



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ “คุณลักษณะรูปแบบการไหล, ความดันลดและการ
ถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะระหว่างแก๊สและ
ของเหลวแบบไม่เกิดการเดือดภายในท่อไมโคร채นเนล”

โดย ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิริระ สายสร

เดือน ปี ที่เสร็จโครงการ

31 พฤษภาคม 2559

สัญญาเลขที่ TRG5780105

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ “คุณลักษณะรูปแบบการไหล, ความดันลดและการ
ถ่ายเทความร้อนของการไหลสองสถานะระหว่างแก๊สและ
ของเหลวแบบไม่เกิดการเดือดภายในท่อไมโคร채นเนล”

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิริระ สายสร

ภาควิชาวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและ
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย
สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

สารบัญ

หน้า

สารบัญ	I
กิตติกรรมประกาศ	II
บทคัดย่อภาษาไทย	1
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	2
ความสำคัญและที่มาของปัญหา-ทบทวนวรรณกรรม	3
วัตถุประสงค์	6
วิธีการดำเนินการวิจัย	6
ผลการทดลอง	22
สรุปผล	66
ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต	66
บรรณานุกรม	67

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา คือ ศ.ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ ที่คอยให้ความช่วยเหลือและคำชี้แนะในการแก้ปัญหา ตลอดจนถ่ายทอดความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบคุณสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.) และกองทุนวิจัยสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ให้การสนับสนุนทุนในการวิจัยครั้งนี้ และขอขอบคุณสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์ ที่สนับสนุนการทำวิจัย

สุดท้ายนี้ ข้าพเจ้าขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา และครอบครัว ที่ให้การสนับสนุน ตลอดจนคอยช่วยเหลือและให้กำลังใจข้าพเจ้าเสมอมา

ศิริระ สายสร

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ:TRG5780105

ชื่อโครงการ:คุณลักษณะรูปแบบการไหล, ความดันลดและการถ่ายเทความร้อนของการไหล
สองสถานะระหว่างแก๊สและของเหลวแบบไม่เกิดการเดือดภายในท่อไมโคร채널

ชื่อนักวิจัย และสถาบัน: ผศ.ดร.ศิริระ สายสร

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
วิทยาเขตชุมพรเขตรอุดมศักดิ์

อีเมล:sira.sa@kmitl.ac.th

ระยะเวลาโครงการ:2 ปี

บทคัดย่อ:

รายงานฉบับนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับการไหลแบบสองสถานะโดยไม่มีการเดือดระหว่างอากาศกับน้ำในท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็ก (ไมโคร채널) เพื่อที่จะศึกษาลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด โดยในการทดลองส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำจะไหลเข้าไปผสมกันในอุปกรณ์ผสมรูปตัววาย ก่อนที่จะไหลผ่านเข้าไปในบ่อพัก (Plenum inlet) และไหลเข้าสู่ไมโคร채널ซึ่งมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบท่อกลมเดี่ยวและท่อสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางของการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตรตามลำดับ สำหรับรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นจะถูกสังเกตและบันทึกไว้โดยใช้ชุดสังเกตการไหลซึ่งจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์สำคัญ คือ กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยายที่มีความละเอียดสูงซึ่งจะทำงานร่วมกับกล้องถ่ายภาพ โดยจะมีการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ ได้แก่ การไหลในแนวระดับ การไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° การไหลลงที่มุมเอียง 45° การไหลขึ้นในแนวตั้ง และการไหลลงในแนวตั้ง นอกจากนี้ยังมีการทดลองโดยใช้ทางเข้าของไมโคร채널ที่มีลักษณะแตกต่างกัน 2 รูปแบบ โดยจะทำการทดลองภายใต้สภาวะเงื่อนไขของการไหลเดียวกัน สำหรับผลที่ได้จากการทดลองได้ชี้ให้เห็นว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow นอกจากนี้ยังพบว่าการไหลแบบ Slug flow ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวตั้งจะให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลในทิศทางอื่น

คำหลัก : การไหลสองเฟส, ไมโคร채널, รูปแบบการไหล, ความดันลด

Abstract

Project Code : TRG5780105

Project Title : Flow pattern, pressure drop and heat transfer characteristics of non-boiling gas-liquid flow in micro-channels

Investigator : Asst.Prof.Dr.Sira Saisorn

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Prince of Chumphon Campus

E-mail Address : sira.sa@kmitl.ac.th

Project Period : 2 years

Abstract:

An experimental Investigation of non-boiling air-water flow in circular and 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.

Keywords : two-phase flow, micro-channel, flow pattern, pressure drop

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา-ทบทวนวรรณกรรม

ปัจจุบันนี้อุปกรณ์ทางวิศวกรรมต่าง ๆ มีแนวโน้มที่จะลดขนาดลงแต่ประสิทธิภาพสูงขึ้น เช่น คอมพิวเตอร์ ชิปเซลล์เชื้อเพลิง โทรศัพท์มือถือ อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ต่าง ๆ เป็นต้น อุปกรณ์ต่าง ๆ เหล่านี้ จำเป็นต้องมีระบบระบายความร้อนขนาดเล็กที่ใส่ลงไปได้ใน ซึ่งระบบระบายความร้อนดังกล่าวจะมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลขนาดเล็กมาก โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกต่ำกว่า 1 มิลลิเมตร ส่วนของไหลส่วนใหญ่ที่ใช้ในปัจจุบันจะเป็น single-phase fluid ไหลอยู่ภายในช่องทางการไหลขนาดเล็ก แต่ด้วยการเป็น sensible heat transfer ใน single-phase fluid ทำให้สามารถระบายความร้อนได้อย่างจำกัด ส่วนการใช้ flow boiling แทน single-phase fluid flow แม้ว่าจะมีข้อดีในเรื่อง latent heat transfer แต่ก็มีปัญหาในเรื่องการควบคุมระบบซึ่งมีความซับซ้อนและต้นทุนสูง อีกทั้งยังมีปัญหาเรื่อง flow instability ทำให้เกิดการไหลย้อนกลับ ด้วยปัญหาที่กล่าวมา ทำให้มีทางเลือกอีกหนึ่งวิธีที่มีความสามารถในการระบายความร้อนอยู่ระหว่าง single-phase fluid และ flow boiling นั่นคือ two-phase gas-liquid flow ซึ่งอาศัยการเคลื่อนที่ของแก๊สไปช่วยเพิ่มการพาความร้อนในของเหลว โดยระบบไม่ซับซ้อนมากเท่า flow boiling แต่สามารถระบายความร้อนได้ดีกว่า single-phase fluid ทั้งนี้ งานวิจัยในเรื่องนี้โดยเฉพาะในท่อขนาดเล็ก ยังมีน้อยมาก ซึ่งข้อมูลที่มีอยู่ในปัจจุบันยังไม่สามารถสรุปให้อยู่ในทิศทางเดียวกันได้ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องศึกษาเพิ่มเติมเพื่อทำความเข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นของการถ่ายเทความร้อนแบบ two-phase gas-liquid flow ในท่อขนาดเล็ก

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

$$C_o = \frac{D_b}{D_h} \quad (1)$$

เมื่อ D_b คือ ค่า Nominal bubble size ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$D_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}} \quad (2)$$

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 (Eo) ซึ่งถูกนิยามไว้ดังสมการต่อไปนี้

$$Eo = \frac{Bd}{8} = \frac{(\rho_L - \rho_G)gD_h^2}{8\sigma} \quad (3)$$

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

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

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

Hetsroni et al. (2009) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายในท่อแบบสามเหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกัน มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.1 มิลลิเมตร โดยใช้ น้ำปราศจากไอออน (Deionized water) และอากาศเป็นสาร

ทำงาน โดยพบว่าค่าตัวเลขนัสเซลล์จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศ ซึ่งให้ผลในทางตรงกันข้ามกับที่ได้จากการทดลองของ Bao et al. (2000)

Betz and Attinger (2010) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาวิธีการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ ซึ่งเป็นท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสขนาดเล็กที่วางตัวขนานกัน มีความยาวด้านละ 0.5 มิลลิเมตร โดยในการทดลองได้มีการทำให้เกิดการไหลแบบ Segmented flow ขึ้น โดยการฉีดอากาศเข้าไปผสมกับน้ำเป็นช่วงๆผ่านอุปกรณ์ผสมรูปตัวที (T) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ ทำให้เกิดรูปแบบการไหลที่มีการไหลสลับกันเป็นช่วงๆระหว่างส่วนที่เป็นฟองแก๊ส (Gas slug) ที่มีการยืดตัวไปตามความยาวของท่อ กับส่วนที่เป็นของเหลว (Liquid slug) ซึ่งจากการทดลองก็พบว่า การไหลแบบ Segmented flow สามารถที่จะเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้สูงถึง 140% เมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลแบบสถานะเดียวที่อัตราการไหลเดียวกัน

Choo and Kim (2011) ได้ทำการทดลองการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือดในท่อไมโครแชนแนล โดยใช้ท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกัน เพื่อที่จะศึกษาผลของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่มีต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์ โดยใช้อากาศและน้ำเป็นสารทำงาน ซึ่งจากผลการทดลองได้ชี้ให้เห็นว่า ค่าตัวเลขนัสเซลล์จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศในกรณีของท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.506 และ 0.334 มิลลิเมตร แต่ค่าตัวเลขนัสเซลล์จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศในกรณีของท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.222 และ 0.140 มิลลิเมตร

Wang et al. (2012) ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะศึกษาผลของทิศทางการวางตัวของไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ที่ส่งผลต่อพฤติกรรมของการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล โดยไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ที่ใช้ในการทดลองเป็นท่อแบบสี่เหลี่ยมที่วางตัวขนานกัน แต่ละท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกเท่ากับ 0.825 มิลลิเมตร สำหรับสารทำงานที่ใช้ในการทดลอง คือ Dielectric fluid HFE-7100 โดยจากผลการทดลองชี้ให้เห็นว่า ประสิทธิภาพของการถ่ายเทความร้อนจะลดลงเมื่อมีทิศทางการไหลแบบไหลลง

Marchitto et al. (2012) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการกระจายตัวของการไหลแบบสองสถานะในท่อที่วางตัวขนานกันและมีการไหลขึ้นในแนวตั้ง โดยพบว่าเฟสของของเหลวและเฟสของแก๊สมีการกระจายตัวที่ดีขึ้นเมื่อมีการติดตั้งอุปกรณ์สอดใส่ชนิดพิเศษ ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวกระจายการไหล โดยติดตั้งไว้ที่บริเวณท่อรวม (Header)

Saisorn and Wongwises (2015) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาพฤติกรรมของการไหลแบบสองสถานะระหว่างอากาศกับน้ำภายในท่อไมโครแชนแนลที่มีการวางตัวในแนวตั้งและมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 0.53 มิลลิเมตร โดยได้ทำการทดลองการไหลแบบไหลขึ้นในแนวตั้งภายใต้สภาวะที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน โดยพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในแต่ละสภาวะเงื่อนไขของการทดลองมีความแตกต่างกัน ซึ่งจากการสังเกตรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นพบว่า มีรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน 5 รูปแบบ ได้แก่ การไหลแบบ Slug flow การไหลแบบ Throat-annular flow การไหลแบบ Churn flow การไหลแบบ Annular flow และการไหลแบบ

Annular–rivulet flow สำหรับการไหลแบบ Throat–annular flow เป็นรูปแบบการไหลที่สามารถพบได้เฉพาะกับการไหลในท่อไมโครแชนแนลเท่านั้น ในส่วนของความดันลดก็พบว่าค่าความดันลดที่เกิดจากความเสียดทานจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเกิดการไหลแบบ Churn flow นอกจากนี้ยังมีการเปรียบเทียบข้อมูลของรูปแบบการไหลที่ได้จากการทดลองกับข้อมูลของรูปแบบการไหลที่ได้จากการทดลองของ

Saisorn and Wongwises (2008) ซึ่งทำการทดลองในลักษณะเดียวกันแต่เป็นในกรณีของการไหลในแนวระดับ โดยพบว่ารูปแบบการไหลในกรณีของการไหลขึ้นในแนวดิ่งและการไหลในแนวระดับมีลักษณะที่คล้ายกัน แต่ก็มีความแตกต่างกันในบางประการ ประการแรก คือ ผลของทิศทางการไหลส่งผลให้เส้นรอยต่อระหว่างเฟส (Gas-liquid interface) สำหรับการไหลแบบ Slug flow มีความแตกต่างกัน โดยพบว่าในกรณีของการไหลในแนวระดับรูปร่างของฟองแก๊ส (Gas slug) จะมีลักษณะเหมือนกับกระสุน (Bullet-shaped gas slug) แต่ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวดิ่งรูปร่างของฟองแก๊สจะมีลักษณะไม่เหมือนกับกระสุน (Non-bullet-shaped gas slug) ส่วนความแตกต่างประการที่สอง คือ ที่สภาวะเงื่อนไขของการทดลองเดียวกัน จะพบการไหลแบบ Annular flow เฉพาะในกรณีของการไหลขึ้นในแนวดิ่งเท่านั้น

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลพบว่า งานวิจัยโดยส่วนใหญ่จะศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือดขณะที่มีการไหล (Flow boiling) ในขณะที่งานวิจัยที่ศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase heat transfer) ยังมีการศึกษากันค่อนข้างน้อย และนอกจากนี้ก็ยังพบว่างานวิจัยที่ศึกษาผลของทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนแบบสองสถานะในไมโครแชนแนลก็ยังมี การศึกษากันค่อนข้างน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับในกรณีของท่อขนาดปกติ

2. วัตถุประสงค์

2.1 เพื่อศึกษาหาผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบ two-phase gas-liquid flow ในท่อขนาดเล็ก

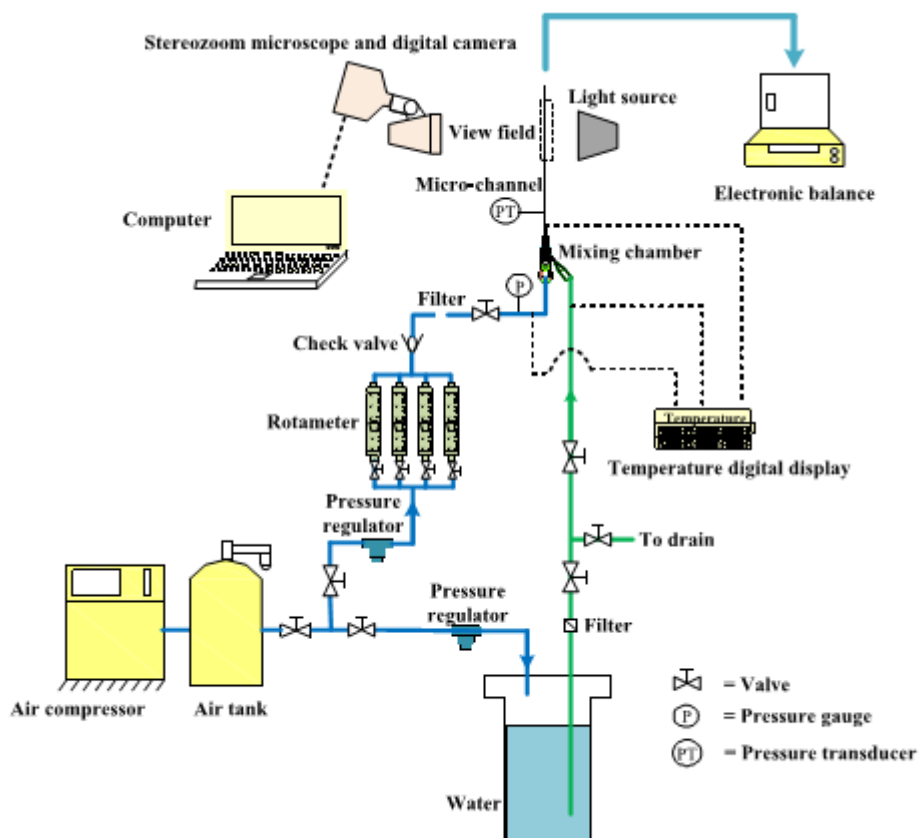
2.2 เพื่อศึกษาหาผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อความดันลดของการไหลแบบ two-phase gas- liquid flow ในท่อขนาดเล็ก

2.3 ศึกษาผลของห้องผสมและการวางตัวของท่อที่มีต่อกลไกการไหลและการถ่ายเทความร้อนของการไหลแบบ two-phase gas- liquid flow ในท่อขนาดเล็ก

3. วิธีการดำเนินการวิจัย

3.1 การไหลแบบอะไดบาติก

ในการทดลองส่วนนี้จะดำเนินการกับท่อขนาด 0.5 มิลลิเมตร ซึ่งวางตัวในแนวระดับและแนวดิ่ง แผนผังวงจรการทดลองแสดงไว้ดังรูปที่ 1



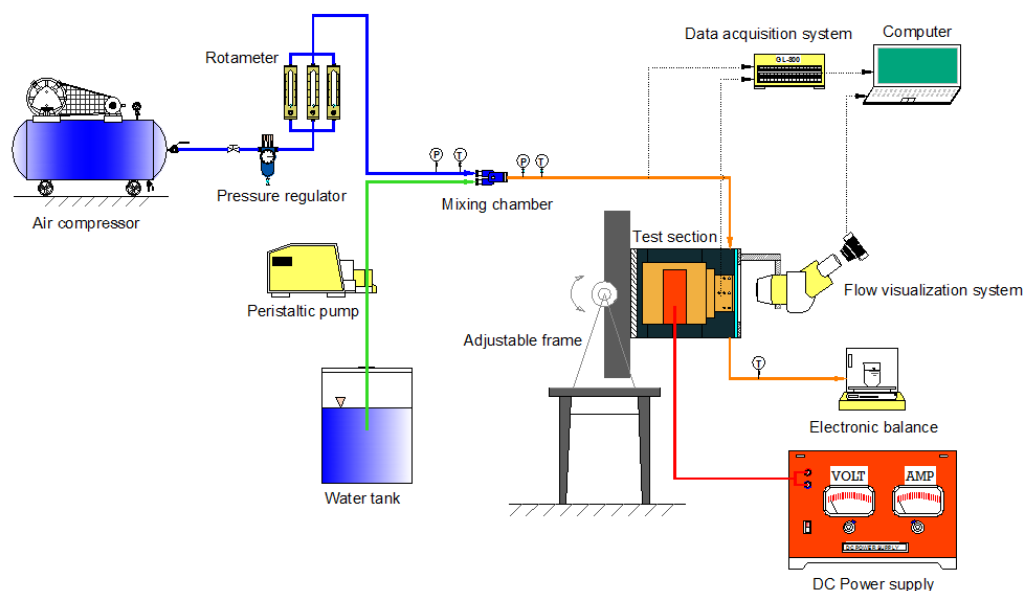
รูปที่ 1 แผนผังวงจรการทดลองสำหรับการไหลแบบอะไดบาติก

อากาศที่ไหลออกจากปั๊มลม (Air Compressor) จะถูกแบ่งออกเป็น 2 ส่วน ที่วาล์วแยก 2 ทาง อากาศส่วนหนึ่งจะไหลผ่านตัวควบคุมความดัน (Pressure Regulator) เข้าถึงเก็บน้ำ (Liquid Tank) ไปดันน้ำในถังเก็บน้ำ ให้ไหลผ่านไปตัวกรอง (Filter) เพื่อกรองสิ่งสกปรกต่างๆ ก่อนไหลเข้าสู่ชุดผสมน้ำและอากาศให้เป็นสองสถานะ (Mixing Chamber) และอากาศอีกส่วนหนึ่งที่ถูกแยกออกที่วาล์ว แยก 2 ทาง จะไหลผ่านตัวควบคุมความดันเพื่อปรับความดันให้คงที่ ก่อนไหลเข้าตัวปรับอัตราการไหลของอากาศ (Air Flow Meter) ที่ตัวปรับอัตราการไหลของอากาศนี้ เราจะใช้ปรับค่าความเร็วของอากาศก่อนเข้าไปผสมกับน้ำที่ชุดผสมน้ำและอากาศให้เป็นสองสถานะเข้าส่วนการทดสอบซึ่งก่อนที่ของผสมนี้ไหลเข้าส่วนการทดสอบเราทำการติดตั้งตัววัดความดัน (Pressure Tab) เพื่อที่จะอ่านค่าความดันและอุณหภูมิจากตัวแปลงสัญญาณความดัน (Pressure Transducer) และ จอแสดงผลอุณหภูมิแบบดิจิตอล (TemperatureDigitalDisplay) ตามลำดับ เมื่อไหลผ่านตัววัดความดันจะไหลเข้าส่วนการทดสอบ และไหลออกสู่บรรยากาศ ซึ่งส่วนปลายของท่อไมโครแชนแนล ทำการลอกโพลีอิมายด์ (Polyimide) ออกเพื่อทำให้ภาพที่ถ่ายออกมาชัดเจนขึ้น โดยในการถ่ายภาพเราจะติดตั้งสปอร์ต

ไลท์ (Halogen Lamp) และอุปกรณ์ที่ใช้ในการถ่ายภาพ เพื่อสังเกตรูปแบบการไหลภายในท่อไมโครแชนเนล

3.1 การไหลแบบไดบาติก

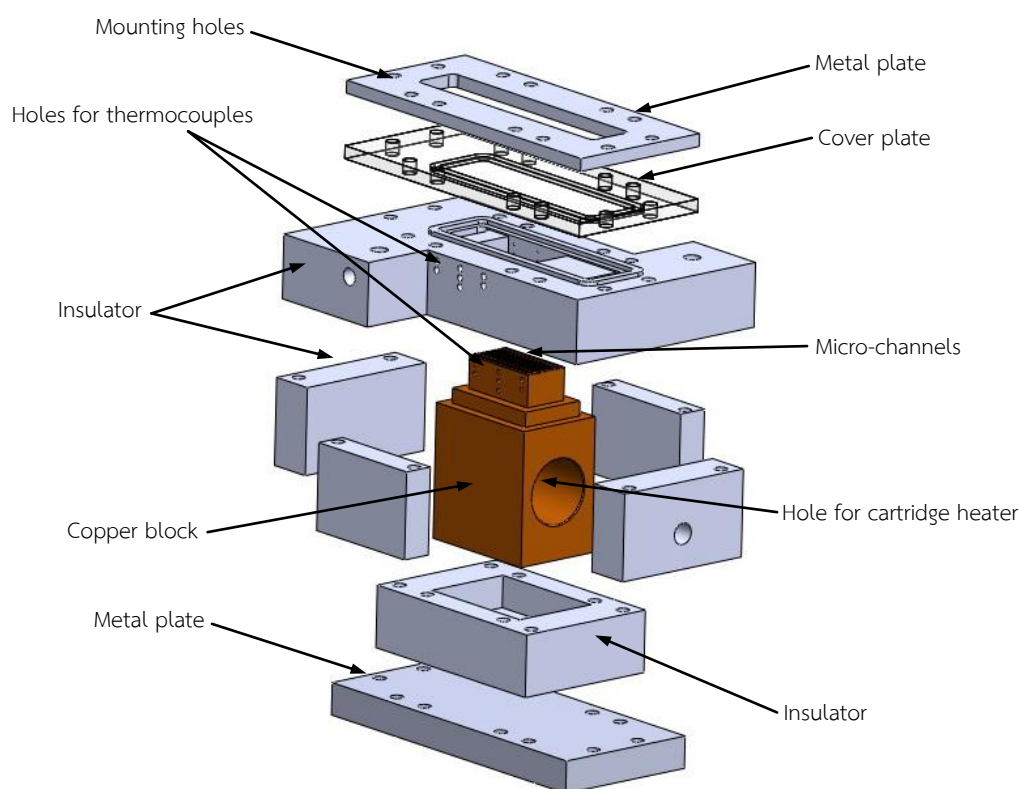
รูปที่ 2 แสดงวงจรการทำงานของชุดอุปกรณ์การทดลองที่ใช้สำหรับงานวิจัยนี้ โดยกระบวนการทำงานของระบบจะเริ่มต้นจากปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบบริดท่อ (Peristaltic pump) ซึ่งสามารถปรับอัตราการไหลได้ ดูดน้ำจากถังเก็บน้ำแล้วส่งเข้าไปยังไมโครแชนเนลฮีตซิงค์ (Micro-channel heat sink) ซึ่งจะถูกติดตั้งไว้บนฐานที่สามารถปรับทิศทางการไหลได้ตามต้องการ โดยอัตราการไหลของน้ำสามารถหาได้จากการชั่งน้ำหนักของน้ำที่ไหลออกจากไมโครแชนเนลฮีตซิงค์ในช่วงเวลาที่ได้มีการกำหนดไว้โดยใช้ตาชั่งดิจิตอล (410 ± 0.001 กรัม) สำหรับอากาศจะถูกส่งมาจากปั๊มลม (Air compressor) แล้วผ่านอุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) ก่อนที่จะเข้าสู่ระบบ โดยอัตราการไหลของอากาศจะถูกวัดและควบคุมโดยใช้โรตاميเตอร์ ซึ่งในการทดลองนี้จะใช้โรตاميเตอร์ทั้งหมด 3 ตัว โดยแต่ละตัวจะมีช่วงของการวัดค่าอัตราการไหลที่แตกต่างกัน คือ 5–50, 100–1000 และ 200–2500 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อวินาที ในการทดลองจะใช้อุปกรณ์ผสมรูปตัววาย (Y-shaped mixer) เพื่อที่จะผสมน้ำและอากาศเข้าด้วยกันก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครแชนเนลฮีตซิงค์ โดยจะมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลและอุปกรณ์วัดความดันไว้ตามตำแหน่งต่างๆ เพื่อที่จะเก็บข้อมูลของสภาวะการไหลของสารทำงาน



รูปที่ 2 แผนผังวงจรการทดลองสำหรับการไหลแบบไดบาติก

รูปที่ 3 แสดงแผนภาพเขียนแบบการประกอบของชิ้นส่วนต่างๆของชุดทดสอบ โดยไมโครแชนเนลฮีตซิงค์ซึ่งถูกใช้เป็นท่อทดสอบสำหรับการทดลองจะมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตรตามลำดับ โดยครีบบระบายความร้อนที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลแต่ละช่องจะมีความหนา

เท่ากับ 0.54 มิลลิเมตร ถูกทำไว้ที่ด้านบนของแท่งทองแดง (Copper block) ส่วนด้านข้างของแท่งทองแดงจะมีการเจาะเป็นช่องเอาไว้เพื่อใช้สำหรับการติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่ง (Cartridge heater) ซึ่งสามารถปรับค่ากำลังไฟฟ้าได้ตามต้องการ ในขณะที่ด้านบนของไมโครแซนแนลฮีตซิงค์จะถูกประกบด้วยแผ่นพลาสติกใส (Cover plate) ซึ่งทำมาจากโพลีคาร์บอเนต (Polycarbonate, PC) ใช้สำหรับสังเกตลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแซนแนล สำหรับแท่งทองแดงจะถูกห่อหุ้มด้วยฉนวนอย่างดีซึ่งทำมาจากแผ่นอีพ็อกซีไยแก้ว G10 (G10 epoxy glass laminates) โดยแผ่นโลหะ ฉนวน แท่งทองแดงและแผ่นพลาสติกใสจะถูกยึดเข้าด้วยกันโดยใช้นอต



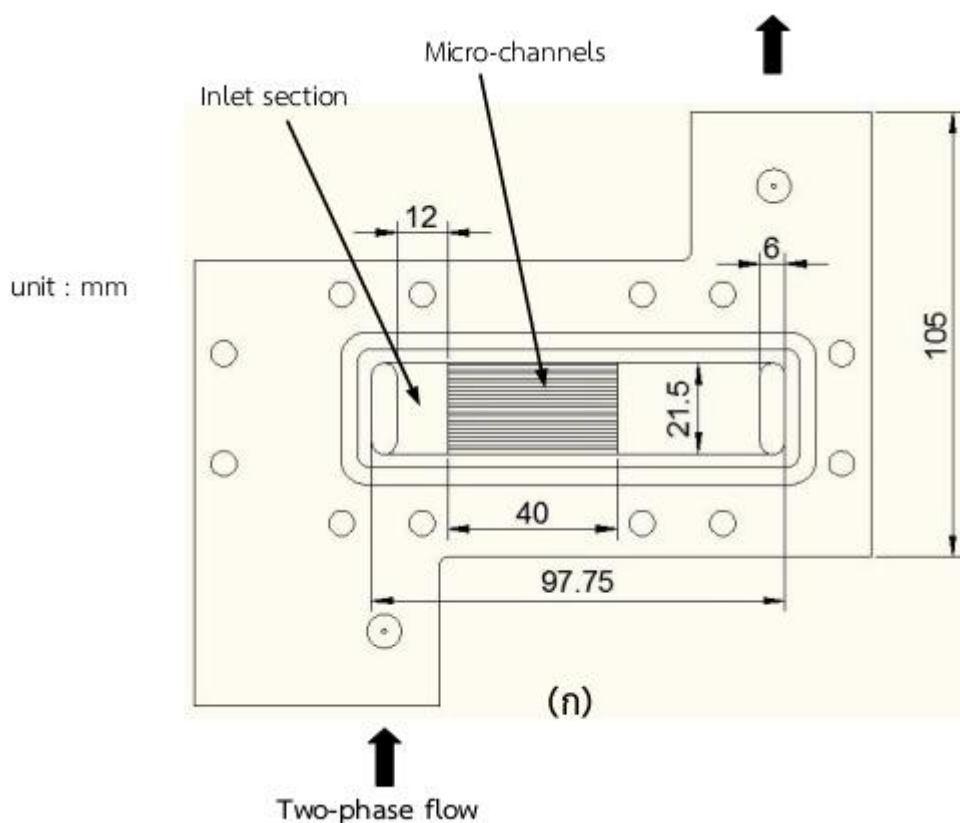
รูปที่ 3 ชิ้นส่วนต่าง ๆ ของชุดทดสอบ

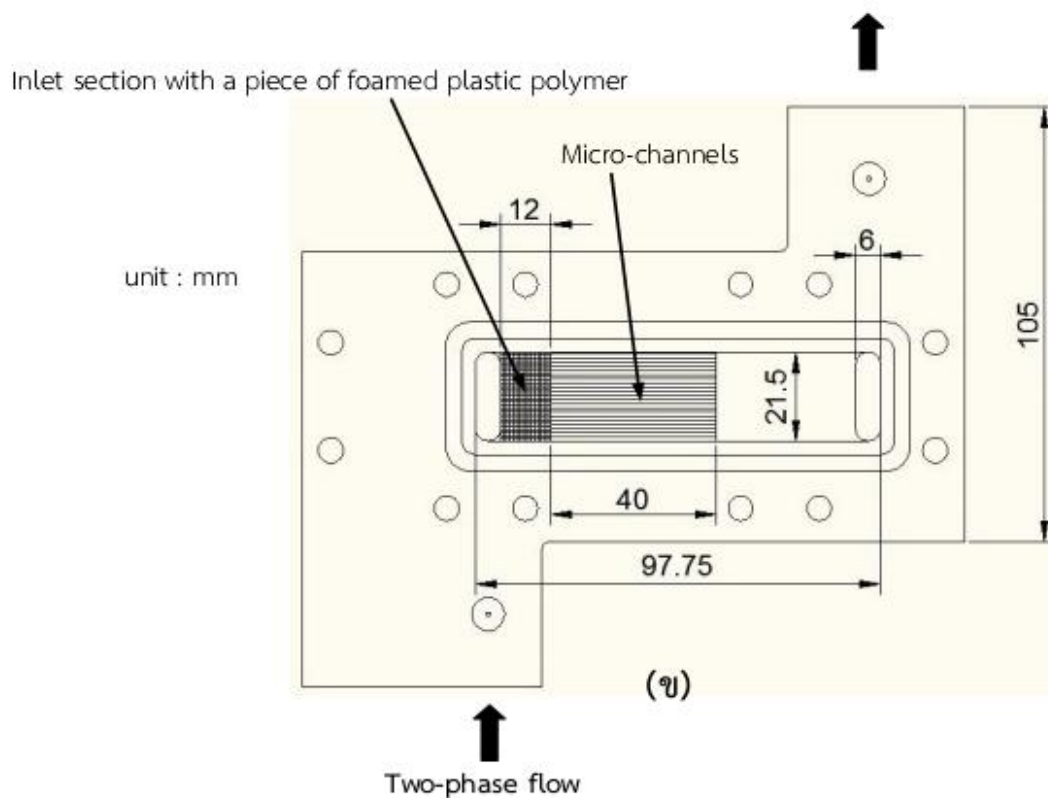
เทอร์โมคัปเปิลชนิด K จำนวน 14 เส้นจะถูกสอดเข้าไปในแท่งทองแดงทั้ง 2 ด้าน ด้านละ 7 เส้น สำหรับระยะห่างของเทอร์โมคัปเปิลแต่ละเส้นจะห่างกัน 16 มิลลิเมตรตามความยาวของไมโครแซนแนลและ 4.3 มิลลิเมตรตามทิศทางที่ตั้งฉากกับความยาวของไมโครแซนแนล โดยเทอร์โมคัปเปิลแถวบนสุดจะอยู่ห่างจากพื้นผิวของไมโครแซนแนล 2.8 มิลลิเมตร สำหรับอุณหภูมิที่ได้จากการวัดด้วยเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ทั้ง 14 ตำแหน่งจะถูกนำมาใช้ในการคำนวณหาอุณหภูมิพื้นผิวของไมโครแซนแนลซึ่งมีอยู่ทั้งหมด 6 ตำแหน่ง โดยใช้วิธีการประมาณค่านอกช่วงแบบเชิงเส้น (Linear extrapolation) ซึ่งค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิพื้นผิวทั้ง 6 ตำแหน่งนี้จะถูกนำมาใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย นอกจากนี้ ยังมีการติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด T อีกจำนวน 2 เส้นไว้ที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ

เพื่อใช้ในการวัดอุณหภูมิของสารทำงาน โดยเทอร์โมคัปเปิลทุกเส้น รวมถึงเครื่องมือวัดต่างๆ ที่นำมาใช้ในการทดลองได้ผ่านการสอบเทียบมาเป็นอย่างดีก่อนที่จะนำมาใช้ในการทดลอง เพื่อความถูกต้องและความน่าเชื่อถือของผลการทดลอง

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

นอกจากในงานวิจัยนี้จะทำทดลองการไหลในทิศทางต่าง ๆ เพื่อที่จะศึกษาผลของทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดแล้ว ในงานวิจัยนี้ยังมีการศึกษาผลของรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดอีกด้วย โดยจะทำการทดลองโดยใช้ชุดทดสอบที่มีการออกแบบลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) ที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ โดยแบบแรกจะเป็นชุดทดสอบที่ให้ส่วนผสมระหว่างน้ำกับอากาศไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนลโดยตรง ดังแสดงในรูปที่ 4ก ส่วนแบบที่สองจะเป็นชุดทดสอบที่ให้ส่วนผสมระหว่างน้ำกับอากาศไหลผ่าน Foamed plastic polymer ซึ่งเป็นวัสดุพูน ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครแชนแนล ดังแสดงในรูปที่ 4ข





รูปที่ 4 แผนภาพแสดงรูปแบบของชุดทดสอบที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) 2 รูปแบบที่แตกต่างกัน (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer

สำหรับอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่สำคัญซึ่งถูกนำมาใช้ในการทดลองมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

1. ปัมดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ (Peristaltic pump) ใช้สำหรับการดูดจ่ายน้ำจากถังเก็บน้ำเข้าสู่ชุดทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 5 โดยสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำได้ตามต้องการ สำหรับจุดเด่นของปั๊มชนิดนี้ คือ จะให้อัตราการไหลที่คงที่จึงเหมาะสำหรับใช้ในการทดลอง และไม่มีชิ้นส่วนใดของปั๊มที่สัมผัสกับของเหลวเลย ทำให้ไม่เกิดการปนเปื้อนสิ่งสกปรกระหว่างตัวปั๊มกับของเหลว โดยหลักการทำงานของปั๊มชนิดนี้ คือ ปั๊มจะดูดจ่ายของเหลวโดยการหมุนลูกกลิ้ง (Roller) ไปกดที่สายยางซิลิโคน แล้วกดเอาของเหลวให้เคลื่อนที่ไปตามลูกกลิ้ง โดยที่สายยางซิลิโคนจะอยู่ที่เดิม ดังนั้นเมื่อหมุนลูกกลิ้งไปเรื่อยๆ ของเหลวก็จะสามารถเคลื่อนที่จากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้โดยไม่ต้องสัมผัสกับสิ่งใดเลยนอกจากสายยางซิลิโคน



รูปที่ 5 ปัมดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อ

2. ปัมลมหรือเครื่องอัดอากาศ (Air Compressor) จะประกอบด้วยส่วนหลักๆ 2 ส่วน คือ หัวปัมลม (Air compressor) และถังเก็บลม (Air tank) สำหรับปัมลมจะมีหน้าที่ในการส่งอากาศเข้าสู่ชุดทดลอง โดยอากาศจะถูกผสมกับน้ำโดยการไหลผ่านอุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) ก่อนที่จะไหลเข้าสู่ชุดทดลอง สำหรับปัมลมที่ใช้ในการทดลองนี้จะเป็นปัมลมแบบ ลูกสูบ (Piston air compressor) ดังแสดงในรูปที่ 6



รูปที่ 6 ปัมลมหรือเครื่องอัดอากาศ

3. ตาชั่งดิจิตอล (Electronic balance) ใช้สำหรับชั่งน้ำหนักของน้ำที่ไหลออกจากชุดทดสอบในช่วงระยะเวลาที่ได้มีการกำหนดไว้ เพื่อที่จะคำนวณหาอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำที่ไหลผ่านชุดทดสอบในแต่ละเงื่อนไขการทดลอง โดยตาชั่งที่ใช้ในการทดลองนี้สามารถชั่งน้ำหนักได้สูงสุด 410 กรัม มีความละเอียดของการชั่ง 0.001 กรัม และมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ ± 0.001 กรัม ดังแสดงในรูปที่ 7

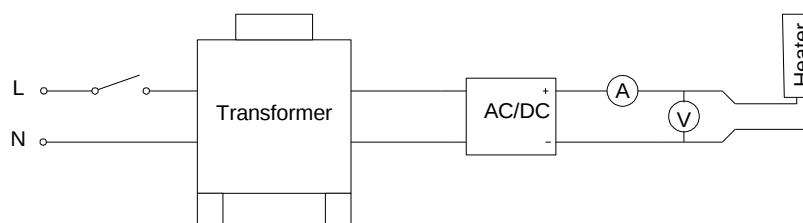


รูปที่ 7 ตาชั่งดิจิตอล



รูปที่ 8 ฮีตเตอร์แบบแท่ง

3. ฮีตเตอร์แบบแท่ง (Cartridge heater) ใช้ในการให้ความร้อนแก่แท่งทองแดงซึ่งทำหน้าที่เป็นแหล่งกำเนิดความร้อนของระบบ (Heat source) โดยฮีตเตอร์ที่ใช้สำหรับการทดลองนี้มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 30 มิลลิเมตร มีความยาว 55 มิลลิเมตร มีแรงดันไฟฟ้า 220 โวลต์ และมีกำลังไฟฟ้า 250 วัตต์ ดังแสดงในรูปที่ 8 โดยในการทดลองจำเป็นที่จะต้องปรับค่ากำลังไฟฟ้าให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังนั้นจะต้องมีการต่อฮีตเตอร์เข้ากับวงจรไฟฟ้ากระแสตรงเพื่อให้สามารถปรับค่ากำลังไฟฟ้าได้ โดยจะใช้ไดโอด (Diode) ในการแปลงไฟฟ้ากระแสสลับเป็นกระแสตรง ดังแสดงในรูปที่ 9



รูปที่ 9 แผนภาพแสดงการต่อวงจรไฟฟ้าของฮีตเตอร์

จากแผนภาพแสดงการต่อวงจรไฟฟ้าของฮีตเตอร์ในรูปที่ 9 สามารถที่จะปรับค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ได้โดยการปรับค่าแรงดันไฟฟ้าจากหม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้ (Variable voltage transformer) แล้วทำการวัดค่ากระแสไฟฟ้าและค่าแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมฮีตเตอร์โดยใช้มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล โดยค่ากำลังไฟฟ้าสามารถคำนวณได้จากผลคูณของค่ากระแสไฟฟ้ากับค่าแรงดันไฟฟ้าหรือ $P=IV$ โดยจะทำการปรับค่าแรงดันไฟฟ้าจากหม้อแปลงไฟฟ้าไปเรื่อยๆจนกว่าจะได้ค่ากำลังไฟฟ้าตามที่ต้องการ

5. โรตاميเตอร์ (Rotameter) ใช้ในการวัดและควบคุมอัตราการไหลของอากาศก่อนที่จะเข้าสู่ชุดทดสอบ โดยในการทดลองนี้จะใช้โรตاميเตอร์ทั้งหมด 3 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะมีช่วงของการวัดค่าอัตราการไหลที่แตกต่างกัน คือ 5–50, 100–1000 และ 200–2500 ลูกบาศก์เซนติเมตรต่อนาที ดังแสดงในรูปที่ 10 เพื่อความละเอียดในการวัดและควบคุมอัตราการไหลของอากาศ สำหรับโรตاميเตอร์แต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 4\%$ ของค่าเต็มสเกล

6. อุปกรณ์ควบคุมความดัน (Pressure regulator) มีหน้าที่ในการควบคุมความดันสูงสุดของอากาศที่ยอมให้ผ่านเข้าสู่ชุดทดลองได้ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 11 โดยอากาศที่ถูกส่งมาจากปั๊มลมจะต้องไหลผ่านอุปกรณ์ตัวนี้ก่อนที่จะเข้าสู่ชุดทดลอง ซึ่งในการทดลองนี้ชุดทดลองสามารถรองรับความดันสูงสุดได้ไม่เกิน 4 บาร์



รูปที่ 10 โรตاميเตอร์



รูปที่ 11 อุปกรณ์ควบคุมความดัน



รูปที่ 12 เกจวัดความดัน

7. เกจวัดความดัน (Pressure gauge) ใช้ในการวัดความดันของอากาศก่อนที่จะไหลไปผสมกับน้ำโดยการไหลผ่านอุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) โดยในการทดลองนี้จะใช้เกจวัดความดันทั้งหมด 3 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะรองรับความดันได้ในช่วงที่แตกต่างกัน คือ 0–0.1, 0–1 และ 0–6 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 12 โดยเกจที่รองรับความดันได้ในช่วง 0–0.1 บาร์จะให้ความละเอียดในการอ่านค่ามากที่สุด ในขณะที่เกจที่รองรับความดันได้ในช่วง 0–6 บาร์จะให้ความละเอียดในการอ่านค่าน้อยที่สุด สำหรับข้อควรระวังในการใช้เกจวัดความดัน คือ จะต้องไม่ใช้วัดความดันที่สูงเกินกว่าเกจวัดความดันตัวนั้นสามารถรองรับได้เพราะจะทำให้เกจเกิดความเสียหายได้ ดังนั้นในการทดลองจึงควรจะต้องเลือกเปิดวาล์วของเกจที่รองรับความดันได้สูงที่สุดก่อน หากว่าค่าความดันอยู่ในช่วงที่เกจที่รองรับความดันได้น้อยกว่าสามารถอ่านค่าได้ ก็ให้เปลี่ยนไปเปิดวาล์วของเกจที่รองรับความดันได้น้อยกว่า เนื่องจากจะให้ความละเอียดในการอ่านค่ามากกว่า สำหรับเกจวัดความดันแต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 0.025\%$ ของค่าเต็มสเกล

8. ตัวแปลงสัญญาณความดันหรือทรานสดิวเซอร์วัดความดัน (Pressure transducer) ใช้ในการวัดความดันของของผสมสองสถานะระหว่างน้ำกับอากาศก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ โดยเป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แปลงค่าความดันเป็นสัญญาณทางไฟฟ้าซึ่งจะแสดงผลผ่านจอแสดงผลแบบดิจิทัล โดยค่าที่อ่านได้จะมีหน่วยเป็นมิลลิแอมป์ (mA) ในการทดลองนี้จะใช้ทรานสดิวเซอร์วัดความดัน 2 ตัว ซึ่งแต่ละตัวจะรองรับความดันได้ในช่วงที่แตกต่างกัน คือ 0–2.5 และ 0–4 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 13 สำหรับการใช้ทรานสดิวเซอร์วัดความดันก็ควรเลือกใช้ให้เหมาะสมกับค่าความดันที่ทรานสดิวเซอร์ตัวนั้นรองรับได้ เพื่อไม่ให้เกิดความเสียหายกับอุปกรณ์เช่นเดียวกับในกรณีของเกจวัดความดัน สำหรับทรานสดิวเซอร์วัดความดันแต่ละตัวจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 0.025\%$ ของค่าเต็มสเกล



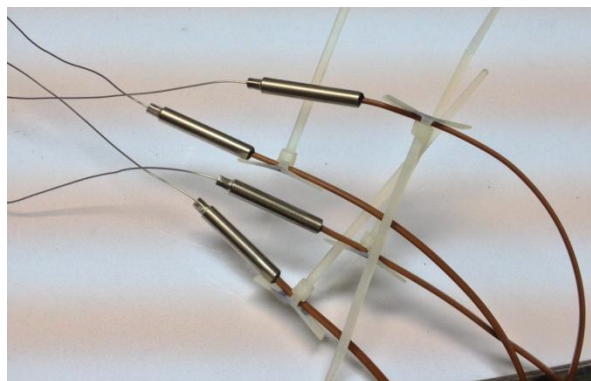
รูปที่ 13 ตัวแปลงสัญญาณความดันหรือทรานสดิวเซอร์วัดความดัน

9. อุปกรณ์ผสม (Mixing chamber) ทำหน้าที่ในการผสมน้ำกับอากาศเข้าด้วยกันก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลฮีตซิงค์ โดยในการทดลองจะใช้อุปกรณ์ผสมรูปตัววาย (Y-shaped mixer) ดังแสดงในรูปที่ 14 เพื่อให้การผสมกันของสารทำงานทั้งสองชนิดมีความราบเรียบ สำหรับการเลือกใช้อุปกรณ์ผสมก็ควรเลือกใช้แบบที่ป้องกันการไหลย้อนกลับได้



รูปที่ 14 อุปกรณ์ผสม

10. เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) เป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิที่ใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้า โดยทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 15 โดยในการทดลองนี้จะใช้เทอร์โมคัปเปิล 2 ชนิด (Type) คือ ชนิด K และชนิด T สำหรับเทอร์โมคัปเปิลชนิด K ซึ่งเป็นชนิดที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายมากที่สุด จะใช้วัดอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆของแท่งทองแดงและอุณหภูมิของอากาศก่อนที่จะไหลผ่านอุปกรณ์ผสม ในขณะที่เทอร์โมคัปเปิลชนิด T จะใช้วัดอุณหภูมิของสารทำงานที่ทางเข้าและทางออกของไมโครแซนแนลฮีตซิงค์ สำหรับสาเหตุที่เลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลต่างชนิดกันเนื่องจากช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิต่างกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งอุณหภูมิของสารทำงานที่มีช่วงของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่แคบและค่าของอุณหภูมิที่ได้จะส่งผลอย่างมากต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จึงจำเป็นที่จะต้องเลือกใช้เทอร์โมคัปเปิลชนิด T เนื่องจากมีย่านการวัดอุณหภูมิที่แคบกว่าและให้ค่าที่แม่นยำกว่าเทอร์โมคัปเปิลชนิด K โดยเทอร์โมคัปเปิลทุกเส้นได้ผ่านการสอบเทียบมาเป็นอย่างดีก่อนที่จะนำมาใช้ในการทดลอง สำหรับเทอร์โมคัปเปิลแต่ละเส้นจะมีค่าความแม่นยำอยู่ที่ $\pm 0.3 \text{ K}$



รูปที่ 15 เทอร์โมคัปเปิล

11. หม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้ (Variable voltage transformer หรือ Variac) เป็นอุปกรณ์ที่เปลี่ยนกำลังไฟฟ้ากระแสสลับจากระดับแรงดันหนึ่งเป็นกำลังไฟฟ้า

กระแสสลับอีกระดับแรงดันหนึ่งโดยอาศัยหลักการของแม่เหล็กไฟฟ้า โดยหม้อแปลงไฟฟ้าชนิดนี้สามารถปรับขนาดแรงดันไฟฟ้าให้กับวงจรไฟฟ้าได้ตามต้องการ ซึ่งจะถูกใช้ในการปรับค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 16



รูปที่ 16 หม้อแปลงไฟฟ้าแบบปรับค่าแรงดันไฟฟ้าได้

12. มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล (Digital multimeter) ใช้ในการวัดค่ากระแสไฟฟ้าและค่าแรงดันไฟฟ้าที่ตกคร่อมฮีตเตอร์ เพื่อนำมาคำนวณหาค่ากำลังไฟฟ้าของฮีตเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 17



รูปที่ 17 มัลติมิเตอร์แบบดิจิตอล

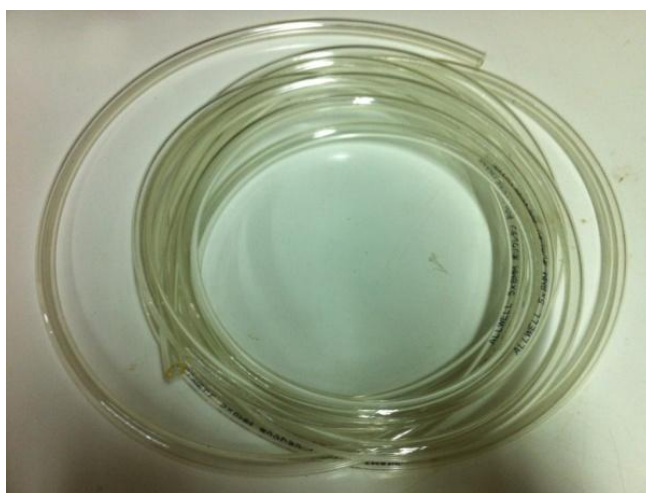
13. ถังเก็บน้ำ (Water tank) ใช้สำหรับเก็บน้ำเพื่อใช้ในการทดลอง ดังแสดงในรูปที่ 18 โดยน้ำจากถังเก็บน้ำจะถูกดูดโดยปั๊มดูดจ่ายของเหลวแบบรีดท่อเข้าสู่ชุดทดลอง สำหรับน้ำที่

นำมาใช้ในการทดลองจะต้องเป็นน้ำกลั่นเพื่อป้องกันการเกิดตะกอนไปอุดตันภายในท่อไมโคร แชนแนล

14. ท่อยางหรือท่อพียู (Polyurethane tubing) เป็นท่อที่มีความยืดหยุ่นและทนต่อการกัดกร่อนของสารเคมีได้ดี มีหลายสีให้เลือกขึ้นอยู่กับความเหมาะสมของการใช้งาน โดยท่อชนิดนี้ทำมาจากโพลียูรีเทน (Polyurethane, PU) มีความดันใช้งาน (Working pressure) อยู่ที่ 120 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (psi) หรือประมาณ 8 บาร์ และมีความดันระเบิด (Burst pressure) อยู่ที่ 400 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว หรือประมาณ 27 บาร์ ดังแสดงในรูปที่ 19 โดยในการทดลองจะใช้ท่อชนิดนี้ในการลำเลียงสารทำงานทั้งน้ำและอากาศผ่านไปยังส่วนต่างๆของชุดทดลอง โดยจะมีการเชื่อมต่อกับอุปกรณ์และเครื่องมือวัดชนิดต่างๆโดยใช้ข้อต่อท่อแบบต่างๆ สำหรับการเลือกท่อที่นำมาใช้ในการทดลองจะต้องรองรับความดันได้ไม่น้อยกว่าความดันสูงสุดที่ระบบสามารถยอมรับได้



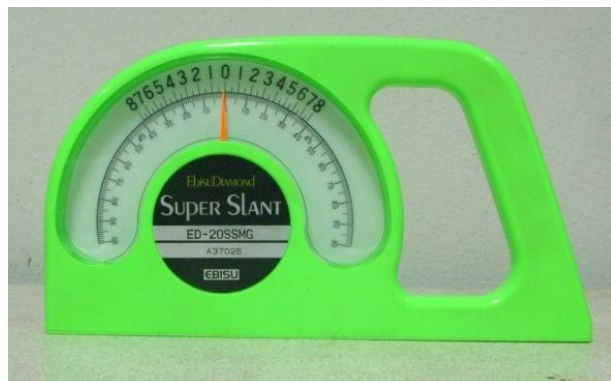
รูปที่ 18 ถังเก็บน้ำ



รูปที่ 19 ท่อยางหรือท่อพียู

15. เครื่องมือวัดองศา (Inclinometer) ใช้สำหรับวัดองศาของฐานวางชุดทดสอบ เพื่อปรับทิศทางการไหลของสารทำงานให้ได้ตามเงื่อนไขที่ต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 20

16. เครื่องวัดและบันทึกข้อมูล (Data logger) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าสัญญาณชนิดต่างๆ เช่น อุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ ความดัน เป็นต้น แล้วบันทึกค่าที่วัดได้ลงในหน่วยความจำภายในตัวเครื่องตามช่วงเวลาที่ได้กำหนดไว้ โดยสามารถวัดและบันทึกค่าต่างๆ หลายอย่างได้ในเวลาเดียวกันและสามารถทำงานได้ต่อเนื่องตลอด 24 ชั่วโมง โดยยังสามารถเปลี่ยนไปใช้พลังงานจากแบตเตอรี่ได้อีกด้วย นอกจากนี้ยังมีหน้าจอแสดงผลเพื่อดูกราฟแสดงแนวโน้มของค่าที่ได้ทำการวัดและเก็บบันทึกไว้ และยังสามารถเชื่อมต่อกับคอมพิวเตอร์ผ่านพอร์ต USB โดยจะมีซอฟต์แวร์สำหรับจัดเก็บและแสดงผลข้อมูลที่เก็บบันทึกไว้ สำหรับในการทดลองนี้จะใช้ Data logger ในการเก็บบันทึกค่าข้อมูลของอุณหภูมิที่วัดได้จากเทอร์โมคัปเปิล แล้วถ่ายโอนข้อมูลที่ไปยังคอมพิวเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 21



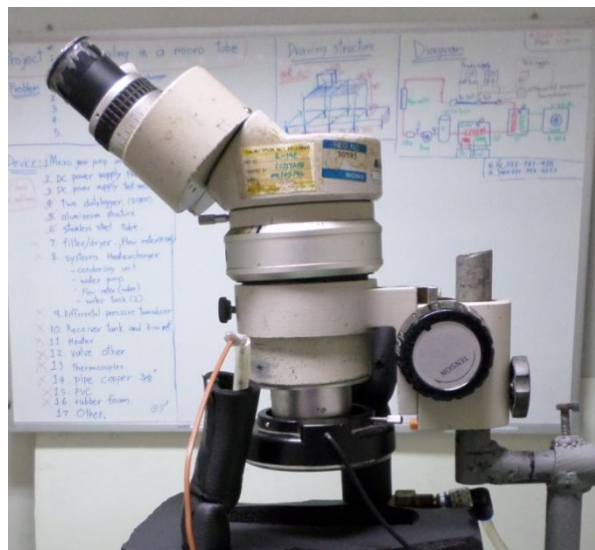
รูปที่ 20 เครื่องมือวัดองศา



รูปที่ 21 เครื่องวัดและบันทึกข้อมูล

17. กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย (Stereozoom microscope) ใช้สำหรับสังเกตลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล ดังแสดงในรูปที่ 22 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) ใช้สำหรับให้แสงสว่างในขณะที่สังเกตลักษณะของการไหลผ่านกล้องจุลทรรศน์ รวมถึงในขณะที่เก็บบันทึกภาพ โดยจะถูกยึดไว้กับตัวกล้องจุลทรรศน์ สำหรับชุดไฟส่องสว่างจะประกอบไปด้วยชุดหลอดไฟ LED จำนวนมาก พร้อมกับอุปกรณ์ควบคุม (Dimmer) ซึ่งสามารถปรับความสว่างได้ตามต้องการ ดังแสดงในรูปที่ 23 โดยจุดเด่นของหลอดไฟ LED คือ ให้แสงสว่างได้ค่อนข้างมาก แต่ไม่ส่งผลให้เกิดความร้อนแก่ชุดทดสอบ



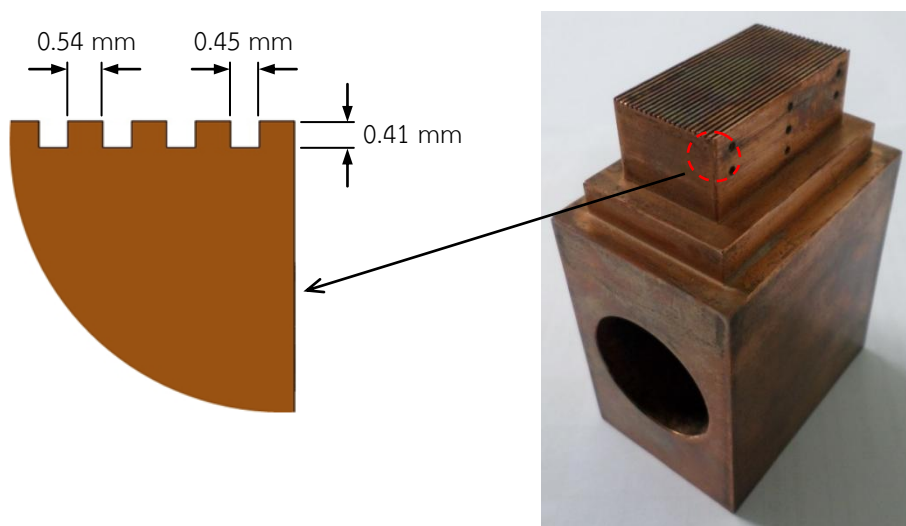
รูปที่ 22 กล้องจุลทรรศน์สเตอริโอแบบซูมขยาย



รูปที่ 23 ชุดไฟส่องสว่างของกล้องจุลทรรศน์

19. กล้องถ่ายภาพ (Camera) ใช้ในเก็บบันทึกภาพลักษณะของการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลภายใต้เงื่อนไขการทดลองต่าง ๆ โดยการถ่ายภาพผ่านเลนส์ใกล้ตาของกล้องจุลทรรศน์เพื่อที่จะเก็บรายละเอียดของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้น สำหรับกล้องถ่ายภาพที่ใช้ในการทดลองนี้เป็นกล้องคุณภาพสูงรุ่น Fujifilm FinePix S7000 มีความไวชัตเตอร์ (Shutter speed) $1/15-1/10,000$ วินาที

20. แท่งทองแดง (Copper block) จะมีครีบริบายความร้อนขนาดเล็กอยู่ทางด้านบนสุดของแท่งทองแดง โดยจะใช้ส่วนนี้เป็นท่อทดสอบสำหรับการทดลองและเรียกส่วนนี้ว่า ไมโครแชนแนลฮีตซิงค์ (Micro-channel heat sink) ซึ่งจะมีลักษณะเป็นช่องทางการไหลแบบสี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่วางตัวขนานกันจำนวน 21 ช่อง แต่ละช่องมีความยาวตามทิศทางการไหลเท่ากับ 40 มิลลิเมตร มีขนาดความกว้างและความสูงเท่ากับ 0.45 และ 0.41 มิลลิเมตรตามลำดับ โดยครีบริบายความร้อนที่กั้นระหว่างช่องทางการไหลแต่ละช่องจะมีความหนาเท่ากับ 0.54 มิลลิเมตร ดังแสดงในรูปที่ 24 สำหรับด้านข้างของแท่งทองแดงจะมีการเจาะเป็นช่องเอาไว้เพื่อใช้ในการติดตั้งฮีตเตอร์แบบแท่ง ซึ่งจะทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่แท่งทองแดง โดยเปรียบได้กับแหล่งกำเนิดความร้อนของระบบ (Heat source)



รูปที่ 24 แท่งทองแดงและขนาดของไมโครแชนแนล

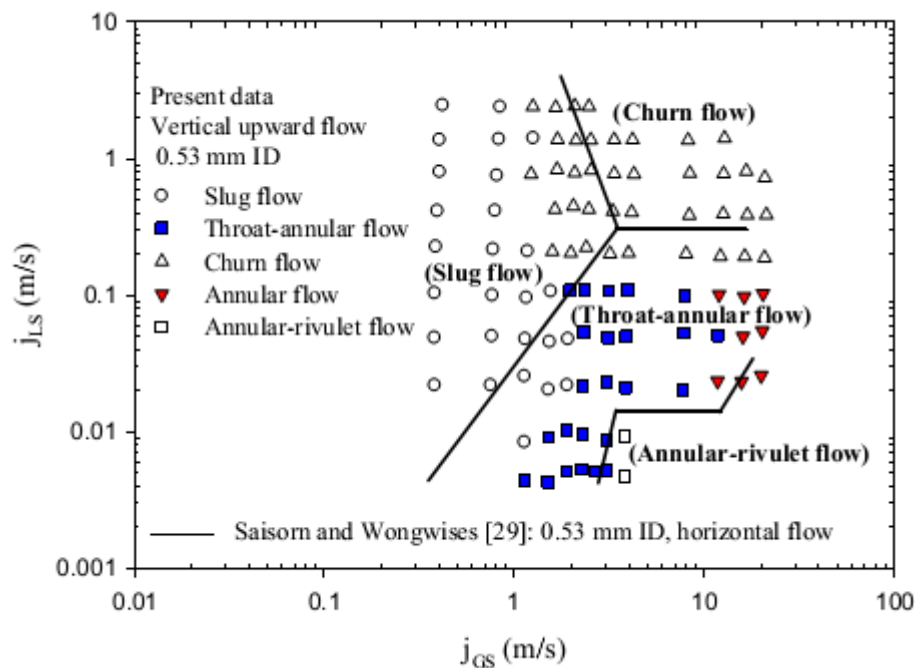
4. ผลการทดลอง

4.1 การไหลแบบอะไดบาติก

4.1.1 รูปแบบการไหล

การไหลแบบอะไดบาติกของน้ำ-อากาศ ภายในท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางขนาด 0.53 มิลลิเมตร ภายใต้ช่วงการไหลต่าง ๆ สามารถถูกนำมาสร้างเป็นแผนภูมิรูปแบบการไหล รูปที่

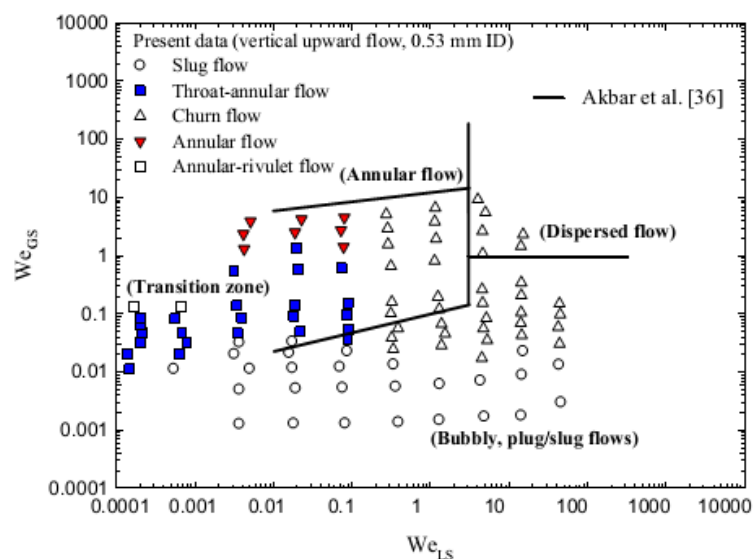
25 แสดงแผนภูมิรูปแบบการไหลที่เกิดจากการไหลในทิศทางที่ต่างจากกัน คือ การไหลในแนวระดับและการไหลขึ้นในแนวตั้ง



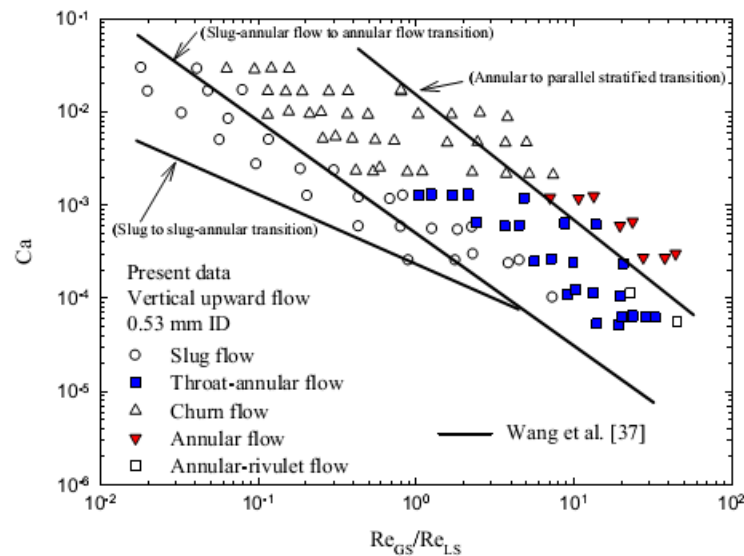
รูปที่ 25 แผนภูมิรูปแบบการไหลของท่อขนาด 0.53 มิลลิเมตรที่วางตัวในแนวระดับและแนวตั้ง

จากรูป เส้นทึบและชื่อรูปแบบการไหลในวงเล็บ หมายถึงช่วงการเปลี่ยนผ่านรูปแบบการไหลของท่อในแนวระดับ จากการเปรียบเทียบพบว่า รูปแบบการไหลแบบ Annular flow จะพบเฉพาะในการไหลในแนวตั้งเท่านั้น อีกทั้งข้อมูลทั้งสองทิศทางการไหลไม่เหมือนกันทั้งหมด ซึ่งสามารถอธิบายได้ว่าแม้ท่อจะมีขนาดเล็กแต่ผลของแรงโน้มถ่วงยังคงเกิดขึ้นและทำให้เกิดคุณลักษณะการไหลระหว่างสองทิศทางไม่เหมือนกัน

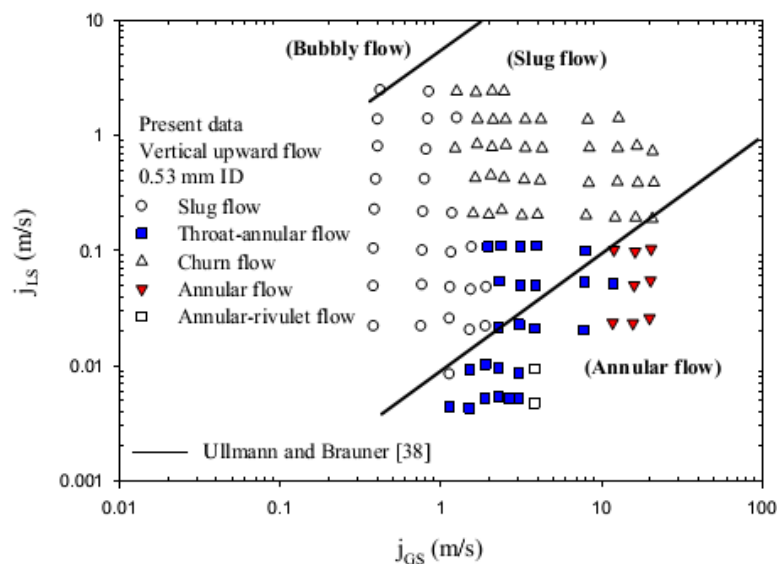
ผลการทดลองยังมีการถูกนำไปเปรียบเทียบกับการทำนายต่าง ๆ ดังต่อไปนี้



รูปที่ 26 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับการทำนายของ Akbar et al. (2003)



รูปที่ 27 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับการทำนายของ Wang et al. (2012)



รูปที่ 28 การเปรียบเทียบผลการทดลองกับการทำนายของ Ullmann and Brauner (2007)

แผนภูมิรูปแบบการไหลของ Akbar et al. (2003) ถูกสร้างมาจากการไหลของอากาศ-น้ำในท่อกลมซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางต่ำกว่า 1 มิลลิเมตร

แผนภูมิรูปแบบการไหลของ Wang et al. (2012) ถูกสร้างจากของไหลหลายชนิดที่ไหลภายในท่อสี่เหลี่ยม โดยรวมสภาวะผิวเปียก (wetting condition) ไว้ในสหสัมพันธ์ด้วย

แผนภูมิการไหลของ Ullmann and Brauner (2007) ถูกสร้างจากแบบจำลองซึ่งพิจารณา Eötvös number ให้เป็นตัวแปรสำคัญ (Eötvös number เป็นอัตราส่วนระหว่างแรงลอยตัวและแรงตึงผิว)

จากรูปที่ 26-28 พบว่าวิธีการทำนายของ Ullmann and Brauner (2007) ซึ่งพิจารณาผลของแรงโน้มถ่วงไว้ในแบบจำลอง จะสามารถทำนายผลการทดลองนี้ได้ดีที่สุด

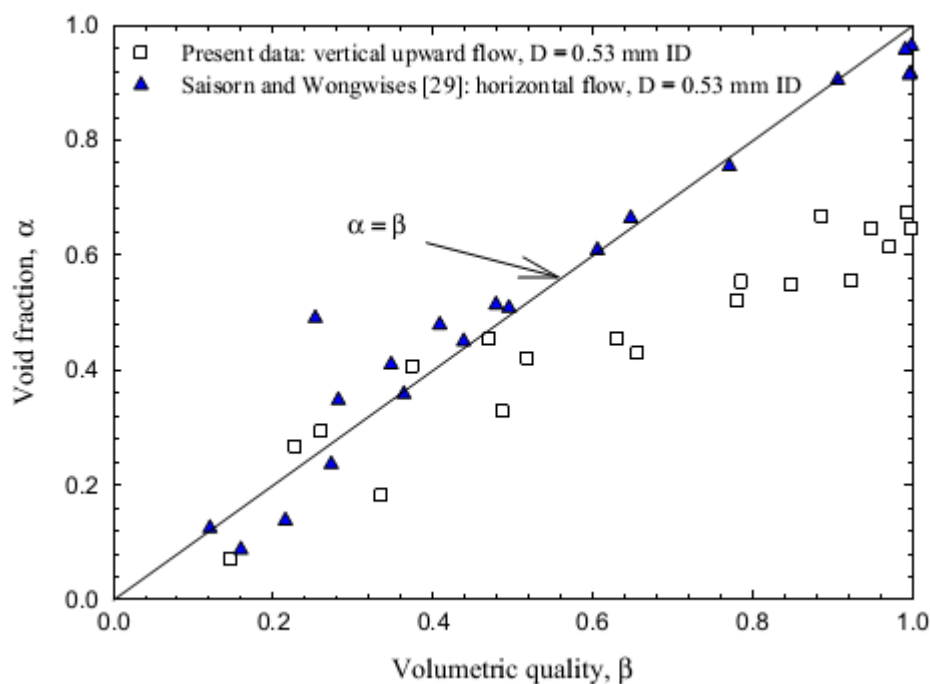
4.1.2 สัดส่วนช่องว่าง

สัดส่วนช่องว่างเป็นหนึ่งในตัวแปรที่สำคัญที่สุดที่ใช้ในการคำนวณ เทอมของแรงโน้มถ่วง และ ความเร่ง ในความดันลดของการไหลสองสถานะของแก๊สและของเหลวในท่อต่างๆ วิธีการที่แตกต่างกันสำหรับการประเมินสัดส่วนช่องว่างได้ถูกนำมาใช้โดยนักวิจัยก่อนหน้านี้

สำหรับท่อที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิกน้อยกว่า 1 mm อาจจะสะดวกในการประเมินสัดส่วนช่องว่างโดยการวิเคราะห์ภาพ

งานในปัจจุบันสัดส่วนช่องว่างเป็นค่าเฉลี่ยโดยประมาณจาก 50-70 ภาพ การวิเคราะห์จากภาพถ่ายพิจารณาโดยสมมติว่าเป็นปริมาณทรงกระบอก สัดส่วนช่องว่างถูกวัดในหน่วยไมโครเมตรที่มีความถูกต้อง ± 0.05 มิลลิเมตร และผลของรัศมีความโค้งของท่อซึ่งมีการนำมาใช้ครั้งแรกโดย Kawahara และคณะ (2002) จะถูกนำมาพิจารณาสำหรับความไม่แน่นอนการประมาณ $\pm 13\%$ สำหรับท่อที่มีขนาด 0.22 และ 0.53 มิลลิเมตร และ $\pm 39\%$ สำหรับท่อที่มีขนาด 0.15 มิลลิเมตร

ข้อมูลสัดส่วนช่องว่างที่ได้รับจากท่อที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 0.53 มิลลิเมตร ซึ่งวางตัวในแนวระดับ จะสอดคล้องกับ homogeneous flow model ในขณะที่ท่อซึ่งวางตัวแนวตั้งจะมีค่าสัดส่วนช่องว่างที่ต่ำกว่าดังแสดงในรูปที่ 29 ท่อในแนวตั้งการไหลของฟองอากาศจะมีความเร็วสูงขึ้นเนื่องจากผลของแรงลอยตัว ดังนั้นจะยังทำให้ค่า slip ratio มากกว่าหนึ่ง จึงส่งผลให้ค่าสัดส่วนช่องว่างต่ำกว่าค่าที่ได้จาก homogeneous flow model



รูปที่ 29 ค่าสัดส่วนช่องว่างของท่อขนาด 0.53 มิลลิเมตรที่วางในแนวระดับและแนวตั้ง

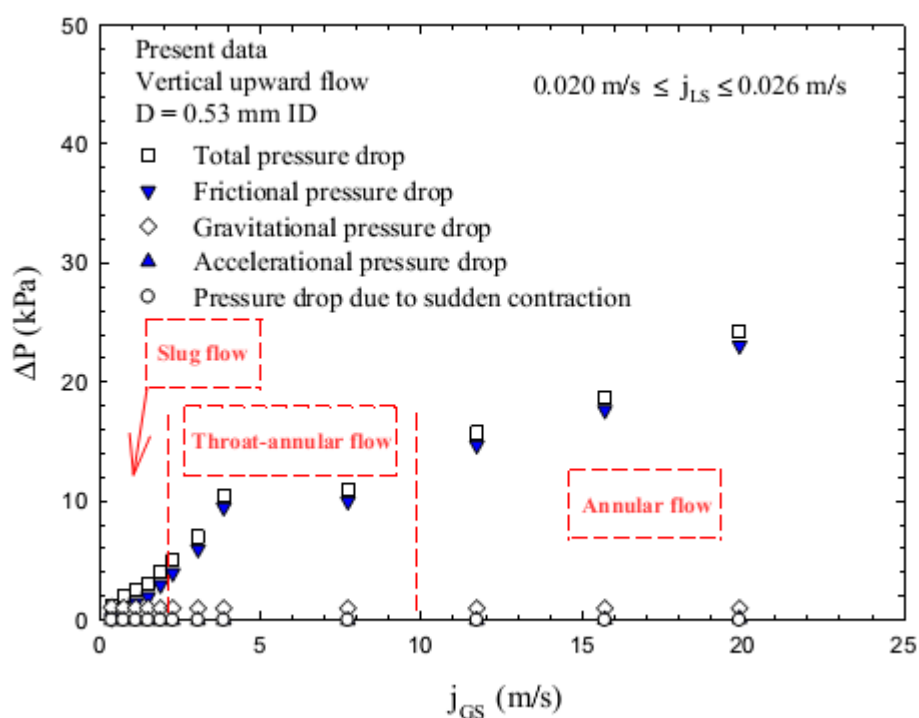
4.1.3 ความดันลด

ในงานปัจจุบันวัดความดันรวมการไหลของอากาศ-น้ำ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.15, 0.22 และ 0.53 มิลลิเมตร จะดำเนินการภายใต้เงื่อนไขที่แตกต่างกัน ความดันลดลงรวมของการไหลสองเฟสจะแสดงโดยสมการความสมดุลต่อไปนี้

$$\Delta P_{\text{exp}} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_c + \Delta P_g \quad (4)$$

เมื่อ ΔP_f คือ ความดันลดลงจากเสียดทาน ΔP_a คือ ความดันลดลงจากความเร่ง ΔP_c คือ ความดันลดลงจากการหดตัวฉับพลัน และ ΔP_g คือ ความดันลดลงจากแรงโน้มถ่วง

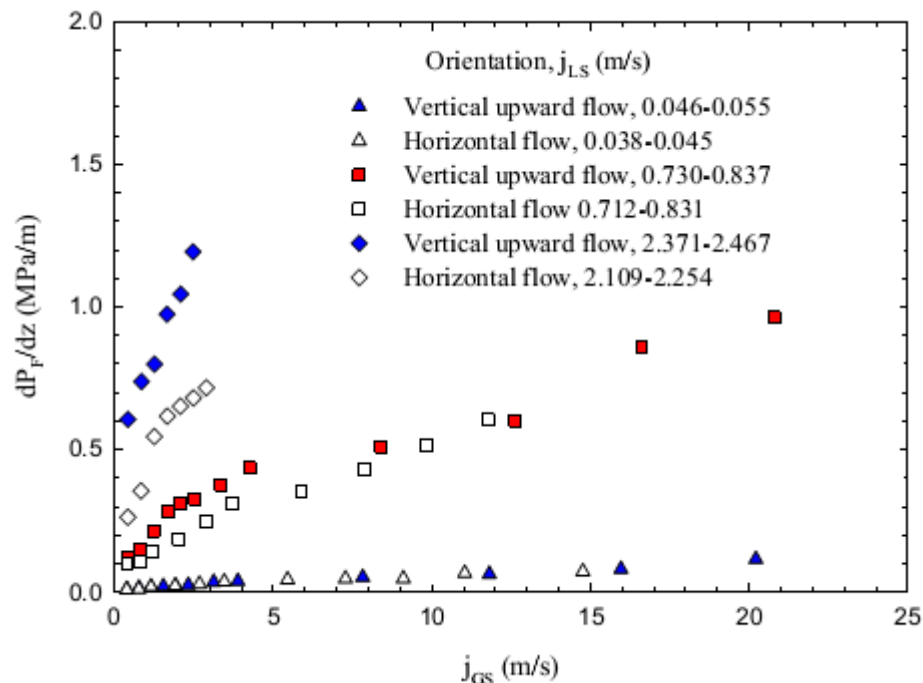
รูปที่ 30 แสดงความดันลดลงสองเฟสในท่อมต่าง ๆ ซึ่งประกอบด้วยท่อมแรงเสียดทาน ท่อมความเร่ง ท่อมข้อต่อลดและท่อมแรงโน้มถ่วง



รูปที่ 30 ความดันลด

จากรูปจะพบว่าอิทธิพลของความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วงจะเห็นชัดเจนในย่านการไหลต่ำ ๆ หรือช่วงที่เป็นการไหลแบบ slug flow แต่เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้น อิทธิพลของแรงโน้มถ่วงจะลดน้อยลงเมื่อเทียบกับแรงเสียดทานที่เกิดภายในท่อและระหว่างของไหล

นอกจากนี้ผลการทดลองยังแสดงให้เห็นว่าทิศทางการไหลส่งผลต่อความดันลดอย่างมากดังแสดงในรูปที่ 31 ซึ่งท่อที่มีการไหลขึ้นในแนวตั้งจะทำให้ความดันลดมีค่ามากกว่าที่ได้จากท่อที่มีการไหลในแนวระดับ ผลการทดลองนี้สามารถอธิบายได้ว่า การไหลขึ้นในแนวตั้งจะมีความเร็วของอากาศสูงขึ้นเนื่องจากผลของแรงลอยตัว จึงทำให้ความดันลดที่เกิดในท่อแนวตั้งสูงกว่าความดันลดที่เกิดในท่อแนวระดับ



รูปที่ 31 ความดันลดที่เกิดในท่อแนวระดับและท่อแนวตั้ง

4.2 การไหลแบบไดบาติก

ในหัวข้อนี้จะนำเสนอผลการทดลองและการอภิปรายผลที่ได้จากการศึกษาคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ระหว่างอากาศกับน้ำในไมโคร채นแนล 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) นอกจากนี้ยังมีการเปรียบเทียบความแตกต่างของผลการทดลองที่เป็นผลมาจากรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโคร채นแนล โดยการใช้ชุดทดสอบที่มีการออกแบบลักษณะทางเข้าของไมโคร채นแนล (Inlet section) ที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.6 (บทที่ 4) สำหรับเงื่อนไขในการทดลองนี้จะมีค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สำหรับเฟสของเหลว (Liquid superficial Reynolds number, Re_{LS}) อยู่ในช่วง 131–533 และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส (Gas superficial Reynolds number, Re_{GS}) อยู่ในช่วง 54–149

4.2.1 การตรวจสอบความถูกต้องของชุดทดลอง

ก่อนที่จะเริ่มต้นเก็บข้อมูลการทดลองจะต้องมีการตรวจสอบความถูกต้องของชุดอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้สำหรับการทดลอง เพื่อที่จะเป็นการยืนยันว่าผลการทดลองมีความถูกต้องและเชื่อถือได้ โดยจะทำการทดลองการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase flow experiment) เพื่อที่จะตรวจสอบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลล์ท์ที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้

จากการทำนายโดยอาศัยสหสัมพันธ์ที่ได้มีการนำเสนอไว้โดยนักวิจัยหลายท่าน และเนื่องจากความยาวของไมโครแชนแนลมีความยาวเพียง 40 มิลลิเมตร ซึ่งน้อยกว่าความยาวของช่วง Thermal entrance region อีกทั้งค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ในการทดลองก็อยู่ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ จึงทำให้สภาวะการไหลทั้งหมดในไมโครแชนแนลอยู่ภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ดังนั้น สหสัมพันธ์ที่นำมาใช้ส่วนใหญ่จึงเป็นสหสัมพันธ์ที่ใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase Nusselt number) ภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน โดยสามารถแบ่งสหสัมพันธ์ออกเป็น 2 กลุ่ม คือ สหสัมพันธ์ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย และสหสัมพันธ์ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุด ดังที่จะนำเสนอต่อไปนี้

4.2.1.1 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย (Average Nusselt number)

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

$$Nu_{ave} = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04Gz^{2/3}} \quad (5)$$

โดยที่ Gz คือ ค่า Graetz number ซึ่งถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$Gz = \left(\frac{D_h}{L} \right) Re Pr \quad (6)$$

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

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

$$Nu_{ave} = 1.86 \left(\frac{Re Pr D_h}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (7)$$

โดยคุณสมบัติทั้งหมดสามารถหาได้โดยใช้อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั้งหมด (Bulk mean fluid temperature) ยกเว้น μ_s ที่หาได้โดยใช้อุณหภูมิพื้นผิว

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

$$Nu_{ave} = \frac{1}{C_1(L^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (8)$$

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

$$L^* = \frac{L}{Re D_h Pr} \quad (9)$$

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

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

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

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

$$Nu_{ave} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (11)$$

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

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

$$Nu_{ave,T} = \left\{ Nu_{ave,T,1}^3 + 0.7^3 + [Nu_{ave,T,2} - 0.7]^3 + Nu_{ave,T,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (12)$$

โดยที่

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

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

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

สำหรับในกรณีของฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (UHF) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{ave,H} = \left\{ Nu_{ave,H,1}^3 + 0.6^3 + [Nu_{ave,H,2} - 0.6]^3 + Nu_{ave,H,3}^3 \right\}^{1/3} \quad (13)$$

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 ดังนั้นการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์โดยใช้สหสัมพันธ์จึงต้องพิจารณาภายใต้เงื่อนไขของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้าน โดยอาศัยตัวคูณสำหรับแก้ไขค่าให้ถูกต้อง (Correction factor) ซึ่งถูกนำเสนอโดย Phillips (1987) ดังแสดงตามสมการต่อไปนี้

$$Nu_{ave,3} = Nu_{ave} \left(\frac{Nu_{\infty,3}}{Nu_{\infty,4}} \right) \quad (14)$$

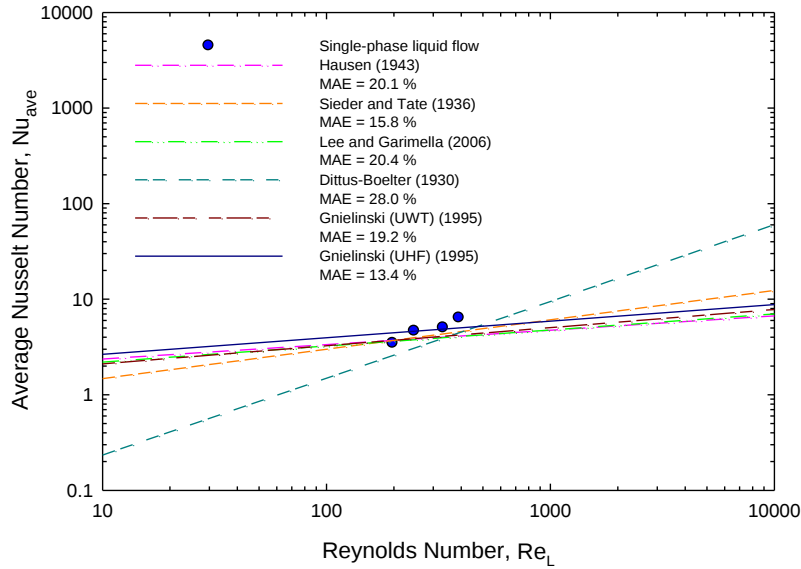
สำหรับ $Nu_{\infty,4}$ และ $Nu_{\infty,3}$ ในสมการที่ (5.10) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ของ Shah and London (1978) ดังแสดงไว้ในสมการที่ (5.11) และ (5.12) ตามลำดับ โดย Shah and London (1978) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่มีการพัฒนาเต็มที่ (Fully developed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

$$Nu_{\infty,4} = 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \quad (15)$$

สำหรับในกรณีของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้าน (Three-sided heating) สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{\infty,3} = 8.235(1 - 1.833\alpha + 3.767\alpha^2 - 5.814\alpha^3 + 5.361\alpha^4 - 2.0\alpha^5) \quad (16)$$

รูปที่ 32 แสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์ ซึ่งจะเห็นว่าค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดีกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยอาศัยสหสัมพันธ์สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยภายใต้สภาวะของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ซึ่งได้แก่ สหสัมพันธ์ของ Hausen (1943), สหสัมพันธ์ของ Sieder and Tate (1936), สหสัมพันธ์ของ Lee and Garimella (2006) และสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ย (Mean absolute error, MAE) สูงสุดอยู่ที่ประมาณ 20% ในขณะที่สหสัมพันธ์ของ Dittus and Boelter (1930) ซึ่งใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยภายใต้สภาวะของการไหลแบบปั่นป่วน จะพบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนอย่างเห็นได้ชัดระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนาย โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนสัมบูรณ์เฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 28% นอกจากนี้ยังพบว่าค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองมีความสอดคล้องกับสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ (UHF) มากกว่าสหสัมพันธ์ของ Gnielinski (1995) ที่ใช้สำหรับทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลต์เฉลี่ยสำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ (UWT) ซึ่งก็สอดคล้องกับเงื่อนไขที่เกิดขึ้นในการทดลอง



รูปที่ 32 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์

4.2.1.2 การทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉพาะจุด (Local Nusselt number)

Shah and London (1978) ได้นำเสนอสหสัมพันธ์สำหรับใช้ในการทำนายค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉพาะจุดในกรณีของการไหลแบบราบเรียบที่อยู่ในช่วงกำลังพัฒนาทางความร้อน (Thermally developing laminar flow) ภายในท่อสี่เหลี่ยม โดยแบ่งออกเป็น 2 เงื่อนไขที่ขอบเขต สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตแบบฟลักซ์ความร้อนที่พื้นผิวคงที่ตามแนวแกนและอุณหภูมิพื้นผิวคงที่ตามแนวเส้นรอบวง สามารถหาได้จากสหสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$Nu_{z,H} = 3.04 + 0.0244/z^* + 0.448/\alpha - 0.0000269/(z^*)^2 + 0.02/\alpha^2 - 0.000678/(z^*\alpha) \quad (17)$$

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

$$Nu_{z,T} = 2.117 + 0.01667/z^* + 0.6713/\alpha - 0.00001136/(z^*)^2 + 0.02835/\alpha^2 - 0.000886/(z^*\alpha) \quad (18)$$

เมื่อ $1/6 \leq \alpha \leq 1.0$ และ $0.05 \leq z^* \leq 0.2$ โดยที่ z^* ในสมการที่ (17) และ (18) สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$z^* = \frac{\pi}{4} \left(\frac{z}{\text{Re Pr } D_h} \right) \quad (19)$$

เมื่อ z คือ ความยาวตามแนวแกน ณ ตำแหน่งใดๆของไมโครเซนแนล

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

$$Nu_z = \frac{1}{C_1(z^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (20)$$

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

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

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

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

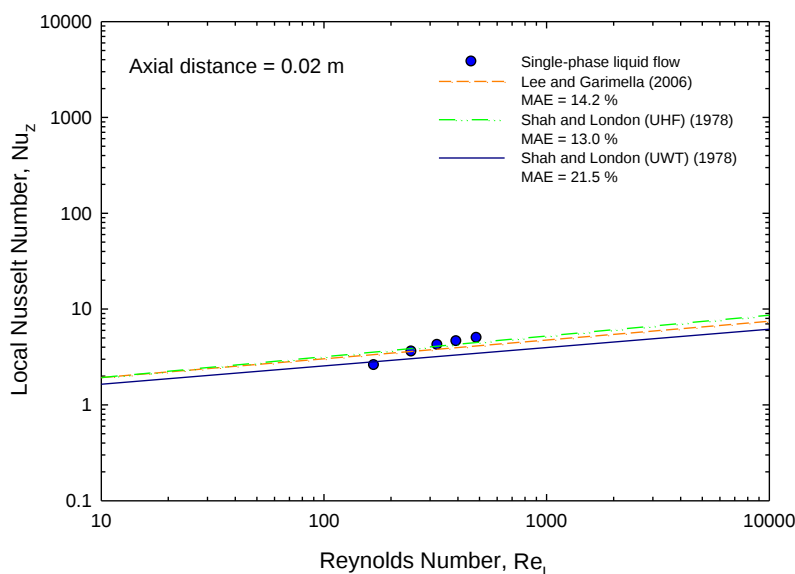
$$C_4 = 7.148 - 1.328 \times 10 \alpha + 1.515 \times 10 \alpha^2 - 5.936 \alpha^3$$

z^* คือ ความยาวตามแนวแกน ณ ตำแหน่งใดๆของไมโครเซนแนลในรูปของตัวแปรไร้มิติ ซึ่งได้ถูกนิยามไว้ตามสมการดังต่อไปนี้

$$z^* = \frac{z}{Re D_h Pr} \quad (21)$$

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

สำหรับการทำนายค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดโดยใช้สหสัมพันธ์ก็ต้องพิจารณาภายใต้เงื่อนไขของการให้ความร้อนแบบ 3 ด้านเช่นเดียวกับในกรณีของค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย ซึ่งก็สามารถหาได้โดยใช้วิธีการเดียวกันกับในกรณีของค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉลี่ย ดังที่ได้แสดงไว้แล้วในสมการที่ (14)



รูปที่ 33 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความสอดคล้องกันระหว่างค่าตัวเลขนัสเซลท์เฉพาะจุดที่ได้จากการทดลองกับค่าที่ได้จากการทำนายโดยใช้สหสัมพันธ์

รูปที่ 33 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

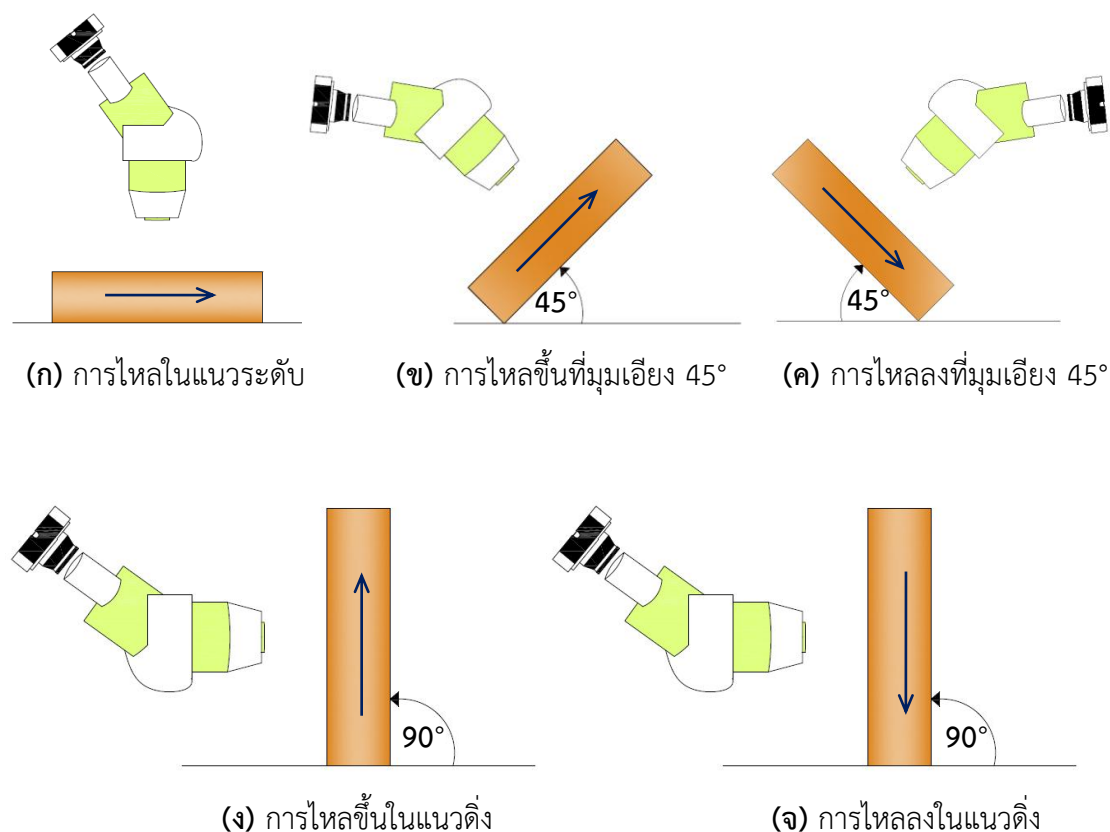
4.2.2 รูปแบบการไหล

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกสำหรับการไหลแบบสองสถานะที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนล จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องศึกษารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นที่สภาวะเงื่อนไขต่างๆ เพื่อที่จะช่วยให้การวิเคราะห์ผลของรูปแบบการไหลที่มีต่อผลของการถ่ายเทความร้อนและความดันตกที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลทำได้ง่ายขึ้น 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

34



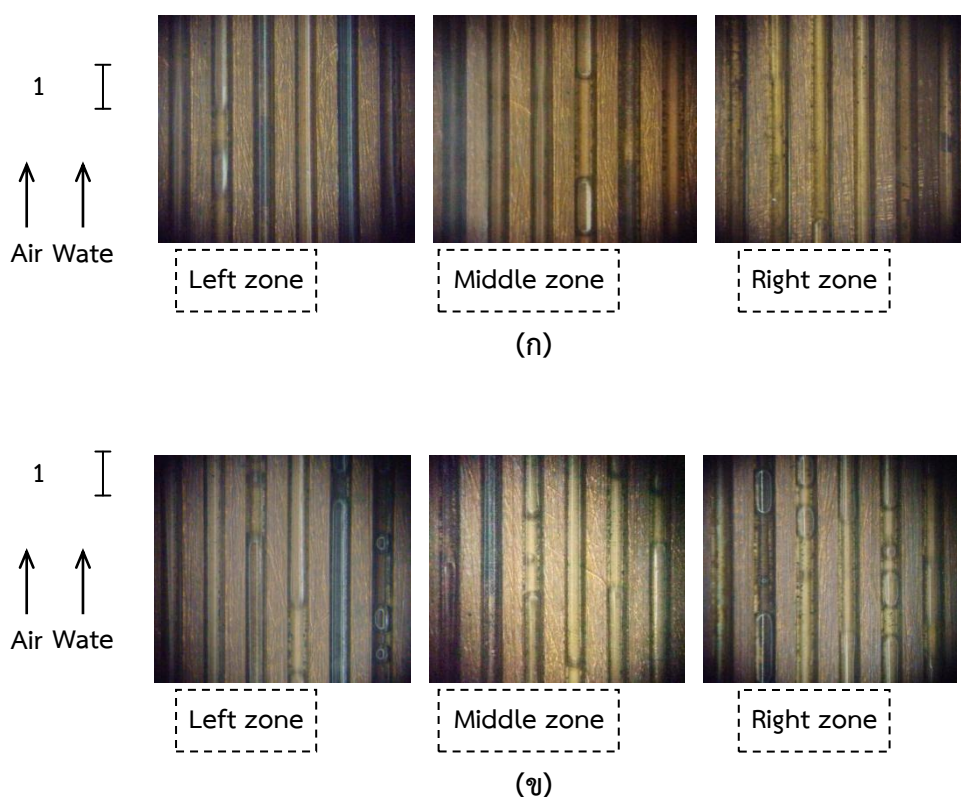
รูปที่ 34 แผนภาพแสดงการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ

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

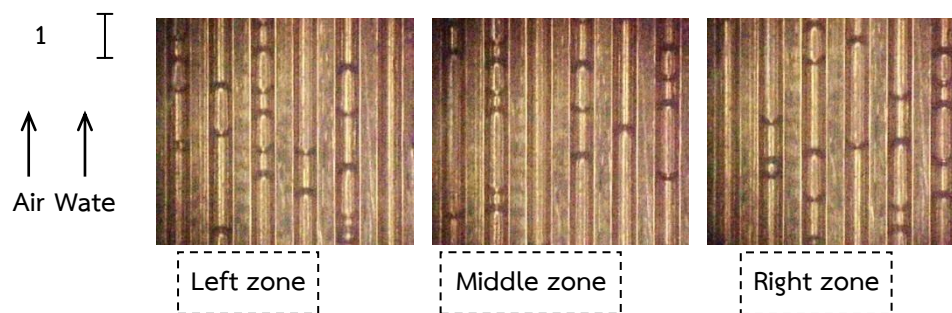
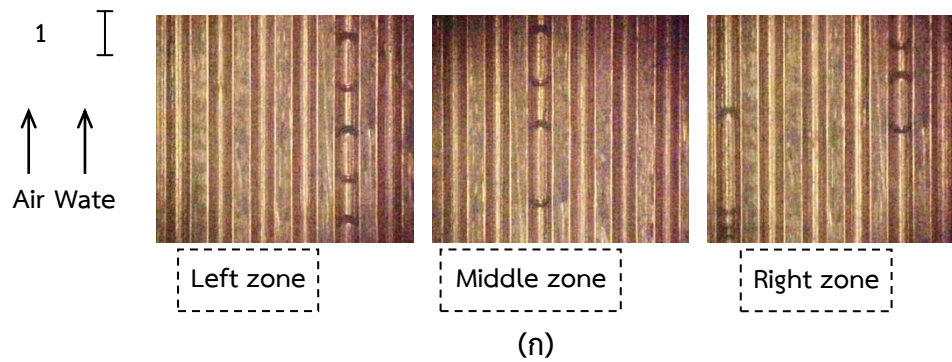
สำหรับการเปรียบเทียบความแตกต่างของรูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลที่เป็นผลมาจากลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 35–39 โดยจากการทดลองจะพบว่ามีรูปแบบการไหลเกิดขึ้นในไมโครแชนแนล 2 รูปแบบ คือ การไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

การไหลแบบ Gas core flow จะมีลักษณะเป็นการไหลที่มีฟองแก๊สขนาดใหญ่เกิดการยึดตัวไปตลอดทั้งความยาวของท่อ โดยส่วนที่เป็นฟองแก๊สจะไหลอยู่ที่บริเวณแกนกลางของท่อ และถูกล้อมรอบด้วยส่วนที่เป็นของเหลวซึ่งจะไหลอยู่บริเวณผิวท่อ โดยในการทดลองจะสามารถสังเกตเห็นการไหลแบบ Gas core flow ได้อย่างชัดเจนในกรณีที่ส่วนผสมระหว่างอากาศกับน้ำไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนลโดยตรง ซึ่งพบว่าฟองแก๊สขนาดใหญ่จะมีการยึดตัวไปตลอดทั้งความยาวของท่อไมโครเซนแนล ทำให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อไมโครเซนแนลโดยส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบ Gas core flow สำหรับกระบวนการเกิดการไหลแบบ Gas core flow สามารถดูได้จากแผนภาพ ซึ่งได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 40

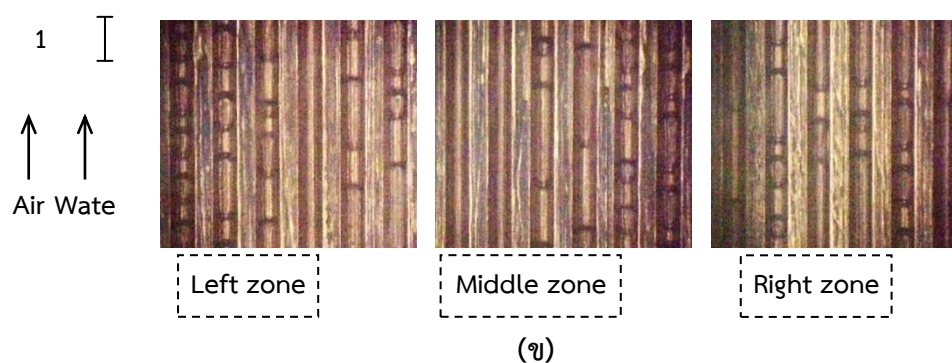
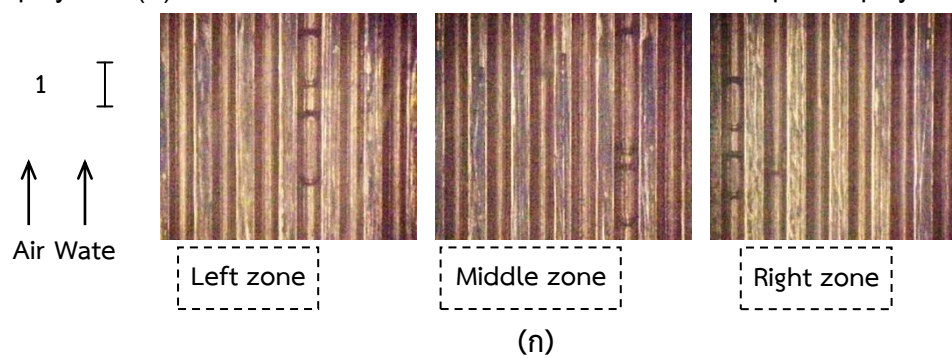
ส่วนการไหลแบบ Slug flow จะมีลักษณะเป็นการไหลที่มีการสลับกันเป็นช่วง ๆ ระหว่างส่วนที่เป็นฟองแก๊ส (Gas slug) ที่มีการยึดตัวไปตามความยาวของท่อ กับส่วนที่เป็นของเหลว (Liquid slug) โดยในการทดลองจะสามารถสังเกตเห็นการไหลแบบ Slug flow ได้อย่างชัดเจนในกรณีที่ทางเข้าของไมโครเซนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer ซึ่งจะทำหน้าที่ในการกระจายฟองแก๊สขนาดใหญ่ให้เกิดการแตกตัวก่อนที่จะไหลเข้าสู่ไมโครเซนแนล ทำให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในท่อไมโครเซนแนลโดยส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบ Slug flow



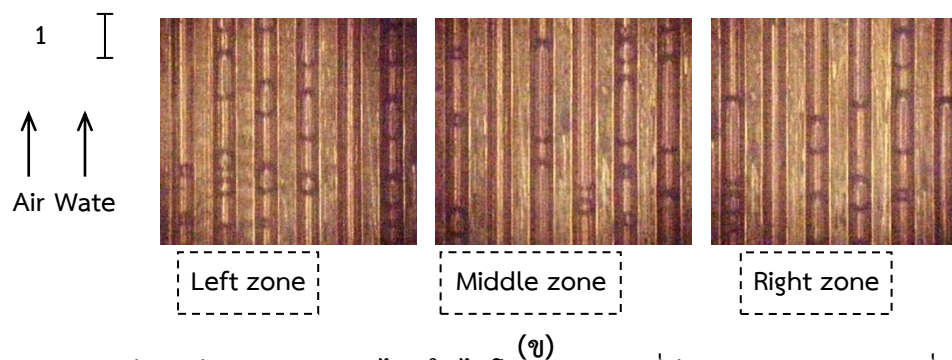
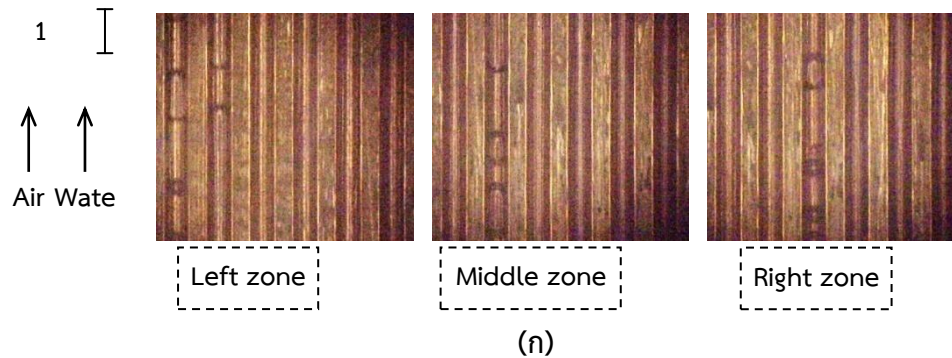
รูปที่ 35 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลในแนวระดับ (ก) ทางเข้าของไมโครเซนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครเซนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer



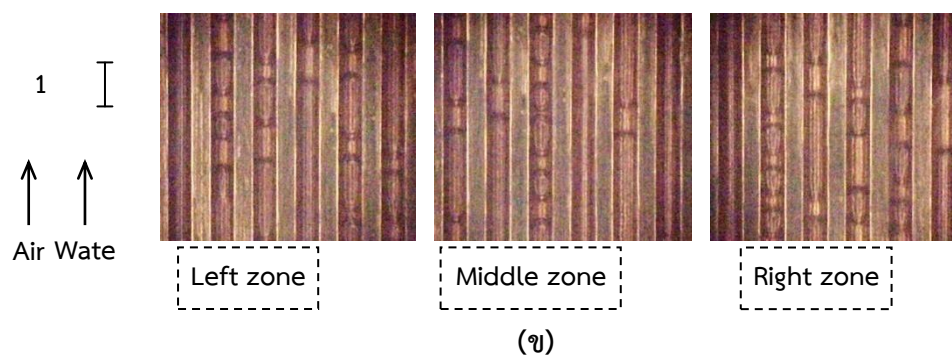
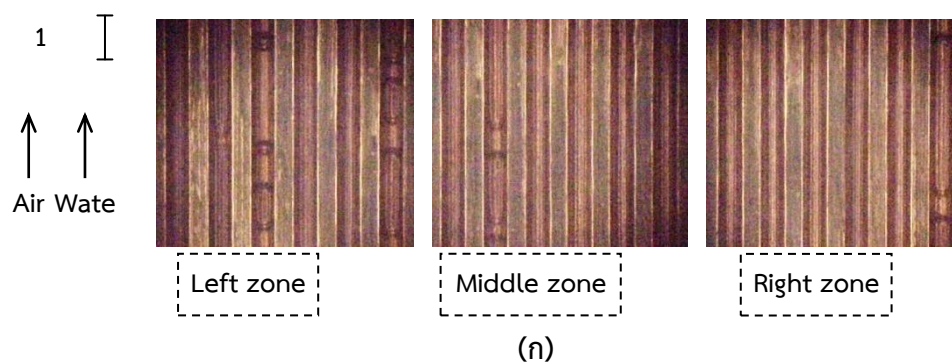
รูปที่ 36 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45° (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer



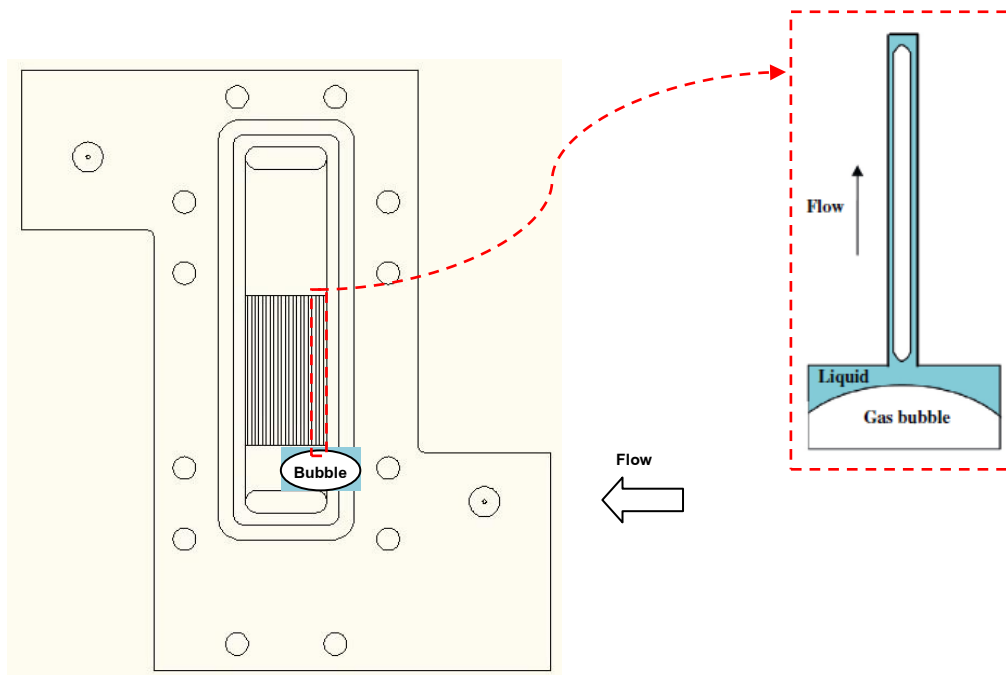
รูปที่ 37 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโคร채นแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45° (ก) ทางเข้าของไมโคร채นแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโคร채นแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer



รูปที่ 38 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโคร채นแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง (ก) ทางเข้าของไมโคร채นแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโคร채นแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer



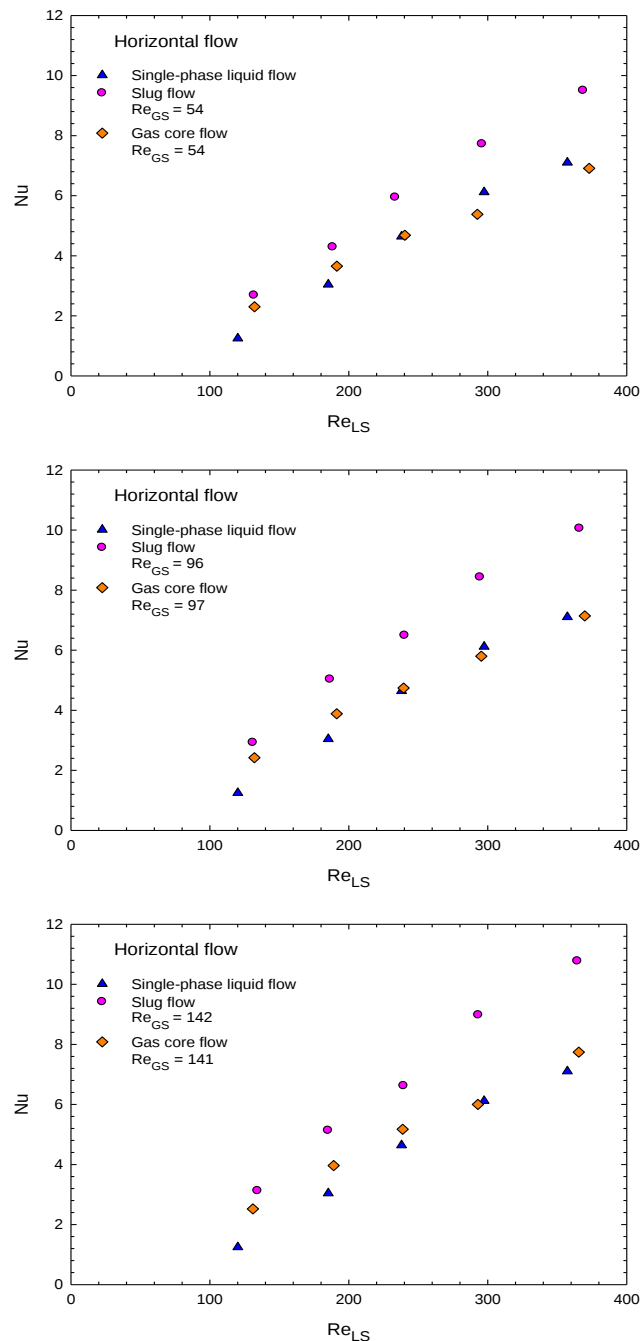
รูปที่ 39 การเปรียบเทียบรูปแบบการไหลในไมโครแชนแนลที่มีลักษณะของทางเข้าที่แตกต่างกันสำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง (ก) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่ไม่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer (ข) ทางเข้าของไมโครแชนแนลที่มีการติดตั้ง Foamed plastic polymer



รูปที่ 40 แผนภาพแสดงการเกิดการไหลแบบ Gas core flow ในไมโครแชนแนล

4.2.3 การถ่ายเทความร้อน

จากหัวข้อที่ผ่านมาจะพบว่าลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) จะส่งผลให้เกิดรูปแบบการไหลภายในไมโครแชนแนลที่แตกต่างกัน ในหัวข้อนี้ก็จะมีการแสดงให้เห็นถึงผลของรูปแบบการไหลและทิศทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน โดยจะแสดงในเทอมของค่าตัวเลขนัสเซิลท์ รูปที่ 41 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase liquid flow) กับการไหลแบบสองสถานะ (Two-phase gas-liquid flow)

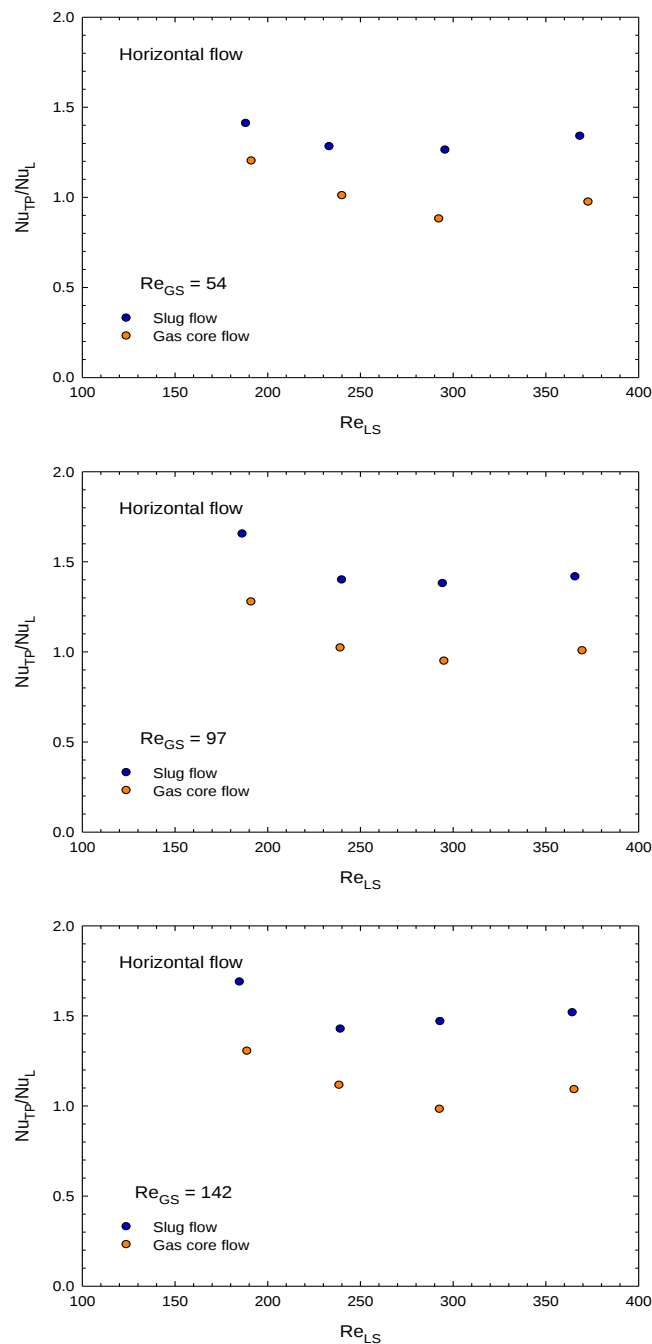


รูปที่ 41 กราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนระหว่างการไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบสองสถานะ

ทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow ที่ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการไหลแบบ Slug flow จะให้ค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยที่สูงที่สุด ในขณะที่การไหลแบบสถานะเดียวกับการไหลแบบ Gas core flow จะมีค่าตัวเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยที่ใกล้เคียงกัน

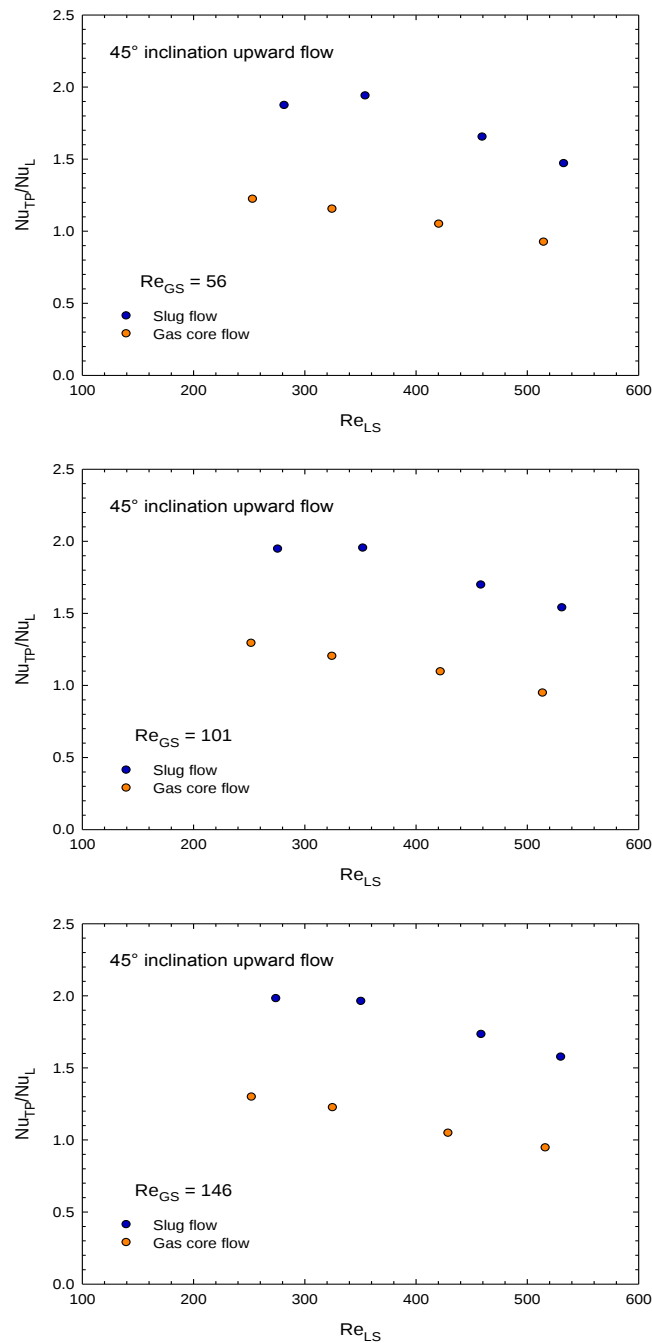
การเปรียบเทียบผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นจากการไหลแบบสถานะเดียวเป็นการไหลแบบสองสถานะยังสามารถแสดงได้ในเทอมของอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเท

ความร้อน (Heat transfer enhancement ratio, Nu_{TP}/Nu_L) ซึ่งถูกนิยามว่าเป็นอัตราส่วนของค่า



รูปที่ 42 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ

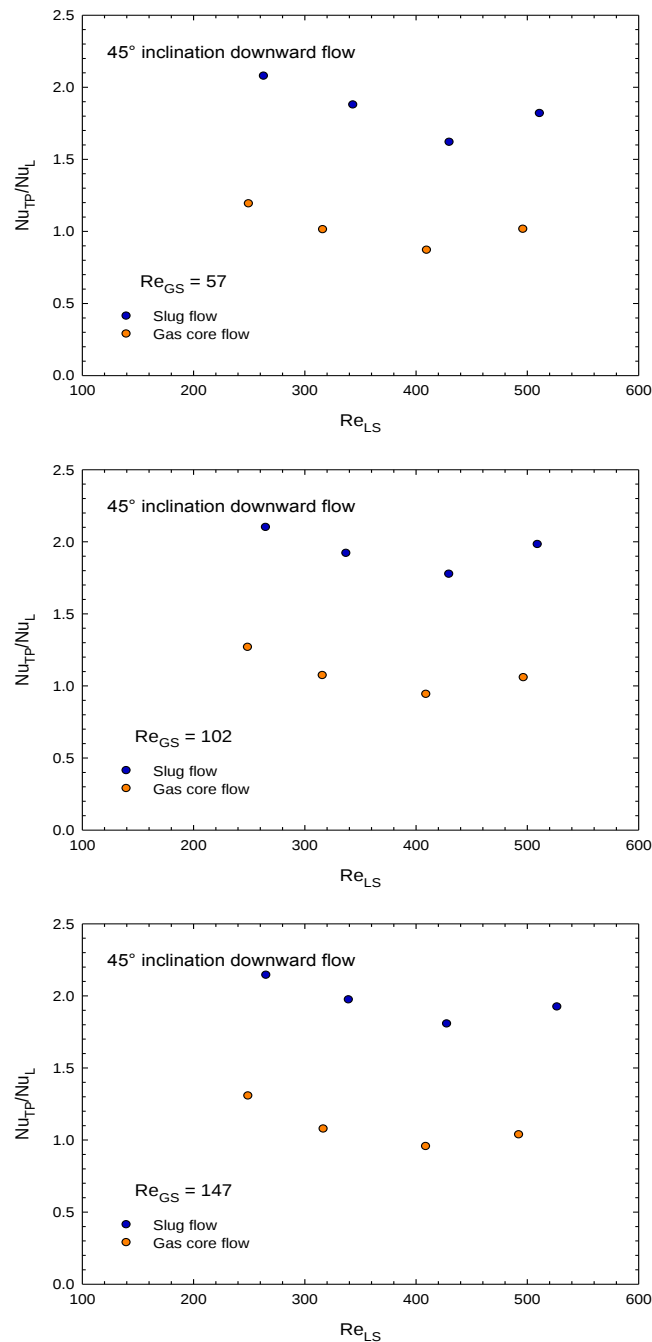
ตัวเลขนัสเซลล์ต์เฉลี่ยสำหรับการไหลแบบสองสถานะต่อค่าตัวเลขนัสเซลล์ต์เฉลี่ยสำหรับการไหลแบบสถานะเดียวที่มีของเหลวเป็นสารทำงาน สำหรับการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 42-46



รูปที่ 43 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°

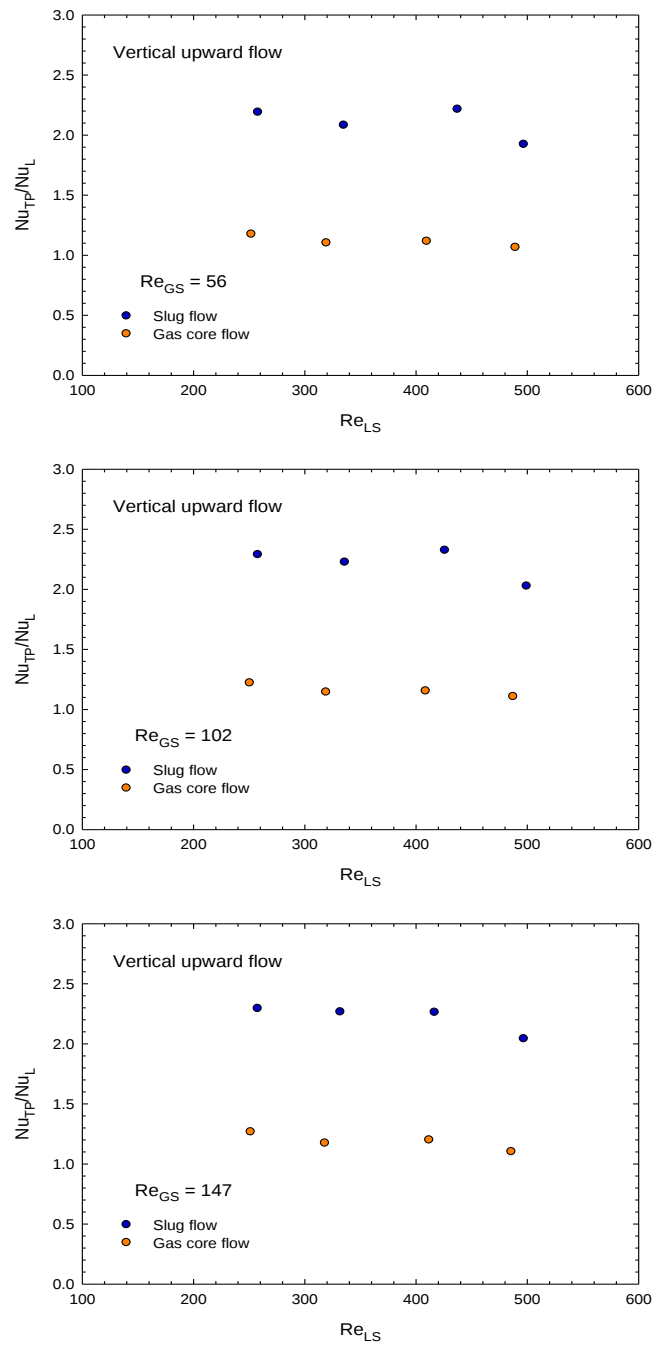
จากการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน (Heat transfer enhancement ratio, Nu_{TP}/Nu_L) ของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหลจะพบว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow ในทุกทิศทางการไหล ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากฟองแก๊สที่มีขนาดเล็ก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

slug) ซึ่งพบได้มากในกรณีของการไหลแบบ Slug flow มีส่วนช่วยในการทำให้ฟิล์มของเหลวที่

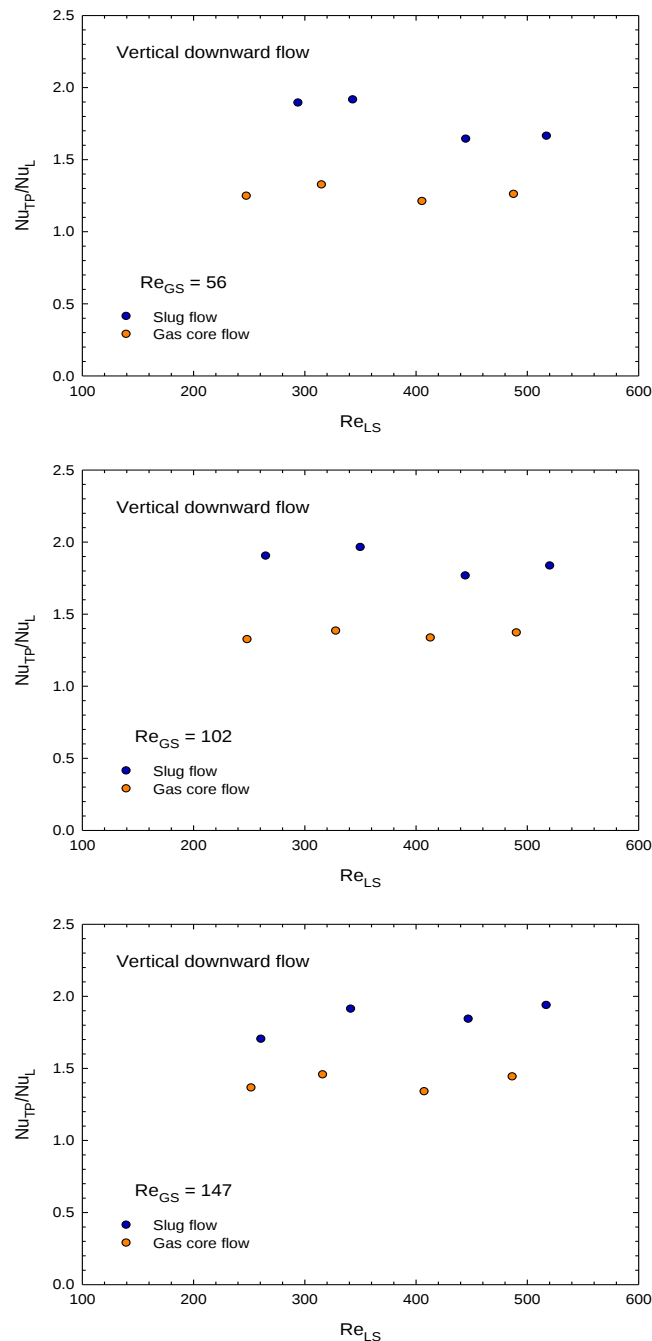


รูปที่ 44 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°

อยู่ติดกับผนังของท่อไมโครแชนแนลเกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น เป็นผลให้กลไกการพาความร้อนที่บริเวณผนังของท่อไมโครแชนแนลมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น จึงทำให้การถ่ายเทความร้อนในกรณีของการไหลแบบ Slug flow ดีกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัด



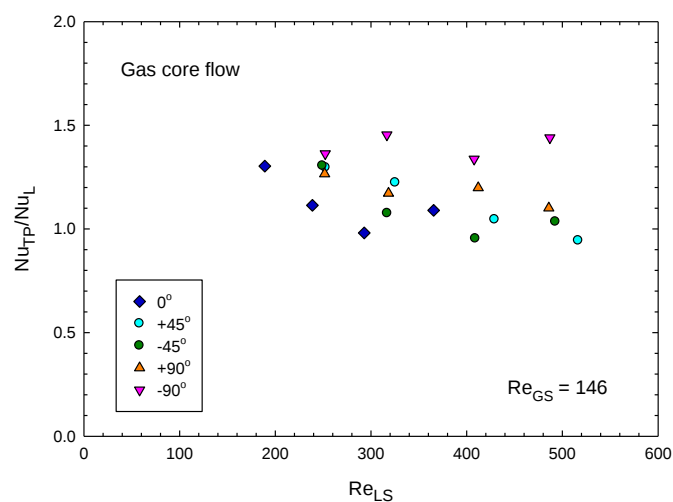
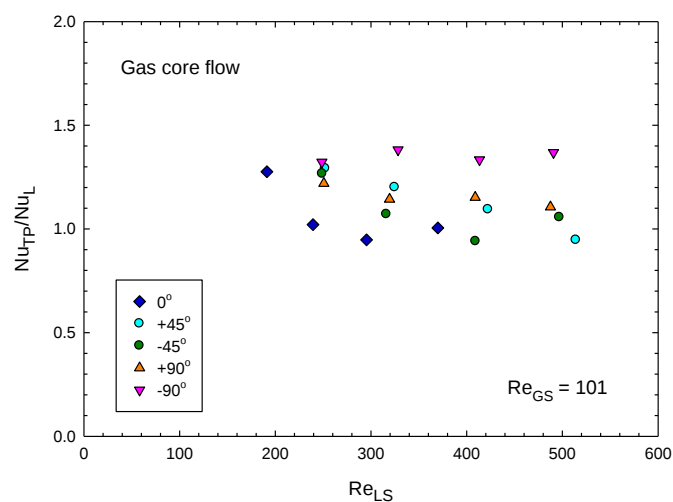
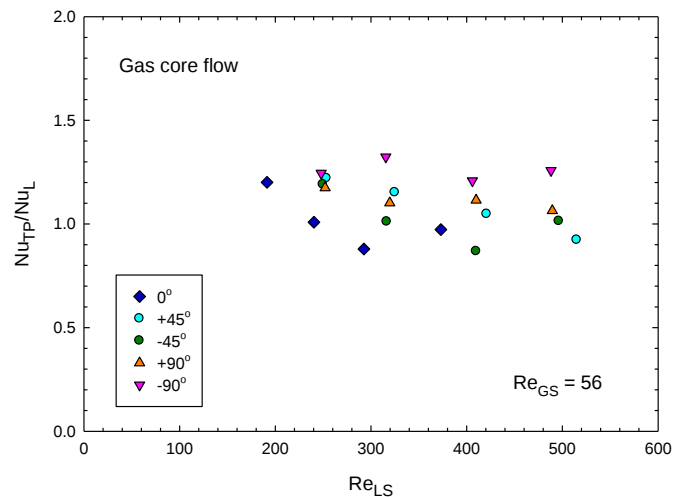
รูปที่ 45 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง



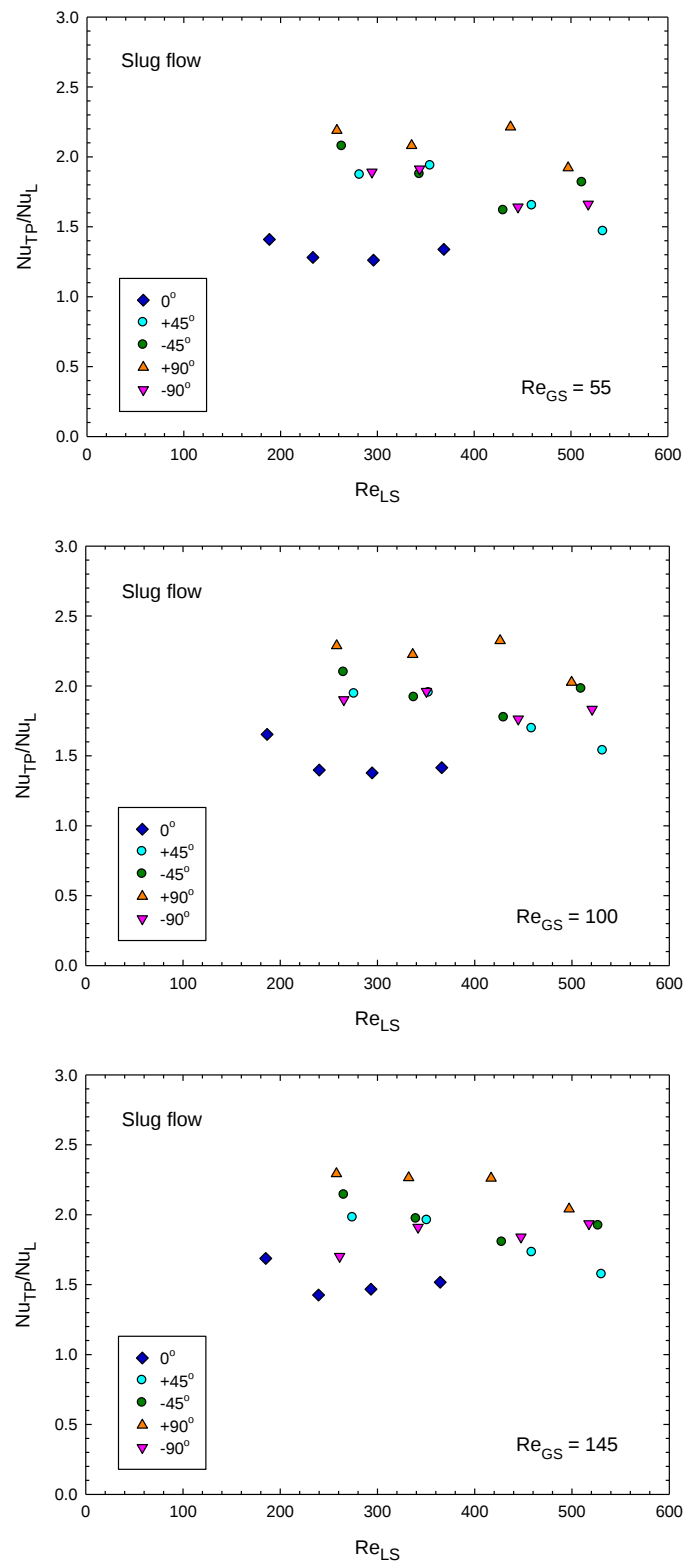
รูปที่ 46 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

รูปที่ 47 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow สำหรับเครื่องหมายที่ใช้ในการระบุทิศทางการไหลที่ปรากฏในกราฟนั้น เครื่องหมายบวกจะหมายถึงการไหลขึ้น (Upward flow) ส่วนเครื่องหมายลบจะหมายถึงการไหลลง (Downward flow) โดยจากกราฟจะพบว่าการไหลลงในแนวดิ่งซึ่งถูกแทนด้วยมุม -90° จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในทิศทางอื่น ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงซึ่งมีทิศทางเดียวกันกับแรงเฉื่อยของการไหล (Flow inertia) เป็นผลให้ฟิล์ม

ของเหลว (Liquid film) ที่อยู่ติดกับผนังของท่อไมโครแชนแนลมีการเคลื่อนที่ได้ดีขึ้น และยังส่งผลให้ความหนาของฟิล์มของเหลวตามแนวเส้นรอบวงของท่อมีความสม่ำเสมอมากกว่าการไหลในทิศทางอื่นด้วย เป็นผลให้กลไกในการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในแต่ละทิศทางตามแนวเส้นรอบวงของท่อมีประสิทธิภาพใกล้เคียงกัน และทำให้ผลของการถ่ายเทความร้อนโดยรวมมีประสิทธิภาพมากกว่าการไหลในทิศทางอื่น



รูปที่ 47 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow



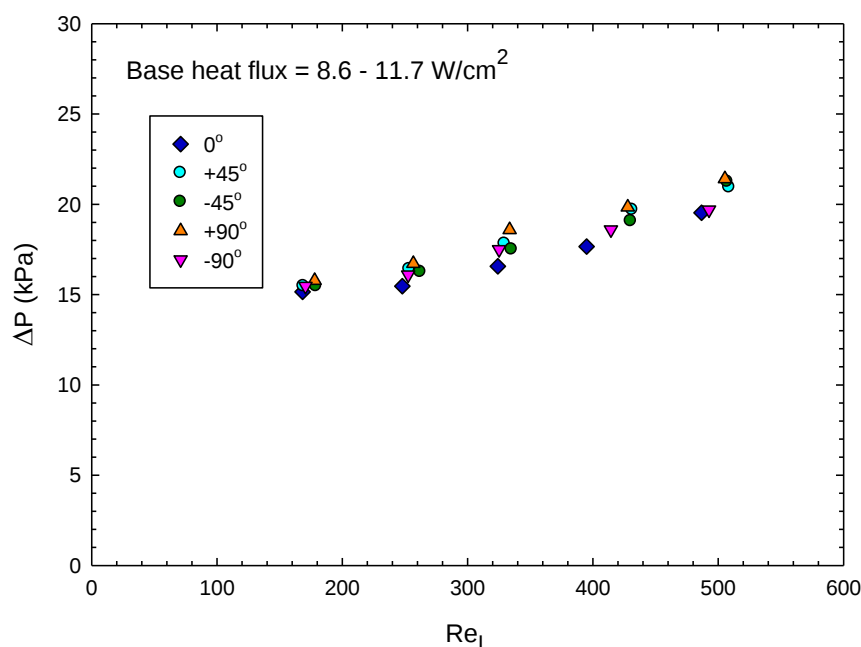
รูปที่ 48 กราฟแสดงการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow

สำหรับการเปรียบเทียบอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Slug flow ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 48 ซึ่งจะพบว่าการไหลขึ้นในแนวตั้งซึ่งถูกแทนด้วยมุม $+90^\circ$ จะมีอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนที่สูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับกรณีการไหลในทิศทางอื่น ทั้งนี้ก็น่าจะเป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงลอยตัว (Buoyancy force) ซึ่งมีทิศทางเดียวกันกับแรงเฉื่อยของการไหล เป็นผลให้ฟองแก๊สที่มีขนาดเล็ก (Gas slug) มีการเคลื่อนที่ได้ดีขึ้น ซึ่งมีส่วนในการทำให้ฟิล์มของเหลวที่อยู่ติดกับผนังของท่อไมโครแชนแนลเกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น จึงทำให้กลไกในการถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิภาพมากขึ้นด้วย

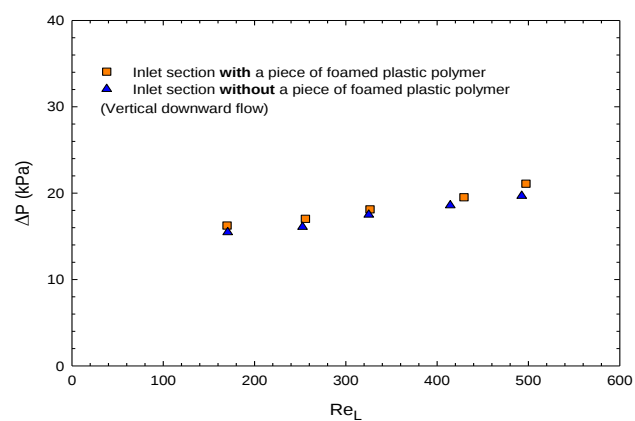
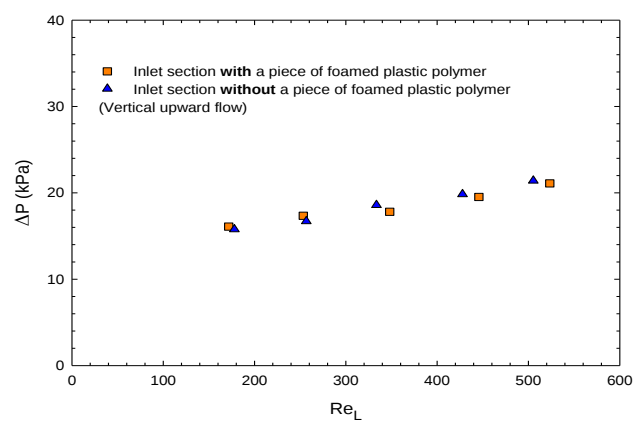
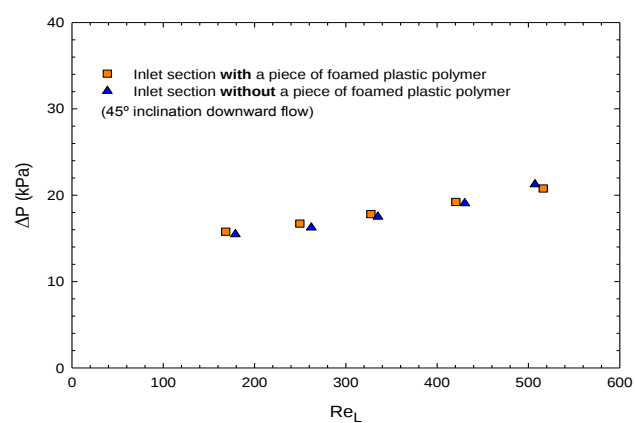
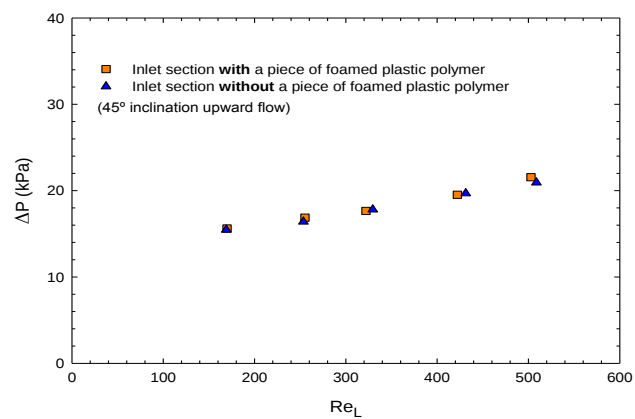
4.2.4 ความดันลด (Pressure drop)

ในการออกแบบอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน นอกจากจะต้องพิจารณาตัวแปรต่างๆที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อนแล้ว สิ่งที่จะต้องพิจารณาคือไปด้วยกัน คือ ความดันลดที่เกิดขึ้น เนื่องจากการใช้เทคนิคต่างๆในการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนก็มักจะตามมาด้วยความดันลดที่เพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน ดังนั้นจึงจำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบความดันลดที่เกิดขึ้นที่สภาวะต่างๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลประกอบการพิจารณาในการออกแบบอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน อีกทั้งยังใช้เป็นข้อมูลในการเลือกสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของอุปกรณ์ เพื่อให้อุปกรณ์สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ

รูปที่ 49 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว (Single-phase liquid flow) ซึ่งจะพบว่าความดันลดที่เกิดขึ้นในแต่ละทิศทางการไหลมีความแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น เนื่องจากท่อไมโครแชนแนลมีความยาวเพียง 40 มิลลิเมตร จึงทำให้ความดันลดที่เป็นผลมาจากอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงมีค่าน้อยมาก

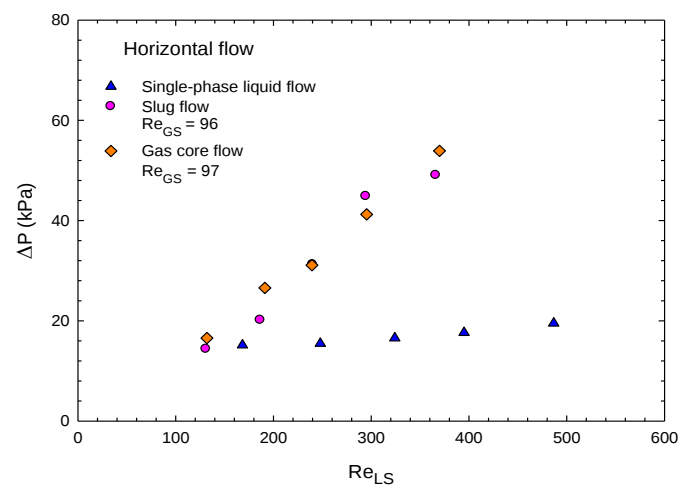
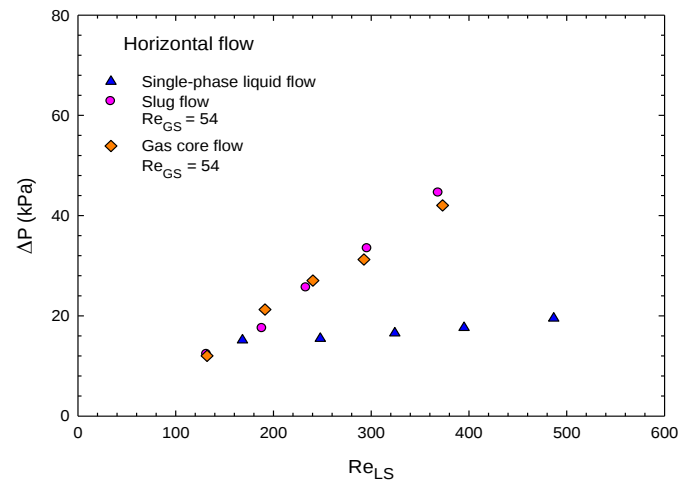


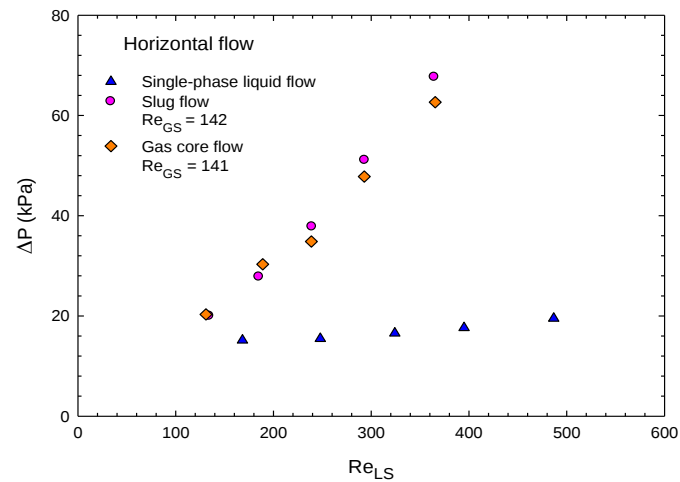
รูปที่ 49 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดสำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียว



รูปที่ 50 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันดของการไหลแบบสถานะเดียวที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครเซนแนลที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ

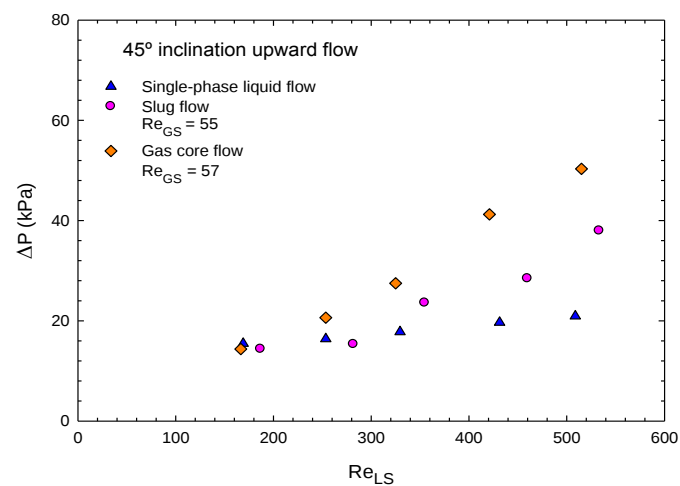
รูปที่ 51 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันดของการไหลแบบสถานะเดียวที่มีลักษณะทางเข้าของไมโครเซนแนลที่แตกต่างกัน 2 รูปแบบ สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าลักษณะทางเข้าของไมโครเซนแนลที่แตกต่างกันแทบจะไม่ส่งผลต่อความดันด

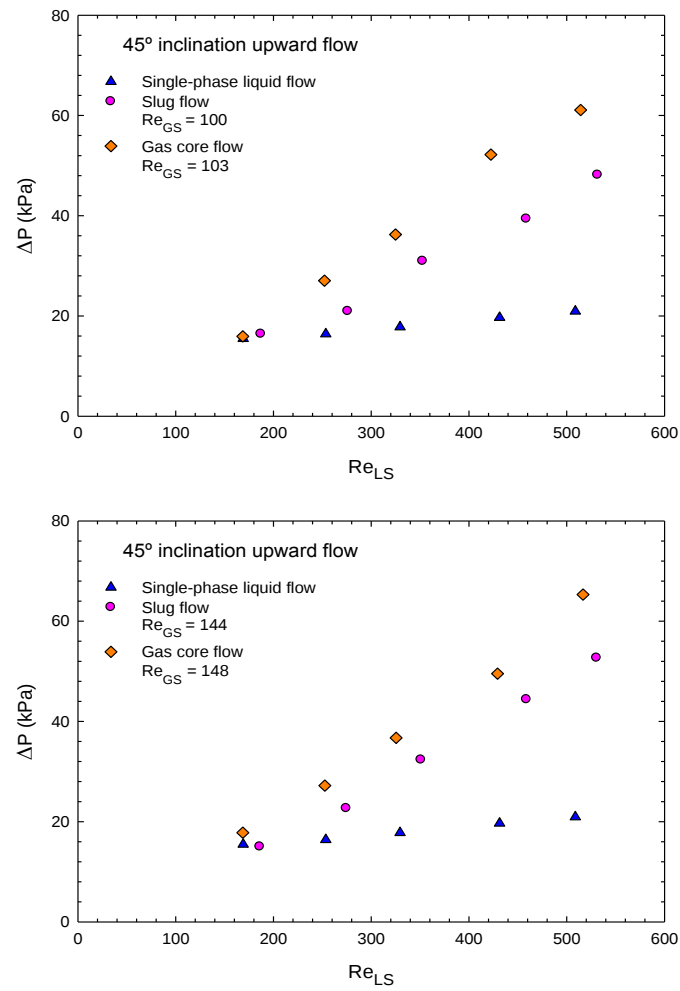




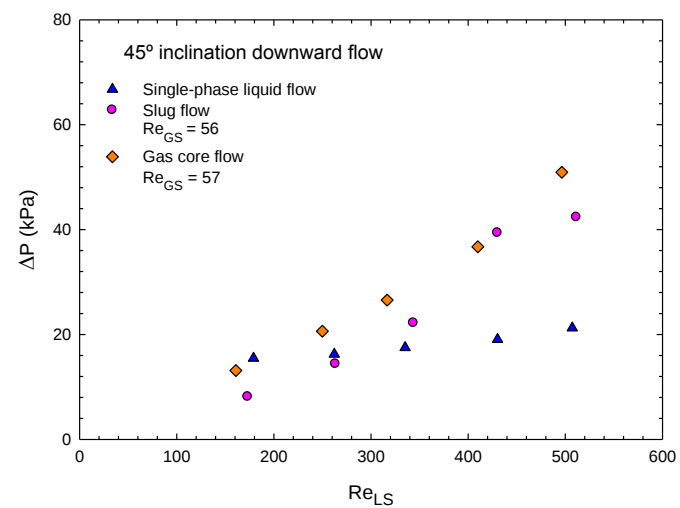
รูปที่ 51 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ

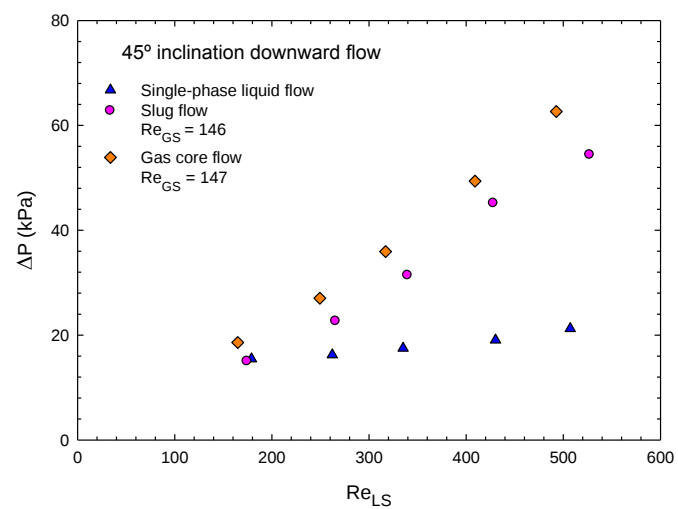
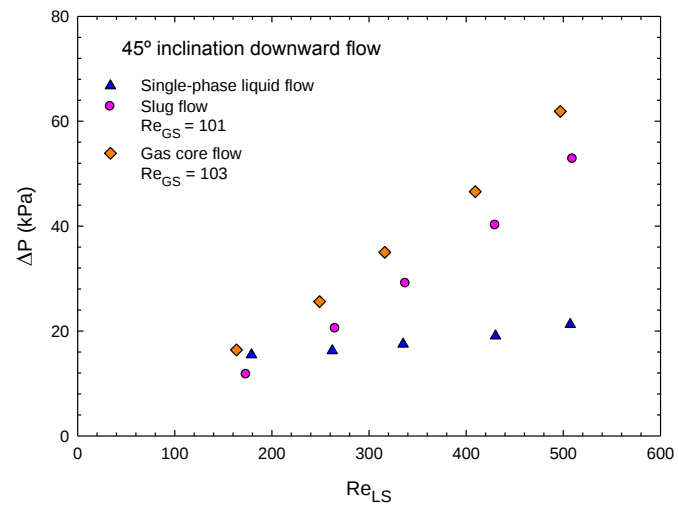
ของการไหลแบบสถานะเดียวในแต่ละทิศทางการไหล ทั้งนี้อาจจะเป็นเพราะการไหลผ่านทางเข้าของไมโครเซนแนลทั้ง 2 รูปแบบในกรณีของการไหลแบบสถานะเดียวไม่ทำให้รูปแบบการไหลในไมโครเซนแนลมีความแตกต่างกัน จึงทำให้ความดันดที่เกิดขึ้นไม่มีความแตกต่างกันด้วย



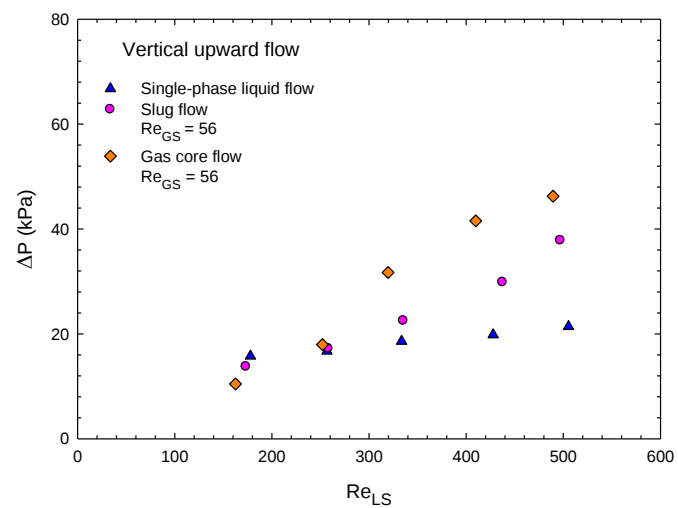


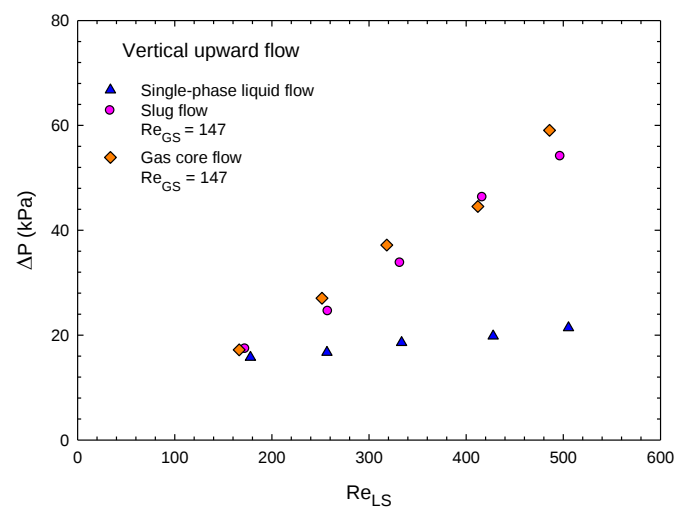
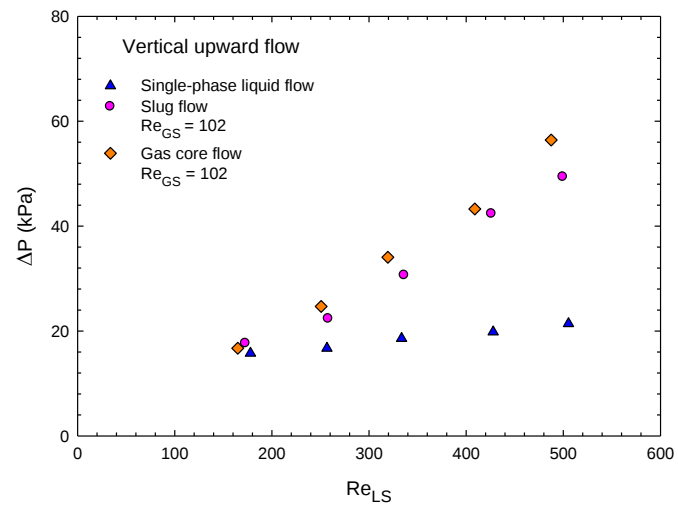
รูปที่ 52 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°



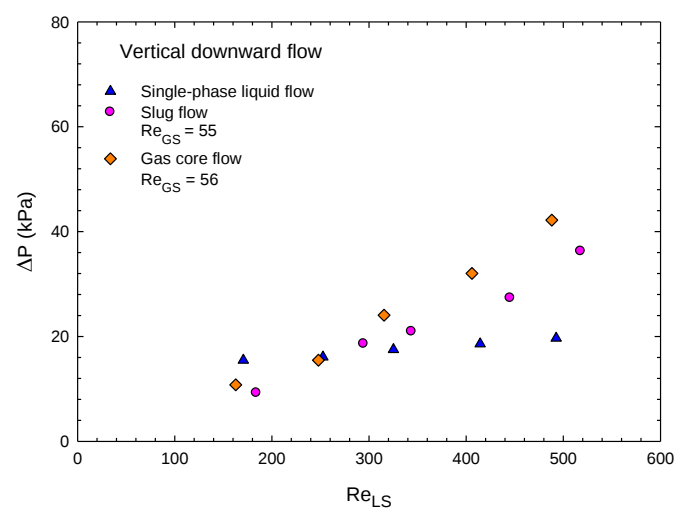


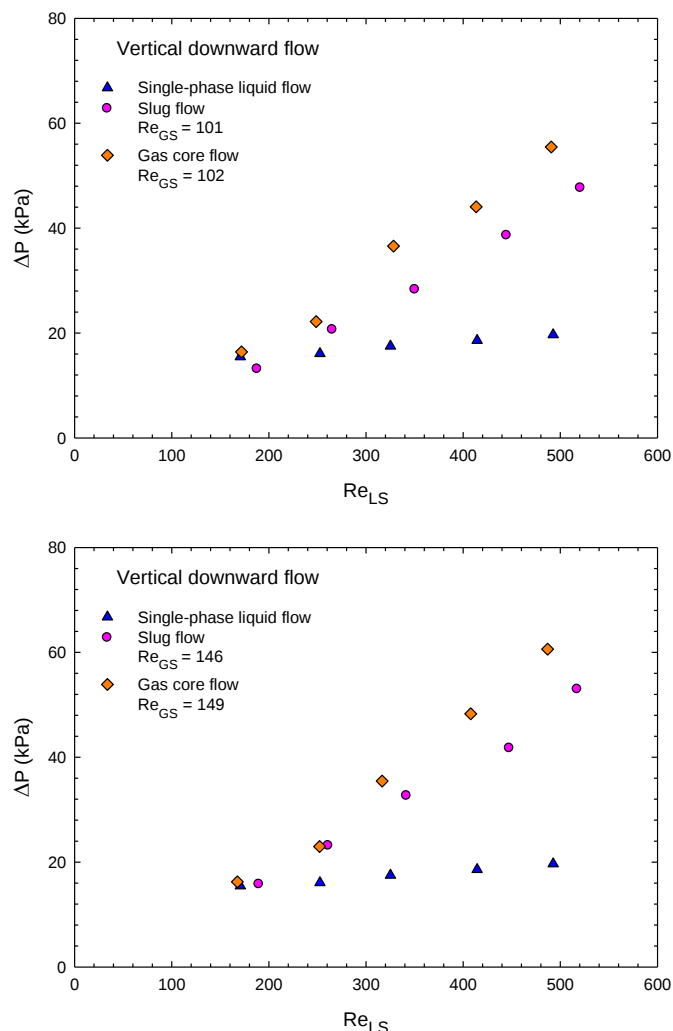
รูปที่ 53 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันดลของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°





รูปที่ 54 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวดิ่ง





รูปที่ 55 กราฟแสดงการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

จากการเปรียบเทียบความดันลดของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 51–55 จะพบว่าการไหลแบบสองสถานะทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีความดันลดสูงกว่าการไหลแบบสถานะเดียวอย่างเห็นได้ชัด โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ เนื่องจากจะเกิดการเพิ่มขึ้นของความดันลดที่เป็นผลมาจากการผสมเข้าด้วยกันของของไหลทั้งสองเฟส นอกจากนี้ยังพบว่าการไหลแบบ Gas core flow ยังมีความดันลดสูงกว่าการไหลแบบ Slug flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางการไหล ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่ผลของความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะทั้งสองรูปแบบแทบจะไม่มี ความแตกต่างกัน ซึ่งแสดงให้เห็นว่าอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงน่าจะมีผลทำให้ความดันลดของการไหลแบบสองสถานะทั้งสองรูปแบบมีความแตกต่างกัน ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่ไม่มีอิทธิพลของแรงโน้มถ่วงเข้ามาเกี่ยวข้อง

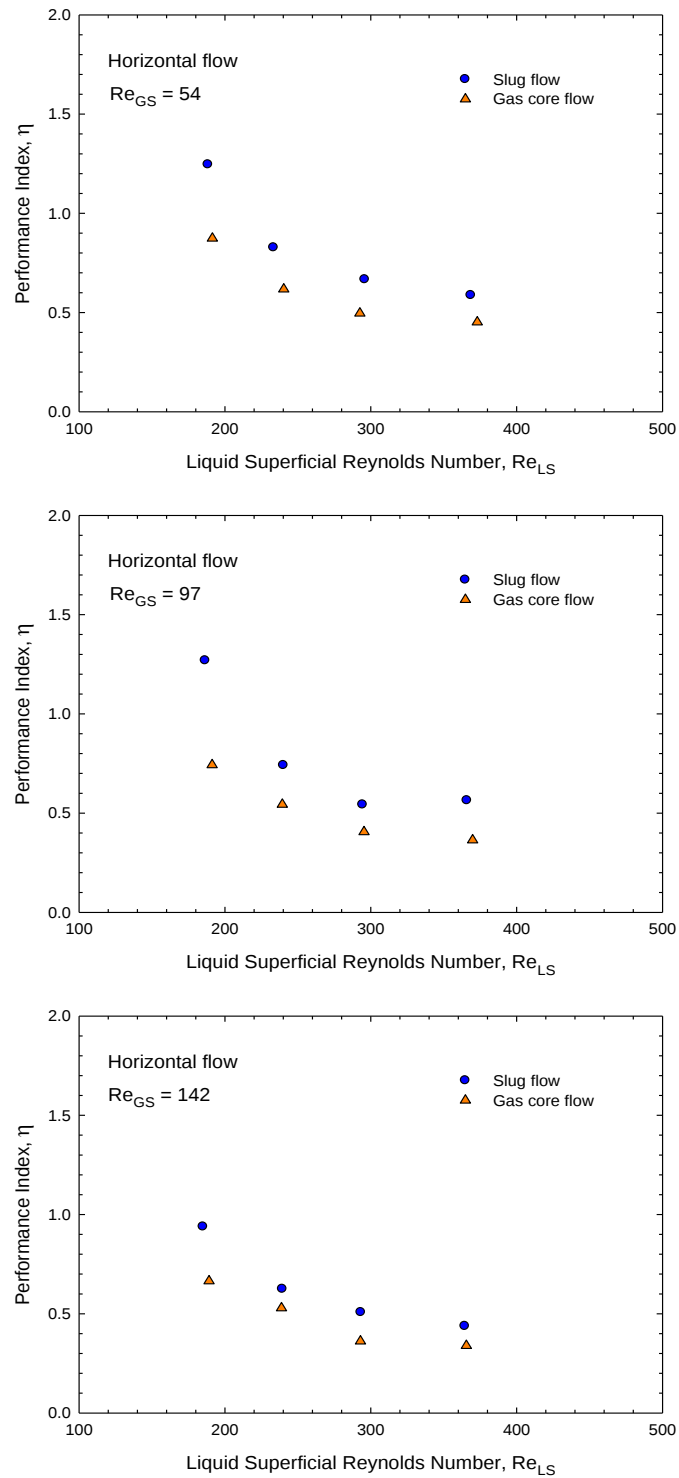
4.2.5 สมรรถนะของการถ่ายเทความร้อน

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

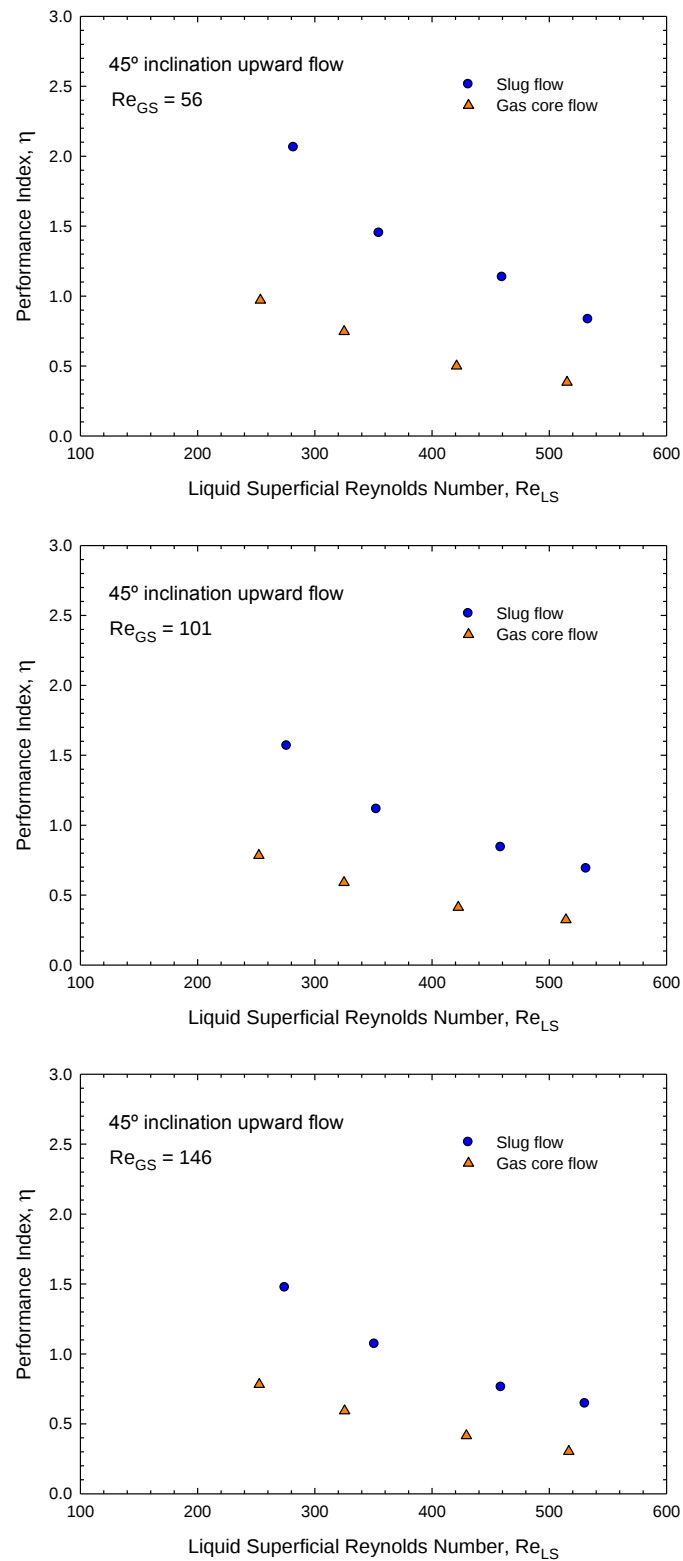
$$\eta = \frac{Nu_{TP} / Nu_L}{\Delta P_{TP} / \Delta P_L} \quad (22)$$

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

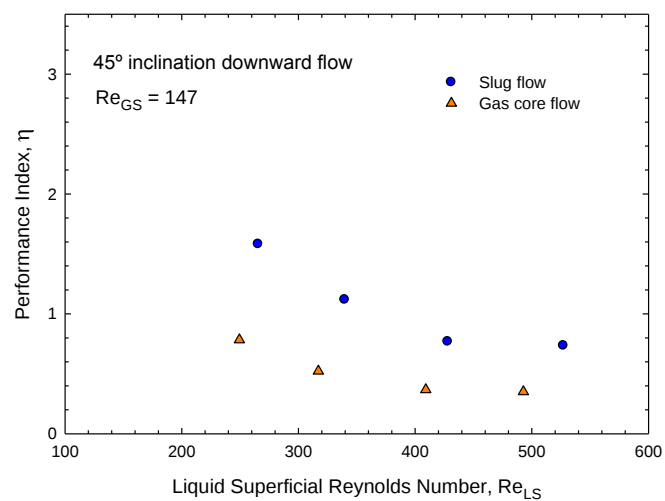
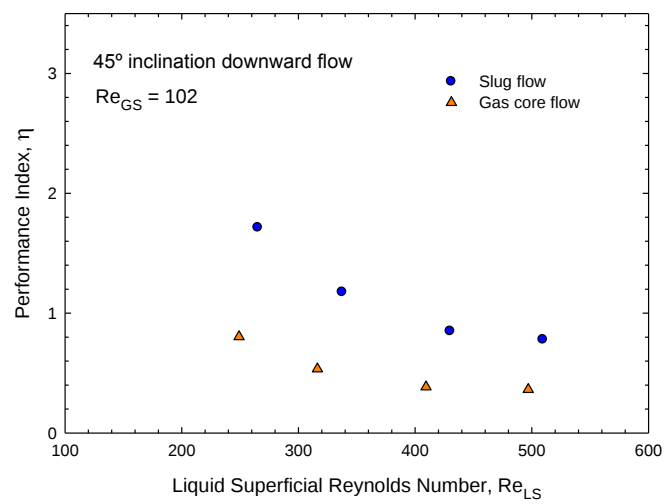
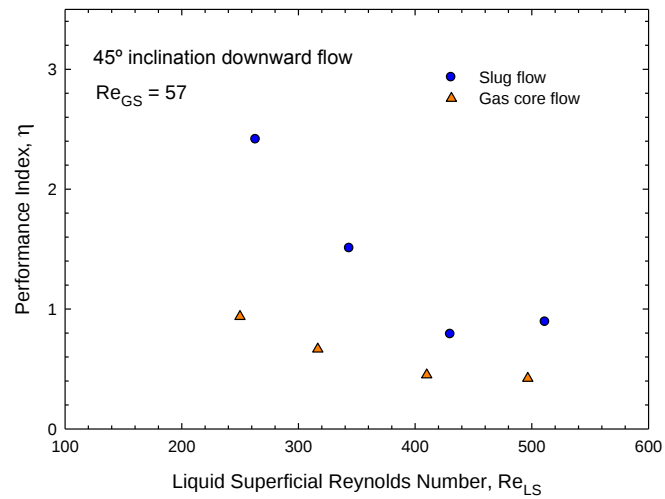
สำหรับการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบในแต่ละทิศทางการไหล ที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 56-60 ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าการไหลแบบ Slug flow จะมีค่า Performance index สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow ในทุกทิศทางการไหล นอกจากนี้ยังพบว่าค่า Performance index ยังมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวในทุกทิศทางการไหล ซึ่งเป็นการบ่งบอกว่าแม้การไหลแบบสองสถานะจะทำให้ผลของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวอย่างเห็นได้ชัด แต่ในขณะเดียวกันก็ทำให้ความดันลดเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ จะพบว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าอัตราส่วนการเพิ่มขึ้นของความดันลดอย่างมาก ซึ่งสามารถสังเกตได้จากค่า Performance index ที่มีค่าน้อยกว่า 1 นั้นหมายความว่า สภาวะที่ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์สำหรับเฟสของของเหลวมีค่าสูงๆ เป็นสภาวะที่ไม่เหมาะที่จะนำไปใช้ในทางปฏิบัติ



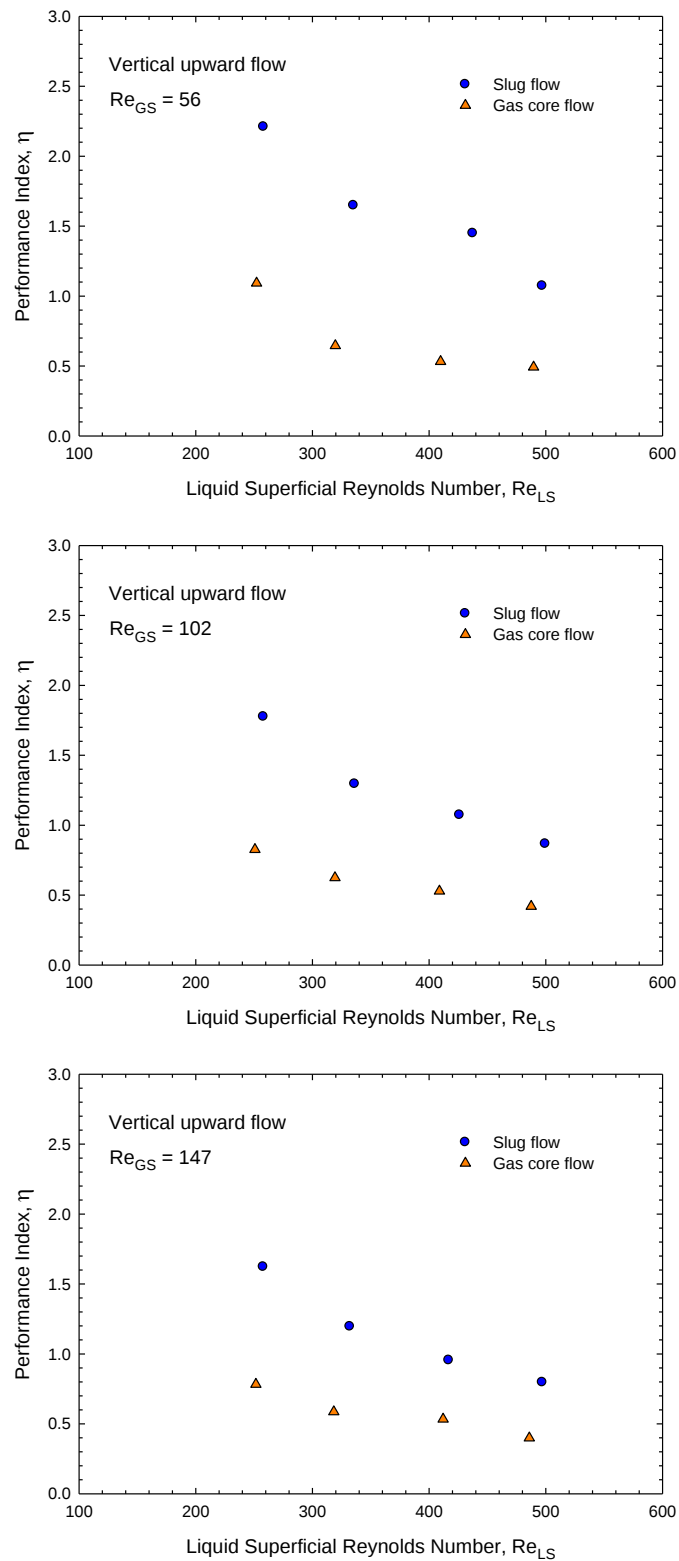
รูปที่ 56 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลในแนวระดับ



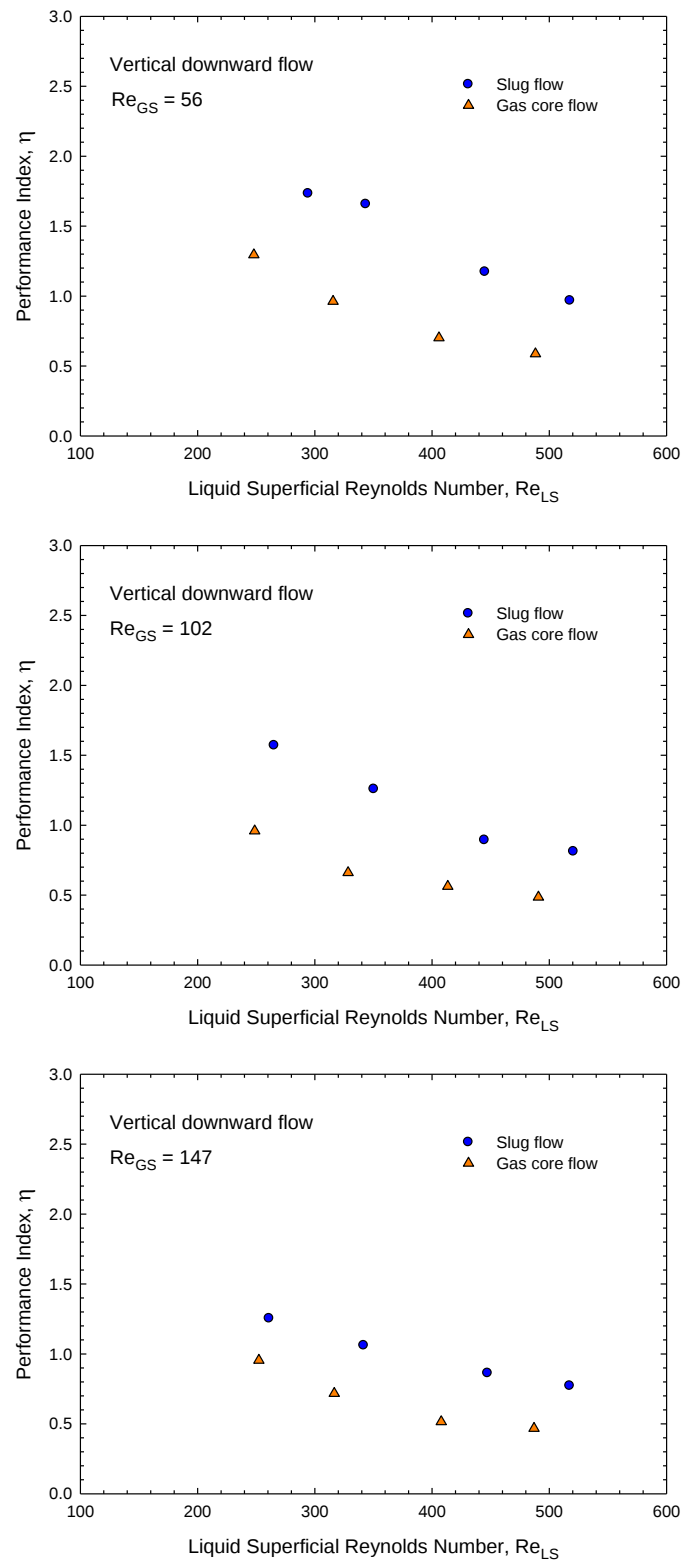
รูปที่ 57 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°



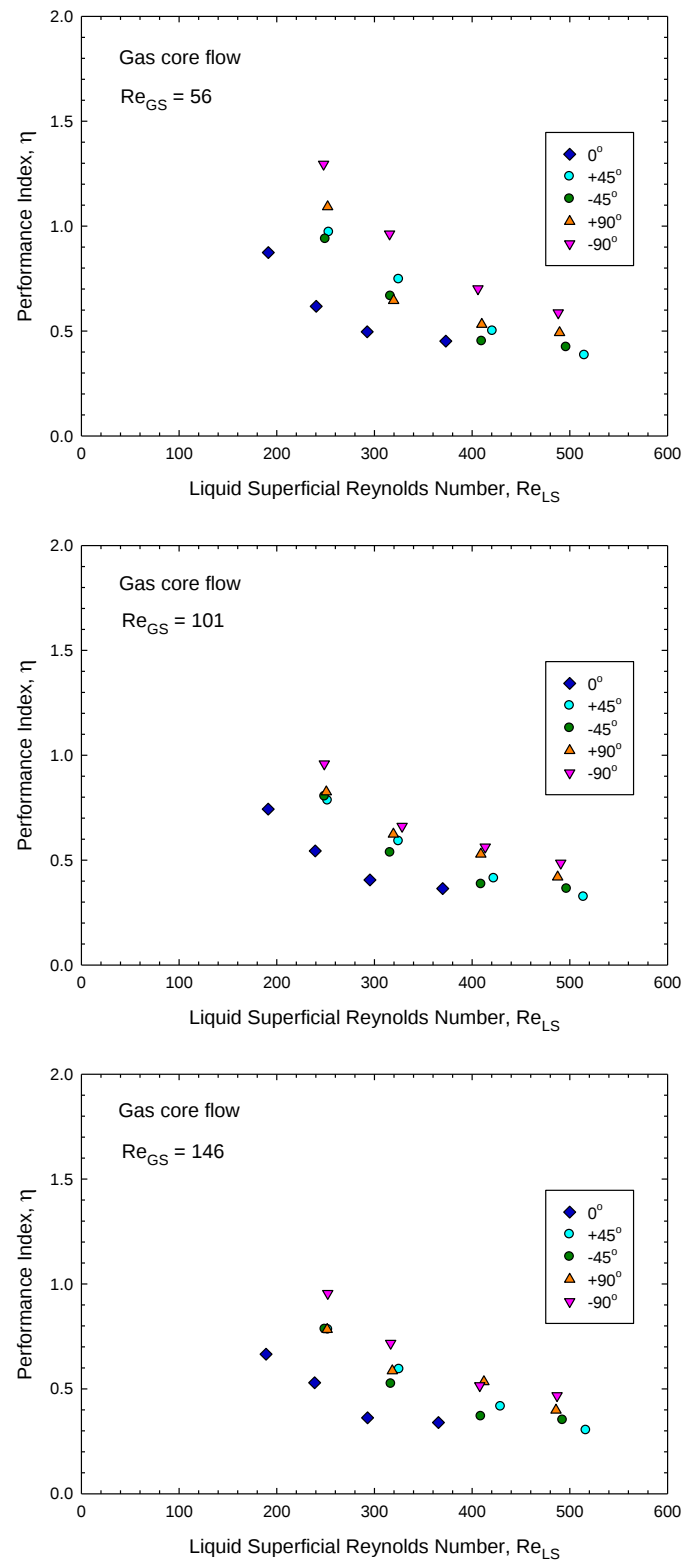
รูปที่ 58 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°



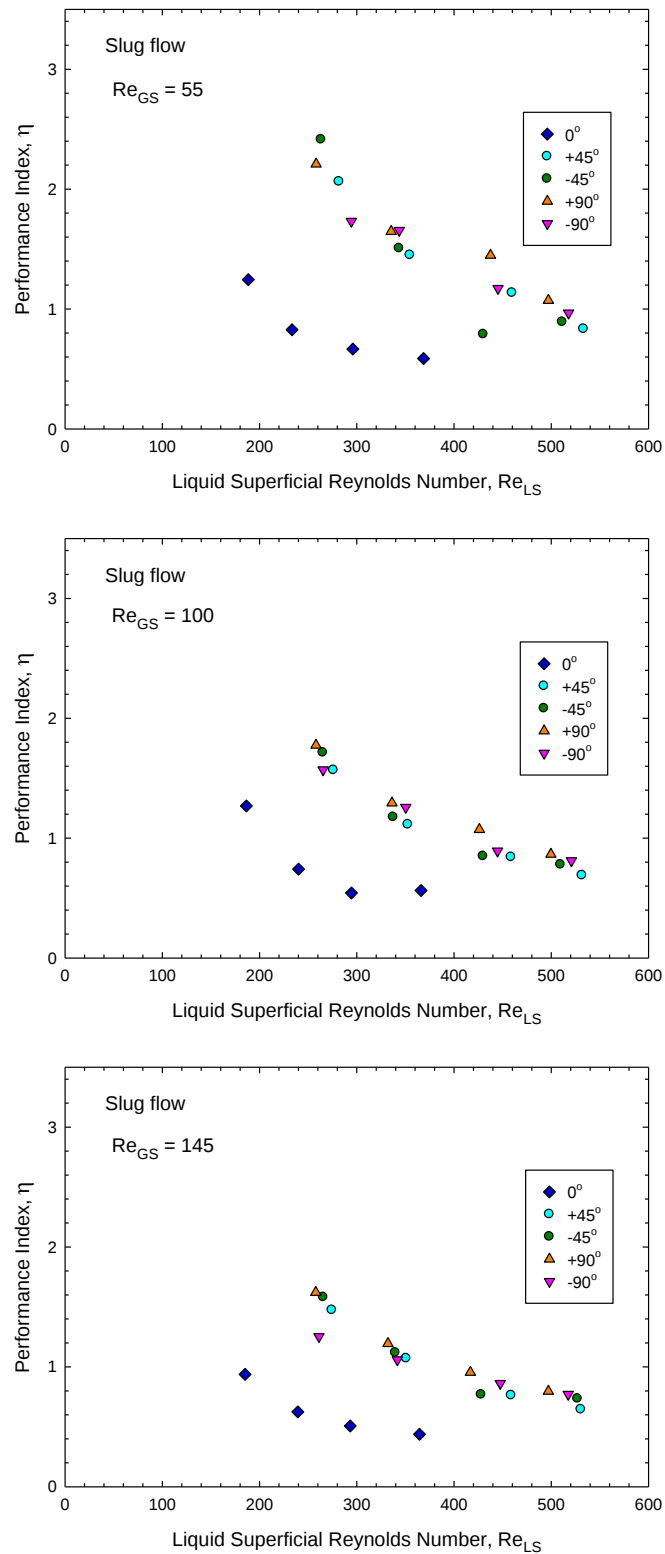
รูปที่ 59 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลขึ้นในแนวตั้ง



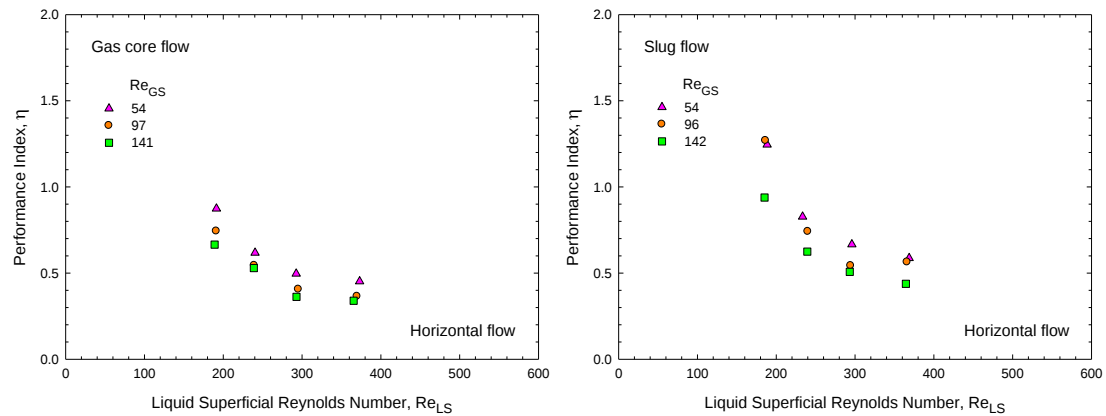
รูปที่ 60 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ของการไหลแต่ละรูปแบบสำหรับการไหลลงในแนวตั้ง



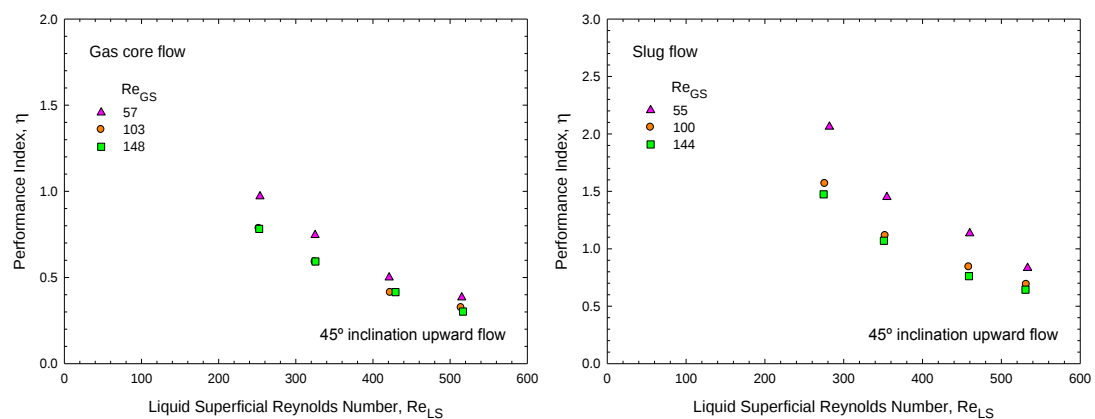
รูปที่ 61 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow



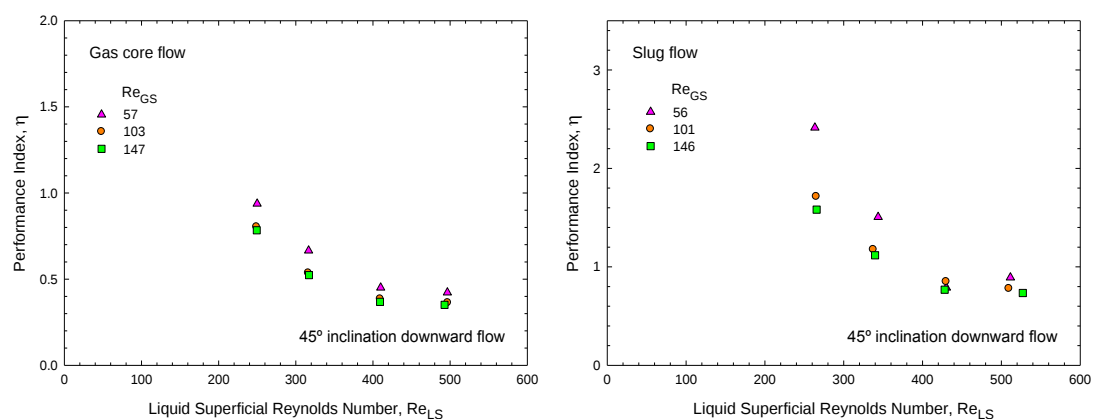
รูปที่ 62 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ในกรณีของการไหลแบบ Slug flow



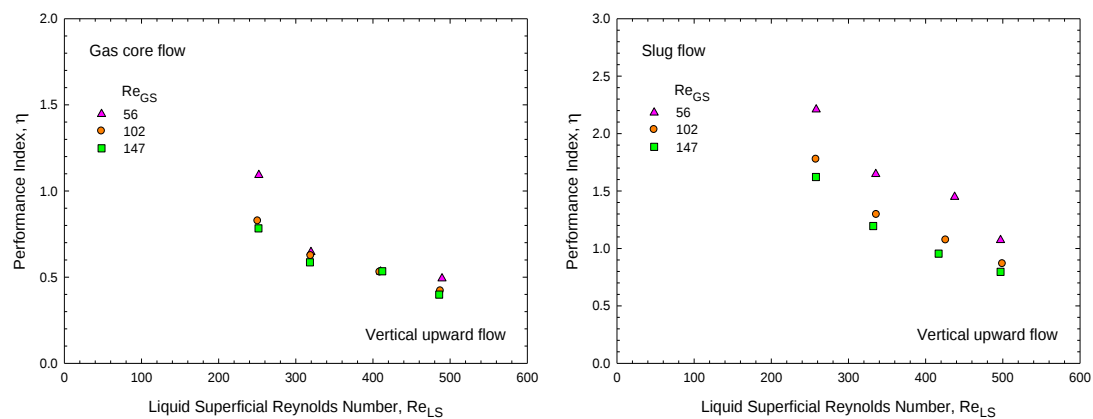
รูปที่ 63 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลในแนวระดับ



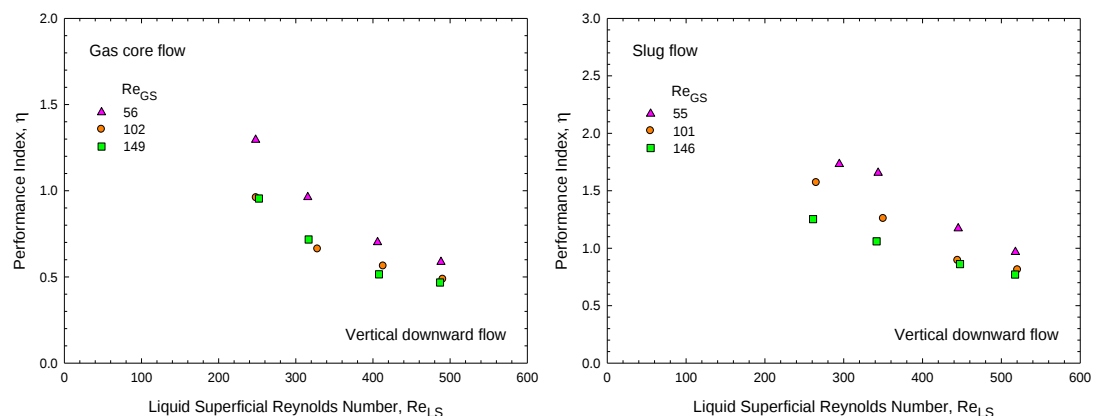
รูปที่ 64 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นที่มุมเอียง 45°



รูปที่ 65 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงที่มุมเอียง 45°



รูปที่ 66 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลขึ้นในแนวดิ่ง



รูปที่ 67 กราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลลงในแนวดิ่ง

รูปที่ 61 และ 62 เป็นกราฟแสดงการเปรียบเทียบค่า Performance index สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow ตามลำดับ โดยจะพบว่า การไหลแบบ Gas core flow จะมีค่า Performance index สูงที่สุดในกรณีของการไหลลงในแนวดิ่ง ในขณะที่การไหลแบบ Slug flow จะมีค่า Performance index ในแต่ละทิศทางใกล้เคียงกัน ยกเว้นในกรณีของการไหลในแนวระดับที่จะมีค่า Performance index ต่ำที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับ การไหลในทิศทางอื่นทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

สำหรับการเปรียบเทียบค่า Performance index ที่ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊สแตกต่างกัน สำหรับการไหลในทิศทางต่างๆ ได้มีการแสดงไว้ในรูปที่ 63–67 ซึ่งจะเห็นได้อย่างชัดเจนว่าค่า Performance index ของการไหลในทิศทางต่างๆ ทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สำหรับเฟสของแก๊ส เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดันตกที่เกิดจากเฟสของแก๊สและ

ความดันลดที่เป็นผลมาจากการผสมเข้าด้วยกันของของไหลทั้งสองเฟส ซึ่งมีค่ามากกว่าผลของการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้น

5. สรุปผล

งานวิจัยนี้ได้มีการศึกษาคุณลักษณะการไหล การถ่ายเทความร้อน และความดันลด สำหรับการไหลแบบสองสถานะภายใต้สภาวะที่ไม่มีการเดือด (Non-boiling two-phase flow) ระหว่างอากาศกับน้ำในไมโครแชนแนล โดยจะมีการทดลองการไหลในทิศทางต่างๆ สำหรับผลที่ได้จากการทดลองสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

5.1 ผลของแรงโน้มถ่วงน่าจะเป็นปัจจัยสำคัญที่ทำให้เกิดความแตกต่างกันของรูปแบบการไหล สัดส่วนช่องว่างและความดันลดสำหรับการไหลแบบสองสถานะ โดยการไหลในแนวนอนจะมีความดันลดต่ำที่สุด

5.2 ลักษณะที่แตกต่างกันของทางเข้าของไมโครแชนแนล (Inlet section) 2 รูปแบบ ส่งผลให้รูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นในไมโครแชนแนลมีความแตกต่างกันด้วย โดยพบว่ารูปแบบการไหลที่เกิดขึ้นมี 2 รูปแบบ คือ การไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

5.3 การไหลแบบ Slug flow จะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางการไหล

5.4 การไหลแบบ Slug flow ในกรณีของการไหลขึ้นในแนวดิ่งจะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงที่สุด โดยพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงถึง 130% เมื่อเปรียบเทียบกับการไหลแบบสถานะเดียว ในขณะที่การไหลแบบ Gas core flow จะให้ค่า Heat transfer enhancement สูงที่สุดในกรณีของการไหลลงในแนวดิ่ง โดยพบว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงถึง 45% เมื่อเปรียบเทียบกับการไหลแบบสถานะเดียว

5.5 การไหลแบบ Slug flow จะให้ค่า Performance index สูงกว่าการไหลแบบ Gas core flow อย่างเห็นได้ชัดในทุกทิศทางการไหล

5.6 . การไหลในแนวระดับจะให้ค่า Performance Index ต่ำที่สุดทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow

5.7 ค่า Performance index ของการไหลในทิศทางต่างๆ ทั้งในกรณีของการไหลแบบ Gas core flow และการไหลแบบ Slug flow จะมีค่าลดลงเมื่อมีการเพิ่มขึ้นของค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ สำหรับเฟสของของเหลวและเฟสของแก๊ส เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของความดันลดมากกว่าการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน

6. ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

6.1 ศึกษาเพิ่มเติมเพื่อเปรียบเทียบผลการทดลองที่ได้จากงานนี้ซึ่งเป็นการไหลภายใต้สภาวะที่ไม่เกิดการเดือดกับผลการทดลองที่ได้จากกรณีของการไหลภายใต้สภาวะที่เกิดการเดือด (Flow boiling) ที่มีสารทำความเย็นเป็นสารทำงาน โดยใช้ชุดทดสอบเดียวกัน

6.2 นำข้อมูลจากงานนี้ไปพัฒนาอุปกรณ์ระบายความร้อนในวงจรอิเล็กทรอนิกส์

7. บรรณานุกรม

- Akbaridoust, F. Rakhsha, M. Abbassi, A. and Saffar-Avval, M. 2013. "Experimental and numerical investigation of nanofluid heat transfer in helically coiled tubes at constant wall temperature using dispersion model." *Int. J. Heat Mass Transfer*. 58 : 480–491.
- Akbar, M.K., Plummer D.A. and Ghiaasiaan S.M. 2003. "On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels" *Int. J. Multiphase Flow* 29: 855-865.
- 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. Soldaini, 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.
- 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.
- 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.
- Ullmann A., and Brauner N. 2007. "The prediction of flow pattern maps in minichannels" *Multiphase Sci. Technol.* 19 : 49-73
- 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.
- Wang, X., Yong Y., Fan P., Yu G., Yang C., and Mao Z.-S. 2012. "Flow regime transition for concurrent gas-liquid flow in micro-channels" *Chem. Eng. Sci.* 69 :

578-586.

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.



Adiabatic two-phase gas–liquid flow behaviors during upward flow in a vertical circular micro-channel



Sira Saisorn^{a,b}, Somchai Wongwises^{b,*}

^a Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Prince of Chumphon Campus, Chumphon 86160, Thailand

^b Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab. (FUTURE), Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand

ARTICLE INFO

Article history:

Received 9 March 2015

Received in revised form 26 July 2015

Accepted 27 July 2015

Available online 31 July 2015

Keywords:

Micro-channel

Flow pattern

Pressure drop

ABSTRACT

A two-phase air–water flow experiment was carried out to obtain flow pattern, void fraction, and pressure drop data from a vertical micro-channel, which was a fused silica tube with a diameter of 0.53 mm and a length of 320 mm. The adiabatic two-phase flow behaviors during vertical upward direction were experimentally investigated, and consequently, a buoyancy effect can be detected in this work. A flow visualization study was performed, leading to observation of slug flow, throat–annular flow, churn flow, annular flow, and annular–rivulet flow. The shape of the interfacial surface in the slug flow pattern was deformed during vertical upward flow, which was different from the bullet-shaped gas slug observed in the horizontal channel. The flow visualization results also indicate that the flow pattern map for vertical upward flow is not completely compatible with that for horizontal flow. Image analysis was performed to determine the void fraction, which increases linearly with increasing volumetric quality. The vertical upward flow gave a lower void fraction than the horizontal flow. The frictional pressure drop can be increased when the churn flow is formed in the channel. In addition, vertical upward flow can result in higher pressure drop when compared with the horizontal channel.

© 2015 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

In past years, the microtechnology dealing with two-phase flow has been rapidly developed for many engineering applications, such as micro-channel heat sinks [1] microreactors [2], micro fuel cells [3], and micro heat exchangers [4]. The understanding of the trends and parameters dominating two-phase flow behaviors in micro-channels is essential for optimum design and process control of miniature systems. In micro-channels, capillary force is likely to play an important role for two-phase flow mechanisms, resulting in flow phenomenon which is significantly different from that observed in ordinary-sized channels. The discrepancies between micro-scale and macro-scale flows were reported in the literature [5–11]. The studies of adiabatic two-phase gas–liquid flow in micro-channels have mainly reported on horizontal flow. Triplett et al. [12,13] studied adiabatic two-phase air–water flow characteristics in micro-channels with hydraulic diameters ranging from 1.1 to 1.5 mm. Bubbly flow, slug flow, churn flow, slug–annular flow, and annular flow were observed. The void fraction and pressure drop data in the relevant flow regimes were also pre-

sented. Serizawa et al. [14] found that the surface wettability had a significant effect on the flow patterns in micro-tubes. They also indicated that air–water flow and steam–water flow gave similar flow patterns. Choi et al. [3] reported that the surface wettability was found to have an influence on flow pattern and pressure drop in rectangular micro-channels as well. In addition to surface wettability, the operating pressure was also important for gas–liquid two-phase flow in micro-channels, as discussed in Zhao et al. [15].

Chung and Kawaji [16] performed an experiment for two-phase flow characteristics in micro-tubes with diameters ranging from 50 to 526 μm to examine a scaling effect on flow pattern, void fraction, and pressure drop. They indicated that as channel diameter decreased, the flow pattern became unstable, and void fraction tended to increase nonlinearly with increasing volumetric quality. Based on the same apparatus and test section used by Chung and Kawaji [16], Kawaji et al. [2] reported the significant effect of the two-phase mixing method on flow pattern, void fraction, and pressure drop. Milan et al. [17] also reported the effect of mixing method on flow pattern for ordinary-sized channels. Chung et al. [18] investigated the effects of channel geometry on two-phase flow characteristics in micro-channels. They reported that the flow in a square channel gave void fraction and pressure drop data

* Corresponding author. Tel.: +66 2 470 9115; fax: +66 2 470 9111.

E-mail address: somchai.won@kmutt.ac.th (S. Wongwises).

AR	aspect ratio
Bo	Bond number
C	C parameter
Ca	capillary number
C_c	contraction coefficient
Co	confinement number
D	diameter (m)
D_h	hydraulic diameter (m)
dP_F/dz	frictional pressure gradient (Pa/m)
Eo	Eötvös number
G	mass flux ($\text{kg/m}^2 \text{ s}$)
g	gravitational acceleration (m/s^2)
j	superficial velocity (m/s)
L	length (m)
MAE	mean absolute error, $\text{MAE} = \frac{1}{N} \sum_1^N \left(\frac{ h_{\text{pre}} - h_{\text{exp}} }{h_{\text{exp}}} \times 100 \right)$
Re	Reynolds number
ΔP	pressure drop (Pa)
We	Weber number
X	mass quality

α	void fraction
β	volumetric quality

χ	Martinelli parameter
ε	liquid holdup
ϕ	contact angle (deg)
ϕ_L^2	two-phase frictional multiplier
γ	ratio of the cross-sectional flow area in the larger channel to that in the smaller channel
μ	dynamic viscosity (N s/m ²)
ρ	density (kg/m ³)
σ	surface tension (N/m)

a	acceleration
c	contraction
cr	critical
exp	experiment
f	friction
G	gas phase
GS	superficial gas
g	gravitation
L	liquid phase
LS	superficial liquid

The studies previously mentioned mainly investigated the micro-scale flow in horizontal channels. The effects of different parameters have been reported in several publications. Only a small number of publications, such as Kandlikar and Balasubramanian [25], Zhang [26], Wang et al. [27], and Saisorn et al. [28] gave information dealing with the gravitational aspect, but their results were reported based on flow boiling in micro-channels. The information corresponding to gravitational effect on micro-scale flow is still lacking for the adiabatic two-phase gas-liquid flow condition. The adiabatic two-phase gas-liquid flow in micro-channels generally deals with a small Bond number, and the gravitational effect is frequently expected to be negligibly small. Only nondimensional numbers, however, may not be sufficient to reflect all two-phase flow

2. Experimental apparatus and procedure

The detailed formation of each flow pattern was registered by a precise stereozoom microscope with a continuous zoom ranging

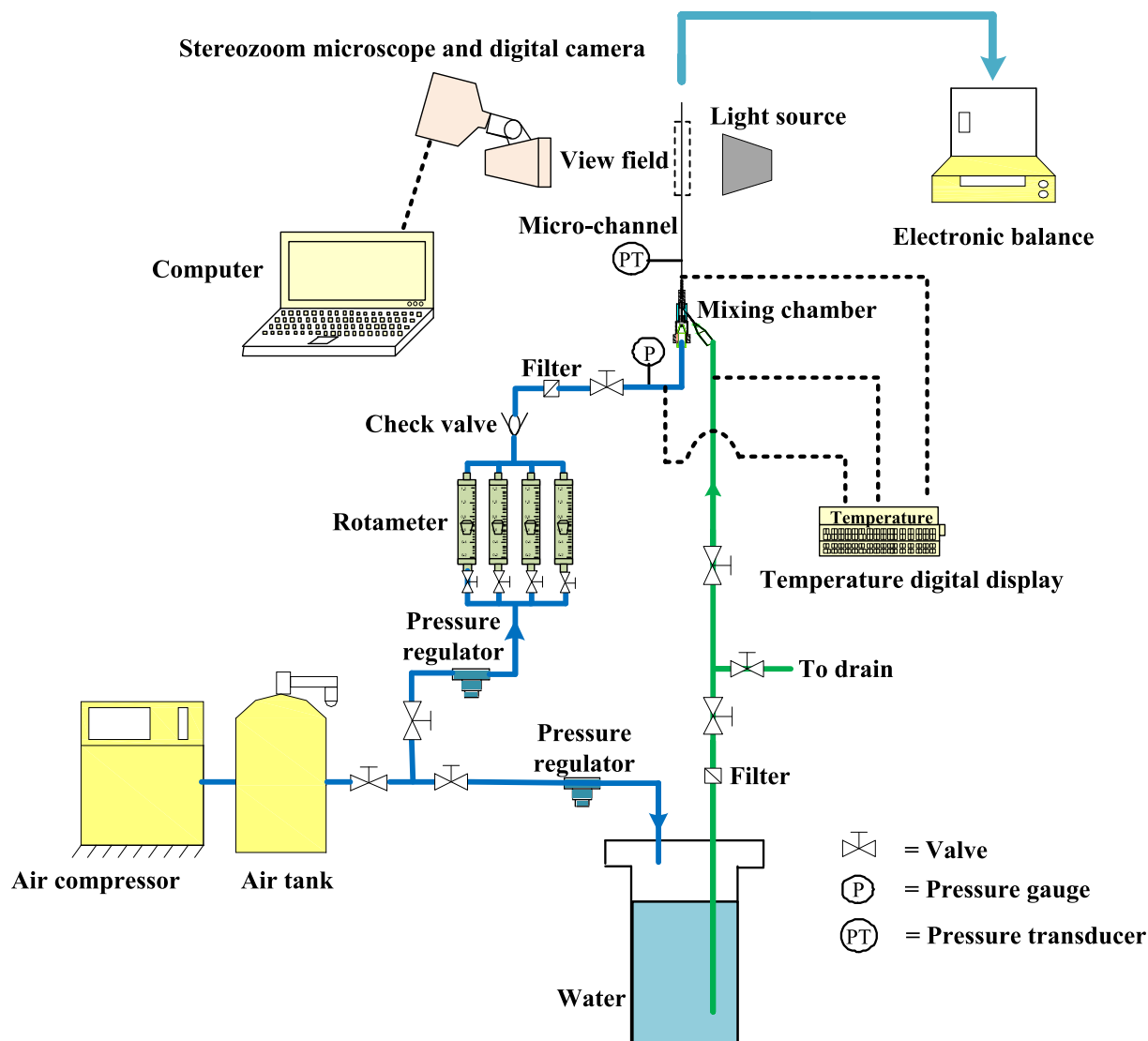


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

between $0.7\times$ and $3.0\times$, including $20\times$ eyepieces mounted together with a camera system having shutter speeds of $1/15 - 1/10,000$ s and a frame rate of 30 frames per second. According to the above system, a magnified image of up to 60 times can be obtained. In this study, however, the magnification was adjusted so that the appropriate view field ($L/D = 10$) was obtained. The region near the channel outlet was always selected as the viewing window available for the captured image. An adjustable light source consisting of a 150 W halogen lamp and dimmer was used to provide illumination for the flow visualization. The lighting condition could be refined by placing the frosted glass between the light source and the test section.

The single-phase flow experiments were the first to be performed. Following this, the two-phase flow experiments were conducted at various gas and liquid flow rates. In this work, the gas flow rate was increased by small increments, while the liquid flow rate was kept constant at a preselected value. The system was allowed to approach steady conditions before the fluid flow rates, flow patterns, and pressure drops were recorded. Visual observation shows that different flow patterns may occur with gas–liquid cocurrent flow in a vertical micro-channel. The main systems composed of stereozoom microscope and camera were located normal

to the test section to facilitate the flow visualization. The light source was aligned opposite to the stereozoom microscope. The image analysis was carried out to estimate the void fraction based on the scale provided by micrometer.

3. Results and discussion

In this section, the two-phase flow patterns and flow regime maps are presented first. The void fraction data are subsequently presented, and the corresponding pressure drop results come last.

3.1. Flow patterns and flow regime maps

Visual observation shows that different flow patterns may occur with gas–liquid cocurrent flow in a vertical micro-channel. For vertical upward flow, the effects of surface tension, gravitational forces, inertia, and viscous shear forces on two-phase flow mechanisms can result in the formation of a specific flow pattern. The observations were carried out using a visualization system. The superficial velocities of gas and liquid varied from 0.375 to 21.187 m/s and 0.004 to 2.436 m/s, respectively. By keeping the water flow rate constant at a preselected value and increasing

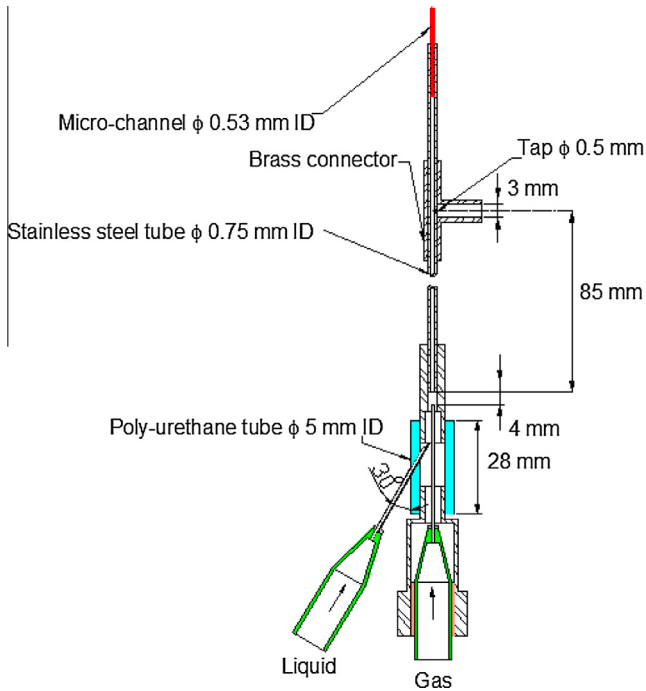


Fig. 2. Schematic diagram of mixing chamber.

the air flow rate by small increments, typical photographs were obtained from the viewing window located downstream of the test section, as shown in Fig. 3. The descriptions of each flow pattern are summarized as follows.

1. Slug flow: The slug flow occurs at low gas flow rate and is characterized by elongated bubbles that are larger in length than the channel diameter.

2. Throat-annular flow: This flow pattern has never been observed in ordinary-sized channels. Moreover, it has been called by various names, such as liquid ring flow [14], slug-annular flow [16], and ring flow [32]. The development of the throat-annular flow is based on the two consecutive gas slugs expanding along the axial direction, which tend to penetrate the liquid bridge and form the throat-like gas core.
3. Churn flow: In the region of high liquid flow rates, a sufficiently high gas flow rate can lead to the appearance of churn flow, which is characterized by a disruptive region developed due to the distortion of the elongated bubbles.
4. Annular flow: The annular flow corresponds to a gas core surrounded by smooth continuous liquid film adjacent to the tube wall.
5. Annular-rivulet flow: This flow pattern pertains to the alternating appearance of annular flow and rivulet flow. Note that the rivulet flow, first reported by Barajas and Panton [33] is characterized by the flowing of a river-like water stream on the tube wall and looks similar to the special stratified flow discussed in Choi et al. [3].

The present results show that the flow patterns observed during vertical upward flow are similar to those in a horizontal tube in an experiment carried out in our previous work [29] with some exceptions. Firstly, the channel orientation can affect the shape of the interfacial surface in the slug flow pattern, as described in the following. The bullet-shaped gas slugs were observed in the horizontal flow, whereas the non-bullet-shaped gas slugs were found in the vertical upward flow. A concurrence of the flow inertia and the buoyancy force in the vertical upward flow can cause both ends of the gas slug to appear contortive. The difference in the appearance of the slug flow in horizontal flow and vertical upward flow channels is illustrated in Fig. 4. Secondly, with the same flow conditions, the annular flow was only observed in the vertical upward flow channel. In the region of high gas flow rates, the transition from throat-annular flow to stable annular flow without the interface fluctuation was observed during vertical upward flow. In

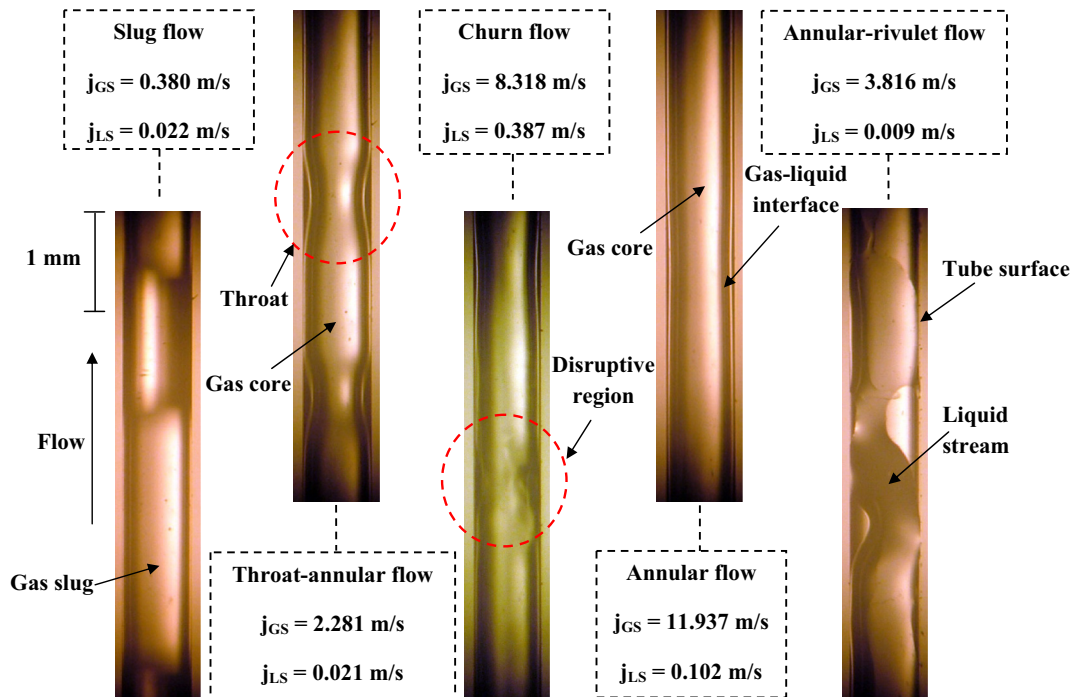


Fig. 3. Photographs of flow patterns.

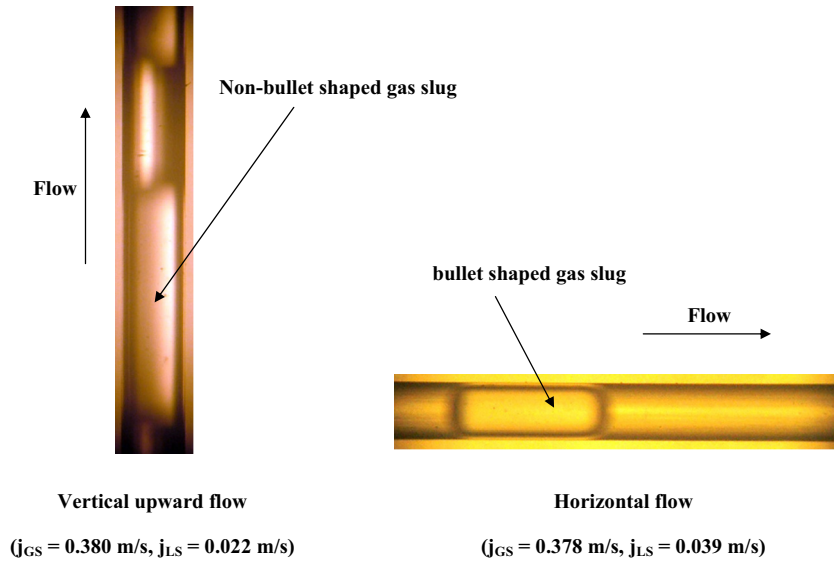


Fig. 4. Photographs of slug flow pattern.

this work, the formation of the annular flow may be mainly attributed to the fact that for vertical upward flow, the buoyancy and inertia forces play a role in strengthening the gas phase in the mixing chamber, causing the liquid phase that is limited to enter the main channel as a smooth liquid film surrounding the gas phase with high kinetic energy.

The flow pattern data for both vertical upward flow and horizontal flow are also presented in Fig. 5, which is the flow regime map established with the coordinates of superficial liquid and gas velocities. The solid lines presented with the flow pattern names in the figure represent the boundaries of the flow patterns and transitions from one flow pattern to another. As depicted in the figure, the annular flow pattern is not observed in the horizontal channel even at high gas velocities, and the flow pattern map for vertical upward flow is not completely compatible with transition lines corresponding to horizontal flow. The results shown in Fig. 5 indicate that the gravitation taking place in vertical upward flow becomes important to some extent. In this study, the throat-annular flow, considered a unique flow pattern in micro-scale flow, was observed. Meanwhile, gravitational effects on the flow phenomena were detected in this work, although a small Bond number was obtained ($Bo = 0.039$). It seems that for adiabatic two-phase air–water flow, macro-to-micro-scale transition may take place

in this channel size. Due to these complicated phenomena, it is not easy to understand flow behaviors dealing with flow pattern and pressure drop by just focusing on the experimental data. The experimental data should be compared with the existing prediction methods. Such comparisons may be helpful to illustrate possible parameters resulting in this complicated flow.

3.2. Comparison with existing flow regime predictions

It is found from the literature [34,35] that the flow patterns can influence the two-phase pressure drop, system stability, and two-phase heat transfer processes. The ability to predict the type of flow is therefore necessary in the micro-scale flow. The following show the comparisons of the present flow pattern data with prediction methods based on adiabatic two-phase gas–liquid flow in small channels.

3.2.1. Flow regime map by Akbar et al. [36]

The flow regime map developed by Akbar et al. [36] was based on the two-phase flow of an air–water mixture in circular and near-circular channels with hydraulic diameters of less than 1 mm. Their flow regime predictions were expressed in terms of gas and liquid superficial Weber numbers as follows.

Surface-tension-dominated zone including bubbly flow, plug flow, and slug flow:

$$We_{GS} \leq 0.11We_{LS}^{0.315} \quad \text{for } We_{LS} \leq 3.0 \quad (1)$$

$$We_{GS} \leq 1.0 \quad \text{for } We_{LS} > 3.0 \quad (2)$$

Annular flow zone:

$$We_{GS} \geq 11.0We_{LS}^{0.14} \quad \text{for } We_{LS} \leq 3.0 \quad (3)$$

Dispersed flow zone, such as churn flow:

$$We_{GS} > 1.0 \quad \text{for } We_{LS} > 3.0 \quad (4)$$

Transition zone representing transition from slug flow to annular flow:

$$0.11We_{LS}^{0.315} < We_{GS} < 11.0We_{LS}^{0.14} \quad \text{for } We_{LS} \leq 3.0 \quad (5)$$

Fig. 6 shows the comparison of the present data with the Weber number flow pattern map by Akbar et al. [36]. Their inertia-dominated zone including annular flow and dispersed flow

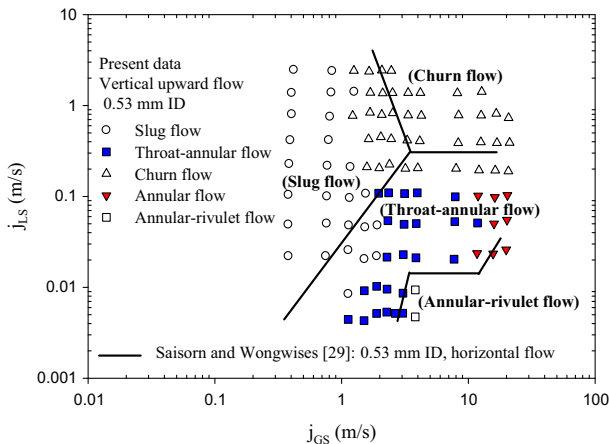


Fig. 5. Flow regime map.

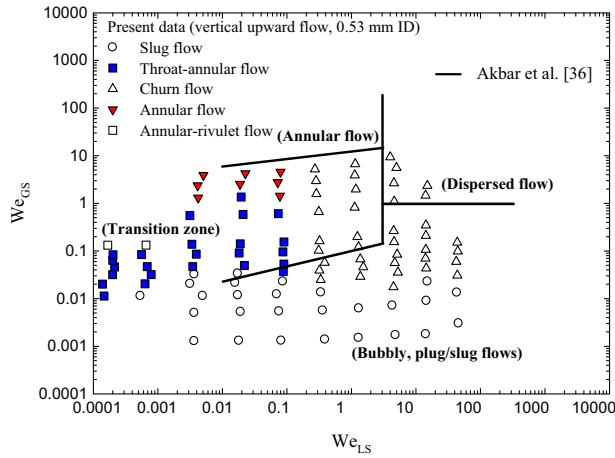


Fig. 6. Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Akbar et al. [36].

is not compatible with the present results. Nevertheless, their surface-tension-dominated zone and transition zone are in fair agreement with the slug flow regime and throat-annular flow regime, respectively, obtained from the present study.

3.2.2. Flow regime map by Wang et al. [37]

Wang et al. [37] proposed correlations incorporating fluid property and wetting condition of the channel for predicting two-phase gas-liquid flow regimes covering slug flow, slug-annular flow (or throat-annular flow for our present work), annular flow, and parallel stratified flow in micro-channels. It should be noted that their parallel stratified flow was formed due to the instability of the gas-liquid interface of the annular flow during the increase of gas flow rate, not gravity. In the present work, similar instability was also observed in the annular-rivulet flow.

The flow regime map developed by Wang et al. [37] was proposed in terms of capillary number and Reynolds numbers. The corresponding transition lines were proposed as follows.

Slug flow/slug-annular flow was presented by:

$$Ca = 4.0 \times 10^{-4} \left(\frac{\phi}{180^\circ} \pi \right) \left(\frac{Re_{GS}}{Re_{LS}} \right)^{-0.76} \quad (6)$$

Slug-annular flow/annular flow was expressed as:

$$Ca = 8.6 \times 10^{-4} \left(\frac{\phi}{180^\circ} \pi \right) \left(\frac{Re_{GS}}{Re_{LS}} \right)^{-1.21} \quad (7)$$

Annular flow/parallel stratified flow was given by:

$$Ca = 2.3 \times 10^{-2} \left(\frac{\phi}{180^\circ} \pi \right) \left(\frac{Re_{GS}}{Re_{LS}} \right)^{-1.32} \quad (8)$$

Referring to Eqs. (6)–(8), ϕ represents the contact angle of fluid on the solid surface (deg.), Ca is a capillary number, and Re_{GS} and Re_{LS} are, respectively, gas and liquid superficial Reynolds numbers.

The present results are compared with the transition lines of Wang et al. [37], as illustrated in Fig. 7. The consistency with their prediction is insufficient, although their flow patterns are similar to the ones in the present work. Their transition lines seem to be shifted to the left side in the present flow regime map. The disagreement may be mainly due to the corner effect in their rectangular micro-channels.

3.2.3. Flow regime map by Ullmann and Brauner [38]

The mechanistic models were developed by Ullmann and Brauner [38] to predict the flow patterns in small channels. In their

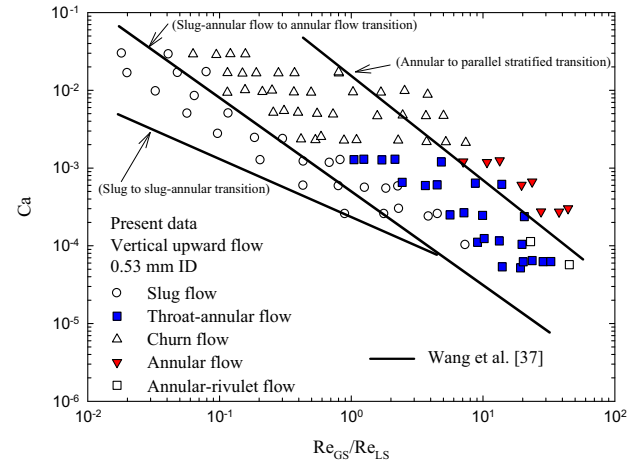


Fig. 7. Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Wang et al. [37].

mechanistic models, the non-dimensional Eötvös number (Eo) was found to play an important role in adiabatic two-phase flow characteristics. Referring to Ong and Thome [6], an Eötvös number of about 0.2 was reported as the threshold value for micro-scale flow. The Eötvös number is related to the Bond number, Bo, by:

$$Eo = \frac{Bo}{8} = \frac{(\rho_L - \rho_G)gD^2}{8\sigma} \quad (9)$$

The bubble-to-slug transition and the slug-to-annular transition proposed by Ullmann and Brauner [38] are compared with the present data.

For the bubble-to-slug transition, Ullmann and Brauner [38] proposed the liquid superficial velocity given by:

$$j_{LS} = \frac{(1 - \alpha_{cr})j_{GS}}{\alpha_{cr}} \quad (10)$$

where σ is surface tension, g is gravitational acceleration, D is diameter, ρ_L and ρ_G are, respectively, liquid and gas densities, and α_{cr} represents the critical void fraction corresponding to this transition. The void fraction value of 0.15 was used in their model.

For the slug-to-annular transition, the gas superficial velocity at this transition can be determined by Ullmann and Brauner [38] as seen in the following equation:

$$j_{GS} \geq \left(\frac{1 - \varepsilon_{cr}}{\varepsilon_{cr}} \right) \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_{cr}}{\varepsilon_{cr}} \right) \frac{\mu_L}{\mu_G} + 2 \right] j_{LS} \quad (11)$$

where ε_{cr} is an average liquid holdup at this transition, μ_L is liquid viscosity, and μ_G is gas viscosity. To maintain the annular flow, the average liquid holdup of 0.4 was proposed by Ullmann and Brauner [38].

Fig. 8 displays the transition lines by Ullmann and Brauner [38] along with the present data. The comparisons show that slug flow and churn flow obtained from the present work are located in the vicinity of their slug flow regime. Their annular flow regime covers our annular flow and annular-rivulet flow patterns. It should be noted from the figure that the throat-annular flow regime, which is developed based on the two consecutive gas slugs expanding along the axial direction to form the throat-like gas core, appears around their slug-to-annular transition line.

According to the comparisons, the mechanistic models proposed by Ullmann and Brauner [38] seem to agree with the present data (Eötvös number of around 0.005).

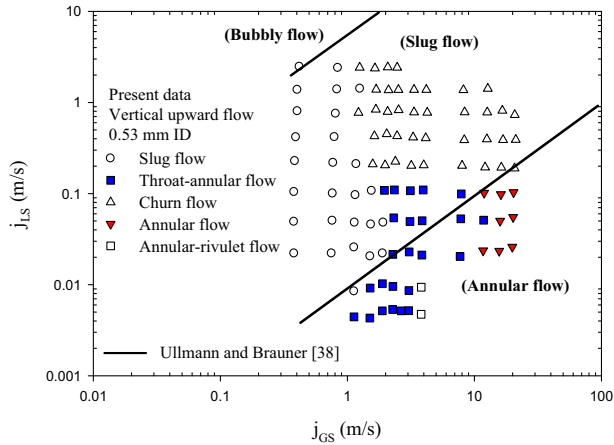


Fig. 8. Comparison of the observed flow patterns with the transition lines by Ullmann and Brauner. [38].

3.3. Void fraction

Void fraction is a parameter that is important for two-phase flow analysis. Although the void fraction can be calculated by using available prediction methods, it was found from such literature as Xing et al. [39] that the selection of the different void fraction correlations had significant influence on estimating pressure gradients. However, the void fraction can also be obtained based on experiments, and there are different conventional methods that have been used by previous researchers. The conventional method, such as a constant electric current method generally used to measure void fraction in ordinary-sized channels, was carried out by Kariyasaki et al. [40] to obtain void fractions in channels with 3 different diameters of 1, 2.4, and 4.9 mm. For a quick-closing valve technique, Wongwises and Pipattakul [41] measured void fraction in an inclined narrow annular channel with a hydraulic diameter of 4.5 mm. As the channel diameter decreases to less than 1 mm, however, it may be convenient to estimate void fraction by image analysis.

In the present work, the volumetric void fraction was the average value estimated from about 50 to 70 photographed images. The image analysis was considered by assuming symmetrical volumes, covering spherical and ellipsoidal segments as well as cylinders, formed by gas–liquid interface. In addition, the effect of the curvature radius of the tube, which was first introduced by Kawahara et al. [19] was taken into account for the estimation. The void fraction was determined based on the micrometer scale with an accuracy of ± 0.05 mm, which corresponds to an uncertainty of about $\pm 13\%$. The experimental void fraction data are presented in Fig. 9. It should be noted that the volumetric quality is the ratio of the gas volumetric flow rate to the total volumetric flow rate. As shown in Fig. 9, the void fractions for horizontal flow, as well as vertical upward flow, were found to have a linear relationship with the volumetric quality. The horizontal flow data correlate well with the homogeneous flow model ($\alpha = \beta$), but for vertical upward flow, the void fraction tends to be less than the volumetric quality ($\alpha = 0.56\beta$). In comparison to the horizontal flow, the lower void fraction during the vertical upward orientation may be mainly due to the buoyancy enhancing slip between the two phases.

3.4. Pressure drop components

Prior to obtaining data for the frictional pressure drop, measurements of the total pressure drop were taken under various different conditions. In this work, the total pressure drop of a

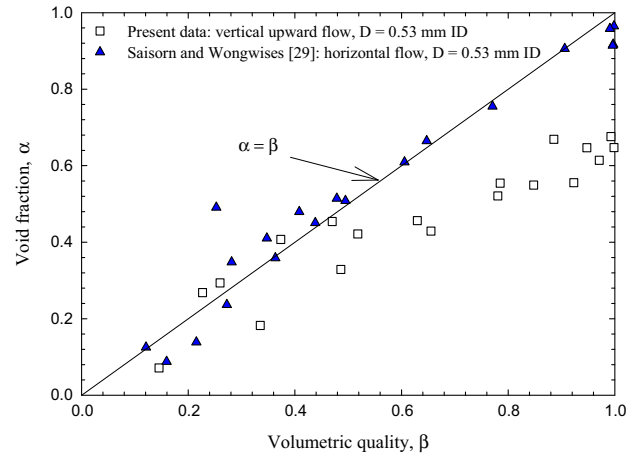


Fig. 9. Void fraction data.

two-phase flow in a vertical channel was composed of frictional pressure drop, gravitational pressure drop, accelerational pressure drop, and pressure drop due to sudden contraction and is expressed by the following balance equation:

$$\Delta P_{\text{exp}} = \Delta P_f + \Delta P_g + \Delta P_a + \Delta P_c \quad (12)$$

where ΔP_g and ΔP_a stand, respectively, for gravitational pressure drop and accelerational pressure drop, which can be evaluated by the following 2 expressions:

$$\Delta P_g = gL \sin \theta [\alpha \rho_G + (1 - \alpha) \rho_L] \quad (13)$$

$$\Delta P_a = G^2 \left\{ \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_L} \right]_{\text{outlet}} - \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_G} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_L} \right]_{\text{inlet}} \right\} \quad (14)$$

As suggested by Kandlikar et al. [42] the pressure drop due to sudden contraction, ΔP_c , can be obtained by:

$$\Delta P_c = \frac{G^2}{2\rho_L} \left[\left(\frac{1}{C_c} - 1 \right)^2 + \left(1 - \frac{1}{\gamma^2} \right) \right] \left[1 + \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right) x \right] \quad (15)$$

The contraction coefficient, C_c , is given by:

$$C_c = \frac{1}{0.639 \left[1 - \frac{1}{\gamma} \right]^{\frac{1}{2}} + 1} \quad (16)$$

where G is mass velocity, α is void fraction, L is channel length, θ is angle, x is mass quality, and γ represents the ratio of the cross-sectional flow area in the larger channel to that in the smaller channel.

The frictional pressure drop, ΔP_f , can be obtained through the above equations. Based on the present flow conditions, it is found that the accelerational pressure drop and the pressure drop due to sudden contraction possess values of less than 6% of the total pressure drop, which is negligibly small. In general, as expected, the frictional pressure drop dominates the other three components. However, as illustrated in Fig. 10, the frictional pressure drop and gravitational pressure drop values are comparable for low flow rates, especially in the slug flow regime. The average values of 51.6% and 48.1% of the total pressure drop correspond to the frictional component and the gravitational component, respectively. The important role of gravitation effect on slug flow can also be seen in Fig. 4.

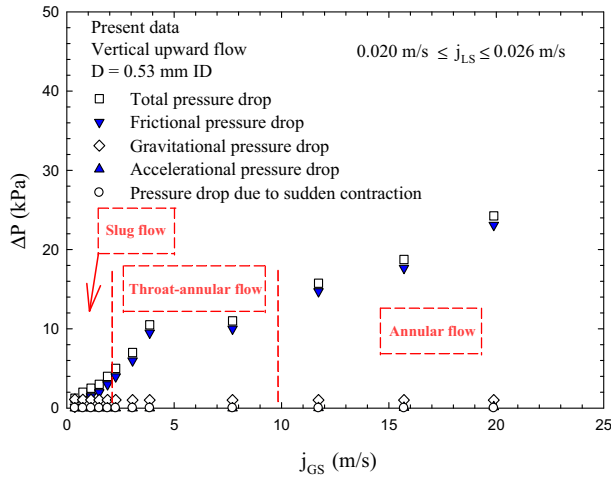


Fig. 10. Pressure drop components.

3.5. Frictional pressure drop

In this section, the frictional pressure drop data are presented. The frictional pressure drop was obtained by subtracting the gravitational term, accelerational term, and a sudden contraction term from the total pressure drop. It was found from the experiments that the churn flow causes the frictional pressure drop to be higher than that corresponding to the other flow regimes, as illustrated in Fig. 11. Such high pressure drop for churn flow is mainly due to the disruptive region and unstable liquid film near the tube wall. The frictional pressure drop data for vertical and horizontal flow are also presented in Fig. 12, showing that vertical upward flow can result in a higher pressure drop in comparison to horizontal flow. The reason behind this result may be explained as follows. According to Fig. 9, the vertical upward orientation can cause flow with a high slip ratio, and thus the level of interaction between the two phases is increased, which results in increased pressure drop. Based on the Lockhart–Martinelli correlation ($\phi_L^2 = 1 + C/\chi + 1/\chi^2$), the C parameter describes the level of interaction corresponding to momentum coupling between the two phases. Fig. 13 shows the data of C parameter for different flow regimes during vertical upward flow. The figure illustrates that churn flow gives the highest value, which means that the level of the two-phase interaction is high in the churn flow regime. Similar results were also found in

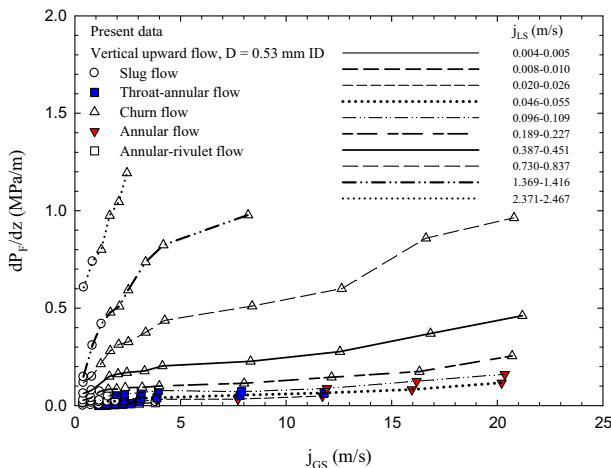


Fig. 11. Frictional pressure drop data for various flow patterns.

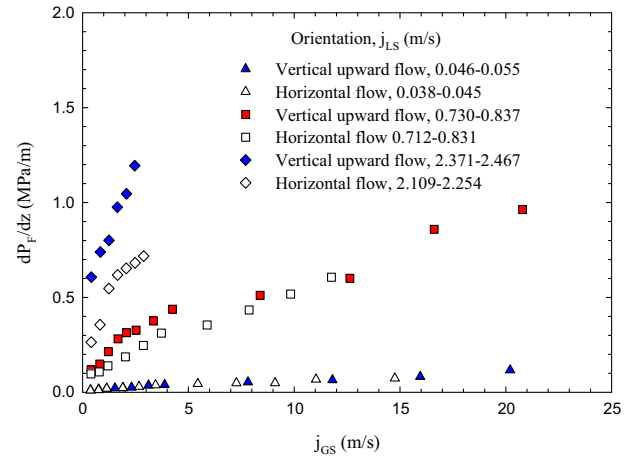
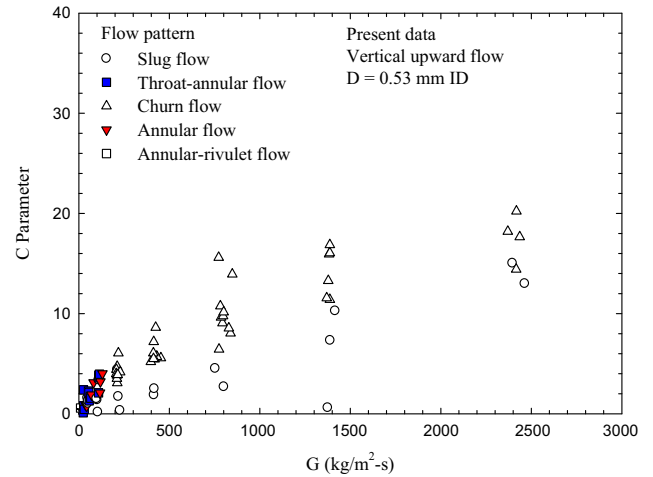
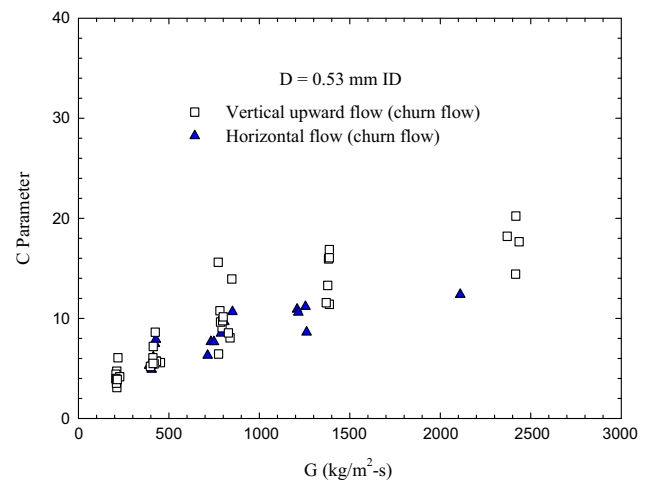


Fig. 12. Frictional pressure drop data for different orientations.

Fig. 13. C parameter for various flow patterns.Fig. 14. C parameter for different orientations.

horizontal flow. In addition, the vertical upward flow can result in a higher value of C parameter when compared with the case of horizontal flow arrangement, as presented in Fig. 14.

As mentioned above, the C parameter indicates the two-phase flow condition and can be calculated using existing correlations.

For instance, the C parameter proposed by Chisholm [43] ranges from 5 to 20 depending on the flow condition of the gas and liquid in macro-scale channels. For adiabatic two-phase gas–liquid flow in micro-scale channels, the existing correlations were developed by including different effects.

Mishima and Hibiki [44] proposed a correlation for the value of the C parameter as a function of the channel diameter, which is given by:

$$C = 21(1 - e^{-319D_h}) \quad (17)$$

English and Kandlikar [22] proposed a correlation that was modified based on the Mishima and Hibiki correlation [44]. For laminar–laminar two-phase flow, the value of the C parameter can be expressed as:

$$C = 5(1 - e^{-319D_h}) \quad (18)$$

Kawahara et al. [23] developed a correlation accounting for liquid properties and two-phase mixing method as follows:

$$C = bBo^{0.04}Re_{LS}^{0.25}We_{GS}^{-0.12} \quad (19)$$

The constant b in Eq. (19) is 0.55 for the flow with a reducer at the channel inlet and 1.38 for the flow without the reducer.

The flow-pattern-based correlations were recently developed by Choi and Kim [45]. Three flow regimes were included in the correlations, as presented in the following equations.

Bubble regime including bubbly flow, slug bubble flow, and elongated bubble flow:

$$C = 21(1 - e^{-1.612/Co})(0.0012G + 1.473) \quad (20)$$

Transition regime, which is a transition between elongated bubble flow and ring flow:

$$C = 21(1 - e^{-1.612/Co})(0.0008G + 0.95) \quad (21)$$

Liquid ring regime (or throat–annular flow for the present work):

$$C = 21(1 - e^{-1.612/Co})[(0.658AR + 0.13)G + 0.0016AR + 0.0003] \quad (22)$$

where AR is the aspect ratio and Co denotes the confinement number.

Venkatesan et al. [46] proposed correlations based on flow patterns including bubbly flow, dispersed bubbly flow, slug flow, and slug–annular flow (or throat–annular flow for the present work).

For all flow regimes except slug–annular regime:

$$C = 1 \quad (23)$$

For slug–annular regime with $Bo > 1$:

$$C = 4We_{LS}^{0.3} \left(\frac{Re_{GS}}{Re_{LS}} \right)^{0.5} \quad (24)$$

For slug–annular regime with $Bo < 1$:

$$C = 2We_{LS}^{0.5} \left(\frac{Re_{GS}}{Re_{LS}} \right)^{0.5} \quad (25)$$

Once the C parameter is obtained, the frictional pressure drop of gas–liquid two-phase flow can be calculated based on Lockhart and Martinelli [47]:

$$\left(\frac{dP_F}{dz} \right) = \phi_L^2 \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_L \quad (26)$$

where $(dP_F/dz)_L$ is the single-phase liquid pressure gradient and ϕ_L^2 represents the two-phase frictional multiplier, which is expressed by:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (27)$$

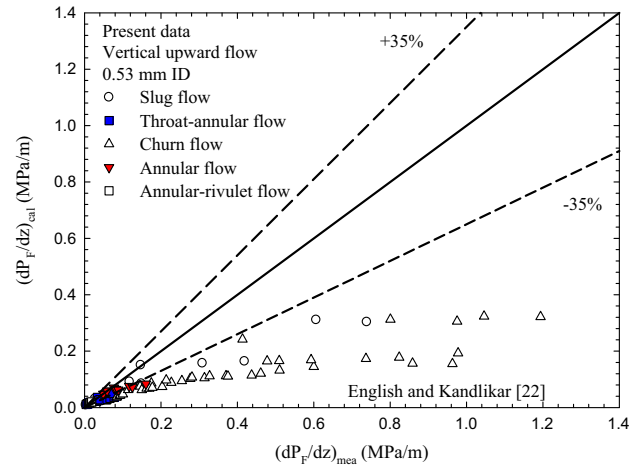


Fig. 16. Comparison of the experimental data with prediction by English and Kandlikar [22].

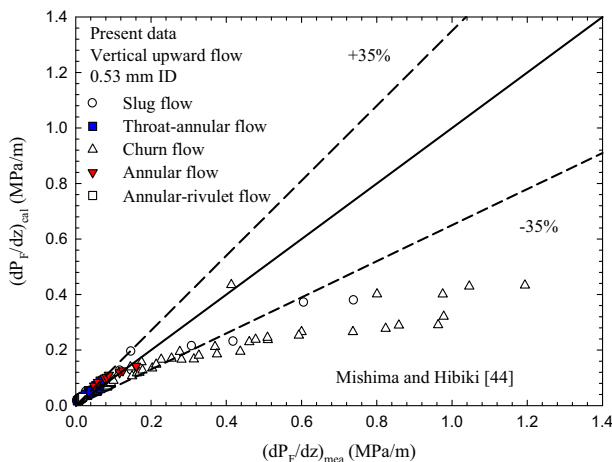


Fig. 15. Comparison of the experimental data with prediction by Mishima and Hibiki [44].

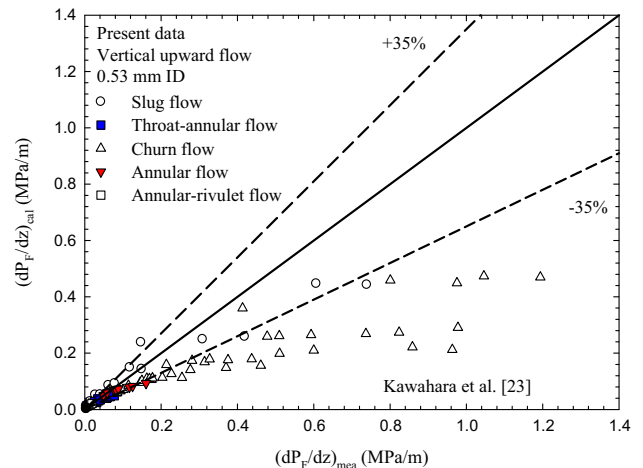


Fig. 17. Comparison of the experimental data with prediction by Kawahara et al. [23].

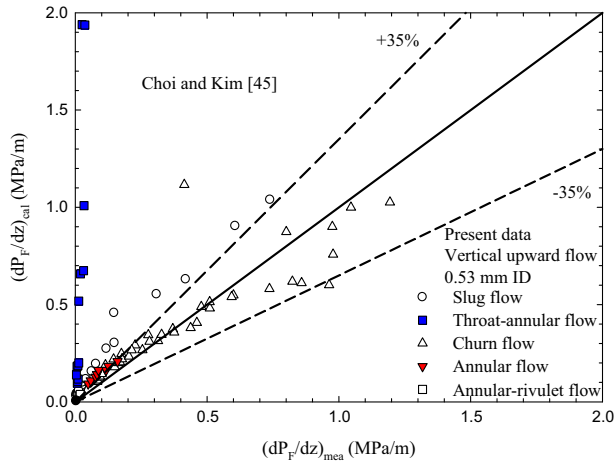


Fig. 18. Comparison of the experimental data with prediction by Choi and Kim [45].

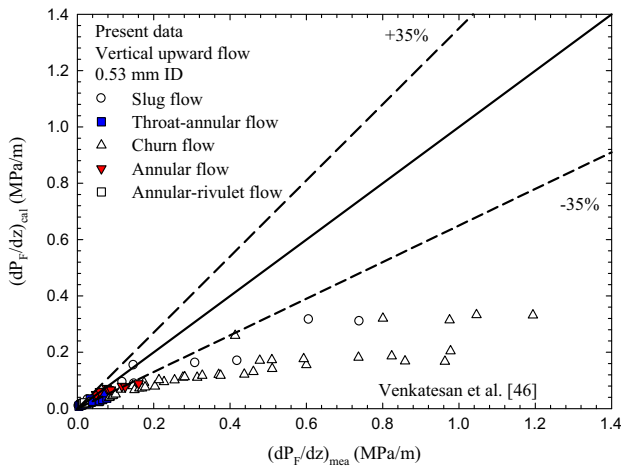


Fig. 19. Comparison of the experimental data with prediction by Venkatesan et al. [46].

The Martinelli parameter, χ , is defined as:

$$\chi = \left[\frac{(dP_F/dz)_L}{(dP_F/dz)_G} \right]^{0.5} \quad (28)$$

where $(dP_F/dz)_G$ is the single-phase gas pressure gradient.

Comparisons between the present results and the predictions are presented in Figs. 15–19. The pressure drop prediction methods were assessed for different flow patterns, as shown in Table 1, in which the mean absolute errors (MAE) standing for the predictive accuracy of the corresponding correlations are indicated. For the flow-pattern-based correlations developed by Choi and Kim [45], Eqs. (20) and (21) were considered for the present slug flow

and churn flow, respectively, and Eq. (22) was used for the present data including throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow. For the flow-pattern-based correlations developed by Venkatesan et al. [46], Eq. (23) was used for the present data associated with slug flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow, while Eq. (25) was used for the present throat-annular flow data. The comparisons show that the method of Venkatesan et al. [46] works best because it can fairly predict the data of up to 3 flow regimes, including throat-annular flow, annular flow, and annular-rivulet flow. The second most accurate correlation is that of Kawahara et al. [23] who considered the mixing method in their prediction, followed by the method of English and Kandlikar [22]. The methods developed by Kawahara et al. [23] and English and Kandlikar [22] can fairly predict the data for annular flow and annular-rivulet flow. Mishima and Hibiki's correlation yields fair prediction for the present annular flow data. Although the flow-pattern-based correlations proposed by Choi and Kim [45] were developed based on rectangular micro-channels, their predictions were found in good agreement with the present churn flow data, which implicitly indicates that the pressure drop during the churn flow may not be affected by the corner effect in a rectangular cross section. It should be noted from the comparisons that the above correlations fail to accurately predict the pressure drop for slug flow regime. This may be mainly attributed to the important role of the gravitation effect on two-phase mechanisms during slug flow, as seen in Figs. 4 and 10. Regarding the comparisons, it seems that the channel orientation, in addition to flow pattern and mixing method, may be needed for developing the prediction method for adiabatic two-phase gas-liquid flow in micro-channels.

4. Conclusions

The experimental investigation was performed in this study to obtain adiabatic two-phase air-water flow data, including flow pattern, void fraction, and pressure drop, in a vertical upward flow channel. A fused silica channel, 320 mm long, with a diameter of 0.53 mm was used as a test section. The conclusions from the present study can be given as follows.

1. The flow visualization results show five different flow patterns: slug flow, throat-annular flow, churn flow, annular flow, and annular-rivulet flow. Vertical upward flow and horizontal flow give similar results with some exceptions.
2. The void fractions are determined based on image analysis. The void fraction tends to increase linearly with increasing volumetric quality. The vertical upward flow yields lower void fraction in comparison to the horizontal flow.
3. The experimental results indicate that high pressure drop region takes place in the churn flow regime. Besides, the vertical upward flow gives pressure drop higher than that for the horizontal flow.
4. The buoyancy effect due to channel orientation is detected in this work.

Table 1

Comparison of the pressure drop prediction with the present pressure drop data for different flow patterns.

References	MAE (%)					
	Slug flow	Throat-annular flow	Churn flow	Annular flow	Annular-rivulet flow	Average
Mishima and Hibiki [44]	81.26	76.58	39.30	22.85	65.27	57.05
English and Kandlikar [22]	43.10	43.33	64.34	23.10	16.70	38.11
Kawahara et al. [23]	55.93	41.08	46.78	18.99	18.88	36.33
Choi and Kim [45]	>100	>100	23.90	64.26	>100	>100
Venkatesan et al. [46]	43.18	36.31	62.06	20.86	21.06	36.69

Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund (TRG5780105) and KMITL Research Fund for providing financial support for this study. The second author would like to thank the “Research Chair Grant” National Science and Technology Development Agency (NSTDA), the Thailand Research Fund (IRG5780005) and the National Research University Project (NRU) for the support.

References

- [1] I. Mudawar, Two-phase microchannel heat sinks: theory, applications and limitations, *J. Electron. Package* 133 (2011) 1–31.
- [2] M. Kawaji, K. Mori, D. Bolintineanu, The effects of inlet geometry and gas-liquid mixing on two-phase flow in microchannels, *J. Fluids Eng.* 131 (2009) 1–7.
- [3] C. Choi, D.I. Yu, M. Kim, Surface wettability effect on flow pattern and pressure drop in adiabatic two-phase flows in rectangular microchannels with T-junction mixer, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011) 1086–1096.
- [4] L. Chai, G. Xia, L. Wang, M. Zhou, Gas-liquid two-phase flow patterns in microchannels with reentrant cavities in sidewall, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 53 (2014) 86–92.
- [5] S.G. Kandlikar, Scale effects on flow boiling heat transfer in microchannels: a fundamental perspective, *Int. J. Therm. Sci.* 49 (2010) 1073–1085.
- [6] C.L. Ong, J.R. Thome, Macro-to-microchannel transition in two-phase flow: Part 1—Two-phase flow patterns and film thickness measurements, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 35 (2011) 37–47.
- [7] J.-T. Oh, A.S. Pamitran, K.-I. Choi, P. Hrnjak, Experimental investigation on two-phase flow boiling heat transfer of five refrigerants in horizontal small tubes of 0.5, 1.5 and 3.0 mm inner diameters, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 2080–2088.
- [8] H. Ide, M. Kawaji, Effect of tube diameters on the flow phenomena of gas-liquid two-phase flow in microchannels, in: ASME 2013 11th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (ICNMM2013), Sapporo, Japan, June 16–19, 2013.
- [9] S. Saisorn, S. Wongwises, Two-phase air–water flow in micro-channels: an investigation of the viscosity models for pressure drop prediction, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 38 (2011) 212–217.
- [10] S. Saisorn, S. Wongwises, A critical review of recent investigations on flow pattern and heat transfer during flow boiling in micro-channels, *Front. Heat Mass Transfer* 3 (2012) 013006, <http://dx.doi.org/10.5098/hmt.v3.1.3006>.
- [11] S. Saisorn, S. Wongwises, A critical review of recent investigations on two-phase pressure drop in flow boiling micro-channels, *Front. Heat Mass Transfer* 3 (2012) 013007, <http://dx.doi.org/10.5098/hmt.v3.1.3007>.
- [12] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, D.L. Sadowski, Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part I: two-phase flow patterns, *Int. J. Multiphase Flow* 25 (1999) 377–394.
- [13] K.A. Triplett, S.M. Ghiaasiaan, S.I. Abdel-Khalik, A. LeMouel, B.N. McCord, Gas-liquid two-phase flow in microchannels Part II: void fraction and pressure Drop, *Int. J. Multiphase Flow* 25 (1999) 395–410.
- [14] A. Serizawa, Z. Feng, Z. Kawara, Two-phase flow in micro-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 26 (2002) 703–714.
- [15] Y. Zhao, G. Chen, C. Ye, Q. Yuan, Gas-liquid two-phase flow in microchannel at elevated pressure, *Chem. Eng. Sci.* 87 (2013) 122–132.
- [16] P.M.-Y. Chung, M. Kawaji, The effect of channel diameter on adiabatic two-phase flow characteristics in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 30 (2004) 735–761.
- [17] M. Milan, N. Borhani, J.R. Thome, Adiabatic vertical downward air–water flow pattern map: Influence of inlet device, flow development length and hysteresis effects, *Int. J. Multiphase Flow* 56 (2013) 126–137.
- [18] P.M.-Y. Chung, M. Kawaji, A. Kawahara, Y. Shibata, Two-phase flow through square and circular microchannels—effects of channel geometry, *J. Fluids Eng. Trans. ASME* 126 (2004) 546–552.
- [19] A. Kawahara, P.M.-Y. Chung, M. Kawaji, Investigation of two-phase flow pattern, void fraction and pressure drop in a microchannel, *Int. J. Multiphase Flow* 28 (2002) 1411–1435.
- [20] J.J. Hwang, F.G. Tseng, C. Pan, Ethanol–CO₂ two-phase flow in diverging and converging microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 31 (2005) 548–570.
- [21] S. Zeguai, S. Chikh, L. Tadrist, Experimental study of two-phase flow pattern evolution in a horizontal circular tube of small diameter in laminar flow conditions, *Int. J. Multiphase Flow* 55 (2013) 99–110.
- [22] N.J. English, S.G. Kandlikar, An experimental investigation into the effect of surfactants on air–water two-phase flow in minichannels, in: Proceedings of ICMM2005 3rd International Conference on Microchannels and Minichannels, Toronto, Ontario, Canada, June 13–15, 2005.
- [23] A. Kawahara, M. Sadatomi, K. Nei, H. Matsuo, Experimental study on bubble velocity, void fraction and pressure drop for gas-liquid two-phase flow in a circular microchannel, *Int. J. Heat Fluid Flow* 30 (2009) 831–841.
- [24] S. Saisorn, P. Kuaseng, S. Wongwises, Heat transfer characteristics of gas-liquid flow in horizontal rectangular micro-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 55 (2014) 54–61.
- [25] S.G. Kandlikar, P. Balasubramanian, 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 (2005) 820–829.
- [26] H.Y. Zhang, Flow boiling heat transfer in microchannel heat sinks of different flow orientations, in: Proceedings of the ASME Summer Heat Transfer Conference, Singapore, 2005, pp. 859–866.
- [27] C.-C. Wang, W.-J. Chang, C.-H. Dai, Y.-T. Lin, K.-S. Yang, Effect of inclination on the convective boiling performance of a microchannel heat sink using HFE-7100, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 36 (2012) 143–148.
- [28] S. Saisorn, J. Kaew-On, S. Wongwises, An experimental investigation of flow boiling heat transfer of R-134a in horizontal and vertical mini-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 46 (2013) 232–244.
- [29] S. Saisorn, S. Wongwises, Flow pattern, void fraction and pressure drop of two-phase air–water flow in a horizontal circular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 32 (2008) 748–760.
- [30] S. Saisorn, S. Wongwises, An experimental investigation of two-phase air–water flow through a horizontal circular micro-channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 33 (2009) 306–315.
- [31] S. Saisorn, S. Wongwises, The effects of channel diameter on flow pattern, void fraction and pressure drop of two-phase air–water flow in circular micro-channels, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 34 (2010) 454–462.
- [32] A. Sur, D. Liu, Adiabatic air–water two-phase flow in circular microchannels, *Int. J. Therm. Sci.* 53 (2012) 18–34.
- [33] A.M. Barajas, R.L. Panton, The effects of contact angle on two-phase flow in capillary tubes, *Int. J. Multiphase Flow* 19 (1993) 337–346.
- [34] K. Choo, S.J. Kim, Heat transfer and fluid flow characteristics of nonboiling two-phase flow in microchannels, *J. Heat Transfer* 133 (2011) 1–7.
- [35] C.B. Tibirica, G. Ribatski, Flow boiling in micro-scale channels – synthesized literature review, *Int. J. Refrig.* 36 (2013) 301–324.
- [36] M.K. Akbar, D.A. Plummer, S.M. Ghiaasiaan, On gas-liquid two-phase flow regimes in microchannels, *Int. J. Multiphase Flow* 29 (2003) 855–865.
- [37] X. Wang, Y. Yong, P. Fan, G. Yu, C. Yang, Z.-S. Mao, Flow regime transition for cocurrent gas-liquid flow in micro-channels, *Chem. Eng. Sci.* 69 (2012) 578–586.
- [38] A. Ullmann, N. Brauner, The prediction of flow pattern maps in minichannels, *Multiphase Sci. Technol.* 19 (2007) 49–73.
- [39] D. Xing, C. Yan, X. Ma, L. Sun, Effects of void fraction correlations on pressure gradient separation of air–water two-phase flow in vertical mini rectangular ducts, *Prog. Nucl. Energy* 70 (2014) 84–90.
- [40] A. Kariyasaki, T. Fukano, A. Ousaka, M. Kagawa, Characteristics of time-varying void fraction in isothermal air–water co-current flow in horizontal capillary tube, *Trans. JSME* 57 (1991) 4036–4043.
- [41] S. Wongwises, M. Pipattakul, Flow pattern, pressure drop and void fraction of two-phase gas-liquid flow in an inclined narrow annular channel, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 30 (2006) 345–354.
- [42] S.G. Kandlikar, S. Garimella, D. Li, S. Colin, M.R. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier Ltd., 2006.
- [43] D. Chisholm, A theoretical basis for the Lockhart–Martinelli correlation for two-phase flow, *Int. J. Heat Mass Transfer* 10 (1967) 1767–1778.
- [44] K. Mishima, T. Hibiki, Some characteristics of air–water two-phase flow in small diameter vertical tubes, *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 703–712.
- [45] C. Choi, M. Kim, Flow pattern based correlations of two-phase pressure drop in rectangular microchannels, *Int. J. Heat Fluid Flow* 32 (2011) 1199–1207.
- [46] M. Venkatesan, S.K. Das, A.R. Balakrishnan, Effect of diameter on two-phase pressure drop in narrow tubes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 30 (2006) 345–354.
- [47] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two-phase two-component flow in pipes, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39–48.