

การศึกษาเชิงทดลองของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลด
ในระหว่างที่มีการไหลแบบสองสถานะภายในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND
PRESSURE DROP CHARACTERISTICS DURING TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICRO-CHANNELS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2559

KMITL-2016-EN-M-030-003

การศึกษาเชิงทดลองของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันลด
ในระหว่างที่มีการไหลแบบสองสถานะภายในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND
PRESSURE DROP CHARACTERISTICS DURING TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICRO-CHANNELS



ปิยะวัฒน์ เกื้อเส้ง
PIYAWAT KUASENG

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน.....144063
รับเดือนปี 25 ต.ค. 2559

b. 00267030
i.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2559

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับภา KMITL-2016-EN-M-030-003 อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER AND
PRESSURE DROP CHARACTERISTICS DURING TWO-PHASE FLOW IN
RECTANGULAR MICRO-CHANNELS



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKABANG
2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

KMITL-2016-EN-M-030-003



COPYRIGHT 2016

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาเชิงทดลองของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันตกในระหว่างที่มีการไหลแบบสองสถานะภายในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

Thesis Title An Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics During Two-Phase Flow in Rectangular Micro-Channels

นักศึกษา นายปิยะวัฒน์ เกื้อเลี้ยง

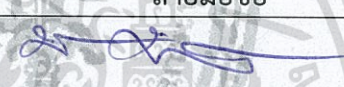



รหัสประจำตัว 56601151

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ผศ.ดร.ศิระ สายศร


หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2016-EN-M- 030-003

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์	ลายมือชื่อ
รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์	
ผศ.ดร.วิฑาดา เจษฎารัตนชัย	วิฑาดา เจษฎารัตนชัย
รศ.ดร.สมิทธิ์ เอี่ยมสอาด	
ดร.มธุรส สุชาติวัฒนะ	
ผศ.ดร.ศิระ สายศร	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 27 พฤศจิกายน พ.ศ. 2558 เวลา 13.00-15.00 น.
สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 5 ห้องประชุม 4

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว


(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
วันที่ 27 พฤศจิกายน พ.ศ. 2558

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การศึกษาเชิงทดลองของคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและ
ความดันลดในระหว่างที่มีการไหลแบบสองสถานะภายในท่อ
สี่เหลี่ยมขนาดเล็ก

นักศึกษา

นายปิยะวัฒน์ เกื้อเส้ง

รหัสประจำตัว

56601151

ปริญญา

วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

พ.ศ.

2559

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์

ผศ.ดร.ศิระ สายศร

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการไหลแบบสองสถานะโดยไม่มีการ
เดือดระหว่างอากาศกับน้ำในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก (ไมโครแชนแนล) เพื่อที่จะศึกษาลักษณะการไหล
การถ่ายเทความร้อน และความดันลด โดยในการทดลองส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำจะไหลเข้าไป
ผสมกันในอุปกรณ์ผสมรูปตัววาย ก่อนที่จะไหลผ่านเข้าไปในบ่อพัก (Plenum inlet) และไหลเข้าสู่ไม
โครแชนแนลซึ่งมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21
ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางของการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความ
สูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจะถูกสังเกตและ
บันทึกไว้โดยใช้ชุดสังเกตการไหลซึ่งจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์สำคัญ คือ กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอ
แบบซูมขยายที่มีความละเอียดสูงซึ่งจะทำงานร่วมกับกล้องถ่ายภาพ โดยจะมีการทดลองการไหลใน
ทิศทางต่างๆ ได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° การไหลลงที่มุมเอียง 45° การ
ไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง นอกจากนี้ยังมีการทดลองโดยใช้ทางเข้าของไมโคร
แชนแนลที่มีลักษณะแตกต่างกัน 2 รูปแบบ โดยจะทำการทดลองภายใต้สภาวะเงื่อนไขของการไหล
เดียวกัน สำหรับผลที่ได้จากการทดลองได้ชี้ให้เห็นว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีการเพิ่มขึ้นของ
การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow นอกจากนี้ยังพบว่าการไหลแบบ Slug
flow ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งจะให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อ
เปรียบเทียบกับกรณีการไหลในทิศทางอื่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thesis Title	An Experimental Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics during Two-phase Flow in Rectangular Micro-channels
Student	Mr.Piyawat Kuaseng
Student ID	56601151
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2016
Thesis Advisor	Asst.Prof.Dr.Sira Saisorn

ABSTRACT

An experimental investigation of non-boiling air-water flow in rectangular micro-channels is conducted in this work to study flow visualization, heat transfer, and pressure drop characteristics. The gas-liquid mixture from a y-shaped mixing chamber is forced to pass through a plenum inlet and enter 21 parallel rectangular micro-channels 40 mm long in the direction of flow. Each channel has a width and a depth of 0.45 and 0.41 mm, respectively. Flow patterns are observed and recorded by flow visualization system composing mainly of a precise stereozoom microscope mounted together with a camera. Five different flow orientations—horizontal flow, 45° inclination upward flow, 45° inclination downward flow, vertical upward flow, and vertical downward flow—are carried out under identical operating conditions. The experiments are also performed by using two different inlet sections under the same flow conditions. The experimental results indicate that slug flow yields higher heat transfer enhancement in comparison to gas core flow. The experimental results also show that slug flow taking place in vertical upward flow gives the highest heat transfer performance in comparison to other flow orientations.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา คือ ผศ.ดร.ศิระ สายศร ที่คอยให้ความช่วยเหลือและคำชี้แนะในการแก้ปัญหา ตลอดจนถ่ายทอดความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และกองทุนวิจัยสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้การสนับสนุนทุนในการวิจัยครั้งนี้ และขอขอบคุณสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้ทุนการศึกษาแก่ข้าพเจ้าทั้งในระดับปริญญาตรีและปริญญาโท

ขอขอบคุณ คุณภักดิ์นันท์ เบ็ญจวรรณ ที่ให้คำปรึกษาและความช่วยเหลือในการเขียนแผนภาพแสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์ทดลอง

สุดท้ายนี้ ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และครอบครัว ที่ให้การสนับสนุนโอกาสในการศึกษาเล่าเรียน ตลอดจนคอยช่วยเหลือและให้กำลังใจข้าพเจ้าเสมอมาจนสำเร็จการศึกษา

ปิยะวัฒน์ เกื้อเส้ง



สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VI
รายการสัญลักษณ์.....	X
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 ขอบเขตของการศึกษา.....	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์.....	3
2.1 เกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกประเภทของท่อ.....	3
2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	4
บทที่ 3 หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	7
3.1 การถ่ายเทความร้อน.....	7
3.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ย.....	7
3.1.2 ค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉพาะจุด.....	8
3.2 ความดันลด.....	9
3.2.1 ความดันลดสำหรับการไหลแบบสถานะเดียว.....	9
3.2.2 ความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะ.....	11
3.3 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของของไหลแต่ละเฟส.....	14
บทที่ 4 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	15
4.1 วงจรการทำงานและรายละเอียดของชุดทดสอบ.....	15
4.2 รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง.....	19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 5 ผลการทดลองและการอภิปรายผล.....	30
5.1 การตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลอง.....	30
5.1.1 การทำนายค่าตัวเลขนัยสเกลท์เฉลี่ย.....	30
5.1.2 การทำนายค่าตัวเลขนัยสเกลท์เฉพาะจุด.....	34
5.2 รูปแบบการไหล.....	36
5.3 การถ่ายเทความร้อน.....	42
5.3 ความดันลด.....	50
5.4 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน.....	57
5.5 การเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนกับสหสัมพันธ์ที่มีอยู่.....	67
บทที่ 6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	71
6.1 สรุปผลการทดลอง.....	71
6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต.....	72
บรรณานุกรม.....	73
ประวัติผู้เขียน.....	76

สารบัญญรูป

รูปที่	หน้า
2.1	รูปแบบการไหลแบบสองสถานะในท่อไมโครแชนแนลสำหรับในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....5
2.2	การเปรียบเทียบความแตกต่างของการไหลแบบ Slug flow ระหว่างในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งและการไหลในแนวระดับ.....6
3.1	กราฟแสดงการเปรียบเทียบองค์ประกอบของความดันที่เกิดขึ้นทั้งหมดสำหรับการไหลแบบสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศ.....12
4.1	แผนภาพแสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์การทดลอง.....15
4.2	ชุดทดสอบถูกติดตั้งไว้บนฐานที่สามารถปรับทิศทางการไหลได้ตามต้องการ.....16
4.3	แผนภาพเขียนแบบการประกอบของชิ้นส่วนต่างๆของชุดทดสอบ.....16
4.4	การติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งต่างๆของแท่งทองแดง.....17
4.5	ชุดอุปกรณ์สังเกตลักษณะการไหลในไมโครแชนแนล.....17
4.6	แผนภาพแสดงรูปแบบของชุดทดสอบที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล 2 รูปแบบที่แตกต่างกัน.....18
4.7	ปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ.....19
4.8	ปั๊มลมหรือเครื่องอัดอากาศ.....20
4.9	ตาชั่งดิจิตอล.....20
4.10	ฮีตเตอร์แบบแท่ง.....21
4.11	แผนภาพแสดงการต่อวงจรไฟฟ้าของฮีตเตอร์.....21
4.12	โรตารีมิเตอร์.....22
4.13	อุปกรณ์ควบคุมความดัน.....22
4.14	เกจวัดความดัน.....22
4.15	ตัวแปลงสัญญาณความดันหรือทรานสดิวเซอร์วัดความดัน.....23
4.16	อุปกรณ์ผสม.....24
4.17	เทอร์โมคัปเปิล.....24
4.18	หม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้.....25
4.19	มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล.....25
4.20	ถังเก็บน้ำ.....26
4.21	ท่อยางหรือท่อพียู.....26
4.22	เครื่องมือวัดทองคำ.....27
4.23	เครื่องวัดและบันทึกข้อมูล.....27
4.24	กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย.....28
4.25	ชุดไฟส่องสว่างของกล้องจุลทรรศน์.....28
4.26	แท่งทองแดงและขนาดของไมโครแชนแนล.....29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.1	กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์.....34
5.2	กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์.....36
5.3	แผนภาพแสดงการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ.....37
5.4	ตำแหน่งต่างๆที่เก็บบันทึกภาพรูปแบบการไหล.....37
5.5	การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลในแนวระดับ.....39
5.6	การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°.....39
5.7	การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°.....40
5.8	การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....40
5.9	การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง.....41
5.10	แผนภาพแสดงการเกิดการไหลแบบ Gas core flow ในไมโครเซนแนล.....41
5.11	กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ.....42
5.12	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ.....43
5.13	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°.....44
5.14	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°.....45
5.15	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....46
5.16	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง.....47
5.17	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow.....48
5.18	กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow.....49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.19 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว.....	50
5.20 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแบบสถานะเดียวที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนลที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ.....	51
5.21 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ.....	52
5.22 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°.....	53
5.23 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในมุมเอียง 45°.....	54
5.24 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....	55
5.25 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง.....	56
5.26 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ.....	58
5.27 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°.....	59
5.28 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในมุมเอียง 45°.....	60
5.29 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....	61
5.30 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง.....	62
5.31 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow.....	63
5.32 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow.....	64
5.33 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลในแนวระดับ.....	65
5.34 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°.....	65
5.35 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงในมุมเอียง 45°.....	65

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.36	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง.....66
5.37	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าดัชนีชี้วัดประสิทธิภาพที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงในแนวตั้ง.....66
5.38	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนี้สเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Yu et al. (2002).....68
5.39	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนี้สเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Kandlikar and Balasubramanian (2004).....68
5.40	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนี้สเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009).....69
5.41	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนี้สเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Li and Wu (2010).....69
5.42	กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนี้สเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Fang et al. (2015).....69

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

ความหมายสัญลักษณ์

A_c	พื้นที่หน้าตัดของครีบ, m^2
Bd	ค่า Bond number
Bo	ค่า Boiling number
Co	ค่า Convection number
C_o	ค่า Confinement number
$c_{p,air}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ, J/kg K
$c_{p,water}$	ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, J/kg K
D_b	ค่า Nominal bubble size, m
D_h	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), m
Eo	ค่า Eötvös number
F_{Fl}	ค่า Fluid-surface parameter
f	ค่าตัวประกอบความเสียดทานแบบ Darcy (Darcy friction factor)
G	ฟลักซ์มวล (Mass flux), $kg/m^2 s$
Gz	ค่า Graetz number
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง, m/s^2
H_f	ความสูงของครีบ, m
h	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 K$
j_{GS}	ความเร็วสำหรับเฟสของแก๊ส, m/s
j_{LS}	ความเร็วสำหรับเฟสของของเหลว, m/s
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของครีบ, $W/m K$
k_{fl}	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของสารทำงาน, $W/m K$
L	ความยาวตามแนวแกนของไมโครเซนแนล, m
L^*	ความยาวตามแนวแกนของไมโครเซนแนลในรูปของตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless axial distance)
L_{th}^*	Dimensionless thermal entry length
M	มวลโมเลกุล (Molecular mass), $kg/kmol$
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล, kg/s
Nu_L	ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number) สำหรับการไหลแบบสถานะเดียว
Nu_{TP}	ค่าตัวเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number) สำหรับการไหลแบบสองสถานะ
P	ความยาวเส้นรอบวง, m
Pr	ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

q_b''	ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของครีบ (Heat flux), W/m^2
q_w''	ฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังของครีบ (Wall heat flux), W/m^2
Re_{GS}	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส (Gas superficial Reynolds number)
Re_{LS}	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลว (Liquid superficial Reynolds number)
T_{fl}	อุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำงาน, K
T_w	อุณหภูมิเฉลี่ยที่พื้นผิวของไมโครแชนแนล, K
U	ความเร็วเฉลี่ยของการไหลภายในท่อ, m/s
We_L	ค่า Liquid Weber number
We_{LO}	ค่า all-Liquid Weber number
W_{ch}	ความกว้างของช่องทางการไหล, m
W_f	ความหนาของครีบ, m
x	ค่าคุณภาพเชิงมวล (Mass quality)
z	ความยาวตามแนวแกน ณ ตำแหน่งใดๆของไมโครแชนแนล, m
ตัวอักษรกรีก	
α	อัตราส่วนความยาวด้านของท่อทดสอบ (Channel aspect ratio)
β	ค่าคุณภาพเชิงปริมาตร (Volumetric quality)
ΔP	ความดันลด (Pressure drop), Pa
η	ค่า Performance index
η_f	ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบ
μ	ความหนืดแบบไดนามิก (Dynamic viscosity), $kg/m \cdot s$
ρ_G	ความหนาแน่นของแก๊ส, kg/m^3
ρ_L	ความหนาแน่นของของเหลว, kg/m^3
σ	แรงตึงผิว (Surface tension), N/m
τ_w	ความเค้นเฉือนที่ผนังท่อ (Wall shear stress), N/m^2
ϕ	ค่าสัดส่วนเชิงมวลของน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ชนิดต่างๆ ซึ่งนับวันจะยังมีขนาดที่เล็กลง เป็นสิ่งที่มีความจำเป็นอย่างมากและกลายเป็นส่วนหนึ่งของการใช้ชีวิตประจำวัน โดยปัญหาและข้อจำกัดอย่างหนึ่งที่สำคัญในการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดยเฉพาะอย่างยิ่งอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีขนาดเล็ก คือ การระบายความร้อน ซึ่งแน่นอนว่าการเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้มีความสามารถในการทำงานที่มากขึ้น รวมถึงความเร็วที่สูงขึ้น ก็มักจะตามมาด้วยความร้อนจากการทำงานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ดังนั้นการระบายความร้อนจึงเป็นปัญหาสำคัญที่จะส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพและเสถียรภาพในการทำงานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ และถึงแม้ว่าที่ผ่านมาจะมีการใช้ไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ (Micro-channel heat sink) ที่มีการไหลแบบสถานะเดียวมาช่วยในการระบายความร้อน แต่ก็พบว่ายังมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ต่ำ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อใช้ในช่วงที่เป็นการไหลแบบราบเรียบ ดังนั้นการไหลแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลฮีตซิงค์จึงกลายเป็นตัวเลือกที่น่าสนใจในการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็ก เนื่องจากมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว

งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะกำลังเป็นสิ่งที่ได้รับความสนใจและมีการศึกษากันอย่างกว้างขวางในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมา แต่ก็พบว่างานวิจัยที่ศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในท่อขนาดเล็กมากหรือท่อไมโครแชนแนล (Micro-channels) ยังมีการศึกษากันค่อนข้างน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับในกรณีของท่อขนาดปกติ โดยจากการศึกษาการไหลแบบสองสถานะในท่อขนาดเล็ก (Mini-channels) และท่อไมโครแชนแนลพบว่าแรงตึงผิวเป็นปัจจัยสำคัญที่ส่งผลกระทบต่อพฤติกรรมของการไหลเป็นอย่างมาก นอกเหนือจากปัจจัยของความหนืดและแรงเฉื่อย ซึ่งส่งผลให้คุณลักษณะการไหลในท่อขนาดเล็กและท่อไมโครแชนแนลมีความแตกต่างจากที่พบในกรณีของท่อขนาดปกติ (Saisorn and Wongwises, 2009) สำหรับอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ท่อขนาดเล็กมากหรือไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ได้มีการนำเสนอขึ้นเป็นครั้งแรกโดย Tuckerman and Pease (1981) ซึ่งได้ทำขึ้นเพื่อใช้ในการระบายความร้อนให้กับชิปวงจรรวมความจุสูง (VLSI chip) ในขณะนี้ปัจจุบันการไหลแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลก็กำลังเป็นสิ่งที่ได้รับความสนใจเป็นอย่างมาก เนื่องจากความสามารถที่จะนำไปประยุกต์ใช้ได้กับงานหลากหลายประเภท เช่น การระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ระบบระบายความร้อนในใบพัดเทอร์ไบน์ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก เครื่องมือทางการแพทย์ วิศวกรรมชีวภาพ เซลล์เชื้อเพลิง (Fuel cell) เป็นต้น

จากการศึกษาของงานวิจัยที่ผ่านมาที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลพบว่า งานวิจัยโดยส่วนใหญ่จะศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล (Flow boiling) ในขณะที่งานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase heat transfer) ยังมีการศึกษากันค่อนข้างน้อย อีกทั้งข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด

สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ก็ยังไม่มีข้อสรุปอย่างชัดเจน ซึ่งล้วนแล้วแต่เป็นข้อมูลที่มีความจำเป็น

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อย่างยิ่งสำหรับการออกแบบไมโครเซนแนลฮีตซิงค์เพื่อที่จะนำไปใช้ในระบระบายความร้อน ดังนั้น ในวิทยานิพนธ์นี้จึงได้ทำการศึกษาคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดระหว่างอากาศกับน้ำในไมโครเซนแนล เพื่อให้ได้ข้อสรุปที่มีความชัดเจนมากขึ้น ซึ่งข้อมูลที่ได้จะเป็นประโยชน์อย่างยิ่งสำหรับการนำไปใช้ในการออกแบบไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ต่อไปในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. เพื่อศึกษาผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดในไมโครเซนแนล
2. เพื่อศึกษาผลของทิศทางการไหลที่มีต่อรูปแบบการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดในไมโครเซนแนล
3. เพื่อเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่ได้จากการไหลแบบสองสถานะกับการไหลแบบสถานะเดียวภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดในไมโครเซนแนล

1.3 ขอบเขตของการศึกษา

1. ศึกษาการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ในไมโครเซนแนล โดยใช้อากาศกับน้ำเป็นสารทำงาน
2. ไมโครเซนแนลที่ใช้ในการทดลองมีหน้าตัดเป็นแบบสี่เหลี่ยมและมีช่องทางการไหลที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางของการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตร ตามลำดับ
3. การทดลองอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่มีฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกน (Axially uniform wall heat flux)
4. ในการทดลองจะทำการศึกษการไหลในทิศทางต่างๆ ได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° การไหลลงที่มุมเอียง 45° การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบปัจจัยต่างๆที่ส่งผลต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนและความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะในไมโครเซนแนล
2. สามารถนำความรู้ที่ได้มาใช้ในการออกแบบไมโครเซนแนลฮีตซิงค์เพื่อเพิ่มความสามารถของระบบระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น
3. ทำให้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่มีขนาดเล็กได้มากขึ้น เนื่องจากมีระบบระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์

2.1 เกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกประเภทของท่อ

สำหรับเกณฑ์ที่ใช้ในการจำแนกประเภทของท่อได้มีการนำเสนอไว้โดยนักวิจัยหลายท่านด้วยกัน ได้แก่

Mehendale et al. (2000) ได้นำเสนอเกณฑ์เพื่อใช้ในการให้คำนิยามขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไว้ดังต่อไปนี้

Micro-heat exchanger : $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$

Meso-heat exchanger : $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{mm}$

Compact heat exchanger : $1 \text{mm} \leq D_h \leq 6 \text{mm}$

Conventional heat exchanger : $D_h > 6 \text{mm}$

Kandlikar (2002) ได้นำเสนอเกณฑ์เพื่อใช้ในการระบุขนาดของท่อที่ใช้ในทางวิศวกรรมไว้ดังต่อไปนี้

Micro-channels : $10 \mu\text{m} \leq D_h \leq 200 \mu\text{m}$

Mini-channels : $200 \mu\text{m} \leq D_h \leq 3 \text{mm}$

Conventional channels : $D_h > 3 \text{mm}$

Kew and Cornwell (1997) ได้นำเสนอเกณฑ์เพื่อใช้ในการแบ่งลักษณะของการไหลในท่อขนาดปกติกับท่อไมโครแชนแนล โดยได้นำเสนออยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งเรียกว่า Confinement number (C_o) ซึ่งถูกนิยามไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$C_o = \frac{D_b}{D_h} \quad (2.1)$$

เมื่อ D_b คือ ค่า Nominal bubble size ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$D_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}} \quad (2.2)$$

โดยหากค่า Confinement number มีค่ามากกว่า 0.5 แสดงว่า Micro-scale effects มีผลอย่างมากต่อลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้น สำหรับค่า Confinement number ในการทดลองจะมีค่าประมาณ 6.2

Ong and Thome (2011) ได้นำเสนอตัวแปรไร้มิติ ซึ่งเรียกว่า Eötvös number (Eu) ซึ่งถูกนิยามไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$Eo = \frac{Bd}{8} = \frac{(\rho_L - \rho_G)gD_h^2}{8\sigma} \quad (2.3)$$

โดยการไหลแบบ Micro-scale flow จะเริ่มต้นเมื่อค่า Eötvös number มีค่าน้อยกว่า 0.2 สำหรับค่า Eötvös number ในการทดลองจะมีค่าประมาณ 0.003

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Bao et al. (2000) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 1.95 มิลลิเมตร โดยใช้อากาศและน้ำเป็นสารทำงาน โดยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนจะมีการเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศ อันเนื่องมาจากผลของการเปลี่ยนแปลงของรูปแบบการไหล

Kandlikar and Balasubramanian (2005) ได้ทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะเพื่อที่จะศึกษาผลของทิศทางไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล (Flow boiling) โดยใช้ น้ำเป็นสารทำงาน โดยยึดซิงค์ที่ใช้ในการทดลองเป็นท่อแบบสี่เหลี่ยมที่วางตัวขนานกัน แต่ละท่อมีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 1.054 และ 0.197 มิลลิเมตรตามลำดับ โดยจากผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในกรณีของการไหลในแนวระดับและการไหลขึ้นในแนวตั้งมีค่าเหมือนกัน และให้ค่าที่สูงกว่าในกรณีของการไหลลงในแนวตั้งประมาณ 30–40%

Hetsroni et al. (2009) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายในท่อแบบสามเหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกัน มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.1 มิลลิเมตร โดยใช้ น้ำปราศจากไอออน (Deionized water) และอากาศเป็นสารทำงาน โดยพบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลท์จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศ ซึ่งให้ผลในทางตรงกันข้ามกับที่ได้จากการทดลองของ Bao et al. (2000)

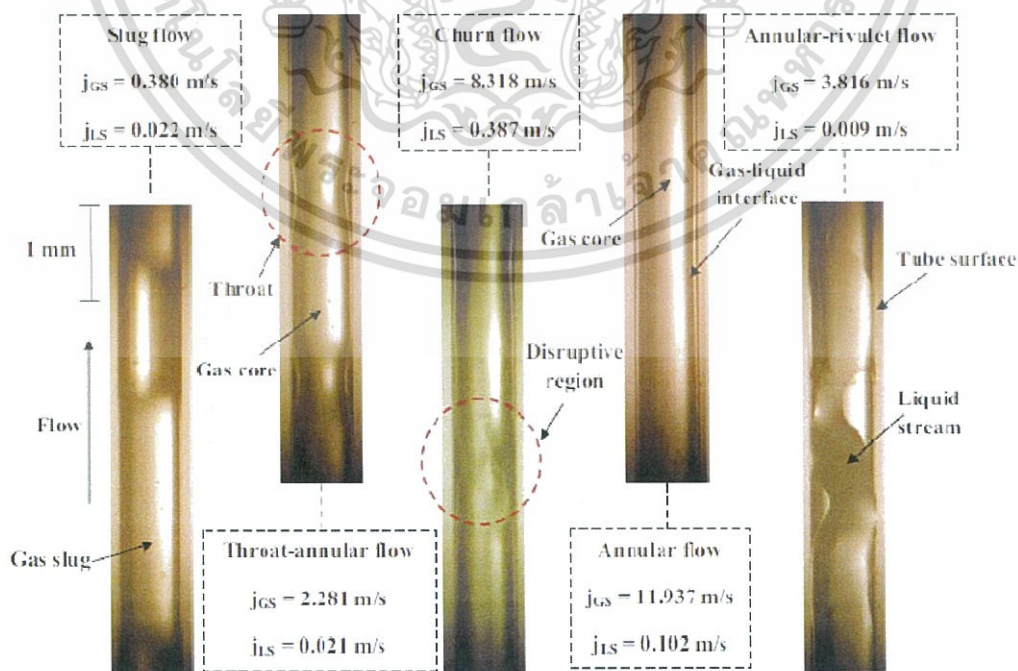
Betz and Attinger (2010) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาวิธีการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ ซึ่งเป็นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาดเล็กที่วางตัวขนานกัน มีความยาวด้านละ 0.5 มิลลิเมตร โดยในการทดลองได้มีการทำให้เกิดการไหลแบบ Segmented flow ขึ้น โดยการฉีดอากาศเข้าไปผสมกับน้ำเป็นช่วงๆ ผ่านอุปกรณ์ผสมรูปตัวที (T) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่มีการไหลสลับกันเป็นช่วงๆ ระหว่างส่วนที่เป็นฟองแก๊ส (Gas slug) ที่มีการยึดตัวไปตามความยาวของท่อ กับส่วนที่เป็นของเหลว (Liquid slug) ซึ่งจากการทดลองก็พบว่าการไหลแบบ Segmented flow สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้สูงถึง 140% เมื่อเปรียบเทียบกับการไหลแบบสถานะเดียวที่อัตราการไหลเดียวกัน

Choo and Kim (2011) ได้ทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดในท่อไมโครเซนแนล โดยใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกัน เพื่อที่จะศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซิลท์ โดยใช้อากาศและน้ำเป็นสารทำงาน ซึ่งจากผลการทดลองได้ชี้ให้เห็นว่า ค่าตัวเลขนัสเซิลท์จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศในกรณีของท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.506 และ 0.334 มิลลิเมตร แต่ค่าตัวเลขนัสเซิลท์จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศในกรณีของท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.222 และ 0.140 มิลลิเมตร เท่านั้น ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Wang et al. (2012) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาผลของทิศทางการวางตัวของไมโคร แชนแนลฮีตซิงค์ที่ส่งผลต่อพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล โดยไมโคร แชนแนลฮีตซิงค์ที่ใช้ในการทดลองเป็นท่อแบบสี่เหลี่ยมที่วางตัวขนานกัน แต่ละท่อ มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.825 มิลลิเมตร สำหรับสารทำงานที่ใช้ในการทดลอง คือ Dielectric fluid HFE-7100 โดยจากผลการทดลองชี้ให้เห็นว่าประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อน จะลดลงเมื่อมีทิศทางการไหลแบบไหลลง

Marchitto et al. (2012) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการกระจายตัวของการไหลแบบสอง สถานะในท่อที่วางตัวขนานกันและมีการไหลขึ้นในแนวตั้ง โดยพบว่าเฟสของของเหลวและเฟสของ แก๊สมีการกระจายตัวที่ดีขึ้นเมื่อมีการติดตั้งอุปกรณ์สอดใส่ชนิดพิเศษ ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวกระจายการ ไหล โดยติดตั้งไว้ที่บริเวณท่อรวม (Header)

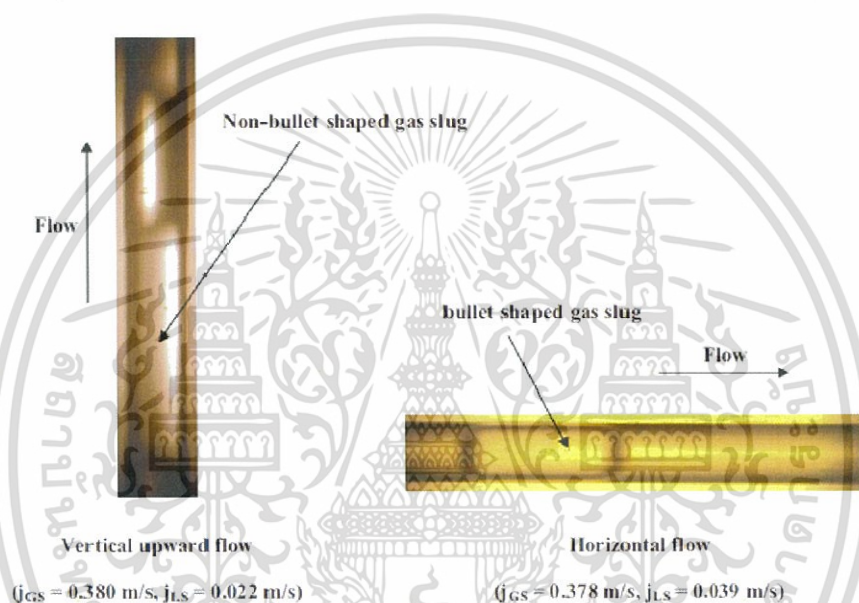
Saisorn and Wongwises (2015) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมของการไหลแบบ สองสถานะระหว่างอากาศกับน้ำภายในท่อไมโคร แชนแนลที่มีการวางตัวในแนวตั้งและมีขนาดเส้น ผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.53 มิลลิเมตร โดยได้ทำการทดลองการไหลแบบไหลขึ้นในแนวตั้งภายใต้ สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน โดยพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในแต่ละสภาวะเงื่อนไขของการ ทดลองมีความแตกต่างกัน ซึ่งจากการสังเกตรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นพบว่ามีการไหลที่มีรูปแบบการไหลที่ แตกต่างกัน 5 รูปแบบ ได้แก่ การไหลแบบ Slug flow การไหลแบบ Throat-annular flow การ ไหลแบบ Churn flow การไหลแบบ Annular flow และการไหลแบบ Annular-rivulet flow ดัง แสดงไว้ในรูปที่ 2.1 สำหรับการไหลแบบ Throat-annular flow เป็นรูปแบบการไหลที่สามารถพบ ได้เฉพาะกับการไหลในท่อไมโคร แชนแนลเท่านั้น ในส่วนของความดันลดก็พบว่าค่าความดันลดที่เกิด จากความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเกิดการไหลแบบ Churn flow นอกจากนี้ยังมีการเปรียบเทียบ ข้อมูลของรูปแบบการไหลที่ได้จากการทดลองกับข้อมูลของรูปแบบการไหลที่ได้จากการทดลองของ



รูปที่ 2.1 รูปแบบการไหลแบบสองสถานะในท่อไมโคร แชนแนลสำหรับในกรณีของการไหลขึ้นใน แนวตั้ง โดย Saisorn and Wongwises (2015)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้เฉพาะเพื่อการศึกษเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Saisorn and Wongwises (2008) ซึ่งทำการทดลองในลักษณะเดียวกันแต่เป็นในกรณีของการไหลในแนวระดับ โดยพบว่ารูปแบบการไหลในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งและการไหลในแนวระดับมีลักษณะที่คล้ายกัน แต่ก็มีความแตกต่างกันในบางประการ ประการแรก คือ ผลของทิศทางการไหลส่งผลให้เส้นรอยต่อระหว่างเฟส (Gas-liquid interface) สำหรับการไหลแบบ Slug flow มีความแตกต่างกัน โดยพบว่าในกรณีของการไหลในแนวระดับรูปร่างของฟองแก๊ส (Gas slug) จะมีลักษณะเหมือนกับกระสุน (Bullet-shaped gas slug) แต่ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งรูปร่างของฟองแก๊สจะมีลักษณะไม่เหมือนกับกระสุน (Non-bullet-shaped gas slug) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.2 ส่วนความแตกต่างประการที่สอง คือ ที่สภาวะเงื่อนไขของการทดลองเดียวกัน จะพบการไหลแบบ Annular flow เฉพาะในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งเท่านั้น



รูปที่ 2.2 การเปรียบเทียบความแตกต่างของการไหลแบบ Slug flow ระหว่างในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งและการไหลในแนวระดับ โดย Saisorn and Wongwises (2015)

จากการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลพบว่า งานวิจัยโดยส่วนใหญ่จะศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล (Flow boiling) ในขณะที่งานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase heat transfer) ยังมีการศึกษากันค่อนข้างน้อย และนอกจากนี้ก็ยังพบว่างานวิจัยที่ศึกษาผลของทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลก็ยังมีศึกษากันค่อนข้างน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับในกรณีของท่อขนาดปกติ

บทที่ 3

หลักการและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 การถ่ายเทความร้อน

3.1.1 ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Average Nusselt number)

ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Nu) เป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อนโดยอยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{fl}} \quad (3.1)$$

โดยที่ D_h คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter, $= 4A_c/P$) ของช่องทางการไหล, k_{fl} คือ ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal conductivity) ของสารทำงาน และ h คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (Average heat transfer coefficients) ซึ่งสามารถหาได้จากกระบวนการดังที่จะกล่าวต่อไปนี้

เนื่องจากแผ่นพลาสติกใสที่ติดตั้งอยู่ที่ด้านบนของครีบบรรบายความร้อนทำมาจากโพลีคาร์บอเนตซึ่งมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนต่ำมาก ดังนั้นเงื่อนไขของการถ่ายเทความร้อนที่ปลายครีบจึงตั้งอยู่ภายใต้สมมติฐานที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกจากปลายครีบ (Adiabatic fin tip) สำหรับค่าฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังของครีบ (Wall heat flux) ซึ่งคิดจากพื้นที่ผิวประสิทธิภาพ (Effective area) สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$q_w'' = \frac{q_b''(W_{ch} + W_f)}{(W_{ch} + 2\eta_f H_f)} \quad (3.2)$$

โดยที่ q_b'' คือ ฟลักซ์ความร้อนที่ฐานของครีบ, W_{ch} คือ ความกว้างของช่องทางการไหล, W_f คือ ความหนาของครีบ, H_f คือ ความสูงของครีบ และ η_f คือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบ

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$h = \frac{q_w''}{T_w - T_{fl}} \quad (3.3)$$

โดยที่ T_{fl} คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของสารทำงาน และ T_w คือ อุณหภูมิเฉลี่ยที่พื้นผิวของไมโครเซนแนล ซึ่งหาได้โดยวิธีการประมาณค่านอกช่วง (Extrapolation)

สำหรับการนำความร้อนแบบหนึ่งมิติภายใต้เงื่อนไขที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนออกจากปลายครีบ ค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH_f)}{mH_f} \quad (3.4)$$

โดยที่ m ได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$m^2 = \frac{hP_f}{kA_c} \quad (3.5)$$

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

ในการหาค่าฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังของครีบ (q''_w) และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย (h) จำเป็นที่จะต้องอาศัยกระบวนการทำซ้ำ (Iteration process) โดยใช้สมการที่ (3.2)–(3.5) ซึ่งวิธีการนี้ได้ถูกนำเสนอไว้โดย Park and Thome (2010) โดยกระบวนการทำซ้ำจะสิ้นสุดลงเมื่อค่าประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบ (η_f) ลู่เข้าหาค่าคงที่ค่าใดค่าหนึ่ง

3.1.2 ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุด (Local Nusselt number)

ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุด (Nu_z) เป็นค่าที่แสดงผลของการถ่ายเทความร้อน ณ ตำแหน่งใดๆ โดยอยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Nu_z = \frac{h_z D_h}{k_f} \quad (3.6)$$

โดยที่ h_z คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉพาะจุด (Local heat transfer coefficients) ซึ่งคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$h_z = \frac{q''_w}{T_{w,z} - T_{f,z}} \quad (3.7)$$

โดยที่ $T_{f,z}$ คือ อุณหภูมิเฉพาะจุดของสารทำงาน และ $T_{w,z}$ คือ อุณหภูมิเฉพาะจุดที่พื้นผิวของไมโครแชนแนล ซึ่งหาได้โดยวิธีการประมาณค่านอกช่วง (Extrapolation) สำหรับค่าฟลักซ์ความร้อนที่ออกจากผนังของครีบ (q''_w) สามารถหาได้จากกระบวนการทำซ้ำดังที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา

อุณหภูมิเฉพาะจุดของสารทำงาน (Local fluid temperature) ในสมการที่ (3.7) สามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$T_{f,z} = T_{f,m} + \frac{q''_w P_{ch} N}{\dot{m}_{tot} c_p} z \quad (3.8)$$

โดยที่ $T_{f,m}$ คือ อุณหภูมิที่ทางเข้าของสารทำงาน, P_{ch} คือ ความยาวเส้นรอบวงของหน้าตัดช่องเอกสารเป็นเอกสารที่ส่งวันไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นับญาติเห็นไปไซประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางการไหลของไมโครแชนแนล ซึ่งจะไม่รวมด้านที่อยู่ติดกับแผ่นโพลีคาร์บอเนต เนื่องจากไม่มีการถ่ายเทความร้อนในทิศทางดังกล่าว, N คือ จำนวนช่องทางการไหลของไมโครแชนแนล ซึ่งในงานวิจัยนี้มีจำนวน 21 ช่อง, z คือ ระยะทางตามทิศทางของการไหล, \dot{m}_{tot} คือ อัตราการไหลเชิงมวลทั้งหมดของสารทำงาน และ c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ (Specific heat capacity)

ในกรณีที่เป็นการไหลแบบสถานะเดียว นั่นคือ สารทำงานทั้งหมดเป็นน้ำ ค่าความจุความร้อนจำเพาะในสมการที่ (3.8) จะมีค่าเท่ากับ 4180 J/kg K แต่สำหรับในกรณีที่เป็นการไหลแบบสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศ ค่าความจุความร้อนจำเพาะสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$c_p = \phi c_{p,water} + (1 - \phi) c_{p,air} \quad (3.9)$$

เมื่อ $c_{p,water}$ และ $c_{p,air}$ คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำและอากาศ ตามลำดับ ส่วน ϕ คือ ค่าสัดส่วนเชิงมวลของน้ำ ซึ่งได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$\phi = \frac{\dot{m}_{water}}{\dot{m}_{water} + \dot{m}_{air}} \quad (3.10)$$

เมื่อ \dot{m}_{water} และ \dot{m}_{air} คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำและอากาศ ตามลำดับ

3.2 ความดันลด (Pressure drop)

3.2.1 ความดันลดสำหรับการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase pressure drop)

ในงานวิจัยนี้จะเริ่มต้นด้วยการทดลองการไหลแบบสถานะเดียวโดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน ก่อนที่จะมีการทดลองการไหลแบบสองสถานะ เพื่อที่จะตรวจสอบความถูกต้องของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดต่างๆที่ใช้สำหรับการทดลอง โดยการคำนวณหาค่าความดันลดที่เกิดจากความเสียดทานสำหรับการไหลแบบสถานะเดียวภายในท่อนั้น สามารถคำนวณได้จากสมการของ Darcy-Weisbach ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_{friction} = f \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho} \quad (3.11)$$

โดยที่ f คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor), L คือ ความยาวของไมโครแชนแนล ซึ่งถูกใช้เป็นท่อทดสอบ, G คือ ฟลักซ์มวล (Mass flux) และ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล

สำหรับค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) ที่ปรากฏอยู่ในงานวิจัยนี้จะ เป็นค่าแบบ Darcy หรือ Darcy friction factor โดยถูกเรียกตามชื่อของ Henry Darcy (1803–1858) ซึ่งเป็นวิศวกรชาวฝรั่งเศสผู้ซึ่งทำการศึกษาทดลองเกี่ยวกับอิทธิพลของความขรุขระที่มีต่อความต้านทานการไหลภายในท่อเป็นคนแรก โดยค่าตัวประกอบความเสียดทาน (f) ได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho U^2} \quad (3.12)$$

เมื่อ τ_w คือ ความเค้นเฉือนที่ผนังท่อ (Wall shear stress) และ U คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหลภายในท่อ

ในการหาค่าตัวประกอบความเสียดทานจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re) เพื่อที่จะสามารถบอกได้ว่าการไหลที่เกิดขึ้นในท่อนั้นเป็นแบบใด โดยค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$\text{Re} = \frac{\text{Inertial forces}}{\text{Viscous forces}} = \frac{\rho U D_h}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (3.13)$$

โดยที่ U คือ ความเร็วเฉลี่ยของการไหลภายในท่อ และ μ คือ ค่าความหนืดแบบไดนามิกของของไหล (Dynamic viscosity)

ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์เป็นตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการอธิบายลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้น โดยการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำจะแสดงให้เห็นว่าแรงที่เกิดจากความหนืด (Viscous forces) มีอิทธิพลต่อการเคลื่อนที่ของของไหล ทำให้การไหลมีลักษณะราบเรียบ ส่วนการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงจะแสดงให้เห็นว่าแรงที่เกิดจากความเฉื่อย (Inertial forces) มีอิทธิพลต่อการเคลื่อนที่ของของไหลค่อนข้างมาก ในขณะที่อิทธิพลของความหนืดมีค่อนข้างน้อย ทำให้การไหลของของไหลมีความปั่นป่วนค่อนข้างสูง ซึ่งโดยทั่วไปแล้วเกณฑ์ที่ใช้แบ่งลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อตามค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์นั้น จะเป็นไปตามเงื่อนไขดังต่อไปนี้

Re < 2300	การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow)
2300 ≤ Re ≤ 4000	การไหลในช่วงเปลี่ยนผ่าน (Transitional flow)
Re > 4000	การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow)

ในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่มีการพัฒนาเต็มที่ (Fully developed laminar flow) และอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) ผ่านท่อกลม สามารถหาค่าตัวประกอบความเสียดทานได้จากสมการของ Hagen-Poiseuille ซึ่งแสดงไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (3.14)$$

ส่วนในกรณีของการไหลผ่านท่อสี่เหลี่ยมสามารถหาค่าตัวประกอบความเสียดทานได้จากสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ซึ่งได้นำเสนอสหสัมพันธ์ที่อยู่ในเทอมของ $f \text{Re}$ ดังแสดงไว้ตามสมการต่อไปนี้

$$f \text{Re} = 96(1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5) \quad (3.15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ α คือ อัตราส่วนความยาวด้านของท่อทดสอบ (Channel aspect ratio) โดยเป็นอัตราส่วนระหว่างความยาวด้านสั้นต่อด้านยาวของหน้าตัดท่อสี่เหลี่ยม ซึ่งจะมีค่าไม่เกิน 1

สำหรับการหาค่าตัวประกอบความเสียดทานในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อเรียบ สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ของ Blasius ดังแสดงได้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$f = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} \quad (3.16)$$

โดยสหสัมพันธ์นี้สามารถใช้ได้กับการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์อยู่ในช่วง $2100 < \text{Re} < 10^5$ และค่าความขรุขระสัมพัทธ์ภายในท่อ (Relative roughness, e/D) ไม่เกิน 1×10^{-6}

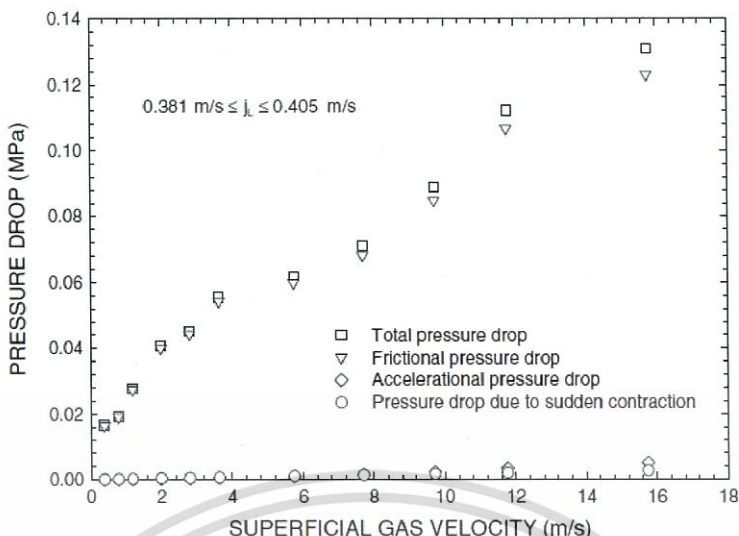
3.2.2 ความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase pressure drop)

การคำนวณหาค่าความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะโดยใช้แบบจำลองของการไหลแบบเป็นเนื้อเดียวกัน (Homogeneous flow model, HFM) ถือว่าเป็นแบบจำลองที่ง่ายที่สุดที่ใช้ในการคำนวณหาความดันลดที่เกิดขึ้นสำหรับการไหลแบบสองสถานะ โดยแบบจำลองนี้จะตั้งอยู่ภายใต้สมมุติฐานที่ว่าเฟสของแก๊สกับเฟสของของเหลวมีการผสมเข้าด้วยกันเป็นอย่างดีและแต่ละเฟสก็เคลื่อนที่ด้วยความเร็วที่เท่ากัน โดยในการคำนวณจะใช้วิธีการแบบเดียวกันกับการคำนวณหาความดันลดสำหรับการไหลแบบสถานะเดียว แต่จะคำนวณโดยใช้คุณสมบัติที่เกิดจากการผสมกันระหว่างของไหลทั้งสองสถานะ

ความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งหมดสำหรับการไหลแบบสองสถานะจะประกอบไปด้วย ความดันลดที่เกิดจากความเสียดทาน (Frictional pressure drop, $\Delta P_{friction}$), ความดันลดที่เกิดจากความเร่ง (Accelerational pressure drop, $\Delta P_{acceleration}$), ความดันลดที่เกิดจากการเปลี่ยนลดขนาดหน้าตัด (Pressure drop due to sudden contraction, $\Delta P_{contraction}$) และความดันลดที่เกิดจากแรงโน้มถ่วง (Gravitational pressure drop, $\Delta P_{gravitation}$) ดังแสดงได้ตามสมการต่อไปนี้ (Carey. 1992)

$$\Delta P_{TP} = \Delta P_{friction} + \Delta P_{acceleration} + \Delta P_{contraction} + \Delta P_{gravitation} \quad (3.17)$$

Saisorn and Wongwises (2008) ได้ทำการศึกษาทดลองเกี่ยวกับการหาค่าความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศในท่อแนวนอนที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.53 มิลลิเมตร โดยพบว่าความดันลดที่เกิดจากความเร่งจะมีค่าอยู่ระหว่าง 0.007%–5.1% ของความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งหมด ในขณะที่ความดันลดที่เกิดจากการเปลี่ยนลดขนาดหน้าตัดมีค่าอยู่ระหว่าง 0.14%–2.09% ของความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งหมด ดังแสดงในรูปที่ 3.1 นอกจากนี้ยังพบว่าผลการทดลองดังกล่าวก็มีความสอดคล้องกับงานวิจัยของ Kawahara et al. (2002) อีกด้วย ซึ่งจากงานวิจัยทั้งสองนี้ก็จะพบว่าความดันลดที่เกิดจากความเร่งและความดันลดที่เกิดจากการเปลี่ยนลดขนาดหน้าตัดมีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับความดันลดที่เกิดขึ้นทั้งหมด จึงสามารถตัดออกจากการพิจารณาในสมการที่ (3.17) ได้ สำหรับความดันลดที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงนั้นก็ถือว่าน้อยมากเนื่องจากท่อทดสอบที่ใช้ในงานวิจัยนี้มีความยาวเพียง 40 มิลลิเมตร จึงแทบจะไม่ส่งผลอย่างมีนัยสำคัญต่อความเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบขององค์ประกอบของความดันตกที่เกิดขึ้นทั้งหมดสำหรับการไหลแบบสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศ โดย Saisorn and Wongwises (2008)

ดันตกที่เกิดขึ้นจากความแตกต่างของความสูง อีกทั้งด้วยขนาดของท่อทดสอบที่มีขนาดเล็กมาก ($D_h = 0.43$ มิลลิเมตร) จึงทำให้อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงลดน้อยลงเนื่องจากผลของแรงตึงผิว (Mortazavi and Tajiri, 2015) ดังนั้นสำหรับงานวิจัยนี้ความดันตกที่เกิดขึ้นทั้งหมดตามที่ได้แสดงไว้ในสมการที่ (3.17) จะมีค่าเท่ากับความดันตกที่เกิดจากความเสียดทานของการไหลแบบสองสถานะ ซึ่งสามารถคำนวณได้โดยอาศัยแบบจำลองการไหลแบบเป็นเนื้อเดียวกัน (HFM) ดังแสดงได้ตามสมการต่อไปนี้

$$\Delta P_{TP} = \Delta P_{friction} = f_{TP} \frac{L}{D_h} \frac{G^2}{2\rho_{TP}} \quad (3.18)$$

โดยที่ f_{TP} คือ ค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase friction factor), G คือ ฟลักซ์มวลทั้งหมด ($= G_L + G_G$) และ ρ_{TP} คือ ความหนาแน่นของของไหลแบบสองสถานะ (Two-phase density) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\rho_{TP} = \left(\frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) \quad (3.19)$$

เมื่อ ρ_L และ ρ_G คือ ความหนาแน่นของของเหลวและแก๊ส ตามลำดับ และ x คือ ค่าคุณภาพเชิงมวล (Mass quality) ซึ่งหาได้จาก

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_G + \dot{m}_L} \quad (3.20)$$

โดยที่ \dot{m}_G และ \dot{m}_L คือ อัตราการไหลเชิงมวลของของเหลวและแก๊ส ตามลำดับ

สำหรับค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลแบบสองสถานะ (f_{TP}) ในสมการที่ (3.18) สามารถคำนวณได้โดยใช้สมการที่ (3.14)–(3.16) ขึ้นอยู่กับลักษณะของการไหลและรูปร่างของหน้าตัดท่อ โดยค่าตัวประกอบความเสียดทานของการไหลแบบสองสถานะจะถูกกำหนดให้เป็นฟังก์ชันของค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase Reynolds number, Re_{TP}) ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$Re_{TP} = \frac{GD_h}{\mu_{TP}} \quad (3.21)$$

เมื่อ μ_{TP} คือ ค่าความหนืดของของไหลแบบสองสถานะ (Two-phase viscosity) ซึ่งได้มีนำเสนอแบบจำลองที่ใช้ในการทำนายค่าความหนืดของของไหลแบบสองสถานะที่แตกต่างกันโดยนักวิจัยหลายท่าน โดยแบบจำลองที่มีการใช้กันโดยทั่วไปสามารถแสดงได้ดังต่อไปนี้
แบบจำลองความหนืดของ Owen (1961) :

$$\mu_{TP} = \mu_L \quad (3.22)$$

แบบจำลองความหนืดของ McAdams et al. (1942) :

$$\mu_{TP} = \left(\frac{x}{\mu_G} + \frac{1-x}{\mu_L} \right)^{-1} \quad (3.23)$$

แบบจำลองความหนืดของ Cicchitti et al. (1960) :

$$\mu_{TP} = x\mu_G + (1-x)\mu_L \quad (3.24)$$

แบบจำลองความหนืดของ Dukler et al. (1964) :

$$\mu_{TP} = \beta\mu_G + (1-\beta)\mu_L \quad (3.25)$$

แบบจำลองความหนืดของ Beattie and Whalley (1982) :

$$\mu_{TP} = \beta\mu_G + (1-\beta)(1+2.5\beta)\mu_L \quad (3.26)$$

แบบจำลองความหนืดของ Lin et al. (1991) :

$$\mu_{TP} = \frac{\mu_G\mu_L}{\mu_G + x^{1.4}(\mu_L - \mu_G)} \quad (3.27)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบจำลองความหนืดของ Awad and Muzychka (2008) :

$$\mu_{TP} = \mu_G \frac{2\mu_G + \mu_L - 2(\mu_G - \mu_L)(1-x)}{2\mu_G + \mu_L + (\mu_G - \mu_L)(1-x)} \quad (3.28)$$

โดยที่ β ในสมการที่ (3.25) และ (3.26) คือ ค่าคุณภาพเชิงปริมาตร (Volumetric quality) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$\beta = \frac{j_{GS}}{j_{GS} + j_{LS}} \quad (3.29)$$

เมื่อ j_{LS} และ j_{GS} คือ ความเร็วสำหรับเฟสของของเหลวและแก๊ส ตามลำดับ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ (3.32) และ (3.33) ตามลำดับ

3.3 ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของของไหลแต่ละเฟส (Superficial Reynolds number)

สำหรับการไหลแบบสองสถานะ อัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงหนืดของของไหลแต่ละเฟสสามารถแสดงได้ในเทอมของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของของไหลแต่ละเฟส (Superficial Reynolds number) ดังแสดงได้ตามสมการต่อไปนี้

ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลว (Liquid superficial Reynolds number) :

$$\text{Re}_{LS} = \frac{\rho_L j_{LS} D_h}{\mu_L} \quad (3.30)$$

ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส (Gas superficial Reynolds number) :

$$\text{Re}_{GS} = \frac{\rho_G j_{GS} D_h}{\mu_G} \quad (3.31)$$

โดยที่ j_{LS} ในสมการที่ (3.30) และ j_{GS} ในสมการที่ (3.31) คือ ความเร็วสำหรับเฟสของของเหลวและแก๊ส ตามลำดับ ซึ่งสามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$j_{LS} = \frac{G_L}{\rho_L} \quad (3.32)$$

และ

$$j_{GS} = \frac{G_G}{\rho_G} \quad (3.33)$$

เมื่อ G_L และ G_G คือ ฟลักซ์มวลของของเหลวและแก๊ส ตามลำดับ

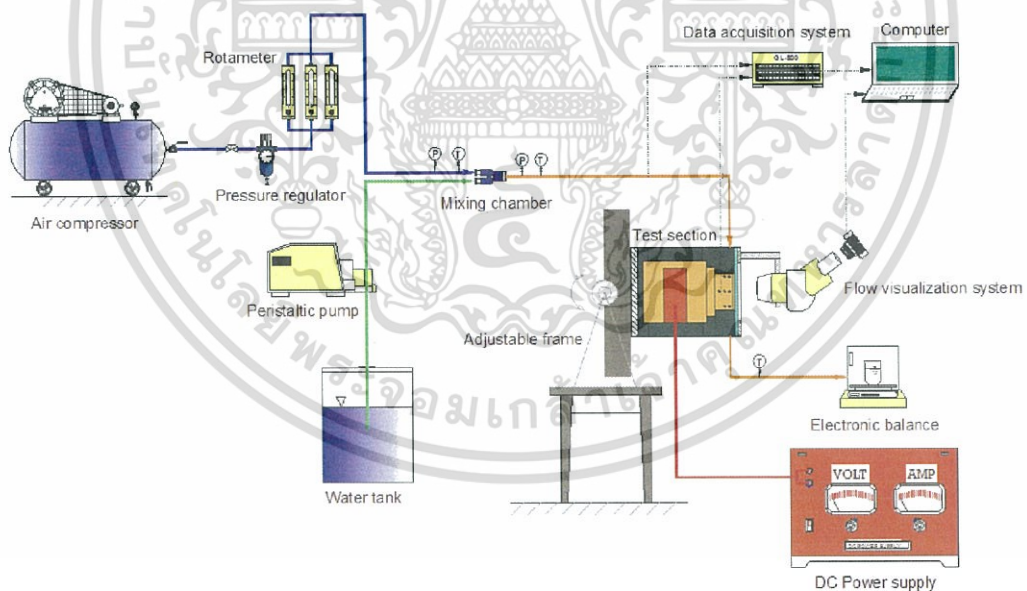
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น มิอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

วิธีการดำเนินการวิจัย

4.1 วงจรการทำงานและรายละเอียดของชุดทดสอบ

รูปที่ 4.1 แสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์การทดลองที่ใช้สำหรับงานวิจัยนี้ โดยกระบวนการทำงานของระบบจะเริ่มต้นจากปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ (Peristaltic pump) ซึ่งสามารถปรับอัตราการไหลได้ ดูดน้ำจากถังเก็บน้ำแล้วส่งเข้าไปยังไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ (Micro-channel heat sink) ซึ่งจะถูกติดตั้งไว้บนฐานที่สามารถปรับทิศทางการไหลได้ตามต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 4.2 โดยอัตราการไหลของน้ำสามารถหาได้จากการชั่งน้ำหนักของน้ำที่ไหลออกจากไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ในช่วงเวลาที่ได้มีการกำหนดไว้โดยใช้ตาชั่งดิจิตอล (410 ± 0.001 กรัม) สำหรับอากาศจะถูกส่งมาจากปั๊มลม (Air compressor) แล้วผ่านอุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) ก่อนที่จะเข้าสู่ระบบ โดยอัตราการไหลของอากาศจะถูกวัดและควบคุมโดยใช้โรตاميเตอร์ ซึ่งในการทดลองนี้จะใช้โรตاميเตอร์ทั้งหมด 3 ตัว โดยแต่ละตัวจะมีช่วงของการวัดค่าอัตราการไหลที่แตกต่างกัน คือ 5–50, 100–1000 และ 200–2500 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที ในการทดลองจะใช้อุปกรณ์ผสมรูปตัววาย (Y-shaped mixer) เพื่อที่จะผสมน้ำและอากาศเข้าด้วยกันก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ โดยจะมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์วัดความดันไว้ตามตำแหน่งต่างๆ เพื่อที่จะเก็บข้อมูลของสภาวะการไหลของสารทำงาน

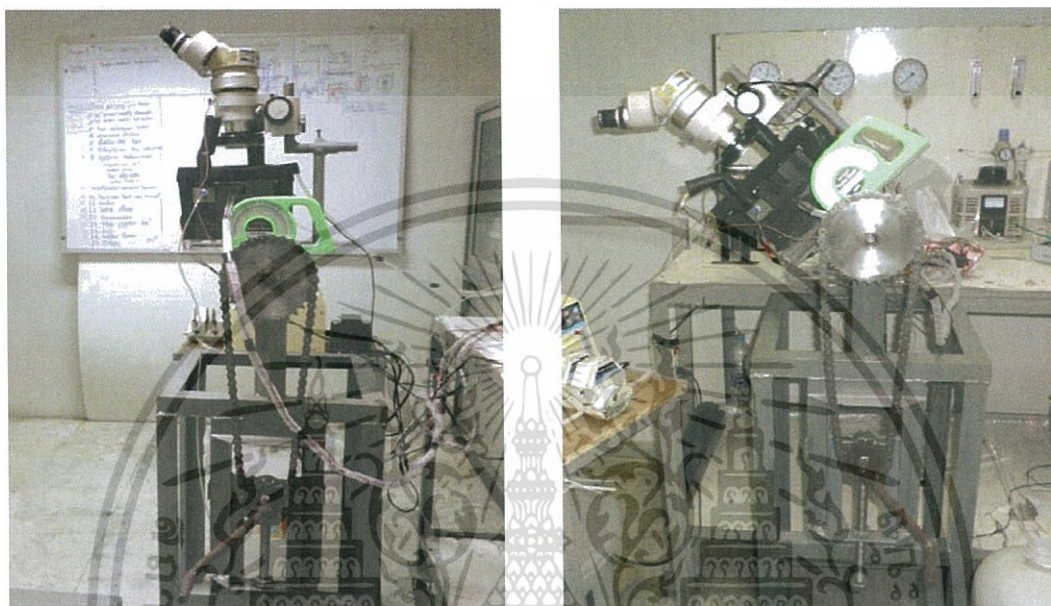


รูปที่ 4.1 แผนภาพแสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์การทดลอง

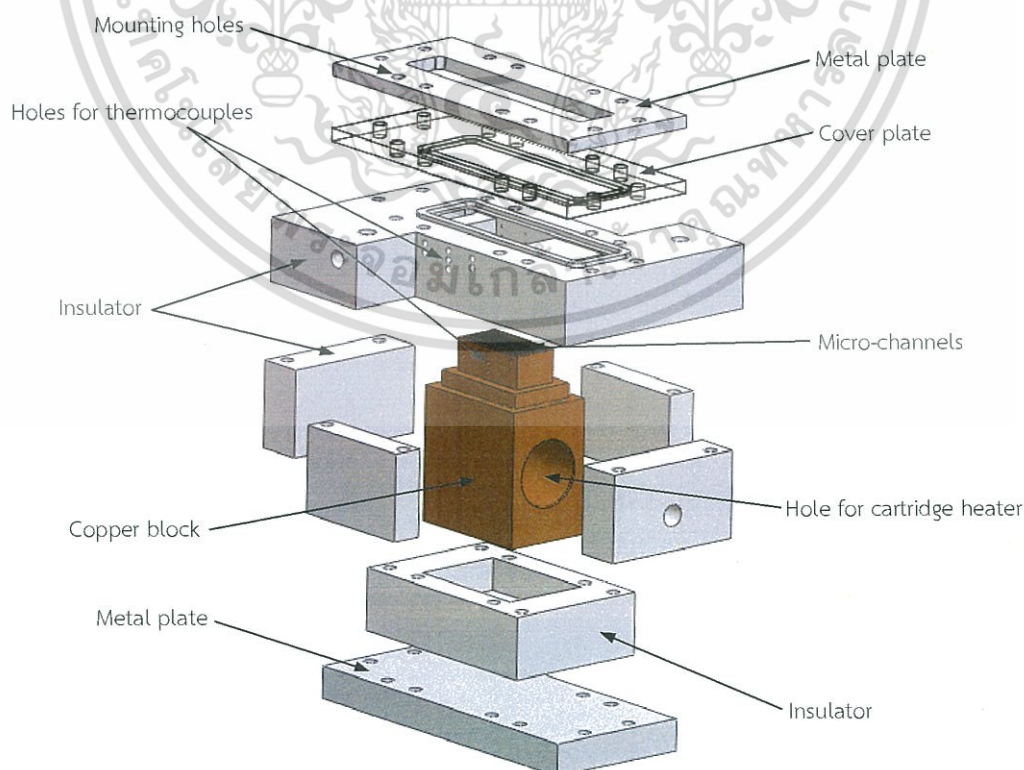
รูปที่ 4.3 แสดงแผนภาพเขียนแบบการประกอบของชิ้นส่วนต่างๆของชุดทดสอบ โดยไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ซึ่งถูกใช้เป็นที่ทดสอบสำหรับการทดลองจะมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยครีบบระบายความร้อนที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลแต่ละช่องจะมีความหนาเท่ากับ 0.54 มิลลิเมตร ถูกทำไว้ที่ด้านบนของแท่งทองแดง (Copper block) ส่วนด้านข้างของแท่งทองแดงจะมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนเท่านั้น ไม่สามารถนำออกจำหน่ายหรือใช้เพื่อวัตถุประสงค์อื่นใดโดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

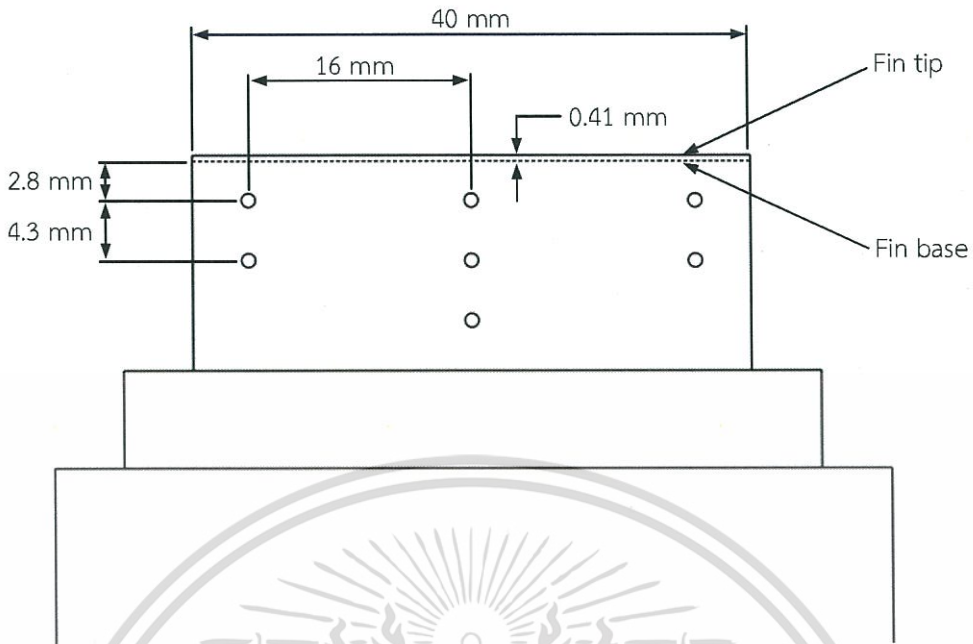
การเจาะเป็นช่องเอาไว้เพื่อใช้สำหรับการติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่ง (Cartridge heater) ซึ่งสามารถปรับค่ากำลังไฟฟ้าได้ตามต้องการ ในขณะที่ด้านบนของไมโครเซนแนลฮีตซิงค์จะถูกประกบด้วยแผ่นพลาสติกใส (Cover plate) ซึ่งทำมาจากโพลีคาร์บอเนต (Polycarbonate, PC) ใช้สำหรับสังเกตลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครเซนแนล สำหรับแท่งทองแดงจะถูกห่อหุ้มด้วยฉนวนอย่างดีซึ่งทำมาจากแผ่นอีพ็อกซีไยแก้ว G10 (G10 epoxy glass laminates) โดยแผ่นโลหะ ฉนวน แท่งทองแดงและแผ่นพลาสติกใสจะถูกยึดเข้าด้วยกันโดยใช้ขันอต



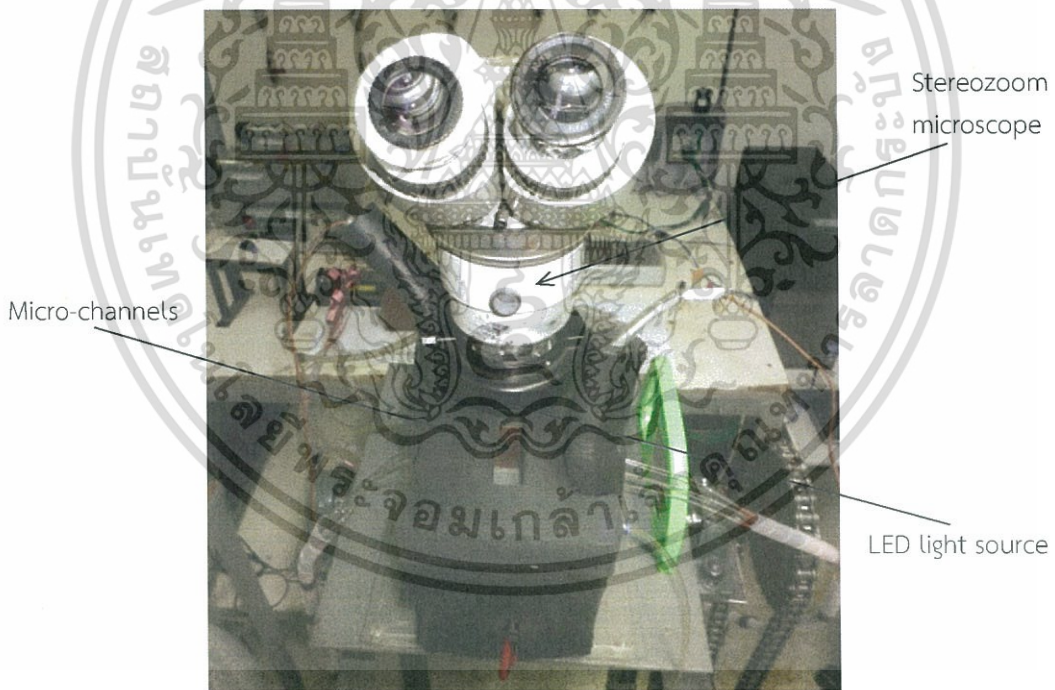
รูปที่ 4.2 ชุดทดสอบถูกติดตั้งไว้บนฐานที่สามารถปรับทิศทางการไหลได้ตามต้องการ



เอกสารนี้เป็นเอกสารรูปที่ 4.3 แผนภาพเขียนแบบการประกอบของชิ้นส่วนต่างๆของชุดทดสอบ โยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.4 การติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลที่ตำแหน่งต่างๆของแท่งทองแดง

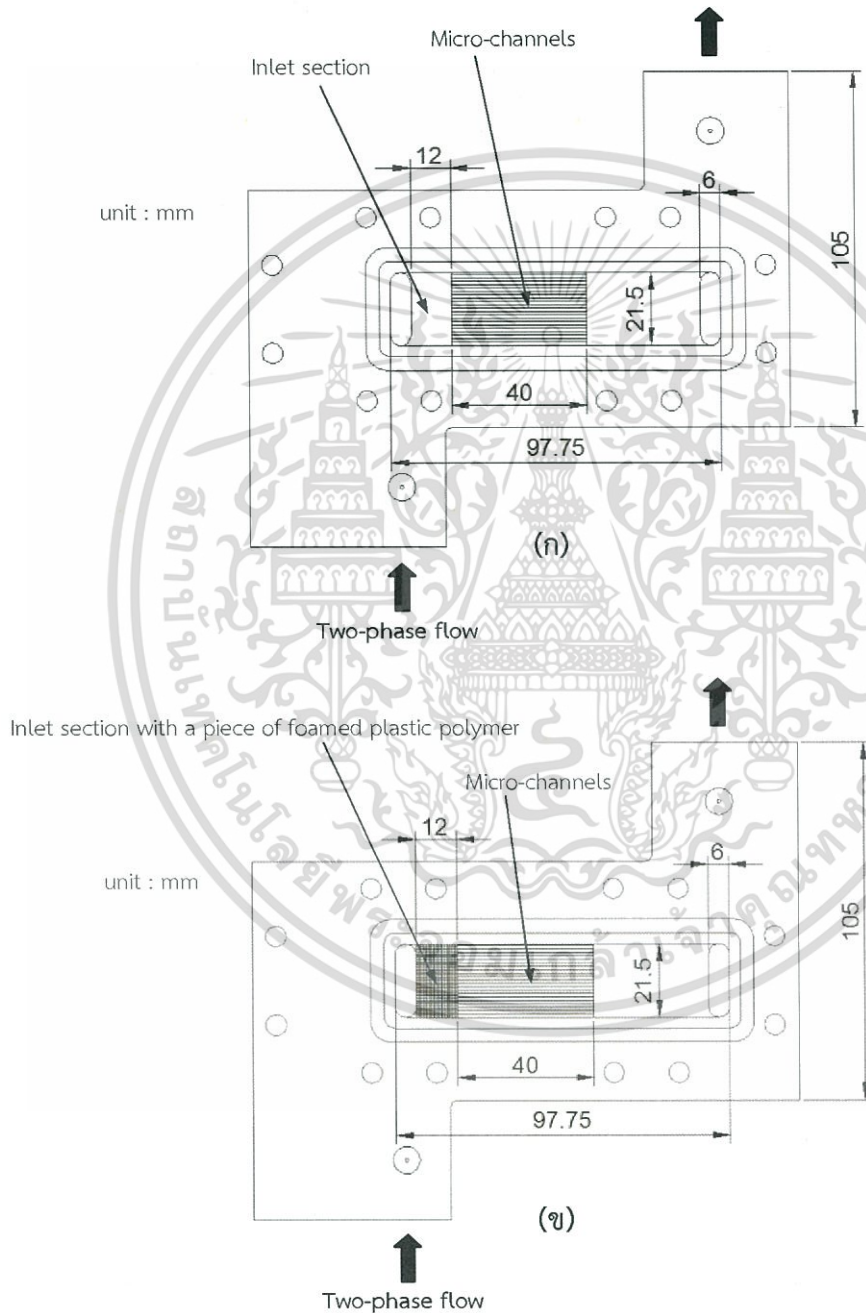


รูปที่ 4.5 ชุดอุปกรณ์สังเกตลักษณะการไหลในไมโครแชนแนล

เทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 14 เส้นจะถูกสอดเข้าไปในแท่งทองแดงทั้ง 2 ด้าน ด้านละ 7 เส้น ดังแสดงในรูปที่ 4.4 สำหรับระยะห่างของเทอร์โมคัปเปิลแต่ละเส้นจะห่างกัน 16 มิลลิเมตรตามความยาวของไมโครแชนแนลและ 4.3 มิลลิเมตรตามทิศทางที่ตั้งฉากกับความยาวของไมโครแชนแนล โดยเทอร์โมคัปเปิลแถวบนสุดจะอยู่ห่างจากพื้นผิวของไมโครแชนแนล 2.8 มิลลิเมตร สำหรับอุณหภูมิที่ได้จากการวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ทั้ง 14 ตำแหน่งจะถูกนำมาใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิพื้นผิวของไมโครแชนแนลซึ่งมีอยู่ทั้งหมด 6 ตำแหน่ง โดยใช้วิธีการประมาณค่านอกช่วงแบบ

เอกสารนี้เป็นลิขสิทธิ์สงวนของเจ้าของเรื่อง ขอสงวนสิทธิ์ในสิ่งที่ปรากฏไว้ ไม่รับผิดชอบต่อความเสียหาย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เชิงเส้น (Linear extrapolation) ซึ่งค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิพื้นผิวทั้ง 6 ตำแหน่งนี้จะถูกนำมาใช้ในการคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย นอกจากนี้ ยังมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด T อีกจำนวน 2 เส้นไว้ที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบเพื่อใช้ในการวัดอุณหภูมิของสารทำงาน โดยเทอร์โมคัปเปิลทุกเส้น รวมถึงเครื่องมือวัดต่างๆที่นำมาใช้ในการทดลองได้ผ่านการสอบเทียบมาเป็นอย่างดีก่อนที่จะนำมาใช้ในการทดลอง เพื่อความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง



รูปที่ 4.6 แผนภาพแสดงรูปแบบของชุดทดสอบที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) 2 รูปแบบที่แตกต่างกัน (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

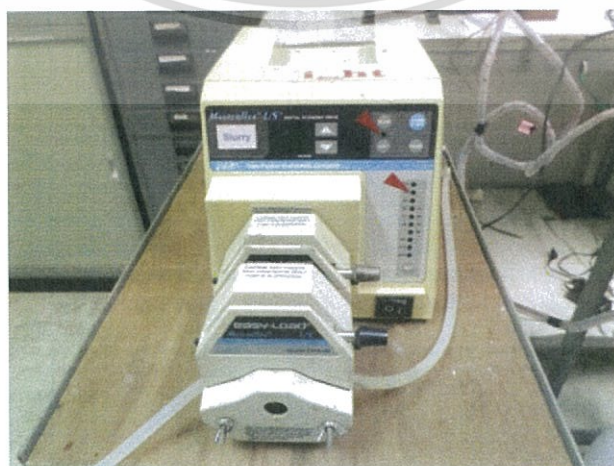
สำหรับการสังเกตลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลสามารถทำได้โดยการมองผ่านแผ่นพลาสติกใส โดยยังได้มีการติดตั้งกล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย (Stereozoom microscope) เอาไว้เพื่อที่จะสังเกตรายละเอียดของรูปแบบการไหลแบบต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 4.5 สำหรับการเก็บบันทึกภาพของรูปแบบการไหลสามารถทำได้โดยการใช้กล้องถ่ายภาพคุณภาพสูง (รุ่น Fujifilm FinePix S7000 ความไวชัตเตอร์ 1/15–1/10,000 วินาที) ถ่ายภาพผ่านเลนส์ใกล้ตาของกล้องจุลทรรศน์เพื่อที่จะเก็บรายละเอียดของรูปแบบการไหลแต่ละแบบ ในส่วนของชุดไฟส่องสว่างของกล้องจุลทรรศน์ (Light source) จะใช้เป็นหลอดไฟ LED ซึ่งสามารถปรับความสว่างได้ตามต้องการ โดยจะถูกติดตั้งไว้ในทิศทางที่ตั้งฉากกับช่องที่ใช้ในการสังเกตลักษณะของการไหล

นอกจากในงานวิจัยนี้จะทำทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ เพื่อที่จะศึกษาผลของทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดแล้ว ในงานวิจัยนี้ยังมีการศึกษาผลของรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดอีกด้วย โดยจะทำการทดลองโดยใช้ชุดทดสอบที่มีการออกแบบลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) ที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ โดยแบบแรกจะเป็นชุดทดสอบที่ให้ส่วนผสมระหว่างน้ำกับอากาศไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนลโดยตรง ดังแสดงในรูปที่ 4.6ก ส่วนแบบที่สองจะเป็นชุดทดสอบที่ให้ส่วนผสมระหว่างน้ำกับอากาศไหลผ่าน Foamed plastic polymer ซึ่งเป็นวัสดุพรุน ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนล ดังแสดงในรูปที่ 4.6ข

4.2 รายละเอียดของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

สำหรับอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่สำคัญซึ่งถูกนำมาใช้ในการทดลองมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. **ปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ (Peristaltic pump)** ใช้สำหรับการดูดจ่ายน้ำจากถังเก็บน้ำเข้าสู่ชุดทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 4.7 โดยสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำได้ตามต้องการ สำหรับจุดเด่นของปั๊มชนิดนี้ คือ จะให้อัตราการไหลที่คงที่ซึ่งเหมาะสำหรับใช้ในการทดลอง และไม่มีชิ้นส่วนใดของปั๊มที่สัมผัสกับของเหลวเลย ทำให้ไม่เกิดการปนเปื้อนสิ่งสกปรกกระหว่างตัวปั๊มกับของเหลว โดยหลักการทำงานของปั๊มชนิดนี้ คือ ปั๊มจะดูดจ่ายของเหลวโดยการหมุนลูกกลิ้ง (Roller) ไปกดที่สายยางซิลิโคน แล้ววกดเอาของเหลวให้เคลื่อนที่ไปตามลูกกลิ้ง โดยที่สายยางซิลิโคนจะอยู่ที่เดิม ดังนั้นเมื่อหมุนลูกกลิ้งไปเรื่อยๆ ของเหลวก็จะสามารถเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้โดยไม่ต้องสัมผัสกับสิ่งใดเลยนอกจากสายยางซิลิโคน



รูปที่ 4.7 ปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรณีที่มีการอ้างอิงถึงงานวิจัยนี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ปัมลมหรือเครื่องอัดอากาศ (Air Compressor) จะประกอบด้วยส่วนหลักๆ 2 ส่วน คือ หัวปั๊มลม (Air compressor) และถังเก็บลม (Air tank) สำหรับปั๊มลมจะมีหน้าที่ในการส่งอากาศเข้าสู่ชุดทดลอง โดยอากาศจะถูกผสมกับน้ำโดยการไหลผ่านอุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ชุดทดลอง สำหรับปั๊มลมที่ใช้ในการทดลองนี้จะเป็นปั๊มลมแบบลูกสูบ (Piston air compressor) ดังแสดงในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 ปัมลมหรือเครื่องอัดอากาศ

3. ตาชั่งดิจิตอล (Electronic balance) ใช้สำหรับชั่งน้ำหนักของน้ำที่ไหลออกจากชุดทดสอบในช่วงระยะเวลาที่ได้มีการกำหนดไว้ เพื่อที่จะคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ไหลผ่านชุดทดสอบในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง โดยตาชั่งที่ใช้ในการทดลองนี้สามารถชั่งน้ำหนักได้สูงสุด 410 กรัม มีความละเอียดของการชั่ง 0.001 กรัม และมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ ± 0.001 กรัม ดังแสดงในรูปที่ 4.9



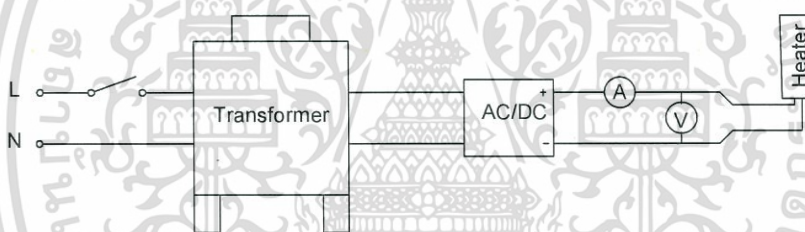
รูปที่ 4.9 ตาชั่งดิจิตอล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.10 ฮีตเตอร์แบบแท่ง

3. ฮีตเตอร์แบบแท่ง (Cartridge heater) ใช้ในการให้ความร้อนแก่แท่งทองแดงซึ่งทำหน้าที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนของระบบ (Heat source) โดยฮีตเตอร์ที่ใช้สำหรับการทดลองนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มิลลิเมตร มีความยาว 55 มิลลิเมตร มีแรงดันไฟฟ้า 220 โวลต์ และมีกำลังไฟฟ้า 250 วัตต์ ดังแสดงในรูปที่ 4.10 โดยในการทดลองจำเป็นต้องปรับค่ากำลังไฟฟ้าให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังนั้นจะต้องมีการต่อฮีตเตอร์เข้ากับวงจรไฟฟ้ากระแสตรงเพื่อให้สามารถปรับค่ากำลังไฟฟ้าได้ โดยจะใช้ไดโอด (Diode) ในการแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ดังแสดงในรูปที่ 4.11

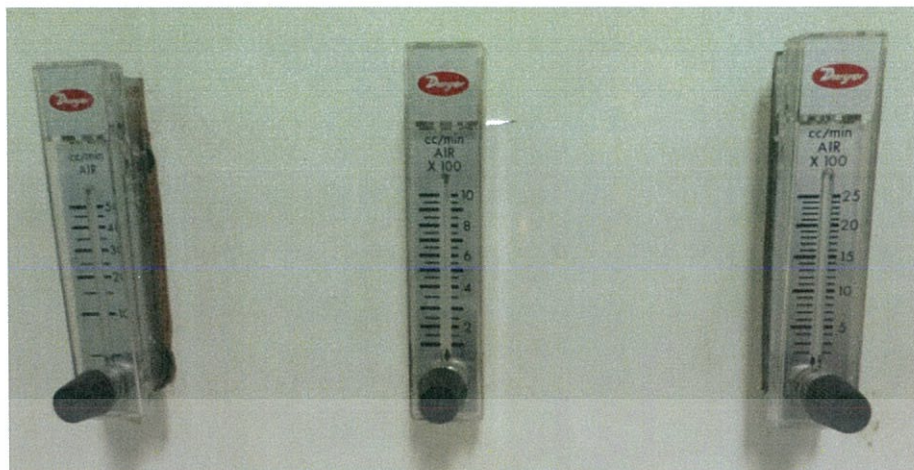


รูปที่ 4.11 แผนภาพแสดงการต่อวงจรไฟฟ้าของฮีตเตอร์

จากแผนภาพแสดงการต่อวงจรไฟฟ้าของฮีตเตอร์ในรูปที่ 4.11 สามารถที่จะปรับค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ได้โดยการปรับค่าแรงดันไฟฟ้าจากหม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้ (Variable voltage transformer) แล้วทำการวัดค่ากระแสไฟฟ้าและค่าแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมฮีตเตอร์โดยใช้มัลติมิเตอร์แบบดิจิทัล โดยค่ากำลังไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากผลคูณของค่ากระแสไฟฟ้ากับค่าแรงดันไฟฟ้าหรือ $P=IV$ โดยจะทำการปรับค่าแรงดันไฟฟ้าจากหม้อแปลงไฟฟ้าไปเรื่อยๆจนกว่าจะได้ค่ากำลังไฟฟ้าตามที่ต้องการ

5. โรตاميเตอร์ (Rotameter) ใช้ในการวัดและควบคุมอัตราการไหลของอากาศก่อนที่จะเข้าสู่ชุดทดสอบ โดยในการทดลองนี้จะใช้โรตاميเตอร์ทั้งหมด 3 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะมีช่วงของการวัดค่าอัตราการไหลที่แตกต่างกัน คือ 5–50, 100–1000 และ 200–2500 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่ออนาที ดังแสดงในรูปที่ 4.12 เพื่อความละเอียดในการวัดและควบคุมอัตราการไหลของอากาศ สำหรับโรตاميเตอร์แต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 4\%$ ของค่าเต็มสเกล

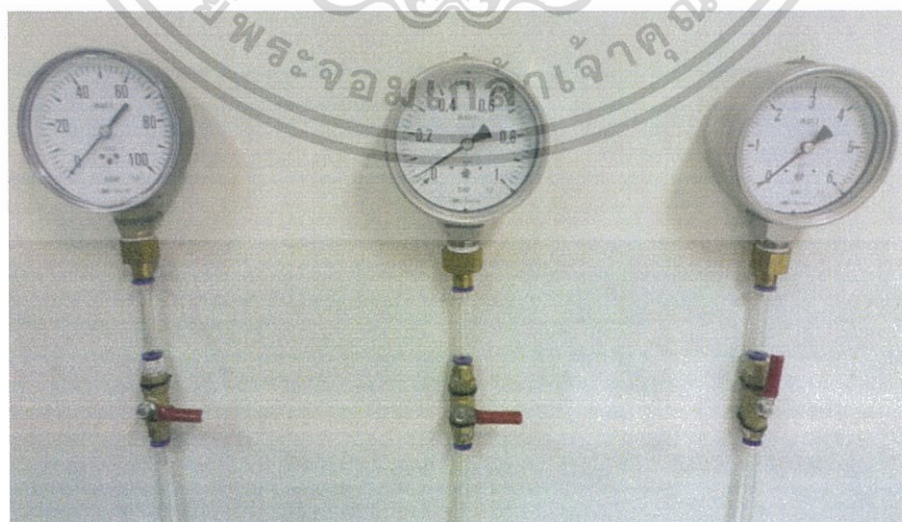
6. อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) มีหน้าที่ในการควบคุมความดันสูงสุดของอากาศที่ยอมให้ผ่านเข้าสู่ชุดทดลองได้ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 4.13 โดยอากาศที่ถูกส่งมาจากปั๊มลมจะต้องไหลผ่านอุปกรณ์ตัวนี้ก่อนที่จะเข้าสู่ชุดทดลอง ซึ่งในการทดลองนี้ชุดทดลองสามารถรองรับความดันสูงสุดได้ไม่เกิน 4 บาร์ ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.12 โรตاميเตอร์



รูปที่ 4.13 อุปกรณ์ควบคุมความดัน

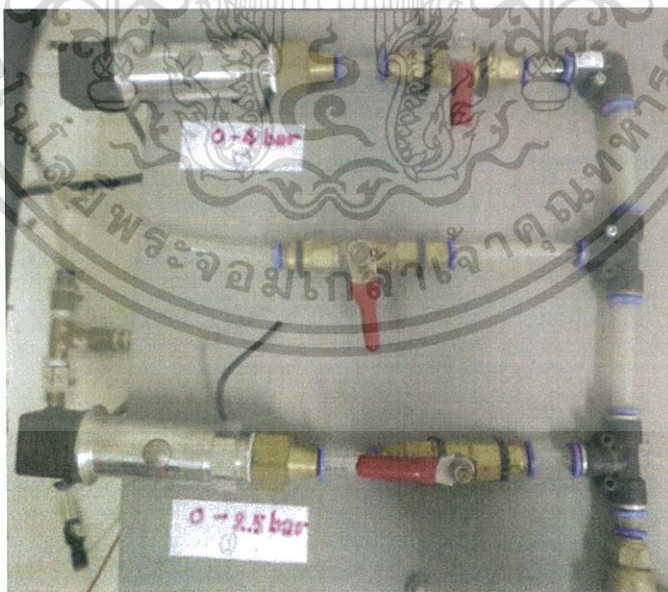


รูปที่ 4.14 เกจวัดความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. เกจวัดความดัน (Pressure gauge) ใช้ในการวัดความดันของอากาศก่อนที่จะไหลไปผสมกับน้ำโดยการไหลผ่านอุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) โดยในการทดลองนี้จะใช้เกจวัดความดันทั้งหมด 3 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะรองรับความดันได้ในช่วงที่แตกต่างกัน คือ 0-0.1, 0-1 และ 0-6 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.14 โดยเกจที่รองรับความดันได้ในช่วง 0-0.1 บาร์จะให้ความละเอียดในการอ่านค่ามากที่สุด ในขณะที่เกจที่รองรับความดันได้ในช่วง 0-6 บาร์จะให้ความละเอียดในการอ่านค่าน้อยที่สุด สำหรับข้อควรระวังในการใช้เกจวัดความดัน คือ จะต้องไม่ใช่วัดความดันที่สูงเกินกว่าเกจวัดความดันตัวนั้นสามารถรองรับได้เพราะจะทำให้เกจเกิดความเสียหายได้ ดังนั้นในการทดลองจึงควรเลือกเปิดวาล์วของเกจที่รองรับความดันได้สูงที่สุดก่อน หากว่าค่าความดันอยู่ในช่วงที่เกจที่รองรับความดันได้น้อยกว่าสามารถอ่านค่าได้ ก็ให้เปลี่ยนไปเปิดวาล์วของเกจที่รองรับความดันได้น้อยกว่า เนื่องจากจะให้ความละเอียดในการอ่านค่ามากกว่า สำหรับเกจวัดความดันแต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 0.025\%$ ของค่าเต็มสเกล

8. ตัวแปลงสัญญาณความดันหรือทรานสดิวเซอร์วัดความดัน (Pressure transducer) ใช้ในการวัดความดันของของผสมสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีดซิงค์ โดยเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แปลงค่าความดันเป็นสัญญาณทางไฟฟ้าซึ่งจะแสดงผลผ่านจอแสดงผลแบบดิจิตอล โดยค่าที่อ่านได้จะมีหน่วยเป็นมิลลิแอมป์ (mA) ในการทดลองนี้จะใช้ทรานสดิวเซอร์วัดความดัน 2 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะรองรับความดันได้ในช่วงที่แตกต่างกัน คือ 0-2.5 และ 0-4 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.15 สำหรับการเลือกใช้ทรานสดิวเซอร์วัดความดันก็ควรเลือกใช้ให้เหมาะสมกับค่าความดันที่ทรานสดิวเซอร์ตัวนั้นรองรับได้ เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์เช่นเดียวกับในกรณีของเกจวัดความดัน สำหรับทรานสดิวเซอร์วัดความดันแต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 0.025\%$ ของค่าเต็มสเกล



รูปที่ 4.15 ตัวแปลงสัญญาณความดันหรือทรานสดิวเซอร์วัดความดัน

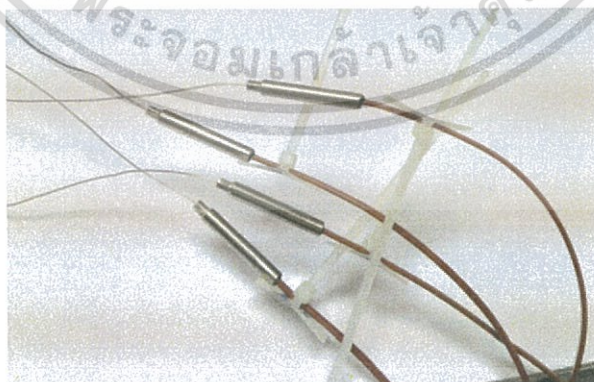
9. อุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) ทำหน้าที่ในการผสมน้ำกับอากาศเข้าด้วยกันก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีดซิงค์ โดยในการทดลองจะใช้อุปกรณ์ผสมรูปตัววาย (Y-shaped mixer) ดังแสดงในรูปที่ 4.16 เพื่อให้การผสมกันของสารทำงานทั้งสองชนิดมีความราบเรียบ สำหรับการไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เลือกใช้อุปกรณ์ผสมก็ควรเลือกใช้แบบที่ป้องกันการไหลย้อนกลับได้



รูปที่ 4.16 อุปกรณ์ผสม

10. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.17 โดยในการทดลองนี้จะใช้เทอร์โมคัปเปิล 2 ชนิด (Type) คือ ชนิด K และชนิด T สำหรับเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ซึ่งเป็นชนิดที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายมากที่สุด จะใช้วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของแท่งทองแดงและอุณหภูมิของอากาศก่อนที่จะไหลผ่านอุปกรณ์ผสม ในขณะที่เทอร์โมคัปเปิลชนิด T จะใช้วัดอุณหภูมิของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ สำหรับสาเหตุที่เลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลต่างชนิดกันเนื่องจากช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิมีความแตกต่างกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งอุณหภูมิของสารทำงานที่มีช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แคบและค่าของอุณหภูมิที่ได้จะส่งผลอย่างมากต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จึงจำเป็นที่จะต้องเลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด T เนื่องจากมีย่านการวัดอุณหภูมิที่แคบกว่าและให้ค่าที่แม่นยำกว่าเทอร์โมคัปเปิลชนิด K โดยเทอร์โมคัปเปิลทุกเส้นได้ผ่านการสอบเทียบมาเป็นอย่างดีก่อนที่จะนำมาใช้ในการทดลอง สำหรับเทอร์โมคัปเปิลแต่ละเส้นจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ ± 0.3 K



รูปที่ 4.17 เทอร์โมคัปเปิล

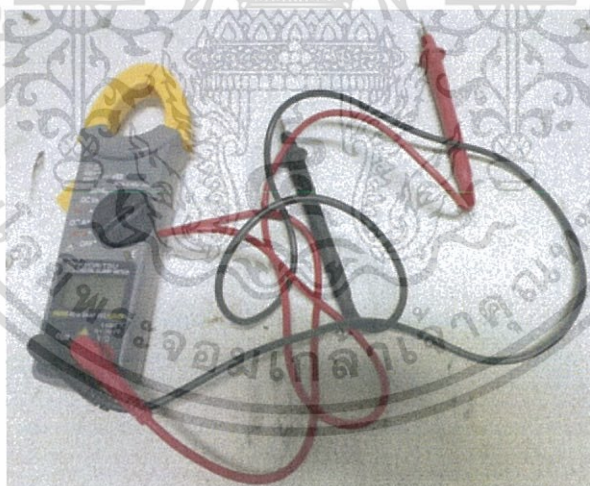
11. หม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้ (Variable voltage transformer หรือ Variac) เป็นอุปกรณ์ที่เปลี่ยนกำลังไฟฟ้ากระแสสลับจากระดับแรงดันหนึ่งเป็นกำลังไฟฟ้ากระแสสลับอีกระดับแรงดันหนึ่งโดยอาศัยหลักการของแม่เหล็กไฟฟ้า โดยหม้อแปลงไฟฟ้าชนิดนี้ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถปรับขนาดแรงดันไฟฟ้าให้กับวงจรไฟฟ้าได้ตามต้องการ ซึ่งจะถูกใช้ในการปรับค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 4.18



รูปที่ 4.18 หม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้

12. มัลติมิเตอร์แบบดิจิทัล (Digital multimeter) ใช้ในการวัดค่ากระแสไฟฟ้าและค่าแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมฮีตเตอร์ เพื่อนำมาคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 มัลติมิเตอร์แบบดิจิทัล

13. ถังเก็บน้ำ (Water tank) ใช้สำหรับเก็บน้ำเพื่อใช้ในการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 4.20 โดยน้ำจากถังเก็บน้ำจะถูกดูดโดยปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อเข้าสู่ชุดทดลอง สำหรับน้ำที่นำมาใช้ในการทดลองจะต้องเป็นน้ำกลั่นเพื่อป้องกันการเกิดตะกอนไปอุดตันภายในท่อไมโครแชนแนล

14. ท่อยางหรือท่อพียู (Polyurethane tubing) เป็นท่อที่มีความยืดหยุ่นและทนต่อการกัดกร่อนของสารเคมีได้ดี มีหลายสีให้เลือกขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของการใช้งาน โดยท่อชนิดนี้ทำมาจากโพลียูรีเทน (Polyurethane, PU) มีความดันใช้งาน (Working pressure) อยู่ที่ 120 ปอนด์ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่อตารางนิ้ว (psi) หรือประมาณ 8 บาร์ และมีความดันระเบิด (Burst pressure) อยู่ที่ 400 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว หรือประมาณ 27 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.21 โดยในการทดลองจะใช้ท่อชนิดนี้ในการลำเลียงสารทำงานทั้งน้ำและอากาศผ่านไปยังส่วนต่างๆของชุดทดลอง โดยจะมีการเชื่อมต่อกับอุปกรณ์และเครื่องมือวัดชนิดต่างๆโดยใช้ข้อต่อท่อแบบต่างๆ สำหรับการเลือกท่อที่นำมาใช้ในการทดลองจะต้องรองรับความดันได้ไม่น้อยกว่าความดันสูงสุดที่ระบบสามารถยอมรับได้



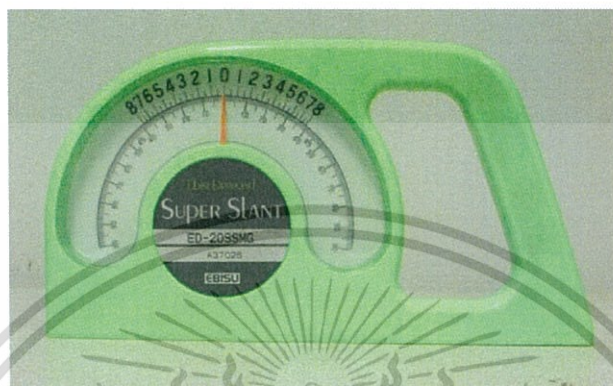
รูปที่ 4.20 ถังเก็บน้ำ

รูปที่ 4.21 ท่อยางหรือท่อพียู

15. เครื่องมือวัดองศา (Inclinometer) ใช้สำหรับวัดองศาของฐานวางชุดทดสอบ เพื่อปรับทิศทางการไหลของสารทำงานให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 4.22

16. เครื่องวัดและบันทึกข้อมูล (Data logger) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าสัญญาณชนิดต่างๆ เช่น อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ความดัน เป็นต้น แล้วบันทึกค่าที่วัดได้ลงในหน่วยความจำภายในตัวเครื่องตามเวลาที่ได้กำหนดไว้ โดยสามารถวัดและบันทึกค่าต่างๆหลายอย่างได้ในเวลาเดียวกันและสามารถทำงานได้ต่อเนื่องตลอด 24 ชั่วโมง โดยยังสามารถเปลี่ยนไปใช้พลังงานจากเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบตเตอรี่ได้อีกด้วย นอกจากนี้ยังมีหน้าจอแสดงผลเพื่อดูกราฟแสดงแนวโน้มของค่าที่ได้ทำการวัด และเก็บบันทึกไว้ และยังสามารถเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ผ่านพอร์ต USB โดยจะมีซอฟต์แวร์สำหรับจัดเก็บและแสดงผลข้อมูลที่เก็บบันทึกไว้ สำหรับในการทดลองนี้จะใช้ Data logger ในการเก็บบันทึกค่าข้อมูลของอุณหภูมิที่วัดได้จากเทอร์โมคัปเปิล แล้วถ่ายโอนข้อมูลที่ได้ไปยังคอมพิวเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.23



รูปที่ 4.22 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ



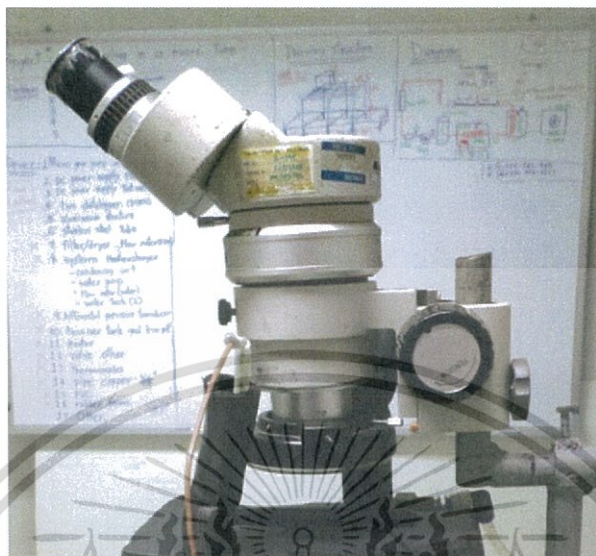
รูปที่ 4.23 เครื่องวัดและบันทึกข้อมูล

17. กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย (Stereozoom microscope) ใช้สำหรับสังเกตลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล ดังแสดงในรูปที่ 4.24 โดยเลนส์ใกล้ตา (Eyepiece หรือ Ocular lens) มีกำลังขยาย 10 เท่า เลนส์ใกล้วัตถุ (Objective lens) มีกำลังขยาย 0.66–4 เท่า และกำลังขยายโดยรวมอยู่ระหว่าง 6.6–40 เท่า ซึ่งภาพที่เห็นผ่านกล้องจุลทรรศน์ชนิดนี้จะเป็นภาพเสมือนหัวตั้ง 3 มิติ ไม่กลับซ้าย-ขวา

18. ชุดไฟส่องสว่างของกล้องจุลทรรศน์ (Light source) ใช้สำหรับให้ความสว่างในขณะสังเกตลักษณะของการไหลผ่านกล้องจุลทรรศน์ รวมถึงในขณะเก็บบันทึกภาพ โดยจะถูกยึดไว้กับตัวกล้องจุลทรรศน์ สำหรับชุดไฟส่องสว่างจะประกอบไปด้วยชุดหลอดไฟ LED จำนวนมากพร้อมกับอุปกรณ์ควบคุม (Dimmer) ซึ่งสามารถปรับความสว่างได้ตามต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 4.25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยจุดเด่นของหลอดไฟ LED คือ ให้ความสว่างได้ค่อนข้างมาก แต่ไม่ส่งผลให้เกิดความร้อนแก่ชุดทดสอบ



รูปที่ 4.24 กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย

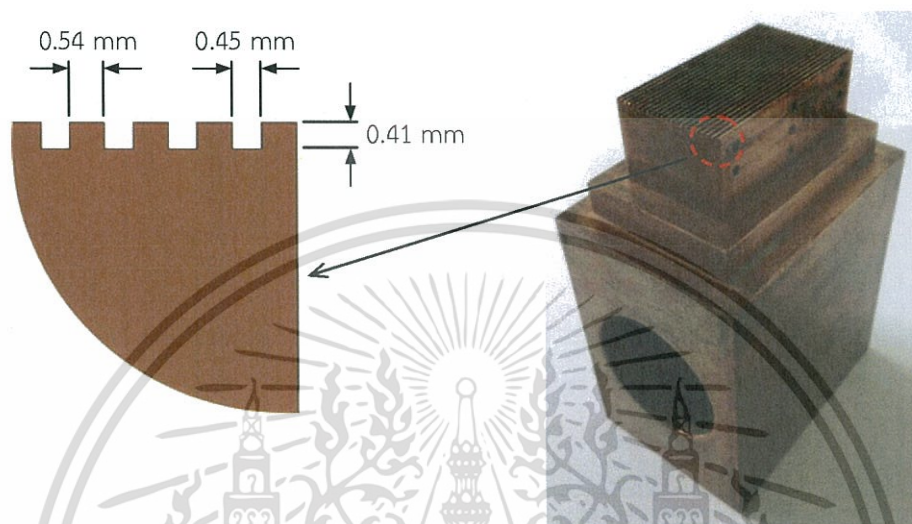


รูปที่ 4.25 ชุดไฟส่องสว่างของกล้องจุลทรรศน์

19. กล้องถ่ายภาพ (Camera) ใช้ในเก็บบันทึกภาพลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโคร แชนแนลภายใต้เงื่อนไขการทดลองต่างๆ โดยการถ่ายภาพผ่านเลนส์ใกล้ตาของกล้องจุลทรรศน์ เพื่อที่จะเก็บรายละเอียดของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น สำหรับกล้องถ่ายภาพที่ใช้ในการทดลองนี้เป็น กล้องคุณภาพสูงรุ่น Fujifilm FinePix S7000 มีความไวชัตเตอร์ (Shutter speed) 1/15–1/10,000 วินาที

20. แท่งทองแดง (Copper block) จะมีคิริระบายความร้อนขนาดเล็กอยู่ที่ด้านบนสุดของแท่งทองแดง โดยจะใช้ส่วนนี้เป็นท่อทดสอบสำหรับการทดลองและเรียกส่วนนี้ว่า ไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ (Micro-channel heat sink) ซึ่งจะมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางของการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตร ตามลำดับ โดยครีบบระบายความร้อนที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลแต่ละช่องจะมีความหนาเท่ากับ 0.54 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 4.26 สำหรับด้านข้างของแท่งทองแดงจะมีการเจาะเป็นช่องเอาไว้เพื่อใช้ในการติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่ง ซึ่งจะทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่แท่งทองแดง โดยเปรียบได้กับแหล่งกำเนิดความร้อนของระบบ (Heat source)



รูปที่ 4.26 แท่งทองแดงและขนาดของไมโครเซนแนล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

ผลการทดลองและการอภิปรายผล

ในบทนี้จะนำเสนอผลการทดลองและการอภิปรายผลที่ได้จากการศึกษาคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ระหว่างอากาศกับน้ำในไมโครแชนแนล โดยจะมีการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ ซึ่งประกอบด้วย การไหลในแนวระดับ (Horizontal flow) การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° (45° inclination upward flow) การไหลลงที่มุมเอียง 45° (45° inclination downward flow) การไหลขึ้นในแนวตั้ง (Vertical upward flow) และการไหลลงในแนวตั้ง (Vertical downward flow) นอกจากนี้ยังมีการเปรียบเทียบความแตกต่างของผลการทดลองที่เป็นผลมาจากรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล โดยการใช้ชุดทดสอบที่มีการออกแบบลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) ที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.6 (บทที่ 4) สำหรับเงื่อนไขในการทดลองนี้จะมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลว (Liquid superficial Reynolds number, Re_{LS}) อยู่ในช่วง 131–533 และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส (Gas superficial Reynolds number, Re_{GS}) อยู่ในช่วง 54–149

5.1 การตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลอง

ก่อนที่จะเริ่มต้นเก็บข้อมูลการทดลองจะต้องมีการตรวจสอบความถูกต้องของชุดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้สำหรับการทดลอง เพื่อที่จะเป็นการยืนยันว่าผลการทดลองมีความถูกต้องและเชื่อถือได้ โดยจะทำการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase flow experiment) เพื่อที่จะตรวจสอบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์ที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนาย โดยอาศัยสหสัมพันธ์ที่ได้มีการนำเสนอไว้โดยนักวิจัยหลายท่าน และเนื่องจากความยาวของไมโครแชนแนลมีความยาวเพียง 40 มิลลิเมตร ซึ่งน้อยกว่าความยาวของช่วง Thermal entrance region อีกทั้งค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ในการทดลองก็อยู่ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ จึงทำให้สภาวะการไหลทั้งหมดในไมโครแชนแนลอยู่ภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ดังนั้นสหสัมพันธ์ที่นำมาใช้ส่วนใหญ่จึงเป็นสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase Nusselt number) ภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน โดยสามารถแบ่งสหสัมพันธ์ออกได้เป็น 2 กลุ่ม คือ สหสัมพันธ์ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย และสหสัมพันธ์ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุด ดังที่จะนำเสนอต่อไปนี้

5.1.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Average Nusselt number)

Hausen (1943) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและตามแนวเส้นรอบวง (Axially and circumferentially uniform wall temperature) ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Nu_{ave} = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04Gz^{2/3}} \quad (5.1)$$

โดยที่ Gz คือ ค่า Graetz number ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$Gz = \left(\frac{D_h}{L} \right) \text{Re Pr} \quad (5.2)$$

เมื่อ D_h คือ ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), L คือ ความยาวตามแนวแกนของไมโครแชนแนล และ Pr คือ ตัวเลขพรันด์เทิล (Prandtl number)

Sieder and Tate (1936) ได้นำเสนอสมสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนา (Developing laminar flow) สำหรับในกรณีที่อุณหภูมิพื้นผิวกับอุณหภูมิของของไหลมีความแตกต่างกันเป็นอย่างมาก จึงจำเป็นที่จะต้องมีการพิจารณาผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดของของไหลตามการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิ ดังแสดงได้ตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_{ave} = 1.86 \left(\frac{\text{Re Pr } D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (5.3)$$

โดยคุณสมบัติทั้งหมดสามารถหาได้โดยใช้อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั้งหมด (Bulk mean fluid temperature) ยกเว้น μ_s ที่หาได้โดยใช้อุณหภูมิพื้นผิว

Lee and Garimella (2006) ได้นำเสนอสมสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยม สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง (Axially uniform wall heat flux and circumferentially uniform wall temperature) ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_{ave} = \frac{1}{C_1 (L^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (5.4)$$

เมื่อ $0.1 \leq \alpha \leq 1.0$ และ $L^* < L_{th}^*$ โดยที่

$$C_1 = -2.757 \times 10^{-3} / \alpha^3 + 3.274 \times 10^{-2} / \alpha^2 - 7.464 \times 10^{-5} / \alpha + 4.476$$

$$C_2 = 6.391 \times 10^{-1}$$

$$C_3 = 1.604 \times 10^{-4} / \alpha^2 - 2.622 \times 10^{-3} / \alpha + 2.568 \times 10^{-2}$$

$$C_4 = 7.301 - 1.311 \times 10 \alpha + 1.519 \times 10 \alpha^2 - 6.094 \alpha^3$$

L^* คือ ความยาวตามแนวแกนของไมโครแชนแนลในรูปของตัวแปรไร้มิติ (Dimensionless axial distance) ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$L^* = \frac{L}{\text{Re } D_h \text{ Pr}} \quad (5.5)$$

และ L_{th}^* คือ Dimensionless thermal entry length ซึ่งสามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$L_{th}^* = -1.275 \times 10^{-6} / \alpha^6 + 4.709 \times 10^{-5} / \alpha^5 - 6.902 \times 10^{-4} / \alpha^4 + 5.014 \times 10^{-3} / \alpha^3 - 1.769 \times 10^{-2} / \alpha^2 + 1.845 \times 10^{-2} / \alpha + 5.691 \times 10^{-2} \quad (5.6)$$

เมื่อ α คือ อัตราส่วนความยาวด้านของท่อทดสอบ (Channel aspect ratio) โดยเป็นอัตราส่วนระหว่างความยาวด้านสั้นต่อด้านยาวของหน้าตัดท่อสี่เหลี่ยม ซึ่งจะมีค่าไม่เกิน 1

Dittus and Boelter (1930) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลต์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วนที่มีการพัฒนาเต็มที่ (Fully developed turbulent flow) ภายในท่อผิวเรียบ โดยเรียกสหสัมพันธ์นี้ว่า Dittus–Boelter equation ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_{ave} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^n \quad (5.7)$$

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับในกรณีของการให้ความร้อนกับของไหลภายในท่อ และ $n = 0.3$ สำหรับในกรณีของการรับความร้อนจากของไหลภายในท่อ ซึ่งสำหรับการทดลองนี้จะใช้ $n = 0.4$

Gnielinski (1995) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลต์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบ โดยแบ่งออกเป็น 2 เงื่อนไขที่ขอบเขต (Boundary condition) คือ อุณหภูมิพื้นผิวคงที่ (Uniform wall temperature, UWT) และฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (Uniform heat flux, UHF) โดยในกรณีของอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ (UWT) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{ave,T} = \left\{ Nu_{ave,T,1}^3 + 0.7^3 + [Nu_{ave,T,2} - 0.7]^3 + Nu_{ave,T,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (5.8)$$

โดยที่

$$Nu_{ave,T,1} = 3.66$$

$$Nu_{ave,T,2} = 1.615 (\text{RePr } D_h / L)^{1/3}$$

$$Nu_{ave,T,3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \text{Pr}} \right)^{1/6} (\text{RePr } D_h / L)^{1/2}$$

สำหรับในกรณีของฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (UHF) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{ave,H} = \left\{ Nu_{ave,H,1}^3 + 0.6^3 + [Nu_{ave,H,2} - 0.6]^3 + Nu_{ave,H,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (5.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่

$$Nu_{ave,H,1} = 4.354$$

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

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

เนื่องจากในการทดลองนี้มีการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของท่อไมโครแชนแนลแบบสี่เหลี่ยมเพียงแค่ 3 ด้าน เพราะมีการติดตั้งแผ่นโพลีคาร์บอเนตซึ่งมีคุณสมบัติเป็นฉนวนความร้อน ไว้ที่ด้านบนของไมโครแชนแนล จึงไม่มีการถ่ายเทความร้อนในทิศทางดังกล่าว ดังนั้นการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์โดยใช้สหสัมพันธ์จึงต้องพิจารณาภายใต้เงื่อนไขของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้าน โดยอาศัยตัวคูณสำหรับแก้ไขค่าให้ถูกต้อง (Correction factor) ซึ่งถูกนำเสนอโดย Phillips (1987) ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_{ave,3} = Nu_{ave} \left(\frac{Nu_{\infty,3}}{Nu_{\infty,4}} \right) \quad (5.10)$$

สำหรับ $Nu_{\infty,4}$ และ $Nu_{\infty,3}$ ในสมการที่ (5.10) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ดังแสดงไว้ในสมการที่ (5.11) และ (5.12) ตามลำดับ โดย Shah and London (1978) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่มีการพัฒนาเต็มที่ (Fully developed laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยม สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง (Axially uniform wall heat flux and circumferentially uniform wall temperature) โดยในกรณีของการให้ความร้อนแบบ 4 ด้าน (Four-sided heating) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{\infty,4} = 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \quad (5.11)$$

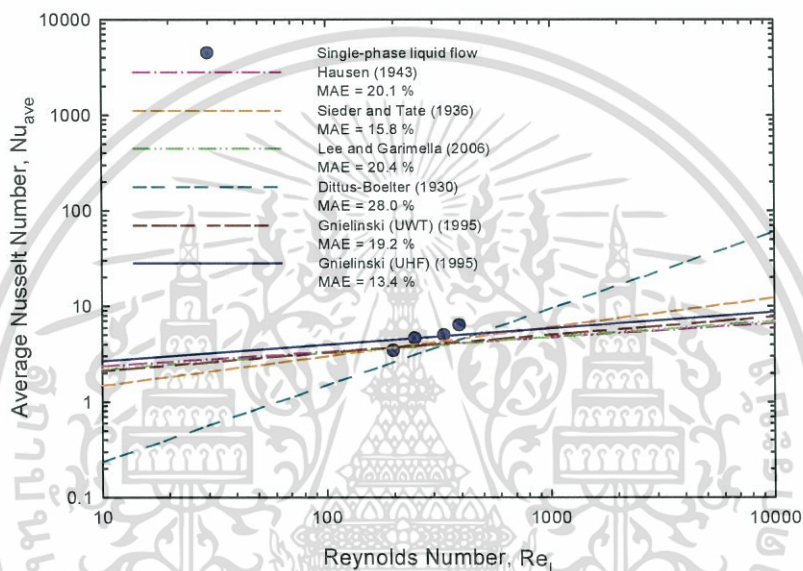
สำหรับในกรณีของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้าน (Three-sided heating) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{\infty,3} = 8.235(1 - 1.833\alpha + 3.767\alpha^2 - 5.814\alpha^3 + 5.361\alpha^4 - 2.0\alpha^5) \quad (5.12)$$

รูปที่ 5.1 แสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ ซึ่งจะเห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดีกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยอาศัยสหสัมพันธ์สำหรับการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ซึ่งได้แก่ สหสัมพันธ์ของ Hausen (1943), สหสัมพันธ์ของ Sieder and Tate (1936), สหสัมพันธ์ของ Lee and Garimella (2006) และ สหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (Mean absolute

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้เพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้เห็นประโยชน์ของเอกสารนี้
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

error, MAE) สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 20% ในขณะที่สหสัมพันธ์ของ Dittus and Boelter (1930) ซึ่งใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยภายใต้สภาวะของการไหลแบบปั่นป่วน จะพบว่ามีความไม่สอดคล้องกันอย่างเห็นได้ชัดระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนาย โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 28% นอกจากนี้ยังพบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบพลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (UHF) มากกว่าสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ (UWT) ซึ่งก็สอดคล้องกับเงื่อนไขที่เกิดขึ้นในการทดลอง



รูปที่ 5.1 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์

5.1.2 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉพาะจุด (Local Nusselt number)

Shah and London (1978) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉพาะจุดในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยม โดยแบ่งออกเป็น 2 เงื่อนไขที่ขอบเขตสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบพลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{z,H} = 3.04 + 0.0244/z^* + 0.448/\alpha - 0.0000269/(z^*)^2 + 0.02/\alpha^2 - 0.000678/(z^*\alpha) \tag{5.13}$$

เมื่อ $0.25 \leq \alpha \leq 1.0$ และ $0.05 \leq z^* \leq 0.2$ ส่วนเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและตามแนวเส้นรอบวง สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{z,T} = 2.117 + 0.01667/z^* + 0.6713/\alpha - 0.00001136/(z^*)^2 + 0.02835/\alpha^2 - 0.000886/(z^*\alpha) \quad (5.14)$$

เมื่อ $1/6 \leq \alpha \leq 1.0$ และ $0.05 \leq z^* \leq 0.2$ โดยที่ z^* ในสมการที่ (5.13) และ (5.14) สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$z^* = \frac{\pi}{4} \left(\frac{z}{\text{Re Pr } D_h} \right) \quad (5.15)$$

เมื่อ z คือ ความยาวตามแนวแกน ณ ตำแหน่งใดๆของไมโครแชนแนล

Lee and Garimella (2006) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยม สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง (Axially uniform wall heat flux and circumferentially uniform wall temperature) ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_z = \frac{1}{C_1(z^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (5.16)$$

เมื่อ $0.1 \leq \alpha \leq 1.0$ และ $z^* < L_{th}^*$ โดยที่

$$C_1 = -3.122 \times 10^{-3} / \alpha^3 + 2.435 \times 10^{-2} / \alpha^2 + 2.143 \times 10^{-1} / \alpha + 7.325$$

$$C_2 = 6.412 \times 10^{-1}$$

$$C_3 = 1.589 \times 10^{-4} / \alpha^2 - 2.603 \times 10^{-3} / \alpha + 2.444 \times 10^{-2}$$

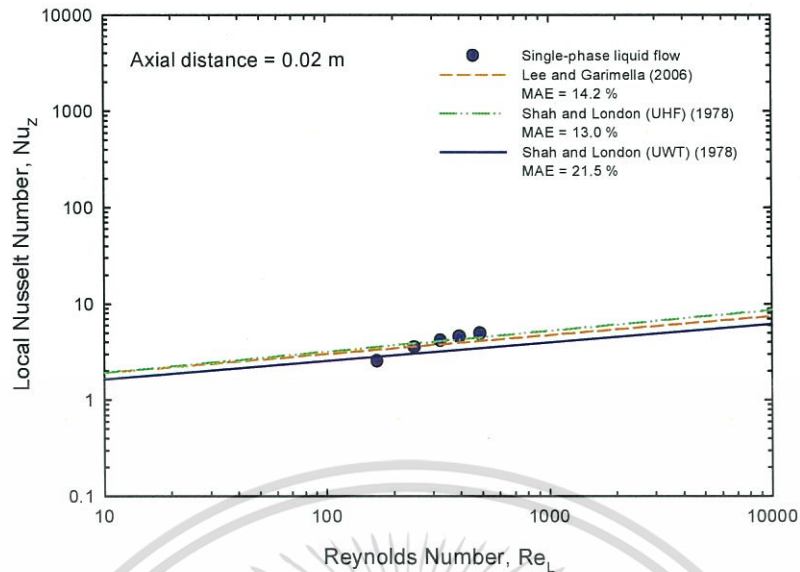
$$C_4 = 7.148 - 1.328 \times 10 \alpha + 1.515 \times 10 \alpha^2 - 5.936 \alpha^3$$

z^* คือ ความยาวตามแนวแกน ณ ตำแหน่งใดๆของไมโครแชนแนลในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$z^* = \frac{z}{\text{Re } D_h \text{ Pr}} \quad (5.17)$$

และ L_{th}^* คือ Dimensionless thermal entry length ซึ่งสามารถหาได้จากสมการที่ (5.6)

สำหรับการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดโดยใช้สหสัมพันธ์ก็จะต้องพิจารณาภายใต้เงื่อนไขของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้านเช่นเดียวกับในกรณีของค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย ซึ่งก็สามารถหาได้โดยใช้วิธีการเดียวกันกับในกรณีของค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย ดังที่ได้แสดงไว้แล้วในสมการที่ (5.10)



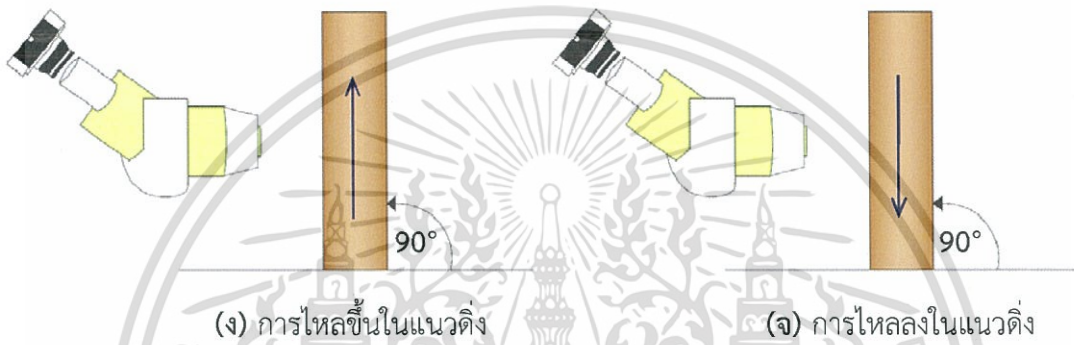
รูปที่ 5.2 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์

รูปที่ 5.2 แสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ ซึ่งจะเห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดีกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยอาศัยสหสัมพันธ์สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (MAE) สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 21% นอกจากนี้ยังพบว่าค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (UHF) มากกว่าสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ (UWT) ซึ่งก็สอดคล้องกับเงื่อนไขที่เกิดขึ้นในการทดลอง

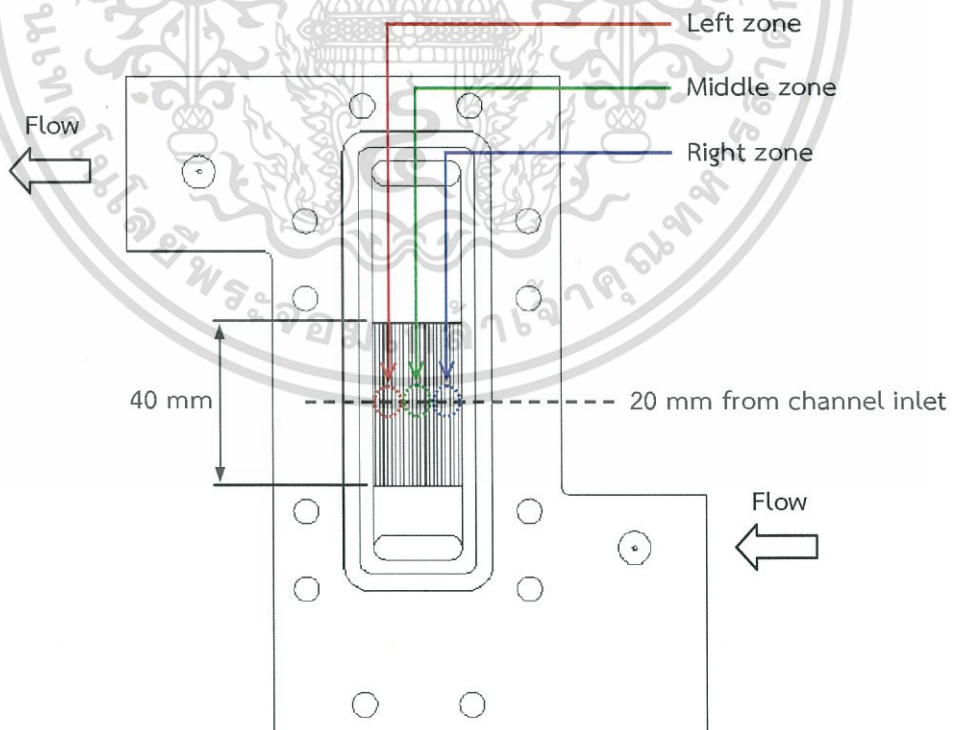
5.2 รูปแบบการไหล

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นที่สภาวะเงื่อนไขต่างๆ เพื่อที่จะช่วยให้การวิเคราะห์ผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อผลของการถ่ายเทความร้อนและความดันลดที่เกิดในไมโครแชนแนลทำได้ง่ายขึ้น อีกทั้งยังทำให้รู้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของรูปแบบการไหลแต่ละแบบนั้นเป็นอย่างไร ซึ่งจะเป็นประโยชน์อย่างยิ่งต่อการออกแบบไมโครแชนแนลเพื่อนำไปใช้กับระบบระบายความร้อน

ในการทดลองได้มีการศึกษารูปแบบการไหลที่เกิดจากการไหลในทิศทางต่างๆ ได้แก่ การไหลในแนวระดับ (Horizontal flow) การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° (45° inclination upward flow) การไหลลงที่มุมเอียง 45° (45° inclination downward flow) การไหลขึ้นในแนวตั้ง (Vertical upward flow) และการไหลลงในแนวตั้ง (Vertical downward flow) ดังแสดงในรูปที่ 5.3 สำหรับการเก็บเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 แผนภาพแสดงการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ



รูปที่ 5.4 ตำแหน่งต่างๆที่เก็บบันทึกภาพรูปแบบการไหล

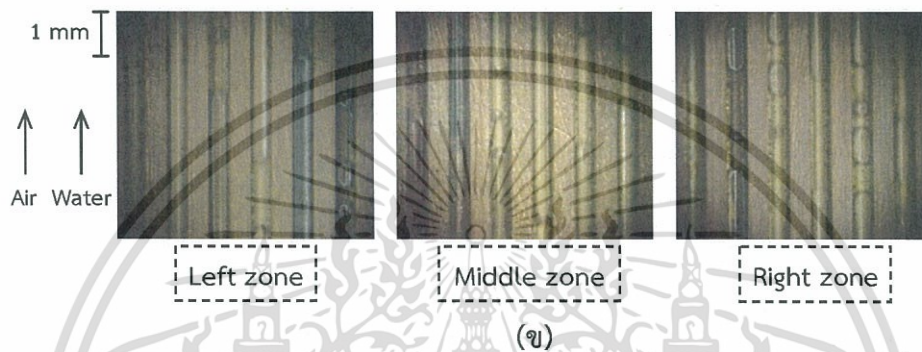
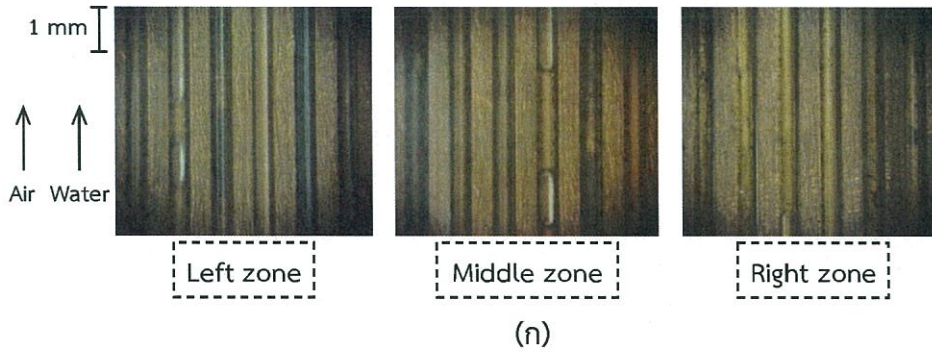
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บันทึกภาพรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลสามารถทำได้โดยการใช้กล้องถ่ายภาพที่มีความไวชัดเตอร์สูงถ่ายภาพผ่านเลนส์ใกล้ตาของกล้องจุลทรรศน์ เพื่อที่จะเก็บรายละเอียดของรูปแบบการไหลแต่ละแบบ โดยตำแหน่งที่ทำการเก็บบันทึกภาพจะอยู่ห่างจากทางเข้าของไมโครแชนแนล 20 มิลลิเมตร สำหรับในแต่ละเงื่อนไขการทดลองจะเก็บบันทึกภาพรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจาก 3 บริเวณ คือ ด้านซ้าย (Left zone) ตรงกลาง (Middle zone) และด้านขวา (Right zone) ดังแสดงในรูปที่ 5.4

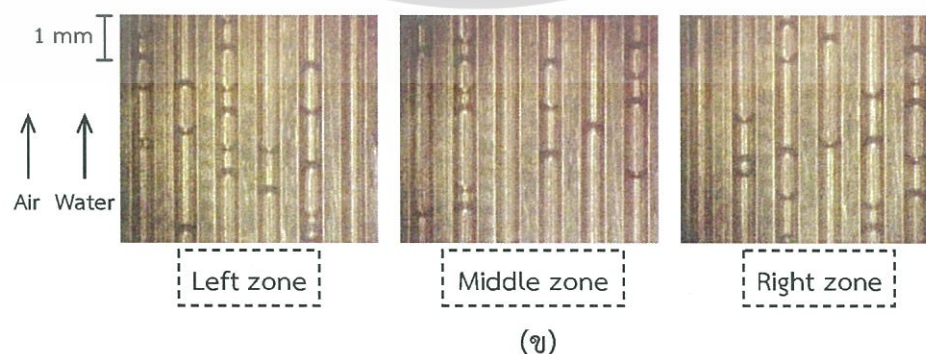
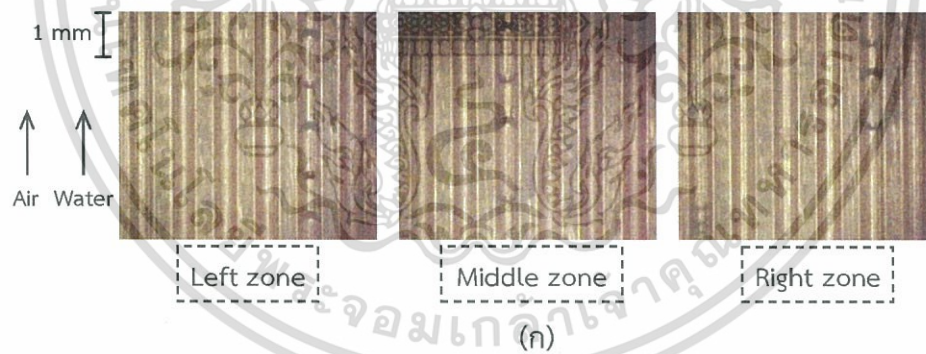
สำหรับการเปรียบเทียบความแตกต่างของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลที่เป็นผลมาจากลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.5–5.9 โดยจากการทดลองจะพบว่า มีรูปแบบการไหลเกิดขึ้นในไมโครแชนแนล 2 รูปแบบ คือ การไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

การไหลแบบ Gas core flow จะมีลักษณะเป็นการไหลที่มีฟองแก๊สขนาดใหญ่เกิดการยึดตัวไปตลอดทั้งความยาวของท่อ โดยส่วนที่เป็นฟองแก๊สจะไหลอยู่ที่บริเวณแกนกลางของท่อและถูกล้อมรอบด้วยส่วนที่เป็นของเหลวซึ่งจะไหลอยู่บริเวณผิวท่อ โดยในการทดลองจะสามารถสังเกตเห็นการไหลแบบ Gas core flow ได้อย่างชัดเจนในกรณีที่ส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนลโดยตรง ซึ่งพบว่าฟองแก๊สขนาดใหญ่จะมีการยึดตัวไปตลอดทั้งความยาวของท่อไมโครแชนแนล ทำให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อไมโครแชนแนลโดยส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบ Gas core flow ดังจะเห็นได้จากรูปที่ 5.5ก–5.9ก สำหรับกระบวนการเกิดการไหลแบบ Gas core flow สามารถดูได้จากแผนภาพ ซึ่งได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.10

ส่วนการไหลแบบ Slug flow จะมีลักษณะเป็นการไหลที่มีการสลับกันเป็นช่วงๆ ระหว่างส่วนที่เป็นฟองแก๊ส (Gas slug) ที่มีการยึดตัวไปตามความยาวของท่อกับส่วนที่เป็นของเหลว (Liquid slug) โดยในการทดลองจะสามารถสังเกตเห็นการไหลแบบ Slug flow ได้อย่างชัดเจนในกรณีที่ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer ซึ่งจะทำหน้าที่ในการกระจายฟองแก๊สขนาดใหญ่ให้เกิดการแตกตัวก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนล ทำให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อไมโครแชนแนลโดยส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบ Slug flow ดังจะเห็นได้จากรูปที่ 5.5ข–5.9ข

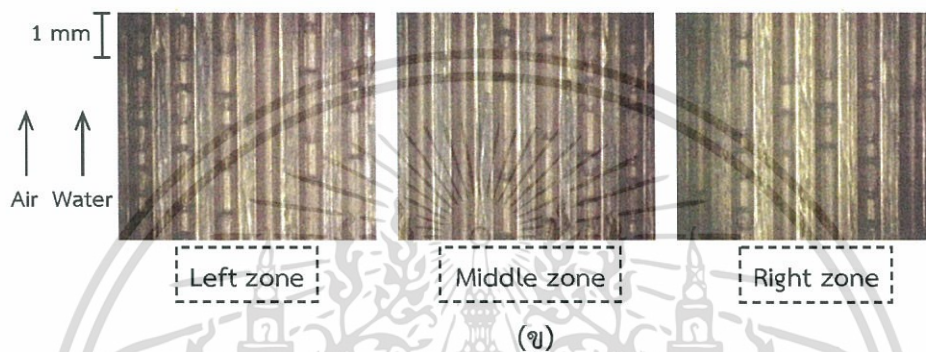
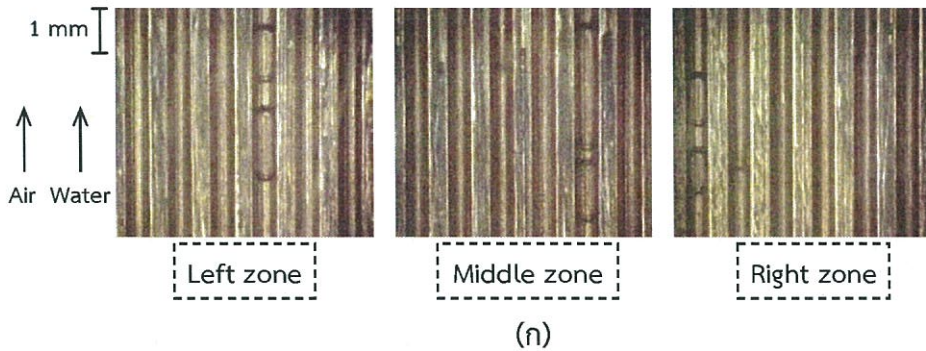


รูปที่ 5.5 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลในแนวระดับ (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

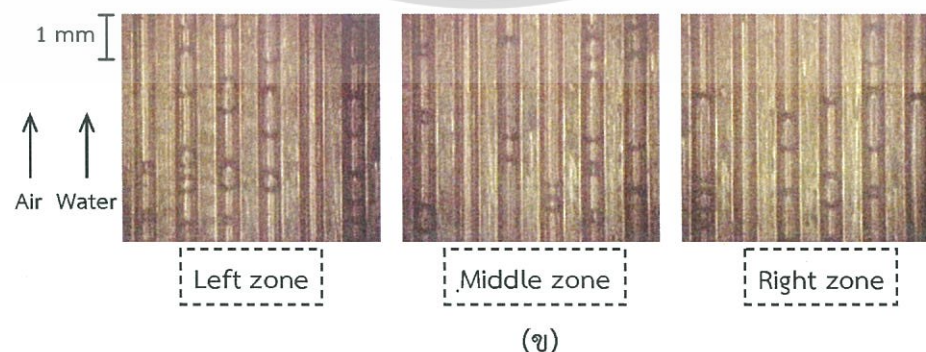
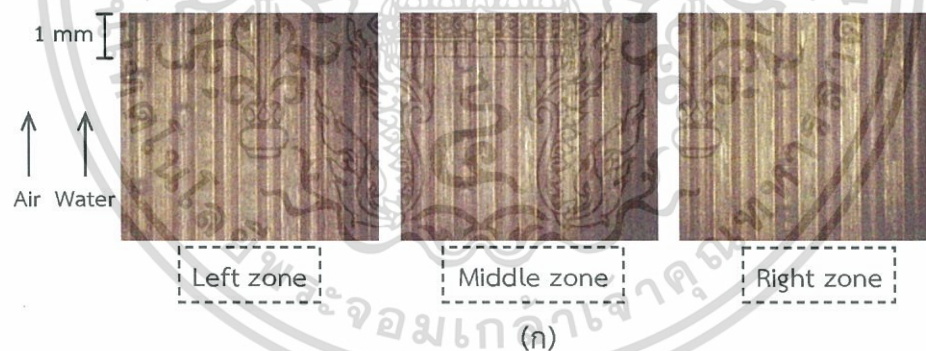


รูปที่ 5.6 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่จัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนและการวิจัยในวงจำกัด ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

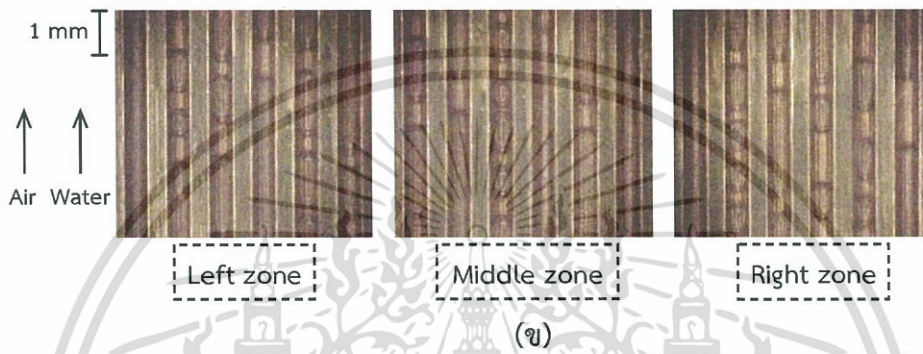
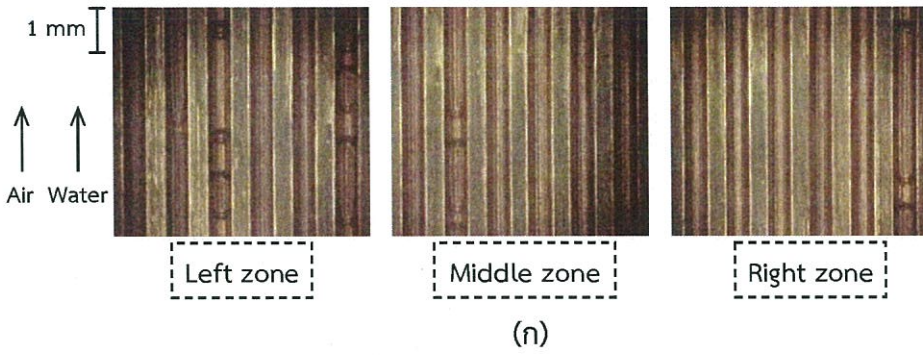


รูปที่ 5.7 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่ต่างกัน สำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45° (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

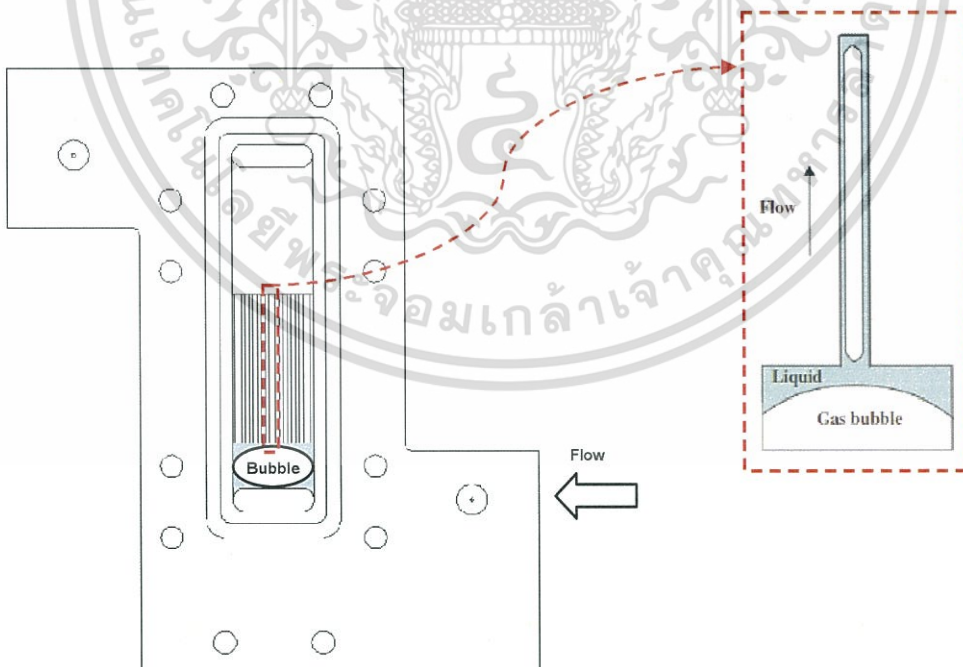


รูปที่ 5.8 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่ต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีในประเทศไทย
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกัน สำหรับการไหลลงในแนวตั้ง (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

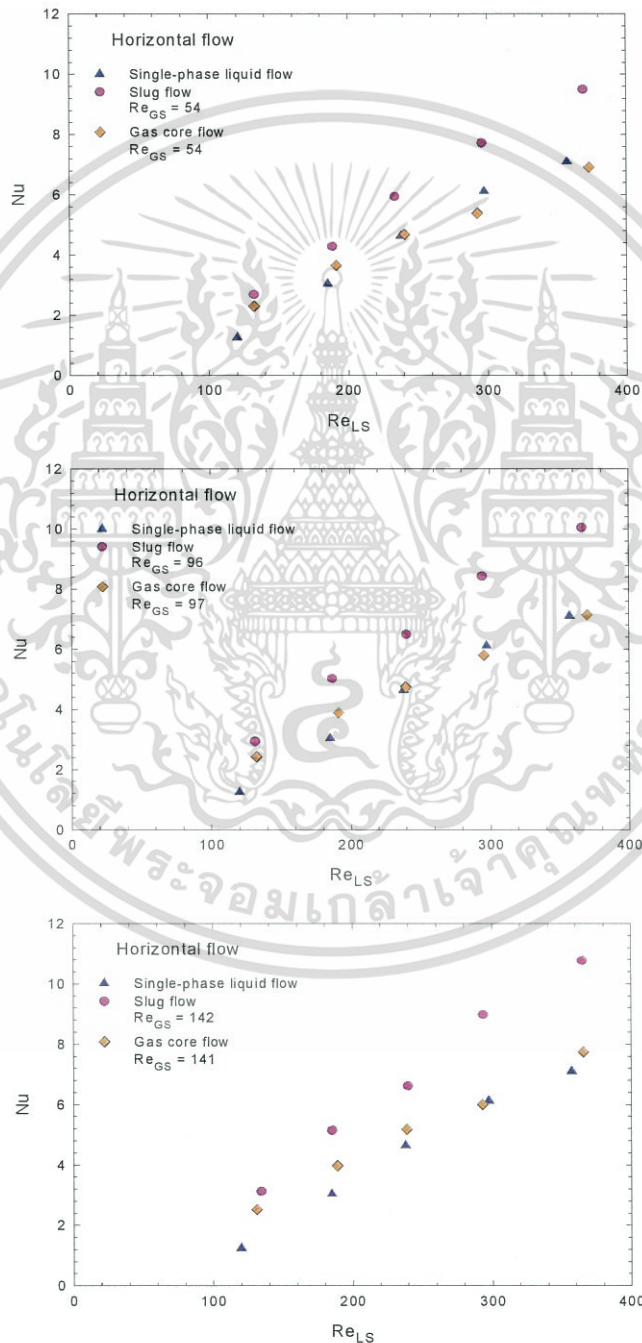


รูปที่ 5.10 แผนภาพแสดงการเกิดการไหลแบบ Gas core flow ในไมโครแชนแนล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 การถ่ายเทความร้อน

จากหัวข้อที่ผ่านมาจะพบว่าลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) จะส่งผลให้เกิดรูปแบบการไหลภายในไมโครแชนแนลที่แตกต่างกัน ในหัวข้อนี้ก็จะมีการแสดงให้เห็นถึงผลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน โดยจะแสดงในเทอมของค่าตัวเลขนัสเซิลท์ ซึ่งได้มีการอธิบายวิธีการคำนวณไว้โดยละเอียดในหัวข้อที่ 3.1 รูปที่ 5.11 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase liquid flow) กับการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase gas-liquid flow) ทั้งใน

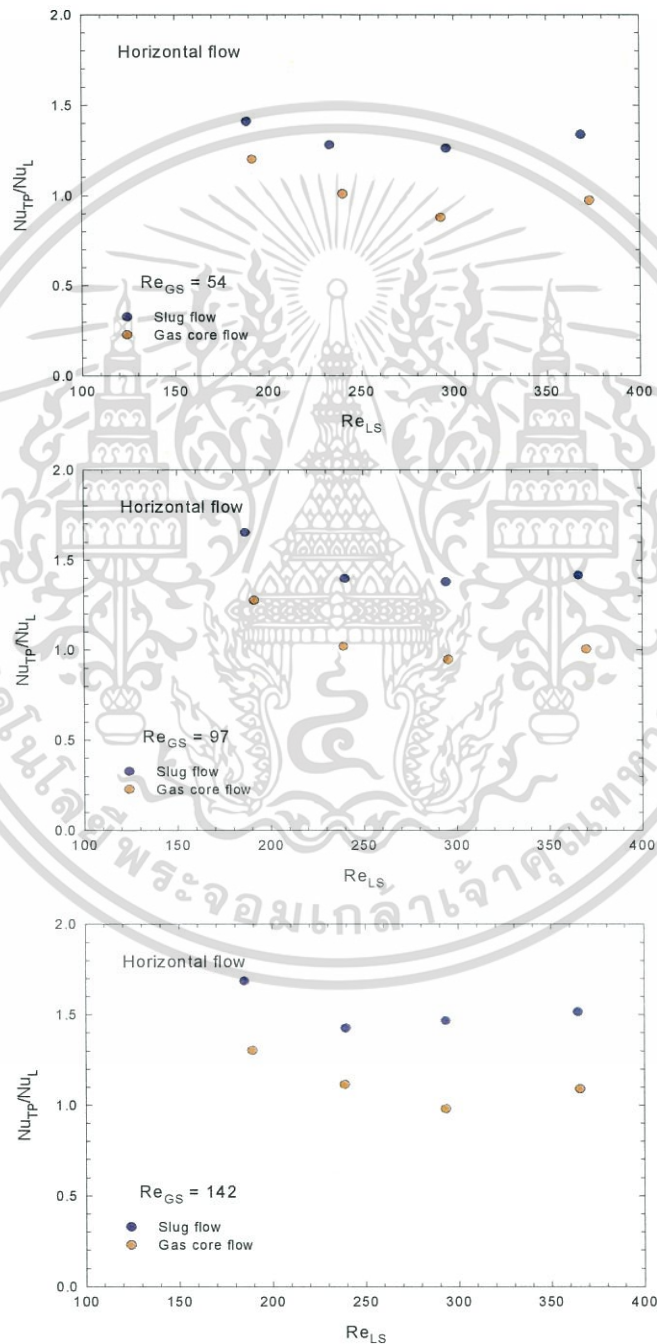


รูปที่ 5.11 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียว กับการไหลแบบสองสถานะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการไหลแบบ Slug flow จะให้ค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยที่สูงที่สุด ในขณะที่การไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบ Gas core flow จะมีค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ยที่ใกล้เคียงกัน

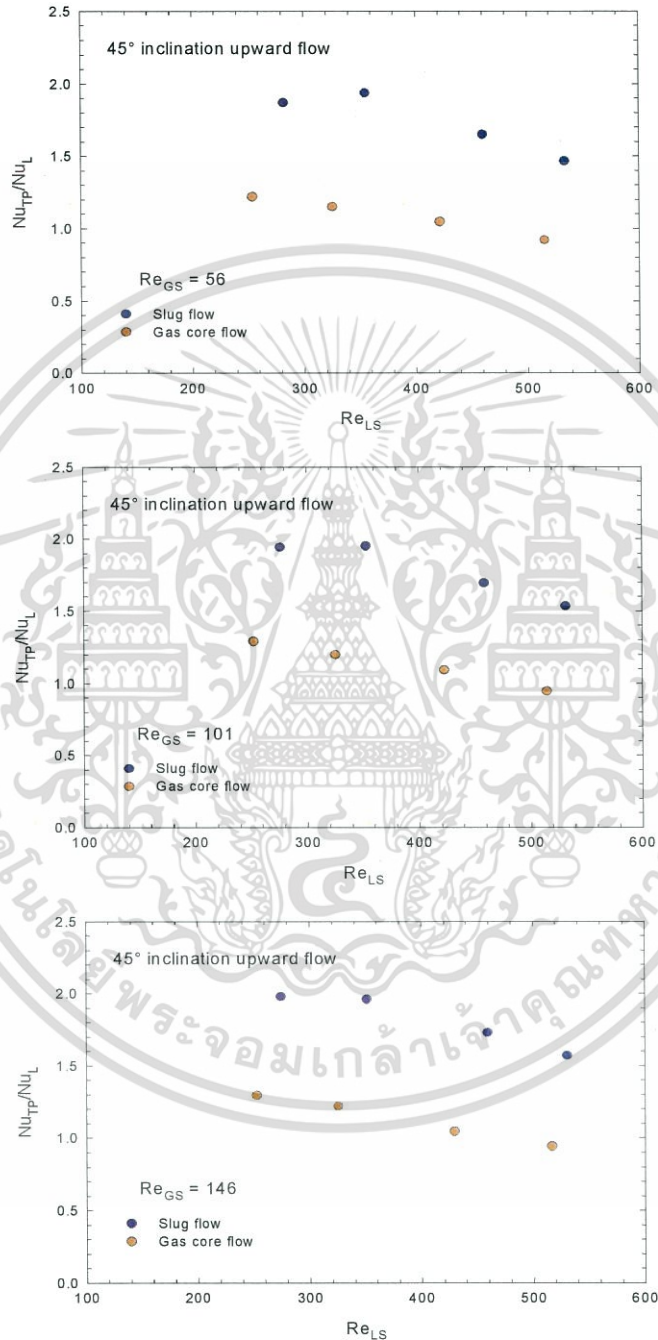
การเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากการไหลแบบสถานะเดียวเป็นการไหลแบบสองสถานะยังสามารถแสดงได้ในเทอมของอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer enhancement ratio, Nu_{TP}/Nu_L) ซึ่งถูกนิยามว่าเป็นอัตราส่วนของค่าตัวเลข



รูปที่ 5.12 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

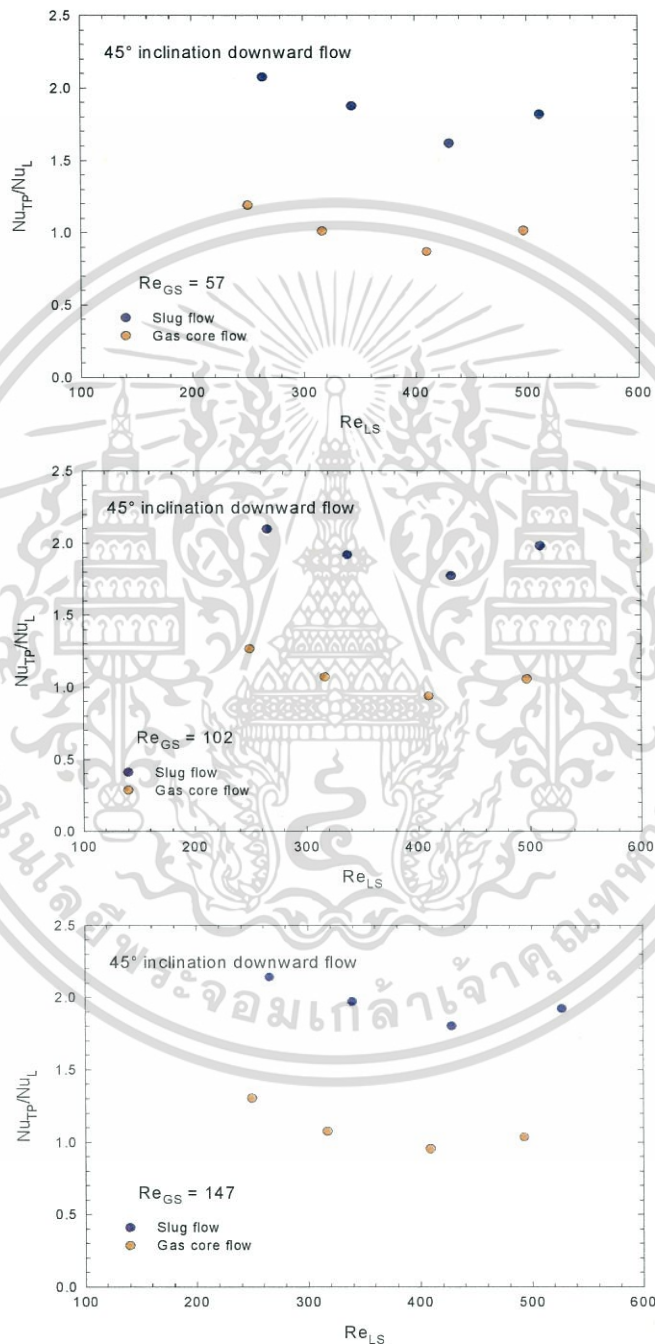
นัสเซลล์ต์เฉลี่ยสำหรับการไหลแบบสองสถานะต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์ต์เฉลี่ยสำหรับการไหลแบบสถานะเดียวที่มีของเหลวเป็นสารทำงาน สำหรับการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.12–5.16



รูปที่ 5.13 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

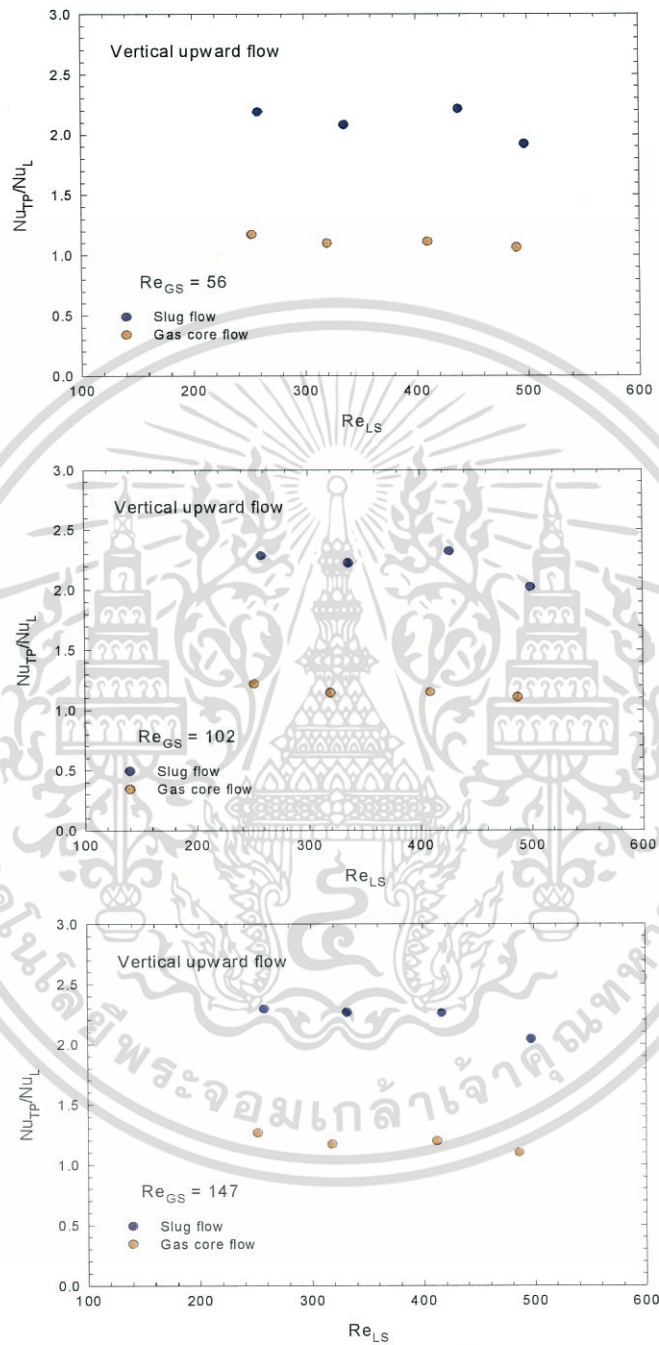
จากการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer enhancement ratio, Nu_{TP}/Nu_L) ของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหลจะพบว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow ในทุกทิศทางการไหล ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากฟองแก๊สที่มีขนาดเล็ก (Gas slug) ซึ่งพบได้มากในกรณีของการไหลแบบ Slug flow มีส่วนช่วยในการทำให้ฟิล์มของเหลวที่อยู่ติดกับผนังของ



รูปที่ 5.14 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°

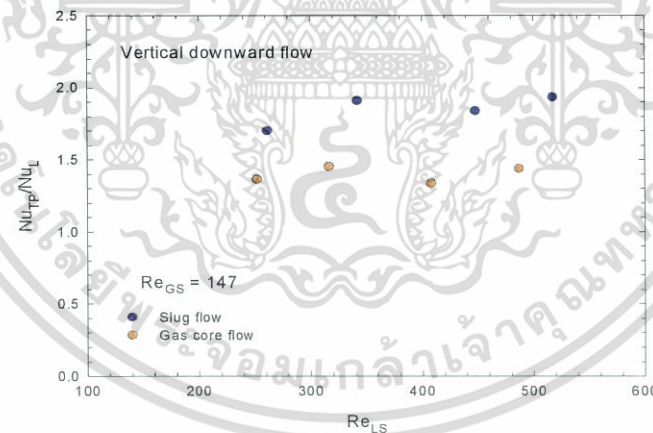
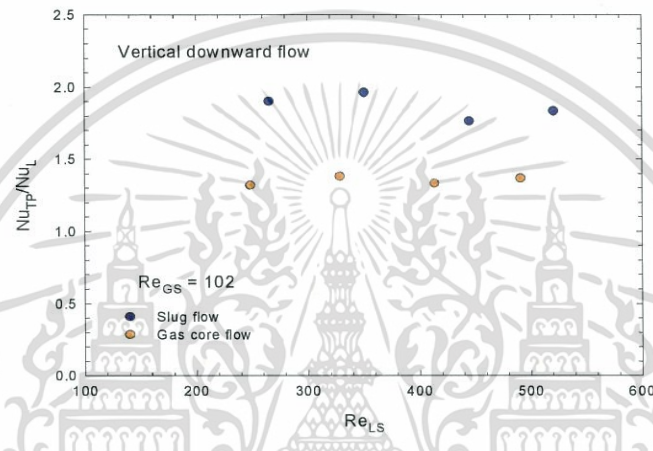
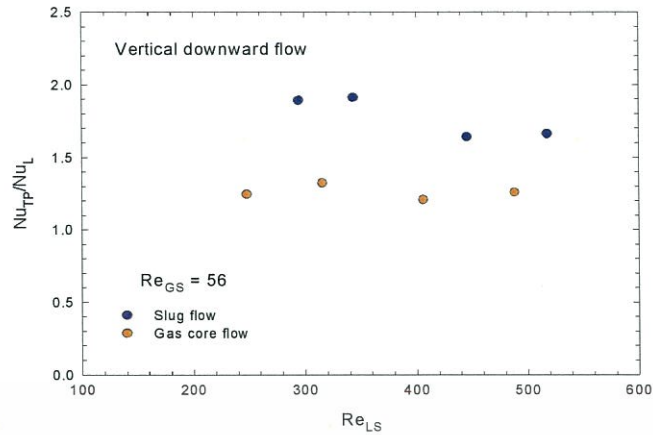
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่อไมโครแชนแนลเกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น เป็นผลให้กลไกการพาความร้อนที่บริเวณผนังของท่อไมโครแชนแนลมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนในกรณีของการไหลแบบ Slug flow ดีกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัด



รูปที่ 5.15 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

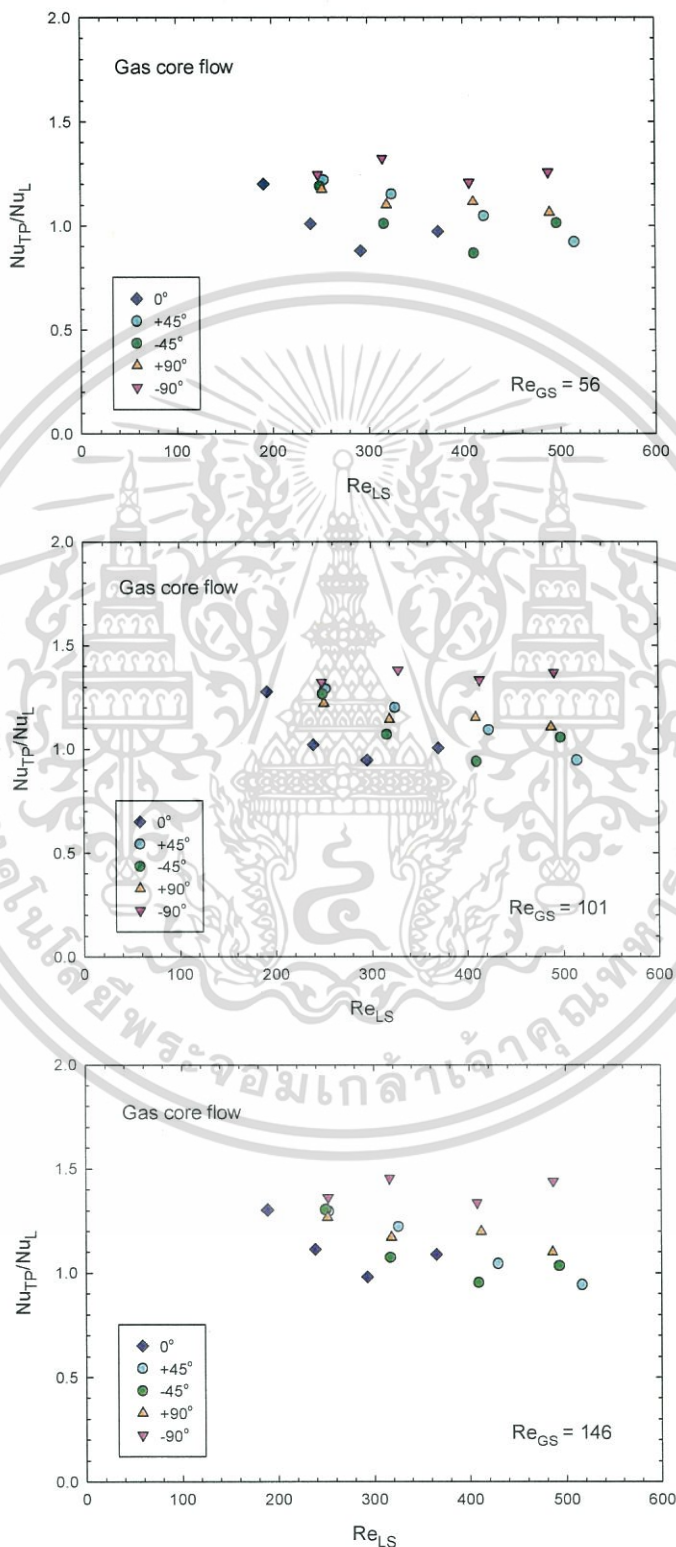


รูปที่ 5.16 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง

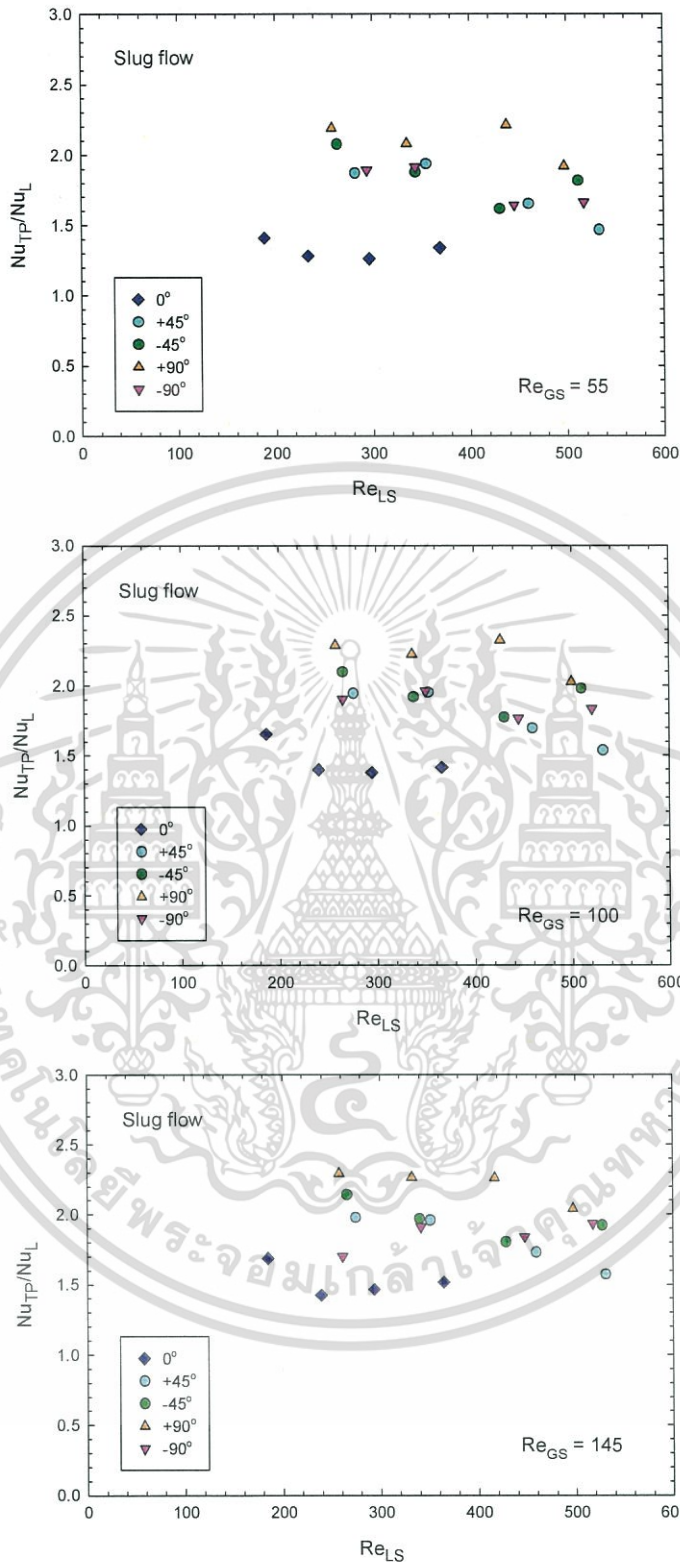
รูปที่ 5.17 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow สำหรับเครื่องหมายที่ใช้ในการระบุทิศทางของการไหลที่ปรากฏในกราฟนั้น เครื่องหมายบวกจะหมายถึงการไหลขึ้น (Upward flow) ส่วนเครื่องหมายลบจะหมายถึงการไหลลง (Downward flow) โดยจากกราฟจะพบว่าการไหลลงในแนวตั้งซึ่งถูกแทนด้วยมุม -90° จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลในทิศทางอื่น ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงซึ่งมีทิศทาง

เดียวกันกับแรงเฉื่อยของการไหล (Flow inertia) เป็นผลให้ฟิล์มของเหลว (Liquid film) ที่อยู่ติดกับไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผนังของท่อไมโครแชนแนลมีการเคลื่อนที่ได้ดีขึ้น และยังส่งผลให้ความหนาของฟิล์มของเหลวตามแนวเส้นรอบวงของท่อมีความสม่ำเสมอมากกว่าการไหลในทิศทางอื่นด้วย เป็นผลให้กลไกในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในแต่ละทิศทางตามแนวเส้นรอบวงของท่อมีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน และทำให้ผลของการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีประสิทธิภาพมากกว่าการไหลในทิศทางอื่น



รูปที่ 5.17 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow ไม่นิยามให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.18 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow

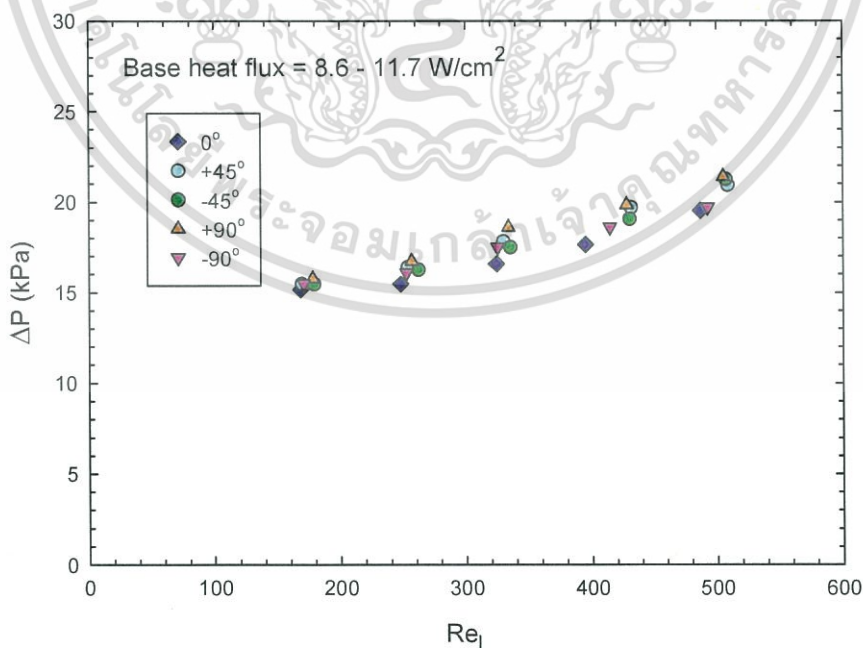
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.18 ซึ่งจะพบว่า การไหลขึ้นในแนวตั้งซึ่งถูกแทนด้วยมุม $+90^\circ$ จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในทิศทางอื่น ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงลอยตัว (Buoyancy force) ซึ่งมีทิศทางเดียวกันกับแรงเฉื่อยของการไหล เป็นผลให้ฟองแก๊สที่มีขนาดเล็ก (Gas slug) มีการเคลื่อนที่ได้ดีขึ้น ซึ่งมีส่วนในการทำให้ฟิล์มของเหลวที่อยู่ติดกับผนังของท่อไม่โครแซนแนลเกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น จึงทำให้กลไกในการถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้นด้วย

5.3 ความดันลด (Pressure drop)

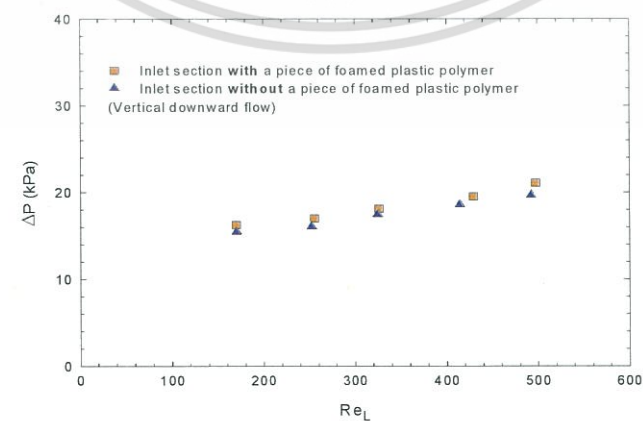
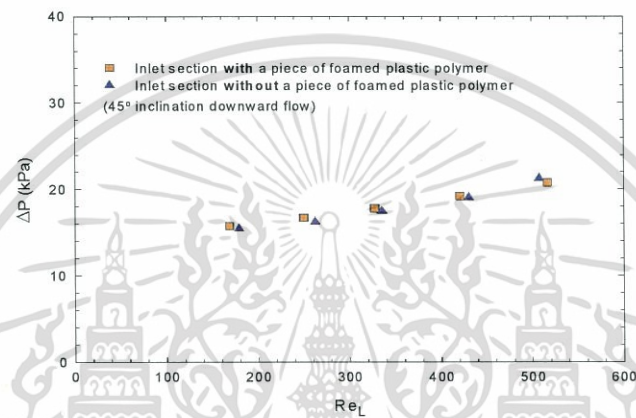
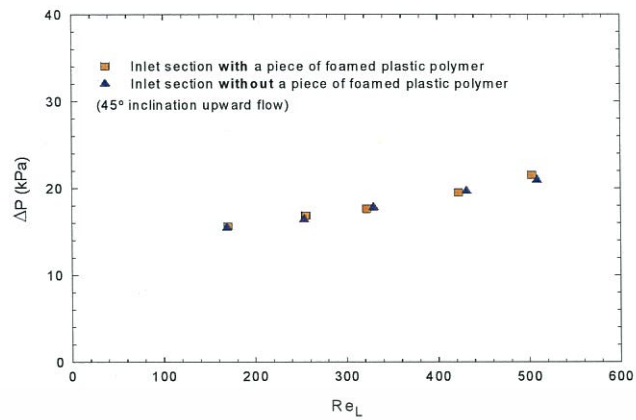
ในการออกแบบอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน นอกจากจะต้องพิจารณาตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแล้ว สิ่งที่จะต้องพิจารณาคู่ไปด้วยกัน คือ ความดันลดที่เกิดขึ้น เนื่องจากการใช้เทคนิคต่างๆในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนก็มักจะตามมาด้วยความดันลดที่เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องอย่างยิ่งที่จะต้องทราบความดันลดที่เกิดขึ้นที่สภาวะต่างๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลประกอบการพิจารณาในการออกแบบอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน อีกทั้งยังใช้เป็นข้อมูลในการเลือกสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของอุปกรณ์ เพื่อให้อุปกรณ์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

รูปที่ 5.19 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase liquid flow) ซึ่งจะพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นในแต่ละทิศทางการไหลมีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น เนื่องจากท่อไมโครแซนแนลมีความยาวเพียง 40 มิลลิเมตร จึงทำให้ความดันลดที่เป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงมีค่าน้อยมาก



รูปที่ 5.19 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



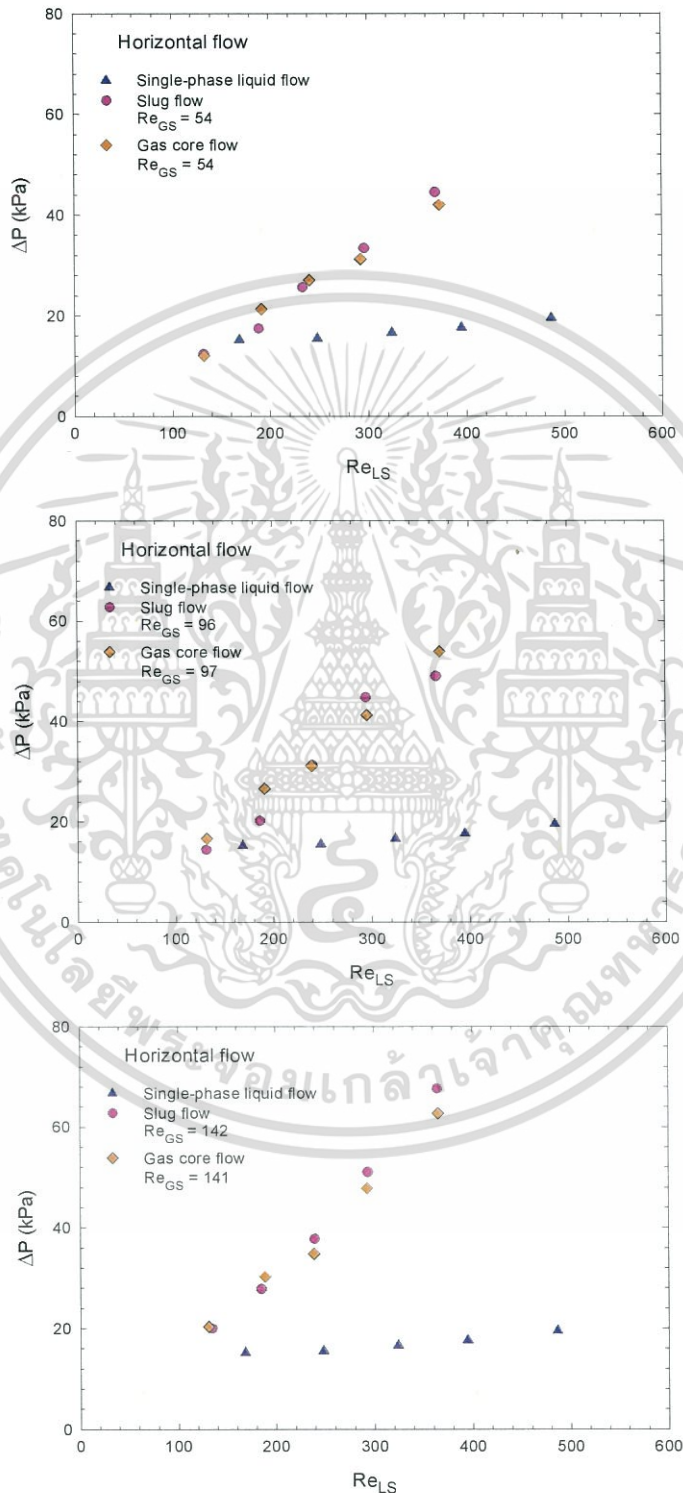
รูปที่ 5.20 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันตกของการไหลแบบสถานะเดียวที่มีลักษณะทางเข้า

ของไมโครแชนแนลที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

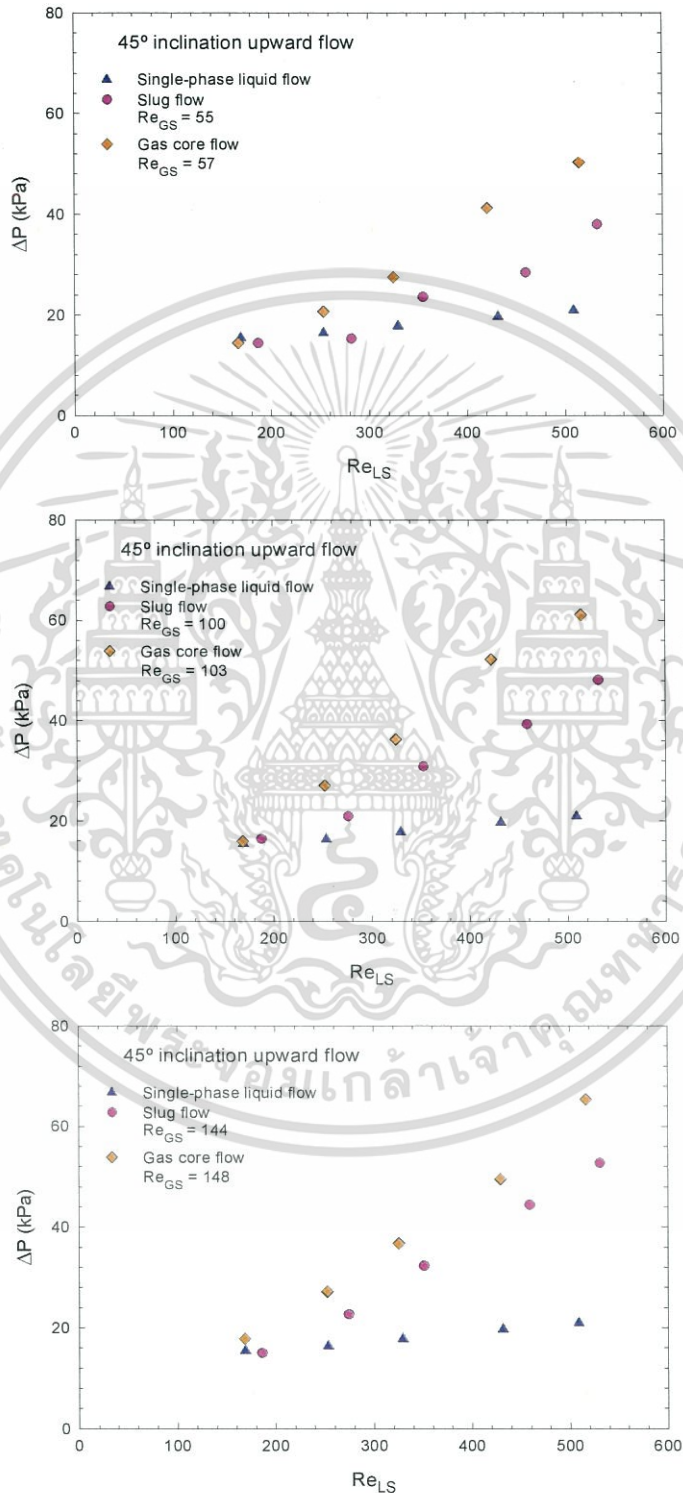
รูปที่ 5.20 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแบบสถานะเดียวที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครเซนแนลที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าลักษณะทางเข้าของไมโครเซนแนลที่แตกต่างกันแทบจะไม่ส่งผลต่อความดันลด



รูปที่ 5.21 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ

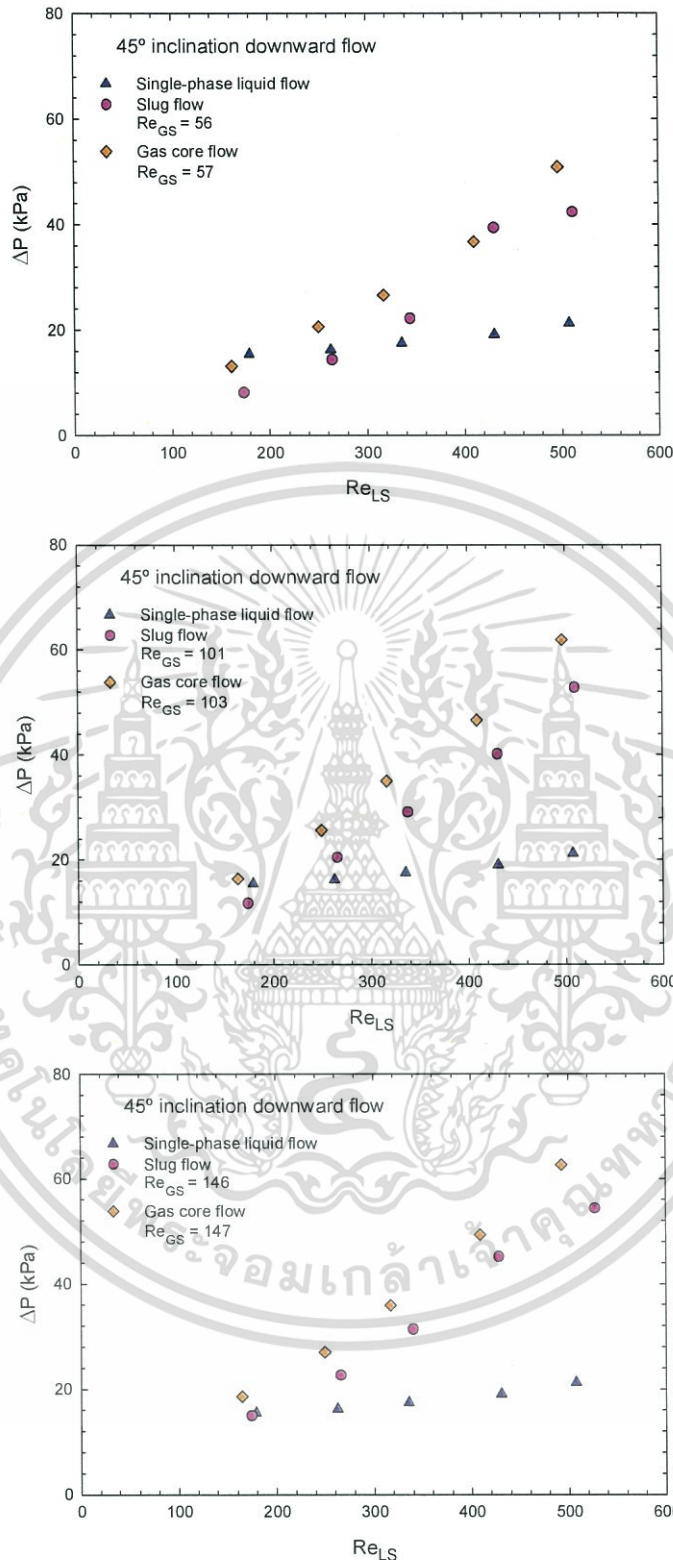
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของการไหลแบบสถานะเดียวในแต่ละทิศทางการไหล ทั้งนี้อาจจะเป็นเพราะการไหลผ่านทางเข้าของไมโครแชนแนลทั้ง 2 รูปแบบในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียวไม่ทำให้รูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลมีความแตกต่างกัน จึงทำให้ความดันลดที่เกิดขึ้นไม่มีความแตกต่างกันด้วย



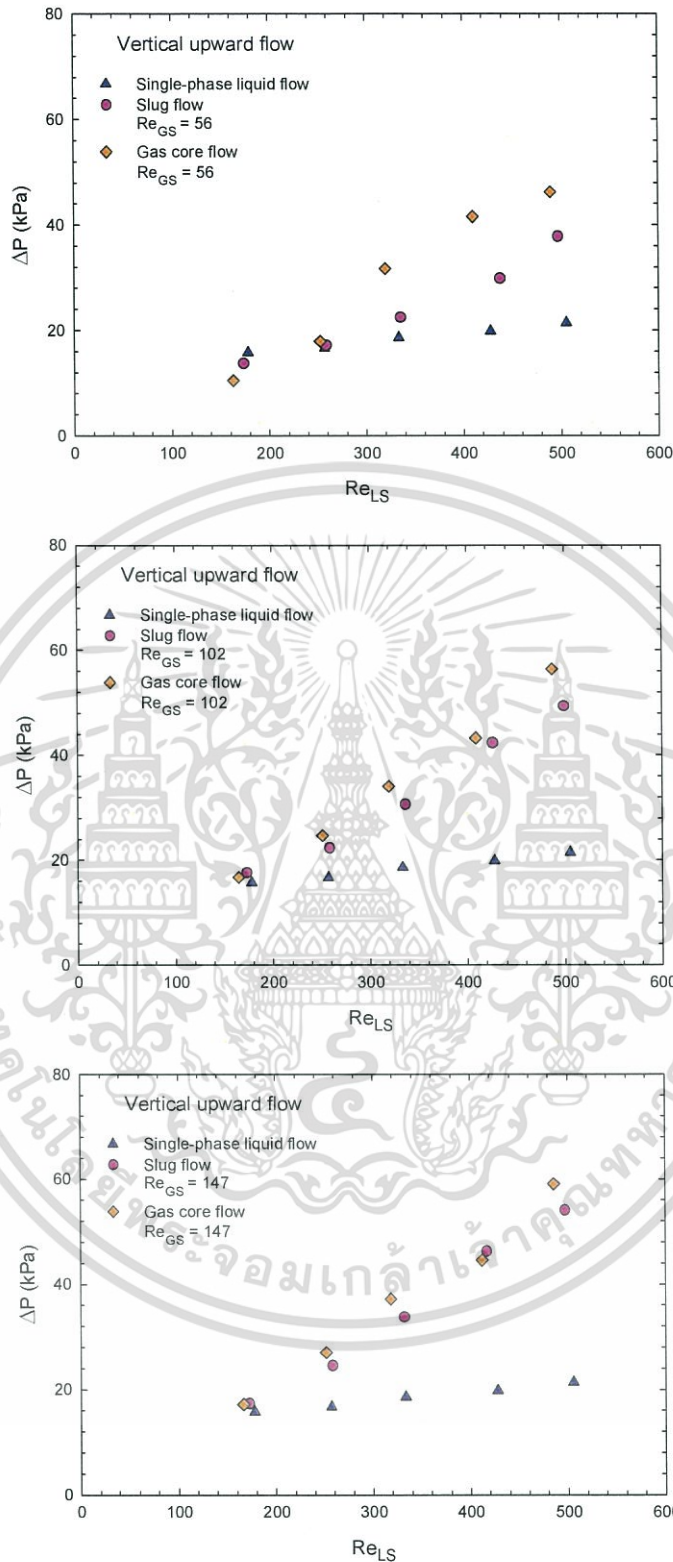
รูปที่ 5.22 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



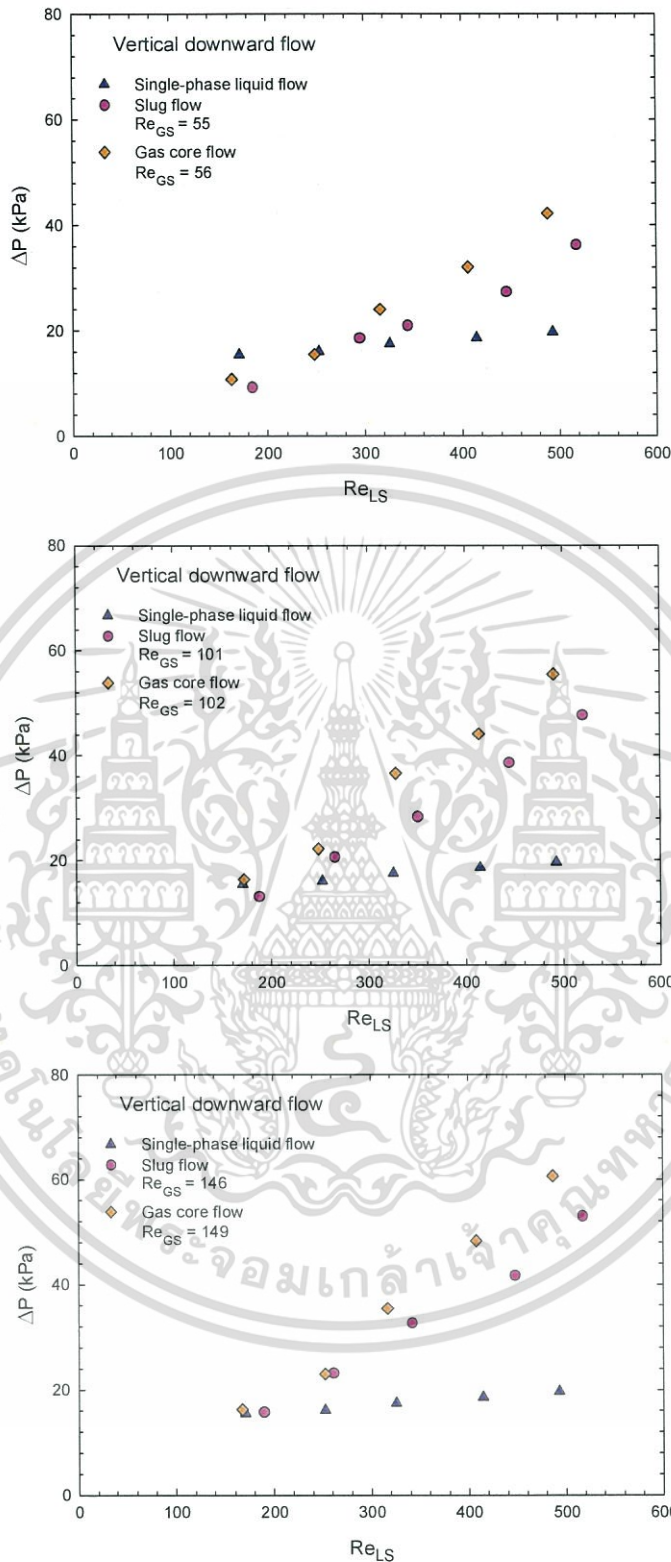
รูปที่ 5.23 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.24 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.25 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.21–5.25 จะพบว่าการไหลแบบสองสถานะทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีความดันลดสูงกว่าการไหลแบบสถานะเดียวอย่างเห็นได้ชัด โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ เนื่องจากจะเกิดการเพิ่มขึ้นของความดันลดที่เป็นผลมาจากการผสมเข้าด้วยกันของของไหลทั้งสองเฟส นอกจากนี้ยังพบว่า การไหลแบบ Gas core flow ยังมีความดันลดสูงกว่าการไหลแบบ Slug flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางการไหล ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่ผลของความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะทั้งสองรูปแบบแทบจะไม่มี ความแตกต่าง ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงน่าจะมีผลทำให้ความดันลดของการไหลแบบสองสถานะทั้งสองรูปแบบมีความแตกต่างกัน ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่ไม่มีอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงเข้ามาเกี่ยวข้อง

5.4 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน

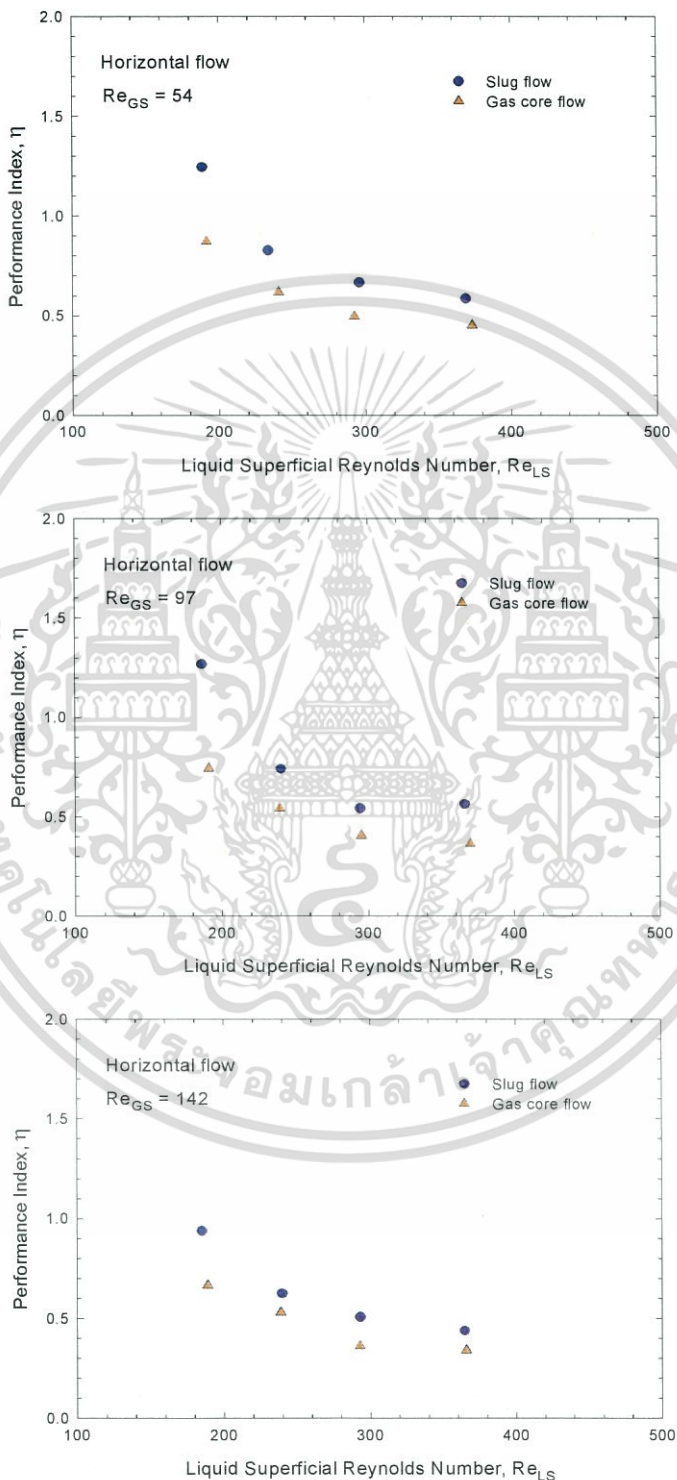
ในหัวข้อที่ผ่านมาได้มีการกล่าวถึงผลของการถ่ายเทความร้อนและความดันลดทั้งในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียวและการไหลแบบสองสถานะที่สภาวะต่างๆ ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองก็แสดงให้เห็นว่าแม้การไหลแบบสองสถานะจะทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว แต่ในขณะเดียวกันก็ส่งผลให้ความดันลดเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ซึ่งอาจจะทำให้เกิดข้อจำกัดในการนำไปใช้ในทางปฏิบัติ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องหาสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะที่สภาวะต่างๆ โดย Akbaridoust et al. (2013) ได้นำเสนอตัวแปรเพื่อใช้ในการหาสมรรถนะของวิธีการเพิ่มการถ่ายเทความร้อน ซึ่งเรียกว่า Performance index (η) โดยสามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$\eta = \frac{Nu_{TP} / Nu_L}{\Delta P_{TP} / \Delta P_L} \quad (5.18)$$

เมื่อ ตัวห้อย TP หมายถึง คุณสมบัติที่ได้จากการไหลแบบสองสถานะระหว่างแก๊สกับของเหลว (Two-phase gas-liquid flow) และตัวห้อย L หมายถึง คุณสมบัติที่ได้จากการไหลแบบสถานะเดียวที่มีของเหลวเป็นสารทำงาน (Single-phase liquid flow) โดยถ้าค่า Performance index มีค่ามากกว่า 1 จะเป็นการบ่งบอกว่ามีการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลด นั่นหมายความว่ามีความเป็นไปได้ที่จะนำไปใช้ในทางปฏิบัติ

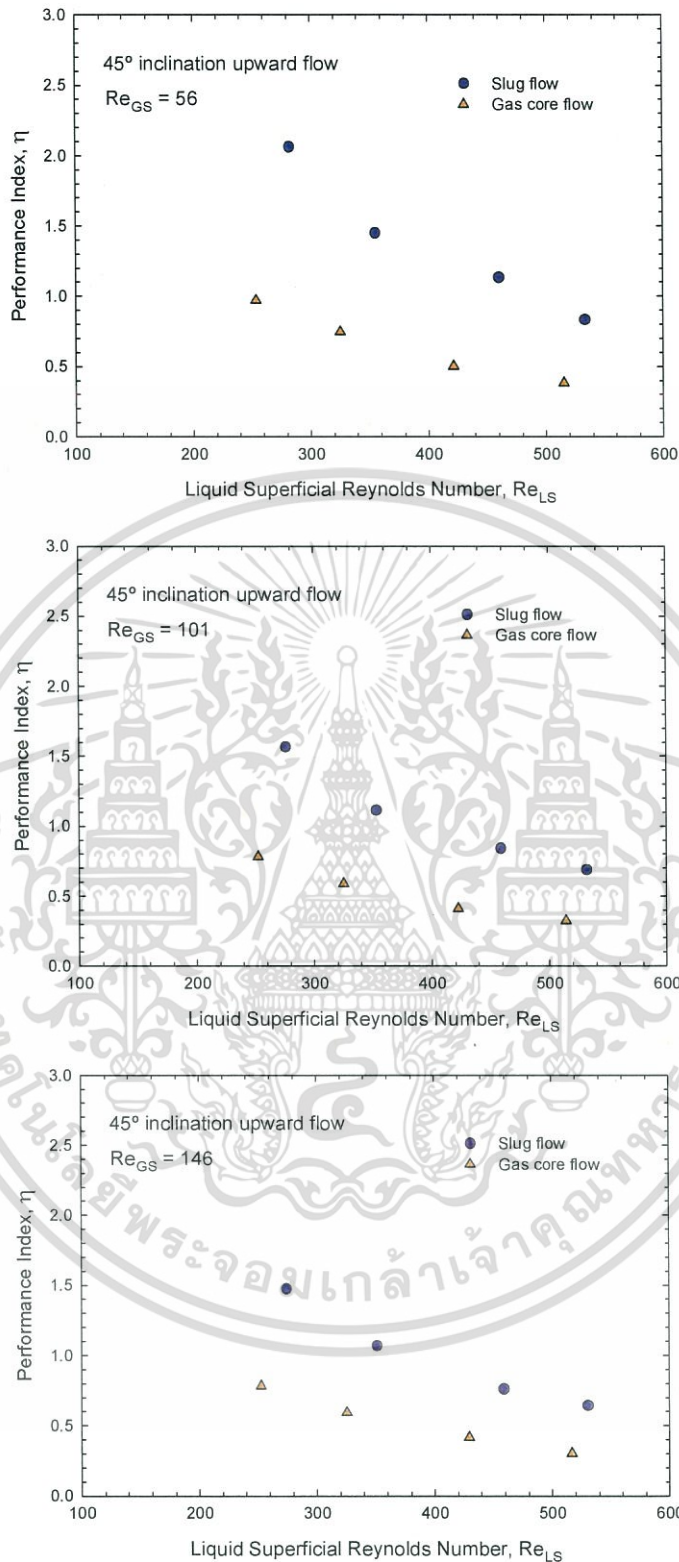
สำหรับการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.26–5.30 ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีค่า Performance index สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow ในทุกทิศทางการไหล นอกจากนี้ยังพบว่าค่า Performance index ยังมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวในทุกทิศทางการไหล ซึ่งเป็นการบ่งบอกว่าแม้การไหลแบบสองสถานะจะทำให้ผลของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวอย่างเห็นได้ชัด แต่ในขณะเดียวกันก็ทำให้ความดันลดเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ จะ

พบว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของความดันลดอย่างมาก ซึ่งสามารถสังเกตได้จากค่า Performance index ที่มีค่าน้อยกว่า 1 นั้นหมายความว่า สภาวะที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ เป็นสภาวะที่ไม่เหมาะที่จะนำไปใช้ในทางปฏิบัติ



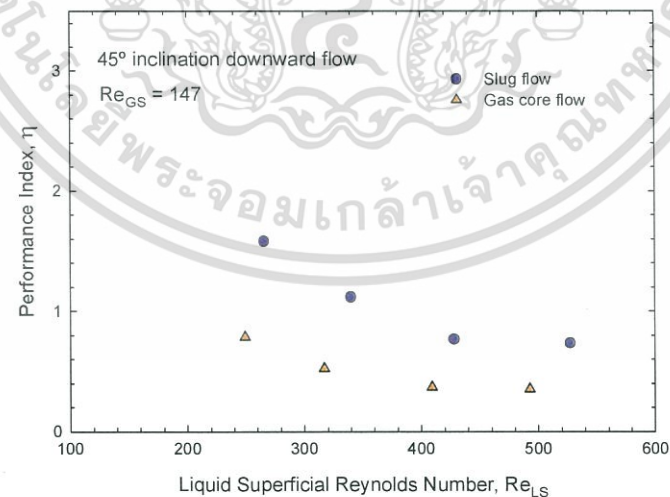
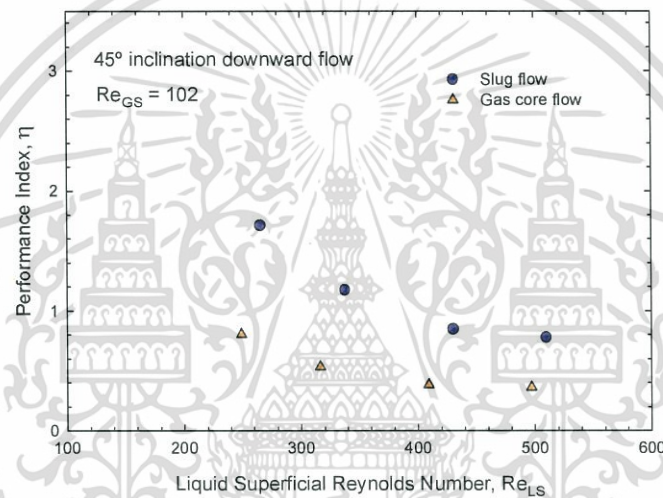
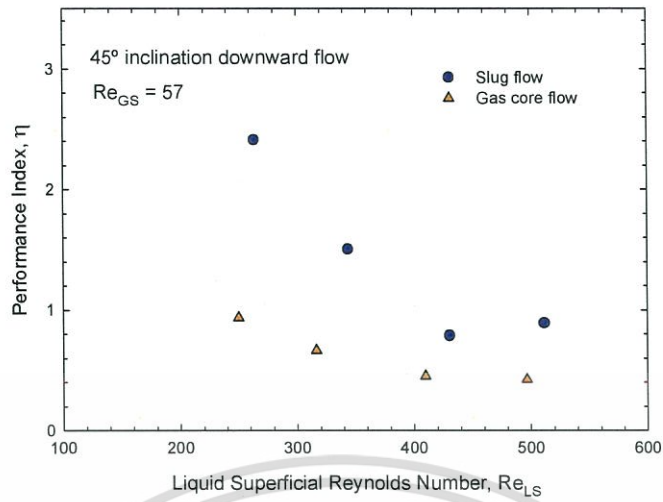
รูปที่ 5.26 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



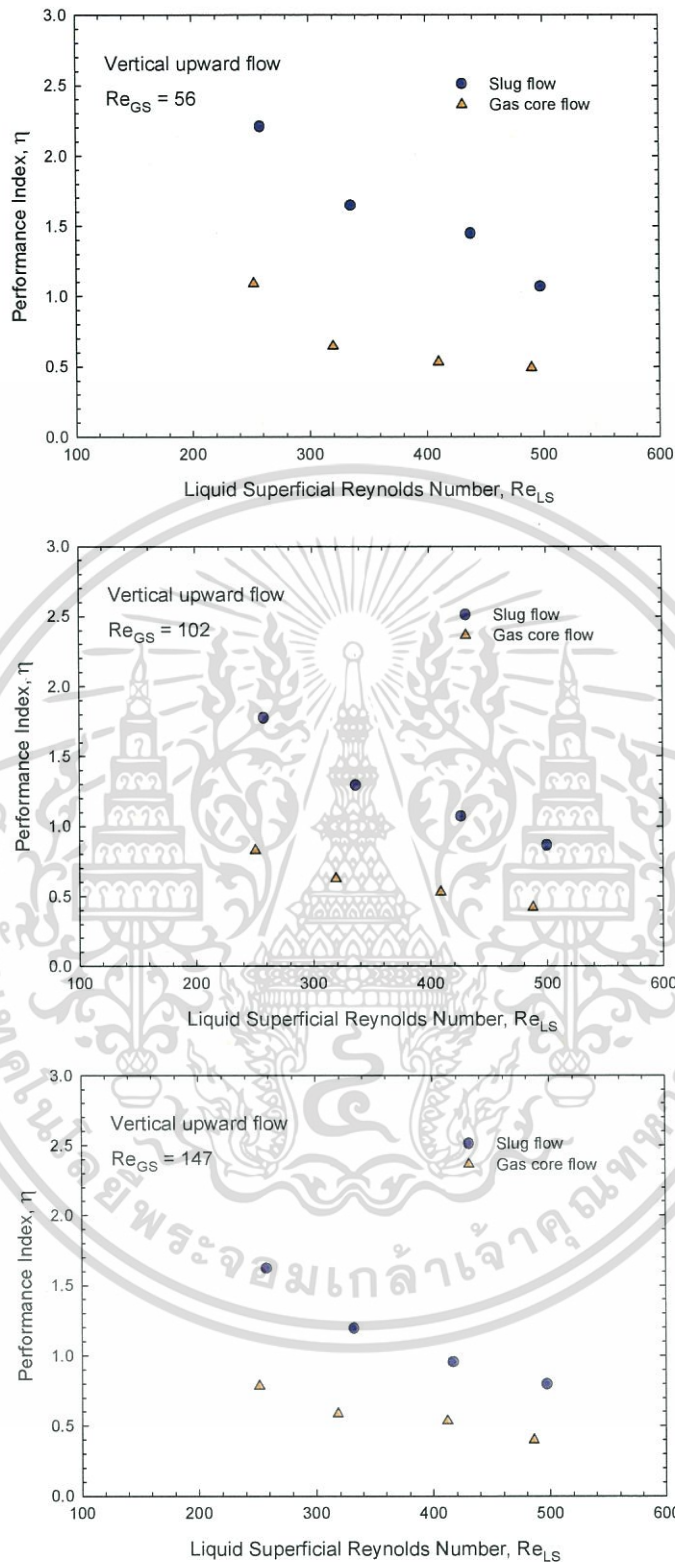
รูปที่ 5.27 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



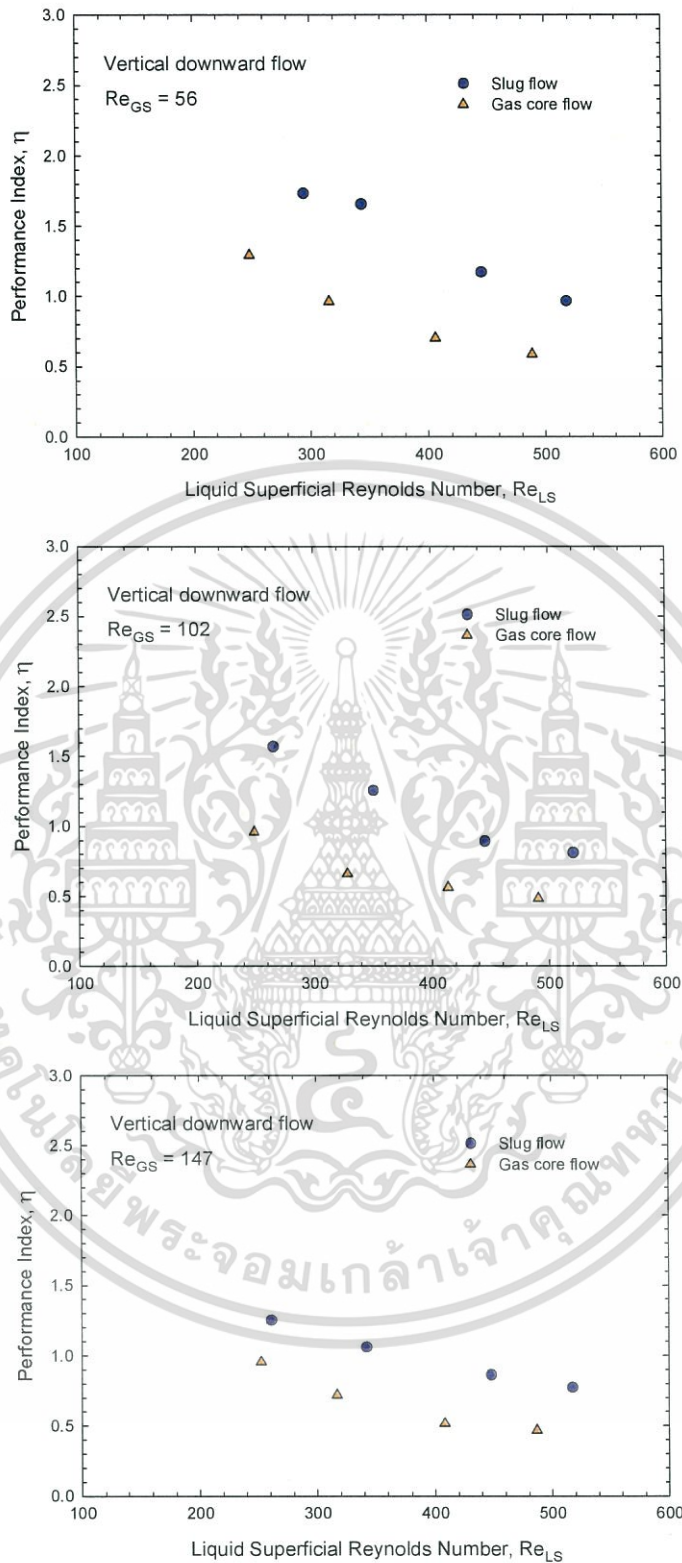
รูปที่ 5.28 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



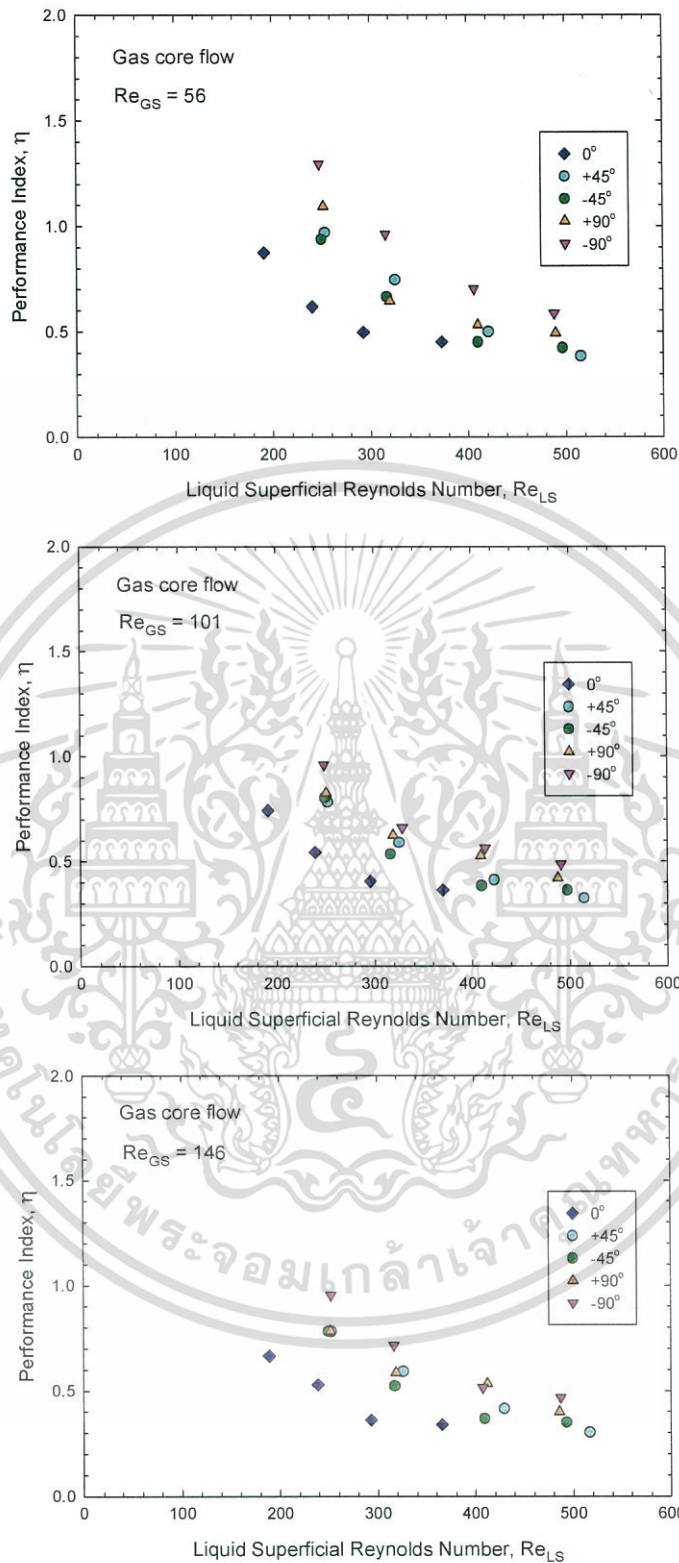
รูปที่ 5.29 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



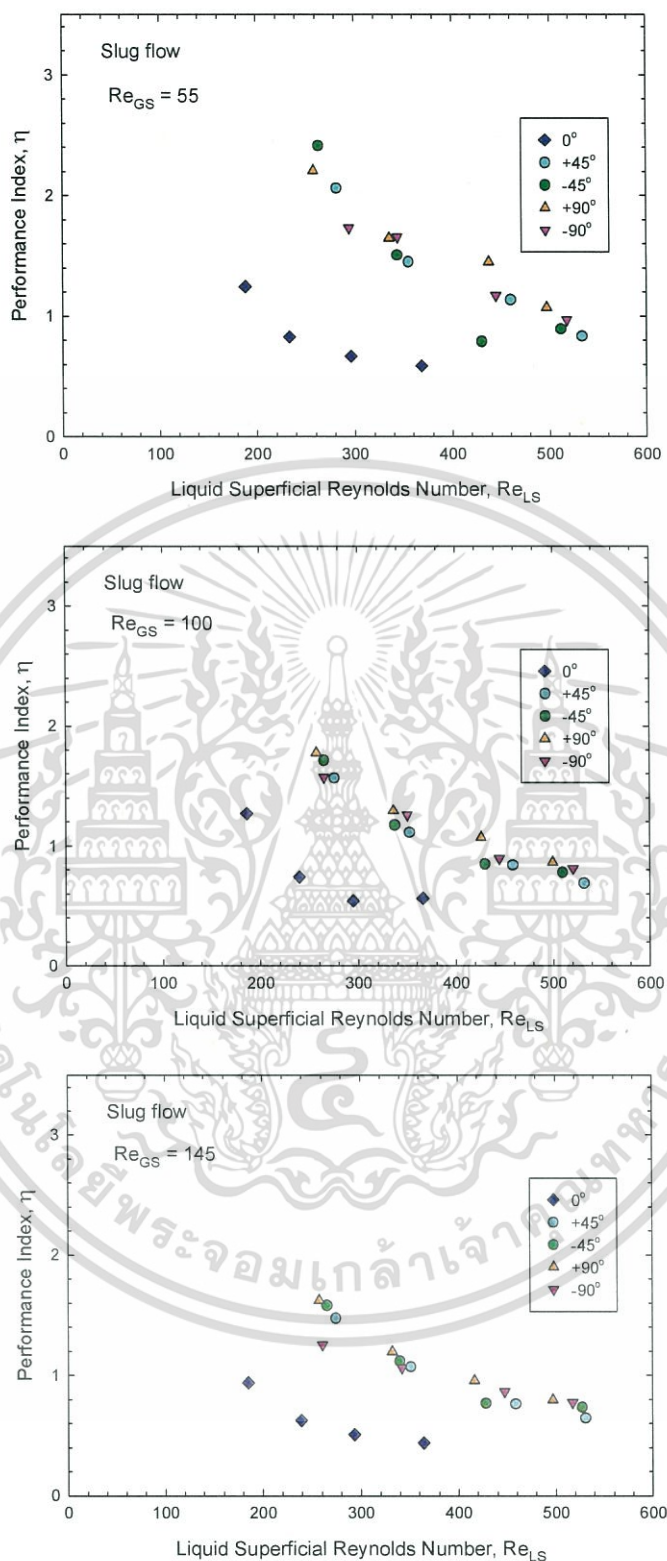
รูปที่ 5.30 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



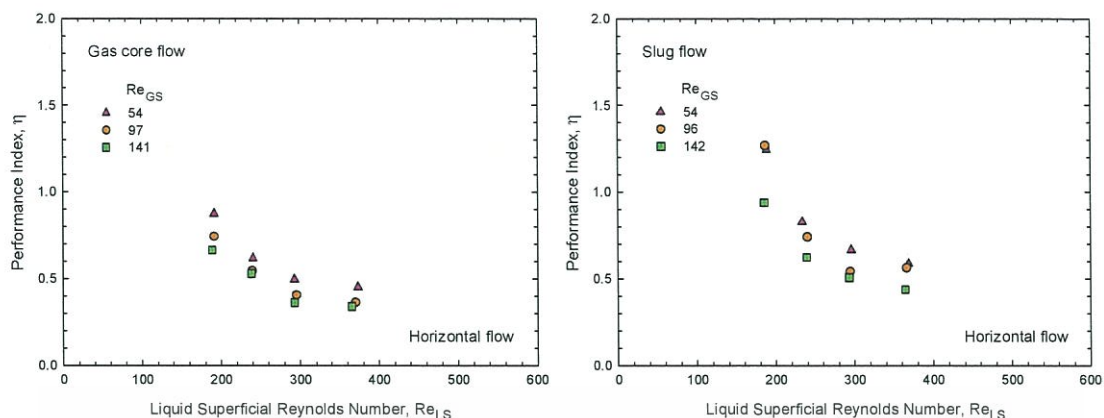
รูปที่ 5.31 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

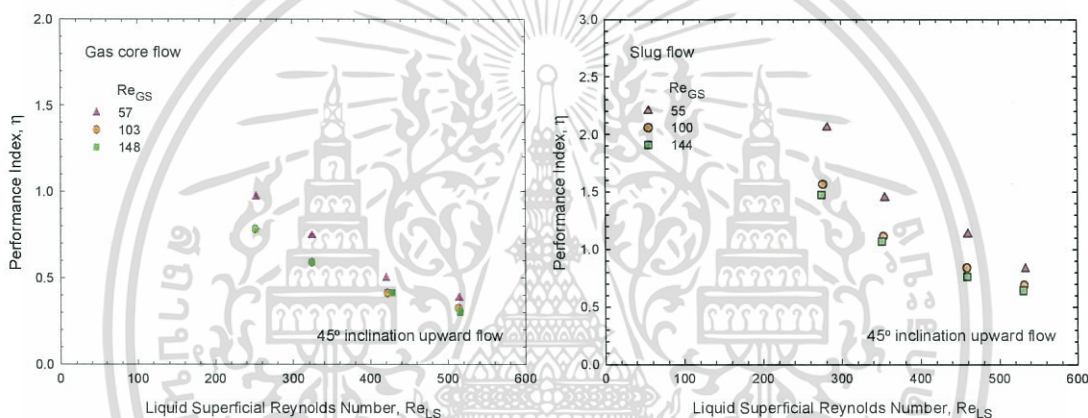


รูปที่ 5.32 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow

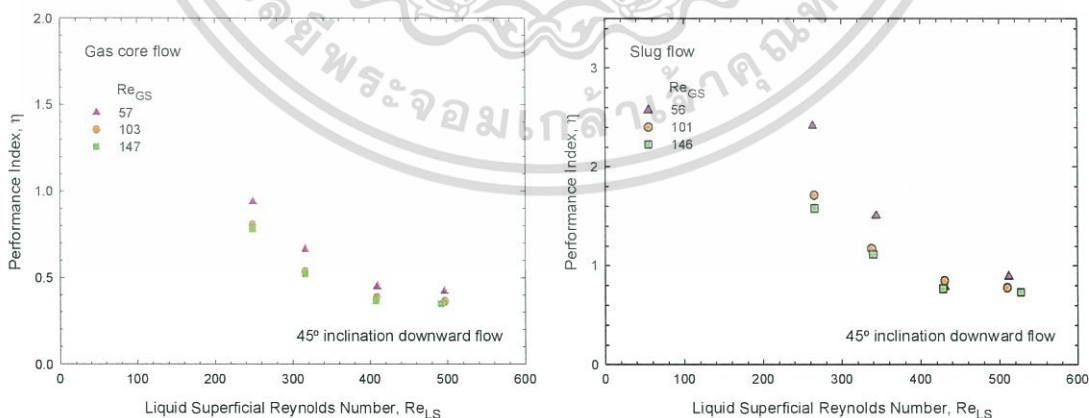
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.33 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลในแนวระดับ

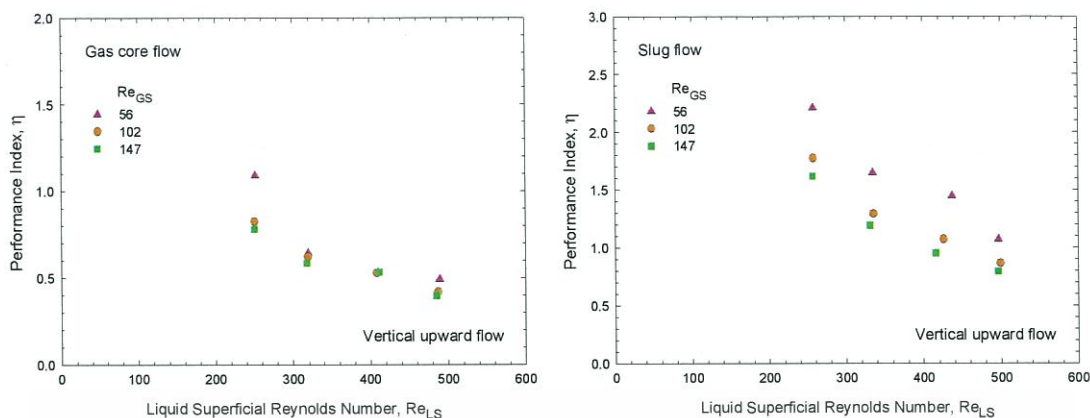


รูปที่ 5.34 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°

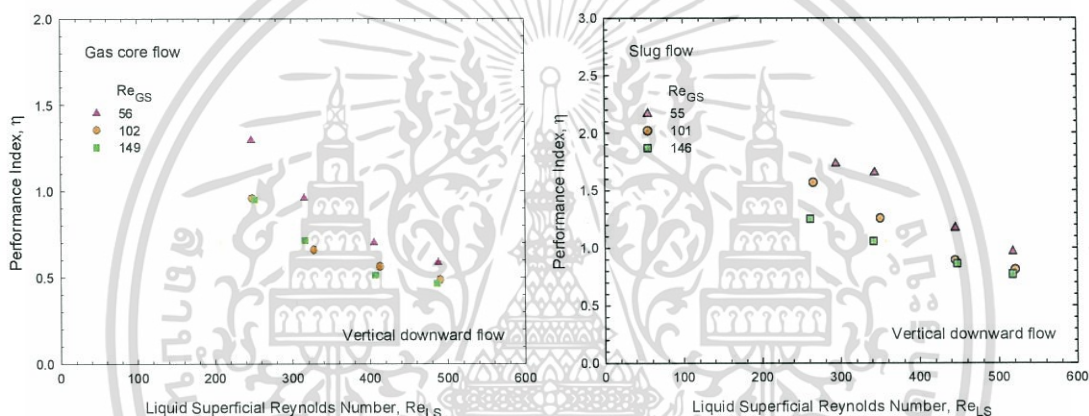


รูปที่ 5.35 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.36 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง



รูปที่ 5.37 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงในแนวตั้ง

รูปที่ 5.31 และ 5.32 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow ตามลำดับ โดยจะพบว่าการไหลแบบ Gas core flow จะมีค่า Performance index สูงที่สุดในกรณีของการไหลลงในแนวตั้ง ในขณะที่การไหลแบบ Slug flow จะมีค่า Performance index ในแต่ละทิศทางการไหลใกล้เคียงกัน ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่จะมีค่า Performance index ต่ำที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลในทิศทางอื่นทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

สำหรับการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 5.33–5.37 ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าค่า Performance index ของการไหลในทิศทางต่างๆ ทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดันลดที่เกิดจากเฟสของแก๊สและความดันลดที่เป็นผลมาจากการผสมเข้าด้วยกันของของไหลทั้งสองเฟส ซึ่งมีค่ามากกว่าผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.5 การเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนกับสหสัมพันธ์ที่มีอยู่

จากการศึกษาวิจัยที่ผ่านมาที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะพบว่า ยังไม่มีการนำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายผลการถ่ายเทความร้อนในกรณีของการไหลแบบสองสถานะระหว่างอากาศกับน้ำภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด มีเพียงการนำเสนอสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายผลการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีกรไหล (Flow boiling) โดยสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 กลไก คือ กลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ Nucleate boiling และกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ Convective boiling หรือ Forced convection แต่เนื่องจากกลไกการถ่ายเทความร้อนในกรณีของการไหลแบบสองสถานะระหว่างอากาศกับน้ำภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดมีความใกล้เคียงกับกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบ Convective boiling มากกว่า ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะนำสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายผลการถ่ายเทความร้อนแบบ Flow boiling ในเทอมของ Convective boiling มาใช้ในการเปรียบเทียบกับผลการถ่ายเทความร้อนที่ได้จากการทดลอง โดยสหสัมพันธ์ที่นำมาใช้ในการเปรียบเทียบได้ถูกนำเสนอไว้โดยนักวิจัยหลายท่านด้วยกัน ดังแสดงได้ตามสมการต่อไปนี้

สหสัมพันธ์ของ Yu et al. (2002) :

$$Nu_{TP} = 6.4 \times 10^6 Bo^{0.54} We_{LO}^{0.27} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{-0.2} \left(\frac{D_h}{k_L} \right) \quad (5.19)$$

สหสัมพันธ์ของ Kandlikar and Balasubramanian (2004) :

$$Nu_{TP,com} = \left(1.136 Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} h_{LO} + 667.2 Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{FI} h_{LO} \right) \left(\frac{D_h}{k_L} \right) \quad (5.20)$$

สหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009) :

$$Nu_{TP} = \frac{6 Re_{LO}^{1.05} Bo^{0.54}}{We_{LO}^{0.191} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.142}} \quad (5.21)$$

สหสัมพันธ์ของ Li and Wu (2010) :

$$Nu_{TP} = 334 Bo^{0.3} (Bd Re_L^{0.36})^{0.4} \quad (5.22)$$

สหสัมพันธ์ของ Fang et al. (2015) :

$$Nu_{TP} = 0.00061(S + F) Re_L Fa^{0.11} Pr_L^{0.4} / \ln U \quad (5.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

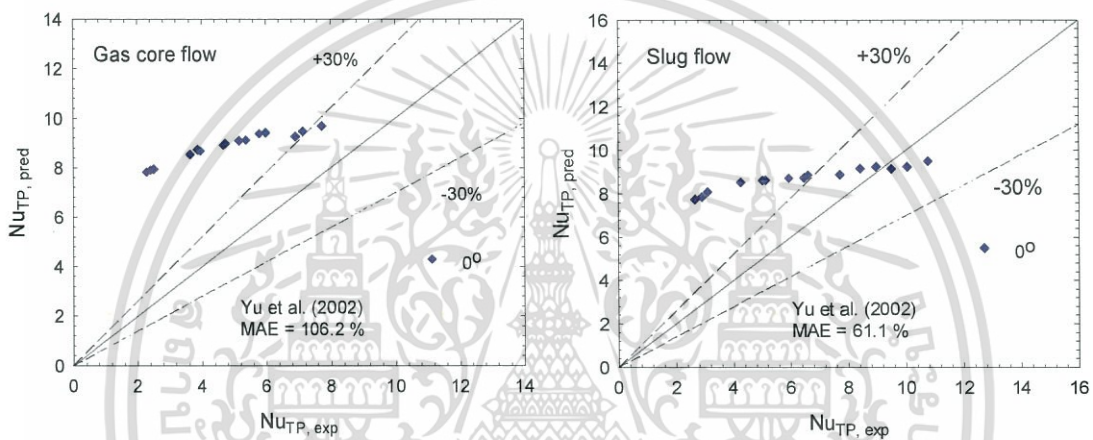
โดยที่

$$Fa = \frac{(\rho_L - \rho_G)\sigma}{G^2 D_h}$$

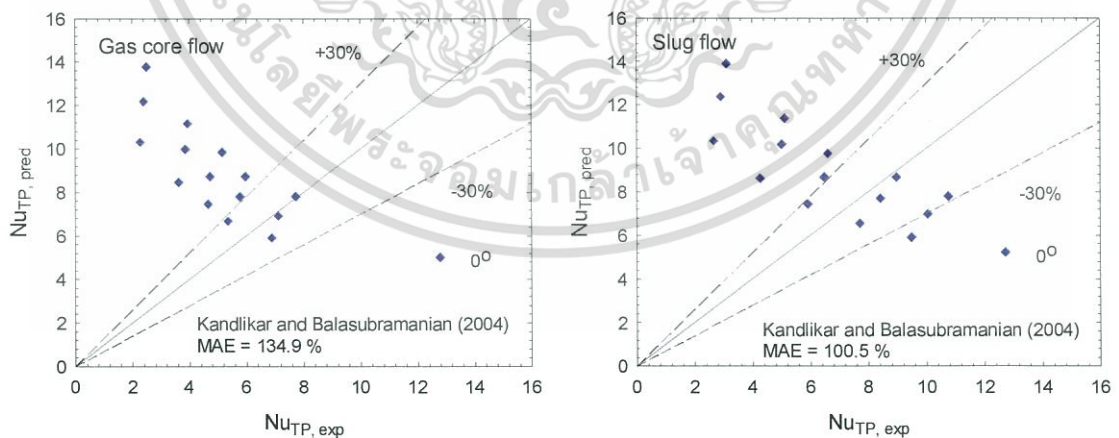
$$S = 142.5 Bo^{0.9} M^{0.55} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.33}$$

$$F = x \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.35}$$

$$U = 1.02 \left(\frac{\mu_{L,f}}{\mu_{L,w}} \right)$$

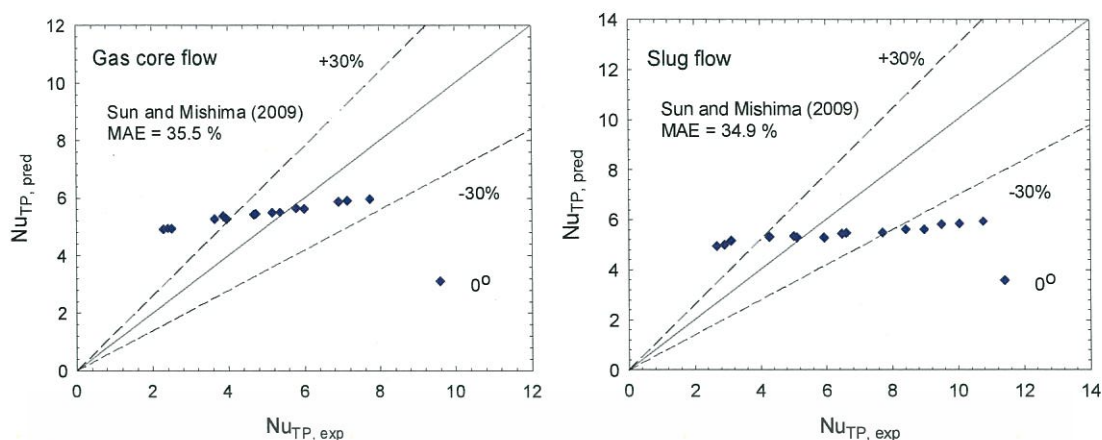


รูปที่ 5.38 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Yu et al. (2002)

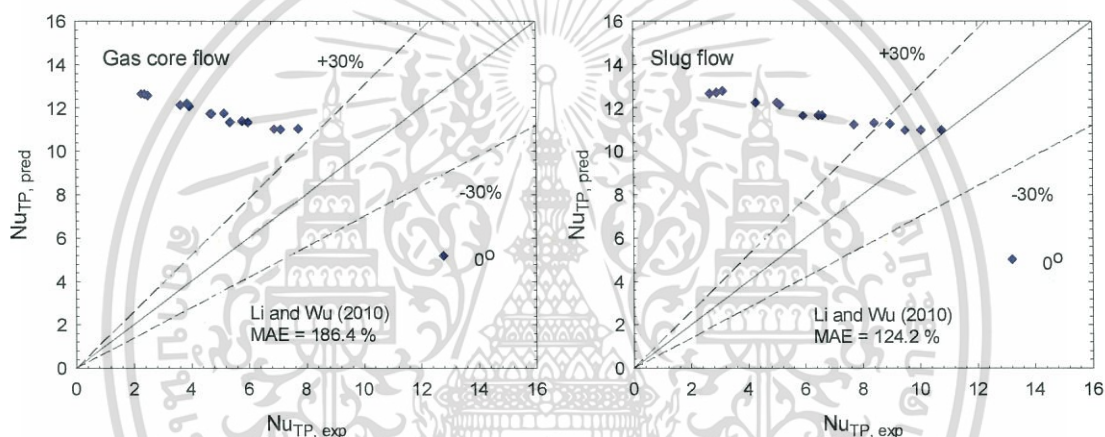


รูปที่ 5.39 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Kandlikar and Balasubramanian (2004)

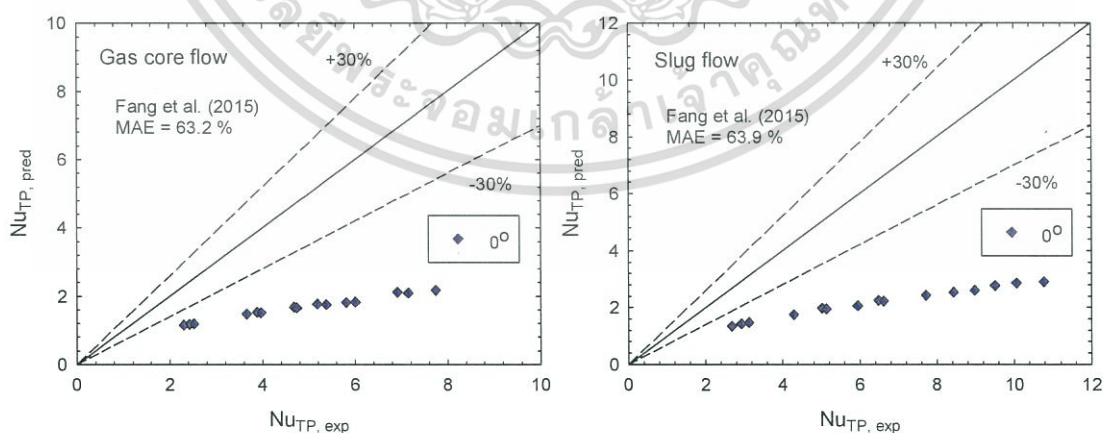
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.40 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009)



รูปที่ 5.41 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Li and Wu (2010)



รูปที่ 5.42 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์สำหรับการไหลในแนวระดับที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ของ Fang et al. (2015)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนกับสหสัมพันธ์ที่มีอยู่พบว่า มีเพียงการไหลในแนวระดับเท่านั้นที่ถูกทำนายผลการถ่ายเทความร้อนได้ เนื่องจากสหสัมพันธ์ที่มีอยู่ไม่ได้รวมผลของการไหลในทิศทางอื่นๆเอาไว้ โดยพบว่าสหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009) สามารถทำนายผลการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในแนวระดับได้ดีที่สุดทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (MAE) อยู่ที่ประมาณ 35% ทั้งนี้เนื่องจากขนาดของท่อไมโครแชนแนลที่ใช้ในการทดลองอยู่ในช่วงเดียวกันกับสหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009) และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวและเฟสของแก๊สในการทดลองก็ยังคงมีความสอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ Sun and Mishima (2009) อีกด้วย ในขณะที่สหสัมพันธ์โดยส่วนใหญ่จะมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวและเฟสของแก๊สมากกว่า 1000 ซึ่งสูงกว่าเงื่อนไขของการทดลอง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

วิทยานิพนธ์นี้ได้มีการศึกษาคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ระหว่างอากาศกับน้ำในไมโครแชนแนล โดยจะมีการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ ซึ่งได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° การไหลลงที่มุมเอียง 45° การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง ซึ่งการทดลองจะอยู่ภายใต้เงื่อนไขที่มีพลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกน (Axially uniform wall heat flux) โดยมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลว (Liquid superficial Reynolds number) อยู่ในช่วง 131–533 และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส (Gas superficial Reynolds number) อยู่ในช่วง 54–149 สำหรับไมโครแชนแนลที่ใช้ในการทดลอง จะมีหน้าตัดเป็นแบบสี่เหลี่ยมและมีช่องทางการไหลที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางของการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตร ตามลำดับ สำหรับผลที่ได้จากการทดลองสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. ลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) 2 รูปแบบ ส่งผลให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลมีความแตกต่างกันด้วย โดยพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นมี 2 รูปแบบ คือ การไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow
2. การไหลแบบ Slug flow จะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางของการไหล
3. การไหลแบบ Slug flow ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งจะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงที่สุด โดยพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงถึง 130% เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลแบบสถานะเดียว ในขณะที่การไหลแบบ Gas core flow จะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงที่สุดในกรณีของการไหลลงในแนวตั้ง โดยพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงถึง 45% เมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลแบบสถานะเดียว
4. ผลของแรงโน้มถ่วงน่าจะเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดความแตกต่างกันของความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะ โดยจะพบว่าการไหลแบบ Gas core flow จะมีความดันลดสูงกว่าการไหลแบบ Slug flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางของการไหล ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่ไม่มีผลของแรงโน้มถ่วงเข้ามาเกี่ยวข้อง
5. การไหลแบบ Slug flow จะให้ค่า Performance index สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางของการไหล
6. การไหลในแนวระดับจะให้ค่า Performance Index ต่ำที่สุดทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow
7. ค่า Performance index ของการไหลในทิศทางต่างๆ ทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวและเฟสของแก๊ส เนื่องจากมีการเพิ่มขึ้นของความดันลดมากกว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. จากการเปรียบเทียบผลการถ่ายเทความร้อนกับสหสัมพันธ์ที่มีอยู่พบว่า มีเพียงการไหลในแนวระดับเท่านั้นที่ถูกทำนายผลการถ่ายเทความร้อนได้

6.2 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

1. ควรจะมีการศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับผลของอัตราส่วนความยาวด้านของท่อทดสอบ (Channel aspect ratio) และลักษณะหน้าตัดของท่อทดสอบแบบต่างๆ เช่น หน้าตัดแบบสามเหลี่ยม หน้าตัดแบบวงกลม ที่มีต่อคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันตกที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล

2. ควรจะมีการศึกษาเพิ่มเติมเพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้จากวิทยานิพนธ์นี้ซึ่งเป็นการไหลภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการเดือดกับผลการทดลองที่ได้จากกรณีของการไหลภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือด (Flow boiling) ที่มีสารทำความเย็นเป็นสารทำงาน โดยใช้ชุดทดสอบเดียวกัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- Akbaridoust, F. Rakhsha, M. Abbassi, A. and Saffar-Aval, M. 2013. "Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall temperature using dispersion model." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 58 : 480–491.
- Awad, M.M. and Muzychka, Y.S. 2008. "Effective property models for homogeneous two-phase flows." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 33 : 106–113.
- Bao, Z.Y. Fletcher, D.F. and Haynes, B.S. 2000. "An experimental study of gas–liquid flow in a narrow conduit." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 43 : 2313–2324.
- Beattie, D.R.H. and Whalley, P.B. 1982. "A simple two-phase flow frictional pressure drop calculation method." *Int. J. Multiph. Flow*. 8 : 83–87.
- Betz, A.R. and Attinger, D. 2010. "Can segmented flow enhance heat transfer in microchannel heat sinks?." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 53 : 3683–3691.
- Carey, V.C. 1992. *Liquid–vapor phase-change phenomena*. United States : Taylor and Francis.
- Choo, K. and Kim, S.J. 2011. "Heat transfer and fluid flow characteristics of nonboiling two-phase flow in microchannels." *J. Heat Transfer*. 133 : 1–7.
- Cicchitti, A. Lombardi, C. Silvestri, M. Soldadaini, G. and Zavalluilli, R. 1960. "Two-phase cooling experiments—pressure drop, heat transfer and burnout measurement." *Energ. Nucl*. 7(6) : 407–425.
- Dittus, F.W. and Boelter, L.M.K. 1930. "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type." *University of California at Berkley Pub. Eng*. 2 : 443–461.
- Dukler, A.E. Wicks III, M. and Cleveland, R.G. 1964. "Pressure drop and hold-up in two-phase flow." *AIChE J*. 10(1) : 38–51.
- Fang, X. Zhou, Z. and Wang, H. 2015. "Heat transfer correlation for saturated flow boiling of water." *Appl. Therm. Eng*. 76 : 147–156.
- Gnielinski, V. 1995. "Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung." *Forsch. Ing. Wes*. 61(9) : 240–248.
- Hausen, H. 1943. "Darstellung des Wärmeübergangs Rohren durch Verallgemeinests potenzbeziehungen." *Z. VDI Beih. Verfahrenstech*. 4 : 91–98.
- Hetsroni, G. Mosyak, A. Pogrebnyak, E. and Segal, Z. 2009. "Heat transfer of gas–liquid mixture in micro-channel heat sink." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 52 : 3963–3971.
- Kandlikar, S.G. 2002. "Fundamental issues related to flow boiling in mini-channels and micro-channels." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 26 : 389–407.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิพนธ์ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม (ต่อ)

- Kandlikar, S.G. and Balasubramanian, P. 2004. "An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in minichannels and microchannels." *Heat Transfer Eng.* 25(3) : 86–93.
- Kandlikar, S.G. and Balasubramanian, P. 2005. "An experimental study on the effect of gravitational orientation on flow boiling of water in $1054 \times 197 \mu\text{m}$ parallel minichannels." *J. Heat Transfer.* 127(8) : 820–829.
- Kawahara, A. Chung, P.M.-Y. and Kawaji, M. 2002. "Investigation of two-phase flow pattern, void fraction and pressure drop in a microchannel." *Int. J. Multiph. Flow.* 28 : 1411–1435.
- Kew, P.A. and Cornwell, K. 1997. "Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels." *Appl. Therm Eng.* 17 : 705–715.
- Lee, P.-S. and Garimella, S.V. 2006. "Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios." *Int. J. Heat Mass Transfer.* 49 : 3060–3067.
- Li, W. and Wu, Z. 2010. "A general correlation for evaporative heat transfer in micro/mini-channels." *Int. J. Heat Mass Transfer.* 53 : 1778–1787.
- Lin, S. Kwok, C.C.K. Li, R.Y. Chen, Z.H. and Chen, Z.Y. 1991. "Local frictional pressure drop during vaporization for R-12 through capillary tubes." *Int. J. Multiph. Flow.* 17 : 95–102.
- Marchitto, A. Fossa, M. and Guglielmini, G. 2012. "The effect of the flow direction inside the header on two-phase flow distribution in parallel vertical channels." *Appl. Therm. Eng.* 36 : 245–251.
- McAdams, W.H. Woods, W.K. and Heroman, L.C. 1942. "Vaporization inside horizontal tubes-II. Benzene-oil mixtures." *Trans. ASME.* 64 : 193.
- Mehendale, S.S. Jacobi, A.M. and Ahah, R.K. 2000. "Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design." *Appl. Mech. Rev.* 53 : 175–193.
- Mortazavi, M. and Tajiri, K. 2015. "Two-phase flow pressure drop in flow channels of proton exchange membrane fuel cells: Review of experimental approaches." *Renew Sustain Energy Rev.* 45 : 296–317.
- Ong, C.L. and Thome, J.R. 2011. "Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1-Two-phase flow patterns and film thickness measurements." *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 : 37–47.
- Owen, W.L. 1961. "Two-phase pressure gradient." in *Int. Dev. Heat Transfer. Part II.* New York : ASME.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม (ต่อ)

- Park, J.E. and Thome, J.R. 2010. "Critical heat flux in multi-microchannel copper elements with low pressure refrigerants." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 53 : 110–122.
- Phillips, R.J. 1987. "Microchannel Heat Sinks." Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- Saisorn, S. and Wongwises, S. 2008. "Flow pattern, void fraction and pressure drop of two-phase air–water flow in a horizontal circular micro-channel." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 32 : 748–760.
- Saisorn, S. and Wongwises, S. 2009. "An experimental investigation of two-phase air–water flow through a horizontal circular micro-channel." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 33 : 306–315.
- Saisorn, S. and Wongwises, S. 2015. "Adiabatic two-phase gas–liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 69 : 158–168.
- Shah, R.K. and London, A.L. 1978. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. New York : Academic Press.
- Sieder, E.N. and Tate, G.E. 1936. "Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes." *Ind. Eng. Chem*. 28 : 1429–1435.
- Sun, L. and Mishima, K. 2009. "An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 52 : 5323–5329.
- Tuckerman, D.B. and Pease, R.F.W. 1981. "High-performance heat sinking for VLSI." *IEEE Electron Device Lett*. EDL-2(5) : 126–129.
- Wang, C.-C. Chang, W.-J. Dai, C.-H. Lin, Y.-T. and Yang, K.-S. 2012. "Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE–7100." *Exp. Therm. Fluid Sci*. 36 : 143–148.
- Yu, W. France, D.M. Wambsganss, M.W. and Hull, J.R. 2002. "Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in a small-diameter horizontal tube." *Int. J. Multiph. Flow*. 28 : 927–941.

ประวัติผู้เขียน



ชื่อ-นามสกุล นายปิยะวัฒน์ เกื้อแสง
วัน เดือน ปีเกิด 11 กันยายน 2533
สถานที่เกิด จังหวัดพัทลุง
ที่อยู่ 72 หมู่ที่ 9 ตำบลตำนาน อำเภอเมือง จังหวัดพัทลุง 93000
ประวัติการศึกษา

- มัธยมศึกษาตอนปลาย จากโรงเรียนสตรีพัทลุง จังหวัดพัทลุง ปีการศึกษา 2551
- ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล (เกียรตินิยมอันดับ 1) จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพร ปีการศึกษา 2555

ผลงานและกิจกรรม

- ได้รับเกียรติบัตรนักศึกษาผู้มีผลการเรียนดีเด่น ประจำปีการศึกษา 2552-2555 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพร
- ได้รับโล่ประกาศเกียรติคุณและเข็มเชิดชูเกียรตินักศึกษาผู้มีผลการเรียนดีเยี่ยม ประจำปีหลักสูตรวิศวกรรมเครื่องกล ปีการศึกษา 2555 จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพร

ผลงานทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์

- Saisorn, S. Kuaseng, P. and Wongwises, S. 2014. "Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels." *Exp. Therm. Fluid Sci.* 55 : 54-61.
- Kuaseng, P. Saisorn, S. and Wongwises, S. 2013. "Two-phase heat transfer characteristics during segmented flow in micro-channels." paper presented in the 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering. 16-18 October 2013, Pattaya, Chonburi, Thailand.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน (ต่อ)

- Kuaseng, P. Saisorn, S. and Wongwises, S. 2014. "Two-phase flow heat transfer of gas-liquid in vertical rectangular micro-channels." paper presented in the 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering. 17-19 December 2014, Chiang Mai, Thailand.

ประวัติการทำงาน

- เป็นนักศึกษาฝึกงานที่ JW Engineering (1994) Part.,Ltd. จังหวัดสระบุรี ในปี พ.ศ. 2555



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้