



ปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลขณะเกิดการเดือด
ขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามโน้มถ่วง
FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER PHENOMENA OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD

ชนากานต์ จรูญเลิศทรัพย์
CHANAKARN JAROONLERTSUB

ณัฐพนธ์ ห้าวหาญ
NATTAPON HAOHARN

สุวิมล สุจิตรา
SUWIMON SUCHITRA

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลขณะเกิดการเดือด
ขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามโน้มถ่วง
FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER PHENOMENA OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
หลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER PHENOMENA OF MICRO-SCALE FLOW
BOILING IN SERPENTINE TUBE PARALLEL TO GRAVITATIONAL FIELD



CHANAKARN JAROONLERTSUB

NATTAPON HAOHARN

SUWIMON SUCHITRA

A PROJECT SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF THE REQUIREMENT
FOR THE DEGREE OF BACHELOR OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
PRINCE OF CHUMPHON CAMPUS

2022

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2023

DEPARTMENT OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

PRINCE OF CHUMPHON CAMPUS

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร
ใบรับรองปริญญาานิพนธ์

หัวข้อปริญญาานิพนธ์ ปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลขณะเกิดการเดือด
ขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามโน้มถ่วง

Project Title Fluid flow and heat transfer phenomena of micro-scale flow
boiling in serpentine tube parallel to gravitational field



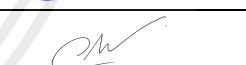
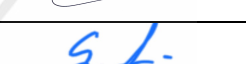

ชื่อนักศึกษา นางสาวชนากานต์ จรูญเลิศทรัพย์ รหัสประจำตัว 62201042
 นายณัฐพนธ์ ห้าวหาญ รหัสประจำตัว 62201049
 นางสาวสุวิมล สุจิตรา รหัสประจำตัว 62201107

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.ศิระ สายสร

ปริญญาานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปริญญาานิพนธ์			ลายมือชื่อ
ผศ.ววรรษชล	วัฒนธรรม	กรรมการสอบ	
ผศ.ดร.อดิเรก	สุริยะวงศ์	กรรมการสอบ	
รศ.วชร	กาลาสี	กรรมการสอบ	
ดร.ศักรินทร์	ชินกุลพิทักษ์	กรรมการสอบ	
รศ.ดร.ศิระ	สายสร	อาจารย์ที่ปรึกษา	

วัน/เดือน/ปี ที่สอบ 13 มิถุนายน 2566 เวลา 09.00 – 19.00 น.

สถานที่สอบ ณ ห้องประชุม A309

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ณัฐพงศ์ รัตนเดช)
หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์
วันที่ 16 มิถุนายน พ.ศ. 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อปริญญานิพนธ์	ปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลขณะเกิดการเดือด ขนาดไมโครภายในท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามโน้มถ่วง	
ชื่อนักศึกษา	นางสาวชนากานต์ จรุงเลิศทรัพย์	รหัสประจำตัว 62201042
	นายณัฐพนธ์ ห้าวหาญ	รหัสประจำตัว 62201049
	นางสาวสุวิมล สุจิตรา	รหัสประจำตัว 62201107
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต	
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล	
อาจารย์ที่ปรึกษา	รศ.ดร.ศิระ สายศร	
ปริญญานิพนธ์		

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเกี่ยวกับการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และลักษณะรูปแบบการไหลในลักษณะต่างๆ แบบสองสถานะ โดยใช้สารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการไหลเดือด ภายในท่อไมโครชาแนล ซึ่งมีลักษณะเป็นท่อเซอร์เพนไทน์ ที่วางอยู่ในตำแหน่งขนานกับแนวโน้มถ่วง ที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในขนาด 1 มิลลิเมตร และมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 1.66 มิลลิเมตร โดยที่มีการป้อนฟลักซ์มวล 254,381 และ 509 kg/m²s และฟลักซ์ความร้อนอยู่ในช่วง 0.1-10 kW/m² มีการใช้ความดันที่ 6 , 7 และ 8 bar พื้นผิวท่อมีสภาวะฟลักซ์ความร้อนคงที่และเก็บผลการทดลองของการไหลขณะเกิดการเดือด พบรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบการไหล Bubbly flow , Gas plug flow , Slug flow , Throat-annular flow , Churn flow , Annular flow และในส่วนของความดันลดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มฟลักซ์มวลความร้อนหรือมวลฟลักซ์สูงขึ้นและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่เพิ่มขึ้น

คำสำคัญ : ท่อเซอร์เพนไทน์ , การไหลแบบเดือด , แรงโน้มถ่วง , สารทำความเย็น R-134a

Project Title	Fluid flow and heat transfer phenomena of micro-scale flow boiling in serpentine tube parallel to gravitational field	
Student	Miss. Chanakarn Jaroonlertsab	Student ID 62201042
	Mr. Nattapon Haoharn	Student ID 62201049
	Miss. Suwimon Suchitra	Student ID 62201107
Degree	Bachelor of Engineering	
Program	Mechanical Engineering	
Project Advisor	Assoc. Prof. Dr. Sira Saisorn	

ABSTRACT

This research is to study the heat transfer coefficient, and various flow profiles in two states by using refrigerant R-134a during boiling. Inside the microchannel tube which looks like a serpentine tube that is positioned parallel to the counterweight trend with an inner diameter of 1 mm and an outer diameter of 1.66 mm, with a mass input of 254,381 and 509 kg/m²s and a heat flux in the range of 0.1-10 kW/m²s. Using pressures of 6, 7 and 8 bar, the tube surface was in constant heat flux condition and the results of the flow during boiling were collected. A total of 6 flow patterns were found, bubbly flow, gas plug flow, slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and in the pressure drop tended to increase with increasing heat mass flux. Or the flux mass is higher, and the heat transfer coefficient is increased with increasing amount of heat flux.

Keywords : Serpentine tube , Boiling flow , Gravity , Refrigerant R-134a

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยความกรุณาจาก รศ.ดร.ศิระ สายศร อาจารย์ที่ปรึกษา
ปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ และ นายสุภัทรชัย ควรตะขบ ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์ร่วม ที่ให้คำปรึกษา
คำแนะนำ แนวคิด ความรู้ต่างๆ อีกทั้งช่วยแก้ไขปัญหาดังกล่าว ตลอดจนขั้นตอนและวิธีการในการทำ
ปริญญาานิพนธ์

บุคคลที่ขาดมิได้คือ บิดา มารดา ผู้มีพระคุณและเป็นที่ยศพรัก ที่คอยให้การสนับสนุนและ
กำลังใจแก่คณะผู้จัดทำเสมอมาและผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างยิ่งและขอขอบคุณ พี่ๆ เพื่อนๆ
นักศึกษาที่คอยช่วยเหลือแนะนำและสนับสนุนในทุกๆ ด้านรวมถึงกำลังใจซึ่งทำให้การจัดทำปริญญาานิพนธ์
นี้สำเร็จลุล่วง คณะผู้จัดทำหวังว่าปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้จะมีประโยชน์ไม่มากนักน้อยต่อผู้ที่สนใจศึกษา
เกี่ยวกับปรากฏการณ์การไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลขณะเกิดการเดือดขนาดไม่โครภายใน
ท่อเซอร์เพนไทน์ที่ขนานกับสนามโน้มถ่วง

นางสาวชนากานต์ จรุงเลิศทรัพย์

นายณัฐพันธ์ ห้าวหาญ

นางสาวสุวิมล สุจิตรา

25 พฤษภาคม 2566

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญรูป	VII
สัญลักษณ์	XI
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 สมมุติฐานของโครงการ	1
1.4 ทฤษฎีหรือแนวคิดที่ใช้ในโครงการ	2
1.5 ขอบเขตของโครงการ	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.7 ขั้นตอนการดำเนินโครงการ	3
1.8 ระยะเวลาในการทำงาน	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง	5
2.2 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง	7
2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	22
2.4 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะที่พบในท่อขนาดไมโครของสารทำความเย็น	24
R-134a	
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	27
3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง	27

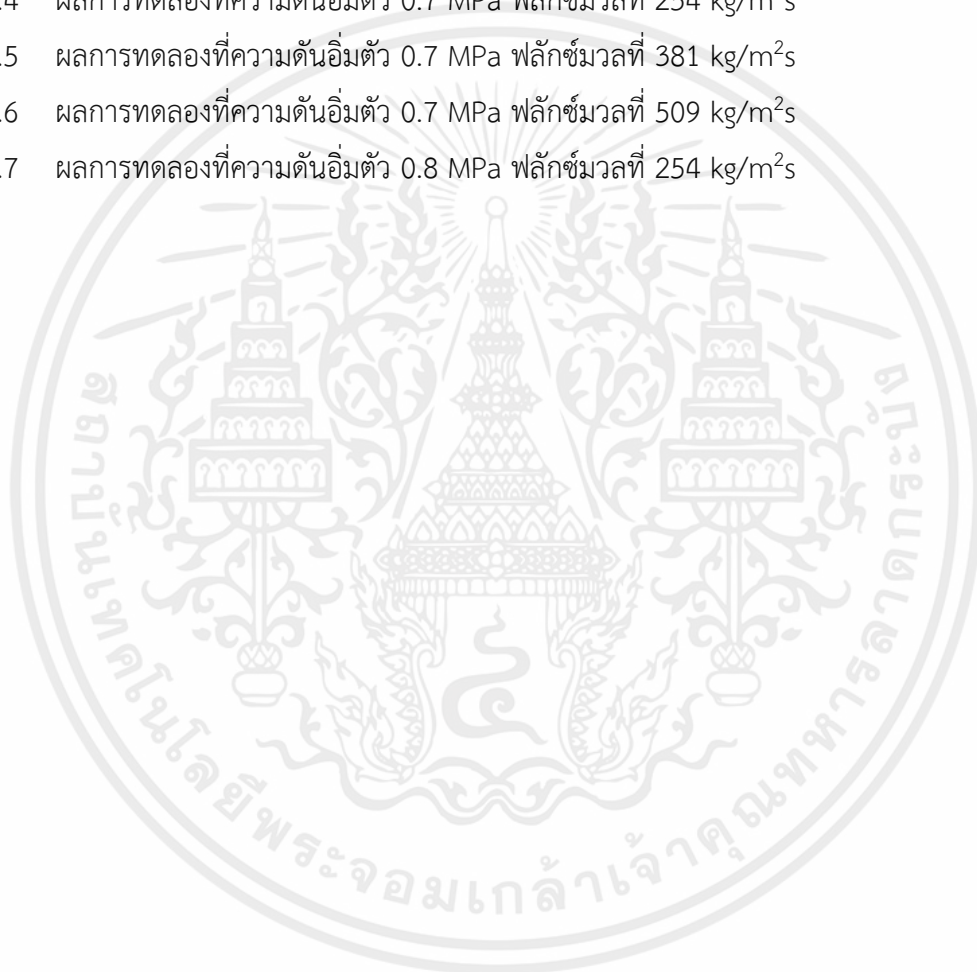
3.2 หลักการทำงานและหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์	28
--	----

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง	39
3.4 ขั้นตอนการทดลอง	41
3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง	42
บทที่ 4 ผลและวิจารณ์ผลการทดลอง	43
4.1 การทดลองสมดุลของพลังงาน	43
4.2 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)	44
4.3 ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	43
4.4 ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ที่ค่าพลาซึมวลคงที่	50
4.5 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)	52
4.5.1 รูปแบบลักษณะ Flow pattern ทั้ง 6 แบบพบในการทดลองสองสถานะ	52
บทที่ 5 สรุปและข้อเสนอแนะ	55
5.1 สรุปผลการทดลอง	55
5.2 ปัญหาที่พบในการทดลอง	55
5.3 ข้อเสนอแนะ	56
เอกสารอ้างอิง	57
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น	60
ภาคผนวก ข ข้อมูลการทดลอง	73
ภาคผนวก ค ตัวอย่างการคำนวณ	82
ภาคผนวก ง ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ	91
ภาคผนวก จ การเปิดระบบก่อนทำการทดลอง	93
ภาคผนวก ฉ การตั้งค่าเครื่องวัดการไหลของมวลเป็นศูนย์	97
ภาคผนวก ช การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ	99

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
ข.1	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	74
ข.2	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m ² s	75
ข.3	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m ² s	76
ข.4	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	77
ข.5	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m ² s	79
ข.6	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m ² s	80
ข.7	ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m ² s	81



สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
1.1	ตัวแปรต้น	2
1.2	ตัวแปรตาม	2
1.3	แผนผังการออกแบบและดำเนินงาน	3
2.1	แผนภาพการไหลภายในท่อ	5
2.2	การเปลี่ยนแปลงของพื้นที่ผิวท่อและอุณหภูมิของเหลวเฉลี่ยตามท่อในกรณีทีฟลักซ์ความร้อนพื้นผิวคงที่	12
2.3	แผนผังของสภาพรัศมีหนึ่งมิติ	14
2.4	P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน NIST	14
2.5	แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ	15
2.6	วงจรความร้อน	18
2.7	แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย	20
2.8	แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแต่ละตำแหน่งใดๆ	21
2.9	Bubbly flow Revellin and Thome.	24
2.10	Gas plug flow Revellin and Thome.	24
2.11	Slug flow Saisorn et al.	24
2.12	Throat-annular flow Saisorn et al.	25
2.13	Churn flow Saisorn et al.	25
2.14	Annular flow Saisorn et al.	26
2.15	Annular-rivulet flow Saisorn et al.	26
3.1	เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง	27
3.2	Receiver tank	28
3.3	Condensing unit	28
3.4	Inline filter	28
3.5	Filter drier	29
3.6	DC Power supply	29
3.7	Electrical control box	29
3.8	Differential pressure transmitter	30

3.9	Heater	30
-----	--------	----

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
3.10	Pressure gauge	30
3.11	ถังสแตนเลส	31
3.11	ขดคอยล์เย็น	31
3.11	ขดคอยล์ร้อน	31
3.11	มอเตอร์ขับใบกวน	31
3.12	Digital clamp meter	31
3.13	Micro gear pump	32
3.14	ฉนวน Aero flex	32
3.15	Mass flow meter และ Transmitter	33
3.16	Hi tec inverter	33
3.17	Thermometer	33
3.18	Data logger รุ่น GL800 รุ่น GL220	34
3.19	Sight glass	34
3.20	กล้อง High speed shutter	34
3.21	LED Light source	35
3.22	Thermocouple Type T	35
3.23	Vacuum pump	36
3.24	การต่อสายเทอร์โมคัปเปิล	37
3.25	แผนภาพชุด Test section	38
3.26	วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง	39
4.1	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและค่าความร้อนที่สูญเสีย	42
4.2	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s	44
4.3		44

กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 381 kg/m²s

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
4.4	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 509 kg/m ² s	46
4.5	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 , 381 และ 509 kg/ m ² s	46
4.6	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s	47
4.7	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 381 kg/m ² s	48
4.8	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 509 kg/m ² s	48
4.9	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 , 381 และ 509 kg/m ² s	49
4.10	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s	49
4.11	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 254 kg/m ² s ที่ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa	50
4.12	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 381 kg/m ² s ที่ความดัน 0.6 , 0.7 MPa	51

4.13	กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ พลักซ์ความร้อนที่ค่าพลักซ์มวล $509 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดัน 0.6 , 0.7 MPa	52
------	---	----

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
4.14	รูปแบบ Bubbly flow	52
4.15	รูปแบบ Plug flow	53
4.16	รูปแบบ Slug flow	53
4.17	รูปแบบ Throat-annular flow	53
4.18	รูปแบบ Churn flow	54
4.19	รูปแบบ Annular flow	54
ก.1	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0002 kg/s , $T=21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	61
ก.2	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flow 0.0002 kg/s , $T=21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	61
ก.3	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0002 kg/s , $T=21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	61
ก.4	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	62
ก.5	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	62
ก.6	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0003 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	63
ก.7	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flow 0.0003 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	63
ก.8	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0003 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	63
ก.9	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0003 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	63
ก.10	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0003 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	64
ก.11	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0004 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	64
ก.12	รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0004 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	64
ก.13	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0004 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	65
ก.14	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0004 kg/s , $T= 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$	65
ก.15	รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$	65
ก.16	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$	66
ก.17	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$	66
ก.18	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$	66
ก.19	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0002 kg/s , $T= 26 \text{ }^{\circ}\text{C}$	67

ก.20	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	67
ก.21	รูปแบบการไหลแบบ Gas Plug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	68
ก.22	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	68

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่		หน้า
ก.23	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	68
ก.24	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	69
ก.25	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C	69
ก.26	รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C	69
ก.27	รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C	70
ก.28	รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C	70
ก.29	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C	70
ก.30	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C	71
ก.31	รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 31 °C	71
ก.32	รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 31 °C	72
ก.33	รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 31 °C	72
จ.1	ตู้ Control	94
ข.1	การตรวจสอบรอยรั่วตามจุดต่างๆ	100

สัญลักษณ์

สัญลักษณ์

ความหมายสัญลักษณ์

A	Area, m ²
Bo	Boiling number
Co	Confinement number
Cp	Specific heat, KJ/kg·°c
D	Diameter, m
D_h	Hydraulic diameter (m)
E	Energy
f	Friction factor
G	Mass flux, kg/m ² s
g	Acceleration due to gravity, m/s ²
I	Current, A
i	Enthalpy, KJ/kg
k	Thermal conductivity, W/m ² °c
L	Length, m
MAE	Mean absolute error
\dot{m}	Mass flow rate, kg/s
Nu	Nusselt number
P	Pressure, bar
P_f	Pressure drops, bar
Pr	Prandtl number
Q	Heat energy, W
Q_{fluid}	Heat applied to the fluid, W
Q_{IV}	Heat applied to test section, $IV \quad q_{in} = IV, W$
Q_{loss}	Heat loss, W

สัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์

ความหมายสัญลักษณ์

\dot{q}	Volumetric heat generation, W/m ³
R	Thermal resistance, K/W
Ra	Rayleigh number
Re	Reynolds number
r	Radius, m
V	Voltage, V
q''	Heat flux, W/m ²
v	Velocity, m/s
T	Temperature, °C
T_{∞}	Ambient temperature, °C
x	Vapor quality

Subscript

ความหมาย Subscript

acc	Acceleration
avg	Average
conv	Convection
exp	Experimental
fluid	Fluid
F g	Vaporization
G	Gravitation
h	Hydraulic
in	inner



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันนี้ระบบการถ่ายเทความร้อนแบบการไหลเดือดมีความสำคัญหลายด้านในการดำเนินชีวิต เช่น ระบบการทำความเย็น ระบบควบคุมความร้อน เครื่องปรับอากาศ หรือกระบวนการผลิตในอุตสาหกรรมต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นการเพิ่มหรือการลดอุณหภูมิในการผลิตจึงจำเป็นต้องใช้สารทำความเย็นในการถ่ายเทความร้อน ซึ่งการใช้เทคโนโลยีมีบทบาทสำคัญต่างๆ เพื่อการระบายความร้อนที่ประหยัดพลังงานมากยิ่งขึ้นและมีคุณสมบัติสารทำความเย็นต่อการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นเราสามารถนำระบบการถ่ายเทความร้อนก็สามารถลดการใช้เชื้อเพลิงและยังจะเป็นการลดมลพิษลงด้วย เราจึงจำเป็นต้องศึกษาถึงเทคโนโลยีการไหลและการถ่ายเทความร้อน เพื่อไปใช้ในการปรับปรุงอุปกรณ์ให้มีประสิทธิภาพมากขึ้น การทำงานที่คุ้มค่า งบประมาณ และสิ่งแวดล้อม ซึ่งปัจจุบันนี้เทคโนโลยีได้รับการพัฒนาอย่างรวดเร็ว เพื่อการตอบโต้ภัยความต้องการของมนุษย์ เทคโนโลยีสมัยใหม่จึงมีขนาดเล็ก แต่มีคุณภาพสูง ใช้สอยได้สะดวกสบาย

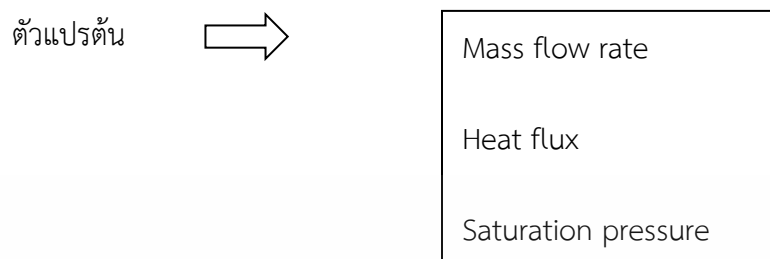
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

เพื่อศึกษารูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนในท่อเซอร์เพนไทน์ขนาดไมโคร ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 mm และมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกขนาด 1.66 mm ซึ่งวางอยู่ในแนวโน้มถ่วงขณะเกิดการไหลเดือด

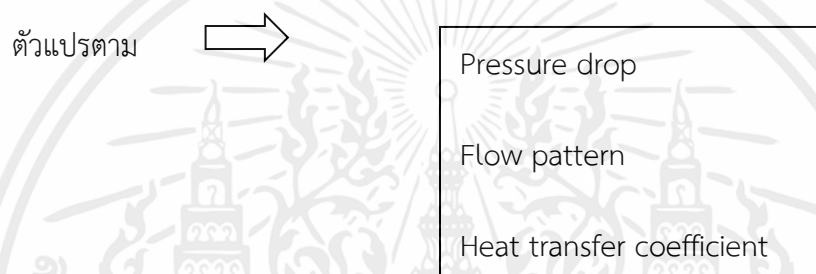
1.3 สมมติฐานของโครงการ

1. รูปแบบการไหลที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อน
2. ทิศทางการไหลที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
3. ความดัน อุณหภูมิ ฟลักซ์ความร้อน และฟลักซ์เชิงมวลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในโครงการ



รูปที่ 1.1 ตัวแปรต้น



รูปที่ 1.2 ตัวแปรตาม

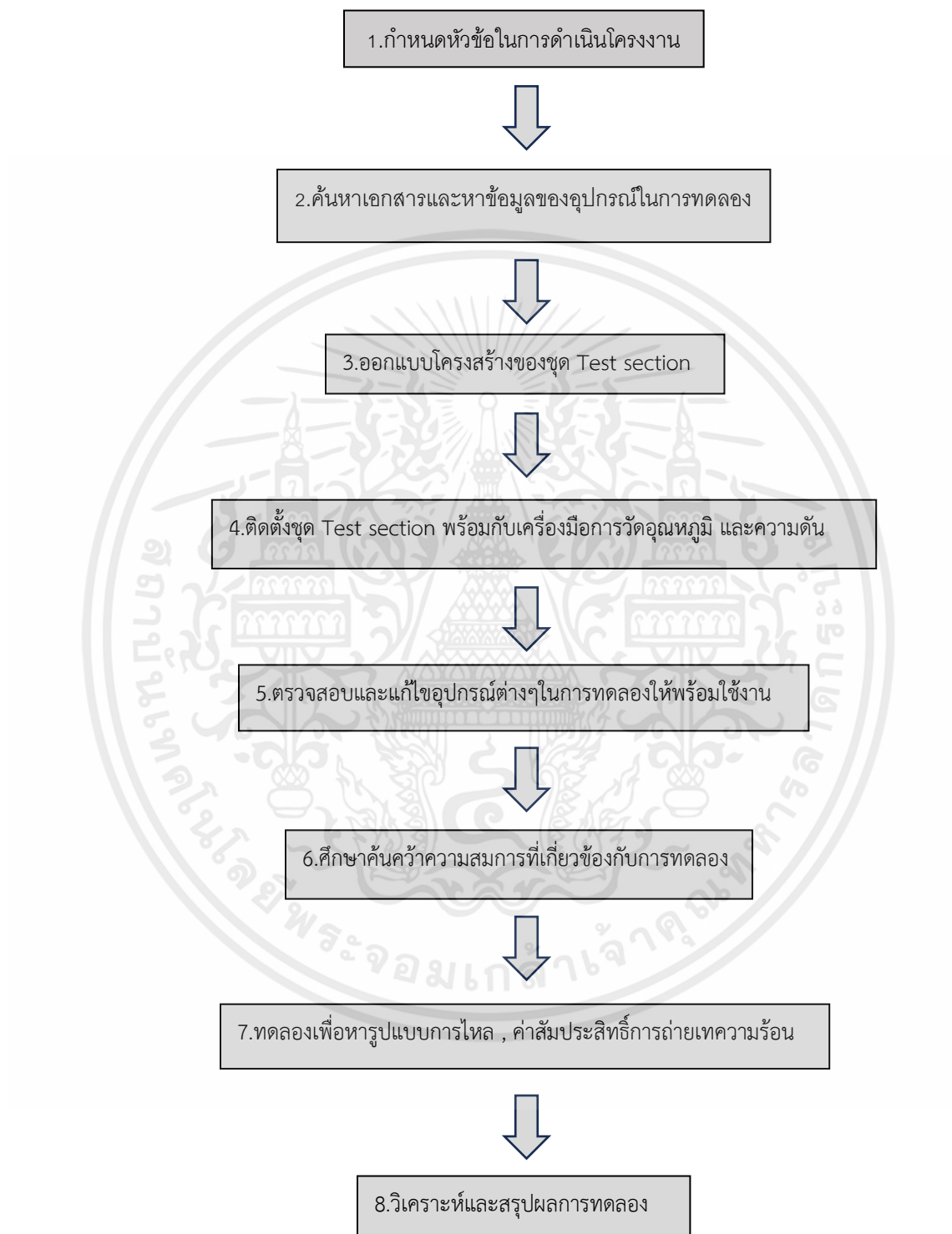
1.5 ขอบเขตของโครงการ

1. ใช้ท่อเซอร์เพนไทน์ในทิศทางการไหลในแนวโน้มถ่วง
2. ทดลองการไหลขณะเกิดการเดือดของสารทำความเย็น R-134a เท่านั้น
3. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 1 mm ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 1.66 mm
4. การให้ความร้อนที่ผิวท่อเป็นแบบความร้อนฟลักซ์คงที่ (Constant surface heat flux)
5. ท่อสแตนเลสเกรด 316 มีลักษณะแนวโน้มถ่วง ยาวทั้งหมด 1247 mm ตัดให้โค้ง 180 °
รัศมีความโค้ง 3 mm
6. ความดันทดสอบที่ 6, 7 และ 8 bar ฟลักซ์มวลและมีฟลักซ์ความร้อน 0.1- 10 kW/m²

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ข้อมูลรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน ของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการไหลเดือดในท่อโค้งซึ่งมีทิศทางการไหลในแนวโน้มถ่วง
2. ข้อมูลการทดลองการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น R-134a ในท่อโค้ง

1.7 ขั้นตอนการศึกษาดำเนินงาน



รูปที่ 1.3 แผนผังการออกแบบและดำเนินงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.8 ระยะเวลาการทำงาน

กิจกรรม	ระยะเวลาในการดำเนินการ 2565-2566													
	พ.ค.	มิ.ย.	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	
1.กำหนดหัวข้อในการดำเนินงาน	←→													
2.สำรวจเอกสาร และศึกษาข้อมูล พื้นฐานของอุปกรณ์		←→												
3.ศึกษาข้อมูล ของอุปกรณ์ใน การทดลอง			←→											
4.ศึกษา ค้นคว้า สมการที่เกี่ยวข้อง							←→							
5.ตรวจสอบความเรียบร้อยของอุปกรณ์ เพื่อทำการทดลอง										←→				
6.ทดลองการใช้งาน เพื่อหาคำนวนหา ค่า สัมประสิทธิ์ ถ่ายเทความร้อนและ ความดันที่สูญเสีย											←→			
7.วิจารณ์และสรุปผล การทดลอง												←→		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีในการออกแบบอุปกรณ์การทดลอง

2.1.1 การคำนวณค่าของ Hydrodynamic entry length และ Thermal length เพื่อที่สามารถทราบความยาวที่เหมาะสมในการวัดอุณหภูมิ โดยจากการคำนวณรูปแบบการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) โดยที่ค่า Hydrodynamic entry length ถูกประมาณได้เป็นดังสมการที่ 2.1

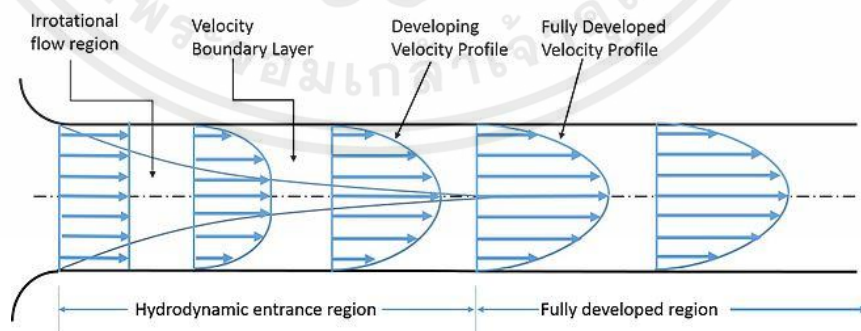
$$L_{h,laminar} \approx 0.05 ReD \quad (2.1)$$

และสำหรับ Thermal entry length ถูกประมาณได้เป็น

$$L_{h,laminar} \approx 0.05 RePrD = PrL_{h,lamina} \quad (2.2)$$

สำหรับการคำนวณค่ารูปแบบการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) โดยที่ค่า Hydrodynamic entry length และ Thermal length จะสั้นกว่ารูปแบบการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) โดยสามารถประมาณได้ดังสมการที่ 2.3

$$L_{h,turbulent} \approx L_{t,turbulent} \approx 10 D \quad (2.3)$$



รูปที่ 2.1 แผนภาพการไหลภายในท่อ [6.]

การคำนวณค่า Nusselt Number โดยใช้สมการ Dittus-Boelter

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Hydrodynamically and Thermally) ภายในท่อที่มีพื้นผิวเรียบ จำนวน Nusselt ในพื้นที่จะหาได้จากสมการ Dittus-Boelter ที่รู้จักกันดี โดยมีสมการดังสมการที่ 2.4

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.4)$$

โดยที่ สำหรับการทำความร้อน $n = 0.4$ และ สำหรับการทำความเย็นของของไหลที่ไหลผ่านท่อ $n = 0.3$

การคำนวณค่า Reynolds Number (Re)

Reynolds Number คืออัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงหนืดและเป็นพารามิเตอร์สำหรับการทำนายว่าสถานะการไหลจะเป็น Laminar และ Turbulent

เมื่อแรงเฉื่อยมีอิทธิพลเหนือแรงหนืด จะมีค่า Re มาก ดังนั้น Reynolds Number (Re) สามารถหาได้จาก สมการที่ 2.5

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (2.5)$$

- เมื่อ
- D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)
 - V คือ ความเร็วของของเหลว (m/s)
 - ρ คือ ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)
 - μ คือ ค่าความหนืด dynamic viscosity (Pa.s)
 - ν คือ kinematic viscosity (m^2/s) ; $\nu = \mu / \rho$

Laminar flow

สำหรับการไหลที่มีค่า Reynolds number น้อยกว่า 2000 การไหลจะเป็นแบบราบเรียบ Laminar flow ซึ่งค่า Reynolds number ที่ยังสามารถยอมรับได้สำหรับการไหลในท่อกลม คือ $Re_{d,crit} = 2300$

Transitional flow

การไหลในช่วงของการไหลเปลี่ยนผ่าน ที่มีค่า Reynolds number อยู่ระหว่าง 2000 ถึง 4000 อัตราการไหลไม่คงที่เนื่องจากเกิดการปั่นป่วนของกระแสเหล่านี้บางครั้ง เรียกว่า กระแสการนำส่ง

Turbulent flow

หากค่า Reynolds number มากกว่า 3500 การไหลจะเกิดการปั่นป่วนของระบบของเหลวส่วนใหญ่ในโรงงานอุตสาหกรรม ทำงานด้วยการไหลแบบ Turbulent flow

การคำนวณค่า Prandtl number ค่า Prandtl number เป็นหมายเลขไร้มิติ

Prandtl number ถูกตั้งค่าเป็นอัตราส่วนของการแพร่ของโมเมนตัม (Momentum) ต่อการแพร่กระจายความร้อน โมเมนตัม (Momentum) การแพร่กระจายหรือตามปกติจะเรียกว่าความหนืดจลนศาสตร์

$$Pr = \frac{\text{viscous diffusion rate}}{\text{thermal diffusion rate}} \quad (2.6)$$

$$Pr = \frac{\mu/\rho}{k/(C_p)} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.7)$$

เมื่อ	ρ	คือ ความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)
	μ	คือ ค่าความหนืด dynamic viscosity ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
	k	คือ Thermal conductivity ($\text{kW}/\text{m}^3\text{C}$)
	C_p	คือ ค่าความร้อนจำเพาะ Specific heat ($\text{kJ}/\text{kg } ^\circ\text{C}$)

ค่าของ Prandtl number , $Pr \ll 1$ หมายถึง การแพร่กระจายความร้อนมีอิทธิพลมาก และในขณะที่ค่า Prandtl number , $Pr \gg 1$ การแพร่ของโมเมนตัมจะครอบคลุมพฤติกรรม

2.2 ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง

ทฤษฎีที่ใช้สำหรับการทดลอง Single-Phase

สมดุลพลังงาน (Energy balance) การสมดุลกำลังของพลังงานความร้อนของระบบ โดยมีกำลังของพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับระบบจากการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อนและกำลังของพลังงานความร้อนที่ระบบที่เคยรับเนื่องจากมีความแตกต่างของค่าอุณหภูมิของห้องกับอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกท่อจึงทำให้เกิดการสูญเสียกำลังของพลังงานความร้อนเทียบกับเวลาออกจากระบบ ($loss Q$) จึงสามารถคำนวณหาค่ากำลังของพลังงาน ความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบในการไหลแบบสถานะเดียว จากสมการที่ 2.8

$$Q_{loss} = Q_{in} - Q_{fluid} \quad (2.8)$$

โดยที่ Q_{in} กำลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าให้กับระบบ (W) หาได้จากสมการ

$$Q_{in} = IV \quad (2.9)$$

เมื่อ I คือ กระแสไฟ (A)

V คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (V)

โดยที่ Q_{fluid} คือ กำลังของพลังงานความร้อนของสารทำงานที่ได้รับ (W) ได้จากสมการที่ (2.8)

$$Q_{fluid} = \dot{m}C_p\Delta T \quad \text{กรณี Single phase} \quad (2.10)$$

โดยที่ $\Delta T = T_{s,out avg} - T_{\infty}$

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

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (kJ/kg °C)

ΔT คือ ค่าความต่างของอุณหภูมิของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของช่วงทดสอบ (°C)

ซึ่งถ้าอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อมีความแตกต่างจากอุณหภูมิห้องมากก็จะทำให้เกิดการสูญเสียกำลังของพลังงานมากตามความแตกต่างของอุณหภูมิห้อง ดังนั้นจึงใช้ความสัมพันธ์ Thermal Resistance circuits กับ Energy Balance สร้างสมการเส้นตรง จะสามารถหาความสัมพันธ์ ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิห้องกับกำลังของพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ ดังสมการที่ 2.8

ค่าความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบในการไหลแบบสถานะเดียว

$$Q_{loss} = IV - \dot{m}C_p(T_{s,outer,avg} - T_{\infty}) \quad \text{กรณี single phase} \quad (2.11)$$

สำหรับกรณีของ Two phase สามารถหาได้จาก

สมดุลพลังงาน

$$\dot{m}(i)_{in} + IV - \dot{m}(i)_{out} - Q_{loss} = 0$$

จัดรูป

$$Q_{loss} = IV - \dot{m}(i_{out} - i_{in}) \quad (2.12)$$

เมื่อ i_{out} คือ เอนทาลปีที่ทางออก Test -section (kJ/kg)

i_{in} คือ เอนทาลปีที่ทางเข้า Test -section (kJ/kg)

เนื่องจาก การหาค่า i_{out} และ i_{in} นั้นขั้นตอนซับซ้อนดังนั้นเราจึงให้แบบ Single Phase เพราะทราบอุณหภูมิพื้นผิวด้านนอกท่อ และ อุณหภูมิบริเวณรอบ Test section

ทำการพล็อตกราฟให้กราฟ y เป็นค่า Q_{loss} และแกน x เป็นค่า ΔT จากสมการที่ 2.11 จะได้กราฟความชันของสมการ ซึ่งจะนำไปคำนวณหาค่า พลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบได้ในการคำนวณการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase flow)

$$Q_{loss} = constant(T_s - T_{room}) \quad (2.13)$$

เมื่อ T_s คือ อุณหภูมิที่พื้นผิวด้านนอก (°C)

T_{room} คือ อุณหภูมิรอบๆ Test- section ที่วัดโดยเทอร์มิสเตอร์ (°C)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (The local heat transfer coefficient)

The local heat transfer coefficient ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ การหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ แตกต่างจากการหาแบบเฉลี่ย โดยพิจารณาจากจุดตำแหน่งติดตั้ง Thermocouple ที่ตำแหน่ง x ใดๆ

$$\text{The local haet transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{wall,in(n)} - T_{fluid,(n)}} \quad (2.14)$$

หรือ

$$h_{loc,(n)} = \frac{q''}{T_{wall,in,(n)} - T_{fluid,(n)}} \quad (2.15)$$

เมื่อ $h_{loc,(n)}$ คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ (W/m²°C)

q'' คือ ฟลักซ์ความร้อน (w/m²)

$T_{wall,in,(n)}$ คือ อุณหภูมิที่ตำแหน่งใดๆ ของพื้นผิวด้านในท่อ (°C)

$T_{fluid,(n)}$ คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ (°C)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average Heat transfer coefficient)

การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของสารทำงานช่วง Test section จะคำนวณตามสมการดังนี้

$$\text{Average Heat transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{wall,in,avg} - T_{fluid,avg}} \quad (2.16)$$

หรือ

$$h_{avg} = \frac{q''}{T_{wall,in,avg} - T_{fluid,avg}} \quad (2.17)$$

เมื่อ h_{avg} คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (W/m²°C)

q'' คือ ฟลักซ์ความร้อน (W/m²)

$T_{wall,in,avg}$ คือ อุณหภูมิที่พื้นผิวท่อด้านในเฉลี่ยแต่ละตำแหน่งที่ติดตั้ง Thermocouple (°C)

$T_{fluid,avg}$ คือ อุณหภูมิของสารทำงานเฉลี่ย (°C)

ค่านัสเซลน์เบอร์ ณ ตำแหน่งใดๆ (Local nusselt number)

ค่านัสเซลน์เบอร์เฉพาะจุด เป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อน ณ ตำแหน่งใดๆในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ 2.18

$$Nu_{(n)} = \frac{h_{local,n} \times r^2}{k_{f,n}} \quad (2.18)$$

เมื่อ $Nu_{(n)}$ คือ ค่านัสเซลน์เบอร์เฉพาะจุด

$h_{local,n}$ คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (W/m²°C)

r คือ รัศมีภายในท่อ

k คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของ fluid local, n (kW/m°C)

ฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ ในส่วนของ Test- section และประมาณโดยสมการต่อไปนี้

$$q'' = \frac{Q - Q_{loss}}{\pi DL} \quad (2.19)$$

เมื่อ Q คือ ค่าพลังงานความร้อนที่ได้รับจากการเปลี่ยนพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานความร้อน (kW)

Q_{loss} คือ ค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียช่วงของชุดทดสอบ (kW/m²)

D คือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

L คือ ความยาวของท่อทดสอบ (m)

อุณหภูมิ (Temperature)

อุณหภูมิของของไหล (Temperature fluid) ในสมการ ค่าอุณหภูมิของของไหล The local temperature ที่ตำแหน่งใดๆ ของสารทำงาน T_{fluid} สามารถคำนวณได้ดังนี้

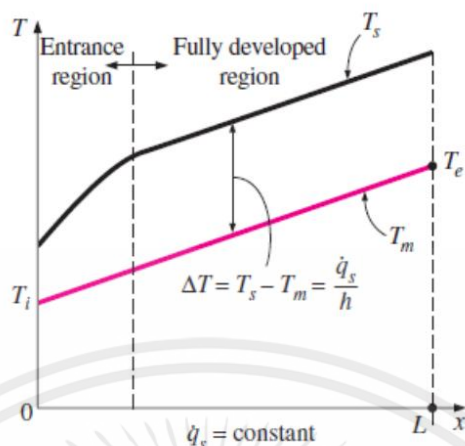
$$T_{fluid,(n)} = T_{fluid,in} + \frac{q''\pi r_{in}L}{mC_p} \quad (2.20)$$

เมื่อ $T_{fluid,in}$ คือ อุณหภูมิของของไหลทางเข้า (°C)

L คือ ระยะทางตามแนวแกน (m)

m คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

C_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของของไหล



รูปที่ 2.2 การเปลี่ยนแปลงของพื้นผิวท่อและอุณหภูมิของเหลวเฉลี่ยตามท่อในกรณีที่ฟลักซ์ความร้อนพื้นผิวคงที่ [7]

อุณหภูมิภายในของพื้นผิวของท่อผนังด้านในที่ตำแหน่งใดๆ (The local temperature of the inner wall surface) สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้ สำหรับแต่ละตำแหน่ง สังเกตว่าผนังด้านในสามารถรับอุณหภูมิได้ด้วยอาศัยการนำความร้อนแบบหนึ่งมิติผ่านผนังท่อในสถานะคงที่ ผ่านผนังท่อด้วยการสร้างความร้อนด้านใน

$$T_{wall,in}(n) = T_{wall,out}(n) + \frac{\dot{q}}{4k} (r_{out}^2 - r_{in}^2) + \frac{\dot{q}r_{out}^2}{2k} \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right) \quad (2.21)$$

- เมื่อ $T_{wall,in}(n)$ คือ อุณหภูมิภายในผิวท่อ ($^{\circ}\text{C}$)
 $T_{wall,out}(n)$ คือ อุณหภูมิภายนอกผิวท่อ ($^{\circ}\text{C}$)
 \dot{q} คือ ความร้อนเชิงปริมาตร (Volumetric heat generation)(W/m^3)
 r_{out} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)
 r_{in} คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
 K คือ ค่าการนำความร้อนของท่อ ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)

หมายเหตุ

1. ใช้สำหรับทรงกระบอกกลาง
2. Heat generation $\neq 0$
3. สภาวะคงตัว 1 มิติ
4. Insulation

จากนั้นโดยหา $T_{wall,in,1/18}$ ถึง $T_{wall,in,18/18}$ จากสมการ หลังจากนั้นจึงจะนำมาหาค่าเฉลี่ย $T_{wall,avg}$

$$T_{wall,avg} = \frac{T_{wall,1st} + T_{wall,in,18th}}{18} \quad (2.22)$$

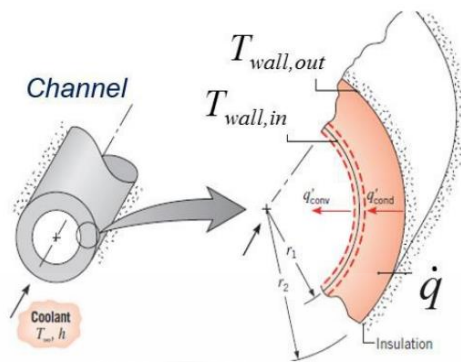
ค่า K_n ค่าการนำความร้อนของท่อ (Thermal Conductivities Tube) นำค่าการนำความร้อนและอุณหภูมิพื้นผิวท่อด้านนอกของท่อ สร้างสมการเส้นตรง

$$K_n = 0.0173 (T_{well,out,n}) + 14.4249 \quad (2.23)$$

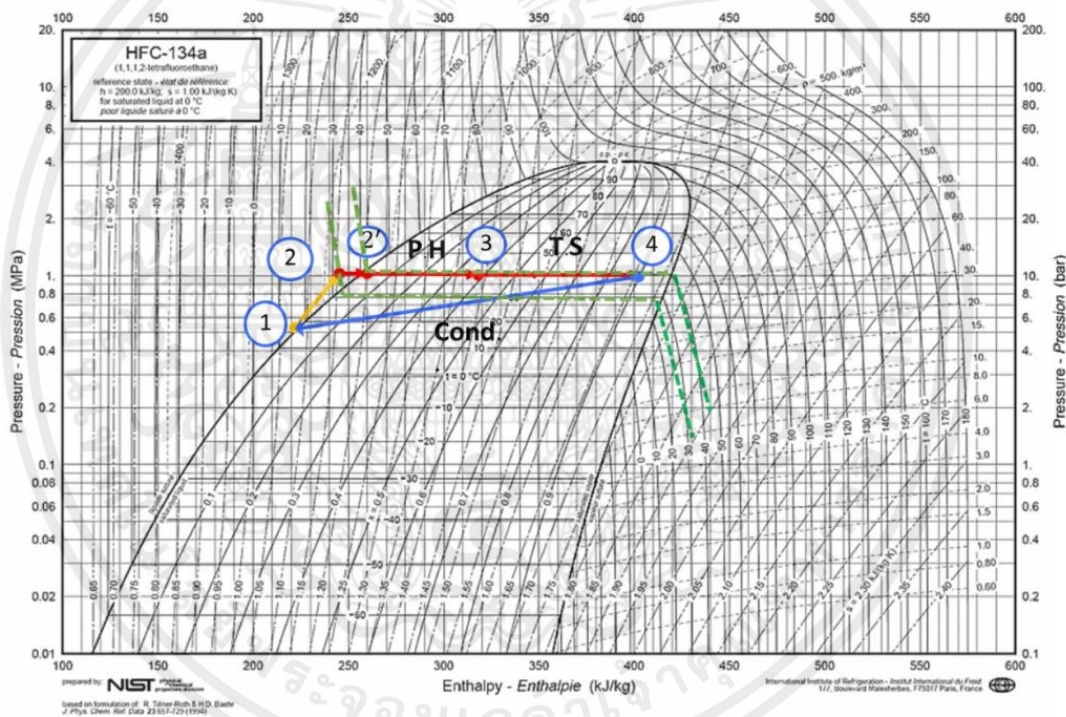
ซึ่งค่า \dot{q} volumetric heat generation หาได้จากสมการ

$$\dot{q} = \frac{IV}{(\pi(r_{outer}^2 - r_{inner}^2)L)} \quad (2.24)$$

- เมื่อ
- I คือ กระแสไฟฟ้า (A)
 - V คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (V)
 - L คือ ระยะทางตามแนวแกน (m)

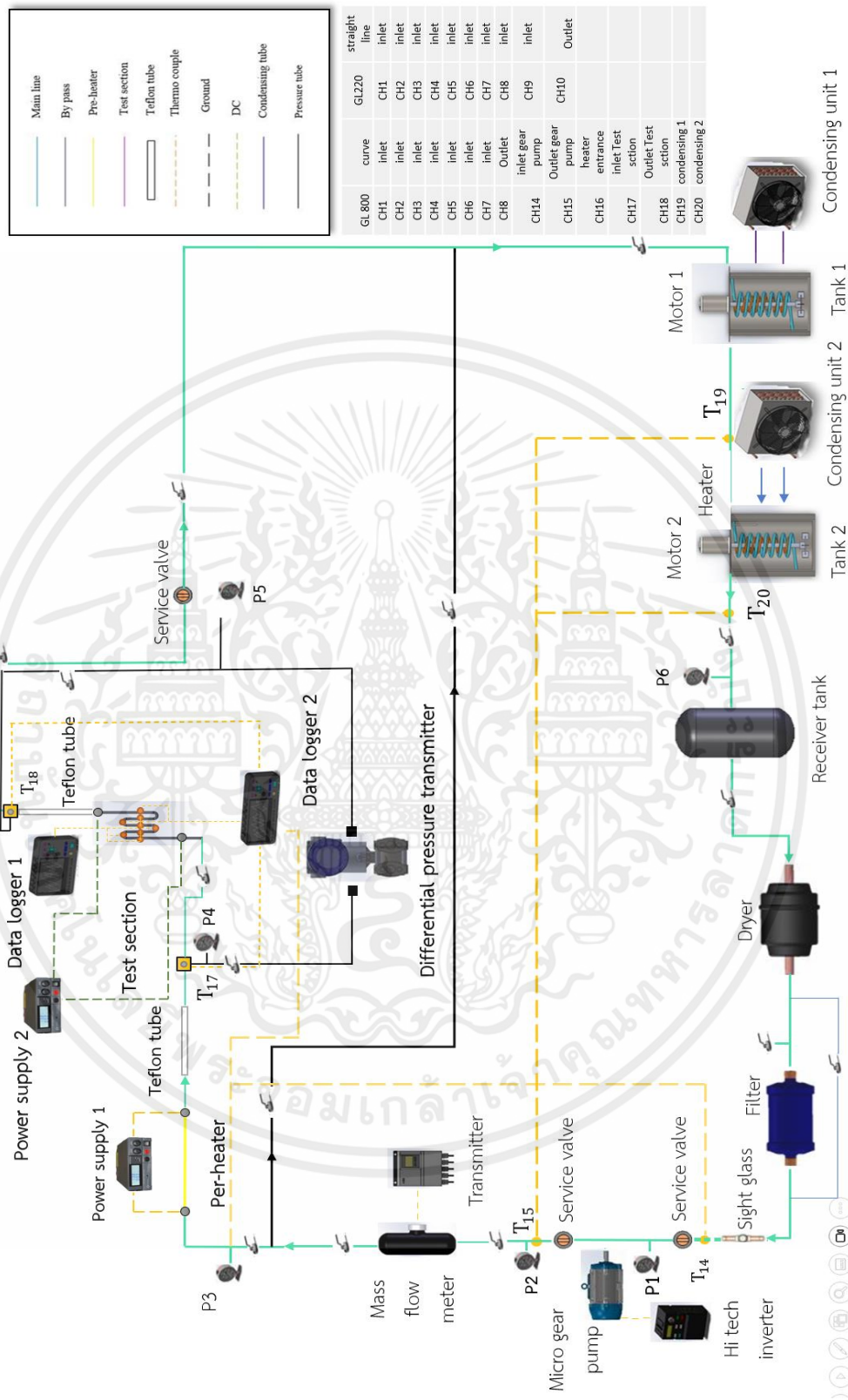


รูปที่ 2.3 แผนผังของสภาพรัศมีหนึ่งมิติ [8]



รูปที่ 2.4 P-h diagram ของอุปกรณ์การทดลองในปัจจุบัน NIST [9]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 แผนภาพแสดงการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.1 การคำนวณหาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Pre-heater และคุณภาพไอน้ำทางเข้า

Test-section

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์หรือกฎการอนุรักษ์พลังงานที่กล่าวไว้ว่า พลังงานสามารถเปลี่ยนรูปแบบหรือโอนจากอีกที่หนึ่งได้ แต่ไม่สามารถสร้างขึ้นใหม่หรือถูกทำลายได้จะได้สมการดังนี้

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \quad (2.25)$$

หลังจากการปรับรูปแบบสมการ จะได้
หาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Pre-heater

$$Q_{ph} = q_{22'} + q_{2'3} \quad (2.26)$$

จัดรูปแบบแปรรูปสมการ

$$Q_{ph} = \dot{m}(i_{2'} + i_2) + \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \quad (2.27)$$

เนื่องจากเทอม $\dot{m}(i_{2'} + i_2)$ เป็น Sensible heat

$$Q = \dot{m}C_p(T_3 - T_2) \quad (2.28)$$

และ $\dot{m}(i_3 + i_{2'})$ เป็น Latent Heat

$$Q = \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \quad (2.29)$$

- เมื่อ Q คือ พลังงานความร้อน (W)
 \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)
 i คือ เอนทาลปี (kJ/kg)

เมื่อ h_2 , มีค่าใกล้เคียง h_3 จึงให้ $h_2 \approx h_3$ ที่ $T_2 \approx T_3$

$$Q_{ph} = \dot{m}C_p(T_3 - T_2) + \dot{m}(i_3 + i_{2'}) \quad (2.30)$$

จัดรูป เพื่อหา i_3 ที่ทางเข้า Test-section

$$i_3 = \frac{Q_{gh}}{\dot{m}} - C_p(T_3 - T_2) + i_2, \quad (2.31)$$

และประมาณค่า $i_2, \approx i_{f@T3}$

$$i_3 = \frac{Q_{gh}}{\dot{m}} - C_p(T_3 - T_2) + i_{f@T3} \quad (2.32)$$

$$i_3 = i_{f@T3} + x_3 i_{fg@T3} \quad (2.33)$$

หาคุณภาพไอทางออก Pre-heater , ทางเข้า Test-section ที่ X_3

$$X_3 = \frac{i_3 - i_{f@T3}}{i_{fg@T3}} \quad (2.34)$$

เมื่อ i_f คือ เอนทาลปีสถานะของเหลวอิ่มตัว (kJ/kg)

i_g คือ เอนทาลปีสถานะไออิ่มตัว (kJ/kg)

i_{fg} คือ เอนทาลปีค่าความแตกต่างของคุณสมบัติที่ไออิ่มตัวกับของเหลวอิ่มตัว (kJ/kg)

2.2.2 การคำนวณหาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Test section และคุณภาพของไอทางออก Test-section

$$Q_{T.s.} = IV + Q_{loss} = \dot{m}(i_4 + i_3) \quad (2.35)$$

เมื่อ $Q_{T.s.}$ คือ พลังงานหาความร้อนในช่วง Test-section (W/m^2)

I คือ กระแสไฟ (A)

V คือ แรงดันไฟฟ้าที่ป้อนให้ (V)

\dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวล (kg/s)

จัดรูปหาสมการ i_4 ที่ตำแหน่งที่ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$i_4 = \frac{(IV - Q_{loss})}{\dot{m}} + i_3 \quad (2.36)$$

หาค่า x สามารถหาได้จาก

$$i_4 = i_{f@T_4} + X_4 i_{fg@T_4} \quad (2.37)$$

จัดรูป

$$X_4 = \frac{i_4 - i_{f@T_4}}{i_{fg@T_4}} \quad (2.38)$$

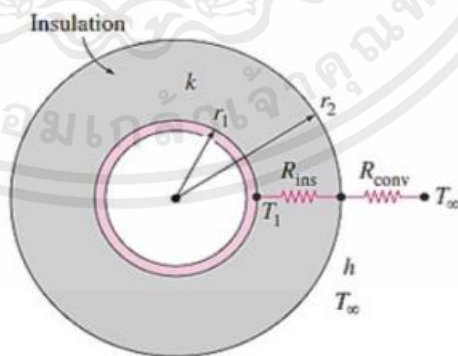
เมื่อ i_4 คือ เอนทาลปีที่ทางออก Test-section ตำแหน่งที่ 4 (kJ/kg)

i_3 คือ เอนทาลปีที่ทางเข้า Test-section ตำแหน่งที่ 3 (kJ/kg)

X_4 คือ คุณภาพไอทางออก Test-section

2.2.5 การคำนวณความหนาของฉนวน

เพื่อหาขนาดความหนาของฉนวนที่เหมาะสมสำหรับนำไปใช้กับท่อขนาดเล็กระบวนการถ่ายเทความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศเกิดจากการนำความร้อนในฉนวนและการพาความร้อนในอากาศดังแสดงในรูป



รูปที่ 2.6 วงจรความร้อน [10]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Critical radius of insulation การออกแบบความหนาของฉนวนที่เหมาะสมได้ตั้งสมการที่ 2.39 และ 2.40

$$\text{Critical radius of insulation } r_{cr,cylinder} = \frac{k}{h} \quad (2.39)$$

หาค่า Rayleigh number

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_{outer}^3}{\nu_{air}k_{air}} \quad (2.40)$$

แทนค่า Rayleigh number (Ra) ในสมการ

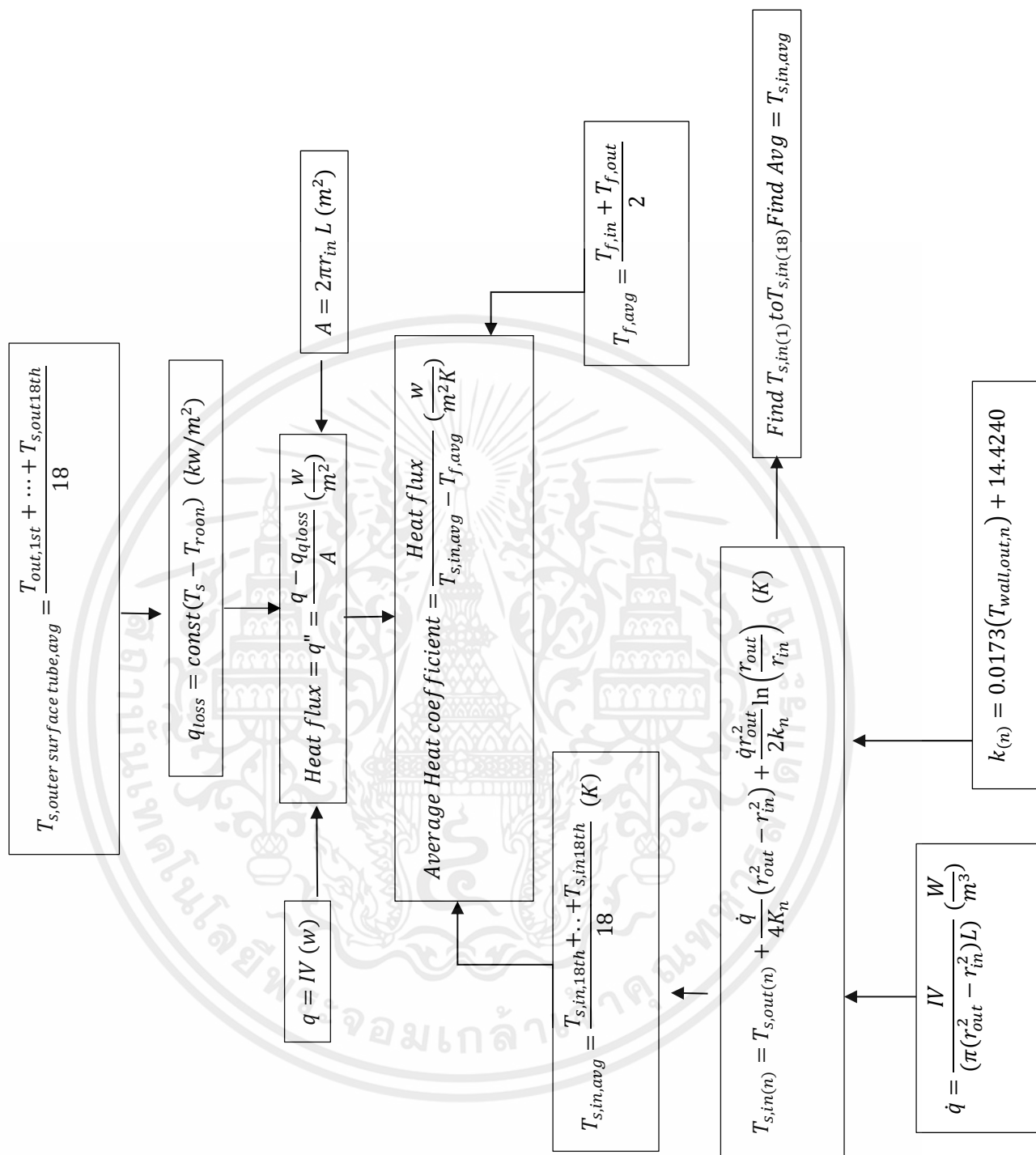
$$Nu = \left\{ 0.60 + \left(\frac{0.387Ra^{1/6}}{(1 + (0.559/Pr)^{8/27})} \right) \right\}^2 \quad (2.41)$$

หาสมการ Nu ใช้กรณี The long Horizontal Cylinder สำหรับทรงกระบอก

$$Nu = \frac{hD_{outer}}{k_{air}} \quad (2.42)$$

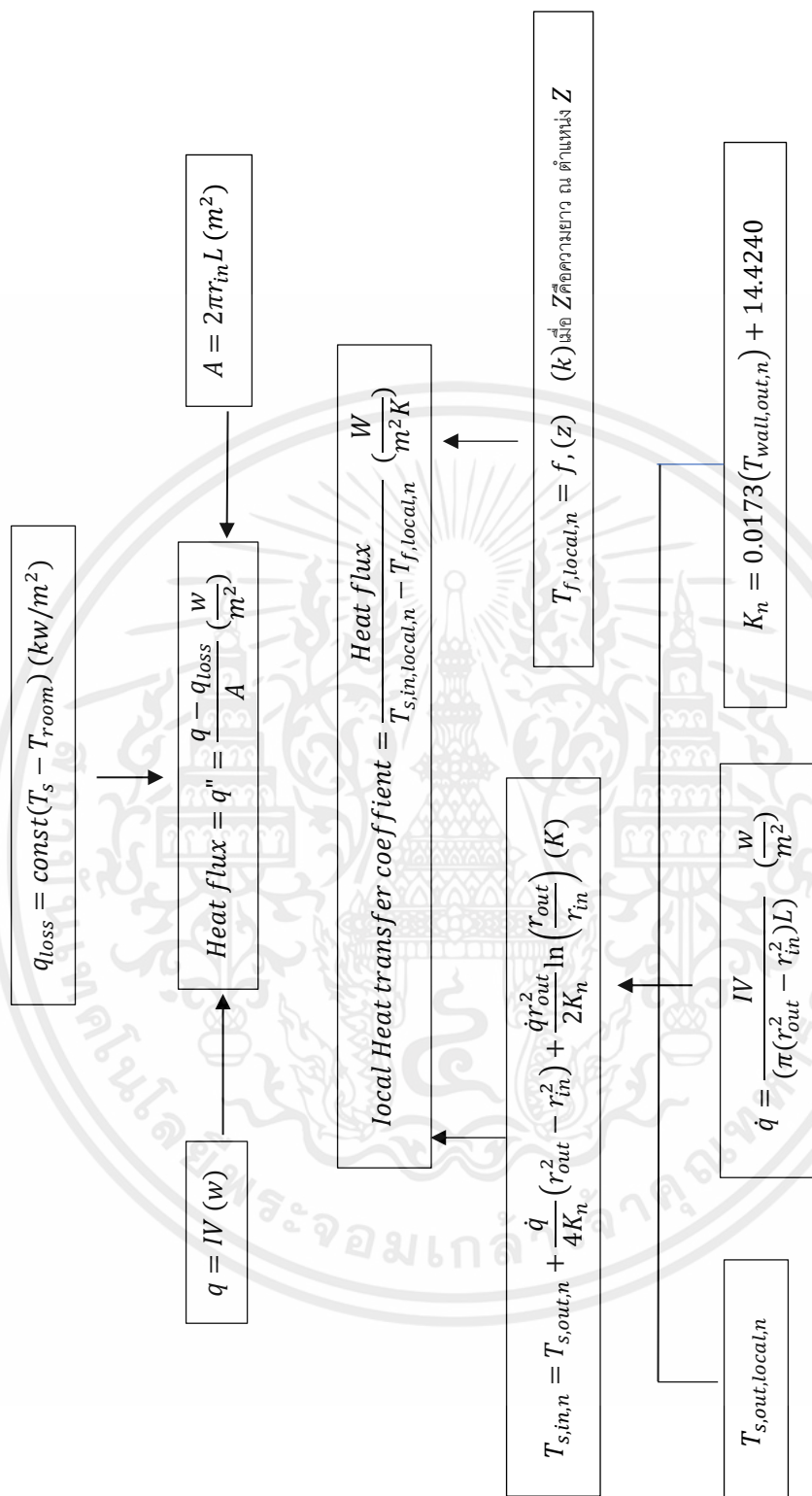
จัดรูปหาค่า h ความสัมพันธ์การถ่ายเทความร้อน

$$h = \frac{Nu k_{air}}{D_{outer}} \quad (2.43)$$



รูปที่ 2.7 แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 แผนผังการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Cheng และคณะ [1] งานวิจัยนี้นำเสนอการทบทวนพื้นฐานและการใช้งานด้านวิศวกรรมของการถ่ายเทความร้อนแบบจุดเดือดของการไหลของ CO_2 รูปแบบการไหล และการลดแรงดันแบบสองเฟสในเครื่องระเหยแบบมาโครและไมโครชาแนล อย่างครอบคลุมประการแรก จะกล่าวถึงความแตกต่างของช่องมาโครและไมโครชาแนล ประการที่สอง การทบทวนกล่าวถึงการศึกษาเชิงทดลองที่กว้างขวางเกี่ยวกับการถ่ายโอนความร้อนที่จุดเดือดของการไหลของ CO_2 และการไหลแบบสองเฟสในช่องสัญญาณมาโครและไมโคร ผลกระทบของคุณสมบัติทางกายภาพต่อการถ่ายเทความร้อนแบบเดือดไหล รูปแบบการไหล และแรงดันตก ได้รับการวิเคราะห์โดยการจำลองโดยใช้คุณสมบัติทางกายภาพต่างๆ นอกจากนี้ยังมีการนำเสนอการวิเคราะห์การศึกษาเชิงทดลองที่มีอยู่ของการถ่ายเทความร้อนแบบเดือดไหลและกลไกทางกายภาพที่กล่าวถึง ถัดไปรูปแบบการไหลของ CO_2 ทั่วไปแผนภูมิและรูปแบบการไหลตามกลไกการไหลของการถ่ายเทความร้อนแบบจุดเดือดและแบบจำลองแรงดันตกคร่อมแบบสองเฟสที่พัฒนาขึ้นเป็นพิเศษสำหรับ CO_2 ฐานข้อมูลการทดลองใหม่ของการถ่ายเทความร้อนแบบไหลเดือดและแรงดันเสียดทานสองเฟสแบบไดอะเมตริกได้รับการตั้งค่าเพื่อประเมินแบบจำลอง วิเคราะห์ ผลการเปรียบเทียบของแผนผังรูปแบบการไหลการถ่ายเทความร้อนและแบบจำลองแรงดันตกกับฐานข้อมูลการทดลอง

Chen และคณะ [2] การศึกษานี้ ได้ทดลองตรวจสอบกลไกการถ่ายเทความร้อน ความจุ และลักษณะการไหลของกระบวนการเดือดในระบบการไหลแบบสองเฟสที่ขับเคลื่อนด้วยปั๊มที่ใช้กันทั่วไปในการทำควมเย็น ข้อมูลการถ่ายเทความร้อนความจุที่เกี่ยวข้องในการทดลองนี้คือ 140–1150 W และอัตราการไหลของมวลคือ 40–270 kg/h ทดสอบสารหล่อเย็นที่แตกต่างกัน (R134a และ R410A) และโครงสร้างท่อ (เกลียวและเรียบ) ศึกษากลไกการเดือดของการไหลของท่อภายในคือการเดือดแบบนิวเคลียสสำหรับทั้งท่อเรียบและท่อเกลียว และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่จุดเดือดยังคงที่เมื่ออัตราการไหลของมวลลดลงและคุณภาพของไอเพิ่มขึ้น ภายใต้การใช้งานการระบายความร้อนของ ท่อเกลียวมีผลในการเสริมความแข็งแรงเพียงเล็กน้อยต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน น้ำยาหล่อเย็นที่ใช้กันทั่วไป ได้แก่ R-134a และ R-410A

Saisorn และคณะ [3] การศึกษาเชิงทดลองลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลของอากาศและน้ำในช่องไมโครแนวนอนได้ดำเนินการในงานนี้ ส่วนผสมของก๊าซและของเหลวจากห้องผสมรูปตัว y ถูกบังคับให้ผ่านทางเข้า Plenum และเข้าสู่ช่องไมโครรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ายาว 40 mm. ยาว 40 mm. 21 ช่องในทิศทางการไหล แต่ละช่องมีความกว้างและลึก 0.45 และ 0.41 mm. ตามลำดับ การทดสอบดำเนินการที่ไหลความร้อน 80 W โดยมีค่า Reynolds ของก๊าซและของเหลวผิวผิวนอยู่ระหว่าง 54–142 และ 131–373 ตามลำดับ มีการใช้กล้องจุลทรรศน์ Stereo zoom และระบบกล้องเพื่อดำเนินการไหลการสร้างภาพ ในการสำรวจการพึ่งพาหมายเลข Nusselt กับลักษณะการไหล มีการใช้ส่วนทางเข้า

สองส่วนที่มีการออกแบบต่างกันในงานนี้ การทดลองพบว่าการก่อตัวของทากแก๊สขนาดเล็กแทนการไหลของแกนแก๊สนั้นเกี่ยวข้องกับกำกับการเพิ่มจำนวนของอนุเซลล์ ในงานนี้ การไหลของก๊าซและของเหลวทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นถึง 80% เหนือการไหลของของเหลว

Revellin and Thome [4] ทำนายการเปลี่ยนระหว่างรูปแบบการไหลสองเฟสต่างๆ ตามหลักการแรกการวิเคราะห์ทางกลไกและการกำหนดคุณลักษณะหลายมาตราส่วน และการแสดงคุณสมบัติที่สำคัญของการไหลที่ซับซ้อน ในขณะที่ช่องทางและท่อขนาดมหภาค การศึกษานี้นำเสนอชุดคำแนะนำสำหรับการพัฒนาชนิดใหม่ที่ครอบคลุมแผนทีรูปแบบการไหลที่ไม่เพียงครอบคลุมการไหลแบบบอเอเดียแบติก การระเหย และการควบแน่นในเครื่องมือระบุรูปแบบการไหลแบบไร้รอยต่อเพียงเครื่องมือเดียว แต่ยังรวมถึงข้อมูลหลายสเกลเกี่ยวกับตัวการไหล และยังมีวิธีกลไกแบบฝังสำหรับปรากฏการณ์สองเฟสหลักเพื่อใช้ในการพัฒนาแบบจำลองรวม สำหรับการไล่ระดับความดัน การถ่ายเทความร้อน ทั้งหมดนี้เป็นวิธีที่สอดคล้องกัน

Tibirica และคณะ [5] ผลการทดลองสำหรับฟลักซ์ความร้อนวิกฤตในท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.38 mm. ระหว่างการต้มแบบไหลอิมตัว ทำการทดลองสำหรับสารทำความเย็น R-134a ที่ไหลภายในช่องวงกลมสแตนเลสแนวนอนที่มีความยาว 70 mm. ความเร็วมวลตั้งแต่ 200 ถึง 1,400 kg/m²s อุณหภูมิอิมตัว 31 °C และฟลักซ์ความร้อนวิกฤตสูงถึง 215 kW/m² การทดสอบพบว่าคุณภาพไอระเหยที่อิมตัวใกล้ 5% รวมกับแรงดันที่ลดลงสูงสามารถเพิ่มฟลักซ์ความร้อนวิกฤตได้มากถึง 50% เมื่อเทียบกับผลลัพธ์ที่ไม่มีการควบคุมใดๆ ยิ่งไปกว่านั้น วิธีการทำนาย CHF แบบดั้งเดิมจากบทความยังให้การทำนายผลลัพธ์ที่สมเหตุสมผลสำหรับท่อขนาด 0.38 mm. เมื่อเอฟเฟกต์ความไม่เสถียรลดลง

2.4 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะที่พบในท่อขนาดไมโครของสารทำความเย็น R-134a มีดังนี้

Bubbly flow

การไหลแบบ Bubbly flow มักจะเกิดในช่วงที่สารทำความเย็นมีความเร็วค่อนข้างต่ำแล้วค่าความร้อนต่ำมาก จะมีลักษณะเป็นฟองเล็กๆ ภายในท่อต่อกันแบบกระจายตัว



รูปที่ 2.9 Bubbly flow Revellin and Thome. [4]

Gas plug flow

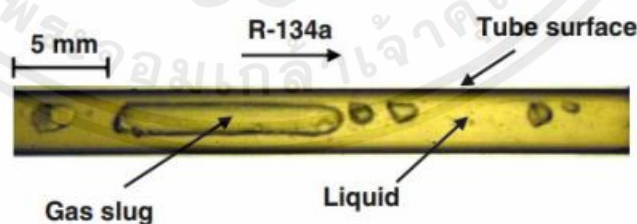
การไหลแบบ Gas plug flow จะเห็นได้ว่าเป็นการรวมตัวกันของ Bubbly flow เนื่องจากค่าความร้อนเพิ่มขึ้น จะเป็นฟองขนาดใหญ่ขึ้นมาเล็กน้อยมีลักษณะคล้ายหัวกระสุนสั้นๆ



รูปที่ 2.10 Gas plug flow Revellin and Thome. [4]

Slug flow

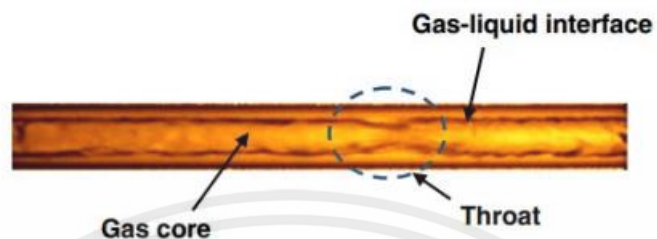
การไหลแบบ Slug flow มักจะเกิดขึ้นในช่วงที่สารทำความเย็นมีความเร็วค่อนข้างต่ำแล้วค่าความร้อนต่ำ ลักษณะคล้ายหัวกระสุนเป็นฟองยาว แต่ฟองของสารจะถูกแยกออกจากผนังช่องฟิล์ม โดยของเหลว



รูปที่ 2.11 Slug flow Saisorn et al.[3]

Throat-annular flow

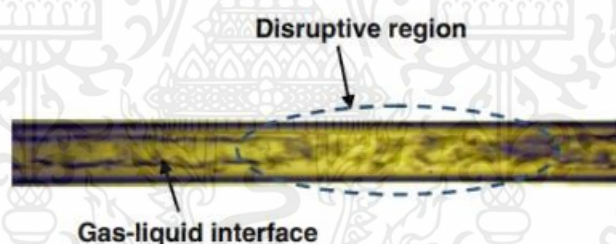
การไหลแบบ Throat-annular flow จะมีความเร็วค่อนข้างต่ำคล้าย Slug flow แต่จะเกิด ฟองยาวหลายๆเชื่อมต่อกัน มีลักษณะเป็นวงแหวนเกิดคอคอดเป็นช่วงๆเนื่องจากการตอกันของฟอง



รูปที่ 2.12 Throat-annular flow Saisorn et al. [3]

Churn flow

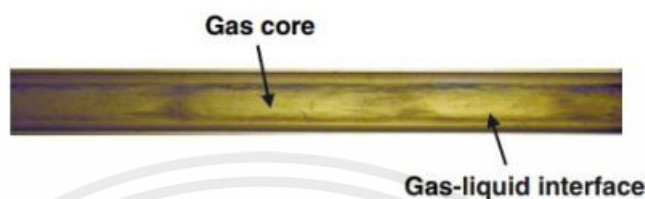
การไหลแบบ Churn flow จะเป็นการไหลที่มีความเร็วและค่าความร้อนค่อนข้างสูง ทำให้ลักษณะการไหลเป็นแบบปั่นป่วน จะเกิดฟองกับสารทำความเย็นสลับกันไปเป็นช่วง



รูปที่ 2.13 Churn flow Saisorn et al. [3]

Annular flow

การไหลแบบรูปวงแหวนจะเกิดขึ้นที่ความเร็วของอากาศค่อนข้างสูง แต่มีความร้อนต่ำกว่า Annular – rivulet flow จะมีการไหลของฟิล์มของเหลวและไอบนผนังท่อก่อนจะเป็น Annular – rivulet flow



รูปที่ 2.14 Annular flow Saisorn et al. [3]

Annular-rivulet flow

การไหลแบบรูปวงแหวนเป็นสายเล็กๆ จะเกิดขึ้นที่ความเร็วของอากาศค่อนข้างสูง การไหล แบบ นี้จะมีการไหลของฟิล์มของเหลวและไอบนผนังท่ออย่างต่อเนื่องในแนวแกนการไหล แต่จะมีค่า ความร้อนสูงกว่า Annular flow

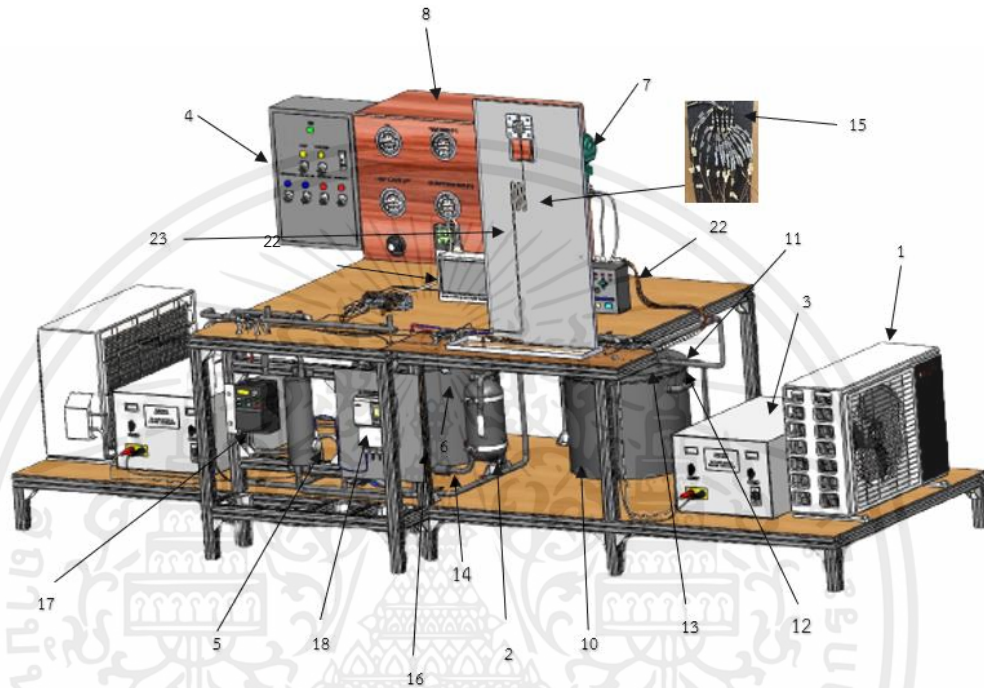


รูปที่ 2.15 Annular-rivulet flow Saisorn et al. [3]

บทที่ 3

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 3.1 เครื่องมือและอุปกรณ์การทดลอง

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 1. Condensing unit | 2. Receiver tank |
| 3. DC Power supply | 4. Electrical control box |
| 5. Inline filter | 6. Heater |
| 7. Differential pressure transmitter | 8. Pressure gauge แบบ Digital และ Manual |
| 9. Multi meter | 10. ถังสแตนเลส |
| 11. ขดคอยล์เย็น | 12. ขดคอยล์ร้อน |
| 13. มอเตอร์ขับใบกวน | 14. Filter drier |
| 15. ฉนวน Aero flex | 16. Micro gear pump |
| 17. Hi tec Inverter | 18. Mass flow meter และ Transmitter |
| 19. LED Light source | 20. กล้อง High speed shutter |
| 21. Thermocouple Type T | 22. Data logger รุ่น GL220 และ GL800 |
| 23. ชุดทดลอง (Test section) | |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

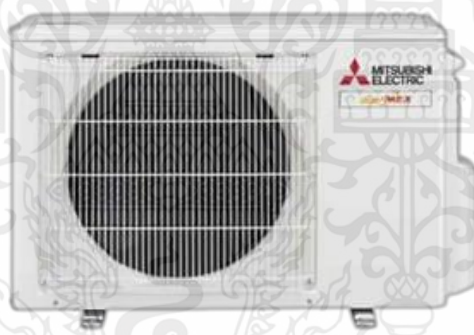
3.2 หลักการทำงานและหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์

3.2.1 Receiver tank ทำหน้าที่ กักเก็บสารทำความเย็น R-134a ที่อยู่ในระบบ



รูปที่ 3.2 Receiver tank [12]

3.2.2 Condensing unit ทำหน้าที่ ควบคุมอุณหภูมิภายในถังสแตนเลสที่ 1 และถังสแตนเลสที่ 2 เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำและสารทำความเย็น R-134a



รูปที่ 3.3 Condensing unit [13]

3.2.3 ตัวกรองแบบละเอียด (Inline filter) ทำหน้าที่ กรองสิ่งสกปรกต่างๆในสารทำความเย็น เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับ Micro gear pump



รูปที่ 3.4 Inline filter [14]

3.2.4 ตัวกรองแบบหยาบ (Filter drier) ทำหน้าที่ ดักจับความชื้นของสารทำความเย็นในระบบ ก่อนเข้าไปยัง Micro gear pump



รูปที่ 3.5 Filter drier [15]

3.2.5 DC Power supply ทำหน้าที่ ป้อนกระแสไฟฟ้าเข้าสู่ Pre-heater เพื่อเพิ่ม Temperature ของสารทำความเย็น R-134a ที่ทางเข้า-ทางออกของชุดทดลอง (Test section)



รูปที่ 3.6 DC Power supply [11]

3.2.6 Electrical control box ทำหน้าที่ ควบคุมระบบไฟฟ้าของระบบทั้งหมดที่เกี่ยวข้องกับการทดลอง



รูปที่ 3.7 Electrical control box [11]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.7 Differential pressure transmitter ทำหน้าที่ วัดความดันตกคร่อม (Pressure drop) ของชุดทดลอง



รูปที่ 3.8 Differential pressure transmitter [16]

3.2.8 Heater ทำหน้าที่ เพิ่มอุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 เพื่อให้ น้ำในถังและสารทำความเย็นภายในถัง ให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนให้เหมาะสมก่อนเข้าไปสู่ Receiver tank



รูปที่ 3.9 Heater [17]

3.2.9 Pressure gauge ทำหน้าที่ วัดความดันในช่วงต่างๆของระบบ



รูปที่ 3.10 Pressure gauge [18]

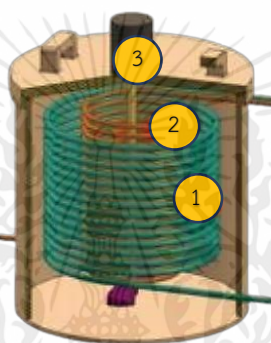
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.10 ถังสแตนเลส ทำหน้าที่ กักเก็บน้ำกลั่นที่ใช้สำหรับควบคุมอุณหภูมิและแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารทำความเย็นในระบบ ในถังประกอบด้วย คอยล์เย็น คอยล์ร้อนและใบกวน

3.2.11 ขดคอยล์เย็น ภายในมีสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับคอยล์ร้อนภายในถังสแตนเลส (หมายเลข 1)

3.2.12 ขดคอยล์ร้อน ภายในขดคอยล์ร้อนนั้นจะมีสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิสูงซึ่งไหลมาจากช่วงทดลองเข้ามาแลกเปลี่ยนความร้อนภายในถังสแตนเลส (หมายเลข 2)

3.2.13 มอเตอร์ขับใบกวน ทำหน้าที่ กวนน้ำกลั่นที่อยู่ภายในถังสแตนเลสเพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน (หมายเลข 3)



รูปที่ 3.11 ถังสแตนเลส

3.2.14 Digital clamp meter ทำหน้าที่ วัดค่ากระแสไฟฟ้าที่ป้อนเข้าไปยัง Pre-heater และ Test section



รูปที่ 3.12 Digital clamp meter [19]

3.2.15 Micro gear pump ทำหน้าที่ ดูดและอัดสารทำความเย็นจาก Receiver tank ไปยัง ส่วนต่างๆของระบบ



รูปที่ 3.13 Micro gear pump [20]

3.2.16 ฉนวน Aero flex เป็นฉนวนท่ออย่างดำและแผ่นยางที่ผลิตจากยางอีลาสโตเมอร์ ชนิด พิเศษ (EPDM) ใช้หุ้มท่อนำความเย็นลดการสูญเสียความเย็นและป้องกันการเกิดหยดเหงื่อ (Condensation) ของท่อที่มีความเย็นต่ำได้ถึง -57°C หรือ -70°F และใช้หุ้มท่อน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูง ถึง $+125^{\circ}\text{C}$ เพื่อลดการสูญเสียความร้อนอย่างมีประสิทธิภาพ



รูปที่ 3.14 ฉนวน Aero flex [21]

3.2.17 Mass flow meter ทำหน้าที่ วัดอัตราการไหลก่อนเข้าไปยังช่วงทดสอบ โดยจะทำงานควบคู่กับ Micro gear pump และ Transmitter ทำหน้าที่ ในการแปลงสัญญาณจากอุปกรณ์เครื่องมือวัดต่าง ๆ (เช่น เซอร์ หรือทรานสดิวเซอร์) ทำงานควบคู่กับ Micro gear pump และ Hi tec inverter



รูปที่ 3.15 Mass flow meter [22]

3.2.18 Hi tec Inverter ทำหน้าที่ ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ในอุปกรณ์ Micro gear pump เพื่อควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นเข้าไปยังช่วงทดสอบ



รูปที่ 3.16 Hi tec Inverter [23]

3.2.19 Thermometer ทำหน้าที่ แสดงอุณหภูมิภายในห้อง



รูปที่ 3.17 Thermometer [24]

3.2.20 Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800 ทำหน้าที่ ใช้ในการตรวจสอบอุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบ โดยจะรับสัญญาณจาก Thermocouple Type T ที่ติดตั้งในอุปกรณ์ต่างๆ และยังสามารถเชื่อมต่อคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊ก ด้วยสาย USB เพื่อให้แสดงข้อมูลในคอมพิวเตอร์หรือโน้ตบุ๊กและบันทึกข้อมูลของอุณหภูมิของสารทำความเย็นในช่วงต่างๆ เพื่อนำไปคำนวณหาผลการทดลอง



รูปที่ 3.18 Data logger รุ่น GL220 (ด้านซ้าย) [25] และรุ่น GL800 (ด้านขวา) [26]

3.2.21 Sight glass ทำหน้าที่ ไว้ตรวจสอบเช็คสารทำความเย็นในระบบว่าสารทำความเย็นขาดหรือไม่



รูปที่ 3.19 Sight glass [27]

3.2.22 กล้อง High speed shutter ทำหน้าที่ ถ่ายและบันทึกภาพที่มีความละเอียดในช่วงทางออกของช่วงทดสอบเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลในแต่ละช่วง



รูปที่ 3.20 กล้อง High speed shutter [28]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.23 LED Light source ขนาด 30 W ทำหน้าที่ ให้ความสว่างช่องทางออกของช่วงทดสอบที่มีการติดตั้งท่อเพลลอนเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลชนิดต่างๆ



รูปที่ 3.21 LED Light source [29]

3.2.24 Thermocouple Type T เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิในอุปกรณ์ต่างๆภายในระบบและ ช่วงทดสอบและส่งข้อมูลไปยัง Data logger รุ่น GL220 เพื่อแสดงผล



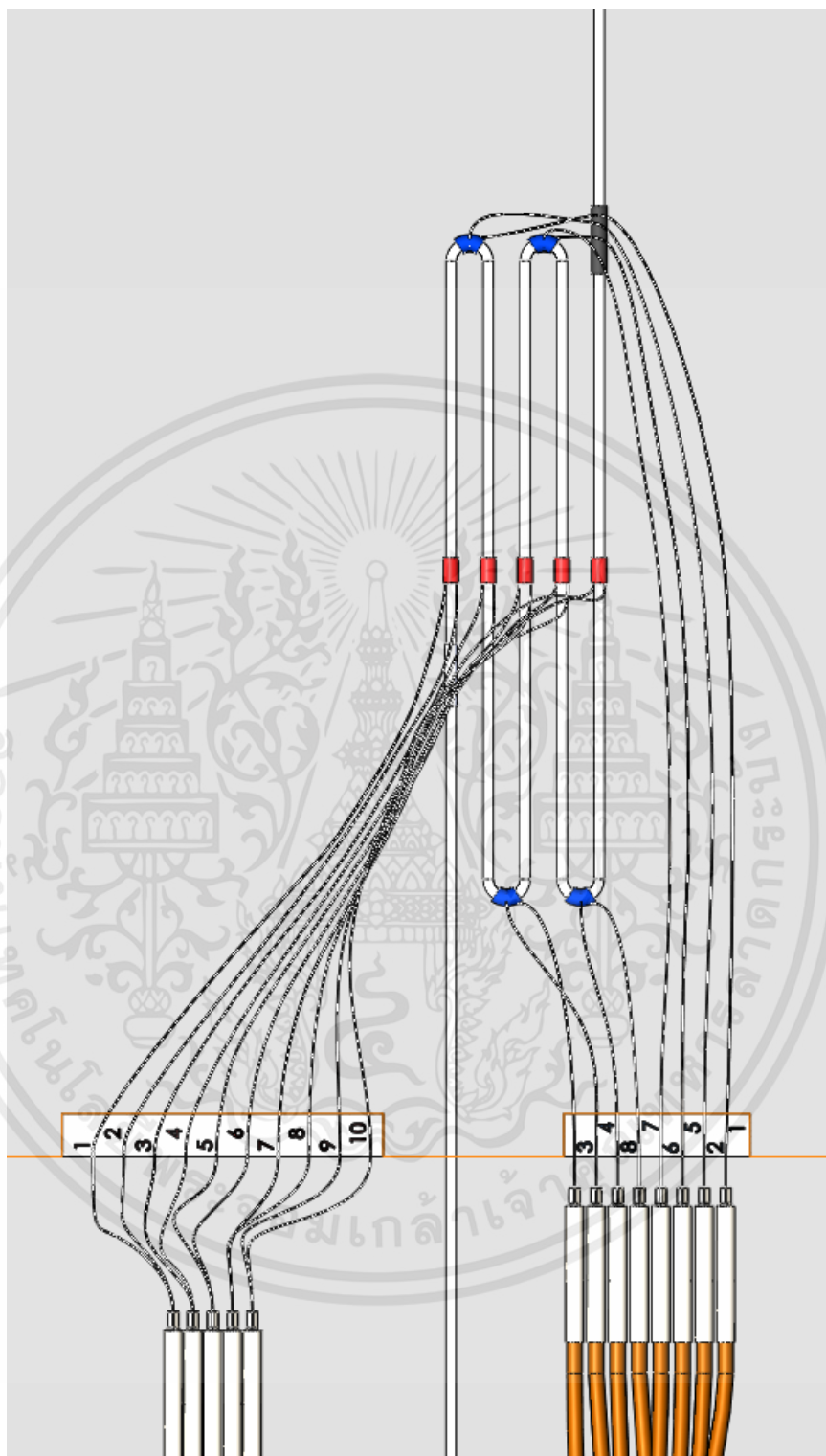
รูปที่ 3.22 Thermocouple Type T [30]

3.1.25 Vacuum Pump หรือเครื่องทำสุญญากาศ ทำหน้าที่ ในการสร้างสุญญากาศในระบบปรับอากาศ โดยหลักการทำงานของเครื่องทำสุญญากาศจะทำการดูดอากาศ และความชื้นไม่ให้หลงเหลือในระบบ ออกผ่านทางวงจรท่อทางเดินสารทำความเย็น



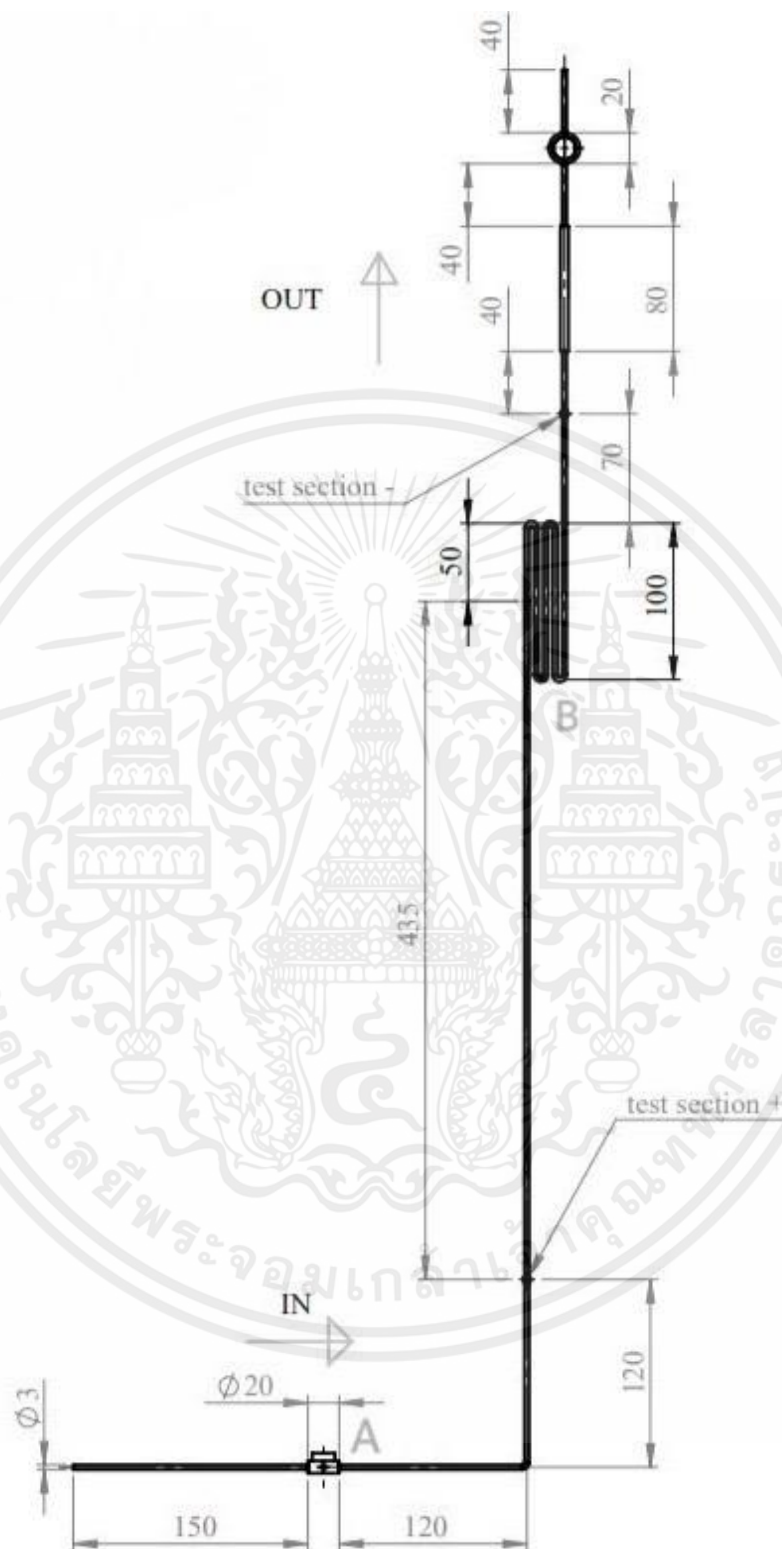
รูปที่ 3.23 Vacuum Pump [31]

3.1.26 ชุดทดลอง (Test section) จะใช้เป็นทอสแตนเลสขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1 mm โดยการทดลองนั้นเราจะป้อนกระแสไฟฟ้า จาก DC Power Supply ไปยังทอสแตนเลสเพื่อให้เกิดความร้อน และทำให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดจนเกิดฟองขึ้นและทำการป้อนกระแสไฟฟ้าที่ทางออกอีกครั้ง เพื่อให้สารทำความเย็นเกิดการเปลี่ยนแปลงเป็นรูปแบบการไหลชนิดต่างๆและบันทึกผล



รูปที่ 3.24 การต่อสายเทอร์โมคัปเปิล

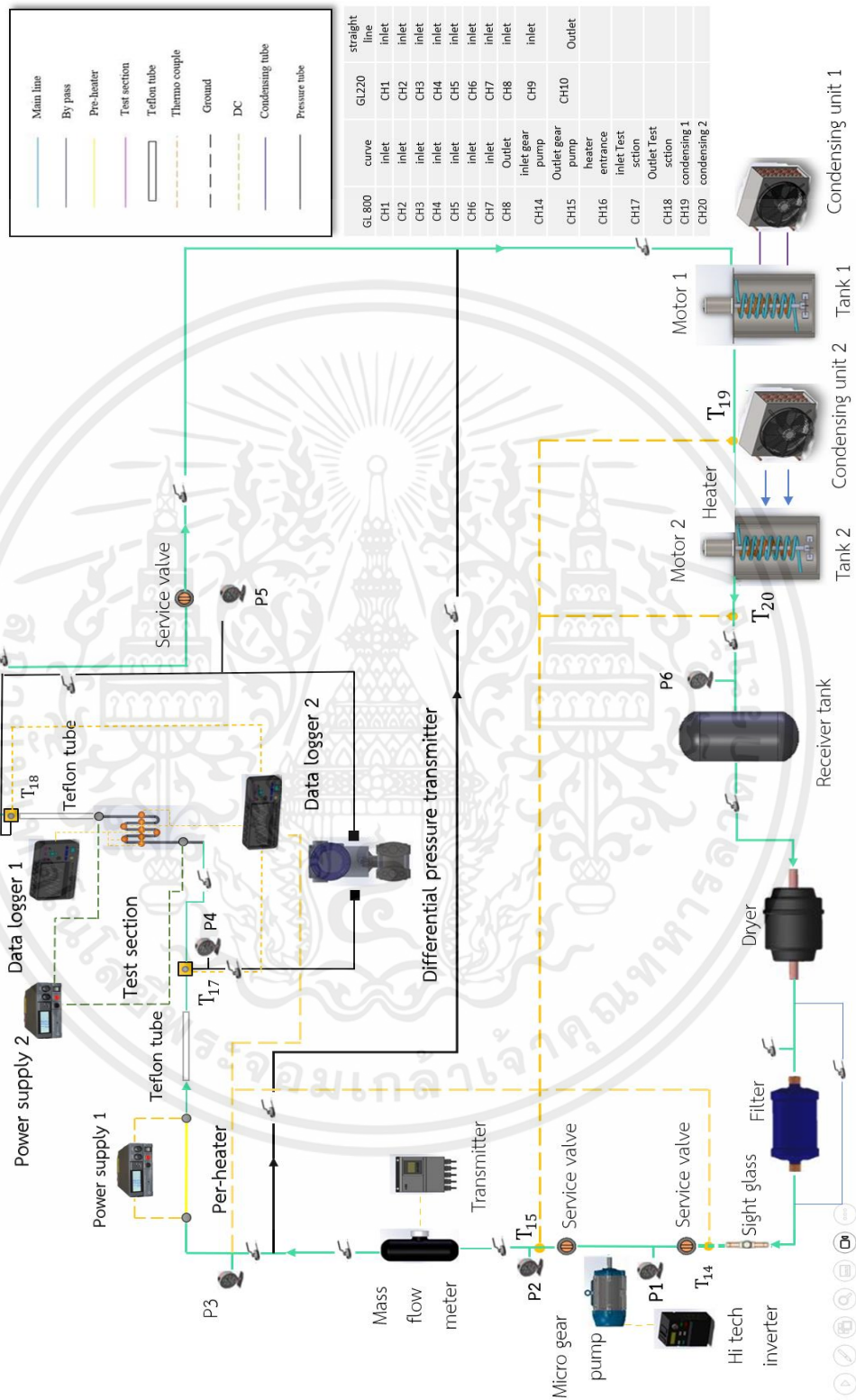
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.25 ชุดทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 3.26 วงจรการทำงานของอุปกรณ์การทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.26 เป็นแผนภาพการทำงานของระบบ การทำงานจะเริ่มจาก Micro gear pump โดยเราจะทำการเปิด Inverter เพื่อควบคุมรอบการทำงานของ Micro gear pump หลังจากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็น R-134a จาก Receiver tank โดยที่สารทำความเย็น R-134a ที่ออกจาก Receiver tank จะมีสถานะเป็นของเหลว หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะผ่านตัวกรองทั้งสองตัวนั่นก็คือ Dryer และ Filter โดย Dryer จะเป็นตัวกรองแบบหยาบและ Filter จะเป็นตัวกรองแบบละเอียด จากนั้นสารทำความเย็น R-134a จะไหลเข้าไปยัง Mass Flow meter โดยหน้าที่ของ Mass Flow meter จะสามารถอ่านค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็น R-134a เพื่อให้สามารถควบคุมค่าอัตราการไหลตามที่ต้องการที่จะทดลองได้ เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่าน Mass Flow meter จะไหลเข้าไปสู่ช่วง Pre-heater ที่ทางเข้าโดยช่วง Pre-heater จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก DC Power Supply เครื่องที่ 1 เข้าไปยัง Pre-heater เพื่อเป็นการเพิ่มอุณหภูมิให้กับสารทำความเย็น R-134a โดยที่สารทำความเย็นนั้นต้องมีอุณหภูมิที่เหมาะสมก่อนเข้าไปยังช่วงชุดทดสอบ (Test-section) หลังจากนั้นสารทำความเย็น R-134a จะไหลเข้าไปยังชุดทดสอบ (Test-section) จะทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก DC Power Supply เครื่องที่ 2 ไปยัง Pre-heater เพื่อให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดจนเป็นสถานะกลายเป็นของผสม (Two Phase) ในส่วนชุดทดสอบจะมี Thermocouple Type T ติดตั้งอยู่เพื่อวัดอุณหภูมิจุดต่างๆในชุดทดสอบ (Test-section) โดยจะมีการวัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ด้วยสายส่งสัญญาณจาก Thermocouple Type T แล้วส่งสัญญาณไปยังเครื่อง Data logger รุ่น GL220 และรุ่น GL800 จากนั้นไปแสดงผลที่ Laptop โดยวัดความดันลดของช่วงชุดทดสอบด้วย Differential pressure transmitter ที่ทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ (Test-section) จะมีท่อเทปลอนที่มีลักษณะโปร่งใสเพื่อสังเกตลักษณะรูปแบบการไหลของสารทำความเย็นในรูปแบบต่างๆและเก็บข้อมูลหลังจากสารทำความเย็นออกจากทางออกชุดทดลองแล้วจะไหลกลับเข้าไปในถังที่ 1 เพื่อทำการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิที่เกิดขึ้นภายในชุดทดสอบโดยตอนที่สารทำความเย็นออกจากทางออกของชุดทดสอบ (Test-section) จะมีสถานะเป็นของผสม เมื่อสารทำความเย็นเข้าไปยังถังที่ 1 จะเกิดการแลกเปลี่ยนอุณหภูมิจึงทำให้สารทำความเย็นที่ตอนแรกเป็นของผสมเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่ถังที่ 2 เพื่อทำการควบคุมอุณหภูมิที่ต้องการและไหลเข้าไปเก็บใน Receiver tank จากนั้น Micro gear pump จะทำการดูดสารทำความเย็นออกจาก Receiver tank และทำงานวนเป็นวัฏจักรจนสิ้นสุดการทดลอง

3.4 ขั้นตอนการทดลอง

1. ตรวจสอบเช็คอุปกรณ์ต่างๆในระบบให้พร้อมใช้ในการทดลอง
2. เปิดวาล์วทุกตัว ยกเว้นส่วนของ Test section เพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นจากแรงดัน
3. ทำการเปิดเกียร์บีมเพื่อให้สารทำความเย็น R-134a ไหลทั่วระบบ
4. เปิดเครื่องปรับอากาศที่ 1 และ 2 เพื่อควบคุมอุณหภูมิของสารทำความเย็นโดยอุณหภูมิที่ Condensing Unit 1 จะอยู่ที่ 1-9 องศาเซลเซียส Condensing Unit 2 อุณหภูมิจะอยู่ที่ 21 26 และ 30 องศาเซลเซียส ตามลำดับความดัน 6 7 และ 8 bar ตามลำดับ
5. เปิด By pass และเปิดวาล์วตรงส่วน Test section เพื่อให้สารทำความเย็น R-134a เข้าสู่ชุด Test section
6. ควบคุมอุณหภูมิภายในห้องเพื่อให้เหมาะสมกับความดันที่เราต้องการจะเก็บผลคือ อุณหภูมิที่ 21 26 และ 31 องศาเซลเซียส
7. เปิดเครื่อง Heater เพื่อเพิ่มความร้อนในถังที่ 2 เพื่อเพิ่มความดันอิมตัวในช่วง Test section ตามที่ต้องการคือความดันที่ 6 7 และ 8 bar
8. ทำการปรับรอบของเกียร์บีม เพื่อให้สารทำความเย็นมีอัตราการไหลตามที่เรต้องการ คือ 254, 381 และ 509 kg/m²s
9. เมื่ออัตราการไหลคงที่ตามที่ต้องการแล้วให้ทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 1 ให้กับ Pre-heater เป็นการเพิ่มความร้อนให้สารทำความเย็นก่อนจะเข้า Test section โดยเราจะต้องควบคุมให้คุณภาพให้อยู่ที่ 0.01 โดยประมาณ
10. ทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 2 ให้กับช่วง Test section โดยการ เพิ่มไฟฟ้าเราจะทำการค่อยๆป้อนไฟฟ้าเข้าไปทีละนิดเพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆ
11. ทำการบันทึกค่าผลการทดลองที่ได้

3.5 ข้อควรระวังในการทดลอง

1. การปรับ DC Power supply ควรปรับค่ากระแสอย่างระมัดระวังเพื่อหลีกเลี่ยงการเกิดความเสียหายจากค่ากระแสเกินที่ต้องการทดลอง
2. การเลือกช่วงเวลาในการทดลอง ควรที่จะเลือกในช่วงเวลากลางคืนเนื่องจากเวลากลางคืนมีการใช้ไฟฟ้าน้อยทำให้หลีกเลี่ยงการเกิดปัญหาไฟฟ้าตกหรือไฟฟ้าไม่พอ และไฟฟ้าที่ป้อนจาก DC Power supply จะเสถียรกว่าช่วงเวลากลางวัน
3. เมื่อเกิดไฟฟ้าดับหรือไฟฟ้าตกควรรีบกดปุ่ม Safety switch ทันที เพื่อป้องกันอุปกรณ์ไฟฟ้าของอุปกรณ์การทดลองเสียหาย

4. เมื่อเสร็จทดลองควรทำให้อุณหภูมิต่างๆที่มีอุณหภูมิสูงมีอุณหภูมิที่เย็นลงก่อนที่ จะทำการปิดเครื่องและให้ปิดวาล์วที่ทางเข้าและทางออกของ Receiver tank และชุดทดสอบ ที่ชุดทดสอบควรเปิด By pass เพื่อไม่ให้ความดันระบบสูงเกินไปและเป็นการ Safety ด้วย
5. ในการบันทึกผลควรทำให้ค่าอุณหภูมิให้คงที่โดยเราสามารถดูอุณหภูมิได้ที่ Data logger อุณหภูมิคงที่แล้วจึงจะบันทึกผลการทดลองที่ได้
6. ควรสังเกตความดันที่ทางเข้าและทางออกของ Micro gear pump ไม่ให้ต่างกันเกิน 5 bar โดยสามารถดูได้ที่เกจวัดความดัน P1 และ P2

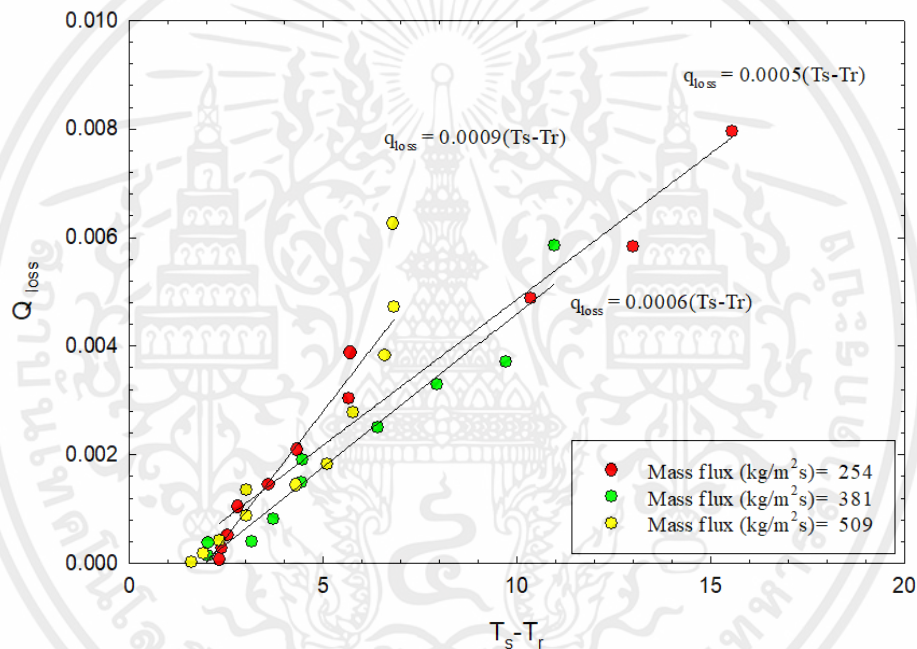


บทที่ 4

ผลและวิจารณ์การทดลอง

4.1 การทดลองสมดุลพลังงาน (Energy balance)

เป็นการทดลองเพื่อให้ทราบสมการ Heat loss เพื่อนำค่า Heat loss ไปใช้ในการคำนวณหาค่าอื่นให้การทดลองต่อไป โดยการทดลองสมดุลพลังงานจะเป็นการทดลองในการไหลแบบสถานะเดียวเพื่อตรวจสอบว่ามีการสูญเสียพลังงานมากน้อยจากพลังงานที่ป้อนเข้าไปในระบบ



รูปที่ 4.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและค่าความร้อนที่สูญเสีย

เมื่อทำการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว (Single phase flow) เพื่อทำการตรวจสอบระบบการทำงานของเครื่องว่ามีความถูกต้องเสร็จเรียบร้อย ทำให้ทราบว่าการทำงานของระบบมีความถูกต้อง หลังจากนั้นให้ทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) โดยการทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) จะทดลองที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa 0.7 MPa และ 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s 381 kg/m²s และ 509 kg/m²s โดยจะเพิ่มฟลักซ์ความร้อน (Heat flux)

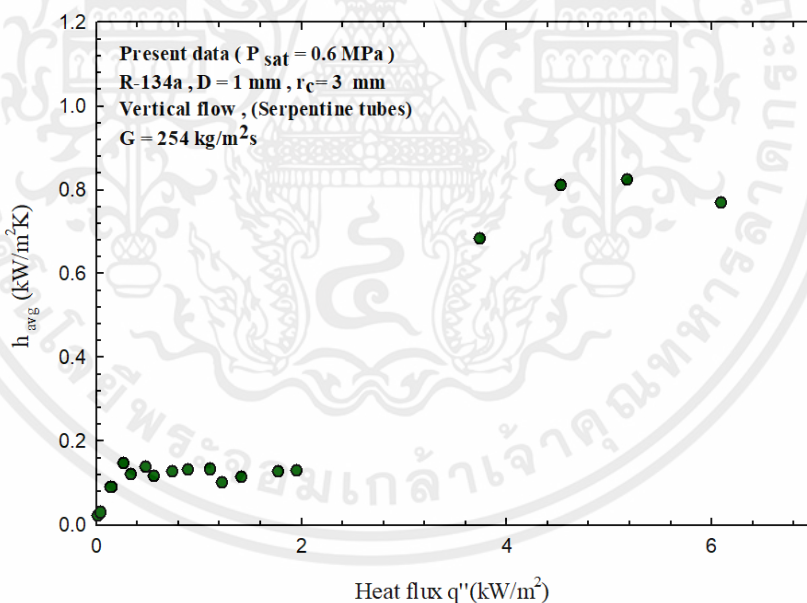
จนสารทำความเย็น R-134a กลายเป็นสองสถานะและสังเกตรูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-134a ที่ทางออก Test section และบันทึกผลการทดลอง

จากผลการทดลองที่ 4.1 จากการทดลองที่ความดันอิ่มตัว (Pressure drop) 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa ฟลักซ์มวล (Mass flux) ที่ 254 381 และ 509 Kg/m²s และเพิ่มฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) พบว่าการสูญเสียความร้อน (Heat loss) ต่ำสุดเท่ากับ 0.00012 และสูงสุดเท่ากับ 0.00806

4.2 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)

การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow) เพื่อศึกษาเกี่ยวกับหลักการทำงานของอุปกรณ์และหน้าที่การทำงานของอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง และได้นำความรู้ไปทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะ ภายในท่อเซอร์เพนไทน์แบบไมโครชาแนล และศึกษารูปแบบการไหลของสารทำความเย็น R-134a ขณะเกิดการเดือดภายในท่อ ในแนวขนานกับแนวโน้มถ่วง

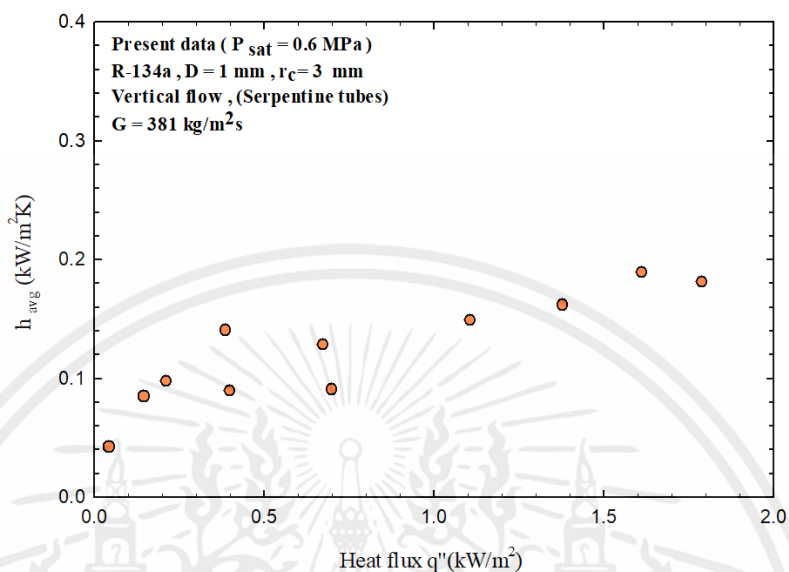
4.3 ผลการทดลองค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 Kg/m²s

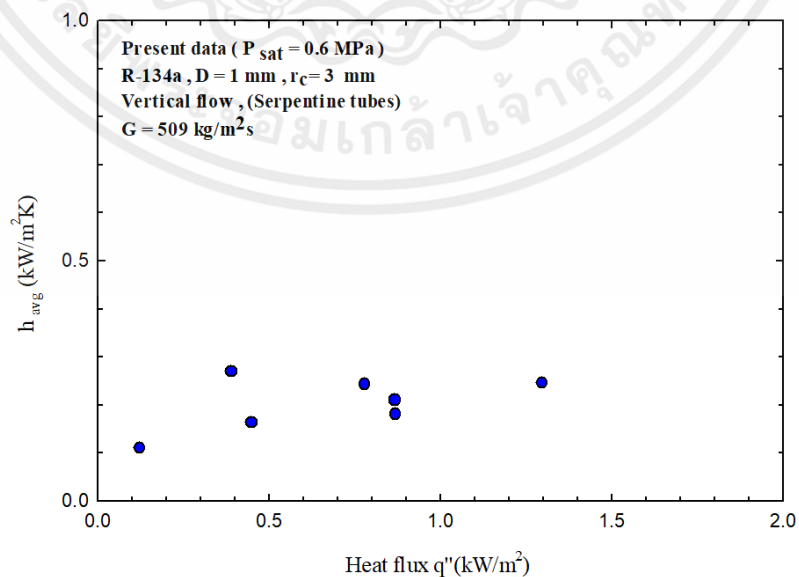
จากผลการทดลองที่ 4.2 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง

(Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0218 $\text{kW/m}^2\text{K}$ และสูงสุดเท่ากับ 0.7693 $\text{kW/m}^2\text{K}$



รูปที่ 4.3 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยกับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 381 $\text{Kg/m}^2\text{s}$

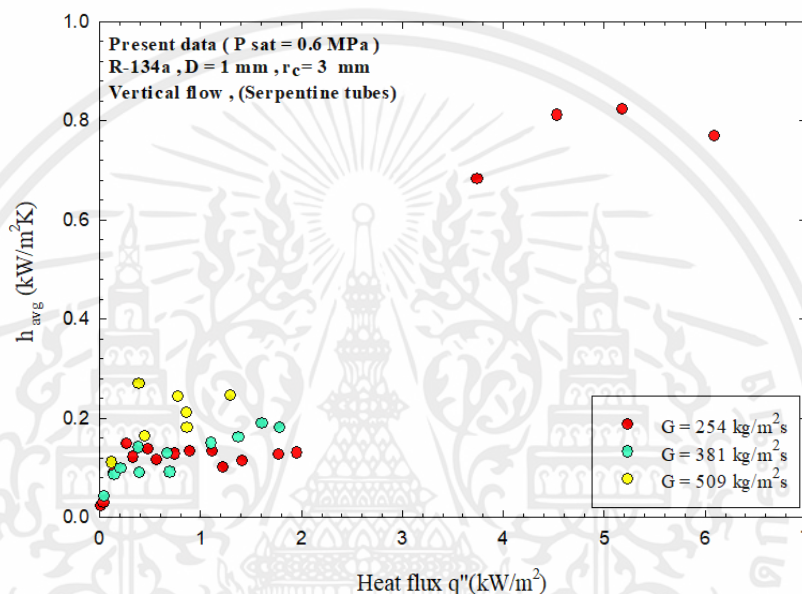
จากผลการทดลองที่ 4.3 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 381 $\text{Kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0423 $\text{kW/m}^2\text{K}$ และสูงสุดเท่ากับ 0.1811 $\text{kW/m}^2\text{K}$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

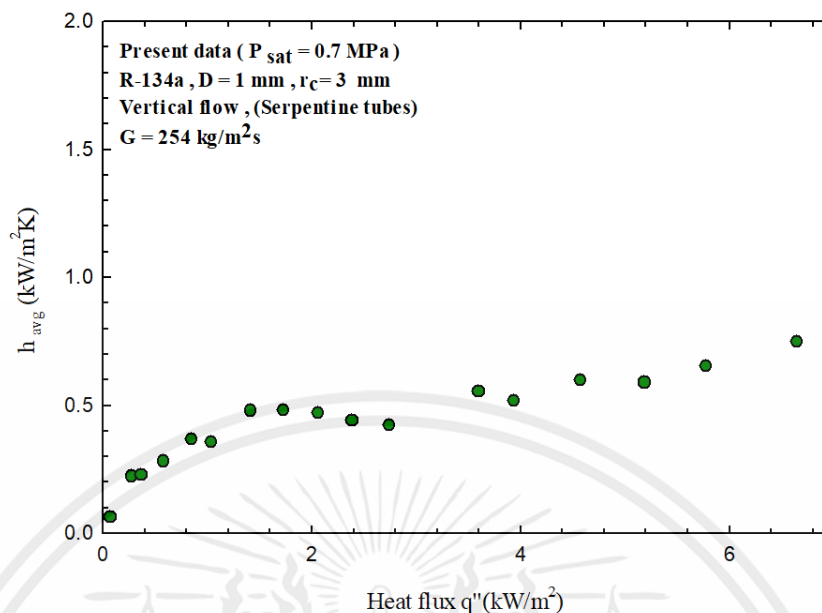
รูปที่ 4.4 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 509 Kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.4 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 509 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.1101 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 0.2459 kW/m²K



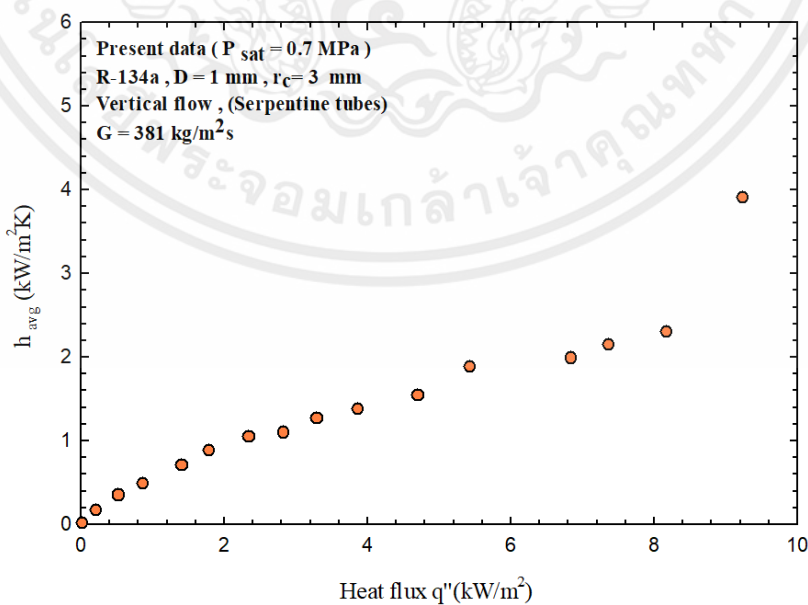
รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.6 MPa และมีฟลักซ์มวล 254, 381, และ 509 Kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.5 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 381 และ 509 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0218 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 0.7693 kW/m²K



รูปที่ 4.6 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 Kg/m²s

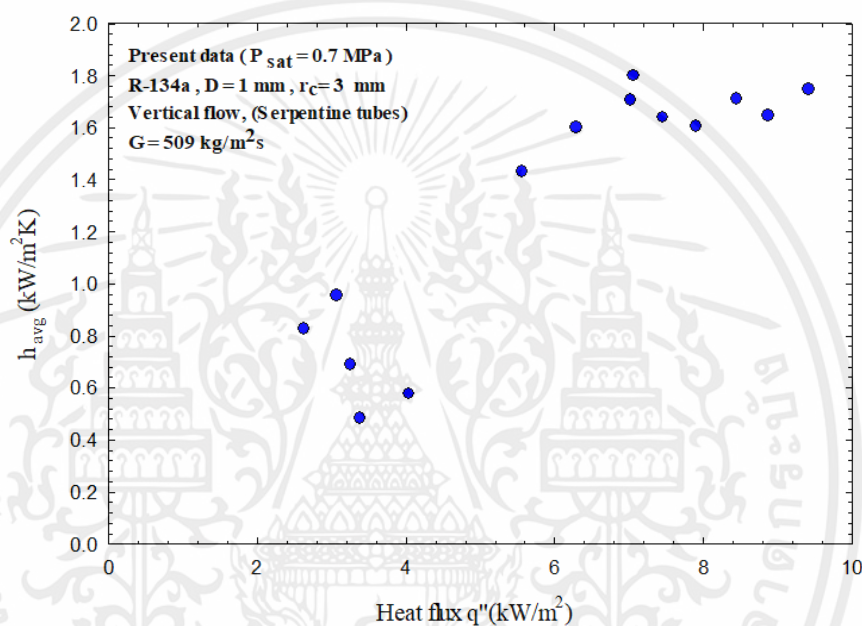
จากผลการทดลองที่ 4.6 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0630 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 0.7496 kW/m²K



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

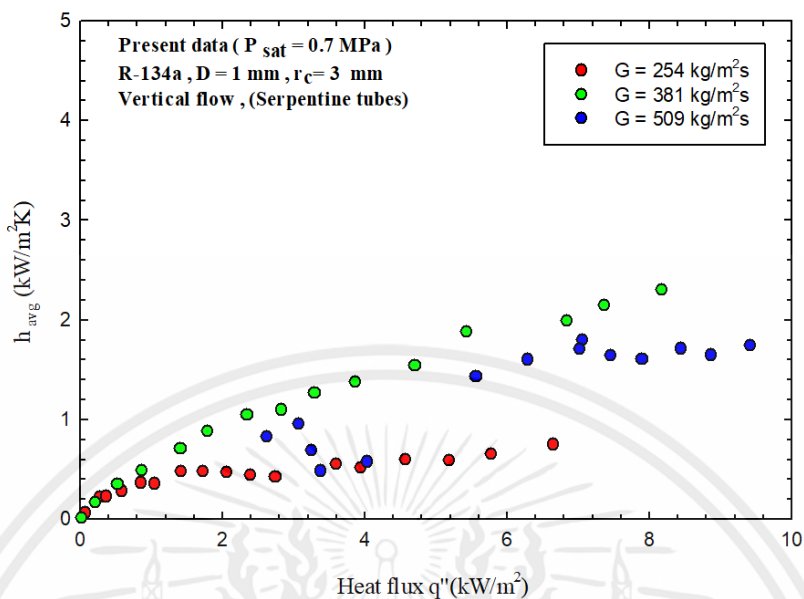
รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 381 Kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.7 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 381 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0148 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 3.9070 kW/m²K



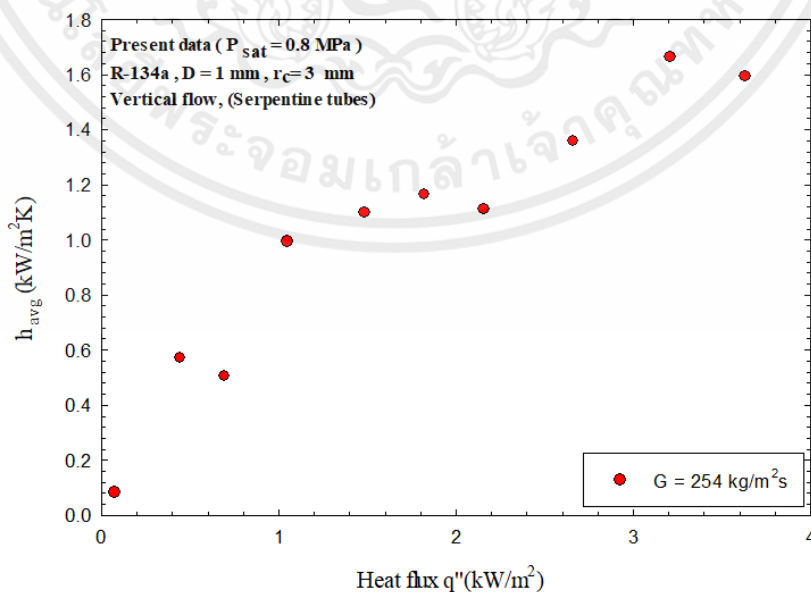
รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 509 Kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.8 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 509 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.4843 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 1.7999 kW/m²K



รูปที่ 4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.7 MPa และมีฟลักซ์มวล 254, 381, และ 509 $\text{Kg/m}^2\text{s}$

จากผลการทดลองที่ 4.9 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 381 และ 509 $\text{Kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0148 $\text{kW/m}^2\text{K}$ และสูงสุดเท่ากับ 3.9078 $\text{kW/m}^2\text{K}$

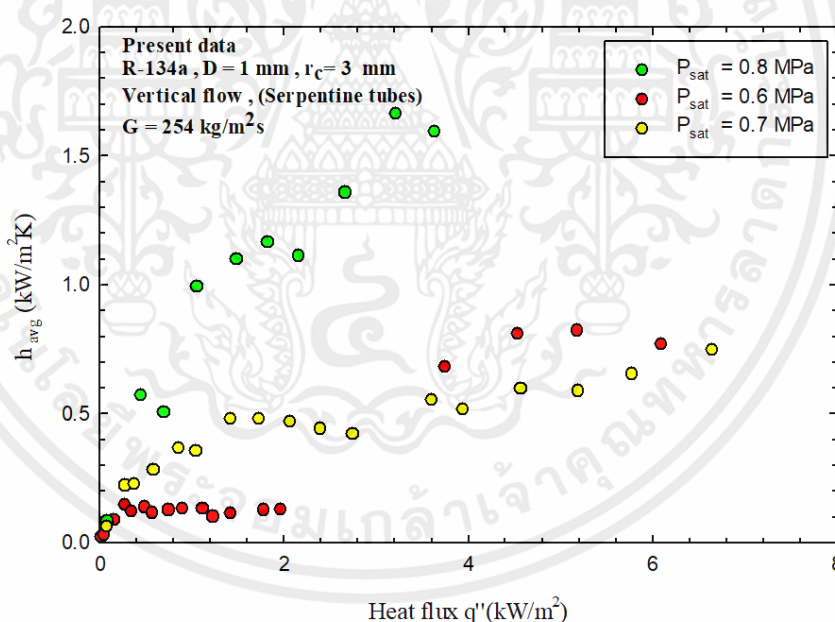


รูปที่ 4.10 ความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์ความร้อนและค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย กับฟลักซ์ความร้อนที่ความดันอิ่มตัว 0.8 MPa และมีฟลักซ์มวล 254 Kg/m²s

จากผลการทดลองที่ 4.10 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) 254 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.8 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.0846 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 1.6633 kW/m²K

4.4 ผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่

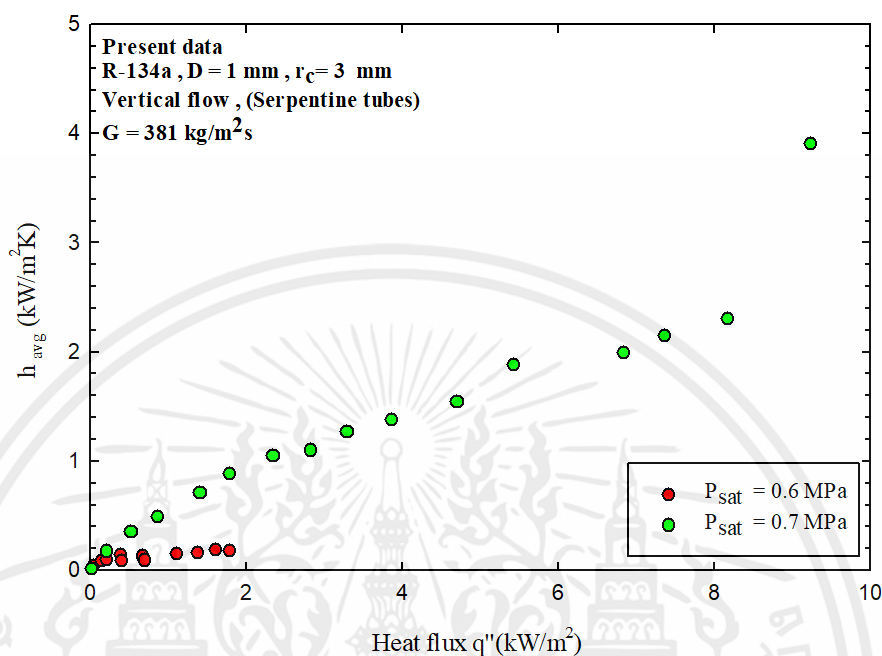
โดยเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ที่ฟลักซ์มวลคงที่ ตามความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa เพื่อแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างของผลการทดลองสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย Average heat transfer coefficient ที่ค่าฟลักซ์มวลคงที่



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 254 Kg/m²s ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa

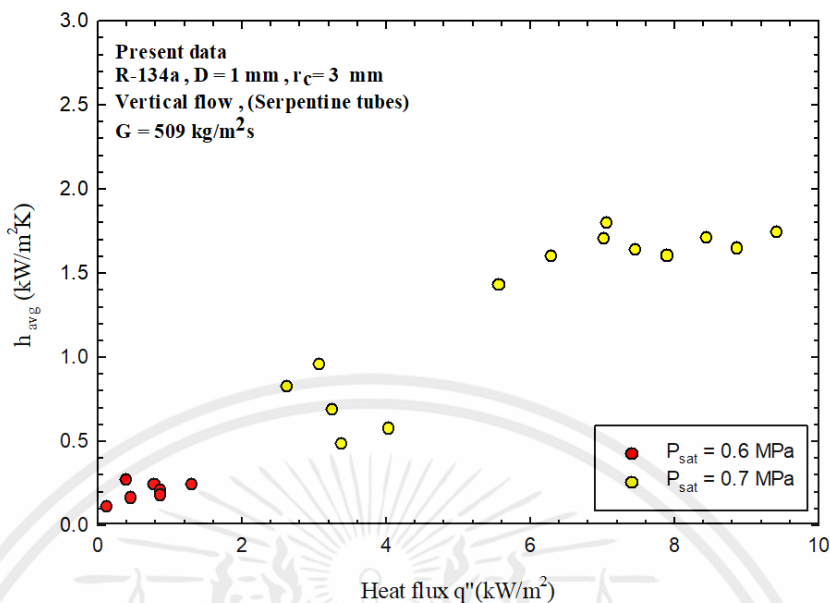
จากผลการทดลองที่ 4.11 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) คงที่ 254 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 0.7 และ 0.8 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับ

สนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ $0.0218 \text{ kW/m}^2\text{K}$ และสูงสุดเท่ากับ $1.6633 \text{ kW/m}^2\text{K}$



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล $381 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 MPa

จากผลการทดลองที่ 4.12 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) คงที่ $381 \text{ Kg/m}^2\text{s}$ ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ $0.0148 \text{ kW/m}^2\text{K}$ และสูงสุดเท่ากับ $3.9070 \text{ kW/m}^2\text{K}$

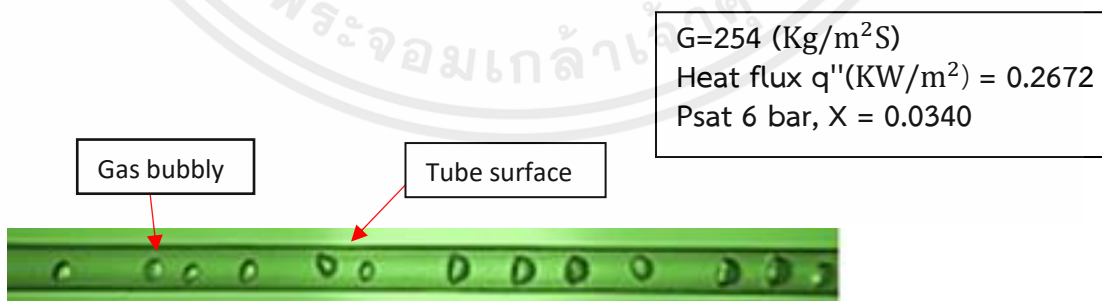


รูปที่ 4.13 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า Average heat transfer coefficient และ ฟลักซ์ความร้อนที่ค่าฟลักซ์มวล 509 Kg/m²s ที่ ความดัน 0.6 , 0.7 MPa

จากผลการทดลองที่ 4.13 จากการทดลองฟลักซ์มวล (Mass flux) คงที่ 509 Kg/m²s ที่ความดันอิ่มตัว (Pressure) 0.6 0.7 MPa มีการไหลในท่อเซอร์เพนไทน์ ซึ่งมีทิศทางการไหลขนานกับสนามโน้มถ่วง (Gravity) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (Heat transfer coefficient) ต่ำสุดเท่ากับ 0.1101 kW/m²K และสูงสุดเท่ากับ 1.7999 kW/m²K

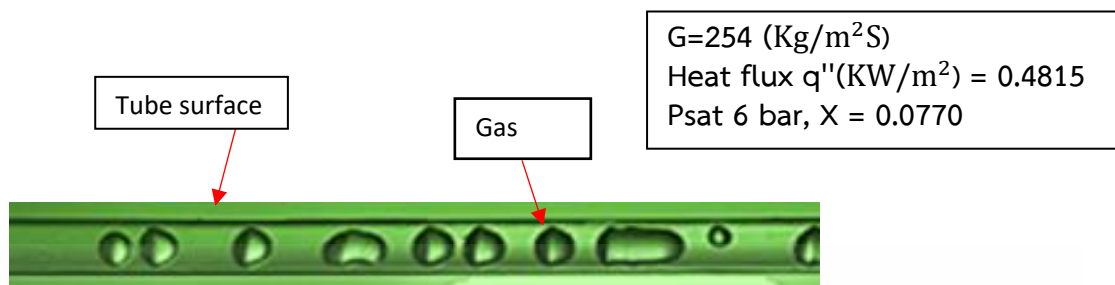
4.5 การทดลองการไหลแบบสองสถานะ (Two phase flow)

4.5.1 รูปแบบลักษณะ Flow pattern ทั้ง 6 แบบพบในการทดลองสองสถานะ



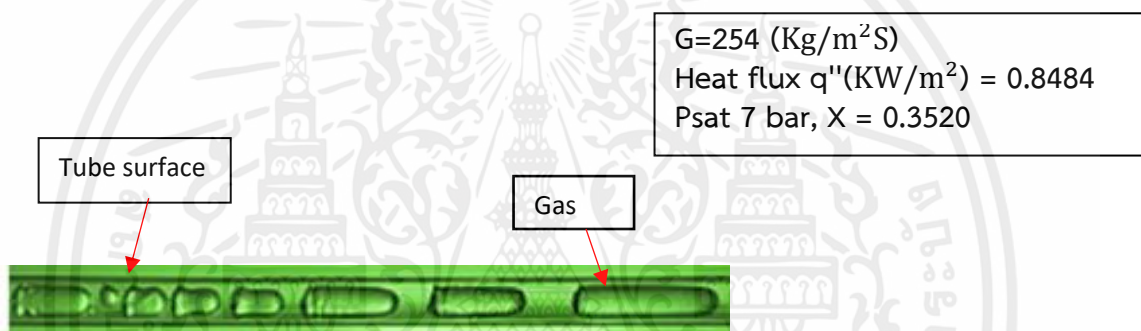
รูปที่ 4.14 รูปแบบ Bubbly flow

การไหลแบบ Bubbly flow มีลักษณะการไหลเป็นฟองแก๊สขนาดเล็กไหลอยู่ค่อนไปทางส่วนบนของท่อเนื่องจากฟองก๊าซมีความหนาแน่นน้อยกว่าของเหลวจึงลอยตัวขึ้น



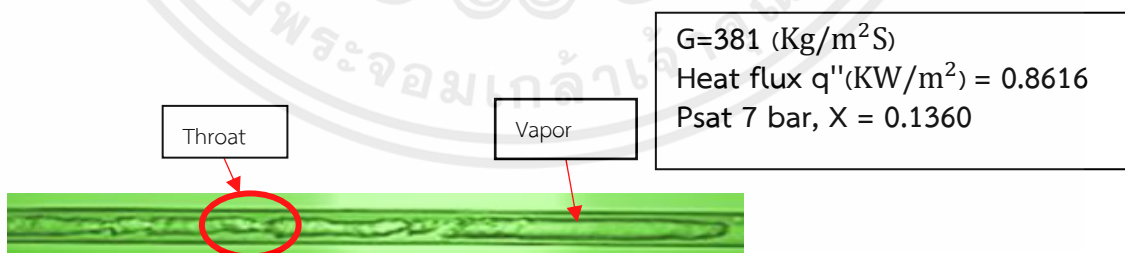
รูปที่ 4.15 รูปแบบ Plug flow

การไหลแบบ Plug flow จะเกิดจากการรวมตัวกันของฟองแก๊สขนาดเล็กหลายๆลูกของ Bubbly flow ทำให้เกิดเป็นฟองแก๊สที่มีขนาดใหญ่และยาวขึ้น



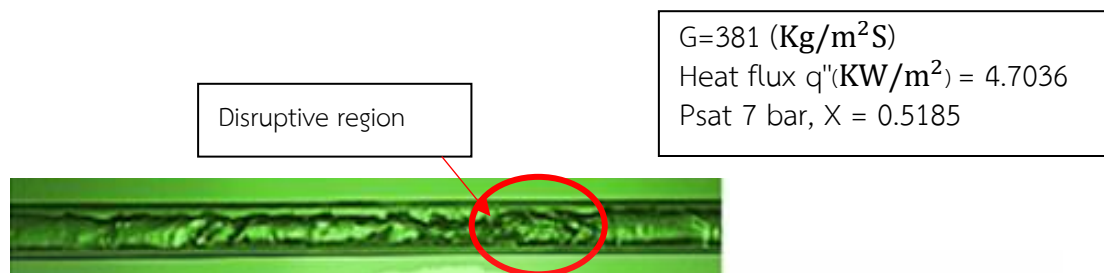
รูปที่ 4.16 รูปแบบ Slug flow

การไหลแบบของ Slug flow มีลักษณะฟองอากาศยาวซึ่งมีความยาวมากกว่าเส้นผ่าน ศูนย์กลางของท่อเนื่องจากถูกพัฒนาจากฟองอากาศขนาดเล็ก



รูปที่ 4.17 รูปแบบ Throat-annular flow

การไหลแบบ Throat-annular flow เกิดจากฟองแก๊สสองฟองมารวมตัวกันทำให้เกิดแก๊ส เป็นคอคอด



รูปที่ 4.18 รูปแบบ Churn flow

การไหลแบบ Churn flow เป็นไหลแบบปั่นป่วนและมีช่องว่างระหว่างสารเนื่องจากความเร็วของแก๊สสูงทำให้ฟองแก๊สแยกตัวออกจากกัน



รูปที่ 4.19 รูปแบบ Annular flow

การไหลแบบ Annular flow เป็นลักษณะของเหลวไหลเป็นชั้นฟิล์มวงแหวนรอบผนังท่อ โดยความหนาของชั้นฟิล์มของของเหลวด้านล่างจะหนากว่าชั้นบน และอาจมีละอองของของเหลวเคลื่อนที่กระจายอยู่ในแก๊สซึ่ง เคลื่อนที่อยู่บริเวณแกนกลางของท่อ

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองของ Two phase flow ที่ความดัน 0.6 , 0.7 และ 0.8 MPa โดยมีการให้ ฟลักซ์มวลคงที่ ที่ 254 , 381 และ 509kg/m²s ดังนี้

1. จากการทดสอบพบว่าฟลักซ์ความร้อนมีผลต่อรูปแบบการไหลและความดันภายในท่อ รวมไปถึงถึงจะส่งผลทำให้มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ทำให้รูปแบบการไหลที่พบจะต่างกันตาม อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ยิ่งอุณหภูมิเพิ่มมากขึ้น ซึ่งที่รูปแบบการไหลมีอิทธิพลอย่างมากต่อลักษณะการถ่ายเท ความร้อน โดยจากการทดสอบจะพบรูปแบบการไหลทั้งหมด 6 รูปแบบ คือ Bubbly flow, Bubbly slug flow, Slug flow, Throat-annular flow, Churn flow และ Annular flow

2. จากการทดลองรูปแบบการไหลที่มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุดคือ Bubbly flow และรูปแบบการไหลแบบ Annular flow นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด เพราะ รูปแบบการไหลแบบ Annular flow เกิดฟองแก๊สเป็นจำนวนมากที่สุด

3. การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะขึ้นอยู่กับค่าของฟลักซ์ความร้อนให้กับระบบและค่าของ ฟลักซ์ ความร้อนเพิ่มขึ้นก็จะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสูงมากขึ้นไปด้วย แต่ในขณะที่ มี พฤติกรรมการไหลแบบ Throat-annular flow, Churn flow, และ Annular flow ค่าสัมประสิทธิ์ การ ถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยจะมีค่าที่ลดลงเนื่องจากเป็นช่วงที่ฟองแก๊สเกิดการไหลแบบปั่นป่วนและ แยกตัว ออกจากการกัน ทำให้ชั้นฟิล์มของสารทำความเย็นที่เคลือบภายในท่อบางลง จึงทำให้การ ถ่ายเทร้อน ลดลง

5.2 ปัญหาที่พบเจอและแนวทางการแก้ไขปัญหา

1. ตรวจพบการรั่วซึมของสารทำความเย็น ที่ ท่อใสบริเวณ ทางเข้าและทางออกของ Test section เนื่องจากในระบบมีความดันที่สูง และมีความร้อน ท่อใส่ที่ติดตั้งไว้นั้น มีการรั่วซึมอยู่บ่อยครั้ง

2. การควบคุมอัตราการไหล (Mass flow rate) ควบคุมค่อนข้างยาก เนื่องจากชุด Test section อยู่ในแนวตั้ง และต้องรออุณหภูมิกับความดันคงที่เสียก่อน จึงจะควบคุมอัตราการไหลได้ และควร Set zero ทุกครั้งก่อนทำการทดลอง

3. ในระหว่างการทดลอง ค่า Mass flow rate ไม่คงที่ เพราะระบบมีการให้ความร้อน จึงควบคุม อัตราการไหลได้ค่อนข้างยาก

4. การเชื่อมต่อของระบบทำได้ค่อนข้างยาก ซึ่ง จะเกิดตามช่วง ข้อต่อ วาล์ว ซึ่งเป็นจุดเล็กๆ ต้องใช้น้ำฟองสบู่ในการตรวจเช็คและแก้ไข และสังเกตการลดลงของความดัน Pressure gauge ควบคู่ไป
5. การสังเกตรูปแบบการไหล ไม่สามารถดูด้วยตาเปล่า และท่อใส่ที่ไว้สังเกตอัตราการไหล ติดตั้งอยู่สูง ทำให้ต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์จับยึดกล้องถ่ายภาพ และติดตั้งไฟส่องสว่าง และต้องใช้เลนส์ macro x10 เพื่อความคมชัดในการถ่ายภาพ
6. ระหว่างการทดลอง ค่า Mass flow rate ไม่คงที่ จึงต้องมีการปรับ inverter ขึ้น-ลง เพื่อรักษาค่า Mass flow rate ให้ได้ตามค่าที่กำหนดไว้

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ก่อนจะทำการทดลอง ควรศึกษาคู่มือการใช้งานของอุปกรณ์ต่างๆก่อนที่จะทำการทดลอง เพื่อป้องกันการเสียหาย และเกิดอันตรายต่อผู้ทดลองและอุปกรณ์ เพราะอุปกรณ์ต่างๆมีราคาสูง
2. การติดตั้งต่อ Test section ควรใช้อุปกรณ์ในการตัดโค้งต่างๆ เพื่อไม่ให้ท่อมีการเสียรูป และสร้างอุปกรณ์จับยึดที่แข็งแรง เพื่อไม่ให้เกิดการขยับเพราะอาจเกิดการรั่วจากการจับยึดที่ไม่แน่น
3. การติดตั้ง Thermocouple Type T ทั้ง 18 จุด จะต้องติดตั้งโดยห้ามมีสายใดสายหนึ่งทับกัน และต้องมีฉนวนห่อหุ้มปลายสายทุกสาย เพื่อป้องกันการช้อตของระบบ
4. ก่อนการเติมสารทำความเย็นทุกครั้ง โดยการใช้ แมนิโฟลด์เกจ จะต้องไล่อากาศออกทุกครั้ง ก่อนทำการเปิดวาล์วเติมสาร และชั่งน้ำหนักของถังบรรจุสารทำความเย็นก่อน-หลังเติม เพื่อคิดจำนวนสารที่ถูกเติมเข้าระบบแต่ละครั้ง
5. ในการซ่อมรอยรั่วต่างๆ ของข้อต่อ วาล์ว ท่อใส่ หรือจุดต่างๆ ต้องการบล็อควาล์วบริเวณใกล้เคียงก่อน เพื่อให้สารทำความเย็นรั่วออกน้อยที่สุดและเมื่อซ่อมบำรุงเสร็จจะต้องแวกคัมระบบ ทุกครั้ง
6. ก่อนทำการเปิด Gear Pump ทุกครั้ง ต้องตรวจสอบวาล์วทุกตัว ว่าเปิดถูกต้อง เพื่อป้องกันการเสียหายของอุปกรณ์ต่างๆในระบบ
7. ในขณะที่ทำการทดลองทุกครั้ง ต้องสังเกต Pressure gauge ที่ P1 และ P2 จะไม่มีความแตกต่างกันของความดันเกิน 5 Bar เพราะจะทำให้เกิดการเสียหายของ Gear pump
8. มีความระมัดระวังในการปรับค่าการจ่ายกระแสไฟตรง (DC Power Supply) เนื่องจาก DC Power Supply มีความไวต่อการตอบสนองในการปรับตั้งค่า อาจทำให้อุปกรณ์ชุดทดลองเสียหายได้
9. ก่อนการทดลอง ควรควบคุมอุณหภูมิห้องให้ได้ก่อน เพื่อเราจะได้ควบคุมอุณหภูมิการทดลองได้ใกล้เคียงที่สุด
10. ก่อนการเติมสารทำความเย็นควรศึกษาวิธีเติมสารทำความเย็นอย่างละเอียดก่อน เพื่อลดการเสียหายและสิ้นเปลืองของสารทำความเย็น และใส่ถุงมือทุกครั้ง เพื่อป้องกันอันตรายจากสารทำความเย็น

อ้างอิง

- [1] Cheng, L., Xia, G., & Thome, J. R. (2021). Flow boiling heat transfer and two-phase flow phenomena of CO₂ in macro-and micro-channel evaporators: Fundamentals, applications and engineering design. *Applied Thermal Engineering*, 195, 117070.
- [2] Chen, X., Ding, T., Cao, H., Ding, H., & Li, Z. (2023). Flow boiling heat transfer mechanisms and flow characteristics of pump-driven two-phase flow systems used in data center cooling. *Applied Thermal Engineering*, 220, 119642.
- [3] Saisorn, S., Kuaseng, P., & Wongwises, S. (2014). Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels. *Experimental thermal and fluid science*, 55, 54-61.
- [4] Thome, J. R., Bar-Cohen, A., Revellin, R., & Zun, I. (2013). Unified mechanistic multiscale mapping of two-phase flow patterns in microchannels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 44, 1-22.
- [5] Tibirica, C. B., Czelusniak, L. E., & Ribatski, G. (2015). Critical heat flux in a 0.38 mm microchannel and actions for suppression of flow boiling instabilities. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 67, 48-56.
- [6] Sudipta saha (n.d.). When the fluid is fully developed flow, what does it mean physically. Available from <https://bit.ly/3J7PKC9>
- [7] Malhotra -S, Ghosh, -S. (2019). "Effects of channel diameter on flow pattern and pressure drop for air-water flow in serpentine gas channels of PEM fuel cell-An Ex situ experiment." *Experimental Thermal and Fluid Science*. September 2018, DOI/10.1016/j.expthermflusci.2018.09.006.
- [8] Bergman T.L., Lavine A.S., Incropera F.P., DeWitt D.P., 7th ed. 2011, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer.*, New York: J. Wiley.
- [9] Miracles of science. (2005). HFC-134a. Accessed June 14, 2021. Available from https://www.pfri.uniri.hr/web/dokumenti/uploads_nastava/20180214_103058_kralj_R134a.pressure.enthalpy.si.pdf.
- [10] Cengel, Y.A. *Heat transfer: a practical approach*. 2nd ed. 2004, New York: McGraw-Hill

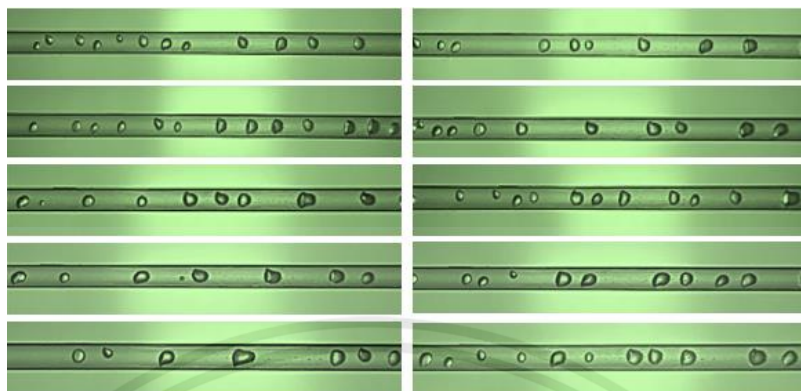
- [11] Tanatorn Nokkaew, Nattaphong Charoensak and Peerapat Kammoon. (2019). “HELICAL MICRO-CHANNEL FLOW BOILING IN DOWNWARD DIRECTION.” Thesis Bachelor of Engineering Major in Mechanical Engineering. King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang Prince of Chumphon Campus
- [12] Zhejiang Mairi Refrigeration Technology Co., Ltd. (2009). Liquid Receiver for Refrigeration System. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/43Nzoqk>
- [13] Cooserve. (n.d.). Mitsubishi Electric MUY-GN13VA/ MSY-GN13VA. Accessed June 10, 2023. Available from <https://bit.ly/3MXKXoc>
- [14] VISOR. (n.d.). Nano pH Filter. Accessed June 10, 2023. Available from <https://bit.ly/45XZFE4>
- [15] 2pt3q COMPANY. (2002). Filter drier. Accessed June 10, 2023. Available from <https://www.2pt3q.com/filter-drier/>
- [16] YOKOGAWA. (2012). Gauge Pressure Transmitter. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/3P7zAwq>
- [17] Shoopee. (2021). SANGI Heater. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/3JtaqVF>
- [18] PRMfiltration. PRESSURE GAUGES. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/3NjDTn0>
- [19] newegg. (2021). Clamp Meter. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/3Cl72YN>
- [20] Made-in-china. (2014). Magnetic Gear Pump. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://bit.ly/3Ckf97R>
- [21] EPG. Aeroflex . Accessed June 10, 2023. Available from <https://bit.ly/43zYCca>
- [22] ABB. (2007). Mass Flowmeter CoriolisMaster FCM2000. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://library.e.abb.com/public>
- [23] EPS. NIETZ NZ2000. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://www.ep-solutions.rs/en/nietz-nz2000-series>
- [24] myskinrecipes. Thermometer. Accessed June 10, 2023. Available from <https://www.myskinrecipes.com/ alcohol/thermometer>

- [25] Mainscale. GL220 Multi-Channel Data Logger. Accessed June 10, 2023.
Available from <https://www.mainscale.com/data-logger-10-channels>
- [26] Lontek. Graphtec GL800. Accessed June 10, 2023. Available from
<https://www.lontek.com.au/archive/graphtec-gl800>
- [27] <https://www.zoro.com/zoro-select-sight-glass-1-18x1-18sweat-6awu7/i/G1477472/>
- [28] ZORO. Sight Glass. Accessed June 10, 2023. Available from
<https://www.zoro.com/zoro-select-sight-glass-1-18x1-18sweat>
- [29] HK KB international Ltd. (2017). Project Lamp. Accessed June 10, 2023.
Available from http://www.hkb-ltd.com/eacp_view.asp?id=483
- [30] RS PRO. Type T Thermocouple. Accessed June 10, 2023. Available from
<https://th.rs-online.com/web/p/thermocouples/2194674>
- [31] KEEHIN. Vacuum Pump. Accessed June 10, 2023.
Available from keehin.com/category/type.html?cat=2&catname

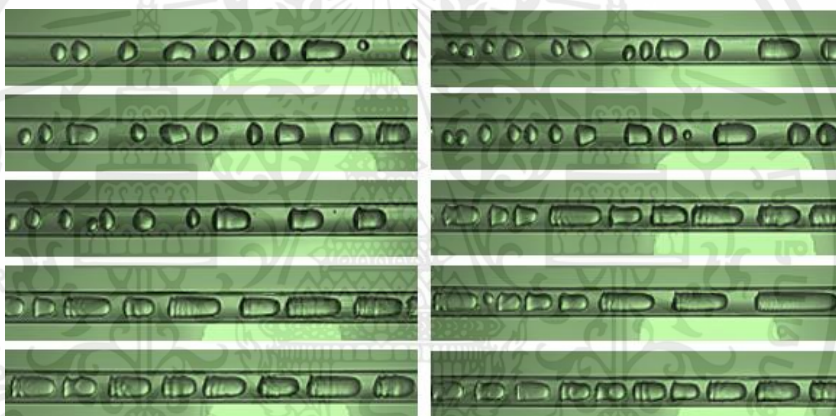


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

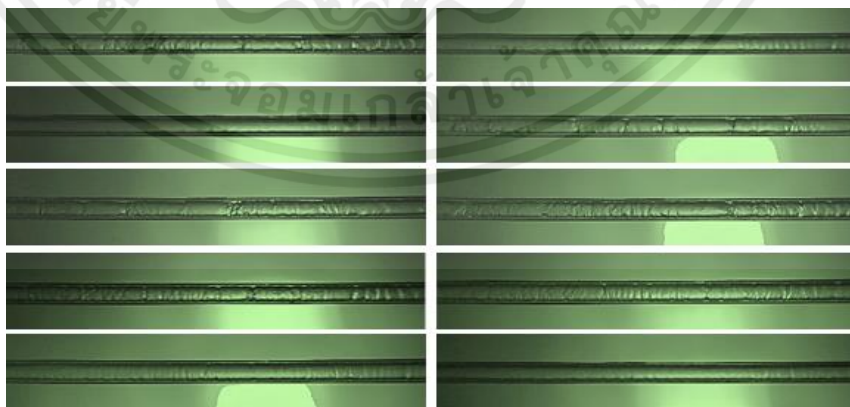
1. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 21 °C



รูปที่ ก.1 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 21 °C

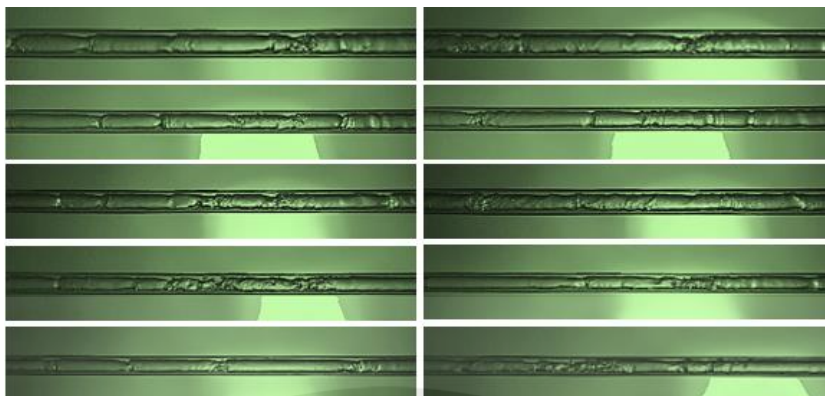


รูปที่ ก.2 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 21 °C

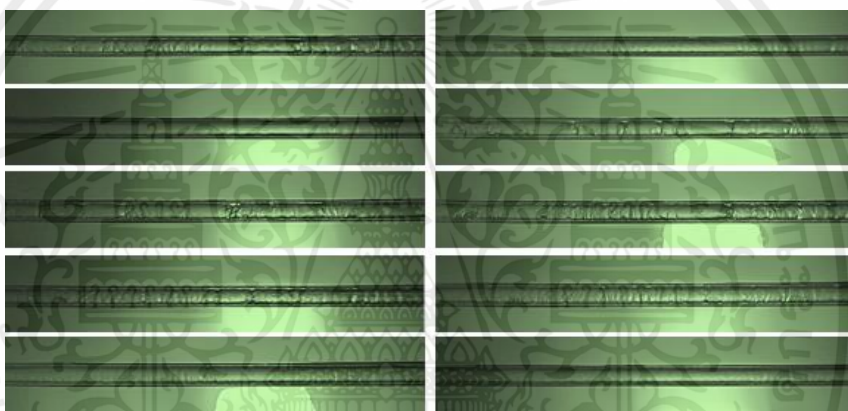


รูปที่ ก.3 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 21 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

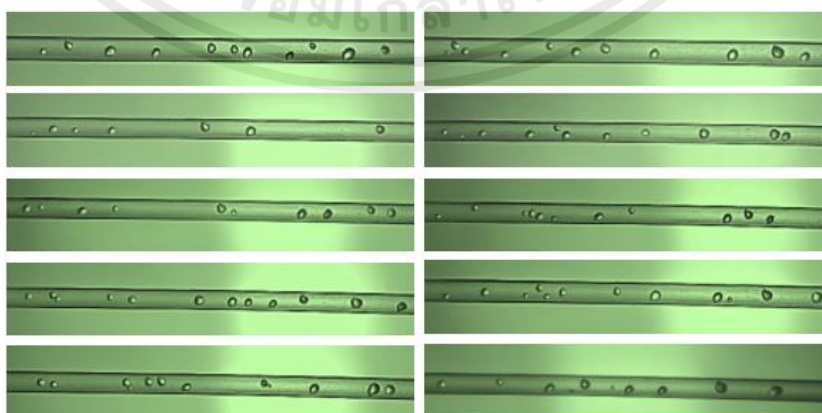


รูปที่ ก.4 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 21 °C

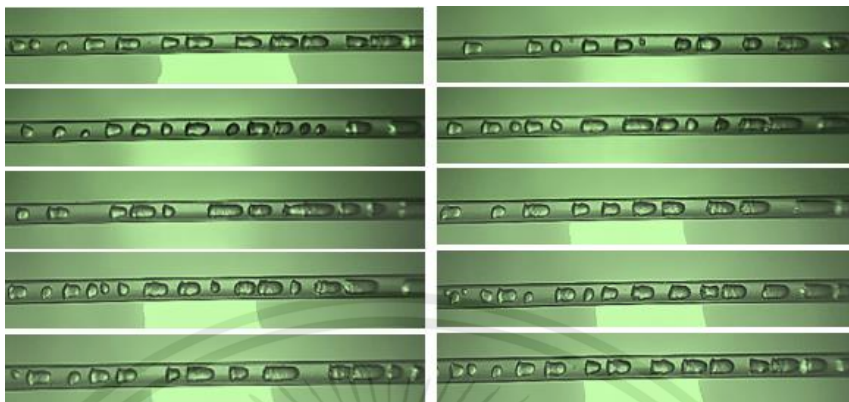


รูปที่ ก.5 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 21 °C

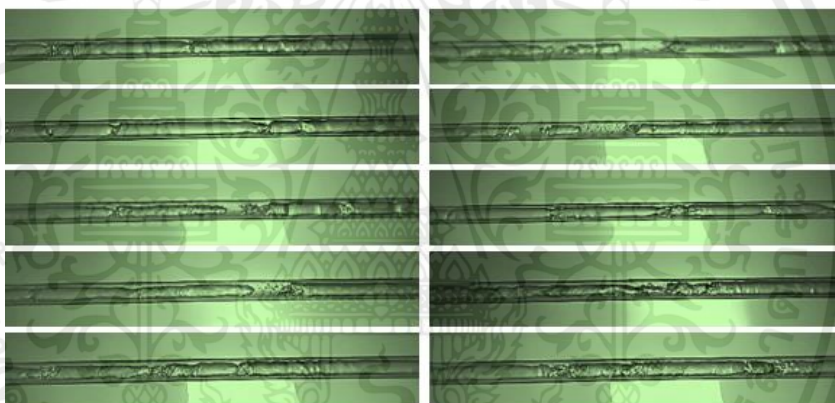
2. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0003 kg/s ที่ อุณหภูมิ 21 °C



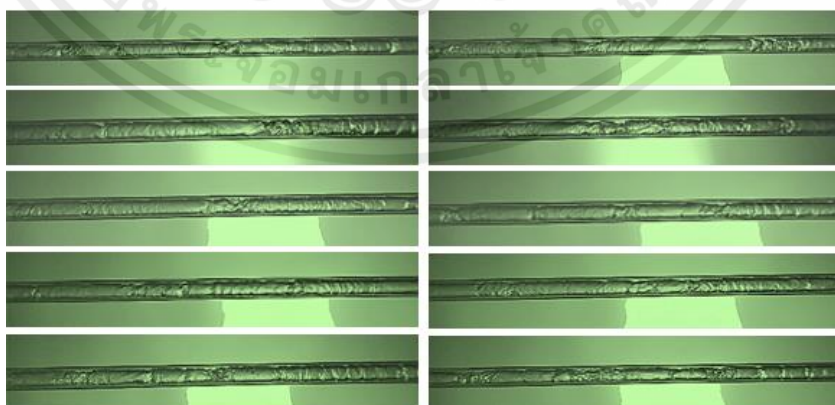
รูปที่ ก.6 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 21 °C



รูปที่ ก.7 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly slug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 21 °C

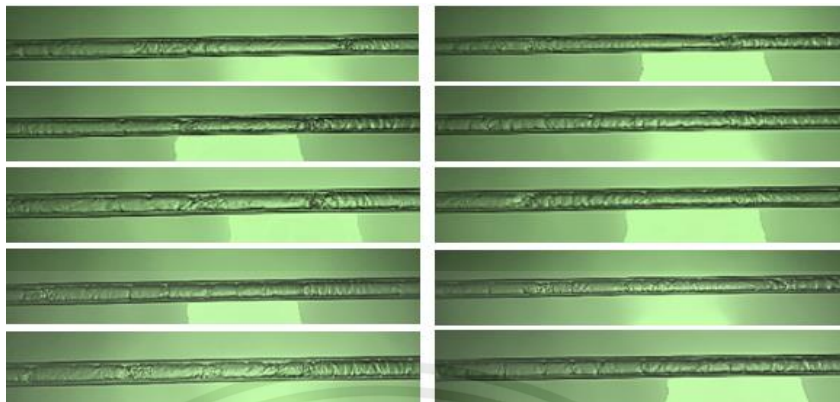


รูปที่ ก.8 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 21 °C



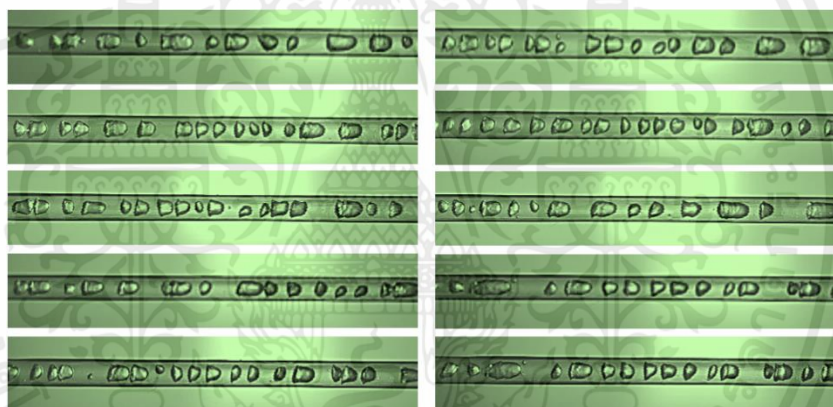
รูปที่ ก.9 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 21 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

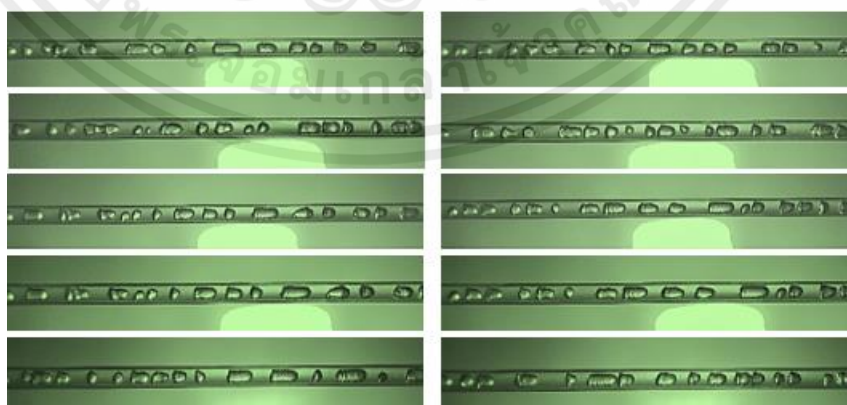


รูปที่ ก.10 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 21 °C

3. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0004kg/s ที่ อุณหภูมิ 21 °C

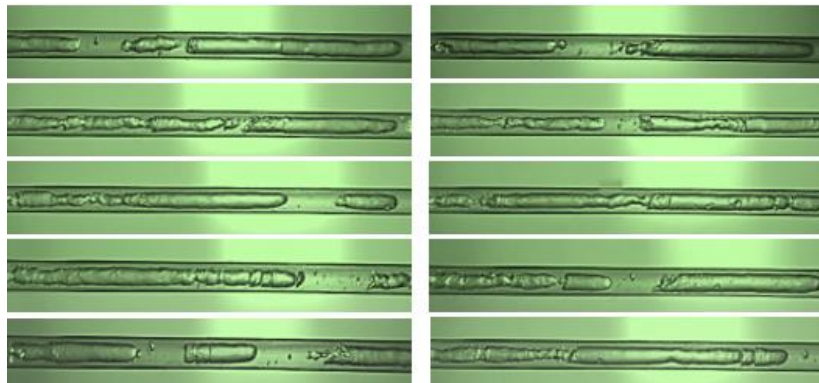


รูปที่ ก.11 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 21 °C

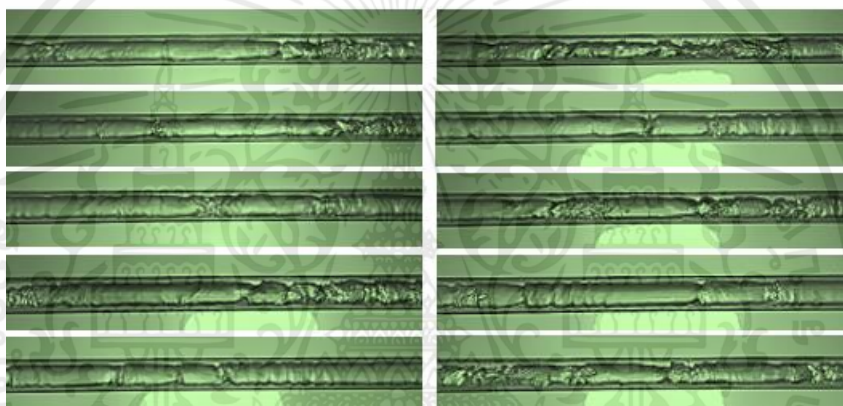


รูปที่ ก.12 รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 21 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

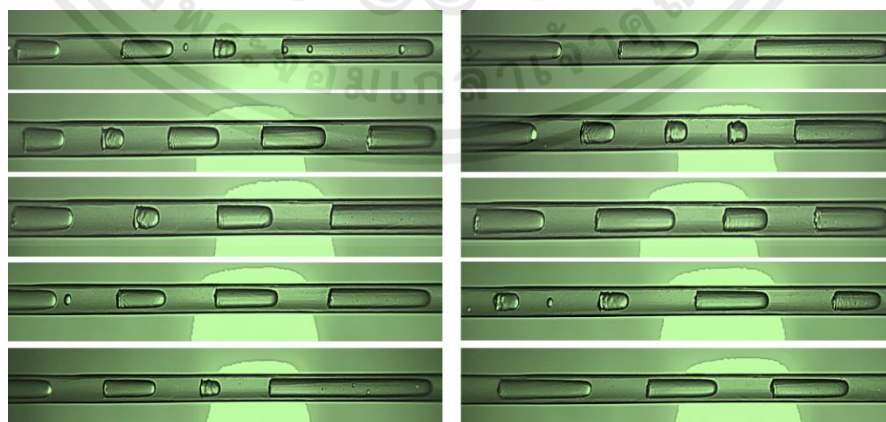


รูปที่ ก.13 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 21 °C



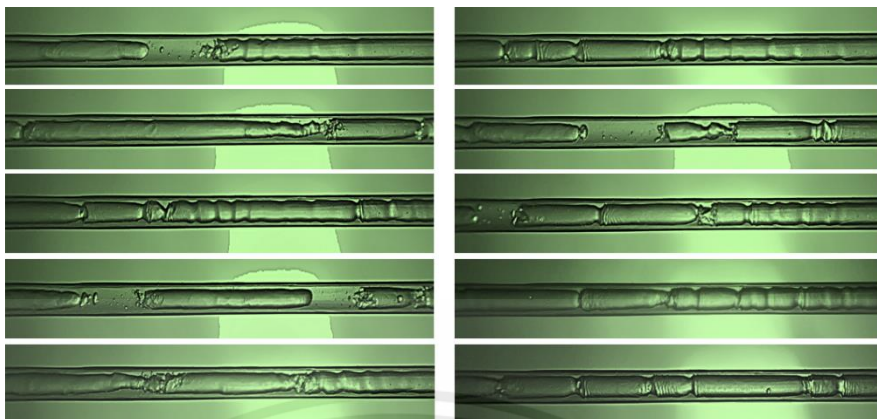
รูปที่ ก.14 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 21 °C

4. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26 °C

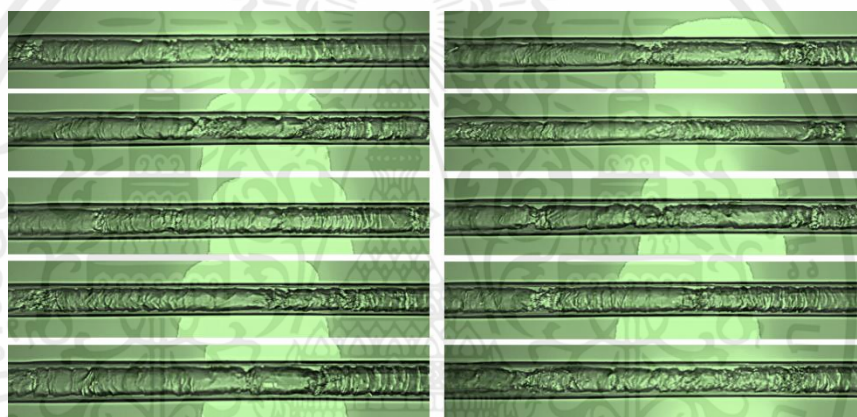


รูปที่ ก.15 รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 26 °C

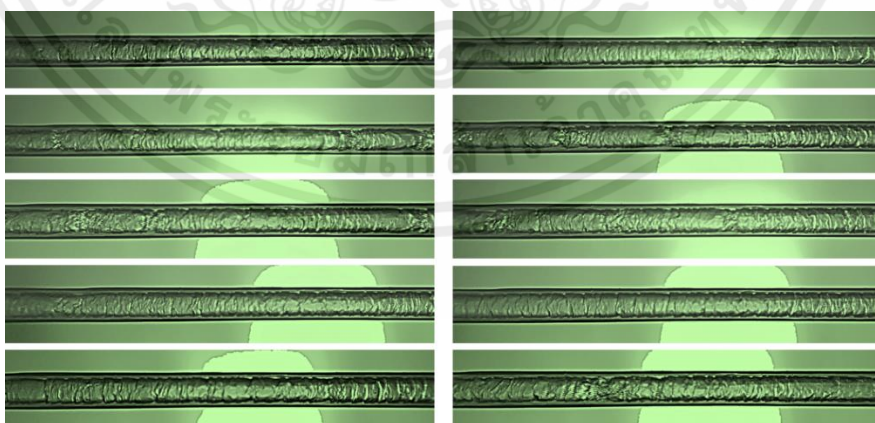
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.16 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 26 °C

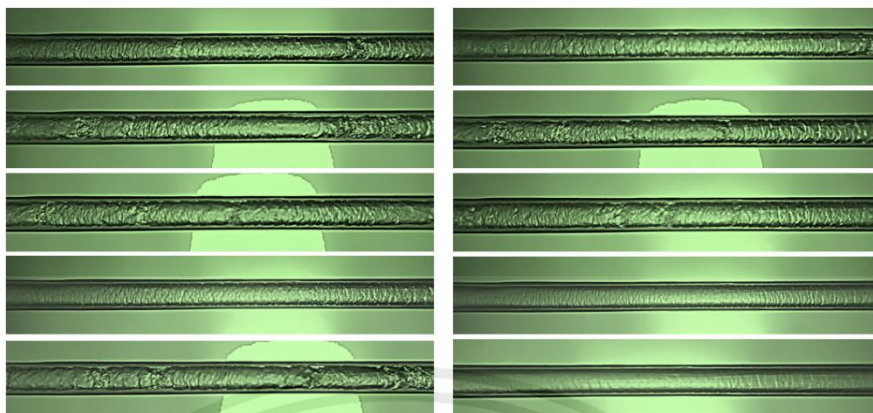


รูปที่ ก.17 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 26 °C



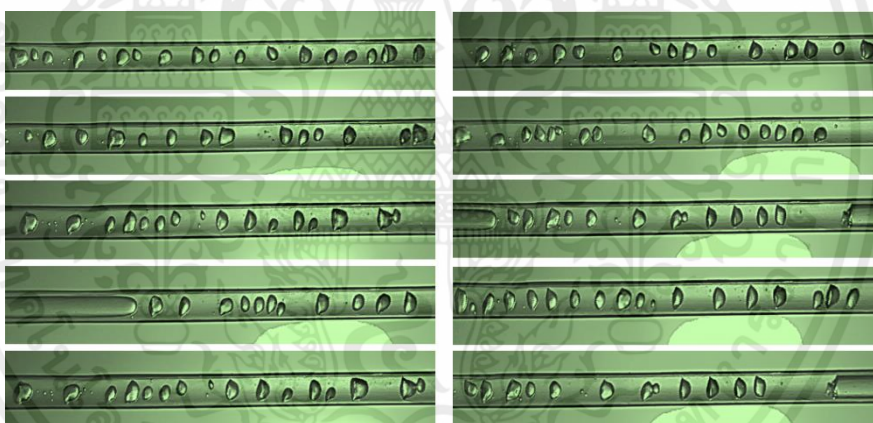
รูปที่ ก.18 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 26 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

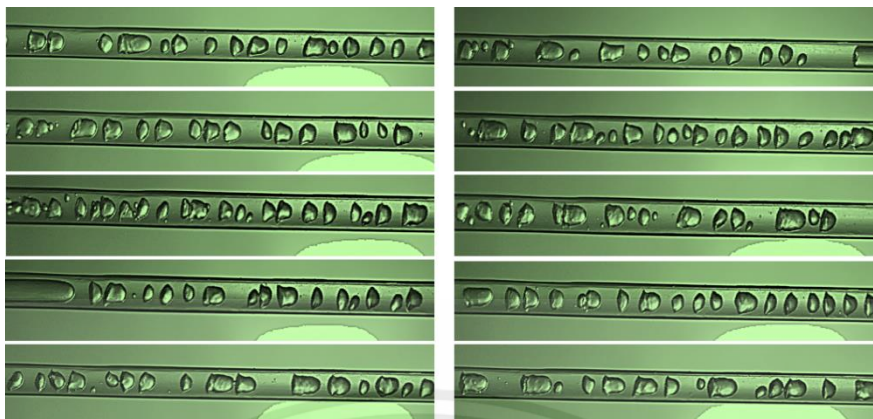


รูปที่ ก.19 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 26 °C

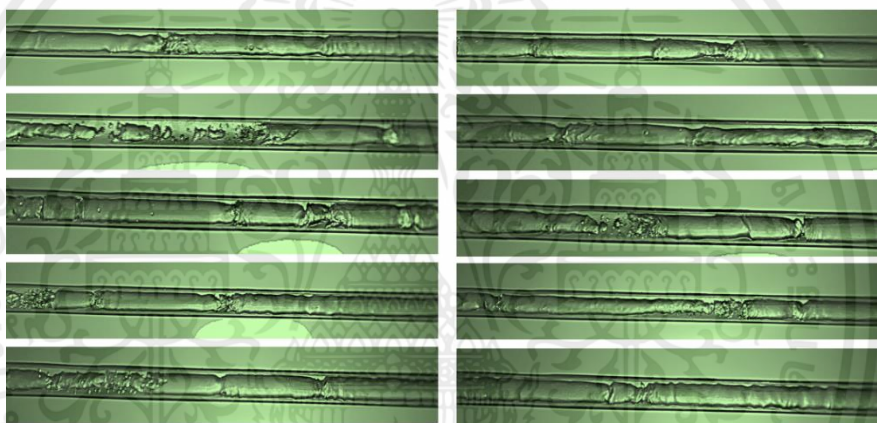
5. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0003 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26 °C



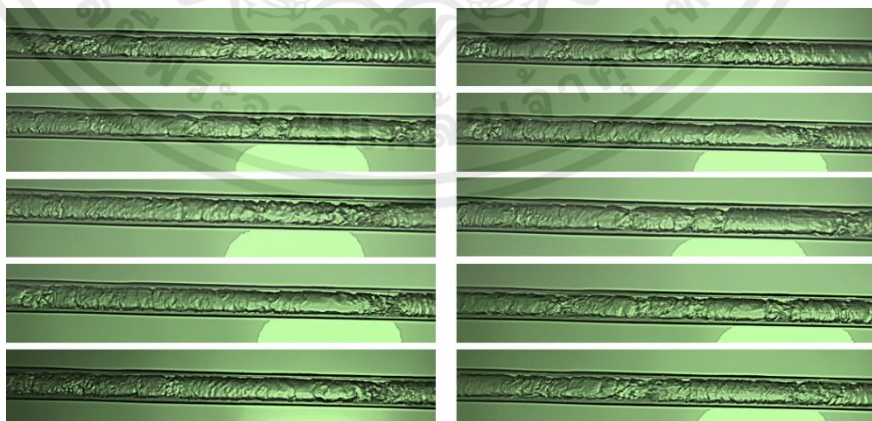
รูปที่ ก.20 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C



รูปที่ ก.21 รูปแบบการไหลแบบ Gas Plug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C

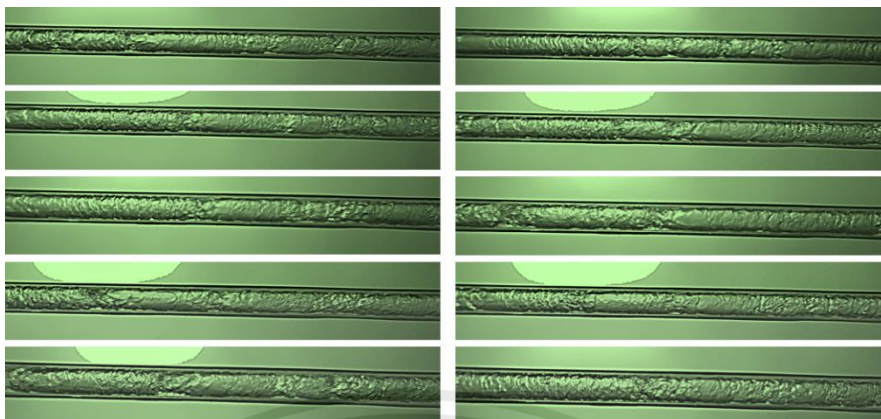


รูปที่ ก.22 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C

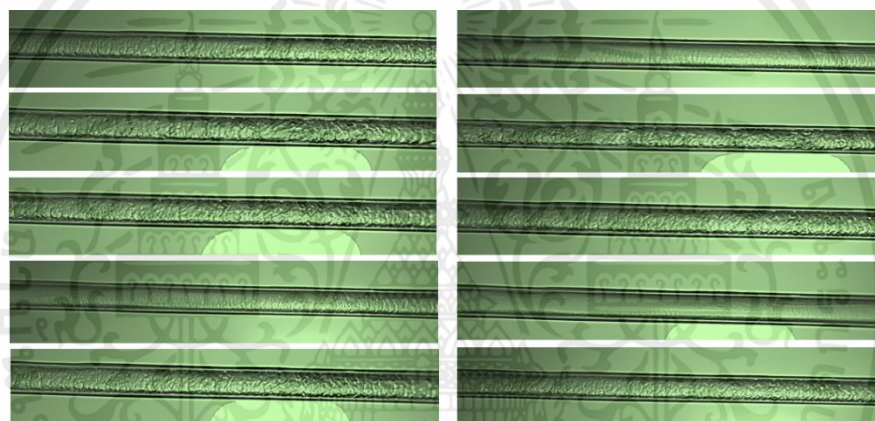


รูปที่ ก.23 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

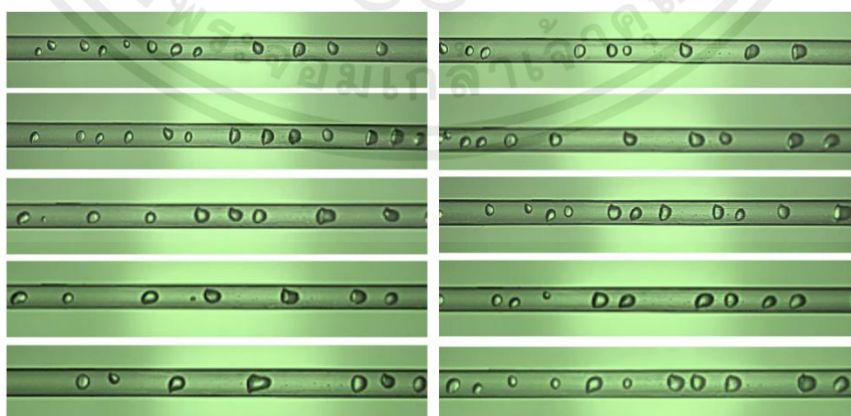


รูปที่ ก.24 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C



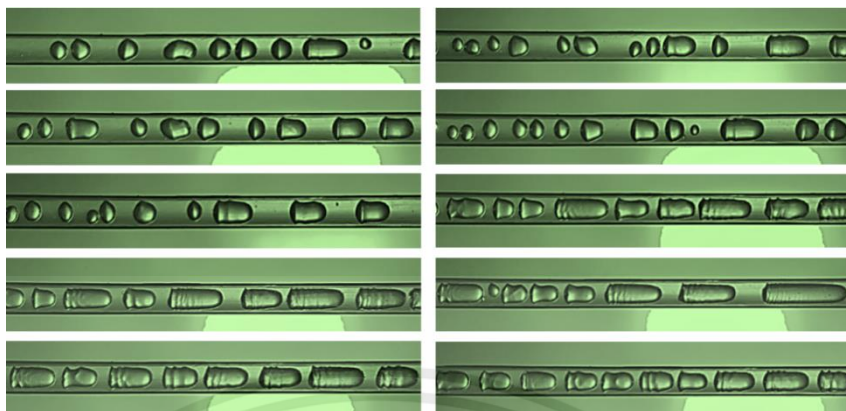
รูปที่ ก.25 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0003 kg/s ,T= 26 °C

6. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0004 kg/s ที่ อุณหภูมิ 26 °C

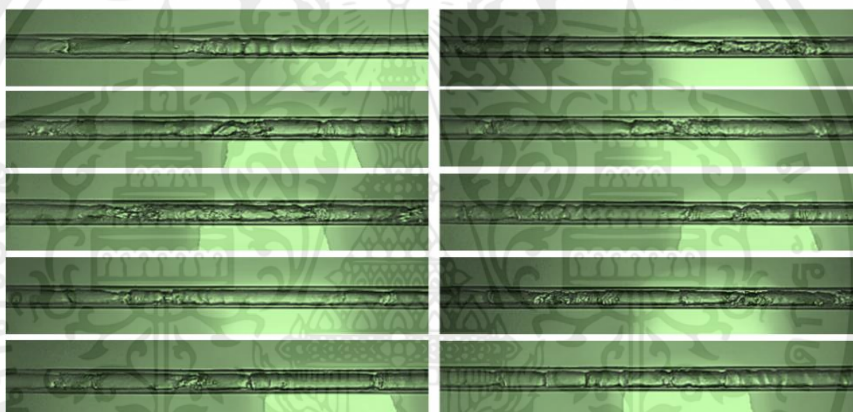


รูปที่ ก.26 รูปแบบการไหลแบบ Bubbly flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C

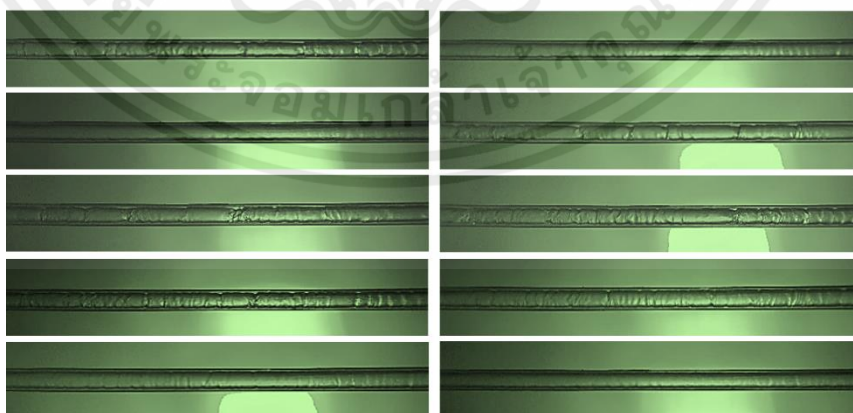
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก.27 รูปแบบการไหลแบบ Gas plug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C

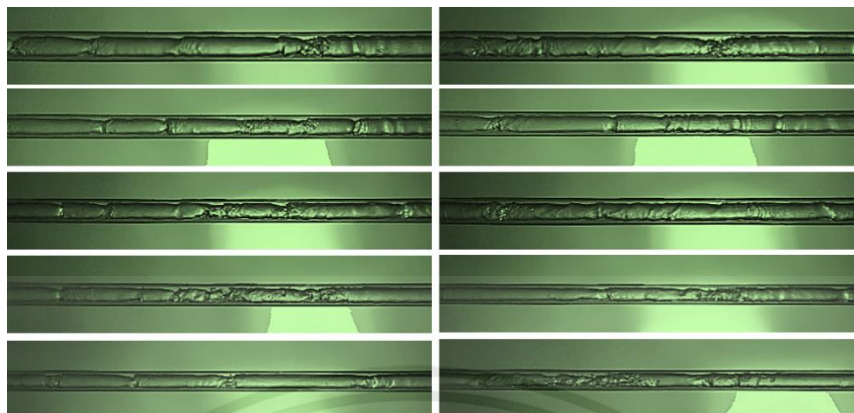


รูปที่ ก.28 รูปแบบการไหลแบบ Slug flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C



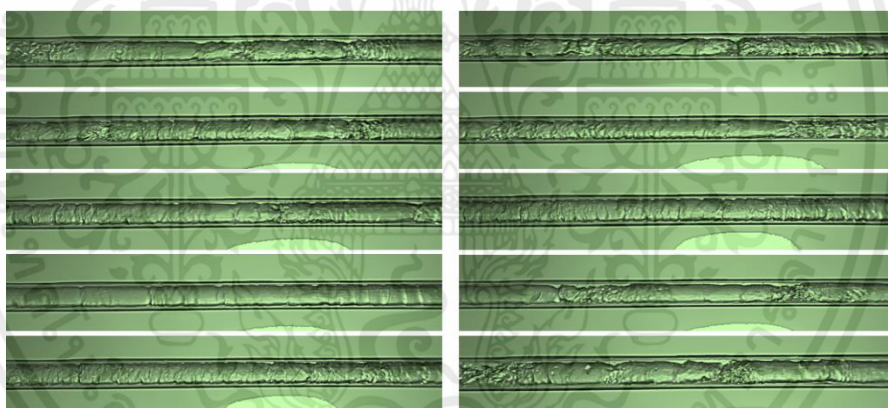
รูปที่ ก.29 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0004 kg/s ,T= 26 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

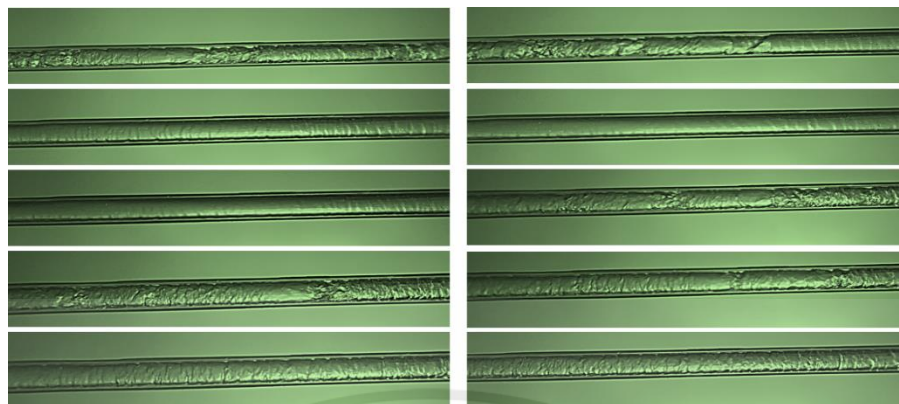


รูปที่ ก.30 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0004 kg/s, T= 26 °C

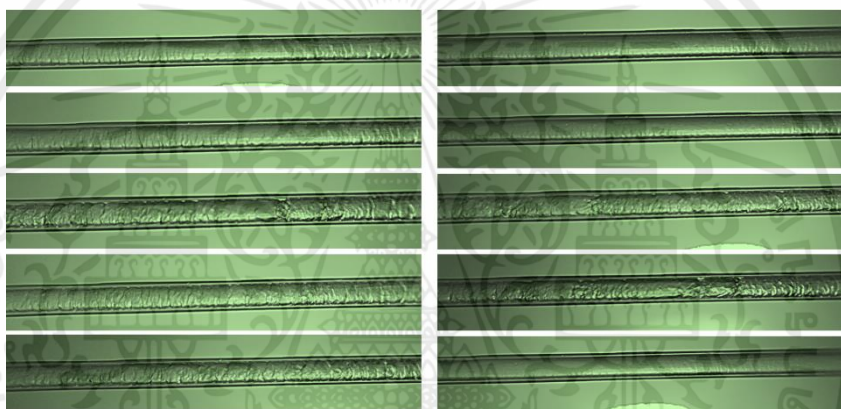
7. รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ที่ mass flow 0.0002 kg/s ที่ อุณหภูมิ 31 °C



รูปที่ ก.31 รูปแบบการไหลแบบ Throat-annular flow mass flow 0.0002 kg/s , T= 31 °C



รูปที่ ก.32 รูปแบบการไหลแบบ Churn flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 31 °C



รูปที่ ก.33 รูปแบบการไหลแบบ Annular flow mass flow 0.0002 kg/s ,T= 31 °C



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลการทดลอง

1. ผลการทดลองที่ความดัน 0.6 MPa

ตารางที่ ข.1 ผลการทดลองที่ความดันอิมิตัว 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

$T_{ambient}$ °C	Q_{in} (KW)	Q_{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	$T_{s,in,avg}$
21	0.00000	0.00012	254.65	-0.0368	21.2471
21	0.00020	0.00027	254.65	-0.0204	21.5377
21	0.00042	0.00037	254.65	0.0160	21.7335
21	0.00080	0.00067	254.65	0.0393	22.3373
21	0.00130	0.00081	254.65	0.1458	22.6235
21	0.00180	0.00090	254.65	0.2672	22.8087
21	0.00252	0.00139	254.65	0.3368	23.7823
21	0.00336	0.00174	254.65	0.4815	24.4921
21	0.00432	0.00242	254.65	0.5652	25.8520
21	0.00540	0.00291	254.65	0.7428	26.8210
21	0.00638	0.00338	254.65	0.8940	27.7670
21	0.00792	0.00418	254.65	1.1131	29.3784
21	0.01014	0.00603	254.65	1.2244	33.0755
21	0.01092	0.00617	254.65	1.4133	33.3678
21	0.01290	0.00695	254.65	1.7718	34.9235
21	0.01408	0.00752	254.65	1.9546	36.0578
21	0.01530	0.00273	254.65	3.7439	26.4825
21	0.01800	0.00278	254.65	4.5332	26.5859
21	0.02052	0.00312	254.65	5.1797	27.2883

ตารางที่ ข.2 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m²s

T _{ambient} (°C)	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}
19	0.00000	0.00127	381.97	-0.3775	0.0000
19	0.00016	0.00132	381.97	-0.3469	21.2085
19	0.00030	0.00132	381.97	-0.3051	21.2085
19	0.00056	0.00141	381.97	-0.2537	21.3542
19	0.00090	0.00148	381.97	-0.1724	21.4664
19	0.00144	0.00164	381.97	-0.0605	21.7412
19	0.00196	0.00181	381.97	0.0435	22.0271
19	0.00272	0.00223	381.97	0.1460	22.7211
19	0.00320	0.00249	381.97	0.2111	23.1577
19	0.00414	0.00284	381.97	0.3862	23.7462
19	0.00520	0.00386	381.97	0.3985	25.4463
19	0.00660	0.00434	381.97	0.6736	26.2420
19	0.00816	0.00581	381.97	0.6991	28.7026
19	0.00936	0.00564	381.97	1.1063	28.4252
19	0.01092	0.00629	381.97	1.3772	29.5118
19	0.01170	0.00629	381.97	1.6105	29.5075
19	0.01312	0.00711	381.97	1.7888	30.8789

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.3 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.6 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}
24	0.00000	0.00125	254.65	-0.3719	26.4977
24	0.00008	0.00126	254.65	-0.3506	26.5148
24	0.00008	0.00125	254.65	-0.3481	26.4982
24	0.00012	0.00132	254.65	-0.3586	26.6489
24	0.00032	0.00154	254.65	-0.3622	27.0736
24	0.00090	0.00154	254.65	-0.1903	27.0802
24	0.00180	0.00156	254.65	0.0710	27.1268
24	0.00252	0.00161	254.65	0.2720	27.2176
24	0.00304	0.00180	254.65	0.3679	27.6148
24	0.00396	0.00202	254.65	0.5778	28.0468
24	0.00500	0.00215	254.65	0.8484	28.3110
24	0.00594	0.00245	254.65	1.0385	28.9161
24	0.00720	0.00246	254.65	1.4103	28.9407
24	0.00858	0.00279	254.65	1.7248	29.5913
24	0.01008	0.00317	254.65	2.0567	30.3647
24	0.01170	0.00369	254.65	2.3861	31.3954
24	0.01344	0.00423	254.65	2.7429	32.4821
24	0.01632	0.00424	254.65	3.5980	32.5042
24	0.01800	0.00478	254.65	3.9361	33.5958
24	0.02014	0.00479	254.65	4.5692	33.6275
24	0.02280	0.00538	254.65	5.1868	34.8047
24	0.02478	0.00539	254.65	5.7747	34.8196
24	0.02772	0.00541	254.65	6.6443	34.8639

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2 ผลการทดลองที่ความดัน 0.7 MPa

ตารางที่ ข.4 ผลการทดลองที่ความดันอิมตัว 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}
24	0.00000	0.00125	254.65	-0.3719	26.4977
24	0.00008	0.00126	254.65	-0.3506	26.5148
24	0.00008	0.00125	254.65	-0.3481	26.4982
24	0.00012	0.00132	254.65	-0.3586	26.6489
24	0.00032	0.00154	254.65	-0.3622	27.0736
24	0.00090	0.00154	254.65	-0.1903	27.0802
24	0.00180	0.00156	254.65	0.0710	27.1268
24	0.00252	0.00161	254.65	0.2720	27.2176
24	0.00304	0.00180	254.65	0.3679	27.6148
24	0.00396	0.00202	254.65	0.5778	28.0468
24	0.00500	0.00215	254.65	0.8484	28.3110
24	0.00594	0.00245	254.65	1.0385	28.9161
24	0.00720	0.00246	254.65	1.4103	28.9407
24	0.00858	0.00279	254.65	1.7248	29.5913
24	0.01008	0.00317	254.65	2.0567	30.3647
24	0.01170	0.00369	254.65	2.3861	31.3954
24	0.01344	0.00423	254.65	2.7429	32.4821
24	0.01632	0.00424	254.65	3.5980	32.5042
24	0.01800	0.00478	254.65	3.9361	33.5958

ตารางที่ ข.4 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s (ต่อ)

T _{ambient} (°C)	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}
24	0.02014	0.00479	254.65	4.5692	33.6275
24	0.02280	0.00538	254.65	5.1868	34.8047
24	0.02478	0.00539	254.65	5.7747	34.8196
24	0.02772	0.00541	254.65	6.6443	34.8639



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.5 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 381 kg/m²s

$T_{ambient}$ (°C)	Q_{in} (KW)	Q_{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	$T_{s,in,avg}$
20	0.00000	0.00382	381.97	-1.1373	26.3656
20	0.00020	0.00358	381.97	-1.0057	25.9628
20	0.00008	0.00368	381.97	-1.0714	26.1303
20	0.00012	0.00368	381.97	-1.0595	26.1304
20	0.00024	0.00367	381.97	-1.0217	26.1194
20	0.00090	0.00369	381.97	-0.8322	26.1596
20	0.00132	0.00385	381.97	-0.7541	26.4232
20	0.00196	0.00408	381.97	-0.6323	26.8097
20	0.00256	0.00408	381.97	-0.4527	26.8053
20	0.00342	0.00445	381.97	-0.3064	27.4215
20	0.00440	0.00434	381.97	0.0184	27.2389
20	0.00506	0.00434	381.97	0.2139	27.2456
20	0.00624	0.00449	381.97	0.5224	27.4878
20	0.00754	0.00465	381.97	0.8616	27.7584
20	0.00952	0.00479	381.97	1.4092	27.9969
20	0.01080	0.00480	381.97	1.7864	28.0215
20	0.01280	0.00493	381.97	2.3440	28.2375
20	0.01462	0.00513	381.97	2.8261	28.5757
20	0.01620	0.00514	381.97	3.2936	28.5953
20	0.01824	0.00526	381.97	3.8641	28.8059
20	0.02120	0.00540	381.97	4.7036	29.0462
20	0.02352	0.00530	381.97	5.4246	28.8817
20	0.02860	0.00563	381.97	6.8391	29.4402
20	0.03036	0.00563	381.97	7.3652	29.4324
20	0.03312	0.00569	381.97	8.1680	29.5439

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ข.6 ผลการทดลองที่ความดันอิมพัลส์ 0.7 MPa ฟลักซ์มวลที่ 509 kg/m²s

$T_{\text{ambient}} \text{ } ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{in}} \text{ (KW)}$	$Q_{\text{loss}} \text{ (KW)}$	G (kg/m ² s)	q'' (kW/m ²)	$T_{\text{s,in,avg}}$
24	0.00342	0.00185	509.30	0.4686	26.0579
24	0.00440	0.00195	509.30	0.7304	26.1717
24	0.00550	0.00214	509.30	1.0010	26.3863
24	0.00672	0.00214	509.30	1.3643	26.3886
24	0.00832	0.00258	509.30	1.7105	26.8776
24	0.00980	0.00308	509.30	2.0000	27.4443
24	0.01170	0.00309	509.30	2.5643	27.4535
24	0.01344	0.00463	509.30	2.6227	29.1721
24	0.01496	0.00466	509.30	3.0664	29.2083
24	0.01692	0.00601	509.30	3.2489	30.7087
24	0.01938	0.00804	509.30	3.3763	32.9712
24	0.02160	0.00806	509.30	4.0329	32.9920
24	0.02394	0.00526	509.30	5.5625	29.8885
24	0.02640	0.00529	509.30	6.2860	29.9269
24	0.02898	0.00528	509.30	7.0572	29.9207
24	0.02903	0.00546	509.30	7.0202	30.1160
24	0.03086	0.00584	509.30	7.4524	30.5438
24	0.03270	0.00617	509.30	7.8980	30.9215
24	0.03453	0.00618	509.30	8.4424	30.9305
24	0.03636	0.00658	509.30	8.8686	31.3804
24	0.03820	0.00659	509.30	9.4129	31.3898

3 ผลการทดลองที่ความดัน 0.8 MPa

ตารางที่ ข.7 ผลการทดลองที่ความดันอิมพั 0.8 MPa ฟลักซ์มวลที่ 254 kg/m²s

T _{ambient} °C	Q _{in} (KW)	Q _{loss} (KW)	G (kg/m ² s)	q" (kW/m ²)	T _{s,in,avg}
25	0.00010	0.00287	254.65	-0.8256	30.7453
25	0.00028	0.00294	254.65	-0.7919	30.8795
25	0.00054	0.00299	254.65	-0.7294	30.9800
25	0.00096	0.00305	254.65	-0.6218	31.0983
25	0.00150	0.00306	254.65	-0.4635	31.1160
25	0.00240	0.00314	254.65	-0.2213	31.2909
25	0.00294	0.00321	254.65	-0.0813	31.4314
25	0.00368	0.00343	254.65	0.0737	31.8716
25	0.00486	0.00338	254.65	0.4406	31.7700
25	0.00600	0.00368	254.65	0.6914	32.3671
25	0.00704	0.00352	254.65	1.0481	32.0531
25	0.00864	0.00366	254.65	1.4814	32.3462
25	0.00988	0.00377	254.65	1.8190	32.5611
25	0.01120	0.00396	254.65	2.1563	32.9376
25	0.01290	0.00397	254.65	2.6600	32.9579
25	0.01472	0.00395	254.65	3.2069	32.9280



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค.1 การหาคำนวนหาค่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากระบบ (Heat loss)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ข.5 ผลการทดลองที่ $P_{\text{sat}} = 7 \text{ bar}$ $G = 381 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ที่อุณหภูมิคงที่ $26 \text{ }^\circ\text{C}$ (ค่าที่ 12) เมื่อค่าการนำความร้อนของฉนวน $\frac{1}{R_{\text{total}}} = 0.0006$ ที่ได้จากพล็อตกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิของพื้นผิวภายนอกของท่อกับอุณหภูมิห้อง (แกน X) กับกำลังของพลังงานที่สูญเสียออกจากระบบ (แกน Y)

อุณหภูมิผิวภายนอกท่อรวม

$$T_{s,\text{outer surface tube,avg}} = \frac{T_{\text{out},1\text{st}} + \dots + T_{s,\text{out}18\text{th}}}{18}$$

$$T_{s,\text{outer,avg}} = 27.23608 \text{ }^\circ\text{C}$$

อุณหภูมিরอบ Test section

$$T_{\infty(\text{Ambient})} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

$$T_{f,\text{local } 1\text{st}} = T_{f,\text{in}} + \frac{2q'' \pi r_{\text{in}x}}{m c_p} \text{ (K)}$$

อุณหภูมิของไหลที่ทางเข้า

$$T_{f,\text{inlet}} = 26.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

อุณหภูมิของไหลที่ทางออกบริเวณ Test section

$$T_{f,\text{outlet}} = 26.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

กระแสไฟที่ป้อนเข้า Test section ; current 2.3 A, voltage 2.2 v

กระแสไฟที่ป้อนเข้า Pre heat ; current 3.4 A, voltage 1.7 v

ค.2 การคำนวณหาค่า Heat flux

จากสมการ 2.9 กำลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าให้กับระบบ

เมื่อ

$$Q_{T.S.} = IV = \frac{2.3 \times 2.2}{1000} = 0.00506 \text{ kW}$$

จากสมการ 2.19 ห้อตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ในส่วนของ Test- section

$$q_{T.S.}'' = \frac{(Q_{T.S.} - Q_{loss}) \text{ kW}}{\pi D_{inner} L}$$

แทนค่า

$$q_{T.S.}'' = \frac{(0.00506 - 0.00434) \text{ kW}}{\pi \times 0.001 \text{ m} \times 1.069 \text{ m}}$$

จะได้

$$\therefore q_{T.S.}'' = 0.2139 \text{ kW/m}^2$$

ค.3 การคำนวณหาค่าคุณภาพไอของช่วง Pre-heater (X₃) และ (X₄)

จะใช้ข้อมูลจากตารางที่ ข.3 ผลการทดลองที่ P_{sat} = 7 bar G = 381 kg/m²s ที่อุณหภูมิ คงที่ 26 °C (ค่าที่ 10)

จากสมการ 2.9 กำลังงานความร้อนที่ป้อนเข้าให้กับระบบ

เมื่อ

$$Q_{ph} = IV = Q_{Sensible\ heat} + Q_{latent\ heat}$$

และ

จากสมการ 2.28 หา Sensible heat

$$Q_{Sensible\ heat} = \dot{m}Cp(T_3 - T_2)$$

แทนค่า

$$Q_{Sensible\ heat} = 0.0003\ kg/s \times 1.4296\ kJ/kg.k (26 - 23)^{\circ}C$$

จะได้

$$\therefore Q_{Sensible\ heat} = 0.00128664\ kW$$

จากสมการ 2.29 หาความร้อนแฝง

เมื่อ

$$Q_{latent\ heat} = \dot{m}(h_3 - h_{2'})$$

แทนค่า

$$Q_{ph} = IV = \frac{3.4\ A \times 1.7\ V}{1000} = 0.00578\ kW$$

และ

จากสมการ 2.31 เพื่อหา h_3 ที่ทางเข้า Test-section

$$h_3 = \frac{q_{ph}}{\dot{m}} c_p (T_3 - T_2) + h_{f@T_3}$$

แทนค่า

$$h_3 = \frac{0.00578}{0.0003} \cdot 1.4296 (26 - 23) + 235.97$$

จะได้

$$\therefore h_3 = 250.947 \text{ kJ/kg}$$

จากสมการ 2.34 หาคุณภาพไอน้ำทางออก Pre-heater , ทางเข้า Teat-section

เมื่อ

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{f@T_3}}{h_{fg@T_3}}$$

แทนค่า

$$x_3 = \frac{(250.947 - 235.97) \text{ kJ/kg}}{176.87 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_3 = 0.085$$

ช่วง Test section (X_4)

จากสมการ 2.35 การคำนวณหาความร้อนที่ป้อนให้ในช่วง Test section และคุณภาพของไอทางออก
Test-section

เมื่อ

$$Q_{T.S.} = IV - Q_{loss} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

จะได้

$$Q_{T.S.} = \frac{2.3 A \times 2.2 V}{1000} = 0.00506 \text{ KW}$$

และ

$$h_4 = \frac{(Q_{T.S.} - Q_{loss})}{\dot{m}} + h_3$$

แทนค่า

$$h_4 = \frac{(0.00506 - 0.00434) \text{ kW}}{0.0003 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 250.947 \text{ kJ/kg}$$

จะได้

$$\therefore h_4 = 253.35 \text{ kJ/kg}$$

จากสมการ 2.38

เมื่อ

$$x_4 = \frac{(h_4 - h_{f@T4})}{h_{fg@T4}}$$

แทนค่า

$$x_4 = \frac{(253.35 - 236.42) \text{ kJ/kg}}{176.57 \text{ kJ/kg}}$$

จะได้

$$\therefore x_4 = 0.096$$

ค.4 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average heat transfer coefficient)

อุณหภูมิของของเหลวจะมีค่าเท่ากับ 26.3 °C และ 26.1 °C นำมาทำการหาค่าเฉลี่ยจะได้

$$T_{f,avg} = \frac{T_{f,inlet} + T_{f,outlet}}{2} = \frac{(26.1 + 26.3)^{\circ}\text{C}}{2} = 26.2^{\circ}\text{C}$$

จากสมการ 2.16 หาการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยของสารทำงานช่วง Teat section

$$\text{Average Heat transfer coefficient} = \frac{\text{Heat flux}}{T_{\text{wall,in,avg}} - T_{\text{fluid,avg}}}$$

แทนค่า

$$\text{Average Heat transfer coefficient} = \frac{0.2139 \text{ kW/m}^2}{(27.2456 - 26.2)^{\circ}\text{C}}$$

จะได้

$$\therefore \text{Average Heat transfer coefficient} = 0.20457 \text{ kW/m}^2\text{C}$$

ค.5 การคำนวณหาค่าอัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate)

จาก $\text{Mass flux (kg/m}^2\text{s)} = \text{Mass flow (kg/s)}/A \text{ (m}^2\text{)}$

หาพื้นที่หน้าตัดของการไหล (Cross section area) ; $A = \pi r^2$

ที่ $r =$ รัศมีภายใน = 0.5 mm = .0005 m

ค.5.1 หา mass flow ที่ Mass flux 254 kg/m²s

ดังนั้น

$$\text{Mass flow (kg/s)} = \text{Mass flux (kg/m}^2\text{s)} \pi r^2 \text{ (m}^2\text{)}$$

แทนค่า

$$\text{Mass flow (kg/s)} = (254) \pi (.0005)^2$$

จะได้

$$\therefore \text{Mass flow (kg/s)} = 0.0002 \text{ kg/s}$$

ค.5.2 หา mass flow ที่ Mass flux 381 kg/m²s

ดังนั้น

$$\text{Mass flow (kg/s)} = \text{Mass flux (kg/m}^2\text{s)} \pi r^2 \text{ (m}^2\text{)}$$

แทนค่า

$$\text{Mass flow (kg/s)} = (381) \pi (.0005)^2$$

จะได้

$$\therefore \text{Mass flow (kg/s)} = 0.0003 \text{ kg/s}$$

ค.5.3 หา mass flow ที่ Mass flux 509 kg/m²s

ดังนั้น

$$\text{Mass flow (kg/s)} = \text{Mass flux (kg/m}^2\text{s)} \pi r^2 (\text{m}^2)$$

แทนค่า

$$\text{Mass flow (kg/s)} = (509) \pi (.0005)^2$$

จะได้

$$\therefore \text{Mass flow (kg/s)} = 0.0004 \text{ kg/s}$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ

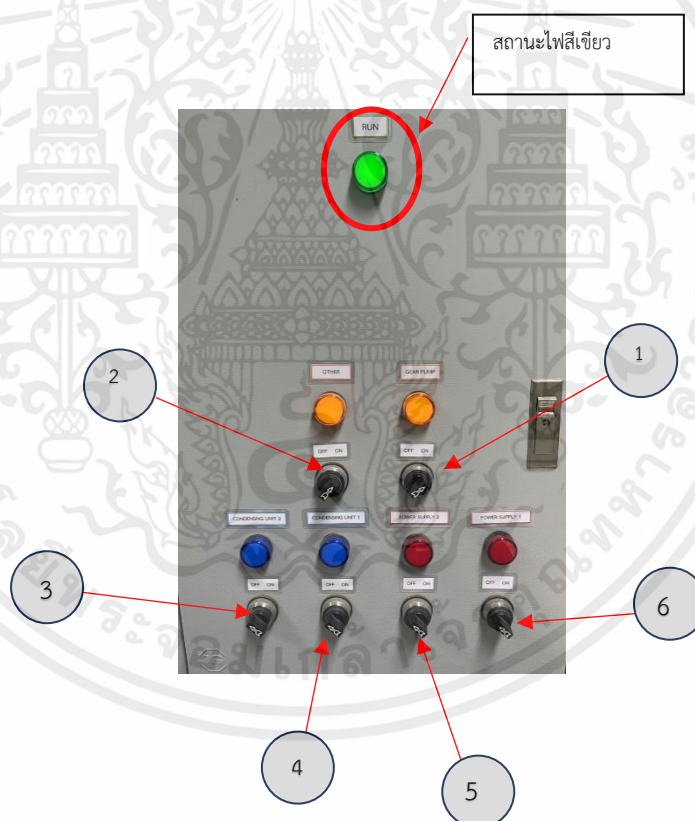
1. ก่อนการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบต้องการเช็คทั้งระบบก่อนว่ามีอุปกรณ์ส่วนไหนเสียหายหรือไม่ เพื่อป้องกันการรั่วที่จะเกิดภายในระบบ โดยการสังเกต แรงดัน ที่ Pressure Gauge ว่ามีการลดลงหรือไม่
2. ใช้เครื่อง Vacuum pump ทำสุญญากาศภายในระบบทั้งหมด โดยใช้เวลาประมาณ 6-8 ชั่วโมง เมื่อทำสุญญากาศเสร็จแล้ว ตรวจสอบเช็คความดันที่ Pressure Gauge อีกครั้งว่ามีการลดลงหรือไม่
3. จากนั้นทำการชั่งถังบรรจุสารทำความเย็นก่อนที่จะทำการเติมสารเข้าสู่ระบบ และหลังเติมทุกครั้ง เพื่อที่จะทราบว่า ได้เติมสารทำความเย็นเข้าไปจำนวนกี่ kg แล้ว
4. นำสายสีเหลืองที่ Manifold gauge ต่อที่ถังบรรจุสารทำความเย็น R-134a และนำสายสีฟ้าต่อเข้ากับ service valve เพื่อทำการเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ
5. เปิดวาล์วที่ถังบรรจุสารทำความเย็น ก่อนที่จะเปิดวาล์ว low pressure ที่ Manifold gauge และคว่ำถังบรรจุสารทำความเย็น เพื่อสารจะไหลเข้าสู่ระบบได้ง่าย
6. หลังจากนั้นทำการคลายสายสีเหลืองเล็กน้อยที่ Manifold gauge เพื่อที่จะการไล่อากาศออกให้หมดสังเกตได้จาก sight glass ของ Manifold gauge เพื่อสารทำความเย็นไม่มีอากาศเข้าไปร่วมด้วยก่อนเติมเข้าสู่ระบบ และขันสายให้แน่นเมื่อไม่มีฟองอากาศแล้ว
7. หลังจากไล่อากาศออกเสร็จเรียบร้อยแล้ว ค่อยๆ เปิดวาล์ว low pressure เพื่อเติมสารทำความเย็นเข้าสู่ระบบ
8. เปิด Gear pump โดยใช้รอกต่ำ เพื่อที่จะทำให้ช่วยให้เติมสารทำความเย็นในระบบได้ง่ายและรวดเร็วขึ้น
9. ทำอุณหภูมิภายในระบบให้ต่ำ เพื่อให้สารทำความเย็นเป็นของเหลวทั้งหมดและทำให้เติมสารได้รวดเร็ว
10. สังเกตที่ sight glass ว่าสารทำความเย็นในระบบขาดหรือไม่ โดยการสังเกตบ่อยๆระหว่างการเติมสารทำความเย็น จากนั้นก็เปิด Gear pump ทิ้งไว้ประมาณ 10 นาที เพื่อให้แน่ใจว่าสารทำความเย็นเต็มระบบแล้ว โดยที่ sight glass ไม่มีฟองอากาศแล้ว
11. เมื่อเติมสารทำความเย็นเสร็จแล้ว ปิดวาล์ว low pressure ที่ Manifold gauge และ ปิดวาล์วที่ถังบรรจุสารทำความเย็น แล้วถอดสายที่ต่อเข้า service valve รมัดระวังสารทำความเย็นสัมผัสโดนมือระหว่างถอดสาย และเก็บอุปกรณ์ให้เรียบร้อย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเริ่มเปิดเครื่องทำการเก็บผล

1. ก่อนเริ่มทำการทดลองทุกครั้งต้องสังเกตอุปกรณ์ต่างๆ ให้ทุกอย่างพร้อมทำการทดลอง เช่น การต่อสายอุปกรณ์ต่างๆ เช็คระบบว่าไม่มีการรั่วซึมของสารทำความเย็น
2. สังเกตที่ Sight glass ว่าไม่มีฟองอากาศและต้องมีสารทำความเย็นเต็ม Sight glass ทำได้โดยการเขย่าเบาๆ
3. เมื่อตรวจเช็คแล้วว่าสารทำความเย็นเต็มระบบ เริ่มทำการควบคุมอุณหภูมิภายในห้องให้ใกล้เคียงกับอุณหภูมิที่เราจะทดลอง steady state
4. จากนั้นเปิดสวิตช์ Cut out ไฟหลักในตู้ควบคุม Electrical Control Box
5. ตู้ Control ควบคุมระบบไฟการทดลองของ Test section ไฟสีเขียว แจ่มเตือนเมื่อได้ทำการเปิดการใช้งาน ทำงานของระบบ



รูปที่ จ.1 ตู้ Control

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. สวิตช์ Gear pump
 2. สวิตช์ Mass Flow Meter
 3. สวิตช์ Condensing Unit 2
 4. สวิตช์ Condensing Unit 1
 5. สวิตช์ Power Supply 2
 6. สวิตช์ Power Supply 1
6. เปิดวาล์ว By-pass เส้นเข้า-ออก และ ปิดวาล์ว Test-section ในเวลาเดียวกัน เพื่อให้สารทำความเย็น ไหลเวียนในระบบเตรียมความพร้อมก่อนการให้ความร้อน
 7. เปิด Condenser ตัวที่ 1 ฝั่งขวา อุณหภูมิ 1-9 องศาเซลเซียส และเปิด Condenser ตัวที่ 2 ฝั่งซ้าย อุณหภูมิที่ 26, 28 และ 30 เพื่อสารทำความเย็นเป็นสถานะของไหล
 8. ทำการปิดวาล์วท่อ By Pass และเปิดวาล์วชุด Test section เพื่อให้สารทำความเย็นเข้าสู่ ชุด Test section และให้สารไหลเวียนก่อน ประมาณ 10 นาที
 9. ทำการเปิด Data logger ทั้ง 2 เครื่อง รุ่น GRAPHTEC mini-Logger เชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ เพื่อ บันทึกผล แล้วสังเกตที่ channel ที่ 19 จะสังเกตได้ว่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นในระบบเท่า อุณหภูมิการทดลอง
 10. ในกรณีที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นในระบบ มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิการทดลอง ให้ ทำการเปิด Heater ในถังที่ 2 เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของสารทำความเย็น ให้อยู่ในอุณหภูมิที่การทดลอง
 11. เมื่อได้อุณหภูมิที่ต้องการตามการทดลองแล้ว เปิดวาล์ว Test section และ ปิดวาล์ว By pass เพิ่มเริ่มการทดลอง
 12. ปรับอัตราการไหลที่เครื่อง Inverter และสังเกตค่าอัตราการไหลที่เครื่อง Mass flow meter ให้อยู่ช่วงที่ทดลอง มีอัตราการไหลตามที่เรากำลังจะเก็บผล เช่น 254, 381 และ 509 kg/m²s ก่อนทำการปรับ Mass flow Rate ทำการ Set zero mass flow meter (ขณะปรับอัตราการไหลที่ เครื่อง Inverter ต้องสังเกต เกจวัดความดัน P1 และ P2 อย่างสม่ำเสมอ และควบคุมเกจวัดความดัน P1 และ P2 (มีความดันต่างกันไม่เกิน 5 bar) เมื่ออัตราการไหลคงที่ตามค่าที่เราต้องการแล้วให้ทำ การป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply
 13. Power supply ตัวที่ 1 ให้ความร้อนกับ Pre-heater เป็นการเพิ่มความร้อนให้สารทำความเย็น ก่อนจะเข้า Test section โดยเราจะต้องควบคุมให้คุณภาพไอ x ให้เข้าใกล้ 0 ที่สุด ซึ่งจะ เป็นการเริ่มไหลแบบ 2 สถานะ
 14. ทำการป้อนกระแสไฟฟ้าจาก Power supply ตัวที่ 2 ให้กับช่วง Test section โดยการ เพิ่มไฟฟ้าเราจะทำการค่อยๆป้อนไฟฟ้าเข้าไปที่ละ 0.2 v เพื่อทำการสังเกตรูปแบบการไหลต่างๆ

15. ในการเก็บผลแต่ละครั้งต้อง ถ่ายรูปที่ท่อเทปลอนหลังช่วง Test section เพื่อสังเกต รูปแบบการไหล (Flow pattern) ในการเก็บผลทุกครั้งที่เราเพิ่มไฟเข้าไป ถ่ายรูปที่ท่อไอที่ ทางออก ของ Test section เพื่อสังเกตรูปแบบการไหล
16. เมื่อเก็บผลถึง Annular flow แล้ว ให้ลดกระแสไฟโวลต์ก่อนและปิด Power supply ทั้ง 2 เครื่อง และนำค่าที่ได้จากการเก็บผลนั้นไป Plot graph ของ Ph diagram โดยใช้โปรแกรม Sigma Plot และวิเคราะห์ผลต่อไป





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การ Set zero เครื่อง Mass Flow Meter

ควร Set -zero ขณะที่ปิด Gear pump และสารทำความเย็นเต็มระบบ

1. ใช้อุปกรณ์ ปากกาควบคุมเครื่อง Mass flow meter สำหรับควบคุมหน้าจอ ซึ่งแขวนอยู่ด้านข้างเครื่อง
2. ใช้อุปกรณ์ปากกาแตะ คำสั่ง Up หรือ Down แสดงผลเป็นคำสั่ง Program. level*Locked
3. ทำการ กด ok โดยการกดค้าง 2 วินาที แตะคำสั่ง Up > เลือก Specialist > กด OK
4. แตะหน้าจอ กด Up >เลือก System Zero adj. >กด OK
5. หน้าจอขึ้นคำสั่ง System Zero Adj automatic? > เลือก OK
6. เลือกคำสั่ง System Zero Adj: slow? หลังจากนั้น กด OK
7. หน้าจอแสดงผล System Zero adj: Number จากนั้น รอเครื่อง Set Zero จาก 0-100% โดยนับเวลาถอยหลังประมาณ 10 วินาที
8. กด Main Menu ย้อนกลับหน้าจอแสดงผล อัตราการไหล Mass flow rate เป็นการเสร็จสิ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การตรวจสอบและแนวทางการแก้ไขบริเวณที่เกิดการรั่วในระบบ

1. การตรวจสอบรอยรั่วตามจุดต่างๆ โดยใช้วิธี หยดน้ำสบู่ เพื่อการตรวจเช็คที่รวดเร็ว และหาจุดที่รั่วพบได้เร็วที่สุด โดยทำการหยดน้ำฟองสบู่ตรงบริเวณจุดที่สงสัยว่ามีกาเสียหาย หรือรอยแตก ร้าว ใช้แปรงเล็กๆ หรือแปรงสีฟันในการหาจุดรั่ว โดยส่วนใหญ่ จะเกิดรอยแตก, ร้าว ตามบริเวณ ข้อต่อ, สี่ทาง, ท่อเทปลอนใส, ท่อทองแดงรอยเชื่อม



รูปที่ ข.1 การตรวจสอบรอยรั่วตามจุดต่างๆ

2. เมื่อหาบริเวณที่รั่วพบแล้ว ทำการแกะฉนวนหุ้มออก เพื่อการแก้ไขที่ง่ายขึ้นและสะดวกต่อการทำงาน ใช้มีดคัตเตอร์ ขูดดูแผลที่แตก ร้าว ว่าเกิดการแตก ร้าว หรือรั่วจากเกลียว
3. ปิดบล็อกวาล์วที่ใกล้เคียง ทั้งหน้าและหลัง ของรอยแตก ร้าว เพื่อให้สารทำความเย็นรั่วออกน้อยที่สุด
4. เริ่มทำการถอดอุปกรณ์ที่แตก ร้าวอย่างระมัดระวัง เพื่อไม่ให้อุปกรณ์ต่างๆ ใกล้เคียง เกิดการเสียหาย ถ้าอุปกรณ์ถอดออกแล้ว เพื่อความมั่นใจในการประกอบกลับ และห้ามให้มีเศษฝุ่น หรือเศษต่างๆ เข้าไปยังท่อที่ได้ทำการถอดออก เพื่อความปลอดภัย ควรใช้สก๊อตเทปปิดปลายท่อที่ถอดออกไว้ก่อน
5. หาอะไหล่ อุปกรณ์ที่มีขนาดเท่าเดิม ซ่อมบำรุงด้วยการเชื่อมหรือซ่อมรอยแตก ร้าว ด้วย Epoxy โดยสังเกตให้แน่ใจ ว่าไม่มีรอยรั่วเพิ่มเติม
6. ใส่อุปกรณ์ใหม่ที่ได้รับการซ่อมบำรุง หรือชิ้นใหม่ กลับสู่ระบบ หากเป็นอุปกรณ์ที่มีเกลียว จะต้องใช้เทปพันเกลียว เพื่อไม่ให้มีสารทำความเย็นรั่วซึมอีก

7. เปิดวาล์วที่บล็อกไว้คืนเหมือนเดิม และทำสุญญากาศในระบบ ประมาณ 6-8 ชั่วโมง และสังเกตที่ Pressure gage ว่ามีการลดลงหรือไม่ และหยดน้ำสปู่อีกครั้ง เพื่อตรวจเช็ครอยรั่วซึม เมื่อตรวจสอบแน่ใจแล้ว หุ้มฉนวนแผ่นใหม่ กลับคืนดังเดิม
8. เติมน้ำทำความเย็นเข้าสู่ระบบ ให้เต็ม และตรวจเช็คความพร้อมของอุปกรณ์ต่างๆอีกครั้ง เพื่อป้องกันความเสียหาย และเปิดเครื่องทดสอบว่ากลับมาปกติหรือไม่ เพื่อทดลองเก็บค่าต่อไป



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล	ชนากานต์ จรุงเลิศทรัพย์
วัน เดือน ปีเกิด	19 มกราคม 2544
ภูมิลำเนา	จังหวัด ตรัง
ที่อยู่	37/12 ถนนวัดกุฎีใน อำเภอเมือง จังหวัดตรัง 92000
E-mail	62201042@kmitl.ac.th

ประวัติการศึกษา

- สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลาย แผนการเรียนวิทยาศาสตร์-คณิตศาสตร์ ปีการศึกษา 2561 จากโรงเรียนวิเชียรมาตุ3 อำเภอเมือง จังหวัดตรัง
- สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล) ปีการศึกษา 2565 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ผลงานและกิจกรรม

- ผ่านการฝึกประสบการณ์ ที่ บจก. ซีเทค ออร์โต้ พาร์ท ตำแหน่ง Production Engineer 92 หมู่ 2 ถ.พหลโยธิน ตำบลลำไทร อำเภอวังน้อย จังหวัดพระนครศรีอยุธยา 13170

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล อนุรักษ์ ห้าวหาญ
 วัน เดือน ปีเกิด 16 ตุลาคม 2543
 ภูมิลำเนา จังหวัด กรุงเทพมหานคร
 ที่อยู่ 48/227
 ซอยนางพญาพัฒนา 10
 ถนนนางพญาพัฒนา
 แขวงสีกัน เขตดอนเมือง
 จังหวัดกรุงเทพมหานคร 10210
 E-mail 62201049@kmitl.ac.th

ประวัติการศึกษา

- สำเร็จการศึกษาระดับประกาศนียบัตรวิชาชีพ ปวช. สาขาวิชาช่างยานยนต์ ปีการศึกษา 2561 จากโรงเรียนช่างฝีมือทหาร สถาบันวิชาการป้องกันประเทศ กองบัญชาการกองทัพไทย
- สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ. (วิศวกรรมเครื่องกล) ปีการศึกษา 2565 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ผลงานและกิจกรรม

- ผ่านการฝึกประสบการณ์วิชาชีพลำดับสูงสุดประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ ที่บริษัท สยามนิสสันเซลส์และสยามนิสสันบอร์ด 2993/1 ถนนลาดพร้าว แขวงคลองจั่น เขตบางกะปิ กรุงเทพมหานคร 10240
- ผ่านการฝึกประสบการณ์ ตำแหน่ง Maintenance Engineer Operational Energy Group Limited (OEG) SPP1 Site office 1/7 หมู่ 5 สวนอุตสาหกรรมโรจนะ ต.คานหาม อ.อุทัย จ.พระนครศรีอยุธยา 13210

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล สุวิมล สุจิตรา
 วัน เดือน ปีเกิด 5 ตุลาคม 2543
 ภูมิลำเนา จังหวัด ประจวบคีรีขันธ์
 ที่อยู่ 74 หมู่ 4 ตำบลไชยราช
 อำเภอบางสะพานน้อย
 จังหวัดประจวบคีรีขันธ์ 77170
 E-mail 62201107@kmitl.ac.th

ประวัติการศึกษา

- สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลาย แผนการเรียน
วิทยาศาสตร์-คณิตศาสตร์ ปีการศึกษา 2561
จากโรงเรียนท่าแซะรัชดาภิเษก จังหวัดชุมพร
- สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต วศ.บ.
(วิศวกรรมเครื่องกล) ปีการศึกษา 2565 จากสถาบันเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดม-
ศักดิ์ จังหวัดชุมพร

ผลงานและกิจกรรม

- ผ่านการฝึกประสบการณ์ ที่ บจก. ซีเทค ออร์โต้ พาร์ท
ตำแหน่ง Maintenance Engineer
92 หมู่ 2 ถ.พหลโยธิน ตำบลลำไทร อำเภอวังน้อย
จังหวัดพระนครศรีอยุธยา 13170

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้