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนสองสถานะในส่วนทำระเหย สามารถหาได้จากความความสัมพันธ์ของค่าตัวเลข Nusselt กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{6.25}$$

สามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อนได้เป็น

$$Z_3 = \frac{D_i}{k_{mix,Tv} Nu_e \left[2\pi r_i \left(2nL_e \right) \right]} \tag{6.26}$$

สำหรับกรณีของการพาความร้อนสองสถานะในส่วนควบแน่น สามารถพิจารณาได้โดยใช้หลักการเดียวกับการพิจารณาที่ส่วนทำระเหยโดยใช้สมการ Nusselt ในส่วนควบแน่น และสามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$Nu_c = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)\left(\mathrm{Re}_c - 1000\right)\mathrm{Pr}_c}{1+1.27\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(\mathrm{Pr}_c^{\frac{2}{3}}-1\right)} \tag{6.27}$$

เมื่อ Re_c คือ ค่าตัวเลขของ Reynold ในส่วนควบแน่น โดยคำนวณจาก

$$\mathrm{Re}_c = \frac{\rho_{mix} v_c D_i}{\mu_{mix}} \tag{6.28}$$

โดยหากพิจารณาว่าความดันในส่วนควบแน่นและส่วนทำระเหยมีค่าน้อยมาก สำหรับความเร็วเฉลี่ยในการไหลของสารทำงานที่ส่วนควบแน่นหาจากการสมดุลความร้อนที่ส่วนควบแน่น ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า

$$\dot{Q}_c = \rho_{mix,T_V}\left(\frac{\pi D_i^2}{4}\right) v_c \left(h_{co} - h_{ci}\right) \tag{6.29}$$

$$h_{ci} = h_{ci,f} + x h_{ci,fg} \quad ; \mathrm{Pr}\, operty\ at\ T_{se,i} \tag{6.30}$$

$$h_{co} = c_c T_{sc,i} \quad ; \mathrm{Pr}\, operty\ at\ T_{sc,i} \tag{6.31}$$

เมื่อ $\mathrm{T}_{se,i}$ คือ อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนทำระเหย

$\mathrm{T}_{sc,i}$ คือ อุณหภูมิที่ผิวด้านในส่วนควบแน่น

h_{co} คือ เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางออกส่วนทำระหย

h_{ci} คือ เอนทาลปีของสารทำงานที่ทางเข้าส่วนทำระหย

ดังนั้น สมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการพาความร้อนในส่วนควบแน่นสามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$Z_5 = \frac{D_i}{k_{mix,Tv} Nu_c \left[2\pi r_i \left(2nL_c\right)\right]} \tag{6.32}$$

6.2.3 ค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการเดือดของสารทำงานในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนจากการเดือดในการพาแบบอิสระ ซึ่งหาได้จากสมการของ Forster และ Zuber ซึ่งมีสมการเป็น

$$h_b = 0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\Delta T^{0.24}\Delta P^{0.75} \tag{6.33}$$

เมื่อ ΔT คือ อุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวร้อนด้านในกับอุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำงาน

ΔP คือ ความดันแตกต่างที่สอดคล้องกันกับอุณหภูมิแตกต่างข้างต้น

c_{pl} คือ ความจุความร้อนจำเพาะของเหลวในกระบวนการความดันคงที่

σ คือ ค่าแรงตึงผิวของสารทำงาน

การพาความร้อนออกจากผิวร้อนเนื่องจากการเดือดของของเหลวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q = h_b A\Delta T \tag{6.34}$$

ดังนั้นสมการ (6.33) สามารถเขียนได้ใหม่เป็น

$$h_b = 0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(\frac{Q}{h_b A}\right)^{0.24}\Delta P^{0.75} \tag{6.35}$$

สังเกตเห็นว่ามีเทอมความดันแตกต่างอยู่ ซึ่งเทอมนี้ขึ้นกับระดับความอิ่มตัวยิ่งยวด (Super saturated) ของสารทำงาน ซึ่งหาได้จากความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิวให้ความร้อน และอุณหภูมิสารทำงานเฉลี่ยซึ่งสอดคล้องกับความดันทำงานของท่อความร้อน ดังนั้นเพื่อให้สามารถวิเคราะห์ถึงอิทธิพลของระดับอุณหภูมิที่มีต่อการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อน จะเปลี่ยนรูปเทอมความดันแตกต่างโดยใช้สมการ Claperyron

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{sat} = \frac{h_{fg}}{T\left(v_g - v_l\right)} \tag{6.36}$$

สารทำงานที่พิจารณาเป็นของผสม ดังนั้นเทอม $v_g - v_l$ จะไม่เป็นฟังก์ชันกับความดันและอุณหภูมิ และหากพิจารณาว่าค่าเอนทาลปีของการเปลี่ยนสถานะมีค่าเปลี่ยนไปเล็กน้อยจนถือว่ามีค่าคงที่ได้เมื่ออุณหภูมิแตกต่างมีค่าไม่มากนัก ทำให้สมการ (6.36) สามารถเขียนในรูปสมการปริพันธ์ได้เป็น

$$\int_{P_{sat,mean}}^{P_{sat,wall}} dP = \frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)} \int_{T_{sat,mean}}^{T_{sat,wall}} \frac{(dT)}{T} \tag{6.37}$$

เมื่อ $P_{sat,wall}$ คือ ความดันของสารทำงานที่บริเวณผนังด้านในของท่อความร้อน

$P_{sat,mean}$ คือ ความดันของสารทำงานที่บริเวณกึ่งกลางของท่อความร้อน

สมการปริพันธ์ (6.37) สามารถเขียนได้ในรูปสมการพีชคณิตดังนี้

$$P_{sat,wall} - P_{sat,mean} = \frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)} \left[\ln(T_{sat,wall}) - \ln(T_{sat,mean}) \right] \tag{6.38}$$

จัดรูปใหม่จะได้

$$P_{sat,wall} - P_{sat,mean} = \frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)} \left[\ln(\frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}}) \right] \tag{6.39}$$

กระจายเทอมในวงเล็บทางขวามือของสมการ (6.39) โดยใช้ Taylor series จะเขียนได้เป็น

$$\ln \frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}} = \left(\frac{\frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}} - 1}{\frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}}} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{\frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}} - 1}{\frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}}} \right)^2 + \ldots \tag{6.40}$$

ในกรณีที่ $\frac{T_{sat,wall} - T_{sat,mean}}{T_{sat,wall}} << 1$ สามารถประมาณได้ว่า

$$\ln \frac{T_{sat,wall}}{T_{sat,mean}} \approx \frac{T_{sat,wall} - T_{sat,mean}}{T_{sat,wall}} \tag{6.41}$$

ดังนั้นเทอมความดันแตกต่างในสมการ (6.39) สามารถเขียนได้เป็น

$$\Delta P = P_{sat,wall} - P_{sat,mean} = \frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)} \left(\frac{T_{sat,wall} - T_{sat,mean}}{T_{sat,wall}} \right) \tag{6.42}$$

แทนสมการ (6.42) ลงในสมการ (6.35) จะได้ว่า

$$h_b = 0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(\frac{Q}{h_b A}\right)^{0.24}\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)}\left(\frac{T_{sat,wall} - T_{sat,mean}}{T_{sat,wall}}\right)\right]^{0.75} \tag{6.43}$$

จัดรูปสมการใหม่ จะได้ว่า

$$h_b = 0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(\frac{Q}{h_b A}\right)^{0.24}\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)T_{sat.wall}}\right]^{0.75}\left(\frac{Q}{h_b A}\right)^{0.75} \tag{6.44}$$

แก้สมการ (6.44) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเนื่องจากการเดือดแบบพาอิสระ โดยประมาณให้ผลรวมของเลขยกกำลัง 0.24 + 0.75 ≈1 เพื่อความสะดวกในการคำนวณซึ่งจะได้ว่า

$$h_b = \sqrt{0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(\frac{Q}{2n\pi DL}\right)\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)T_{sat.wall}}\right]^{0.75}} \tag{6.45}$$

จากความสัมพันธ์ของค่าความต้านทานความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$z_b = \frac{1}{h_b A} \tag{6.46}$$

แทนสมการ (6.45) ลงในสมการ (6.46) จะได้ว่า

$$z_b = \frac{1}{\sqrt{0.00122\left[\frac{k_l^{0.79}c_{pl}^{0.45}\rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5}\mu_l^{0.29}\left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(2Qn\pi DL\right)\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right)T_{sat.evap\,wall}}\right]^{0.75}}} \tag{6.47}$$

ดังนั้นสำหรับการพาความร้อนเนื่องจากการเดือดที่ส่วนทำระเหยนั้น สมการความต้านทานความร้อนสามารถเขียนได้เป็นดังนี้

$$z_4 = \frac{1}{\sqrt{0.00122\left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(2Qn\pi D_i L_e\right)\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right) T_{sat.evap\,wall}}\right]^{0.75}}} \tag{6.48}$$

สำหรับในส่วนควบแน่นนั้นจะเกิดการควบแน่นแทนที่จะเกิดการเดือด แต่อย่างไรก็ตาม หากคิดว่าการควบแน่นที่เกิดขึ้นในท่อความร้อนเป็นกระบวนการย้อนกลับของการเดือด ซึ่งแนวคิดนี้ได้เคยมีการนำมาใช้คำนวณความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอนในส่วนความต้านทานความร้อนจากการเดือดของฟิล์มของเหลว และความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นเป็นฟิล์มของเหลว ซึ่งในการคำนวณใช้สมการที่มีรูปแบบเดียวกัน ดังนั้นโดยแนวความคิดนี้จะสามารถเขียนสมการความต้านทานความร้อนเนื่องจากการควบแน่นของสารทำงานที่ส่วนควบแน่นได้ดังนี้

$$z_6 = \frac{1}{\sqrt{0.00122\left[\frac{k_l^{0.79} c_{pl}^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_l^{0.29} \left(\rho_g h_{fg}\right)^{0.24}}\right]\left(2Qn\pi D_i L_c\right)\left[\frac{h_{fg}}{\left(v_g - v_l\right) T_{sat.con\,wall}}\right]^{0.75}}} \tag{6.49}$$

สำหรับสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำงานที่ใช้ในสมการ (6.48) และสมการ (6.49) จะใช้สมบัติที่อุณหภูมิทำงานของระบบ (Tv)

จากการวิเคราะห์ความต้านทานที่กล่าวมาข้างต้นทำให้ได้ความต้านทานความร้อนภายในท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบและนำความต้านทานความร้อนเหล่านี้ไปใช้ในการเปรียบเทียบกับผลการทดลองต่อไป

6.3 ความต้านทานความร้อนรวมของท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน

เนื่องจากงานวิจัยนี้บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบไว้ในท่อเทอร์โมไซฟอน ดังนั้นความต้านทานความร้อนรวมจึงประกอบด้วยความต้านทานความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนในหัวข้อ 6.1 โดยแทนความต้านทานความร้อนของไอระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นภายในท่อเทอร์โมไซฟอน (Z_5) ด้วยความต้านทานรวมของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ได้จากในหัวข้อ 6.2

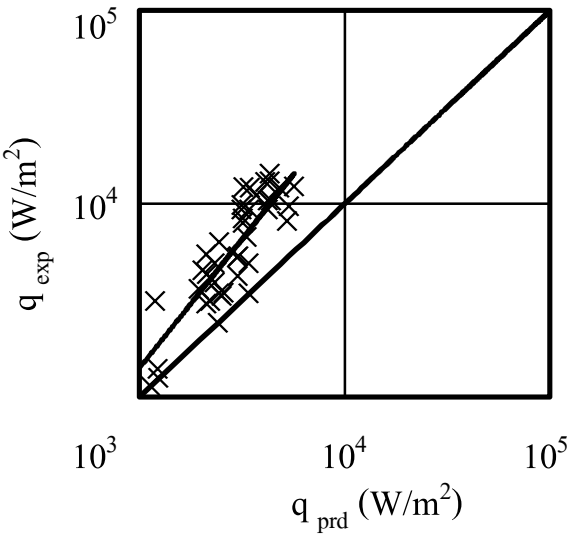
6.4 การตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองความต้านทานความร้อน

เพื่อยืนยันความถูกต้องของแบบจำลองความต้านทานความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายใน จึงเปรียบเทียบค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ได้จากแบบจำลองความต้านทานความร้อนกับค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ได้จากแบบจำลอง

รูปที่ 6.8 แสดงการเปรียบเทียบค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการคำนวณของแบบจำลองความต้านทานความร้อนและค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลองที่เงื่อนไขการทำงานต่างๆ โดยที่แกน x แสดงค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากแบบจำลอง ส่วนแกน y แสดงค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลอง จากกลุ่มข้อมูลที่ได้ พบว่า ค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากแบบจำลองมีค่าแตกต่างจากการทดลอง แต่การกระจายตัวของกลุ่มข้อมูลนี้มีลักษณะที่เกาะกลุ่มกันอยู่ สามารถหาความสัมพันธ์ของกลุ่มข้อมูลในรูปของฟังก์ชันยกกำลัง คือ

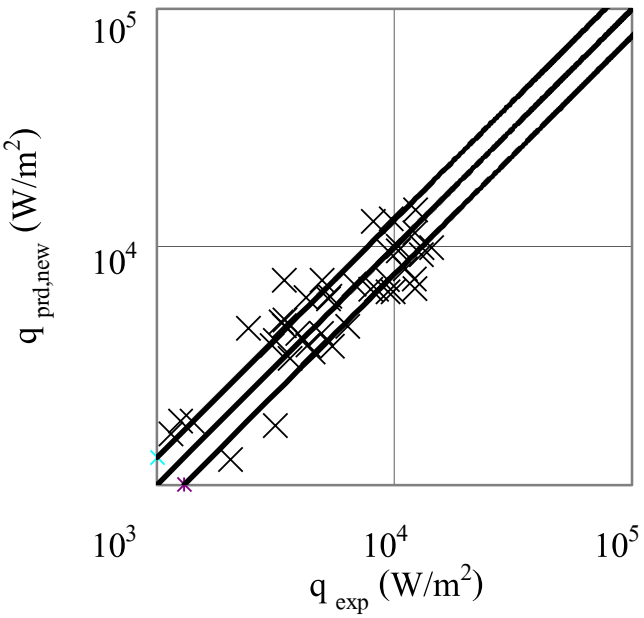
$$q_{exp}=1.366*10^{-1}*q_{prd}^{1.337} \qquad (6.50)$$

ซึ่งความสัมพันธ์ที่ได้นี้นำไปใช้แก้ค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากแบบจำลอง เพื่อให้แบบจำลองทำนายค่าฟลักซ์ความร้อนได้แม่นยำขึ้น



รูปที่ 6.8 เปรียบเทียบค่าฟลักซ์ความร้อนจากแบบจำลองกับการทดลอง

ดังนั้นสามารถปรับเปลี่ยนค่าฟลักซ์ความร้อนที่ทำนายจากแบบจำลองโดยการใช้ค่าแก้ตามสมการ (6.50) และทำการหาค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการปรับปรุงแก้ค่าแล้วกับค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลอง พบว่าค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานมีค่า 29.16 % ดังแสดงในรูปที่ 6.9 โดยที่แกน x แสดงค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้จากการทดลองและแกน y แทนค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้ทำการปรับแก้ค่าด้วยสมการ (6.50) แล้ว สำหรับชุดข้อมูลที่กระจายตัวเกินค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานนี้ อาจเกิดขึ้นจากสารทำงานภายในท่อเทอร์โมไซฟอนเกิดการเดือดขึ้นซึ่งในแบบจำลองไม่ได้รวมผลของการเดือดนี้ แบบจำลองความต้านทานความร้อนเป็นการสมมติให้อุณหภูมิในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นมีค่าคงที่ แต่ในการทดลองนั้นอุณหภูมิในแต่ละส่วนนี้มีค่าไม่คงที่



รูปที่ 6.9 เปรียบเทียบค่าฟลักซ์ความร้อนจากแบบจำลองที่ปรับแก้ค่ากับข้อมูลการทดลอง

บทที่ 7
สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

จากรายละเอียดที่กล่าวไปทั้งหมด สามารถสรุปผลการศึกษาได้ว่า ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในสามารถส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนแบบทั่วไปเนื่องจากท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่อยู่ภายในช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายใน แบบจำลองทางคณิตศาตร์ที่ได้จากงานวิจัยนี้ และข้อเสนอแนะ มีดังนี้

7.1 สรุปผลการวิจัย

7.1.1 ได้มีการออกแบบเพื่อทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายใน โดยคำนวณหาขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนที่เหมาะสมกับการทดลองนี้ ซึ่งได้มิติของท่อเทอร์โมไซฟอน เป็นดังนี้ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง $1\frac{1}{8}$ นิ้ว ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และ ส่วนควบแน่น ยาวเท่ากันที่ 100 มิลลิเมตร บรรจุสารทำงานเป็นเอทานอล

7.1.2 ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในสามารถส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนแบบปกติประมาณ 15% โดยตัวแปรที่มีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนประกอบด้วย

7.1.2.1 ผลของชนิดสารทำงานในท่อความร้อนแบบสั่นที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน

ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงเช่นเดียวกับที่มุม 90 และ 0 องศา โดยท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในและเติมสารทำงานเป็น เอทานอล R123 และ 134a ที่มุมเอียงทดสอบ 90 องศา ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ประมาณ 28, 18 และ 7 ตามลำดับ และที่มุมเอียงทดสอบ 0 องศา ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในและเติมสารทำงานเป็น เอทานอล R123 และ 134a ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ประมาณ 20, 18 และ 33% ตามลำดับ

7.1.2.2 ผลของปริมาณการเติมสารเอทานอลในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายใน

ท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงที่ปริมาณการเติมสารทำงานครึ่งหนึ่งของส่วนทำระเหย และเต็มส่วนทำระเหยให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนใกล้เคียงกัน ต่างกันประมาณ 3 – 5% และลดลงเมื่อปริมาณการเติม

สารทำงานเพิ่มขึ้นจนเต็มส่วนกันความร้อน และเต็มท่อเทอร์โมไซฟอน ตามลำดับ ส่วนท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบอยู่ภายในมีค่าการส่งถ่ายความร้อนเพิ่มจึ้นเมื่อลดปริมาณการเติมสารทำงานที่อยู่ในเทอร์โมไซฟอนลง

7.1.2.3 ผลของจำนวนโค้งเลี้ยวของท่อความร้อนแบบสั่นที่อยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน

ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นชนิดวงรอบไว้ภายในจำนวน 5, 15 และ 26 โค้งเลี้ยว ส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิง ประมาณ 5, 11 และ 7% ตามลำดับ

7.1.2.4 ผลของอุณหภูมิส่วนทำระเหย

ท่อเทอร์โมไซฟอนที่บรรจุท่อความร้อนแบบสั่นไว้ภายในจะส่งถ่ายความร้อนได้มากกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงประมาณ 20 วัตต์ เมื่ออุณหภูมิส่วนทำระเหยอยู่ในช่วง 60 – 100 องศาเซลเซียส

7.1.2.5 ผลของมุมเอียงการทำงาน

มุมเอียงที่ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนสูงที่สุดอยู่ที่ประมาณ 60 องศา ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบอยู่ภายในส่งถ่ายความร้อนได้สูงกว่าท่อเทอร์โมไซฟอนอ้างอิงประมาณ 17 วัตต์ คิดเป็น 12%

7.1.3 สมการสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการประมาณค่าการส่งถ่ายความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายใน คือ $Ku = 3.47x10^{-6}\left(\exp\beta\right)^{0.48} Ka^{0.32} Ja^{-0.23}\left(L_e / D_i\right)^{-1.01} Pr_l^{0.73}$ โดยมีความแม่นยำประมาณ 32.4%

7.1.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์อย่างง่ายของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในใช้หลักการของความต้านทานความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนและของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบ แบบจำลองดังกล่าวต้องใช้สมการปรับแก้ ทำให้ผลการทำนายค่าความร้อนมีค่าความเบี่ยงเบนมาตรฐานที่ 29.16%

7.2 ข้อเสนอแนะ

ท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบบรรจุอยู่ภายในเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ค่าการส่งถ่ายความร้อนที่ดีกว่าทอเทอร์โมไซฟอน ยังสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานทางวิศวกรรมได้สะดวก เช่น การระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็คโทรนิค และการใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่การศึกษาเกี่ยวกับท่อความร้อนชนิดนี้นั้นยังมีข้อมูลไม่มากนัก ทำให้อาจเกิดข้อจำกัดในการนำไปประยุกต์ใช้งาน ดังนั้น ควรที่จะมีการศึกษาหาค่าสมรรถนะของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในเพิ่มเติมเกี่ยวกับ

7.2.1 ผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบที่บรรจุอยู่ในท่อเทอร์โมไซฟอน เนื่องจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อความร้อนแบบสั่นวงรอบนั้นมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนอย่างมาก

7.2.2 ขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนขนาดต่างๆ เนื่องจากในการใช้งานจริงขนาดของท่อเทอร์โมไซฟอนขึ้นอยู่กับสถานที่ที่จะติดตั้งและมีความเป็นไปได้ในการใช้งานที่ขนาดต่างๆ

7.2.3 ควรมีการศึกษาเชิงทัศน์เพื่อศึกษาถึงรูปแบบการไหลภายในท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นบรรจุอยู่ภายในและใช้เป็นเงื่อนไขในการสร้างแบบจำลองต่อไป

7.2.4 แบบจำลองความต้านทานความร้อนที่ได้ยังมีความผิดพลาดอยู่ระดับหนึ่ง จึงควรมีการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จากสมการควบคุมควบคู่กันไปด้วย

7.2.5 ควรมีการนำท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในไปประยุกต์ใช้งานจริง

7.2.6 การศึกษาเกี่ยวกับขีดจำกัดการทำงานของท่อเทอร์โมไซฟอนที่มีท่อความร้อนแบบสั่นอยู่ภายในซึ่งจะเป็นข้อมูลพื้นฐานที่สำคัญสำหรับการนำไปประยุกต์ใช้งานต่อไป

เอกสารอ้างอิง

ประดิษฐ์ เทอดทูล *ท่อความร้อน* : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2536

ประดิษฐ์ เทอดทูล *การเดือด* : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2544

Akachi, H., Notoya, S. and Maezawa, S. (1995). *Thermal Performance of Capillary Tunnel Type Flat Plate Heat Pipe*. Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference, Albuquerque, New Mexico, Vol. 1, pp. 88-96

Akachi, H., Polasek, F. and Stulc, P. (1996). *Oscillating Heat Pipes*. Procs. of the 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, pp. 208-217. ISBN: 0-08-042842-8

Bejan, B. (1995). *Convection Heat Transfer*. New York, John Wiley & Sons, Inc.

Bensalem, A., Romestant, C., Alexandre, A. and Bertin, Y. (2007). *Experimental Investigation of Oscillating Heat Pipes*. 14th International Heat Pipe Conference, Florianopolis, pp. 264-269

Charoensawan, P., Terdtoon, P., Kamonpet, P. and Ingsuwan, P. (2003). Effect of Evaporator Lengths, Number of Turns and Working Fluids on Internal flow patterns of a Vertical Closed-Loop Oscillating Heat Pipe. Proceedings of the 7th International Heat Pipe Symposium, Jeju, Korea, pp. 360-367. ISBN: 89-950046-3-0-93520

Dobson, R. T. and Harms, T. M. (1999). *Lumped Parameter Analysis of Closed and Open Oscillatory Heat Pipe*. Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, pp. 361-366

Dobson, R. T. (2000). *Modeling of an Open Oscillatory Heat Pipe*. Proceedings of the 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thailand, pp. 381-388. ISBN: 974-657-448-5

Dunn, P. D. and Reay, D. A. (1982). *Heat Pipe*, Pergamon Press Ltd.

Faghri, A. (1995). *Heat Pipe Science and Technology*, Washington, DC, USA, Taylor & Francis.

Hewitt, G. F., Shires, G. L. and Bott, T. R. (1994). *Process Heat Transfer*, Boca Raton : CRC Press : Begell House.

Holley, B. and Faghri, A. (2005) *Analysis of Oscillating Heat Pipe with capillary wick and varying channel diameter*. International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.48, pp. 2635-2651

Incropera, F. P. and Dewitt, D. P. (2002). *Introduction to Heat Transfer*. New York United State of America.

Khandekar, S., Cui, X. and Groll, M. (2002). *Thermal Performance Modeling of Oscillating Heat Pipe by Artificial Neural Network*. Proceedings of the 12th International Heat Pipe Conference, Russia, pp. 215-219

Khandekar, S., Dollinger, N. and Groll, M., *Understanding operational regimes of closed loop Oscillating Heat Pipe: an experimental study.* International Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 707-719, 2003.

Maezawa, S., Gi, K., Minamisawa, A. and Akachi, H. (1995). *Thermal Performance of a Capillary Tube Thermosyphon*. Proceedings of the 9th International Heat Pipe Conference, Albuquerque, New Mexico, Vol. 2, pp. 791-795

Maezawa, S. (2000). *Heat Pipe: Its Origin, Development and Present Situation*. Proceedings of the 6th International Heat Pipe Symposium, Chiang Mai, Thailand, pp. 1-13. ISBN: 974-657-448-5

Miyazaki, Y. and Arikawa, M. (1999). *Oscillatory Flow in the Oscillating Heat Pipe*. Procs. of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, pp. 367-372

Qu, W. and Ma, T. (2002). *Experimental Investigation on Flow and Heat Transfer of a Oscillating Heat Pipe*. Proceedings of the 12th International Heat Pipe Conference, Russia, pp. 226-231

Rittidech, S., Terdtoon, P., Tantakom, P., Murakami, M. and Jompakdee, W. (2003b). *Correlation to Predict Heat Transfer Characteristics of a Closed-End Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition.* International Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 23, (Pergamon Press U.K.), pp. 497-510

Shafii, M. B., Faghri, A. and Zhang, Y. (2001a). *Thermal Modeling of Unlooped and Looped Oscillating Heat Pipe.* International Journal of Heat Transfer, Vol. 123, pp. 1159-1172

Shafii, M. B., Faghri, A. and Zhang, Y. (2001b). *Analysis of Heat Transfer in Unlooped and Looped Oscillating Heat Pipes.* International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 12 No.5, pp. 585-609

Soponpongpipat. N., Sakulchangsajatai. P., Saiseub, M. and Terdtoon,P. (2006). *Time Response Model of Operational Mode of Closed Loop Oscillating Heat Pipe a t Normal Operating Heat pipe*. Proceedings of the 8th International Heat Pipe Symposium. Kumamoto Japan., pp. 291-296

Terdtoon, P. (2003). *A Closed Look to a Closed-End Oscillating Heat Pipe*. Proceedings of the 7th International Heat Pipe Symposium, Jeju, Korea, pp. 48-62. ISBN: 89-950046-3-0-93520

Tong, B. Y., Wong, T. N. and Ooi, K. T. (2001). *Closed-Loop Oscillating Heat Pipe.* International Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 1845-1862

Xian, H., Liu, D., Shang, F., Yang, Y., Du, X., S.Mujumdar, A. and Huang, L. (2007). *Study on Heat transfer Enhancement of Oscillating-Flow Heat pipe for Drying*. Drying Technology. Vol. 25., pp. 723-729

Wallis, G. B. (1969). *One-diamention two-phase flow*. New York, McGraw-Hill.

Wong, T. N., Tong, B. Y., Lim, S. M. and Ooi, K. T. (1999). *Theoretical Modeling of Oscillating Heat Pipe*. Proceedings of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, pp. 378-392

Zhang, Y., Faghri, A. and Shafii, M. B. (2002b). *Analysis of Liquid–Vapor Pulsating Flow in a U-Shaped Miniature Tube.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 2501-2508

ภาคผนวก ก

บทความทางวิชาการเรื่อง Heat Thermal Characteristics of Thermosyphon with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe Inside at Normal Operating Condition คาดว่าจะตีพิมพ์ในวารสาร Heat Transfer Engineering (เฉพาะบทคัดย่อของบทความ)

Heat Thermal Characteristics of Thermosyphon with Closed-Loop Oscillating Heat Pipe Inside at Normal Operating Condition

P. Sakulchangsatjatai and P. Terdtoon

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
Chiang Mai University, Chiang Mai, 50200, Thailand, E-mail: phrut@eng.cmu.ac.th

Abstract

The objective of this study was experimental study in the heat transfer characteristics of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe (CLOHP) inside at normal operating condition. The thermosyphon was made of copper tube with 1.125" of diameter, 300 mm of length and ethanol use as working fluid with 4 filling ratio, half of evaporator section, full of evaporator sector, full of adiabatic section and full of thermosyphon. The tested CLOHP were made of copper capillary tubes with 1.5 mm of inner diameters. The effects of evaporator temperature, number of turn, working fluid types of CLOHP, inclination angles, and filling ratio of thermosyphon were studied. The evaporator section of the thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside was heated by silicone oil. The heat was removed from the condenser section by a mixture of water and ethylene glycol. The adiabatic section was well insulated by insulator material. The outer surface temperature of evaporator, adiabatic and condenser section were recorded in order to observe the temperature gradient. The inlet and outlet temperature and the flow rate of the cooling substance were recorded in order to calculate the heat transfer rate of the thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside by calorific method after the system reached the steady state. It was found from all the experimental results that the heat transfer of thermosyphon with closed loop oscillating heat pipe inside has higher than those of thermosyphon at the similar condition, due to the oscillating heat pipe inside the thermosyphon is enhance the heat transfer. The heat transfer rate of thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside depends on the evaporator temperature that is related to the number of turns. The thermal performance of a thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe improves by increasing the evaporator temperature and number of turns. The best performance of all thermosyphon with closed-loop oscillating heat pipe inside occurred at the maximum number of 16 turns. The proper filling ratio for a thermosyphon is 50% of evaporator section. The proper working fluid for a closed-loop oscillating heat pipe is ethanol. Thermosyphon with closed loop oscillating heat pipe inside with ethanol as working fluid has the highest in heat transfer, and R123 and R134a are respectively.

Moreover, thermosyphon with 50 % filling rate of working fluid and 60 degree of inclination angle has the highest in heat transfer.

ภาคผนวก ข

บทความทางวิชาการเรื่อง Effect of Working Fluid Types on Thermal Performance of Vertical Closed-loop Pulsating Heat Pipe นำเสนอในงานประชุม The Fifth International Conference on Science, Technology and Innovation for Sustainable Well-Being (STISWB V), 4-6 September 2013, LuangPrabang, Lao PDR.

Effect of Working Fluid Types on Thermal Performance of Vertical Closed-loop Pulsating Heat Pipe

K. On-ai, N. Kammuang-lue, P.Terdtoon and P. Sakulchangsatjatai
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering,
Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand.
Tel: +66 53 944144 ext. 911, Fax: +66 53 226014, e-mail: gooddevil555@hotmail.com

Abstract

The objective of this paper is to study the effect of working fluid types on thermal performance of a vertical closed-loop pulsating heat pipe. The closed-loop pulsating heat pipes (CLPHPs) were made from copper capillary tubes with inner diameter of 1.50, and 1.78 mm. Evaporator, adiabatic, and condenser sections had the same length as of 150 mm. It was bent into 26 meandering turns. The filling ratio of the working fluid was 50% by volume. Working fluids were R123, R141b, acetone, ethanol, and water. The adiabatic temperature was constantly controlled at 50^{o}C. The heating medium's temperature at the inlet of the evaporator section was 80^{o}C. From the experiments, it was found that Karman number (Ka), Aspect ratio (L_e/D_i) and Prantl number (Pr_l) can reasonably represent the effect of working fluid types on thermal performance of the vertical CLPHPs through a term of Kutateladze number (Ku). The results from this study showed that when Ka and Pr_l increased, Ku increased. On the other hand, when Aspect ratio increased, Ku decreased. From relations between these dimensionless numbers and Ku, the correlation describing the effect of working fluid types and also effect of tube's dimensions on the Ku was successfully established. This correlation will be very useful for heat pipe designers who are choosing the suitable working fluid type which can leads the thermal performance to the desired quantity under certain operating condition.

Keywords: closed-loop pulsating heat pipe, working fluid type, dimensionless parameter, correlation

1. Introduction

In the present, heat pipes are applied in electronic devices for cooling heat source and transferring heat to heat sink. They were developed into many types, such as, flat heat pipe, loop heat pipe, and pulsating heat pipe (PHP) which was focused in this paper. Closed loop pulsating heat pipe was made from copper capillary tube which was bent into meandering turns with both ends connected together. Inside of the CLPHP was vacuumed and partially contained working fluid. Flow patterns of working fluid inside the CLPHP are vapor plug and liquid slug along an axial length of the tube. Working fluid's phase change is the main mechanism for heat transfer from evaporator section to condenser section. When CLPHP absorbs heat from surrounding in the evaporator section, it causes working fluid's temperature on evaporator section increase and changes liquid phase to vapor. Then, the working fluid flows towards condenser section which has lower temperature. Working fluid will condense and change from vapor phase to liquid phase. Because working fluid in evaporator section has higher pressure than working fluid in condenser section. Thus the working fluid flows to condenser section with lower pressure. In turn, when vapor slug in condenser section condenses and then liquid volume in condenser section increased, pressure of liquid in condenser would increase. It causes higher pressure in the condenser section than that of in the evaporator section. This pressure difference affects the restoring force in the evaporator section. The circulation's mechanism in the CLPHP maintains in perpetual cycle (Akachi *et al.,* 1995).

Heat transfer mechanism of working fluid as above mention can be implied that the working

fluid has significant effect on the heat transfer of CLPHP, since working fluid has many thermodynamic properties, e.g., latent heat, surface tension, density and etc., and they affection heat transfer of working fluid directly. Latent heat is a quantity of heat energy required for the phase change of the working fluid. If the latent heat was high, heat input quantity required for a perfect phase change would be increased. Sakulchangsatjatai *et al.* (2003) studied CLPHPs with a 2.03-mm inner diameter, total length of 10 m, evaporator section's length of 50 mm and working fluids were R123, ethanol, and water of which the latent heat were 150, 970, and 2,400 kJ/kg, respectively. It was found that the CLPHP with lower latent heat has higher heat flux. Charoensawan *et al.* (2003) studied CLPHPs with condenser section's length of 150 mm; number of turns was 16 turns. R123, ethanol, and water were used as working fluid. It was found that the CLPHPs with R123 and ethanol had higher heat flux than the CLPHP with water while water has the highest latent heat. However, some studies were found in contrast. Zhang *et al.* (2004) used the CLPHP with inner diameter of 0.7 mm, evaporator section's length of 50 mm, heating power of 40 W and working fluids were FC-72, ethanol, and water. It was found that the CLPHP with water had the highest heat transfer rate. From these points, it could be seen that latent heat does not have clearly relation with heat flux. Because, when latent heat of working fluids was increased, heat flux does not have an exact trend to be increased or decreased. Therefore, the latent heat cannot be only one qualitative parameter that relates to the thermal performance of the CLPHP. From this point, hypothesis of this study was initially set as a number of parameters or dimensionless parameters might have an obvious relation with the thermal performance instead of the latent heat individually. Working fluids with relatively different thermodynamic properties were chosen to be tested. All properties that have obvious effects on the thermal performance were consequently analyzed into a term of dimensionless parameters and finally a correlation.

Therefore, the objective of this research is to study the effect of working fluid types in term of dimensionless parameters on the thermal performance of a vertical closed-loop pulsating heat pipe through the Ku. The advantageous output from this study will be acorrelation to select the suitable working fluid type which can leads the thermal performance to the desired quantity under certain operating condition.

2. Experimental setup and procedure

CLPHPs in this study were made from a copper capillary tube with inner diameter of 1.50, and 1.78 mm. Evaporator, adiabatic and condenser sections had the same length as of 150 mm. The capillary tube was bent into 26 meandering turns. Chromel-Alumel thermocouples (Omega, Type K, accuracy ±0.5 ^{o}C) were used for temperature measurement. The thermocouples were installed on the outer surface in the middle of each part of the CLPHP as follows: 10 points on evaporator section, 8 points each on adiabatic and condenser section as shown in Figure 1. Moreover, two points of thermocouples was installed on each inlet and outlet of evaporator and condenser jackets, and also in the air for measuring the ambient temperature.

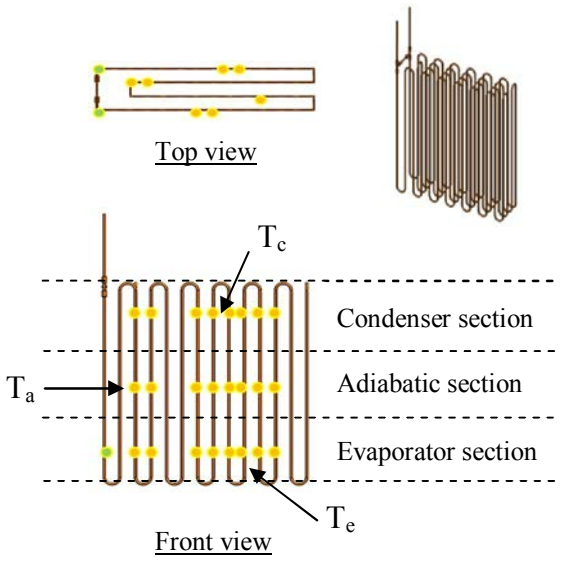


Fig. 1: Position of installed thermocouples

Table 1: Properties of working fluids

Working Fluid	h_{fg} (kJ/kg)	ρ_l (kg/m^3)	μ_l (Pa•s)
R123	159	1388	3.04×10^{-4}
R141b	279	1174	2.97×10^{-4}
Acetone	522	677	2.37×10^{-4}
Ethanol	995	775	6.51×10^{-4}
Water	2385	989	5.61×10^{-4}

R123, R141b, acetone, ethanol, and water were chosen as working fluids in this study as these working fluids had clearly different thermodynamics properties. For example, latent heat, liquid viscosity, and density as shown in Table 1. The filling ratio was 50% of total volume (Maezawa *et al.,* 1995). Evaporator and condenser jacket and adiabatic section were well insulated by insulation sheet (Aero flex, 9-mm thickness).

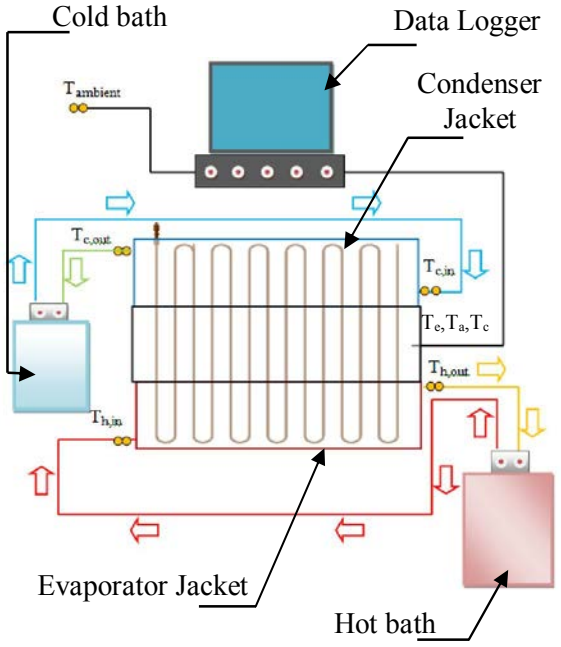


Fig. 2:Experimental setup

The experimental set up is shown in Figure 2. Evaporator section received heat from hot water which was circulated from a hot bath (HAAKE, N6, accuracy ±0.01°C). The temperature of the hot water at the inlet of evaporator section was constantly controlled at 80 °C by hot bath. Condenser section was cooled by aqueous solution of ethylene glycol (50% by volume) which was circulated from a cold bath. Mass flow rate and temperature of cooling medium could be adjusted to keep the adiabatic temperature constantly at 50 °C. When CLPHP was in steady state, temperature variation of each point was monitored and recorded by a data logger (Brain Child, VR18, accuracy ±0.1°C) for each second. Mass flow rate of cooling medium was also measured. In a calculation of heat transfer rate, temperature difference between inlet and outlet of the condenser and measured mass flow rate of the cooling medium were substituted in Equation (1).

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \left(T_{c,out} - T_{c,in} \right) \tag{1}$$

when $\dot{Q}$ was the heat transfer rate (W)

$\dot{m}$ was the mass flow rate of cooling medium (kg/s)

c_p was the specific heat of cooling medium (J/kg.K)

$T_{c,out} - T_{c,in}$ was the temperature difference of the cooling medium between inlet and outlet of the condenser (K)

Heat transfer rate calculated from Equation (1) had an error from measurement and it could be found from Equation (2) in which $d\dot{Q}$ was the error of the heat transfer rate, $d\dot{m}$ was the accuracy from measuring the mass flow rate of cooling medium, $dT_{c,out}$ and $dT_{c,in}$ were the accuracy from measuring the cooling medium temperature at the outlet and inlet, respectively. Analysis in the next section would be focused on only the data of which an error was less than 30% of the calculated heat transfer rate.

$$d\dot{Q} = \left(\begin{array}{l} \left(c_p \left(T_{c,o} - T_{c,i} \right) d\dot{m} \right)^2 + \left(\dot{m} c_p dT_{c,o} \right)^2 \\ + \left(\dot{m} c_p dT_{c,i} \right)^2 \end{array} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{2}$$

Finally, heat flux could be found from substituting the heat transfer rate into

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{2N\pi D_i L_c} \tag{3}$$

when $\dot{q}$ was heat flux (W/m^2)

N was the number of turn (turns)

D_i was inner diameter (m)

L_c was length of condenser section (m).

Since each working fluid has non-identical critical heat flux, Kutateladze number (Ku) was chosen to be a representative of the thermal performance in this study. Definition of the Ku was a ratio of experimental heat flux to

calculated critical heat flux, which is shown in Equation (4).

$$Ku = \frac{\dot{q}}{\rho_v h_{fg}\left[\sigma g\left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2}\right)\right]^{1/4}} \quad (4)$$

when ρ_v was vapor density (kg/m^3)

h_{fg} was latent heat (kJ/kg)

σ was surface tension (N/m)

g was gravitational acceleration(m/s^2)

Various dimensionless parameters involving in working fluid types and tube's dimensions were individually plotted against the Ku in order to find the parameters that have obvious effect on the Ku. It was basically found from an analysis that those parameters as mentioned above were Karman number (Ka), Aspect ratio (L_e/D_i) and Prantl number (Pr_l). Detail of these parameters will be discussed in the next section.

3. Results and Discussions

3.1 Effect of Karman number on Kutateladze number

The first parameter affecting to the Ku is the Ka which represents the physical ratio of pressure difference inside the CLPHP between evaporator and condenser sections to the friction in working fluid's circulation as shown in Equation (5).

$$Ka = \frac{\rho_l \left(\Delta P\right)_{sat}^{e\text{-}c} D_i^3}{\mu_l^2 L_{eff}} \quad (5)$$

when $\left(\Delta P\right)_{sat}^{e\text{-}c}$ is the pressure difference between evaporator and condenser section (Pa)

ρ_l is the liquid density of working fluid (kg/m^3)

μ_l is the liquid viscosity of working fluid (Pa.s)

L_{eff} is the effective length of the CLPHP calculated from Equation (6).

$$L_{eff} = 0.5(L_e + L_c) + L_a \quad (6)$$

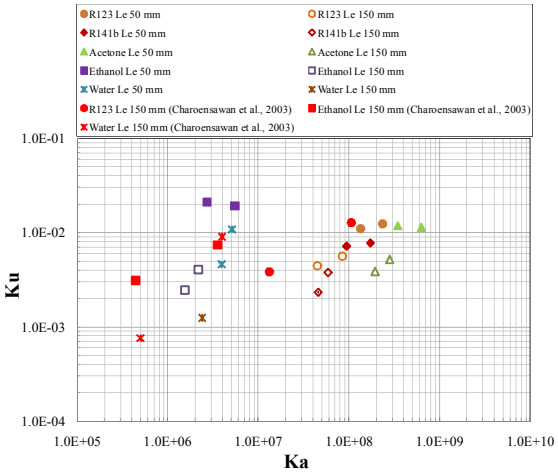


Fig. 3: Effect of Ka on Ku

It can be seen from Figure 3 that when Ka increases, Ku increases. Because ratio between driving force that activates the working fluid to flow from the evaporator section towards the condenser section and the friction in working fluid increases. Thus, more vapor slug scan move from the evaporator section to the condenser section. This causes the heat to be transferred more continuously. Pressure difference between evaporator and condenser sections affects to working fluid's circulation inside the CLPHP. When pressure difference increases, the working fluid in CLPHPs rapidly circulates, and the heat transfer consequently increases. Moreover, liquid viscosity is the physical property which relates to the flow of working fluid in liquid phase. The working fluid with higher liquid velocity has lower flow velocity. This causes the heat transfer from evaporator to condenser sections to be decreased. The heat flux or the thermal performance consequently decreases.

The Ka can be increased by following ways: (1) working fluid with high pressure difference between the evaporator and condenser sections is chosen, since it can increase working fluid's circulation and heat transfer. (2) Increasing inner diameter to reduce pressure drop in CLPHPs. When the pressure drop decreases, the pressure difference subsequently increases. However, inner diameter must not exceed the critical inner diameter (Maezawa *et al.*, 1995). And (3) low-viscosity working fluid is selected, since flow resistance will decrease and the heat transfer will increase. In addition, the results obtained from this study were similar to the results from

the past study of Charoensawan *et al.* (2003) as additionally added into Figure 3.

It can be noticed that since the Ka represents the effects of working fluid's properties and also the dimensions of tube, only the Ka cannot clearly reflect the effect of working fluid types individually. It shows that other dimensionless parameters rather than the Ka should involve in a group of the parameters representing the effect of working fluid types, which are (Le/Di) and the Pr_l, in this study. Discussion will be stated in the next sections.

3.2 Effect of Aspect ratio on Kutateladze number

Aspect ratio is ratio of evaporator length to inner diameter as shown in Equation (7).

$$\text{Aspect ratio} = \frac{L_e}{D_i} \qquad (7)$$

when L_e is evaporator length (m)

D_i is inner diameter of CLPHPs (m)

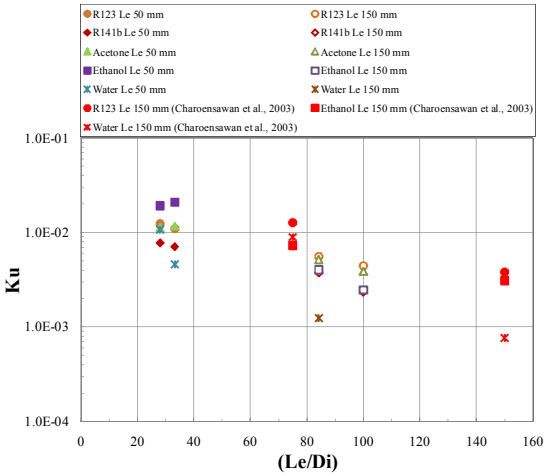


Fig. 4: Effect of L_e/D_i on Ku

It can be seen from Figure 4 that when Aspect ratio increases, the Ku decreases. Since Aspect ratio represents a geometrical shape of CLPHPs, i.e., higher Aspect ratio implies that the CLPHPs are narrower and longer than that of the CLPHPs with lower Aspect ratio. It was found from the past study in a case of the narrower and longer CLPHPs that, annular flow pattern inside the tube can be investigated with the frequency of 1 Hz and the collapsing ratio of the vapor plugs in the condenser section was 500%. On the other hand, in a case of the wider and shorter CLPHPs, frequency that the annular flow took place increased to 2 Hz and the collapsing ratio also increased to 1,300%. The latter case caused the CLPHPs to have higher heat transfer rate (Charoensawan *et al.*, 2003).

This is because the working fluid in the CLPHPs with longer evaporator section length takes long time to flow towards the condenser section. Contrary to the shorter one, the heat can be transferred more actively. In addition, the working fluid can easily flow in the wider tube. Therefore, these are physical reasons to describe why the CLPHPs with lower Aspect ratio have better thermal performance than that of the CLPHPs with the higher one.

3.3 Effect of Prantl number on Kutateladze number

Pr_l is the ratio of kinematic viscosity (υ, m^2/s) to thermal diffusivity (α, m^2/s) in liquid phase as shown in Equation (8).

$$Pr_l = \frac{\upsilon}{\alpha} \qquad (8)$$

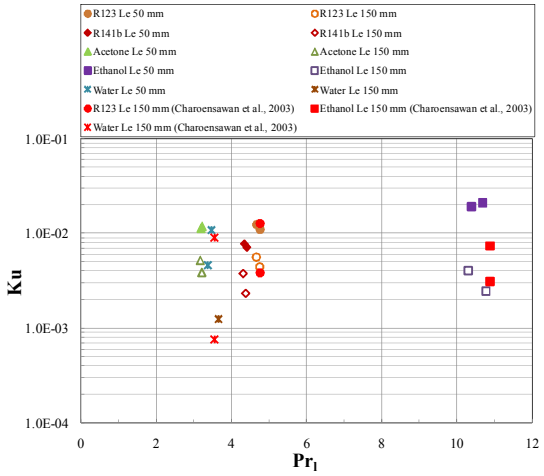


Fig.5: Effect of Prantl number on Kutateladze number.

It can be seen from Figure 5 that Ku directly depends on Pr_l. It means that when Pr_l increases, thermal performance increases. Since working fluid with higher kinematic viscosity has thicker liquid film, liquid working fluid length remaining at the inner surface of the evaporator section is longer, and more heat convection can be carried out from the evaporator section.

If kinematic viscosity increases, there is more liquid working fluid's quantity in evaporator section and then it takes longer time while it exists in the evaporator section. Then higher heat input's quantity at the inner surface of the tube can transfer to working fluid, and the Ku finally increases. On contrary, if thermal diffusivity increases, the Pr_l decreases, the CLPHPs have lower thermal performance.

3.4 Correlation representing relation between working fluid types and Ku

From previous discussions, relation between a combination of Ka, Aspect ratio and Pr_l representing the effect of working fluid types on the Ku could be found as shown in Figure 6.

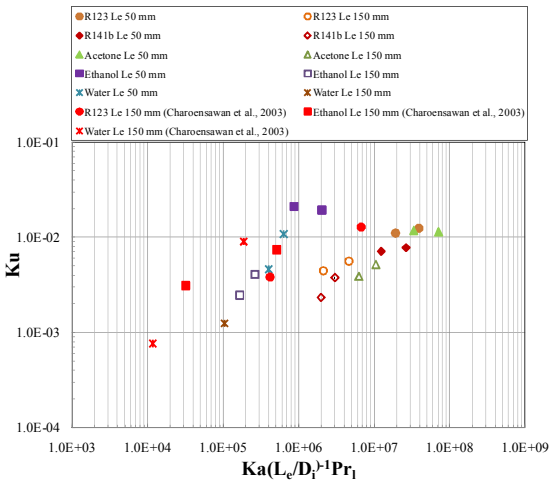


Fig. 6: Relation of $Ka(Le/Di)^{-1}Pr_l$ on Ku

From Figure 6, the least square curve fitting was used to find the correlation in power form as shown in Equation (9) with $R^2 = 0.80$ and STD = 28.70%.

$$Ku = 5.873x10^{-3}Ka^{0.158}(L_e/D_i)^{-1.012}Pr_l^{0.816} \quad (9)$$

When working fluid's properties and tube's dimensions according to experiments in the part study of Charoensawan *et al.* (2003) was substituted in the correlation to verify the reliability for prediction, it was found that the correlation can fairly well predict. However, some data have quite difference in Ku_{model} and Ku_{exp} since heat fluxes in the past study were found to be the maximum heat fluxes while the heat fluxes in this study were an average heat fluxes among all repetitions in the same experimental configuration.

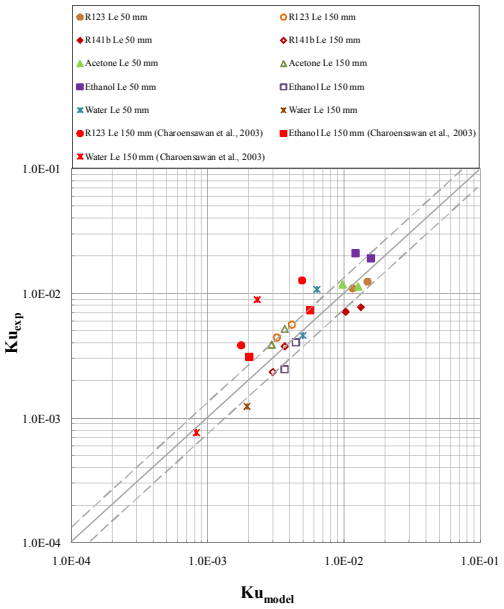


Fig. 7: Relation of Ku_{model} on Ku_{exp}

4. Conclusion

The effect of working fluid types on the thermal performance of the vertical CLPHPs has been thoroughly investigated. It can be concluded that Karman number (Ka), Aspect ratio (L_e/D_i) and Prantl number (Pr_l) can reasonably represent the effect of working fluid types on thermal performance of the vertical CLPHPs through a term of Kutateladze number (Ku).when Ka and Prl increased, Ku increased. On the other hand, when Aspect ratio increased, Ku decreased. In addition, the correlation describing the effect of working fluid types and also effect of tube's dimensions on the Ku was successfully established as $Ku = 5.873x10^{-3} Ka^{0.158}(L_e/D_i)^{-1.012}Pr_l^{0.816}$ with $R^2 = 0.80$ and STD = 28.70%. This correlation will be very useful for heat pipe designers who attempt to find the working fluid type that suits for individual application.

5. Acknowledgement

This research has been supported by the Thailand Research Fund (TRF.), Thailand (contract number MRG5480283), Heat Pipe and Heat System Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, The Graduate School, and Chiang Mai University. The authors would like to express their sincere appreciation for all of the support provided.

6. References

[1] Akachi, H., Polasek, F. and Stulc,P.,*Pulsating Heat Pipe*. Proc. of the 5th International Heat Pipe Symposium. Melbourne Australia., pp. 208-217, 1995.

[2] Chareonsawan, P., Khandekar, S., Groll, M. and Terdtoon, P., *Closed-Loop Pulsating Heat Pipe Part A: Parametric* Experimental Investigations. Applied Thermal Engineering.Vol. 23, pp. 2009-2020, 2003.

[3] Charoensawan, P., Terdtoon, P., Tantakom, P. and Ingsuwan, P., *Effect of Evaporator Section Lengths, Number of Turns and Working Fluid on InternalFlow Patterns of a Vertical Closed-LoopOscillating Heat Pipe*.Procs.ofthe 7thInternational Heat Pipe Symposium. Jeju Korea., pp. 360-367,2003

[4] Maezawa, S., Gi, K.Y., Minamisawa, A. and Akachi, H., *Thermal Performance of Capillary TubeThermosyphon*. Procs.of theIX International Heat Pipe Conference. Albuquerque USA. Vol. II., pp. 791-795,1995.

[5] Sakulchangsatjatai, P., Terdtoon, P.,Wongratanaphisan, T., Kamonpet, P.and Murakami, M., *Operation Modeling of Closed-End and Closed-Loop Oscillating Heat Pipe at Normal Operating Condition*.Applied Thermal Engineering Vol.24, pp.995-1008, 2004

[6] Zhang, X. M., Xu, J. L. and Zhou, Z. Q., *Experimental Study of a Pulsating Heat Pipe Using FC-72, Ethanol and Water as Working Fluid*. Experimental Heat Transfer: A Journal of Thermal Generation,Transport, Storage and Conversion. Vol.17, pp. 47-67, 2004.