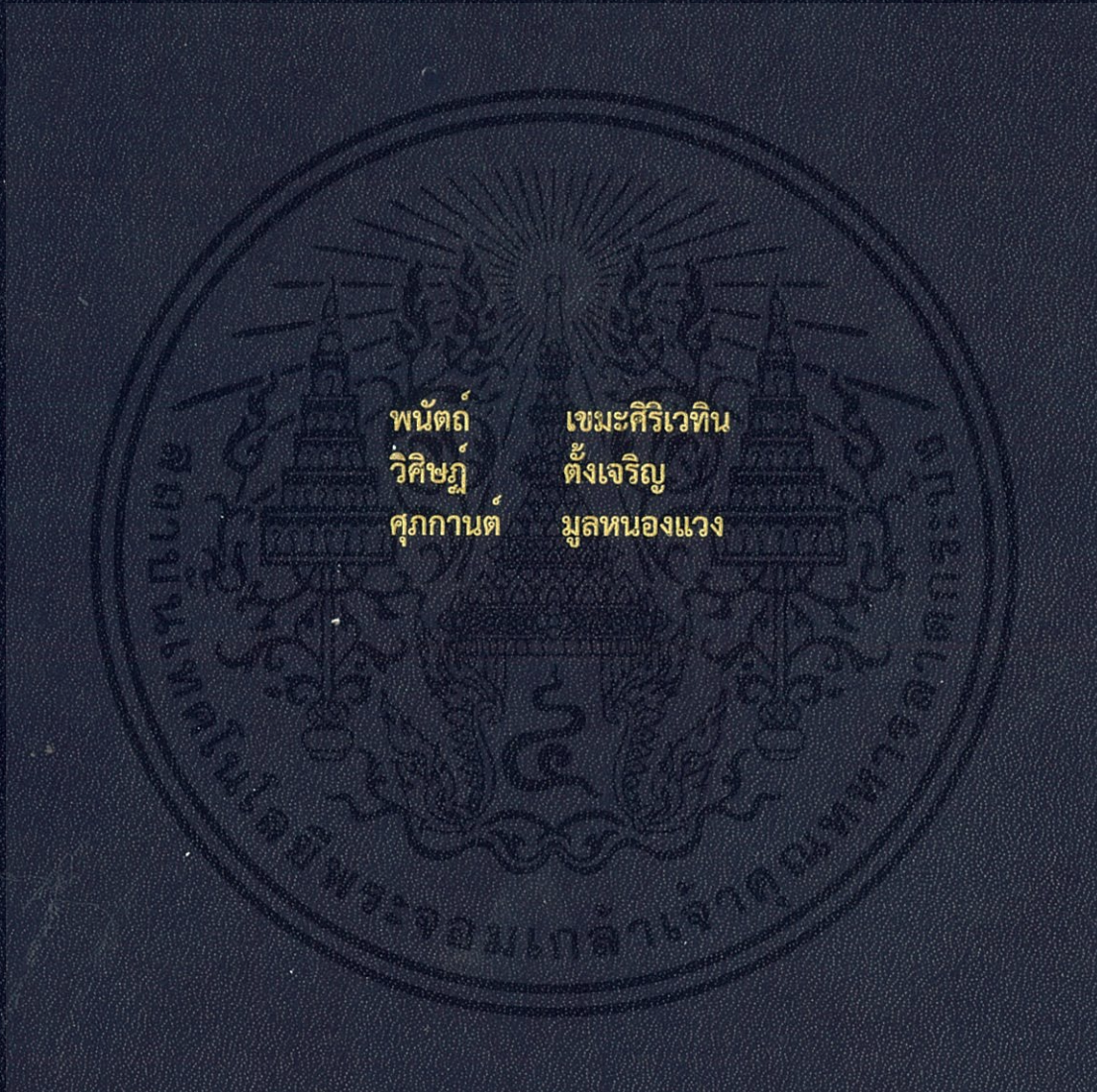


คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อ
สี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICROCHANNELS



ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2560

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อ
สี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICROCHANNELS



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2560

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICROCHANNELS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2560
สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก
HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN RECTANGULAR
MICROCHANNELS

ผู้จัดทำ

1. นาย พันธ์ งามศิริเวทิน รหัสประจำตัว 57010833
2. นาย วิศิษฐ์ ตั้งเจริญ รหัสประจำตัว 57011193
3. นาย ศุภกานต์ มูลหนองแขง รหัสประจำตัว 57011260

(ดร.มธุรส สุชาติวัฒน์)

อาจารย์ที่ปรึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

นายพนัดต์	เขมะศิริเวทิน	57010833
นายวิศิษฐ์	ตั้งเจริญ	57011193
นายศุภกานต์	มูลหนองแขง	57011260
ดร.มธุรส	สุชาติระวัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษา	
ปีการศึกษา 2560		

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก เมื่อสารทำงานคือของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ โดยท่อทดสอบทำจากทองแดง รูปแบบท่อเป็นท่อสี่เหลี่ยมขนาดกว้าง 0.8 มม. สูง 0.5 มม. ยาว 40 มม. จำนวน 30 ท่อขนานกัน โดยในการทดลองจะทำการปรับความเร็วทางเข้าของอากาศและน้ำ เพื่อศึกษารูปแบบการไหล ความดันลดและความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะรูปแบบต่างๆ เมื่อมีการจัดวางท่อในแนวนอน ค่าที่ได้จากการทดลองการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ จะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้เมื่อสารทำงานเป็นของไหลสถานะเดียวคือน้ำ จากการทดลองพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ได้แก่ slug flow และ annular flow โดยการไหลแบบ annular flow ให้การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า โดยค่าตัวเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นประมาณ 40% เมื่อเทียบกับการไหลของของไหลสถานะเดียวที่ใช้ น้ำเป็นของไหลทำงานที่อัตราการไหลเดียวกัน อย่างไรก็ตามเมื่อรวมผลของการเกิดความดันตกคร่อมเข้าไปด้วย พบว่าการไหลแบบ slug flow ให้ค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance Index) สูงกว่าการไหลแบบ annular flow โดยจากการทดลองพบว่าเงื่อนไขที่ทำให้ค่า PI มากกว่า 1 มีสองเงื่อนไข คือ ที่ความเร็ว น้ำเป็น 0.1046 m/s, ความเร็วอากาศเป็น 0.7004 m/s และที่ความเร็ว น้ำเป็น 0.1046 m/s, ความเร็วอากาศเป็น 1.0504 m/s

HEAT TRANSFER CHARACTERISTICS OF AIR-WATER TWO-PHASE FLOW IN RECTANGULAR MICROCHANNELS

Phanat	Khemasiriwethin	57010833
Wisit	Tangcharoen	57011193
Supakan	Moonnongwaeng	57011260
Dr. Maturose	Suchatawat	Advisor
Year 2017		

ABSTRACT

This study presents the heat transfer characteristics in rectangular microchannels. Two-phase air-water is used as the working fluid. The copper test section consists of 30 parallel microchannels. The dimension of each channel is 0.8 mm wide, 0.5 mm height and 40 mm long. In the experiment, the air and water flow rate are adjusted and the flow patterns, pressure drop and heat transfer characteristics are investigated for horizontal flow. The values obtained from the air-water two-phase flow experiment are compared with those obtained when the working fluid is the single phase water flow. It is found from the experiment that the flow patterns observed are slug flow and annular flow. Calculation shows that the annular flow gives the higher rate of heat transfer enhancement. The Nusselt number of the annular flow increases up by approximately 40% over the single phase flow. Nevertheless, if the pressure drop is also taken into consideration, the results reveal that the slug flow gives the higher performance index values. The performance index is greater than unity under the operations conditions of J_{SG} equals to 0.7004 m/s, J_{SL} equals to 0.1046 m/s and J_{SG} equals to 1.0504 m/s, J_{SL} equals to 0.1046 m/s.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้อย่างสมบูรณ์ ด้วยคำแนะนำและคำปรึกษาจาก ดร.มธุรส สุชาตะวัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์และเป็นผู้ตรวจทานต้นฉบับวิทยานิพนธ์ของข้าพเจ้า ข้าพเจ้ารู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์เป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ทุกๆท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาให้ข้าพเจ้า

ขอขอบคุณ คุณจุลวิชัย มาพัก คุณเจตจำนง เกษประดิษฐ์ และ คุณปฐม เอี่ยมศิลป์ชัย ที่อำนวยความสะดวกในการใช้เครื่องมือ และวัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัยนี้

ขอขอบคุณเพื่อนๆ พี่ๆ น้องๆ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ทุกคนที่ให้คำแนะนำต่างๆและคอยให้กำลังใจเสมอมา

สุดท้ายนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณบิดามารดา ที่ทำให้ข้าพเจ้าสามารถทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้อย่างสมบูรณ์ มีคุณค่าและประโยชน์อันพึงมาจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอบอบแต่ผู้มีพระคุณทุกท่านที่กล่าวมาข้างต้น

นายพนต์

เขมะศิริเวทิน

นายวิศิษฐ์

ตั้งเจริญ

นายศุภกานต์

มูลหนองแขง

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป	VI
สารบัญตาราง.....	VIII
รายการคำย่อและสัญลักษณ์	IX
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	1
1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	2
1.4.1 การถ่ายเทความร้อนของของไหลสถานะเดียวภายในท่อ	2
1.4.2 รูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะภายในท่อ.....	3
1.4.3 การถ่ายเทความร้อนของของไหลสองสถานะภายในท่อ	4
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	6
2.1 การจำแนกประเภทของท่อ.....	6
2.2 การไหลของของไหลสถานะเดียว (Single-phase fluid flow).....	6
2.2.1 รูปแบบของการไหล.....	6
2.2.2 ความดันลด (Pressure drop)	7
2.2.3 การถ่ายเทความร้อน.....	7
2.2.3.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย	9
2.3 การไหลของของไหลสองสถานะ (Two-phase fluid flow).....	10
2.3.1 รูปแบบการไหล.....	10
2.3.2 ความดันลด (Pressure drop).....	12
2.3.3 การถ่ายเทความร้อน	13
2.3.3.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย	13
2.3.3.2 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance index).....	14

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน.....	15
3.1 วงจรการทำงานและรายละเอียดของชุดทดลอง	15
3.1.1 วงจรการทำงานของการทดลอง	15
3.1.2 รายละเอียดของชุดทดลอง	16
3.2 ขั้นตอนการทำชุดทดลองทองแดงหุ้มฉนวนเรซิน	19
3.2.1 ขั้นตอนการทำชุดทดลอง	19
3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	20
3.4 ค่าที่ใช้ในการทดลอง	25
3.5 ขั้นตอนในการทดลอง.....	25
บทที่ 4 ผลการทดลองและการอภิปรายผล	26
4.1 การตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลอง	26
4.1.1 การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสถานะเดียว.....	26
4.1.2 การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสองสถานะ	27
4.2 รูปแบบของการไหล	28
4.3 การถ่ายเทความร้อน.....	31
4.4 ความดันลด	33
4.5 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance Index, PI)	34
บทที่ 5 ผลการทดลองและการอภิปรายผล.....	36
5.1 สรุปผลการทดลอง.....	36
5.2 ข้อเสนอแนะ	36
บรรณานุกรม.....	37
ภาคผนวก.....	40

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 ค่าตัวเลขนั้สเซลท์ของการไหลสถานะเดียวและการไหลสองสถานะแบบ segmented flow กับค่าเรย์โนลด์นั้มเบอร์ที่อัตราการไหลของก๊าซคงที่ (Suwankamnerd และ Wongwis, 2015).....	5
2.1 รายละเอียดของไมโครเซนแนล (Park, 2010).....	8
2.2 แสดงรูปแบบการไหลของ อากาศ-น้ำ ภายในท่อกลมแนวนอนของ (Hewitt, 1998)	11
2.3 แสดงรูปแบบการไหลของ อากาศ-น้ำ ภายในท่อแนวตั้งของ (Gupta, 1983)	12
3.1 วงจรการทำงานของการทดลอง	15
3.2 ชุดทดลองทองแดงหุ้มฉนวน	16
3.3 ส่วนประกอบของชุดทดลอง	16
3.4 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิและความดัน.....	17
3.5 ภาพถ่ายด้านบนของฉนวนเรซิน.....	17
3.6 ภาพถ่ายด้านข้างของฉนวนเรซิน.....	18
3.7 ภาพถ่ายด้านหน้าของฉนวนเรซิน.....	18
3.8 ขนาดไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ทองแดง	18
3.9 การกัดชิ้นงานทองแดง.....	19
3.10 ชิ้นงานทองแดง	19
3.11 mold ที่พร้อมสำหรับการหล่อเรซิน.....	20
3.12 ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์หุ้มฉนวนเรซิน.....	20
3.13 ป้มน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง.....	21
3.14 เครื่องอัดอากาศ	21
3.15 อุปกรณ์ผสมรูปตัวที.....	22
3.16 โรตารีเตอร์	22
3.17 ทรานสดิวเซอร์วัดความดัน	23
3.18 หน้าจอแสดงผลดิจิทัล.....	23
3.19 เครื่องบันทึกผลข้อมูล.....	23
3.20 เทอร์โมคัปเปิล.....	24
3.21 มัลติมิเตอร์แบบดิจิทัล.....	24
3.22 ฮีตเตอร์แบบแท่ง.....	25
4.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนั้สเซลท์สำหรับการไหลแบบสถานะเดียวที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995).....	27
4.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนั้สเซลท์สำหรับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยสหสัมพันธ์ของ Kim และ Ghajar (2002).....	28
4.3 แสดงรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ $Re_{SG}=27$ และ $Re_{SL}=79-194$	29
4.4 แสดงรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ $Re_{SG}=41$ และ $Re_{SL}=79-194$	29
4.5 แสดงรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ $Re_{SG}=68$ และ $Re_{SL}=79-194$	30
4.6 แสดงรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ $Re_{SG}=82$ และ $Re_{SL}=79-194$	30
4.7 แสดงแผนที่รูปแบบการไหลของการไหลแบบสองสถานะ น้ำ-อากาศ.....	31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.8 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow	31
4.9 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ annular flow.....	32
4.10 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าความดันลดระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow.....	33
4.11 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าความดันลดระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ annular flow.....	33
4.12 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของอากาศต่างกัน.....	34
4.13 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของอากาศต่างกัน.....	35



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
3.1 ค่าที่ใช้ในการทดลอง	25



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการคำย่อและสัญลักษณ์

A	พื้นที่หน้าตัดท่อที่สัมผัสกับของไหล, m^2
A_b	พื้นที่ฐาน, m^2
A_c	พื้นที่หน้าตัดของครีป, m^2
Bo	Critical Bond Number
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, m
f	ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
f_{TP}	ตัวประกอบเสียดทานของไหลสองสถานะ
g	แรงโน้มถ่วงของโลก, m/s^2
H_f	ความสูงของครีป, m
h	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2.K$
I	กระแสไฟฟ้า, A
J	ความเร็วที่ทางเข้าของของไหล, m/s
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน, $W/m.K$
L	ความยาวของท่อไมโครแชนแนล, m
\dot{m}_G	อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
\dot{m}_L	อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ, kg/s
Nu	ตัวเลขนัสเซลท์
P	เส้นรอบรูปของท่อที่สัมผัสกับของไหล, m
P_f	ความยาวเส้นรอบวงของครีป, m
p	ความดัน, N/m^2
Pr	ตัวเลขพรันด์เติล (Prandtl number)
Q_G	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของอากาศ, m^3/s
Q_L	อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ, m^3/s
\dot{Q}_{heater}	อัตราการให้ความร้อนของฮีตเตอร์, W
\dot{q}_b	ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของครีป, W/m^2
\dot{q}_w	ฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังครีป, W/m^2
Re	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์
Re_{TP}	เลขเรย์โนลด์ของไหลสองสถานะ
T	อุณหภูมิ, $^{\circ}C$
T_{fl}	อุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำงาน, $^{\circ}C$
T_w	อุณหภูมิเฉลี่ยที่พื้นผิวของไมโครแชนแนล, $^{\circ}C$
V	แรงดันไฟฟ้า, V
W_{ch}	ความกว้างของช่องทางการไหล, m
W_f	ความหนาของครีป, m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

x	ค่าคุณภาพไอ
α	อัตราส่วนด้าน (Aspect ratio)
Δ	ความแตกต่าง
η_f	ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป
ρ	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
ρ_G	ความหนาแน่นของของก๊าซ, kg/m^3
ρ_L	ความหนาแน่นของของเหลว, kg/m^3
ρ_{TP}	ความหนาแน่นของของไหลสองสถานะ, kg/m^3
μ	ความหนืดของของไหล, N.S/m^2
μ_{TP}	ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหลสองสถานะ, N.S/m^2
σ	แรงตึงผิว, N/m
ε	สัดส่วนช่องว่าง (void fraction)



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ปัจจุบันนี้ชิ้นส่วนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ มีขนาดเล็กลงกว่าในอดีตและมีแนวโน้มที่จะมีขนาดเล็กลงเรื่อยๆ ส่งผลทำให้ขนาดของอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์เหล่านั้นมีขนาดเล็กลงตามไปด้วย ทำให้เกิดปัญหาในด้านประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน หากถ่ายเทความร้อนได้ไม่เหมาะสมเท่าที่ควร อาจส่งผลให้อุปกรณ์เหล่านั้นเกิดความเสียหาย มีอายุการใช้งานที่น้อย ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนจึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง ในปัจจุบันนี้ไมโครเซนเซอร์เป็นตัวเลือกที่ดีสำหรับอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนขนาดเล็กที่มีการใช้งานกันอย่างแพร่หลาย ในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่างๆ อาทิ คอมพิวเตอร์ และระบบปรับอากาศ เป็นต้น ดังนั้นการลดขนาดและการเพิ่มประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนของไมโครเซนเซอร์จึงเป็นสิ่งที่นักวิจัยในปัจจุบันให้ความสนใจเป็นอย่างมาก

จากงานวิจัยที่ผ่านมาในอดีตพบว่า การไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ภายในช่องทางการไหลขนาดเล็ก (ไมโครเซนเซอร์) ให้การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าการไหลแบบสถานะเดียวที่ใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน ซึ่ง ณ ขณะนี้ก็ยังมีการศึกษาและค้นคว้าวิจัยกันอย่างแพร่หลาย โดยเลือกใช้ของไหลทำงานและขนาดของไมโครเซนเซอร์ที่แตกต่างกันออกไป เพราะฉะนั้น งานวิจัยฉบับนี้จะเป็นการศึกษาถึงรูปแบบการไหลต่างๆ ของการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ภายในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก (ไมโครเซนเซอร์) ที่ทำมาจากทองแดง ท่อมีขนาดพื้นที่หน้าตัดกว้าง 0.8 mm สูง 0.5 mm ยาว 40 mm มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.62 mm และมีค่าอัตราส่วนด้านเท่ากับ 0.63 โดยท่อมีการจัดวางในแนวนอน ทำการศึกษาและเปรียบเทียบว่าการไหลในรูปแบบใดให้ค่าการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด ซึ่งข้อมูลที่ได้จากการศึกษาในครั้งนี้จะเป็นประโยชน์ในการนำไปศึกษา และพัฒนาให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของไมโครเซนเซอร์ดีขึ้นเป็นลำดับต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษารูปแบบการไหลของการไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก
2. ศึกษาและเปรียบเทียบความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน และความดันลดที่เกิดขึ้นในท่อเมื่อของไหลทำงาน คือ ของไหลสถานะเดียว (น้ำ) และ ของไหลสองสถานะ (อากาศ-น้ำ)

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

1. เป็นการศึกษาเชิงทดลอง
2. ในการทดลอง ของไหลสถานะเดียวที่ใช้ คือ น้ำ และของไหลสองสถานะ คือ อากาศ-น้ำ เป็นการทดลองภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เกิดการเดือด
3. ท่อทดสอบทำจากทองแดง มีขนาดพื้นที่หน้าตัดกว้าง 0.8 mm สูง 0.5 mm จำนวน 30 ท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

1.4.1 การถ่ายเทความร้อนของของไหลสถานะเดียวภายในท่อ

Qu และ Mudawar (2002) ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขและทำการทดลองการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็กของฮีทซิงค์ ที่ทำมาจากทองแดงและปิดด้วยแผ่นพลาสติกโพลีคาร์บอเนต มีความกว้างของท่อ 231 μm และสูง 713 μm โดยใช้ น้ำที่ปราศจากไอออนเป็นของไหลทำงาน แบ่งการทดลองเป็นสองส่วนคือ การทดลองแรกให้ความร้อนที่ 100 W/cm^2 ทดลองในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 139-1672 ส่วนการทดลองที่สองให้ความร้อนที่ 200 W/cm^2 ทดลองในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ 385-1289 จากการศึกษาในครั้งนี้พบว่า ค่าความดันลดที่วัดได้จากการทดลองกับค่าที่ทำนายได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขมีความใกล้เคียงกัน และสามารถสรุปผลการทดลองได้ว่า ค่าตัวเลขเรย์โนลด์สูงๆ จะส่งผลต่อการถ่ายเทความร้อน ทำให้อุณหภูมิภายในฮีทซิงค์มีค่าลดลงแต่ค่าความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น

Wang et al. (2016) ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาหาความสัมพันธ์ระหว่างหน้าตัดท่อขนาดเล็กของรูปทรงเรขาคณิตต่างๆ ที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนภายในท่อของฮีทซิงค์ โดยศึกษาหน้าตัดท่อรูปทรงต่างๆ ดังนี้ หน้าตัดท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า, หน้าตัดท่อสี่เหลี่ยมคางหมู และหน้าตัดท่อสามเหลี่ยม ผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขมีความสอดคล้องกับผลที่ได้จากการทดลองเมื่อทำการเปลี่ยนค่าความหนืดของน้ำที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิที่ถูกใช้เป็นของไหลทำงาน โดยปกติแล้วท่อขนาดเล็กที่มีค่าอัตราส่วนด้านสูง, เส้นรอบรูปเป็ยกยาวและมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิคน้อย จะให้ค่าความต้านทานความร้อนที่ต่ำแต่จะให้ค่าความดันลดที่สูง จากการศึกษาในครั้งนี้พบว่า ท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดเล็กจะมีประสิทธิภาพดีที่สุด เมื่อค่าอัตราส่วนด้านอยู่ในช่วง 8.904-11.442 และสามารถสรุปผลได้ดังนี้ สำหรับท่อที่มีหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้า, หน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมูและหน้าตัดสามเหลี่ยมที่มีจำนวนท่อ, ขนาดพื้นที่หน้าตัดท่อและเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากัน จะได้ การไหลและลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่แตกต่างกัน และพบว่าท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าความต้านทานความร้อนที่ต่ำที่สุด ตามด้วยท่อสี่เหลี่ยมคางหมู และท่อสามเหลี่ยม ตามลำดับ และเมื่อเพิ่มจำนวนท่อให้กับฮีทซิงค์ ค่าความต้านทานความร้อนจะลดลง แต่ก็จะเป็นการเพิ่มความดันลด

Sahar et al. (2017) ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อศึกษาผลกระทบของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และอัตราส่วนด้าน (aspect ratio) ที่มีผลต่อการไหลของของไหลสถานะเดียวและการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก และในการสร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขได้กำหนดเงื่อนไขขอบเขตการถ่ายโอนความร้อนที่คงที่ โดยมีการถ่ายเทความร้อนให้กับพื้นที่ผิว 3 ด้าน ส่วนพื้นที่ผิวทางด้านบนกำหนดให้ไม่มีการถ่ายโอนความร้อน การกำหนดค่าครั้งแรก กำหนดให้ช่วงของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีค่าเปลี่ยนแปลงจาก 0.1-1 mm และมีค่าอัตราส่วนด้านคงที่เท่ากับ 1 ในการกำหนดค่าครั้งที่สอง กำหนดให้ค่าอัตราส่วนด้านเปลี่ยนแปลงจาก 0.39-10 ในขณะที่กำหนดให้ค่าเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีค่าคงที่เท่ากับ 0.56 mm สำหรับการจำลองเชิงตัวเลขจะใช้ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในช่วง 100-2000 ซึ่งเป็นการไหลแบบราบเรียบและใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน โดยผลกระทบของทางเข้าและทางออกถูกพิจารณารวมกับทางเข้าและทางออกของ plenum จากการศึกษาในครั้งนี้พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานมีค่าลดลงเล็กน้อยเมื่อทำการเพิ่มค่าอัตราส่วนด้านจนกระทั่งค่าอัตราส่วนด้านมีค่าประมาณ 2 หลังจากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานจะเพิ่มขึ้นอย่างต่อเนื่อง ดังนั้นหากต้องการความดันลดที่ต่ำควรออกแบบให้อัตราส่วนด้านมีค่าอยู่ในช่วง 1-2 แต่อย่างไรก็ตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หากประกอบกับการถ่ายเทความร้อนและใช้กฎเกณฑ์ในการคำนวณด้วยดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพเชิงความร้อน (thermal performance index) จะพบว่า ท่อที่มีค่าอัตราส่วนด้านเท่ากับ 0.39 จะให้ค่าประสิทธิภาพดีที่สุด และจากการศึกษาในครั้งนี้อีกพบว่า ค่าอัตราส่วนด้านแทบจะไม่ส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในขณะที่ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและค่าตัวเลขนัสเซิลท์จะเพิ่มขึ้นเมื่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีค่าเพิ่มขึ้น จึงสรุปได้ว่า ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกมีผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าเมื่อเทียบกับผลกระทบที่เกิดจากอัตราส่วนด้าน

1.4.2 รูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะภายในท่อ

Triplett et al. (1999) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษารูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อกลมขนาดเล็กแนวนอน ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 1.1 และ 1.45 mm และในท่อครึ่งสามเหลี่ยมมนขนาดเล็กแนวนอนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 1.09 และ 1.49 mm โดยความเร็วในการไหลตามผิวของอากาศและน้ำอยู่ในช่วง 0.02-80 และ 0.02-8 m/s ตามลำดับ สามารถสรุปผลการทดลองได้ว่าการไหลภายในท่อกลมและท่อครึ่งสามเหลี่ยมมนมีรูปแบบการไหลหลักๆ ที่เหมือนกันอยู่ 5 รูปแบบ คือ bubbly flow, slug flow, churn flow, slug-annular flow และ annular flow

Saisorn และ Wongwises (2015) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษารูปแบบการไหล, สัดส่วนช่องว่าง และความดันลดของการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อกลมขนาดเล็กแนวตั้ง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.53 mm ท่อยาว 320 mm สามารถสรุปผลการทดลองได้ดังนี้ รูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อกลมขนาดเล็กแนวตั้งที่มีทิศทางการไหลขึ้นของอากาศ-น้ำ มีรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน 5 รูปแบบดังนี้ slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow และ annular-rivulet flow และรูปแบบการไหลแบบ slug flow จะถูกทำให้เสีรุกรหว่างการไหลขึ้นของ อากาศ-น้ำ ภายในท่อกลมขนาดเล็กแนวตั้ง ซึ่งแตกต่างจากการลักษณะของกระสุน (bullet shape) ที่พบในท่อแนวนอน และการไหลขึ้นในท่อแนวตั้งจะให้ค่าสัดส่วนช่องว่างที่ต่ำกว่าการไหลในท่อแนวนอน แต่จะให้ค่าความดันลดที่สูงกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในท่อแนวนอน

Wei et al. (2017) ได้สร้างแบบจำลองเชิงตัวเลขของการไหลของของไหลสองสถานะในท่อสี่เหลี่ยมแนวตั้ง ที่มีทิศทางการไหลขึ้นของ อากาศ-น้ำ โดยทำการเปรียบเทียบรูปแบบการไหลระหว่างท่อที่มีขนาดพื้นที่หน้าตัด $25 \times 2 \text{ mm}^2$ และขนาด $25 \times 5 \text{ mm}^2$ โดยสามารถสรุปได้ดังนี้ มีรูปแบบการไหลพื้นฐานอยู่ 4 รูปแบบ คือ bubbly flow, slug flow, churn-turbulent flow และ annular flow เมื่อทำการตั้งค่าให้ความเร็วของของไหลคงที่และทำการเพิ่มความเร็วของก๊าซไปเรื่อยๆ จะได้รูปแบบการไหลเป็นดังต่อไปนี้ bubbly flow, slug flow, churn-turbulent flow และ annular flow ตามลำดับ เมื่อทำการเปรียบเทียบการไหลขึ้นของ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมที่มีขนาดของช่องว่างเท่ากับ 2 mm และ 5 mm จะได้ว่า flow pattern transition boundary ของช่องว่างขนาด 2 mm จะเลื่อนไปทางซ้ายมือ และเมื่อทำการเปรียบเทียบรูปแบบการไหลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขกับผลจากการทดลองของ Xu (1999) จะพบว่าช่วงของ annular flow จะกว้างกว่าช่วงของการทดลองจริง ในขณะที่ช่วงของ slug flow และ bubbly flow จะแคบกว่า ส่วน transitional boundaries ระหว่างรูปแบบการไหลต่างๆ จะเกิดขึ้นที่ความเร็วของก๊าซที่ต่ำกว่าของการทดลองจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4.3 การถ่ายเทความร้อนของของไหลสองสถานะภายในท่อ

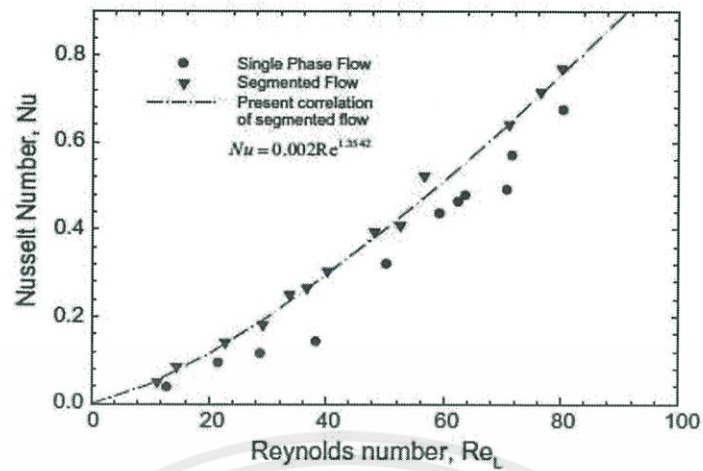
Bao et al. (2000) ได้ทำการทดลองการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เกิดการเดือด ภายในท่อแคบที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.95 mm โดยความเร็วในการไหลตามผิวของอากาศและน้ำอยู่ในช่วง 0.1-50 และ 0.08-0.5 m/s ตามลำดับ และฟลักซ์ความร้อนที่ผนังอยู่ในช่วง 3-58 kW/m² จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น

Hetsroni et al. (2009) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนในไมโครแชนแนลหน้าตัดสามเหลี่ยมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.1 mm ที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ท่อ โดยใช้ น้ำที่ปราศจากไอออนและอากาศเป็นของไหลทำงาน จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความเร็วของน้ำเพิ่มขึ้นและมีค่าลดลงเมื่อความเร็วของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น

Betz และ Attinger (2010) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาวิธีการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในท่อไมโครแชนแนลหน้าตัดสี่เหลี่ยมจัตุรัส ที่มีขนาดพื้นที่หน้าตัดท่อเท่ากับ 0.5 × 0.5 mm² ที่วางตัวขนานกัน สำหรับการทดลองการไหลสถานะเดียวจะใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน และการทดลองการไหลสองสถานะจะใช้ อากาศ-น้ำ เป็นของไหลทำงานโดยเลือกใช้รูปแบบการไหลแบบ segmented flow (slug flow) ในการทดลอง จากการทดลองสามารถสรุปได้ว่า การไหลแบบ segmented flow จะทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าการไหลแบบสถานะเดียว โดยเพิ่มขึ้นเป็น 140% เมื่อเปรียบเทียบที่อัตราการไหลของน้ำเดียวกัน

Choo และ Kim (2011) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เกิดการเดือดในไมโครแชนแนล เพื่อศึกษาผลกระทบของเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่มีต่อตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) โดยเลือกทำการทดลองที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อทั้งหมด 4 ค่า ดังนี้ 140, 222, 334 และ 506 μm โดยความเร็วในการไหลตามผิวของอากาศและน้ำอยู่ในช่วง 1.24-40.1 และ 0.57-2.13 m/s ตามลำดับ ให้ฟลักซ์ความร้อนที่ผนังอยู่ในช่วง 0.34-0.95 MW/m² จากการทดลองพบว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์มีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นสำหรับท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดใหญ่คือ 506 และ 334 μm ในขณะที่ค่าตัวเลขนัสเซลท์มีค่าลดลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นสำหรับท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็กคือ 222 และ 140 μm

Suwankamnerd และ Wongwises (2015) ได้ทำการทดลองการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็กแนวนอนที่ทำมาจากทองแดง โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 267 μm ทำการทดลองที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ เท่ากับ 10-100 รูปแบบการไหลที่ได้จากการทดลองมีดังนี้ segmented flow (slug flow), throat-annular flow, throat-annular/liquid flow และ annular flow โดยค่าตัวเลขนัสเซลท์ของ segmented air-water flow จะมีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 1.2 เท่า ของการไหลของของไหลสถานะเดียวที่ใช้น้ำเป็นของไหลทำงานที่อัตราการไหลเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 ค่าตัวเลขสเซลท์ของการไหลสถานะเดียวและการไหลสองสถานะแบบ segmented flow กับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่อัตราการไหลของก๊าซคงที่ (Suwankamnerd และ Wongwises, 2015)



บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การจำแนกประเภทของท่อ

Kreutzer et al. (2005) ได้เสนอเกณฑ์ที่ใช้ในการแบ่งระดับขนาดของช่องทางการไหลที่มีการไหลของของไหลสองสถานะโดยใช้ critical Bond number (Bo) เพื่อใช้ในการจำแนกประเภทของช่องทางการไหล ดังสมการต่อไปนี้

$$Bo = \frac{(\rho_L - \rho_G)gD_h^2}{\sigma} < 3.368 \quad (2.1)$$

เมื่อ ρ_L และ ρ_G คือ ความหนาแน่นของของเหลวและก๊าซตามลำดับ, g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก, D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และ σ คือ แรงตึงผิว

จากสมการที่ (2.1) เมื่อใช้อากาศและน้ำเป็นของไหลทำงาน ท่อจะต้องมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกน้อยกว่า 5 mm จึงจะจัดเป็นท่อไมโครแชนแนล

2.2 การไหลของของไหลสถานะเดียว (Single-phase fluid flow)

2.2.1 รูปแบบของการไหล

ในการจำแนกรูปแบบของการไหลของของไหลสถานะเดียวจะใช้ตัวเลขเรย์โนลด์ (Reynolds number) ในการจำแนก สำหรับตัวเลขเรย์โนลด์น้อยกว่า 2300 จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ (laminar flow) และตัวเลขเรย์โนลด์มากกว่า 4000 จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) ตัวเลขเรย์โนลด์สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Re = \frac{\rho JD_h}{\mu} \quad (2.2)$$

เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, J คือ ความเร็วของของไหล, μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล และ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (2.3)$$

เมื่อ A คือ พื้นที่หน้าตัดท่อที่สัมผัสกับของไหล และ P คือ เส้นรอบรูปเปียก

2.2.2 ความดันลด (Pressure drop)

ความดันลดที่เกิดขึ้นจากการไหลของของไหลสถานะเดียวภายในท่อที่มีการไหลแบบราบเรียบหรือการไหลแบบปั่นป่วนที่เป็นการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully developed flow) สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\Delta p = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho J^2}{2} \quad (2.4)$$

เมื่อ f คือ สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน (Darcy friction factor), L คือ ความยาวของท่อ, ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล, J คือ ความเร็วของของไหล และ D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก โดยค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่เป็นการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ สามารถหาค่าได้จากตารางที่ 8-1 จากหนังสือ Heat and Mass Transfer: Fundamentals & Applications, Fifth Edition in SI Units (Cengel and Ghajar 2015)

2.2.3 การถ่ายเทความร้อน

ตัวเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) คือ ตัวแปรไร้มิติของสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

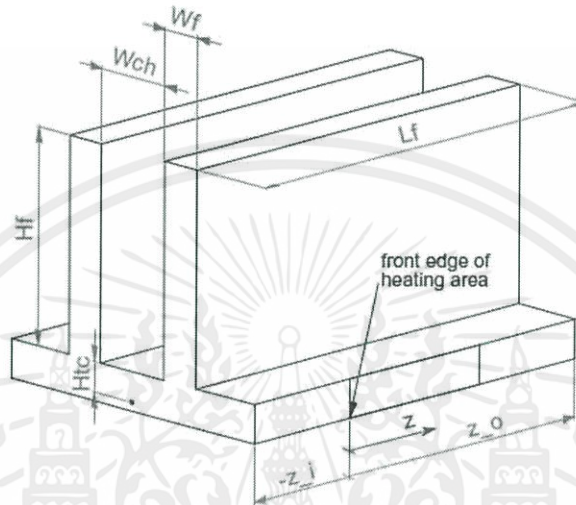
$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.5)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล, D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก และ k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหล

เนื่องจากแผ่นพลาสติกโพลีคาร์บอเนตที่ติดตั้งอยู่ทางด้านบนของครีบบระบายความร้อนมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่ต่ำมาก จึงสมมติให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกจากปลายครีบบ (adiabatic fin tip) ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล (h) เพื่อหาค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Nu) จากสมการที่ (2.5) จำเป็นที่จะต้องอาศัยกระบวนการทำซ้ำ (iteration process) ซึ่งวิธีการนี้ถูกเสนอโดย Park และ Thome (2010) เนื่องจากไม่ทราบค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบ (η_f) โดยขั้นตอนของกระบวนการทำซ้ำเริ่มต้นจากการสมมติค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบขึ้นมาแล้วนำไปแทนลงในสมการที่ (2.6) เพื่อหาค่าฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังครีบบ (\dot{q}_w) จากนั้นนำค่าฟลักซ์ความร้อนที่ได้ไปแทนลงในสมการที่ (2.8) เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล จากนั้นนำค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ได้ไปแทนลงในสมการที่ (2.9) เพื่อหาค่าตัวแปร m จากนั้นนำค่าตัวแปร m ที่ได้ไปแทนลงในสมการที่ (2.10) เพื่อหาค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบบ นำค่าที่ได้ไปเปรียบเทียบกับค่าที่สมมติไว้ หากค่าทั้งสองมีค่าไม่เท่ากันให้ทำการสมมติค่าขึ้นใหม่ และทำตามขั้นตอนเดิม จนกว่าค่าทั้งสองจะมีค่าเท่ากัน

$$\dot{q}_w = \frac{\dot{q}_b(W_{ch} + W_f)}{(W_{ch} + 2\eta_f H_f)} \quad (2.6)$$

เมื่อ \dot{q}_b คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของครีป, W_{ch} คือ ความกว้างของช่องทางการไหล, W_f คือ ความหนาของครีป, η_f คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีป และ H_f คือ ความสูงของครีป



รูปที่ 2.1 รายละเอียดของไมโครแชนแนล (Park, 2010)

ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของครีปสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\dot{q}_b = \frac{VI}{A_b} \quad (2.7)$$

เมื่อ V คือ แรงดันไฟฟ้า, I คือ กระแสไฟฟ้า และ A_b คือ พื้นที่ฐาน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$h = \frac{\dot{q}_w}{T_w - T_{fl}} \quad (2.8)$$

เมื่อ T_{fl} คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทำงาน และ T_w คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่พื้นผิวของไมโครแชนแนล ซึ่งหาค่าได้จากวิธีการประมาณค่านอกช่วง (extrapolation)

$$m^2 = \frac{hP_f}{kA_c} \quad (2.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH_f)}{mH_f} \quad (2.10)$$

เมื่อ P_f คือ ความยาวเส้นรอบวงของครีบ, k คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ และ A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของครีบ

2.2.3.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย

Gnielinski (1995) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในกรณีที่มีการไหลแบบราบเรียบ ภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เกิดการเดือดที่ฟลักซ์ความร้อนพื้นผิวคงที่ไว้ (constant surface heat flux) ดังความสัมพันธ์ต่อไปนี้

$$Nu_{ave,H} = [Nu_{ave,H,1}^3 + 0.6^3 + (Nu_{ave,H,2} - 0.6)^3 + Nu_{ave,H,3}^3]^{1/3} \quad (2.11)$$

$$Nu_{ave,H,1} = 4.354 \quad (2.12)$$

$$Nu_{ave,H,2} = 1.953(\text{Re} \text{Pr} D_h / L)^{1/3} \quad (2.13)$$

$$Nu_{ave,H,3} = 0.924 \text{Pr}^{1/3} (\text{Re} D_h / L)^{1/2} \quad (2.14)$$

เนื่องจากชุดทดลองมีการติดตั้งแผ่นพลาสติกโพลีคาร์บอเนตทางด้านบนของครีบระบายความร้อนจึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนที่พื้นผิวของไมโครแชนแนลเพียงสามด้านเท่านั้น ดังนั้นการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยจากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ดังสมการที่ (2.11) จึงต้องแก้ไขด้วยตัวประกอบการปรับแก้ (correction factor) ซึ่งถูกนำเสนอโดย Phillips (1987) ซึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{ave,3} = Nu_{ave,H} \left(\frac{Nu_{\infty,3}}{Nu_{\infty,4}} \right) \quad (2.15)$$

$Nu_{\infty,3}$ และ $Nu_{\infty,4}$ ในสมการที่ (2.15) สามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ที่ได้นำเสนอไว้ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในกรณีที่มีการไหลแบบราบเรียบ (laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยมที่มีฟลักซ์ความร้อนพื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง ดังสมการต่อไปนี้

กรณีการให้ความร้อนแบบสามด้าน (three-sided heating)

$$Nu_{\infty,3} = 8.235(1 - 1.833\alpha + 3.767\alpha^2 - 5.814\alpha^3 + 5.361\alpha^4 - 2\alpha^5) \quad (2.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีการให้ความร้อนแบบสี่ด้าน (four-sided heating)

$$Nu_{\infty,4} = 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \quad (2.17)$$

2.3 การไหลของของไหลสองสถานะ (Two-phase fluid flow)

2.3.1 รูปแบบของการไหล

ในการจำแนกรูปแบบของการไหลของของไหลสองสถานะว่าเป็นการไหลแบบราบเรียบ หรือ การไหลแบบปั่นป่วน จะใช้ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลว (superficial liquid Reynolds number, Re_{SL}) ในการพิจารณารูปแบบการไหล สำหรับ $Re_{SL} < 2300$ จะเป็นการไหลแบบราบเรียบ และ $Re_{SL} > 4000$ จะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซ (superficial gas Reynolds number)

$$Re_{SG} = \frac{\rho_G J_{SG} D_h}{\mu_G} \quad (2.18)$$

ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลว (superficial liquid Reynolds number)

$$Re_{SL} = \frac{\rho_L J_{SL} D_h}{\mu_L} \quad (2.19)$$

ความเร็วผิว (superficial velocity) คือ ความเร็วของของไหลสถานะนั้นๆ เมื่อพิจารณาว่าของไหลสถานะนั้นไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของของไหลทุกสถานะรวมกัน สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$J_{SG} = \frac{x\dot{m}v_G}{A} \quad (2.20)$$

$$J_{SL} = \frac{(1-x)\dot{m}v_L}{A} \quad (2.21)$$

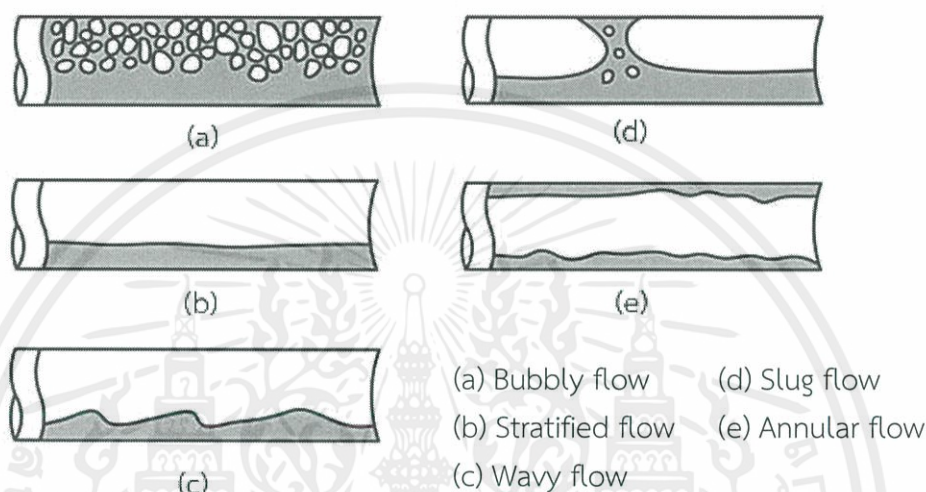
เมื่อ x คือ คุณภาพเชิงมวล, \dot{m} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของไหลสองสถานะ, v_G และ v_L คือ ปริมาตรจำเพาะของก๊าซและของเหลวตามลำดับ และ A คือ พื้นที่หน้าตัดของช่องทางการไหลของของไหลทุกสถานะรวมกัน

$$\dot{m} = \dot{m}_G + \dot{m}_L \quad (2.22)$$

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_G + \dot{m}_L} \quad (2.23)$$

เมื่อ \dot{m}_G และ \dot{m}_L คือ อัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซและของเหลวตามลำดับ

รูปแบบการไหลต่างๆ ของการไหลของของไหลสองสถานะ ก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อแนวนอน สามารถแสดงให้เห็นได้ดังรูปที่ 2.2 โดยสามารถแบ่งเป็น 5 รูปแบบการไหล ดังนี้

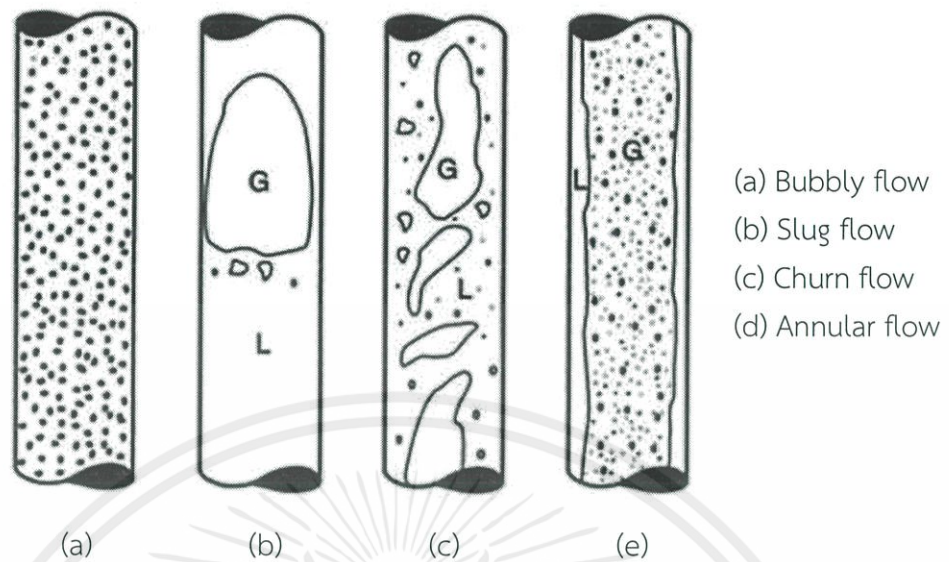


รูปที่ 2.2 แสดงรูปแบบการไหล ก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อกลมแนวนอน (Hewitt, 1998)

1. Bubbly flow รูปแบบการไหลนี้ก๊าซจะมีลักษณะเป็นฟองเล็กๆ กระจายอยู่ในของเหลว ซึ่งส่วนที่เป็นฟองก๊าซส่วนใหญ่จะไหลอยู่ด้านบนของท่อ
2. Stratified flow รูปแบบการไหลนี้แรงโน้มถ่วงจะกระทำกับของไหลอย่างสมบูรณ์ จึงทำให้มีการแยกชั้นระหว่าง ก๊าซ-ของเหลว อย่างชัดเจน โดยที่ของเหลวจะไหลไปรวมกันอยู่ด้านล่าง และ ก๊าซจะไหลไปรวมกันอยู่ด้านบนของท่อ
3. Wavy flow รูปแบบการไหลนี้จะมีการแยกชั้นระหว่าง ก๊าซ-ของเหลว เมื่อความเร็วของ ก๊าซมีค่ามากขึ้น ซึ่งจะทำให้เกิดคลื่นขึ้นระหว่างผิวสัมผัสของก๊าซและของเหลว บางครั้งอาจเรียก รูปแบบการไหลนี้ว่า stratified-wavy flow
4. Slug flow รูปแบบการไหลนี้จะเกิดคลื่นขนาดใหญ่ที่พื้นผิวของของเหลวที่ไหลอยู่ด้านล่าง ของท่อจนไปสัมผัสผิวด้านบนของท่อ ทำให้ก๊าซที่อยู่ด้านบนท่อเกิดเป็นฟองก๊าซขนาดใหญ่ รูปร่าง คล้ายกระสุนปืน
5. Annular flow รูปแบบการไหลนี้เป็นรูปแบบการไหลที่มีของเหลวก่อตัวเป็นวงแหวนรอบ ผิวด้านในของท่อ และมีก๊าซไหลในส่วนกลางของท่อ และอาจจะมีหยดของของเหลวขนาดเล็กอยู่ใน ส่วนกลางของท่อ รูปแบบการไหลนี้มีความเสถียรสูง

รูปแบบการไหลต่างๆ ของการไหลของของไหลสองสถานะ ก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อแนวตั้ง สามารถแสดงให้เห็นได้ดังรูปที่ 2.2 โดยสามารถแบ่งเป็น 4 รูปแบบการไหล ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.3 แสดงรูปแบบการไหล ก๊าซ-ของเหลว ภายในท่อแนวตั้ง (Gupta, 1983)

1. Bubbly flow รูปแบบการไหลนี้จะเกิดขึ้นเมื่ออัตราการไหลของของเหลวมีค่าสูงพอที่จะทำให้ก๊าซแตกตัวเป็นฟองก๊าซและกระจายตัวอยู่ในของเหลว แต่ไม่สูงพอที่จะทำให้ฟองก๊าซและของเหลวผสมรวมกัน ฟองมีรูปร่างและขนาดที่แตกต่างกันออกไป แต่โดยปกติฟองก๊าซจะมีรูปร่างกลมและขนาดเล็กมากๆ

2. Slug flow รูปแบบการไหลนี้เกิดจากสัดส่วนช่องว่าง (void fraction) ที่เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลให้การรวมตัวของฟองก๊าซมีมากขึ้น ทำให้ส่วนของฟองก๊าซมีรูปร่างคล้ายกระสุนปืน บางครั้งอาจเรียกฟองอากาศนี้ว่า slug bubble และ slug bubble นั้นจะเกิดขึ้นเป็นช่วงๆ แยกตัวกันอย่างชัดเจน ซึ่งทำให้เกิดความไม่คงที่ของความดันและอัตราการไหล ในบางครั้งอาจพบในส่วนที่ใกล้กับผนังท่อ แม้ว่าการไหลโดยรวมเกิดขึ้นในทิศทางในแนวตั้ง

3. Churn flow รูปแบบการไหลนี้เป็นรูปแบบการไหลที่ปั่นป่วนมาก ซึ่งเป็นการไหลต่อเนื่องจาก slug flow การเพิ่มความเร็วของก๊าซจะทำให้ slug bubble เกิดการแตกตัวและเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ส่งผลให้โครงสร้างของของไหลไม่คงตัว

4. Annular flow รูปแบบการไหลนี้เป็นรูปแบบการไหลที่มีของเหลวก่อตัวเป็นวงแหวนรอบผนังท่อ และมีก๊าซไหลในส่วนกลางของท่อ โดยอาจจะมีการหยดของของเหลวกระจายอยู่ในช่วงกลางของท่อ การเพิ่มความเร็วของก๊าซจะส่งผลให้พื้นผิวของของเหลวเกิดเป็นคลื่น รูปแบบการไหลนี้มีความเสถียรสูง

2.3.2 ความดันลด (Pressure drop)

ความดันลดในการไหลแบบสองสถานะจะใช้สมการเดียวกันกับการไหลแบบสถานะเดียว คือสมการที่ (2.4) โดยแทนค่าความหนาแน่น ρ ด้วย ρ_{TP} เมื่อ ρ_{TP} หรือความหนาแน่นของของไหลสองสถานะสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\rho_{TP} = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right)^{-1} \quad (2.24)$$

2.3.3 การถ่ายเทความร้อน

ตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในกรณีของการไหลของของไหลสองสถานะจะใช้สมการเดียวกับการไหลแบบสถานะเดียว คือ สมการที่ (2.5)-(2.10) โดยจะใช้ค่า k ของของเหลวแทนค่า k ของของไหลสองสถานะเนื่องจากยังไม่มีสมการความสัมพันธ์ที่ใช้หาค่า k ของของไหลสองสถานะ

2.3.3.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย

Kim & Ghajar (2002) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยในกรณีที่มีการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อกลมแนวนอนภายใต้เงื่อนไขที่ไม่เกิดการเดือดที่มีรูปแบบการไหลต่างๆ ดังนี้ slug flow, bubbly flow และ annular flow ไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$h_{TP} = (1-\varepsilon) h_L \left[1 + 2.86 \left\{ \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.42} \left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon} \right)^{0.35} \left(\frac{\text{Pr}_G}{\text{Pr}_L} \right)^{0.66} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{-0.72} \right\} \right] \quad (2.25)$$

เมื่อ ε คือ สัดส่วนช่องว่าง (void fraction), h_L คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของเหลว, x คือ คุณภาพเชิงมวล, Pr_G คือ ตัวเลขพรันด์เทิลของก๊าซ (Prandtl number of gas), Pr_L คือ ตัวเลขพรันด์เทิลของของเหลว (Prandtl number of liquid), μ_G คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของก๊าซ และ μ_L คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของเหลว

ε หรือสัดส่วนช่องว่าง สามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของ Chisholm (1983) ดังสมการต่อไปนี้

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_{TP}} \right)^{0.5} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right) \right]^{-1} \quad (2.26)$$

h_L หรือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของเหลวจากสหสัมพันธ์ของ Sieder and Tate (1936) ดังสมการต่อไปนี้

$$h_L = 0.027 \text{Re}_L^{4/5} \text{Pr}_L^{1/3} \left(\frac{k_L}{D_h} \right) \left(\frac{\mu_B}{\mu_w} \right)_L^{0.14} \quad (2.27)$$

เมื่อ Re_L คือ ตัวเลขเรย์โนลด์ของของเหลว, k_L คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของเหลว, D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก, μ_w คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของเหลวที่อุณหภูมิผนัง และ μ_B คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของเหลวที่อุณหภูมิบัลค์ เมื่ออุณหภูมิบัลค์คำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$T_{bulk} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2.28)$$

2.3.3.2 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance index)

Akbaridoust et al. (2013) ได้นำเสนอสมการที่ใช้ในการหาค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance Index, PI) ไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$PI = \frac{Nu_{TP}/Nu_L}{\Delta P_{TP}/\Delta P_L} \quad (2.29)$$

เมื่อ Nu_{TP} คือ ตัวเลขนัสเซิลท์ของของไหลสองสถานะ, Nu_L คือ ตัวเลขนัสเซิลท์ของของไหลสถานะเดียวที่มีของเหลวเป็นของไหลทำงาน, ΔP_{TP} คือ ความดันลดของของไหลสองสถานะ และ ΔP_L คือ ความดันลดของของไหลสถานะเดียวที่มีของเหลวเป็นของไหลทำงาน

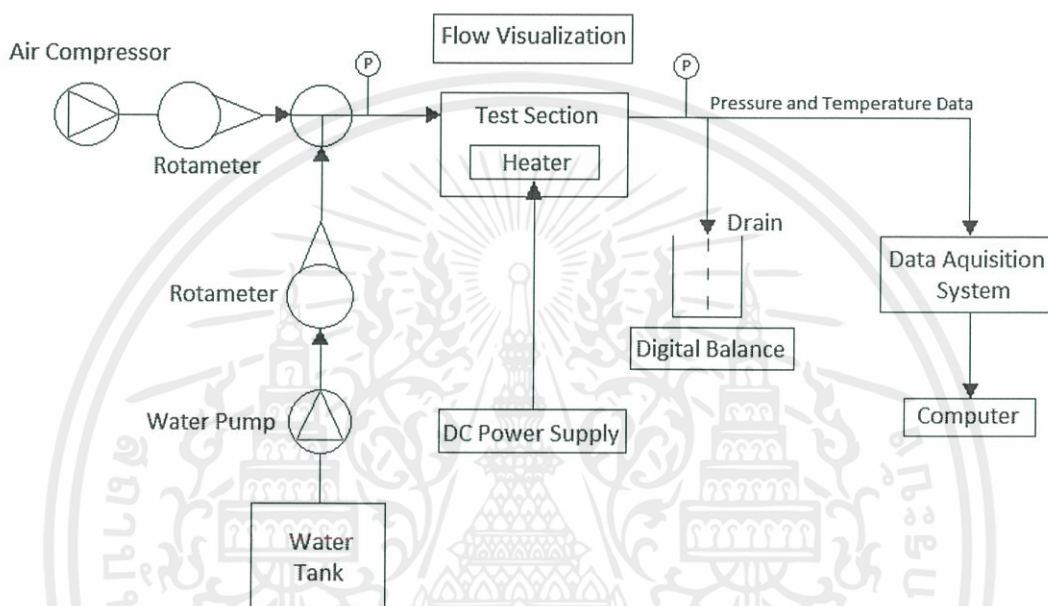
หากสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าหนึ่งจะเป็นการบ่งบอกถึงการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลด ซึ่งหมายความว่า เป็นสถานะที่เหมาะสมที่จะนำไปใช้ในทางปฏิบัติ แต่หากสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยกว่าหนึ่งจะเป็นการบ่งบอกถึงการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมีค่าน้อยกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลด ซึ่งหมายความว่า เป็นสถานะที่ไม่เหมาะสมที่จะนำไปใช้ในทางปฏิบัติ

บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

3.1 วงจรการทำงานและรายละเอียดของชุดทดลอง

3.1.1 วงจรการทำงานของการทดลอง

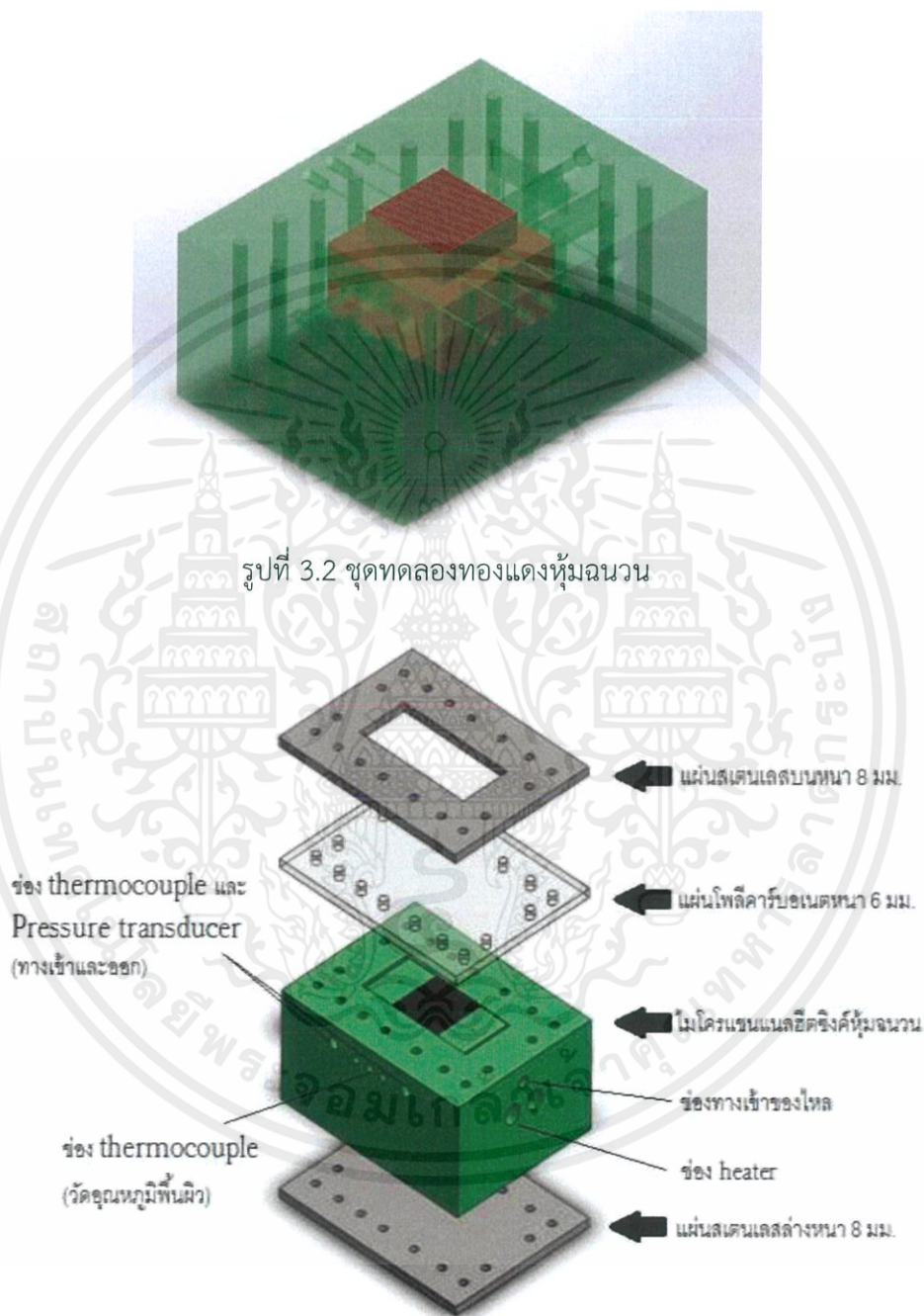


รูปที่ 3.1 วงจรการทำงานของการทดลอง

รูปที่ 3.1 แสดงวงจรการทำงานของชุดการทดลองที่ใช้สำหรับงานวิจัยนี้ โดยการทำงานของระบบจะเริ่มต้นจากปั๊มน้ำที่สามารถปรับอัตราการไหลได้ดูดจ่ายน้ำขึ้นมาจากถังเก็บน้ำ และปั๊มลมจ่ายอากาศเข้าไปรวมกันที่จุดผสมของไหลแบบตัวที (T-mixer) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ชุดทดลอง (test section) โดยชุดทดลองจะมีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอุณหภูมิ (thermocouple) อุปกรณ์วัดความดัน (pressure transducer) และฮีตเตอร์ โดยของไหลผสมจะถูกจ่ายเข้าไปในทางเข้าไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ (microchannel heat sink) และออกลงสู่ถังเก็บน้ำ โดยค่าที่วัดได้จากอุปกรณ์วัดความดันและวัดอุณหภูมิจะส่งไปยังระบบรวบรวมข้อมูล (data acquisition system) จากนั้นค่าความดัน อุณหภูมิที่ได้จะถูกแสดงในคอมพิวเตอร์ รูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ถูกบันทึกโดยกล้องถ่ายภาพ

3.1.2 รายละเอียดของชุดทดลอง

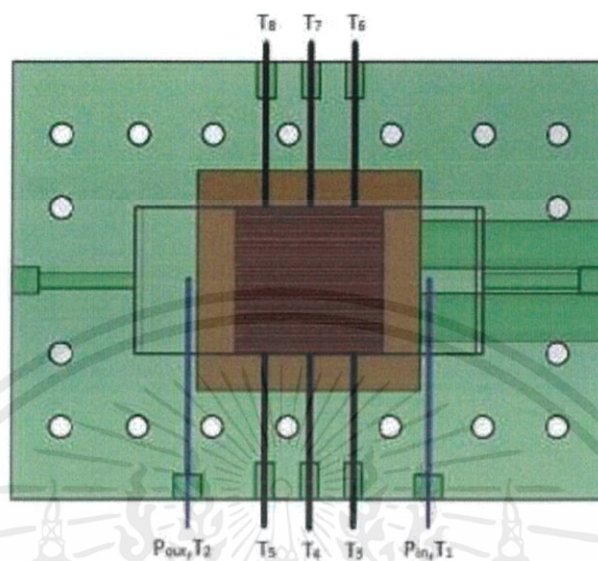
ชุดทดลองจะประกอบด้วย 2 ส่วนหลัก คือ ส่วนไมโครเซนแนลทองแดง และส่วนของฉนวนเรซิน ซึ่งฉนวนเรซินจะมีการออกแบบให้มีช่องทางเข้าและออกไมโครเซนแนลของของผสม ช่องของฮีตเตอร์ รวมไปถึงส่วนที่ใช้ในการวัดอุณหภูมิและความดัน



รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบของชุดทดลอง

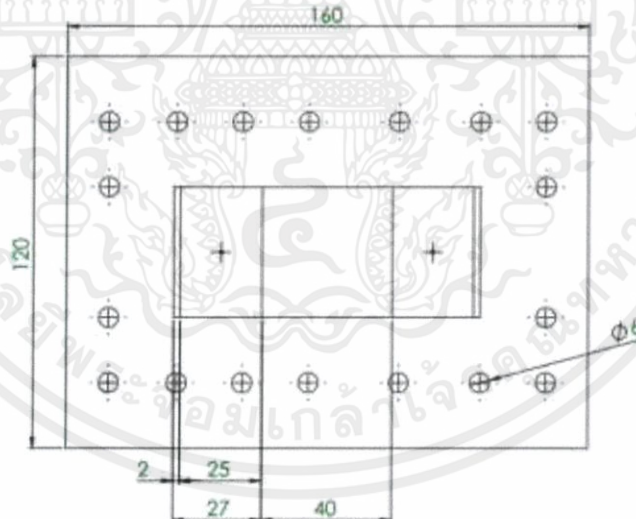
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การวัดอุณหภูมิและความดันมีตำแหน่งที่วัดดัง รูปที่ 3.4 โดยในส่วนการวัดอุณหภูมิจะมีการวัดของไหลทางเข้า-ออกและ 6 ค่าที่ตำแหน่งบนและล่างของไมโครเซนแนลทองแดง ในส่วนการวัดความดันจะมีการวัดที่ตำแหน่งทางก่อนทางเข้าและทางออกของไมโครเซนแนล



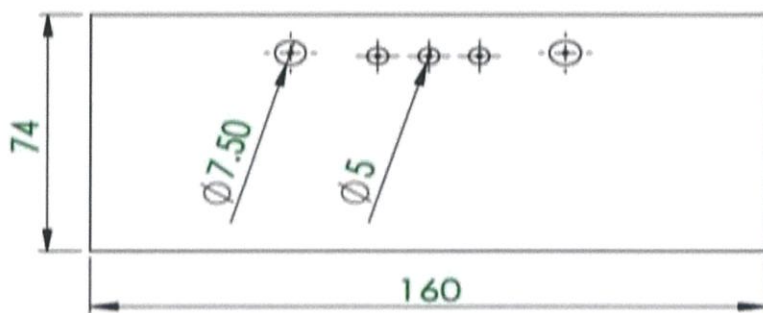
รูปที่ 3.4 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิและความดัน

3.1.2.1 ฉนวนเรซิน

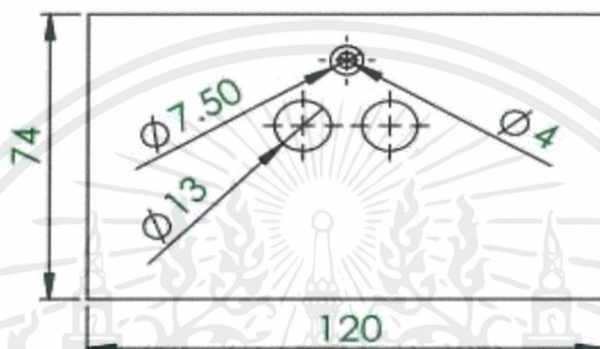


รูปที่ 3.5 ภาพฉายด้านบนของฉนวนเรซิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

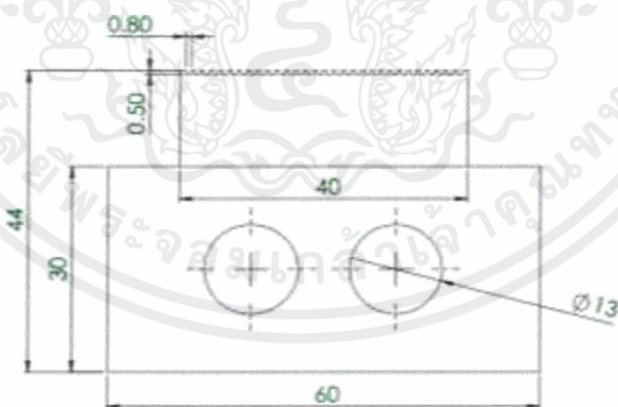


รูปที่ 3.6 ภาพฉายด้านข้างของฉนวนเรซิน



รูปที่ 3.7 ภาพฉายด้านหน้าของฉนวนเรซิน

3.1.2.2 ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ทองแดง



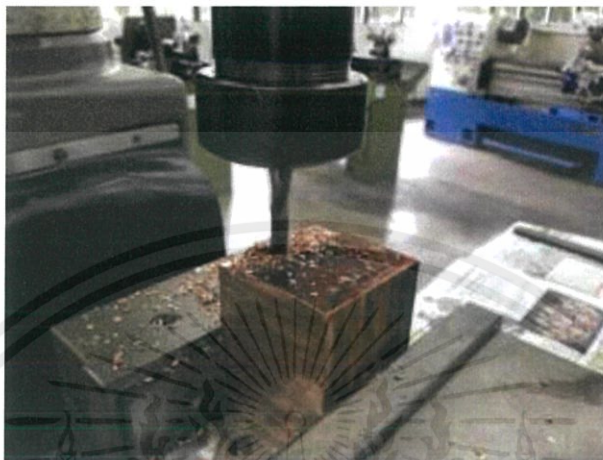
รูปที่ 3.8 ขนาดไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ทองแดง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2 ขั้นตอนการทำชุดทดลองทองแดงหุ้มฉนวนเรซิน

3.2.1 ขั้นตอนการทำชุดทดลอง

ทำการกัดชิ้นงานจากก้อนทองแดงให้ได้สัดส่วนตามที่ต้องการ และปาดผิวชิ้นงานให้เรียบ



รูปที่ 3.9 การกัดชิ้นงานทองแดง

เมื่อได้ชิ้นงานที่ต้องการแล้ว ทำการเจาะรูสำหรับใส่ฮีตเตอร์ ในส่วนล่างของชิ้นงานจำนวน 2

รูป



รูปที่ 3.10 ชิ้นงานทองแดง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการสร้างแม่แบบ (mold) สำหรับทำการหล่อฉนวนเรซิน และทำการฉีดซิลิโคนเพื่อป้องกันการติดกันของแม่แบบและฉนวนเรซินเมื่อเกิดการแข็งตัวแล้ว



รูปที่ 3.11 mold ที่พร้อมสำหรับการหล่อเรซิน



รูปที่ 3.12 ไมโครแซนแนลฮีตซิงค์หุ้มฉนวนเรซิน

3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

สำหรับอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง มีดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ปั๊มน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (centrifugal pump) ใช้สำหรับดูดจ่ายน้ำจากถังเก็บน้ำไปยังชุดทดลอง โดยอาศัยแรงดันจากการหมุนของใบพัดภายในตัวปั๊มในการทำให้น้ำเคลื่อนจากจุดเริ่มต้นไปยังชุดทดลอง โดยปั๊มที่ใช้ในการทดลองมีขนาด 18 W และเฮดปั๊มมีค่าเท่ากับ 5 m



รูปที่ 3.13 ปั๊มน้ำแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง

2. ปั๊มลมหรือเครื่องอัดอากาศ (air compressor) ใช้สำหรับการส่งผ่านลมจากตัวปั๊มเข้าสู่ชุดทดลอง โดยส่วนประกอบของปั๊มลมมี 2 ส่วน คือ ตัวปั๊มลม (air compressor) และ ถังเก็บลม (air tank) โดยตัวปั๊มลมจะทำหน้าที่ป้อนลมเข้าไปเก็บไว้ในถังเก็บลมเป็นช่วงสั้นๆ และถังเก็บลมทำหน้าที่ในการจ่ายลมออกด้วยอัตราที่คงที่



รูปที่ 3.14 เครื่องอัดอากาศ

3. อุปกรณ์ผสม (mixing chamber) เป็นส่วนที่ทำหน้าที่ในการผสมน้ำและอากาศก่อนจะป้อนเข้าสู่ชุดทดลอง โดยอุปกรณ์ผสมที่ใช้จะเป็นแบบตัวที (T-shaped mixer)



รูปที่ 3.15 อุปกรณ์ผสมรูปตัวที

4. โรตاميเตอร์ (rotameter) ใช้ในการปรับอัตราการไหลของน้ำและอากาศทางเข้า โดยโรตاميเตอร์แต่ละตัวจะมีความละเอียดและช่วงที่แตกต่างกัน ขึ้นอยู่กับช่วงการใช้งาน โดยในการทดลองช่วงของอัตราการไหลน้ำและอากาศ เป็น 0.075-0.200 และ 0.5-1.5 LPM ตามลำดับ



รูปที่ 3.16 โรตاميเตอร์

5. ทรานสดิวเซอร์วัดความดัน (pressure transducer) ใช้สำหรับวัดความดันขาเข้าของของไหลผสมก่อนที่จะเข้าสู่ไมโครแชนแนล โดยอุปกรณ์นี้จะทำหน้าที่ในการแปลงค่าความดันเป็นสัญญาณไฟฟ้าและแสดงผลเป็นตัวเลขผ่านหน้าจอบแสดงผลแบบดิจิตอล

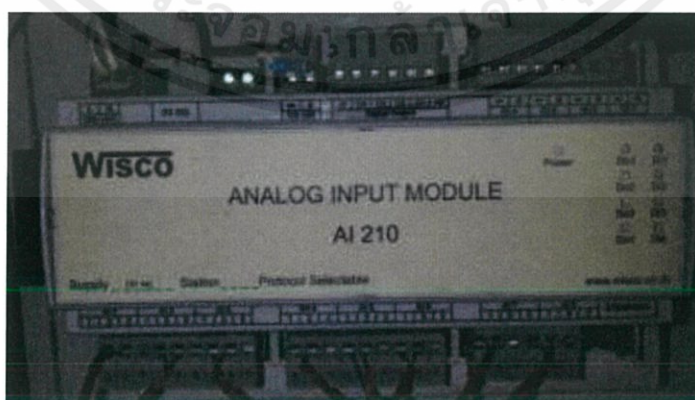


รูปที่ 3.17 ทรานสดิวเซอร์วัดความดัน



รูปที่ 3.18 หน้าจอแสดงผลดิจิทัล

6. เครื่องบันทึกผลข้อมูล (data logger) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ค่าสัญญาณจากอุปกรณ์วัดต่างๆ โดยแปลงสัญญาณอนาล็อก ให้เป็นสัญญาณดิจิทัล แล้วส่งข้อมูลไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อแสดงผลและเก็บบันทึกค่าที่ได้



รูปที่ 3.19 เครื่องบันทึกผลข้อมูล

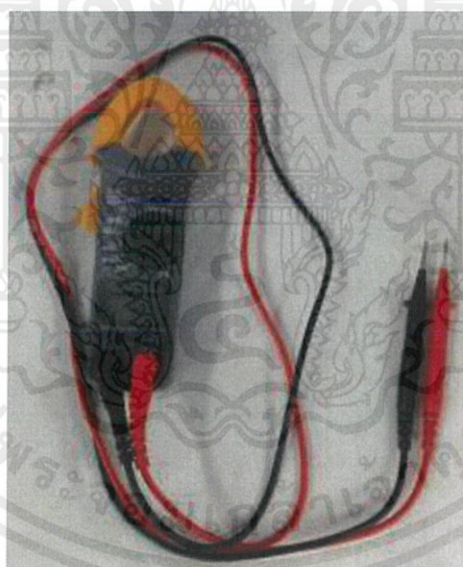
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. เทอร์โมคัปเปิล (thermocouple) ใช้สำหรับการวัดอุณหภูมิแต่ละจุดในชุดทดลอง โดยอาศัยหลักการเปลี่ยนแปลงความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้าจากโลหะตัวนำที่ต่างกัน 2 ชนิด โดยเทอร์โมคัปเปิลจะมีหลายชนิด ขึ้นอยู่กับช่วงการวัดอุณหภูมิในแต่ละการใช้งาน โดยในการทดลองนี้จะใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด T ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1 mm



รูปที่ 3.20 เทอร์โมคัปเปิล

8. มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล (digital multimeter) ใช้สำหรับวัดแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมฮีตเตอร์ รวมไปถึงกระแสไฟฟ้า เพื่อนำมาคำนวณค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนให้กับระบบ



รูปที่ 3.21 มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล

9. ฮีตเตอร์แบบแท่ง ใช้เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนของระบบ โดยต่อเข้ากับแหล่งจ่ายไฟกระแสตรง โดยฮีตเตอร์ที่ใช้ในการทดลองมีขนาด 150 W



รูปที่ 3.22 ฮีตเตอร์แบบแท่ง

10. ท่อยางหรือท่อพียู (polyurethane tubing) เป็นท่อที่มีความยืดหยุ่นและทนต่อการกัดกร่อนของสารเคมีได้ดี มีให้เลือกหลากหลายขึ้นอยู่กับการใช้งาน

11. กล้องถ่ายรูป (camera) ใช้สำหรับบันทึกภาพรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น ภายใต้อัตราการไหลที่แตกต่างกันของน้ำและอากาศในการทดลอง

3.4 ค่าที่ใช้ในการทดลอง

ตารางที่ 3.1 แสดงค่าตัวแปรที่ใช้ในการทดลอง โดยทดลองที่ J_{SG} 5 ค่า และ J_{SL} 6 ค่า

ตารางที่ 3.1 ค่าที่ใช้ในการทดลอง

ตัวแปร	ค่าที่ใช้ในการทดลอง
$\dot{Q}_{heater} (W)$	60
$J_{SG} (m/s)$	0.7004, 1.0504, 1.4008, 1.7510, 2.1011
$J_{SL} (m/s)$	0.1046, 0.1397, 0.1742, 0.2091, 0.2439, 0.2787

3.5 ขั้นตอนในการทดลอง

1. เติมน้ำใส่ถังเก็บน้ำสำหรับการป้อนน้ำเข้าไปในชุดทดลอง
2. เปิดปั้มน้ำ ป้มลม ติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันและวงจรฮีตเตอร์
3. ทำการปรับค่าอัตราการไหลของน้ำ และกำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้กับฮีตเตอร์ ให้ได้ค่าตามที่ต้องการ
4. เชื่อมต่อเครื่องบันทึกผลข้อมูลกับคอมพิวเตอร์ และเปิดโปรแกรมที่ใช้สำหรับแสดงและเก็บผล
5. ดูแนวโน้มของอุณหภูมิที่แสดงผลในโปรแกรม
6. เมื่ออุณหภูมิคงที่ ทำการบันทึกผลเป็นเวลา 5 min และนำค่าที่ได้มาเฉลี่ย
7. ทำการบันทึกค่าอุณหภูมิที่ได้จากตำแหน่งต่างๆและความดันทางเข้า-ออกของชุดทดลอง
8. ถ่ายภาพรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครเซนแนล

บทที่ 4

ผลการทดลองและการอภิปรายผล

ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษารูปแบบการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็กแนวนอน โดยทำการทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 6 ค่า ดังต่อไปนี้ 75, 100, 125, 150, 175 และ 200 g/min และที่อัตราการไหลของอากาศ 5 ค่า ดังต่อไปนี้ 0.50, 0.75, 1.00, 1.25 และ 1.50 LPM โดยให้ฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกน 60 W และทำการเปรียบเทียบความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนและความดันตกที่เกิดขึ้นภายในท่อระหว่างของไหลสองสถานะกับของไหลสถานะเดียวที่ใช้น้ำเป็นของไหลทำงาน

4.1 การตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลอง

ตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลองเพื่อทดสอบความถูกต้องของชุดทดลองว่ามีค่าคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงไปมากน้อยเพียงใด ซึ่งจะแบ่งการตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลองออกเป็นสองส่วน คือ การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสถานะเดียว และการตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสองสถานะ แสดงดังหัวข้อต่อไปนี้

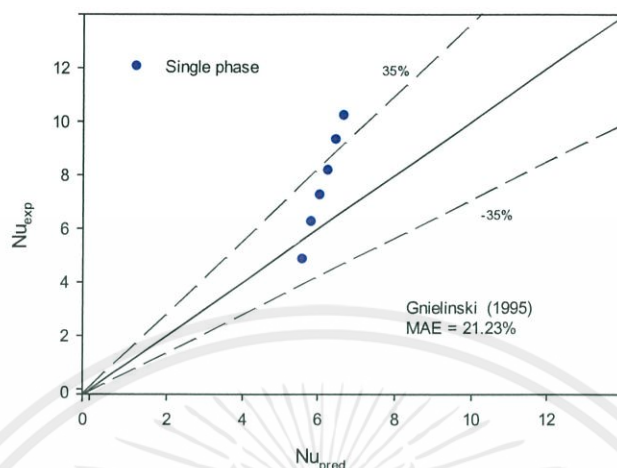
4.1.1 การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสถานะเดียว

การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสถานะเดียวที่ให้ฟลักซ์ความร้อนพื้นผิวคงที่ที่สามารถใช้สมการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์จากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ดังสมการที่ (2.11) และเนื่องจากชุดทดลองมีการติดตั้งแผ่นพลาสติกโพลีคาร์บอเนตทางด้านบนของครีบบระบายความร้อนจึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนที่พื้นผิวของไมโครแชนแนลเพียงสามด้าน ดังนั้นการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยจากสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ดังสมการที่ (2.11) จึงต้องแก้ไขด้วยตัวประกอบการปรับแก้ (correction factor) ซึ่งถูกนำเสนอโดย Phillips (1987) ซึ่งเป็นไปตามความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{ave,3} = Nu_{ave,H} \left(\frac{Nu_{\infty,3}}{Nu_{\infty,4}} \right) \quad (2.15)$$

$Nu_{\infty,3}$ และ $Nu_{\infty,4}$ ในสมการที่ (2.15) สามารถคำนวณได้จากสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ดังสมการที่ (2.16) และ (2.17) ตามลำดับ

เมื่อเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนกับสหพันธ์ของ Gnielinski (1995) ดังรูปที่ 4.1 พบว่าการไหลแบบสถานะเดียวมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (MAE) เท่ากับ 21.23%

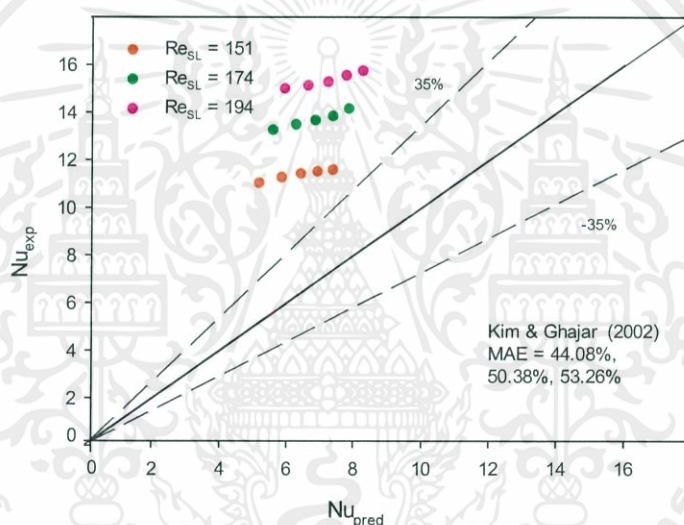
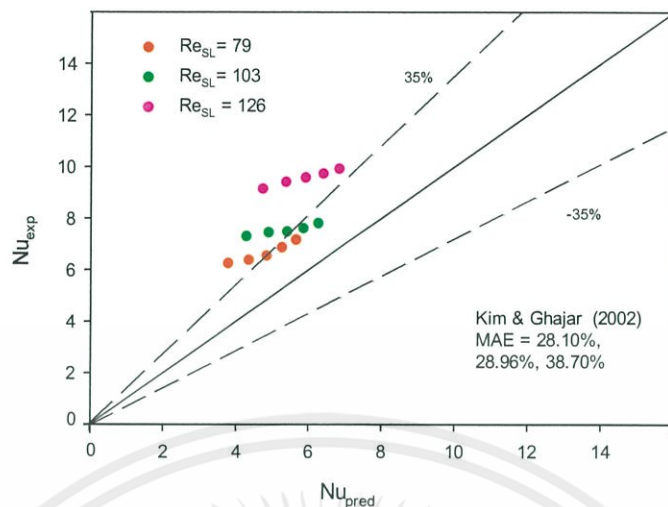


รูปที่ 4.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลแบบสถานะเดียวที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995)

4.1.2 การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสองสถานะ

การตรวจสอบความถูกต้องของการไหลสองสถานะที่ให้พลั๊กความร้อนพื้นผิววงที่สามารถใช้สมการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์จากสหสัมพันธ์ของ Kim & Ghajar (2002) ดังสมการที่ (2.20)

เมื่อเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนกับสหพันธ์ของ Kim & Ghajar (2002) ดังรูปที่ 4.2 พบว่าการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ มีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (MAE) น้อยที่สุดเมื่อค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของของเหลว (superficial liquid Reynolds number) เท่ากับ 79 ซึ่งมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ยเท่ากับ 28.10% และจะมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ยสูงสุดเท่ากับ 53.26% ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของของเหลวเท่ากับ 194 ที่มีค่าความคลาดเคลื่อนสูงเป็นผลเนื่องจากสหพันธ์ของ Kim & Ghajar (2002) ใช้กับการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อกลมแนวนอน แต่ในปริภูมิตั้งนี้เป็นการทดลองในช่วงการไหลแบบราบเรียบภายในท่อหน้าตัดสี่เหลี่ยมขนาดเล็กแนวนอน



รูปที่ 4.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยสหสัมพันธ์ของ Kim และ Ghajar (2002)

4.2 รูปแบบของการไหล

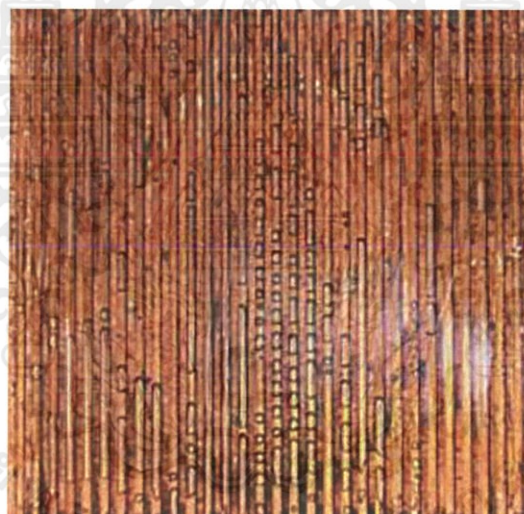
จากการทดลองพบว่า มีรูปแบบการไหลเกิดขึ้นในไมโครแชนแนล ทั้งหมด 2 รูปแบบ คือ การไหลแบบ slug flow และการไหลแบบ annular flow ซึ่งจะแสดงให้เห็นดังรูปที่ 4.3-4.7 พบว่าจะเกิดการไหลแบบ slug flow ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซ (gas superficial Reynolds number, Re_{SG}) เท่ากับ 27 และ 41 ตามลำดับ ที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลว (liquid superficial Reynolds number, Re_{SL}) เท่ากับ 79-194 และจะเกิดการไหลแบบ annular flow ที่ Re_{SG} เท่ากับ 68 และ 82 ตามลำดับ ที่ Re_{SL} เท่ากับ 79-194 เนื่องจากการไหลแบบ slug flow จะเกิดที่ Re_{SG} ต่ำ (27 และ 41) ส่วนการไหลแบบ annular flow จะเกิดที่ Re_{SG} สูง (68 และ 82) โดยการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลทั้งสองรูปแบบการไหลจะสังเกตเห็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ว่าอากาศไม่กระจายตัวไปทั่วทุกแขนแนล เป็นผลเนื่องมาจากการออกแบบ plenum ที่ไม่ดีพอ ประกอบกับจำนวนท่อไมโครแขนแนลที่มีมากจนเกินไป

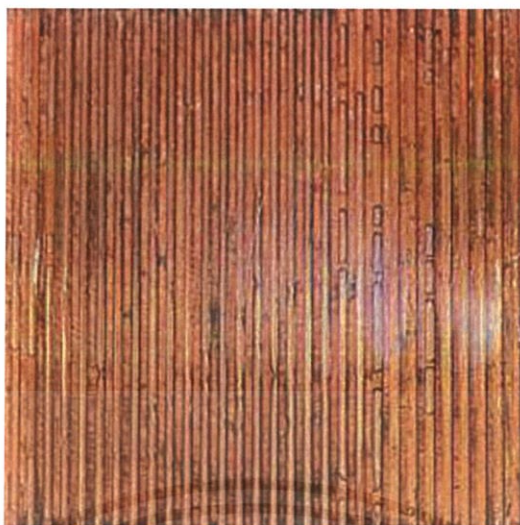


รูปที่ 4.3 แสดงรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ $Re_{SG} = 27$ และ $Re_{SL} = 79-194$

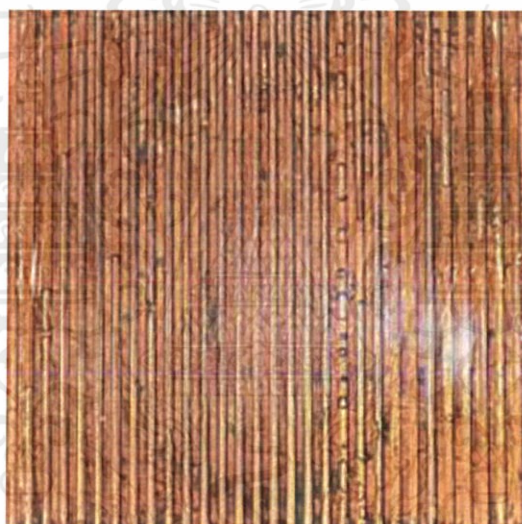


รูปที่ 4.4 แสดงรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ $Re_{SG} = 41$ และ $Re_{SL} = 79-194$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

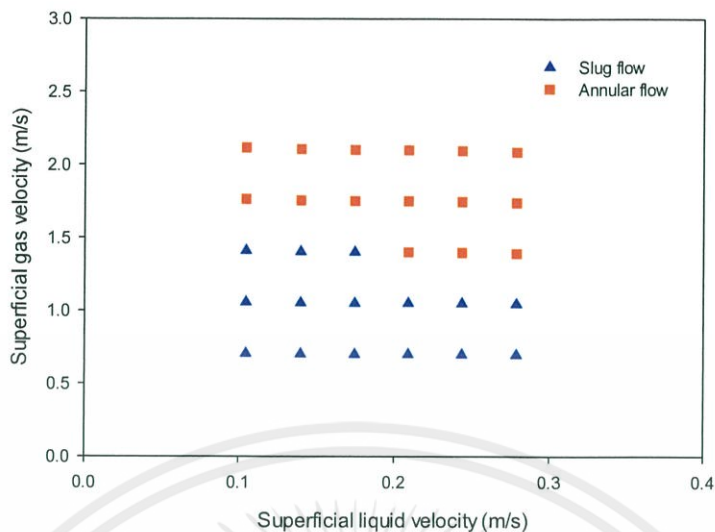


รูปที่ 4.5 แสดงรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ $Re_{SG} = 68$ และ $Re_{SL} = 79-194$



รูปที่ 4.6 แสดงรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ $Re_{SG} = 82$ และ $Re_{SL} = 79-194$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

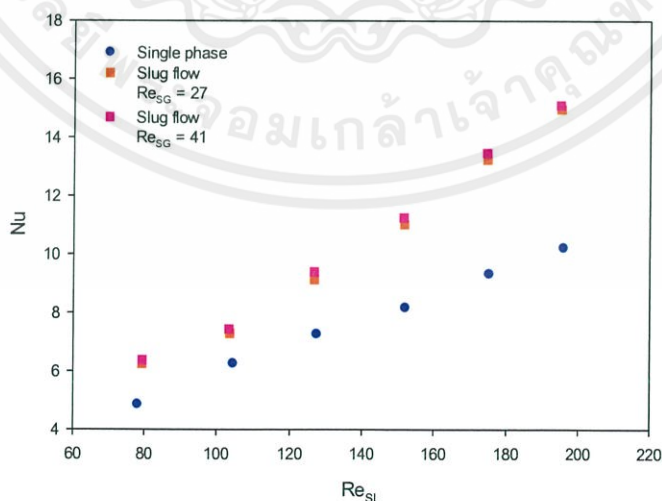


รูปที่ 4.7 แสดงแผนที่รูปแบบการไหลของการไหลแบบสองสถานะ น้ำ-อากาศ

จากการทดลองพบว่า รูปแบบการไหลแบบ slug flow จะเกิดที่ J_{SG} ต่ำๆ (0.7004-1.0504) และจะเกิดรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ J_{SG} สูงๆ (1.7510-2.1011) แสดงให้เห็นว่า J_{SG} มีผลกระทบต่อรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น รูปแบบการไหลที่ค่า J_{SG} และ J_{SL} ต่างๆ ที่ใช้ในการทดลองได้ถูกแสดงไว้ดังรูปที่ 4.7

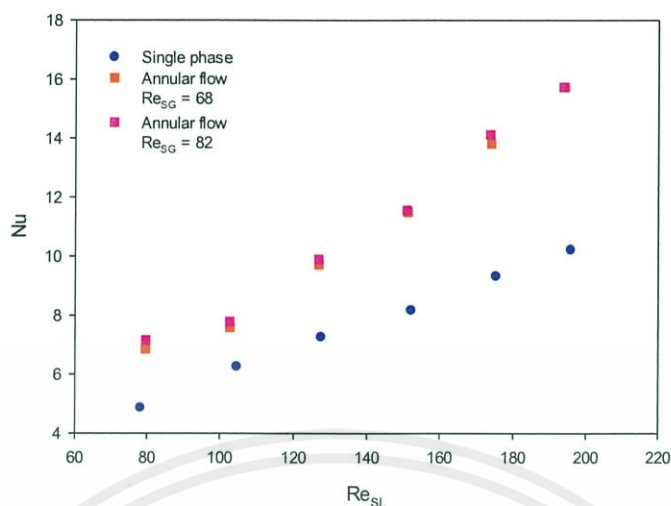
4.3 การถ่ายเทความร้อน

ในหัวข้อนี้จะมีการแสดงผลการถ่ายเทความร้อนในเทอมของค่าตัวเลขนัสเซิลท์ ซึ่งได้มีการอธิบายวิธีการคำนวณไว้ในหัวข้อที่ 2.2.3 โดยใช้สมการที่ (2.5-2.10) ที่ถูกนำเสนอไว้โดย Park และ Thome (2010)



รูปที่ 4.8 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.9 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ annular flow

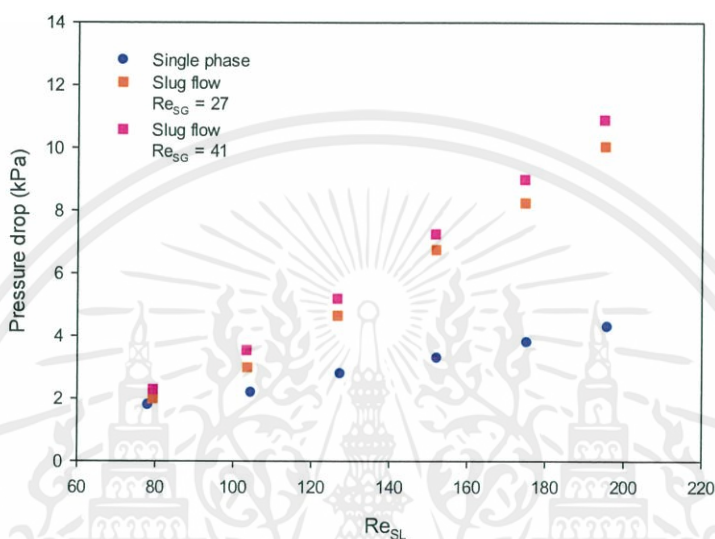
จากรูปที่ 4.8 พบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยของการไหลแบบสองสถานะมีค่ามากกว่าการไหลแบบสถานะเดียว ในขณะที่การไหลแบบสองสถานะที่ Re_{SG} เท่ากับ 41 จะให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยสูงกว่าที่ Re_{SG} เท่ากับ 27 เมื่อเปรียบเทียบที่ Re_{SL} เท่ากัน เนื่องจาก Re_{SG} แปรผันตรงกับอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซ ดังนั้นเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้มวลของก๊าซไปเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล ทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมีค่าเพิ่มมากขึ้น

จากรูปที่ 4.9 พบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยของการไหลแบบสองสถานะมีค่ามากกว่าการไหลแบบสถานะเดียว ในขณะที่การไหลแบบสองสถานะที่ Re_{SG} เท่ากับ 82 จะให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยสูงกว่าที่ Re_{SG} เท่ากับ 68 เมื่อเปรียบเทียบที่ Re_{SL} เท่ากัน เนื่องจาก Re_{SG} แปรผันตรงกับอัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซ ดังนั้นเมื่ออัตราการไหลเชิงมวลของก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นทำให้มวลของก๊าซไปเพิ่มความปั่นป่วนของการไหล ทำให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมีค่าเพิ่มมากขึ้น

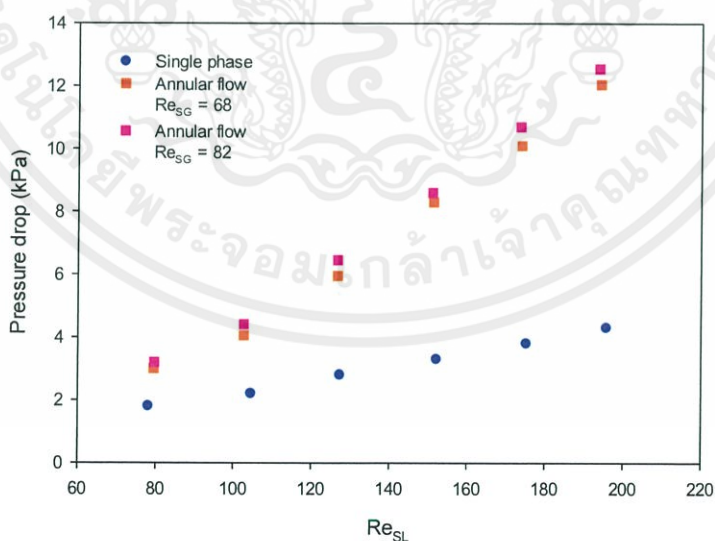
จากการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ พบว่าการไหลแบบสองสถานะทั้งในกรณีที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow และ annular flow มีค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าการไหลแบบสถานะเดียว และพบว่ารูปแบบการไหลแบบ annular flow มีค่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า slug flow เนื่องจากการไหลแบบ annular flow เกิดขึ้นที่ Re_{SG} สูงกว่าเมื่อเทียบกับ Re_{SL} เท่ากัน ดังนั้นในทางปฏิบัติการไหลแบบ annular flow จะเกิดการไหลที่ปั่นป่วนมากกว่า slug flow ทำให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้น

4.4 ความดันลด

ไมโครเซนแนลเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนภายในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็ก แต่นอกจากจะพิจารณาการถ่ายเทความร้อนแล้วในทางปฏิบัติเรายังพิจารณาถึงความดันลดที่เกิดขึ้นด้วย เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นเป็นผลทำให้ค่าความดันลดเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องเลือกช่วงการใช้งานให้เหมาะสมเพื่อให้เกิดประสิทธิผลสูงสุดในการใช้งาน



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าความดันลดระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow



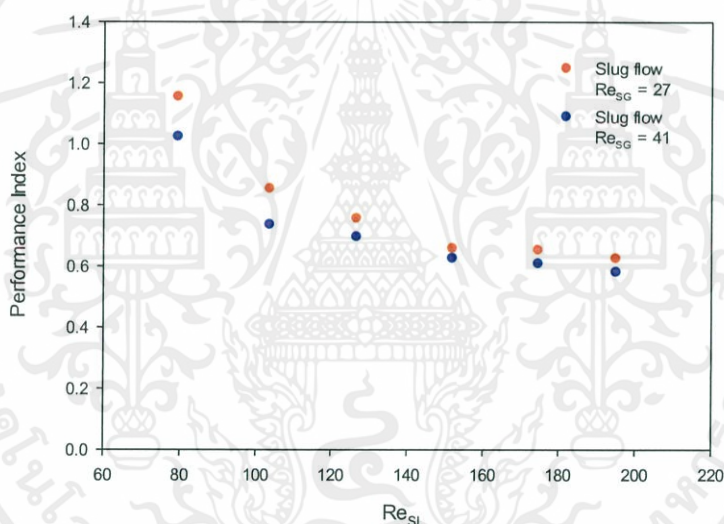
รูปที่ 4.11 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าความดันลดระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ อากาศ-น้ำ ที่มีรูปแบบการไหลแบบ annular flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

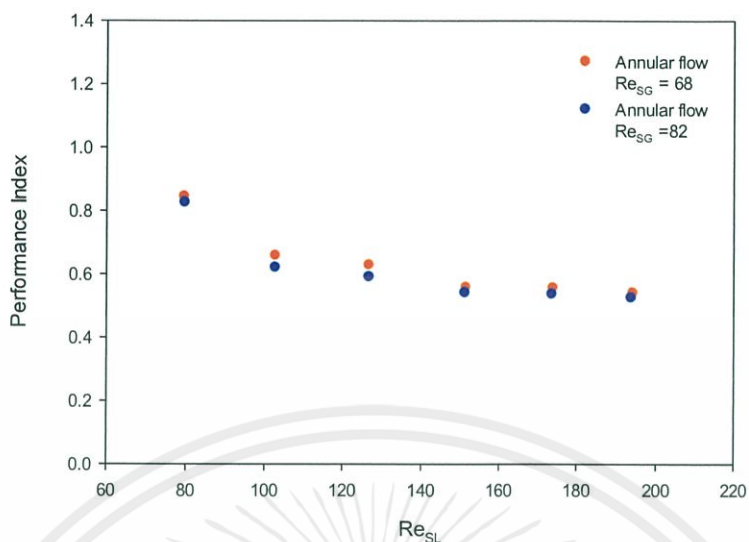
จากการเปรียบเทียบค่าความดันลดระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ พบว่าการไหลแบบสองสถานะทั้งในกรณีที่มีรูปแบบการไหลแบบ slug flow และ annular flow มีค่าความดันลดที่สูงกว่าการไหลแบบสถานะเดียว เนื่องจากเกิดการไหลที่ปั่นป่วนกว่าการไหลแบบสถานะเดียว และพบว่าการไหลแบบสองสถานะที่มีรูปแบบการไหลแบบ annular flow มีค่าความดันลดที่สูงกว่ารูปแบบการไหลแบบ slug flow เนื่องจากความเร็วของอากาศที่เพิ่มขึ้นเป็นผลทำให้ annular flow เกิดการไหลที่ปั่นป่วนมากกว่า slug flow ทำให้มีค่าความดันลดที่มากกว่า

4.5 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance Index, PI)

เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนภายในท่อไมโครแชนแนลแปรผันตรงกับความดันลด ดังนั้นสำหรับการนำไปประยุกต์ใช้จึงจำเป็นที่จะต้องเลือกช่วงการใช้งานที่เหมาะสมเพื่อให้เกิดประสิทธิภาพสูงสุดในการใช้งาน Akbaridoust et al. (2013) ได้นำเสนอสมการที่ใช้ในการหาค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (Performance Index, PI) ไว้ดังสมการที่ (2.29)



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนรูปแบบการไหลแบบ slug flow ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของอากาศต่างกัน



รูปที่ 4.13 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบการไหลแบบ annular flow ที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของอากาศต่างกัน

จากการเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบการไหลแบบ slug flow และ annular flow ที่ Re_{SG} ต่างกัน พบว่าเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของ Re_{SG} ค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง และพบว่าค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของการไหลของรูปการไหลแบบ slug flow มีค่ามากกว่าค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของการไหลของรูปการไหลแบบ annular flow เนื่องจาก annular flow มีค่าความดันลดที่สูงกว่า slug flow และพบว่ามีสองจุดที่สามารถนำไปใช้ในทางปฏิบัติจริงได้นั้นคือ $PI > 1$ จุดแรก คือ จุดที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซ เท่ากับ 27 และตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลว เท่ากับ 79 และจุดที่สอง คือ จุดที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซ เท่ากับ 41 และตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลว เท่ากับ 79

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ได้ศึกษารูปแบบการไหล, คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลของของไหลสองสถานะ อากาศ-น้ำ ภายในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็กแนวนอน (horizontal rectangular microchannel) ที่ทำมาจากทองแดง ท่อไมโครแชนแนลมีขนาดพื้นที่หน้าตัดกว้าง 0.8 mm สูง 0.5 mm ยาว 40 mm มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.62 mm มีจำนวนทั้งหมด 30 ท่อ ทำการทดลองภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการเดือด โดยให้ฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกน 60 W ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลวอยู่ในช่วง 79-194 และตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซอยู่ในช่วง 27-82 จากการทดลองสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. ในการทดลองการไหลของของไหลสองสถานะเกิดรูปแบบการไหล 2 รูปแบบ คือ slug flow และ annular flow โดย annular flow จะเกิดที่ค่าตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของแก๊สสูงๆ

2. การไหลแบบ annular flow ให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า slug flow

3. การไหลแบบ annular flow ให้การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด โดยค่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ 40% เมื่อเทียบกับการไหลของของไหลสองสถานะเดียวที่ใช้ น้ำ เป็นของไหลทำงานที่อัตราการไหลเดียวกัน

4. การไหลแบบ slug flow ให้ค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน (performance index) สูงกว่าการไหลแบบ annular flow โดยจุดที่ให้ค่า $PI > 1$ จากการทดลองมี 2 จุด คือ ที่ $J_{SG} = 0.7004$ m/s, $J_{SL} = 0.1046$ m/s และที่ $J_{SG} = 1.0504$ m/s, $J_{SL} = 0.1046$ m/s

5. ค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าลดลงเมื่อตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของก๊าซมีค่าเพิ่มขึ้นในขณะที่ตัวเลขเรย์โนลด์ในการไหลตามผิวของของเหลวมีค่าคงที่ เนื่องจากค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้นน้อยกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลด

5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรจะศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับผลกระทบของอัตราส่วนด้านและลักษณะหน้าตัดท่อแบบต่างๆ เช่น หน้าตัด wavy, หน้าตัดสี่เหลี่ยมคางหมู, หน้าตัดครึ่งวงกลม ที่ส่งผลกระทบต่อรูปแบบการไหล, ความดันลด และการถ่ายเทความร้อน

2. ควรจะมีการศึกษาต่อยอดจากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้ โดยเลือกใช้ของไหลทำงานเป็นสารตัวอื่น ทดลองภายใต้สภาวะที่มีการเดือด (boiling two-phase flow) เพื่อศึกษารูปแบบการไหล, ความดันลด และการถ่ายเทความร้อน

บรรณานุกรม

1. Akbaridoust F., Rakhsha M., Abbassi A. and Saffar-Avval M., 2013 “Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall temperature using dispersion model”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 58 : 480–491.
2. Awad M.M. and Muzychka Y.S., 2008 “Effective property models for homogeneous two- phase flows”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33 : 106–113.
3. Bao Z.Y., Fletcher D.F. and Haynes B.S., 2000 “An experimental study of gas-liquid flow in a narrow conduit”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43 : 2313-2324.
4. Betz A.R., Attinger D., 2010, “Can segmented flow enhance heat transfer in microchannel heat sinks?”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 : 3683–3691.
5. Cengel Y.A. and Ghajar A.J., 2015, *Heat and Mass Transfer : Fundamentals & Applications Fifth Edition in SI Units*, 5th ed., Singapore.
6. Choo K. and Kim S. J., 2011, “Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of Nonboiling Two-Phase Flow in Microchannels”, *Journal of Heat Transfer*, 133 : 1-7.
7. Gnielinski V. V., 1995 “A new calculation procedure for the heat transfer in the transition region between laminar and turbulent pipe flow (Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung),” *Forschung im Ingenieurwesen*, 240-248.
8. Gupta R., Weisman J. and Cheremisinoff N.P., 1983, *Fluids in Motion*, Ann Arbor Science Publishers.
9. Hetsroni G., Mosyak A., Pogrebnyak E. and Segal Z., 2009, “Heat transfer of gas-liquid mixture in micro-channel heat sink”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52 : 3963–3971.

10. Hewitt G.F., 1998, "Multiphase Fluid Flow and Pressure Drop," **Heat Exchanger Design Handbook**, 2nd ed., Begell House, New York, NY.
11. Kandlikar S.G. , 2002. "Fundamental issues related to flow boiling in mini-channels and micro-channels.", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 26 : 389–407.
12. Kreuzer M.T., Kapjin F., Moulijn J.A., Heiszwolf J.J., 2005, "Multiphase monolith reactors: Chemical reaction engineering of segmented flow in microchannels", **Chemical Engineering Science**, 60 : 5895-5916
13. Park J.E. and Thome J.R., 2010, "Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 53 : 110–122.
14. Qu W. and Mudawar I., 2002, "Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 45 : 2549–2565.
15. Sahar A.M., Wissink J., Mohamed M.M., Tassos G.K. and Mohamad S.A.I., 2017, "Effect of hydraulic diameter and aspect ratio on single phase flow and heat transfer in a rectangular microchannel", **Applied Thermal Engineering**, 115 : 793–814.
16. Saisorn S. and Wongwises S., 2015, "Adiabatic two-phase gas–liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 69 : 158–168.
17. Suwankamnerd P. and Wongwises S., 2015, "An experimental study of two-phase air–water flow and heat transfer characteristics of segmented flow in a microchannel", **Experimental Thermal and Fluid Science**, 62 : 29–39.
18. Triplett K.A., Ghiaasiaan S.M., Abdel-Khalik S.I. and Sadowski D.L., 1999, "Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns", **International Journal of Multiphase Flow**, 25 : 377-394.
19. Wang H.T., Chen Z.H. and Gao J.G., 2016, "Influence of geometric parameters on flow and heat transfer performance of micro-channel heat sinks", **Applied Thermal Engineering**, 107 : 870–879.

20. Wei L., Pan L.M., Zhao Y.M., Ren Q.Y. and Zhang W.Z., 2017 “Numerical study of adiabatic two-phase flow patterns in vertical rectangular narrow channels”, *Applied Thermal Engineering*, 110 : 1101–1110.
21. Xu J.L., 1999, “Experimental study on gas-liquid two-phase flow regimes in rectangular channels with mini gaps”, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20 : 422-428.





ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหล

ยกตัวอย่างการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลที่อัตราการไหลของน้ำ เท่ากับ 100 g/min และอัตราการไหลของอากาศ เท่ากับ 0.5 LPM

1. สมมติค่า $\eta_i = 0.99$

2. แทนค่าลงในสมการ $\dot{q}_w = \frac{\dot{q}_b(W_{ch} + W_f)}{(W_{ch} + 2\eta_f H_f)}$

$$\dot{q}_w = \frac{37500(W/m^2)(0.0008(m) + 0.0006(m))}{(0.0008(m) + (2 \times 0.99 \times 0.0005(m)))}$$

$$\dot{q}_w = 29329.60894 W/m^2$$

3. แทนค่า \dot{q}_w ลงในสมการ $h = \frac{\dot{q}_w}{T_w - T_{fl}}$

$$h = \frac{29329.60894(W/m^2)}{305.6829(K) - 301.6691(K)}$$

$$h = 7307.21623 W/m^2 \cdot K$$

4. แทนค่า h ลงในสมการ $m^2 = \frac{hP_f}{kA_c}$

$$m^2 = \frac{7307.21623(W/m^2 \cdot K) \times 0.08(m)}{399.94869(W/m^2 \cdot K)(0.0006(m) \times 0.04(m))}$$

$$m = 246.7818$$

5. แทนค่า m ลงในสมการ $\eta_f = \frac{\tanh(mH_f)}{mH_f}$

$$\eta_f = \frac{\tanh(246.7818 \times 0.0005)}{246.7818 \times 0.0005}$$

$$\eta_f = 0.99495561$$

6. จะพบว่า $\eta_i \neq \eta_f$

7. สมมติ η_i ขึ้นใหม่ และทำตามขั้นตอนที่ 2-5 จน $\eta_i = \eta_f$ จะได้

$$h = 7286.9857 W/m^2 \cdot K$$

วิธีการคำนวณหาค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ย

$$Nu = \frac{hD_h}{k}$$

$$Nu = \frac{7286.9857(W/m^2 \cdot K) \times 0.00062}{0.6148931(W/m \cdot K)}$$

$$Nu = 7.28825$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้